

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA  
MECCANICA

# PROGETTAZIONE MECCANICA DI UN SISTEMA ROBOTICO PER RIABILITAZIONE

RELATORE: CH.MO PROF. ING. GIULIO ROSATI

LAUREANDO: FRANCESCO CORRIERO

MATRICOLA: 1225040

ANNO ACCADEMICO 2022-2023



*...a mio figlio, Davide.*





# Indice

<b>Sommario</b>	<b>IX</b>
<b>Introduzione</b>	<b>XI</b>
<b>1 L'ictus e la robotica riabilitativa</b>	<b>1</b>
1.1 Panoramica sull'ictus e la riabilitazione . . . . .	1
1.2 Vantaggi dell'uso della robotica nella riabilitazione. . . . .	4
<b>2 MariBot e MariBot 2.0</b>	<b>5</b>
2.1 Progetto MariBot . . . . .	5
2.2 Progetto MariBot 2.0 . . . . .	8
<b>3 Progettazione della trasmissione a cinghia</b>	<b>13</b>
3.1 Scelta della tipologia di cinghia . . . . .	13
3.2 Caratteristiche strutturali delle cinghie RPP <sup>®</sup> . . . . .	14
3.3 Disegno della dentatura di pulegge RPP <sup>®</sup> . . . . .	14
3.4 Dimensionamento della trasmissione . . . . .	17
3.4.1 Passo, diametri primitivi e interasse . . . . .	18
3.4.2 Verifica statica della base del dente . . . . .	22
3.4.3 Vincolo della puleggia motrice sul codolo . . . . .	25
<b>4 Parallelogramma di azionamento del link 2</b>	<b>29</b>
4.1 Schematizzazione del braccio robotico . . . . .	29
4.1.1 Modello cinematico . . . . .	29
4.1.2 Spazio di lavoro . . . . .	30
4.2 Componenti del parallelogramma . . . . .	32

4.2.1	Sottoassieme puleggia condotta 2 . . . . .	32
4.2.2	Sottoassieme del link 4 . . . . .	33
4.2.3	Sottoassieme del link 5 . . . . .	34
4.2.4	Parallelogramma completo . . . . .	38
4.3	Selezione dei materiali . . . . .	44
4.3.1	Modellazione dei link . . . . .	44
4.3.2	Calcolo dell'indice per travi rigide e leggere . . . . .	44
4.3.3	Discussione del materiale scelto . . . . .	46
4.4	Ottimizzazione della geometria . . . . .	48
4.4.1	Esistenza dell'ottimo . . . . .	49
4.4.2	Ipotesi di modellazione . . . . .	50
4.4.3	Procedura . . . . .	51
<b>5</b>	<b>Verifiche strutturali</b>	<b>55</b>
5.1	Verifica dei cuscinetti . . . . .	55
5.1.1	Calcolo delle forze . . . . .	55
5.1.2	Stima della durata . . . . .	58
5.2	Analisi strutturali FEM . . . . .	59
5.2.1	Criteri di attribuzione dei parametri della sollecitazione . . . . .	59
5.2.2	Link 4 . . . . .	61
5.2.3	Perno 4 . . . . .	64
5.2.4	Perno 5 . . . . .	65
5.2.5	Link 5 . . . . .	66
5.2.6	Piastra di selezione . . . . .	68
5.2.7	Flangia . . . . .	69
5.3	Computo analitico delle tensioni di taglio . . . . .	70
5.3.1	Perno selettore . . . . .	70
5.3.2	Vite a colletto . . . . .	71
5.4	Verifica statica . . . . .	71
5.5	Verifica a fatica . . . . .	72
	<b>Conclusioni</b>	<b>77</b>

A Disegni Costruttivi	81
Bibliografia	89



# Sommario

Questa tesi si inserisce nel contesto del progetto MariBot 2.0, che ha come obiettivo quello di migliorare il robot a cinque gradi di libertà, realizzato all'interno del progetto MariBot nei primi anni del 2000 presso i laboratori dell'attuale DII (Dipartimento di Ingegneria Industriale) a Padova.

Il prototipo trova la sua utilità all'interno dell'ambito della fisioterapia post-ictale. In particolare nella riabilitazione, sostenendo il paziente nelle procedure ripetitive di movimentazione degli arti superiori.

Il lavoro di questa tesi consiste nella progettazione meccanica e sviluppo di nuove parti strutturali da applicare al robot prototipizzato in precedenza. Le modifiche hanno l'obiettivo della riduzione delle inerzie per migliorare le prestazioni.



# Introduzione

Il progetto MariBot ha come scopo lo sviluppo del prototipo di un robot dedicato alla riabilitazione degli arti superiori di pazienti affetti da disturbi di tipo neurologico in fase post-ictale.

Il lavoro di tesi presentato nelle pagine seguenti si inserisce nel contesto del progetto MariBot 2.0, il cui obiettivo è migliorare le prestazioni del robot esistente apportando delle modifiche strutturali e al sistema di controllo. Il fuoco viene posto nel processo di progettazione meccanica dei nuovi componenti.

La tesi è suddivisa in due parti principali: la prima è una breve introduzione sull'ictus e i progetti MariBot e Maribot 2.0, mentre la seconda descrive le ipotesi e i criteri di modellazione che hanno portato le scelte progettuali illustrate.

Nel Capitolo 1 viene descritto l'ictus dal punto di vista della sua definizione medica e l'uso della robotica nella riabilitazione post ictale, mettendone in evidenza i vantaggi rispetto ad una riabilitazione manuale tradizionale.

Nel Capitolo 2 viene fatta una descrizione di carattere generale del progetto MariBot dal punto di vista della sua progettazione e del suo funzionamento nel campo riabilitativo. Viene presentato in seguito il progetto MariBot 2.0 descrivendone le innovazioni.

Nel Capitolo 3 viene esposta la progettazione delle trasmissioni a cinghia, inclusa la realizzazione delle pulegge impiegate per l'attuazione del braccio robotico.

Nel Capitolo 4 viene descritto lo schema cinematico del nuovo meccanismo a parallelogramma e il sistema di selezione della configurazione; vengono presentati i nuovi componenti del braccio robotico e le rispettive funzioni. La scelta del materiale principale è stata motivata usando le mappe di Ashby. Viene infine svolto uno studio di ottimizzazione della geometria, volto a minimizzare la massa del nuovo meccanismo inserito.

Nel Capitolo 5 vengono presentate le verifiche strutturali, in particolare, la stima della durata dei cuscinetti, analisi statiche con il metodo degli elementi finiti, laddove non fosse possibile applicare il modello trave, e la verifica a fatica.

Segue un'appendice con la raccolta dei disegni costruttivi.



# Capitolo 1

## L'ictus e la robotica riabilitativa

### 1.1 Panoramica sull'ictus e la riabilitazione

L'ictus è una malattia grave che si verifica in seguito alla riduzione, o all'interruzione, dell'afflusso di sangue al cervello e alla conseguente morte delle cellule cerebrali [1]. Secondo un'indagine globale pubblicata su The New England Journal of Medicine [2], dai 25 anni il rischio medio di ictus è del 24,9%, per la precisione, negli uomini del 24,7% e nelle donne del 25,1%. In particolare è stato rilevato come l'ictus sia più frequente dopo i 55 anni e come la sua prevalenza raddoppi successivamente ad ogni decade. il 75% degli ictus si verifica nelle persone con più di 65 anni. La prevalenza di ictus nelle persone di età 65-84 anni è del 6,5% (negli uomini 7,4%, nelle donne 5,9%).

In Italia l'ictus è la seconda causa di morte ed è responsabile del 9-10% di tutti i decessi e rappresenta la prima causa di invalidità [3].

L'ictus può essere di due differenti tipologie: ictus ischemici ed ictus emorragici.

1. *Ictus ischemico*: è dovuto al blocco di un vaso che porta sangue al cervello a causa della formazione di una placca arterosclerotica e/o di un coagulo di sangue (ictus trombotico oppure ictus trombo-embolico). È il tipo di ictus più frequente nella popolazione perché è diagnosticato nell'80% dei casi [3]. Si sviluppa seguendo tre fasi principali:

- (a) Fase acuta: l'ictus ischemico inizia con un'ostruzione in uno dei vasi sanguigni che alimentano il cervello, che può causare sintomi come

debolezza o paralisi in un lato del corpo, difficoltà nel parlare o nella comprensione del linguaggio, confusione e difficoltà visive.

- (b) Fase subacuta: in questa fase, che si verifica generalmente dopo poche ore dall'ictus, il cervello inizia a gonfiarsi e a infiammarsi a causa della mancanza di ossigeno. Ciò può causare un peggioramento dei sintomi, come la perdita della coscienza o la paralisi.
- (c) Fase di recupero: in questa fase, che inizia generalmente dopo alcuni giorni o settimane dall'ictus, il cervello inizia a ripararsi e a riprendersi. La terapia riabilitativa, come la fisioterapia, la terapia occupazionale e la terapia del linguaggio, possono aiutare a migliorare la funzione fisica e cognitiva.

2. *Ictus emorragico*: è dovuto alla rottura di un vaso con conseguente emorragia. Questa forma rappresenta circa il 3 ÷ 5% di tutti gli ictus e l'ipertensione ne è quasi sempre la causa. Altre cause possono essere la rottura di un aneurisma, cioè una porzione della parete di un'arteria malformata, oppure un'alterata coagulazione del sangue.

Anche l'ictus emorragico segue un decorso definibile in tre fasi principali:

- (a) Fase acuta: l'ictus emorragico inizia con una rottura di un vaso sanguigno nel cervello, che può causare sintomi come mal di testa intenso, vomito, convulsioni e difficoltà nella parola e nel movimento.
- (b) Fase subacuta: in questa fase, il cervello inizia a gonfiarsi e ad accumulare sangue intorno all'area dell'emorragia. Ciò può causare un peggioramento dei sintomi, come perdita di coscienza o paralisi.
- (c) Fase di recupero: come con l'ictus ischemico, la terapia riabilitativa può aiutare a migliorare la funzione fisica e cognitiva. Tuttavia, il recupero dall'ictus emorragico può essere più difficile e può richiedere più tempo e impegno rispetto all'ictus ischemico.

L'ictus emorragico si può suddividere in:

- Emorragia intracerebrale: abitualmente causata dall'ipertensione arteriosa, ha un esordio acuto e si manifesta con gravi disturbi neurologici focali.
- Emorragia subaracnoidea (ESA): è la presenza di sangue nello spazio subaracnoideo, ovvero lo spazio tra il cervello e il suo rivestimento esterno.

Nel caso di un aneurisma, esso può essere trattato, ma fino a quando non è completamente escluso dal circolo ematico è sempre possibile che sanguini di nuovo, causando ulteriori danni cerebrali.

Esiste inoltre l'*attacco ischemico transitorio* o TIA che si differenzia dagli altri due tipi di ictus perché i sintomi regrediscono entro le 24 ore. Il TIA (Transient Ischemic Attack), anche noto come mini-ictus, è un evento cerebrovascolare caratterizzato dalla temporanea interruzione del flusso di sangue al cervello. Un TIA può essere causato da un coagulo di sangue o da un'aterosclerosi che blocca temporaneamente un'arteria cerebrale. I sintomi possono includere momentanea perdita di vista o di udito, difficoltà nel parlare, vertigini o perdita di equilibrio, e debolezza o intorpidimento di una parte del corpo.

La riabilitazione post-ictale è un programma di trattamento che mira a migliorare la funzione fisica, cognitiva e comportamentale dei pazienti che hanno subito un ictus. Gli obiettivi della riabilitazione post-ictale sono diversi a seconda delle esigenze individuali del paziente, ma in generale includono la ripresa dell'indipendenza nelle attività quotidiane, la riduzione delle disabilità e il miglioramento della qualità della vita.

È difficile stimare la durata del percorso di riabilitazione, perché spesso dopo un ictus cerebrale non è possibile giudicare se una menomazione sia permanente e la sua gravità a distanza di tempo. La riabilitazione può durare alcune settimane, dei mesi o, in casi rari, anche più di un anno. I miglioramenti delle funzioni colpite sono sempre possibili e la regolarità di esecuzione degli esercizi è un fattore importante per l'efficacia del percorso di riabilitazione. [4]. La fisioterapia post-ictus serve per il recupero della mobilità, dell'equilibrio e della forza muscolare. La prima fase avviene direttamente in ospedale appena il paziente appare in fase

di recupero fisico, con semplici esercizi volti a sciogliere gli arti e a mantenere il tono muscolare. Nei casi in cui il soggetto non riesca più a muovere i muscoli autonomamente, il fisioterapista interviene stimolandolo con esercizi di movimento passivo [5] .

## 1.2 Vantaggi dell'uso della robotica nella riabilitazione.

La seduta di terapia svolta manualmente, senza l'ausilio di strumentazione avanzata, risulta fisicamente impegnativa soprattutto per il fisioterapista, impattando sulla durata e sul volume di lavoro che è possibile dedicare alla seduta stessa. Inoltre, le tecniche manuali sono limitate nella loro capacità di fornire risultati ripetibili e oggettivamente misurabili.

L'utilizzo di sistemi robotici presenta molti vantaggi. La letteratura scientifica ha messo in luce come per ottenere maggiori effetti benefici sul recupero motorio siano necessarie centinaia di ripetizioni di uno stesso movimento per indurre fenomeni di plasticità neuronale. I robot permettono che ciò avvenga supportando il paziente nella riproduzione di uno stesso gesto con frequenze e intensità maggiori rispetto alla pratica tradizionale senza ausili robotici [6] [7].

Inoltre con i robot è possibile manipolare gli arti del paziente con maggiore precisione e ripetibilità. Tra gli altri vantaggi essi permettono di prolungare la durata della sessione terapeutica e di consentire ripetizioni più frequenti, oltre a fornire in uscita parametri quantitativi che permettono di seguire i progressi del paziente e valutare l'efficacia del processo riabilitativo. Infine grazie all'uso di robot riabilitativi, il medico è in grado di seguire simultaneamente più pazienti, consentendo così un'allocazione più efficiente delle risorse.

Quanto evidenziato dalla letteratura scientifica sull'efficacia dell'utilizzo dei robot riabilitativi è stato ripreso anche dalle Linee Guida Internazionali per la riabilitazione del paziente con ictus cerebrale, le quali ne sostengono e ne consigliano l'uso.

# Capitolo 2

## MariBot e MariBot 2.0

Negli anni, l'Università di Padova ha sviluppato diversi progetti inerenti la robotica riabilitativa, tra cui MariBot, che ha posto le basi per lo sviluppo di MariBot 2.0 in cui si inserisce questo progetto di tesi.

### 2.1 Progetto MariBot

MariBot è un robot per la riabilitazione del braccio-spalla e prende il nome dal sollevatore "Marisa", un dispositivo elettromeccanico usato per spostare pazienti allettati, o con difficoltà motorie, evitando sforzi fisici eccessivi alle persone che svolgono la loro assistenza. Da questa apparecchiatura è stata ricavata la struttura portante, alla quale è stato fissato un braccio robotico. In questo modo si mantiene la stessa facilità di manovra del sollevatore Marisa, riuscendo ad eseguire la terapia anche su pazienti che sono costretti a letto. Il braccio robotico è adattabile in altezza per mezzo di una guida lineare azionabile da un motore elettrico durante la preparazione della terapia. In figura 2.1 sono mostrati il sollevatore Marisa originale e il prototipo MariBot. Sotto il profilo cinematico, il braccio è composto da tre membri seriali: il link 0, fisso rispetto al telaio, il link 1 e il link 2. Lo schema in figura 2.2 mostra la disposizione delle coppie cinematiche. Sul giunto  $J1$  è realizzata una coppia rotoidale tra il link 0 e il link 1. Sul giunto  $J2$  è realizzata una coppia rotoidale tra il link 1 e il link 2. Entrambe le coppie rotoidali hanno asse verticale, similmente ai primi due giunti di un robot SCARA

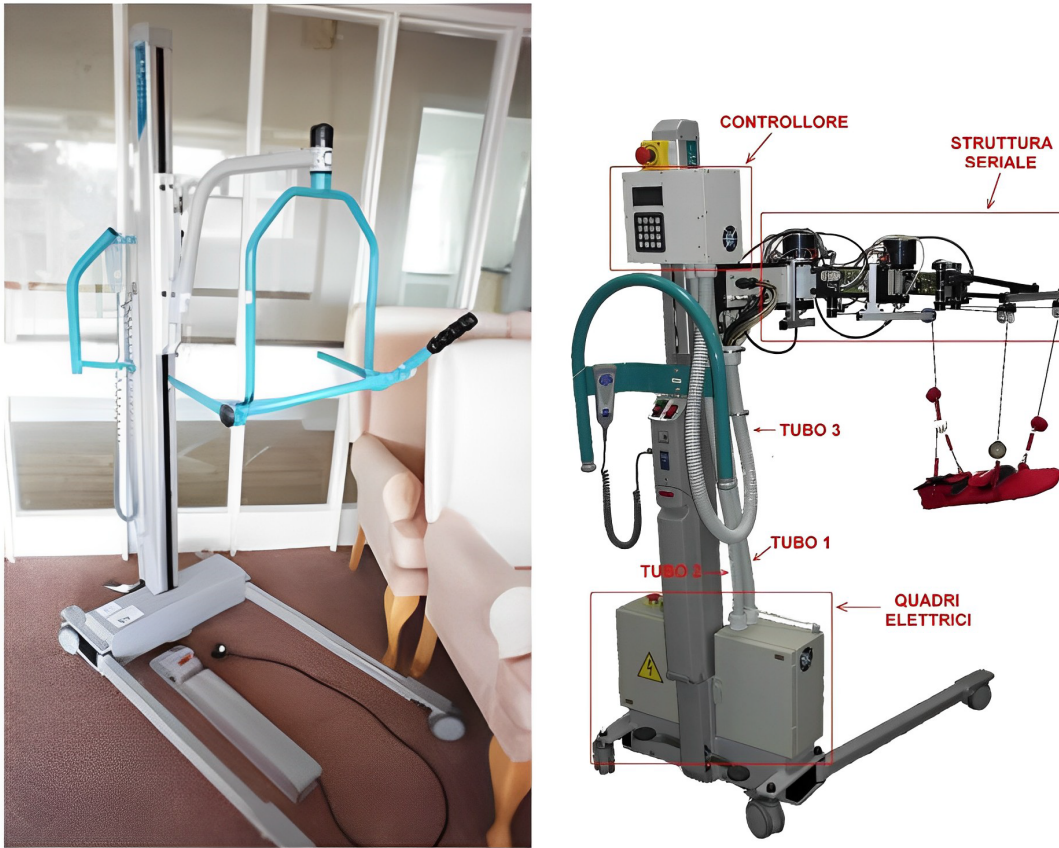


Figura 2.1: il sollevatore "Marisa" a sinistra e MariBot a destra

(Selective Compliance Assembly Robot Arm). Ciascun link è azionato da un motore brushless dedicato, calettato in presa diretta. In figura 2.3 è rappresentata una vista del modello CAD (Computer Aided Design) del braccio robotico di MariBot: i motori dei link sono colorati in giallo. Dal braccio seriale originano tre cavi che permettono il sostegno dell'arto del paziente per mezzo dell'ortesi. La connessione tra ortesi e cavi avviene attraverso tre magneti. Ciascuno dei tre cavi è comandato in modo indipendente. Un tamburo di avvolgimento, è azionato da un gruppo composto da motore e motoriduttore. Il cavo che si svolge dal tamburo passa attraverso una carrucola per poi orientarsi verso l'ortesi. Due carrucole sono posizionate sulla travetta anteriore del link 2 (che gestiscono il sollevamento e la rotazione dell'avambraccio) e una è posizionata sul link 1 (che permette l'alzata del gomito). L'ortesi, mostrata in 2.4, rappresenta l'end-effector del manipolatore e ha dunque il fondamentale compito di fissare una corrispondenza tra i movimenti del robot e quelli del braccio del paziente. Essa rappresenta l'unico oggetto

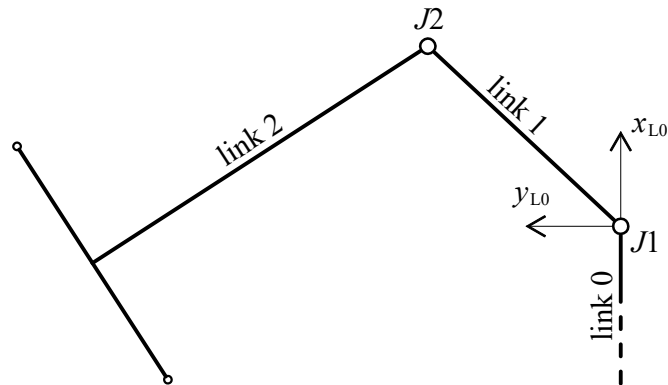


Figura 2.2: schema del braccio robotico impiegato in MariBot.

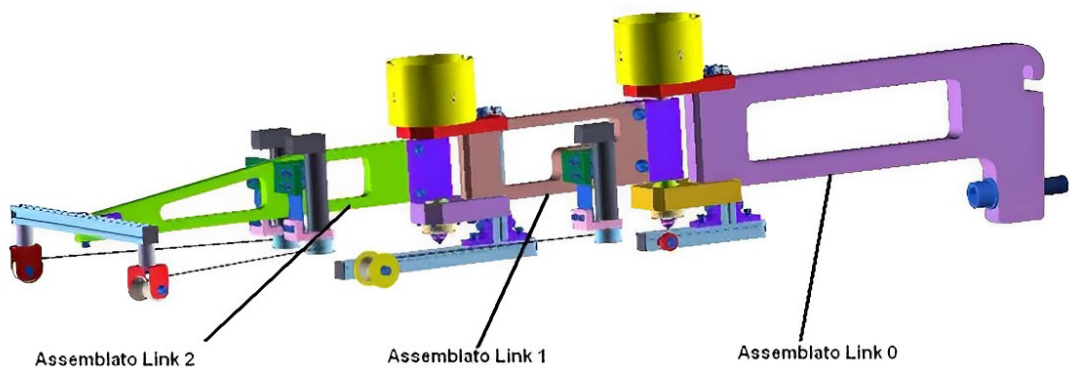


Figura 2.3: modello CAD del braccio robotico di MariBot.

del robot con il quale il soggetto interagisce e pertanto è necessario che risulti poco invadente e confortevole durante tutte le fasi della terapia. A tal fine essa presenta una serie di agganci in velcro e fori per il collegamento dei cavi, che ne consentono la regolazione in base alla conformazione anatomica del paziente.

La seduta di riabilitazione inizia posizionando il paziente sotto al robot, con il centro spalla del braccio su cui si vuole eseguire la terapia in linea con il giunto  $J1$  e l'avambraccio viene fissato all'ortesi. Una seduta di riabilitazione può comprendere molteplici esercizi, ciascuno dei quali è composto da movimenti alternati e ripetitivi. L'esecuzione di un certo esercizio necessita di due fasi: quella di acquisizione e quella di terapia. Nella fase di acquisizione il terapeuta sposta l'ortesi nello spazio di lavoro, secondo una traiettoria da lui scelta e ad intervalli regolari preme un pulsante che salva in memoria le posizioni dei tre cavi e dei due link, grazie al segnale proveniente dagli encoder dei motori. In questa fase, i motori dei



Figura 2.4: l'ortesi impiegata in entrambi i progetti: MariBot e MariBot 2.0.

cavi sono controllati in corrente, per mantenerli sotto una tensione costante durante il movimento impartito all'ortesi dal terapeuta. Nella fase di terapia, l'arto del paziente viene mosso dal robot, in modo ciclico, usando come riferimento la traiettoria ideale generata interpolando i punti acquisiti.

## 2.2 Progetto MariBot 2.0

Il progetto MariBot 2.0 nasce per migliorare le prestazioni del prototipo precedente. Con lo scopo di ridurre l'inerzia del braccio, e rendere agevole la fase di acquisizione, i motori frameless dei link sono stati rimpiazzati da due servomotori montati sul link 0, cioè a telaio. Sono state realizzate due trasmissioni a cinghia sincrona per trasmettere la potenza dai servomotori ai rispettivi giunti. Come si osserva in figura 2.6, sull'albero del giunto  $J_1$ , solidale al link 1, sono montate due pulegge condotte. Quella inferiore è solidale all'albero mentre quella superiore ruota follemente e contribuisce a formare un parallelogramma articolato, per trasmettere la potenza al link 2.

Una seconda modifica strutturale riguarda la sostituzione delle tre carrucole dei cavi con dei sistemi denominati "tensionatori"; questi servono a risolvere un problema che si è riscontrato durante la fase di terapia: talvolta il paziente può anticipare il controllo di forza durante la salita, facendo perdere tensione ad uno o più cavi e causando la fuoriuscita di alcune spire dal tamburo di avvolgimento oppure lo scarrucolamento. I tensionatori sono composti da una carrucola montata



su una coppia prismatica, sulla quale agisce anche una molla precaricata che serve a pinzare il cavo tra la carrucola ed un finecorsa, nel caso in cui lo sforzo lungo il cavo stesso si riduca sotto una data soglia, permettendo all'attrito generato di mantenere in tensione il ramo a monte. Quando il ramo di cavo che va all'ortesi è caricato con il peso del braccio del paziente, la molla viene premuta, la coppia prismatica trasla verso il basso, quindi la carrucola può ruotare liberamente.

MariBot 2.0 presenta anche un'evoluzione del sistema di controllo: mentre in MariBot la movimentazione in fase di terapia è regolata da un sistema di controllo di posizione basato su un controllore PID (Proporzionale Integrativo Derivativo), per MariBot 2.0 è stato sviluppato un controllo adattivo di tipo assist-as-needed con forgetting factor per i motori dei due giunti robotici e dei tre cavi. Questo particolare tipo di controllore consente al manipolatore di adattare il proprio output in funzione della performance del paziente, riducendolo quando l'esercizio viene eseguito correttamente e aumentandolo qualora questo non si verificasse. In questo modo si cerca di ottenere un robot capace di "premiare" gli sforzi del soggetto ma al contempo correggerlo nei casi in cui dovesse servire. Gli schemi di controllo sono stati implementati in ambiente MATLAB e Simulink Real Time [8].

L'assonometria in figura 2.7 presenta il braccio robotico di Maribot, al quale sono stati rimossi molti componenti non più necessari. Le travette adibite al sostegno delle carrucole sono state sostituite perché troppo corte per sorreggere i nuovi tensionatori, più ingombranti; le posizioni dei punti dai quali i cavi escono dalle carrucole in direzione dell'ortesi, sono state mantenute invariate rispetto al progetto MariBot. Si vedono esposti gli alberi dei giunti  $J1$  e  $J2$ , i quali sono solidali rispettivamente al link 1 e al link 2. Su entrambi gli alberi è visibile la spina passante che era usata per realizzare il vincolo tangenziale con il rotore del motore frameless; ambedue le spine sono state riusate per trasmettere la potenza ai link.

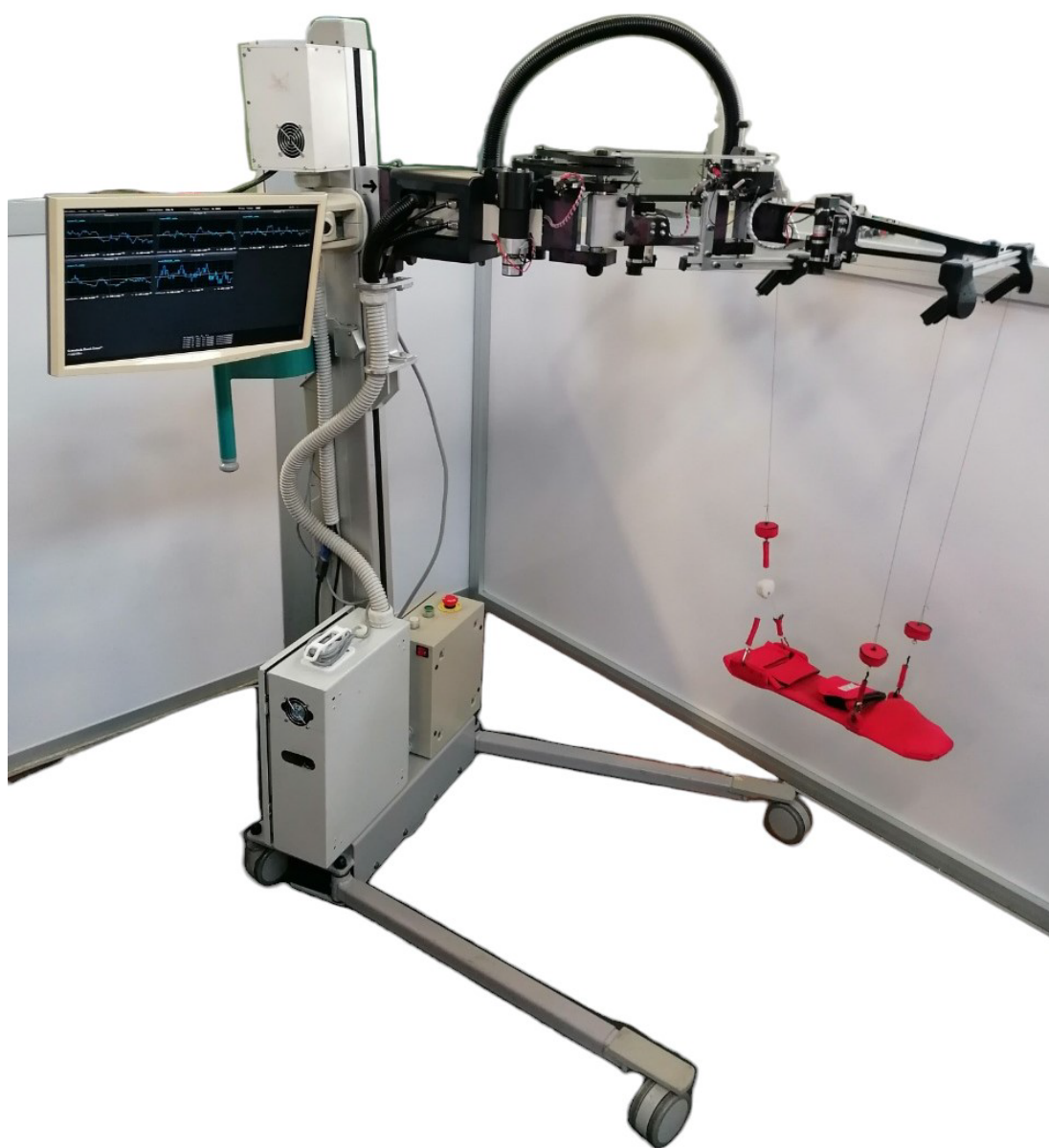


Figura 2.5: foto di MariBot 2.0.

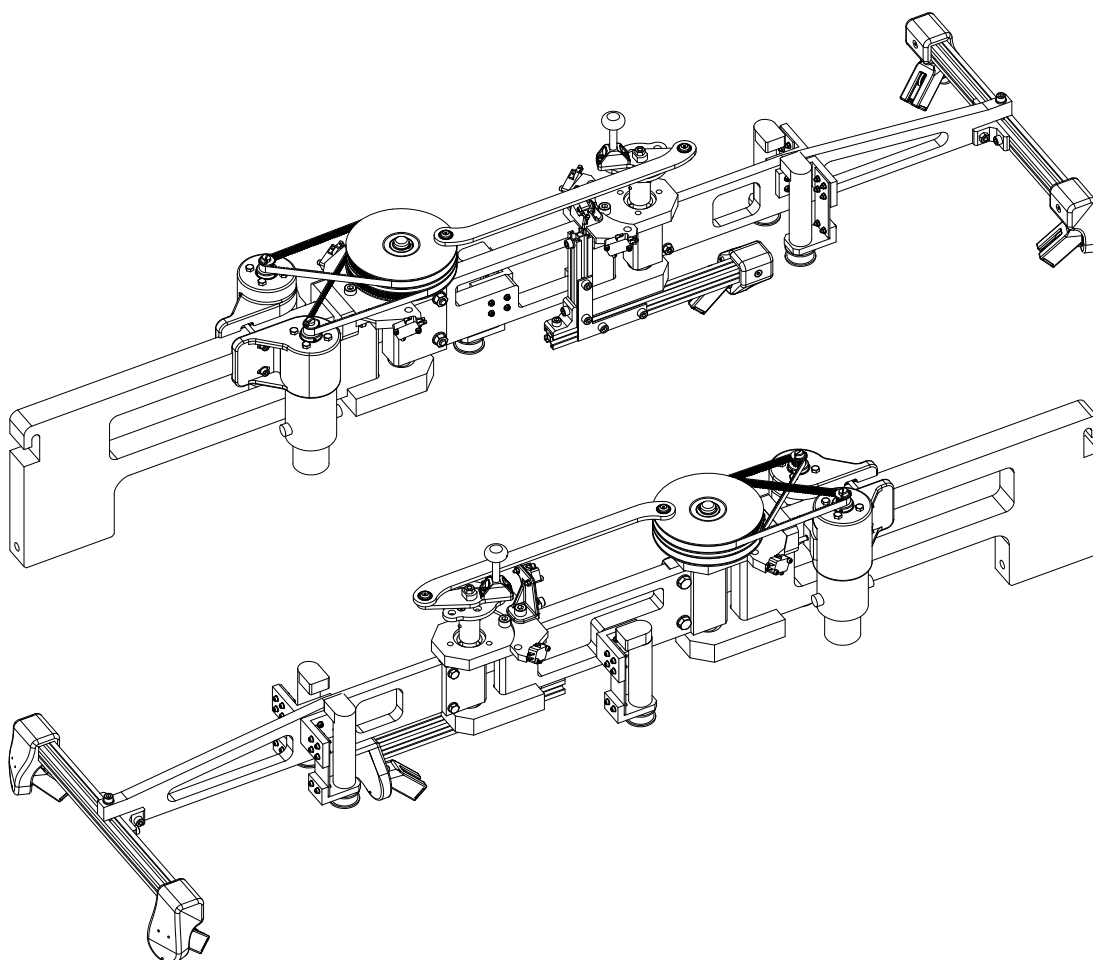


Figura 2.6: assonometrie del braccio robotico di MariBot 2.0

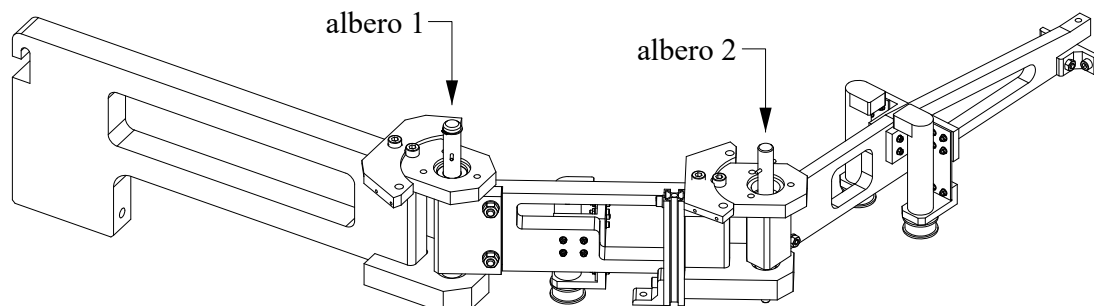


Figura 2.7: braccio di MariBot parzialmente disassemblato per consentire le modifiche della versione 2.0.



# Capitolo 3

## Progettazione della trasmissione a cinghia

### 3.1 Scelta della tipologia di cinghia

Nel caso in esame, il fattore preponderante per la scelta della tipologia di trasmissione a cinghia dentata è la reperibilità sul mercato. Tutte le speculazioni sulle prestazioni meccaniche sono inutili, se al momento dell'approvvigionamento, manca la disponibilità, o il costo è proibitivo. Una volta svolta una ricerca dell'offerta sul mercato, si confrontano le caratteristiche meccaniche per i modelli più reperibili. Si confronta la potenza trasmissibile a parità di velocità di rotazione, di diametro primitivo, di larghezza della cinghia e di numero di denti in presa. Si consultano dei cataloghi di produttori di cinghie a passo metrico, cinghie con passo in pollici e cinghie RPP<sup>®</sup>. Da questa indagine, la scelta ricade sulle cinghie RPP, per la maggiore potenza trasmissibile. Il costruttori dichiarano una riduzione del picco della pressione di contatto durante l'esercizio, a parità di condizioni del regime di funzionamento, una buona resistenza alla perdita del passo (tooth jump) e una riduzione dell'interferenza tra cinghia e puleggia durante l'ingranamento, anche durante i picchi di coppia, con conseguente riduzione dell'usura e della rumorosità. Il modello geometrico di un tratto del profilo del dente in una cinghia RPP, è definito da un ramo di parabola. Pertanto, a differenza delle cinghie metriche o con passo in pollici, (a profilo trapezoidale), l'angolo di pressione

non è costante, ma crescente dalla base alla testa del dente. Una peculiarità delle cinghie RPP consiste nello scarico presente alla sommità del dente. Questo genera una cedevolezza localizzata, che contribuisce a migliorare l'ingranamento.

### 3.2 Caratteristiche strutturali delle cinghie RPP<sup>®</sup>

Una cinghia RPP è caratterizzata dalla seguente struttura, illustrata in figura 3.1:

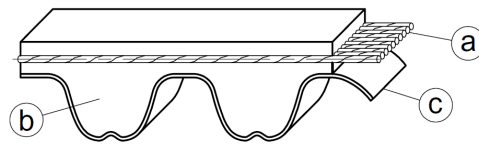


Figura 3.1: struttura delle pulegge dentate. a: rinforzo, b: corpo, c: rivestimento.

- Il rinforzo è costituito da fibra di vetro ritorta ad elica cilindrica, formando dei trefoli. Serve a fornire alla cinghia la rigidità e la resistenza longitudinale che sono necessarie. La sua disposizione garantisce una bassa rigidità alla flessione in direzione parallela all'asse di puleggia, per poter agevolare l'avvolgimento-svolgimento ciclico.
- Il corpo e i denti della cinghia inglobano il rinforzo formando un composito. Sono composti da policloroprene, un elastomero, che quindi presenta un'ottima resistenza al creep. Hanno un'ottima resistenza a fatica per flessione alternata e una buona resistenza agli agenti ambientali.
- Il rivestimento dei denti è composto da uno strato di poliammide, ancorato alla superficie dentata. È caratterizzato da un basso coefficiente d'attrito con molti materiali. Ciò comporta basse perdite di potenza in attrito, ovvero un rendimento maggiore.

### 3.3 Disegno della dentatura di pulegge RPP<sup>®</sup>

Durante lo studio preliminare, è stato scelto di realizzare le pulegge dentate in PLA (Acido PoliLattico) mediante FDM (Modellazione a Deposizione Fusa), vista

la difficile reperibilità di questo genere di articoli, se acquistati al dettaglio e in piccole quantità.

Per disegnare il profilo dei denti delle pulegge RPP è stato inizialmente disegnato il profilo del dente della cinghia per poi ricavarne un profilo maggiorato che dà forma alla gola fra due denti adiacenti sulla puleggia. Infine si applica un'ipotesi semplificativa: si ipotizza che la forma del dente della cinghia rimanga costante durante la piegatura della stessa. Ciò equivale a dire che la deformazione della cinghia si concentra nello spazio interdente durante l'avvolgimento. Quindi due pulegge con lo stesso passo, ma diverso numero di denti, avranno denti di forma diversa, ma identiche gole interdentali.

In figura 3.2 sono state raggruppate tutte le informazioni dimensionali reperite dal catalogo Poggi delle trasmissioni a cinghia RPP [9]. Tuttavia queste non sono sufficienti a definire completamente la geometria. Viene anche dichiarato che il profilo del dente ha un andamento parabolico. È necessario descrivere matematicamente questa parabola per poterla disegnare in ambiente CAD.

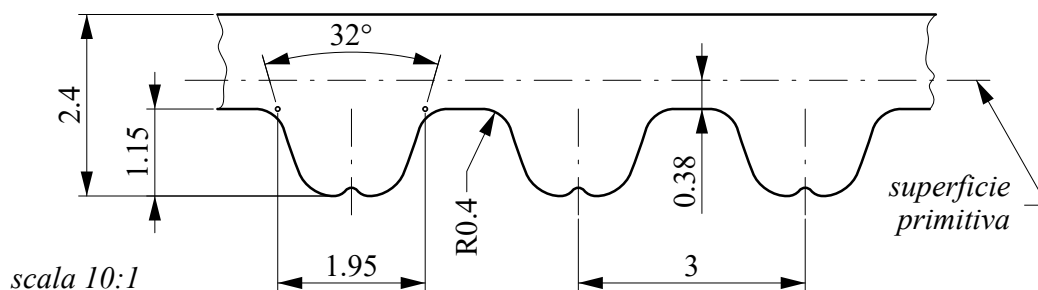


Figura 3.2: riassunto delle dimensioni caratteristiche di una cinghia RPP con passo  $p = 3 \text{ mm}$ .

Con riferimento alla figura 3.3, la linea a puntini rappresenta il profilo della dentatura della cinghia, in una configurazione rettilinea. Si posiziona un sistema cartesiano con l'asse  $y$  allineato con l'asse di simmetria del dente di cinghia e l'asse  $x$  allineato con il fondo dei denti. Sono note la posizione del punto  $T$  e l'angolo  $\beta$  rispetto a  $y$ , della retta tangente alla parabola nel punto  $T$ . Si osserva che tale parabola, avente il vertice sull'asse  $y$ , e che passa per il punto  $T$  con un'inclinazione  $\beta = 16^\circ$  esiste, ed è unica. Deve avere un'equazione del tipo:

$$y(x) = ax^2 + V_y, \quad (3.1)$$

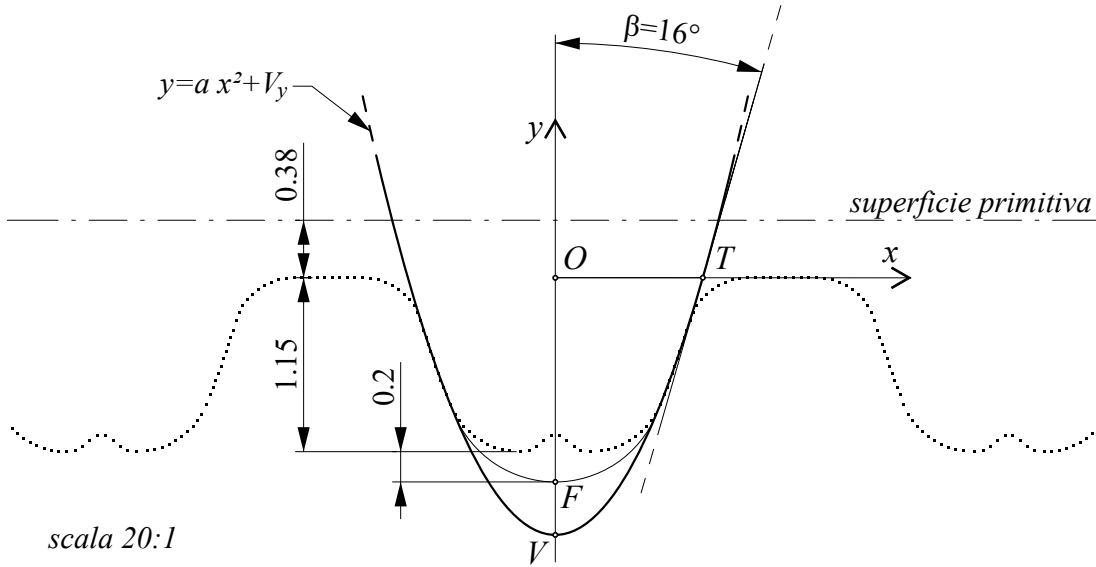


Figura 3.3: costruzione del modello geometrico della cava tra due denti successivi di una puleggia RPP. La linea di punti è il profilo della cinghia nella configurazione rettilinea, la linea grossa continua è la parabola che descrive una porzione del fianco dei denti. Note le coordinate del punto  $T$  e la pendenza della retta tangente, si ricavano i coefficienti della parabola.

in cui  $V_y < 0$  è l'ordinata del vertice e  $a > 0$  è il coefficiente del termine di secondo grado. Entrambi sono da determinare. La parabola passa per il punto  $T$ , che appartiene all'asse  $x$ , quindi:

$$0 = a \cdot T_x^2 + V_y , \quad (3.2)$$

in cui  $T_x$  è l'ascissa del punto  $T$ . Dalla equazione 3.2 si ricava:

$$V_y = -a \cdot T_x^2 . \quad (3.3)$$

Si calcola la derivata della funzione 3.1 per ottenere la pendenza della parabola:

$$\frac{dy}{dx} = 2a \cdot x . \quad (3.4)$$

Nel punto  $T$  deve essere:

$$\left. \frac{dy}{dx} \right|_{x=T_x} = 2a \cdot T_x = \cot(\beta) , \quad (3.5)$$



da cui si ricava  $a$ , e con essa, l'ordinata del vertice  $V_y$ :

$$a = \frac{\cot(\beta)}{2 \cdot T_x} = \frac{\cot(16^\circ)}{1.95} \text{ mm}^{-1} = 1.788 \text{ mm}^{-1}, \quad (3.6)$$

$$V_y = -a \cdot T_x^2 = -1.788 \cdot 0.975^2 \text{ mm} = -1.700 \text{ mm}.$$

Si esegue un raccordo passante per il punto  $F$ , che costituisce il fondo dei denti della puleggia. Si mantiene uno scarico di  $0.2 \text{ mm}$  per consentire che nonostante lo sporco eventuale, la sommità dei denti della cinghia non interferisca con il fondo dei denti della puleggia. L'ingranamento corretto prevede, al contrario, il contatto tra sommità dei denti di puleggia e fondo della cinghia.

### 3.4 Dimensionamento della trasmissione

I due sistemi di trasmissione a cinghia vengono realizzati identici. Il dimensionamento viene eseguito sulla base delle condizioni di esercizio più gravose, ovvero quelle del giunto  $J1$ . Si dispone di due servomotori a corrente continua con spazzole MAE M543-0900. Nell'implementazione del controllo si sceglie di tenere la corrente di armatura sempre al di sotto della massima corrente continuativa a rotore bloccato, pertanto il motore non potrà mai erogare più della coppia continuativa, che nel datasheet è riportata pari a  $C_c = 0.4 \text{ Nm}$ . Si decide di trascurare gli effetti dinamici, alla luce delle simulazioni svolte in [10]. Il codolo del motore è cilindrico e ha un diametro  $D_i = 8 \text{ mm}$ . Al fine di vincolare la puleggia motrice sull'albero motore, si studia la fattibilità di disporre un tratto cilindrico alla base della corona di denti, come mostrato in figura 3.4. Uno o più fori filettati, aventi asse ortogonale e incidente rispetto all'asse di rotazione permettono di avvitare dei grani per eseguire il vincolo assiale (traslazione lungo l'asse) e il vincolo tangenziale (rotazione lungo l'asse). In seguito si discute la scelta del numero di grani da inserire per garantire la trasmissione della coppia tra il codolo e la puleggia motrice. Si desidera che la puleggia motrice abbia il minimo diametro primitivo possibile, affinché il rapporto di riduzione sia massimo, a parità di ingombro della puleggia condotta. Per questa ragione il diametro di fondo della dentatura della puleggia motrice, indicato con  $D_f$  deve essere superiore a un valore minimo per garantire la sicurezza in esercizio contro la rottura statica. La scelta della lar-

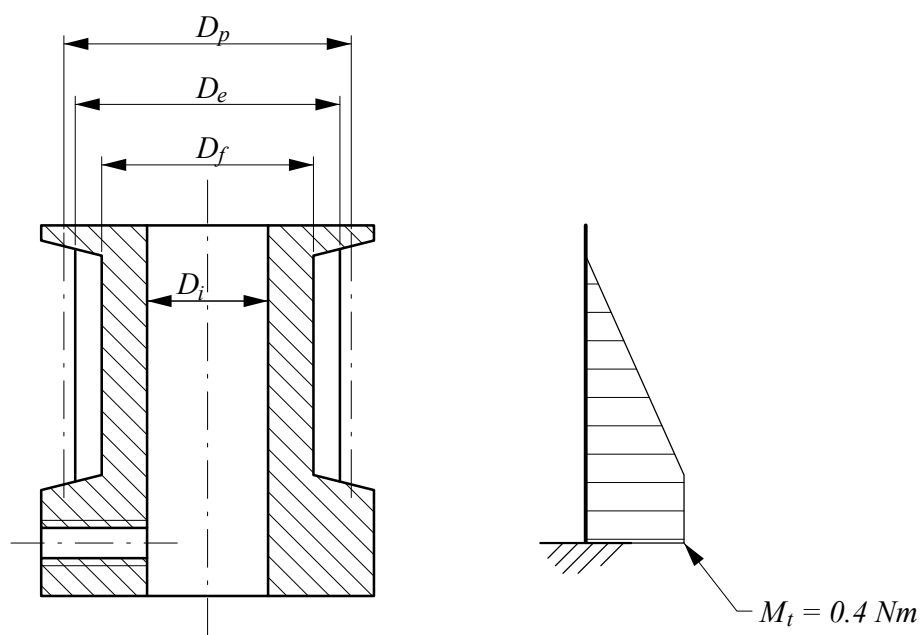


Figura 3.4: schema della puleggia motrice: modello fisico e modello trave: se si trascura l'attrito con il codolo del motore, il momento torcente sul pignone varia linearmente lungo l'asse e raggiunge il valore massimo nel tratto compreso tra il vincolo tangenziale e la zona dentata.

ghezza della cinghia deve soddisfare due condizioni: la trasmissione della potenza richiesta e la resistenza dei denti della puleggia minore.

### 3.4.1 Passo, diametri primitivi e interasse

Nel procedere al dimensionamento della trasmissione, è stato seguito quest'ordine logico:

1. Si assume ad arbitrio il passo  $p = 3 \text{ mm}$ , che è anche il più piccolo fra quelli disponibili per la tipologia di cinghie RPP. L'adeguatezza di questa scelta verrà testata in seguito.
2. Si considera una trave incastrata ad un'estremità, sottoposta ad un momento torcente  $M_t = 0.4 \text{ Nm}$ , avente sezione circolare cava, con diametro interno pari al diametro del codolo del motore  $D_i = 8 \text{ mm}$  e diametro esterno  $D_x$  da determinare. Il materiale è acido polilattico con tensione di

snervamento  $\sigma_L = 37 \text{ MPa}$ . Si impiega il coefficiente di sicurezza  $\nu = 6$ , dal quale si calcola la tensione tangenziale ammissibile secondo il criterio di Von Mises:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_L}{\sqrt{3} \cdot \nu} = \frac{37}{\sqrt{3} \cdot 6} \text{ MPa} = 3.56 \text{ MPa}. \quad (3.7)$$

L'obiettivo è calcolare il valore di  $D_x$  tale per cui la tensione massima sia:

$$\tau = \frac{16 M_t}{\pi(D_x^3 - D_i^3)} = \tau_{adm} . \quad (3.8)$$

Manipolando la precedente equazione, si ottiene:

$$D_x = \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \cdot \tau_{adm}} + D_i^3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 400}{\pi \cdot 3.56} + 8^3} \text{ mm} = 10.27 \text{ mm} . \quad (3.9)$$

Il diametro di fondo  $D_f$  dovrà essere maggiore o uguale a  $D_x$ .

- Viene scelto il numero di denti della puleggia motrice. La geometria del profilo del dente della puleggia risulta determinata dalla scelta della tipologia di cinghia e del passo di primo tentativo, quindi si può esprimere il diametro di fondo della dentatura in funzione del numero di denti della puleggia. Dalle informazioni geometriche presenti sul catalogo [9], per i profili RPP, passo  $p = 3 \text{ mm}$ , si trova:

$$\begin{aligned} D_e - D_f &= 2.7 \text{ mm} , \\ D_p - D_e &= 0.76 \text{ mm} . \end{aligned} \quad (3.10)$$

Viene esplicitato il numero di denti in funzione del diametro di fondo  $D_f$  quindi, si determina il numero minimo di denti sostituendo  $D_x$  a  $D_f$  e se ne calcola l'intero superiore. Il numero di denti della puleggia motrice  $z_m$ , deve essere maggiore o uguale di tale valore:

$$z = \frac{\pi \cdot D_p}{p} = \frac{\pi \cdot (D_f + 2.7 + 0.76)}{p} \quad (3.11)$$

$$\begin{aligned} z_m &\geq [z_{min}] = \left\lceil \frac{\pi \cdot (D_x + 2.7 + 0.76)}{p} \right\rceil = \\ &= \left\lceil \frac{\pi \cdot (10.27 + 2.7 + 0.76)}{3} \right\rceil = [14.38] = 15 \text{ denti} . \end{aligned} \quad (3.12)$$

Viene adottato  $z_m = 16$  *denti*, che è pari al minimo valore riportato a catalogo. Nel caso in cui il componente realizzato in stampa 3D non dovesse funzionare correttamente, si procederebbe con l'acquisto. Si può ora calcolare il diametro primitivo della puleggia motrice:

$$D_{pm} = \frac{z_m \cdot p}{\pi} = \frac{16 \cdot 3}{\pi} \text{ mm} = 15.28 \text{ mm} . \quad (3.13)$$

4. Si vuole garantire una coppia massima avente modulo  $C_{2,max}$  sulla puleggia condotta, pari al doppio del valore massimo simulato  $C_{2,sim}$  [10]. Viene considerato un rendimento della trasmissione  $\eta_T = 0.9$ .

$$C_{2,max} = 2 \cdot C_{2,sim} = C_c \cdot \eta_T \cdot K , \quad (3.14)$$

in cui  $K$  è il rapporto di trasmissione.

5. Viene ricavato il valore minimo di  $K$  che permette di ottenere il modulo della coppia richiesto:

$$K = \frac{2 \cdot C_{2,sim}}{C_c \cdot \eta_T} = \frac{2 \cdot 1.4}{0.4 \cdot 0.9} = 7.78 . \quad (3.15)$$

A questo rapporto di trasmissione corrisponde il numero di denti  $z_c$  della puleggia condotta:

$$z_c = z_m \cdot K = 16 \cdot 7.78 = 124.5 \text{ denti} . \quad (3.16)$$

Il numero di denti scelto per la puleggia condotta è  $z_c = 127$  *denti*, quindi il diametro primitivo vale:

$$D_{pc} = \frac{z_c \cdot p}{\pi} = \frac{127 \cdot 3}{\pi} = 121.28 \text{ mm} . \quad (3.17)$$

Il rapporto di trasmissione effettivo è:

$$K = \frac{z_c}{z_m} = \frac{127}{16} = 7.938 . \quad (3.18)$$

6. Viene determinato l'interasse minimo, tale per cui il numero di denti in presa sul pignone, che dipende dall'angolo di avvolgimento della cinghia, sia pari a 6. Nella procedura di dimensionamento suggerita dal costruttore della cinghia, se si hanno meno di 6 denti in presa sulla puleggia, la potenza

trasmissibile viene penalizzata con un fattore correttivo inferiore all'unità.

Il numero di denti in presa sulla puleggia minore è

$$z_t = \frac{z_m}{\pi} \arccos\left(\frac{D_{pc} - D_{pm}}{2I}\right), \quad (3.19)$$

da cui si può ricavare l'espressione dell'interasse:

$$I = \frac{D_{pc} - D_{pm}}{2 \cos\left(\frac{z_t}{z_m} \pi\right)}. \quad (3.20)$$

Sostituendo il numero di denti in presa  $z_t = 6$ , è possibile esplicitare il valore minimo dell'interasse:

$$I_{min} = \frac{121.28 - 15.28}{2 \cos\left(\frac{6}{16} \pi\right)} \text{ mm} = 138.5 \text{ mm}. \quad (3.21)$$

7. Viene calcolata la potenza corretta  $P_C$ , moltiplicando i valori simulati della coppia massima  $C_{2,sim} = 1.4 \text{ Nm}$  e della velocità massima  $\omega_{2,sim} = 0.436 \text{ rad/s}$ . Un coefficiente correttivo  $c_s = 4$  è stato assunto per tutelare l'integrità e la funzionalità del sistema di trasmissione nel caso in cui venga sovraccaricato o abusato.

$$P_C = C_{2,sim} \cdot \omega_{2,sim} \cdot c_s = (1.4 \cdot 0.436 \cdot 4) \text{ W} = 2.442 \text{ W}. \quad (3.22)$$

8. La lunghezza minima della cinghia viene calcolata sostituendo nella formula seguente, il valore dell'interasse minimo  $I_{min}$ :

$$\begin{aligned} L_{P,min} &= 2 I_{min} + \frac{\pi}{2} (D_{pc} + D_{pm}) + \frac{(D_{pc} - D_{pm})^2}{4 I_{min}} = \\ &= \left( 2 \cdot 138.5 + \frac{\pi}{2} (121.28 + 15.28) + \frac{(121.28 - 15.28)^2}{4 \cdot 138.5} \right) \text{ mm} = \\ &= 511.8 \text{ mm}. \end{aligned} \quad (3.23)$$

9. La potenza utile trasmessa è:

$$P_t = P_b \cdot C_L \cdot C_d \cdot L_f, \quad (3.24)$$

in cui  $P_b$  è la potenza base,  $C_L$  è il coefficiente di correzione della larghezza della cinghia,  $C_d$  è il coefficiente di penalizzazione per il numero di denti

in presa e  $L_f$  Fattore di lunghezza della cinghia. La potenza base  $P_b$  è la potenza trasmissibile riferita a una cinghia di larghezza pari a 6 mm. Si ricava da tabelle apposite, noti il passo, la velocità di rotazione della puleggia inferiore, e il suo numero di denti. Si esprime in *giri/minuto* la velocità di rotazione della puleggia motrice che corrisponde alla velocità di rotazione massima simulata della puleggia condotta:

$$n_{1,sim} = \omega_{2,sim} \frac{60}{2\pi} K = 0.436 \cdot \frac{60}{2\pi} \cdot 7.938 \frac{giri}{min} = 33.1 \frac{giri}{min}. \quad (3.25)$$

10. Si entra nella tabella dedicata al passo 3 mm alla riga  $n = 30$  giri/min e alla colonna  $z = 16$ . Si legge  $P_b = 3$  W. Si considera  $C_L = 1$ , che corrisponde a una cinghia da 6 mm di larghezza. Il coefficiente  $C_d = 1$  perché la ruota minore ha 6 denti in presa. Il coefficiente  $L_f = 1.1$  se la lunghezza della cinghia è  $401 \text{ mm} \leq L_p \leq 600 \text{ mm}$ . Ne consegue una potenza utile  $P_t = 3 \cdot 1.1 = 3.3$  W e la cinghia risulta verificata perché  $P_t \geq P_C$ . La scelta del passo è quindi adeguata.

### 3.4.2 Verifica statica della base del dente

Per scegliere la larghezza della cinghia, oltre alla potenza da trasmettere, viene considerata la resistenza strutturale dei denti della puleggia minore. Durante la trasmissione del moto, sulla superficie di contatto tra un dente della puleggia e un dente della cinghia, è possibile modellare un campo vettoriale di tensione di contatto. Per la simmetria prismatica del sistema, lo si può considerare costante lungo la direzione dell'asse di rotazione. Per ciascun paio di denti in presa, esiste un centro di spinta, interno all'impronta, lungo il quale passa il vettore della forza risultante. Macroscopicamente si osserva il momento di queste forze attorno all'asse di rotazione. Si esegue una verifica statica, ripartendo equamente la coppia continuativa del motore su un numero di denti della puleggia  $z_p = 6$ . Come si vede in figura 3.5, il dente è modellato come una trave a mensola con sezione rettangolare, con una forza  $F$  ortogonale applicata all'estremo libero, che coincide con il diametro esterno  $D_e$  della dentatura. Il momento di questa forza rispetto all'asse deve quindi avere un modulo pari a 1/6 di quello della coppia continuativa. Questa condizione è cautelativa perché il braccio della forza  $F$  è maggiore del

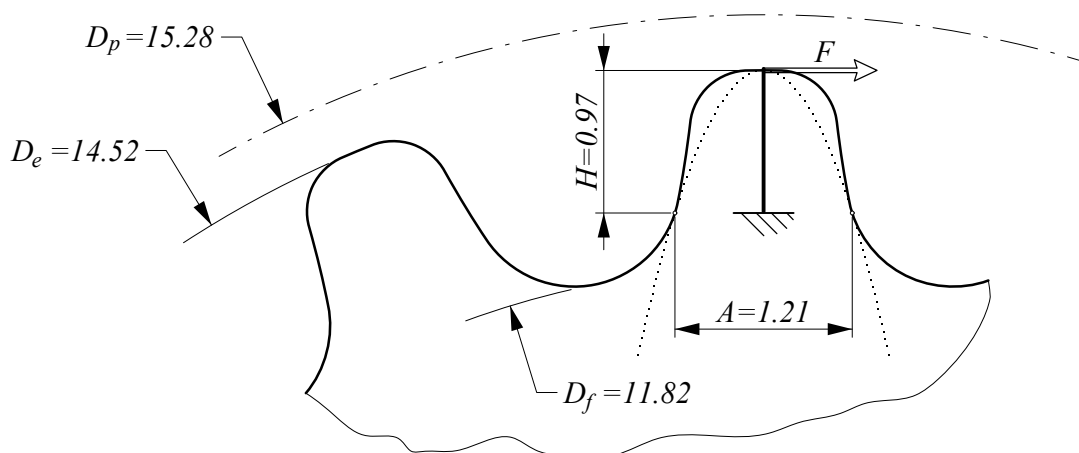


Figura 3.5: profilo della dentatura della puleggia motrice: modello del dente

braccio di quello della risultante del campo di tensione di contatto, quindi produce una sollecitazione di flessione più gravosa alla base del dente.

Viene determinato un criterio per stimare la posizione della sezione più sollecitata. Con riferimento alla figura 3.6, si ha una trave a mensola con sezione rettangolare avente larghezza  $B$  unitaria, ma spessore  $A$  variabile lungo l'asse  $x$ . Sull'origine di questa trave agisce una forza verticale  $F$  di modulo unitario,

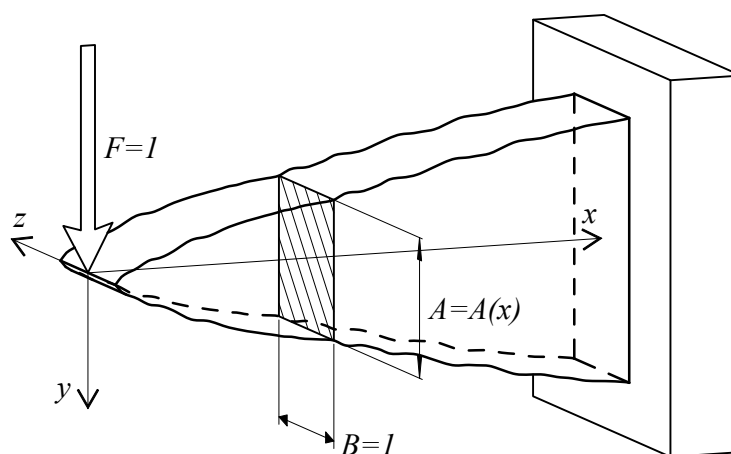


Figura 3.6: schema di una trave a mensola con spessore generico  $A(x)$ .

ed è incastrata su una sezione arbitraria ad ascissa positiva. Ci si chiede quale debba essere l'andamento  $A(x)$  dello spessore, tale per cui la tensione massima di flessione sia costante su ogni sezione ortogonale all'asse  $x$ .

Il modulo di resistenza a flessione è:

$$W_f(x) = \frac{1}{6} B A^2(x) = \frac{A^2(x)}{6} , \quad (3.26)$$

in quanto  $B = 1$ . Il momento flettente è:

$$M_f(x) = F \cdot x . \quad (3.27)$$

La tensione di flessione massima vale:

$$\sigma_f(x) = \frac{M_f(x)}{W_f(x)} = \frac{6 F \cdot x}{A^2(x)} . \quad (3.28)$$

Per avere tensione  $\sigma_f$  costante, si deve avere:

$$\frac{\partial \sigma_f(x)}{\partial x} = 0 . \quad (3.29)$$

Ciò è vero se e solo se  $\sigma_f(x)$  è costante in  $x$ , ossia se  $A^2(x) \propto x$ . Quindi, la trave, per avere il picco di tensione di flessione costante su ogni sezione, deve avere uno spessore con un andamento parabolico, del tipo:

$$A(x) = k \cdot \sqrt{x} , \quad (3.30)$$

in cui  $k$  è una costante reale.

Questo risultato viene applicato per determinare la sezione critica da sottoporre a verifica statica. Con buona approssimazione, la sezione maggiormente sollecitata, trascurando i fenomeni di concentrazione delle tensioni, è quella che passa per il punto di tangenza tra il profilo del dente e la massima parabola inscritta, avente il vertice sulla sommità, come mostrato in figura 3.5.

Viene calcolata  $F$  ripartendo il modulo della coppia  $C_c$  in modo equo su un numero di denti  $z_p = 6$  :

$$F = \frac{C_c}{z_p \frac{D_e}{2}} = \frac{400}{6 \cdot \frac{14.52}{2}} N = 9.18 N . \quad (3.31)$$

Il momento flettente sull'incastro vale:

$$M_f = F \cdot H = 9.18 \cdot 0.97 Nmm = 8.91 Nmm . \quad (3.32)$$

Il modulo di resistenza a flessione è:

$$W_f = \frac{1}{6} B A^2 = \frac{1}{6} 1.21^2 \cdot 6 mm^3 = 1.46 mm^3 . \quad (3.33)$$



La tensione massima a flessione vale:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_f} = \frac{8.91}{1.46} \text{ MPa} = 6.09 \text{ MPa} . \quad (3.34)$$

Viene calcolata la tensione di taglio media sulla sezione incastrata:

$$\tau_m = \frac{F}{A \cdot B} = \frac{9.18}{1.21 \cdot 6} \text{ MPa} = 1.26 \text{ MPa} . \quad (3.35)$$

Applicando il criterio di resistenza di Von Mises, si determina la tensione equivalente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_f^2 + 3 \tau_m^2} = \sqrt{6.09^2 + 3 \cdot 1.26^2} \text{ MPa} = 6.47 \text{ MPa} . \quad (3.36)$$

Il coefficiente di sicurezza rispetto allo snervamento, nel caso dell'acido polilattico, caratterizzato da una tensione di snervamento  $\sigma_L = 37 \text{ MPa}$ , vale:

$$\nu = \frac{\sigma_L}{\sigma_{VM}} = \frac{37}{6.47} = 5.72 . \quad (3.37)$$

Si richiede un coefficiente di sicurezza  $\nu \geq 6$ , quindi la trasmissione non è verificata. Si deve aumentare la larghezza della cinghia, quindi la scelta ricade sul valore successivo presente a catalogo. Impiegando  $B = 9 \text{ mm}$  si ottiene un coefficiente di sicurezza aumentato del rapporto tra le larghezze, cioè  $9/6 = 1.5$  .

$$\nu = \frac{\sigma_L}{\sigma_{VM}} \cdot 1.5 = \frac{37}{6.47} \cdot 1.5 = 8.58 . \quad (3.38)$$

La trasmissione è verificata.

### 3.4.3 Vincolo della puleggia motrice sul codolo

Per dimensionare la filettatura dedicata al bloccaggio della puleggia motrice sul codolo del motore, si assume che la trasmissione della coppia avvenga solo tramite lo scambio di forze d'attrito fra la superficie del codolo e quella di una o più viti senza testa avvitate sulla puleggia, nei fori filettati, come mostrato in figura 3.4. Si intende determinare il diametro nominale della filettatura, il numero di viti e la lunghezza del tratto filettato, affinché il filetto della madre vite (realizzata in PLA) sia verificato a taglio. Si considera di voler trasmettere in sicurezza una coppia avente il seguente modulo :

$$T = 2 \cdot C_c = 2 \cdot 400 \text{ Nmm} = 800 \text{ Nmm} . \quad (3.39)$$

Il modulo della forza di attrito sulla superficie del codolo deve essere:

$$F_{att} = \frac{T}{D_i/2} = \frac{800}{8/2} N = 200 N . \quad (3.40)$$

Il codolo è realizzato in acciaio, mentre la vite è realizzata in acciaio zincato a caldo. Se il coefficiente di attrito statico tra acciaio e zinco vale  $\mu = 0.5$ , il modulo della forza normale deve valere:

$$F_N = \frac{F_{att}}{\mu} = \frac{200}{0.5} N = 400 N . \quad (3.41)$$

Poiché il modulo elastico dell'acciaio è circa 250 volte più grande del modulo visco-elastico del PLA a temperatura ambiente, è ragionevole considerare la vite infinitamente rigida rispetto alla madrevite. Ne consegue che lo stato di tensione della filettatura sia costante lungo l'asse del foro, quindi si può calcolare lo sforzo di taglio della madrevite ripartendo il carico assiale della vite su una superficie resistente ottenuta intersecando la madrevite con una superficie cilindrica coassiale di diametro  $D_{maj}$ , pari al diametro della cresta della vite. La figura 3.7 mostra schematicamente la superficie resistente relativa ad un singolo passo, e il suo sviluppo piano. Dalla figura 3.8 vengono ricavati i parametri geometrici per il profilo della filettatura metrica:

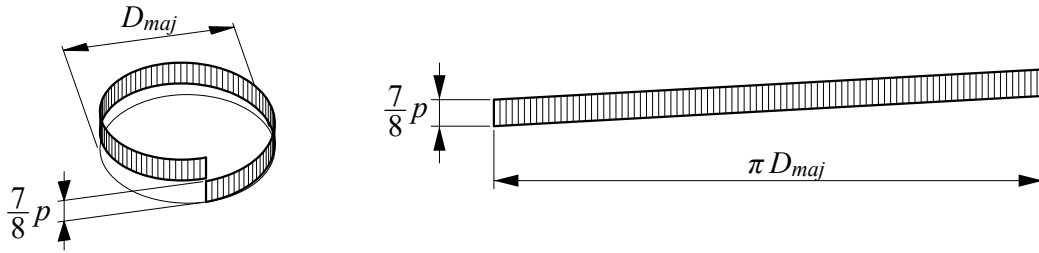


Figura 3.7: rappresentazione della sezione resistente di un singolo passo della madrevite. Lo sviluppo piano della superficie è un parallelogramma di area  $A_{1p}$  calcolata in equazione 3.44.

$$H = p \cdot \cos 30^\circ = 0.5 \cdot \cos 30^\circ \text{ mm} = 0.433 \text{ mm} , \quad (3.42)$$

$$D_{maj} = D_{nom} - 2 \cdot \frac{H}{8} = (3 - 2 \cdot \frac{0.433}{8}) \text{ mm} = 2.89 \text{ mm} . \quad (3.43)$$

L'area resistente di un passo è:

$$A_{1p} = \frac{7}{8} p \cdot \pi D_{maj} = \frac{7}{8} 0.5 \cdot \pi 2.89 \text{ mm}^2 = 3.97 \text{ mm}^2 . \quad (3.44)$$

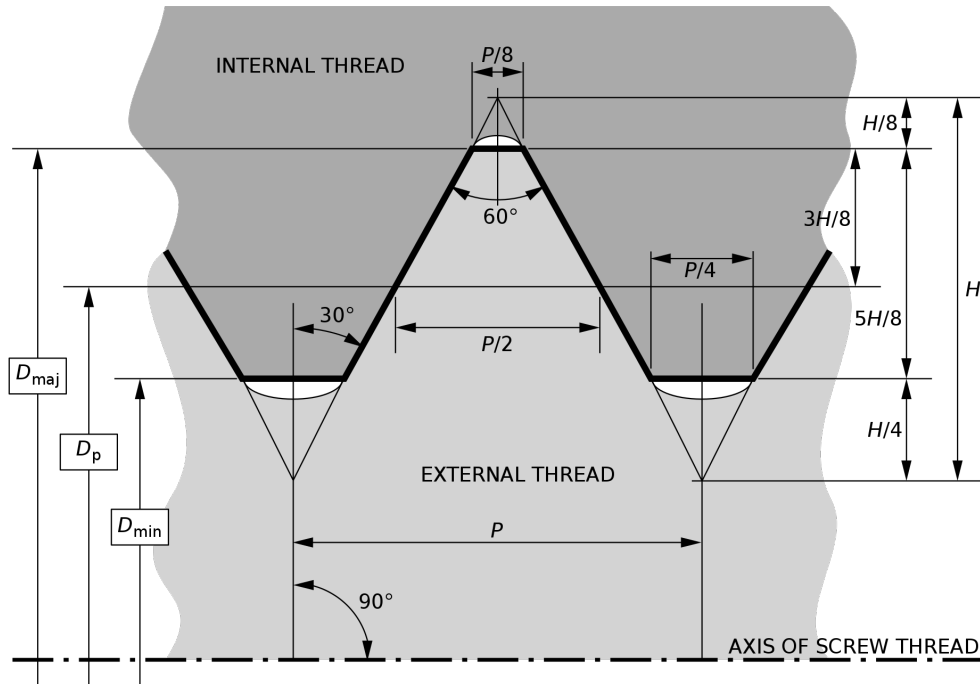


Figura 3.8: profilo di base delle filettature metriche ISO [11].

Con una tensione ammissibile  $\tau_{adm} = 3.56 \text{ MPa}$  ogni passo di filetto può trasmettere un contributo di forza avente modulo:

$$F_{1p} = \tau_{adm} \cdot A_{1p} = 3.56 \cdot 3.97 \text{ N} = 14.13 \text{ N} . \quad (3.45)$$

Il numero di passi necessari per trasmettere la forza  $F_N$  è:

$$n = \frac{F_n}{F_{1p}} = \frac{400}{14.13} = 28.3 , \quad (3.46)$$

che corrisponde alla seguente lunghezza del tratto filettato:

$$L_t = n \cdot p = 28.3 \cdot 0.5 \text{ mm} = 14.15 \text{ mm} . \quad (3.47)$$

È stato disposto un collare cilindrico alla base della puleggia con diametro  $D_c$  con tre fori filettati M3, sfalsati di  $120^\circ$ . Con riferimento alla figura 3.9, si sceglie  $D_c - D_i = 15 \text{ mm}$ . In questo modo, anche avendo uno smusso profondo  $0.5 \text{ mm}$  all'imbocco dei fori filettati, complessivamente la lunghezza filettata è maggiore di  $L_t$ .

Nell'assonometria in figura 3.10 sono presentate le trasmissioni a cinghia in un ingrandimento del braccio robotico.

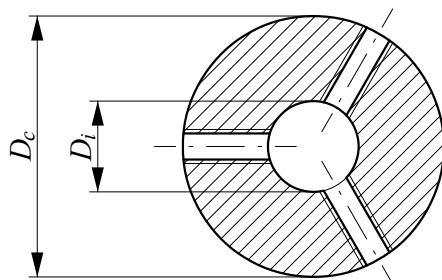


Figura 3.9: configurazione di fissaggio della puleggia motrice sul codolo: si dispongono tre fori filettati con lunghezza filettata utile pari a  $7\text{ mm}$  ciascuno. La lunghezza complessiva è  $7 \cdot 3 = 21\text{ mm} > L_t$ .

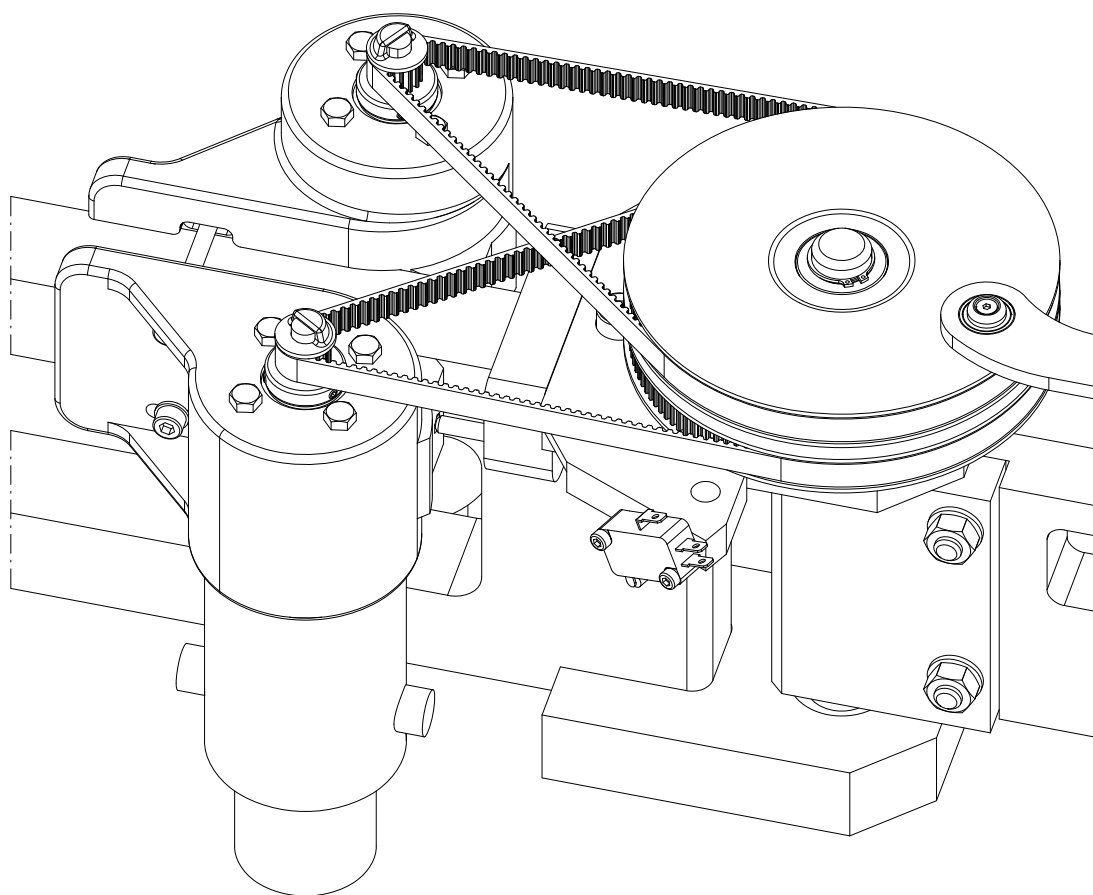


Figura 3.10: assonometria delle trasmissioni a cinghia assemblate.

# Capitolo 4

## Parallelogramma di azionamento del link 2

Con la progettazione funzionale svolta in [12], è stato scelto di usare un parallelogramma articolato per azionare il link 2. In questo capitolo vengono presentate e motivate le scelte progettuali adottate. Viene descritto lo spazio di lavoro ed illustrato il funzionamento del sistema di selezione della configurazione; si presentano i componenti costituenti del parallelogramma e viene descritta la loro funzione; viene esposto il metodo di scelta del materiale principale usando le mappe di Ashby; viene infine spiegata la procedura con la quale è stata scelta la geometria del parallelogramma nell'ottica di minimizzare la massa del meccanismo.

### 4.1 Schematizzazione del braccio robotico

#### 4.1.1 Modello cinematico

La figura 4.1 mostra lo schema del braccio robotico nel piano del moto. Il link 0 è fisso a telaio. Sono indicati i giunti, che sono di tipo rotoidale. Gli assi dei giunti  $J1$  e  $J3$  coincidono. Il giunto  $J1$  coinvolge il link 0 e il link 1, il giunto  $J3$  coinvolge il link 0 e il link 3. Il giunto  $J2$  coinvolge il link 1 e il link 2. Il link 4 forma il giunto  $J5$  con il link 5 e il giunto  $J4$  con il link 3. Nelle normali condizioni operative, durante la terapia, tra il link 5 e il link 2 vi è un incastro. L'angolo  $\alpha$  può essere cambiato in fase di attrezzaggio per consentire il cambio

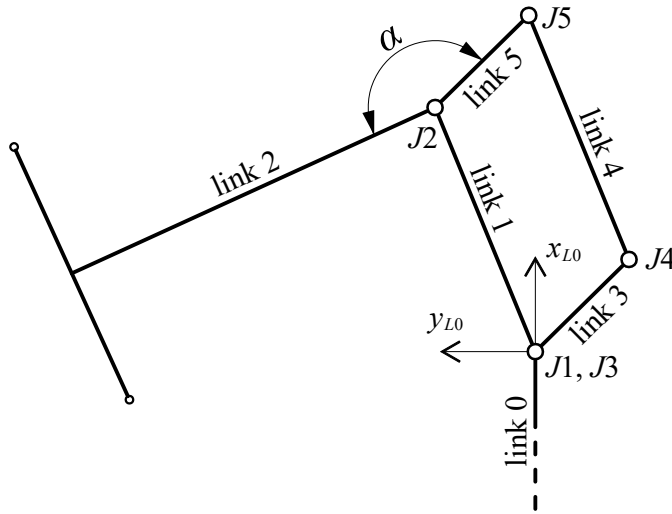


Figura 4.1: schema del braccio robotico: si evidenziano i membri e gli assi delle coppie rotoidali.

di configurazione del braccio robotico. Se si deve eseguire la terapia sul braccio destro di un paziente, anche il braccio robotico dovrà trovarsi in configurazione destra, e l'angolo compreso tra il link 2 e il link 5 dovrà essere fissato pari ad  $\alpha_{dx} = 160^\circ$ . Viceversa, per il braccio sinistro dovrà essere impostato  $\alpha_{sx} = 20^\circ$ .

#### 4.1.2 Spazio di lavoro

Con attinenza al piano del moto del braccio robotico, si è definito lo spazio di lavoro come la superficie raggiungibile dal centro della travetta del link 2, che è rappresentato dal punto  $P$ . La figura 4.2 mostra lo spazio di lavoro che si ottiene impostando il braccio destro. I range dei link 1 e 2 sono rispettivamente pari a  $2a = 280^\circ$  e a  $b = 140^\circ$ . Con il link 2 piegato a finecorsa, il punto  $P$  descrive un arco di circonferenza avente raggio  $c = \sqrt{((e \sin(b))^2 + (e \cos(b) + d - e)^2} = 300 \text{ mm}$ . Quando i link 1 e 2 sono allineati il punto  $P$  descrive un arco di raggio  $d = 764 \text{ mm}$ . Quando il link 1 è a finecorsa, il link 2 può ruotare attorno a  $J2$  descrivendo un arco di raggio  $e = 460 \text{ mm}$ . Il parametro  $f = 165 \text{ mm}$  è l'ingombro massimo del link 0 e si ottiene in corrispondenza dei motori. I punti  $Q'$  e  $Q''$  rappresentano i punti di collisione del link 2 con il telaio del robot, composto dal link 0 e dalla marisa. Il loro scopo è modellare le zone maggiormente sporgenti delle staffe di bloccaggio dei due tensionatori anteriori. Le quote  $g = 192 \text{ mm}$

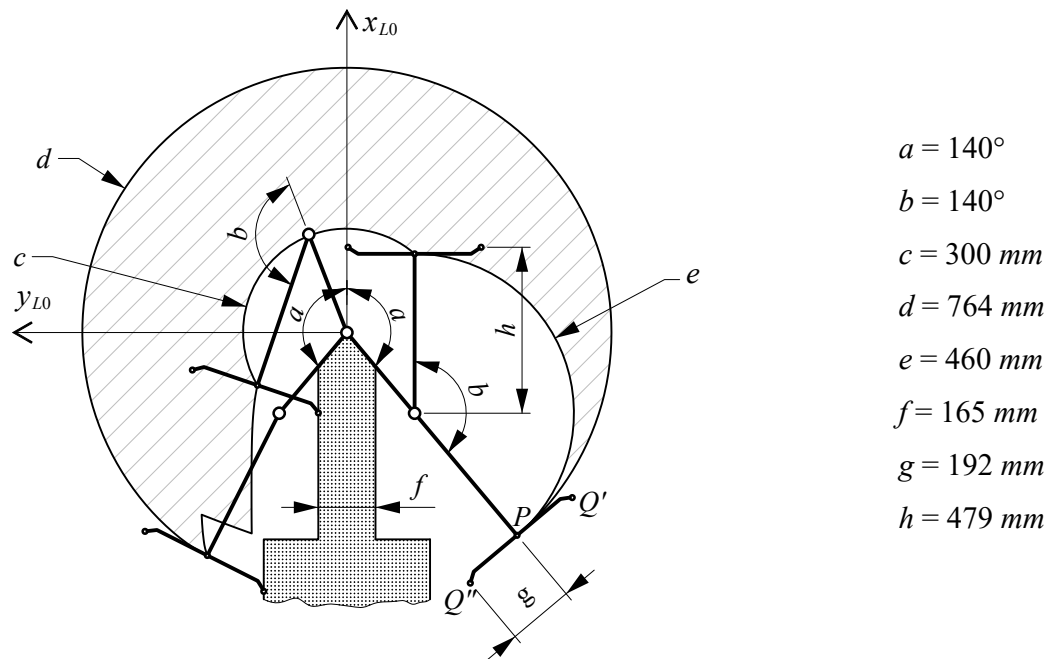


Figura 4.2: forma dello spazio di lavoro in braccio destro: sono schematizzati i link 1 e 2 in quattro posizioni limite caratteristiche. Vengono mostrati alcuni parametri dimensionali notevoli. I link 3, 4 e 5 sono stati omessi.

e  $h = 479 \text{ mm}$  consentono di determinare la posizione dei punti  $Q'$  e  $Q''$  in direzione longitudinale e trasversale rispetto al link 2. La figura 4.3 illustra lo spazio di lavoro ottenibile nelle due configurazioni del braccio.

La lettura degli encoder incrementali calettati sui motori permette la pianificazione delle traiettorie rispettando lo spazio di lavoro dichiarato, ad ogni modo, sono stati disposti dei finecorsa meccanici che scattano  $5^\circ$  oltre i limiti dei range. Hanno la funzione disabilitare i driver nel caso si verifichi un comportamento sfavorevole del sistema di controllo, con lo scopo di ridurre l'intensità di eventuali collisioni.

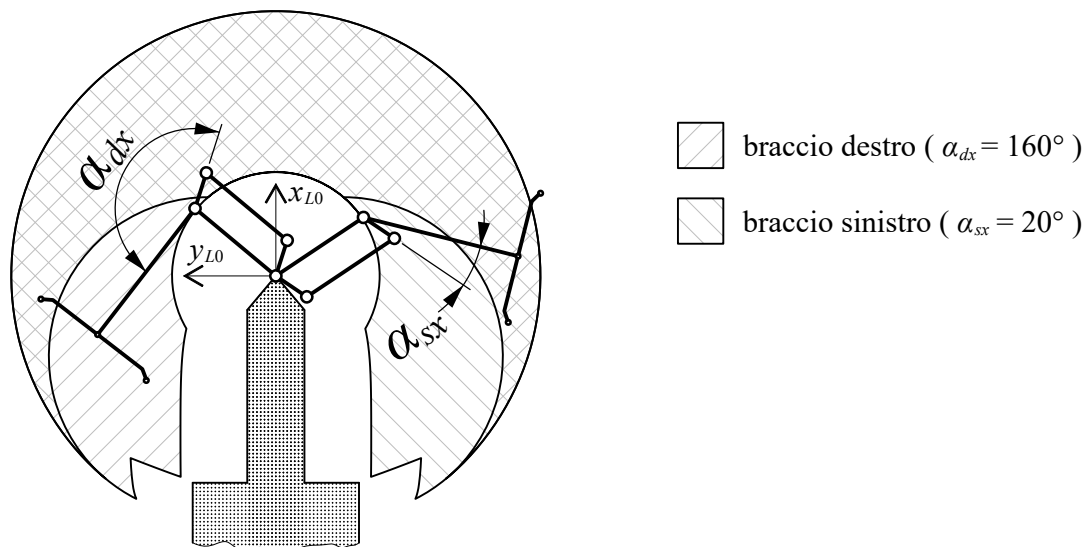


Figura 4.3: spazio di lavoro ottenibile con ciascuna delle due configurazioni del braccio robotico e il rispettivo valore assunto dall'angolo  $\alpha$ .

## 4.2 Componenti del parallelogramma

### 4.2.1 Sottoassieme puleggia condotta 2

La figura 4.4 contiene il complessivo, l'esploso e la lista componenti del sottoassieme PC2 (Puleggia Condotta 2, ovvero, adibita alla trasmissione della potenza verso il link 2). La puleggia costituisce il corpo fisico affine al link 3 del modello cinematico. Sul suo asse sono montati due cuscinetti radiali a sfere. Il perno 4 consente di realizzare il giunto rotoidale  $J4$  con il link 4. Il suo montaggio sul foro cilindrico della puleggia avviene con leggera interferenza e l'applicazione di una goccia di collante frenafilletti in cianoacrilato.



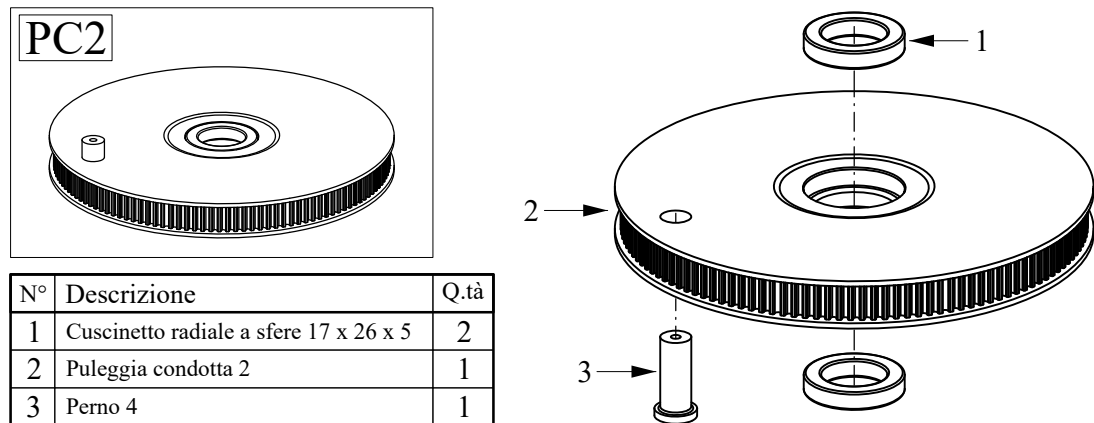


Figura 4.4: complessivo, esploso e lista componenti del sottoassieme PC2 (Puleggia Condotta per l'azionamento del link 2).

#### 4.2.2 Sottoassieme del link 4

La figura 4.5 contiene il complessivo, l'esploso e la lista componenti del sottoassieme L4 (Link 4). I due cuscinetti radiali a sfere hanno lo stesso spessore della lamiera di Ergal dalla quale è stato ricavato il link 4; sono stati montati con gioco e bloccati in posizione con del collante in cianoacrilato. La geometria asimmetrica del link 4 è motivata dalla necessità di compiere l'intero range di movimento del link 2 evitando la collisione tra il link 4 e gli alberi dei giunti  $J1$  e  $J2$ . La geometria adottata, caratterizzata da un tratto a sezione costante, rettangolare, con un lato di lunghezza quadrupla rispetto all'altro, di sicuro è distante dalla geometria ottimale per minimizzare la massa, a parità di resistenza al carico di punta. Questa scelta è subordinata al voler utilizzare il materiale disponibile a magazzino presso il laboratorio.

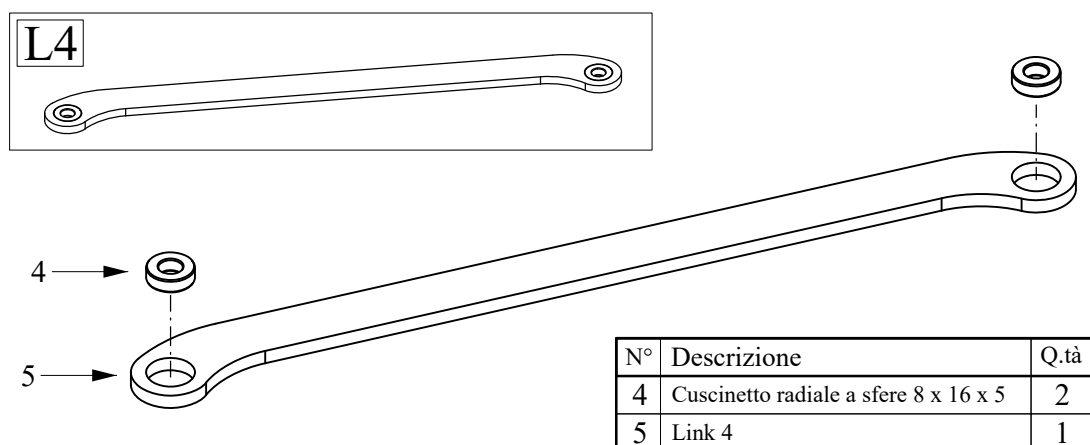


Figura 4.5: complessivo, esploso e lista componenti del sottoassieme L4 (Link 4).

### 4.2.3 Sottoassieme del link 5

La figura 4.7 contiene il complessivo, l'esploso e la lista componenti del sottoassieme L5 (Link 5). Questo sottosistema include il meccanismo di selezione della configurazione; la vista sezionata in figura 4.6 serve ad illustrarne il funzionamento. La flangia viene impiegata per eseguire un ancoraggio smontabile tra l'albero 2 e il sottoassieme L5; la spina permette di formare il vincolo assiale e tangenziale tra i due sistemi. La vite a colletto è coassiale al giunto  $J2$ . Il perno selettore è inserito nell'apposito foro sul link 5 e può scorrere lungo il suo asse; la piastra di selezione ha due fori nei quali può essere accoppiata l'estremità del perno. L'inserzione del perno in uno di questi due fori, vincola il link 5 ad essere solidale alla piastra, e quindi al link 2; in altre parole, permette di impostare l'angolo  $\alpha$  descritto nel paragrafo 4.1.1. Una molla elicoidale precaricata in compressione mantiene il perno selettore premuto verso la piastra, agendo con un'estremità sullo spallamento presente sul perno e con l'altra estremità sul coperchio; in questo modo, per cambiare configurazione al braccio è sufficiente sollevare il perno affermando il pomello, cominciare a ruotare il link 2 rispetto al link 5; una volta perso l'allineamento con il foro si può rilasciare il pomello e proseguire con la rotazione fino ad incrociare il foro successivo. Si noti che la molla si carica ulteriormente sollevando il perno. Quando l'allineamento è adeguato l'energia di deformazione immagazzinata nella molla provvede all'inserimento del perno senza necessità di altre azioni da parte dell'operatore. Una seconda funzione del coperchio è quella

di fornire un appoggio ulteriore al perno in direzione radiale e di mantenerlo allineato correttamente nel caso in cui, durante la manipolazione vengano applicate inavvertitamente dall'operatore delle sollecitazioni in direzione radiale al pomello. La figura 4.8 mette in evidenza il sistema di selezione del braccio, nelle due diverse configurazioni; si può osservare quale foro della piastra sia occupato dal perno selettore. La piastra di selezione è fissata alla flangia con tre bulloni. In caso di necessità per eventuali sviluppi futuri, sono stati disposti sei fori equispaziati per rendere possibili diverse conformazioni di assemblaggio. Il perno 5 è stato accoppiato con gioco nell'apposito foro sul link 5 e bloccato con della colla frenafretilti.

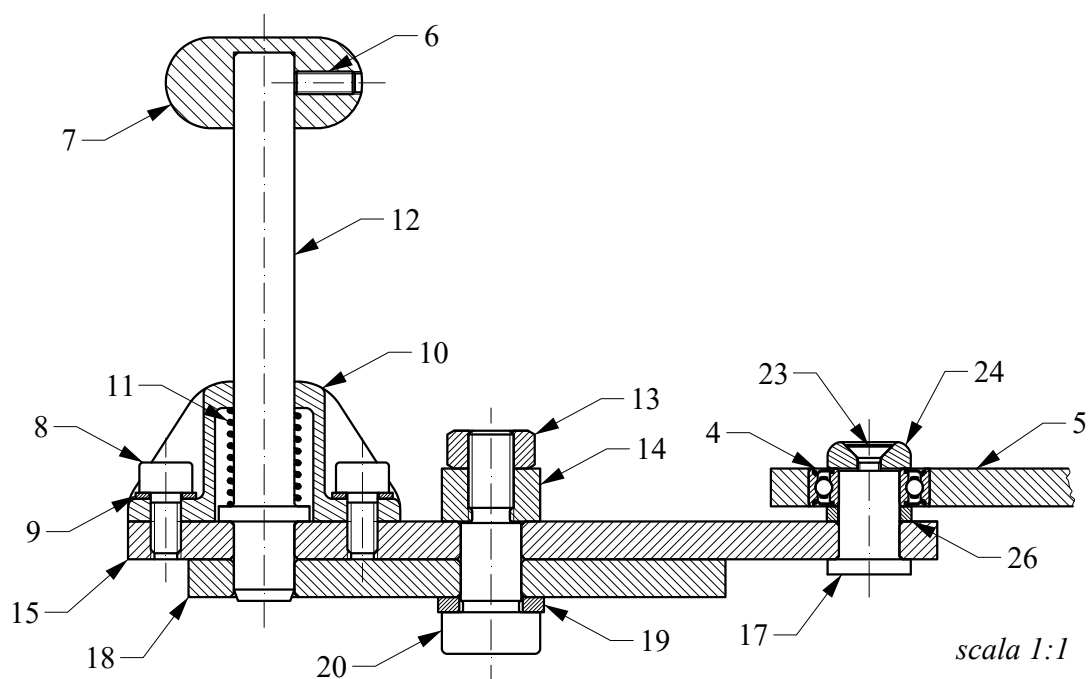


Figura 4.6: vista i sezione del sottoassieme link 5.

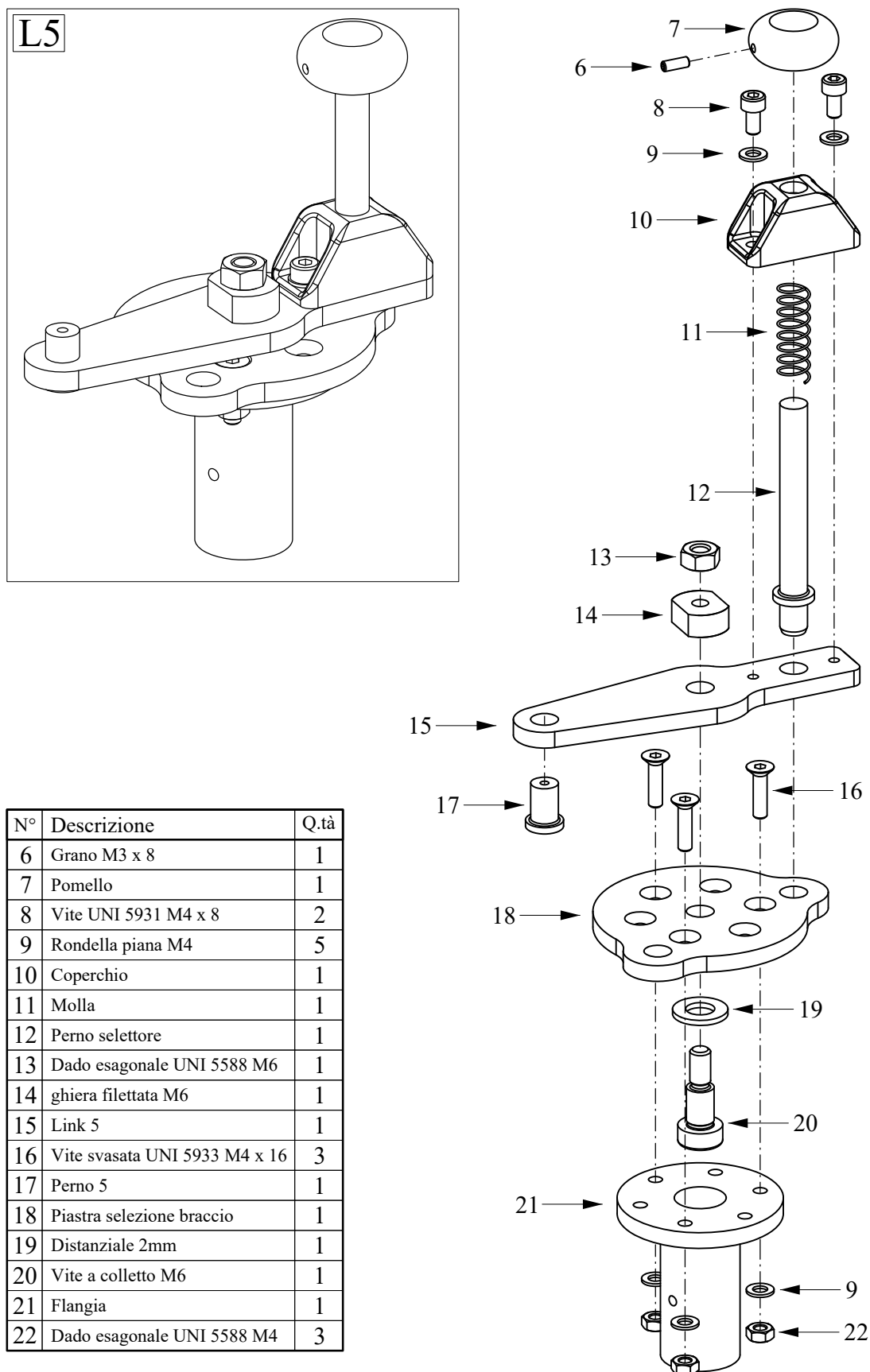


Figura 4.7: complessivo, esploso e lista componenti del sottoassieme L5 (Link 5).

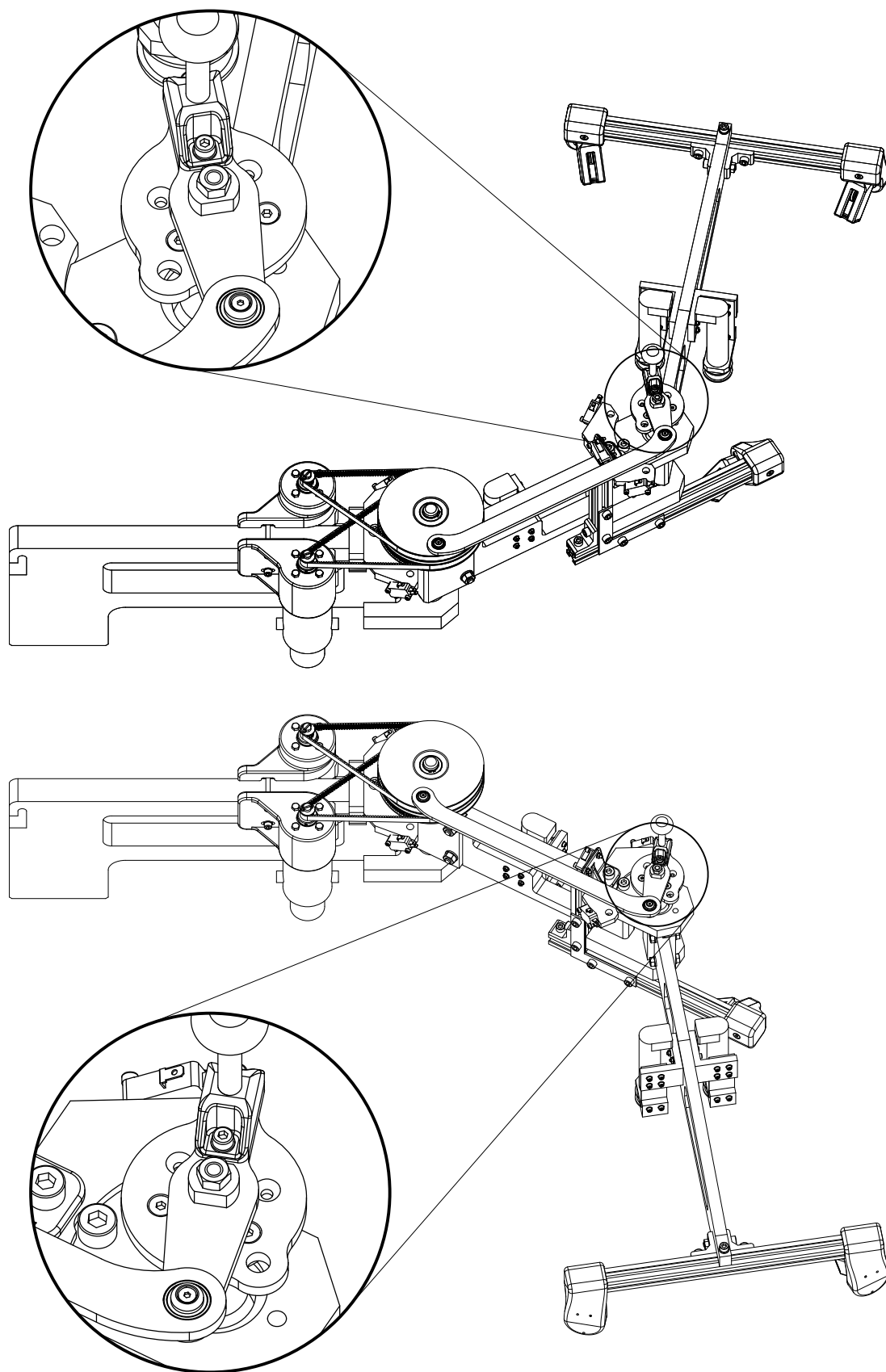


Figura 4.8: assonometria del braccio robotico nelle due configurazioni. Si evidenzia la posizione del foro occupato dal perno selettore nella piastra sottostante.

#### 4.2.4 Parallelogramma completo

La figura 4.9 mostra l'esploso del parallelogramma completo. La figura 4.10 è una vista in sezione lungo il piano che contiene gli assi dei giunti  $J3$  e  $J4$  e serve ad illustrare il moto relativo tra le parti che li compongono e la ragione della loro forma e disposizione.

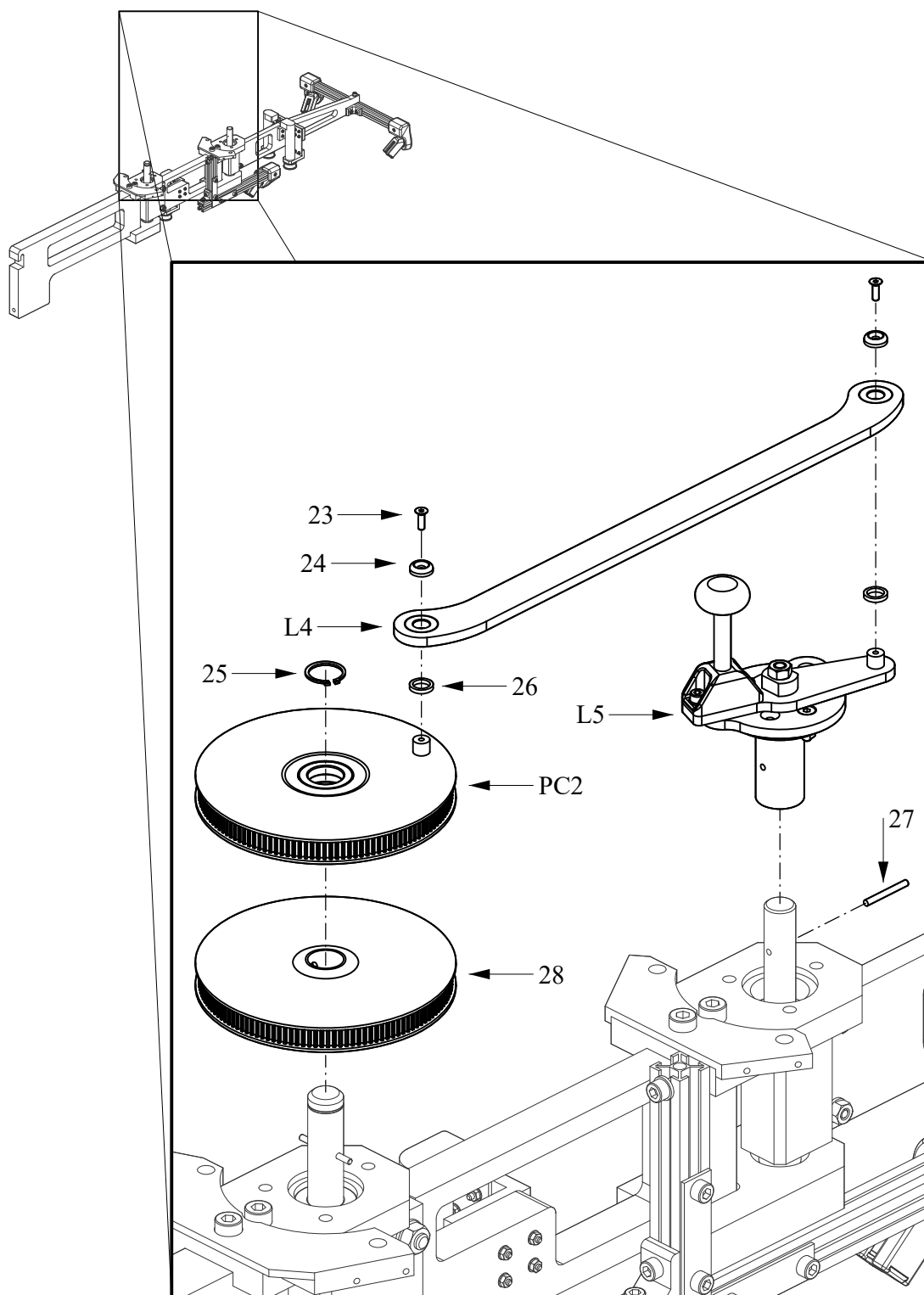
Si ricorda che l'albero 1 è solidale al link 1, pertanto, la puleggia condotta 1 deve essere ad esso solidale per trasmettere la potenza. Per bloccare la puleggia 1 sull'albero è stata usata la spina preesistente: il foro passante sull'asse della puleggia presenta una tasca per ospitare la spina, come si nota in figura 4.11. La puleggia condotta 1 viene infilata sull'albero 1 e va in battuta sulla spina con l'interno della tasca. L'anello interno del cuscinetto inferiore della puleggia condotta 2 va in battuta su una sporgenza troncoconica integrata sulla puleggia condotta 1, che funge da distanziale. Gli anelli esterni di entrambi i cuscinetti vanno in battuta contro due appositi spallamenti interni, creati sulla puleggia condotta 2. L'anello interno del cuscinetto superiore è assicurato con il preesistente anello elastico sull'albero 1.

La puleggia condotta 2 è montata su due cuscinetti, anziché uno, per il seguente motivo: per garantire la funzionalità in caso di piccoli errori di allineamento nel montaggio, tutti i cuscinetti radiali a sfere hanno una tolleranza sulla massima rotazione che l'anello interno può compiere lungo un asse ortogonale all'asse di rivoluzione, rispetto all'anello esterno. Di conseguenza è presente un gioco che può generare problemi all'aumentare della distanza da tale asse. Nell'applicazione corrente, un gioco di questo tipo causerebbe un incremento del backlash percepito al link 2, poiché la forza esercitata dal link 4 agisce al di fuori del piano trasversale del cuscinetto.

Con riferimento al perno 4, un distanziale provvede a mantenere separato dalla puleggia, il cuscinetto radiale a sfere montato sul link 4. Sia il perno 4 che il perno 5 sono filettati internamente. Un particolare tipo di rondella è stata prodotta in FDM appositamente per ospitare una vite M3 a testa svasata, con lo scopo di tener rigidamente premuti l'anello interno, il distanziale sottostante, la puleggia condotta 2 e la testa del perno. Per poter assicurare questa azione di compressione, nel modello geometrico è stato imposto un gioco di 0.3 mm tra

---

la faccia piana del perno in cui si trova l'imbocco del foro filettato e la faccia appoggiata della rondella svasata. Per simmetria, queste osservazioni sul perno 4 valgono anche per il perno 5, a patto che si sostituisca la puleggia condotta 2 con il link 5. Come criterio generale, tutti i corpi solidali agli anelli esterni dei cuscinetti sono tenuti ad una distanza di sicurezza per evitare lo strisciamento con i corpi solidali agli anelli interni.



N°	Descrizione	Q.tà
23	Vite svasata UNI 5933 M3 x 10	2
24	Rondella svasata	2
25	Anello elastico UNI 7435 17mm	1
26	Distanziale 1.5mm	2

27	Spina 3mm	1
28	Puleggia condota 1	1
L4	Sottoassieme Link 4	1
L5	Sottoassieme Link5	1
PC2	Sottoassieme puleggia condotta 2	1

Figura 4.9: esploso e lista componenti del parallelogramma.



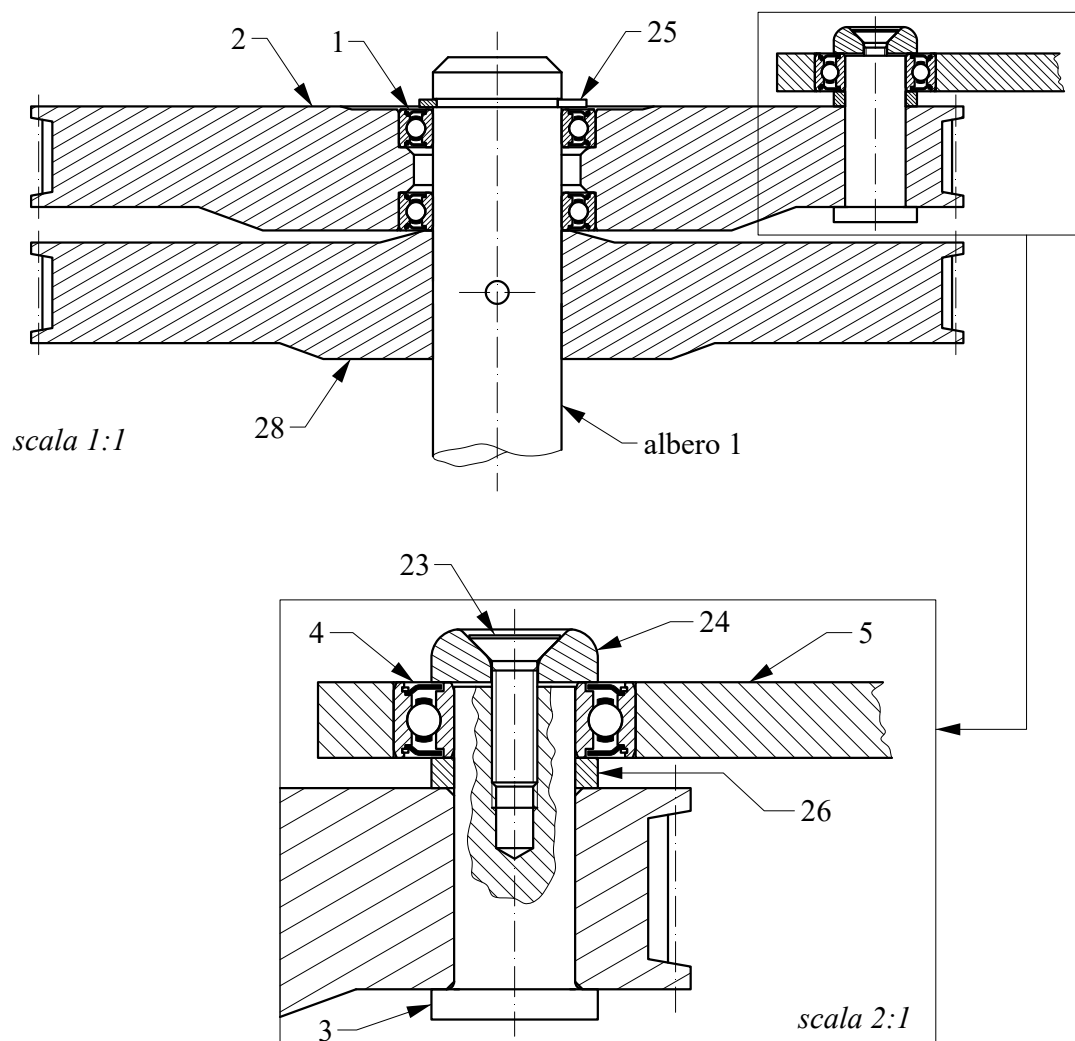


Figura 4.10: vista in sezione dei giunti J3 e J4.

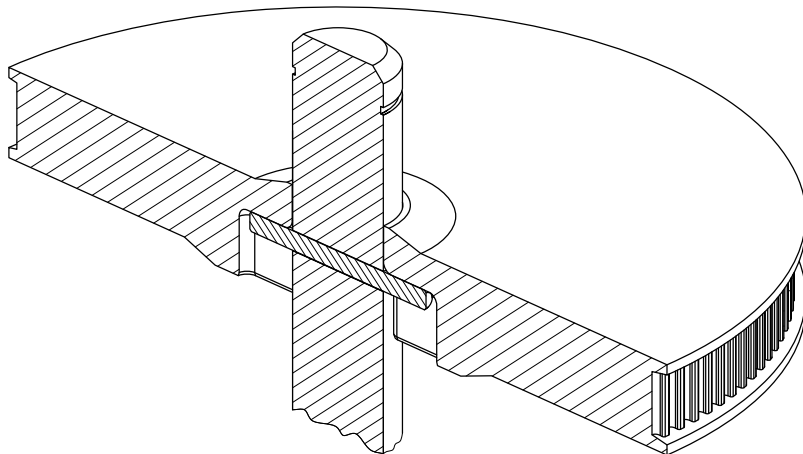


Figura 4.11: sezione assonometrica della puleggia condotta 1 assemblata sull'albero. Viene messa in evidenza la geometria della tasca i cui alloggia la spina.

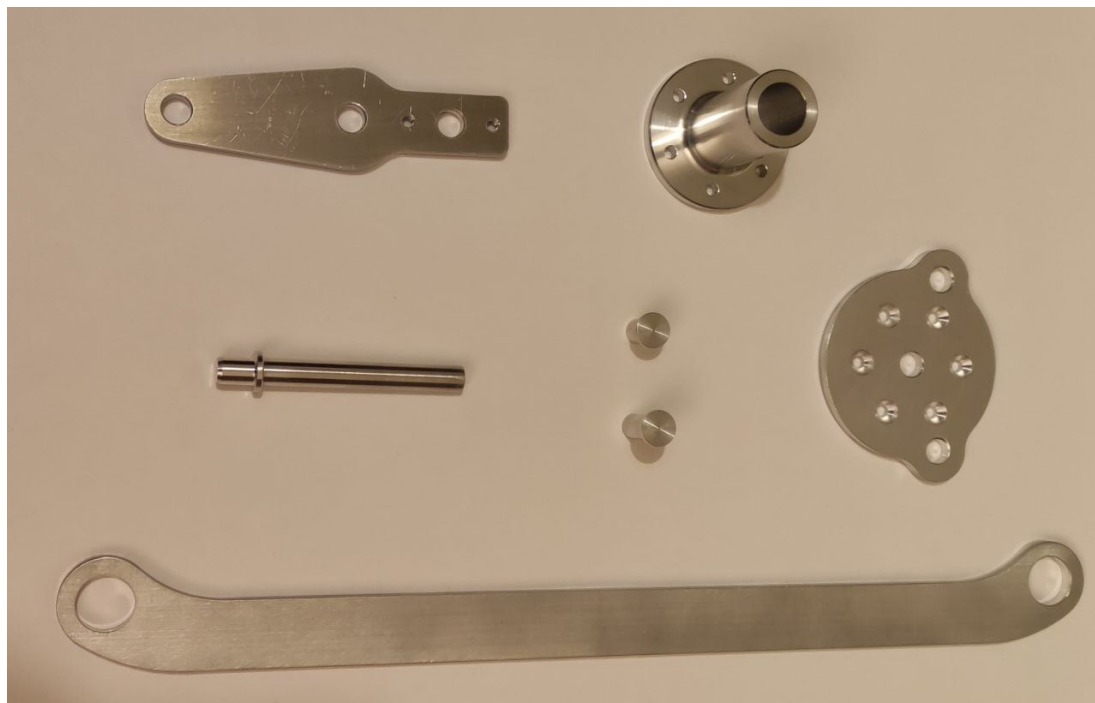


Figura 4.12: componenti del sottoassieme del parallelogramma realizzati in Ergal.



Figura 4.13: nuovi link del parallelogramma, e sistema di selezione della configurazione assemblati sul banco di lavoro.

### 4.3 Selezione dei materiali

In questa sezione viene discussa la scelta dei materiali per progettare e realizzare il parallelogramma di azionamento del link 2. Si usano le mappe di Ashby della tensione limite a trazione in funzione della densità e del modulo di Young in funzione della densità, per condurre una scelta razionale basata sulle prestazioni di resistenza e rigidità, e che consenta di ridurre la massa il più possibile, a parità di condizioni, ovvero, per una data geometria del cinematismo.

#### 4.3.1 Modellazione dei link

Per semplicità, il parallelogramma viene considerato come un meccanismo piano. Il link 3 può essere modellato come una trave incastrata in prossimità di  $J3$ , con una forza applicata all'estremità libera. A seconda della posizione, tale forza ha una componente  $F_{//}$  parallela all'asse della trave, che dà sforzo normale, e una componente  $F_{\perp}$ , ortogonale, che dà taglio e momento flettente. Il momento flettente è massimo all'estremità incastrata, e coincide con la coppia applicata al link 3 su  $J1$ . Il link 4 è un'asta poiché trasmette solo sforzo assiale di trazione o di compressione, a seconda della sollecitazione esterna applicata. Dovrà essere verificata la stabilità Euleriana. Il link 5 si comporta come una trave, allo stesso modo del link 3, con la differenza che la forza di estremità ha verso opposto.

#### 4.3.2 Calcolo dell'indice per travi rigide e leggere

A titolo di esempio viene mostrato come determinare l'indice di massa nel caso si ponga un obiettivo di rigidità. Per una trave a mensola composta da un materiale avente modulo di Young  $E$ , di lunghezza  $L$ , con una sezione costante avente momento d'inerzia  $I$ , con una forza  $F$  applicata all'estremità, la freccia massima vale:

$$f_{max} = \frac{F L^3}{3 E I} . \quad (4.1)$$

La rigidità, definita come rapporto tra la forza e la freccia massima si può scrivere come segue:

$$K = \frac{F}{f_{max}} = \frac{3 E I}{L^3} . \quad (4.2)$$

Essendo  $A$  l'area della sezione, vale la relazione:

$$I = c A^2 , \quad (4.3)$$

in cui  $c$  è un coefficiente di proporzionalità. Sostituendo 4.3 in 4.2 si ottiene:

$$K = \frac{3 E c A^2}{L^3} . \quad (4.4)$$

Se la rigidezza minima richiesta è pari a  $K_{min}$ , si ha:

$$K_{min} \leq K = \frac{3 E c A^2}{L^3} . \quad (4.5)$$

Si può esplicitare l'area:

$$A \geq \sqrt{\frac{K_{min} L^3}{3 c E}} . \quad (4.6)$$

L'area è esprimibile in funzione della massa e della densità secondo la relazione:

$$A = \frac{m}{L \rho} . \quad (4.7)$$

Sostituendo 4.7 in 4.6 ed isolando la massa si ottiene:

$$m \geq \sqrt{\frac{K_{min} L^5 \rho^2}{3 c E}} = S \frac{\rho}{\sqrt{E}} , \quad (4.8)$$

in cui sono stati raccolti nel fattore di struttura  $S$  i parametri  $K_{min}$ ,  $L$  e  $c$ , che non dipendono dal materiale. L'equazione 4.8 dice che a parità di rigidezza della trave, tanto più piccolo è il rapporto  $\rho/\sqrt{E}$ , tanto più piccola è la massa della trave. Definiamo l'indice  $I$  come segue:

$$I = \frac{\sqrt{E}}{\rho} . \quad (4.9)$$

Maggiore sarà l'indice, minore potrà essere la massa della trave, a parità di rigidezza. Applicando i logaritmi, si mette in evidenza la relazione:

$$\text{Log } I = \frac{1}{2} \text{Log } E - \text{Log } \rho . \quad (4.10)$$

Si può isolare il logaritmo del modulo elastico:

$$\text{Log } E = 2 \text{Log } \rho - 2 \text{Log } I . \quad (4.11)$$

Questa è l'equazione di una retta avente pendenza pari a 2 nel diagramma  $E(\rho)$ , in scala doppiologaritmica. I materiali che si trovano sulla stessa retta hanno identiche prestazioni, ossia, consentono di ottenere una struttura con la stessa rigidezza e la stessa massa. Materiali che stanno al di sopra di una certa retta performano meglio ed hanno un indice più alto.

### 4.3.3 Discussione del materiale scelto

Ponendo un obiettivo sulla stabilità al carico di punta, per aste che debbano essere stabili e leggere, si ottiene lo stesso indice trovato in equazione 4.9 per le travi inflesse che devono essere allo stesso tempo rigide e leggere. In modo analogo è possibile porre un obiettivo sulla tensione limite e ricercare i materiali che consentono di ridurre la massa. Per le travi inflesse si può dimostrare che l'indice vale:

$$I = \frac{\sigma_f^{2/3}}{\rho}, \quad (4.12)$$

in cui  $\sigma_f$  è la tensione limite. In figura 4.14 è rappresentato il diagramma di Ashby del modulo elastico in funzione della densità. Ciascun ellisse rappresenta una distribuzione di valori tipici per una certa tipologia di materiale. A loro volta, questi vengono raggruppati in famiglie più ampie. È stata tracciata ad arbitrio una retta di colore blu con pendenza pari a 2, che serve solo come riferimento. Più un materiale si distacca verso l'alto, più alto è il suo indice. Si noti, ad esempio, che le leghe di alluminio performano meglio degli acciai per produrre travi inflesse rigide e leggere. Escludendo i materiali ceramici avanzati e i polimeri rinforzati con fibra di carbonio, a causa del loro costo proibitivo ci si orienta verso i materiali metallici, in particolare verso le leghe di alluminio per via del costo accessibile, la loro facile reperibilità. Si noti però come alcuni tipi di legno, se orientati con la fibratura parallelamente allo sforzo, siano più performanti delle leghe di alluminio. Il loro impiego è stato escluso perché presentano delle caratteristiche indesiderabili per questa applicazione, come la loro spiccata ortotropia, l'essere soggetti a variazioni di forma a seconda del contenuto di umidità, il rischio di fenomeni di degradazione e di combustione.

In figura 4.15 è mostrato il diagramma di Ashby della tensione limite in funzione della densità. Una linea blu di pendenza pari a 1.5 è stata tracciata come riferimento. Si osserva che i materiali compositi a base di fibra di carbonio sono tra i migliori per la realizzazione di travi resistenti e leggere. Tra i materiali metallici, si osserva un grande dispersione della tensione di snervamento (dovuta alla grande varietà di stati microstrutturali possibili) a fronte di una relativamente piccola dispersione per i valori di densità. Le leghe di magnesio e di titanio ven-

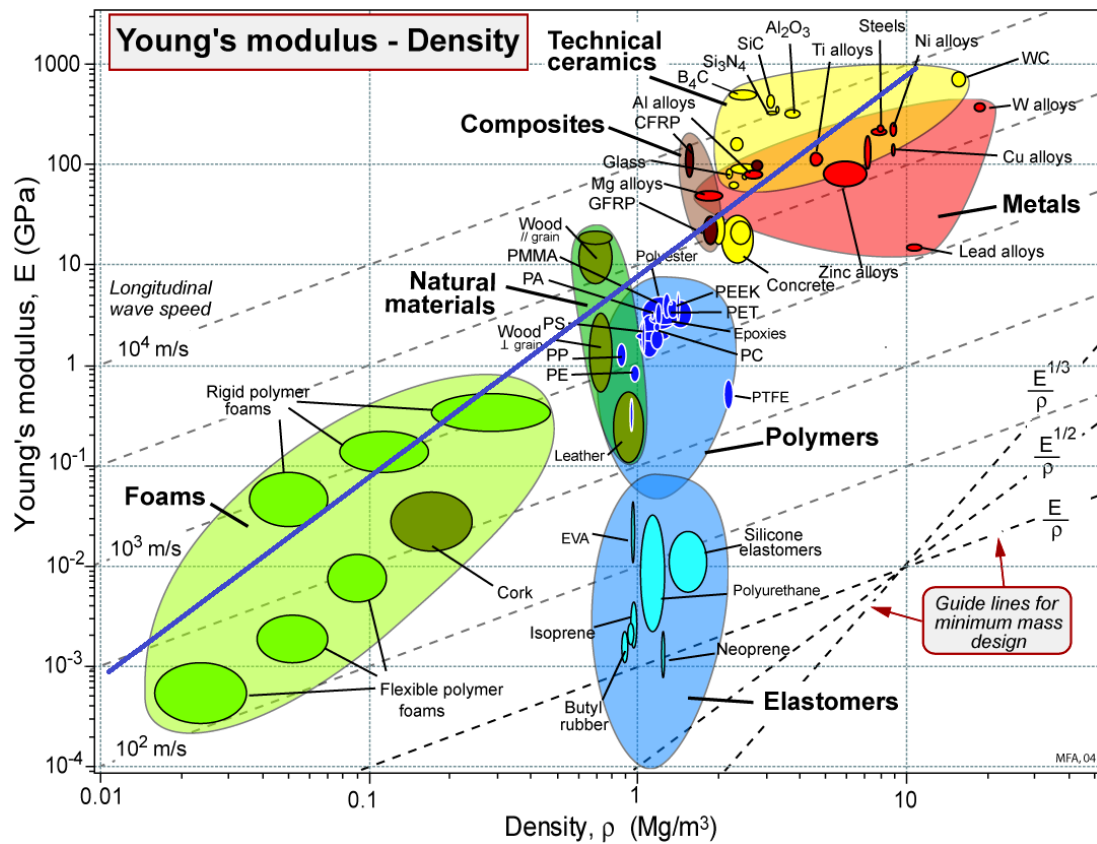


Figura 4.14: diagramma di Ashby del modulo di Young contro la densità. La linea blu ha pendenza 2 ed è stata tracciata come riferimento.

gono escluse per motivi economici. Il legno parallelo alla fibra risulta ancora una volta competitivo con le leghe di alluminio. Le schiume sono interessanti sotto il profilo dell'indice, tuttavia la loro densità è di circa due ordini di grandezza inferiore rispetto ai metalli, il che significherebbe dover gestire sezioni resistenti di dimensioni impraticabili. Alla luce di queste osservazioni, viene scelta la lega EN 7075-T6, nota come "Ergal", per le sue caratteristiche meccaniche e perché è molto diffusa, quindi facile da reperire. Le caratteristiche meccaniche più rilevanti per questa applicazione sono la tensione di snervamento, o meglio, la tensione di scostamento dalla proporzionalità dello 0.2%, che vale  $\sigma_{p,0.2} = 505 \text{ MPa}$ , il comportamento duttile e la resistenza alla corrosione.

È possibile utilizzare degli scarti di lamiera in Ergal disponibili nelle scaffalature dei materiali grezzi presenti nei laboratori del dipartimento. Sono disponibili valori di spessore 3 mm e 5 mm. Una rapida analisi sulla stabilità Euleriana del

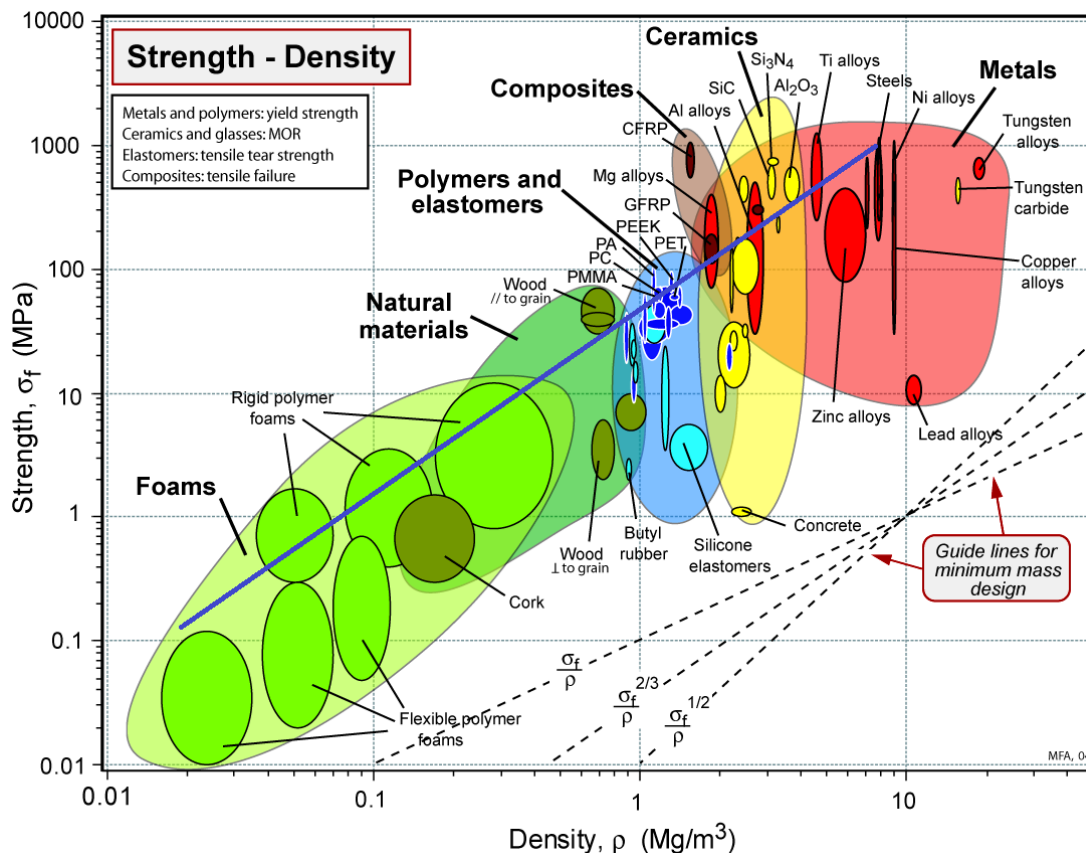


Figura 4.15: diagramma di Ashby della tensione limite contro la densità. La linea blu ha pendenza 1.5 ed è stata tracciata come riferimento.

link 4 evidenzia che lo spessore 5 mm consente di ottenere una sezione resistente più compatta, quindi vengono sviluppati dei ragionamenti sulla geometria ottima vincolandosi a questo spessore per i link 3, 4 e 5.

#### 4.4 Ottimizzazione della geometria

Gli interventi sul MariBot hanno l'obiettivo di ridurre le masse e le inerzie dei componenti del braccio robotico. Con questa intenzione, viene determinato ed applicato un criterio per calcolare la geometria ottimale per il parallelogramma di azionamento del link 2. In particolare, il link 1 risulta avere una lunghezza determinata, essendo parte del precedente braccio robotico. L'obiettivo, quindi, è quello di ottimizzare la lunghezza dei link 3 e 5 affinché la massa del parallelogramma sia minima.



### 4.4.1 Esistenza dell'ottimo

Si prenda in esame lo schema nel piano del moto del parallelogramma in figura 4.16, in cui il link 1 costituisce il telaio. Si presupponga di incastrare il link 5 al telaio in corrispondenza del giunto  $J2$ . La struttura diviene isostatica perché rimangono attivi due corpi rigidi (link 3 e link 4) e tre giunti rotoidali ( $J3$ ,  $J4$  e  $J5$ ). La coordinata relativa che il link 3 forma rispetto all'asse  $x_{L1}$  viene indicata con  $\theta_3$ , e in figura assume un valore generico. Siano  $l_3$  la lunghezza dei link 3 e 5,  $l_4$  la lunghezza del link 4 ed  $m_3$ ,  $m_4$ ,  $m_5$ , rispettivamente, le masse dei link 3, 4 e 5. Applicando al link 3 una coppia  $C_3$  costante in  $J3$  avente direzione dell'asse  $z_{L1}$ , per equilibrio statico, si trovano una coppia di reazione uguale e contraria in  $J2$  e uno sforzo assiale  $F_4$  sul link 4, il cui modulo vale:

$$F_4 = \frac{C_3}{l_3 |\sin \theta_3|}, \quad (4.13)$$

Se aumenta  $l_3$ , devono aumentare anche le masse  $m_3$  e  $m_5$  per motivi legati alla

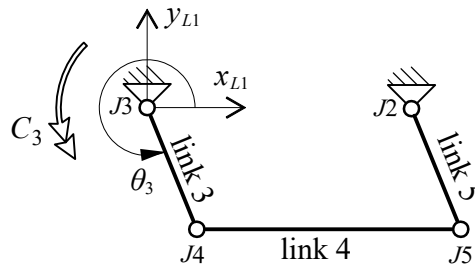


Figura 4.16: schema statico del parallelogramma.

resistenza meccanica e alla rigidezza dei link 3 e 5. Se però aumenta  $l_3$ , aumenta anche il braccio della forza  $F_4$ . Siccome la coppia da trasmettere è la stessa, la forza  $F_4$  diminuisce in intensità, di conseguenza, è possibile adottare una sezione più snella per il link 4 mantenendo lo stesso livello di sicurezza contro l'instabilità al carico di punta. Viceversa, una diminuzione di  $l_3$  permette di ridurre le masse  $m_3$  e  $m_5$  ma comporta una riduzione del braccio della forza  $F_4$ , di conseguenza  $F_4$  deve aumentare per mantenere costante il modulo della coppia applicata. Il link 4 sarà più pesante perché la sezione resistente dovrà avere momento d'inerzia maggiore per contrastare l'instabilità Euleriana.

Si considerino i due seguenti casi limite:

- $l_3 \rightarrow 0$ . In questo caso la forza  $F_4$  dispone di un braccio che tende a zero, ma la coppia da trasmettere è una grandezza finita, quindi il modulo della forza trasmessa sul link 4 tende all'infinito ed è necessaria una sezione con momento d'inerzia infinito per il link 4.
- $l_3 \rightarrow +\infty$ . In questo caso  $F_4$  tende a zero perché dispone di un braccio infinito, quindi tende a zero anche il contributo di massa  $m_4$ , però la massa totale è infinita perché i link 3 e 5 sono infinitamente lunghi.

Deve quindi esistere un valore ottimo di  $l_3$  che rende minima la massa totale.

#### 4.4.2 Ipotesi di modellazione

Se per un valore fissato di  $l_3$ , si ripetono le considerazioni fatte per la figura 4.16 facendo variare l'angolo  $\theta_3$ , ovvero, si incastra il link 5 in  $J2$  e si applica la coppia  $C_3$  al link 3 in  $J3$ , si conclude che la posizione più gravosa per il parallelogramma è quella in cui il seno dell'angolo  $\theta_3$  è minimo (se  $\sin \theta_3 = 0$  il parallelogramma raggiunge la singolarità, e al limite, si ha  $F_4 \rightarrow +\infty$ , come si vede in equazione 4.13). Il range operativo del link 3, rispetto al sistema di riferimento  $L1$  è espresso dall'intervallo  $\theta_3 \in [200^\circ ; 340^\circ]$ . Il range di sicurezza è invece definito dall'intervallo  $\theta_3 \in [195^\circ ; 345^\circ]$ ; in corrispondenza degli estremi, scattano i finecorsa meccanici, che disabilitano i driver dei motori. Per maggiore cautela si è impiegata la sollecitazione ottenuta con lo scenario nel quale viene erogata la coppia  $C_3$  fino all'esaurimento del range di sicurezza del link 3.

Si ipotizza, ai fini del modello di ottimizzazione, che il link 4 venga caricato a compressione poiché il fenomeno di cedimento preponderante è stato identificato nell'instabilità al carico di punta. I link 3 e 5 devono resistere al momento flettente applicato in corrispondenza gli assi di  $J3$  e  $J2$ ; in modulo, tale momento è stato assegnato pari  $C_3$ , la coppia disponibile sulla puleggia condotta, quando il motore eroga la coppia massima continuativa a rotore bloccato  $C_c$ , supponendo che la trasmissione abbia rendimento unitario. Occorre osservare che questo valore non dipende in nessun modo dal parametro  $l_3$  che si deve ottimizzare.

$$C_3 = C_c \frac{z_c}{z_m} = 400 \cdot \frac{127}{16} \text{ Nmm} = 3175 \text{ Nmm} , \quad (4.14)$$

in cui  $z_c$  e  $z_m$  sono rispettivamente il numero di denti della puleggia condotta e di quella motrice.

Per svolgere l'ottimizzazione è necessario stimare l'andamento della massa del parallelogramma in funzione della lunghezza  $l_3$ , al netto di contributi costanti. Per fare questo, si è modellato il meccanismo, come in figura 4.17. Proiettando il sistema nel piano  $z_{L1} = 0$ , nelle ipotesi di spessore costante dei link (motivata dalla disponibilità della lamiera grezza), e di omogeneità del materiale, la superficie occupata da un link è proporzionale alla sua massa, quindi risulta indifferente minimizzare la superficie, il volume o la massa effettiva. Il link 4 è modellato con una forma rettangolare, mentre i link 3 e 5 sono modellati con dei trapezi isosceli di uguali dimensioni. Si impone l'uguaglianza tra la lunghezza della base minore dei trapezi e la larghezza del link 4.

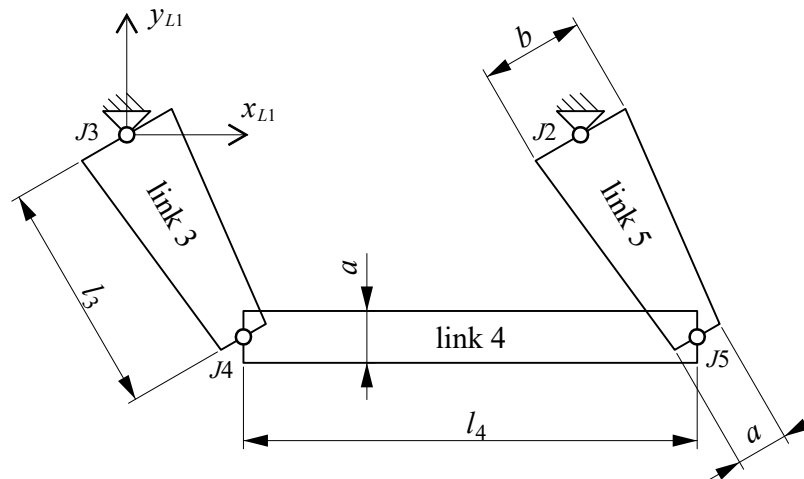


Figura 4.17: modello geometrico semplificato del parallelogramma, usato per la determinazione della massa minima.

### 4.4.3 Procedura

È stato creato uno script Matlab in cui si svolgono le seguenti operazioni:

1. Si assegnano le variabili note, come il modulo elastico:  $E$ , la densità:  $\rho$ , lo spessore della lamiera  $s$ , la coppia applicata  $C_3$ , l'angolo  $\theta_3$  impiegato, la lunghezza della base maggiore del trapezio  $b$ , la lunghezza del link 4  $l_4$  e il coefficiente di sicurezza a buckling  $\nu$ .

2. Si crea un vettore che contiene mille valori di  $l_3$  equamente spazati all'interno di un intervallo di interesse.
3. Con un ciclo *for*, per ciascuno dei valori di  $l_3$  si calcola il modulo della forza agente sul link 4  $F_4$  come in equazione 4.13. La forza critica ad instabilità Euleriana è:

$$F_{cr} = \frac{I_{min} \pi^2 E}{l_4^2}, \quad (4.15)$$

in cui  $I_{min}$  è il momento d'inerzia minimo della sezione e  $l_4$  coincide con la lunghezza libera di inflessione.

4. La sezione resistente è rettangolare, con lati  $a$  ed  $s$ . Si ricava il lato  $a$ , sapendo che il coefficiente di sicurezza è definito come  $\nu = F_{cr}/F_4$ :

$$a = \frac{12 \nu F_4 l_4^2}{\pi^2 E s^3}. \quad (4.16)$$

5. Con una funzione *if*, si verifica che il momento d'inerzia calcolato sia quello minimo della sezione, controllando la relazione  $a > s$ . Se non è così, si ricalcola il valore  $a$  corretto.
6. Si calcola la massa totale, con una condizione: se il link 3 ha una lunghezza inferiore ad una certa soglia, si riesce a realizzare il giunto  $J_4$  direttamente sulla puleggia condotta 2, altrimenti, è necessario realizzare un corpo aggiuntivo da fissare alla puleggia, che viene modellato come un prisma a base trapezoidale, identicamente al link 5.

$$\begin{aligned} m_{tot} &= m_3 + m_4 + m_5 = \rho s ((a + b) l_3 + l_4 a) & \text{se } l_3 > l_p \\ m_{tot} &= m_4 + m_5 = \rho s \left( \frac{a + b}{2} l_3 + l_4 a \right) & \text{se } l_3 \leq l_p. \end{aligned} \quad (4.17)$$

7. Viene identificato il valore di  $l_3$  che rende la massa minima.

Sono stati impiegati i seguenti valori numerici per il calcolo: modulo di Young dell'Ergal:  $E = 72500 \text{ MPa}$ , densità dell'Ergal:  $\rho = 2.8 \cdot 10^{-3} \text{ g/mm}^3$ , spessore della lamiera:  $s = 5 \text{ mm}$ , coppia applicata:  $C_3 = 3175 \text{ Nmm}$ , coordinata del link 3:  $\theta_3 = 195^\circ$ , lunghezza base maggiore:  $b = 30 \text{ mm}$ , lunghezza del link 4:  $l_4 = 304 \text{ mm}$ , coefficiente di sicurezza a buckling:  $\nu = 6$ . È stato fissato il valore di

soglia  $l_p = 50 \text{ mm}$ , al di sotto dei quali il giunto  $J4$  viene realizzato direttamente sulla puleggia condotta e infatti, nel grafico in figura 4.18 la massa  $m_3$  presenta una discontinuità in tale valore; Si osserva che  $m_3$  e  $m_5$  coincidono per valori di  $l_3 > l_p$  e sono proporzionali a  $l_3$ ; la massa  $m_4$  è inversamente proporzionale alla lunghezza  $l_3$ .

Il minimo della massa totale si ha per  $l_3 \simeq 96 \text{ mm}$ , tuttavia, la scelta è ricaduta sul valore massimo che permetta di installare il giunto  $J4$  direttamente sulla puleggia, permettendo di ridurre l'ingombro del parallelogramma, e come mostra il grafico, con una penalizzazione esigua.

Con  $l_3 = 50 \text{ mm}$  si ottengono i seguenti risultati: modulo della forza sul link 4:  $F_4 = 245 \text{ N}$ , larghezza della sezione del link 4:  $a = 18.3 \text{ mm}$ . Il dimensionamento è stato eseguito arrotondando  $a = 20 \text{ mm}$ .

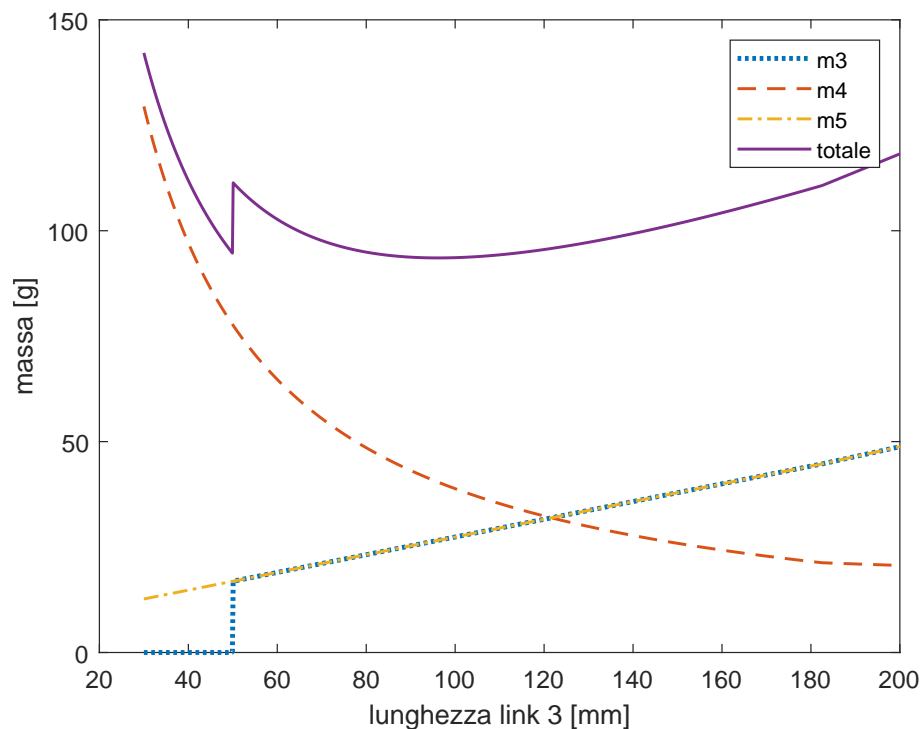


Figura 4.18: andamento delle masse dei link del parallelogramma in funzione della lunghezza del link 3.



# Capitolo 5

## Verifiche strutturali

### 5.1 Verifica dei cuscinetti

#### 5.1.1 Calcolo delle forze

Per poter eseguire la verifica della durata dei cuscinetti, viene calcolato il valore di picco delle reazioni vincolari agenti sulla puleggia condotta 2 e del link 4. Si procede studiando l'equilibrio statico alla rotazione lungo l'asse  $z_{L1}$  della puleggia condotta 2, dopo aver identificato lo scenario che include tutte le maggiori criticità. Vengono quindi determinate le forze radiali sui cuscinetti calcolando le reazioni vincolari di un modello trave appoggio-appoggio. Si trascurano tutte le forze peso.

Nel modello, viene preso in esame il caso più gravoso, cioè quello in cui la coppia erogata dal motore è positiva. Con riferimento alla figura 5.1, le forze che generano un momento lungo  $z_{L1}$  sono  $F_4$ , ovvero la forza scambiata con il link 4 presso il giunto  $J4$  e i tiri della cinghia  $T_1$  e  $T_2$ , presenti rispettivamente sul ramo teso e sul ramo condotto. Si ipotizza che il link 4 sia incastrato a telaio nella posizione più grave (che si procede a determinare) e che il motore eroghi la coppia massima continuativa a rotore bloccato  $C_c = 400 \text{ Nm}$ , producendo le forze di tiro sulla cinghia. Gli angoli che il ramo teso e il ramo condotto formano con l'asse  $x_{L0}$  sono rispettivamente  $\gamma_1 = 181.2^\circ$  e  $\gamma_2 = 140.4^\circ$  e determinano le direzioni delle rette d'azione delle forze di tiro. L'angolo che la forza  $F_4$  forma rispetto all'asse  $x_{L0}$ , dipende dall'orientazione del link 1 (che è sempre parallelo

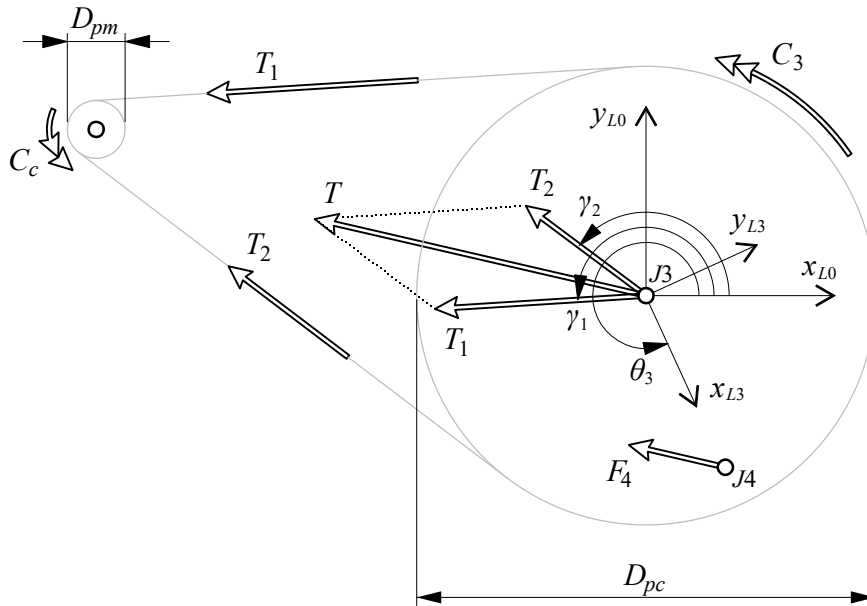


Figura 5.1: forze agenti sulla puleggia condotta 2.

al link 4). Dunque, la retta d'azione di  $F_4$  è sempre parallela all'asse  $x_{L1}$  perché il link 4, è modellabile come un'asta, quindi non può trasmettere uno sforzo di taglio. Si consideri la forza  $T$ , ovvero la somma vettoriale delle forze  $T_1$  e  $T_2$ : affinché si verifichi il picco di reazione su uno dei due cuscinetti, è necessario che le proiezioni delle forze  $F_4$  e  $T$  sul piano  $Z_{L0}$  abbiano la stessa direzione e verso. Si consideri come varia la forza  $F_4$  in funzione di  $\theta_3$ , così come presentato nel paragrafo 4.4. In condizioni di equilibrio statico e a parità di coppia trasmessa sulla puleggia condotta,  $F_4$  è inversamente proporzionale al seno della coordinata  $\theta_3$ . Il picco si raggiunge per i valori estremi del range e nel caso specifico, è stato impiegato il limite inferiore del range operativo:  $\theta_3 = 200^\circ$ .

Il modulo del tiro effettivo è :

$$T_e = \frac{2 C_c}{D_{pm}} = \frac{2 \cdot 400}{15.28} N = 52.4 N , \quad (5.1)$$

in cui  $D_{pm}$  è il diametro primitivo della puleggia motrice. Per determinare il modulo della forza di tiro sul ramo condotto si applica la seguente regola pratica suggerita in [13]:

$$T_2 = 30\% T_e = 0.3 \cdot 52.4 N = 15.7 N . \quad (5.2)$$



Per equilibrio si ricava il modulo del tiro sul ramo teso:

$$T_1 = T_2 + T_e = (15.7 + 52.4) N = 68.1 N . \quad (5.3)$$

Si calcola il modulo della coppia sulla puleggia condotta:

$$C_3 = C_c \frac{D_{pc}}{D_{pm}} = 400 \frac{121.28}{15.28} = 3175 Nmm . \quad (5.4)$$

Il modulo della forza esercitata sul giunto  $J_4$  vale:

$$F_4 = \frac{C_3}{l_3 |\sin \theta_3|} = \frac{3175}{50 |\sin 20^\circ|} N = 186 N . \quad (5.5)$$

Si calcolano le componenti del tiro risultante  $T$  espresse nel sistema di riferimento  $L0$ :

$$\begin{aligned} T_x &= T_1 \cos \gamma_1 + T_2 \cos \gamma_2 = \\ &= (68.1 \cos(181.2^\circ) + 15.7 \cos(140.4^\circ)) N = -80.1 N , \\ T_y &= T_1 \sin \gamma_1 + T_2 \sin \gamma_2 = \\ &= (68.1 \sin(181.2^\circ) + 15.7 \sin(140.4^\circ)) N = 8.6 N . \end{aligned} \quad (5.6)$$

Il modulo del tiro risultante vale:

$$T = \sqrt{T_x^2 + T_y^2} = \sqrt{-80.1^2 + 8.6^2} N = 81 N . \quad (5.7)$$

Si studia l'equilibrio della puleggia condotta 2 alla rotazione lungo l'asse  $y_{L1}$  e alla traslazione lungo l'asse  $x_{L1}$ . Lo schema statico in figura 5.2 mostra la distanza tra le rette d'azione delle forze agenti e la disposizione dei vincoli. Le lunghezze dei vettori non sono in scala. L'equilibrio alla rotazione lungo l'asse  $y_{L1}$  fornisce:

$$\Sigma M_A = 0 = -a F_4 + b T - (b + c) R_B , \quad (5.8)$$

da cui si ricava:

$$R_B = \frac{b T - a F_4}{b + c} = \frac{3.75 \cdot 80.6 - 7.4 \cdot 186}{3.75 + 7.25} N = -97 N . \quad (5.9)$$

Quindi occorre cambiare il verso di  $R_B$  in figura.

L'equilibrio alla traslazione lungo l'asse  $x_{L1}$  fornisce:

$$\Sigma F_x = 0 = -F_4 + R_A - T + R_B , \quad (5.10)$$

da cui si ricava:

$$R_A = F_4 + T - R_B = (186 + 81 + 97) N = 364 N , \quad (5.11)$$

che corrisponde al carico radiale massimo sperimentabile secondo le ipotesi di modellazione formulate.

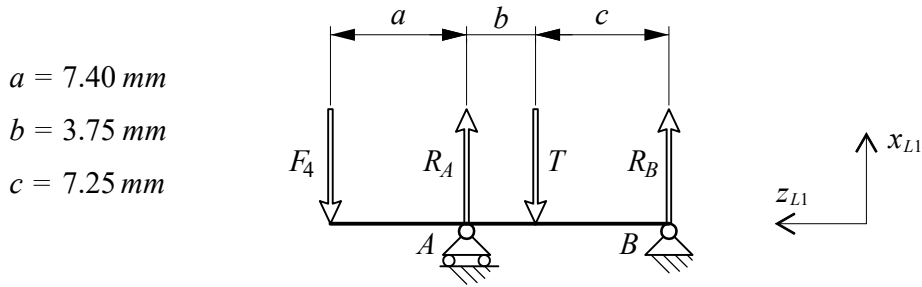


Figura 5.2: modello statico della puleggia condotta 2 nel piano  $y_{L1} = 0$ . I punti  $A$  e  $B$  sono i punti di mezzeria dei cuscinetti, in cui si ipotizza agiscano le reazioni vincolari  $R_A$  ed  $R_B$ , modellate come forze concentrate. Le lunghezze dei vettori non sono in scala.

### 5.1.2 Stima della durata

La stima della durata dei due differenti modelli di cuscinetto radiale a sfere installati rispettivamente sul link 4 e sulla puleggia condotta 2 è stata calcolata secondo la modellazione ISO 218, che fa riferimento ad una probabilità di rottura del 10%.

Si usano i carichi statici di picco precedentemente determinati, considerando che rimangano applicati con costanza per l'intero range operativo. Questa ipotesi non ha la pretesa di ottenere una stima accurata della durata effettiva, ma ha lo scopo di velocizzare di molto il calcolo, andando a favore di sicurezza.

Si calcola la durata base in milioni di giri al 10% di probabilità di rottura:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^p, \quad (5.12)$$

in cui  $C$  è il coefficiente di carico, noto dalla scheda tecnica,  $P$  è il carico equivalente agente sul cuscinetto. Per i cuscinetti a sfere si ha l'esponente  $p = 3$ . Si usa il coefficiente di carico statico  $C_0$ , viste le velocità molto basse (minori di 10 *giri/minuto*). Per entrambi i modelli di cuscinetto, l'unico carico assiale è dovuto al peso proprio della struttura, che è trascurabile, pertanto, il carico equivalente coincide con il carico radiale statico. Vengono quindi assegnati i carichi di picco che sono stati ricavati in sezione 5.1.1.

È possibile esprimere la durata base in milioni di cicli di oscillazione aventi

l'angolo  $\gamma$  [°] come ampiezza:

$$L_{10,osc} = \frac{180}{2\gamma} L_{10} . \quad (5.13)$$

Si specifica che l'ampiezza  $\gamma$  vale la metà dell'escursione totale. Per entrambi i tipi di cuscinetto si ha  $\gamma = 70^\circ$ . Si considera un impiego costante pari a 10 *cicli/minuto*, 20 *minuti/ora*, 8 *ore/giorno* e 300 *giorni/anno*, che corrisponde a un utilizzo  $u = 0.48 \cdot 10^6$  *cicli/anno*. Si esprime quindi la durata base in anni:

$$D = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{u} . \quad (5.14)$$

Collocazione	Marca	Dimensioni $d \times D \times B$ [mm]	$C_0$ [N]	$P$ [N]	$L_{10,osc}$ [ $10^6$ <i>cicli</i> ]	$D$ [ <i>anni</i> ]
link 4	XiKe	$8 \times 16 \times 5$	640	186	52	109
puleggia 2	SKF	$17 \times 26 \times 5$	1270	364	54	112

Tabella 5.1: caratteristiche dei cuscinetti, carichi e durata base.

## 5.2 Analisi strutturali FEM

Sono state svolte con il software ANSYS delle analisi strutturali di tipo statico, nelle ipotesi di lineare elasticità e di isotropia, per i seguenti componenti: link 4, perno 4, perno 5, link 5, piastra di selezione e flangia. Per il link 4 è stata svolta anche un'analisi di stabilità a buckling.

### 5.2.1 Criteri di attribuzione dei parametri della sollecitazione

È stato formulato un modello statico per descrivere il modo in cui il link 5 ripartisce le proprie sollecitazioni sugli altri corpi del sottoassieme di cui fa parte. Questi risultati, applicando il terzo principio della dinamica, sono stati utilizzati successivamente per applicare i carichi nei modelli dei componenti analizzati.

Con riferimento alla figura 5.3, è stato considerato che il link 1 e il link 2 siano incastrati a telaio, che la coordinata del link 3 si trovi all'estremo inferiore del range operativo (ovvero,  $\theta_3 = 200^\circ$ ) e che il motore di azionamento del link 2 stia erogando la coppia massima continuativa a rotore bloccato:  $C_c = 400 \text{ Nmm}$ . È già dimostrato in sezione 5.1.1 che in questa condizione si raggiunge la massima sollecitazione sul meccanismo, e che il modulo della forza assiale sul link 4 vale  $F_4 = 186 \text{ N}$ .

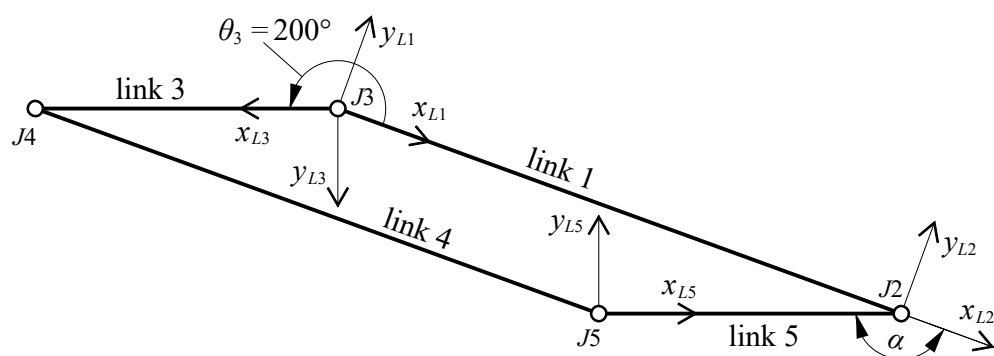


Figura 5.3: schema cinematico del parallelogramma nella posizione critica analizzata. Il link 3 si trova nell'estremo inferiore del range operativo e la configurazione è di braccio destro.

In figura 5.4 è rappresentato lo schema fisico del link 5, in cui si può apprezzare la geometria del componente reale. I fori da sinistra verso destra ospitano rispettivamente il perno 5, la vite a colletto, coassiale al giunto  $J2$  e il perno selettore. L'accoppiamento tra la vite a colletto e il link 5 ha un gioco molto ristretto per contenere il backlash, invece l'accoppiamento tra il link 5 e il perno selettore è libero perché durante il processo di cambio configurazione, il perno deve scorrere agevolmente nella sua sede per potersi innestare nella piastra sottostante solo con l'azione della molla precaricata, una volta raggiunto l'allineamento. È stato quindi ipotizzato che l'intera componente di sollecitazione parallela all'asse  $x_{L5}$ , cioè lo sforzo assiale sul link 5, venga equilibrato in corrispondenza della vite a colletto. La figura 5.5 mostra lo schema del modello trave usato per il calcolo delle reazioni vincolari. La forza proveniente dal link 4 è stata scomposta nelle componenti  $F_{4y} = -64 \text{ N}$  e  $F_4 = 175 \text{ N}$ . Dalle equazioni cardinali della statica si ottengono i seguenti risultati:  $R_{Cx} = -175 \text{ N}$ ,  $R_{Cy} = 170 \text{ N}$ ,  $R_S = -106 \text{ N}$ .

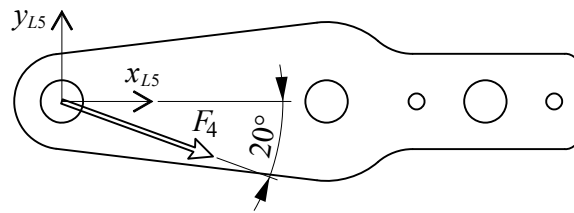


Figura 5.4: schema fisico del link 5 caricato con la sollecitazione massima modellata.

Tutte le coppie applicate ai modelli FEM che sono parallele al piano  $z = 0$ , sono dei momenti di trasporto, cioè, sono dovute al fatto che la retta d'azione della forza trasmessa dal link 4 sul giunto  $J_5$  sia ad una certa distanza dalla forza applicata al modello. Applicando un momento pari al prodotto vettoriale tra forza e lo spostamento subito dal punto di applicazione, si rende equivalente lo schema di carico.

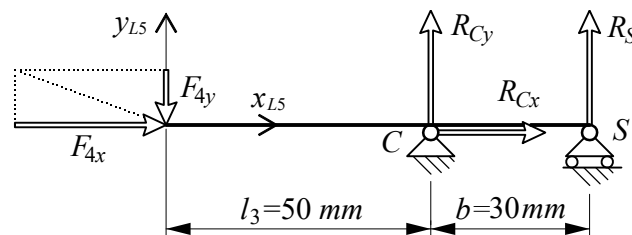


Figura 5.5: schema statico del link 5: si applica un modello trave appoggio-appoggio; la forza  $F_4$  è stata scomposta nella direzione ortogonale e parallela all'asse della trave.

### 5.2.2 Link 4

In fase di ottimizzazione (4.4), è stato scelto di sottoporre il link 4 al carico massimo che si ottiene al limite del range di sicurezza della coordinata  $\theta_3 = 195^\circ$ , con il link 2 bloccato e il motore che eroga la coppia massima continuativa. Il carico ottenuto vale  $F_4 = 245 \text{ N}$  ed è stato applicato nel modello, sulla faccia cilindrica che ospita il cuscinetto. È stata sfruttata la simmetria del componente rispetto al piano di mezzeria, per ridurre di metà il volume del corpo. Ciò ha

permesso di usare un minor numero di elementi, e quindi, di snellire della metà il problema numerico.

Sono stati applicati due vincoli di spostamento: il primo, imposto sulla faccia di simmetria ottenuta con la sezione, impedisce gli spostamenti lungo la direzione longitudinale, l'altro, applicato ad un bordo della stessa faccia, blocca le traslazioni lungo le direzioni trasversali e serve solo a prevenire i moti rigidi, evitando di generare errori durante la risoluzione. Dall'analisi statica è stato ottenuto un valore massimo di tensione ideale secondo Von Mises pari a  $\sigma_{VM} = 12.5 \text{ MPa}$ .

Il vincolo in mezzeria del modello impedisce le rotazioni della sezione, quindi esclude alcuni modi di instabilità: quelli che hanno un nodo in mezzeria. È noto che il modo con lunghezza libera d'inflessione maggiore, il più critico, crea un ventre in mezzeria del link 4, quindi è stato fenomeno viene modellato adeguatamente. Gli autovalori hanno il significato di coefficienti da moltiplicare al carico applicato per ottenere il carico critico. Il primo, riferito al modo più instabile, vale  $\lambda_1 = 6.4042$ . Si nota la corrispondenza con quanto imposto durante l'ottimizzazione del parallelogramma (con coefficiente di sicurezza a buckling ( $\nu = 6$  è stato ottenuta una larghezza  $a = 18.3 \text{ mm}$ , successivamente arrotondata a  $20 \text{ mm}$ ). Il secondo e il terzo autovalore, calcolati per curiosità, valgono rispettivamente  $\lambda_2 = 54.682$  e  $\lambda_3 = 102.21$ .

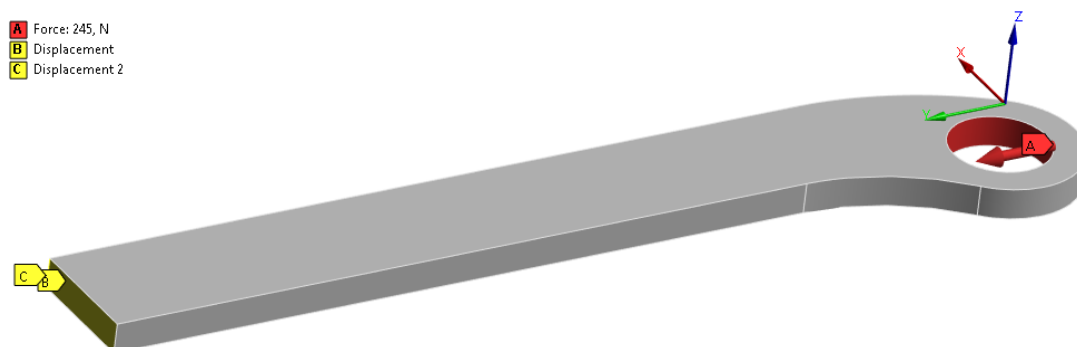


Figura 5.6: vincoli e carichi applicati al modello. Una forza rivolta in direzione longitudinale è applicata alla faccia cilindrica in cui ha sede il cuscinetto. Un vincolo direzionale, imposto sulla faccia di simmetria, impedisce gli spostamenti longitudinali; un altro, applicato ad un bordo della stessa faccia, blocca gli spostamenti trasversali.

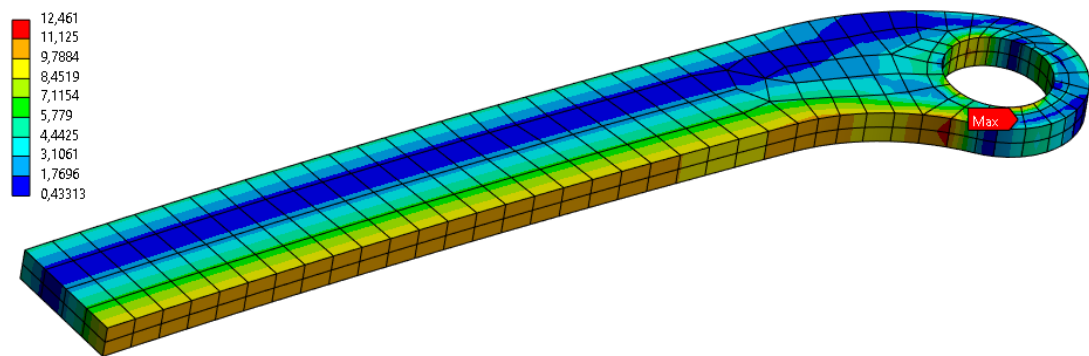


Figura 5.7: mesh del componente e mappa a colori della tensione di Von Mises.

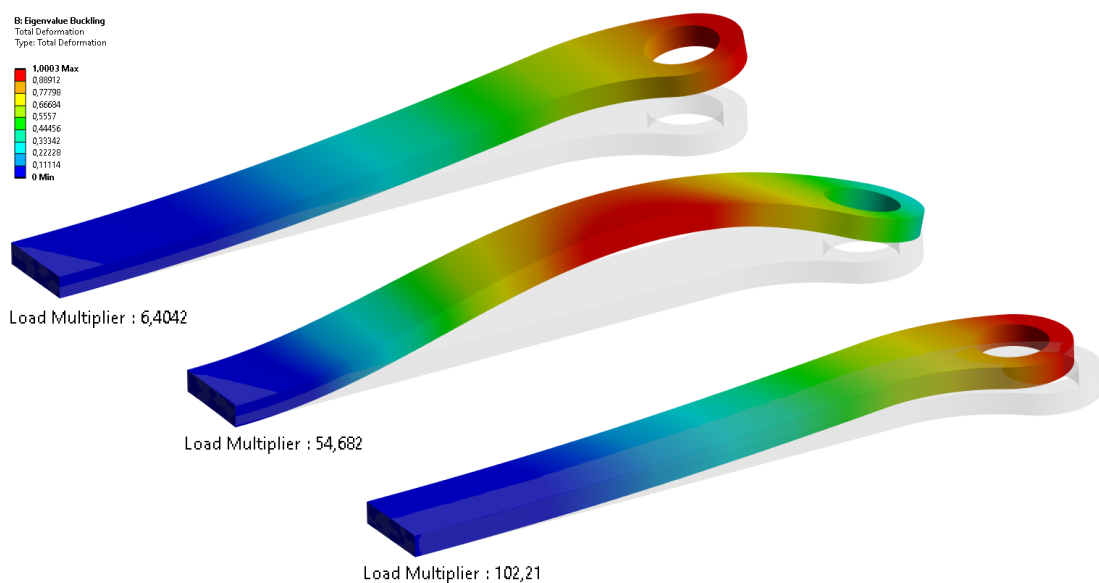


Figura 5.8: primi tre modi di instabilità ottenuti dall'analisi di buckling lineare del modello del link 4. I colori rappresentano il modulo dello spostamento rispetto alla posizione iniziale. In alto è rappresentato il primo modo, il più critico, con un autovalore  $\lambda_1 = 6.4042$ . Seguono i modi successivi, con  $\lambda_2 = 54.682$  e  $\lambda_3 = 102.21$ .

### 5.2.3 Perno 4

Per simulare il perno 4 è stato modellato anche un concio della puleggia nella quale è inserito. Per attribuire il modulo elastico a questo corpo, che viene realizzato in acido polilattico con un riempimento del 30%, con tecnologia FDM, è stata applicata la regola delle fasi. Il modulo elastico del materiale pieno, supposto isotropo, vale  $E_{100\%} = 1820 \text{ MPa}$ , quindi viene impartito il valore  $E_{30\%} = 546 \text{ MPa}$ .

La faccia cilindrica esterna di questo corpo ausiliario è stata vincolata con un incastro, mentre quella interna è soggetta ad una funzione di contatto con il fianco del perno. Il tipo di contatto applicato è senza attrito e con la possibilità di separazione tra l'interfaccia dei due corpi. Una forza radiale è stata assegnata alla porzione di perno in cui si stabilisce il cuscinetto. È stata sfruttata la simmetria del sistema rispetto al piano definito dalla retta di azione della forza applicata e dall'asse di rivoluzione del perno; il modulo della forza applicata viene quindi dimezzato, rispetto al modello intero. Il foro con filettatura interna M3 è stato modellato con la geometria di un foro liscio con diametro pari a  $3 \text{ mm}$ . Il picco di tensione ideale si trova sulla superficie interna del foro, dove la tensione tangenziale dovuta al taglio è elevata, e vale  $\sigma_{VM} = 22.7 \text{ MPa}$ .

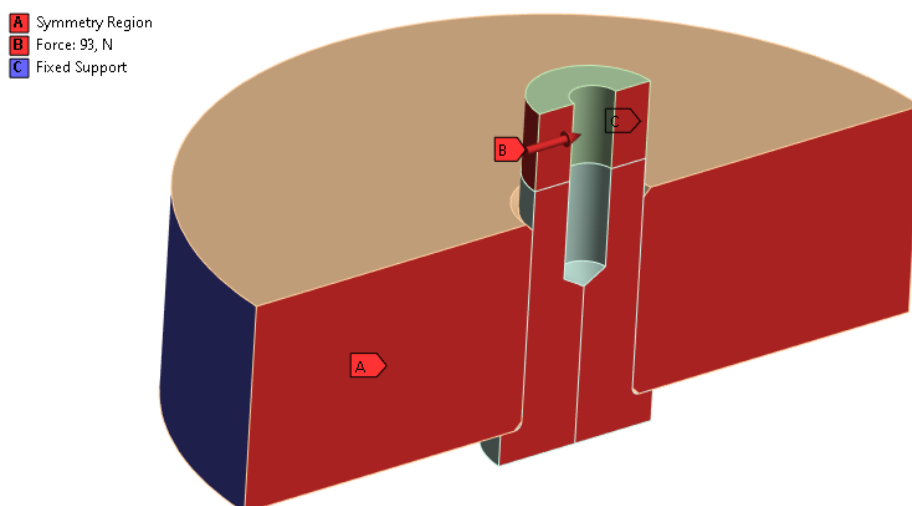


Figura 5.9: vincoli e carichi imposti al modello. La forza radiale è applicata alla faccia cilindrica del perno, e la sua direzione è parallela al piano di simmetria. La faccia cilindrica esterna del concio di puleggia è incastrata al telaio.



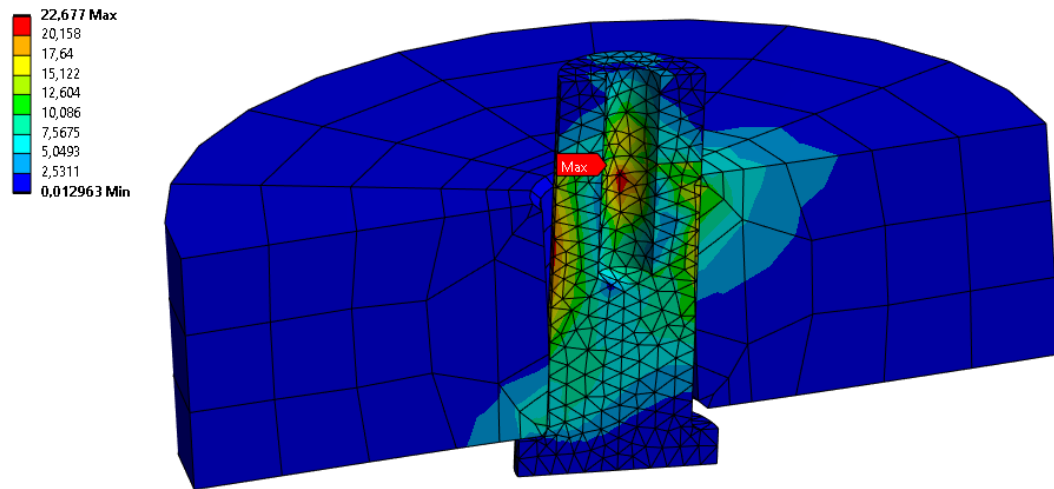


Figura 5.10: mesh del modello e mappa a colori della tensione di Von Mises.

### 5.2.4 Perno 5

La procedura che è stata adottata è identica a quella impiegata per il perno 4, con la differenza che il corpo ausiliario, che simula il link 5, è dello stesso materiale del perno. La zona più sollecitata è la regione di contatto premuta contro il bordo dello smusso del foro. In questo intorno si raggiungono pressioni di contatto caratterizzate da un elevato gradiente nello spazio, quindi è stata infittita localmente la mesh. Il picco di tensione ideale vale  $\sigma_{VM} = 39.3 MPa$ .

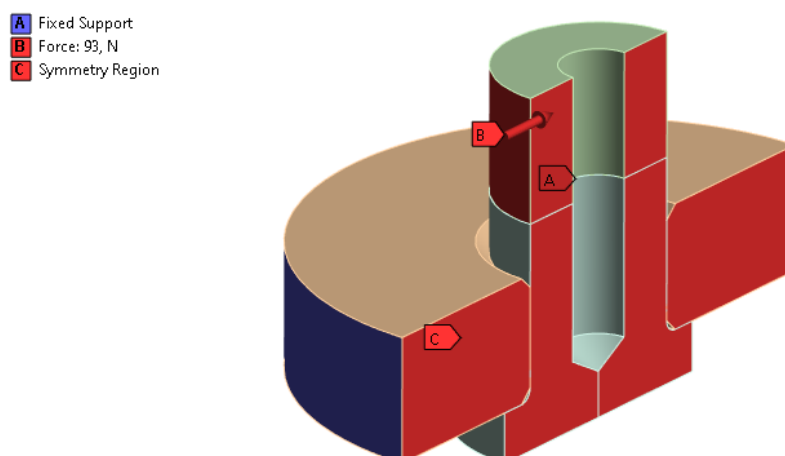


Figura 5.11: vincoli e carichi imposti al modello. La forza radiale è applicata alla faccia cilindrica del perno, e la sua direzione è parallela al piano di simmetria. Un incastro è applicato sulla faccia cilindrica esterna del corpo ausiliario.

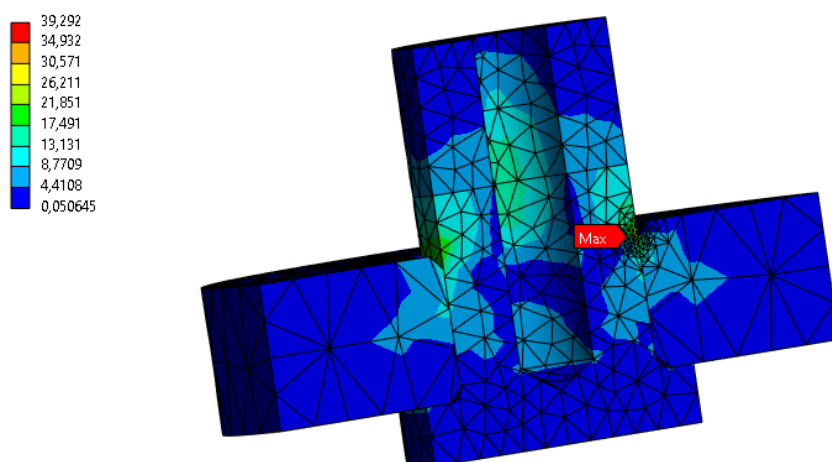


Figura 5.12: mesh del modello e mappa a colori della tensione di Von Mises.

### 5.2.5 Link 5

Il modello è stato vincolato in corrispondenza delle facce cilindriche dei fori per la vite a colletto e per il perno selettore. Sono stati definiti due nuovi sistemi di riferimento a coordinate cilindriche sugli assi dei fori. Nel foro della vite a colletto sono state bloccate le traslazioni in direzione assiale e radiale, lasciando svincolata la rotazione attorno l'asse del foro. Sulla sede del perno selettore è stata bloccata solo la traslazione in direzione radiale.

La forza trasmessa dal link 4 ( $F_4 = 186 \text{ N}$ ) è stata impartita al foro cilindrico in cui ha sede il perno 5. Lo schema di carico è lo stesso che è stato descritto in 5.2.1, con la differenza che viene aggiunto il momento di trasporto avente modulo pari a  $F_4 \cdot \Delta z$ , in cui  $\Delta z = 7 \text{ mm}$ , è il modulo dello spostamento del punto di applicazione di  $F_4$ . La direzione e il verso del momento di trasporto sono quelli del prodotto vettore tra la forza applicata dal link 4 e il vettore spostamento. La tensione ideale di Von Mises massima riscontrata vale  $\sigma_{VM} = 34.6 \text{ MPa}$ .

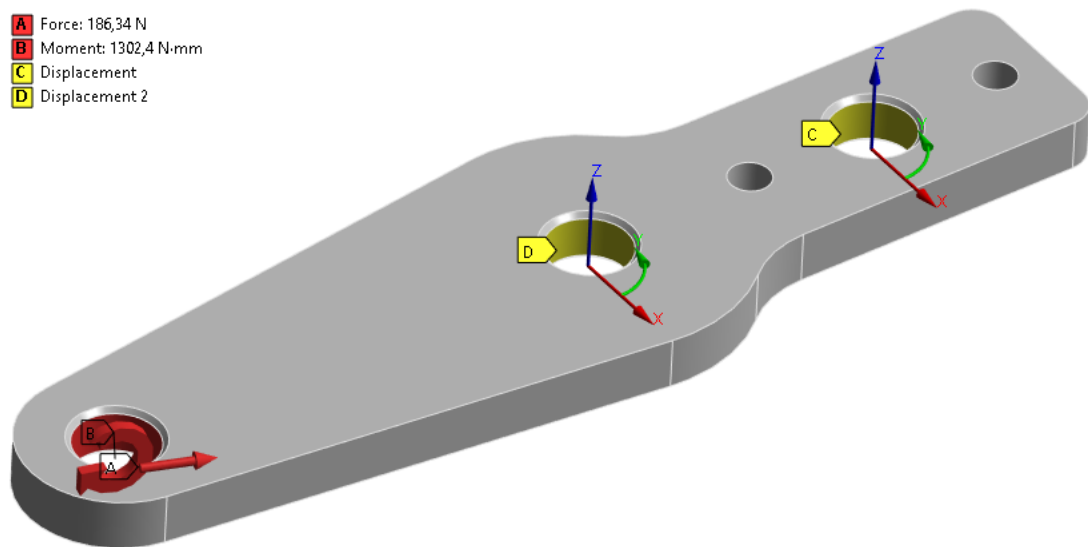


Figura 5.13: vincoli e carichi imposti al modello. La forza trasmessa dal link 4 è applicata alla faccia cilindrica in cui ha sede il perno 5; viene aggiunto il relativo momento di trasporto. I fori in cui alloggianno il perno selettore e la vite a colletto sono soggetti a dei vincoli che permettono la rotazione lungo l'asse del foro.

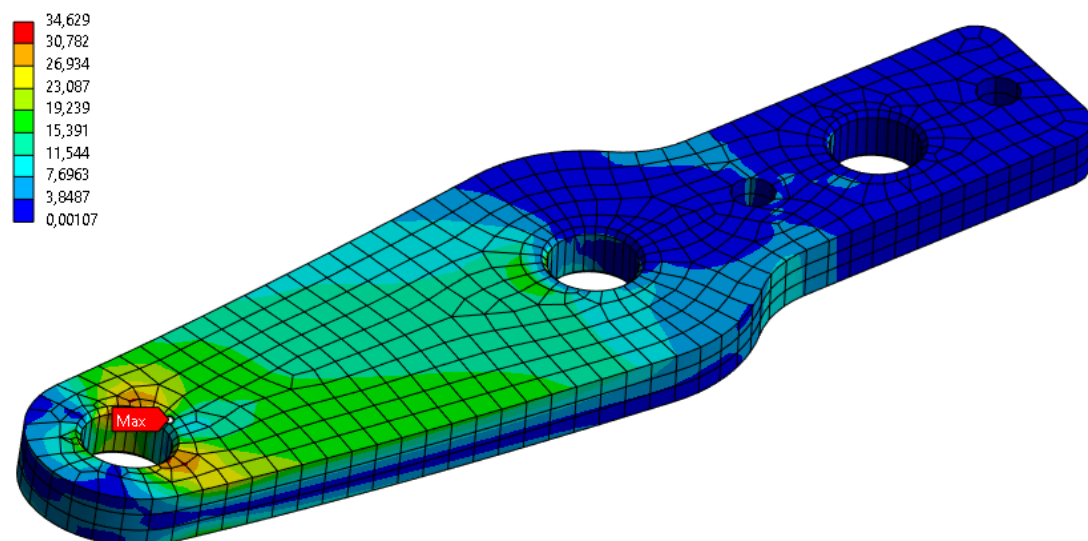


Figura 5.14: mesh del componente e mappa a colori della tensione di Von Mises.

### 5.2.6 Piastra di selezione

Per vincolare il modello sono state incastrate a telaio le superfici a contatto con le teste delle viti svasate che fanno parte della giunzione bullonata con la flangia sottostante. I carichi sono stati attribuiti coerentemente al modello formulato in in 5.2.1: il foro cilindrico in cui si accoppia la vite a colletto è stato caricato con la forza trasmessa dal link 5, in modulo  $R_C = (R_{C_x}^2 + R_{C_y}^2)^{0.5} = 244 \text{ N}$  e con il relativo momento di trasporto. La sede del perno selettore è stata caricata con la forza avente il modulo  $R_S = 106 \text{ N}$  e il rispettivo momento di trasporto. La massima tensione ideale di Von Mises riscontrata vale  $\sigma_{VM} = 12.8 \text{ MPa}$ .

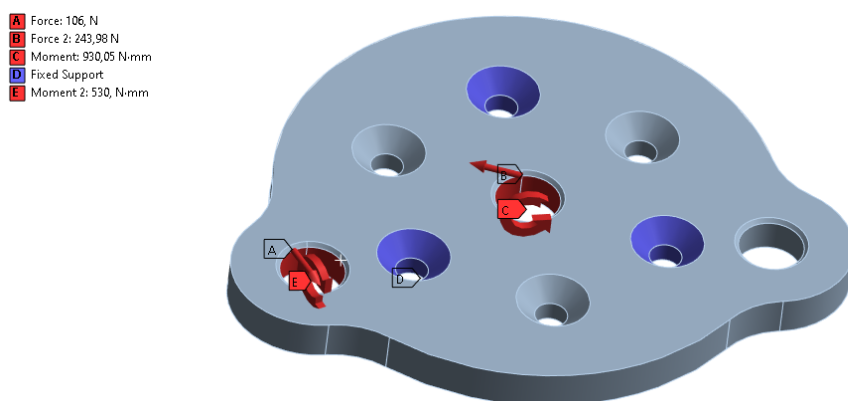


Figura 5.15: vincoli e carichi imposti al modello. Le forze trasmesse dal link 5 calcolate in 5.2.1 vengono impartite al foro per la vite a colletto e al foro di selezione, con i rispettivi momenti di trasporto. Per vincolare il modello sono state incastrate a telaio le superfici a contatto con le viti di giunzione della flangia.

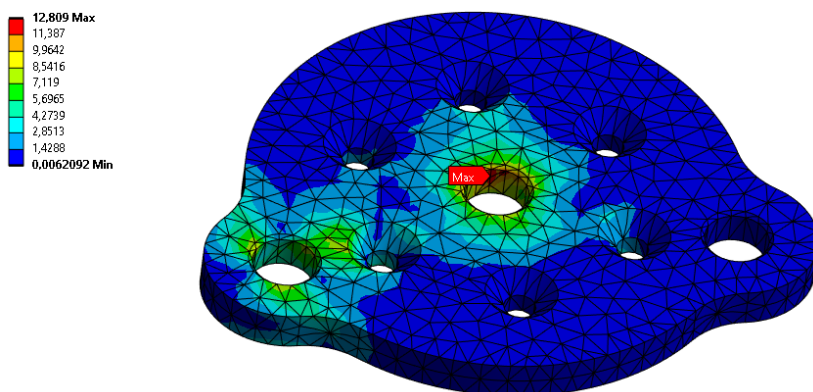


Figura 5.16: mesh del componente e mappa a colori della tensione di Von Mises.

### 5.2.7 Flangia

Il modello della flangia è stato vincolato sul foro di accoppiamento con l'albero 2, bloccando le deformazioni in direzione radiale e sui fori per la spina, per impedire gli spostamenti sia in direzione tangenziale che in direzione assiale rispetto all'albero 2. È stata applicata la forza proveniente dal link 4 all'interfaccia della giunzione bullonata e il relativo momento di trasporto. Il modulo della proiezione del momento di trasporto sull'asse dell'albero 2, deve essere pari alla coppia  $C_3 = 3175 \text{ Nmm}$ , per rispettare l'equilibrio statico del meccanismo. La componente restante deve avere direzione ortogonale alla retta d'azione della forza  $F_4$  e deve giacere sul piano d'interfaccia della flangia. Il picco di tensione ideale simulato vale  $\sigma_{VM} = 16.0 \text{ MPa}$ .

**A** Moment: 4165,9 N-mm  
**B** Force: 186 N  
**C** Displacement  
**D** Displacement 2

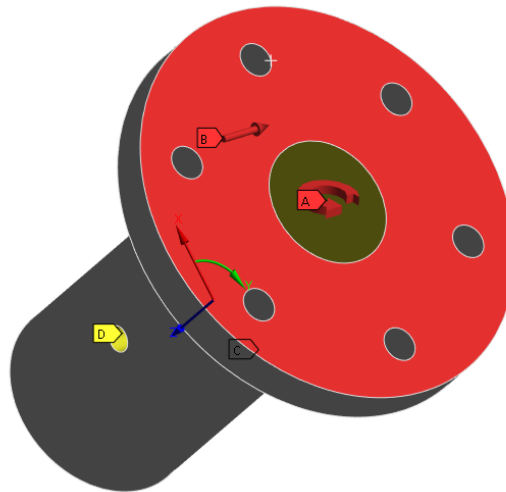


Figura 5.17: vincoli e carichi imposti al modello. Viene imposta la forza  $F_4$  e il suo momento di trasporto alla faccia da imbullonare alla piastra. Il foro di accoppiamento con l'albero 2 è vincolato alla deformazione radiale, mentre, i fori per la spina sono vincolati contro la traslazione assiale e la rotazione lungo l'asse dell'albero 2.

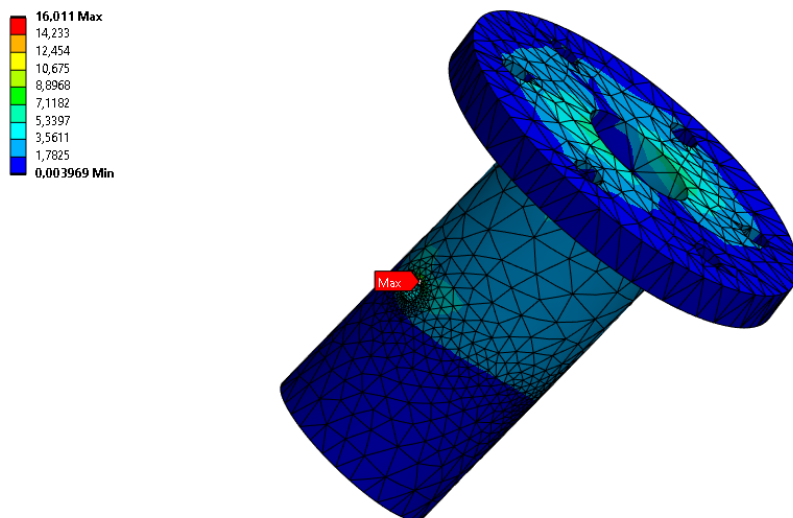


Figura 5.18: mesh del componente e mappa a colori della tensione di Von Mises.

### 5.3 Computo analitico delle tensioni di taglio

Vengono determinate per via analitica le tensioni massime di taglio della vite a colletto e del perno selettore. Sotto le ipotesi di comportamento duttile dell'acciaio bonificato e della lega di alluminio Ergal di cui sono composti i due componenti i due componenti, è stata calcolata la tensione ideale con il criterio di Von Mises. Sono state considerate le sezioni contenute nel piano di interfaccia tra il link 5 e la piastra di selezione. Le forze di taglio sono state calcolate nel paragrafo 5.2.1. Per entrambi i componenti la sezione resistente vale:

$$A_r = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi 8^2}{4} \text{ mm}^2 = 50.3 \text{ mm}^2 . \quad (5.15)$$

#### 5.3.1 Perno selettore

La sollecitazione di taglio di picco vale  $R_S = 106 \text{ N}$ . La tensione tangenziale massima nella sezione vale:

$$\tau_{max} = \frac{4 R_S}{3 A_r} = \frac{4 \cdot 106}{3 \cdot 50.3} \text{ MPa} = 2.8 \text{ MPa} . \quad (5.16)$$

La corrispondente tensione ideale vale  $\sigma_{VM} = \sqrt{3} \tau_{max} = 4.9 \text{ MPa}$ .

### 5.3.2 Vite a colletto

La sollecitazione di taglio di picco vale:

$$R_C = (R_{C_x}^2 + R_{C_y}^2)^{0.5} = (175^2 + 170^2)^{0.5} = 244 \text{ N} . \quad (5.17)$$

La tensione tangenziale massima nella sezione vale:

$$\tau_{max} = \frac{4 R_C}{3 A_r} = \frac{4 \cdot 244}{3 \cdot 50.3} \text{ MPa} = 6.5 \text{ MPa} . \quad (5.18)$$

La corrispondente tensione ideale vale  $\sigma_{VM} = \sqrt{3} \tau_{max} = 11.2 \text{ MPa}$ .

## 5.4 Verifica statica

Vengono calcolati i coefficienti di sicurezza statici dei componenti analizzati. Le tensioni limite per la lega EN 7075-T6 e per l'acciaio bonificato con classe di resistenza 12.9, sono riferite alla deviazione dalla proporzionalità dello 0.2%.

Per la lega EN 7075-T6,  $\sigma_{p,0.2} = 505 \text{ MPa}$ .

Per l'acciaio bonificato classe 12.9,  $\sigma_{p,0.2} = 12 \cdot 9 \cdot 10 = 1080 \text{ MPa}$ .

Si deve rispettare un coefficiente di sicurezza statico  $\nu = 6$ .

La resistenza al carico statico è verificata per tutti i componenti analizzati.

Componente	Materiale	$\sigma_{p,0.2}$ [MPa]	$\sigma_{VM}$ [MPa]	$\nu$ [ ]
link 4	lega EN 7075-T6	505	12.5	40.4
perno 4	lega EN 7075-T6	505	22.7	22.2
perno 5	lega EN 7075-T6	505	39.3	12.8
Link 5	lega EN 7075-T6	505	34.6	14.6
piastra di selezione	lega EN 7075-T6	505	12.8	39.5
flangia	lega EN 7075-T6	505	16.0	31.6
perno selettore	lega EN 7075-T6	505	4.9	103.1
vite a colletto	acciaio bonificato	1080	11.2	96.4

Tabella 5.2: ricapitolazione della verifica statica.

## 5.5 Verifica a fatica

È stata considerata una storia di carico ad ampiezza costante e con rapporto di ciclo  $R = -1$ , come se la coppia erogata dal motore di azionamento del link 2 oscillasse ciclicamente attorno allo zero, con ampiezza pari alla coppia massima continuativa a rotore bloccato  $C_c = 400 \text{ Nm}$ . Sono state formulate ulteriori ipotesi: il braccio si trova in condizioni statiche, con il link 2 bloccato a telaio e con il parallelogramma nella posizione limite del range operativo (con  $\theta_3 = 200^\circ$ ). Si è ipotizzato che su ciascun componente si ottenga un profilo di tensione massima equivalente con andamento ciclico, di ampiezza pari alla tensione equivalente massima, ottenuta dalle analisi strutturali statiche. Per tutti i componenti analizzati in precedenza, fa eccezione il link 4, che è stato sottoposto alla sollecitazione di picco ottenuta con il meccanismo in posizione di estremo del range di sicurezza ( $\theta_3 = 195^\circ$ ) per una maggior tutela contro l'instabilità. In occasione della verifica a fatica, è stata considerata la tensione ottenuta nelle stesse condizioni, tranne per la posizione: è stata impiegata la posizione di estremo del range operativo. Poiché per un osservatore solidale al link 4, la retta d'azione della forza  $F_4$  non cambia al variare della posizione assunta dal meccanismo, e trattandosi di un'analisi statica in ipotesi di lineare elasticità, non è stato necessario lanciare



un'ulteriore simulazione, ma è bastato applicare una proporzione; se il modello FEM del link 4, con il carico applicato  $F_4 = 245 \text{ N}$ , fornisce un picco di tensione ideale pari a  $\sigma_{VM} = 12.5 \text{ MPa}$ , riducendo il carico a  $F_4 = 186 \text{ N}$ , si deve ottenere una tensione equivalente massima  $\sigma_{VM} = 12.5 \cdot 186/245 \text{ MPa} = 9.5 \text{ MPa}$ , che eguaglia l'ampiezza della tensione ciclica da applicare al componente per la verifica a fatica.

Per le leghe di alluminio, non esistendo un limite di fatica a vita infinita, in [14] viene indicato che tipicamente, a  $10^8$  cicli,  $\sigma_{a\infty, R=-1} = 0.35 \div 0.5 \sigma_R$ , in cui  $\sigma_R$  è la tensione di rottura ottenuta con la prova di trazione monoassiale. Per la lega 7075-T6,  $\sigma_R = 545 \text{ MPa}$ , quindi, come valore minimo si otterrebbe  $\sigma_{a\infty, R=-1} = 0.35 \cdot 545 \text{ MPa} = 191 \text{ MPa}$ . In [10], per la verifica a fatica su componenti realizzati con la stessa lega, è stato assunto  $\sigma_{a\infty, R=-1} = 159 \text{ MPa}$  in corrispondenza di  $5 \cdot 10^8$  cicli. In [15] sono state determinate le curve S-N (Sforzo-Numero di cicli a rottura) per diverse leghe, tra cui la 7075-T6. Il valore della tensione limite a  $10^8$  cicli è pari a  $\sigma_{a\infty, R=0} \approx 200 \text{ MPa}$ . Per favore di sicurezza, è stato impiegato il valore più basso rinvenuto per il limite di fatica, cioè,  $\sigma_{a\infty, R=-1} = 159 \text{ MPa}$ ; tale parametro è riferito ad una vita  $N_L = 5 \cdot 10^8$  cicli.

La vite a colletto ha classe di resistenza 12.9, quindi l'acciaio bonificato di cui è composta è caratterizzato da una tensione di rottura minima pari a  $\sigma_R = 12 \cdot 100 \text{ MPa} = 1200 \text{ MPa}$  e una tensione di snervamento minima  $\sigma_S = 12 \cdot 9 \cdot 10 \text{ MPa} = 1080 \text{ MPa}$ . Per gli acciai al carbonio, in [14] viene indicato di assumere il limite di fatica a vita infinita  $\sigma_{a\infty, R=-1} = 0.35 \div 0.6 \sigma_R$ . È stato assunto che il limite compaia per un numero di cicli  $N_L = 2 \cdot 10^6$  cicli. Si decide di impiegare  $\sigma_{a\infty, R=-1} = 0.5 \cdot 1200 \text{ MPa} = 600 \text{ MPa}$ .

Sono stati considerati gli effetti della finitura superficiale (fattore  $K_l$ ) e delle dimensioni assolute (fattore  $K_d$ ). Il valore di  $K_L$  è stato assegnato in base alla rugosità superficiale più alta che è stata prescritta nell'intorno del punto maggiormente sollecitato di ciascun componente. È stato trascurato l'effetto del tipo di sollecitazione: per maggiore cautela, è stato considerato che tutti i corpi siano sottoposti a flessione rotante. Sono stati usati i diagrammi a pagina 87-88 di [14] per assegnare i coefficienti a ciascun componente. In tabella 5.3 sono esposti i coefficienti impiegati

Componente	$K_l$	$K_d$
link 4	1.2	1.5
perno 4	1.2	1
perno 5	1.2	1
link 5	1.2	1.35
piastra di selezione	1.2	1.3
flangia	1.2	1.25
perno selettore	1.1	1
vite a colletto	1.1	1

Tabella 5.3: assegnazione dei coefficienti  $K$  dei parametri interni.

Viene determinata l'ampiezza di tensione limite effettiva  $\sigma_{a\infty, R=-1}^*$  per ciascun componente:

$$\sigma_{a\infty, R=-1}^* = \frac{\sigma_{a\infty, R=-1}}{K_l \cdot K_d} . \quad (5.19)$$

Per tutti i componenti verificati, la curva di Wöhler è stata modellata come un'unica semiretta caratterizzata dalla pendenza inversa  $K$ , passante per i due seguenti punti del diagramma doppiologaritmico:  $[N_R ; \sigma_R]$  e  $[N_L ; \sigma_{a\infty, R=-1}^*]$ .

$$K = \frac{\text{Log}_{10} \left( \frac{N_L}{N_R} \right)}{\text{Log}_{10} \left( \frac{\sigma_R}{\sigma_{a\infty, R=-1}^*} \right)} , \quad (5.20)$$

in cui  $N_R = 10^3$  *cicli*. La vita a fatica stimata  $N_f$ , con una probabilità di sopravvivenza del 50%, riferita alle ipotesi sfavorevoli che sono state applicate, vale:

$$N_f = N_L \left( \frac{\sigma_{a\infty, R=-1}^*}{\sigma_a} \right)^K . \quad (5.21)$$

Considerando un utilizzo  $u = 0.48 \cdot 10^6$  *cicli/anno*, la resistenza a fatica di tutti i componenti risulta verificata per un periodo di tempo sufficientemente lungo.

Componente	$\sigma_{a\infty, R=-1}^*$ [MPa]	$\sigma_a$ [MPa]	$K$ [ ]	$N_f$ [cicli]
link 4	88.3	9.5	7.211	$4.85 \cdot 10^{15}$
perno 4	132.5	22.7	9.279	$6.43 \cdot 10^{15}$
perno 5	132.5	39.3	9.279	$3.95 \cdot 10^{13}$
link 5	98.2	34.6	7.655	$1.46 \cdot 10^{12}$
piastra di selezione	101.9	12.8	7.827	$5.64 \cdot 10^{15}$
flangia	106.0	16	8.014	$1.91 \cdot 10^{15}$
perno selettore	144.5	4.9	9.887	$1.70 \cdot 10^{23}$
vite a colletto	545.5	11.2	9.640	$3.71 \cdot 10^{22}$

Tabella 5.4: risultati numerici della verifica a fatica.



# Conclusioni

Questo elaborato verte sugli aspetti di progettazione meccanica e realizzazione dei nuovi componenti per il prototipo di un robot dedicato alla riabilitazione degli arti superiori: il progetto MariBot 2.0.

Sono state apportate delle modifiche al prototipo precedente (progetto MariBot), sia al sistema di controllo, che alla struttura. Su questo secondo aspetto è stato incentrato il lavoro di tesi.

Sono stati esposti i criteri con cui sono state effettuate le scelte progettuali, le ipotesi di modellazione, e quindi i limiti delle considerazioni elaborate.

Con l'obiettivo di ridurre l'inerzia del braccio robotico, sono stati spostati i motori a telaio.

Sulla base di quanto stabilito in lavori precedenti, sono state impiegate delle trasmissioni a cinghia dentata e una nuova catena cinematica, ovvero un parallelogramma, per attuare il braccio robotico.

Sono state progettate e realizzate le puleghe dentate RPP<sup>®</sup>, e sono state integrate le due trasmissioni a cinghia nel robot esistente.

È stato ideato, progettato e costruito un sistema di bloccaggio rapido per commutare la configurazione del robot.

Sono stati creati i disegni esecutivi per le parti realizzate alle macchine utensili.

È stato scelto il materiale principale usando le mappe di Ashby per ottimizzare i requisiti di resistenza e leggerezza, a parità di massa.

È stata svolta un'analisi di ottimizzazione vincolata per determinare la geometria del parallelogramma che minimizza la massa.

Sono state svolte le analisi strutturali statiche usando Ansys come software FEM, nei casi in cui non fosse possibile procedere analiticamente applicando la teoria

della trave. È stata infine svolta una verifica a fatica per le sezioni maggiormente sollecitate.



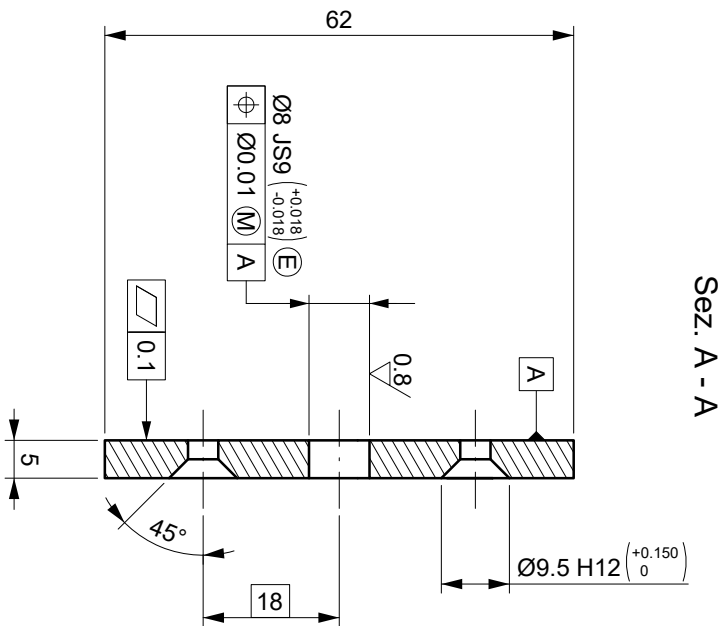
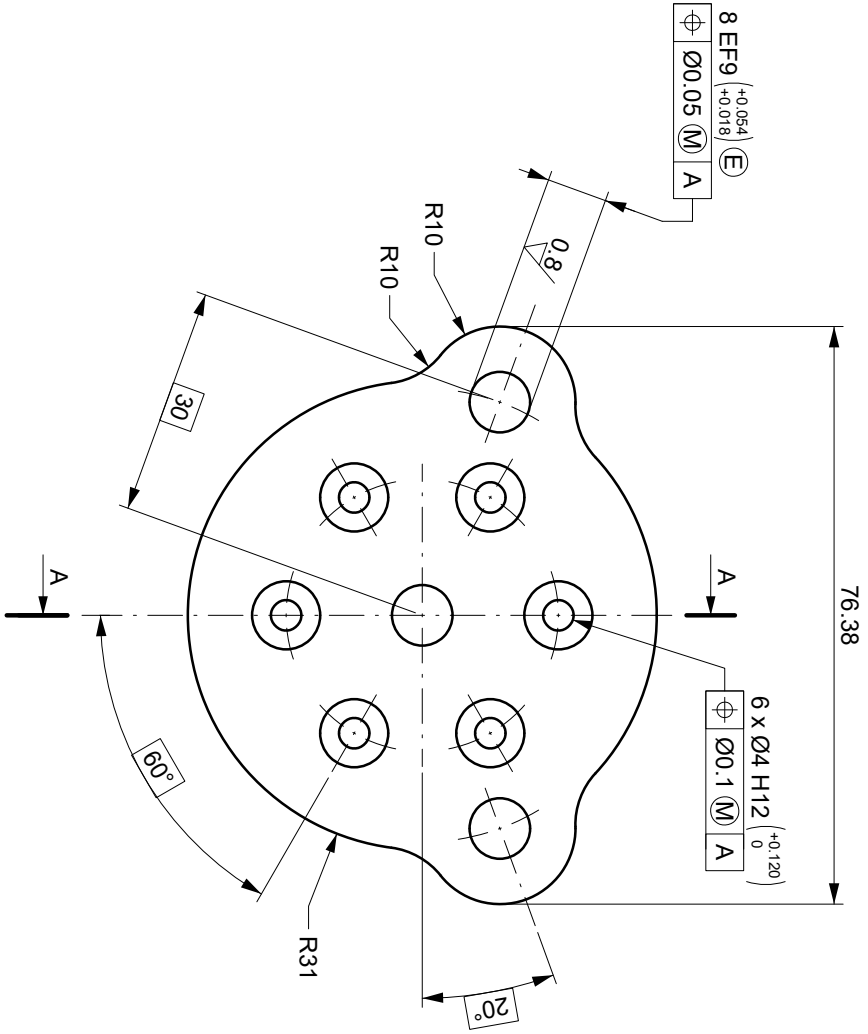
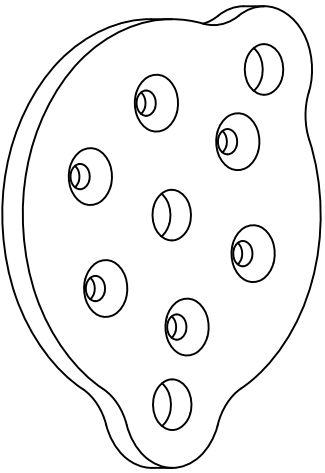




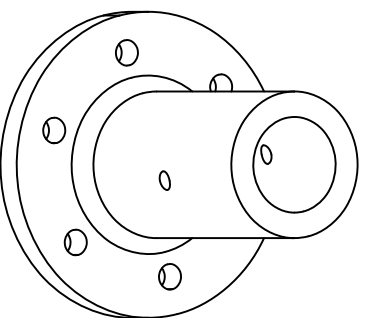
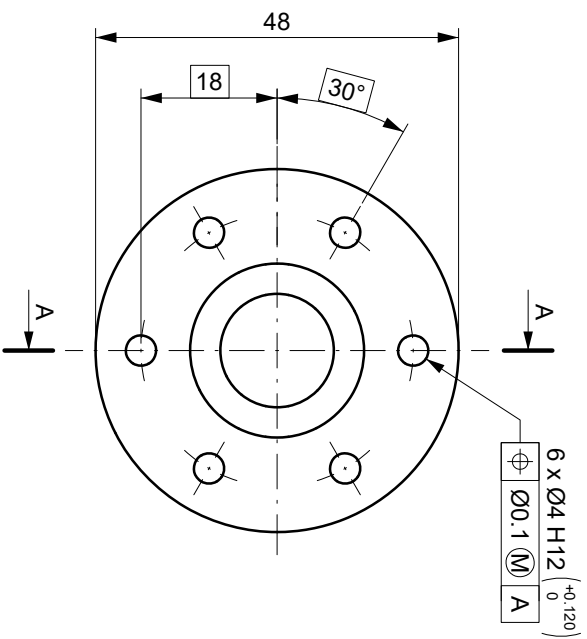
# Appendice A

## Disegni Costruttivi

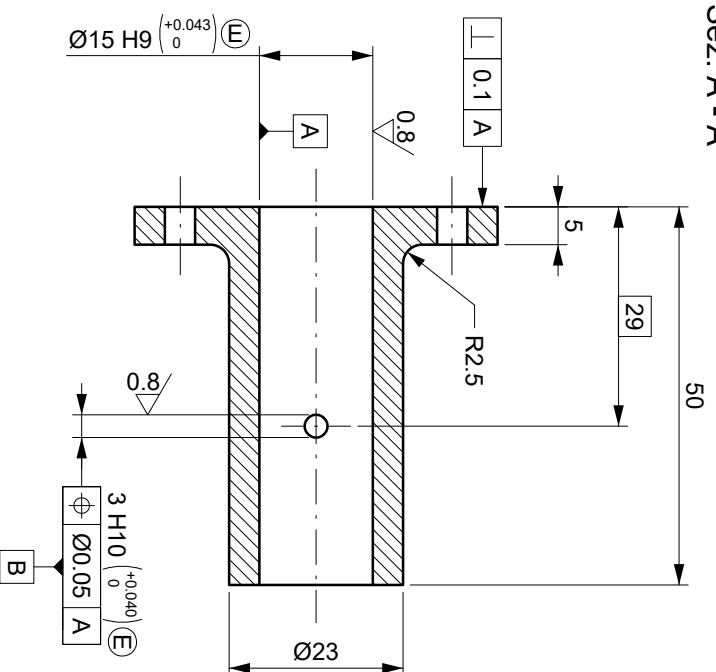
I disegni nelle pagine che seguono sono stati inseriti in questo documento rispettando la scala dichiarata.



Università degli Studi di Padova		Progetto: Maribot		Titolo: Piastra selezione braccio		Materiale: Alluminio 7075	
<b>D.I.I.</b>		Creato da: Francesco Corriero		Controllato da: Ing. Giacomo Zuccon		N. pezzi: 1	
		Rugosità: $(0.8)$ $3.2$		Scala: 1:1		Tavola n° 1	
		Smussi non quotati: 0.5 x 45°		Quote senza indicazione di tolleranza: ISO 2768 - Lm			

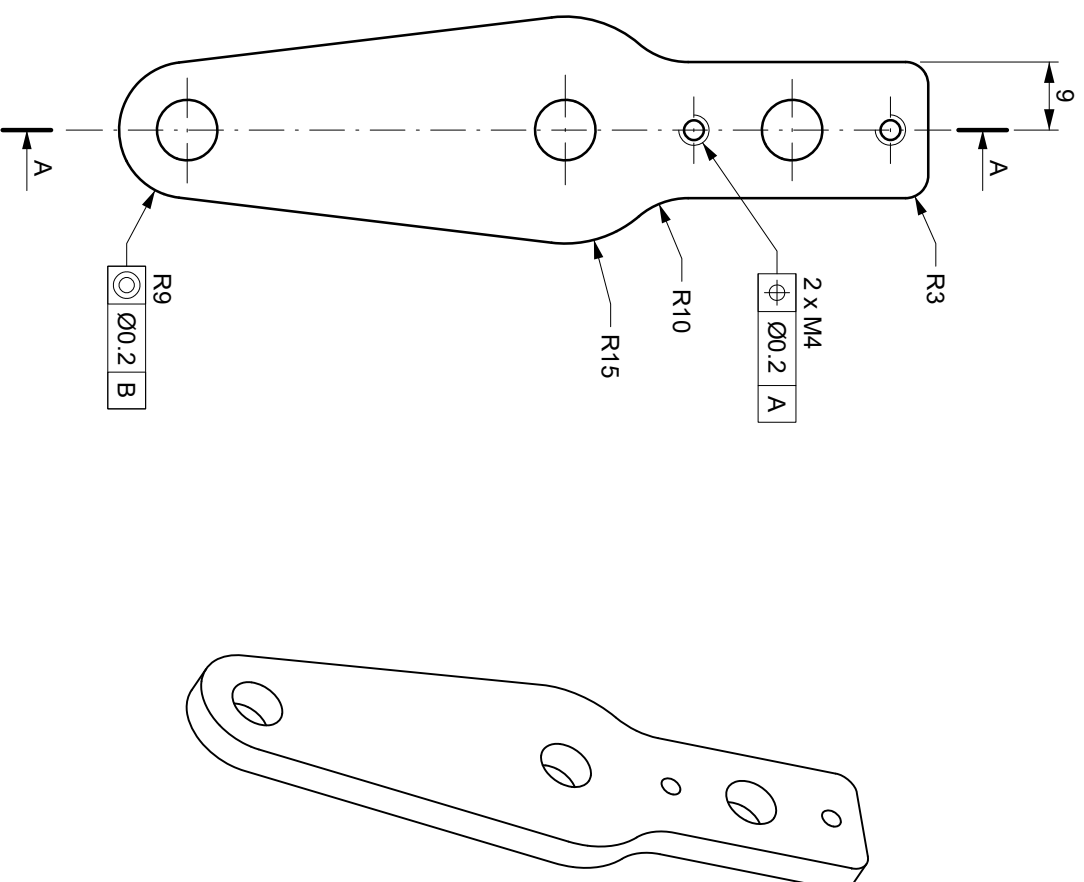
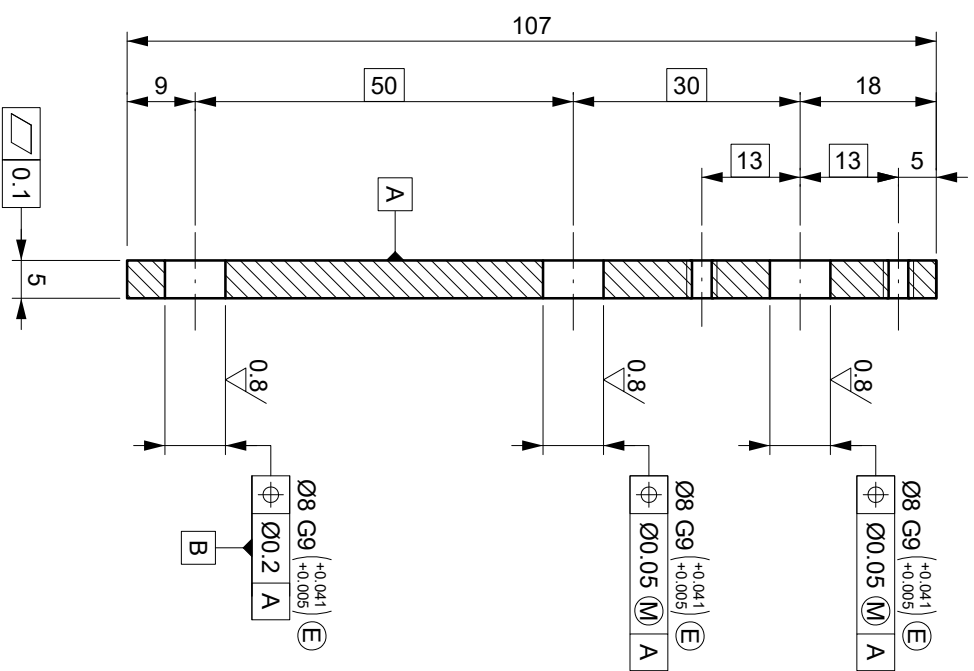


Sez. A - A



Università degli Studi di Padova		Progetto:	Titolo:		Materiale: Alluminio 7075	
<b>D.I.I.</b>		<b>MarBot</b>	<b>Flangia</b>		N. pezzi: <b>1</b>	
Creato da: Francesco Corriero		Controllato da: Ing. Giacomo Zucon		Rugosità: $(0.8) \sqrt{\text{A}}$ $3.2 \sqrt{\text{A}}$		Quote senza indicazione di tolleranza: ISO 2768 - Lm
Scala: <b>1:1</b>		Tavola n° <b>2</b>				

Sez. A - A



Università degli Studi di Padova

**D.I.I.**

Creato da:  
Francesco Corriero

Controllato da:  
Ing. Giacomo Zucon

Progetto:

**Maribot**

Titolo:

**Link 5**

Smussi non quotati: 0.5 x 45°

Rugosità:

(0.8) 3.2

Quote senza indicazione di tolleranza: ISO 2768 - Lm

Scala: **1:1**

Materiale: Alluminio 7075

N. pezzi: **1**

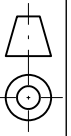
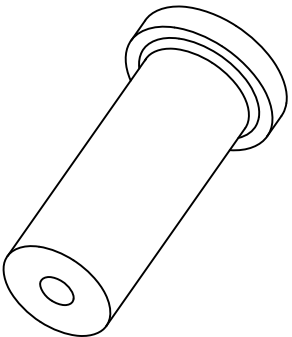
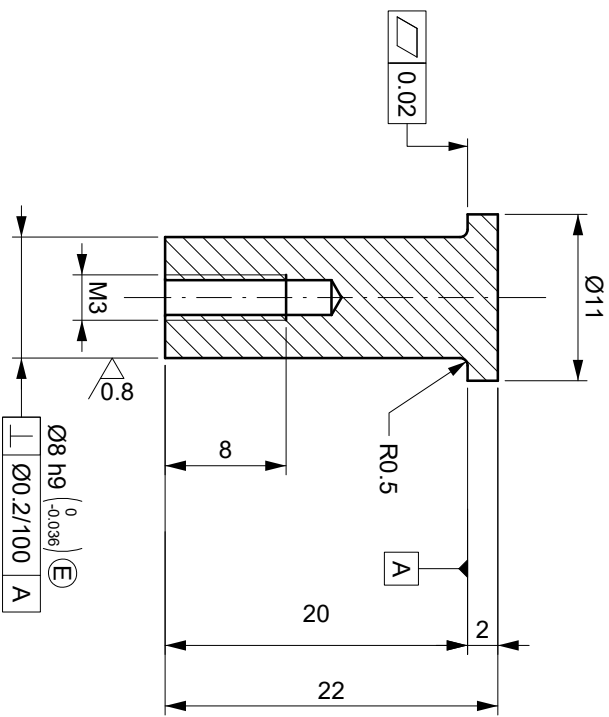
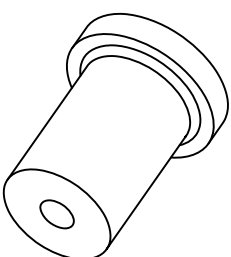
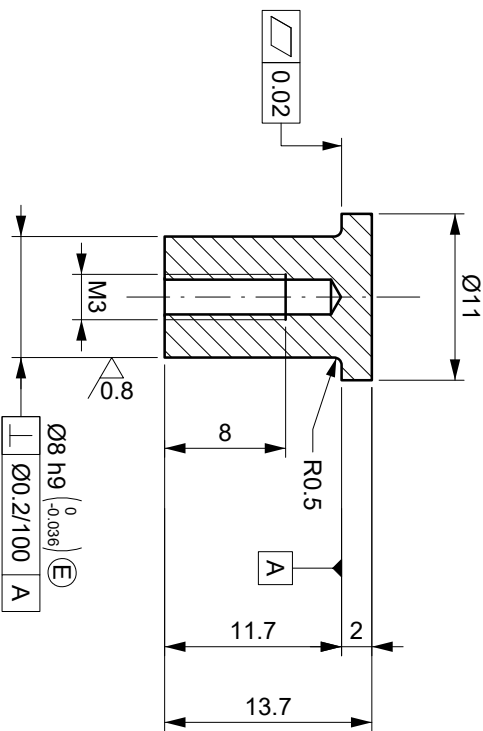


Tavola n° **3**

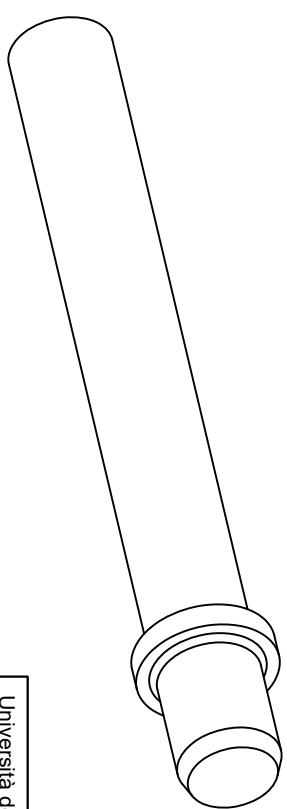
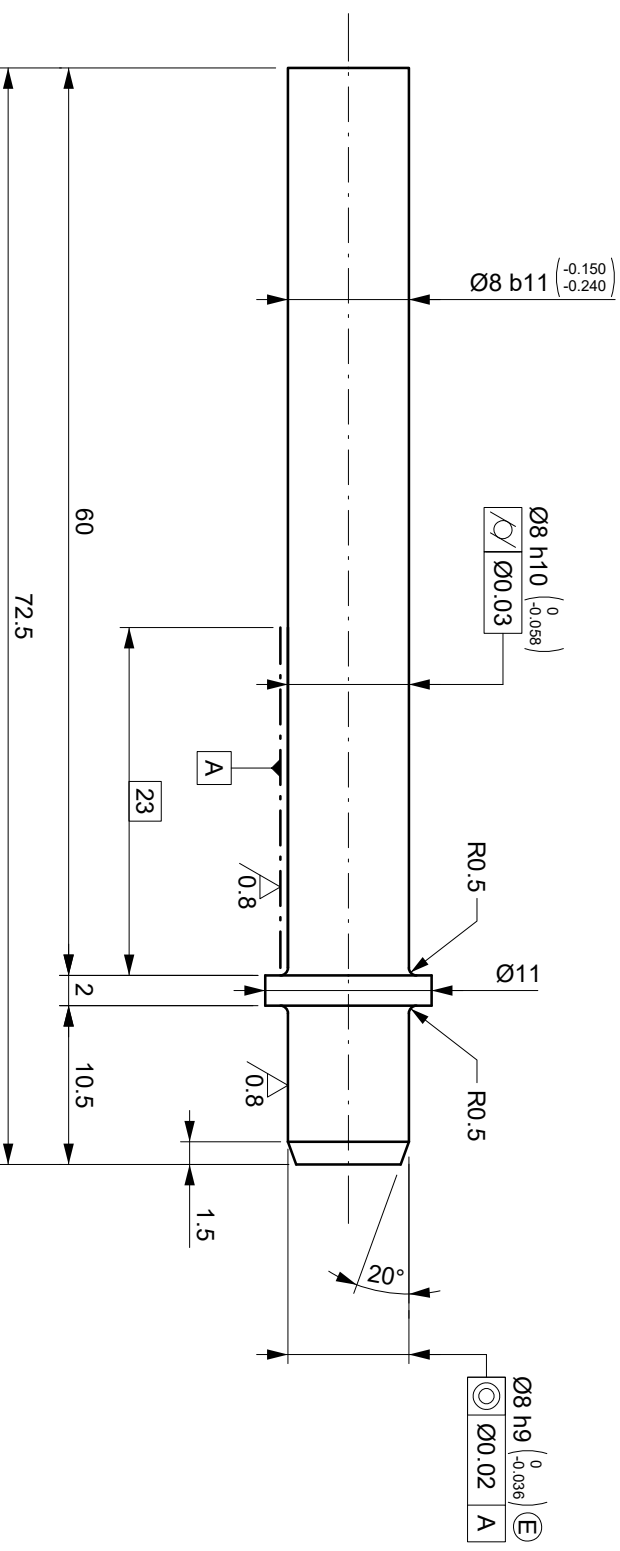
Perno 4  
N° pezzi: 1



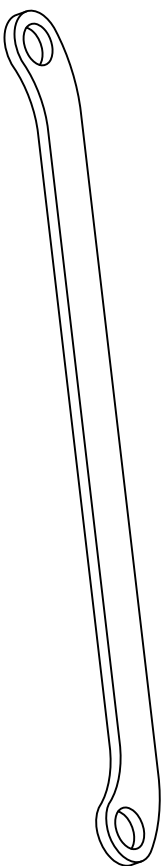
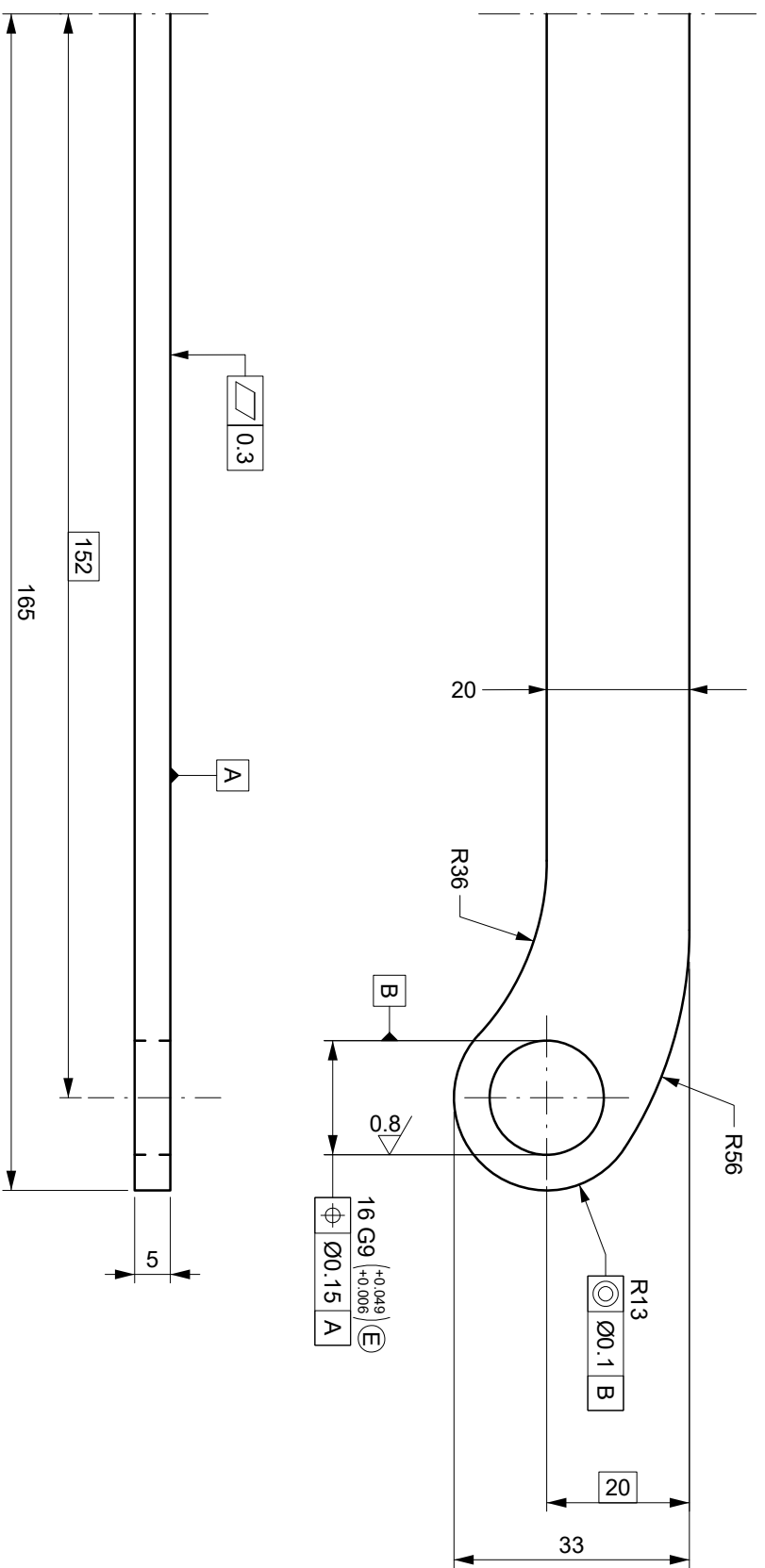
Perno 5  
N° pezzi: 1



Università degli Studi di Padova		Progetto:	Titolo:		Materiale: Alluminio 7075	
<b>D.I.I.</b>		<b>MarBot</b>	<b>Perno 4 e Perno 5</b>		N. pezzi: -	
Creato da: Francesco Corriero		Sinusi non quotati: 0.5 x 45°				
Controllato da: Ing. Giacomo Zucon		Rugosità:	Scala:		Quote senza indicazione di tolleranza: ISO 2768 - Lm	
		(0.8) $\sqrt{\text{V}}$	2:1			
		3.2 $\sqrt{\text{V}}$			Tavola n° 4	



Università degli Studi di Padova		Progetto:	Titolo:		Materiale: Alluminio 7075
<b>D.I.I.</b>		<b>MarBot</b>	<b>Perno selettore</b>		N. pezzi: <b>1</b>
Creato da: Francesco Corriero		Smussi non quotati: 0.5 x 45°			
Controllato da: Ing. Giacomo Zuccon		Rugosità:	Scale:		Quote senza indicazione di tolleranza: ISO 2768 - Lm
		$(0.8)$	$3.2$		Tavola n° <b>5</b>
		$\nabla$	$\nabla$		



Università degli Studi di Padova		Progetto: MarBot		Titolo: Link 4		Materiale: Alluminio 7075	
<b>D.I.I.</b>		Sinusli non quotati: 0.5 x 45°		Rugosità: (0.8) 3.2		N. pezzi: 1	
Creato da: Francesco Corriero		Controllato da: Ing. Giacomo Zucon		Scala: 1:1		Tavola n° 6	





# Bibliografia

- [1] <https://www.issalute.it/>.
- [2] “Global, regional, and country-specific lifetime risks of stroke, 1990 and 2016,” *N Engl J Med*, p. 2429–2437, 2018.
- [3] <https://www.salute.gov.it/portale/home.html>.
- [4] <https://swissheart.ch/it/>.
- [5] <https://humanavox.it/>.
- [6] W.-w. L. K.-c. L. K.-y. W. Yu-wei Hsieh, Ching-yi Wu and C. yi Lee, “Effects of treatment intensity in upper limb robot-assisted therapy for chronic stroke: a pilot randomized controlled trial,” *Neurorehabilitation and Neural Repair*, vol. 25, pp. 503–511, 2011.
- [7] S. A. G. S. V. d. L. H. K. D. S. P. Burgar CG, Lum PS, “Robot-assisted upper-limb therapy in acute rehabilitation setting following stroke: Department of veterans affairs multisite clinical trial,” *Neurorehabilitation and Neural Repair*, vol. 25, pp. 445–458, 2011.
- [8] M. Mattiolo, “Controllo adattativo di un robot a cavi per la riabilitazione dell’arto superiore,” Tesi di Laurea in Ingegneria Meccatronica, Università degli Studi di Padova, 2022-2023.
- [9] [http://www.poggispa.com/wp-content/uploads/2020/01/030\\_Cinghie-e-pulegge-dentate-RPP-RPP-SILVER-RPP-GOLD-RPC-PLATINUM.pdf](http://www.poggispa.com/wp-content/uploads/2020/01/030_Cinghie-e-pulegge-dentate-RPP-RPP-SILVER-RPP-GOLD-RPC-PLATINUM.pdf).

- 
- [10] F. Ballarin, “Progetto e ingegnerizzazione di interfaccia aptica per riabilitazione,” Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica, Università degli Studi di Padova, 2003-2004.
- [11] [https://it.wikipedia.org/wiki/Filettatura\\_metrica\\_ISO](https://it.wikipedia.org/wiki/Filettatura_metrica_ISO).
- [12] A. M. Rossi, “Ottimizzazione cinematica di un sistema robotico per la riabilitazione,” Tesi di Laurea in Ingegneria Meccanica, Università degli Studi di Padova, 2021-2022.
- [13] <https://www.machinedesign.com/archive/article/21812296/tension-in-timingbelt-drives>.
- [14] B. Atzori, *Costruzione di Macchine*. Padova: Libreria Cortina, 2000.
- [15] J. Newman, E. Phillips, and M. Swain, “Fatigue-life prediction methodology using small-crack theory,” *International Journal of Fatigue*, vol. 21, pp. 109–119, 1999.

## Ringraziamenti

Ringrazio il Ch.mo Prof. Rosati per avermi dato la possibilità di partecipare a questo progetto, e per aver contribuito con i suoi insegnamenti, a provocare in me la passione per la dinamica dei sistemi meccanici.

Ringrazio l'Ing. Giacomo Zuccon. Grazie per il tuo ascolto paziente, per la voglia di discutere per costruire e per la fiducia che mi hai dato. È stato un piacere lavorare con te.

Ringrazio l'Ing. Matteo Bottin per la sua disponibilità, e tutti i dottorandi e i tesisti che hanno popolato il laboratorio, per il clima piacevole che ho potuto apprezzare.

Ringrazio mia mamma Gabriella e mio papà Serafino. Grazie per avermi sempre appoggiato in questo percorso e per aver creduto in me.

Ringrazio la donna della mia vita, mia moglie Francesca.

Grazie per l'empatia, la dolcezza, la sensibilità, l'affetto che mi hai saputo dedicare durante questi anni di studio, che hai trascorso aspettandomi.

Grazie per avermi sempre offerto il tuo prezioso aiuto per portare il peso della rinuncia e dell'alienazione.

Grazie per la tua positività nei miei momenti di buio.

Sei un riferimento, sei determinante.