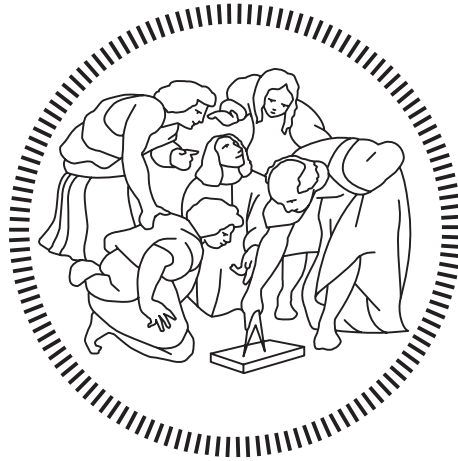


Politecnico di Milano

SCUOLA DI INGEGNERIA INDUSTRIALE E DELL'INFORMAZIONE

Laurea Triennale – Ingegneria Meccanica



Relazione tecnica: Revamping X-CASE

Relatore

Professore Gaetano Cascini

Candidati

Luca Lazzari – 933728

Carlo Leali – 934421

Michael Locatelli – 932868

Mattia Longobardo – 932412

Anno Accademico 2021 – 2022

Indice

Capitolo 1: Presentazione caso di studio	- 1 -
1.1 Il sistema attuale	- 1 -
1.2 Requisiti progettuali	- 3 -
1.3 Ricerca delle soluzioni.....	- 5 -
Capitolo 2: Sviluppo.....	- 6 -
2.1 Descrizione	- 6 -
2.2 Analisi dinamica	- 8 -
2.3 Verifica dei componenti meccanici	- 15 -
2.3.1 Albero	- 15 -
2.3.2 Ingranaggio	- 19 -
2.3.3 Calettamento	- 21 -
2.3.4 Cuscinetti	- 22 -
2.4 Analisi economica	- 24 -
2.5 Produzione documentazione tecnica	- 26 -
Capitolo 3: Conclusioni.....	- 27 -
Bibliografia	- 28 -

Capitolo 1: Presentazione caso di studio

Questa relazione descrive l'attività di progettazione svolta nell'ambito della Prova Finale del corso di laurea triennale in Ingegneria Meccanica presso il Politecnico di Milano.

Il tema progettuale affrontato è stato proposto da Zetapunto Srl, un'impresa che offre soluzioni di automazione industriale e revamping di impianti già in opera. L'obiettivo del tema è la riprogettazione di una macchina utilizzata nel settore della cartotecnica per soddisfare alcune richieste avanzate dal produttore. La macchina in esame è l'incassatrice manuale *X-Case*, utilizzata per l'incollaggio di libri all'interno della propria copertina in contesti di piccole o medie produzioni, progettata e prodotta dall'azienda Zechini Srl.

1.1 Il sistema attuale

L'incassatrice possiede un supporto verticale, definito *pala*, sul quale l'operatore posiziona il libro privo di copertina. Durante il ciclo di lavoro della macchina la pala trasla verso il basso e fornisce il sostegno necessario al libro per l'incollaggio: esso avviene durante la risalita del supporto, grazie al passaggio tra dei rulli, i quali distribuiscono sulle superfici esterne del libro la quantità di colla necessaria. Il movimento del sistema è arrestato dopo la risalita della pala, in modo che l'operatore possa rimuovere il prodotto e caricare il libro successivo, mentre la riattivazione della macchina per iniziare un nuovo ciclo di lavoro avviene manualmente. Il sistema di arresto utilizza dei trasduttori di tipo *proximitor* per identificare quando il supporto giunge agli estremi della propria traiettoria.



Figura 1.1 - La macchina in esame e alcune sue caratteristiche tecniche rilevanti, che devono essere soddisfatte anche a seguito del revamping.

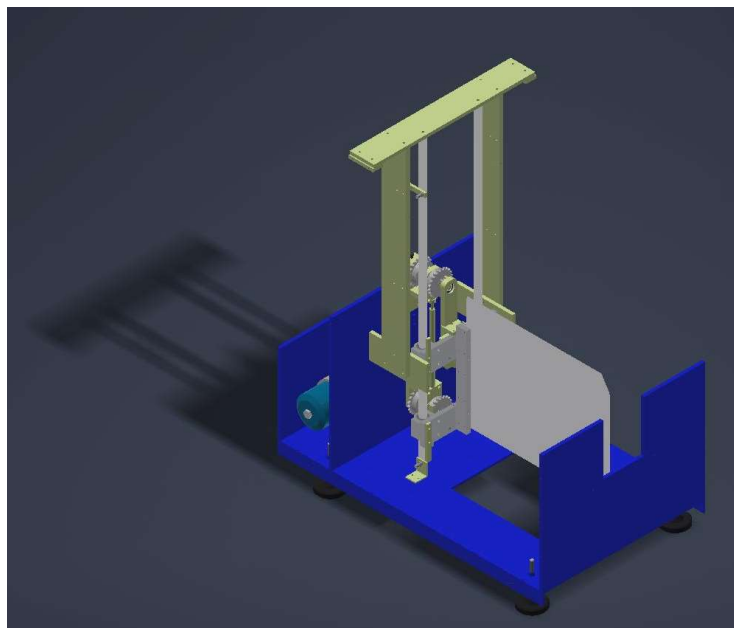


Figura 1.2 – Vista isometrica del macchinario

Nella macchina attuale la traslazione verticale della pala è garantita grazie un sistema di scorrimento formato da un carrello vincolato a due guide cilindriche in acciaio rettificato con quattro cuscinetti lineari a ricircolo di sfere. Questo sistema è trascinato dal sottosistema di movimentazione in maniera periodica. A livello cinematico il moto della pala è rettilineo ed è descritto da un tratto con velocità costante e da un tratto con velocità non costante, dovuto ad un meccanismo di biella-manovella. Nella macchina un motoriduttore imprime la rotazione ad una coppia di catene parallele a cui si vincola una biella che trasmette il moto al carrello precedentemente introdotto. Il tratto a velocità non costante avviene quando il punto di vincolo tra biella e catene percorre le due semicirconferenze esterne dei pignoni mentre il moto rettilineo avviene nei due tratti restanti.

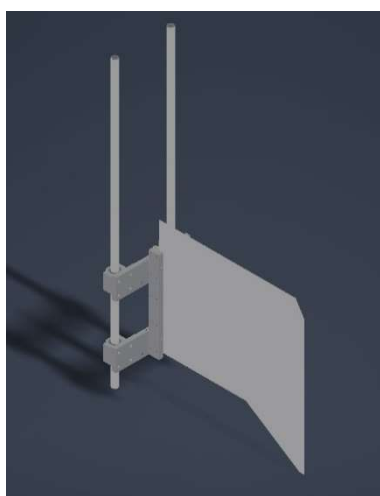


Figura 1.3 - Sistema di scorrimento

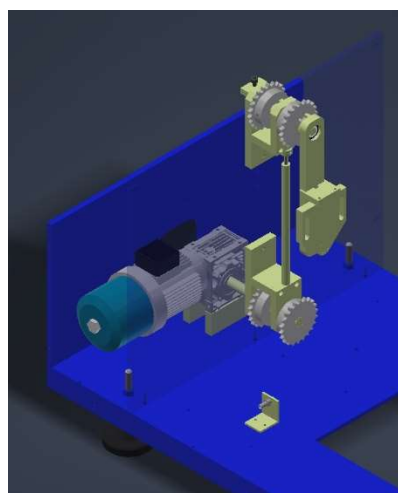


Figura 1.4 – Sottosistema di movimentazione

Il sistema di movimentazione corrente presenta tre principali vantaggi:

Convertire il moto circolare a verso costante del motore in moto rettilineo alternato della pala. L'inversione del moto è dovuta al sistema meccanico semplificando la componentistica di controllo della macchina.

Garantire un significativo tratto percorso con velocità costante per l'azione del sistema di incollaggio.

Determinare univocamente la posizione dei punti estremali della traiettoria della pala, rendendola indipendente dalla sensoristica installata.

I difetti della soluzione attuale sono implicitamente descritti tra i requisiti progettuali nelle voci 4, 5 e 6.

1.2 Requisiti progettuali

In seguito ad un colloquio con il responsabile aziendale sono emersi alcuni vincoli e richieste per la riprogettazione del macchinario. Il seguente elenco riassume le indicazioni forniteci e indica una nostra quantificazione dei requisiti progettuali.

1. Mantenere gli stessi formati dei libri che possono essere caricati sulla macchina, le cui dimensioni sono comprese tra 7 cm e 50 cm di altezza e 7 cm e 46 cm di larghezza. Questo vincolo impone costante geometria, dimensioni e ampiezza della corsa della pala. Quest'ultima dipende dal sistema di movimentazione scelto e non può essere ridotta più di 50 mm rispetto a quella attuale, 653 mm , per garantire l'incollaggio completo del libro.
2. Garantire una differenza di velocità positiva tra velocità della pala in salita e velocità dei rulli atti alla distribuzione della colla. La velocità tangenziale dei rulli è di $0,21\text{ m/s}$, questo valore funge da limite inferiore per la velocità della pala nel tratto lineare (attualmente di $0,26\text{ m/s}$) mentre come limite superiore si considera un valore di $0,31\text{ m/s}$ per evitare un eccessivo strisciamento sulla superficie del libro.
3. Mantenere lo stesso tempo ciclo di 200 libri/ora in media. Da una prova cronometrata il tempo disponibile per la lavorazione di ogni libro è di 18 s , di cui 6 s sono utilizzati per il moto della pala, mentre i restanti sono legati alle operazioni manuali di carico e scarico. Il tempo di moto è correlato alla velocità della pala, che deve rispettare il requisito già imposto al punto precedente. Quindi il tempo di moto deve essere prossimo a quello attuale, con un limite superiore al più di 7 s per non influenzare la produttività complessiva, ed un valore minimo di $4,2\text{ s}$, dato dall'entità della corsa e dal limite superiore di velocità.
4. Semplificazione del sistema di movimentazione. Da quanto emerso dal colloquio la macchina attuale possiede soluzioni tecniche che implicano una fase di montaggio di 45 ore , giudicata dall'azienda troppo onerosa in termini di tempo. La fase più

critica risulta il montaggio e la registrazione delle due catene presenti nel sistema di movimentazione, eseguita da un operaio specializzato. Implementare un nuovo meccanismo, che ottimizza montaggio e manutenzione risulta quindi un requisito importante, in quanto rilevante anche in termini economici. Stimiamo una possibile riduzione delle ore di montaggio del 20%.

5. Ridurre il volume occupato dalla macchina. Il modello *X-Case* attuale possiede un vano sul retro di dimensioni 1300 x 80 x 1500 mm in cui è unicamente alloggiato il motoriduttore. Questa architettura non utilizza al meglio lo spazio interno del vano, che possiede altezza e larghezza pari alle dimensioni esterne della macchina e risulta sovradimensionato per lo scopo appena descritto. La revisione di questa scelta costruttiva e la ricerca di una nuova sede per il motoriduttore porterebbe ad una riduzione del volume totale della macchina del 10%.
6. Ridurre i costi di realizzazione, attualmente pari a 4145,79 €. Le principali voci di costo su cui è possibile un miglioramento sono relative al materiale acquistato, alle lavorazioni effettuabili dall'azienda e alle ore destinate alla fase di assemblaggio. Per quanto riguarda il materiale e le lavorazioni si stimeranno i costi sostenuti dall'azienda, rispetto a quelli attuali, in modo proporzionale al peso del materiale utilizzato, in quanto si prevede che le lavorazioni meccaniche siano simili a quelle già in essere sul modello esistente. Una semplificazione del meccanismo e delle fasi di montaggio comporterebbe un ulteriore vantaggio economico, infine si valuta l'utilizzo di parti acquistate esternamente come ulteriore opzione per la riduzione dei costi da parte dell'azienda. È stata concordata un'auspicabile riduzione dei costi del 10% a seguito del revamping.

1.3 Ricerca delle soluzioni

Definiti i vincoli che la nuova soluzione progettuale deve soddisfare, si è proceduto con una prima valutazione del cinematismo da adottare per ottenere la legge di moto richiesta a livello puramente meccanico, con un meccanismo azionato dal motoriduttore a velocità costante in verso. Tra le varie alternative considerate, un meccanismo di puro manovellismo non garantisce una velocità lineare costante nel tratto di corsa della pala ma permette l'inversione del moto. Un sistema meccanico che rispetti entrambe le caratteristiche possiede una complessità tale da non giustificare la sua implementazione.

Per raggiungere l'obiettivo di semplificazione del meccanismo, si è deciso quindi di realizzare l'inversione di moto a livello dei componenti elettrici di controllo motore.

In modo conservativo, la prima soluzione è stata quella di riutilizzare il sistema presente eliminando la biella e vincolando rigidamente il carello con la pala alla coppia di catene mosse in modo alternato. Il sistema risulta vantaggioso in termini di costi, ma risulta ancora critico in termini di montaggio e regolazione. Si è valutata poi la sostituzione delle catene con delle cinghie dentate in gomma, in modo da rendere la regolazione meno esigente, ma da una successiva analisi il componente si rivela troppo elastico e facilmente deteriorabile. Un'ulteriore alternativa adatta alla soluzione del problema è stata identificata in un sistema a singola catena, che riduce costi e necessità di regolazione, in cui è implementato, per ragioni di sicurezza, un freno meccanico o un paracolpi in gomma.

Sono state poi considerate delle soluzioni attraverso l'acquisto di sistemi esistenti per la movimentazione verticale. Alcuni sistemi a cinghia sono eccessivamente costosi o non adatti al carico previsto. Un prodotto adatto per costi, manutenzione e capacità di carico è un martinetto meccanico con vite a ricircolo di sfere che però è stato escluso perché non soddisfa l'intervallo di velocità imposto.

Una delle soluzioni più adatte è un sistema cremagliera-pignone, che presenta necessità di regolazione ridotte, i cui componenti sono standardizzati ed acquistabili esternamente. Questo sistema, con costi comparabili a quello dotato di una singola catena, risulta più vantaggioso in termini di sicurezza poiché in caso di rottura di un elemento della dentatura del pignone o della cremagliera la pala non subisce una caduta istantanea, che invece potrebbe avvenire in caso di rottura di una maglia della catena.

Si riportano schematicamente i costi stimati per le soluzioni individuate, considerando le spese per telaio, parti meccaniche da realizzare, assemblaggio e acquisti:

Tabella 1: Confronto economico delle alternative costruttive

Catena doppia	3.900 €
Catena singola – Freno meccanico	4.000 €
Catena singola - Paracolpi	3.800 €
Cremagliera - Pignone	3.600 €

Capitolo 2: Sviluppo

In seguito al confronto delle possibili soluzioni al problema sopra proposte e un colloquio con il responsabile in azienda è stata selezionata quella che più soddisfa i vari requisiti. La soluzione scelta è quella di garantire il moto lineare con un sistema cremagliera-pignone e sostituendo l'attuale contattore a 3 poli con uno che permetta anche l'inversione del verso di rotazione del motore.

2.1 Descrizione

Per analizzare il problema da un punto di vista dinamico, il meccanismo proposto è stato schematizzato come un disco, collegato al gruppo motore e riduttore, che rotola in assenza di strisciamento su un'asta rettilinea che può traslare solo verticalmente. Ai vari componenti sono state poi assegnate le proprietà geometriche e fisiche necessarie ad un primo studio del sistema MTU (motore, trasmissione, utilizzatore) che ci ha permesso di ottenere alcuni parametri significativi del sistema come velocità ed accelerazione, da cui è stato possibile ricavare le forze agenti tra i vari componenti. Questi dati, utilizzati per realizzare schizzi e dimensionamenti dei vari componenti, sono risultati poi diversi da quelli del sistema finito.

La linea guida da questo punto in poi per il revamping del macchinario è stata quella di mantenere il più possibile le parti già esistenti apportando alcune modifiche ove necessario.

In primo luogo, si è scelto di utilizzare lo stesso riduttore a vite presente sul precedente modello *X-Case*, da catalogo esso possiede un rendimento statico pari a 0,51 e dallo studio dinamico del sistema si evince che esso permette una irreversibilità statica incerta. Anche se prossimi al valore di rendimento statico del riduttore tale da garantire irreversibilità del moto, si è deciso di mantenere il motore esistente, che possiede un dispositivo auto-frenante azionato in assenza di alimentazione per impedire il movimento del sistema. Con gli stessi organi di potenza e trasmissione i requisiti di velocità restano simili e non modificano eccessivamente la legge di moto. Infine, il motore e il riduttore rimangono posizionati nella zona retrostante della macchina ma vengono spostati e sollevati di 670 mm per collegarsi al sistema pignone-cremagliera posto a circa metà dell'altezza del macchinario.

Successivamente, il gruppo di parti formato dalla struttura che sorregge le guide, le guide stesse e il carello a cui è fissata la pala è rimasto pressoché immutato. Le modifiche di questi componenti sono limitate alla compatibilità; esse riguardano la realizzazione di nuovi fori, delle variazioni nella geometria in caso di interferenza con parti aggiunte e infine la rimozione delle lavorazioni non più necessarie nel sistema attuale.

Da una valutazione degli ingombri dei componenti interni e per evitare complesse strutture di ancoraggio della cremagliera, è stato necessario assemblare diversamente il gruppo carrello spostando le due piastre orizzontali dal lato frontale al lato posteriore delle guide riducendo così la lunghezza utile della pala di 85 mm. Dai requisiti geometrici imposti dal

formato dei libri processabili era avanzata l'idea di allungare la pala ma ci è stato chiesto dall'azienda di non intervenire in questo aspetto in quanto risolvibile, agendo su parti esenti dal nostro intervento sul macchinario. Variazioni più significative sono state fatte sul telaio: con il riposizionamento del motore è stato possibile eliminare una piastra verticale posteriore, diventata ora superflua, ed accorciare la base della macchina risparmiando 150mm di ingombro trasversale, equivalente ad una riduzione di volume del 12% rispetto a quello iniziale.

Per fissare il blocco motore-riduttore alla base è stata realizzata una piastra di spessore 20 *mm* vincolata tra le piastre verticali esistenti opportunamente modificate. La mensola così costruita possiede 6 fori asolati per modificare la posizione motore, albero e pignone nei confronti della cremagliera grazie a 3 viti di regolazione poste nella piastra di supporto posteriore e 3 blocchetti di riscontro che vincolano la direzione di traslazione dei componenti. Si prevede inoltre la lavorazione di una tasca nel bordo centrale della parte per evitare interferenze con la cremagliera.

Per quanto riguarda la trasmissione del moto dal riduttore al pignone, scegliamo di realizzare un albero recante a sbalzo il pignone e, per evitare un eccessivo sforzo della struttura del riduttore, è stato apposto un cuscinetto intermedio tra le estremità dell'albero. Il cuscinetto si pone su un supporto vincolato alla mensola precedentemente descritta e regolabile in modo analogo agli elementi precedenti. Sull'albero sono state ricavate le varie battute e gli angoli di raccordo in funzione dei cataloghi dei componenti calettati, la coppia è trasmessa da calettamenti di forma realizzati per mezzo di 2 linguette opportunamente dimensionate da normativa BS 4235. Per vincolare il cuscinetto è stata prevista una battuta e una cava per anelli Seeger opportunamente dimensionata. Riduttore e pignone sono rispettivamente vincolati da un dado autobloccante (ISO 7040) e da una ghiera (ISO 2982-2) con relativa rosetta di sicurezza. Queste soluzioni di bloccaggio sono state scelte per evitare gioco assiale dei componenti sull'albero e per non incorrere in uno svitamento di componenti senza sistemi di sicurezza, considerato che il motore opera in entrambi i versi di rotazione. Inoltre, si noti come il cuscinetto realizza, in prima approssimazione, un vincolo di cerniera essendo bloccato assialmente con anello Seeger anche sul supporto, Questa scelta progettuale ci è stata richiesta in modo esplicito dall'azienda per montare il cuscinetto che non è inserito per forzamento nella sua sede. In questo modo le superfici su cui il cuscinetto viene bloccato risultano quelle laterali. Date le basse velocità ed i carichi ridotti sono state quindi trascurate le deformazioni termiche dell'albero in direzione assiale.

Il pignone, acquistato come componente standardizzato, richiede una lavorazione di tornitura per l'allargamento del foro e di brocciatura per la cava della linguetta.

La cremagliera, anch'essa acquistata come componente standardizzato, richiede di essere accorciata di 308 *mm* dai 1000 *mm* iniziali e forata con 6 fori ciechi M6, 4 di essi sono necessari per realizzare il collegamento con il gruppo carrello e i rimanenti 2 per fissare un'asta alla parte superiore. Quest'ultimo componente è fondamentale per limitare l'inflessione della cremagliera nella zona non vincolata al carrello. La sezione dell'asta supplementare è stata scelta in modo da limitare la freccia in punta che verrà analizzata in seguito con maggior dettaglio. La riduzione di lunghezza della cremagliera risulta necessaria per evitare un contatto con la piastra superiore, la quale in questo modo vincola la corsa del

nuovo sistema a 610 mm, 43 mm in meno del precedente, che rispetta però il margine disponibile di 50 mm.

Per collegare la cremagliera al carello infine è stata predisposta una piastra di spessore 10 mm opportunamente forata in modo da irrigidire il sistema e permettere un accoppiamento più semplice delle due parti in fase di assemblaggio.

Sono stati poi adattati i supporti dei 2 sensori di prossimità già presenti modificandone geometria e posizione. In questa configurazione diventano elementi fondamentali per arrestare e invertire il verso di rotazione del motore nel punto morto superiore e inferiore. Non avendo più un vincolo fisico nel punto morto inferiore come in precedenza si è deciso di installare un tampone in gomma sulla base del macchinario che permetta l'appoggio del sistema pala ed eviti uno spostamento verso il basso. Dal sistema così descritto è stato possibile ricavare i dati per le verifiche statiche, a fatica e dei parametri di progetto.

2.2 Analisi dinamica

In primo luogo, è stata svolta un'analisi, schematizzando il meccanismo appena descritto con una logica MTU, per ricavare i primi dati cinematici e dinamici relativi alla nuova configurazione. Si ottengono le seguenti relazioni, valide per le condizioni indicate:

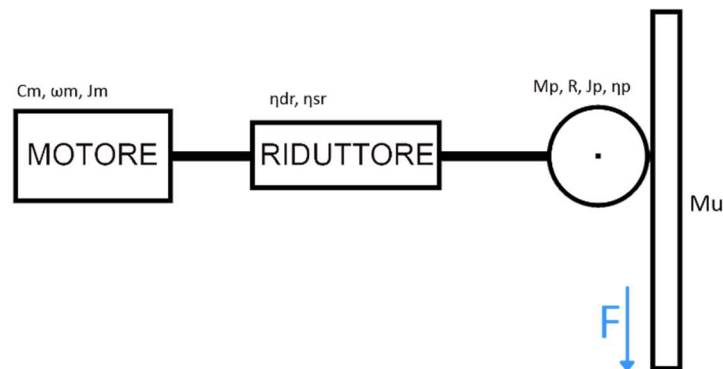


Figura 2.1 – Schema MTU del sistema

Salita, moto a regime:

$$C_m \omega_m - (1 - \eta_d)(C_m \omega_m) - (M_u g + F_{att}) \tau R \omega_m = 0 \quad (2.1)$$

Avviamento, punto morto inferiore:

$$C_{m0} \omega_m - (1 - \eta_s)(C_m - J_m \dot{\omega}_m) \omega_m - (M_u g + F_{att}) \tau R \omega_m + \\ - (J_m + \tau^2 J_p + \tau^2 M_u R^2) \dot{\omega}_m \omega_m = 0 \quad (2.2)$$

Arresto, punto morto superiore:

$$(1 - \eta_d)J_m \dot{\omega}_m \omega_m - (M_u g + F_{att})\tau R \omega_m + (J_m + \tau^2 J_p + \tau^2 M_u R^2) \dot{\omega}_m \omega_m = 0 \quad (2.3)$$

In cui sono stati esplicitati i legami di velocità angolare del motore e velocità lineare della pala e accelerazione angolare del motore con accelerazione della pala:

$$v_{pala} = \tau R \omega_m \quad (2.4)$$

$$a_{pala} = \tau R \dot{\omega}_m \quad (2.5)$$

Dalla risoluzione è stato possibile trovare C_m a regime e dal grafico (Figura 2.3) ricavare la velocità angolare di rotazione del motore, dai legami cinematici imposti è poi ricavabile il valore di velocità lineare della pala. Nell'equazione è presente un parametro di rendimento complessivo del riduttore e della cremagliera dato dal prodotto dei singoli rendimenti che sono stati ricavati rispettivamente dal catalogo del riduttore in oggetto e dalla letteratura per il sistema pignone-cremagliera. Per quanto riguarda le inerzie necessarie al calcolo dei transitori i momenti d'inerzia per il motore sono stati ricavati dal catalogo mentre quelli del pignone note le caratteristiche fisiche dello stesso. La massa del sistema in movimento M_u è stata ottenuta a posteriori dal software CAD tramite la funzione di calcolo della massa dell'assieme assegnando l'opportuno materiale ai vari componenti. Alla massa ottenuta è stato poi aggiunto il peso di un libro di massime dimensioni possibili (500 mm x 460 mm x 70 mm) e densità di 970 Kg/m³ ottenendo quindi una massa del libro di 15,6 Kg. La massa complessiva ci ha permesso di analizzare la struttura sia a carico sia scarica. Per il pattino a ricircolo di sfere e la guida rettificata non è stato possibile identificare dai cataloghi dei prodotti in esame un coefficiente d'attrito, da sistemi simili si è ottenuto però un coefficiente d'attrito $\mu=0,12$. Dalle forze agenti sulla pala a pieno carico, pari a 535,6 N, e considerato il baricentro a 103 mm dalle guide e una distanza in verticale di 300 mm tra i punti medi dei pattini si può stimare una forza in direzione tangenziale per ogni pattino di 68 N che causa una forza d'attrito complessiva di 65,4 N. Di seguito viene riportato uno schema riassuntivo delle forze indicate:

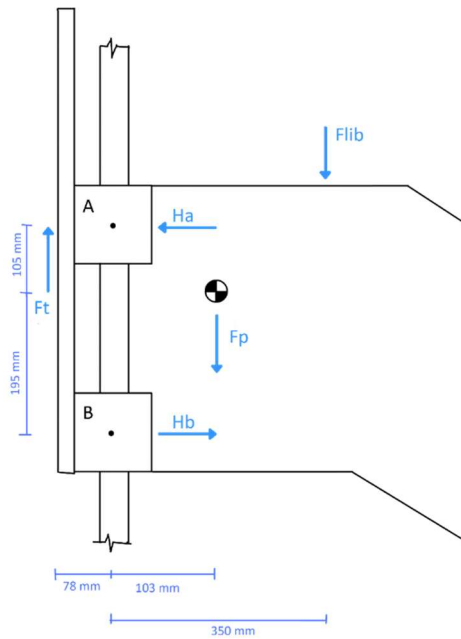


Figura 2.2 - Schema riassuntivo delle forze sui pattini

In modo analogo, considerando la sola forza peso della pala senza quella di un libro caricato è stata ottenuta la forza di attrito del sistema a vuoto pari a 55,4 N.

I restati dati sono stati ottenuti da catalogo o da caratteristiche geometriche, mentre qualsiasi altro elemento riguardo l'analisi del sistema non descritto esplicitamente nei paragrafi precedenti non è stato preso in considerazione.

Tabella 2.1 – Simbologia e dati del MTU

Variabile	Simbolo	Valore	Unità di misura
Rapporto di riduzione	τ	0,04	
Rendimento statico	η_s	0,459	
Rendimento dinamico	η_d	0,693	
Massa utilizzatore	M_u	54,6	kg
Raggio pignone	R	0,054	m
Inerzia motore	J_m	0,0008	Kgm ²
Inerzia pignone	J_p	0,003	Kgm ²
Gravità	g	9,81	m/s ²
Forza d'attrito	F_{att}	65,4	N

In cui F_{att} e J_p sono state ricavate dalle:

$$F_{att} = \mu_g F_g \quad (2.6)$$

$$J_p = \frac{M_p R^2}{2} \quad (2.7)$$

Con $M_p = 1,83 \text{ Kg}$ e $F_g = 272,3 \text{ N}$.

Ottenuto dalla (2.1) un valore di $C_m = 1,91$ pari al 76% della coppia nominale nel caso a pieno carico, è stato possibile interpolando la curva (Figura 2.3) del motore a 400 V, ottenere una velocità del motore a regime di 1260 rpm. Un'operazione analoga è stata eseguita per il caso scarico.

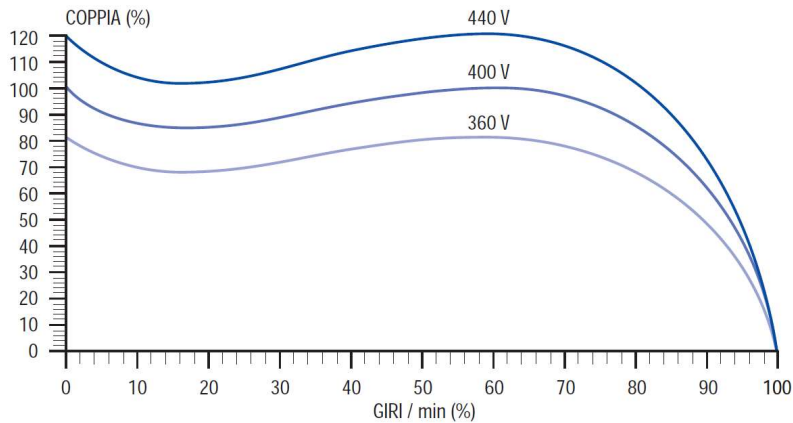


Figura 2.3 – Curva di coppia caratteristica fornita dal produttore [7]

Dalla risoluzione del sistema di equazioni (2.1), (2.2), (2.3) sono stati ottenuti i seguenti risultati di velocità e accelerazione in salita:

Tabella 2.2

	A pieno carico	Scarico
ω_m	131,95 rad/s	145,14 rad/s
V_{pala}	0,285 m/s	0,314 m/s
$\dot{\omega}_m$ avvio	2893,0 rad/s ²	3901,3 rad/s ²
a_{pala} avvio	6,25 m/s ²	8,43 m/s ²
$\dot{\omega}_m$ arresto	-1582,4 rad/s ²	-1265,5 rad/s ²
a_{pala} arresto	-3,42 m/s ²	-2,73 m/s ²

Dai risultati cinematici, uniti alla corsa di 0,61 m, si ricavano i valori degli intervalli di tempo caratteristici del moto della pala:

Tabella 2.3

	A pieno carico	Scarico
t_{avvio}	0,046 s	0,037 s
$t_{arresto}$	0,084 s	0,115 s
t_{regime}	2,074 s	1,869 s
t_{salita}	2,204 s	2,021 s

Dove nel calcolo del tempo a regime si è considerato come spazio percorso quello dato dalla corsa disponibile meno lo spazio percorso in accelerazione e decelerazione.

Lo stesso sistema è stato risolto in assenza di libri sulla pala, caso meno critico del precedente che è stato però analizzato in maniera analoga. I dati significativi in questo caso risultano quelli della velocità a regime, pari a 0,314 m/s e del tempo totale di salita, che in questo caso è di 1,97 s.

Per un'analisi completa è stato sviluppato il sistema analogo in discesa considerando la condizione di moto retrogrado: dai dati di rendimento del riduttore, infatti, si ha irreversibilità statica incerta e reversibilità dinamica. Il motore agisce quindi come generatore e dalle equazioni sotto riportate è stato possibile ottenere i parametri in discesa. In questo caso non si hanno vincoli a livello di velocità ma solo in termini di tempo, questo infatti sommato a quello in salita deve rimanere nei vincoli imposti riguardo il tempo ciclo di incollaggio del singolo libro. Le equazioni che descrivono il comportamento dinamico del sistema in questa condizione sono le seguenti:

Equazione a regime:

$$C_m \omega_m - (1 - \eta_d)(M_u g + F_{att})\tau R \omega_m + (M_u g + F_{att})\tau R \omega_m = 0 \quad (2.8)$$

Equazione in avviamento, punto morto superiore:

$$C_m \omega_m + \eta_s(M_u g + F_{att})\tau R \omega_m - (J_m + \eta_s \tau^2 M_u R^2)\dot{\omega}_m \omega_m = 0 \quad (2.9)$$

Equazione in arresto, punto morto inferiore:

$$C_f \omega_m + \eta_d(M_u g + F_{att})\tau R \omega_m - (J_m + \eta_d \tau^2 M_u R^2)\dot{\omega}_m \omega_m = 0 \quad (2.10)$$

Dalla (2.10) si nota la presenza di una coppia frenante C_f necessaria ad arrestare il moto del sistema in discesa date le caratteristiche del riduttore. Il valore può essere imposto meccanicamente regolando delle viti sul freno del motore tra un minimo di 3 Nm ad un massimo di 14 Nm. Per l'applicazione in esame è sufficiente il valore minimo, dunque nella risoluzione il valore C_f viene imposto a 3 Nm.

Dalla risoluzione del sistema di equazioni (2.8), (2.9), (2.10) con le stesse caratteristiche inerziali e dinamiche del sistema precedente si ottengono i valori di velocità, accelerazione e decelerazione anche in discesa:

Tabella 2.4

	A pieno carico	Scarico
ω_m	139,3 rad/s	129,0 rad/s
V_{pala}	0,301 m/s	0,279 m/s
$\dot{\omega}_m$ avvio	-6800,9 rad/s ²	-7155,4 rad/s ²
a_{pala} avvio	-14,69 m/s ²	-15,46 m/s ²
$\dot{\omega}_m$ arresto	2370,2 rad/s ²	2685,7 rad/s ²
a_{pala} arresto	5,12 m/s ²	5,80 m/s ²

Dai dati cinematici, uniti alla corsa di 0,61 m, si ricavano i valori dei tempi:

Tabella 2.5

	A pieno carico	Scarico
t_{avvio}	0,020 s	0,018 s
$t_{arresto}$	0,059 s	0,048 s
t_{regime}	1,998 s	2,156 s
$t_{discesa}$	2,067 s	2,222 s

Dal confronto del sistema scarico e del sistema carico è emerso che quello scarico risulta leggermente più lento con un valore di velocità di 0,279 m/s a regime e un tempo complessivo di 2,222 s a fronte degli 0,301 m/s e 2,067 s del sistema carico.

Come si evince dai dati sopra indicati il tempo complessivo del sistema a pieno carico è di 4,272 secondi e per quello scarico di 4,244 secondi e si ottiene un tempo di salita e discesa medio di 4,258 secondi. Questo valore è comprensivo del solo moto della pala e va considerato in difetto in quanto sono state trascurate le perdite dovute all'attrito tra libro e rulli colla nel tratto in salita ed i tempi di transitorio dovuti alla componentistica elettrica in avviamento e frenata. Il tempo ottenuto cade nell'intervallo imposto dai parametri di progetto, nello specifico il limite inferiore passa, con la riduzione della corsa, da 4,2 s a 3,9 s. Sotto le ipotesi semplificative fatte in precedenza si può affermare che i parametri vengono rispettati e il tempo sarà sicuramente inferiore ai 7s.

Tuttavia, il vincolo più importante per il corretto funzionamento della macchina, quello della velocità, rispetta le indicazioni iniziali con le ipotesi fatte in quanto, come già visto, la velocità a regime a pieno carico è di 0,285 m/s mentre quella con la pala scarica, ottenuta dallo stesso sistema in cui variano i parametri di M_u e F_{att} è di 0,314 m/s. Il limite inferiore del range di accettabilità (0,26 m/s - 0,31 m/s) è rispettato mentre quello superiore anche se di poco non lo è. Dalla considerazione che il limite sulla velocità è funzionale alla buona riuscita dell'incollaggio, tale limite si pone solo con la pala caricata almeno con un libro di minime dimensioni (0,02 kg), ed avendo trascurato le perdite di attrito tra rulli colla e libro

il valore superiore di poco divergente dal limite può essere lo stesso accettato. Questa conclusione porta ad affermare che per qualsiasi formato si avrà una differenza di velocità sufficiente tra rulli colla e superficie del libro da garantire un corretto incollaggio.

Dalle accelerazioni ottenute, le masse in gioco e la forza d'attrito è stato possibile ricavare la forza tangenziale media al pignone in avviamento:

$$F_t = M_u g + M_u a_{pala,avvio} + F_{att} \quad (2.11)$$

Si ottiene una forza massima di 942,2 *N*, considerando un sistema ad accelerazione costante. Si nota però che il carico massimo nel sistema è dato dalla coppia di spunto del motore trascurando inerzie e rendimenti della trasmissione ed equivale ad una forza tangenziale di 3150 *N*. Decidiamo di seguire un approccio conservativo e di abbandonare l'ipotesi di accelerazione costante; questa nuova considerazione implica una descrizione più precisa ma comporta un'eccessiva complessità con ridotti vantaggi analitici, tuttavia, fornisce il valore di massima coppia per la verifica statica utile al dimensionamento degli organi meccanici.

2.3 Verifica dei componenti meccanici

I componenti meccanici quali albero, cuscinetto e linguette sono stati verificati staticamente considerando il carico massimo sopra descritto mentre quelle a fatica considerando cicli del sistema con la coppia di regime che genera una forza tangenziale pari a 867 N.

2.3.1 Albero

L'albero, avente un diametro medio di 26,5 mm e una lunghezza di circa 180 mm, è da considerarsi tozzo, si sceglie quindi di realizzarlo in C45 ($R_{sn} = 460 \text{ Mpa}$, $R_m = 690 \text{ Mpa}$). Per lo studio delle azioni interne esso è schematizzato come una trave piana incastrata nell'estremità calettata nel riduttore, in quanto si impone che la rotazione della sezione in questo punto della trave sia vincolata e mantenuta nulla; e appoggiata su una cerniera, la quale modella il cuscinetto a sfere, che per sua natura permette piccole rotazioni. Per semplificare l'analisi, avendo forze solo rotanti, le componenti di momento flettente e taglio sono state ricavate direttamente dalla risultante di forza tangenziale e radiale e poste sul piano in cui giace la stessa risultante. Per il momento torcente si è invece considerata la sola forza tangenziale indipendente dal piano parallelo all'asse in cui giace. Dall'analisi dei diagrammi di momento flettente e taglio, quest'ultimo non trascurabile, si identificano qualitativamente due sezioni più critiche. Identificata con (A) quella in uscita dal riduttore e con (B) quella su cui va in battuta il pignone, su ognuna di queste sussistono poi due punti più sollecitati che sono rotanti nella sezione; essi si distinguono poiché in uno sono presenti azioni combinate di momento flettente e torcente (1), nel altro si sommano momento torcente e taglio (2).

Tabella 2.6

a	21,5 mm
b	46,5 mm
c	25 mm
F	3352 N
Va	7523 N
Vc	10.875 N
Ma	5866 Nmm
Mb	83.804 Nmm
Mt	170.100 Nmm

Sviluppando i calcoli per la verifica statica con la coppia di spunto del motore e applicando il criterio di Von Mises, la sezione più critica risulta la (A) nel punto (2) con un coefficiente di sicurezza di 3,5.

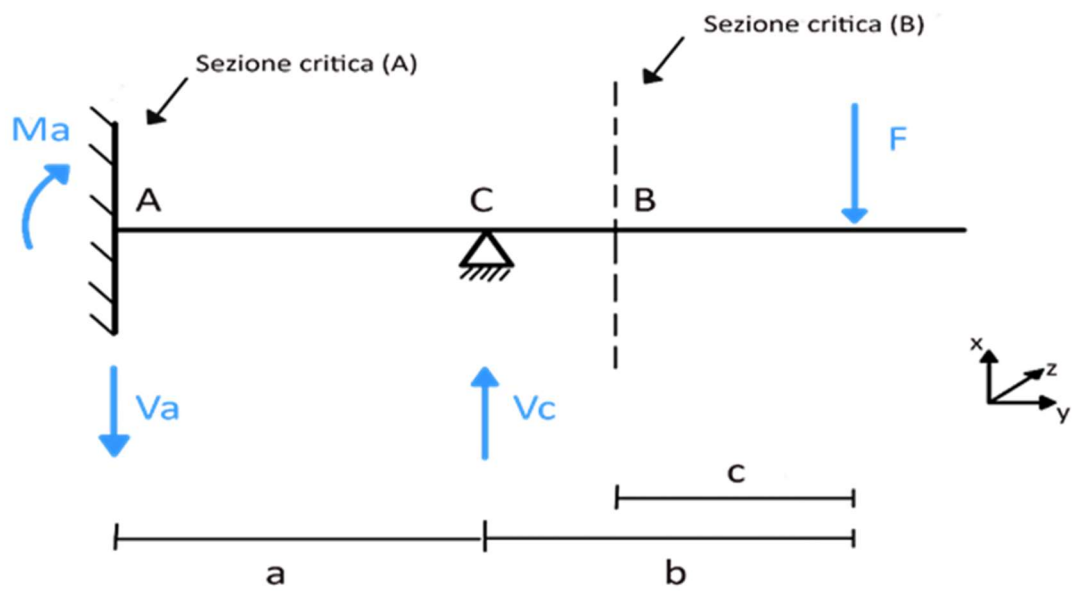


Figura 2.4 – Schematizzazione dell'albero

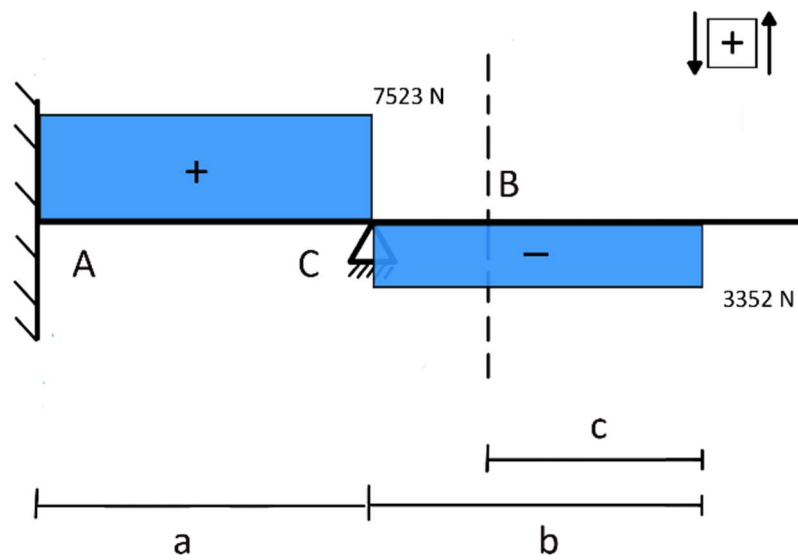


Figura 2.5 – Rappresentazione azione assiale

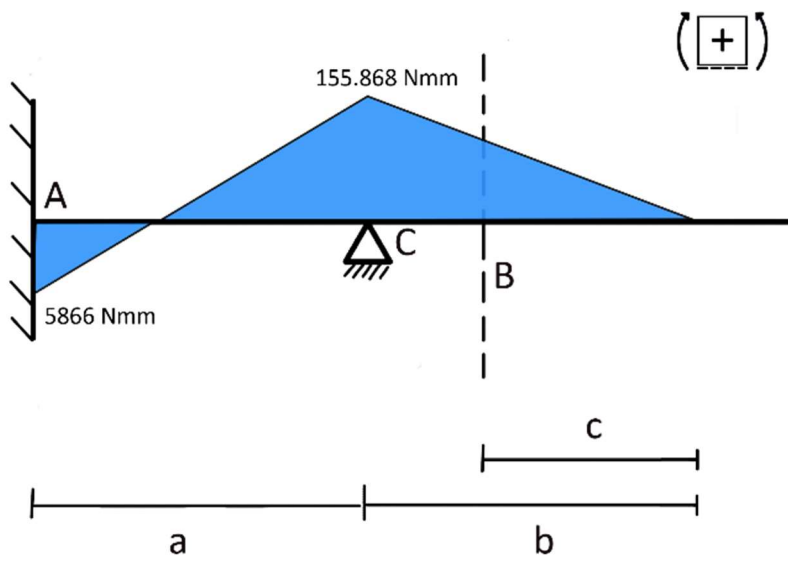


Figura 2.6 – Rappresentazione momento flettente

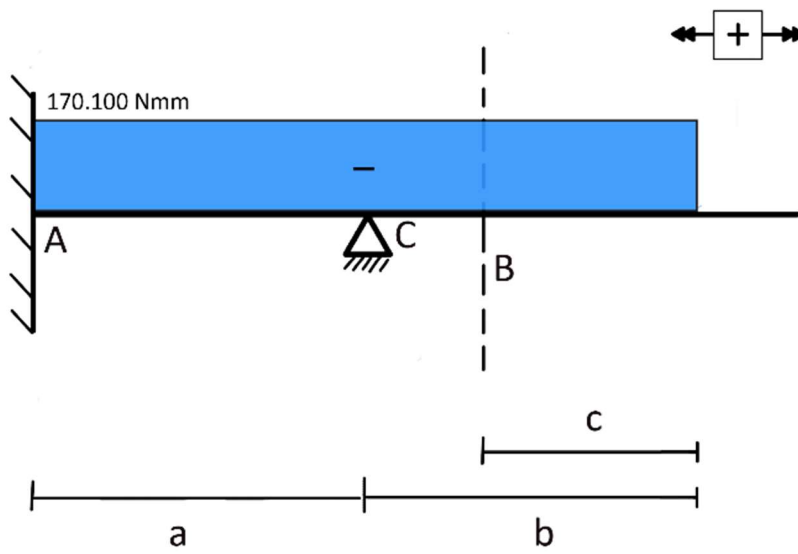


Figura 2.7 – Rappresentazione momento torcente

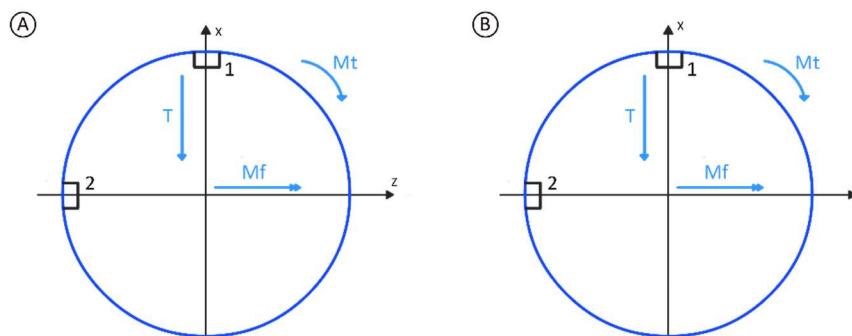


Figura 2.8: – Rappresentazione piana degli sforzi nelle sezioni più sollecitate

Le reazioni vincolari V_A , M_A e V_C sono state ricavate risolvendo il modello di trave descritto in figura 2.4, le azioni normali sono nulle e quindi trascurate nella risoluzione.

Sono in seguito riportati i valori dei vari valori di sforzo statico ottenuti per le due sezioni in esame, espressi in *Mpa*.

Tabella 2.7 – Tabella 2: Entità degli sforzi per ogni punto della trave analizzato

	A1	A2	B1	B2
σ	3,82	0,00	54,6	0,00
τ_{Torcente}	55,4	55,4	55,4	55,4
τ_{Taglio}	0,00	20,4	0,00	9,11
τ_{Tot}	55,4	75,9	55,4	64,5
σ_{vm}	96,1	131,4	110,5	111,8
η	4,79	3,50	4,16	4,11

La macchina opera con cicli di avviamento continui e l'albero è sottoposto ad avviamenti ripetuti. La verifica a fatica è stata realizzata con i valori di coppia a regime sulle stesse sezioni della verifica statica e dai calcoli la sezione che risulta più critica rispetto al limite di fatica è la (B), in quanto a parità di momento torcente il momento flettente è maggiore e non bilanciato dalla riduzione della componente di taglio. Si verifica quindi una condizione in cui si hanno sforzi alternati generati dal momento flettente e dal taglio e sforzi medi di taglio dovuti al momento torcente. Dalla risoluzione che si ottiene con il criterio di Gough Pollard, considerata la geometria del pezzo e una lavorazione per tornitura fine, si ha un coefficiente di sicurezza di 45. Volendo applicare sempre un approccio conservativo, considerato un numero di avviamenti elevato, è stato verificato il sistema anche con i valori di coppia allo spunto, da cui risulta un coefficiente di sicurezza pari a 12. In entrambe le condizioni ci si trova ampiamente sotto al valore limite che garantisce un numero elevato di cicli ($>10^7$) in assenza di cedimenti. Infine, dato che i valori di sforzo tagliante medio nelle due sezioni sono entrambi sotto al valore limite di snervamento, si può concludere che per la fatica il taglio non risulta critico.

Per contestualizzare le cifre riguardo i cicli di lavoro del sistema e le successive, utili per la verifica di cuscinetti e linguette, si è stimata una vita del macchinario di almeno 10 anni, operante per 208 giorni all'anno e 8 ore al giorno, da cui un totale di 16.640 ore. Imposto il regime massimo di 200 libri all'ora si ottiene un numero di avviamenti, 2 per ogni libro realizzato, di 6.656.000.

2.3.2 Ingranaggio

Relativamente alla scelta del pignone, si impone un raggio di 54mm, lunghezza caratteristica della manovella che realizzava il moto precedente, in modo da non modificare eccessivamente i parametri di moto. Dai valori ottenuti in funzione di forze e materiali e dalle disponibilità di approvvigionamento è stata scelta una ruota dentata a denti dritti con diametro primitivo di 108 mm, numero di denti pari a 54, modulo 2 mm e larghezza di fascia di 20mm. Sono poi state eseguite le verifiche di resistenza a fatica alla base e sulla superficie del dente. Per la verifica a flessione del dente si è ricorsi al fattore sintetico U_L pari a 78,75 Mpa (2.12) con la coppia allo spunto, sempre per un approccio conservativo, il risultato può essere accettabile trovandosi al di sotto del valore limite di 120 Mpa per il materiale della ruota (C45). Ottenuta dalle tabelle una pressione ammissibile sul fianco di 520 Mpa e dalla formula (2.13) applicando la coppia a regime a pieno carico si ottiene un valore di $\sigma_c = 396$ Mpa. Possiamo affermare che i denti del pignone e della cremagliera risultano verificati.

$$U_L = \frac{F_t}{m \cdot b} \quad (2.12)$$

$$\sigma_c = K \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_p} \left(1 + \frac{z_{min}}{z_{max}}\right)} \quad (2.13)$$

Dove nella formula $b = 20$ mm, $d_p = 108$ mm, $F_t = 867$ N, $z_{min} = 54$, $z_{max} = 110$ e K ottenuto dal materiale e pari a 477 Mpa^{0,5}.

Per la verifica della cremagliera si è deciso di realizzare una analisi FEM con il carico massimo (coppia allo spunto) agente nel punto più sfavorevole, cioè il terzultimo dente, ovvero quello che viene sollecitato nella fase di avvio in salita. La simulazione è stata implementata tramite l'ambiente integrato con il software *Autodesk Inventor*, da noi utilizzato per l'intero progetto. Si è eseguita un'analisi statica con mesh generata automaticamente i cui elementi possiedono dimensione media pari a 0,025 della misura caratteristica identificata dal software della parte in esame, mentre il dente più sollecitato possiede una mesh locale con dimensione media di 1 mm per una migliore analisi.

Per indagare l'inflessione dell'estremità della cremagliera, la simulazione è stata realizzata sia in assenza sia in presenza della trave di supporto prevista nella prima fase progettuale. In questo ultimo caso il contatto tra le superfici dei componenti dell'assieme è stato modellato mantenendo invariate le proprietà di default proposte da *Inventor*, con elementi dell'assieme in modalità *accoppiato (bonded)* e tolleranza di 0,1 mm. Sono state inoltre trascurate le viti

di fissaggio previste nell'implementazione reale. In entrambi i casi, per una maggiore precisione, è stato applicato un criterio di convergenza in 6 passi con tolleranza del 10% e affinamento dello 0,5 nelle zone più sollecitate. Tra i risultati ottenuti il più interessante è la freccia massima in punta, che ci ha permesso di verificare l'efficacia della trave di supporto; infatti, nel primo caso si è ottenuto uno spostamento di 6,97 mm mentre nel secondo di 0,47 mm. I valori ottenuti sono confrontabili con quelli teorici che prevedevano ipotesi semplificative: il calcolo precedente è stato eseguito considerando la cremagliera come una trave a sezione costante, pari alla minima nella gola, trascurando i fori nella zona retrostante. Il risultato della freccia in punta in questo contesto è di 5,59 mm e di 0,32 mm nei rispettivi casi. Si nota che la simulazione fornisce valori più elevati, correlati all'approccio qualitativo che caratterizza il tool utilizzato. In ogni caso il valore massimo ottenuto con la trave di supporto per limitare l'inflessione è inferiore a 0,50 mm e risulta accettabile per l'applicazione in oggetto.

La simulazione è stata poi utilizzata per analizzare nell'assieme con architettura definitiva le sollecitazioni sulla cremagliera e sui denti della stessa. Come si vede dall'immagine sotto riportata lo spigolo della trave di supporto è la zona con massima sollecitazione di 283,8 Mpa, valore inferiore del limite a rottura e di poco superiore al limite di snervamento. Si registrano valori di sollecitazione tra 90 Mpa e 120 Mpa alla base dei denti nella prima parte del tratto a sbalzo e di simile entità alla base del dente caricato che però non eccedono lo snervamento in nessun punto. L'analisi FEM proposta risulta in parte ridondante, ma fornisce una buona interpretazione della distribuzione degli sforzi agenti sulla cremagliera e delle zone più sollecitate della stessa. Quest'ultima soddisfa le verifiche effettuate le quali ci hanno permesso di concludere che il sistema di movimentazione così progettato è adatto all'applicazione.

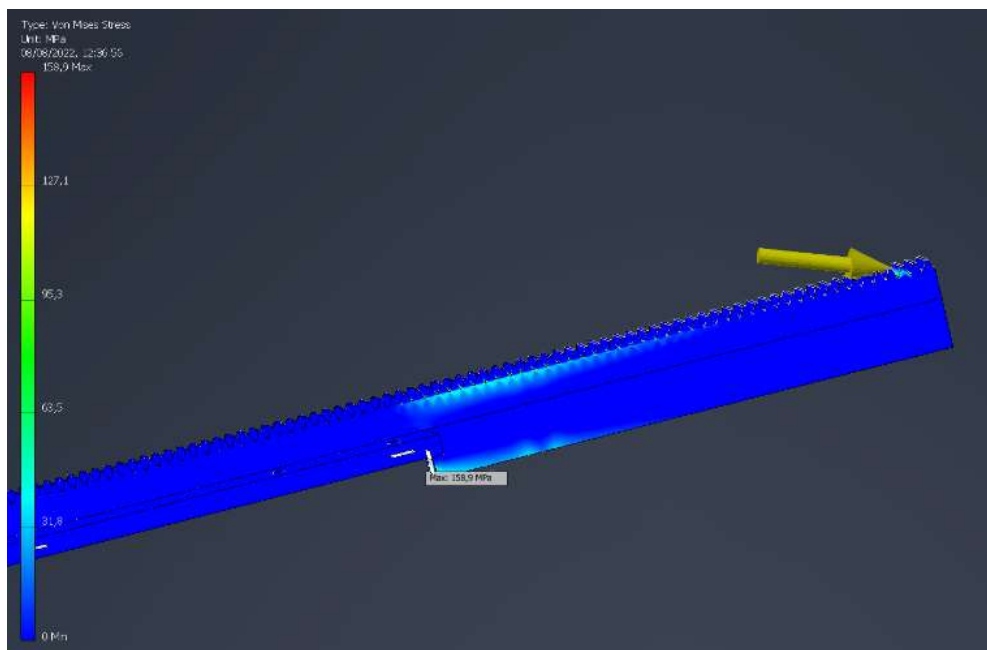


Figura 2.10 – Riscontro grafico dell'analisi FEM

2.3.3 Calettamento

Per quanto riguarda la verifica della linguetta che agisce sul pignone, si procede con le verifiche previste dalla normativa UNI 6604-69. La linguetta possiede geometria A x 8 x 7 x 25 BS 4235, mentre le cave nell'albero e nel mozzo hanno rispettivamente profondità t_1 e t_2 pari a 4 mm e 3,3 mm. Dalle equazioni

$$p = \frac{M_t}{z \frac{d}{2}} \cdot \frac{k_{\varphi\beta}}{L(h - t_i)} \quad (2.14)$$

$$p_{max} = fs \cdot R_{sn} \quad (2.15)$$

si ricava la pressione attuale e massima sui fianchi degli elementi del calettamento; dove $z = 1$, M_t è il momento torcente trasmesso, d è il diametro dell'albero e $k_{\varphi\beta}$ è il fattore di frazionamento definito da normativa, pari 1,3. In caso di moto a regime ($M_t = 46,83 Nm$) e di avviamento ($M_t = 170,10 Nm$) si riporta il confronto tra il valore di p per ogni elemento del calettamento e il valore di pressione limite.

Tabella 2.8 - Moto a regime

	p [Mpa]	Rsn [Mpa]	fs	pmax [Mpa]	SF
Linguetta	0,06	430	1	430,00	6621
Albero	0,05	430	1,2	358,33	6806
Mozzo	0,06	430	1,5	286,67	4414

Tabella 2.9 - Avviamento

	p [Mpa]	Rsn [Mpa]	fs	pmax [Mpa]	SF
Linguetta	0,23	430	1	430,00	1823
Albero	0,19	430	1,2	358,33	1874
Mozzo	0,24	430	1,5	286,67	1215

Emerge che la verifica è in entrambi casi superata con un valore dei coefficienti di sicurezza SF estremamente elevato, dovuto al sovradimensionamento del pignone e dunque dell'albero. Il sovradimensionamento è però inevitabile, in quanto la scelta del pignone, affinché esso permetta al sistema di soddisfare le caratteristiche dinamiche ricercate, implica una geometria ridondante dal punto di vista della sola resistenza strutturale. Per quanto riguarda invece il calettamento tra l'albero e il motoriduttore, esso ha la stessa geometria del calettamento appena indagato ma con lunghezza della linguetta maggiore; dunque rappresenta una situazione meno critica del caso già considerato e si ritiene valida la verifica precedente.

2.3.4 Cuscinetti

Il cuscinetto a sfere sorregge carico solo radiale e si procede alla scelta e verifica del cuscinetto dai parametri e tabelle indicate nel catalogo *SKF*. Le caratteristiche del prodotto scelto, un cuscinetto radiale a singola corona di sfere, sono indicate in seguito.

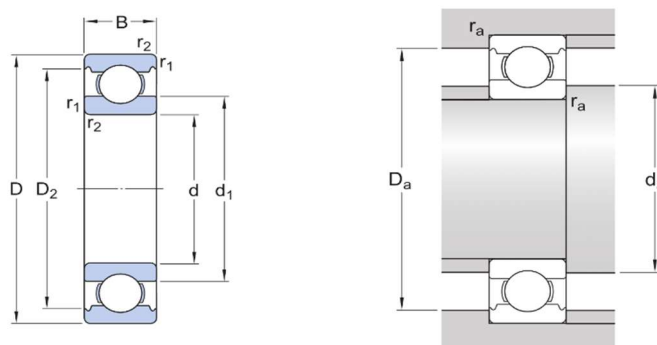


Figura 2.11 – Simbologia cuscinetti catalogo SKF

Tabella 2.10

DIMENSIONI		
d	30 mm	Diametro foro
D	55 mm	Diametro esterno
B	13 mm	Larghezza
d1	≈38,2 mm	Diametro spallamento
D2	≈49 mm	Diametro della scanalatura
r1,2	min.1 mm	Dimensioni del raccordo
DIMENSIONI DELLO SPALLAMENTO		
da	min.34,6 mm	Diametro spallamento albero
Da	max.50,4 mm	Diametro spallamento alloggiamento
ra	max.1 mm	Raggio albero o raccordo alloggiamento
DATI DI CALCOLO		
Coefficiente di carico dinamico	C	13,8 kN
Coefficiente di carico statico di base	C0	8,3 kN
Carico limite di fatica	Pu	0,355 kN
Velocità di riferimento		28.000 r/min
Velocità limite		17.000 r/min
Fattore di carico minimo	kr	0,025
Fattore di calcolo	f0	15
Massa cuscinetto		0,12 kg
CLASSE DI TOLLERANZA		
Tolleranze dimensionali	P6	
Eccentricità radiale	P6	

Come lubrificante è stato scelto il grasso LGEP1 selezionato seguendo le indicazioni del catalogo SKF.

Tabella 2.11 – Caratteristiche lubrificante LGEP1

Tipo di olio di base	Minerale
Temperature di esercizio	da -20 a +120 °C, (da -4 a +248 °F)
Punto di goccia DIN ISO 2176	170 °C min (338 °F min)
Viscosità dell'olio base a 40 °C	400 mm ² /s

Queste scelte hanno portato ha una vita di più di 2.000.000 ore con una probabilità di cedimento del 10% e con il cambio del lubrificante ogni 30.000 ore. Si denota anche come la vita stimata del cuscinetto sia molto più alta della vita del macchinario, 16.640 ore in 10 anni. Anche in questo caso sono valide le considerazioni sul sovradimensionamento espresse precedentemente.

2.4 Analisi economica

Dalla definizione completa della struttura è stato possibile valutare in funzione di materiali, componentistica standardizzata e lavorazioni il costo del macchinario. A tale scopo sono state utilizzate le funzioni integrate del software CAD per la definizione delle proprietà fisiche dei pezzi confrontando le due soluzioni. Dai dati forniti dall'azienda il costo complessivo della parte sottoposta a revamping è di 4145,79 € (Tabella 2.14), di cui 2890,00 € relativi al telaio e alle componenti realizzate su misura, ed i restanti 1255,79 € imputabili all'acquisto di componentistica standardizzata, tra cui motore, riduttore, cuscinetti e al costo dell'assemblaggio. Per la valutazione di costo del telaio e della meccanica della soluzione proposta si è optato per un approccio proporzionale, considerando che la maggior parte dei componenti da realizzare non richiedono lavorazioni complesse o di alta precisione. Inoltre, le lavorazioni sono molto simili rispetto ai componenti originali di cui si conosce il costo complessivo, dalla proporzione del volume di materiale, e quindi di peso, è possibile ricavare una proporzione del costo. Invece per i costi d'assemblaggio si sono considerati solo i costi diretti, supponendo come costo orario 13,00 €/h per stimare sia i costi attuali che quelli del nuovo macchinario non necessitando d'operazioni molto differenti i due macchinari. Per quanto riguarda il tempo necessario al montaggio della nuova soluzione, a seguito di un confronto con l'azienda è stato stimato un totale di 35 ore.

Il nuovo macchinario ha un telaio e un meccanismo che insieme equivalgono al 88,3 % della massa del telaio e meccanismo del precedente, questo permette di avere un risparmio di 278,58 €. Il costo dei componenti acquistati è diminuito di 40,59 € e il costo d'assemblaggio è ridotto di 130,00 €, queste stime portano a un costo complessivo di 3631,63 € (Tabella 2.12). Ovvero un risparmio complessivo di 449,17€ che rappresenta un risparmio del 10,80 % del costo attuale della parte sottoposta a revamping, che rientra negli obiettivi di progetto assegnati.

Tabella 2.12

COSTI NUOVA X-CASE			
Voce	qt.	costo unità	Totale Voce
Telaio	1	1.351,56 €	1.351,56 €
Meccanica	1	1.259,86 €	1.259,86 €
Assemblaggio	35	13,00 €	455,00 €
Acquisti	1	630,20 €	630,20 €
TOTALE			3.631,63 €

Tabella 2.13

TOTALE ACQUISTI			
Guida rettificata	2	96,90 €	193,80 €
Motoriduttore NMRV50	1	190,00 €	190,00 €
Pattino a scorrimento	4	38,10 €	152,40 €
Contattore reversibile	1	30,00 €	30,00 €
Pignone	1	25,00 €	25,00 €
Cremaiera	1	20,00 €	20,00 €
Sensore prossimità	2	7,00 €	14,00 €
Cuscinetto SKF 6006	1	5,00 €	5,00 €
TOTALE			630,20 €

Tabella 2.14

COSTI X-CASE ATTUALE			
Voce	qt.	costo unità	Totale Voce
Telaio	1	1.640,00 €	1.640,00 €
Meccanica	1	1.250,00 €	1.250,00 €
Assemblaggio	45	13,00 €	585,00 €
Acquisti	1	670,79 €	670,79 €
TOTALE			4.145,79 €

Tabella 2.15

TOTALE ACQUISTI			
Guida rettificata	2	96,90 €	193,80 €
Motoriduttore NMRV50	1	190,00 €	190,00 €
Pattino a scorrimento	4	38,10 €	152,40 €
Pignone	4	15,00 €	60,00 €
Cuscinetto SKF 6205 - 2RS	4	5,00 €	20,00 €
Contattore	1	20,00 €	20,00 €
Sensore prossimità	2	7,00 €	14,00 €
Catena	3,31	3,20 €	10,59 €
Cuscinetto SKF 6204 - 2RS	2	5,00 €	10,00 €
TOTALE			670,79 €

2.5 Produzione documentazione tecnica

Verificati tutti i parametri di progetto, in modo congruente alle scelte progettuali è stato creato il modello CAD della parte di macchinario su cui ci è stato chiesto di lavorare e di cui avevamo documentazione. Non avendo specifiche indicazioni da parte dell'azienda si è deciso di ricorrere a una nomenclatura personalizzata per i nuovi pezzi realizzati. La nomenclatura originale, mantenuta tale per i pezzi non modificati, era composta dalla sigla "XB" seguita da 3 cifre numeriche, quella da noi proposta è "XL" seguita da 2 cifre; dove la lettera X sta a indicare il macchinario "X-Case" e la L il nostro gruppo di progetto. Si allegano a questa relazione le tavole d'assieme del sistema a seguito del revamping e le tavole dei singoli pezzi realizzati, identificati secondo la nomenclatura sopra descritta. Per quanto riguarda le tavole d'assieme si è deciso di realizzare una tavola complessiva del macchinario in cui sono evidenziati i quattro sottoassieme fondamentali, poi descritti dettagliatamente in una tavola ciascuno. La rappresentazione è stata effettuata tramite esplosi per una più chiara comprensione di come le singole parti interagiscano tra loro. È stata realizzata anche una tavola di dettaglio del sottoassieme che comprende riduttore, albero e relativi supporti per evidenziare con una opportuna sezione l'assemblaggio dell'albero. In tutti i disegni ove non specificata una tolleranza si è ricorsi alla classe di tolleranza ISO 2768-fH.

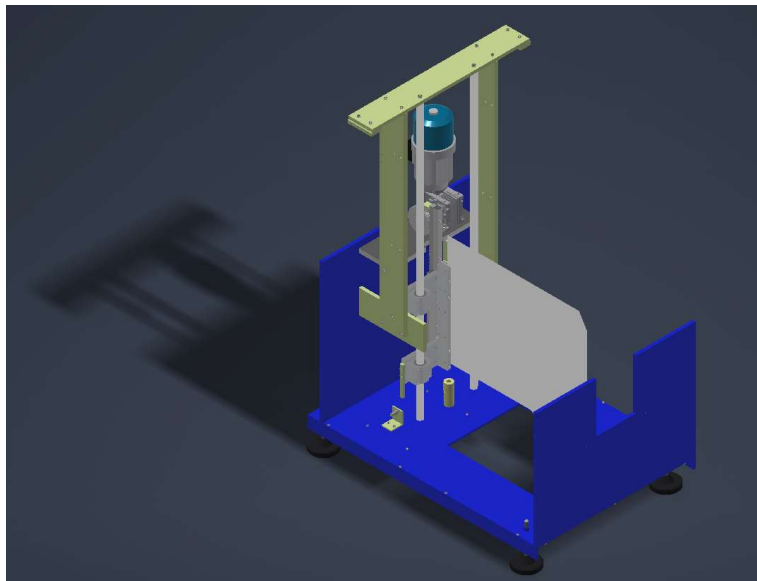


Figura 2.12 – Vista isometrica della nuova X-Case Cremagliera

Capitolo 3: Conclusioni

Nel complesso tutti gli obiettivi progettuali imposti sono stati raggiunti, anche grazie al fatto che alcuni di essi sono strettamente collegati.

Per quanto riguarda gli aspetti funzionali sono stati rispettati tutti i limiti imposti: la produttività del macchinario resta costante, i formati dei libri vengono mantenuti e la cinematica è tale da permettere un corretto incollaggio. Unica eccezione è la velocità della pala con il macchinario scarico che si trova di poco sopra al limite ma non è critica in quanto condizione limite dove non si ha incollaggio.

Per i restanti obiettivi imposti si nota che le modifiche del macchinario hanno ripercussioni vantaggiose sui costi, a loro volta influenzati prevalentemente dal tempo di assemblaggio e dalle realizzazioni delle parti previste. Inizialmente è stato ipotizzato che la riduzione dei costi più rilevante sarebbe stata dovuta alla minor quantità di parti meccaniche realizzate, ma l'implementazione del meccanismo cremagliera-pignone ha richiesto delle soluzioni tecniche che, in conclusione, hanno un costo paragonabile a quanto già presente sul modello attuale di *X-Case*. Tuttavia, il nuovo sistema garantisce un notevole vantaggio nei tempi di montaggio, eliminando una parte dei costi complessivi. Questa riduzione unita alle modifiche sul telaio del macchinario, riducendo la quantità di carpenteria metallica necessaria, ha permesso di raggiungere in modo soddisfacente l'obiettivo iniziale di riduzione del costo.

Bibliografia

- Bachschnid N., Bruni S., Collina A., *Fondamenti di meccanica teorica e applicata*, Milano, McGraw Hill, 2015.
- Niemann G., Winter H., Höhn B., *Manuale degli organi delle macchine*, Milano, Tecniche Nuove, 2006.
- Normativa *BS 4235-1*, 1972.
- Normativa *UNI 6604*, 1969.
- Normativa *BS EN ISO 5455*, 1995.
- SKF, catalogue *Rolling Bearings 17000*.
- MGM S.p.A., catalogo *Motori Autofrenanti*.
- THK Inc, catalogue *Guide Ball Bushing*.
- Chiaravalli Group S.p.A., catalogo *Ingranaggi cilindrici e cremagliere*.
- Motovario S.p.A., catalogo *Motoriduttori a vite senza fine, standard IEC e direttiva ATEX*.
- Zechini S.r.L, catalogo *X-Case*.