

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE - DIN

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA MECCANICA

TESI DI LAUREA

in

Meccanica delle Macchine M

**Progettazione di un Trasportatore a
Telaio Mobile per l'Alimentazione dei
Prodotti in una Macchina Automatica
Confezionatrice**

CANDIDATO:

Edoardo Croati

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Marco Carricato

CORRELATORI:

Ing. Fabio Sassi

Roberto Di Leva

Anno accademico: 2019-2020

Sessione III

*Alla mia famiglia e alla mia fidanzata, dedico non solo l'elaborato, ma tutto
l'impegno impiegato e le soddisfazioni ottenute in questi ultimi anni.*

Per loro e per me stesso ho gioito nel fare sacrifici.

Aspettavo il momento in cui essere e renderli orgogliosi di me.

Abstract

Nel mondo delle macchine automatiche confezionatrici, ne esistono alcune che sfruttano organi meccanici specializzati per trasportare materiale, o oggetti, da un elemento all'altro. Gli organi in questione si chiamano *caroselli* e in certe particolari applicazioni sono in grado di realizzare moti alternati andando ad inseguire dei trasportatori continui, accoppiandosi ad essi in velocità; in tali specifiche condizioni vengono chiamati *cari a seguire*. All'interno di questo elaborato verrà proposta e realizzata una valida alternativa a questa tecnologia, osservando che si può ottenere un funzionamento analogo sostituendo il carosello a seguire con quadrilateri articolati che realizzino traiettorie rettilinee o quasi rettilinee. Questa nuova soluzione, affidandosi ad un funzionamento quasi esclusivamente meccanico, avrà il vantaggio di godere di una maggiore affidabilità e controllabilità rispetto al sistema precedente che risulta essere, invece, a comando prettamente elettronico.

Il punto di partenza sarà la richiesta di una particolare legge di moto che realizzi, contemporaneamente, una sosta in una zona della macchina e un moto continuo nella zona opposta. Per farlo ci si affiderà alla composizione cinematica delle velocità di due motorizzazioni distinte.

Una volta definita la cinematica del sistema, si passerà a ricercare l'architettura che più fedelmente riesca a rispettare la legge di moto imposta, indagando diverse soluzioni e specificando pro e contro di ciascuna.

In ultimo, si affronterà la scelta della motorizzazione principale del gruppo, andando a confrontare una soluzione elettronica con una completamente meccanica affidata ad un quadrilatero articolato.

Indice

1	Introduzione	9
1.1	IMA Group: qualche cenno storico	9
1.2	Il progetto	10
1.3	Outline	12
2	Stato dell'arte e della tecnica	15
2.1	Elementi costitutivi della macchina esistente	15
2.1.1	Cenni sui caroselli	15
2.1.2	Cenni sui trasporti ad assi verticali con cinghia/catena	16
2.1.3	Cenni sulle camme	21
2.1.4	Cenni sugli accoppiamenti in velocità	24
3	Panoramica del progetto	27
3.1	Specifiche tecniche e vincoli di progetto	27
3.2	Metodologie adottate	29
4	Il progetto nel dettaglio	31
4.1	Analisi cinematica approfondita	31
4.1.1	Analisi della legge di moto del trasportatore	37
4.1.2	Cinematismi analizzati per la realizzazione di una traiettoria rettilinea	40

4.1.3	Analisi della legge di moto della manovella del meccanismo di Chebyshev	44
4.2	Analisi approfondita dell'architettura di macchina	47
4.2.1	Dimensionamento dell'interasse	47
4.2.2	Scelta della motorizzazione	50
4.2.3	Movimentazione del trasporto	52
4.2.4	Movimentazione della catena	55
5	Scelta della motorizzazione principale	61
5.1	Ottimizzazione del quadrilatero per la movimentazione in asse della catena motrice	61
5.1.1	Algoritmo di ottimizzazione	65
5.1.2	Risultati ottenuti	67
5.2	Scelta e dimensionamento dell'intermittore	69
6	Conclusioni e Sviluppi Futuri	73
A	Tavole da disegno:	79
A.1	Camma piana	79
A.2	Biella meccanismo Chebyshev	79
A.3	Albero trasmissione moto catena	79
A.4	Trasmissione moto da variatore commerciale	79
A.5	Assieme completo in assonometria	79

Capitolo 1

Introduzione

1.1 IMA Group: qualche cenno storico

IMA Group [5] è una realtà nata nel 1961 e, ad oggi, è leader mondiale di progettazione e produzione di macchine automatiche per il processo e il confezionamento di prodotti di vario tipo: dal farmaceutico al cosmetico, dall'alimentare al tè e al caffè. Entrando nel dettaglio di alcuni numeri si tratta di una società che conta più di 6000 dipendenti, quasi 50 siti produttivi distinti e che copre fino a 80 paesi grazie alla sua rete di vendita.

La sua leadership si è fondata, e si fonda tutt'ora, sulla sua propensione all'investimento nel settore di *ricerca e sviluppo* con lo scopo di rendere sempre più avanzata dal punto di vista tecnologico la sua offerta di macchine e sistemi automatici, ma senza perdere di vista la salvaguardia dell'ambiente. Una delle missioni fondamentali di IMA Group è infatti quella di migliorare la qualità di vita del pianeta, riducendo per esempio ai minimi termini lo spreco alimentare e lo scarto industriale.

A partire dall'anno della sua fondazione, in poco tempo è diventata una realtà di livello internazionale. Già due anni dopo infatti, grazie al commercio dei suoi sacchetti filtro per il tè, ha raggiunto la vetta del mercato fino ad affermarsi come leader mondiale in questo settore.

Nel 1976 IMA si affaccia al panorama farmaceutico producendo la prima macchina *blisteratrice*. Da qui in avanti seguiranno una serie di eventi che la porteranno ad entrare in rapporti con molte altre realtà multinazionali di spessore sempre maggiore, ad aprire altre filiali dislocate in tutto il mondo e ad affermarsi come una delle più rinomate case produttrici di macchine per il *packaging*.

Tra le operazioni eseguite recentemente, nel 2010, IMA Group ha acquisito la quota di maggioranza di un'altra società di *packaging* che ha sede e opera sul territorio del Bolognese: GIMA SpA.

L'attività principale di GIMA SpA è la prototipazione di macchine industriali in svariati settori, principalmente farmaceutico, cosmetico e alimentare. Proprio in questo contesto si inquadra il lavoro descritto in questa tesi.

1.2 Il progetto

In questa sezione si illustrerà il progetto e il corso che ha seguito nel tempo, dalla sua ideazione, fino alla sua conclusione. Non ci si dilungherà troppo sugli aspetti tecnici perché a quelli sarà dedicata un'intera parentesi nel Cap. 4.

All'interno del parco macchine posseduto da GIMA, vi è una macchina confezionatrice di *chewingum* già costruita e definita. Nella zona adibita al riempimento della macchina viene utilizzata una tecnologia chiamata *carosello a seguire* (Fig.1.1) che permette di riempire dieci bicchierini alla volta senza necessità di arrestare la macchina per tutto il tempo necessario a farlo. Si ha infatti che, al di sotto della macchina riempitrice, i trasportatori continuano a muoversi di moto continuo senza interruzioni, mentre il carosello rimane in sosta per riempirsi. Una volta terminato il riempimento, quest'ultimo parte con notevole accelerazione per raggiungere i bicchieri da riempire, in moto sul trasporto e, accoppiandosi in velocità con essi, li riempie. La portata del carosello è circa pari al volume di dieci unità. Possiede però dieci camere separate, disposte in parallelo, in modo che il tempo necessario allo

svuotamento di tutte e dieci sia quello di una sola unità.

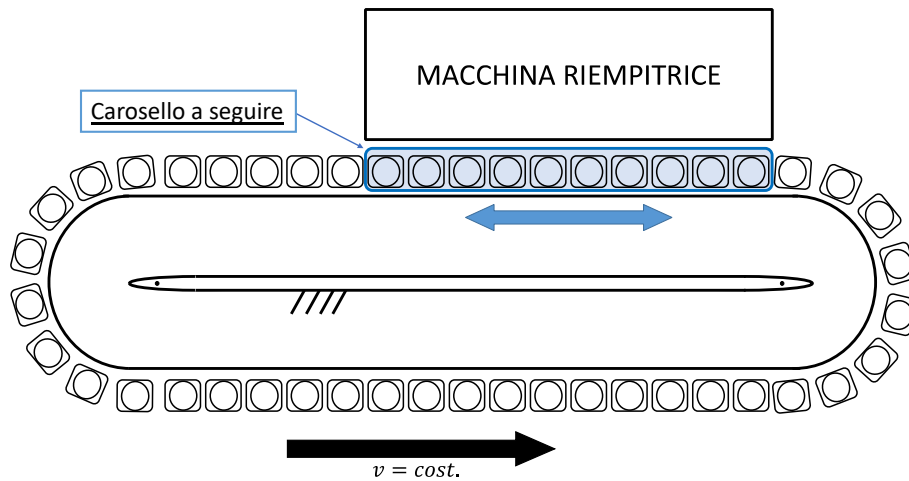


Figura 1.1: Schema macchina con carosello a seguire evidenziato.

L'utilizzo di questa tecnologia permette di mantenere in movimento un solo elemento, rispetto a quello che sarebbe necessario fare se questa non ci fosse, e soprattutto migliora notevolmente la capacità e il ritmo produttivo della macchina; è chiaro però che in questo modo si affida il totale funzionamento della macchina ad un unico componente comandato elettronicamente. Lo scopo dello studio trattato in questo progetto è quindi quello di suddividere questa responsabilità tra una serie di meccanismi caratterizzati da un comportamento molto più prevedibile. Si cerca quindi una soluzione che elevi il livello di affidabilità della macchina e conseguentemente il suo valore, sia commerciale che tecnico.

Ciò che è stato proposto di affrontare è stata l'eventualità che il carosello a seguire non esista, e di doverlo quindi sostituire con un'altra tecnologia che assolvga agli stessi compiti. Questa necessità ha rivoluzionato la macchina, come si vedrà più avanti.

L'idea caldeggiata dall'Ingegnere Sassi, direttore e supervisore del progetto, è stata quella di rendere mobile il precedente telaio fisso e fare in modo che, combinando il suo moto con quello della catena da esso trasportata, si riesca ad ottenere una condizione particolare, ovvero che, per ogni ciclo di periodo di 1.5 secondi, sotto la

macchina riempitrice si abbiano 10 unità prodotto in pausa per il tempo di riempimento, stimato in 0.5 secondi, mentre sull'altro lato della catena, interfacciati con il trasportatore principale, si abbiano bicchierini in moto continuo a velocità costante per tutto il periodo.

Per realizzare questa condizione si deve, per prima cosa, determinare la legge di moto da assegnare al telaio mobile e poi passare al dimensionamento delle lunghezze di tutti i membri della catena cinematica da impiegare.

Una volta definita la cinematica del meccanismo si passerà a definirne l'architettura. Questa fase sarà la più cospicua del progetto. Si vaglieranno innumerevoli possibilità e ognuna di queste verrà testata per verificare che effettivamente apporti benefici rispetto all'architettura precedente.

Fondamentalmente, all'interno di questa macchina sono necessarie due diverse motorizzazioni, una per il meccanismo che muove il telaio, e una per la catena che trasporta i contenitori di chewingum. Scegliendo una strada che preveda l'impiego di un doppio servomotore, si terminerebbe il progetto con il dimensionamento dei membri dei meccanismi, e dei motori appunto; quello che si farà invece, sarà cercare di utilizzare tutta la meccanica possibile e quindi creare delle trasmissioni meccaniche che prendano coppia da un albero già in moto in un'altra zona di macchina riducendolo opportunamente (*spillamento*).

1.3 Outline

Alla base di questo elaborato vi è lo studio completo di quello che è il processo di modifica di un gruppo macchina all'interno di una macchina automatica per il confezionamento. L'intento principe è stato di entrare nello specifico delle fasi del suo studio cinematico e architettuale, interessandosi dei meccanismi, della scelta dei componenti commerciali, del dimensionamento delle giunzioni e delle motorizzazioni.

La descrizione del lavoro sarà così articolata:

- Il capitolo 2 si occuperà di un'analisi della macchina esistente, evidenziando tutti i componenti meccanici che ne realizzano il funzionamento e che la rendono peculiare rispetto alle altre. Ci si soffermerà poi su ognuno di questi, dedicandogli un paragrafo in cui lo si illustrerà tramite esempi.
- Il capitolo 3 sarà dedicato all'illustrazione completa ed esaustiva del progetto di tesi. Si partirà dalle specifiche tecniche e i vincoli cinematici assegnati dall'azienda, per poi approdare alla spiegazione del processo decisionale seguito per organizzare il lavoro e decidere la linea da seguire per il suo compimento.
- Nel capitolo 4, si vedrà il percorso di progettazione descritto in ogni sua fase. Si partirà dall'analisi cinematica della macchina, dalla scelta di alcuni meccanismi per movimentare determinati componenti e dal loro dimensionamento, si passerà poi alla valutazione di diverse combinazioni architettoniche illustrando i pro e i contro di ciascuna possibilità, approdando infine ad alcune considerazioni effettuate per il montaggio della macchina e disegnarne l'assieme in modo intelligibile.
- Il capitolo 5 sarà destinato all'illustrazione della scelta riguardante la motorizzazione principale della macchina, ovvero quella che si occupa di movimentare le unità porta prodotto.
- Nelle conclusioni, infine, verrà riassunto il lavoro svolto e si delineeranno alcuni sviluppi futuri.

Capitolo 2

Stato dell'arte e della tecnica

2.1 Elementi costitutivi della macchina esistente

In questa sezione si andrà ad osservare la macchina più nel dettaglio: si analizzeranno le sue principali funzioni e si individueranno tutti i sotto-gruppi notevoli che svolgono delle funzioni specifiche e particolari. Successivamente verrà dedicata una sotto-sezione ad alcuni dei suddetti gruppi, quelli che poi verranno ripresi e/o modificati nel progetto stesso.

2.1.1 Cenni sui caroselli

Quando si parla di *carosello* si fa riferimento ad un organo meccanico in grado di muoversi secondo una determinata traiettoria e che ha la funzione di trasportare altri oggetti o parti di macchina.

Alcuni esempi di questo strumento si possono osservare in svariati ambiti, dalla lavanderia, per trasportare i capi appesi a dei carrelli mobili sospesi, a quello industriale in cui caroselli di grandi dimensioni asservono magazzini oppure muovono organi meccanici. Questi particolari strumenti possono essere dotati di moto lineare, oppure rotativo, continuo oppure alternato e proprio per questa loro versatilità sono particolarmente diffusi. Un altro aspetto da considerare è la velocità con la quale

sono in grado di lavorare: si citano come esempio alcune applicazioni su macchine etichettatrici della Sidel sulle quali sono montati caroselli rotativi continui che sono in grado di movimentare fino a 81.000 bottiglie all'ora (22.5 al secondo ([2])), oppure ancora un carosello della Schäfer (SSI MOVER) lineare che si muove a 0.8 m/sec ([10]).

Nello specifico, nella macchina di GIMA presa in analisi, si parla di *carosello a seguire*, ovvero di un dispositivo che è in grado di *inseguire*, un organo in movimento rimanendo per un dato periodo di tempo accoppiato con esso. Durante la fase di accoppiamento i due elementi rimangono separati e distinti, ma, siccome il carosello replica la medesima velocità del componente che deve inseguire, tra i due, si ha un traslazione relativa nulla, e di conseguenza li si considera solidali. Questo principio di funzionamento permette di mantenere in moto continuo un elemento di macchina lasciando che sia il carosello a compiere un moto alternato a *spola*, e soprattutto, permette il trasferimento di materiale da uno all'altro senza necessità di arrestare la macchina.

I caroselli industriali, in generale, sono meccanismi molto grandi utilizzati per sfruttare al massimo la capacità di immagazzinamento di una struttura e per velocizzare le operazioni di deposito e prelievo all'interno di essa. Talvolta, possono anche essere studiati in dimensioni minori proprio per svolgere la loro funzione in modo rapido e preciso in applicazioni di carattere ridotto.

2.1.2 Cenni sui trasporti ad assi verticali con cinghia/catena

Innanzitutto bisogna precisare cosa si indica con *trasporto ad assi verticali*, e per farlo si impiega l'ausilio di Fig. 2.1.

Si tratta di un elemento di macchina che trasporta determinati oggetti tramite un organo flessibile, una cinghia o una catena. Quest'ultima può essere selezionata sulla base di diversi fattori che verranno esposti di seguito, e deve essere chiusa ad

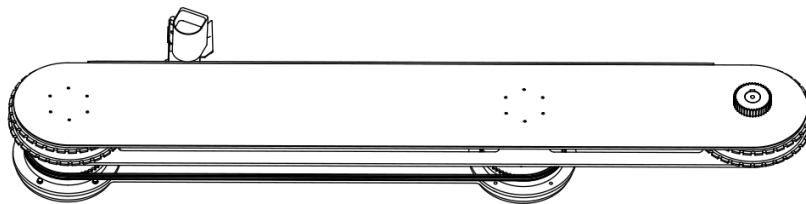


Figura 2.1: Esempio di trasportatore ad assi verticali.

anelli avvolgendosi intorno a delle pulegge che abbiano il loro asse di rivoluzione orientato verticalmente.

Le cinghie sono organi flessibili impiegati nella trasmissione di potenza da una puleggia motrice ad una, o più, pulegge condotte. Esse sono contraddistinte da una precisa caratteristica funzionale: la tensione di una cinghia che si avvolge su un arco maggiore o minore di una puleggia varia lungo il contatto e a tale variazione corrisponde la forza utile trasmessa. Le cinghie di trasmissione possono essere classificate in base al mezzo operatore nel meccanismo cinematico, ovvero l'elemento che sfruttano per trasmettere la potenza di cui sopra.

- *Cinghie di tipo convenzionale:* in questa tipologia viene utilizzato l'attrito che si genera tra la puleggia e la cinghia stessa, e per realizzarlo è necessario che siano pre-tensionate al momento del montaggio. Nonostante questo, sarà presente un certo scorrimento che sarà da tenere in considerazione in fase di progetto. Possiamo a loro volta suddividerle in:
 - cinghie piatte, che possono essere trovate in diversi materiali tra cui gomma, tessuto o a struttura composita;
 - cinghie trapezoidali, a sezione normale, stretta, o in alcuni casi anche esagonale o rotonda. Queste particolari cinghie necessiteranno, come si intuisce, di una gola all'interno della quale lavoreranno e ciò ne aumenta la superficie di attrito e quindi l'efficienza.

- *Cinghie sincrone*: lavorano basandosi sull'ingranamento dei denti della cinghia con i corrispondenti denti della puleggia. Consentono la trasmissione del moto senza perdita di giri tra le pulegge, eliminando le dissipazioni da scorrimento. Teoricamente non richiedono un pre-tensionamento e possono dividersi in cinghie a dentatura singola, o a dentatura doppia.

Per quanto riguarda le catene invece, esse vengono spesso usate per trasmettere potenza ad alberi ad asse paralleli e vengono spesso preferite alle cinghie per i seguenti vantaggi:

- funzionano senza la necessità di un precarico iniziale, e data la loro dentatura, lavorano senza strisciamenti;
- conferiscono un minor carico sugli alberi e sui supporti;
- hanno una manutenzione molto ridotta;
- hanno un rendimento molto alto;
- godono di una bassissima sensibilità a umidità e calore.

D'altro canto però, presentano svantaggi quali:

- la variazione del rapporto di trasmissione per via dell'”*effetto poligono*” delle ruote per catene;
- la presenza inevitabile di giochi;
- la necessità di un'alta precisione di montaggio;
- l'alta rumorosità e rischio di usura precoce degli snodi della catena.

Tra i principali tipi di catena si ricordano:

- *catene scomponibili*: sono adatte a velocità periferiche inferiori ai 4-5 m/s e sono realizzate in modo da poter essere assemblate con o senza perni di collegamento;

- *catene a bussola*: non sono scomponibili e presentano piastrine piane, sono le più classiche e di vasto utilizzo. Si hanno esempi di impiego anche per velocità intorno ai 12 m/s, molto elevate, ma in quel caso non si può prescindere dalla presenza di urti nell'ingranamento con le ruote dentate;
- *catene a rulli*: derivano dalle catene a bussola infilando dei cilindri cavi attorno ai loro perni. Quest'azione serve a preservare dall'usura i denti delle ruote sostituendo con un contatto di rotolamento l'altrimenti contatto per strisciamento tra denti e bussole;
- *catene a denti*: in ultimo si citano le catena a denti, o catena silenziose, capaci di operare in condizioni di contatto cinematicamente corrette prevenendo qualsiasi tipo di urto o usura anche in caso di aumento del passo dovuto a quest'ultima. L'inconveniente caratteristico di queste catene è però che, avendo un'area di contatto inferiore con la ruota dentata, devono reggere pressioni maggiori.

Tornando alla descrizione dei trasportatori, si nota che in quelli ad assi orizzontali il prodotto trasportato viene movimentato da un organo preposto che li differenzia e classifica: abbiamo infatti che la movimentazione può essere affidata alla gravità (trasportatori a scorrimento), all'attrito con un organo flessibile, dei rulli, delle sfere o delle piastre (trasportatori a rulli o rullini, trasportatori a nastro, trasportatore a piastre), al collegamento con organi di aggancio (trasportatori a monorotaia pensili, trasportatori a bilancini).

Nel caso, invece, di trasportatori ad assi verticali, raramente si adagia il materiale su un nastro a moto continuo; più frequentemente infatti si preferisce creare un sistema di trasporto *ad hoc*. In letteratura sono presenti numerosissimi esempi differenti: esistono dei carrelli magnetici, dei meccanismi in cui un pentalatero, impegnandosi in una camma, può anche compiere dei movimenti combinati alla traslazione durante il trasporto, esistono degli agganci con organi filettati, e tanti altri.

Nel caso specifico della macchina in questione si utilizza un sistema di trasporto a catena, impiegando una REGINA C2040 con passo 1" (25.4 mm) (Fig. 2.2).

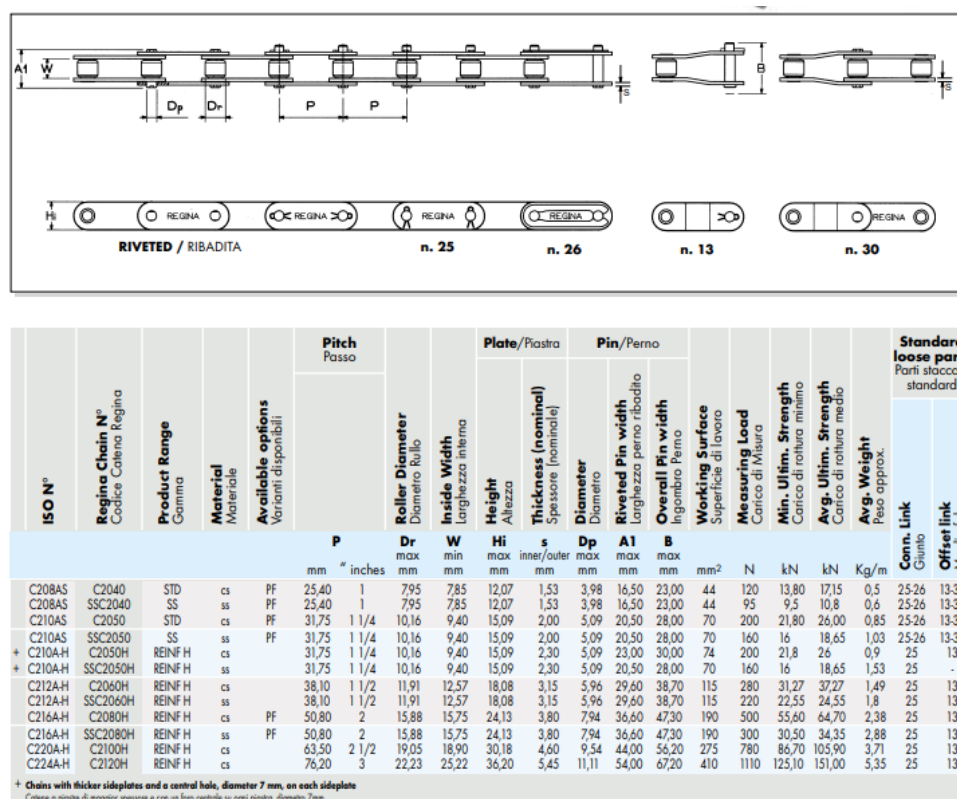


Figura 2.2: Catena REGINA C2040.

Ad essa sono collegati, tramite viti, i bicchieri e gli scivoli porta prodotto (con passo 4", cioè 101.6 mm) che a loro volta saranno impegnati, in un tratto di lunghezza calibrata, su una camma opportunamente sagomata. La presenza di questo accorgimento, si vedrà nel corso dell'elaborato, risulta essere di notevole importanza dal punto di vista della produttività e della affidabilità della macchina stessa. Come già anticipato nell'introduzione, lo scopo di questa automazione consiste nel riempire con dei confetti di *chewingum* una serie di cofanetti in arrivo tramite il trasporto principale. Quest'azione avviene durante un accoppiamento in velocità. A causa dell'attrito ogni confetto esercita sull'altro, essi scendono più lentamente con la possibilità che occludano la via di uscita con un conseguente mancato riempimento del cofanetto. La conseguenze di ciò si possono immaginare: avremo un cofanetto

vuoto all'uscita, e un bicchiere pieno che torna sotto la macchina contatrice, che ovviamente tornerà a riempirlo portando al suo straripamento e dunque alla perdita di *chewingum* in zone della macchina in cui non dovrebbero verificarsi. È proprio in questo frangente che interviene la camma di apertura, regolando l'apertura graduale dei bicchieri ed evitando tale inconveniente, facendo quindi depositare un numero di *chewingum* alla volta abbastanza ridotto da permettere che scendano tutti senza ostacolarsi a vicenda.

2.1.3 Cenni sulle camme

In sezione 2.1.2 si è accennato ai meccanismi a camma: in questa sezione, se ne daranno maggiori dettagli.

Si definiscono *a camma* quei meccanismi nei quali la trasmissione del moto avviene per contatto di due profili appositamente sagomati. Si possono individuare un membro *movente*, dotato di moto rotatorio uniforme, un *cedente* caratterizzato da un moto alternativo e infine un *telaio* fisso.

In base alla caratteristica del moto del cedente si caratterizzano camme di *prima specie* o *di seconda specie*: rispettivamente rettilineo o rotatorio. Il cedente solitamente è realizzato secondo una geometria piuttosto semplice, a differenza del movente che proprio grazie alla sua particolare e complessa forma, permette di realizzare la trasformazione di moto desiderata. Si osservi Fig. 2.3.

Un altro parametro di caratterizzazione delle camme è il piano su cui si muove il cedente. Se questo risulta perpendicolare all'asse di rotazione del movente allora si definirà la camma *piana*, altrimenti sarà *spaziale*.

L'accoppiamento tra i due elementi può essere di forza o di forma; nel primo caso è garantito e mantenuto da una molla precaricata, mentre nel secondo si utilizzeranno delle apposite scanalature in cui si impegnerà il cedente.

Ciò premesso, salterà subito all'attenzione che nell'applicazione di interesse di questa tesi non è ancora stata descritta una camma di questo tipo. In effetti la

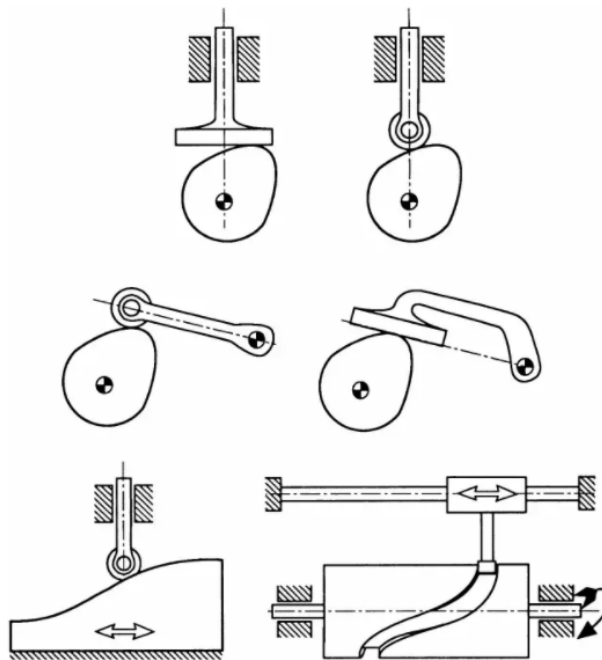


Figura 2.3: Esempi di camme piane di prima e seconda specie.

camma che viene utilizzata nella macchina di GIMA ha un effetto quasi al contrario di quanto detto: si ha infatti che il moto rettilineo a velocità costante dei bicchieri, impegnati nella camma, si trasforma in un moto di rotazione degli stessi.

Per quanto riguarda gli aspetti progettuali del dimensionamento di un meccanismo a camma, se ne vedranno soltanto alcuni più salienti, rimandando l'interesse del lettore alle fonti di riferimento [7].

Due aspetti di assoluta rilevanza sono, tra tutti gli altri, la gestione e calibratura delle forze di pressione che si distribuiscono sulla camma, e sulla punteria, e la definizione degli angoli di pressione.

Gestione delle forze di pressione: In Fig. 2.4 si definisce la spinta che risulta sulla punteria S come

$$S = \frac{F_r + F_i}{\cos \theta} \quad (2.1)$$

e dovrà essere inferiore ad un certo valore S_{am} , con il quale intendiamo il carico sopportabile appunto dalla rotella. Una volta definita la S , si può definire la pressione di contatto p tramite la formula di Hertz e dovrà anche essa, essere inferiore ad una

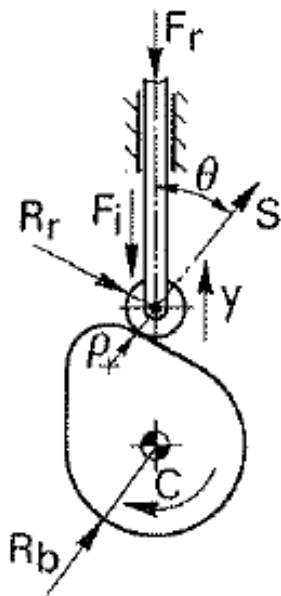


Figura 2.4: Schema delle forze agenti sulla camma.

certa p_{am} della rotella:

$$p = \sqrt{0.175 \frac{SE}{bR_r} \cdot \left(1 + \frac{R_r}{\rho}\right)} \quad (2.2)$$

Si vede quindi che la forza agente sul cedente non è predeterminata ma è strettamente dipendente dalla legge di moto che viene adottata, di conseguenza si cercherà sempre, in fase di progetto, di limitare al massimo le forze d'inerzia (F_i) sia riducendo il rapporto tra la durata delle fasi di sosta rispetto a quelle di movimento, sia utilizzando specifiche leggi di moto delle accelerazioni in queste ultime.

Angolo di pressione: Le forze che si distribuiscono sulla punteria sono strettamente legate all'angolo di pressione, ovvero quell'angolo compreso tra la direzione del moto del cedente e la normale di contatto, positivo se antiorario. Durante la rotazione della camma quando il punto di contatto tra camma e punteria P coincide con punti della circonferenza di base, lo spostamento s e l'angolo di pressione α sono nulli mentre il raggio di curvatura coincide proprio con r_b . Durante il moto della camma invece, ad ogni spostamento della punteria corrisponderà una variazione dell'inclinazione della normale di contatto e di conseguenza dell'angolo di pressione. Questo varierà entro un intervallo oscillante attorno allo zero e, affinché il meccani-

smo funzioni con continuità e senza danneggiamenti, dovrà rimanere compreso tra più o meno 60 gradi.

La definizione della legge di moto della camma può essere ottenuta tramite metodi grafici o metodi analitici. I primi sono ormai quasi in disuso per via della loro scarsa precisione, sono infatti utilizzati soprattutto nelle fasi preliminari del progetto per ottenere un quadro d'insieme di come si comporterà la camma. I metodi analitici invece, sono ampiamente diffusi e dotati di altissime velocità e precisioni di calcolo, quasi ovunque sono realizzati tramite software. In molti di questi è sufficiente inserire la tipologia di legge da adottare, alcune condizioni al contorno e/o alcuni vincoli, per ottenere una risposta ottimale da parte del calcolatore.

La scelta di tipologia di legge di moto imponibile ad una camma è molto vasta e permette di specializzare ogni camma al suo giusto impiego, se ne nominano alcune: parabolica, cubica, polinomiale, armonica, cicloidale, armonica doppia, trapezoidale in accelerazione, trapezoidale modificata in accelerazione.

2.1.4 Cenni sugli accoppiamenti in velocità

Con la terminologia di *accoppiamento in velocità* si intende quella tecnologia per cui due corpi distinti, che, originariamente in moto a velocità differenti, vengono portati alla stessa velocità, per un certo periodo di tempo. Così facendo, si possono considerare come un corpo unico e questo implica che non ci siano traslazioni relative tra i due corpi.

Questa tecnologia tiene in comunicazione i due corpi per un periodo di tempo superiore all'istante e rende dunque possibile compiere operazioni che altrimenti dovrebbero esser svolte istantaneamente, o nel caso di impossibile istantaneità, fermando la macchina. Per comprendere meglio questo funzionamento, se ne vede un esempio: sia **A** un elemento di macchina, rappresentabile come un gancio, che stringe un oggetto che dovrà essere passato ad un altro elemento di macchina **B**

costituito per esempio da un carrello che si muove di velocità costante. All'istante t il carrello **B** si presenta in corrispondenza del gancio **A**, ma solo per un istante di tempo in quanto si sta muovendo con una certa velocità, mentre il corpo **A** è fermo. In questa circostanza, affinché si riesca a passare l'oggetto dal gancio al carrello, in quel preciso istante, dovrebbe verificarsi che: si attivi l'attuatore che apre il gancio, che quest'ultimo si apra quel tanto che basta a far cadere l'oggetto, e infine che l'oggetto arrivi a destinazione, sul fondo di **B** grazie alla forza di gravità.

È immediato capire che ciò non sia fisicamente possibile, a meno che la velocità di **B** non sia considerevolmente bassa e il corpo dell'oggetto particolarmente pesante.

Si immagini ora la stessa situazione, ma con una variante: nel momento in cui il carrello si affaccia al gancio, questo parta a inseguire il carrello muovendosi uguagliandone la stessa velocità. Allora in questo caso l'oggetto in questione avrebbe tempo di raggiungere il fondo del carrello, esattamente il tempo corrispondente al tempo di accoppiamento dei due corpi. È stata quindi resa fisicamente possibile una cosa che altrimenti non lo sarebbe stata.

Di sicuro la fase progettuale di questa tecnologia è molto delicata, soprattutto per lo studio delle accelerazioni che entrano in gioco. Esse sono da tenere limitate sulla base del materiale che stiamo trattando, della qualità della macchina e dei suoi componenti e sulle capacità di attuazione dei vari organismi.

Capitolo 3

Panoramica del progetto

3.1 Specifiche tecniche e vincoli di progetto

In questa sezione si andranno a descrivere quelli che sono stati i punti di partenza della progettazione. Dopo una attenta osservazione del funzionamento della macchina *in loco*, è stato possibile assegnare i seguenti vincoli progettuali:

- Produttività: 400 pz/min;
- Passo del trasporto principale: 4", ovvero 101.6 mm;
- Velocità del trasporto principale: 0.67 m/s;
- Funzionamento macchina contatrice: è in grado di riempire 10 unità alla volta quindi l'unità di base considerata sarà di 10 passi macchina, cioè 1016 mm.

Una volta descritti tutti i parametri di funzionamento della macchina, sono stati definiti i vincoli sulla base dei quali svolgere la progettazione. Tra tutti, per prima cosa, è stato deciso di togliere il *carosello a seguire*.

In Fig.3.1 si vede nel dettaglio una sezione esplicativa del percorso seguito dai confetti, partendo dalla macchina contatrice e arrivando allo scivolo di scaricamento.

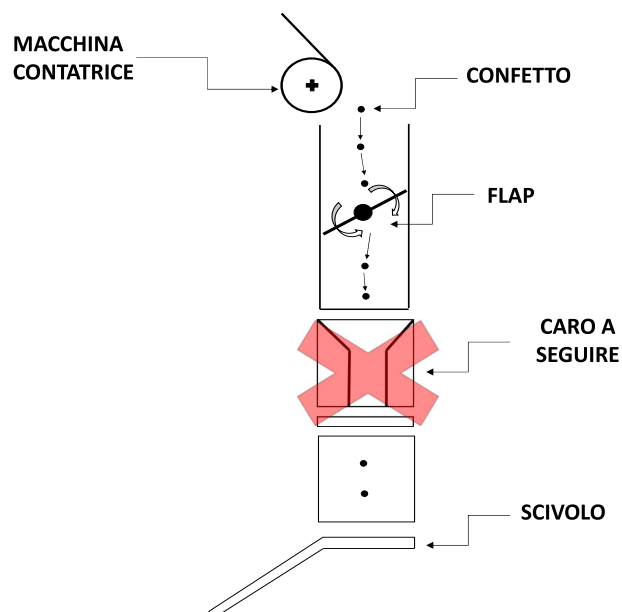


Figura 3.1: Sezione illustrante il percorso dei confetti.

Il moto che il nuovo gruppo macchina deve eseguire in modo da garantire le medesime prestazioni del *carosello a seguire* deve essere in grado di soddisfare le seguenti richieste:

1. Nel tratto affacciato al trasportatore principale, che d'ora in avanti verrà indicato come *lato inferiore* del telaio mobile, occorre mantenere una velocità costante in modo continuo e senza interruzioni.
2. Contemporaneamente, nel tratto sul quale si impegna la macchina contatrice, a cui d'ora in poi ci si riferirà come *lato superiore* del telaio mobile, viene richiesto un periodo di sosta della durata di 0.5 secondi, necessario al riempimento del treno di 10 bicchierini.

Queste due condizioni sono molto distanti tra loro e l'unico modo per ottenerle è tramite la combinazione delle velocità dei vari elementi della macchina, in questo caso il telaio mobile, i bicchierini e di conseguenza la catena a cui essi sono collegati.

In ultimo, un altro vincolo che è stato però deciso durante la seconda fase della progettazione, è stato quello di cercare di realizzare tutte le motorizzazioni necessarie sfruttando il meno possibile i servomotori, ed affidandosi invece alle trasmissioni

meccaniche. In questo modo è possibile ottenere una macchina più affidabile, più economica, ma sicuramente più complessa.

3.2 Metodologie adottate

In questa sezione di andranno ad elencare ed illustrare sinteticamente le metodologie utilizzate nei vari ambiti dello studio, i dettagli verranno poi esposti nel Cap. 4.

1 Per prima cosa è stato affrontato il discorso riguardante il rendere mobile il telaio. La legge di moto ricavata dallo studio cinematico si vedrà essere di tipo lineare alternato con una escursione di 246.85 mm. Alla luce di questo sono state valutate due strade: realizzare il moto rettilineo progettando un sistema che guidasse linearmente il telaio sospinto da un servo motore, oppure progettare un meccanismo che all'interno della sua traiettoria ne realizzasse una porzione approssimativamente rettilinea. È stata scelta la seconda opzione, e si è scelto il meccanismo di Chebyshev (Fig.3.2).

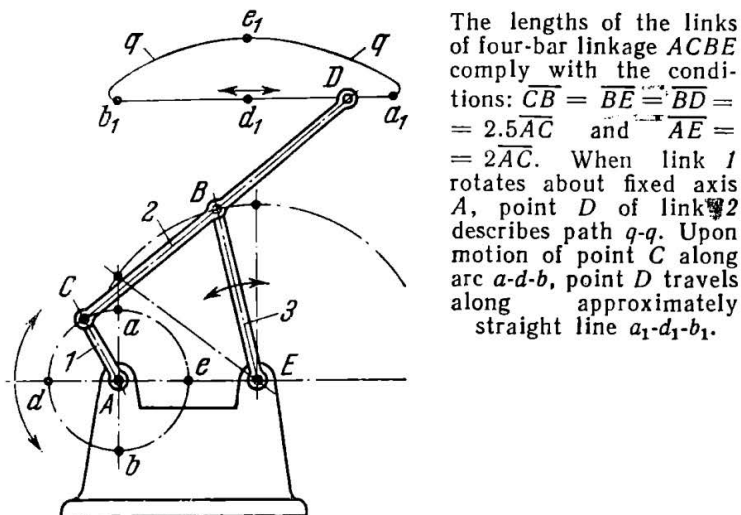


Figura 3.2: Meccanismo di Chebyshev.

2 Come seconda cosa si è dovuta scegliere la motorizzazione principale del gruppo macchina, ovvero il sistema di movimentazione dei bicchierini, attraverso il quale

conferirgli un moto vario e svincolato dal moto traslatorio del telaio. A tal proposito sono state vagliate due opzioni distinte: nella prima si considerava di utilizzare un componente commerciale chiamato *intermittore* realizzandolo *ad hoc* con un funzionamento molto peculiare per questa applicazione; nella seconda di prendeva in considerazione un ulteriore quadrilatero che, ottimizzato, servisse a realizzare la legge di moto richiesta. Si faccia riferimento al Cap. 5 per ulteriori dettagli in merito.

3 Successivamente si sono trattati alcuni comportamenti meccanici della macchina, andando ad inserire alcuni organi di correzione o controllo:

- per primo si vede l'inserimento di una biella che collegasse i due meccanismi di Chebyshev per evitare che quello condotto cadesse in singolarità. Questa aggiunta ha di fatto realizzato un altro quadrilatero parallelogramma;
- successivamente si è scelto di utilizzare una camma piana per realizzare il moto alternato del telaio, ma tra essa e il meccanismo vero e proprio, è stato necessario introdurre un altro quadrilatero di Grashov che riducesse l'angolo di manovella. I particolari della questione saranno illustrati nel paragrafo 4.2.3.

Capitolo 4

Il progetto nel dettaglio

4.1 Analisi cinematica approfondita

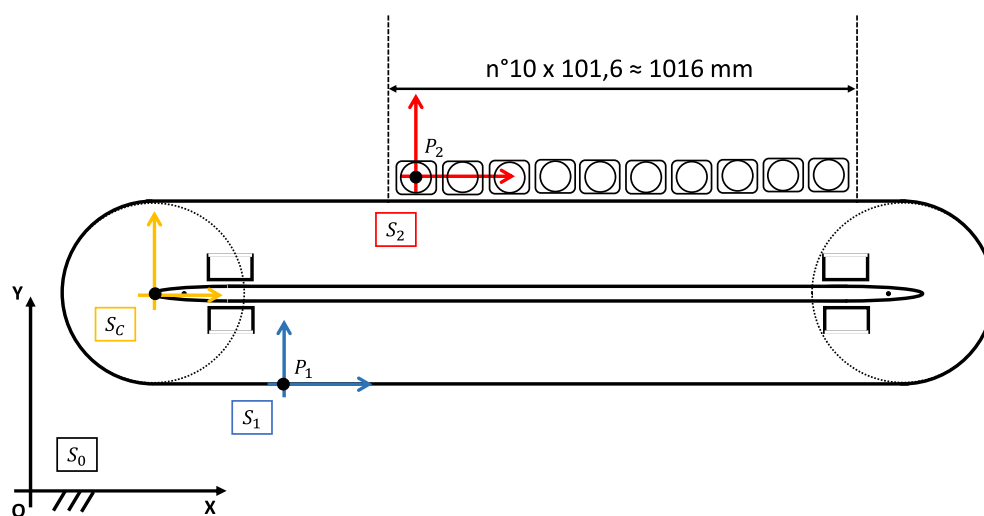


Figura 4.1: Schema Telaio Mobile.

La Fig. 4.1 schematizza la struttura del telaio mobile. in una vista dall'alto, su cui si identificano quattro sistemi di riferimento (sdr):

- S_0 : è il sistema di riferimento *assoluto*, vale a dire fisso ed inerziale, collegato al telaio della macchina generale su cui è montato il gruppo mobile che si sta analizzando.

- S_1 : è il sistema di riferimento relativo, centrato sul punto mobile P_1 , che rappresenta il primo punto da cui comincerà l'accoppiamento a velocità costante con il trasporto principale.
- S_2 : sistema di riferimento relativo centrato sul punto P_2 , rappresentativo di un punto qualsiasi al di sotto della macchina riempitrice, che dovrà affrontare una sosta di 0.5 secondi e poi terminare la sua corsa di 1016 mm nel tempo rimasto.
- S_C : sistema di riferimento la cui origine coincide con il centro di una delle due pulegge del trasportatore.

Una volta definiti i sistemi di riferimento principali, sono state scelte alcune grandezze fondamentali. Sapendo che il passo della catena p , ovvero la distanza che intercorre tra un bicchiere e il successivo, è di 101.6 mm, e sapendo che al di sotto della macchina contatrice ne possono essere processati 10 contemporaneamente, si è deciso di porre l'unità di base h , sul quale fondare i calcoli, uguale a 10 passi catena: $h = 1016 \text{ mm}$.

A questo punto sono presenti tutti gli elementi per definire le leggi di moto da assegnare ai diversi sistemi di riferimento (Fig. 4.2).

L'asse temporale è stato limitato ad 1.5 s (*tempo di ciclo* della macchina T_c) e su di esso è stato inserito un marker in corrispondenza di 0.5 secondi, come da specifica di progetto, per indicare il *tempo di riempimento* T_r necessario alla macchina per riempire un treno di dieci bicchieri.

È intuitivo capire che alla fine di un tempo ciclo, ogni punto della catena, dovrà aver percorso una distanza pari ad $h = 1016 \text{ mm}$, ovvero trovarsi all'altro capo dell'unità di base della macchina. Inoltre, è noto dal funzionamento della macchina stessa che i punti della catena sul lato inferiore, sono accoppiati in velocità, a velocità costante, con il trasporto principale e di conseguenza dovranno avere sempre lo stesso andamento. Se si considera che il sistema di riferimento S_1 rappresenti tutti questi

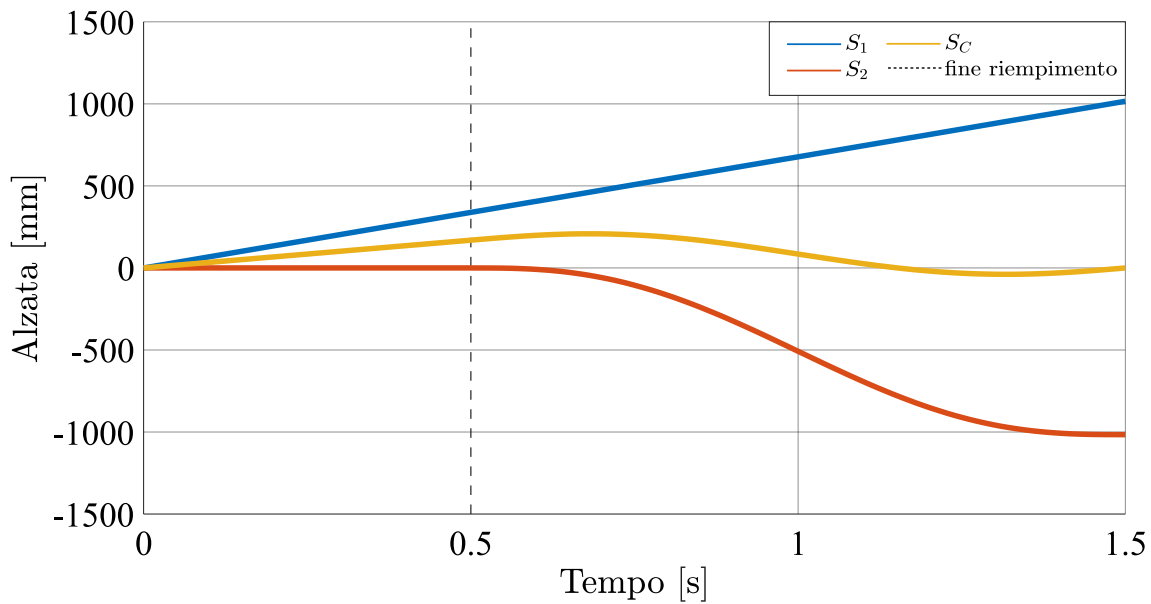


Figura 4.2: Leggi di moto dei sdr del telaio mobile.

punti, si può calcolare facilmente la velocità costante a cui essi si muovono:

$$v_1 = h/T_c = 0.677 \text{ m/s} \quad (4.1)$$

A questo punto è necessario definire l'andamento del sistema di riferimento S_2 . Esso si trova a rappresentare l'ultima entità dell'unità di base della macchina e perciò avrà necessità di rimanere in sosta per il tempo di riempimento T_r e poi, siccome i punti di una catena devono muoversi in modo da percorrere nello stesso tempo uguale spazio, dovrà recuperare uno spostamento di 1016 mm nel periodo di tempo restante per completare il tempo ciclo. L'origine del sistema S_2 avrà quindi spostamento nullo per 0.5 s e poi si muoverà con una legge di tipo generico che può essere determinata utilizzando una *polinomiale di quinto grado*. In una fase successiva del progetto di andrà poi a verificare che questa tipologia di funzione produca valori di accelerazione e velocità consoni all'applicazione. La scelta della polinomiale di quinto grado è stata effettuata al fine di poter imporre sei condizioni al contorno su di essa, vale a dire le posizioni, le velocità e le accelerazioni di S_2 all'inizio e alla fine del moto (Par. 4.1.1).

In questo modo è stato definito un primo andamento approssimativo della catena

che trasporta i bicchieri. Di conseguenza, rimane solo da chiarire il comportamento del sistema di riferimento S_C . Per farlo si sono considerate due situazioni e ci si è affidati alla teoria sul funzionamento delle cinghie[4].

1 Nel primo caso si è considerato il funzionamento di questi organi flessibili nella condizione in cui S_2 sia fermo e si muova solo S_1 con spostamento positivo (Fig.4.3).

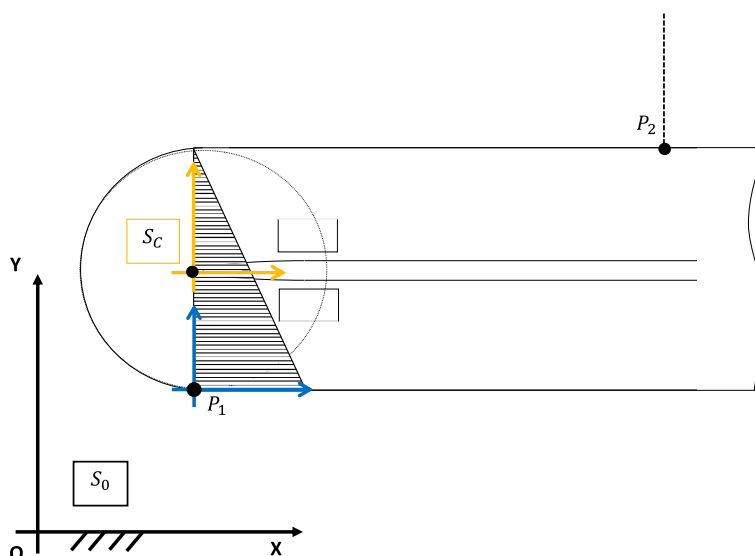


Figura 4.3: Caso 1.

Per la teoria della cinghia, se un punto di essa è fermo, la puleggia a cui essa è collegata viene descritta da un fenomeno di rotolamento senza strisciamento attorno a tale punto. Di conseguenza, si nota che dato uno spostamento di S_1 , lo spostamento di S_C sarà esattamente pari alla sua metà.

2 Nel secondo caso invece, a cui fa riferimento la Fig. 4.4, si è considerata la condizione in cui due punti diametralmente opposti della cinghia si spostino della stessa quantità ovvero $s_1 = -s_2$.

In questo caso si nota che lo spostamento del sistema di riferimento S_C è nullo, in quanto affinché gli altri due sistemi di riferimento possano muoversi della stessa

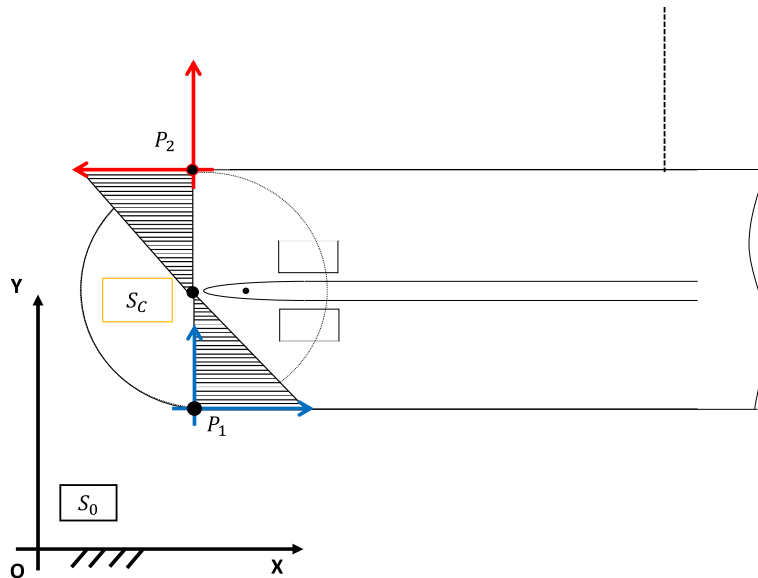


Figura 4.4: Caso 2.

quantità, deve verificarsi che essi stiano ruotando attorno ad uno stesso punto, che in questo caso coincide col punto C.

Alla luce di queste due situazioni, mettendole a sistema, si osserva che l'unica relazione che può legare lo spostamento di S_C con gli spostamenti di S_1 e S_2 sia la (4.2):

$$s_C = (s_1 + s_2)/2 \quad (4.2)$$

A questo punto, una volta definito l'andamento della legge di moto del centro della puleggia, bisogna passare alla verifica delle leggi utilizzate, ovvero definire i coefficienti di velocità e accelerazione di ogni tratto e tramite questi, definire i valori di massima velocità e accelerazione del telaio. In questo modo si potrà verificare se le accelerazioni prodotte siano o meno sostenibili dalla macchina. Come prima cosa si sa dalla letteratura [6] che una polinomiale di quinto grado ha un *coefficiente di velocità* C_v pari a 1.875, e un *coefficiente di accelerazione* C_a di 5.773.

Si ricava allora che

$$v_{max} = C_v h / T_c = 1.905 \text{ m/s} \quad (4.3)$$

e che

$$a_{max} = C_a h / (T_c - T_r)^2 = 5.86 \text{ m/s}^2 = 0.59 \text{ g} \quad (4.4)$$

Infine, si è verificato che questi valori fossero sostenibili e accettabili dalla macchina, basandosi sull'esperienza dei componenti e delle motorizzazioni già presenti. Entrambi sono perfettamente ottenibili con una qualsivoglia motorizzazione. Il sistema di trasporto già in funzione e collaudato riesce a sopportare accelerazioni di circa 1.5 g così come velocità di molto superiori a quelle necessarie a questo studio. Nelle figure 4.5, 4.6 e 4.7 si illustrano i risultati fin qui raccontati riferendo ogni *plot* ad un diverso sistema di riferimento.

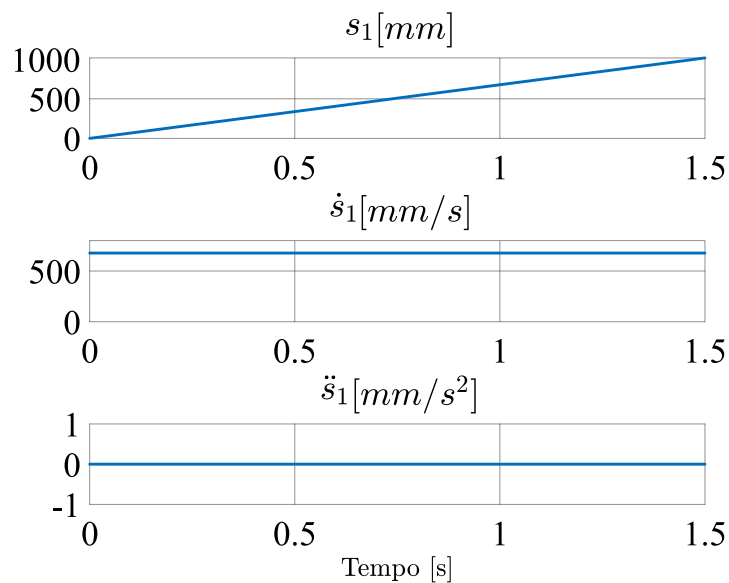


Figura 4.5: Legge di moto del sistema di riferimento S_1 .

Mentre, in Fig. 4.8 se ne vede un quadro generale confrontando tutte le grandezze contemporaneamente nello stesso grafico.

Partendo dall'osservazione delle Figg. 4.5 e 4.6 si noti che che lo spostamento imposto al sistema di riferimento S_1 è effettivamente di tipo lineare, muovendosi a velocità costante, mentre quello scelto per il sistema di riferimento S_2 è di tipo polinomiale di quinto grado, da cui poi si ottiene una velocità di grado superiore e una accelerazione di grado ancora superiore. In Fig. 4.8, invece, si possono confrontare tutte le relazioni esposte, proprio a livello di valori numerici, le une con le altre. Si vede, ad esempio, che l'accelerazione massima è raggiunta dal sistema di riferimento

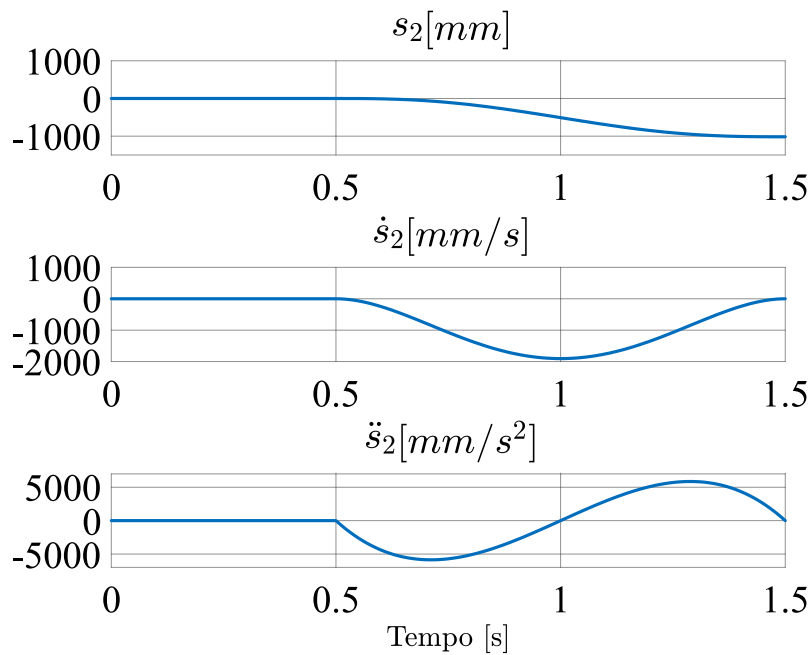


Figura 4.6: Legge di moto del sistema di riferimento S_2 .

S_2 e vale 5866 mm/s^2 , esattamente pari a quanto stimato con la (4.4). Allo stesso modo si osserva che la velocità massima raggiunta all'interno del moto è di 1905 mm/s (v. 4.3).

4.1.1 Analisi della legge di moto del trasportatore

Alla luce delle considerazioni fatte, è possibile ricavare la legge di moto che avrà il centro della puleggia durante ciascun ciclo: si tratta di una traslazione bidirezionale con un andamento diviso in due fasi, il primo lineare, mentre il secondo descritto da una equazione polinomiale di quinto grado. Quest'ultima è stata imposta per sfruttare la possibilità di imporre 6 condizioni al contorno: posizione iniziale ($q_0 = 0$) e finale ($q_1 = -h$), velocità iniziale ($v_0 = 0$) e finale ($v_1 = 0$) e accelerazione iniziale ($a_0 = 0$) e finale ($a_1 = 0$). Si ricorda che con h si è indicato lo spostamento effettuato da ogni bicchierino nel tempo di ciclo quindi $-h = -1016 \text{ mm}$.

Osservando la Fig. 4.9 si nota quanto appena detto: il valore massimo di spostamento del telaio mobile, in avanzamento, è di 206.6 mm , mentre in arretramento è di 39.08 mm , per una corsa totale di 245.68 mm .

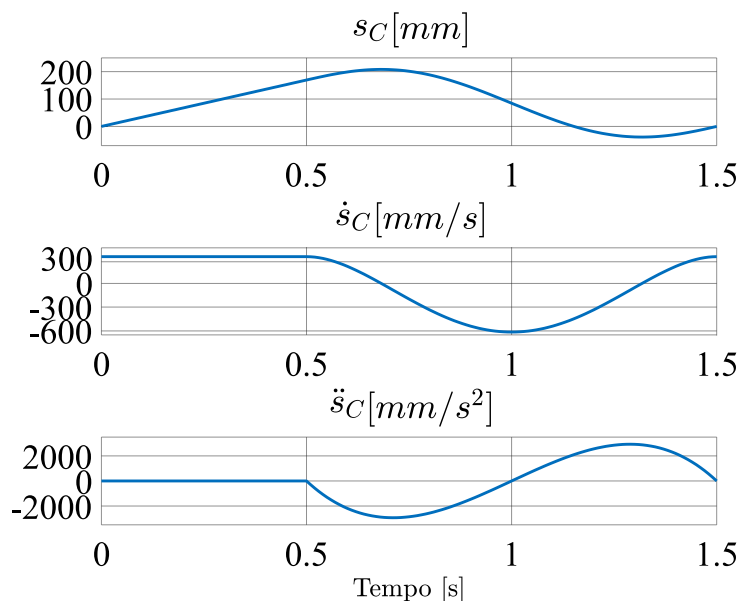


Figura 4.7: Legge di moto del sistema di riferimento S_C .

Si vede anche immediatamente che nel primo tratto il telaio dovrà muoversi a velocità costante, mentre successivamente dovrà subire un rallentamento, poi una accelerazione in direzione opposta e infine tornare alla posizione di partenza per ricominciare il ciclo. I valori di suddette velocità sono tabulati e graficati in Fig. 4.8, così come quelli delle accelerazioni.

A questo punto, occorre definire la modalità con cui realizzare la legge di moto da dare al telaio. Due possono essere le strade percorribili:

- utilizzare un meccanismo che realizzi una traiettoria approssimativamente rettilinea, almeno per una porzione del suo moto;
- affidarsi ad un attuatore e creare semplicemente un vincolo che funga da guida per il moto.

Si è scelta la prima opzione. Tra i vari meccanismi, si è partiti osservando meccanismi che realizzino moti perfettamente rettilinei, ma essi risultano generalmente più articolati e complessi sia dal punto di vista del dimensionamento che dal punto di vista del montaggio e dell'economicità. Successivamente si è passati ad osservare alcuni meccanismi pentalateri, ma avendo essi un grado di libertà in più rispetto a

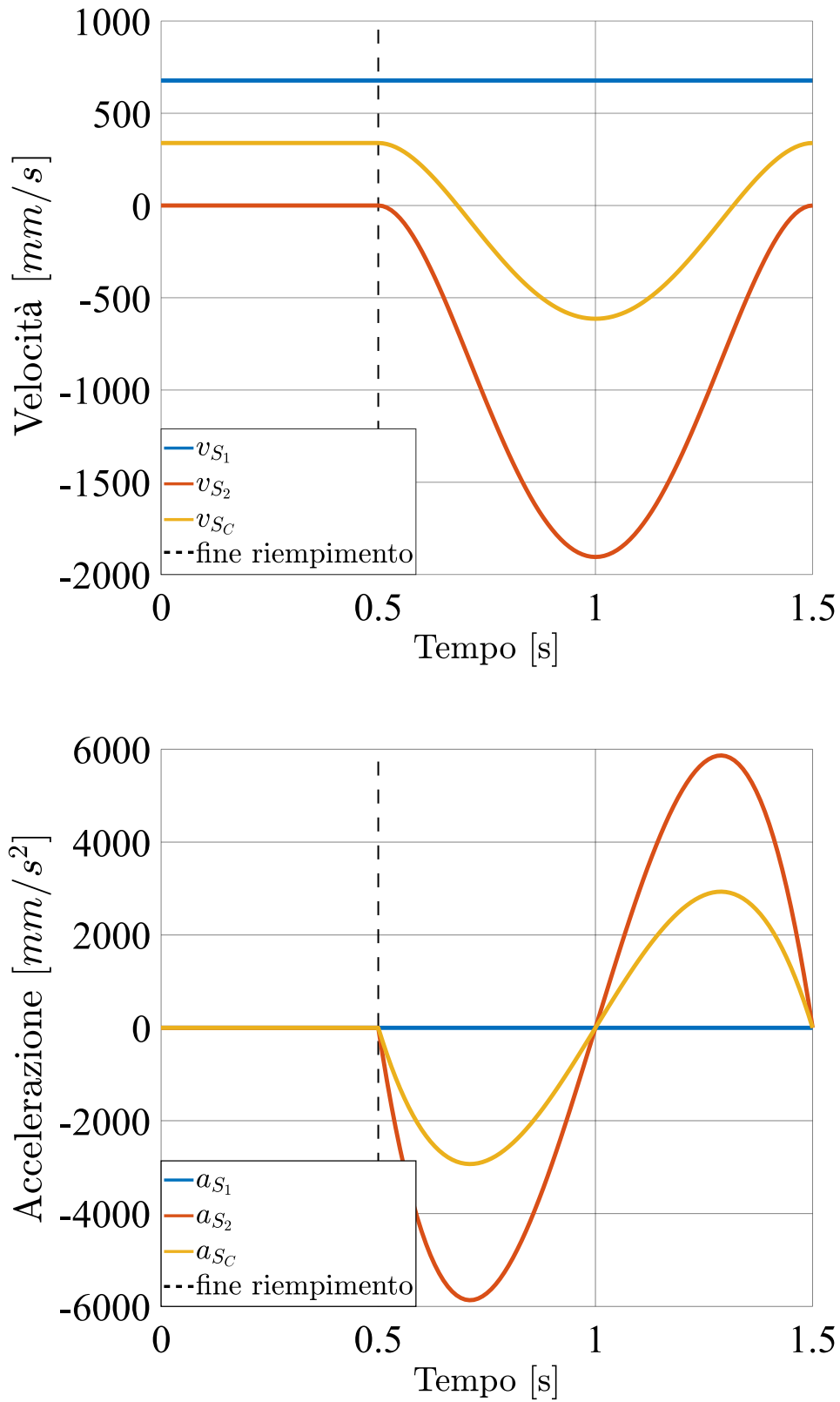


Figura 4.8: Legge di moto relativa al telaio mobile.

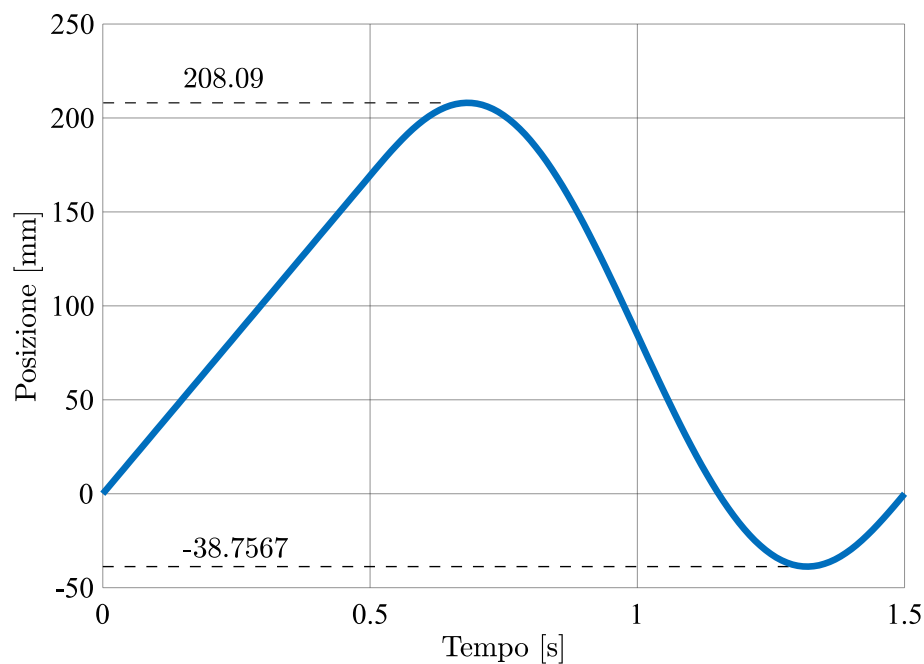


Figura 4.9: Corsa del telaio mobile.

quello necessario richiedono un motore in più e questo è un aspetto che li pone in una posizione economicamente più svantaggiosa.

Si è deciso allora, affidandosi alla letteratura, di cercare una soluzione tra quei meccanismi quadrilateri in grado di realizzare cammini rettilinei o approssimativamente tali.

4.1.2 Cinematismi analizzati per la realizzazione di una traiettoria rettilinea

In letteratura esiste una moltitudine di esempi di meccanismi in grado di realizzare traiettorie o porzioni di traiettorie rettilinee a diversi gradi di approssimazione [1]. Di seguito si vedranno quelli presi in considerazione in questa fase del progetto e se ne analizzeranno pregi e difetti, terminando poi con la decisione sulla scelta ottimale. Si premette che, avendo un telaio mobile di grandi dimensioni, (basti pensare che il solo interesse è di 1522.9 mm), si dovrà impiegare una coppia di meccanismi identici, scegliendo in una fase successiva i punti di ancoraggio degli stessi (v.Fig. 4.10).

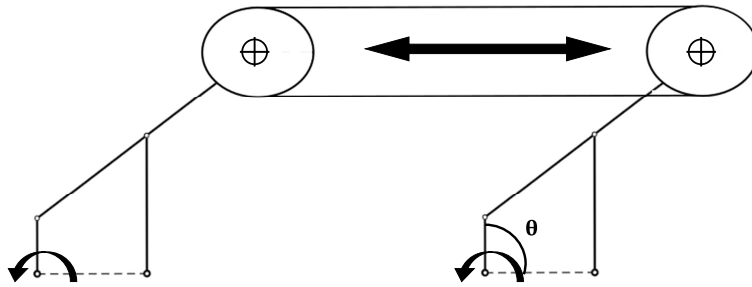
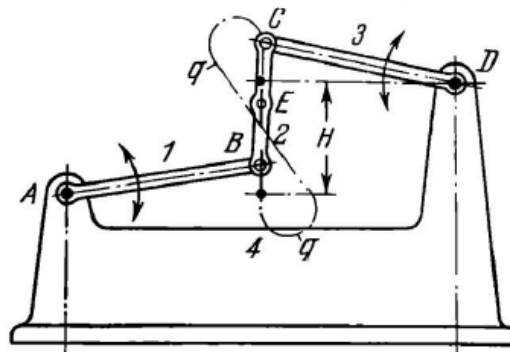


Figura 4.10: Guida realizzata con doppio meccanismo.

1. Meccanismo di Watt Il primo meccanismo che si illustra è il meccanismo di Watt (Fig. 4.11). Esso è costituito dalle proporzioni indicate in Fig. 4.11 e presenta



The lengths of the links of four-bar linkage $ABCD$ comply with the conditions: $\overline{AB} = \overline{DC}$, $\overline{BC} = 0.62\overline{AB}$, $\overline{BE} = \overline{EC}$ and $\overline{AD} = 2.15\overline{AB}$. When link 1 turns about fixed axis A , point E of link 2 describes path $q-q$ of which the portion H is approximately a straight line.

Figura 4.11: Meccanismo di Watt[1].

un punto di biella, posizionato nel punto medio della biella stessa, che realizza una traiettoria che ricorda un "otto". I due tratti centrali, compresi tra le due curve sono rettilinei con buonissima approssimazione, uno orientato verticalmente (come si vede in Fig.), mentre l'altro inclinato di un certo angolo. Ricordando quanto detto poco sopra, ovvero che servono due meccanismi accoppiati per guidare il telaio, si rifletta sul fatto che questo meccanismo lavori con due bilancieri: si osservi che muovendosi questi in un range limitato, la biella riesce a realizzare quella specifica traiettoria, superando i punti di singolarità, in modo difficoltoso. Bisognerebbe sicuramente creare qualche artificio per rendere sicuro questo passaggio. Di conseguenza questo

meccanismo è stato scartato, vista la sua complessità costruttiva.

Sono state indagate diverse versioni di questa architettura:

- nella prima i due bilancieri (AB e CD) hanno uguale misura, la distanza tra i due fulcri vale $AD=2.15 AB$, mentre la biella è $BC=0.62 AB$ e il punto di biella (E) è coincidente con il punto medio di quest'ultima;
- nella seconda tutti e tre i membri hanno lunghezza uguale, ma la distanza $EB= 0.52 BC$.

Una traiettoria rettilinea dovrebbe far sì che un elemento si muova su un segmento di linea retta. In realtà ora, si stanno guardando meccanismi che realizzano traiettorie quasi lineari. Ciò significa che data la quota nominale su cui dovrebbe giacere la retta su cui si muove il punto di biella, la traiettoria non coincide precisamente con un segmento di tale retta, bensì compie delle oscillazioni attorno ad essa (vedi Fig. 4.12).

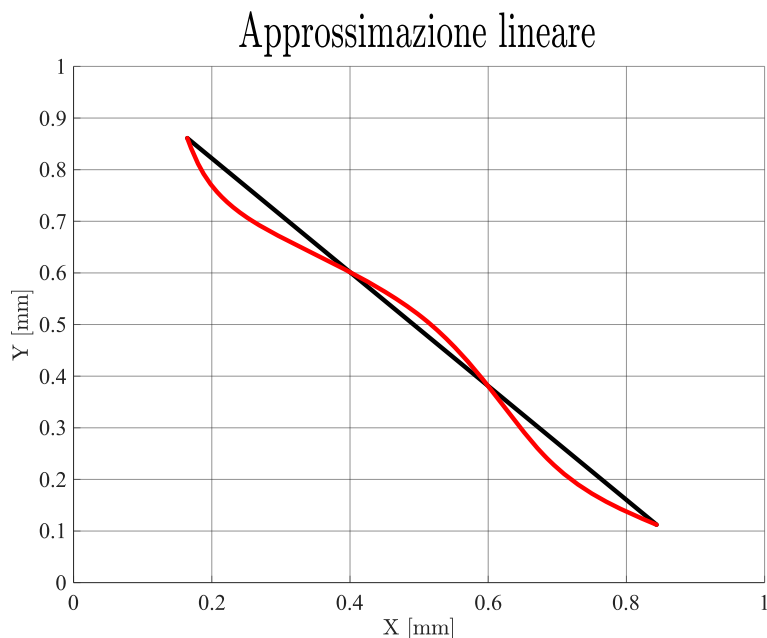
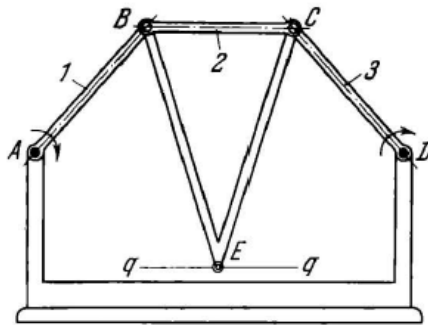


Figura 4.12: Approssimazione lineare.

Il massimo scostamento dalla posizione nominale di questi meccanismi era di circa 3 mm, ovvero fuori dalla tolleranza accettabile.

2. Meccanismo di Roberts Questo tipo di meccanismo (Fig. 4.13) è stato rapidamente scartato per una questione di ingombri.

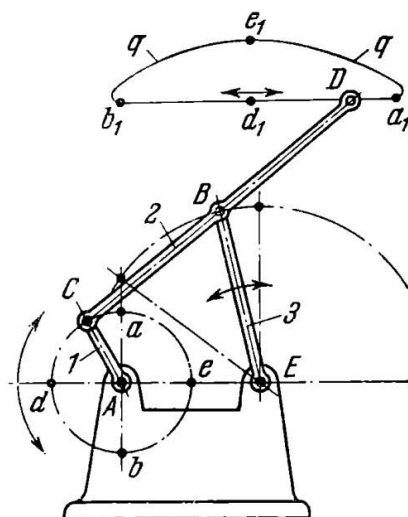


The lengths of the links of four-bar linkage $ABCD$ comply with the conditions: $\overline{AB} = \overline{DC}$, $\overline{AD} = 2.2\overline{AB}$, $\overline{BC} = 0.9\overline{AB}$ and $\overline{BE} = \overline{CE} = 1.4\overline{AB}$. When link 1 turns about fixed axis A , point E of link 2 describes a path of which a certain portion approximates straight line $q-q$, parallel to AD .

Figura 4.13: Meccanismo di Roberts [1].

Nel caso in questione è necessario realizzare circa 246 mm di corsa e quindi di traiettoria rettilinea, e in proporzione alla traiettoria realizzata dal meccanismo, la sezione sfruttabile per il moto del telaio è decisamente ristretta. Inoltre è un meccanismo che richiede di posizionare il punto di biella ad una distanza considerevole dal corpo della biella stessa. Questo ne complica l'architettura e i calcoli strutturali/dimensionali ad essa collegati. Inoltre, anche in questo frangente si ricade nel caso di meccanismo con doppio bilanciere descritto poco sopra, con le sue criticità.

3. Meccanismo di Chebyshev Per quanto riguarda questo meccanismo (vedi Fig.4.14), si noti subito che è composto da una manovella e un bilanciere e che il punto di biella di interesse si trova sul prolungamento della biella stessa. Il suo scopo è quello di realizzare, a fronte di un ingresso rotatorio a velocità costante, un avanzamento rettilineo e isocinetico e un ritorno rapido del bilanciere. Il punto di biella realizza una traiettoria che ha un primo tratto rettilineo molto abbondante, che ricopre circa il 50% della traiettoria complessiva e poi un tratto curvilineo a velocità maggiore. Il beneficio di questo meccanismo è che possiede un telaio molto



The lengths of the links of four-bar linkage $ACBE$ comply with the conditions: $\overline{CB} = \overline{BE} = \overline{BD} = 2.5\overline{AC}$ and $\overline{AE} = 2\overline{AC}$. When link 1 rotates about fixed axis A , point D of link 2 describes path $q-q$. Upon motion of point C along arc $a-d-b$, point D travels along approximately straight line $a_1-d_1-b_1$.

Figura 4.14: Meccanismo di Chebyshev [1].

contenuto, è il più piccolo dei tre analizzati, e il tratto rettilineo è quello più grande in rapporto alla lunghezza massima dei vari membri.

Inoltre, si ricorda, tramite la Fig. 4.15, che quelle che si realizzano tramite questi meccanismi sono traiettorie approssimativamente rettilinee, ovvero che oscillano attorno alla quota nominale all'interno di un certo range. Un pregio di quest'ultimo meccanismo è anche che l'oscillazione appena descritta rimane all'interno dell'intervallo di tolleranza imposto come vincolo di progetto, mentre in tutti gli altri casi questo vincolo era violato.

4.1.3 Analisi della legge di moto della manovella del meccanismo di Chebyshev

Una volta definito il meccanismo da utilizzare, è stato redatto uno script su Matlab per definire con precisione i dettagli della traiettoria e ottimizzare le lunghezze dei membri per realizzarla. In Fig. 4.16 si vede il punto di partenza di tale script: la traiettoria del punto di biella di interesse. Si è utilizzato una manovella di lunghezza 100 mm, e le relative lunghezze degli altri membri sono indicate in Fig. 4.14. Queste dimensioni realizzano un tratto rettilineo di circa 470 mm. In questo modo, per

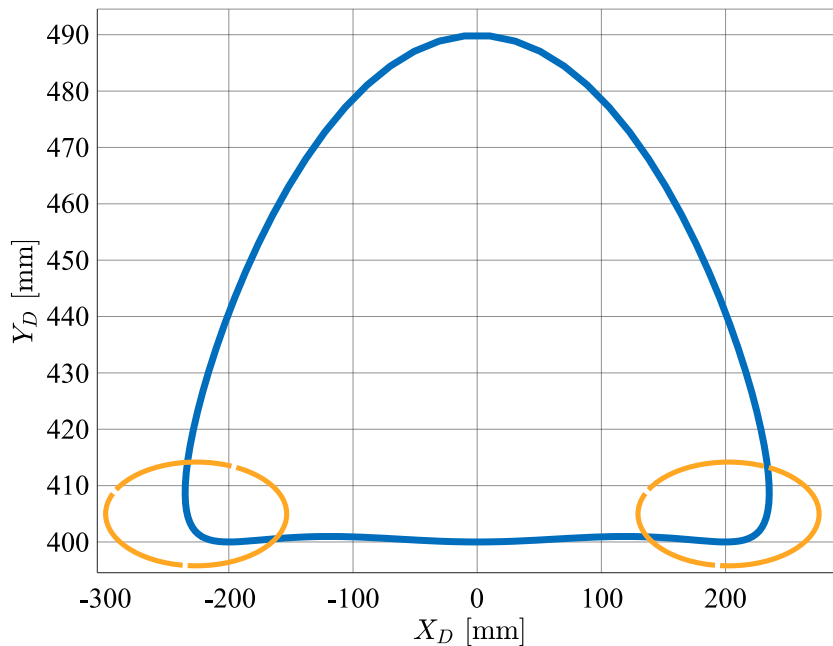


Figura 4.15: Traiettoria del punto D di biella del meccanismo di Chebyshev (evidenziate in giallo le zone di curvatura).

ottenere i 246 mm richiesti in questa situazione si riesce a mantenersi distanti dalle zone di curvatura della traiettoria evidenziate in Fig. 4.15. Nella realtà dei fatti, si osserva, ancora in Fig. 4.15, che nell'intorno della quota di interesse, il punto di biella realizza delle piccole oscillazioni. È stato necessario infatti verificare anche che quelle oscillazioni rimanessero all'interno dell'intervallo di tolleranza stabilita nel momento in cui si è deciso di realizzare un moto quasi rettilineo (+ - 1 mm). Questo scarto è stato dettato dalla dimensione del confetto. Questa traiettoria, come si vede dalla Fig. 4.14 del meccanismo, è ottenuta all'interno di un certo range angolare della manovella. Questo intervallo è stato scelto opportunamente per rimanere il più lontani possibile dalle zone di curvatura, e nella zona più approssimativamente rettilinea possibile. Questo range è rappresentato in Fig. 4.17. In altre parole, la configurazione in cui il meccanismo avrà il punto D posizionato a poco più di 40 mm dall'inizio del tratto rettilineo della sua traiettoria, corrisponderà allo *zero macchina*. Da quella posizione, la macchina comincerà a far seguire alla manovella,

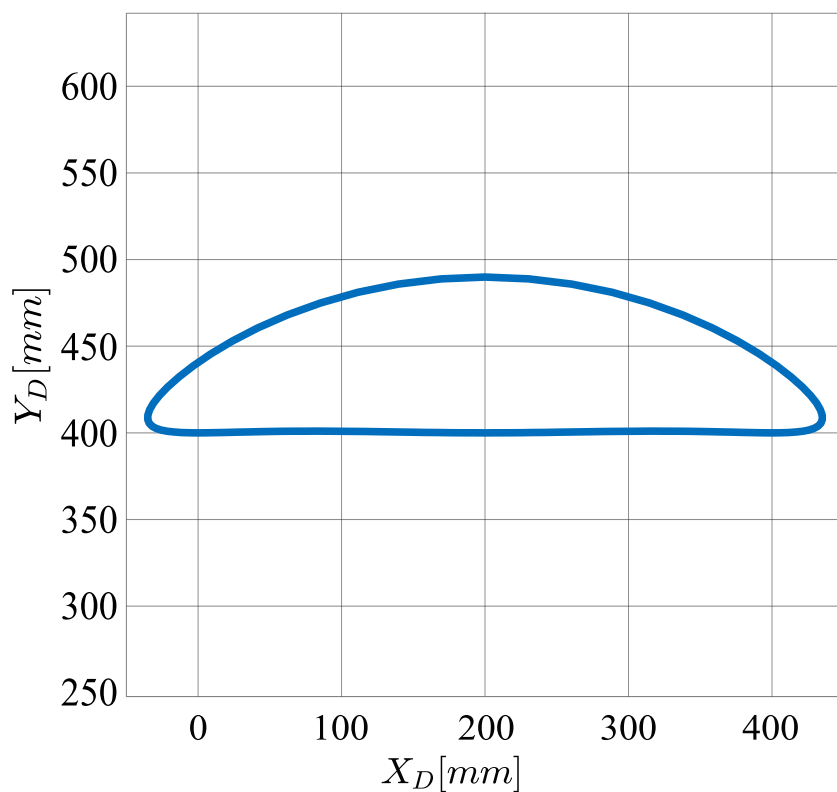


Figura 4.16: Percorso descritto dal punto D.

che nella realtà dei fatti sarà un bilanciante, la legge di moto espressa in Fig. 4.17; la farà quindi ruotare in senso antiorario per 90.67° per poi riportarla indietro fino a -17.07° rispetto alla configurazione di zero macchina. Il range angolare della manovella che permetta di realizzare questo funzionamento è allora di 107° circa.

Si richiama all'attenzione il fatto che il piano di riferimento di partenza, da utilizzare come zero macchina angolare, è stato stabilito per via grafica e non corrisponde ad uno dei piani principali della macchina. Per una spiegazione più dettagliata si rimanda il lettore al paragrafo 4.2.3.

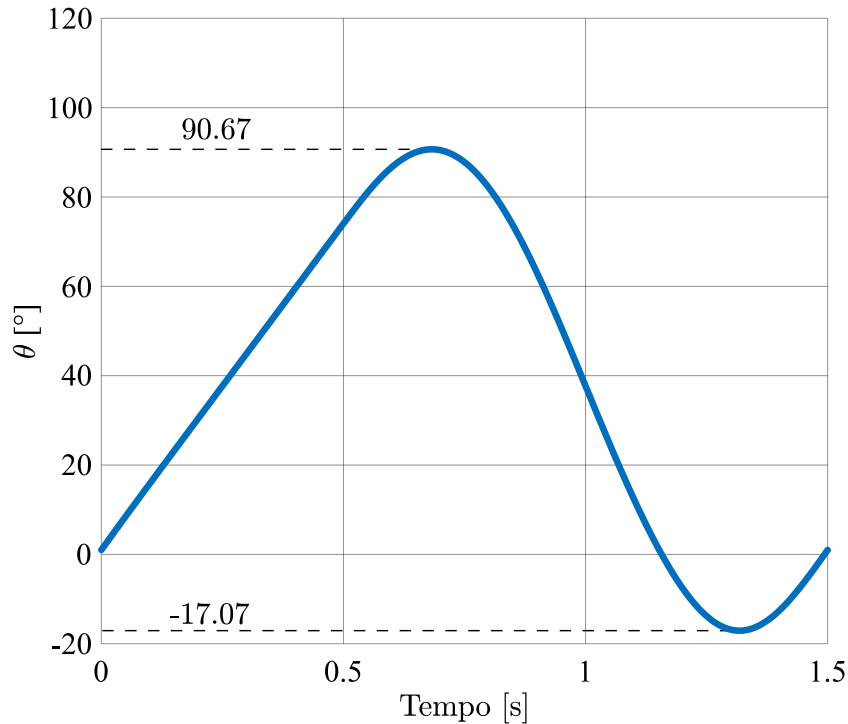


Figura 4.17: Andamento angolo di manovella.

4.2 Analisi approfondita dell'architettura di macchina

4.2.1 Dimensionamento dell'interasse

In questa sezione si approfondisce uno dei primi temi affrontati riguardanti il vero e proprio dimensionamento della macchina. È stato necessario definire la misura dell'interasse che intercorre tra una puleggia e l'altra, sulla base di alcuni parametri noti. Inoltre, direttamente correlato a questa misura vi era anche la scelta dello sviluppo della catena, dato che i componenti flessibili commerciali vanno ricercati tra quelli esistenti; si avrebbe infatti un costo di produzione elevatissimo nel cercare di far produrre una cinghia o una catena con uno sviluppo fuori catalogo.

Per cominciare, sono stati introdotti tutti i parametri utili a rendere facilmente modificabile e intelligibile lo studio proposto (vedi Fig. 4.18):

- K_1 è la distanza tra l'uscita delle macchina e l'ingresso in curva del prodotto;

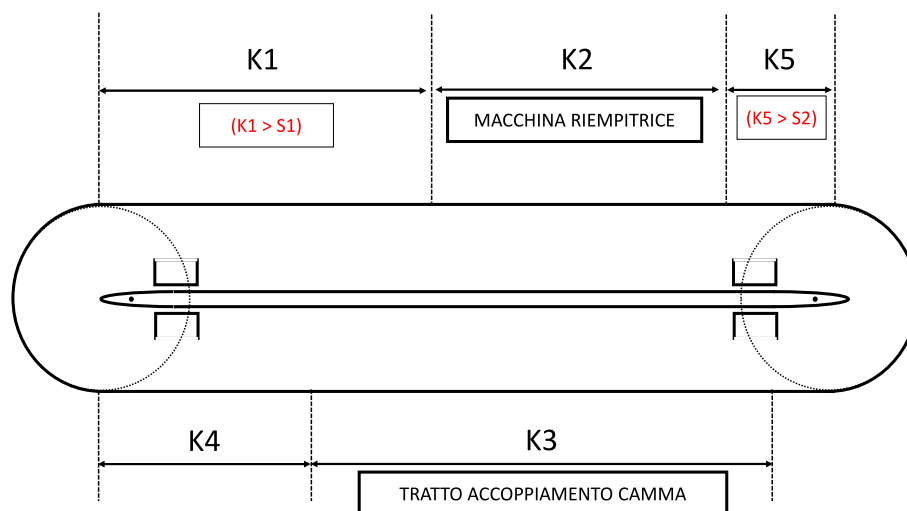


Figura 4.18: Parametrizzazione del dimensionamento dell'interasse del telaio mobile.

- K_2 è la larghezza della macchina;
- K_3 la lunghezza del tratto rettilineo di accoppiamento con la camma;
- K_4 la distanza tra l'uscita dalla curva e il raggiungimento della velocità di accoppiamento col trasporto principale;
- K_5 la distanza tra l'uscita della curva e l'ingresso sotto la zona di sosta.

Da qui si possono imporre alcuni vincoli sui suddetti parametri:

- $K_1 > s_1$, ovvero la corsa positiva del telaio mobile deve essere inferiore alla costante che rappresenta, all'istante iniziale, la distanza tra l'asse mobile e l'inizio del tratto dell'accoppiamento in velocità con il trasporto principale;
- $K_5 > s_2$, ovvero la corsa negativa del telaio deve essere inferiore al parametro che indica la distanza tra il centro della seconda puleggia e l'ingresso al di sotto della macchina contatrice.

Alcuni di questi parametri erano noti dall'architettura della macchina presente, come ad esempio la larghezza della macchina contatrice e la lunghezza del tratto a velocità costante, quest'ultima dettata dal vincolo di accoppiamento preesistente

tra la macchina che si sta modificando e il trasportatore principale, che rimarrà invariato.

A questo punto si sono inserite alcune grandezze di input come ad esempio il passo della catena, la corsa richiesta al telaio mobile, i numeri di denti della puleggia su cui si impegna la catena che trasporta i bicchieri. Si è allora partiti definendo un interasse nominale:

$$i_n = l_c + c_t \quad (4.5)$$

Dove l_c è la *larghezza della contatrice*, ovvero lo spazio da percorrere per attraversare la macchina riempitrice, e c_t è la *corsa del telaio mobile* calcolata in precedenza. In questo modo si è definito l'interasse minimo della macchina, al di sotto del quale uno dei vincoli verrebbe per forza violato.

Successivamente si è stabilito un numero di passi catena da tenere impegnati nelle pulegge ($m=10$) e si è allora definito uno sviluppo della catena di tentativo l_1 :

$$l_1 = 2R\pi + 2i_n \quad (4.6)$$

dove con R si è indicato il raggio della puleggia attuale.

Il rapporto tra lo sviluppo ed il passo della catena, approssimato all'intero superiore, fornisce il numero di bicchieri da disporre lungo la catena per stabilire lo sviluppo effettivo della catena.

$$n_{bicc} = \lceil l_1/p \rceil \approx 36 \quad (4.7)$$

Con questi dati, infine, è stato stabilito l'*interasse effettivo* I_e , come suggeriscono i calcoli effettuati fino ad ora

$$I_e = (l_1 - 2\pi R)/2 = 1310.9 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Si può poi giocare sul diametro delle pulegge per mantenere questo interasse invariato e individuare uno sviluppo di catena reale acquistabile da catalogo. Alla quantità I_e occorre aggiungere un offset di 212 mm, derivante dalla necessità di

far coincidere il sistema di riferimento del telaio mobile con quello della macchina principale. Il valore definitivo dell'interasse dimensionato è dunque di 1522.9 mm .

4.2.2 Scelta della motorizzazione

Prima di occuparsi della discussione affrontata per la scelta del tipo di motorizzazione si effettua un piccolo riepilogo delle grandezze in gioco in questo campo.

- Escursione angolare manovella: $\alpha \approx 107^\circ$;
- Velocità angolare massima della manovella: $\omega = 4.624 \text{ rad/s} \approx 44 \text{ rpm}$;
- Accelerazione angolare massima della manovella: $\dot{\omega} = 24.227 \text{ rad/s}^2$.

Queste specifiche risultano facilmente rispettate impiegando una qualsiasi motorizzazione commerciale.

A questo punto si aprono due strade differenti:

- La prima di queste è la motorizzazione elettrica, ovvero l'utilizzo di servomotori che richiedano una applicazione delle leggi di moto e il solo dimensionamento della potenza degli stessi. Ne occorrono due, uno per movimentare la manovella direttamente sul suo asse, e uno da rendere solidale al telaio mobile e in grado di movimentare con moto continuo la puleggia che trasporta la catena (v. Fig. 4.19). Questo tipo di scelta richiederebbe studi relativi all'ottimizzazione del peso del telaio, vista la necessità di trasportarvi sopra anche il servomotore, e anche riguardanti la distribuzione delle tensioni all'interno dei supporti e dei meccanismi stessi durante il trasporto. Nonostante ciò, sarebbe sicuramente quella più gettonata dal punto di vista industriale.
- La seconda invece riguarda la motorizzazione completamente meccanica. Essa consiste nel prelevare, o meglio *spillare*, il moto da una ruota già in movimento in un'altra zona della macchina e ridurla opportunamente per ottenere la velocità richiesta. È intuitivo immaginare tutte le problematiche che questa

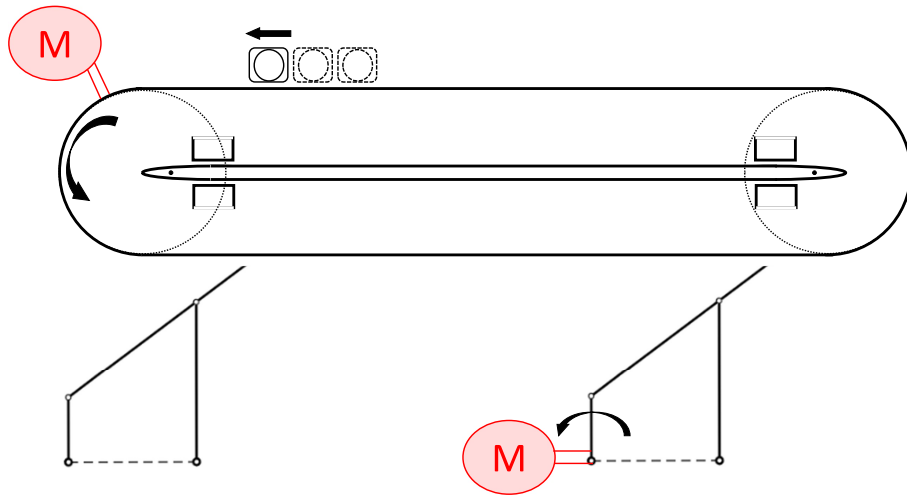


Figura 4.19: Soluzione con doppia motorizzazione.

architettura comporta: dal dimensionamento di un organo di riduzione, al dimensionamento degli organi di trasmissione di questo moto, senza dimenticare la complessità del dover mettere in moto anche la catena solidale al telaio, e di dover quindi realizzare un meccanismo che riesca a trasportare anche la trasmissione che trasmetta il moto a quest'ultima, anch'esso prelevato in un'altra zona di macchina.

La scelta si è rivolta verso la soluzione meccanica per il desiderio di esplorare una soluzione meno diffusa, che ha tra i suoi pregi, la possibilità di essere parametrizzata e quindi riadattata in vari contesti e dimensioni, e soprattutto di non basarsi su organi elettronici e quindi di essere più robusta e affidabile.

Si procede ora ad un rapido elenco di quelle che sono state le possibilità passate al vaglio, successivamente si spiegheranno brevemente i motivi della scelta finale e la si esplorerà nel dettaglio. Supponendo quindi di prelevare il moto a monte:

- Oscillatore Meccanico CF3 (Colombo-Filippetti);
- Riduttore motorizzato con servomotore Wittenstein (v-drive);
- Riduttore *Cyclo* a gioco zero Sumitomo o Spinea;
- Camma multipla (tecnologia *Desmo*) a doppia punteria;

- Camma piana singola.

Tutte queste opportunità sono state analizzate con cura, guardando i costi dei commerciali, la realizzabilità, il montaggio. In un secondo momento poi ci si è focalizzati sull'utilizzo delle camme, in modo tale da effettuare uno studio interno all'azienda e poter produrre il componente sempre all'interno dell'ufficio tecnico. Considerando un angolo di manovella di 107° è immediato vedere che sia praticamente irrealizzabile con una camma singola per l'impossibilità di bilanciare gli angoli di pressione e di tenerli contenuti. Allora si è provato a modellare un sistema di camme coniugate tipo Desmo, ma in quel caso il costo dello studio e della produzione avrebbe superato di gran lunga il valore di acquisto dei componenti commerciali.

A quel punto ci si è concentrati sull'utilizzare una camma piana. Come già detto, da sola, sarebbe stata inutilizzabile vista l'escursione angolare richiesta, allora si è pensato di aggiungere un meccanismo, un *quadrilatero articolato di Grashov* per la precisione, che avrebbe permesso di ridurre l'angolo di escursione della manovella, secondo un rapporto opportuno. In Fig. 4.20 si vede una messa in grafico degli angoli di pressione del meccanismo a camma prima di applicare il nuovo quadrilatero. Si lascia poi al paragrafo successivo l'illustrazione di tale applicazione.

4.2.3 Movimentazione del trasporto

In Fig. 4.21 si osserva un semplice quadrilatero che realizza il moto di due bilancieri. La manovella di interesse per la macchina in questione si identifica con il bilanciere di lunghezza minore mentre il bilanciere di lunghezza maggiore è quello che verrà movimentato come *input* del meccanismo. Inoltre le due circonferenze più piccole rappresentano la rotella che si impegna sulla camma nelle sue posizioni iniziali e finali, rispettivamente rappresentate con linea tratteggiata e continua.

Fissato il diametro ϕ delle rotelle, per influenzare il range angolare del bilanciere movente θ' , ovvero per variare il rapporto di riduzione del meccanismo, si può agire

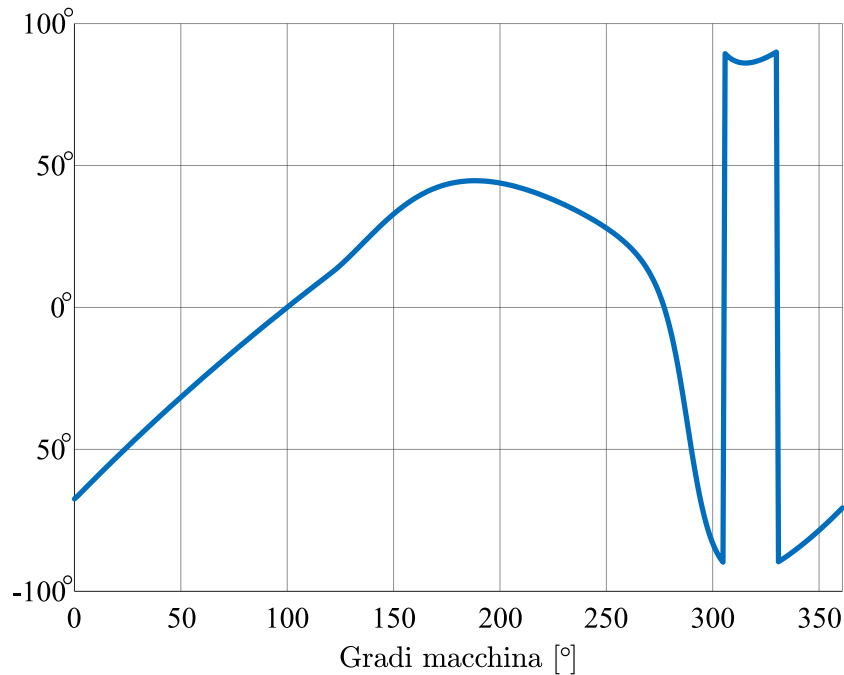


Figura 4.20: Angolo di pressione camma piana senza meccanismo di riduzione.

sui seguenti parametri:

- la distanza della rotella dal fulcro del bilanciante che stabilisce il rapporto di riduzione del meccanismo r ;
- la distanza d di tale fulcro da quello del bilanciante cedente, considerando di mantenere in quadratura i due triangoli.

Il dimensionamento di tale quadrilatero è stato svolto per via sperimentale, assistiti da un software (*Camlinks*) in grado di fornire una simulazione del funzionamento del meccanismo parametrizzato e che restituiva in modo rapido la distribuzione degli angoli di pressione sulla camma. Una volta stabilite le grandezze più consoni e verificati i meccanismi rispetto alle rispettive singolarità si è proceduto alla progettazione della camma stessa.

Per la sua realizzazione è stato fatto dapprima un ragionamento strutturale sul suo posizionamento in macchina, da cui si è evinto che il fulcro del bilanciante movente dovesse trovarsi al di fuori della camma stessa (come si nota in Fig. 4.21) e che il centro della camma dovesse trovarsi in una certa posizione rispetto agli altri

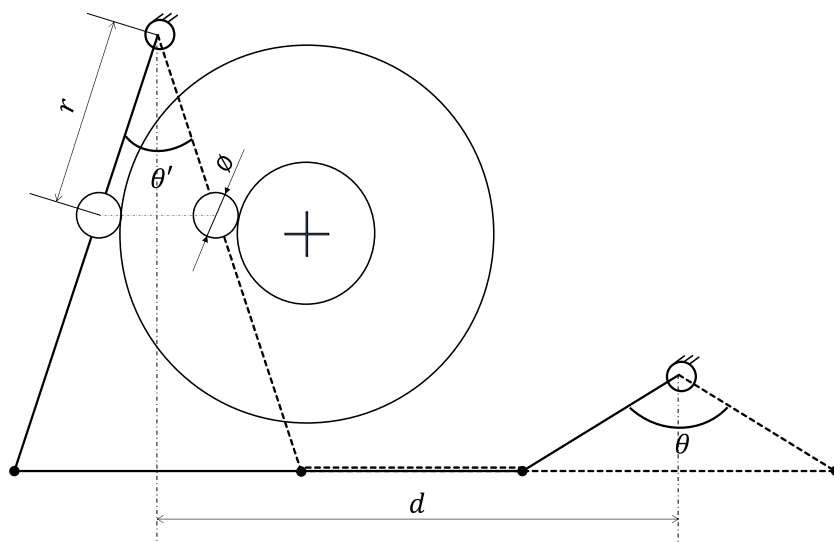


Figura 4.21: Schema geometrico del meccanismo per la riduzione dell'angolo di manovella.

organi di macchina. Nella realtà dei fatti questo ultimo aspetto non ha influito sul dimensionamento proprio della camma perché, una volta realizzato il meccanismo, ruotarlo attorno al fulcro del bilanciere cedente non costituisce un vincolo particolare per il suo funzionamento.

Entrando nel dettaglio della progettazione vera e propria, si è proceduto fornendo la legge di moto all'estensione *Mechanism* del software Creo [8] che ha permesso di, tracciare il profilo della camma sul componente solido a cui erano stati associati solo i valori di ingombro massimo, e successivamente di verificarne il corretto funzionamento in termini di eventuale impossibilità di formatura e di distribuzione degli angoli di pressione.

Chiaramente questo processo è stato realizzato imponendo dapprima delle condizioni sugli angoli di pressione iniziali e finali della camma, e poi modificando di volta in volta i parametri sopra citati per equilibrarli. La loro distribuzione finale è osservabile in Fig. 4.22. Si noti come essi siano contenuti entro l'intervallo di fattibilità previsto $[30.5^\circ, -35.5^\circ]$. Si può osservare il modello specifico di camma realizzato facendo riferimento all'appendice A.

Il sistema per la movimentazione del telaio è poi stato completato con l'aggiunta

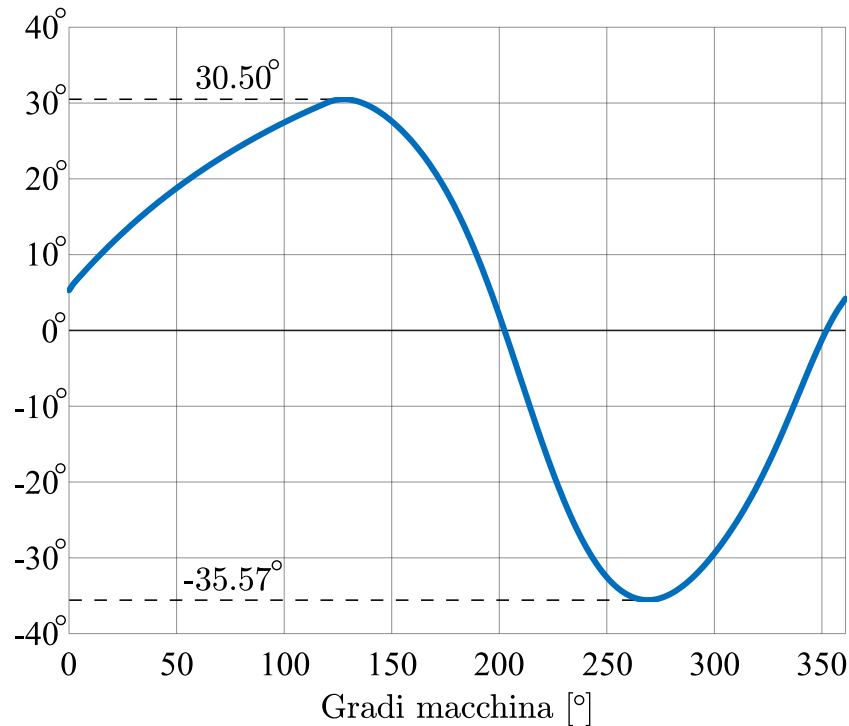


Figura 4.22: Angolo di pressione della camma con meccanismo di riduzione dell'angolo di bilanciamento.

di due elementi utili a trascinare il secondo quadrilatero di Chebyshev in modo solidale a quello movimentato. Questo artificio ha permesso di movimentarne solo uno dei due, riducendo dunque i costi legati alle motorizzazioni, e ha semplificato lo studio sulle singolarità. Infatti, tenendo lontano da esse il primo, e collegandolo opportunamente al secondo ci si assicura che anche quest'ultimo non incorra in quella eventualità.

Il risultato completo è apprezzabile in Fig. 4.23.

4.2.4 Movimentazione della catena

Una volta definito il sistema di trasporto del telaio mobile, si è passati alla realizzazione del moto della catena che trasporta i bicchieri. Si ricorda che per realizzare la condizione cinematica voluta da questa macchina è necessario che le velocità degli elementi trasportati si combinino opportunamente con quella del telaio.

In ragione di ciò si è, per prima cosa, individuata la velocità angolare da imporre

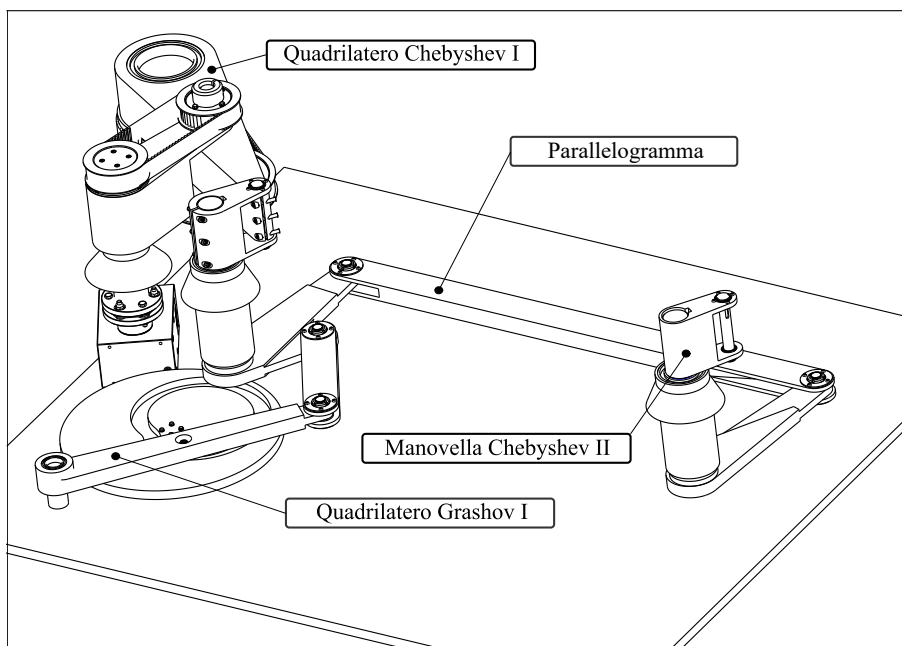


Figura 4.23: Meccanismo di movimentazione del telaio completo.

alla catena. Essa è risultata da alcuni semplici considerazioni, anche in questo caso suddivise in due situazioni.

1. Nel primo caso si va ad analizzare la situazione in cui lo spostamento s_2 sia uguale a zero. Riferendosi ancora una volta alla Fig. 4.3 si vede come $s_1 = 2Rd\theta$ e $s_C = Rd\theta$. Da cui si ricava per semplice derivazione che $v_1 = 2R\omega$ e $v_C = R\omega$.
2. Anche nel secondo caso, quello in cui $s_2 \neq 0$, v_C è sempre nota in quanto $s_1 = s_C + Rd\theta$ e, effettuando una derivazione come poco sopra si ottiene $v_1 = v_C(t) + R\omega$, che è noto da inizio trattazione essere una valore costante di $0.67m/s$ e verrà successivamente indicato con K .

Si può allora concludere che il valore della velocità angolare calcolata sull'asse di rotazione della puleggia motrice vale:

$$\omega(t) = \frac{K - V_C(t)}{R} \quad (4.9)$$

Da questa, con una semplice integrazione numerica, si è ottenuto l'andamento dell'angolo θ che rappresenta la legge oraria di tale rotazione. Si possono allora

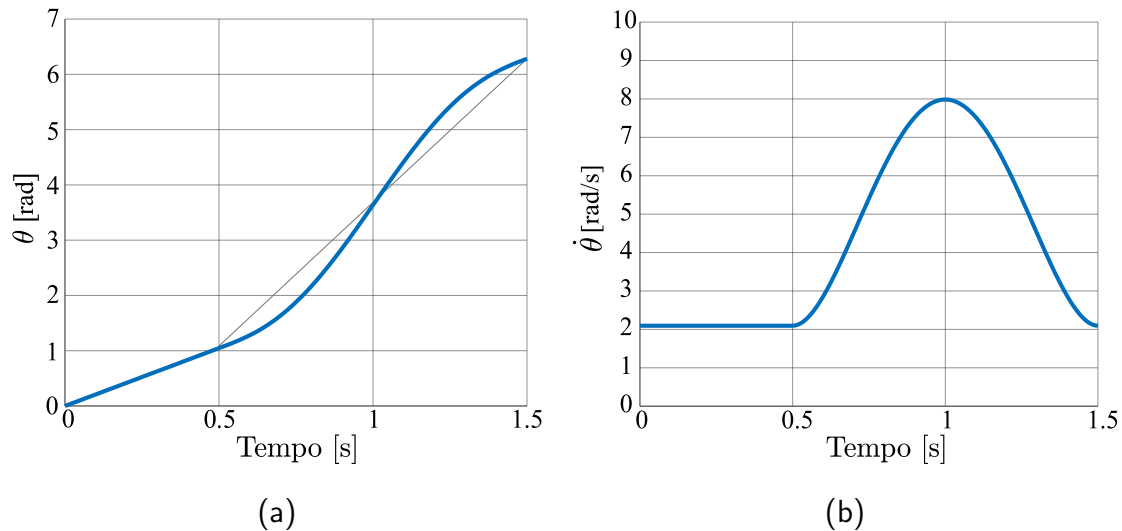


Figura 4.24: Leggi di moto relative alla puleggia motrice porta-catena.

confrontare i due andamenti in Fig. 4.24.

Da qui si vede che la puleggia ha velocità angolare unidirezionale, ovvero ruota sempre in un verso. Alla fine di un periodo avrà compiuto un angolo giro completo e il suo andamento sarà con velocità costante per una prima porzione, e seguirà poi quello indicato in Fig. 4.24 (b) nel restante periodo. Da qui è nata la necessità di creare un sistema per realizzare queste condizioni. Inizialmente sono state avanzate diverse ipotesi, alcune delle quali sono state scartate dopo semplici considerazioni:

- Come prima ipotesi si è pensato di utilizzare un riduttore epicicloidale, nel quale a fronte di un ingresso costante si riuscisse a creare una certa variazione nella velocità di *output* però ci si è subito resi conto che sarebbe stato necessario inserire un'altra motorizzazione su uno dei satelliti e quindi si sarebbe complicata ulteriormente l'architettura della macchina.
- Come seconda ipotesi si è pensato di utilizzare un *intermittore*, ovvero uno strumento all'interno del quale è presente una serie di camme coniugate che si impegnano alternativamente sui rullini dell'albero di uscita generando una variazione della legge oraria[3] (Fig.4.25). Lo scopo originario di questo strumento, come suggerisce il nome, è di introdurre delle soste in *output*, a fronte

di un *input* rotatorio costante. In realtà però può essere anche utilizzato in condizioni limite in cui le stazioni di sosta non esistono e viene utilizzato appunto solo come variatore di velocità. Ovviamente in quel caso lo strumento dovrebbe essere realizzato *ad hoc*.

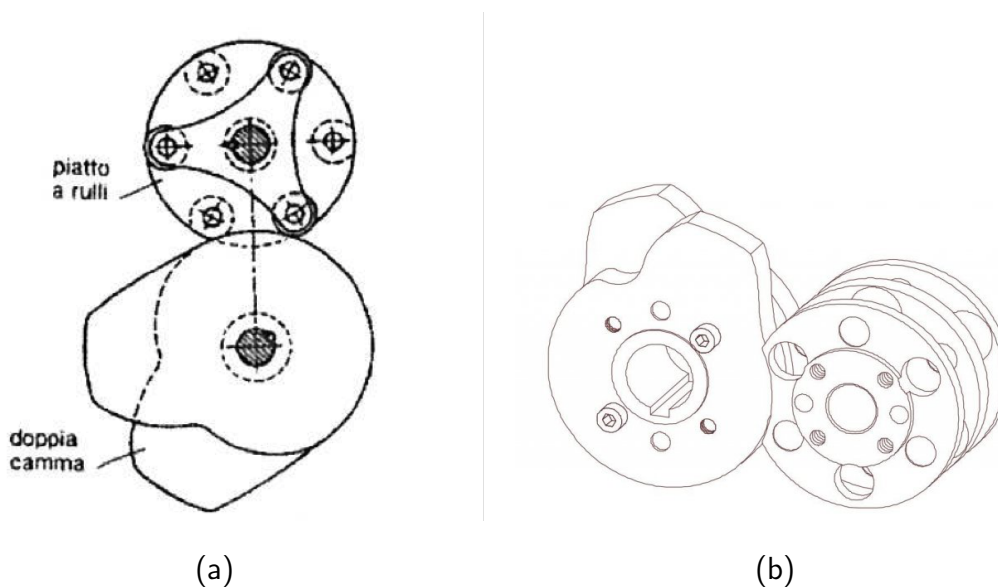


Figura 4.25: Esempio di sistema di camme coniugate all'interno degli intermittenti:
a) vista in pianta; b) vista in assonometria.

- L'ultima opzione presa in considerazione è nata dal fatto che lo strumento utile a questa applicazione, come appena detto, sarebbe risultato molto costoso. Di conseguenza, vista la legge di moto da dover realizzare, ed essendo a conoscenza del fatto che esistano alcuni quadrilateri articolati in grado di realizzare traiettorie del tipo in Fig. 4.26, si è pensato di provare ad ottimizzare uno di questi meccanismi per sostituirlo all'intermittente.

Per adesso non si approfondirà ulteriormente questo aspetto, in quanto vi sarà dedicato l'intero Cap. 5.1.

A questo punto, una volta stabilito con quale mezzo ottenere la legge di moto cercata, ci si è dovuti occupare del sistema di trasmissione di data rotazione dall'albero di uscita all'asse della puleggia. In questo caso ci si è subito focalizzati sul cercare

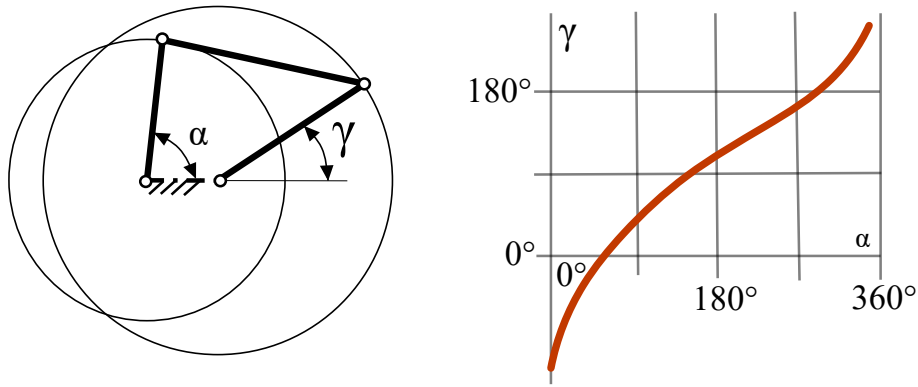


Figura 4.26: Quadrilatero di Grashov e relativo rapporto tra gli angoli α e γ [7].

la soluzione più immediata e semplice a livello architeturale. Si è deciso infatti di realizzare una doppia trasmissione con pulegge, solidali ai membri del meccanismo di Chebyshev primario, che trasferiscano il moto attraverso tali elementi.

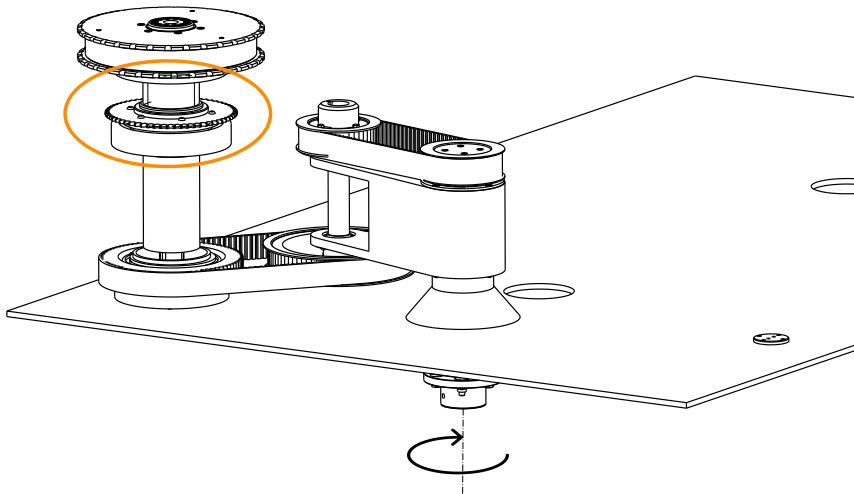


Figura 4.27: Trasmissione moto da intermittente a puleggia.

In Fig. 4.27 se ne vede una rappresentazione in assonometria, mentre per la vista in sezione più dettagliata si rimanda alla appendice A. Si noti che l'albero rotante di ingresso al sistema è collegato all'asse di rotazione del bilanciante del meccanismo di Chebyshev tramite un giunto flessibile a lamelle, e le pulegge, ovviamente di uguale diametro a due a due, collegate ai rispettivi alberi tramite morsetto e linguetta.

Si coglie l'occasione, in conclusione del capitolo, per fare notare un dettaglio sull'albero più a sinistra, che corrisponde al punto di biella del quadrilatero motore, coincidente con l'asse della puleggia motrice: nel cerchio evidenziato di Fig. 4.27 si segnala una corona circolare sulla quale si impegna un'altra catena utilizzata per regolare la distanza dal piano di scarico dei bicchieri rispetto al piano di riempimento dei flaconi del trasporto principale. Tale corona è impegnata su una madrevite che le permette un'escursione di 45 mm corrispondente ad un cambio formato di pari misura.

Capitolo 5

Scelta della motorizzazione principale

In questa sezione vengono illustrati alcuni studi affrontati in una seconda fase della progettazione. Nel Cap. 4 sono state affrontate tematiche riguardanti la cinematica e l'architettura della macchina, mentre in questa si analizza il percorso di scelta della motorizzazione principale del gruppo macchina, ovvero quello che movimentava i bicchieri contenenti confetti di *chewingum*. Verranno confrontate le due strade vagliate: l'utilizzo di un meccanismo o l'impiego di un componente commerciale ad elevato valore tecnico ed economico.

5.1 Ottimizzazione del quadrilatero per la movimentazione in asse della catena motrice

Il fondamento dello studio cinematico alla base di questa macchina è che la combinazione dei moti del telaio con quello dei bicchieri contenenti i confetti debba realizzare delle particolari condizioni, ampiamente descritte nel sottocapitolo 1.2. Il telaio è collegato a due meccanismi di Chebyshev, mentre i bicchieri suddetti sono collegati, tramite una catena, ad una puleggia. Nel Cap. 4 si è illustrato in modo

approfondito quale legge debba avere quest'ultima.

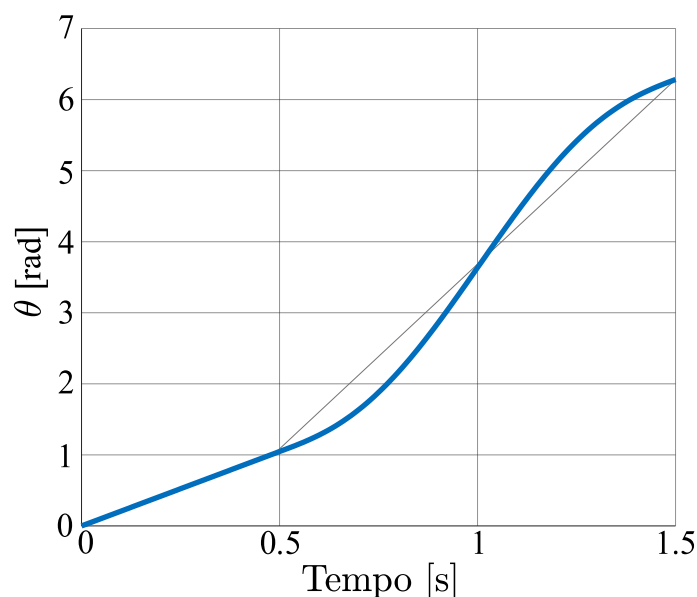


Figura 5.1: Legge angolare puleggia motrice

Facendo riferimento alla Fig. 5.1, si nota che nel primo tratto, l'angolo θ varia secondo una legge lineare, mentre nel secondo tratto con legge di grado superiore. Si nota inoltre che la funzione complessiva che descrive tale angolo sia monotona crescente. Ciò si traduce nel fatto che, durante il suo funzionamento, la puleggia non cambi mai verso di rotazione. Alla fine di un T_c di 1.5 s essa avrà quindi compiuto un giro completo, 2π rad. All'atto pratico, un organo che compie un giro al ciclo è un organo molto lento e quindi facile da comandare e controllare, ma in questa applicazione è imprescindibile che la fedeltà a tale andamento sia assoluta.

Per questo motivo, come già anticipato si sono ricercate soluzioni che potessero realizzare tale legge con estrema precisione. Si è individuato quindi un elemento commerciale in grado di farlo, ovvero l'intermittore. In generale questo componente funziona fornendo, come output della sua legge di moto, una serie di soste, nonostante in ingresso gli venga fornito un moto continuo. Per farlo sfrutta la tecnologia delle camme piane coniugate. Nell'applicazione in questione si è andati a creare un oggetto speciale, che anziché realizzare delle soste, funzioni semplicemente come variatore di velocità.

Successivamente, in una fase di ottimizzazione della macchina si è pensato di provare a sostituire questo componente, che di per sè è molto costoso, con un meccanismo che potesse realizzare le stesse condizioni. Esistono infatti dei quadrilateri articolati in grado di produrre delle leggi di moto simili a quella richiesta dalla puleggia: i quadrilateri di Grashov a doppia manovella (Fig. 5.2) .

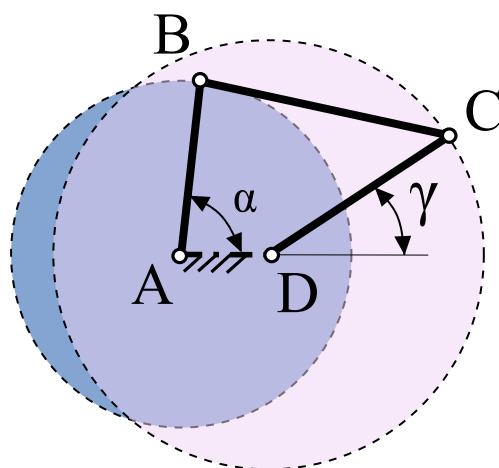


Figura 5.2: Meccanismo a doppia Manovella.

I requisiti necessari a realizzare questo tipo di funzionamento sono i seguenti:

- la somma del lato minore più il lato maggiore deve essere minore della somma degli altri due;
- il lato minore deve essere AD , il telaio.

Il primo requisito suddivide i quadrilateri in due categorie: i quadrilateri di Grashov e i quadrilateri non di Grashov. Nella prima si trovano quelli in cui il lato minore è in grado di compiere 360° di rotazione, mentre la seconda raccoglie tutti quelli per cui questa condizione non può verificarsi. Il secondo invece assicura che esista anche un altro membro, tra i tre restanti, in grado di comportarsi da manovella.

A questo punto, per prima cosa è stata linearizzata la legge angolare della puleggia, ottenendo il risultato illustrato in Fig. 5.3.

Successivamente si è andato a creare il vero e proprio algoritmo di ottimizzazione del quadrilatero.

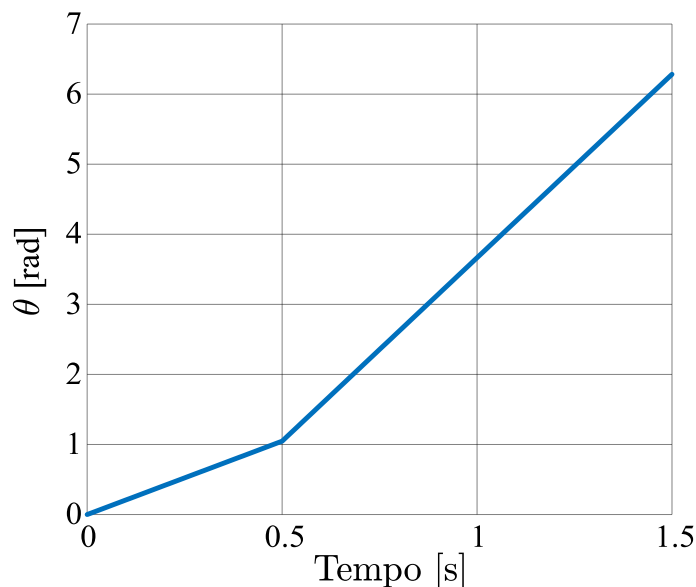


Figura 5.3: Linearizzazione angolo θ .

In matematica, l'*ottimizzazione non lineare* è il processo di soluzione di un sistema di equazioni e disequazioni su un insieme di variabili reali incognite, con una funzione obiettivo da massimizzare o minimizzare. Lo scopo di tale processo è quindi quello di individuare una certa funzione, chiamata *funzione obiettivo*, e andare a indagarne le variabili per cui essa è minima. Nel caso che si sta analizzando, per esempio, si ha che la funzione da ottenere è un indice i (descritto nell'Eq.5.1), che misura l'errore medio in valore assoluto, come differenza tra la legge angolare di θ_{eff} , ovvero l'angolo che produce il quadrilatero in questione, e θ_{id} , ovvero l'angolo di Fig. 5.3.

Si cercherà di ottenerla individuando il set di lunghezze di membri del quadrilatero a doppia manovella che più la avvicini a 0. Si veda ad esempio che il quadrilatero di Fig. 5.4 realizza una legge di moto che si avvicina a quanto cercato (Fig. 5.5).

A fronte di un θ_1 costante in ingresso, si ottiene un θ_3 di legge molto vicina ad una retta e si è dimostrato poi empiricamente che questa vicinanza è tanto maggiore quanto maggiore è il rapporto di lunghezza tra i vari membri e il telaio.

L'algoritmo che si andrà ad analizzare avrà come obiettivo rendere minima questa differenza. Di seguito si avranno due sezioni: in una si parlerà della teoria dell'otti-

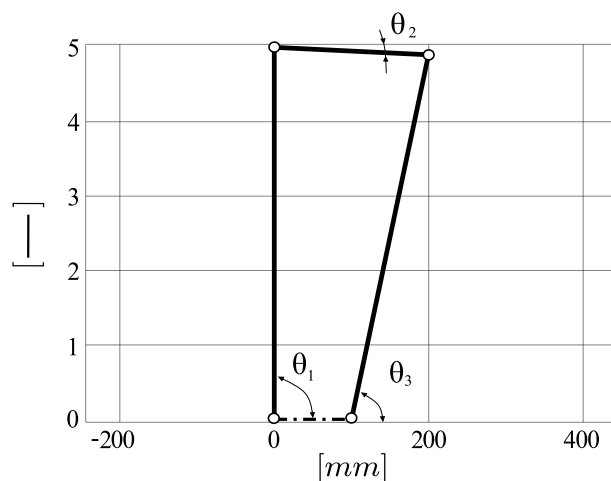


Figura 5.4: Quadrilatero a doppia manovella ($l_0 = 0.1 \text{ m}, l_1 = 5l_0, l_2 = 2l_0, l_3 = l_1$).

mizzazione dalla quale è derivato l'algoritmo, mentre nella seconda si esporranno i risultati.

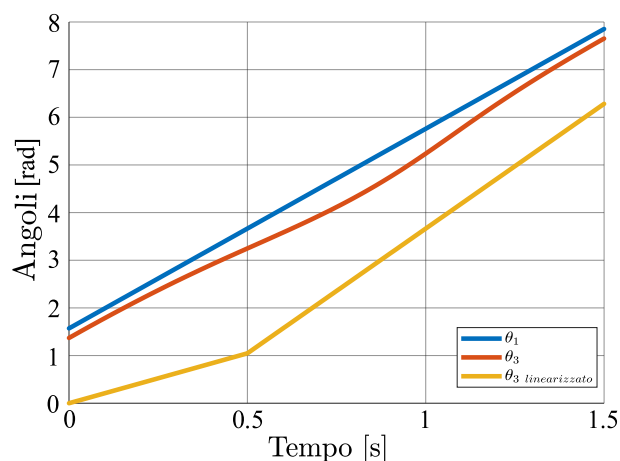


Figura 5.5: Angoli prodotti dal meccanismo in Fig. 5.4.

5.1.1 Algoritmo di ottimizzazione

Per quanto riguarda l'algoritmo di ottimizzazione, si è partiti dall'analisi delle equazioni di chiusura del quadrilatero e dai vincoli richiesti per ottenere un meccanismo adatto all'applicazione: le prima sono espresse nel sistema seguente, mentre i secondi

sono stati ampiamente spiegati all'inizio del Cap..

$$\begin{cases} l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 = l_0 + l_3 \cos \theta_3 \\ l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 = l_3 \sin \theta_3 \end{cases}$$

A partire da questo sistema si sono divisi tutti i termini per l_0 in modo da ridurre di 1 il numero di incognite e renderle adimensionali. E si è ottenuto:

$$\begin{cases} R_1 \cos \theta_1 + R_2 \cos \theta_2 - 1 - R_3 \cos \theta_3 = 0 \\ R_1 \sin \theta_1 + R_2 \sin \theta_2 - R_3 \sin \theta_3 = 0 \end{cases}$$

A questo punto l'algoritmo principale contiene un ciclo *for* all'interno del quale, in modo iterativo, viene svolta una semplice analisi cinematica del meccanismo, che richiede in *input* i rapporti delle lunghezze R_i dei membri visti poc'anzi e la legge di moto costante dell'angolo motore θ_1 .

Per quanto riguarda gli algoritmi di ottimizzazione, ne possono esistere di tipo *genetico* in cui cioè le soluzioni vengono generate in seguito ad una scelta randomica dei valori di input, oppure di tipo *trial and error*, in cui l'algoritmo genera delle soluzioni fornendo input basati sul risultato dell'iterazione precedente. Esiste poi un ultimo tipo di algoritmo di ottimizzazione, che è quello utilizzato in questo caso specifico, che consiste nel definire un range entro cui le variabili di input possono viaggiare e ordinare all'algoritmo di effettuare il calcolo su tutte le combinazioni possibili di queste variabili. Praticamente, nel caso in questione, date 3 variabili, si è chiesto al calcolatore di cercare la soluzione ottimale scegliendo la combinazione migliore di rapporti di lunghezze all'interno di una griglia tridimensionale (Fig. 5.6).

Affinché il programma potesse decretare la combinazione migliore, si è dovuto creare un *indice* di confronto e indagare in che condizione raggiungesse il valore minimo. In questo caso come indice è stato preso l'**errore assoluto medio**, definito dall'equazione 5.1, in cui N è il numero di elementi in cui sono stati divisi gli intervalli

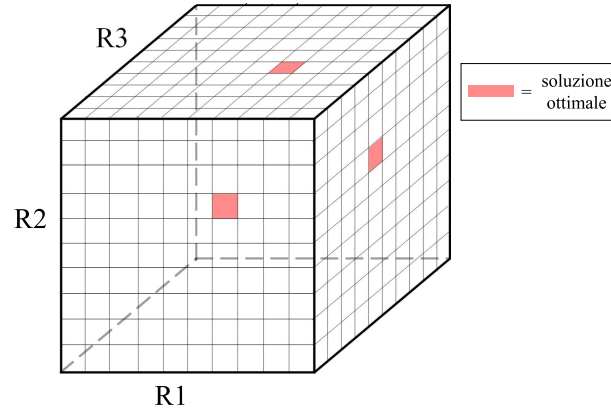


Figura 5.6: Discretizzazione intervalli di indagine (N=30).

relativi alle tre incognite.

$$i = \frac{\sum |\theta_{3id} - \theta_{3eff}|}{N} \quad (5.1)$$

Una volta individuato l'indice migliore, il calcolatore è in grado di fornirci la sua posizione all'interno della griglia di Fig. 5.6, tramite la quale si può risalire ai rapporti adimensionali R_i del quadrilatero. Nel caso in cui si fissi la lunghezza $l_0 = 1$, a quelli corrispondono proprio le lunghezze dei membri.

5.1.2 Risultati ottenuti

La seconda fase di questo studio consiste nel prelevare i risultati dell'algoritmo di ottimizzazione e inserirli in uno studio cinematico del quadrilatero come contro-prova. Successivamente, una volta dimostrato che l'angolo θ sia effettivamente linearizzato, è necessario effettuare uno studio a cascata, a ritroso, per verificare che la legge di moto ottenuta nella fase precedente riesca a realizzare le condizioni di progetto (Cap. 1.2) una volta combinata con quella del meccanismo di Chebyshev.

In questo caso risultati sono stati cercati all'interno di tre diverse possibilità: nella prima i rapporti R_i potevano viaggiare da 1 a 3, nella seconda da 1 a 5 e infine, nella terza da 1 a 10.

In Fig. 5.7 si mettono a confronto gli andamenti del primo e del terzo caso, considerando poi che il secondo avrà un comportamento che sarà un compromesso

tra i due.

I grafici rappresentati in questa figura indicano principalmente due cose:

- la prima, e più importante, è che in nessun caso si riesce a sostituire l'intermittore con un quadrilatero a doppia manovella, in quanto, come si vede, nessun tipo di meccanismo riesce a produrre una velocità tale per cui l'asse su cui agisce riesca a tornare nella posizione di inizio ciclo;
- la seconda invece, è che più i rapporti tra le lunghezze dei membri con il telaio sono alti, più la legge di moto del quadrilatero produce un angolo θ_3 in uscita linearizzato, ma poi questo si traduce in un discostamento maggiore dalle condizioni richieste dal progetto.

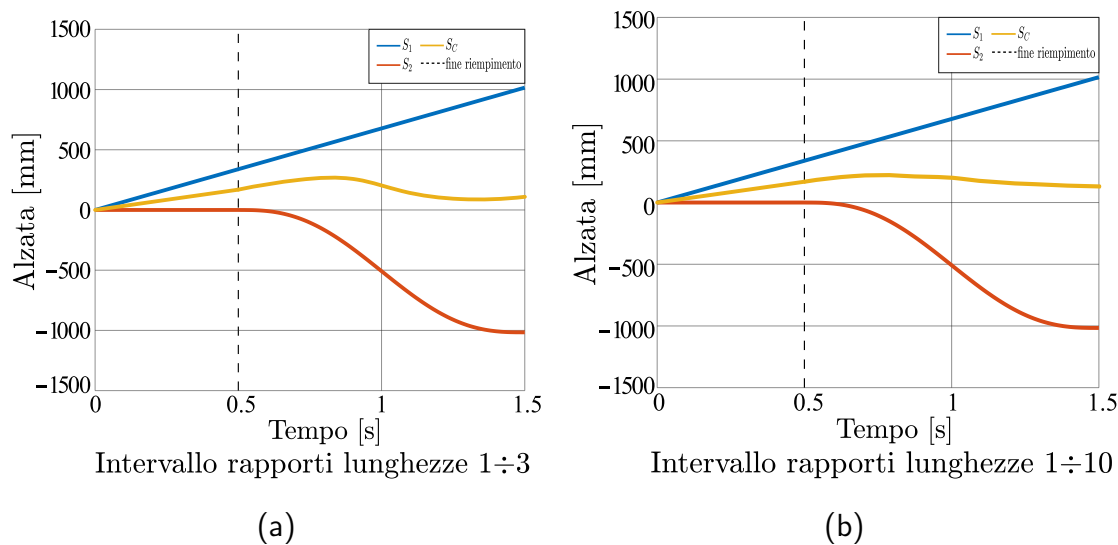


Figura 5.7: Leggi di moto del telaio dopo l'inserimento del meccanismo ottimizzato. Confronto tra due soluzioni.

La spiegazione di questi fatti è da attribuire a quanto illustrato in Fig. 5.8: aumentare la differenza tra le lunghezze dei membri del quadrilatero, fa sì che l'angolo θ_3 si avvicini alla linearità (linea rossa in figura). Siccome però la funzione che si vorrebbe ottenere è un funzione composta da due tratti lineari a pendenza diversa,

implica che la diminuzione della curvatura della legge dell'angolo avvicini il risultato a uno dei due tratti, ma lo allontani dall'altro.

Questa discrepanza è irrecuperabile nel funzionamento della macchina che, essendo piuttosto rigida, non ammette tolleranza nell'allontanamento dalla legge di moto stabilita; per questa ragione è stata abbandonata questa strada ed è stata intrapresa quella dell'intermittore. La sezione 5.2 sarà dedicata proprio all'illustrazione della sua progettazione.

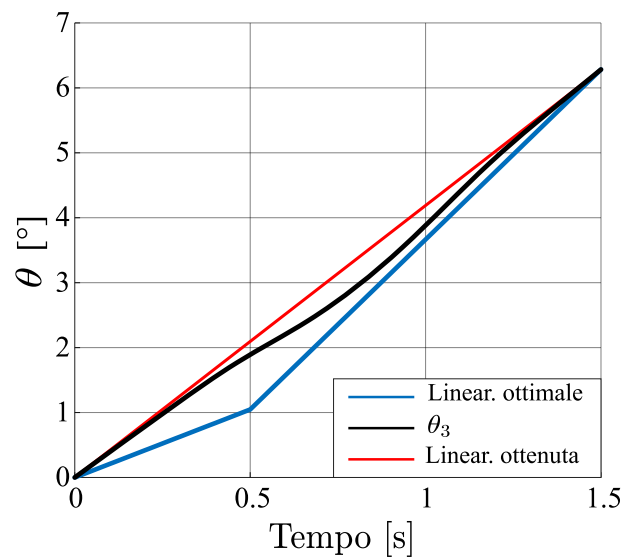


Figura 5.8: Impossibilità della soluzione

5.2 Scelta e dimensionamento dell'intermittore

L'organo meccanico di cui si parla è un elemento di considerevoli complessità meccanica e costo. Prima di procedere alla produzione del componente direttamente all'interno dell'azienda ci si è assicurati che esistesse sul mercato. Il prodotto esiste, ma come suggerisce il nome stesso, è solitamente usato per realizzare delle soste, mentre in questa applicazione non ne servono. L'unica sua caratteristica per cui verrebbe sfruttato è la sua tecnologia a camme coniugate che permette anche di realizzare delle variazioni di velocità nell'albero di uscita. Soddisfare questa richiesta

avrebbe impiegato molte risorse perciò l'azienda ha deciso di rivolgersi direttamente al suo fornitore, richiedendo un primo studio di fattibilità.

Per eseguirlo è stata contattata direttamente l'azienda di riferimento di GIMA Spa, la Colombo Filippetti Spa[9]. Definendo alcuni parametri fondamentali:

- andamento dell'angolo di rotazione da ottenere sull'albero di uscita dell'intermittore (vedi fig.4.24);
- andamento della velocità angolare con cui ottenere tale angolo (vedi fig.4.24);
- valore dell'inerzia ridotta all'albero di uscita dell'intermittore stesso ($J \approx 6 \cdot 10^5$ Kg mm²), calcolato basandosi sui componenti della macchina preesistente, sommando i contributi di tutte le masse traslanti e ruotanti trascinate dalla catena;
- periodo di durata di un ciclo discretizzato in 360 intervalli corrispondenti ai gradi macchina per la fasatura delle camme.

Sulla base di queste informazioni l'azienda ha fornito un ventaglio di opportunità che vengono messe a confronto in Fig. 5.9.

Alla fine, principalmente per una questione di ingombri, si è scelto di adottare il più piccolo tra quelli consigliati (*CF3-65P-1/360*), il quale garantisce un funzionamento a "vita infinita" con prestazioni caratterizzate da coppie massime in uscita e in ingresso di 8.69 Nm e di 11.36 Nm rispettivamente.

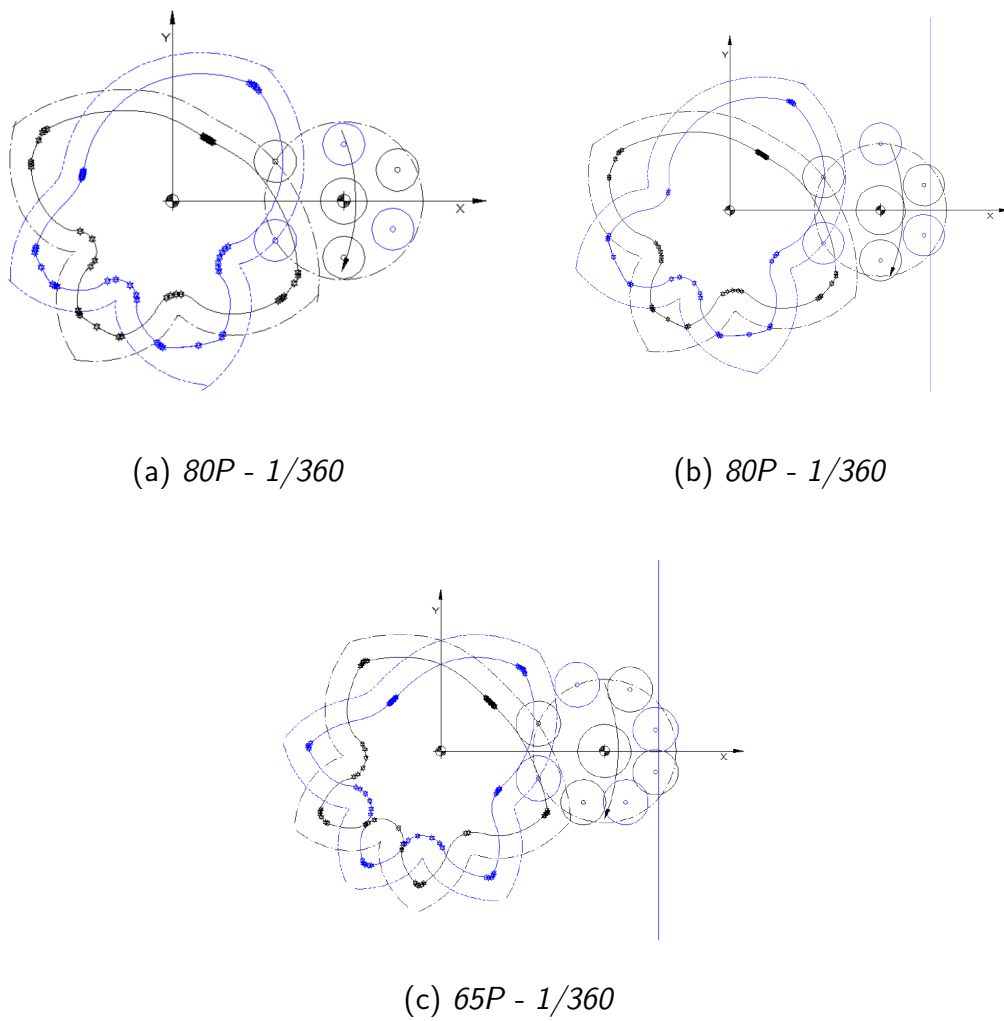


Figura 5.9: Triplice soluzione proposta da Colombo Filippetti Spa.

Capitolo 6

Conclusioni e Sviluppi Futuri

Questo studio si è proposto di fornire una alternativa ad una architettura di macchina, già esistente e collaudata di GIMA Spa, per il confezionamento di *chewingum*. La debolezza di tale macchina risiede nel fatto che il suo funzionamento sia interamente affidato a controlli elettronici. L'obiettivo del progetto è stato quindi di ripartire tale responsabilità tra una serie di elementi meccanici, decisamente più affidabili e controllabili.

La necessità è quella di movimentare una schiera di bicchieri (da riempire coi confetti di *chewingum*), in modo tale che in un punto del loro moto realizzino una sosta, mentre contemporaneamente, dall'altro lato del trasportatore, un'altra schiera di bicchieri continui a muoversi di moto a velocità costante per accoppiarsi in velocità con il trasporto principale. Ovviamente, tutti i suddetti bicchieri sono collegati ad una stessa catena che li trascina. Nel Cap. 3 sono stati presentati dettagliatamente gli aspetti riguardanti la progettazione della legge di moto.

Nel Cap. 4 è stata studiata la cinematica del meccanismo e sapendo di aver a disposizione due motorizzazioni, una per il telaio e una per la catena, si è fatto in modo che la condizione richiesta fosse realizzata combinando le velocità delle due attuazioni. In questo modo, il cinematismo realizzato assegna al telaio mobile

un moto di tipo alternato, mentre alla puleggia che trascina la catena, un moto unidirezionale vario.

Tutte le verifiche svolte sulle leggi di moto appena descritte sono apprezzabili al paragrafo 4.1.

Successivamente si è andati a ricercare l'architettura migliore che potesse assolvere a tale compito. Complessivamente si sono dimensionati 4 quadrilateri: il primo è un quadrilatero di Chebyshev la cui manovella si comporta da bilanciante e funge da motore per tutto il meccanismo; il secondo è un ulteriore quadrilatero di Chebyshev, trascinato dal primo tramite dei membri folli, all'unico scopo di realizzare un supporto stabile alla struttura; il terzo è un quadrilatero di Grashov che rende solidali, nel moto, i due meccanismi di Chebyshev facendo in modo che il secondo rimanga lontano dalla condizione di singolarità; l'ultimo è infine un altro meccanismo di Grashov che serve per ridurre l'escursione angolare richiesta al bilanciante del meccanismo motore, rendendola eseguibile da una sola camma piana. Quanto appena detto è ampiamente descritto nel Cap. 4.

A questi meccanismi è stato aggiunto un altro elemento che serve a portare in rotazione una delle due pulegge del telaio mobile, con la finalità di conferire alla catena una ben precisa legge di moto. La tolleranza su questa legge era minima e di conseguenza si è dovuto utilizzare un componente commerciale fatto su misura per l'applicazione: un intermittente della Colombo-Filippetti[3] *CF3-65P-1/360*.

Nel Cap. 5 è stato infine esposto uno studio sulla scelta della motorizzazione principale del gruppo-macchina. Le ipotesi vagliate sono state due: utilizzare il componente commerciale della Colombo-Filippetti nominato poc'anzi, oppure sostituirlo con un ulteriore quadrilatero articolato.

Lo studio eseguito ha portato alla consapevolezza che, nonostante l'algoritmo di ottimizzazione non lineare fornisca un risultato ottimo, tale risultato non soddisfa

la richiesta cinematica di progetto. Si ha infatti che l'approssimazione introdotta con l'impiego di un quadrilatero articolato in tale sede, porta ad un allontanamento inaccettabile dalla legge orario dell'angolo di rotazione della puleggia che trascina la catena. Dato l'alto grado di precisione richiesto alla macchina, tale differenza, seppur piccola, non è tollerabile.

Si conclude dicendo che questo progetto è stato in grado di produrre una macchina, studiarne e perfezionarne il funzionamento nel dettaglio sia dal punto di vista della cinematica che dell'architettura di base e di disegnarne ogni singolo componente, rendendola così pronta per la produzione e la messa a frutto.

Ciononostante, sono ancora aperti diversi canali attraverso i quali approfondire e impreziosire il funzionamento della macchina stessa. In particolare si citano:

Camma per l'apertura dei bicchieri: Collegata al telaio, è presente una camma, elemento molto importante per il corretto trasferimento dei confetti da un trasporto all'altro, in quanto preposta ad evitare l'intasamento. Nella macchina esistente tale camma è collegata al trasporto dei bicchieri, che è fisso e si impegna su una rotella che ognuno di questi bicchieri possiede. Essa crea un binario per questa rotella, la quale essendo eccentrica rispetto al centro del bicchiere, fa compiere una rotazione calibrata ad un coperchio posto sotto di esso. In questo modo i prodotti scendono ordinatamente e lentamente, impedendo che sovrapponendosi uno sull'altro per via dell'attrito creino un tappo.

Ciò che si potrebbe fare sarebbe prendere la camma, svincolarla dal telaio, ora diventato mobile, e ricollegarla al telaio fisso. Questo processo richiede di ristudiarne la geometria e la struttura.

Studi strutturali: L'intera struttura è costantemente sollecitata per via della sua grande mole e del suo moto alternato. Inoltre, la coppia trasmessa al bilanciere motore del meccanismo si Chebyshev è consistente. Alla luce di questo è chiaro che

sarebbe opportuno approfondire uno studio tensionale della struttura, a partire dall'ottimizzazione dell'alleggerimento, per arrivare a delle verifiche, tramite software FEM, delle zone o dei componenti maggiormente sollecitati.

Modifica della motorizzazione principale: In ultimo, rimandando a quanto visto nel paragrafo 5.1, è possibile arricchire l'ottimizzazione del quadrilatero, oppure scegliere un meccanismo piano differente (ad esempio un pentalatero) riaprendo la possibilità di eliminare l'intermittore dall'architettura di macchina ed evitando l'impiego del controllo elettronico.

Desidero ricordare tutti coloro che mi hanno aiutato nella stesura di questo elaborato con suggerimenti, critiche ed osservazioni: a loro va la mia gratitudine, anche se a me spetta la responsabilità per ogni errore contenuto in questo lavoro.

Ringrazio anzitutto il professor Marco Carricato, relatore, e l'Ingegnere Fabio Sassi, direttore dell'ufficio tecnico di GIMA Spa: senza il loro supporto e la loro guida sapiente questa tesi non esisterebbe. Ringrazio inoltre Roberto Di Leva, tutor del Professor Carricato per avermi guidato e consigliato con grande dedizione e pazienza.

Ci tengo a ringraziare anche tutti i colleghi conosciuti sul luogo di lavoro del tirocinio e i miei amici più stretti: i primi mi hanno accolto caldamente e insegnato tante piccole accortezze e astuzie da impiegare nell'ambito della progettazione, mentre i secondi mi hanno permesso di svagarmi nei momenti in cui lo stress diventava pesante e mi hanno ascoltato parlare del progetto e del mio futuro con grande sensibilità.

Infine concludo ringraziando le persone più importanti della mia vita: la mia famiglia e la mia fidanzata. A loro è dedicata questa tesi e con loro condivido l'immensa soddisfazione dell'aver terminato questo percorso pieno di ostacoli e difficoltà.

Appendice A

Tavole da disegno:

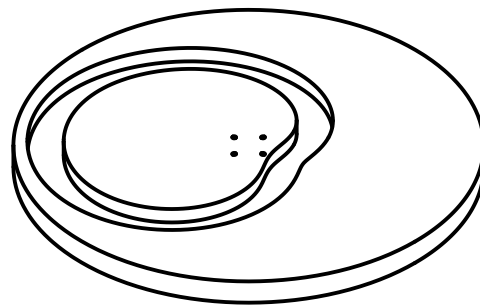
A.1 Camma piana

A.2 Biella meccanismo Chebyshev

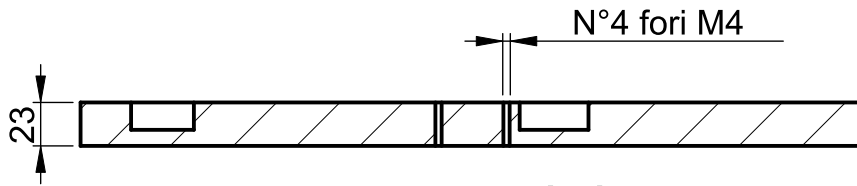
A.3 Albero trasmissione moto catena

A.4 Trasmissione moto da variatore commerciale

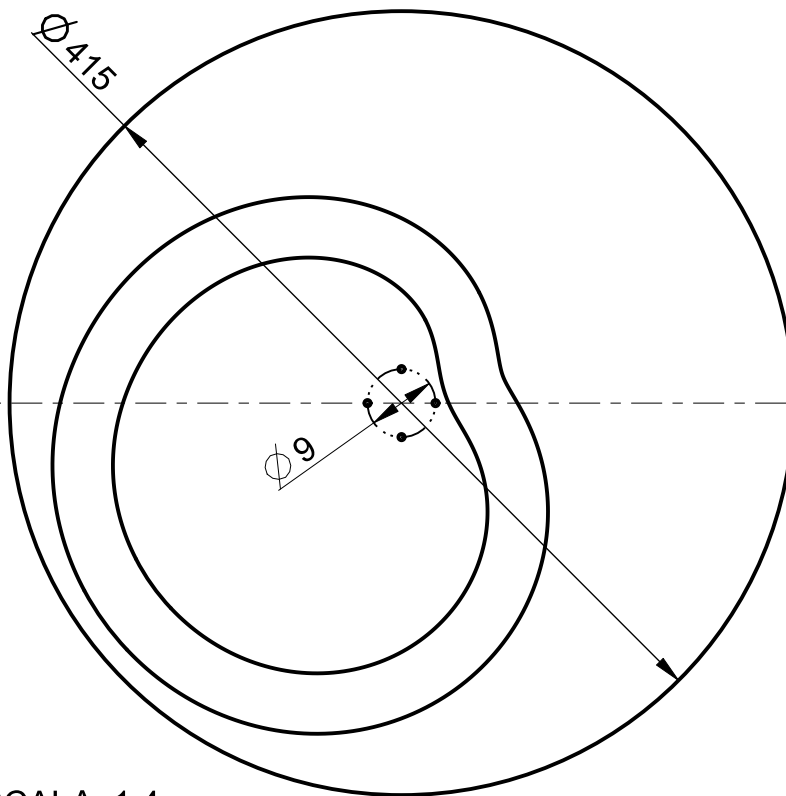
A.5 Assieme completo in assonometria



SCALA 1:6.667



SEZIONE A-A



SCALA 1:4

DESCRIZIONE MODIFICA

COORDINATE

DATA / DISEGNAT.

RIF.

NOTE/NOTE DI PERSONALIZZAZIONE

-	102010264	39NICRMO3 FUC.BON.DISCO D=420 S= 45	PZ	1
POS.	CODICE	MATERIALE GREZZO - COMPONENTI	UMTAGLIOQ.TA	

<p>All proprietary rights reserved by Soc. IMA. This drawing shall not be reproduced, or in anyway utilised for the manufacture of the component or unit herein illustrated and must not be released to other parties without written consent. Any infringement will be legally pursued</p>	<p>QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA: fori H13, alberi h13, dimensioni lineari J13, dimensioni angolari $\pm 30'$</p>	RACCORDI NON QUOTATI R 0,5	SMUSSI NON QUOTATI 0.5x45°
	TRATTAMENTO TERMICO	DISEGNATORE Edoardo Croati	DATA 11-02-21
	TRATTAMENTO SUPERFICIALE	VALIDITA'	SIMILE A

 BOLOGNA - ITALY	DENOMINAZIONE NCRE001107 Camma Piana	SCALA CODICE	 MASSA (kg) 21.519 FOGLIO 1/1 REV. TCRE001107
---	--	-----------------	--

UNI A4 / GIMA

1 2 3 4 5 6

A

B

C

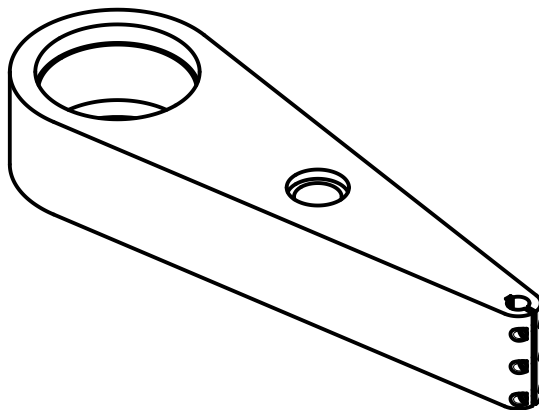
D

E

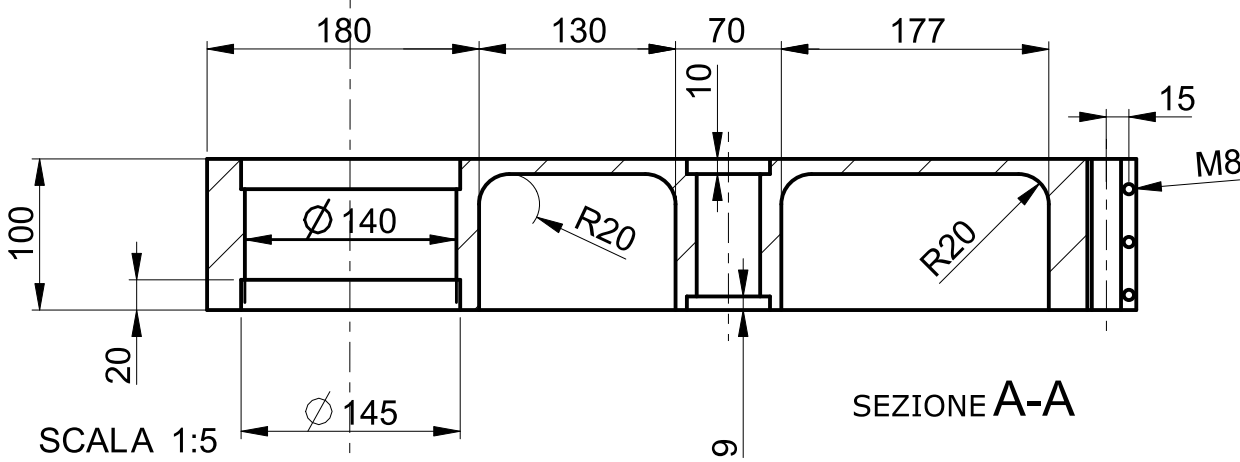
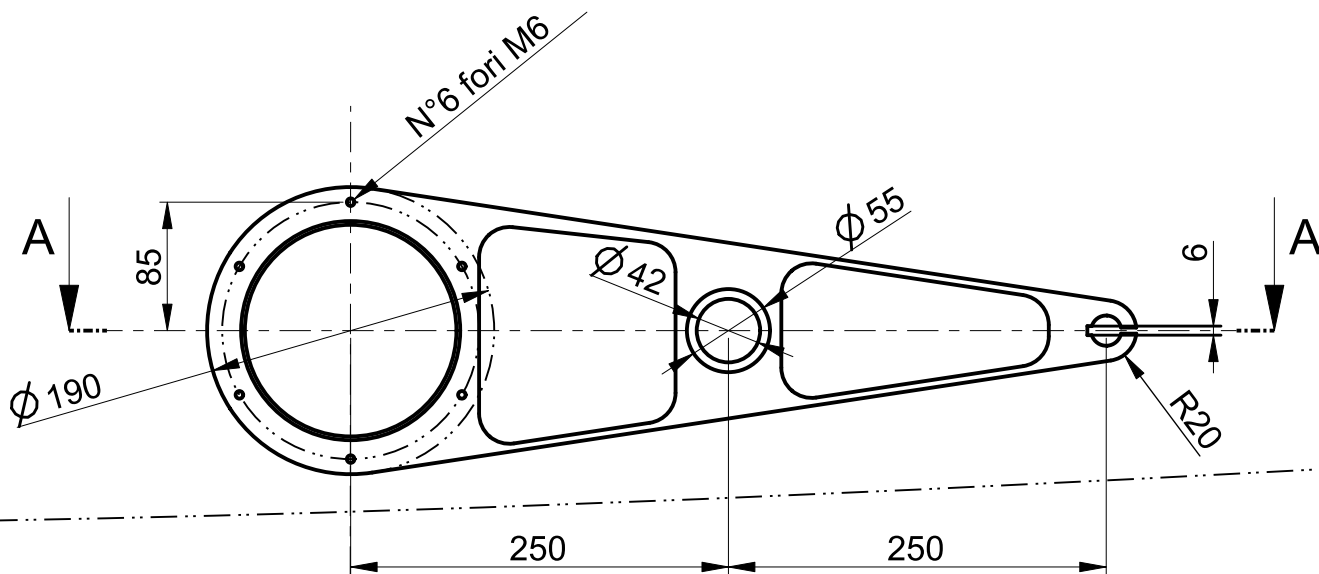
F

G

H



SCALA 1:6.667



DESCRIZIONE MODIFICA

COORDINATE

DATA / DISEGNAT.

REF.

NOTE/NOTE DI PERSONALIZZAZIONE

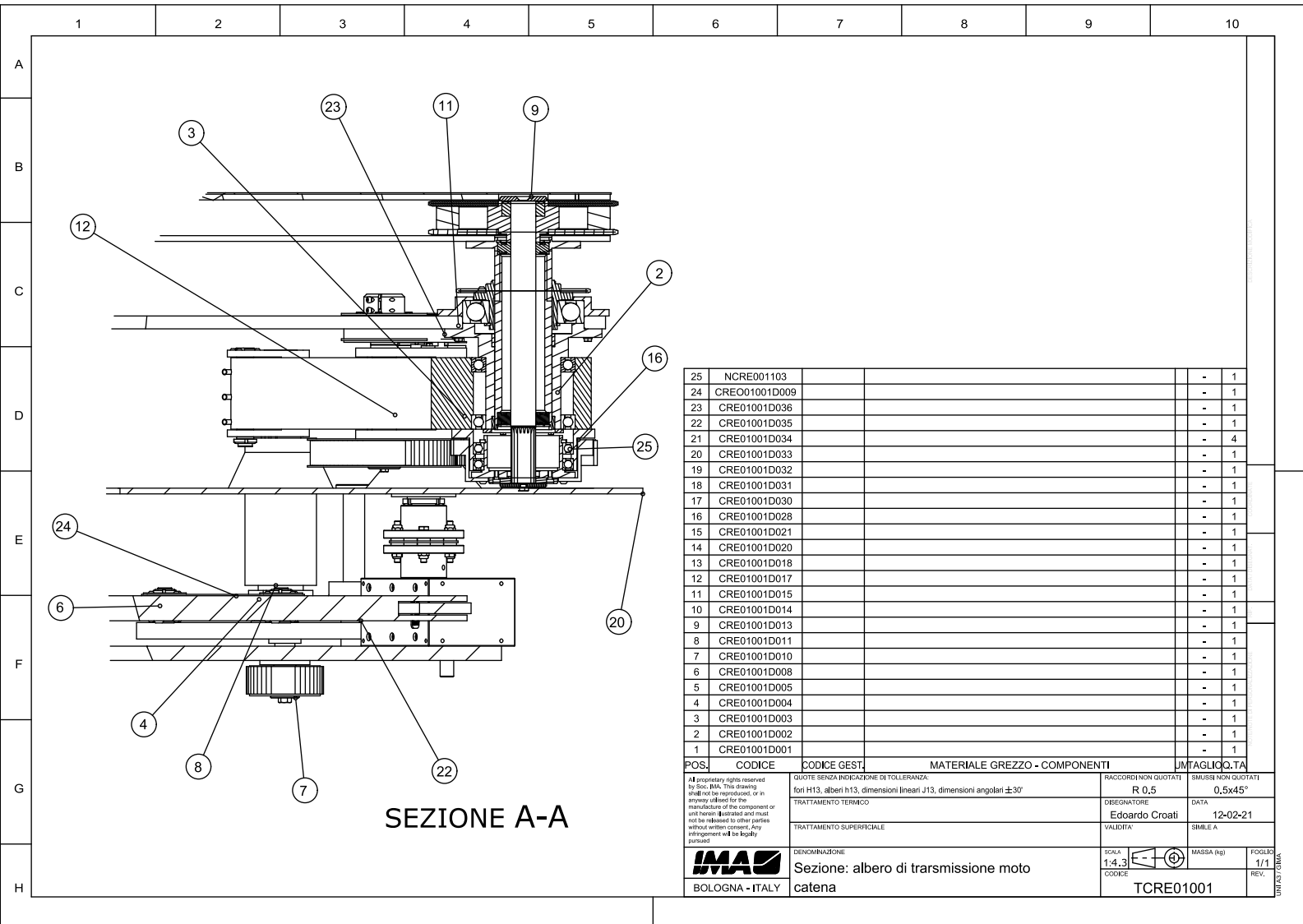
1

POS. CODICE MATERIALE GREZZO - COMPONENTI JMTAGLIOQ.TA

<p>All proprietary rights reserved by Soc. IMA. This drawing shall not be reproduced, or in anyway utilised for the manufacture of the component or unit herein illustrated and must not be released to other parties without written consent. Any infringement will be legally pursued</p>	<p>QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA: fori H13, alberi h13, dimensioni lineari J13, dimensioni angolari ±30'</p>	<p>RACCORDI NON QUOTATI R 0.5</p>	<p>SMUSSI NON QUOTATI 0.5x45°</p>
	<p>TRATTAMENTO TERMICO</p>	<p>DISEGNATORE Edoardo Croati</p>	<p>DATA 11-02-21</p>
	<p>TRATTAMENTO SUPERFICIALE</p>	<p>VALIDITA'</p>	<p>SIMILE A</p>
	<p>DENOMINAZIONE NCRE001002 Biella Mecc. Chebyshev</p>	<p>SCALA</p>	<p>MASSA (kg)</p>

<p>BOLOGNA - ITALY</p>	<p>TCRE001002</p>	<p>REV.</p>
------------------------	-------------------	-------------

UNI A4 / GIMA

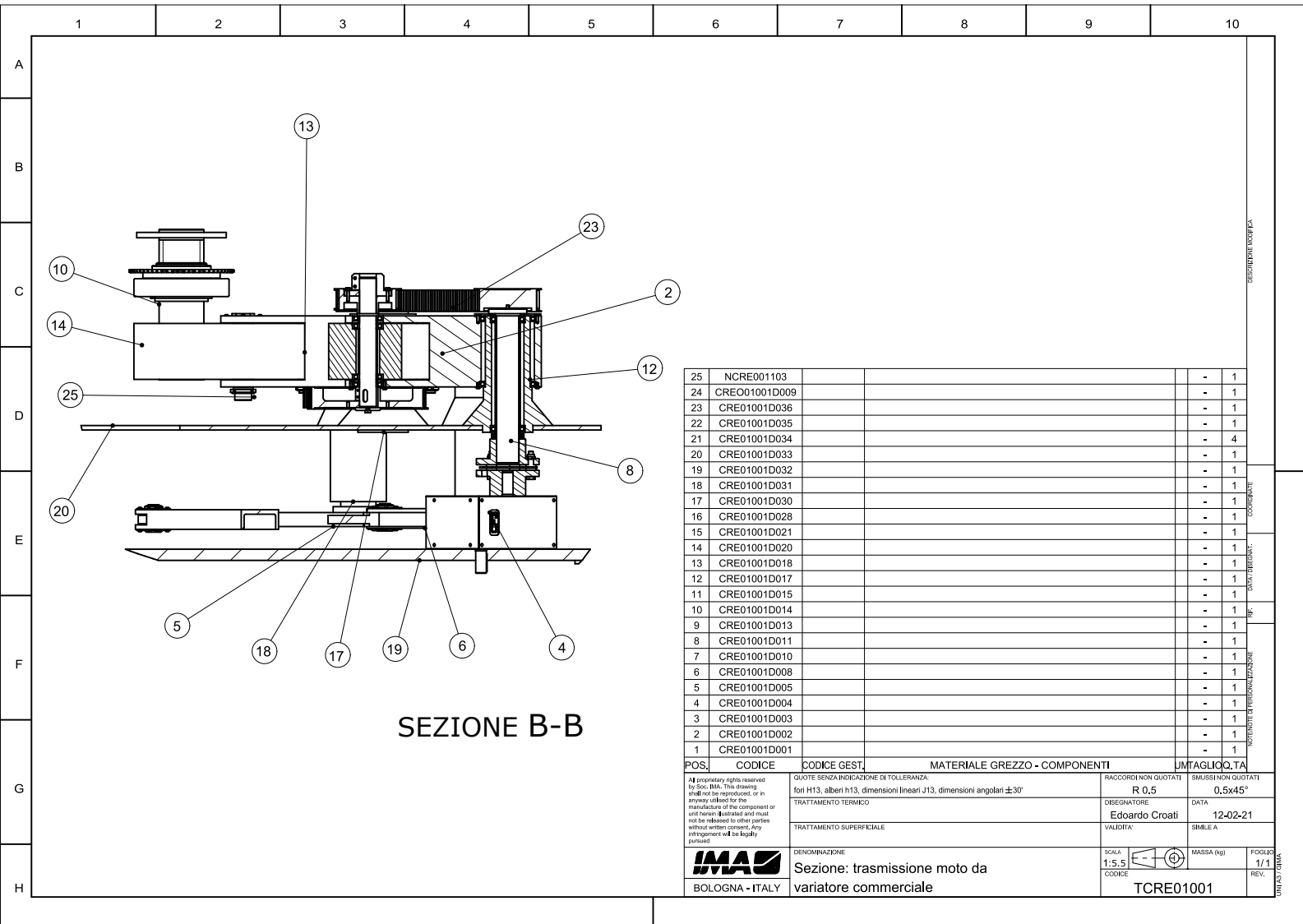


SEZIONE A-A

25	NCRE001103			-	1
24	CRE01001D009			-	1
23	CRE01001D036			-	1
22	CRE01001D035			-	1
21	CRE01001D034			-	4
20	CRE01001D033			-	1
19	CRE01001D032			-	1
18	CRE01001D031			-	1
17	CRE01001D030			-	1
16	CRE01001D028			-	1
15	CRE01001D021			-	1
14	CRE01001D020			-	1
13	CRE01001D018			-	1
12	CRE01001D017			-	1
11	CRE01001D015			-	1
10	CRE01001D014			-	1
9	CRE01001D013			-	1
8	CRE01001D011			-	1
7	CRE01001D010			-	1
6	CRE01001D008			-	1
5	CRE01001D005			-	1
4	CRE01001D004			-	1
3	CRE01001D003			-	1
2	CRE01001D002			-	1
1	CRE01001D001			-	1

POS.	CODICE	CODICE GEST.	MATERIALE GREZZO - COMPONENTI	UNITAGLIO.Q.TA
All proprietary rights reserved by Snc. IMA. This drawing shall not be reproduced, or in anyway utilized for the manufacture of the component or unit herein illustrated and must not be released to other parties without written consent. Any infringement will be legally pursued.		QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA: fori H13, alberi h13, dimensioni lineari J13, dimensioni angolari $\pm 30'$		RACCORDI NON QUOTATI R 0,5
TRATTAMENTO TERMICO		SMUSSE NON QUOTATI 0,5x45°		DESIGNATORE Edoardo Croati
TRATTAMENTO SUPERFICIALE		VALIDITA'		DATA 12-02-21
				FOGLIO 1/1
BOLOGNA - ITALY		DENOMINAZIONE Sezione: albero di trasmissione moto catena		MASSA (kg) TCRE01001

UNITAGLIO.Q.TA



SEZIONE B-B

POS.	CODICE	CODICE GEST.	MATERIALE GREZZO - COMPONENTI	UMTAGLIOQ.TA
25	NCRE001103			- 1
24	CRE01001D009			- 1
23	CRE01001D036			- 1
22	CRE01001D035			- 1
21	CRE01001D034			- 4
20	CRE01001D033			- 1
19	CRE01001D032			- 1
18	CRE01001D031			- 1
17	CRE01001D030			- 1
16	CRE01001D028			- 1
15	CRE01001D021			- 1
14	CRE01001D020			- 1
13	CRE01001D018			- 1
12	CRE01001D017			- 1
11	CRE01001D015			- 1
10	CRE01001D014			- 1
9	CRE01001D013			- 1
8	CRE01001D011			- 1
7	CRE01001D010			- 1
6	CRE01001D008			- 1
5	CRE01001D005			- 1
4	CRE01001D004			- 1
3	CRE01001D003			- 1
2	CRE01001D002			- 1
1	CRE01001D001			- 1

<small>All proprietary rights reserved by Snc IMA. This drawing shall not be reproduced, or in anyway utilized for the manufacture of the component or unit herein illustrated and must not be referred to other parties without written consent. Any infringement will be legally pursued.</small>	<small>QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:</small> fori H13, alberi h13, dimensioni lineari J13, dimensioni angolari ±30°	<small>RACCORDI NON QUOTATI</small> R 0,5	<small>SMUSSI NON QUOTATI</small> 0,5x45°
	<small>TRATTAMENTO TERMICO</small>	<small>DISEGNATORE</small> Edoardo Croati	<small>DATA</small> 12-02-21
	<small>TRATTAMENTO SUPERFICIALE</small>	<small>VALIDITA'</small>	<small>SMILE A</small>
	<small>DENOMINAZIONE</small> Sezione: trasmissione moto da variatore commerciale	<small>SCALA</small> 1:5.5	
BOLOGNA - ITALY	TCRE01001	<small>FOGLIO</small> 1/1	<small>REV.</small>

DESCRIZIONE MODIFICA
 DATA
 AUTORE
 VERIFICATORE
 APPROVATORE

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
A											DESCRIZIONE MODIFICA
B											
C											
D											
E											
F											
G											
H											

25	NCRE001103										-	1
24	CRE01001D009										-	1
23	CRE01001D036										-	1
22	CRE01001D035										-	1
21	CRE01001D034										-	4
20	CRE01001D033										-	1
19	CRE01001D032										-	1
18	CRE01001D031										-	1
17	CRE01001D030										-	1
16	CRE01001D028										-	1
15	CRE01001D021										-	1
14	CRE01001D020										-	1
13	CRE01001D018										-	1
12	CRE01001D017										-	1
11	CRE01001D015										-	1
10	CRE01001D014										-	1
9	CRE01001D013										-	1
8	CRE01001D011										-	1
7	CRE01001D010										-	1
6	CRE01001D008										-	1
5	CRE01001D005										-	1
4	CRE01001D004										-	1
3	CRE01001D003										-	1
2	CRE01001D002										-	1
1	CRE01001D001										-	1

POS.	CODICE	CODICE GEST.	MATERIALE GREZZO - COMPONENTI	UMTAGLIOQ.TA
All proprietary rights reserved by Snc IMA. This drawing shall not be reproduced, or in anyway utilized for the manufacture of the component or unit herein illustrated and must not be released to other parties without written consent. Any infringement will be legally pursued.			RACCORDI NON QUOTATI	
QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA: fori H13, alberi h13, dimensioni lineari J13, dimensioni angolari ±30'			R 0,5	SMUSSI NON QUOTATI 0,5x45°
TRATTAMENTO TERMICO			EDENOTATORE	DATA
TRATTAMENTO SUPERFICIALE			Edoardo Croati	12-02-21
			VALIDITA'	SMILE A

	DENOMINAZIONE	SCALA	MASSA (kg)	FOGLIO
	BOLOGNA - ITALY	Asieme completo senza piano-macchina	1:10	1/1
				REV.
				TCRE01001

Elenco delle figure

1.1	Schema macchina con carosello a seguire evidenziato.	11
2.1	Trasportatore ad assi verticali	17
2.2	Catena REGINA C2040.	20
2.3	Esempi di camme piane di prima e seconda specie.	22
2.4	Schema delle forze agenti sulla camma.	23
3.1	Sezione illustrante il percorso dei confetti.	28
3.2	Meccanismo di Chebyshev.	29
4.1	Schema Telaio Mobile.	31
4.2	Leggi di moto dei sdr del telaio mobile.	33
4.3	Caso 1.	34
4.4	Caso 2.	35
4.5	Legge di moto del sistema di riferimento S_1	36
4.6	Legge di moto del sistema di riferimento S_2	37
4.7	Legge di moto del sistema di riferimento S_C	38
4.8	Legge di moto relativa al telaio mobile.	39
4.9	Corsa del telaio mobile.	40
4.10	Guida realizzata con doppio meccanismo.	41
4.11	Meccanismo di Watt[1].	41
4.12	Approssimazione lineare.	42
4.13	Meccanismo di Roberts [1].	43

4.14	Meccanismo di Chebyshev [1].	44
4.15	Traiettoria del punto D di biella del meccanismo di Chebyshev (evidenziate in giallo le zone di curvatura).	45
4.16	Percorso descritto dal punto D.	46
4.17	Andamento angolo di manovella.	47
4.18	Parametrizzazione del dimensionamento dell'interasse del telaio mobile.	48
4.19	Soluzione con doppia motorizzazione.	51
4.20	Angolo di pressione camma piana senza meccanismo di riduzione.	53
4.21	Schema geometrico del meccanismo per la riduzione dell'angolo di manovella.	54
4.22	Angolo di pressione della camma con meccanismo di riduzione dell'angolo di bilanciere.	55
4.23	Meccanismo di movimentazione del telaio completo.	56
4.24	Leggi di moto relative alla puleggia motrice porta-catena.	57
4.25	Esempio di sistema di camme coniugate all'interno degli intermittori: a) vista in pianta; b) vista in assonometria.	58
4.26	Quadrilatero di Grashov e relativo rapporto tra gli angoli α e γ [7].	59
4.27	Trasmissione moto da intermittore a puleggia.	59
5.1	Legge angolare puleggia motrice	62
5.2	Meccanismo a doppia Manovella.	63
5.3	Linearizzazione angolo θ	64
5.4	Quadrilatero a doppia manovella ($l_0 = 0.1 m, l_1 = 5l_0, l_2 = 2l_0, l_3 = l_1$).	65
5.5	Angoli prodotti dal meccanismo in Fig. 5.4.	65
5.6	Discretizzazione intervalli di indagine (N=30).	67
5.7	Leggi di moto del telaio dopo l'inserimento del meccanismo ottimizzato. Confronto tra due soluzioni.	68
5.8	Impossibilità della soluzione	69

5.9 Triplice soluzione proposta da Colombo Filippetti Spa. 71

Bibliografia

- [1] I. Artobolevsky e U. Academy of Science. *MECHANISM in Modern Engineering Design*.
- [2] *Etichettatrice automatica EvoDECO Roll-Fed*. URL: <https://www.directindustry.it/prod/sidel/product-8751-2141729.html>.
- [3] C. Filippetti. *Intermittori ad assi paralleli*. 2021.
- [4] E. Funaioli, A. Maggiore e U. Meneghetti. *Meccanica Applicata alle Macchine*. A cura di Patron. 2006.
- [5] *Ima Group*. URL: <https://ima.it/it/il-gruppo-ima/>.
- [6] L. Biagiotti. *Sistemi di Controllo*. 2008–2009.
- [7] P.L. Magnani e G. Ruggeri. *Meccanismi per macchine automatiche*. A cura di UTET. 2000.
- [8] *PTC*. 2021. URL: <https://www.ptc.com/it>.
- [9] C. F. Spa. *CoFil a Colombo Filippetti Company*. 2021. URL: <https://www.cofil.it/>.
- [10] *SSI Mover: smistatore a tasca per l'e-commerce e applicazioni di prelievo lotti*. URL: <https://www.ssi-schaefer.com/it-ch/prodotti/movimentazione-e-trasporto/sistemi-di-trasporto-per-capi-appesi/ssi-mover--435422>.