

POLITECNICO DI TORINO



Tesi di laurea

Standardizzazione moduli di pallettizzazione

Giacomo Ferrero

Azienda ospitante: Live-Tech S.r.l.

Relatore: Terenziano Raparelli

A.a. 2024-2025

Indice

1	Introduzione	9
2	Layout	11
2.1	Layout considerati	12
2.2	Scelta layout e idea	15
2.3	Disegno 2D	16
3	Scelta tipo di braccio robotico	19
3.1	Tipi di movimentazione	19
3.1.1	Polso e mano	23
4	Movimentazione braccio	25
4.1	Asse x	26
4.2	Asse y	26
4.3	Asse z	27
4.3.1	Realizzazione telescopico	27
4.3.2	Cinghia di trasmissione	28
4.3.3	Puleggia	31
4.3.4	Slitta e pattini	31
4.3.5	Catena portacavi	33
5	Scelta motori e riduttori	37
5.1	Ciclogramma	39
5.2	Simulazione	40
5.2.1	Asse x	40
5.2.2	Asse y	48
5.2.3	Asse z	52
6	Cuscinetti	57
6.1	Requisiti iniziali	57
6.2	Disposizione	57
6.3	Spazio disponibile	59
6.4	Dimensionamento	61
6.5	Lubrificazione	65

6.6	Temperatura e velocità di esercizio	65
6.7	Interfacce cuscinetto	67
7	Simulazione	69
8	Struttura	75
8.1	Esigenze di trasporto	75
8.2	Scelta piedi	76
9	Sicurezza	77
9.1	Protezioni laterali	79
9.2	Barriere fotoelettriche	79
9.2.1	Muting	80
9.2.2	Calcolo distanza di sicurezza	81
9.3	Carter ingresso prodotti	83
10	Disimpilatore	85
10.1	Movimento alzata	86
11	Movimentazione pallet	89
11.1	Movimenti necessari	89
11.2	Traslazione ingresso e uscita pallet	90
11.2.1	Trasmissione	90
12	Pinza	97
12.1	Progetto pinza	99
12.1.1	Organo di presa dei pallet	99
12.1.2	Pinza per trascinamento dei pallet	102
12.2	Versione definitiva della pinza	103
13	Soluzioni	107
13.1	Soluzione 1	107
13.1.1	Sollevamento catenaria	108
13.1.2	Semplificazione del movimento	109
13.1.3	Perni folli	112
13.1.4	Scelta cilindro	115
13.1.5	Dimensionamento calettatore	118
13.1.6	Dimensionamento albero	120
13.1.7	Supporto flangia Koyo	121
13.2	Soluzione 2	122
13.2.1	Alzata catenaria di ingresso	123
13.2.2	Trascinamento pallet	124
13.3	Soluzione 3	125

14 Sensori	127
14.1 Sensori laser per la misurazione della distanza	129
14.1.1 Misurazione del tempo di volo	130
14.1.2 Sensori di triangolazione	132
14.2 Sensori a ultrasuoni	134
14.2.1 Principio di funzionamento	136
14.3 Tasteggio diretto con soppressione dello sfondo	137
15 Conclusioni finali e ringraziamenti	139
Elenco delle figure	141

L'ingegneria è l'arte del compromesso.

Capitolo 1

Introduzione

L'automazione del processo di palletizzazione è una fase fondamentale per minimizzare i costi di lavoro e ottimizzare la superficie di magazzino utilizzata; si ottiene un aumento della produttività, una forte riduzione delle spese per il personale e una maggiore sicurezza per i lavoratori e per il prodotto, con minor rischio di infortuni sul lavoro. Un palletizzatore consente di stoccare i prodotti in modo preciso e ordinato, in modo da spedire una grande quantità di merci con il minor numero di colli possibile. Un grado ancora maggiore di automazione si ottiene tramite la gestione totale del pallet da parte della macchina, riducendo al minimo la necessità di intervento umano. In questo caso si impiega un sistema di movimentazione che consente il trasporto del pallet dall'ingresso nell'area della macchina, durante i movimenti interni e fino all'uscita, annullando l'intervento dell'operatore, che dovrebbe altrimenti movimentare il pallet manualmente o tramite un carrello elevatore.

Il reparto di ricerca e sviluppo, in cui ho collaborato per il progetto in questione, si occupa di ideare le nuove soluzioni al fine di ottenere un progresso costante dei prodotti, garantendo migliorie tecnologiche ed economiche.

Le soluzioni possibili per ottenere una macchina che possa adempiere a questo compito sono numerose e lasciano libera scelta nel layout da utilizzare, nell'impiego del braccio robotico di palletizzazione, nella movimentazione interna e nella scelta pinza.

In questo lavoro di tesi si vuole progettare una nuova serie di palletizzatori automatici, in modo da migliorare le problematiche dovute a ingombri e costi, per arrivare a incrementare la standardizzazione del macchinario, accrescerne la versatilità di mercato e ottimizzarne la produzione. Vengono analizzati i principali moduli necessari, con un particolare interesse nella componentistica impiegata e nel suo dimensionamento.

Capitolo 2

Layout

La progettazione della macchina ha inizio con la scelta del layout più adatto alle esigenze operative. Per adempiere alla funzione di palletizzatore si possono scegliere numerose soluzioni costruttive, che tengono in considerazione diverse possibili richieste del cliente. I primi fattori da considerare e stimare sono gli ingombri della macchina: una soluzione più compatta può garantire un palletizzatore facilmente inseribile alla fine della linea di produzione, mentre un layout di dimensioni maggiori permette una macchina più completa, con diverse misure dei pallet utilizzabili. È importante stimare anche l'altezza, che potrebbe rappresentare per alcune soluzioni una dimensione limitante. Per questa serie l'obiettivo è di mantenere degli ingombri minimi, per creare una macchina in grado di palletizzare fino a circa $2200mm$ da terra e garantire una certa versatilità di prodotti a cui verrà destinata la macchina. Per quanto riguarda il pallet, si è scelto di ipotizzare l'utilizzo di un modello EPAL, in quanto comprende il sistema di interscambio di pallet riutilizzabili più diffuso in Europa, con misure $800mm \times 1200mm$. All'inizio del progetto è stata svolta una rapida ricerca, sia sui palletizzatori già realizzati in azienda, sia sul mercato concorrenziale, in modo da individuare le soluzioni di maggiore utilizzo comprendendone i punti di forza e le criticità, per arrivare alla scelta del layout che maggiormente si affianca alle necessità di cui sopra.

2.1 Layout considerati

Prima considerazione

Il primo layout considerato è mostrato nella vista in pianta presente in figura.

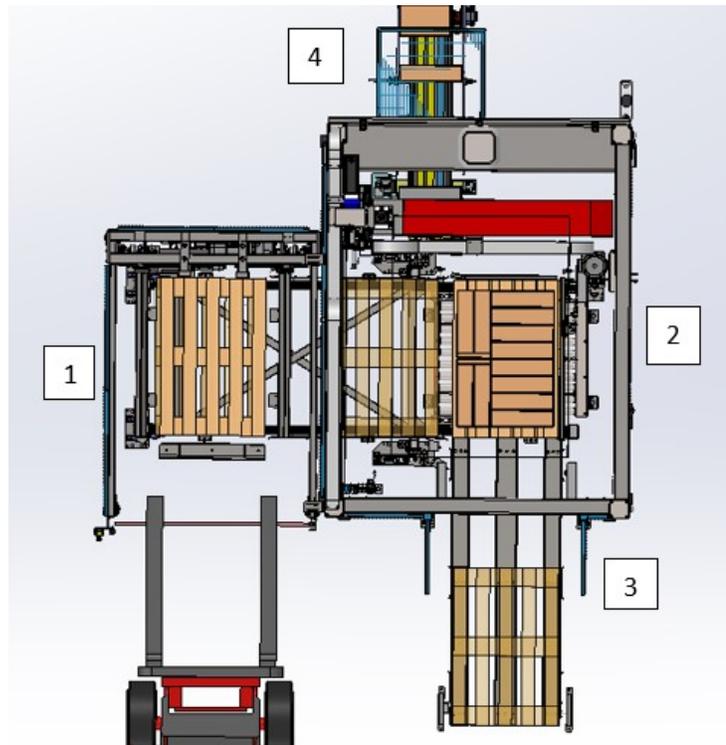


Figura 2.1: Layout N.1

Le aree di lavoro sono le seguenti:

- 1: ingresso pallet.
- 2: area di palletizzazione.
- 3: uscita pallet completo.
- 4: ingresso prodotti.

Questa soluzione prevede l'ingresso laterale del pallet rispetto alla zona di carico e presenta un incrocio nella movimentazione. Il processo inizia con una traslazione tra le posizioni 1 e 2, seguita da un movimento lineare tra 2 e 3. Tra i principali vantaggi vi è la possibilità di avere un unico lato dedicato sia al deposito che al carico del pallet, semplificando il flusso operativo. Tuttavia, lo svantaggio principale è rappresentato dagli ingombri relativamente elevati, che potrebbero limitare l'integrazione della macchina in spazi ristretti.

Seconda considerazione

Il secondo layout preso in considerazione presenta una movimentazione completamente lineare, dall'ingresso all'uscita del pallet. Questa configurazione semplifica il flusso operativo, riducendo la complessità del sistema di traslazione e ottimizzando gli ingombri.

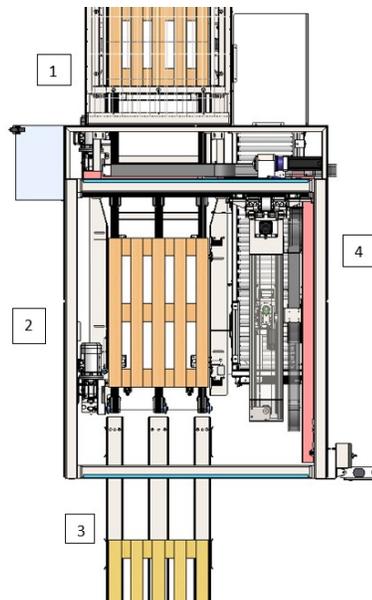


Figura 2.2: Layout N.2

Le zone di lavoro in questa configurazione mantengono la stessa numerazione del primo caso. Rispetto alla soluzione precedente, questo layout offre una maggiore semplicità di movimentazione del pallet e la presenza di ingombri laterali più contenuti. Il percorso, composto da due movimenti sequenziali (1-2 e 2-3), si sviluppa in linea retta senza cambi di direzione, garantendo una maggiore fluidità ed evitando la necessità di soluzioni automatizzate complesse per la gestione della traiettoria. Tuttavia, questo layout presenta due principali svantaggi: il carico e lo scarico del pallet avvengono su lati opposti, il che potrebbe non risultare ottimale per il percorso del carrello con forche a sbalzo. Inoltre, la configurazione comporta un ingombro longitudinale maggiore rispetto alla soluzione con movimentazione incrociata.

Terza considerazione

Un'ultima soluzione analizzata prevede l'integrazione di una doppia area di palletizzazione, come mostrato in figura. Questa configurazione consente di ottimizzare il flusso di lavoro, aumentando la produttività e riducendo i tempi di attesa tra un ciclo e l'altro.

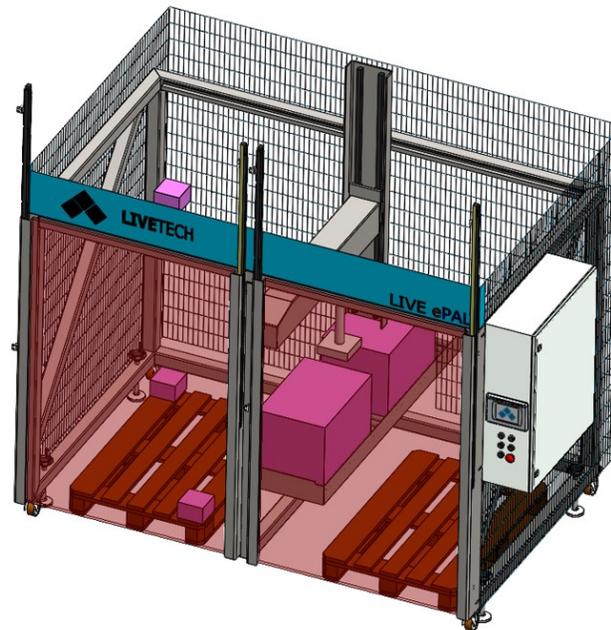


Figura 2.3: Layout N.3

Questo layout presenta ingombri maggiori, ma offre il vantaggio di eliminare la necessità di automatizzare l'uscita del pallet pieno prima dell'inizio di un nuovo ciclo di carico. Grazie alla presenza di due aree distinte di palletizzazione, l'operatore può prelevare il pallet completato nella prima area mentre la macchina procede al completamento di un nuovo ciclo nella seconda. La soluzione evita l'impiego di un disimpilatore, necessitando però della presenza costante di un operatore. Rappresenta, tra quelle considerate, la versione meno automatizzata, ma di conseguenza anche quella di maggiore semplicità progettuale. Inoltre, i tempi del ciclo complessivo risultano ridotti: mentre il pallet completo viene rimosso e uno nuovo viene posizionato, la macchina può continuare a lavorare nell'altra area di palletizzazione, evitando periodi di inattività.

2.2 Scelta layout e idea

La scelta del layout finale è stata guidata dall'obiettivo di combinare i vantaggi delle soluzioni analizzate, mantenendo gli ingombri significativamente ridotti e migliorando il livello di automazione. Allo stesso tempo si è cercato di minimizzare le criticità individuate nei layout precedenti, ottimizzando il flusso operativo e l'efficienza complessiva del sistema.

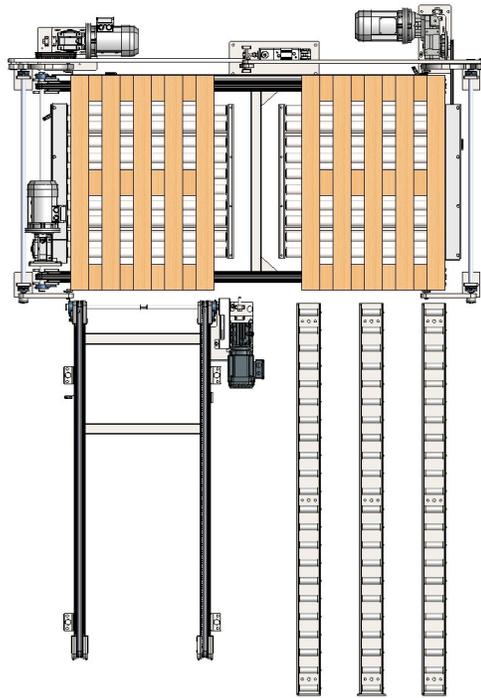


Figura 2.4: Layout scelto

La soluzione prevede un ingresso dei pallet (in figura a sinistra) tramite un movimento lineare a partire dal disimpilatore. Successivamente si impone una traslazione laterale, per portare la paletta nell'area di carico. Infine, con un ultimo movimento lineare, si automatizza l'uscita del pallet completo. L'ingresso del trasporto dei prodotti viene ipotizzato a sinistra, in posizione sopraelevata rispetto al pallet, all'inizio della traslazione laterale, in modo da restringere la macchina e sfruttare lo spazio altrimenti inutilizzato. Si ottiene così, alla base della macchina, la movimentazione interna e l'ingresso del rullo trasportatore dei prodotti in posizione elevata, dove un braccio robotico effettuerà la presa.

2.3 Disegno 2D

Per ottenere una visione complessiva del layout e stimare gli ingombri necessari per il corretto funzionamento della macchina, si procede alla realizzazione di un disegno 2D. La bozza permette di valutare la disposizione degli elementi e identificare eventuali criticità legate allo spazio disponibile.

Piano orizzontale

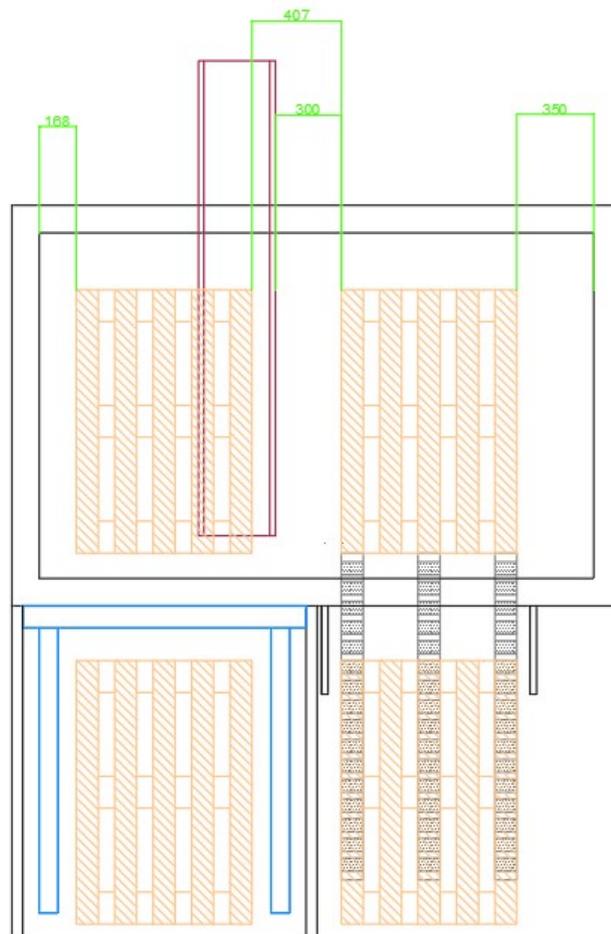


Figura 2.5: Piano orizzontale disegno 2D

In questa vista si ipotizzano alcune distanze interne alla struttura, necessarie per contenere la meccanica della movimentazione. Viene inoltre stabilito lo spa-

zio tra il pallet da caricare e il trasportatore dei prodotti. Quest'ultima distanza è stata ipotizzata di 300mm per garantire un funzionamento fluido del braccio robotico di movimentazione, garantendo uno spazio di manovra adeguato durante la presa dei prodotti. Le distanze tra la struttura e i pallet sono stimate per allocare il motore che azionerà i trasportatori. Inoltre, si prevede uno spazio sufficiente su tutti i lati del pallet nell'area di carico, così da permettere l'accesso senza ostacoli della pinza, assicurando il corretto posizionamento dei prodotti in tutte le configurazioni richieste.

Piano verticale

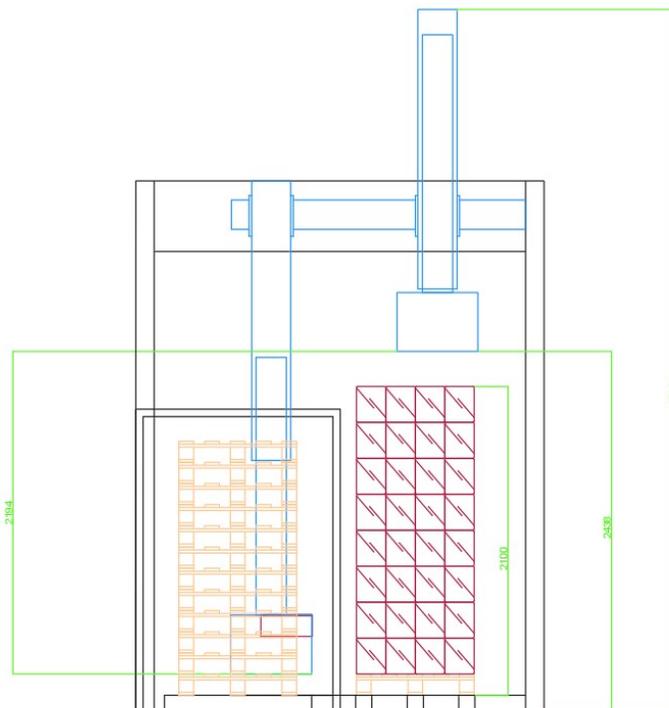


Figura 2.6: Piano verticale disegno 2D

La vista sul piano verticale mostra gli ingombri legati alle altezze interne ed esterne. In particolare viene imposta l'altezza di palletizzazione da terra, già stabilita a circa 2200mm , portando, si ottiene come conseguenza una corsa necessaria del braccio robotico maggiore di 2200mm . Si stima allora un'altezza complessiva della struttura, dipendente dalla conformazione del braccio robotico e dall'altezza di palletizzazione. Per questa valutazione bisogna considerare che

la pinza deve riuscire a portarsi in una posizione superiore all'ultimo prodotto posto sul pallet, arrivando a un'altezza da terra superiore ai $2400mm$.

Piano laterale

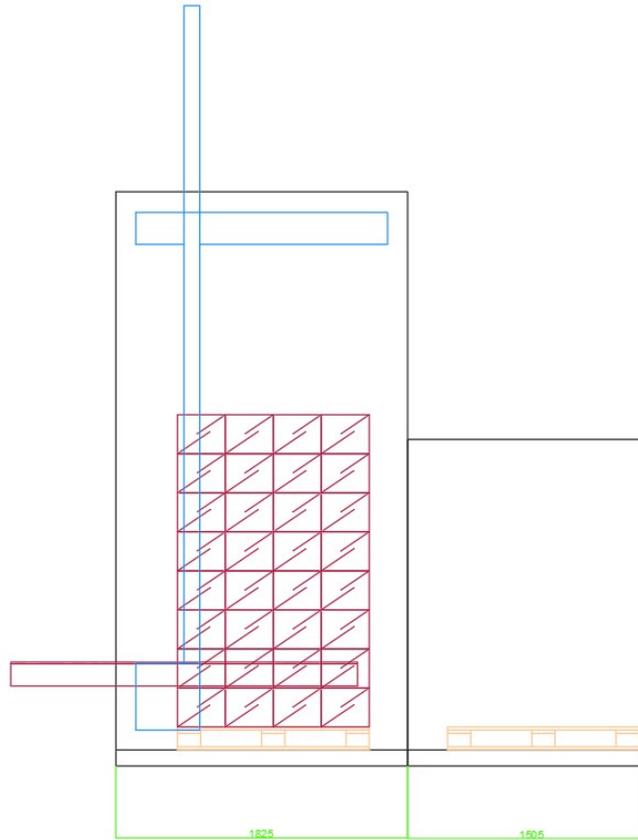


Figura 2.7: Piano laterale disegno 2D

Gli ingombri longitudinali vengono mostrati in questa ultima vista, dove si nota in particolare la lunghezza del modulo di palletizzazione, da mantenere ipoteticamente vicino ai $2000mm$, insieme a quella del modulo disimpilatore. In questo caso, come accennato precedentemente, il fattore limitante risiede nelle dimensioni della pinza, che deve riuscire ad arrivare, senza impedimenti dovuti alla struttura, in tutte le zone del pallet.

Capitolo 3

Scelta tipo di braccio robotico

La scelta del braccio robotico per la movimentazione dei prodotti deve tenere conto sia del layout scelto sia dei vincoli dimensionali imposti dal sistema. Per questo motivo, viene effettuata un'analisi delle diverse soluzioni disponibili, valutandone i vantaggi e gli svantaggi al fine di individuare l'opzione più adatta. L'obiettivo è integrare il robot nel layout in modo ottimale, garantendo efficienza operativa e compatibilità con lo spazio disponibile.

3.1 Tipi di movimentazione

La movimentazione viene effettuata tramite l'utilizzo di giunti, definiti come insiemi di due superfici che slittano l'una sull'altra rimanendo a contatto. Questi possono essere rotatori, planari, cilindrici, prismatici, sferici o elicoidali. La compresenza di più giunti uguali o diversi tra loro corrisponde a una diversa categoria di manipolatore conferendone movimentazioni differenti. Sono riportate di seguito alcune definizioni necessarie per la descrizione della movimentazione.

- **Spazio dei giunti:** spazio, di dimensione N , in cui è definito il vettore delle variabili di giunti.
- **Spazio operativo:** spazio, di dimensione M , in cui è definito il vettore $x = (p, \Phi)^T$.
- **\mathbf{q} :** vettore, di dimensione $N \times 1$ delle variabili di giunti. Viene espresso in gradi.
- **\mathbf{p} :** vettore delle coordinate cartesiane della posizione dell'organo terminale. Ha dimensione 3×1 .
- **Φ :** vettore rappresentante l'orientamento dell'organo terminale, di dimensione 3×1 .

Per pianificare la traiettoria e controllare il moto si possono risolvere due diversi problemi cinematici.

- **Cinematica diretta:** si calcola la posizione dell'utensile nello spazio di lavoro. Partendo dagli angoli dei giunti (q), attraverso i parametri geometrici noti si calcola la posizione e l'orientamento dell'end effector $x = (p, \Phi)^T$.
- **Cinematica inversa:** si calcola la posizione dei giunti per una data posizione dell'utensile nello spazio di lavoro. Inversamente a quanto descritto sopra si parte dalla posizione dell'end effector $x = (p, \Phi)^T$ e attraverso l'uso di parametri geometrici noti si ottengono gli angoli dei giunti (q).

Un fattore da considerare è il numero di gradi di libertà, ovvero i movimenti di cui è dotato il robot. Un manipolatore deve possedere almeno sei DoF: tre per il posizionamento e tre per l'orientamento. Un numero elevato di gradi di libertà permette una flessibilità maggiore. Risulta molto importante la determinazione dello spazio di lavoro, descritto come l'insieme dei punti cinematicamente raggiungibili dall'estremità del robot. Questo dipende dalla struttura del robot, dai movimenti determinati dai giunti e dalle dimensioni. Si riportano le principali soluzioni considerate accentuandone le motivazioni per la scelta.

Cartesiano

I robot cartesiani presentano una movimentazione lineare lungo un sistema di coordinate cartesiane. Si utilizzano gli assi x e y più l'asse z per controllare l'altezza. I tre movimenti sono realizzati da coppie prismatiche e la programmazione risulta semplice in quanto i movimenti avvengono lungo i tre assi cartesiani. Garantiscono un'ottima precisione e ripetibilità di posizionamento in grandi volumi di lavoro. Un manipolatore cartesiano è composto da tre giunti prismatici, che permettono solo il movimento lineare per ogni asse. Questi sono posti perpendicolari tra loro e conferiscono una totale rigidità al robot che non può ruotare o inclinarsi. Dispongono di tre gradi di libertà di traslazione lineare e presentano l'asse z a sbalzo, ovvero sporgente e collegato solamente da un'estremità. Il volume di lavoro spaziale è un parallelepipedo.



Figura 3.1: Robot cartesiano

Gantry

I robot a portale sono una variante dei robot cartesiani e presentano tre assi di movimento: x e y , che si spostano orizzontalmente lungo un binario sopraelevato, e z , che gestisce il movimento verticale. Grazie alla loro struttura, sono particolarmente utilizzati in ambienti di produzione ad alto volume, per sollevamento pesante e in ampie aree di lavoro. I vantaggi per queste applicazioni sono dovuti alla libertà di movimento dell'unità operativa sulla struttura. Il volume di lavoro, trattandosi di una variante del cartesiano, è definito da un parallelepipedo, il che prevede un'elevata prevedibilità e precisione nei movimenti.



Figura 3.2: Robot Gantry

SCARA

I robot SCARA (Selective Compliance Assembly Robot Arm) permettono il movimento di un braccio sul piano orizzontale, dovuto a due rotazioni attorno a due assi paralleli, unito a una traslazione verticale. Dispone dunque di quattro assi e quattro gradi di libertà. Solitamente sono presenti due assi di rotazione e due assi lineari. La struttura garantisce un'elevata rigidità e ripetibilità, con una spiccata rapidità di posizionamento. Il volume di lavoro è una figura irregolare.



Figura 3.3: Robot SCARA

Antropomorfi

I robot articolati rappresentano una delle soluzioni più versatili nell'automazione industriale, grazie alla loro configurazione che si avvicina a quella di un braccio umano. A differenza dei robot cartesiani o gantry, questi sistemi sono dotati di giunti rotativi, che consentono movimenti fluidi e flessibili su più assi, rendendoli ideali per operazioni complesse che richiedono elevata destrezza e adattabilità. Un robot antropomorfo è tipicamente composto da 4 a 7 gradi di libertà con una struttura modulare in cui ogni giunto rappresenta un asse di rotazione controllato da motori. Questa configurazione gli permette di operare in un'area di lavoro generalmente sferica, offrendo una notevole libertà di movimento rispetto ad altre tipologie di robot industriali. Tuttavia, a causa della complessità dei movimenti e delle dinamiche, i robot articolati non offrono la stessa precisione e rigidità delle soluzioni cartesiane o a portale. Inoltre, il controllo del loro movimento richiede algoritmi avanzati e un'accurata calibrazione per garantire prestazioni affidabili.



Figura 3.4: Robot antropomorfo

3.1.1 Polso e mano

Le strutture descritte garantiscono i primi tre gradi di libertà: ulteriori movimenti possono essere aggiunti installando un polso che può permettere rollio, beccheggio e imbardata. Sul polso possono essere installati utensili o, come nel caso in esame del palletizzatore, una pinza. Quest'ultima rappresenta la mano del robot o l'end-effector, definendone la funzione dell'impiego e permettendo di eseguire i compiti a cui esso viene destinato. La descrizione e la progettazione della pinza verranno descritte nei capitoli successivi.

Capitolo 4

Movimentazione braccio

La soluzione più comoda per l'impiego voluto è da ricercarsi in un robot cartesiano sul modello a portale, con le movimentazioni orizzontali che si muovono linearmente in cima alla struttura, mentre le variazioni di profondità sono raggiunte tramite un braccio telescopico. L'obiettivo è di raggiungere tutte le zone dell'area di lavoro senza interferire con i prodotti che si posizionano sul pallet durante il caricamento, accedendovi quindi *dall'alto*. L'opzione del meccanismo telescopico si utilizza per evitare di ottenere altezze totali della macchina troppo elevate, consentendo ingombri minori in posizione ritratta del braccio.

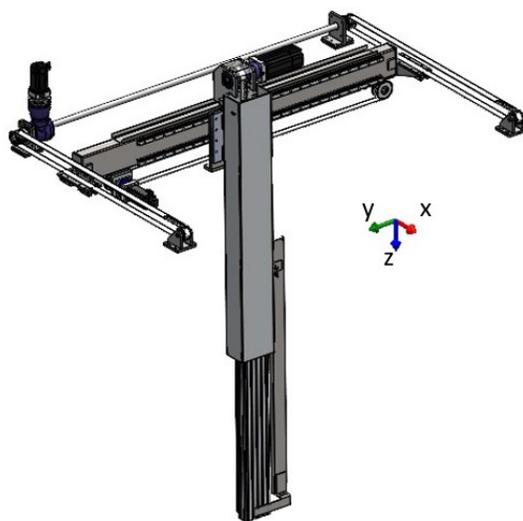


Figura 4.1: Assi braccio robotico

Di seguito si farà riferimento ai movimenti utilizzando il sistema di riferimento destrorso mostrato nella figura precedente, indicando gli spostamenti verticali sull'asse z e quelli orizzontali sul piano xy . Si presuppone inoltre un osservatore in piedi di fronte alla macchina su cui impattano i movimenti laterali dell'asse y , quelli longitudinali dell'asse x e quelli di profondità dell'asse z .

4.1 Asse x

L'asse x ha il compito di sostenere e spostare l'intero robot, consentendone il movimento lungo la direzione frontale. Per questa traslazione è stata adottata una trasmissione a cinghia e pulegge, soluzione che garantisce un buon compromesso tra velocità, precisione e riduzione dell'usura meccanica. L'asse è stato montato sulla sommità della struttura, assicurando stabilità e rigidità al sistema. La movimentazione avviene tramite un unico motore, che aziona entrambi i supporti grazie all'impiego di un albero di trasmissione. Questa configurazione permette una distribuzione uniforme del moto, riducendo sollecitazioni asimmetriche e garantendo un movimento fluido e sincronizzato.

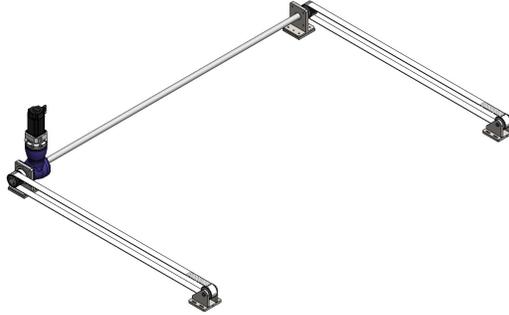
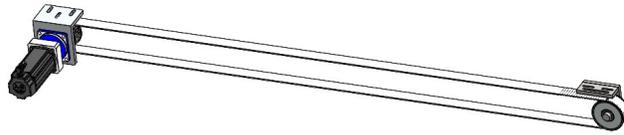


Figura 4.2: Asse x braccio robotico

4.2 Asse y

Il movimento laterale del robot è gestito dall'asse y , che, analogamente all'asse x , utilizza una trasmissione a cinghia e pulegge. In questa configurazione, una piastra di bloccaggio fissa il braccio del robot alla cinghia, consentendone la traslazione lungo l'asse y . A differenza dell'asse x , in cui la trasmissione è azionata da un albero di trasmissione per movimentare entrambi i supporti, in questo caso il motore è collegato direttamente alla puleggia motrice, eliminando la necessità di ulteriori elementi di trasmissione intermedia. Questa soluzione semplifica la cinematica del sistema e riduce le perdite meccaniche.

Figura 4.3: Asse y braccio robotico

4.3 Asse z

L'asse z gestisce il movimento verticale del sistema con un meccanismo telescopico, composto da un braccio esterno e uno interno che scorrono tra loro, permettendo un allungamento controllato. Questa soluzione consente di ottenere un'elevata escursione verticale mantenendo al contempo gli ingombri ridotti in posizione contratta. Idealmente, la lunghezza totale del braccio nella sua posizione completamente retratta dovrebbe essere pari alla metà della corsa utile. Tuttavia, vincoli legati alla meccanica della struttura e al sistema di trasmissione impediscono di raggiungere esattamente questa condizione. Nonostante ciò, il meccanismo telescopico consente comunque di ottenere un'efficace ottimizzazione degli spazi, migliorando la compattezza complessiva della macchina.

4.3.1 Realizzazione telescopico

Il punto di partenza è stato un meccanismo telescopico abbozzato per lo studio di una diversa macchina, che si è cercato di ottimizzare per l'applicazione necessaria.

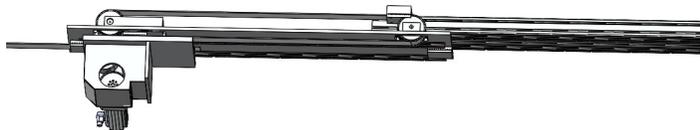


Figura 4.4: Movimento telescopico di partenza

Come si nota in figura, il moto è imposto tramite un motore, calettato sulla piastra principale, a una cinghia aperta, bloccata agli estremi del braccio esterno. Il braccio interno si muove tramite una seconda cinghia bloccata alla

piastra principale fissa e al braccio interno mobile, che viene così azionata dal movimento del braccio esterno.

Si ottiene così un movimento di velocità x del primo stadio del telescopico, mentre per il moto relativo si ottiene un'apertura del secondo stadio con una velocità $2x$.

Un primo obiettivo da raggiungere riguarda la semplificazione della meccanica del movimento tramite l'impiego di un'unica cinghia di trasmissione. Questo è stato raggiunto spostando il motore a un'estremità del braccio andando a rendere una puleggia motrice e bloccando la cinghia alla piastra di collegamento all'asse y .

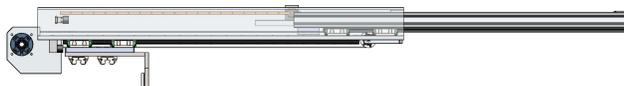


Figura 4.5: Movimento telescopico rinnovato

Gli unici svantaggi di questa configurazione riguardano la posizione mobile del motore, che aumenta leggermente l'inerzia del sistema e impone l'impiego di catene portacavi per l'alimentazione del motore.

4.3.2 Cinghia di trasmissione

La trasmissione è un unico sistema fatto di pulegge, cinghie e ingegneria, dove un solo anello debole mette a rischio l'intera produzione.

Per la movimentazione del braccio robotico è stato impiegato un sistema di movimento tramite cinghia, in questo caso vantaggioso rispetto all'impiego di una catenaria, in quanto si riduce la rumorosità e la necessità di lubrificazione. Di seguito sono descritte le soluzioni considerate.

Cinghie HTD

Si tratta di un'evoluzione brevettata da SIT della cinghia dentata con profilo trapezoidale. Il profilo dei denti è progettato in modo da permettere una migliore distribuzione degli sforzi sul dente evitando punti di concentrazione che

possono portare a cedimento. Si tratta di cinghie economiche, ma con elevato rendimento. Sono composte da una mescola di gomma cloroprenica (CR), con trefoli in fibra di vetro e copertura dei denti in poliammide (nylon).

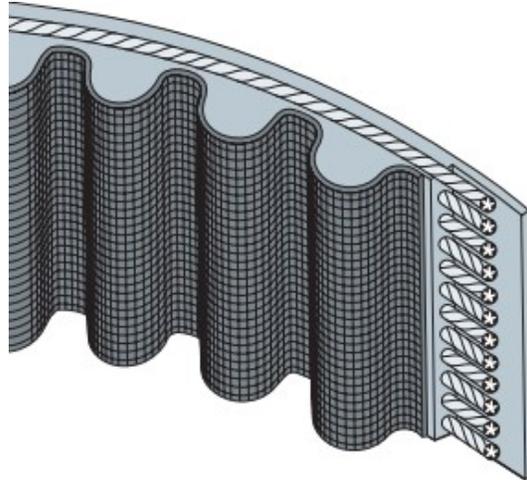


Figura 4.6: Cinghia HTD

Cinghie SilentSync

Questa cinghia presenta una trasmissione a dentatura bi-elicoidale che permette di ottenere una drastica riduzione di vibrazioni e rumorosità con un ingranamento continuo e progressivo tra cinghia e puleggia. Garantiscono un sensibile risparmio energetico rispetto alla soluzione di cinghie per attrito. Adottano il sistema HOT (Helical Offset Tooth), che permette un ingranamento continuo ottenendo una trasmissione precisa e silenziosa, dove l'assenza di slittamento ne migliora il rendimento. La composizione della mescola è di gomma nitrilica (HNBR), con trefoli in fibra aramidica (Kevlar) e rivestimento dei denti in JPEX per minimizzare l'attrito e l'usura.

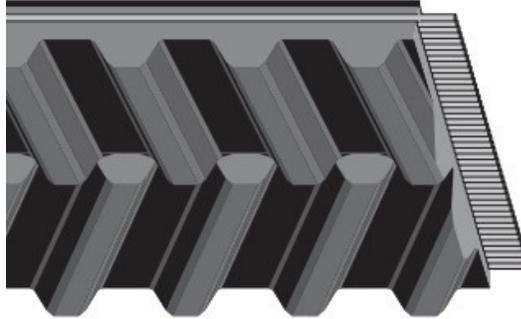


Figura 4.7: Cinghia SilentSync

Cinghie Elatech

Si tratta di cinghie in poliuretano con elementi di tensione in acciaio o aramide, con diversi profili disponibili, di cui abbiamo preso in considerazione quello eagle 10M. I vantaggi sono simili alla già descritta SilentSync, trattandosi di una cinghia con dente sfalsato elicoidale, autoallineante e particolarmente silenziosa.

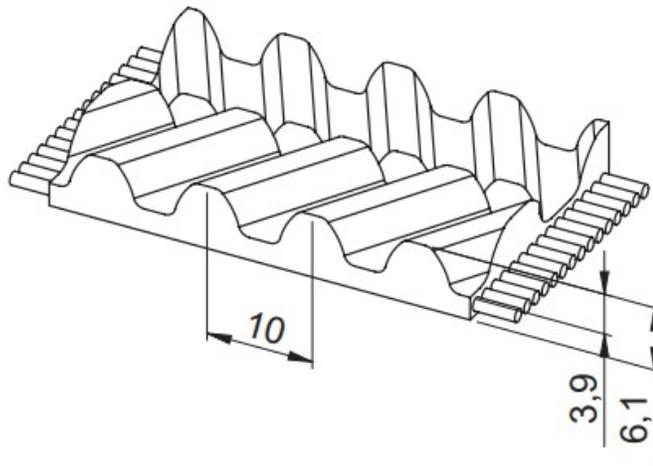


Figura 4.8: Cinghia Elatech

Per la necessità di mantenere una larghezza di 50mm , la scelta è ricaduta su una cinghia Elatech con passo 10 , da cui consegue un carico di trazione ammissibile di $F_{Tzul} = 14,4\text{kN}$ e peso di $0,37\text{kg/m}$.

4.3.3 Puleggia

Per rispettare le limitazioni dettate dalla flessibilità della cinghia, si deve prevedere una trasmissione con puleggia di diametro minimo $80mm$ e numero di denti minimo 25. Per la trasmissione del motore, l'ancoraggio con il riduttore imputa la scelta di una puleggia con $z = 40$ e diametro primitivo $d = 127mm$.



Figura 4.9: Trasmissione asse z

Per ragioni costruttive e al fine di ridurre gli ingombri si è cercato di ridurre lo spazio tra i due lati paralleli della cinghia, rendendo necessaria la presenza di un rullo folle nel lato della motorizzazione, mentre al lato opposto si è impiegata una puleggia EAGLE $z = 26$ (facendo attenzione a soddisfare la condizione di $z_{min} = 25$).

4.3.4 Slitta e pattini

Per garantire il movimento lineare di scorrimento del braccio impieghiamo un'unità a ricircolo a quattro ranghi di sfere. La scelta è ricaduta su questa guida profilata in quanto si vuole spostare con attrito ridotto carichi elevati mantenendo un'elevata precisione di posizionamento. L'unità appartiene alla serie KVVUE-B di INA, con un set di corpi volventi a pieno riempimento di sfere.

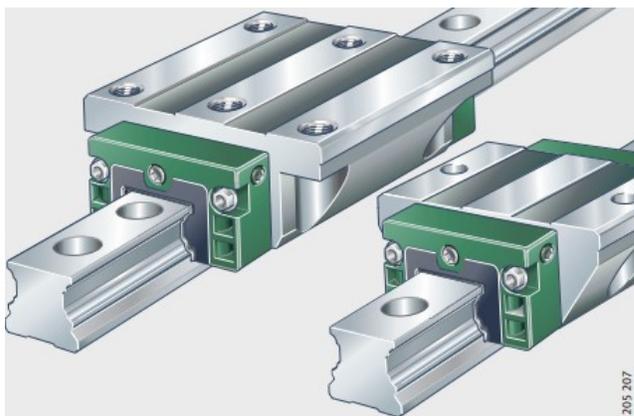


Figura 4.10: Slitte a ricircolo a quattro ranghi di sfere

Le sfere hanno contatto su due punti, sono disposte ad O e hanno un angolo di pressione di 45° sulle piste di rotolamento. Il carico può avvenire su qualsiasi direzione, tranne quella di movimento, e assorbono momenti attorno a tutti gli assi.

Queste unità sono adatte per la lubrificazione a olio e a grasso, a ridosso delle piste sono presenti tasche di lubrificazione e raschiatori frontali elastici che garantiscono una buona tenuta del lubrificante. Le guide su cui scorrono le unità di slittamento sono le TKVD standard con piano di foratura simmetrico.



Figura 4.11: Guide

Dimensionamento slitta

Per il movimento lungo l'asse z sono state montate le unità KUVE-30-B. Il movimento avviene lungo l'asse di strisciamento, quindi non si effettua il calcolo della deformazione elastica. Per la movimentazione dell'asse x e y si è utilizzata la serie KUVE-35-B. Di seguito viene descritto il processo di dimensionamento e verifica.

Sul catalogo di Schaeffler Group Industrial sono presenti le curve di deformazione delle unità a ricircolo, che mostrano la deformazione in μm in funzione della forza in N e dell'applicazione in trazione, compressione e laterale. Nel caso del pallettizzatore le guide devono sopportare un carico laterale sostenendo il peso di tutto l'asse z del braccio, compresa la pinza e il prodotto. La massa è stimata a circa $166kg$ corrispondenti a una forza peso di $1629N$. Ricercando l'ordinata sul grafico si trova una deformazione elastica di qualche unità di μm , fornendo quindi la possibilità di ritenerla trascurabile per questo carico. Per la movimentazione dell'asse x, l'applicazione del carico avviene per compressione della guida. La massa movimentata da questo movimento viene

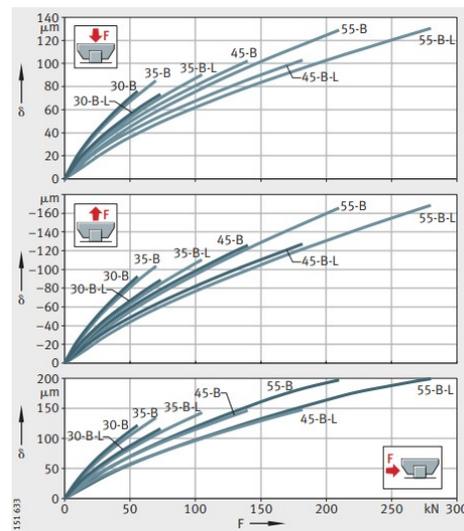


Figura 4.12: Diagrammi $F-\delta$

stimata a $296kg$ ottenendo così una forza peso di $2900N$. Anche in questo caso la deformazione che ne consegue può essere quindi considerata trascurabile.

Dimensionamento guide

La lunghezza del movimento deve essere, se possibile, mantenuta al di sotto del valore l_{max} per evitare la necessità di utilizzare un composto di spezzoni. Per le guide KUV30-B la lunghezza l_{max} risulta essere $2960mm$.

4.3.5 Catena portacavi

Per il trasporto controllato dei cavi di alimentazione durante le operazioni in movimento, si utilizza una catena portacavi. La scelta ricade su una catena con corsa verticale di Brevetti Stendalto in nylon con coperchietto apribile a scatto della serie 355A.

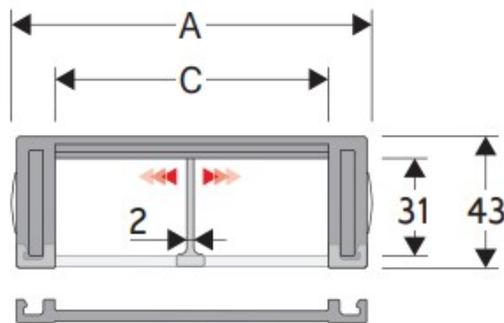


Figura 4.13: Dimensioni catena portacavi

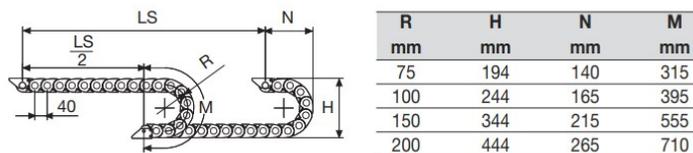


Figura 4.14: Lunghezze catena portacavi

Una grandezza da tenere in considerazione è la lunghezza massima autoportante $LS/2$ che dipende dal peso dei cavi contenuti per metro lineare. L'au-

toportanza è determinata dalla precarica Z imposta, in modo che la catena portacavi supporti oltre al suo peso, anche quello dei condotti in essa alloggiati mantenendo una posizione parallela o leggermente incurvata verso l'alto.

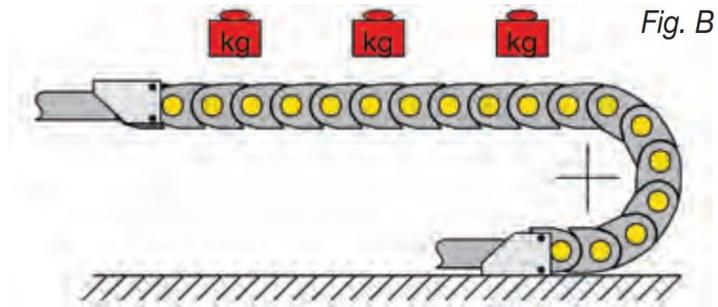


Figura 4.15: Autoportanza

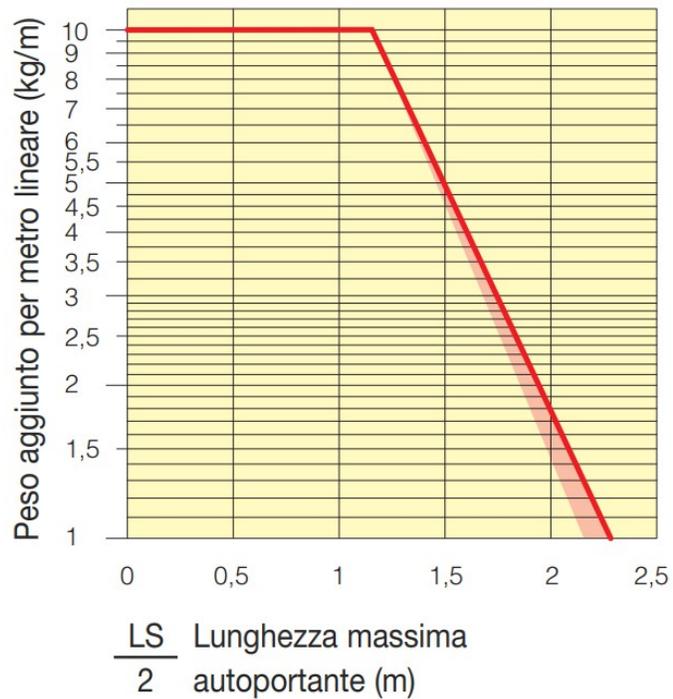


Figura 4.16: Diagramma di autoportanza

Il diagramma riportato contiene la lunghezza massima autoportante in funzione del peso dei cavi. Se le applicazioni necessitano di lunghezze autoportanti e pesi non compresi nell'area del diagramma di autoportanza, diventa necessario l'impiego di uno o più rulli di sostegno. Solitamente è consigliato l'uso di un rullo di sostegno quando la lunghezza $\frac{LS}{3}$ è compresa nei valori del diagramma di autoportanza, mentre un ulteriore rullo diventa necessario se la lunghezza compresa è di $\frac{LS}{4}$. Il dimensionamento dei rulli di sostegno non viene trattato, in quanto nella progettazione della macchina si sono riuscite a rispettare le lunghezze di autoportanza descritte nel diagramma fornito.

Una passo importante nella scelta della catena portacavi riguarda la determinazione della sua lunghezza. Il calcolo assume due diverse formule per il differente posizionamento del punto fisso.

Punto fisso al centro della corsa

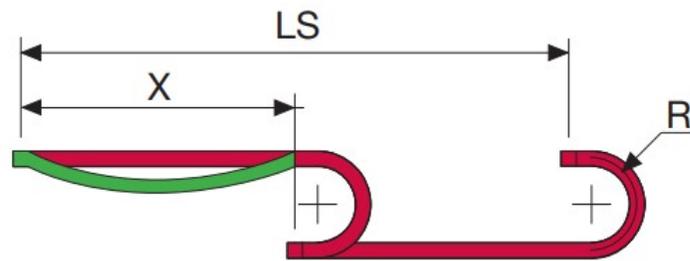


Figura 4.17: Posizionamento punto fisso al centro della corsa

Il catalogo di Brevetti Stendalto fornisce per il calcolo la formula $L = \frac{LS}{2} + M$ dove intervengono:

- L: lunghezza catena.
- LS: corsa della catena.
- M: lunghezza dell'arco relativa al raggio di curvatura corrispondente.

Può essere calcolato come $M = (\pi \cdot R) + (2 \cdot P)$, dove interviene il passo della catena P.

Il valore L ottenuto va arrotondato al multiplo del passo successivo per le catene in nylon o al multiplo del passo successivo dispari per quelle in acciaio.

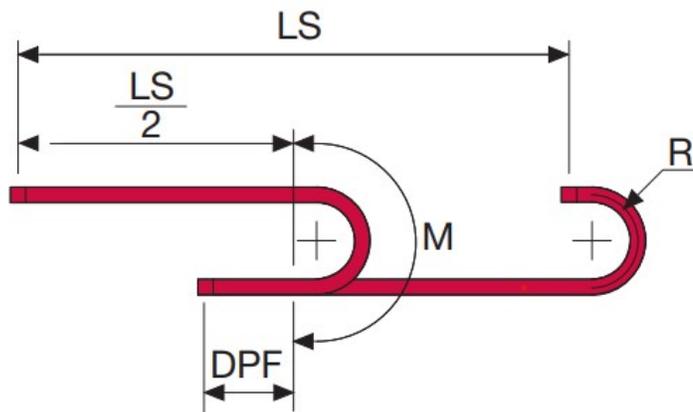
Punto fisso non al centro della corsa

Figura 4.18: Posizionamento punto fisso non al centro della corsa

Per questo caso la formula diventa $L = \frac{LS}{2} + M + DPF$, dove si aggiunge:

- DPF : distanza tra il punto fisso e il centro della corsa.

Canalina guida

Per un corretto funzionamento della catena portacavi, in particolar modo durante l'utilizzo con corsa verticale, è necessario l'uso di una canalina guida di scorrimento. In questo caso si installa la catena con curvatura verso l'alto, rendendo necessari dei sostegni per impedire lo sbilanciamento verso l'esterno. Il supporto deve essere previsto sia sul punto fisso che sul punto mobile.

Capitolo 5

Scelta motori e riduttori

Si procede ora alla scelta della motorizzazione adeguata per la movimentazione, riguardante i modelli di motore e di riduttore necessari per ogni asse del cartesiano. Per il dimensionamento sono necessari alcuni dati che si possono calcolare o stimare a partire dal modello 3D tracciato su SolidWorks. Il moto è trasmesso dal motore, attraverso un riduttore, alla puleggia motrice che, tramite una trasmissione con cinghia dentata, permette la riuscita del movimento. E' necessario allora conoscere la forza di resistenza sviluppata dai vari assi del robot.

$$F = mg\mu$$

Successivamente si vuole conoscere la coppia (C_a) che deve sviluppare la trasmissione per muovere il braccio:

$$C_a = C_c + C_{acc}$$

Composta dalla somma di:

- Coppia

$$C_c = \frac{F \cdot r_1}{\eta}$$

- Coppia di accelerazione

$$C_{acc} = J_t \cdot \alpha$$

Approfondiamo ora i fattori che compongono queste formule:

- r_1 : raggio della puleggia motrice.
- η : efficienza della trasmissione a cinghia, solitamente $\eta = 0,94 \div 0,96$
- J_t : momento di inerzia totale.
- α : velocità angolare

$$\alpha = \frac{2\pi \cdot N}{60 \cdot t}$$

Il momento di inerzia totale, inoltre, si compone dalla somma dei momenti di inerzia dei vari componenti che compongono la trasmissione.

$$J_t = J_m + J_c + J_{p1} + J_{p2} + J_l$$

- J_m : momento di inerzia del motore.
- J_c : momento di inerzia del giunto.
- J_{p1} : momento di inerzia della puleggia motrice.
- J_{p2} : momento di inerzia della puleggia condotta.
- J_l : momento di inerzia del carico.

$$J_l = (m_l + m_b) \cdot r_1^2$$

- m_l : massa del carico.
- m_b : massa della cinghia.

Si può ottenere la coppia tramite il valore quadratico medio T_{RMS} con la formula riportata di seguito.

$$T_{RMS} = \frac{\sqrt{T_a^2 \cdot t_a + T_c^2 \cdot t_c + T_d^2 \cdot t_d}}{t_{totale}}$$

Si utilizza così una divisione dei tempi descritta nella figura di seguito.

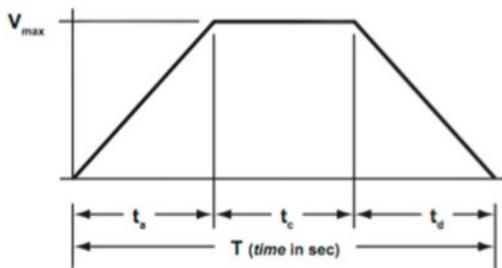


Figura 5.1: Profilo trapezoidale di velocità

- t_a : tempo di accelerazione.
- t_c : tempo a velocità costante.
- t_d : tempo di decelerazione.
- $t_{totale} = t_a + t_c + t_d$: tempo totale.

5.1 Ciclogramma

Il diagramma di ciclo descrive, in funzione del tempo, gli spazi coperti da ogni movimento, arrivando così a determinare le accelerazioni necessarie per dimensionare il riduttore e il motore. L'obiettivo ricercato per il palletizzatore è la realizzazione di $12\text{cicli}/\text{min}$, completando così un ciclo medio in 5s .

Si sono stimate le distanze medie di ciclo considerando una durata variabile durante l'operazione di carico del pallet, in quanto alcune posizioni sono più o meno vicine alla rulliera di arrivo dei prodotti. Le distanze da spaziare per ogni asse sono:

- Asse x: 615mm
- Asse y: 1000mm
- Asse z: 1200mm

Tramite AutoCAD si è tracciato il ciclo con i movimenti ideali dei tre assi.

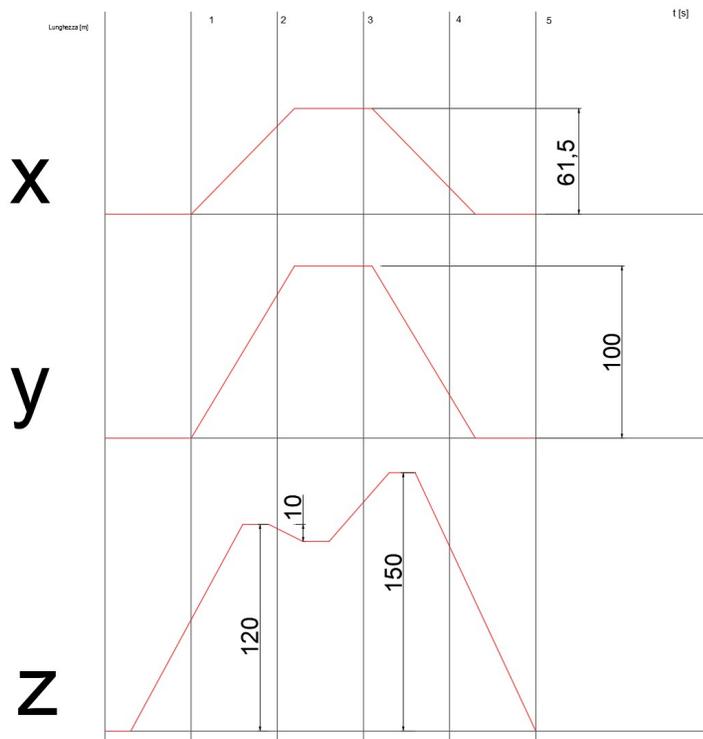


Figura 5.2: Ciclogramma braccio robotico cartesiano

Il ciclo ha inizio con il braccio situato nel punto di prelievo del prodotto, con la pinza in posizione aperta. Si è previsto un intervallo di tempo iniziale dovuto

alla chiusura della pinza, per poi iniziare il movimento verticale dell'asse z . La traslazione su un piano orizzontale di x e y avviene simultaneamente e ha inizio quando l'asse z ha completato interamente il movimento. Bisogna prevedere inoltre un'alzata maggiore del piano di rilascio e quindi una successiva discesa per portarsi alla giusta quota prima di aprire la pinza e lasciare il prodotto. Successivamente l'asse z deve completare un'alzata tale da superare il prodotto appena rilasciato con tutta la pinza prima di iniziare il movimento di chiusura con tutti e tre gli assi. Termina il ciclo il ritorno in posizione 0, ovvero al punto di prelievo del prodotto con pinza aperta. Si ipotizza inoltre una leggera raggiatura verso la fine dei vari movimenti, in modo da rendere il movimento più fluido e recuperare alcuni decimi di secondo dal ciclo.

5.2 Simulazione

Il metodo descritto a inizio capitolo consente di calcolare le misure necessarie alla scelta del motore e del riduttore, tuttavia risulta macchinoso e poco preciso se svolto a mano. Per motivi di precisione e tempistiche ci si interfaccia allora al software *cymex5*, sviluppato da *WITTENSTEIN alpha*, per dimensionare e configurare l'intera catena cinematica, prendendo in considerazione tutti i fattori che influenzano le prestazioni e assicurando così un dimensionamento ottimale. Questo studio consente inoltre di aumentare il grado di efficienza della macchina. Vengono di seguito mostrate le procedure e i risultati del dimensionamento.

5.2.1 Asse x

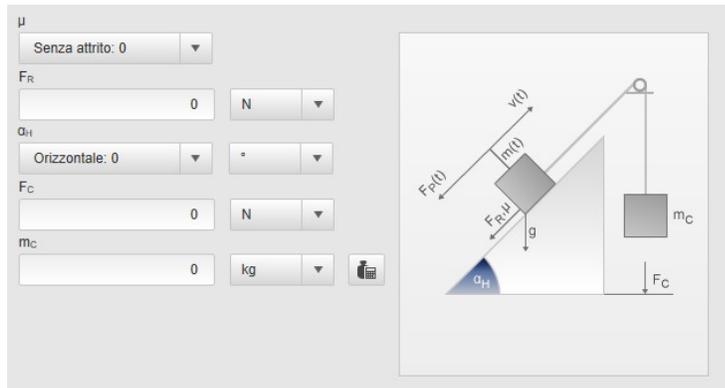
Si costruisce, nella scheda principale del programma, la catena cinematica da simulare: in questo caso si tratta di un'applicazione lineare con trasmissione a cinghia movimentata da motore e riduttore.



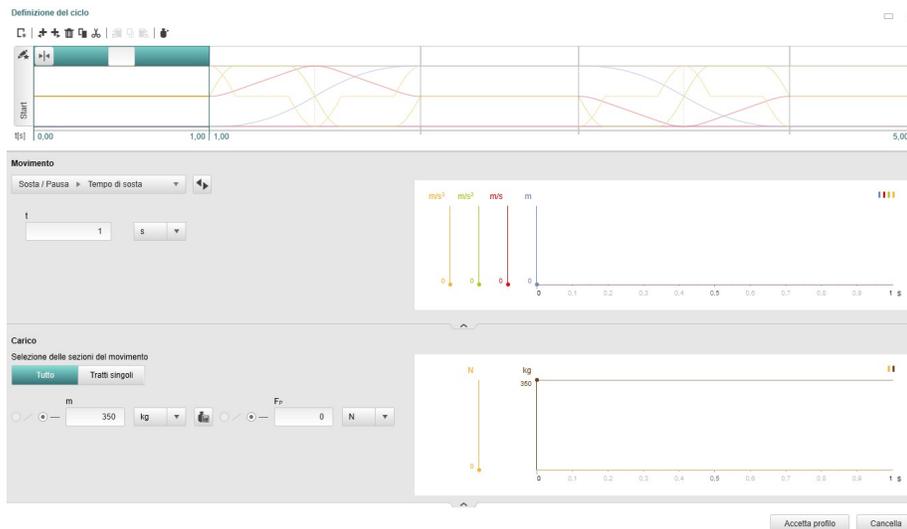
Figura 5.3: Catena cinematica

E' stato inoltre aggiunto un misuratore tra il motore e il riduttore per ottenere le curve di funzionamento. Successivamente si procede, nella sezione *Proprietà*, a definire i parametri dei quattro elementi cinematici.

Applicazione lineare

Figura 5.4: Applicazione lineare asse x

Si definiscono in questa sezione le forze esterne agenti sul sistema: in questo caso tutti i valori sono stati imposti a zero, in quanto non sono presenti forze esterne. Si definisce in questa finestra il profilo di movimento e di carico.

Figura 5.5: Profilo di movimento e di carico asse x

In *Definizione del ciclo* si è diviso il diagramma nelle 5 sezioni decise sul ciclogramma.

- Prima parte: pausa di 1,2s durante la chiusura della pinza e il sollevamento dell'asse z .

- Seconda parte: Movimento fino alla posizione finale. Viene definita in *Movimento* la legge cinematica da seguire durante la traslazione.

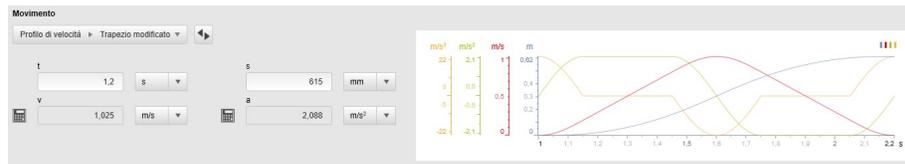


Figura 5.6: Profilo di velocità a *trapezio modificato*

E' stato scelto un profilo di velocità a trapezio modificato, dove si impone il tempo e lo spostamento, mentre le restanti quantità vengono derivate come segue:

- Velocità: $v = \frac{ds}{dt} [m/s]$
- Accelerazione: $a = \frac{d^2s}{dt^2} [m/s^2]$
- Strappo: $j = \frac{d^3s}{dt^3} [m/s^3]$

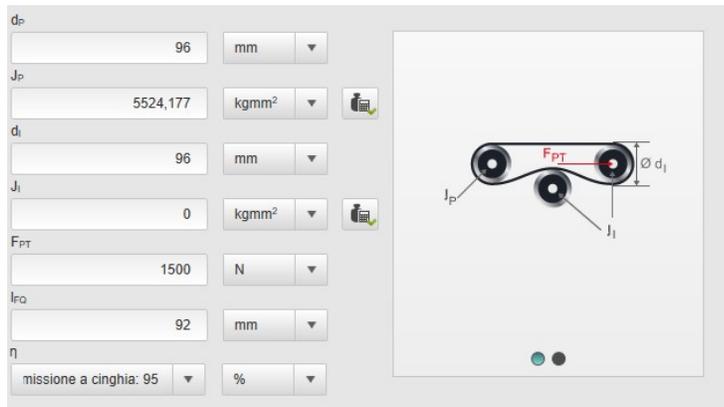
In tutta la simulazione si è cercato di mantenere la velocità inferiore a $2m/s$ e l'accelerazione inferiore a $4 \div 5m/s^2$.

- Terza parte: pausa di $0.7s$ durante la movimentazione di z e il rilascio del prodotto.
- Quarta parte: movimento di ritorno alla posizione di zero con velocità e accelerazioni contrarie a quelle della seconda parte.
- Quinta parte: pausa di $1.1s$ durante il movimento finale dell'asse z .

Nella quarta parte del movimento, riguardante il ritorno al punto di zero, sono stati usati gli stessi tempi, ma invertendo lo spazio, ottenendo così le stesse velocità e accelerazioni in valore assoluto rispetto al tratto di andata.

Trasmissione a cinghia

In questa scheda si definiscono i parametri della trasmissione. Viene inoltre stabilita la forza di precarico sulla cinghia, necessaria per evitare slittamenti durante i transitori.

Figura 5.7: Trasmissione con cinghia asse x

Si tiene conto dei diametri della puleggia motrice e condotta, del rendimento della trasmissione a cinghia e dei momenti di inerzia dei vari componenti della trasmissione. Per questa applicazione si sono trascurate le inerzie delle pulegge, mentre è stata calcolata quella dell'albero utilizzato per trasmettere il moto su entrambi i lati del pallettizzatore. Questa misura è stata stimata attraverso il calcolatore fornito dal programma.

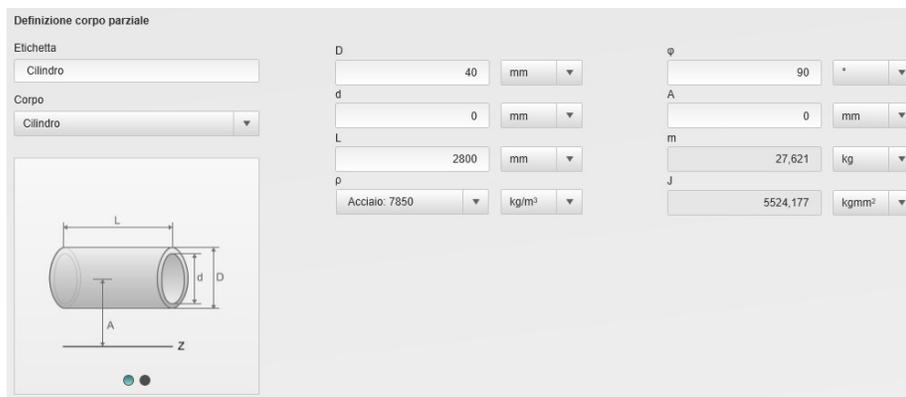


Figura 5.8: Calcolo inerzia albero di trasmissione

Inserendo il materiale e la geometria, viene calcolata l'inerzia dell'oggetto. In questo caso è stato utilizzato un corpo cilindrico pieno di acciaio che ruota attorno al proprio asse.

Riduttore

Si passa ora alla definizione del riduttore da impiegare per l'applicazione descritta precedentemente. Il modello scelto appartiene a WITTENSTEIN alpha,

serie HG⁺, grandezza 140 e rapporto di riduzione 12.

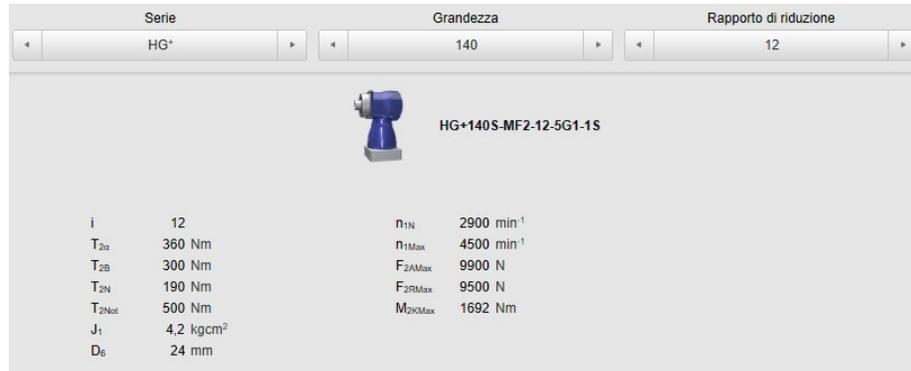


Figura 5.9: Riduttore HG⁺140S-MF2-12-5G1-1S

Nella sezione *Proprietà* sono descritte le caratteristiche tecniche, in particolare si noti:

- Coppia di uscita di emergenza: $T_{2Not} = 500Nm$
- Coppia nominale: $T_{2N} = 190Nm$
- Velocità media in ingresso: $n_{1N} = 2900rpm$
- Velocità massima in ingresso: $n_{1Max} = 4500rpm$

Si ottiene anche il grafico delle curve caratteristiche di coppia.

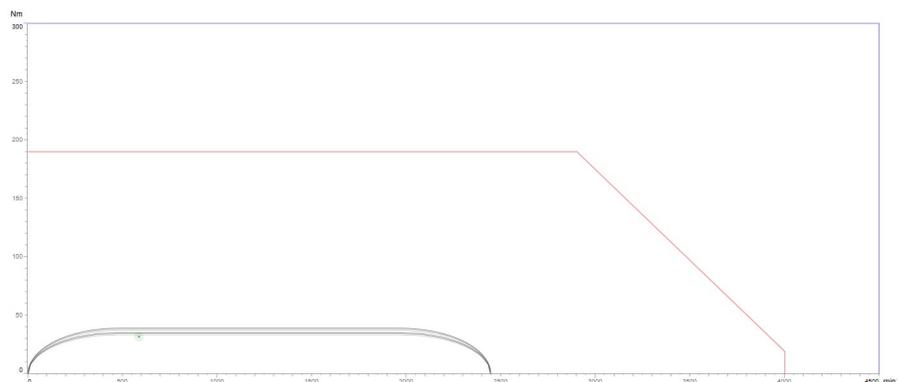


Figura 5.10: Curve caratteristiche riduttore asse x

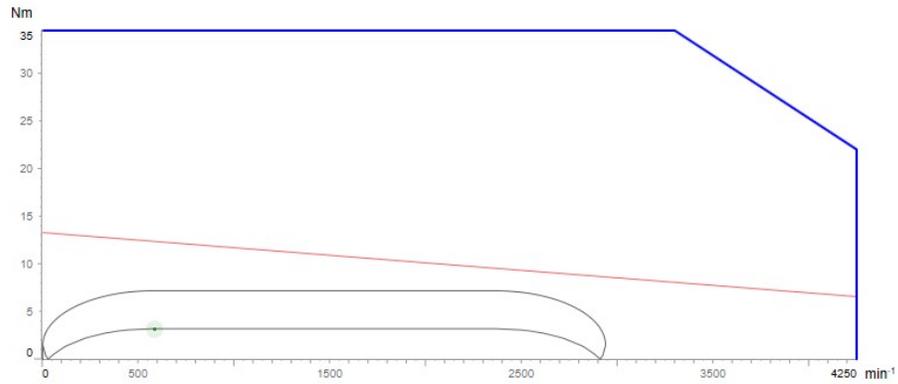


Figura 5.13: Curve caratteristiche motore asse x

Misurazioni e curve

Il misuratore, posto nell'interfaccia tra il motore e il riduttore, permette di ottenere il grafico di alcuni valori in funzione del tempo.

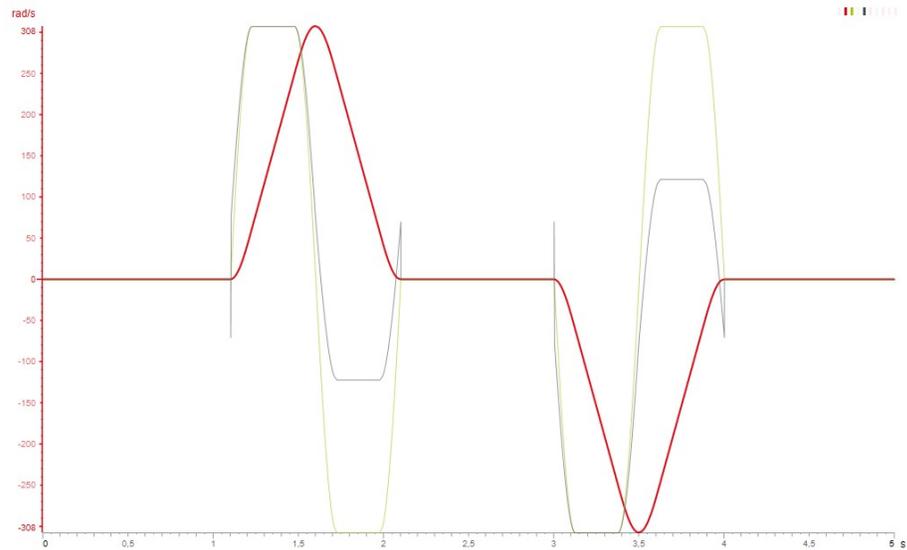


Figura 5.14: Misurazioni in uscita motore

Sono state stampate a video:

- Velocità angolare: curva rossa in rad/s
- Coppia: curva nera in Nm

- Accelerazione angolare: curva verde in rad/s^2

Riassunto e utilizzo

La sezione *Utilizzo* mostra in percentuale l'utilizzo del motore e del riduttore sviscerando i vari fattori (come la coppia, la velocità e le forze in azione) oltre a fornire una percentuale di utilizzo totale.

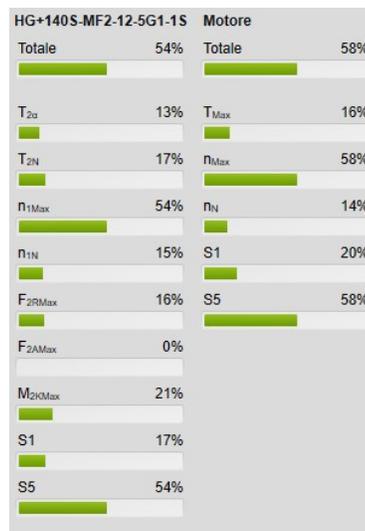


Figura 5.15: Percentuali di utilizzo riduttore e motore

Viene impiegato un sistema visivo cromatico secondo il quale:

- Colore verde: motore adeguato o, in base alla percentuale, sovradimensionato.
- Colore arancione: motore adeguato, ma al limite del suo utilizzo. Si deve considerare il ciclo da sottoporre per determinarne o meno l'impiego.
- Colore rosso: motore sottodimensionato che lavora al di sopra delle proprie capacità.

E' presente infine in *Riassunto assi* una panoramica delle misure effettuate con il misuratore e delle prestazioni di motore e riduttore. Qui si possono osservare alcuni parametri da considerare durante la simulazione.

- Durata dei cuscinetti del riduttore: in questo caso il valore di L_{h10} supera le 20000 ore, consentendo di considerare illimitata la vita dei cuscinetti.

$$L_{h10} = \frac{10^6}{60 \cdot n} L_{10}$$

Dove L_{10} rappresenta la durata teorica di base tenendo conto delle sue caratteristiche e del carico applicato.

- Le coppie nominali e massime durante il ciclo raggiunte su motore e su riduttore.
- Velocità di rotazione del motore media e massima.
- Rapporto di inerzia λ : rapporto tra l'inerzia del carico e quella del rotore, diviso per il quadrato del rapporto di riduzione. Questa quantità descrive l'accuratezza con la quale il motore riesce a gestire il carico. In questo caso si osserva $\lambda = 6.421$, valore abbastanza elevato, in quanto solitamente i drive sopportano e gestiscono un rapporto compreso tra 3 e 5. Il risultato ottenuto è comunque considerato accettabile per l'applicazione considerata.
- Valore delle forze e delle inerzie agenti nel punto di misurazione.

5.2.2 Asse y

Anche per il movimento dell'asse y si utilizza una catena cinematica con ap-

Applicazione lineare	
t_{mov}	3,4 s
t_{cyc}	5 s
ED	68 %
n/h	2880
Trasmissione a cinghia	
k	1,21
LPB120S-MF2-12-011-3S	
Condizione di utilizzo	Continuativo
f_s	1,514
T_{2bfs}	236,97 Nm
T_{2m}	118,26 Nm
M_{2k}	120 Nm
l_{FQ}	0 mm
L_{h10}	> 20000 h
λ	3,476
Misuratore 1	
T_{Max}	15,49 Nm
T_m	11,77 Nm
n_{Max}	3637,83 min ⁻¹
n_m	1091,35 min ⁻¹
F_{AMax}	0 N
F_{ZAm}	0 N
F_{RMax}	0 N
F_{Rm}	0 N
α_{Max}	905,21 rad/s ²
J_1	52,206 kgcm ²
λ	6,421
I_{sys}	190,48
Motore	
T_{max}	16,13 Nm
T_{RMS}	10,42 Nm
n_{1max}	3637,83 min ⁻¹
n_{1n}	1091,35 min ⁻¹

Figura 5.16: Riassunto asse x

plicazione lineare, trasmissione a cinghia, riduttore e motore. Sono descritti di seguito i valori utilizzati e i risultati ottenuti.

Applicazione lineare

Anche in questo caso non sono presenti forze esterne, pertanto si procede alla compilazione del profilo di movimento e di carico.

Come descritto dal ciclogramma, i movimenti dell'asse y sono contemporanei a quelli dell'asse x , per cui il ciclo viene composto da:

- Prima parte: pausa di $1,2s$ durante la chiusura della pinza e il sollevamento dell'asse z .
- Seconda parte: Movimento fino alla posizione finale. Si utilizza un profilo trapezoidale di velocità, dove si spaziano $1000mm$ in $1s$.
- Terza parte: pausa di $0.7s$ durante la movimentazione di z e il rilascio del prodotto.
- Quarta parte: movimento di ritorno alla posizione di zero con velocità e accelerazioni contrarie a quelle della seconda parte.
- Quinta parte: pausa di $1.1s$ durante il movimento finale dell'asse z .

Trasmissione a cinghia

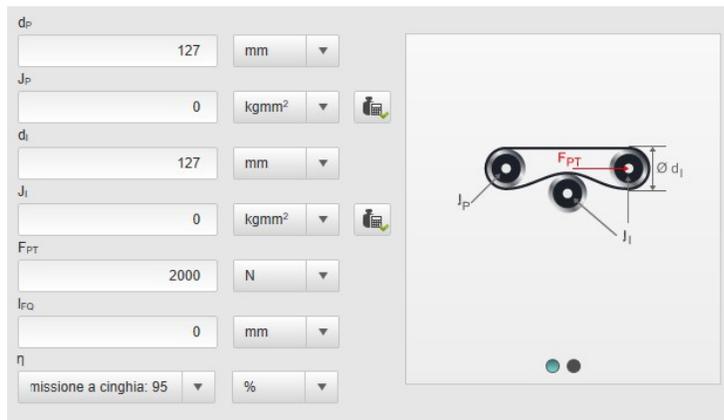


Figura 5.17: Trasmissione con cinghia asse y

Per questo asse sono impiegate due pulegge di diametro $127mm$. Si considerano trascurabili i momenti di inerzia di tutti gli elementi che la compongono e un'efficienza di trasmissione del 95%.

Riduttore

Il riduttore scelto appartiene alla serie LPB di *WITTENSTEIN alpha*, grandezza 120 e rapporto di riduzione 12.



Figura 5.18: Riduttore LPB120S-MF2-12-0I1-3S

La curva caratteristica di coppia risulta essere la seguente.

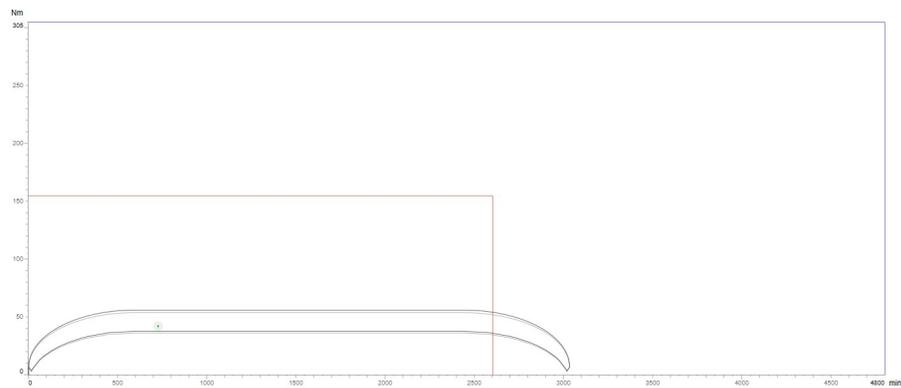


Figura 5.19: Curve caratteristiche riduttore asse y

Motore

Il modello del motore è lo stesso descritto precedentemente per l'asse x . Di seguito le curve caratteristiche della coppia per questa applicazione.

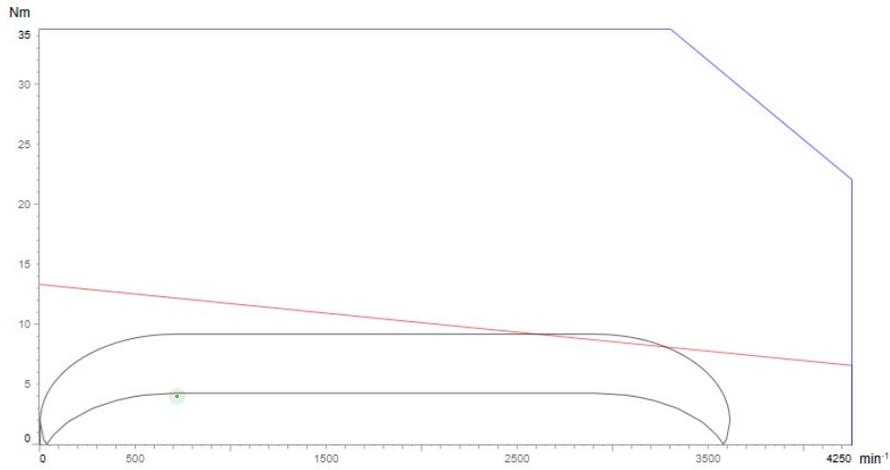


Figura 5.20: Curve caratteristiche motore asse y

Misurazioni e curve

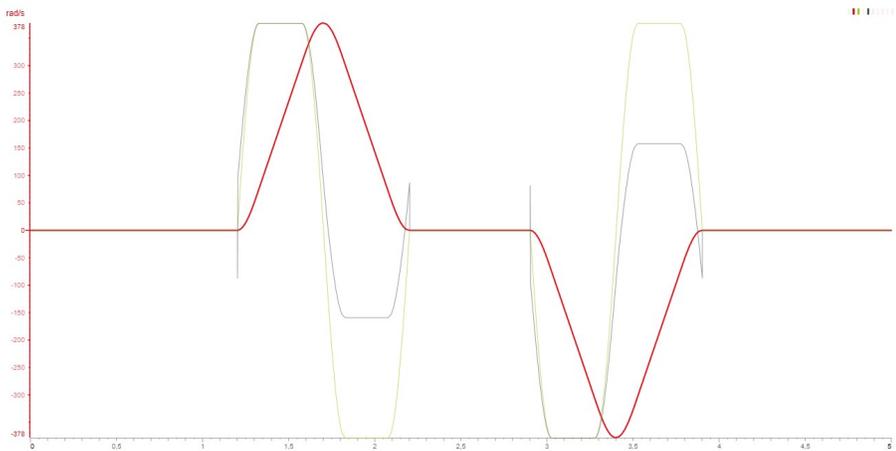


Figura 5.21: Misurazioni in uscita motore

Con legenda:

- Velocità angolare: curva rossa in rad/s
- Coppia: curva nera in Nm
- Accelerazione angolare: curva verde in rad/s^2

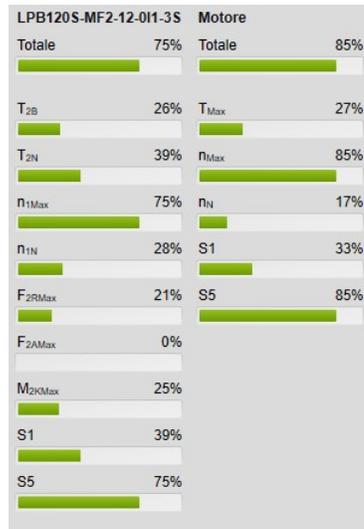
Riassunto e utilizzo

Figura 5.22: Percentuali utilizzo riduttore e motore

La scelta di riduttore e motore risulta quindi bilanciata, rispettando un utilizzo adeguato, ma mai eccessivo. Si controllano infine i parametri di interesse in *Riassunto assi*:

- Durata dei cuscinetti: $> 20000h$
- Rapporto di inerzia: 7,891 per il quale valgono le stesse considerazioni fatte per l'asse x .
- Forze e coppie in uscita da motore e riduttore.

5.2.3 Asse z

Si tratta infine dell'asse z , che impone il movimento al telescopico anch'esso tramite trasmissione del moto con cinghia. La catena cinematica appare speculare a quella degli altri assi, tuttavia sono da considerarsi alcuni movimenti aggiuntivi dovuti al posizionamento corretto del prodotto sul pallet.

Applicazione lineare

I movimenti, ipotizzati nel ciclogramma, si articolano in più fasi, descritte dettagliatamente di seguito:

- Prima parte: pausa di $0,2s$ durante la chiusura della pinza che afferra il prodotto.

- Seconda parte: Movimento di alzata. Il profilo è trapezoidale e si compie uno spostamento di 1200mm in 1.2s per arrivare leggermente sopra il punto di rilascio.
- Terza parte: pausa di 0.6s durante la movimentazione degli assi x e y .
- Quarta parte: movimento di discesa di 50mm per appoggiarsi al piano di rilascio. Si impiega un tempo di 0.3s .
- Quinta parte: pausa di 0.2s durante l'apertura della pinza.
- Sesta parte: alzata di 350mm in 0.6s per superare con la pinza il prodotto appena posato.
- Settima parte: pausa di 0.6s durante il ritorno in posizione zero degli assi x e y .
- Ottava parte: discesa in posizione iniziale di 1500mm in 1.3s

Trasmissione a cinghia

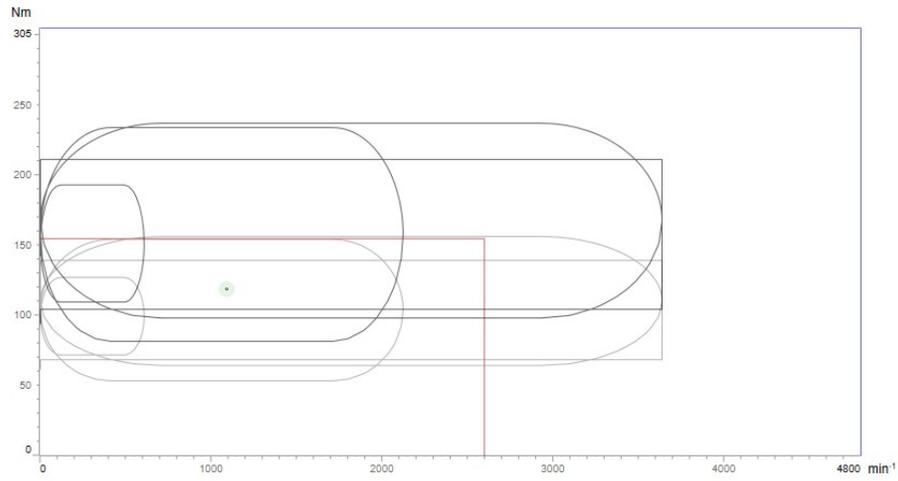
Per motivi di ingombro, questo asse non utilizza una trasmissione con due pulegge di stesso diametro come per i precedenti, ma è stata impiegata una riduzione del diametro della puleggia condotta, con l'aggiunta di una puleggia di contrasto per ridurre la distanza tra i due lati paralleli della cinghia.



Figura 5.23: Trasmissione con cinghia asse z

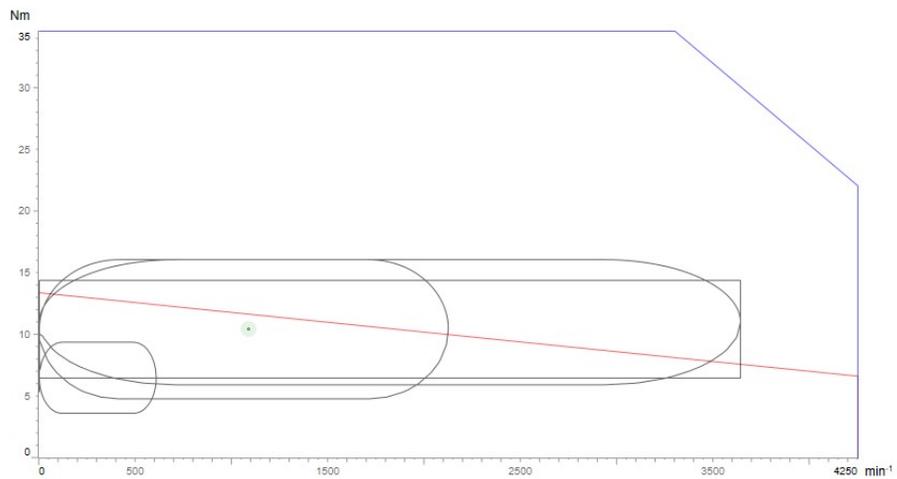
Riduttore

Si impiega lo stesso riduttore già utilizzato per l'asse y : serie LPB di WITTENSTEIN alpha, grandezza 120 e rapporto di riduzione 12. La curva caratteristica di coppia risulta essere la seguente.

Figura 5.24: Curve caratteristiche riduttore asse z

Motore

Anche per il motore si è mantenuto il medesimo modello. Vengono riportate le curve caratteristiche per questo asse.

Figura 5.25: Curve caratteristiche motore asse z

Misurazioni e curve

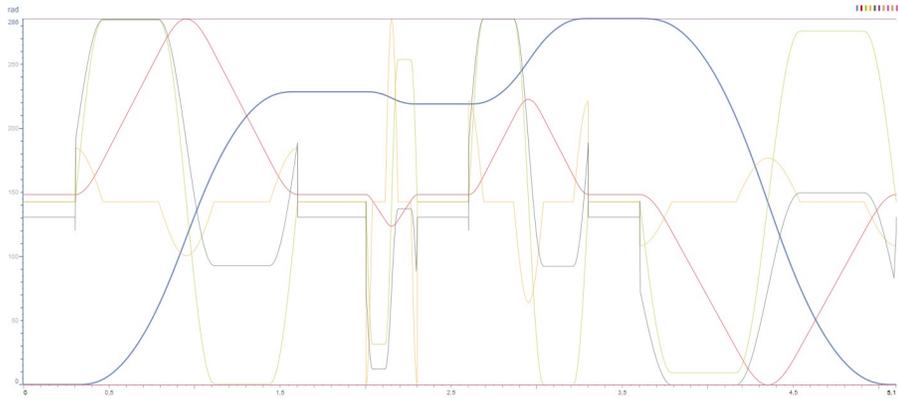


Figura 5.26: Misurazioni in uscita motore

Con legenda:

- Velocità angolare: curva rossa in rad/s
- Coppia: curva nera in Nm
- Accelerazione angolare: curva verde in rad/s^2

Riassunto e utilizzo



Figura 5.27: Percentuali utilizzo riduttore e motore

Anche in questo caso la scelta di riduttore e motore risulta adeguata. Si controllano infine i parametri di interesse in *Riassunto assi*:

- Durata dei cuscinetti $> 20000h$, risultando dunque verificati
- Rapporto di inerzia: 6.421.
- Forze e coppie in uscita da motore e riduttore.

Capitolo 6

Cuscinetti

I cuscinetti volventi supportano gli elementi rotanti od oscillanti, come nel caso di alberi o ruote, trasferendo i carichi tra i vari componenti. Offrono un basso attrito, permettendo quindi elevate velocità di rotazione, con un ridotto livello di rumorosità, calore e consumo di energia, nonché un'usura molto contenuta. Un cuscinetto è tipicamente formato dai seguenti componenti:

- Anello interno.
- Anello esterno.
- Sfere o rulli (elementi volventi).
- Gabbia.

In particolare le gabbie separano gli elementi volventi per ridurre il calore da attrito generato, mantenendoli a una distanza uniforme e guidandoli nella zona scarica. Durante la progettazione di tutto il pallettizzatore la scelta dei cuscinetti ha seguito il dimensionamento riportato di seguito.

6.1 Requisiti iniziali

La selezione inizia dalla valutazione delle condizioni di esercizio, in particolare bisogna considerare parametri come:

- Carico.
- Velocità.
- Temperatura.

6.2 Disposizione

E' necessario a questo punto la scelta della disposizione, che influenza i vincoli e il supporto dell'albero.

Disposizione per il lato di vincolo e per il lato libero



Figura 6.1: Disposizione cuscinetti lato di vincolo e lato libero

Il supporto nella posizione di vincolo realizza il vincolo assiale dell'albero rispetto all'alloggiamento, mentre nella posizione libera consente spostamenti assiali. Questa disposizione compensa le tolleranze dei componenti che influenzano la distanza tra i due cuscinetti o le variazioni indotte dalla dilatazione termica dell'albero.

Disposizione di cuscinetti regolati

L'albero viene vincolato: assialmente, in una direzione, da un sistema di supporto e nella direzione opposta dall'altro. E' il caso, ad esempio, dei cuscinetti obliqui a sfere montati a X, utilizzati generalmente per alberi corti, dove la dilatazione termica ha effetti minimi.

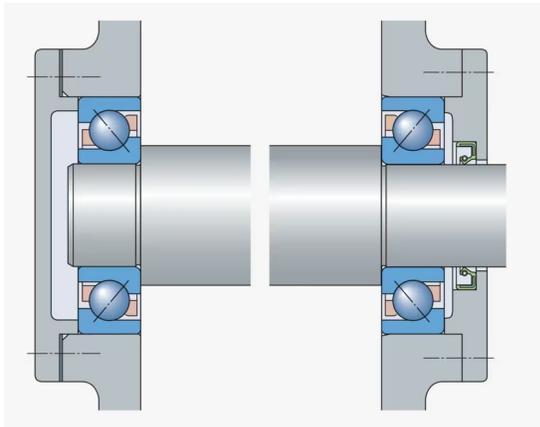


Figura 6.2: Disposizione di cuscinetti regolati

Disposizione di cuscinetti flottanti

L'albero, nonostante il vincolo incrociato, può muoversi in direzione assiale per una certa distanza s tra le due estremità. Un esempio è la disposizione flottante di due cuscinetti radiali a sfere.

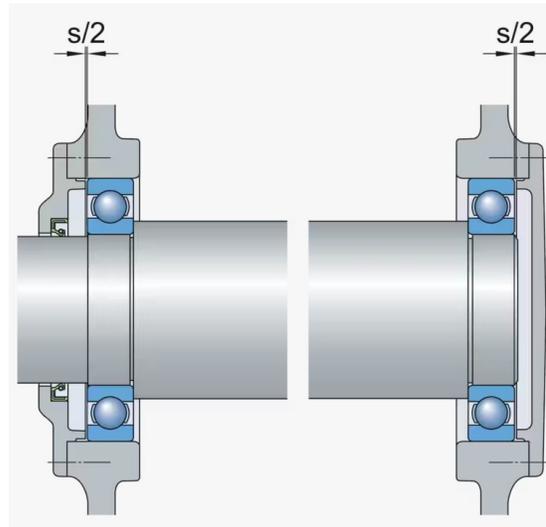


Figura 6.3: Disposizione cuscinetti flottanti

6.3 Spazio disponibile

Le dimensioni sono spesso determinate dal design della macchina, per cui il diametro dell'albero impone il diametro interno del cuscinetto. Sono disponibili, per lo stesso diametro di foro, diversi cuscinetti, per cui la scelta della soluzione adeguata dipende da diversi fattori.

Carichi

Solitamente si considera che:

- I cuscinetti a rulli possono sopportare carichi più pesanti rispetto a quelli a sfere.
- I cuscinetti a pieno riempimento sopportano carichi più pesanti rispetto a quelli muniti di gabbia.

Va inoltre tenuta in considerazione la direzione del carico:

- Carico puramente radiale: direzione di carico a 0° .
- Carico puramente assiale: direzione del carico a 90° .
- Carico combinato: la direzione del carico risultante è determinata dal rapporto tra radiale e assiale.

L'idoneità di un cuscinetto per una direzione del carico corrisponde all'angolo di contatto α . Il fattore di calcolo Y tiene presente di α e diminuisce con

l'aumentare dell'angolo di contatto. La normativa ISO classifica i cuscinetti con $\alpha \leq 45^\circ$ come radiali e gli altri come assiali. Per sopportare carichi assiali elevati si possono disporre in tandem cuscinetti obliqui a sfere o a rulli conici.

Rigidezza

La rigidezza è caratterizzata dall'entità della deformazione elastica nel cuscinetto sotto carico e dipende dal tipo di cuscinetto, dalle sue dimensioni e dal gioco in esercizio. La rigidezza può essere aumentata applicando un precarico: si misura una forza data da un disallineamento o il momento di attrito durante il montaggio.

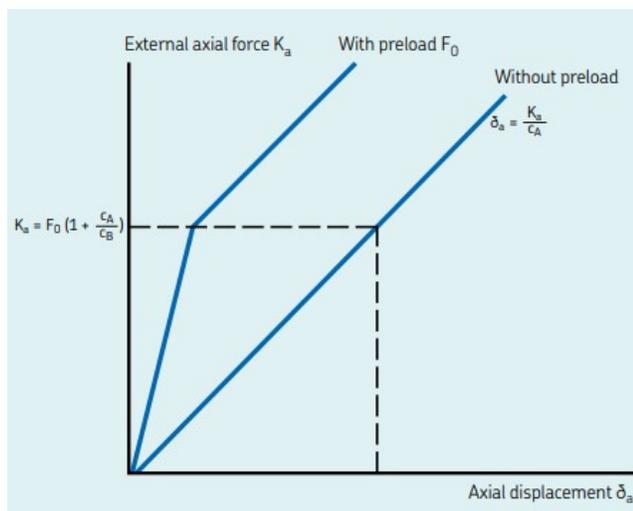


Figura 6.4: Diagramma di precarico

Il diagramma in figura mostra la forza assiale esterna e lo spostamento assiale nei casi con e senza precarico.

Il precarico può essere ottenuto durante il montaggio, disponendo ad O oppure a X i cuscinetti. In alcune applicazioni il precarico consente di ridurre la rumorosità e si ottiene tramite l'applicazione di una molla ondulata. Questa agisce sull'anello esterno di uno dei due cuscinetti e la forza rimane costante anche in caso di spostamento assiale. La forza di precarico a molle viene valutata con la formula $F = k \cdot d$, dove:

- F : forza di precarico [kN]
- k : fattore di precarico
- d : diametro foro del cuscinetto [mm]

In generale si considera un carico minimo agente sul cuscinetto corrispondente a:

- $0.01C$ per cuscinetti a sfere.
- $0.02C$ per cuscinetti a rulli.

Solitamente il carico minimo è più importante per applicazioni sottoposte ad accelerazioni, avvii o arresti rapidi.

6.4 Dimensionamento

Possono essere utilizzati due criteri per determinare le dimensioni del cuscinetto.

Scelta in base alla durata di base

Si utilizza questo criterio di scelta per applicazioni in cui si opera in condizioni tipiche, con velocità normali e buona lubrificazione. La durata a fatica del cuscinetto è data dal numero di giri (o spesso si indicano le ore di utilizzo) che questo esegue prima che appaiano i primi segni di affaticamento su una delle sue parti. La durata teorica di base L_{10} , secondo la norma ISO 281 si calcola come:

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

Mentre la durata in ore di esercizio si ottiene con:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10}$$

Dove:

- C : coefficiente di carico dinamico di base [kN]
- P : carico dinamico equivalente sul cuscinetto [kN]
- n : velocità di rotazione [rpm]
- p : esponente della formula della durata
 - 3: per cuscinetti a sfere
 - 10/3: per cuscinetti a rulli

Solitamente si utilizza la durata corretta SKF, che tiene conto anche di numerosi fattori come la lubrificazione, il grado di contaminazione, il corretto montaggio e altre condizioni ambientali.

$$L_{nm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10}$$

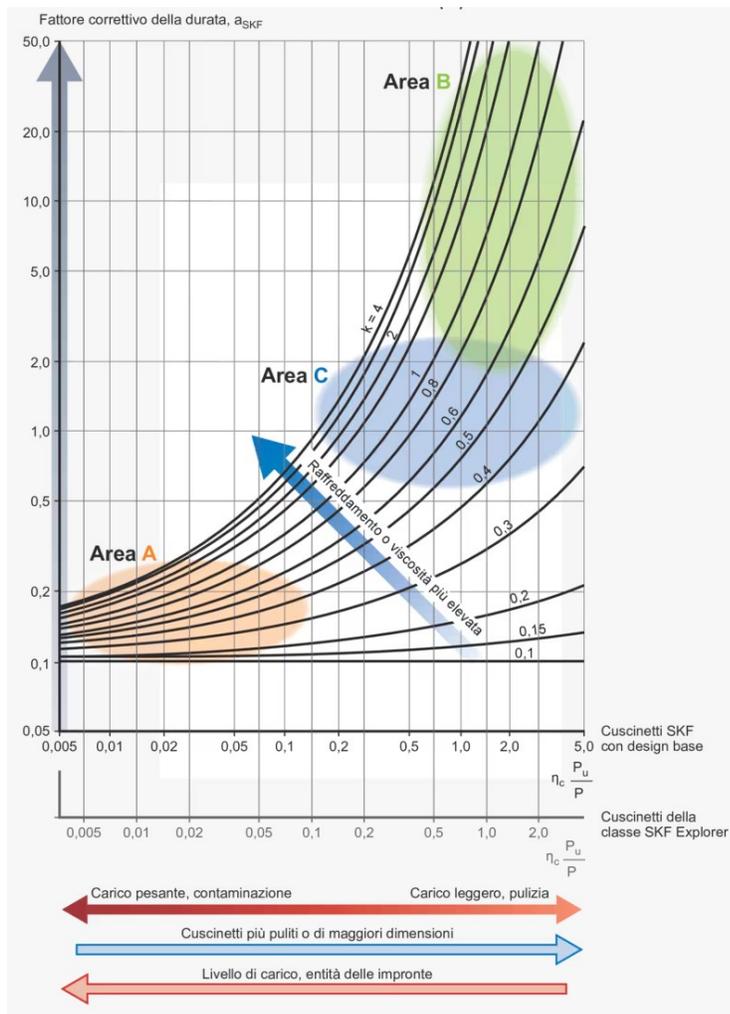
Dove:

- a_1 : fattore correttivo della durata per l'affidabilità.

Affidabilità	Probabilità di cedimento	Durata teorica di base	Fattore
	n	L_n	a_1
%	%	milioni di giri	-
90	10	L_{10}	1
95	5	L_5	0,64
96	4	L_4	0,55
97	3	L_3	0,47
98	2	L_2	0,37
99	1	L_1	0,25

Figura 6.5: Fattore di affidabilità a_1

- a_{SKF} : fattore correttivo della durata, dipendente dalla viscosità e dal fattore di contaminazione. Il diagramma in figura mostra, sulle ascisse, l'influenza combinata di carico e contaminazione sulla fatica e, sulle ordinate, il fattore a_{SKF} . Le aree evidenziate mostrano come le condizioni di esercizio influenzano la durata teorica di base.
 - Area A: carichi molto pesanti e profonde indentature, condizioni di lubrificazione possono migliorare solo marginalmente la durata a fatica. Per ottenere un miglioramento della durata corretta occorre ridurre il carico o migliorare il livello di pulizia.
 - Area B: in questa zona, piccoli scostamenti da livello di carico previsto, fattore di pulizia e lubrificazione influenzano fortemente il fattore correttivo.
 - Area C: il fattore correttivo, in questa zona, è meno sensibile alle variazioni

Figura 6.6: Diagramma per il ricavo di a_{SKF}

Scelta in base al carico statico

Questo criterio di selezione viene impiegato per applicazioni in cui i cuscinetti operano a velocità molto basse o in condizioni stazionarie, con pessime condizioni di lubrificazione o con carichi di picco occasionali. Si basa sul carico statico che il cuscinetto può sopportare.

Inizialmente si ricava il coefficiente di carico statico di base C_0 dalle tabelle di prodotto, definito dalla norma ISO 76 come il carico che corrisponde a un determinato valore di sollecitazione da contatto nel centro del punto di contatto dell'elemento volvente sottoposto al carico maggiore. I carichi sono puramente radiali per i cuscinetti radiali e ad azione assiale e centrale per quelli assiali. Si

calcola allora il carico statico equivalente sul cuscinetto, definito come un carico ipotetico che genera un carico massimo del corpo volvente identico a quello dei carichi effettivi ai quali il cuscinetto è soggetto.

$$P_0 = X_0 F_t + Y_0 F_a$$

Dove:

- X_0 : fattore relativo al carico radiale per il cuscinetto
- Y_0 : fattore relativo al carico assiale per il cuscinetto
- F_t : carico radiale effettivo sul cuscinetto [kN]
- F_a : carico assiale effettivo sul cuscinetto [kN]

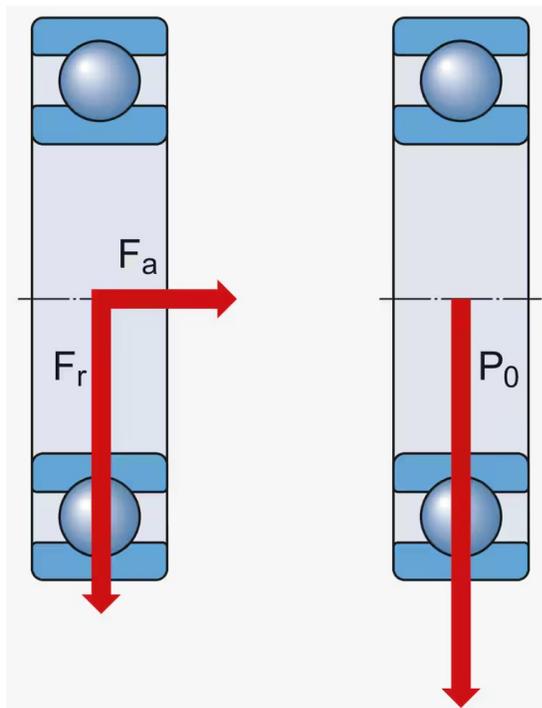


Figura 6.7: Rappresentazione dei carichi sui cuscinetti

In conclusione si calcola il fattore di sicurezza statico.

$$s_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

I valori di riferimento per questo fattore sono basati sull'esperienza e sono riportati tabellati sul manuale di SKF: in figura sono riportati i valori tabellati per i cuscinetti a sfere.

Certezza del livello di carico	Movimento continuo			Movimento poco frequente
	Accettazione deformazione permanente			Accettazione deformazione permanente
	Si	Alcuni	No	Si
Elevata certezza Ad esempio, carichi gravitazionali e nessuna vibrazione.	0,5	1	2	0,4
Bassa certezza Per esempio, carichi di picco.	$\geq 1,5$	$\geq 1,5$	≥ 2	≥ 1

Figura 6.8: Fattore di sicurezza statico

In presenza di P_0 , bisogna verificare che:

$$P_0 \geq C_{0req}$$

Dove C_{0req} rappresenta il valore del coefficiente di carico statico base, tabellato in base alla temperatura di esercizio. In questa applicazione le temperature di esercizio considerate sono minori di 250°C . Si ipotizza inoltre che $P_0 = F_r$, ottenendo allora:

$$F_a < 0.8F_r$$

$$F_a < 0.15C_0$$

- F_a : carico assiale [kN]
- F_r : carico radiale [kN]

6.5 Lubrificazione

Per ridurre l'attrito, evitare l'usura e proteggere le superfici dalla corrosione, i cuscinetti devono essere lubrificati. Si possono ottenere questi effetti con olio o grasso. Quest'ultimo rappresenta la scelta solitamente effettuata, data la sua economicità e semplicità.

E' necessario individuare l'intervallo di rilubrificazione, ovvero la durata del grasso dipendente dalle condizioni di esercizio e dal tipo di lubrificante. L'intervallo di rilubrificazione è definito come il periodo di tempo al termine del quale esiste solo l'1% di probabilità che si verifichi un cedimento dei cuscinetti dovuto al deterioramento del grasso e corrisponde alla durata L_1 . Il valore di L_1 si può stimare utilizzando i diagrammi offerti da SKF dove si individua la durata in funzione della velocità, del rapporto di carico e delle dimensioni dei cuscinetti. Generalmente i grassi standard possono lavorare con temperature fino a 100°C .

6.6 Temperatura e velocità di esercizio

La temperatura di esercizio limita la velocità di impiego dei cuscinetti in quanto dipende in grande misura dal calore sviluppato per attrito. Altre limitazioni per la temperatura sono imposte da:

- Stabilità dimensionale degli anelli del cuscinetto e degli elementi volventi.
- Gabbie.
- Tenute e lubrificanti.

Per quanto riguarda la velocità di esercizio si possono effettuare alcune considerazioni:

- I cuscinetti a sfere hanno un momento di attrito inferiore rispetto a quelli a rulli.
- I cuscinetti assiali non sopportano le stesse velocità di quelli radiali.
- I cuscinetti a una corona producono meno calore da attrito: sono quindi da considerare maggiormente adatti ad applicazioni per velocità elevate.
- I cuscinetti ibridi (con elementi volventi in ceramica) possono sopportare velocità maggiori rispetto a quelli in acciaio.

Modello SKF dell'attrito

Per il calcolo dell'attrito nel cuscinetto, il modello SKF considera il momento di attrito totale M come somma di quattro contributi.

$$M = M_{rr} + M_{sl} + M_{seal} + M_{drag}$$

Dove:

- M_{rr} : momento di attrito da rotolamento, che comprende gli effetti di carenza di lubrificante e riscaldamento per fenomeni da taglio.
- M_{sl} : momento di attrito da strisciamento, che comprende gli effetti sulla qualità delle condizioni di lubrificazione.
- M_{seal} : momento di attrito da tenute integrate.
- M_{drag} : momento di attrito da perdite da trascinamento, sbattimento e spruzzi in un bagno d'olio.

Una volta noto il momento di attrito totale, si può calcolare la perdita di potenza da attrito nel cuscinetto P_{loss} in $[W]$.

$$P_{loss} = 1.05 \cdot 10^{-4} M \cdot n$$

Va infine valutata la coppia di spunto, ovvero il momento di attrito che il cuscinetto deve superare per iniziare a ruotare a temperatura ambiente.

$$M_{start} = M_{sl} + M_{seal}$$

6.7 Interfacce cuscinetto

Le prestazioni di un cuscinetto sono influenzate significativamente dall'impatto delle sedi sugli alberi e degli alloggiamenti. Le sedi devono essere lavorate secondo adeguate tolleranze dimensionali e geometriche e non presentare scanalature, fori o altre caratteristiche.

La scelta dell'accoppiamento e delle tolleranze per sedi e cuscinetti deve essere valutata per ogni applicazione, basandosi sulle condizioni di rotazione, l'entità del carico, le differenze di temperatura, la semplicità di montaggio e smontaggio, il design e il materiale di albero e alloggiamento e i requisiti di precisione.

Capitolo 7

Simulazione

I componenti sottoposti ai maggiori carichi sono stati testati tramite lo strumento di simulazione di SolidWorks *SimulationXpress*, in modo da determinare le dimensioni e le geometrie ottimali per il progetto. Di seguito viene mostrato il processo simulativo utilizzando come esempio la simulazione svolta sull'organo di presa della pinza. Si vuole verificare la resistenza alla forza sviluppata dal cilindro attuatore dell'elemento utilizzato per la presa dei prodotti. Come verrà descritto al capitolo riguardante la pinza, questo elemento è progettato con una leggera inclinazione di 2° , per permettere una deformazione elastica che contribuisce a una maggiore tenuta del prodotto. Inizialmente si è ipotizzato uno spessore di 2mm e si vuole testare l'elemento per valutarne la resistenza durante l'opera.

Definizione dei vincoli

Un vincolo a geometria fissa viene imposto dove l'elemento viene ancorato alla pinza.

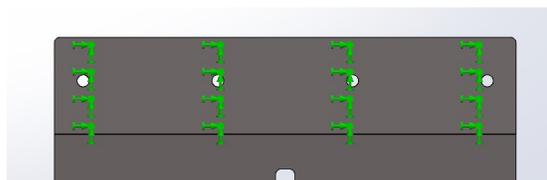


Figura 7.1: Vincolo fisso

Imposizione dei carichi

Successivamente si applica la forza esterna agente sul pezzo: questa risulta uguale alla forza espressa in chiusura dal cilindro: dal catalogo Festo si legge, per il cilindro DSNU-40-200-PPS-A, una forza teorica a 6bar per la corsa di ritorno di 633.3N .

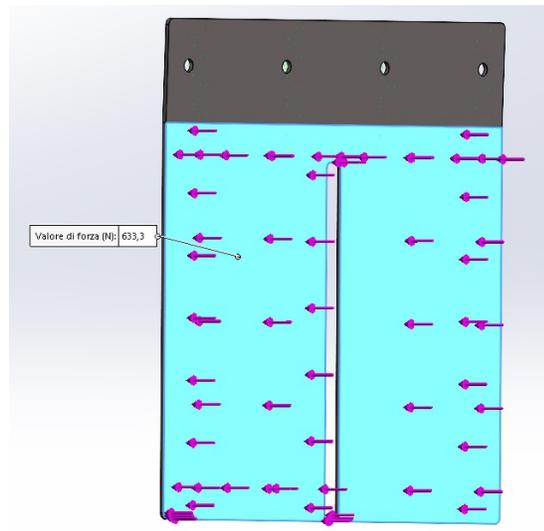


Figura 7.2: Carichi esterni

Materiale

A questo punto si sceglie il materiale dell'elemento. In questo caso si è scelto l'acciaio temprato C72 i cui principali parametri sono riportati nella figura seguente.

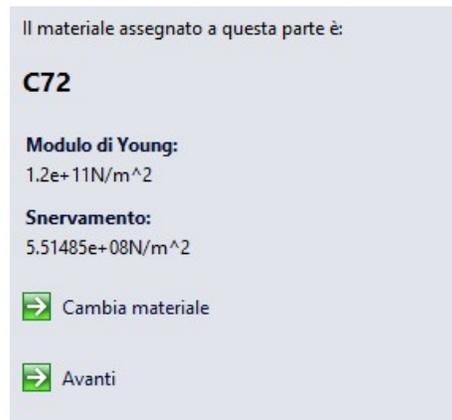


Figura 7.3: Materiale organo di presa

Creazione mesh

Si può procedere alla creazione della mesh.

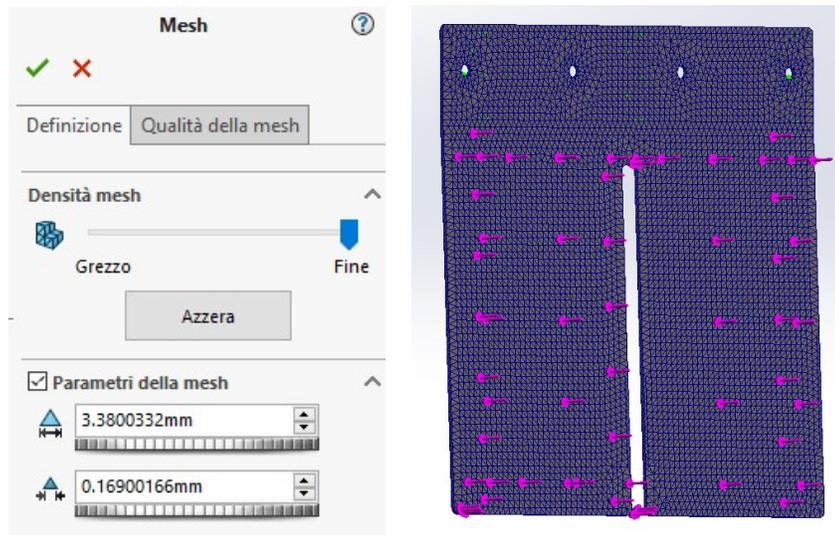


Figura 7.4: Definizione dei parametri e visualizzazione mesh

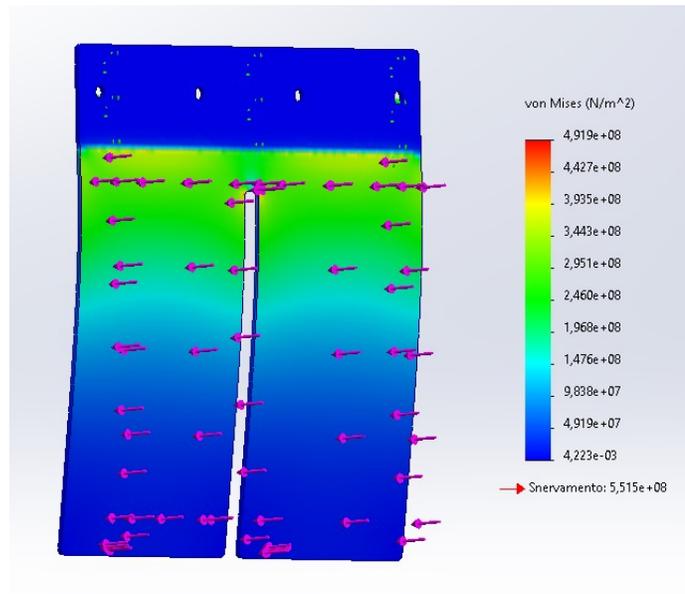
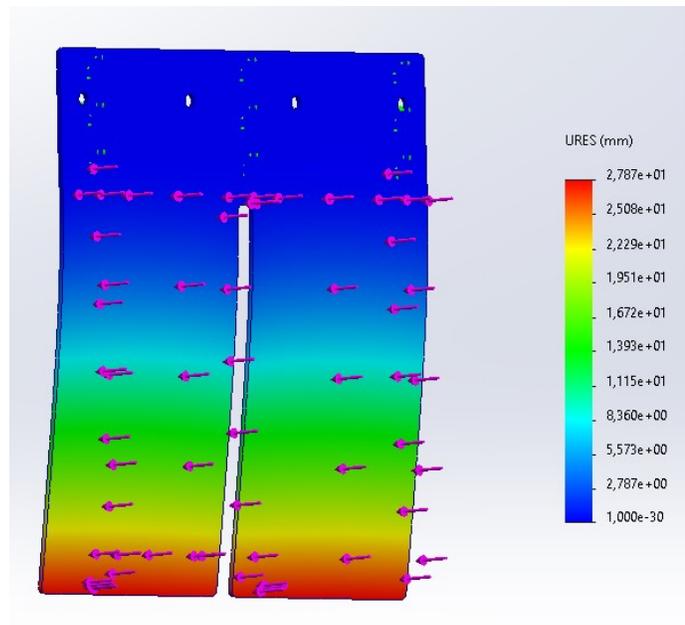
L'analisi agli elementi finiti si utilizza per studiare con precisione un problema di natura tecnica suddividendo il modello in elementi di geometria semplice collegati tra loro tramite dei nodi. SolidWorks decide automaticamente il tipo di mesh da assegnare al modello in base alle funzioni geometriche.

- **Mesh solida:** modelli mesh con elementi solidi tetraedrici.
- **Mesh di shell:** elementi di shell triangolari assegnati a superfici geometriche e lastre metalliche di spessore uniforme.
- **Mesh di trave:** applicati a elementi strutturali e di saldatura.
- **Mesh mista:** generata quando sono presenti geometrie diverse nello stesso modello.

Per una maggiore precisione della soluzione è possibile variare la densità della mesh, in modo da creare una discretizzazione migliore della geometria da simulare.

Risultati simulazione

Lanciando la simulazione si possono infine visualizzare i risultati ottenuti.

Figura 7.5: Resistenza a snervamento (von Mises) caso 2mm Figura 7.6: Spostamento risultante caso 2mm

Come mostrato dalle figure, lo spessore di 2mm risulta sottodimensionato

per il campo di utilizzo. Il materiale non va incontro a snervamento, ma si ottiene un coefficiente di sicurezza troppo basso: $C_s = 1.12$. Lo strumento di simulazione mostra inoltre i punti in cui il coefficiente di sicurezza si trova al di sotto del valore ricercato. Un risultato accettabile prevede un $C_s > 3$.

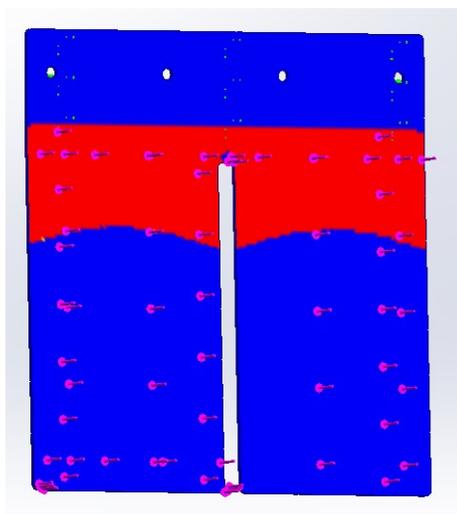


Figura 7.7: Determinazione dei punti critici

Si nota inoltre uno spostamento massimo di $27mm$, che non comporterebbe i vantaggi di tenuta ricercati in una piccola deformazione elastica. Ci si pone allora un limite di spostamento massimo $s < 6mm$. Si ripete la simulazione assegnando all'elemento uno spessore di $4mm$, a parità di vincoli, forze, materiale e parametri della mesh. Lo spessore di $4mm$ risulta idoneo all'uso stabilito in

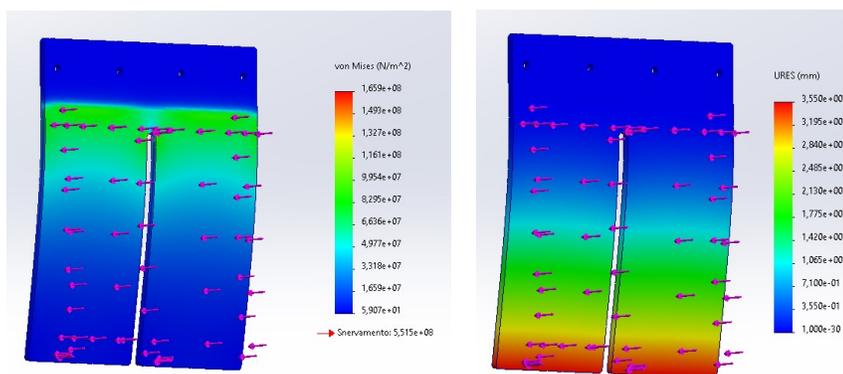


Figura 7.8: Resistenza a snervamento e spostamento risultante caso $4mm$

quanto presenta un fattore di sicurezza minimo $C_s = 3.32$ e uno spostamento massimo $s = 3.55mm$.

Infine il programma permette di generare un rapporto contenente tutte le informazioni sul modello e i risultati ottenuti. Risulta di particolare interesse la tabella con le informazioni relative alla mesh:

Informazioni relative al mesh - Dettagli	
Nodi totali	95645
Elementi totali	56258
Rapporto d'aspetto max	13,549
% di elementi con rapporto d'aspetto < 3	99,3
Percentuale di elementi con rapporto d'aspetto > 10	0,276
Percentuale di elementi distorti	0
Tempo per completare la mesh(hh:mm:ss):	00:00:06
Nome del computer:	CL012

Figura 7.9: Informazioni sulla mesh

La qualità della mesh viene controllata attraverso il rapporto d'aspetto degli elementi. La migliore precisione attraverso una mesh di elementi tetraedrici si ottiene quando i bordi di ciascun elementi hanno uguale lunghezza. Il rapporto d'aspetto viene quindi definito come il rapporto tra il bordo più lunga e la normale più corta estesa da un vertice alla faccia opposta, normalizzata rispetto a un tetraedro. Un elemento tetraedrico perfetto avrà dunque un rapporto d'aspetto pari a 1, mentre in zone con geometria più complessa questo aumenta diminuendo la precisione della simulazione. Si considera una mesh di buona qualità quando si ottiene un rapporto delle proporzioni inferiore a 5 per almeno il 90% degli elementi. Nel caso esaminato si è ottenuto un rapporto d'aspetto inferiore a 3 per il 99.3% degli elementi, permettendo quindi di considerare la mesh di qualità ottima.

Capitolo 8

Struttura

La struttura esterna ha il compito fondamentale di sostenere l'intero sistema, garantendo la rigidità necessaria per il corretto funzionamento della macchina. Oltre alla funzione strutturale, gioca un ruolo chiave nella sicurezza operativa, poiché impedisce l'accesso diretto all'area interna della macchina, riducendo il rischio di incidenti per gli operatori.

8.1 Esigenze di trasporto

Le dimensioni della macchina devono essere valutate non solo in funzione dello spazio occupato durante l'utilizzo in magazzino, ma anche per garantire una trasportabilità ottimale fino all'azienda cliente. Devono essere presi in considerazione i vincoli e le limitazioni dimensionali imposte dai mezzi di trasporto standard. Per soddisfare questi requisiti, la struttura della macchina è stata progettata mantenendo la profondità e l'altezza entro i $2400mm$, così da garantire una sistemazione ottimale all'interno del rimorchio. Tuttavia, la macchina presenta un'altezza complessiva superiore alla limitazione riportata, pertanto si è reso necessario un accorgimento per il trasporto. La soluzione adottata consiste nella progettazione di una struttura smontabile, suddivisa a metà dell'altezza. Questa scelta consente di ridurre l'ingombro verticale durante il trasporto e di semplificare le operazioni di montaggio e smontaggio in fase di installazione. Per garantire un'integrazione efficiente tra le due parti e facilitare l'assemblaggio in sede, è stata adottata una configurazione in cui l'intera parte pneumatica ed elettrica rimane concentrata in una delle due sezioni, riducendo così la complessità delle connessioni da ripristinare dopo il trasporto.

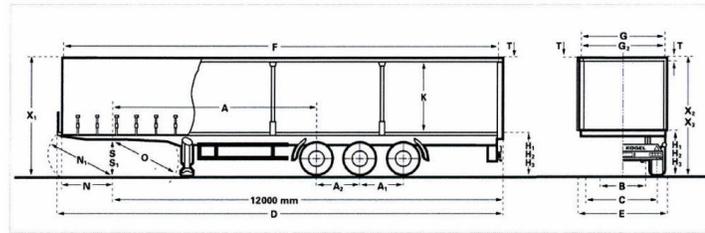


Figura 8.1: Dimensioni interne rimorchio

8.2 Scelta piedi

L'appoggio dell'intera struttura richiede l'impiego di piedi di supporto, che garantiscono sia un corretto livellamento della macchina, sia una distribuzione uniforme dei carichi sul pavimento. La scelta di una base stabile è fondamentale per evitare vibrazioni, disallineamenti o cedimenti strutturali che potrebbero compromettere il funzionamento del macchinario. Sono stati selezionati piedi in acciaio inox AISI 304. I piedi sono regolabili in altezza, consentendo di adattare la macchina a superfici irregolari e garantendo un livellamento ottimale.

Capitolo 9

Sicurezza

La valutazione dei rischi segue la direttiva 2006/42/CE applicata alle macchine, definite come "insieme equipaggiato o destinato ad essere equipaggiato di un sistema di azionamento diverso dalla forza umana o animale diretta, composto di parti o di componenti, di cui almeno uno mobile, collegati tra loro solidamente per un'applicazione ben determinata". Un'ulteriore considerazione aggiunge alla definizione il fatto che "gli elementi mobili di una macchina possono essere azionati da un sistema di azionamento che utilizza una o più fonti di energia (elettrica, pneumatica, idraulica, meccanica)".

Il palletizzatore trattato in questo lavoro di tesi rientra nella definizione di *insieme di macchine*, in quanto soddisfa i seguenti criteri:

- Le varie unità sono montate insieme per ottenere un risultato.
- Le varie unità sono collegate in modo funzionale in modo tale che il funzionamento di ciascuna unità influisce direttamente sul funzionamento di altre unità o dell'insieme nel suo complesso.
- Le unità costruttive dell'insieme hanno un sistema di comando comune.

L'analisi e la valutazione rischi fornisce diverse definizioni, vengono riportate di seguito quelle utili per il lavoro trattato.

Danno: lesione fisica o danno alla salute.

Pericolo: potenziale sorgente di danno.

Zona pericolosa: tutti gli spazi, all'interno e/o attorno al macchinario, in cui una persona può essere esposta a un pericolo.

Rischio: combinazione della probabilità di accadimento di un danno e della gravità di quel danno.

Riparo fisso: riparo fissato in modo tale da poter essere smontato/ aperto solo mediante l'uso di utensili.

Riparo interbloccato: riparo associato a dispositivo di interblocco che insieme al sistema di comando garantisce l'arresto degli elementi pericolosi quando viene aperto.

Tra i ripari fissi, sono stati utilizzati due diversi tipi:

- Barriere distanziatrici o recinti: ai lati della macchina per impedire l'accesso al pericolo.

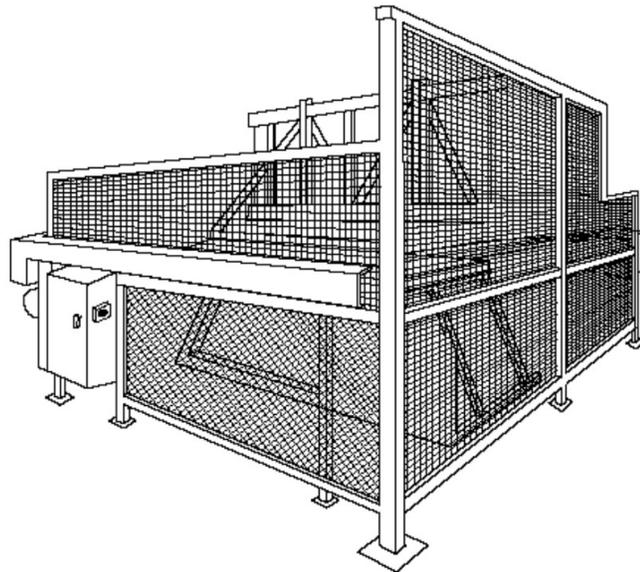


Figura 9.1: Barriere distanziatrici

- Riparo a tunnel: per impedire l'accesso al pericolo attraverso un'apertura per il passaggio dei prodotti. La norma UNI EN ISO 13857:2020 stabilisce la distanza di sicurezza dalla zona di pericolo in presenza di un'apertura, in cui la limitazione del movimento è presente solo all'altezza della spalla.

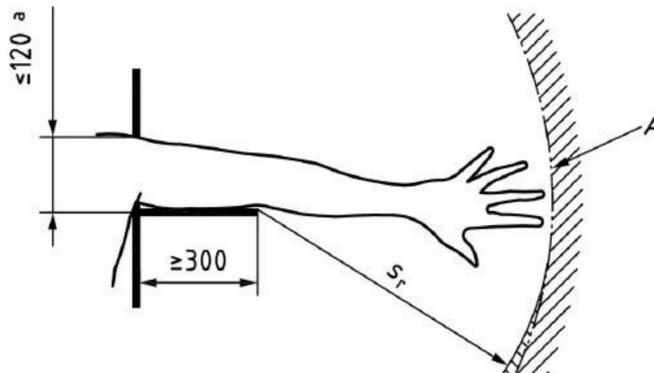


Figura 9.2: Riparo a tunnel

9.1 Protezioni laterali

Le protezioni laterali della macchina rientrano nella categoria dei ripari fissi, in quanto, in accordo con la norma UNI EN ISO 14120, l'accesso risulta sporadico e solo per manutenzione.

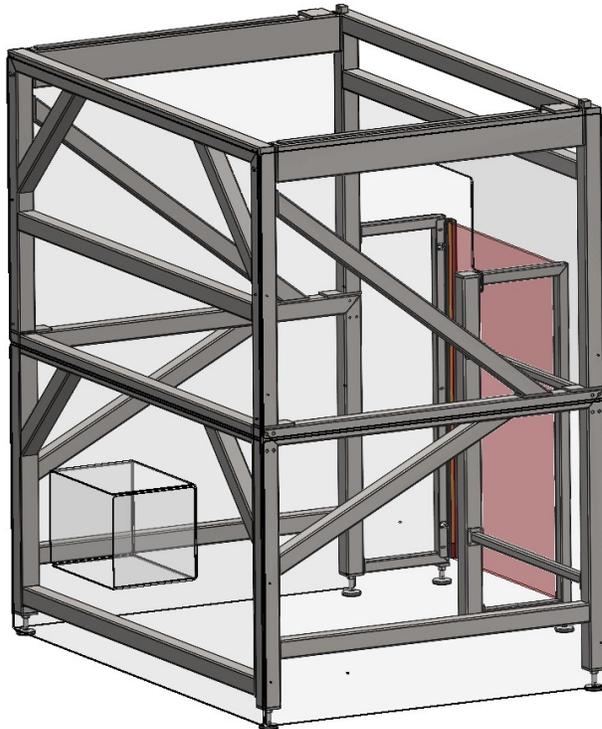


Figura 9.3: Ripari laterali

Le protezioni montate risultano mantenute in posizione chiusa per mezzo di elementi di fissaggio che ne rendono impossibile l'apertura senza l'ausilio di utensili. Soddisfano inoltre il requisito della direttiva di non poter rimanere al loro posto in mancanza dei loro mezzi di fissaggio.

9.2 Barriere fotoelettriche

La norma UNI EN ISO 13857:2020 stabilisce che "le strutture di protezione con aperture a fessure con distanza minore di 180 mm e aperture quadrate o rotonde con distanza minore di 240 mm non devono essere utilizzate senza misure di

protezione aggiuntive, poiché possono consentire l'accesso all'intero corpo". In particolare le aperture di grandi dimensioni, come in questo caso l'ingresso al disimpilatore e l'uscita del pallet pieno, devono essere protette mediante:

- Barriere fotoelettriche.
- Porte a battente con interblocco.
- Serranda automatica con interblocco.

Per il palletizzatore trattato la scelta è ricaduta su una barriera fotoelettrica PILZ.



Figura 9.4: Barriera fotoelettrica PILZ

In particolare una PSENopt di tipo 4 con una risoluzione 30 mm e altezza 1800 mm.

9.2.1 Muting

Con la presenza della barriera fotoelettrica bisogna utilizzare la funzione di muting, ovvero l'esclusione temporanea e automatica di un dispositivo di protezione senza contatto durante il funzionamento. Questa operazione consente di far entrare o uscire materiale dalla zona pericolosa senza far scattare l'emergenza che si attiverebbe all'attraversamento delle barriere fotoelettriche. Nel caso in studio, all'uscita del pallet pieno si deve attraversare la barriera fotoelettrica. Per attivare il ciclo di muting sono state disposte delle fotocellule all'interno della macchina che intercettano il movimento del pallet ed escludono momentaneamente il dispositivo di sicurezza. Il ciclo di muting conta quattro fasi:

- Prima fase: materiale nella zona pericolosa, barriera fotoelettrica attiva, spia di muting off.
- Seconda fase: sensore di muting attivato, barriera fotoelettrica esclusa, spia di muting on.
- Terza fase: prodotto supera il sensore di muting, barriera fotoelettrica ancora esclusa, spia di muting on.
- Quarta fase: prodotto fuori dall'area pericolosa, barriera fotoelettrica attiva, spia di muting off.

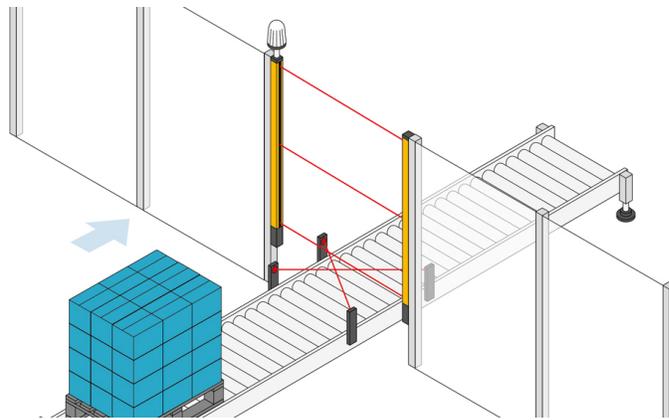


Figura 9.5: Esempio di realizzazione del muting

9.2.2 Calcolo distanza di sicurezza

La distanza di sicurezza deve essere mantenuta per tutte le direzioni prevedibili di avvicinamento e va riferita alla zona pericolosa della macchina tenendo conto di tutte le superfici mobili. Per il calcolo della distanza minima di sicurezza si tiene conto di alcuni fattori:

- Capacità di rilevamento del sensore rispetto alle caratteristiche del corpo umano.
- Velocità di avvicinamento del corpo o di parti del corpo.
- Direzione di avvicinamento all'area sensibile.
- Tempo di risposta dell'ESPE e tempo di arresto della macchina.

La norma UNI EN ISO 13855:2010 prevede per barriere con risoluzione fino a 40 mm, la determinazione della distanza minima di sicurezza S (mm) tramite la formula $S = (K \cdot T) + C$ Dove:

- K: velocità avvicinamento parte del corpo umano alla zona pericolosa espressa in mm/s
- T: tempo di arresto (somma del tempo di risposta del sistema di comando e del tempo meccanico di arresto) espresso in s .
- C: Distanza addizionale in mm che tiene conto di possibili intrusioni rapide nella zona pericolosa e varia in funzione della risoluzione d della barriera immateriale.

La norma stabilisce, per una risoluzione minore di 40 mm, i seguenti valori dei fattori di cui sopra:

- $K = 2000mm/s$
- $C = 8(d - 14)mm$

Si è considerato un $T = 0.3s$, a risoluzione della barriera scelta risulta essere $d = 30mm$, ottenendo così $C = 128mm$.

Risolvendo la formula, si ottiene una distanza minima di sicurezza $S = 728mm$.

La distanza ottenuta va intesa come *distanza minima di sicurezza dalla zona di pericolo*, ovvero l'area di lavoro del braccio robotico, unica parte in movimento durante la formazione del pallet.

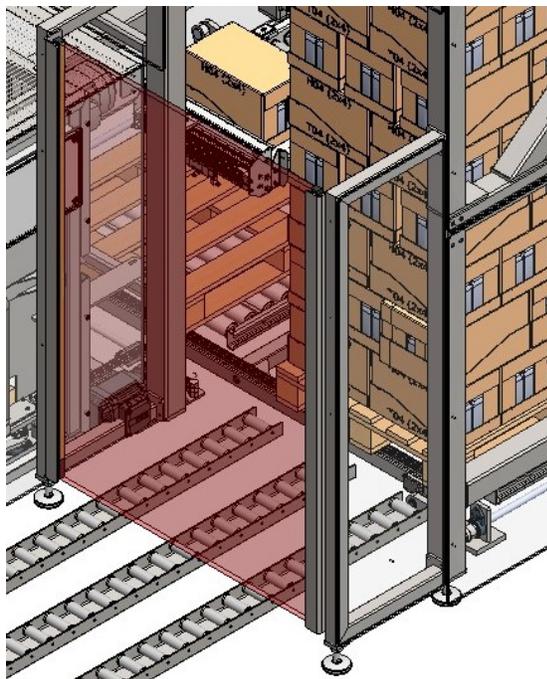


Figura 9.6: Barriera fotoelettrica in uscita pallet

9.3 Carter ingresso prodotti

Il carter inserito all'ingresso della linea dei prodotti rientra nella categoria dei ripari fissi, in particolare a tunnel.

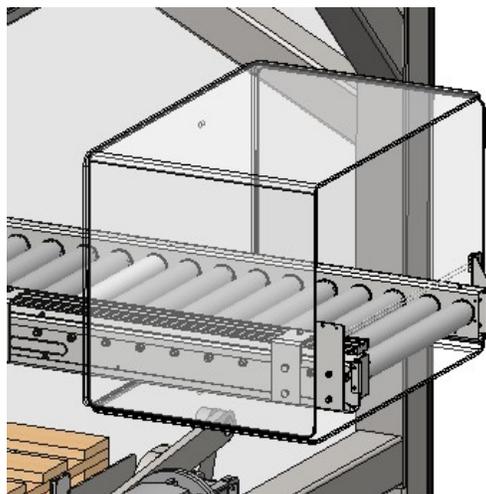


Figura 9.7: Carteratura rulliera di ingresso prodotti

In questo caso, non essendoci appoggi di alcun genere, la distanza di sicurezza dalla zona di pericolo deve mantenersi maggiore o uguale a 850 mm.

Capitolo 10

Disimpilatore

Il disimpilatore è un componente chiave, posizionato all'ingresso della macchina, con la funzione di magazzino per i pallet vuoti. Il suo impiego consente di ottimizzare il flusso operativo, riducendo la frequenza degli interventi di rifornimento ed estendendo il tempo di ripristino della fornitura. La struttura del disimpilatore si compone di tre principali elementi:

- Area di rilascio: rappresenta l'area di ingresso, dove un operatore o il carrello elevatore deposita una pila di pallet vuoti. Quest'area deve essere dimensionata in base al numero massimo di pallet impilabili e, componendosi di un'apertura, deve prevedere la presenza di barriere fotoelettriche e attuare la strategia del muting.
- Trasportatore di movimentazione: il sistema di trasporto sposta i pallet singolarmente verso l'area di utilizzo. Si compone di un trasportatore a cinghia, preferibile rispetto ai rulli motorizzati in quanto si deve prevedere lo spazio per le forche del carrello durante il deposito dei pallet.
- Sistema di sollevamento: si tratta del meccanismo che consente di prelevare il pallet situato alla base della pila, alzando i sovrastanti e permettendo la movimentazione del solo pallet alla quota di trasferimento. Questo sollevamento è realizzato interamente con cilindri pneumatici al fine di mantenere un costo ridotto della struttura.

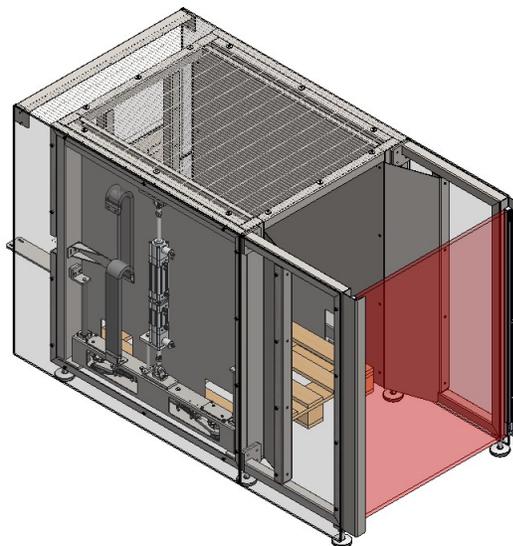


Figura 10.1: Barriere distanziatrici

10.1 Movimento alzata

All'inizio del ciclo, il sistema deve prelevare il pallet situato sul fondo della pila, trasportandolo all'interno della macchina. La traslazione avviene attraverso l'impiego di una catenaria, che muove il pallet una volta liberato dalla pila sovrastante. Per permetterne il movimento bisogna prevedere un'alzata dei corpi che si trovano al di sopra di esso. Questo si ottiene tramite la contrapposizione di due cilindri pneumatici, che permettono di ottenere tre diverse posizioni:

- Un solo cilindro chiuso: posizione di inizio del movimento di alzata, in cui si solleva a partire dal secondo pallet presente in pila.
- Entrambi i cilindri chiusi: massima alzata, mantenuta fino a quando il pallet sul fondo non viene trasportato dalla catenaria al di fuori del disimpilatore.
- Entrambi i cilindri aperti: posizione di *riposo*. Si rimane in questo stato alla fine del movimento di alzata, quando si riporta la pila di pallet nella nuova posizione a terra, in cui la paletta sollevata diventa quella che entrerà nella macchina nel ciclo successivo.

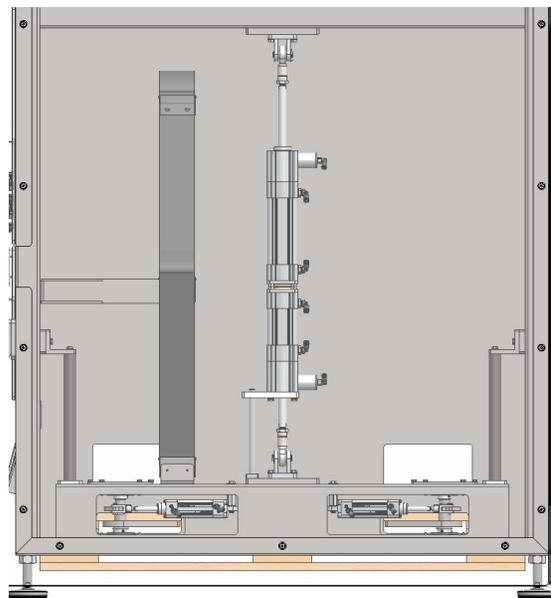


Figura 10.2: Movimento di alzata del disimpilatore

Per completare il movimento di alzata e garantire un corretto sollevamento della pila, è necessaria l'integrazione di due ulteriori cilindri pneumatici, il cui compito è quello di attivare i perni di supporto. Questi, una volta estesi, si inseriscono nei pallet superiori, consentendone l'aggancio e il sollevamento.

Capitolo 11

Movimentazione pallet

L'automazione del processo di palletizzazione, in questo contesto, non si limita alla deposizione ordinata dei prodotti, svolta dal braccio robotico, ma comprende anche la movimentazione completa del pallet. Per garantire un flusso continuo ed efficiente, è necessario prevedere tre movimenti.

- Ingresso del pallet nella zona di palletizzazione.
- Messa in posizione per il processo di carico.
- Uscita del pallet una volta completata la palletizzazione.

11.1 Movimenti necessari

Il trasporto del pallet attraverso le varie fasi del processo avviene tramite una combinazione di catenarie e rulliere.

- Ingresso nella zona di palletizzazione: il pallet viene prelevato dal disimpilatore e trasferito alla macchina mediante una catena motorizzata. Una volta raggiunta la posizione prefissata, il movimento può essere completato da una rulliera, che consente di posizionare il pallet con precisione prima del movimento successivo.
- Traslazione laterale: il pallet viene traslato lateralmente tramite una seconda catenaria motorizzata, che ne corregge la posizione prima dell'inizio del processo di carico. Per completare il movimento è necessario effettuare un sollevamento di questo trasporto in quanto interferirebbe con le catenarie di ingresso e di uscita. Questo meccanismo verrà descritto accuratamente nelle sezioni successive.
- Uscita del pallet pieno: una volta terminato il processo di carico, il pallet pieno viene spostato verso l'uscita della macchina. La prima parte del movimento viene effettuato tramite una rulliera motorizzata, che permette

un ulteriore cambio di direzione. Successivamente l'uscita viene completata attraverso una rulliera folle sfruttando la gravità, essendo posta con un leggero angolo di pendenza.

11.2 Traslazione ingresso e uscita pallet

Le rulliere dedicate all'ingresso e all'uscita dei pallet sono costituite dagli stessi componenti, trattandosi di rulli azionati dal medesimo motoriduttore. Di seguito viene mostrato il procedimento di scelta e progetto della rulliera e della motorizzazione.

11.2.1 Trasmissione

Una rulliera è costituita da un telaio, che sostiene una serie di rulli, sui quali le unità di carico sono mosse, in questo caso, dai rulli stessi messi in rotazione tramite catene. Questi sono provvisti di pignoni o di corone saldate direttamente sul tubo: nel primo caso il diametro primitivo dell'ingranaggio risulta minore del diametro del cilindro, mentre nel secondo si mantiene inferiore. La corona crea un rapporto di trasmissione migliore, riducendo le sollecitazioni ai vari organi, mentre il pignone permette di contenere gli ingombri al di sotto del piano dei rulli.

Il dimensionamento del trasportatore inizia considerando l'interasse dei rulli, dipendente dalla lunghezza dell'unità di carico, dal suo peso e dalle caratteristiche della superficie d'appoggio. L'interasse massimo è quello che impegna tre rulli e si adotta solo se le buone caratteristiche della superficie di appoggio lo permettono. L'interasse deve essere diminuito quando le superfici di appoggio del carico lo richiedono o quando conviene usare più rulli leggeri rispetto a pochi rulli pesanti.

$$E = B/n$$

- E: interasse [mm]
- AC: larghezza del carico trasportato [mm]
- B: lunghezza del carico trasportato [mm]
- n: numero di rulli impegnati per carico

Un fattore su cui porre l'attenzione riguarda la distribuzione del carico sui rulli, distinguendo il carico *nominale* che grava su un rullo dal carico *massimo* che può gravare a causa delle irregolarità di appoggio.

$$P_n = P_t/n$$

$$P_{max} = \frac{P_t}{n \cdot \gamma}$$

Con:

- P_n : carico nominale [N]
- P_{max} : carico massimo [N]
- P_i : peso del carico trasportato [N]
- γ : coefficiente di irregolarità di appoggio del carico trasportato.
 - $\gamma = 0.7$ quando il carico impiega tre rulli
 - $\gamma = 0.5$ quando il carico impiega n rulli
- C_r : capacità di carico del rullo [N]

Deve essere soddisfatta la seguente relazione:

$$P_{max} \leq C_r$$

La lunghezza utile dei rulli (U) va determinata tenendo conto della larghezza dell'oggetto trasportato.

Trasmissione con catena tangenziale

Si collega ad un solo motore un numero relativamente elevato di rulli, pertanto è un sistema adatto a trasporti su lunghe distanze per carichi medi o leggeri con velocità di $0,1 \div 0,5 m/s$. E' l'alternativa con miglior rendimento, minor costo e minori vincoli costruttivi. La catena corre e occupa l'ingranaggio di ciascun rullo senza avvolgersi, generando quindi meno attrito E' richiesto l'impiego di pattini guida catena e l'installazione di un tendicatena affidabile. In base alla posizione dei rulli rispetto alla catena, si possono individuare due casi differenti:

- Catena tangenziale superiore: in figura viene mostra una motorizzazione con catena tangenziale superiore guidata da un pattino.

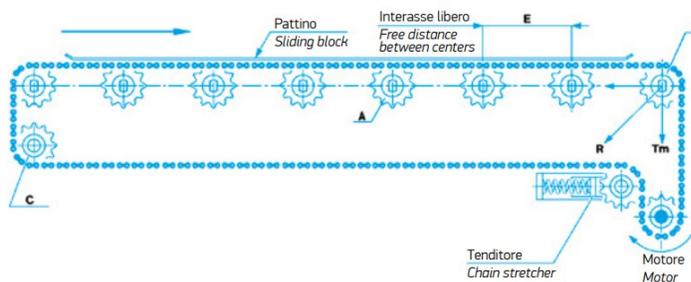


Figura 11.1: Catena tangenziale superiore

Il pattino guida deve apportare il minimo attrito, essere resistente all'usura e silenzioso. La posizione di questo deve essere tale da lasciare alla catena un gioco di almeno $0.5mm$. La posizione del motoriduttore è preferibile a valle del trasportatore in estremità, oppure centrale per direzione di trasporto reversibile.

- Catena tangenziale inferiore: questa configurazione non determina sovraccarichi sui rulli d'estremità e lascia completamente libero il montaggio e lo smontaggio dei rulli senza ricorrere alla rimozione della catena.

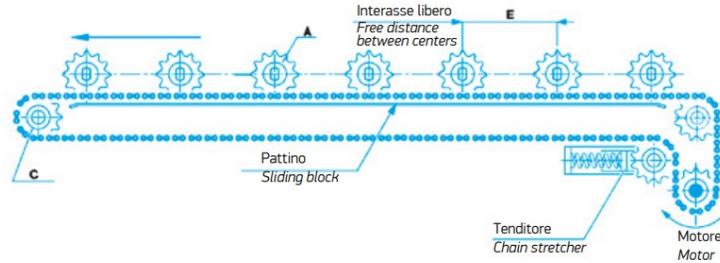


Figura 11.2: Catena tangenziale inferiore

La posizione del motoriduttore è preferibile a monte (entrata colli), in questo modo il carico dovuto alla forza di trascinamento è uguale per ogni rullo del trasportatore

Le limitazioni al numero di rulli concatenati sono dovute alla resistenza a trazione della catena: per aumentare la lunghezza del trasportatore con un solo comando, si possono impiegare catene con passi superiori o catene doppie. I rulli comandati da catena doppia tangenziale possono avere una corona duplex o una sola corona in posizione sfalsata alternativamente. Per carichi di masse elevate, come nel caso di un pallet carico, bisogna tenere conto della forza da applicare all'avviamento per vincere l'inerzia.

$$T_m = (P_1 \cdot f + m_1 \cdot a) \cdot G$$

Dove:

- T_m : tiro della catena per ottenere il movimento [N].
- P_1 : peso gravante su ciascun rullo (P), composto dal peso del rullo e da quello del tratto di catena corrispondente a un passo [N].
- f : coefficiente fittizio di attrito tra carico e rullo.

P1 [N]	Superficie di appoggio del carico sui rulli: Surface on Unit Load Contacting Roller:		
	Metallica Metallic	In legno Wooden	In cartone Cardboard made
coefficiente f factor f			
0 ÷ 100	0,04	0,050	0,06
100 ÷ 500	0,03	0,040	0,06
500 ÷ 1000	0,025	0,035	0,055
> 1000	0,02	0,030	0,05

Figura 11.3: Coefficiente di attrito in funzione del materiale e del carico

- m_1 : massa del carico trasportato [kg].
- a : accelerazione del carico trasportato [m/s^2]
- D : diametro rullo [mm]
- D_p : diametro primitivo corona [mm]
- G : fattore globale di trasmissione e di rendimento

$$G = \frac{n_1 \cdot D}{0.75 \cdot D_p}$$

- n_1 : numero dei rulli motorizzati collegati a un solo motore
- T : carico di lavoro della catena [N]

A regime, T_m dipende invece dai seguenti fattori:

$$T_m = P_1 \cdot f \cdot G$$

Per considerare un buon progetto della trasmissione, deve valere $T_m \leq T$.

Trasmissione con anelli di catena in serie

Questo sistema risulta particolarmente adatto per il trasporto di carichi pesanti su brevi distanze e nel caso di frequenti partenze e fermate. Rispetto alla trasmissione con catena tangenziale, presenta rendimenti minori, in quanto i vari anelli di catena elevano l'assorbimento di potenza. I rulli concatenati sono limitati, dato il tiro sul primo anello di catena collegato al motoriduttore determinato dalla somma dei valori di tiro sui singoli rulli concatenati. Le velocità di avanzamento sono in genere comprese tra 0.1 e 0.3 m/s .

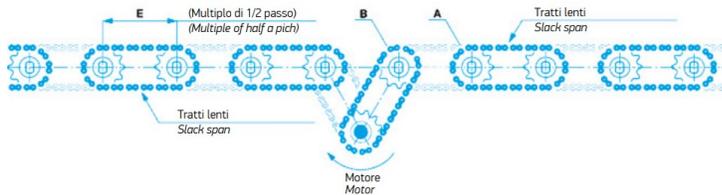


Figura 11.4: Trasmissione con anelli di catena in serie

Il rendimento complessivo della motorizzazione in serie è dato dal prodotto dei rendimenti dei singoli anelli e decresce rapidamente all'aumentare del loro numero, per questo motivo il tiro sulla catena cresce all'avvicinarsi alla motorizzazione. Quando il diametro primitivo delle corone è maggiore del diametro dei

rulli diminuiscono le forze che agiscono sulle catene ed è così possibile comandare un maggior numero di rulli con una sola motorizzazione. Consideriamo ora i valori del tiro massimo della catena all'avvio e a regime:

$$T_m = (P_1 f + m_1 a) \cdot G$$

$$T_m = P_1 f G$$

Dove

$$G = \left[\frac{1.02n_1 - 1}{0.02} \right] \cdot \frac{D}{D_p}$$

Il calcolo dell'interasse minimo tra due rulli si effettua con:

$$EP_{min} = \frac{D_e}{p/2}$$

Per definire un interasse superiore al valore minimo occorre aggiungere un numero n di passi:

$$EP = EP_{min} + n \cdot p$$

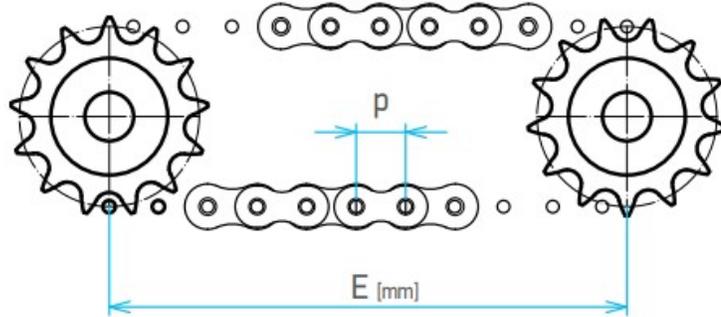


Figura 11.5: Definizione di un anello di catena

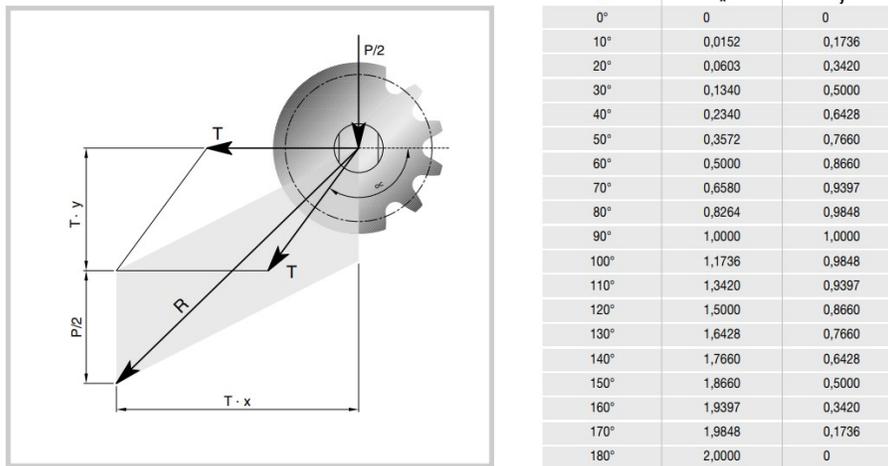
Se $EP + Z$ è un numero pari, è necessario l'utilizzo di una maglia falsa per completare l'anello di catena che trasmette il moto. Si può calcolare infine la potenza data dal tiro sulla catena:

$$M_t = T_m \cdot \frac{D_p}{2}$$

I rulli in corrispondenza del rinvio-catena e soprattutto quelli collegati al comando devono sopportare il sovraccarico causato dal tiro-catena sull'estremità con ingranaggio.

$$R = \sqrt{(T \cdot x)^2 + (T \cdot y + P/2)^2}$$

Si tratta di una forza risultante che tiene conto delle componenti di T e di $P/2$. I fattori x e y dipendono dall'angolo α di rinvio della trasmissione.

Figura 11.6: Valori di x e y in funzione di α

I rulli di pressione sono soggetti alla pressione della cinghia, valutabile nel 10% della sua massima tensione. I rulli portanti sono soggetti al peso dell'Unità di Carico e, se scarichi, alla pressione della cinghia. Per motivi di standardizzazione, i rulli di ritorno sono normalmente identici a quelli portanti. I rulli di ricalzo vanno invece calcolati tenendo conto dell'angolo di avvolgimento della cinghia.

Capitolo 12

Pinza

La pinza rappresenta l'end-effector del braccio robotico e viene impiegata per la presa e il posizionamento del prodotto all'interno dell'area di pallettizzazione. Per garantire la massima flessibilità operativa, il sistema deve integrare due movimenti principali: la rotazione dell'intero corpo della pinza e la traslazione lineare per la chiusura delle palette. La rotazione, che rappresenta il quarto grado di libertà del braccio robotico, è indispensabile per ottenere la massima libertà di collocamento del prodotto in ogni posizione. Si riesce quindi ad effettuare il posizionamento strategico del prodotto per garantire la visibilità del marchio e delle informazioni essenziali. La traslazione lineare, realizzata tramite un cilindro pneumatico, si adatta alla dimensione del prodotto permettendo un utilizzo della pinza variegato. La scelta di un sistema pneumatico risulta meno precisa rispetto a una motorizzazione con trasmissione a cinghia, ma contribuisce a contenere i costi e le masse di questo modulo.

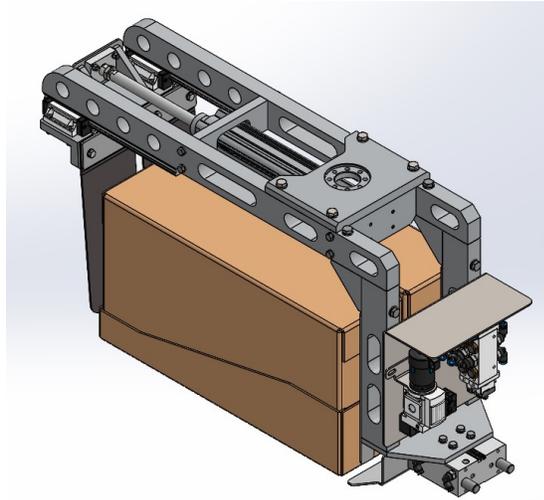


Figura 12.1: Pinza

La figura mostra una pinza progettata per afferrare il prodotto. Questa si compone di una mano di presa, che deve il suo movimento a un cilindro pneumatico con corsa di 200mm e che trasla su un sistema di slitte e guide lineari. Le diverse misure dei prodotti idonei all'uso di questa pinza variano in base alla corsa del cilindro e alla massima apertura realizzabile, misurata a circa 510mm . Ne consegue quindi un utilizzo con prodotti di misura compresa tra i 320mm e i 500mm . Il principio di presa sfrutta la forza di attrito che si genera tra la superficie del prodotto e la mano di presa. Inoltre, quest'ultima viene progettata con una piega di qualche grado, per aumentare la tenuta tramite lo sfruttamento della deformazione elastica.

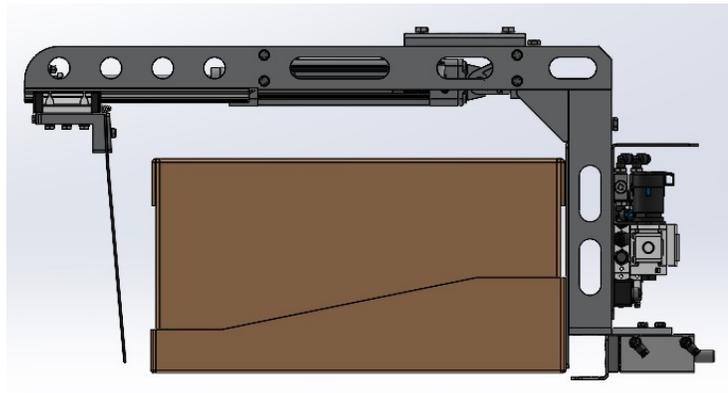


Figura 12.2: Vista laterale della pinza

L'integrazione di un cilindro DFM è particolarmente utile per prevenire eventuali scivolamenti o distacchi accidentali durante il movimento, permettendo un'ulteriore sicurezza di presa del prodotto, andando a movimentare una paletta che viene posta al di sotto di esso prima del prelevamento.

12.1 Progetto pinza

La pinza è stata riprogettata in modo da adattarsi alle necessità delle varie soluzioni sviluppate. Ulteriori funzioni possono essere aggiunte per permettere il trattamento del pallet vuoto.

12.1.1 Organo di presa dei pallet

La pinza deve prevedere contemporaneamente un meccanismo di aggancio del pallet e uno per la presa dei prodotti. Per questioni di ingombro non può essere impiegato lo stesso organo di presa, in quanto si necessita di un'apertura maggiore di $800mm$ per il pallet, mentre un'apertura oltre ai $500mm$ per i prodotti non troverebbe impiego. Inoltre serve una conformazione differente per la presa dei pallet e dei prodotti, data la diversa geometria con cui ci si interfaccia. Bisogna allora implementare una soluzione che preveda la comparsa di un differente braccio e che sia in grado di richiudersi quando la funzione della pinza riguarda la sola pallettizzazione, in quanto gli ingombri elevati non consentirebbero il corretto posizionamento dei prodotti. In particolare, l'obiettivo è di ottenere un braccio che si apre di una misura maggiore rispetto e quella del lato minore del pallet ($800mm$) per poi, tramite una rotazione, portarsi in posizione *chiusa*, per non interferire con il lavoro di presa dei prodotti. Il movimento di apertura e chiusura dell'organo di presa dei pallet è ottenuto tramite la rotazione che consente alle braccia di ripiegarsi internamente, riducendo l'ingombro complessivo della pinza. L'azionamento è affidato a un cilindro pneumatico che, tramite una leva, controlla l'apertura e la chiusura del meccanismo.

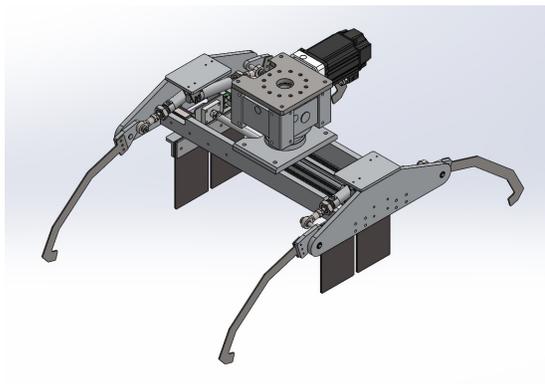


Figura 12.3: Pinza pallet aperta

Il movimento ottenuto è rotatorio, il che implica la necessità di trasformare il moto lineare dello stantuffo in un movimento angolare. La massima rotazione idealmente spaziabile potrebbe arrivare a 180° , ampiezza che risulta impossibile da raggiungere in un contesto reale, in quanto si arriverebbe, a inizio e fine corsa, a una condizione di allineamento dei fulcri, che non produrrebbe momento. Si utilizza un cilindro pneumatico della serie DSNU che, agendo su una leva, porta l'organo di presa dalla posizione aperta a quella ritratta.

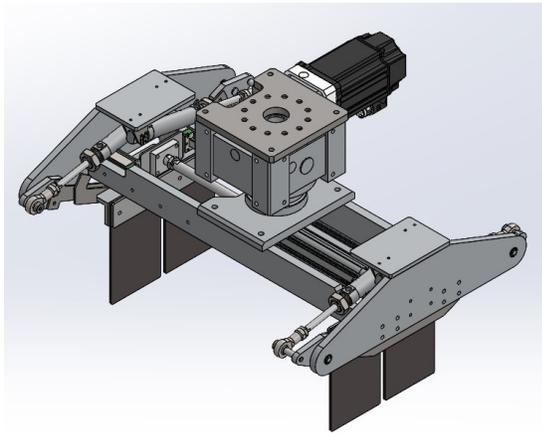


Figura 12.4: Pinza pallet chiusa

La forza F_c sviluppata dal cilindro è scomponibile in due componenti: F_m e F_x . La prima aziona effettivamente la leva, mentre la seconda segue una direzione centripeta e rappresenta una componente non attiva, ma persa per trazione o compressione sulla leva.

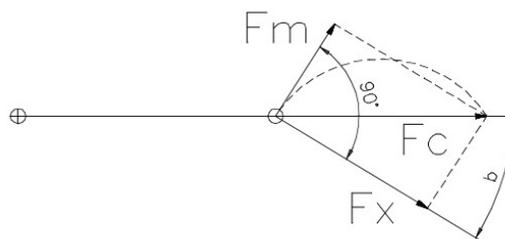


Figura 12.5: Componenti della forza applicata dal cilindro sulla leva

Si possono distinguere tre casi di funzionamento:

- $F_m = F_c$: caso in cui la leva è ortogonale all'asse del cilindro. La forza F_x è nulla, si ottiene quindi l'utilizzo di tutta la forza di spinta prodotta, con produzione del momento massimo.

- $F_x = F_c$: in questo caso tutta la forza non produce momento, in quanto la direzione di spinta è collineare con il raggio. E' una condizione da evitare, perché porterebbe a un bloccaggio del movimento.
- $0 < F_m < F_c$: condizione normale di funzionamento dove il momento sviluppato dipende dall'angolo di incidenza della forza.

Attraverso questa soluzione, la pinza occupa un ingombro minimo, lasciando libera la zona di presa dei prodotti senza interferire durante l'operazione di pallettizzazione.

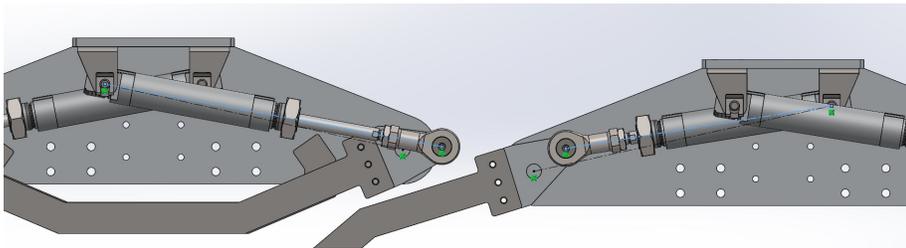


Figura 12.6: Particolare sulla rotazione dell'organo di presa

In figura è mostrato il particolare della rotazione svolta dal braccio della pinza: si noti che, per evitare l'impuntamento del movimento, bisogna applicare la forza di spinta lungo una linea che sia sbilanciata rispetto al segmento che unisce i fulcri dell'attuatore e della leva. Se, per esempio, si osserva il particolare di destra (pinza aperta, cilindro chiuso), si nota che la linea tratteggiata azzurra (che va dal fulcro del cilindro al punto di applicazione della forza) è posta al di sopra della linea tratteggiata nera. Questo posizionamento è ottenuto scentrando il punto di applicazione dello stantuffo rispetto al fulcro della leva, in modo da ottenere un angolo positivo di applicazione della forza, con un conseguente momento non nullo. Lo stesso ragionamento è stato impiegato per l'apertura della pinza nella parte sinistra della figura (pinza chiusa, cilindro aperto).

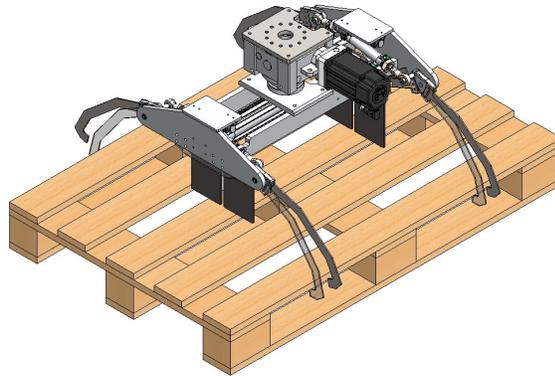


Figura 12.7: Pinza spostamento pallet

La sequenza di prelevamento del pallet prevede diverse fasi, illustrate nella figura sovrastante. Inizialmente, la pinza si avvicina al pallet in posizione aperta, assicurando uno spazio sufficiente per afferrarlo correttamente. Una volta in posizione, i meccanismi di presa si chiudono, bloccando saldamente il pallet e permettendone il sollevamento. Raggiunta l'area di rilascio, i cilindri si attivano per aprire la presa, consentendo il deposito del pallet nella posizione desiderata. Infine, la pinza si ritrae nella posizione iniziale, liberando lo spazio di lavoro e permettendo il proseguimento del ciclo di palletizzazione senza interferenze.

12.1.2 Pinza per trascinamento dei pallet

Il meccanismo descritto precedentemente può essere semplificato in modo da ottenere un funzionamento differente della pinza. Non si ricerca più la possibilità di prelevare il pallet, bensì di spostarlo trascinandolo.

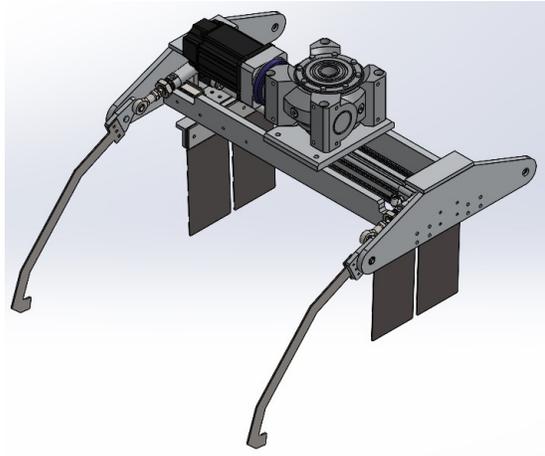


Figura 12.8: Pinza per trascinamento pallet

In questo caso sono necessari solamente i bracci posti su un lato della pinza, in quanto dovranno agganciare e trascinare il pallet senza prevederne un sollevamento totale. Le considerazioni effettuate nella sezione precedente rimangono valide, così come il dimensionamento dei cilindri.

12.2 Versione definitiva della pinza

Si procede a completare la versione della pinza finora abbozzata. Si è scelto il montaggio del movimento di presa dei pallet lungo il lato maggiore per sfruttare le dimensioni più generose, che permettono così una minore rotazione del meccanismo.

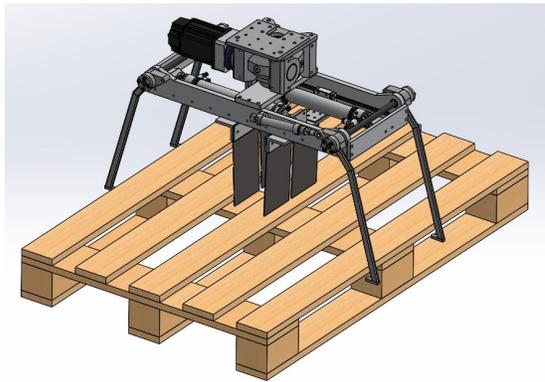


Figura 12.9: Seconda versione pinza

Il movimento è stato ottimizzato tramite l'utilizzo di due cilindri DSNU che, tramite un albero a cui sono calettate le braccia, trasmettono la rotazione su ogni lato, riuscendo così a utilizzare la metà degli attuatori rispetto alla pinza precedente ottenendo inoltre un movimento più preciso. Le braccia sono ricavate da un tubolare in acciaio inox $10 \times 20 \text{ mm}$ con spessore di $1,5 \text{ mm}$, dove vengono saldate alle estremità due piastre: una serve da appoggio per il pallet sollevato, mentre l'altra viene calettata sull'albero di trasmissione. La vista in pianta mostra come quest'ultima debba essere saldata in modo scenterato rispetto al piano del tubolare, in modo da evitare l'interferenza delle due braccia quando queste si trovano in posizione chiusa. Per la scelta della dimensione del cilindro bisogna tener conto che l'unico momento da vincere è quello creato dalla forza peso del braccio, mentre il peso del pallet, una volta prelevato, non influisce tendendo per la conformazione della pinza a creare un momento che chiude il braccio durante il movimento.

$$M = F_p \cdot B \cdot \sin(\alpha) = 0.641 \text{ kg} \cdot 9.81 \text{ m/s}^2 \cdot 0,085 \text{ m} = 0.53 \text{ Nm}$$

Il braccio della forza B viene stabilito considerando il centro di massa del braccio meccanico su cui verrà applicata la forza peso. Si noti che nel calcolo, l'angolo di incidenza della forza peso, che durante la rotazione risulterebbe variabile, è stato approssimato a 90° , per sovradimensionare il movimento e considerare il caso peggiore. Per ricavare la forza necessaria da sviluppare con il cilindro, si deve considerare una forza necessaria a tenere in posizione il braccio. In questo caso risulta necessario tener conto dell'angolo di applicazione, perché la forza massima necessaria è da ricercarsi nei due estremi della corsa.

$$M = F_c \cdot b \cdot \sin(\alpha)$$

$$F_c = \frac{M}{b \cdot \sin(\alpha)} = \frac{0.53 \text{ Nm}}{0.045 \text{ m} \cdot \sin(4^\circ)} = 168.8 \text{ N}$$

Il cilindro deve quindi essere in grado di sviluppare una forza che sia superiore ai 168.8 N . Si sceglie un cilindro con alesaggio 25 mm in grado di sviluppare in spinta 294 N e in ritorno $247,4 \text{ N}$. La corsa scelta per l'applicazione è di 60 mm . Sono stati scelti cilindri rotondi per la semplicità di montaggio, gli ingombri ridotti e il minor costo.

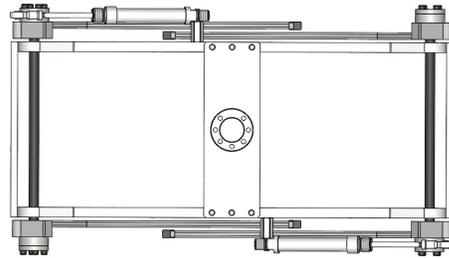


Figura 12.10: Particolare sul movimento di rotazione della pinza

La figura mostra la disposizione degli attuatori e delle braccia, ottimizzati rispetto alla bozza per impiegarne un numero dimezzato. Si noti la simmetria della struttura, che mantiene quindi un centro di massa nell'intorno della zona centrale della pinza.

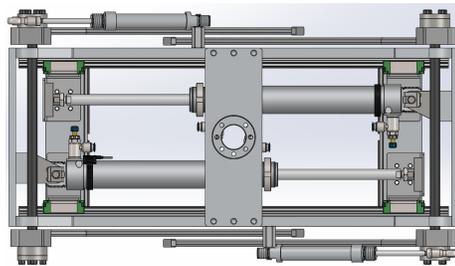


Figura 12.11: Vista in pianta della pinza

Le condizioni di simmetria sono mantenute anche dopo l'aggiunta al telaio del movimento di chiusura lineare, dove vengono impiegati due cilindri, in modo da sfruttare le due corse e ottenere una maggiore diversificazione di dimensione dei prodotti pallettizzabili. Utilizzando due cilindri DNSU di alesaggio 40mm e corsa 200mm , si ottiene un'apertura variabile che consente la presa di prodotti con misura compresa tra 100mm a 500mm . I due cilindri vengono contrapposti in modo da sfruttare al massimo le corse. Sulle due camere dei cilindri sono montate delle valvole di regolazione, utilizzate per ottenere il cambio formato. Si ottengono così due condizioni di funzionamento:

- Per prodotti di dimensioni comprese tra 300mm e 500mm : uno dei due cilindri rimane aperto, mentre la chiusura del secondo completa la presa del prodotto.
- Per prodotti di dimensioni comprese tra 100mm e 300mm : uno dei due cilindri rimane chiuso spostando così il lato fisso, mentre il secondo, regolato all'ammissione, completa la presa.

La versione per il trascinamento del pallet viene ricavata utilizzando un solo lato del movimento descritto.

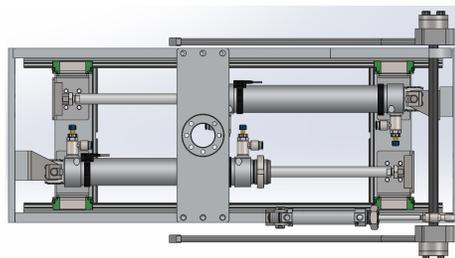


Figura 12.12: Versione rivisitata della pinza per la seconda soluzione

Capitolo 13

Soluzioni

Le tre soluzioni sviluppate mantengono invariati sia il layout della macchina che il livello di automazione, concentrandosi sull'ottimizzazione dell'ingresso e del posizionamento dei pallet nell'area di palletizzazione. Indipendentemente dalla configurazione scelta, è essenziale garantire che ogni pallet entri correttamente nella macchina e venga collocato nella posizione esatta per il successivo processo di carico. Come illustrato nel capitolo 2, il layout prevede che l'ingresso e l'uscita dei pallet avvengano dallo stesso lato. Questa caratteristica impone la necessità di uno spostamento laterale del pallet per poter gestire in modo efficiente il ciclo di lavoro senza interferenze tra ingresso e uscita. Ogni soluzione proposta si basa su un sistema di movimentazione in grado di eseguire questo spostamento laterale in maniera precisa e sincronizzata con il resto del processo.

13.1 Soluzione 1

Questa prima soluzione prevede l'utilizzo di una catenaria per la traslazione laterale del pallet. Per garantire un movimento fluido ed evitare attriti o possibili blocchi lungo il percorso, viene implementato un meccanismo di sollevamento temporaneo del pallet. Durante il trasferimento laterale, il pallet viene sollevato dal piano di appoggio, consentendo il suo spostamento senza interferenze con la rulliera sottostante. Una volta raggiunta l'esatta posizione di palletizzazione, il sistema riporta gradualmente il pallet sul piano di appoggio, garantendo stabilità e precisione nel posizionamento.

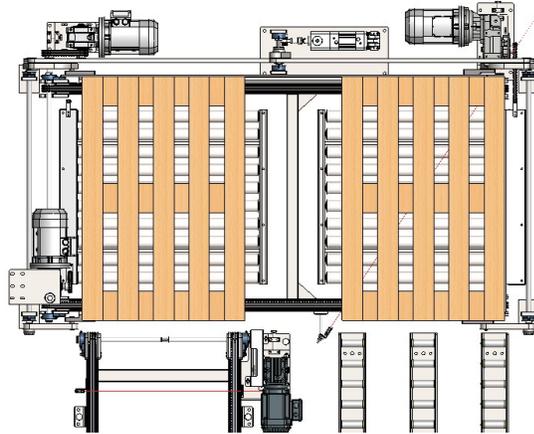


Figura 13.1: Alzata traslazione pallet

13.1.1 Sollevamento catenaria

Il sollevamento della catenaria per la traslazione laterale del pallet viene realizzato attraverso un sistema pneumatico, scelto per la sua semplicità ed efficienza, dato che non è necessario controllare la traiettoria in modo continuo, ma solo garantire il passaggio tra due posizioni fisse. Il sollevamento prevede un'escursione di circa 30 mm, sufficiente per permettere un movimento privo di attriti indesiderati. Il meccanismo è costituito da un attuatore pneumatico che, tramite un sistema di bielle, aziona una leva. Questa leva è calettata su un albero, il cui compito è trasmettere la rotazione a una seconda leva posizionata sul lato opposto del trasportatore. Grazie a questa configurazione, il sollevamento avviene simultaneamente nei quattro vertici della catenaria, garantendo un movimento stabile e bilanciato con l'impiego di un solo attuatore.



Figura 13.2: Disegno 3D del meccanismo di sollevamento

13.1.2 Semplificazione del movimento

Per il dimensionamento del cilindro pneumatico, si procede con una semplificazione del sistema di sollevamento, analizzando il movimento attraverso un modello ridotto costituito esclusivamente dall'attuatore, da una biella e da una leva. Questa semplificazione consente di determinare le forze e i momenti in gioco, senza la complessità introdotta dall'intero sistema di trasmissione. Il cilindro pneumatico fornisce la forza necessaria per azionare la biella, che a sua volta trasmette il moto alla leva. La configurazione del sistema permette di amplificare la corsa del cilindro e di ottenere un sollevamento controllato della catenaria. Per il corretto dimensionamento, è fondamentale considerare il carico massimo da sollevare, la pressione di esercizio dell'impianto pneumatico e il rapporto di trasmissione tra biella e leva, in modo da garantire che il cilindro possa fornire la forza necessaria con un'adeguata riserva di sicurezza.

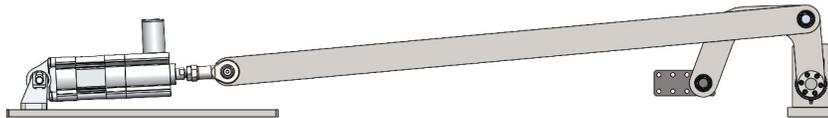


Figura 13.3: Semplificazione del movimento di alzata

Il manovellismo può essere semplificato in quanto gli angoli di incidenza tra

le bielle e le leve differiscono solo di pochi gradi, permettendo di approssimare le forze trasmesse senza significative perdite di precisione. Per massimizzare l'efficienza della trasmissione del moto, il cilindro è stato montato in linea con la biella, così da garantire che la forza venga applicata direttamente senza dispersioni dovute a componenti laterali indesiderate. La forza generata dal cilindro si traduce in un momento torcente sulla leva, il cui fulcro è rappresentato dall'albero di trasmissione. Il calcolo del momento torcente trasmesso può essere espresso dalla relazione:

$$M = F \cdot b \cdot \sin(\alpha)$$

- M: momento della forza [Nm]
- F: forza [N]
- b: braccio di applicazione della forza [m]
- α : angolo di incidenza della forza [$^\circ$]

Per massimizzare il momento data la forza, si deve allora massimizzare il seno dell'angolo di incidenza: si aspira allora a un valore di $\sin(\alpha)$ pari a 1, ottenibile se la forza agisce in modo perpendicolare sulla biella minore presente in figura, ovvero se l'angolo α è di 90° .

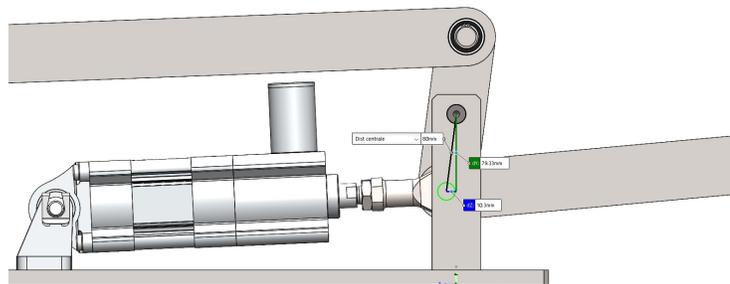


Figura 13.4: Progettazione dell'incidenza della forza sul biscotto

Si ricerca nel progetto una posizione che mantenga l'angolo in un intorno di 90° durante tutto il movimento, la biella è montata con un'inclinazione tale da mantenere una distanza tra il punto di applicazione della forza e il centro del fulcro della rotazione pari alla metà della corsa del cilindro, così da trasmettere un momento, durante tutto il movimento, influenzato il meno possibile dal valore dell'angolo di incidenza.

Nel calcolo non si è tenuto conto dell'inclinazione di 5° della biella rispetto al terreno, in quanto $\cos(5) = 0.9962$, quindi risulta una buona approssimazione calcolare la distanza lungo l'asse orizzontale in figura.

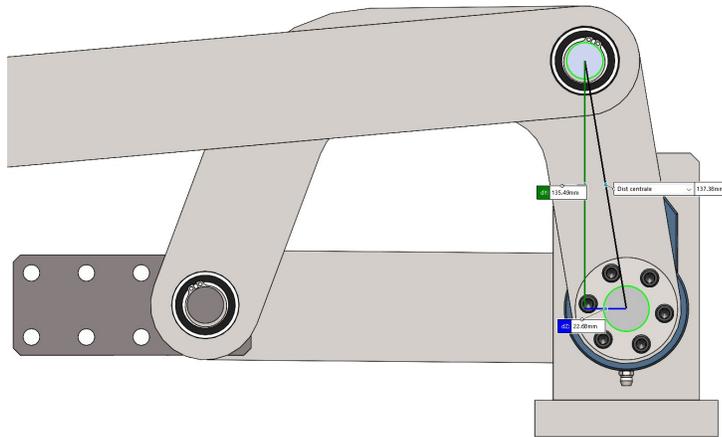


Figura 13.5: Progetto dell'incidenza della forza sulla leva

Le stesse considerazioni sono state effettuate per il posizionamento della leva, disegnata in modo da spaziare, durante il movimento, un angolo rispetto alla biella che varia da 85° a 95° , ottenendo così la possibilità di effettuare le approssimazioni descritte per la biella.

Calcolo masse da movimentare

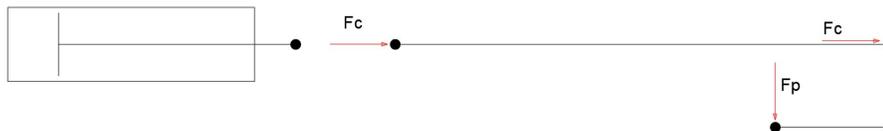


Figura 13.6: Schema delle forze agenti sulla leva

La figura mostra la semplificazione della trasmissione e delle forze agenti sulla leva, in particolare si può notare:

- F_c : forza del cilindro (incognita)
- F_p : forza peso
- braccio minore: $b = 137mm$
- braccio maggiore: $B = 210mm$

Per calcolare la forza peso ci si affida allo strumento di valutazione di SolidWorks, dove si considerano il telaio della catenaria e un pallet vuoto, per una massa complessiva di $110kg$, corrispondente a una forza peso $F_p = 1080N$.

Il momento sviluppato dalla forza peso sul fulcro della leva risulta di:

$$M_p = F_p \cdot B = 1080 \cdot 0,21 = 226,8 Nm$$

Utilizzando la formula inversa si ricava allora la forza necessaria di spinta del pistone.

$$F_p = \frac{M_t}{b} = \frac{226,8}{0,137} = 1656 N$$

Posizione motore catenaria

Durante la progettazione del movimento di sollevamento si è scelto di ancorare a terra il motore, in modo da diminuire la massa movimentata. Le difficoltà di questa configurazione risiedono nel fatto che, durante il movimento di alzata, il pignone solidale all'albero motore resta nella sua posizione originale, mentre quello che aziona la catenaria segue il movimento. Questo provoca una variazione nella distanza tra gli assi dei due pignoni alla quale bisogna porre attenzione per evitare che saltino i denti durante la trasmissione.

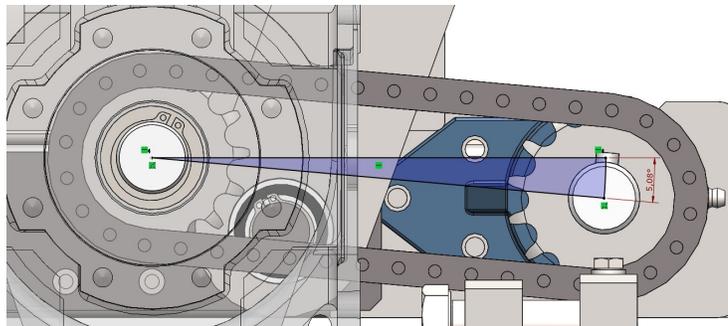


Figura 13.7: Inclinazione pignoni

Questa scelta progettuale consente di ridurre al minimo gli effetti negativi del disallineamento tra i pignoni, evitando la necessità di sistemi complessi di compensazione. Mantenendo il pignone mobile in una traiettoria che limita la variazione dell'angolo rispetto all'asse orizzontale, si assicura che la distanza tra gli assi subisca solo minime modifiche, sufficientemente contenute da non compromettere l'ingranamento corretto della catena.

13.1.3 Perni folli

Il meccanismo di sollevamento descritto in precedenza presenta una criticità nel movimento: ogni leva compie una rotazione lungo la circonferenza con centro il fulcro di rotazione e raggio pari al braccio maggiore. Questo comporta, oltre a uno spostamento verticale, anche una piccola, seppur significativa, traslazione orizzontale. Questo movimento laterale ha direzione opposta per le due leve, con una conseguente trazione del telaio che risulta meccanicamente inaccettabile.

Per ovviare a questa problematica si effettua uno scorrimento da un lato del trasportatore impiegando dei perni folli: in particolare ci si è interfacciati con la serie prodotta da INA.

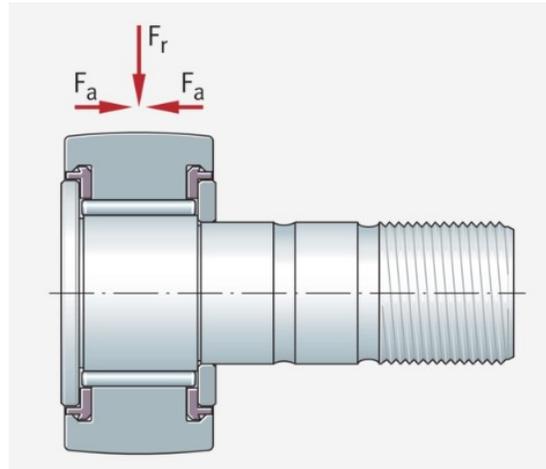


Figura 13.8: Sezione perno folle KRV35PP

Il profilo esterno del perno è disegnato in modo da minimizzare le pressioni Hertziane durante il funzionamento, anche in presenza di un leggero angolo di rotazione dell'asse. Di seguito viene fatto un confronto con altri profili utilizzabili.

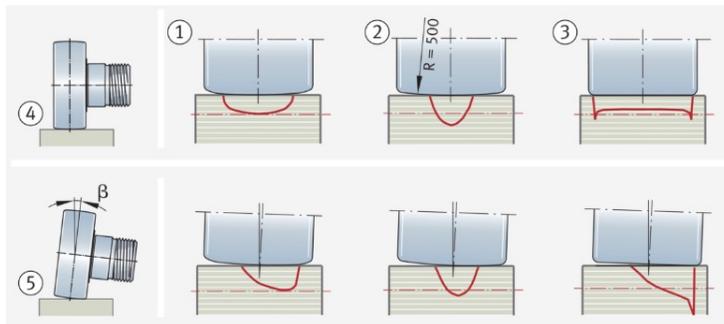


Figura 13.9: Andamento delle pressioni Hertziane per i vari profili esterni

In figura sono mostrati:

- 1) Profilo ottimizzato INA
- 2) Profilo tondo con raggio di circonferenza $R = 500mm$
- 3) Profilo cilindrico

- 4) Disposizione del perno perpendicolare al piano
- 5) Disposizione inclinata di $\beta = 3\text{mrad}$

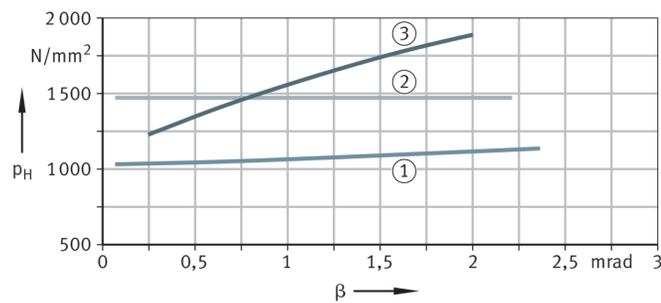


Figura 13.10: Andamento pressioni all'aumentare di β

Il grafico mostra l'andamento delle pressioni per i tre profili descritti in precedenza in funzione dell'angolo β . Da questo grafico derivano le seguenti considerazioni:

- 1) Il profilo ottimizzato INA presenta le minori pressioni Hertziane per tutti i valori di β e durante l'aumentare del valore di questo angolo ne deriva una crescita lieve della pressione di contatto.
- 2) Il profilo sferico con $R = 500\text{mm}$ mostra una pressione costante per ogni angolo β , tuttavia i valori sono, per tutto il campo di interesse, superiori rispetto a quelli del profilo ottimizzato INA.
- 3) Il profilo cilindrico è quello che risente maggiormente dello spostamento β , con conseguente marcato aumento delle pressioni all'aumentare dell'angolo.

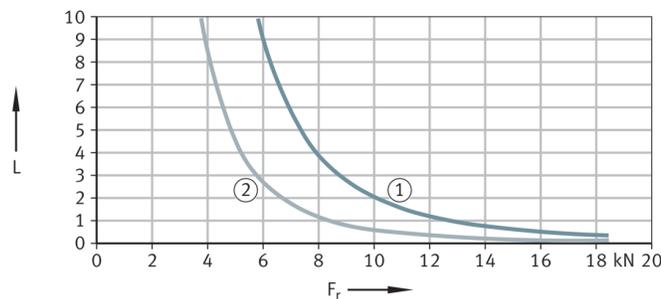


Figura 13.11: Durata in funzione della forza radiale applicata

Il grafico mostra l'andamento della durata L , espressa in milioni di cicli, in funzione del carico radiale applicato sul perno. Il profilo ottimizzato INA (1) mostra una maggiore durata al crescere di F_r rispetto al profilo sferico (2).

La vita del perno folle viene calcolata con la formula seguente:

$$L_h = 52.36 \frac{D}{\vec{v}} \cdot \left(\frac{C_{rw}}{P_r} \right)^p$$

Dove:

- L_h : durata espressa in ore
- D : diametro esterno [mm]
- \vec{v} : vettore della velocità media [m/min]
- C_{rw} : carico dinamico effettivo [N]
- P_r : carico radiale [N]
- p : esponente dipendente dai corpi volventi:
 - 3: sfere
 - 10/3: cilindri

13.1.4 Scelta cilindro

L'attuatore pneumatico trasforma l'energia pneumatica dell'aria compressa in un lavoro meccanico, permettendo, nel caso in questione, una traslazione di ampiezza limitata. Il dimensionamento del cilindro pneumatico tiene conto della forza necessaria di spinta sviluppata dall'attuatore, che si misura in relazione della pressione di alimentazione e della superficie di spinta interna al cilindro.

$$F_s = s \cdot p = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p$$

Solitamente la forza reale vede una diminuzione del 10% circa, dovuto agli attriti delle guarnizioni di tenuta e alla necessità di vincere l'attrito statico di primo distacco da parte del cilindro. Gli attuatori utilizzati per il palletizzatore sono a doppio effetto, possono quindi sviluppare una forza sia in spinta che in trazione, consentendo l'alimentazione sia nella camera anteriore che posteriore. La forza sviluppabile in uscita risulta maggiore rispetto a quella di rientro in quanto l'area della camera anteriore presenta una diminuzione dovuta alla presenza dello stelo del pistone.

$$F_r = \left(\frac{\pi}{4} D^2 - \frac{\pi}{4} d^2 \right) \cdot p$$

Una particolare importanza risiede nell'ammortizzo, che permette di smorzare l'urto che deriverebbe al termine della corsa. Il modo più semplice di ottenere questo effetto consiste nell'intrappolare l'aria in una piccola camera ricavata nella testata, in modo da rallentare il moto del pistone creando una pressione

che si oppone alla direzione di avanzamento. Una valvola regolatrice di flusso, abbinata a una valvola di non ritorno permettendo all'aria, una volta raggiunta la pressione stabilita, di fluire verso lo scarico, permettendo quindi al cilindro di completare la corsa diminuendo il più possibile l'urto.

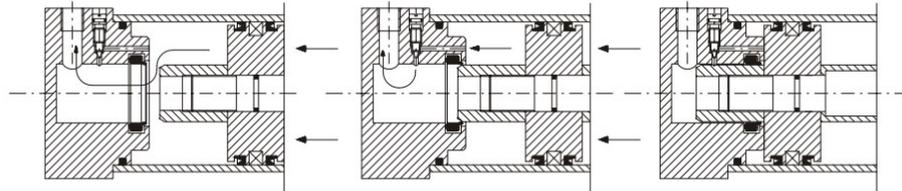


Figura 13.12: Schema di ammortizzo del cilindro

Si determina il consumo di aria, definito come il volume di aria che il cilindro consuma ad ogni ciclo completo di lavoro eseguito.

$$Consumo : p_a \cdot C \cdot (A + b)$$

Dove:

- p_a : pressione assoluta [bar]
- C : corsa [dm]
- A : area pistone del cilindro [dm²]
- b : differenza tra l'area del cilindro e quella del pistone [dm²]

La somma di tutti i consumi massimi dei cilindri in movimento contemporaneo è necessaria per dimensionare il gruppo di alimentazione. Si è optato per un cilindro a tiranti ISO DSBC con ammortizzazione a fine corsa pneumatica auto-regolante, che si adatta in modo ottimale alle variazioni di carico e di velocità. La scelta dell'alesaggio dipende dalla forza di spinta necessaria per l'applicazione desiderata.

Forces [N] and impact energy [J]							
Piston ø	32	40	50	63	80	100	125
Theoretical force at 6 bar, advancing	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
Theoretical force at 6 bar, retracting	415	633	990	1682	2721	4418	6881
Max. impact energy in the end positions							
DSBC...	0.4 ¹⁾	0.7	1.0	1.3	1.8	2.5	3.3
DSBC...-L/-U/-T1/-T3/-T4	0.2 ¹⁾	0.35	0.5	0.65	0.9	1.25	1.65
DSBC...-L1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.9	1.25	1.65

Figura 13.13: Tabella catalogo Festo

I calcoli svolti precedentemente hanno appurato la necessità di una forza maggiore di 1656N per permettere il movimento di alzata. In base alla tabella sul catalogo Festo il cilindro con alesaggio 63mm garantirebbe una spinta di

1870N. Tuttavia si è preferito attuare un leggero sovradimensionamento per garantire il corretto funzionamento e un'esecuzione del movimento più controllata. L'attuatore scelto ha un alesaggio di 80mm.



Figura 13.14: Cilindro Festo DSBC-80-040

Bloccaggio cilindro

Si è utilizzato per questa applicazione un cilindro con perno di bloccaggio sullo stelo del pistone: questo permette l'arresto dello stelo per periodi prolungati in ogni posizione.

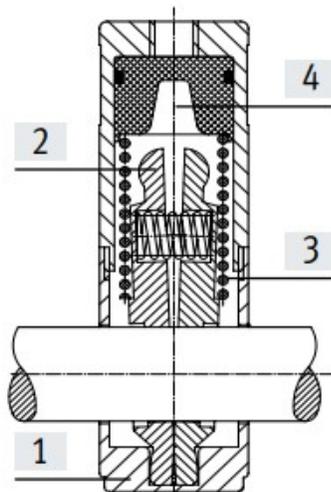


Figura 13.15: Sezione perno di bloccaggio

- 1: supporto.

- 2: ganasce di serraggio
- 3: molla.
- 4: pistone.

Il bloccaggio è ottenuto tramite attrito del perno che blocca lo stantuffo del pistone fissando la sua posizione. È necessario equilibrare le camere intercettando le vie di ingresso e di scarico. Il blocco trattiene solo il carico applicato al cilindro, che è tenuto in posizione su entrambe le direzioni da un meccanismo a doppia ganasce. Questo pone allo scarico il segnale di comando e una molla provvede ad azionare le ganasce di blocco.

Finecorsa

Gli attuatori pneumatici impiegati durante tutto il lavoro di tesi utilizzano finecorsa induttivi a contatti magnetici di tipo Reed. Questi si compongono di due fili realizzati in materiale ferromagnetico in un tubo di vetro riempito di gas inerte. Solitamente si utilizza una lega di ferro-nichel per le lamine e azoto o argon per creare l'atmosfera inerte. All'avvicinarsi di un campo magnetico, i due fili sviluppano un flusso magnetico che porta la formazione di poli di segno opposto alle due estremità, facendoli attrarre e chiudendo così il circuito. In questo modo viene emesso il segnale di posizione dello stantuffo del cilindro.



Figura 13.16: Esempio di contatto Reed

Il vantaggio dei finecorsa a contatto Reed rispetto a quelli meccanici sta nella loro affidabilità, precisione e nella mancata necessità di contatto tra questi e lo stantuffo del cilindro.

13.1.5 Dimensionamento calettatore

La trasmissione del moto al sistema di alzata è ottenuta tramite l'impiego di un calettatore, che utilizza l'attrito per imporre il movimento tra la parte motrice e quella condotta. Si tratta quindi di una soluzione che consente minori sollecitazioni sui componenti e minori lavorazioni sui pezzi, nonché l'eliminazione dei giochi. Il funzionamento dipende dal serraggio delle viti che azionano un cono di spinta, imponendo una deformazione elastica e sviluppando una forza assiale sull'albero e sul mozzo lungo tutta la superficie di contatto.

Il calettatore autocentrante scelto appartiene alla serie RCK di Chiaravalli, adatto per assemblaggi su mozzi con pareti sottili con ottime precisioni di posizionamento assiale e radiale.

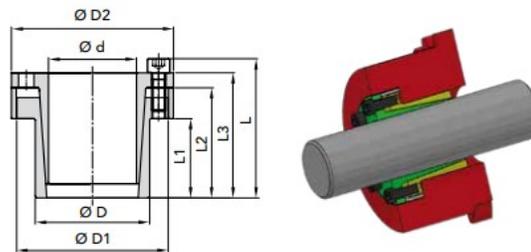


Figura 13.17: Sezione calettatore RCK 80

Il dimensionamento avviene verificando il diametro esterno minimo del mozzo D_m , che deve resistere alle sollecitazioni sviluppate dal calettatore. Si tratta di una verifica statica che riguarda solo le sollecitazioni generate dal calettatore.

$$D_m \geq D \cdot \sqrt{\frac{R_{s0.2} + (P_m \cdot C)}{R_{s0.2} - (P_m \cdot C)}}$$

Dove:

- D_m : diametro esterno mozzo [mm]
- D : diametro esterno calettatore [mm]
- $R_{s0.2}$: carico di snervamento MPa
- P_m : pressione specifica esercitata dal calettatore sul mozzo MPa
- C : coefficiente di utilizzazione in funzione del profilo del mozzo

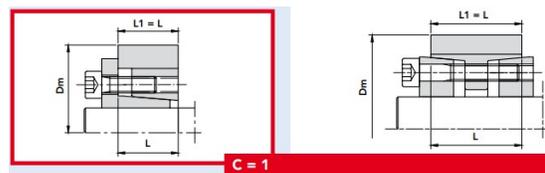


Figura 13.18: Coefficiente di utilizzo

$$D_m \geq 34 \cdot \sqrt{\frac{551.5 + (102 \cdot 1)}{551.5 - (102 \cdot 1)}} \simeq 41mm$$

La condizione minima di diametro risulta verificata in quanto per il mozzo si ha un diametro esterno di 60mm.

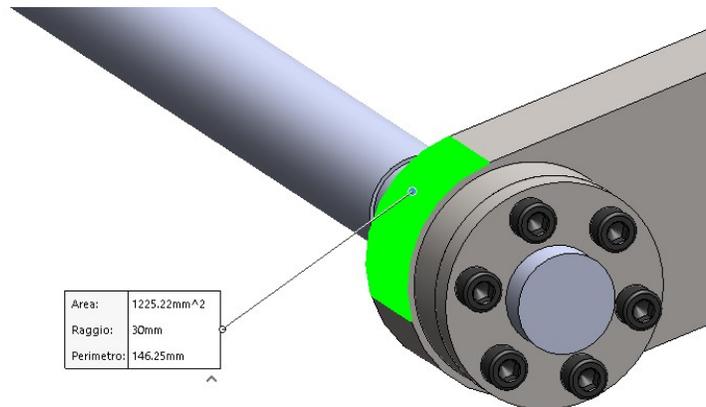


Figura 13.19: Albero e mozzo con calettatore

Si può dunque utilizzare il modello inizialmente ipotizzato i cui valori sono indicati nella tabella sul catalogo Chiaravalli.

06800022	22	32	48	54	26	39,5	46,5	52,5	250	115	80	4	M6x18	17	M6	2	0,38
06800024	24	34	50	56	26	39,5	46,5	52,5	395	146	102	6	M6x18	17	M6	3	0,41
06800025	25	34	50	56	26	39,5	46,5	52,5	410	140	102	6	M6x18	17	M6	3	0,45
06800028	28	39	55	61	25,5	39,5	46,5	52,5	465	135	98	6	M6x18	17	M6	3	0,47
06800030	30	41	57	62	25,5	39,5	46,5	52,5	510	127	90	6	M6x18	17	M6	3	0,48

- Diametro interno: $d = 25mm$
- Diametro esterno: $D = 34mm$
- Coppia massima trasmissibile: $T_{max} = 410Nm$

13.1.6 Dimensionamento albero

Si desidera verificare che l'albero utilizzato sopporti il momento di torsione da trasmettere, procedendo quindi alla determinazione del diametro minimo.

L'albero utilizzato ha le seguenti caratteristiche:

- Diametro minore: $d = 24mm$
- Materiale: acciaio inox AISI 304 rettificato

Il materiale scelto si tratta di un acciaio inossidabile austenitico X5CrNi18-10. Gli elementi nella composizione chimica sono distribuiti nel seguente modo:

- Carbonio: $\%C : 0.07$

- Silicio: %Si : 1
- Manganese: %Mn : 2
- Cromo: %Cr : 17.5 – 19.5
- Nichel: %Ni : 8 – 10.5
- Piccole percentuali di P, S e N

Le cui proprietà sono:

- Modulo elastico: $190GPa$
- Coefficiente di Poisson: 0.29
- Densità: $7900kg/m^3$
- Resistenza alla trazione: $517MPa$
- Snervamento: $206MPa$

Si procede al calcolo della tensione ammissibile:

$$\sigma_{amm} = \frac{\sigma_s}{c_s}$$

Assumendo un grado di sicurezza pari a 8, si ottiene $\sigma_{amm} = 32.5MPa$. Per dimensionare l'albero a torsione utilizziamo $\tau_{amm} = \frac{4}{5}\sigma_{amm} = 26MPa$. Il momento torcente da trasmettere, calcolato in precedenza, è di $220Nm$, per cui si può procedere al calcolo del diametro minimo:

$$D_{min} = \sqrt[3]{\frac{5M_t}{\tau_{amm}}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 220}{26}} = 3.48mm$$

La verifica ha avuto esito positivo, in quanto il diametro dell'albero utilizzato ($d = 24mm$) è maggiore del diametro minimo necessario a trasmettere la coppia necessaria per la movimentazione desiderata ($D_{min} = 3.48mm$). E' quindi verificato che $d > D_{min}$.

13.1.7 Supporto flangia Koyo

Le unità di supporto utilizzate per la tenuta dell'albero di trasmissione del moto sono costituite da un cuscinetto a sfere schermato e prelubrificato e un alloggiamento. La scelta di questo dispositivo è stata effettuata per sfruttare le sue proprietà autoallineanti, per prevenire i sovraccarichi dovuti ai piccoli disallineamenti dovuti alle superfici non perfettamente livellate in un contesto di montaggio reale.

L'accoppiamento ottimale si ottiene grazie alla superficie esterna sferica dell'anello esterno del cuscinetto, alloggiato nella sede sferica della cassa, che permette il disallineamento statico. Generalmente il massimo angolo di allineamento di un supporto standard è di 3° .



Figura 13.20: Supporto flangia autoallineante Koyo

Viene garantita inoltre un'ottima protezione da sostanze contaminanti grazie a un anello di tenuta in gomma sintetica montato sull'anello esterno del cuscinetto e da un collare montato sull'anello interno del cuscinetto. Ogni singolo supporto è dotato di un nippolo di lubrificazione che durante il funzionamento consente al grasso fresco di depositarsi uniformemente all'interno della cavità del cuscinetto.

Il supporto utilizzato è il UCFB201J in configurazione con diametro interno di $25mm$.

13.2 Soluzione 2

Questa soluzione sfrutta il braccio robotico per trascinare il pallet dalla posizione di ingresso fino alla zona di palletizzazione, eliminando la necessità di una catenaria per la traslazione laterale e riducendo così il numero di componenti coinvolti nel sistema. Tuttavia, diventa necessario introdurre un sollevamento dedicato alla catenaria di ingresso. Questa esigenza nasce dal fatto che il pallet deve scorrere su una superficie piana situata a un livello superiore rispetto ai percorsi di ingresso e uscita. Per ottenere questo effetto, la catenaria di ingresso deve essere dotata di un meccanismo di sollevamento in grado di portarla alla quota necessaria, consentendo al pallet di essere depositato con precisione sul piano di scorrimento.

13.2.1 Alzata catenaria di ingresso

In questa configurazione, il movimento di sollevamento si distingue da quello precedentemente descritto, poiché non è richiesto un sollevamento totale della catenaria, ma soltanto dell'estremità finale. Il telaio della catenaria viene fissato in un punto di fulcro situato sul lato di ingresso, mentre l'elevazione del lato opposto è ottenuta mediante un sistema pneumatico. Questo sistema è composto da un attuatore che, tramite una leva e una biella, consente di sollevare il lato finale della catenaria, permettendo così il corretto posizionamento del pallet sul piano di scorrimento.

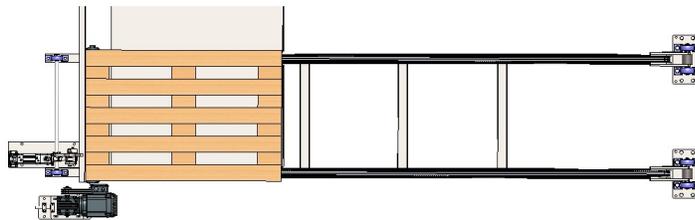


Figura 13.21: Catenaria di ingresso

Il cilindro esercita la sua forza su una leva neutra, la quale trasmette il movimento a una biella, consentendo alla catenaria di sollevarsi lungo una traiettoria circolare. La biella, a sua volta, agisce su un albero solidale al telaio del meccanismo, garantendo un sollevamento bilanciato e controllato. Per determinare l'alesaggio del cilindro necessario, si devono seguire gli stessi passaggi descritti in precedenza per il dimensionamento del movimento di sollevamento. Questo include l'analisi delle forze in gioco, il calcolo del momento torcente trasmesso alla leva e la verifica delle condizioni geometriche per massimizzare l'efficienza del sistema.

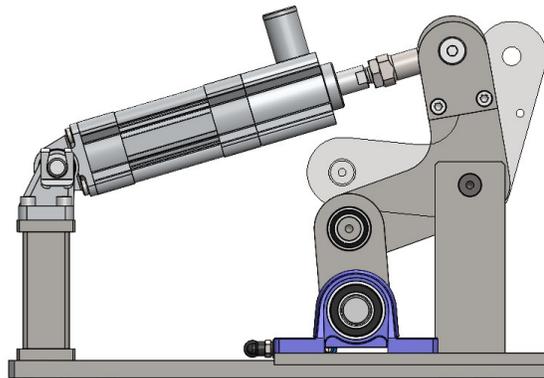


Figura 13.22: Movimento di alzata della catenaria di ingresso

13.2.2 Trascinamento pallet

Il movimento del pallet viene quindi affidato al braccio robotico, il quale utilizza la pinza descritta nel capitolo precedente per afferrarlo e posizionarlo correttamente nella zona di palletizzazione. Questa soluzione consente di eliminare la necessità di ulteriori trasportatori a catena, riducendo la complessità del sistema e il numero di componenti coinvolti. Tuttavia, richiede una gestione accurata della traiettoria del robot e un coordinamento preciso tra il movimento del braccio e il sollevamento della catenaria di ingresso, affinché il pallet venga trasferito in modo fluido e senza rischi di disallineamento. Inoltre, durante lo spostamento, il pallet deve strisciare su una lamiera, che funge da superficie di scorrimento, garantendo così un supporto adeguato e riducendo al minimo l'attrito che potrebbe ostacolare il movimento.

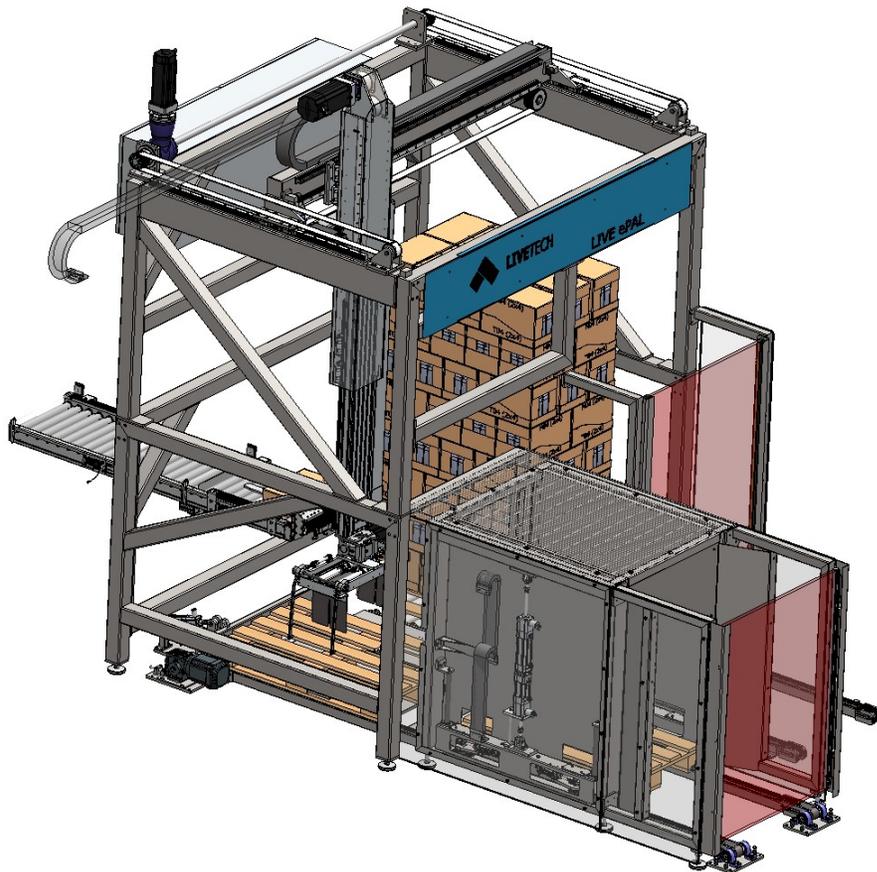


Figura 13.23: Movimentazione del pallet tramite trascinamento

13.3 Soluzione 3

L'ultima soluzione prevede che la movimentazione interna del pallet sia interamente gestita dal braccio robotico. Questo approccio semplifica il sistema rispetto alle soluzioni precedenti, riducendo il numero di componenti impiegati e ottimizzando la gestione dello spazio. Tuttavia, per garantire un funzionamento efficiente, è necessaria una pinza appositamente progettata, in grado di sollevare il pallet e posizionarlo correttamente nella zona di palletizzazione, come descritto nel capitolo precedente. Eliminando la catenaria di trasporto laterale e i meccanismi di sollevamento, si riducono ulteriormente la complessità meccanica e i costi di manutenzione, rendendo questa soluzione più compatta e versatile.

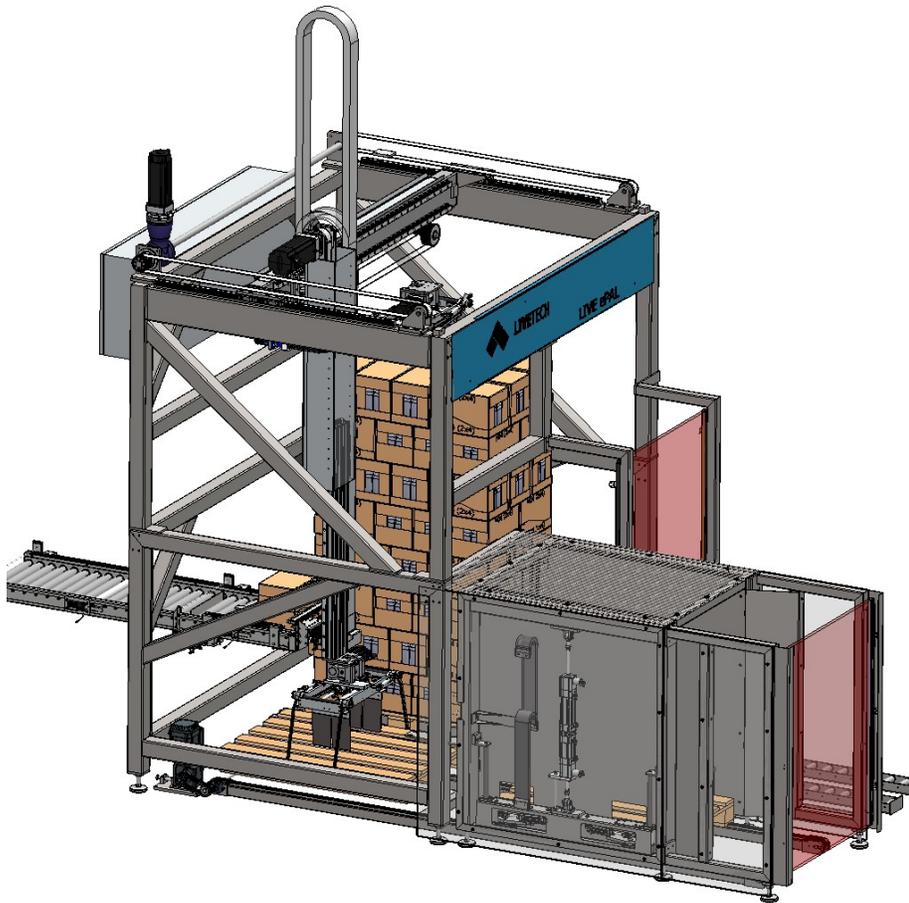


Figura 13.24: Sfruttamento della pinza per la movimentazione del pallet

Un ulteriore vantaggio di questa soluzione è la possibilità di semplificare

ulteriormente il macchinario rimuovendo alcuni moduli, senza compromettere significativamente il grado di automazione. Grazie alla pinza in grado di movimentare internamente il pallet, si potrebbe eliminare una parte dei sistemi di trasporto, mantenendo comunque un flusso di lavoro efficace. Questa modifica ridurrebbe la complessità meccanica, i costi di produzione e la necessità di manutenzione, offrendo una soluzione più compatta e facilmente integrabile in diversi contesti produttivi.

Capitolo 14

Sensori

L'intero processo di automazione è reso possibile grazie all'impiego di sensori che misurano la posizione o la presenza, fornendo un segnale elettrico in uscita. Di seguito vengono descritte le principali soluzioni adottate in tutto il pallettizzatore, esplicandone anche i principi di funzionamento.

Accuratezza

L'accuratezza non è una grandezza tecnica, ma viene utilizzata per affermazioni qualitative e dipende dal principio di misurazione utilizzato.

L'accuratezza è data dalla precisione e dall'esattezza:

- **Precisione:** detta anche ripetibilità, viene determinata con misure consecutive in condizioni costanti. Un valore molto preciso fornisce misure pressoché costanti.
- **Esattezza:** definita da alcuni parametri.
 - Deviazione di linearità: massima variazione possibile della retta ideale relativa alla variazione di tensione analogica in uscita dai sensori analogici. Può essere espressa in mV o in % del campo di misurazione.
 - Deriva termica: scostamento massimo della distanza di commutazione regolata causato da una variazione di temperatura. Espressa, per sensori con uscita di commutazione, in percentuale, si riferisce alla distanza di commutazione nominale S_n o al campo di regolazione massimo. Per sensori con uscita analogica indica lo scostamento massimo del valore misurato causato da una variazione di temperatura a temperatura ambiente ($25^{\circ}C$). Viene specificata in mm/K o $\mu m/K$.
 - Deriva di commutazione: scostamento del valore misurato o spostamento del punto di commutazione durante la fase di riscaldamento.

- Deviazione della distanza di commutazione: la distanza di commutazione descrive l'intervallo in cui si influenza il sensore tramite un oggetto rilevato per attivare il processo di commutazione.

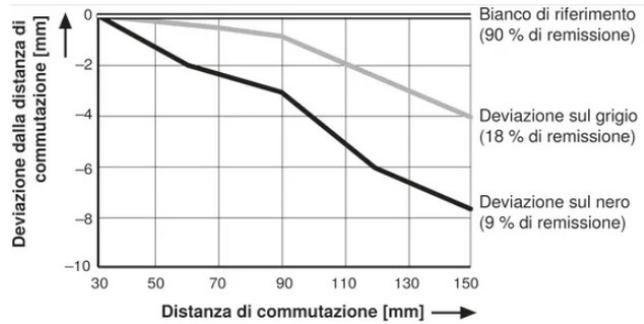


Figura 14.1: Deviazione della distanza di commutazione

I valori sono basati su di un oggetto bianco di riferimento con una remissione del 90%. Vengono mostrate le deviazioni in funzione della distanza di commutazione per un oggetto grigio con una remissione del 18% e per uno nero con una remissione del 6%.

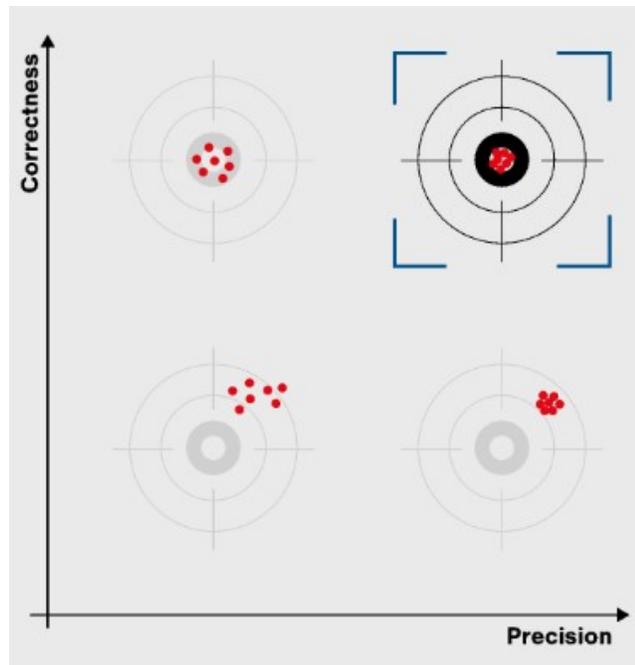


Figura 14.2: Diagramma di precisione e correttezza

L'immagine mostra come esattezza e precisione siano correlate tra loro e sia necessario un alto grado di entrambe per garantire un buon funzionamento. Se si lavora con alta esattezza, ma bassa precisione, si ottengono dei risultati vicini al target, ma variabili tra loro. Il caso opposto, con precisione elevata ed esattezza bassa, fornisce invece risultati molto simili tra loro, ma discostati dal target.

Questi concetti possono risultare più o meno importanti rispetto all'applicazione impiegata.

- Misurazione assoluta: la determinazione di distanze o di diametri necessitano un buon valore di riproducibilità e un'elevata linearità, in modo da garantire valori corretti e precisi.
- Compiti di posizionamento: misure ripetute necessitano ripetibilità per garantire un posizionamento preciso, mentre la linearità è meno importante, pertanto spesso la correttezza può essere trascurata.

14.1 Sensori laser per la misurazione della distanza

I sensori laser misurano le posizioni senza contatto attraverso l'impiego di un fascio di luce. Forniscono un'elevata accuratezza sia sulle brevi che sulle lunghe distanze. Questi possono funzionare attraverso il principio della misurazione del tempo di volo o tramite triangolazione laser.

Laser

Il termine *laser* sta per *Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation*, ovvero *amplificazione della luce attraverso l'emissione stimolata di radiazioni*. Il fascio laser si forma direzionando la luce emessa dall'energia rilasciata dai fotoni eccitati dalla corrente. I laser sono formati da tre componenti:

- Sorgente energetica: conduce l'energia esterna al laser.
- Mezzo laser attivo: collocato all'interno del laser, può essere costituito da una miscela di gas, da un corpo di cristallo o da fibre di vetro. L'energia viene trasferita al mezzo sotto forma di radiazione.
- Risonatore: il mezzo laser è posizionato tra due specchi, uno dei due è unidirezionale. Il risonatore amplifica la radiazione e permette l'uscita di un solo tipo di radiazione: la radiazione laser.

Il laser presenta quattro proprietà fondamentali:

- Monocromaticità: il laser presenta una lunghezza d'onda unica, portando così il vantaggio di maggiore flessibilità del disegno ottico. Si riesce quindi a trasmettere il fascio laser su grandi distanze e a concentrarlo in un punto molto ristretto.

- Alta direzionalità: proprietà di mantenere la direzione della luce mentre viaggia nello spazio. Una direzionalità elevata indica che la direzione viene mantenuta con grande precisione e bassa espansione. A differenza della luce naturale che si propaga in tutte le direzioni, le onde laser sono fortemente orientate.

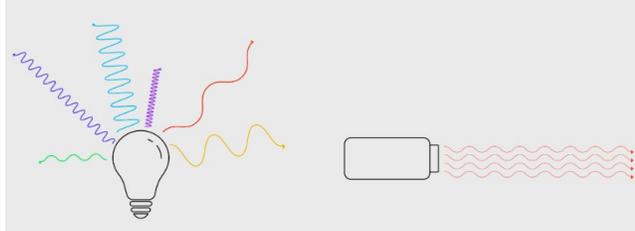


Figura 14.3: Confronto tra luce normale e laser

- Coerenza elevata: descrive in che misura la luce interferisce con se stessa. Dato che la fase, la lunghezza d'onda e la direzione della luce laser non variano, è possibile mantenere un'onda forte e trasmettere i fasci laser su una lunga distanza senza diffusione, concentrando così la luce in un punto ridotto con una lente.
- Alta densità di energia: le proprietà descritte fino ad ora permettono la concentrazione dei laser su una superficie estremamente ridotta aumentando così la densità di energia trasportata. È possibile dunque creare una densità di potenza elevata sufficiente anche a tagliare alcuni materiali.

I laser vengono classificati in base al livello di rischio che essi comportano ai sensi della norma EN 60825-1 e si distinguono in 1, 2, 2M, 3R e 3B. I sensori fotoelettrici impiegati in questo progetto presentano classe laser 1, sono ovvero assolutamente sicuri per l'occhio umano e non richiedono alcuna protezione.

14.1.1 Misurazione del tempo di volo

I sensori di distanza ToF (Time-of-Flight) possono coprire ampi campi di lavoro garantendo un funzionamento affidabile ed essendo robusti alla luce estranea. Sono adatti ad applicazioni fino a dieci metri su oggetti o cento metri con riflettori.

Principio di funzionamento

Il principio della misurazione del tempo di volo rileva la distanza L dall'oggetto tramite impulsi luminosi, misurando l'intervallo di tempo che trascorre tra l'emissione dell'impulso e l'oggetto e viceversa.

$$L = \frac{C \cdot t}{2}$$

Dove C rappresenta la velocità della luce che presenta valore $C = 299792458m/s$ nel vuoto, mentre nell'aria viene approssimata a $C = 2.8 \cdot 10^8 m/s$.



Figura 14.4: Funzionamento sensori a tempo di volo

Le superfici degli oggetti ricoprono una grande importanza nella copertura del punto luminoso da parte del sensore. Le superfici chiare provocano l'attivazione della fotocellula già con una ridotta copertura del punto luminoso, in quanto il numero di fotoni necessario per il riconoscimento dell'impulso luminoso viene raggiunto più rapidamente. Le superfici scure invece richiedono una copertura maggiore per ottenere lo stesso effetto.

La presenza di luce estranea, come l'illuminazione artificiale o la luce solare, rende l'oggetto da misurare apparentemente più scuro per il sensore, per cui è necessaria in questi casi un'area maggiore del punto luminoso che colpisce l'oggetto per rilevarlo in modo affidabile.

Bisogna inoltre evitare strutture particolarmente lucide e riflettenti, poiché, a causa dell'ottica del sensore, si può riconoscere l'oggetto prima che il punto luce lo raggiunga.

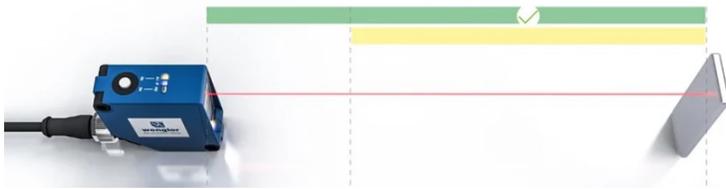


Figura 14.5: Campi di lavoro dei sensori ToF

I sensori a tempo di volo non presentano una zona cieca, per cui anche nell'area al di sotto del campo di impostazione è possibile riconoscere oggetti e far commutare il sensore.

In figura sono mostrati i campi di lavoro, dove:

- Zona gialla: campo di regolazione tramite emissione dei valori di misura.
- Zona verde: area di lavoro in cui gli oggetti vengono riconosciuti in modo sicuro.

Sensori a tempo di volo con catarifrangente

Il campo di applicazione può essere esteso notevolmente attraverso l'impiego di catarifrangenti. I sensori ToF si focalizzano così esclusivamente sulla luce riflessa oscurando efficacemente tutti gli altri segnali.

Questo principio di funzionamento è vantaggioso quando si devono evitare misurazioni errate dovute a oggetti sullo sfondo.

14.1.2 Sensori di triangolazione

Funzionano secondo il principio della misurazione angolare, consentendo una misurazione ad alta precisione a corto raggio (fino a $1000mm$). Le misure fornite sono indipendenti da colore, forma e superficie dell'oggetto.

Principio di funzionamento

La triangolazione è una procedura di misurazione geometrica che sfrutta la relazione triangolare proiettando un punto luminoso sull'oggetto da misurare. Questo riflette la luce che colpisce un elemento di ricezione CMOS sensibile alla luce con un determinato angolo. A seconda della distanza dell'oggetto la posizione del punto luce cambia sulla riga CMOS, garantendo una misurazione precisa anche a distanze minime.

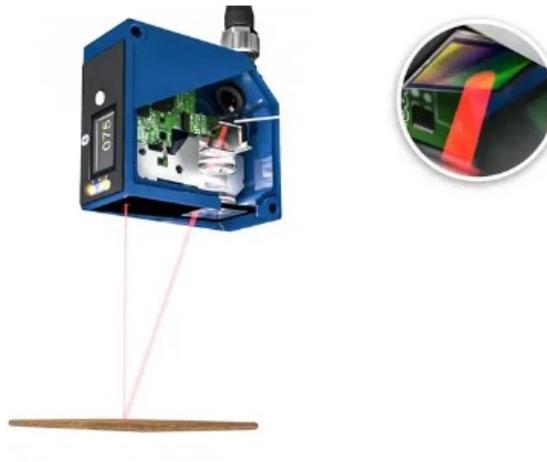


Figura 14.6: Sensore di misurazione per triangolazione

Questi sensori possiedono una zona cieca dipendente dalla distanza dalla quale la luce viene riflessa sulla riga CMOS. La zona cieca si trova al di sotto dell'area di lavoro e fa sì che gli oggetti non vengano riconosciuti e non vengano quindi emessi valori di misurazione.



Figura 14.7: Campi di lavoro della triangolazione

- Zona rossa: zona cieca dove gli oggetti non vengono riconosciuti in modo sicuro.
- Zona gialla: campo di regolazione per impostazione dei punti di intervento.
- Zona verde: area di lavoro in cui gli oggetti vengono riconosciuti in modo sicuro.

Barra di ricezione CMOS

La riga CMOS (Complementary Metal Oxide Semiconductor) è un ricevitore sensibile alla luce con un'ampia gamma di pixel che consente di valutare con precisione la luce laser incidente, convertendo la carica elettrica nei pixel in tensione.

Per garantire un corretto funzionamento di questi sensori occorre considerare alcuni aspetti durante il loro montaggio:

- Oggetti rotondi, lucidi e riflettenti: la misurazione di queste superfici deve essere orientata posizionando il sensore in asse con l'oggetto.
- Gradini, bordi e incavi: bisogna prestare attenzione che il raggio di ricezione venga visto direttamente e non venga coperto da un ostacolo, l'orientazione del sensore deve quindi essere ortogonale rispetto all'andamento della fessura.
- Elementi in movimento: si monta il sensore in posizione ortogonale per evitare riflessi diretti sul ricevitore durante il movimento.
- Bordi colorati: per oggetti con transizioni di colore, il sensore deve misurare in posizione ortogonale per evitare errori di colore.

Emissione dei valori di distanza

- Uscita di commutazione digitale: si inizializza la distanza con l'ausilio del teach-in. Quando viene raggiunta la distanza inizializzata, il sensore emette un segnale di commutazione sull'uscita consentendo così di riconoscere oggetti e rilevare posizioni.
- Uscita analogica: il valore della distanza viene emesso come corrente proporzionale lineare o valore di tensione. All'interno dell'intero campo di misurazione, la curva caratteristica può essere impostata tramite Teach-in.

- IO-Link: tecnologia per la comunicazione standardizzata con sensori e attuatori. Comunicazione punto a punto.
- Industrial Ethernet: trasmissione di dati in tempo reale tra controllo e sensore utilizzando protocolli come EtherCATm Ethernet/IP o PROFINET.

14.2 Sensori a ultrasuoni

I sensori a ultrasuoni misurano le distanze senza contatto, sfruttando la riflessione delle onde ultrasonore. Riescono a rilevare e posizionare oggetti nonostante le condizioni ambientali come polvere, nebbia o luce estranea, riconoscendo corpi trasparenti, scuri, lucidi o liquidi. Utilizzano gli ultrasuoni: onde sonore con frequenza tra $20kHz$ e $1GHz$ superiori alla soglia acustica umana. Solitamente i principali impieghi sono due:

- Tasteggio: si compongono di emettitore e ricevitore racchiusi nella stessa custodia e si prestano per misurazioni di distanza, riconoscimento, distinzione e rilevamento di oggetti.
- Barriera unidirezionale: Due sensori vengono posizionati l'uno verso l'altro in modo che emettitore e ricevitore si trovino di fronte. Si verifica che il segnale inviato dall'emettitore venga ricevuto dal ricevitore. Sono concepiti per riconoscere e distinguere gli oggetti.

Il segnale del sensore a ultrasuoni viene prodotto con un oscillatore (detto anche superficie attiva o trasduttore). Si tratta di una superficie ceramica che viene messa in vibrazione, per cui il sensore risulta insensibile ai detriti in quanto viene eliminato grazie ai piccoli movimenti.

I sensori a ultrasuoni comportano numerosi vantaggi, come un'eccellente soppressione dello sfondo o l'intercambiabilità dei materiali riconosciuti. Un materiale duro riflette particolarmente bene gli influssi, senza differenze tra colori, forme e trasparenza. I materiali morbidi come cotone, tessuti o feltro assorbono il suono o lo riflettono in modo diffuso, permettendo al sensore di attraversare il materiale morbido e riconoscere, ad esempio, il materiale duro sottostante. Anche gli oggetti con una temperatura estremamente alta impediscono all'eco di raggiungere la testa del sensore, come alcuni fattori ambientali quali turbolenze d'aria.

Cono acustico

Il cono acustico determina l'area nella quale gli oggetti possono essere riconosciuti dai sensori e può essere regolato a seconda dell'applicazione. Il parametro α definisce l'angolo ottico del cono acustico emesso. La struttura superficiale dell'oggetto da rilevare non influisce sul risultato della misurazione, permettendo il riconoscimento di oggetti dalle forme irregolari, lamiere forate e corpi in movimento. In presenza di superfici non piane, l'angolo ottico viene impostato

in modo particolarmente ampio, mentre per superfici sottili e piccole in modo particolarmente stretto.

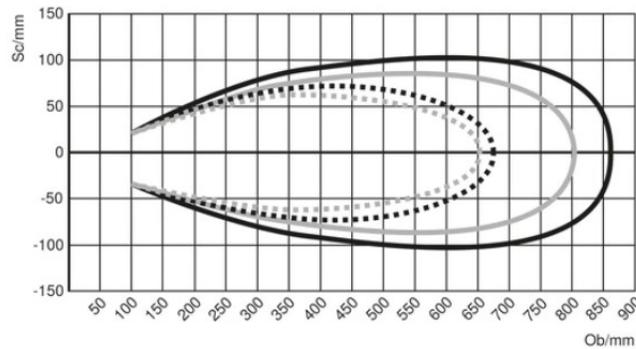


Figura 14.8: Curva caratteristica di risposta

Le curve caratteristiche mostrano la posizione centrale o del bordo anteriore dell'oggetto da misurare al momento della commutazione: sulle ascisse è rappresentata la distanza dall'oggetto (Ob) e sulle ordinate la larghezza del cono acustico (Sc).

- Linea nera continua: cono acustico standard (centro dell'oggetto da misurare).
- Linea grigia continua: cono acustico stretto (centro dell'oggetto da misurare).
- Linea nera tratteggiata: cono acustico standard (bordo anteriore dell'oggetto da misurare).
- Linea grigia tratteggiata: cono acustico stretto (bordo anteriore dell'oggetto da misurare).

L'oggetto da rilevare deve riflettere una quantità sufficiente di onde sonore per permettere al sensore di misurare il tempo tra il segnale inviato e quello ricevuto. Se l'oggetto è troppo piccolo non vengono riflesse onde sonore a sufficienza e il sensore non riesce più a riconoscere il corpo da misurare, per cui la grandezza del cono acustico deve essere modulata di conseguenza.

Per influenzare il cono acustico si ricorre all'utilizzo di accessori posizionati davanti alla superficie attiva del sensore. Un esempio è il *soundpipe*, che permette di orientare e rimpicciolire il cono acustico per rendere possibile una misurazione precisa attraverso piccole aperture.

Le onde sonore possono essere deviate usando un oggetto terzo, come una superficie che permetta al segnale di rimbalzare. Bisogna assicurarsi che l'onda venga deviato una sola volta, in quanto le deviazioni causano una riduzione significativa della portata delle onde sonore.

14.2.1 Principio di funzionamento

La testa del sensore emette un'onda sonora corta e ad alta frequenza che si diffonde nell'aria alla velocità del suono (circa 1236km/h). Quando l'impulso incontra un oggetto, viene riflesso e ritorna nuovamente al sensore, dove viene catturato dal ricevitore. La distanza dell'oggetto viene calcolata internamente misurando il tempo trascorso tra l'emissione e la ricezione dell'impulso.

$$L = \frac{1}{2} \cdot t \cdot v$$

- L : distanza tra il sensore e l'oggetto [m].
- t : tempo trascorso tra emissione e ricezione [s].
- v : velocità del suono [m/s].

Funzionamento a barriera

Il funzionamento a barriera viene anche detto a *luce continua* o a *sbarramento* e viene effettuato quando due sensori si trovano esattamente uno di fronte all'altro o sono disposti ad angolo. Con questa modalità si raggiungono campi di lavoro maggiori e frequenze di commutazione più alte.

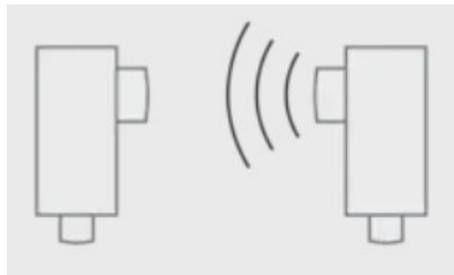


Figura 14.9: Funzionamento a barriera

Funzionamento sincrono

Nel funzionamento sincrono, i sensori a ultrasuoni emettono impulsi sonori contemporanei tra loro, rendendo così possibile rilevare uno o più oggetti su una superficie più ampia. Solitamente si impiega un numero massimo di quaranta sensori contemporaneamente.

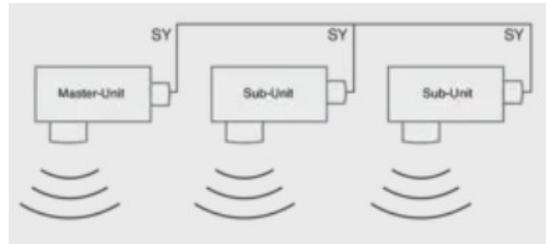


Figura 14.10: Funzionamento sincrono

Funzionamento multiplex

In modalità di funzionamento multiplex, i sensori emettono impulsi sonori in modo alternato. Questa soluzione evita che i sensori prossimi possano influenzarsi reciprocamente e viene impiegata con un massimo di 16 emettitori.

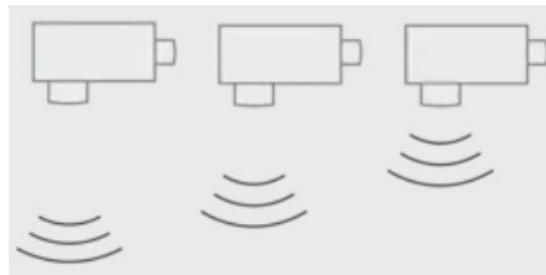


Figura 14.11: Funzionamento multiplex

14.3 Tasteggio diretto con soppressione dello sfondo

Il sistema di tasteggio utilizza un raggio laser e si basa sul principio della misurazione angolare per il riconoscimento degli oggetti, indipendentemente dallo sfondo su cui si trovano. Grazie a questa tecnologia, il sensore garantisce una distanza di commutazione costante, a prescindere da colori, forme e caratteristiche superficiali degli oggetti rilevati. L'emettitore e il ricevitore sono integrati in una struttura robusta, progettata per proteggere i componenti interni da agenti esterni e garantire affidabilità nel tempo. Il raggio emesso viene diffuso dalla superficie dell'oggetto target e una frazione della luce riflessa viene intercettata dal ricevitore. A questo punto, un sistema elettronico incorporato elabora il segnale ottico e lo converte in un segnale di commutazione, consentendo un'identificazione precisa e immediata dell'oggetto in esame.

Capitolo 15

Conclusioni finali e ringraziamenti

Il lavoro svolto ha permesso di approfondire lo sviluppo di un sistema automatizzato per la gestione e la movimentazione dei pallet, analizzando diverse soluzioni e confrontando i benefici offerti dalle varie configurazioni. La tendenza all'integrazione di soluzioni flessibili e modulari consente di adattare i sistemi di produzione alle esigenze specifiche del mercato, favorendo un'industria sempre più connessa ed efficiente. In questo contesto, l'impiego di robotica e automazione avanzata continuerà a giocare un ruolo cruciale nello sviluppo di impianti più performanti, in grado di rispondere alle sfide della competitività e della sostenibilità. Oltre agli aspetti tecnici, questa esperienza è stata un'importante opportunità per interfacciarmi con il mondo del lavoro, permettendomi di comprendere più a fondo le dinamiche aziendali e i metodi adottati nell'industria. Il confronto con professionisti del settore mi ha fornito nuove competenze e una visione più concreta dell'applicazione pratica delle conoscenze acquisite durante il mio percorso di studi. Desidero esprimere la mia sincera gratitudine a tutti coloro che hanno reso possibile la realizzazione di questo lavoro. Un ringraziamento particolare va al mio relatore, Terenziano Raparelli, e all'azienda Live-tech S.r.l., essenziali per lo sviluppo della tesi. Ringrazio inoltre Silvano Sarotto, che ha svolto la funzione di tutor aziendale, e Massimiliano Garabello, il mio principale punto di riferimento durante tutti i mesi di lavoro. Un pensiero speciale va infine alla mia famiglia e ai miei amici, il cui sostegno è stato essenziale per affrontare questo percorso con determinazione e motivazione.

Elenco delle figure

2.1	Layout N.1	12
2.2	Layout N.2	13
2.3	Layout N.3	14
2.4	Layout scelto	15
2.5	Piano orizzontale disegno 2D	16
2.6	Piano verticale disegno 2D	17
2.7	Piano laterale disegno 2D	18
3.1	Robot cartesiano	20
3.2	Robot Gantry	21
3.3	Robot SCARA	22
3.4	Robot antropomorfo	22
4.1	Assi braccio robotico	25
4.2	Asse x braccio robotico	26
4.3	Asse y braccio robotico	27
4.4	Movimento telescopico di partenza	27
4.5	Movimento telescopico rinnovato	28
4.6	Cinghia HTD	29
4.7	Cinghia SilentSync	30
4.8	Cinghia Elatech	30
4.9	Trasmissione asse z	31
4.10	Slitte a ricircolo a quattro ranghi di sfere	31
4.11	Guide	32
4.12	Diagrammi $F-\delta$	32
4.13	Dimensioni catena portacavi	33
4.14	Lunghezze catena portacavi	33
4.15	Autoportanza	34
4.16	Diagramma di autoportanza	34
4.17	Posizionamento punto fisso al centro della corsa	35
4.18	Posizionamento punto fisso non al centro della corsa	36
5.1	Profilo trapezoidale di velocità	38
5.2	Ciclogramma braccio robotico cartesiano	39

5.3	Catena cinematica	40
5.4	Applicazione lineare asse x	41
5.5	Profilo di movimento e di carico asse x	41
5.6	Profilo di velocità a <i>trapezio modificato</i>	42
5.7	Trasmissione con cinghia asse x	43
5.8	Calcolo inerzia albero di trasmissione	43
5.9	Riduttore HG ⁺ 140S-MF2-12-5G1-1S	44
5.10	Curve caratteristiche riduttore asse x	44
5.11	Motore VPL-B1306F-xx14Ax	45
5.12	Database confronto motori	45
5.13	Curve caratteristiche motore asse x	46
5.14	Misurazioni in uscita motore	46
5.15	Percentuali di utilizzo riduttore e motore	47
5.16	Riassunto asse x	48
5.17	Trasmissione con cinghia asse y	49
5.18	Riduttore LPB120S-MF2-12-0I1-3S	50
5.19	Curve caratteristiche riduttore asse y	50
5.20	Curve caratteristiche motore asse y	51
5.21	Misurazioni in uscita motore	51
5.22	Percentuali utilizzo riduttore e motore	52
5.23	Trasmissione con cinghia asse z	53
5.24	Curve caratteristiche riduttore asse z	54
5.25	Curve caratteristiche motore asse z	54
5.26	Misurazioni in uscita motore	55
5.27	Percentuali utilizzo riduttore e motore	55
6.1	Disposizione cuscinetti lato di vincolo e lato libero	58
6.2	Disposizione di cuscinetti regolati	58
6.3	Disposizione cuscinetti flottanti	59
6.4	Diagramma di precarico	60
6.5	Fattore di affidabilità a_1	62
6.6	Diagramma per il ricavo di a_{SKF}	63
6.7	Rappresentazione dei carichi sui cuscinetti	64
6.8	Fattore di sicurezza statico	65
7.1	Vincolo fisso	69
7.2	Carichi esterni	70
7.3	Materiale organo di presa	70
7.4	Definizione dei parametri e visualizzazione mesh	71
7.5	Resistenza a snervamento (von Mises) caso $2mm$	72
7.6	Spostamento risultante caso $2mm$	72
7.7	Determinazione dei punti critici	73
7.8	Resistenza a snervamento e spostamento risultante caso $4mm$	73
7.9	Informazioni sulla mesh	74
8.1	Dimensioni interne rimorchio	76

9.1	Barriere distanziatrici	78
9.2	Riparo a tunnel	78
9.3	Ripari laterali	79
9.4	Barriera fotoelettrica PILZ	80
9.5	Esempio di realizzazione del muting	81
9.6	Barriera fotoelettrica in uscita pallet	82
9.7	Caratteratura rulliera di ingresso prodotti	83
10.1	Barriere distanziatrici	86
10.2	Movimento di alzata del disimpilatore	87
11.1	Catena tangenziale superiore	91
11.2	Catena tangenziale inferiore	92
11.3	Coefficiente di attrito in funzione del materiale e del carico	92
11.4	Trasmissione con anelli di catena in serie	93
11.5	Definizione di un anello di catena	94
11.6	Valori di x e y in funzione di α	95
12.1	Pinza	98
12.2	Vista laterale della pinza	98
12.3	Pinza pallet aperta	99
12.4	Pinza pallet chiusa	100
12.5	Componenti della forza applicata dal cilindro sulla leva	100
12.6	Particolare sulla rotazione dell'organo di presa	101
12.7	Pinza spostamento pallet	102
12.8	Pinza per trascinamento pallet	103
12.9	Seconda versione pinza	103
12.10	Particolare sul movimento di rotazione della pinza	104
12.11	Vista in pianta della pinza	105
12.12	Versione rivisitata della pinza per la seconda soluzione	105
13.1	Alzata traslazione pallet	108
13.2	Disegno 3D del meccanismo di sollevamento	109
13.3	Semplificazione del movimento di alzata	109
13.4	Progettazione dell'incidenza della forza sul biscotto	110
13.5	Progetto dell'incidenza della forza sulla leva	111
13.6	Schema delle forze agenti sulla leva	111
13.7	Inclinazione pignoni	112
13.8	Sezione perno folle KRV35PP	113
13.9	Andamento delle pressioni Hertziane per i vari profili esterni	113
13.10	Andamento pressioni all'aumentare di β	114
13.11	Durata in funzione della forza radiale applicata	114
13.12	Schema di ammortizzo del cilindro	116
13.13	Tabella catalogo Festo	116
13.14	Cilindro Festo DSBC-80-040	117
13.15	Sezione perno di bloccaggio	117

13.16	Esempio di contatto Reed	118
13.17	Sezione calettatore RCK 80	119
13.18	Coefficiente di utilizzo	119
13.19	Albero e mozzo con calettatore	120
13.20	Supporto flangia autoallineante Koyo	122
13.21	Catenaria di ingresso	123
13.22	Movimento di alzata della catenaria di ingresso	123
13.23	Movimentazione del pallet tramite trascinamento	124
13.24	Sfruttamento della pinza per la movimentazione del pallet	125
14.1	Deviazione della distanza di commutazione	128
14.2	Diagramma di precisione e correttezza	128
14.3	Confronto tra luce normale e laser	130
14.4	Funzionamento sensori a tempo di volo	131
14.5	Campi di lavoro dei sensori ToF	131
14.6	Sensore di misurazione per triangolazione	132
14.7	Campi di lavoro della triangolazione	133
14.8	Curva caratteristica di risposta	135
14.9	Funzionamento a barriera	136
14.10	Funzionamento sincrono	137
14.11	Funzionamento multiplex	137