

# Progetto Finale



Mariani Domenico, Milazzo Fabio Paolo,  
Mino Garcia Jason Paul, Noschese Alessandro

Luglio 2024

# Indice

<b>1</b>	<b>Introduzione</b>	<b>4</b>
<b>2</b>	<b>Specifiche di progetto</b>	<b>6</b>
2.1	Primo Dimensionamento . . . . .	6
<b>3</b>	<b>Cinematismo</b>	<b>8</b>
3.1	Biella . . . . .	9
3.1.1	Scelta dei cuscinetti . . . . .	10
3.1.2	Dimensionamento . . . . .	11
3.1.3	Verifiche e FEM . . . . .	14
3.1.4	Progettazione di dettaglio . . . . .	17
3.2	Albero a gomiti . . . . .	18
3.2.1	Scelta Cuscinetti . . . . .	18
3.2.2	Dimensionamento . . . . .	20
3.2.3	Verifiche e FEM . . . . .	22
3.2.4	Verifica a Fatica . . . . .	26
3.3	Slitta . . . . .	28
3.3.1	Guide . . . . .	28
3.3.2	Corpo . . . . .	30
3.3.3	Supporto . . . . .	31
<b>4</b>	<b>Trasmissione</b>	<b>33</b>
4.1	Ruote Dentate . . . . .	34
4.1.1	Carichi sulla ruota . . . . .	34
4.1.2	Dimensionamento . . . . .	35
4.1.3	Verifica a Pitting . . . . .	36
4.1.4	Verifica a Flessione . . . . .	37
4.1.5	Conclusione ruote dentate . . . . .	38
4.2	Cinghia e Pulegge . . . . .	38
4.2.1	Potenza Trasmessa . . . . .	38
4.2.2	Geometria . . . . .	39
4.2.3	Analisi Carichi . . . . .	40
4.2.4	Puleggia Motrice . . . . .	41
4.3	Volano . . . . .	42
4.4	Albero di Rinvio . . . . .	42
4.4.1	Analisi dei carichi . . . . .	42
4.4.2	Pre-dimensionamento . . . . .	43
4.4.3	Verifica Statica . . . . .	43
4.4.4	Verifica a fatica . . . . .	44
4.4.5	Scelta cuscinetti . . . . .	45
4.4.6	Configurazione finale dell'albero . . . . .	45
4.5	Albero Ruota Oziosa . . . . .	46
4.5.1	Analisi dei Carichi . . . . .	46
4.5.2	Pre-dimensionamento . . . . .	47
4.5.3	Verifica Statica . . . . .	47
4.5.4	Verifica a fatica . . . . .	48
4.5.5	Scelta cuscinetti . . . . .	48
4.5.6	Configurazione finale dell'albero . . . . .	49

<b>5 Telaio</b>	<b>50</b>
5.1 Prima Soluzione Progettuale . . . . .	50
5.2 Soluzione Progettuale Definitiva . . . . .	51
5.3 Analisi FEM . . . . .	53
5.4 Coperchi per i Cuscinetti . . . . .	54
<b>6 Componenti a Catalogo</b>	<b>55</b>
6.1 Frizione . . . . .	55
6.2 Cilindri Equilibratori . . . . .	56
6.3 Motore . . . . .	57
<b>7 Analisi Vibrazionale</b>	<b>60</b>
7.1 Modellazione . . . . .	60
7.2 Calcolo di masse, inerzie e rigidezze . . . . .	61
7.2.1 Masse ed Inerzie . . . . .	61
7.2.2 Rigidezze . . . . .	62
7.3 Sistema semplificato . . . . .	64
7.3.1 Matrici [M] e [K] . . . . .	65
7.3.2 Modi di vibrare . . . . .	66
7.3.3 Approccio modale . . . . .	67
7.3.4 Smorzamento . . . . .	67
7.3.5 Scrittura delle equazioni di moto . . . . .	69
7.3.6 Calcolo delle FdT . . . . .	69
7.4 Sistema completo . . . . .	71
7.4.1 Matrici [M], [K] ed [R] . . . . .	71
7.4.2 Forzanti . . . . .	73
7.4.3 Termini di Lagrange . . . . .	73
7.4.4 Risoluzione delle equazioni di moto . . . . .	74
7.4.5 Separazione delle equazioni . . . . .	74
7.5 Analisi dei risultati . . . . .	75
7.5.1 Irregolarità periodica . . . . .	76
7.5.2 Velocità della slitta . . . . .	76
<b>Bibliografia</b>	<b>78</b>
Normative . . . . .	78

# 1 Introduzione

L'obiettivo di questo progetto multi-disciplinare consiste nella progettazione di massima di una pressa meccanica. Nello specifico viene descritta una pressa a struttura chiusa, con azionamento tramite meccanismo biella-manovella a doppio punto di pressione.

Questa relazione è strutturata in sezioni che descrivono le varie aree della macchina utensile, a seguito dei parametri di progetto e i primi dimensionamenti di massima. Nello specifico saranno trattati il cinematismo (sezione 3), la trasmissione (sezione 4), il telaio (sezione 5), i componenti a catalogo (sezione 6) e l'analisi vibrazionale (sezione 7). Si riportano il riassunto dei procedimenti seguiti per il dimensionamento dei vari componenti e le verifiche effettuate.

I risultati dello studio effettuato sono stati riassunti in un modello CAD illustrato nelle pagine seguenti. Vista la natura di questa relazione si riportano rappresentazioni assonometriche, in favore dell'immediatezza illustrativa piuttosto che del rigore progettuale delle messe in tavola.

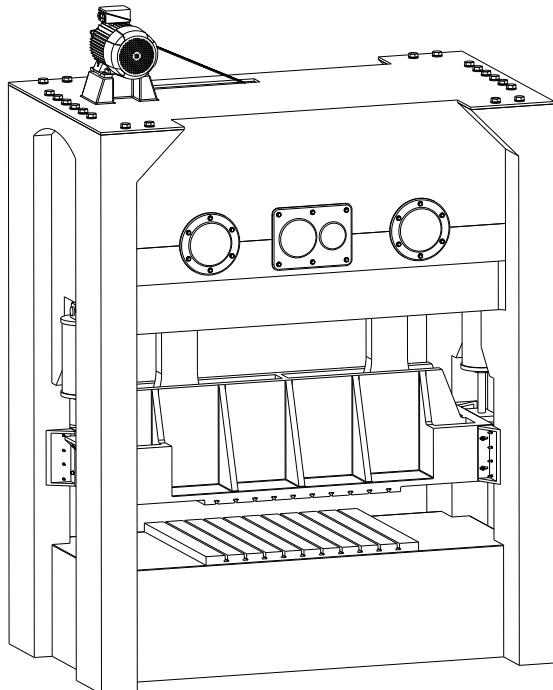


Figura 1.1: Pressa Meccanica a Doppio Albero Eccentrico

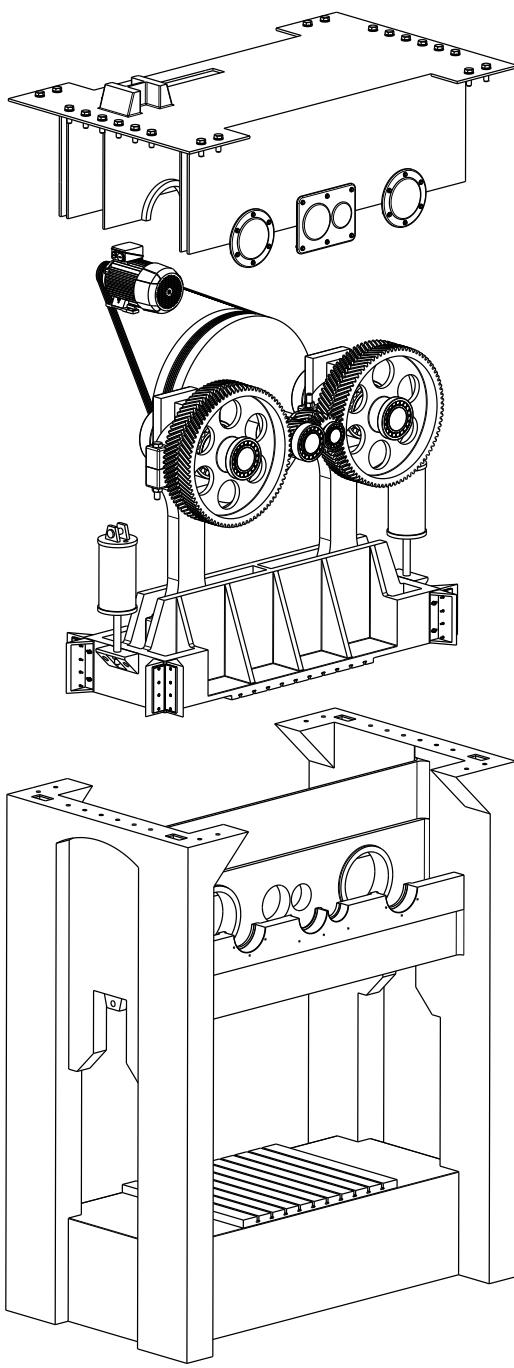


Figura 1.2: Coperchio, Cinematismo e Trasmissione, Telaio

## 2 Specifiche di progetto

I parametri di progetto, elaborati a seguito dell'analisi di vari cataloghi di presse effettivamente in commercio sono:

Carico nominale	250 ton
Rated Tonnage Point RTP	10 mm
Colpi al minuto	30 spm
Corsa	30 mm

La scelta di un telaio chiuso invece che a collo di cigno è stata determinata dalla minore resistenza strutturale della seconda soluzione. Nello specifico si è voluto evitare il problema di apertura della "C" del telaio causata dai carichi elevati.

Per garantire una maggior precisione alla lavorazione è stata scelta una configurazione a doppio punto di pressione, tramite due bielle movimentate da albero a gomiti. Ciò corregge eventuali inclinazioni della slitta dovute al gioco con i pattini che ne vincolano il movimento.

La lavorazione esaminata è una generica deformazione a freddo di lamiera.

Il sistema motore-trasmissione-utilizzatore è caratterizzato da un motore elettrico, che attraverso delle cinghie trapezoidali, immagazzina l'energia in un volano che a sua volta la trasmette ad un treno semplice di ingranaggi e alberi a gomiti che movimentano le relative bielle. I sistemi di puleggi e ruote dentate forniscono rispettivamente dei rapporti di riduzione pari a

$$\tau_1 = 8$$

$$\tau_2 = 4$$

Questi rapporti di trasmissione sono stati scelti sulla base di colpi al minuto e ingombri. Infatti un rapporto di trasmissione minore non avrebbe permesso di operare con solo 2 stadi di riduzione, mentre un rapporto maggiore avrebbe comportato ingombri eccessivi. In primis si è scelto il rapporto di trasmissione del treno di ruote dentate (sezione 4.1.2) in funzione delle coppie da trasmettere e di conseguenza quello della trasmissione volano-motore (sezione 4.2.1) per ottenere la riduzione totale desiderata.

Il volano funge da accumulatore energetico, garantendo un regime di lavoro più costante per il motore. Si è scelta un'irregolarità periodica obiettivo pari a  $i = 0.1$ . Sulla base di questa assunzione si andranno a dimensionare i componenti del macchinario ipotizzando una condizione di funzionamento a regime a massimo carico, con relativo coefficiente di sicurezza.

Per il primo dimensionamento si è ipotizzata una generica lavorazione di tranciatura di lamiera con spessore 10 mm, per la cui durata si è garantita una forza pressante di  $P = 2452.5 \text{ kN}$ , equivalente a 250 ton

### 2.1 Primo Dimensionamento

Una prima analisi del sistema, schematizzato come sistema Motore Trasmissione Utilizzatore in regime periodico, ha permesso di determinare potenza del motore ed inerzia del volano. In particolare, si è trascurata l'inerzia di tutti i componenti che non fossero il volano stesso, e si è svolta un'analisi energetica sul singolo ciclo di lavorazione.

L'energia assorbita dalla lavorazione risulta essere pari a

$$E_{ciclo} = P \cdot RTP = 24.5 \text{ kJ} \quad (2.1)$$

La potenza nominale richiesta al motore è stata poi corretta con un coefficiente di sicurezza  $\eta_{mot} = 1.5$

$$P_{mot} = E_{ciclo} \frac{30 \text{ spm}}{60} \eta_{mot} = 18.4 \text{ kW} \quad (2.2)$$

Tale considerazione è stata fatta per garantire la coppia richiesta nonostante i rendimenti dei due stadi di riduzione siano compresi tra 0.85 e 0.95.

Si è quindi proceduto al calcolo della velocità media di eccentrico e volano,  $\omega_{m,e}$  ed  $\omega_{m,v}$ :

$$\omega_{m,e} = \frac{2\pi \cdot 30 \text{ spm}}{60} = 3.142 \text{ rad/s} \quad (2.3)$$

$$\omega_{m,v} = \tau_2 \omega_{m,e} = 12.57 \text{ rad/s} \quad (2.4)$$

Noto l'angolo di contatto  $\alpha_c$ , pari alla porzione di rivoluzione scarica dell'eccentrico (sezione 3), si è calcolato l'intervallo per cui la trasmissione è soggetta alla sola coppia del motore

$$\Delta T = \frac{\alpha_c}{\omega_{m,e}} = 1.89 \text{ s} \quad (2.5)$$

Risulta quindi possibile calcolare l'inerzia del volano necessaria a garantire il limite di irregolarità periodica di cui sopra:

$$i = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_m} = \frac{\Delta E_c}{J_v \omega_m} \quad (2.6)$$

da cui

$$J_v = \frac{\Delta E_c}{i \omega_{m,v}^2} = \frac{P_{mot} \Delta T}{i \omega_{m,v}^2} = 2933 \text{ kg/m}^2 \quad (2.7)$$

### 3 Cinematismo

Per la trasformazione del moto rotatorio in moto traslatorio si è optato per un cinematismo biella-manovella. La scelta è stata motivata dalla natura generica della pressa. Cinematismi più complessi, volti a garantire velocità di discesa minori nelle vicinanze del PMI, sono stati scartati in quanto fonte di complicazioni utili solo per lavorazioni particolari, e quindi non affini alla natura di questa macchina.

Volendo comunque limitare al minimo la velocità in prossimità del PMI, si sono considerate varie configurazioni del manovellismo. In particolare, fissata la corsa della slitta a  $300\text{ mm}$  e con essa il raggio di manovella  $r = 150\text{ mm}$ , si è variato il rapporto caratteristico  $\lambda = r/l$ .

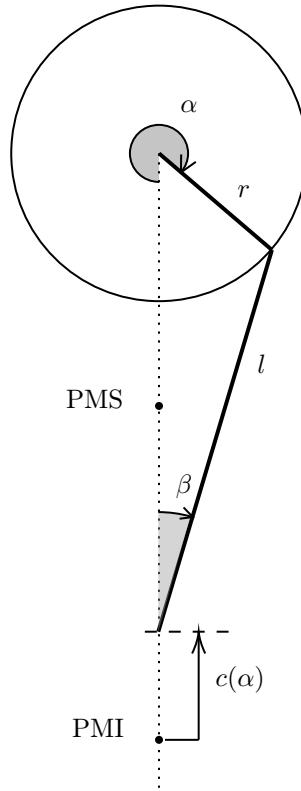
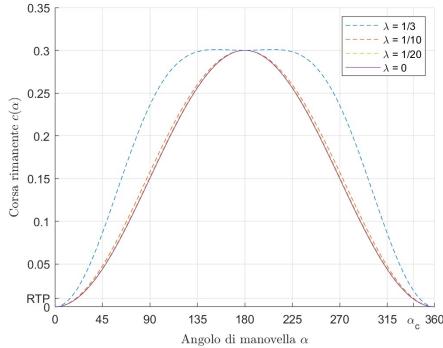


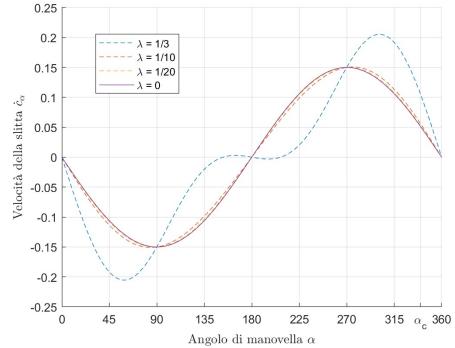
Figura 3.1: Convenzioni adottate

Si è concentrata l'analisi sul tratto di corsa subito successivo al punto di contatto, ovvero  $C(\alpha) < RTP$  (Figura 3.2c).

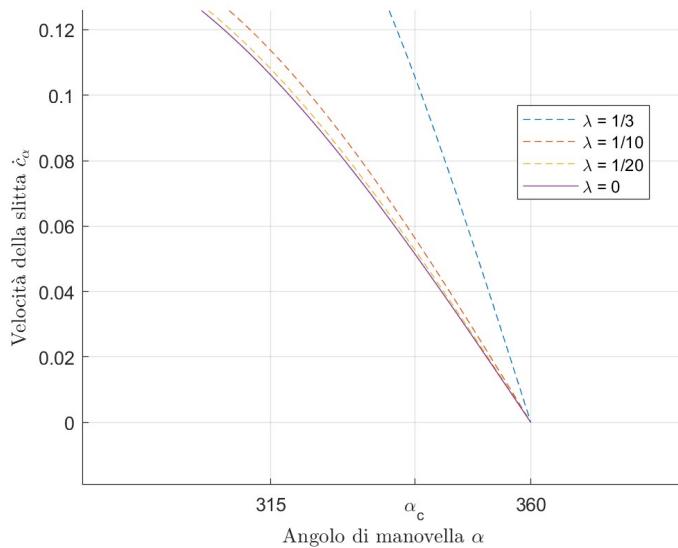
Si è quindi scelto un rapporto caratteristico  $\lambda = \frac{1}{10}$ , che garantisce una velocità sufficientemente vicina al limite inferiore rappresentato da una configurazione con biella infinita ( $\lambda = 0$ ), pur mantenendo limitati gli ingombri. Risulta quindi determinata la lunghezza di biella  $l = 1.5\text{ m}$ , e l'angolo  $\alpha_c \approx 340^\circ$  di manovella per cui avviene il contatto della slitta con la lamiera di cui alla sezione 2.



(a) Corsa rimanente  $c(\alpha)$



(b) Velocità di discesa della slitta  $\dot{c}_\alpha$



(c) Particolare della velocità  $\dot{c}_\alpha$

Figura 3.2: Influenza del rapporto caratteristico  $\lambda = \frac{1}{3}, \frac{1}{10}, \frac{1}{20}, 0$

Per garantire una migliore distribuzione della forza agente sulla slitta e minimizzare i fenomeni di disallineamento della slitta stessa, si è inoltre scelta una configurazione a doppio manovellismo.

### 3.1 Biella

Per la progettazione delle due bielle, si è dapprima calcolata la compressione assiale che ognuna di queste deve sopportare nella lavorazione citata nella sezione 2. Questa assume un massimo pari a  $P \approx 1227 \text{ kN}$ , in corrispondenza di  $\alpha = \alpha_c$ , equivalente ad un carico di  $\approx 125.1 \text{ ton}$ , appena maggiore della metà del carico nominale per cui la pressa è dimensionata. Questa piccola variazione è dovuta all'angolo di biella  $\beta$ , che al momento del primo contatto è pari a solo  $\approx 2^\circ$ . Dato l'elevato carico che le bielle devono trasmettere, si è scelto di progettarle a partire dai cuscinetti che ne garantiscono la connessione all'eccentrico ed alla slitta. Questi cuscinetti si riveleranno infatti essere il componente critico della trasmissione,

a causa delle forze che devono sopportare.

### 3.1.1 Scelta dei cuscinetti

La natura elevata dei carichi che devono essere trasmessi porterebbe verso la scelta di cuscinetti radenti di tipo idrostatico, corredati da un impianto di lubrificazione a sé stante. Data la complessità di questa soluzione, che esula dallo scopo della trattazione, si è deciso di procedere nella progettazione considerando cuscinetti volventi e radenti, ma comunque sigillati o autolubrificanti. Questa decisione, per quanto meno valida da un punto di vista tecnologico, permette un più completo dimensionamento della pressa meccanica. Il tempo di missione, assumendo turni di 8h/giorno in pieno utilizzo, è stato fissato a  $G_{h-miss} = 35000h$

Per la trasmissione della forza attraverso le bielle, ci si è per semplicità affidati alla sola offerta del produttore di cuscinetti SKF. Detta offerta è sufficientemente ampia da essere considerata, per gli scopi di questo documento, tecnologicamente esaustiva.

Per garantire una maggior precisione della lavorazione si sono inizialmente considerati dei cuscinetti volventi ad alta capacità di carico, nello specifico la serie CARB Toroidale. Si è scelta questa serie in particolare per via della capacità di garantire lievi giochi assiali ed angolari, che nel caso preso in esame permette di evitare che eventuali disallineamenti tra bielle ed alberi eccentrici siano trasmessi alla slitta. Si è in particolare selezionato il modello C 4126-2CS5V/GEM9, variante a pieno riempimento e sigillato.

Il cuscinetto, in grado di sopportare il carico statico, non ha comunque superato la verifica ad usura, rivelandosi di durata eccessivamente ridotta, ed è quindi stato scartato. Si sono anche analizzate configurazioni a cuscinetti multipli, ma queste portavano in ogni caso ad ingombri assiali e radiali troppo elevati.

Si sono quindi presi in considerazione alcuni tipi di cuscinetti radenti.

Dapprima si sono analizzate le boccole, in particolare la serie PCM..M, di POM composito. La scelta è stata nuovamente guidata dalla elevata capacità di carico di questa serie, accoppiata con una buona capacità di autolubrificazione. Si è selezionato il modello PCM 300305100 M, ovvero il più grande a catalogo. Anche questo cuscinetto, nonostante sia risultato in grado di sopportare il carico statico, risulta di durata troppo limitata.

Si sono infine considerati gli snodi sferici radiali, in particolare della serie TX, a combinazione acciaio-tessuto PTFE. Questa serie, autolubrificante ed ad alta precisione, è quella che meglio si adatta alle condizioni di lavoro necessarie. La capacità autolubrificante della serie è in particolare apprezzata, data la difficoltà di accedere al cuscinetto biella-manovella per opere di manutenzione ordinaria.

Fra gli altri, si è considerato il modello GEC 340 TXA-2RS.

La durata di base, in ore di esercizio, è stata calcolata secondo le istruzioni del produttore:

$$G_h = b_1 b_2 b_4 \frac{K_p}{p^n v} = 36333 \text{ h} \quad (3.1)$$

dove

$p = K \frac{P}{C} = 25.2114$	Carico specifico sullo snodo [ $N/mm^2$ ]
$K = 300$	Fattore per il carico specifico
$P = 1227$	Carico [ $kN$ ]
$C = 14600$	Coefficiente di carico dinamico [ $kN$ ]
$v = 5,82 \cdot 10^{-7} d_m \beta spm = 0.007$	Velocità media di strisciamento [ $m/s$ ]
$d_m = d_k = 400$	Diametro medio dell'anello interno [ $mm$ ]
$\beta = 0.9837^\circ$	Semiangolo di oscillazione [ $deg$ ]
$spm = 30$	Colpi al minuto
$b_1 = 0.4$	Fattore relativo alla condizione di carico
$b_2 = 1$	Fattore di temperatura
$b_4 = 0.75$	Fattore di velocità
$K_p = 40000$	Costante per il carico specifico
$n = 1.2$	Esponente per il carico specifico

Dal momento che  $G_h > G_{h-miss}$ , la verifica è superata, e si è quindi scelto il cuscinetto GEC 340 TXA-2RS per collegare le bielle con alberi e slitta.

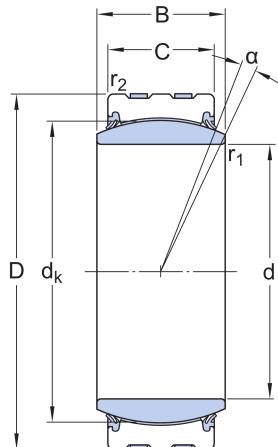


Figura 3.3: Cuscinetto GEC 340 TXA-2RS

d	340 mm	Diametro interno
D	460 mm	Diametro esterno
B	160 mm	Spessore
C	135 mm	Spessore dell'anello esterno
$\alpha$	3°	Angolo di ribaltamento
$d_k$	400 mm	Diametro della pista
$r_1$	1.1 mm	Smusso anello interno
$r_2$	3 mm	Smusso anello esterno

Tabella 3.1: Dimensioni del cuscinetto GEC 340 TXA-2RS

### 3.1.2 Dimensionamento

A partire dagli ingombri di cui alla tabella 3.1, si è dimensionata la biella. Per semplicità, si è scelto un design simmetrico.

Dal momento che il carico richiesto dalla lavorazione porta ad una condizione di sforzo caratterizzata esclusivamente da compressione, si è tralasciato il dimensionamento a fatica. Questa approssimazione non risulta particolarmente gravosa, dal momento che la biella sarà

comunque molto sovradimensionata, per minimizzarne le deformazioni e massimizzare la precisione della lavorazione.

Per quanto riguarda il materiale, si è considerato un generico acciaio, per il quale si sono ipotizzate le seguenti caratteristiche meccaniche:

Modulo di Young E	206 GPa
Coefficiente di Poisson $\nu$	0.3
Densità $\rho$	7500 kg/m <sup>3</sup>
Carico di snervamento $\sigma_{sn}$	750 MPa

Tabella 3.2: Caratteristiche Meccaniche della Biella

La sezione minima della biella è stata ricavata come

$$A_{min} >= \frac{P}{\sigma_{amm}} = \frac{P}{\sigma_{sn}/12} = 0.0198 \text{ m}^2 \quad (3.2)$$

Si è quindi posto  $A = 0.02 \text{ m}^2$  e si è proceduto ad un primo design (Figura 3.4).

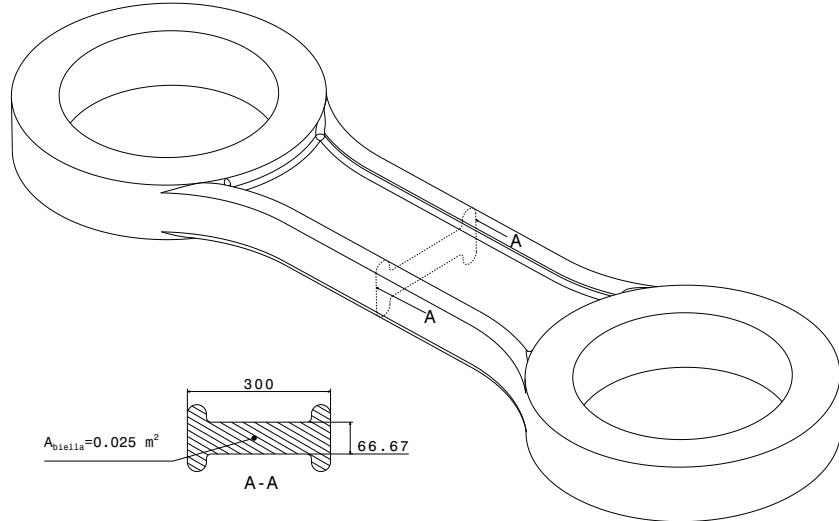


Figura 3.4: Biella, 1<sup>a</sup> versione

Per evitare fenomeni di instabilità euleriana, dovuti ad un eccessivo carico di punta, si sono aggiunte delle nervature longitudinali, volte ad aumentare il momento d'inerzia della sezione, che risulta quindi pari a  $A_{biella} = 0.025 \text{ m}^2$ .

Una veloce analisi FEM ha comunque evidenziato un'eccessiva deformazione della biella quando sottoposta al carico  $P$  (Figura 3.5).

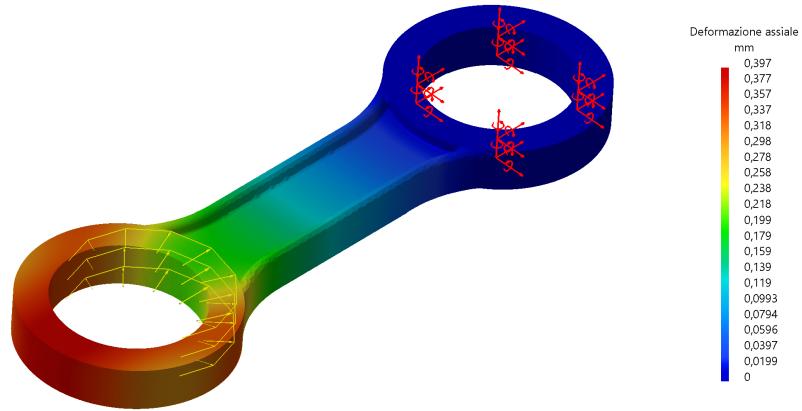


Figura 3.5: Analisi FEM della biella, 1<sup>a</sup> versione,  $P = 1227 \text{ kN}$

In particolare, la biella si accorcia di  $\Delta L_{FEM} \approx 0.2 \text{ mm}$  all'estremo inferiore della testa.. Il risultato della FEM trova inoltre un buon riscontro analitico:

$$\Delta L = \frac{P (l - D_{ext})}{A_{biella} E} \approx 0.1992 \text{ mm} \quad (3.3)$$

dove  $D_{ext} = 660 \text{ mm}$  Diametro esterno della testa di biella

Si è quindi deciso di aumentare la sezione a  $A_{biella} = 0.04 \text{ m}^2$ .

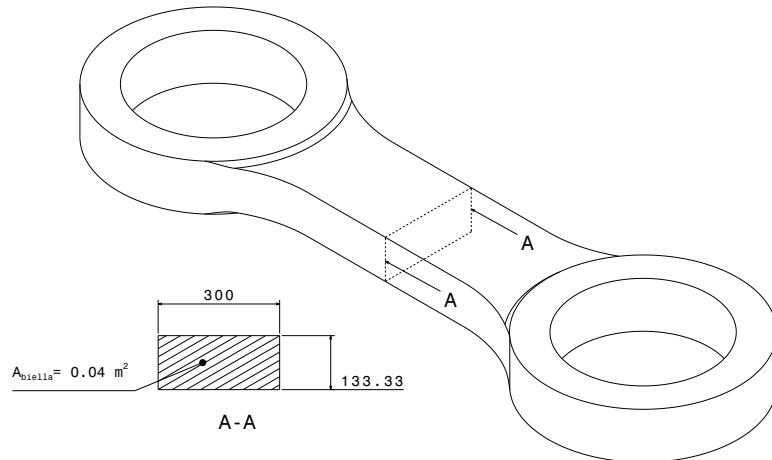


Figura 3.6: Biella, 2<sup>a</sup> versione

Dato l'aumento della sezione, non si sono ritenute necessarie delle nervature addizionali

volte ad aumentare il momento d'inerzia. Il design della biella risulta quindi meno complesso (Figura 3.6), con evidenti benefici dal punto di vista degli effetti d'intaglio.

### 3.1.3 Verifiche e FEM

Data la forma particolare della biella, si è deciso di calcolare i coefficienti di intaglio basandosi su un analisi FEM del pezzo. Si è poi svolto un veloce paragone con i coefficienti tabulati, che per quanto interessante non si è però rivelato conclusivo.

Le condizioni di carico si sono modellate attraverso un vincolo perfetto al piede di biella, che permette la sola rotazione intorno all'asse z, ed un carico di cuscinetto in testa (figura 3.7a).

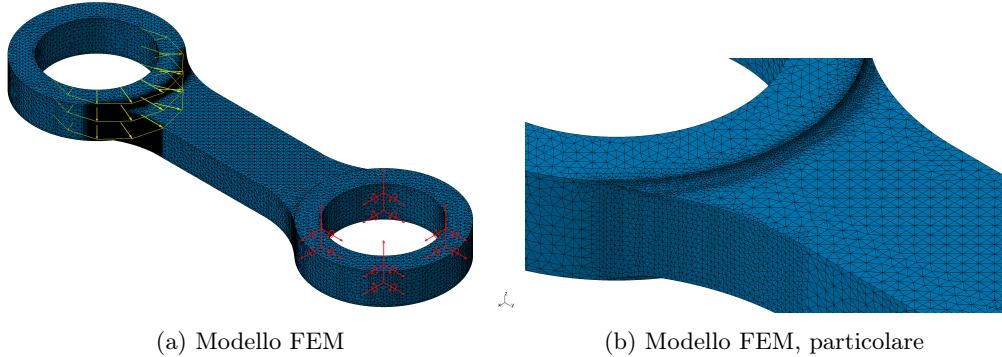


Figura 3.7

La mesh è stata infittita in corrispondenza dei raccordi, che ci si aspetta essere un punto critico a causa dell'effetto d'intaglio (Figura 3.7b). Si sono in particolare risolti due casi statici. Nel primo, si è caricata la biella con la forza massima  $P = 1227 \text{ kN}$ , e si è analizzata la deformazione cui questa va incontro, nonché gli sforzi massimi di Von Mises cui è sottoposta. Nel secondo caso, il carico è stato posto unitario, per calcolare il coefficiente  $K_t$ .

Dal punto di vista delle deformazioni, l'analisi FEM ha restituito un accorciamento pari a  $\Delta L_{FEM} \approx 0.131 \text{ mm}$  all'estremo inferiore della testa (Figura 3.8). Anche in questo caso, la deformazione è coerente con quella che può essere calcolata analiticamente:

$$\Delta L = \frac{P (l - D_{ext})}{A_{biella} E} \approx 0.124 \text{ mm} \quad (3.4)$$

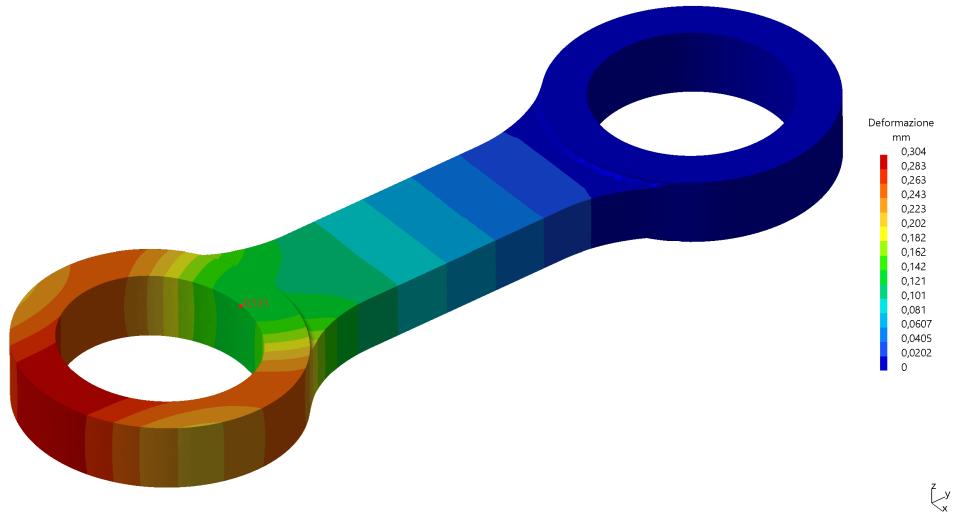


Figura 3.8: Deformazione della biella, 2<sup>a</sup> versione,  $P = 1227 \text{ kN}$

Questo accorciamento, pari all' 1.3% dello spessore di lavorazione garantito  $RTP = 10 \text{ mm}$ , si è ritenuto accettabile in termini di precisione della pressa.

Per quanto riguarda gli sforzi secondo Von Mises (Figura 3.9), il valore massimo è raggiunto nella zona di applicazione del carico, e risulta pari a  $92.16 \text{ MPa}$ . Gli sforzi in corrispondenza dei raccordi, assumono inoltre valori massimi di circa  $70.5 \text{ MPa}$  e  $65.9 \text{ MPa}$ . Come era prevedibile, la scelta di sovradimensionare la biella in favore di una maggior precisione della lavorazione porta gli sforzi ad essere molto lontani dal limite di snervamento del materiale.

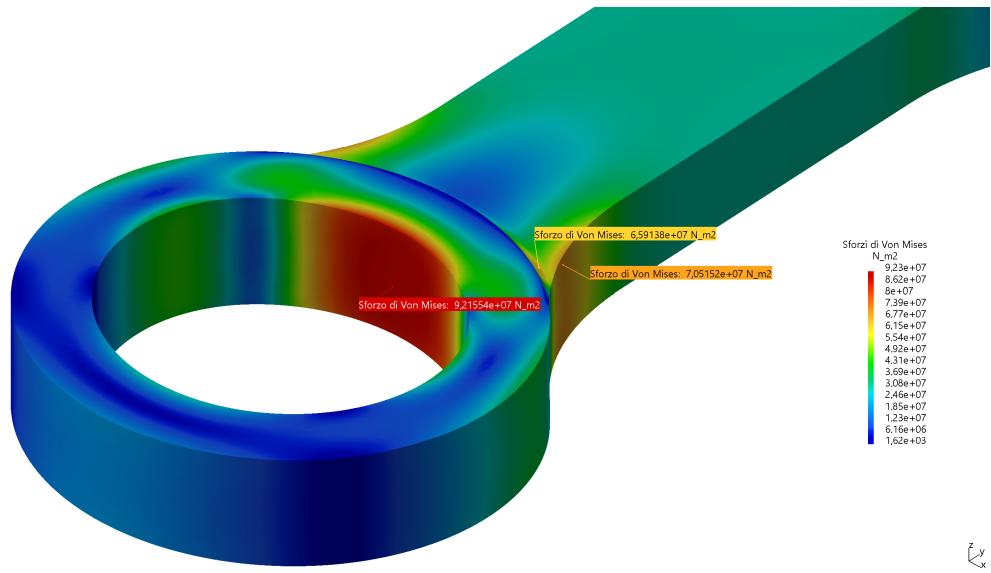


Figura 3.9: Sforzi nella biella, 2<sup>a</sup> versione,  $P = 1227 \text{ kN}$

Il secondo caso di carico, con intensità unitaria, è stato invece utilizzato per calcolare il coefficiente d'intaglio  $K_t$  nel raccordo maggiore, ovvero nel più sollecitato fra i due raccordi. Si è scelto questo punto piuttosto che la zona di applicazione del carico perché permette un interessante confronto con i coefficienti d'intaglio tabulati. L'analisi FEM restituisce un valore di sforzo secondo Von Mises pari a  $\sigma_{max} = 57.5 \text{ Pa}$  (Figura 3.10).

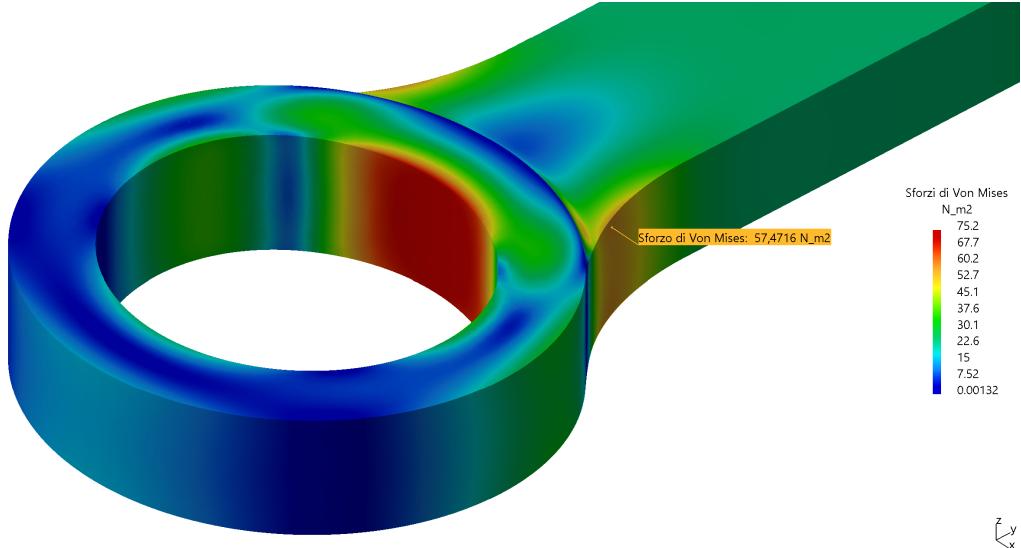


Figura 3.10: Sforzi nella biella, 2<sup>a</sup> versione,  $P = 1 \text{ N}$

Si è quindi calcolato lo sforzo nominale  $\sigma_{nom}$

$$\sigma_{nom} = \frac{1}{A_{biella}} = 25 \text{ Pa} \quad (3.5)$$

ed infine il coefficiente d'intaglio teorico  $K_t$ :

$$K_{t-FEM} = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} = 2.3 \quad (3.6)$$

Per quanto riguarda il calcolo del  $K_t$  a partire dalle tabelle, ci si è affidati ai fattori del Peterson. In particolare, si è fatto riferimento al caso di raccordo su provino a sezione rettangolare. La larghezza della sezione maggiore  $H$  è stata approssimata alla larghezza della biella in corrispondenza del punto superiore di tangenza dei raccordi,  $H_{biella}$  (Figura 3.11a).

Risulta:

$$H/d = 1.667 \quad (3.7)$$

$$r/d = 1.333 \quad (3.8)$$

Il punto di interesse è fuori dal range del grafico (Figura 3.11a), ma assumendo monotono l'andamento delle curve, è possibile osservare che il valore  $K_{t-FEM} = 2.3$  non può essere raggiunto.

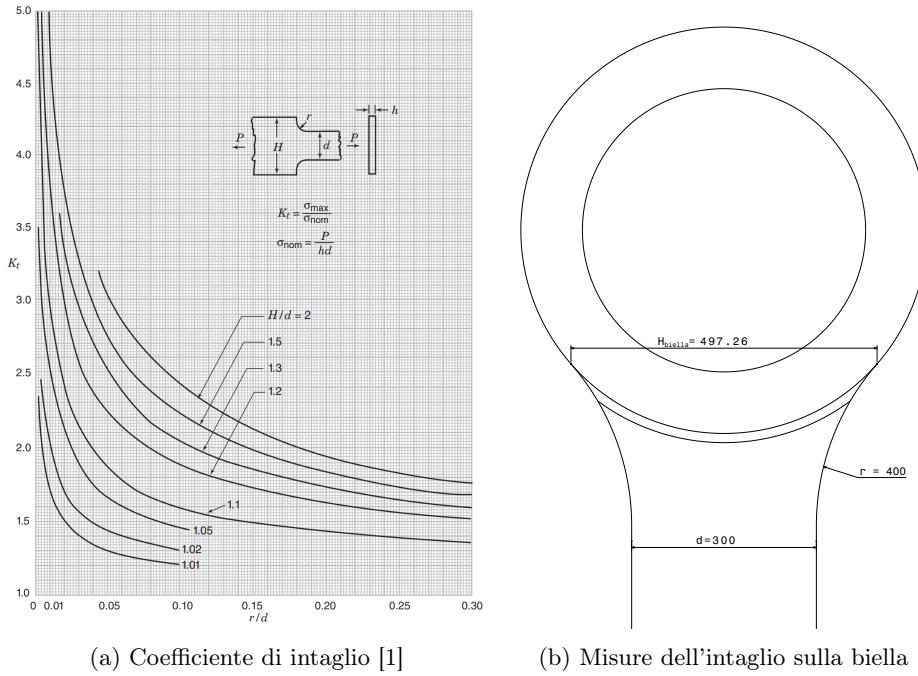


Figura 3.11

Il disaccordo fra FEM ed esperienze sperimentali, per quanto non permetta di confermare nessuno dei due risultati, non è da intendere come smentita della loro validità. Si deve infatti tenere in considerazione che il paragone era già dal principio non totalmente affidabile, dal momento che il raccordo analizzato in tabella non è tangente con la sezione maggiore  $H$ , a differenza del raccordo della biella.

Si è inoltre voluta sommariamente verificare l'instabilità a carico di punta. Secondo la formulazione di Eulero [2], il carico massimo  $F_c$  prima di raggiungere l'instabilità è pari a

$$F_c = \frac{\pi^2 EI}{(Kl)^2} \approx 53544 \text{ kN} >> P = 1227 \text{ kN} \quad (3.9)$$

con

$E = 206 \text{ GPa}$	Modulo di Young
$I = 5.926 \cdot 10^7 \text{ mm}^4$	Momento d'inerzia minimo
$l = 1.5 \text{ m}$	Lunghezza della biella
$K = 1$	Coefficiente di inflessione

La biella risulta quindi verificata anche a carico di punta.

### 3.1.4 Progettazione di dettaglio

Fissato il design di massima, si è proceduto alla progettazione di dettaglio. In particolare, si sono valutate le configurazioni possibili per il calettamento dei cuscinetti.

Si è ritenuto di troppo difficile manutenzione un inserimento assiale dei cuscinetti nella biella, e si è quindi preferito "spezzare" in due testa e piede (Figura 3.12). Si è quindi

creato un supporto estruso per i bulloni, che data la natura generale di questa trattazione, sono stati scelti a catalogo e non verificati. È comunque bene ricordare che questi non sono sottoposti ad un grande carico, dal momento che la biella è sollecitata quasi esclusivamente a compressione.

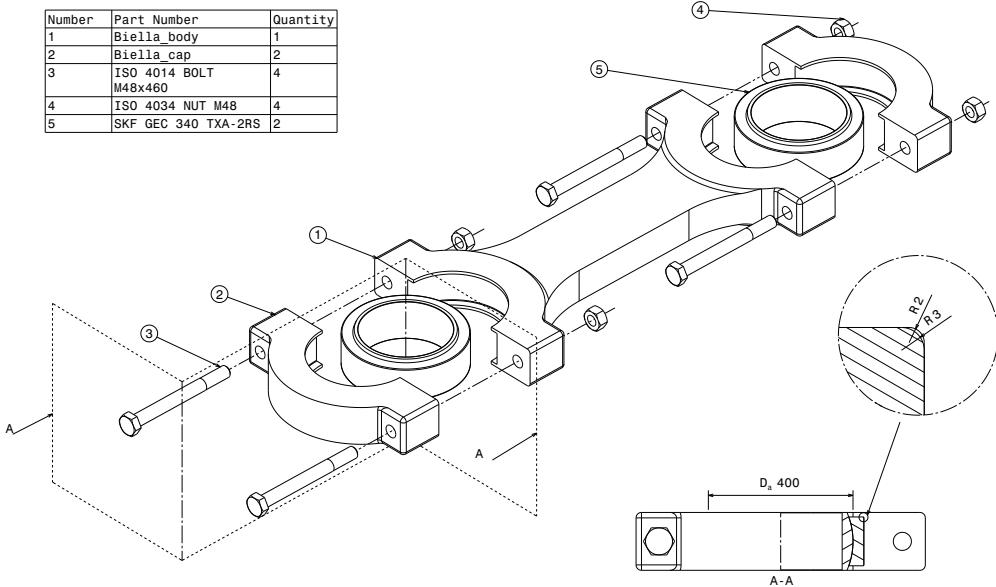


Figura 3.12: Biella, 3<sup>a</sup> versione

Per quanto riguarda la sede dei cuscinetti SKF GEC 340 TXA-2RS, si sono seguite le indicazioni del produttore circa spallamenti e raccordi.

### 3.2 Albero a gomiti

Per la trasmissione del moto si è optato per un albero a gomiti con eccentricità di 150mm. La scelta di un albero a gomiti piuttosto che un disco eccentrico è legata alla corsa elevata della pressa nella lavorazione prevista (300mm), in concomitanza con gli elevati carichi previsti dalla lavorazione. Se si fosse optato per una trasmissione con eccentrico il diametro dell'asse principale di rotazione sarebbe infatti risultato eccessivamente ridotto e quindi inadatto a supportare il carico assegnatogli. Gli alberi risultano sottoposti ad azioni di momento flettente e torcente alternato, e si sono poggiati su cuscinetti multipli per permettere una migliore distribuzione delle reazioni vincolari.

#### 3.2.1 Scelta Cuscinetti

Per il fissaggio dell'albero si è dunque optato per una soluzione con 3 cuscinetti, in modo da poter garantire una maggiore distribuzione dei carichi e stabilità della struttura. Una prima schematizzazione dell'albero è riportata in figura 3.13

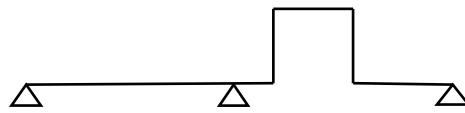


Figura 3.13: Schema Albero a Gomiti

Sul perno è poi montata la biella mentre dall'altro lato è calettata la ruota dentata che trasmette il moto dell'albero di rinvio, come mostrato in figura 3.14

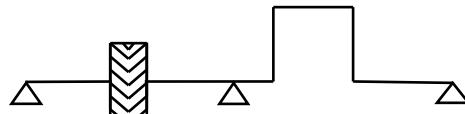


Figura 3.14: Schema Albero con Ruota Dentata

Le forze agenti sull'albero sono trasmesse da un lato dalla ruota dentata e dall'altro dalla biella. La ruota dentata trasmette solo una forza tangenziale e una forza radiale, dal momento che le forze assiali si bilanciano trattandosi di una ruota bielicoidale, mentre le forze massime trasmesse dalla biella saranno una forza assiale e tangenziale.(Tabella 3.3)

Forza assiale massima $N_{max}$	$1,227 \text{ MN}$
Forza tangenziale massima $T_{max}$	$0,6 \text{ MN}$
Forza tangenziale ruota dentata $F_t$	$0,1633 \text{ MN}$
Forza radiale ruota dentata $F_r$	$0,1373 \text{ MN}$

Tabella 3.3: Forze in Gioco nella Lavorazione

Per il calcolo delle reazioni vincolari agenti sui cuscinetti si è utilizzato il metodo delle forze, svincolando un grado di libertà in corrispondenza del cuscinetto centrale (figura 3.15)

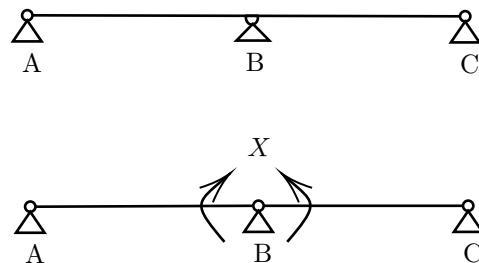


Figura 3.15: Metodo delle Forze

Applicando il metodo delle forze avremo un'unica incognita iperstatica  $X$ , e sostituendo le forze applicate sull'albero le reazioni sui singoli cuscinetti risultano essere:

$R_A$	$54,202 \text{ kN}$
$R_B$	$813,28 \text{ kN}$
$R_C$	$574,72 \text{ kN}$

Tabella 3.4: Reazioni Vincolari sui Cuscinetti

Nel considerare le forze agenti sull'albero, per avere un maggiore margine di sicurezza si sono considerate la forza radiale  $F_r$  e la forza tangenziale  $F_t$  come allineate, mentre dal lato dell'albero si è considerato il massimo carico assiale trasmesso dalla biella.

Dopo aver calcolato le reazioni vincolari nei singoli cuscinetti, vista la natura elevata dei carichi, si è optato per dei cuscinetti a rulli, offrendo questi una resistenza maggiore rispetto a quelli a sfere. Il calcolo del carico dinamico agente su ognuno dei cuscinetti risulta:

$$C = (L_{10})^{\frac{1}{p}} \cdot P \quad (3.10)$$

dove calcolo  $L_{10}$  come:

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6} \quad (3.11)$$

e trattandosi di cuscinetti a rulli vale  $p = \frac{1}{3}$ .

Anche in questo caso imponiamo una durata dei cuscinetti  $L_{10h} = 35000h$ . Svolgendo i calcoli e sostituendo le rispettive reazioni vincolari, i carichi dinamici sui cuscinetti risultano essere quelli riportati in tabella 3.5

$C_A$	386.5 kN
$C_B$	3846.78 kN
$C_C$	1849.55 kN

Tabella 3.5: Carichi Dinamici sui Cuscinetti

Questi carichi hanno portato alla scelta dei cuscinetti elencati nella tabella seguente:

Parametro	NU 2252 MA	CARB C3160	NJ 240 ECML
Diametro interno $d$ (mm)	260	300	200
Diametro esterno $D$ (mm)	480	500	360
Spessore $B$ (mm)	160	160	58
Raccordo anello interno $r_1$ (mm)	5	5	4
Raccordo anello esterno $r_2$ (mm)	6	5	4
Carico sul cuscinetto $r_2$ (kN)	1849,55	3846,78	386,5
Punto alloggio cuscinetto $r_2$ (mm)	C	B	A

Tabella 3.6: Specifiche dei cuscinetti meccanici

### 3.2.2 Dimensionamento

Il dimensionamento dell'albero è in primo luogo legato al cinematismo della pressa, che impone una distanza tra l'asse del perno e quello dell'albero principale di rotazione di 150mm. Inoltre la scelta dei cuscinetti, già discussa nel paragrafo precedente, impone un diametro del perno su cui la biella sarà calettata di 340mm (sezione 3.1). Per quanto riguarda la scelta del materiale, si è optato per un acciaio con le seguenti caratteristiche:

Modulo di Young E	210 GPa
Densità $\rho$	7589 kg/m <sup>3</sup>
Carico di snervamento $\sigma_{sn}$	650 MPa
Carico di rottura $\sigma_m$	1050 MPa

Tabella 3.7: Caratteristiche Meccaniche dell'Albero

Per il perno, come detto, si è utilizzato un diametro dettato dalla scelta dei cuscinetti sulla biella, in seguito verificato nella sezione di verifiche statiche. Il predimensionamento dei gomiti che collegano il perno all'albero è stato svolto considerando le massime forze in gioco nella lavorazione, che corrispondono a:

Forza assiale massima Nmax	1.227 MN
Forza tangenziale massima Tmax	0.6 MN

Tabella 3.8: Forze in Gioco nella Lavorazione

Il lato maggiore della sezione rettangolare del gomito è, per ragioni costruttive, pari a 346mm, dovendo questo collegarsi al diametro di 340mm del perno. Come spessore si è ipotizzato un valore iniziale di 100mm, per evitare ingombri eccessivi del pezzo.

Dopo aver selezionato i cuscinetti in base al carico esercitato su ognuno di essi e la durata desiderata, tenendo conto della larghezza B dei cuscinetti (Tabella 3.6), si è proceduto a disegnare l'albero limitandone al massimo la lunghezza, in modo da evitare eccessivi ingombri della parte e ridurre la deformazione dello stesso. Il risultato ottenuto è riportato in figura 3.16

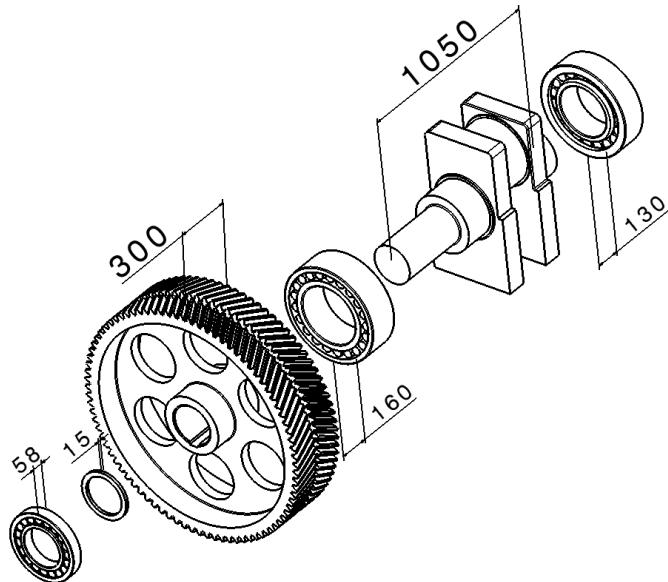


Figura 3.16: Esploso Albero

Una volta ricalcolata la lunghezza dell'albero, questa non risulta particolarmente diversa da quella di predimensionamento (passa da 1m iniziale a 1,05m), per cui ricalcolando i carichi distribuiti sui cuscinetti questi risultano ancora verificati. I diametri finali ottenuti in seguito a queste considerazioni sono riportati in figura 3.17.

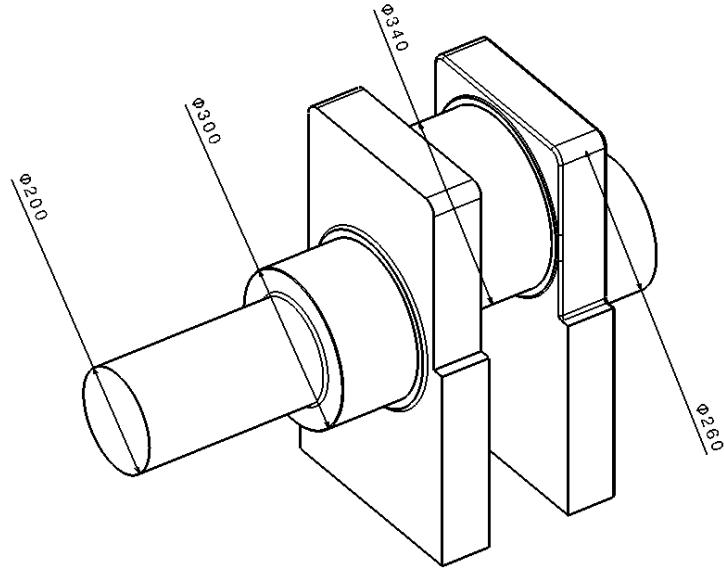


Figura 3.17: Albero Quotato

Il disegno dell'albero è stato fatto in modo da facilitare il montaggio dei cuscinetti e della ruota dentata (collegata tramite linguetta), tenendo conto dei raggi di raccordo massimi da mantenere e delle altezze di spallamento da utilizzare. Per quanto riguarda il cuscinetto montato sul perno, questo è inserito in fase di montaggio dell'albero, che avviene per interferenza.

### 3.2.3 Verifiche e FEM

Per le verifiche statiche si sono considerati prima i carichi massimi agenti sul perno trasmessi dalla biella. Per la verifica statica sul perno si è considerato il diametro del perno, che si ricorda essere imposto dal diametro interno del cuscinetto su cui è calettata la biella, di 340mm. Anche la lunghezza del perno è stata imposta pari alla larghezza del cuscinetto, in modo da poterlo alloggiare evitando giochi, ovvero 160mm. Considerando questi valori geometrici e la massima forza a cui è sottoposto il perno nel corso della lavorazione, si è calcolato il momento flettente massimo  $M_f$  agente sul perno

$$M_f = \frac{N_{max} \cdot L}{4} \quad (3.12)$$

Dopo aver calcolato il momento flettente, dal momento che il diametro del perno è già noto non è necessario effettuarne il predimensionamento, per cui è possibile calcolare direttamente gli sforzi  $\sigma_{nom}$  dovuti al flettente:

$$\sigma_{nom} = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \quad (3.13)$$

Per quanto riguarda la verifica del perno, questa viene effettuata in due sezioni. La prima sezione è quella di mezzeria, dove prevale l'azione del momento flettente. Inoltre dal momento che il perno è un albero tozzo, l'azione del taglio non è trascurabile, per cui è

necessario verificare a taglio le sezioni in prossimità dei gomiti. Si è calcolato il taglio nelle sezioni critiche come:

$$T_{max} = \frac{N_{max}}{2} \quad (3.14)$$

Gli sforzi di taglio saranno quindi pari a:

$$\tau_{nom} = \frac{16 \cdot T_{max}}{3 \cdot \pi \cdot d^2} \quad (3.15)$$

Si calcolano quindi due coefficienti di sicurezza statici con il criterio di Von-Mises. Questi sono:

$$\eta_1 = \frac{R_{sn}}{\sigma_{vm}} \quad (3.16)$$

$$\eta_2 = \frac{R_{sn}}{\sigma_{vm}} \quad (3.17)$$

questi sono rispettivamente i coefficienti di verifica a flettente e a taglio. Entrambe le verifiche vengono superate, e il coefficiente di sicurezza minore risulta essere quello di verifica a taglio  $\eta_2 = 7,2$ , il che è ragionevole considerando che si tratta di un albero tozzo con elevata azione di taglio.

Per quanto riguarda la verifica dei gomiti, anche per questi non è necessario il predimensionamento in quanto dettato dalle specifiche progettuali, per cui ci si limita ad effettuare una verifica statica a compressione, di cui non si riportano i passaggi. La verifica statica è superata con un coefficiente di sicurezza di Von Mises pari a  $\eta = 6,5$

Si è infine effettuata la verifica statica a flessione dell'intero albero a gomiti, che è stato approssimato ad un albero semplice per la verifica analitica. Essendo l'albero appoggiato a 3 cuscinetti, è necessario effettuare 2 differenti verifiche, con le forze trasmesse rispettivamente dalla biella e dalla ruota dentata. Anche i bracci di applicazione delle forze risulteranno diversi in quanto le lunghezze non sono simmetriche rispetto al cuscinetto centrale.

Sul lato della biella la forza di flessione sarà la forza massima trasmessa dalla biella, composta dalla forza assiale, che viene considerata costante lungo tutta la lavorazione, e dalla forza tangenziale, anche questa approssimata a costante e pari al suo valore massimo. Il braccio dell'albero per questa verifica è stato ridotto il più possibile così da ridurre gli ingombri e per permettere una maggiore sicurezza flessionale, per cui risulta dettato principalmente dalla larghezza dei cuscinetti utilizzati. La forza considerata per questa verifica sarà quindi:

$$F_{max} = \sqrt{N_{max}^2 + T_{max}^2} \quad (3.18)$$

Il momento flettente è calcolato analogamente a quanto fatto per la verifica del perno, ma con un braccio pari a 517mm. A differenza della verifica del perno, in questo caso è presente anche un torcente, dato dalla forza tangenziale moltiplicata per il braccio di 150mm della manovella:

$$M_t = T_{max} \cdot L_{man} \quad (3.19)$$

Come specificato nella sezione del predimensionamento, il diametro in questa sezione dell'albero risulta variabile in quanto legato ai diversi cuscinetti utilizzati, con un diametro minimo di 260mm. Si è scelto di utilizzare quest'ultimo per la verifica, in favore di un maggiore margine di sicurezza. Si avrà:

$$\sigma_{nom} = \frac{32 \cdot M_f}{\pi \cdot d^3} \quad (3.20)$$

$$\tau_{nom} = \frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot d^3} \quad (3.21)$$

applicando poi il criterio di Von Mises come:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{nom}^2 + 3 \cdot \tau_{nom}^2} \quad (3.22)$$

In questa verifica, avendo a che fare con un materiale duttile, non si considerano coefficienti di intaglio, accettando quindi plasticizzazioni locali. Anche in questo caso la verifica risulta ampiamente superata, ottenendo un coefficiente di sicurezza  $\eta = 16,3$ .

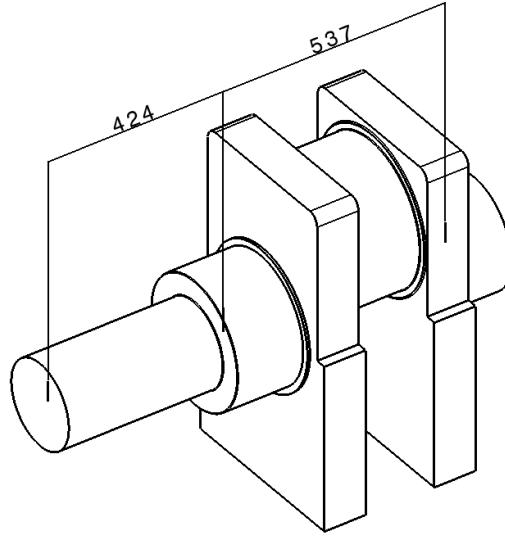


Figura 3.18: Distanze Cuscinetti Albero

Dal lato della ruota dentata invece le forze sono quelle riportate nella tabella 3.3, per cui, vista l'entità minore di queste forze, si è optato per una riduzione del diametro dell'albero. Con verifiche analoghe a quelle viste per il lato della biella, la prova statica viene superata con un coefficiente di sicurezza a taglio  $\eta = 28,2$ .

Particolarmente rilevante per la verifica del pezzo risultano essere le FEM, per via della forma dell'albero che rende difficile calcolare analiticamente l'effetto delle variazioni di sezione e di intaglio. Per la verifica ad elementi finiti si è optato per una mesh ad elementi parabolici di taglia 40mm, che è stata poi infittita in prossimità dei raccordi, considerati punti critici della verifica (figura 3.19).

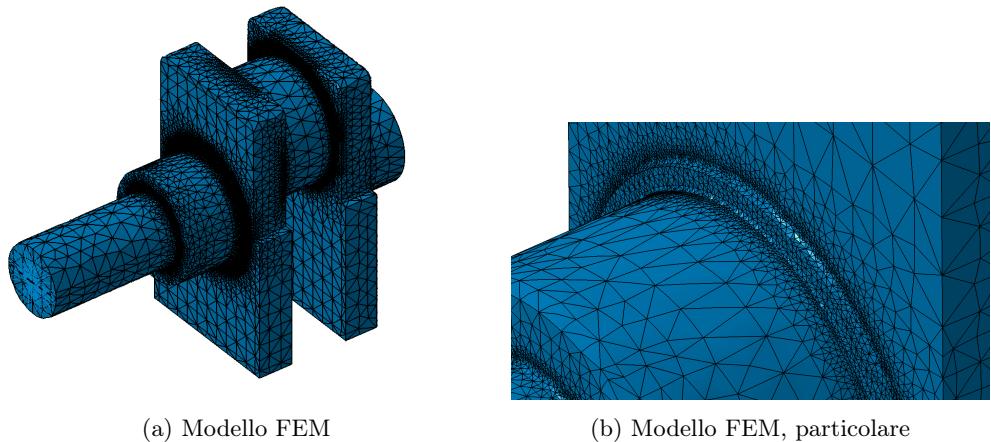


Figura 3.19

Per la prima verifica FEM si è imposto vincolo di cuscinetti nelle due sedi apposite ai lati dei gomiti, mentre in corrispondenza della sede per la ruota dentata è stato imposto un vincolo rotazionale, in modo da simulare il torcente generato dall'applicazione del carico da parte della biella sul perno.

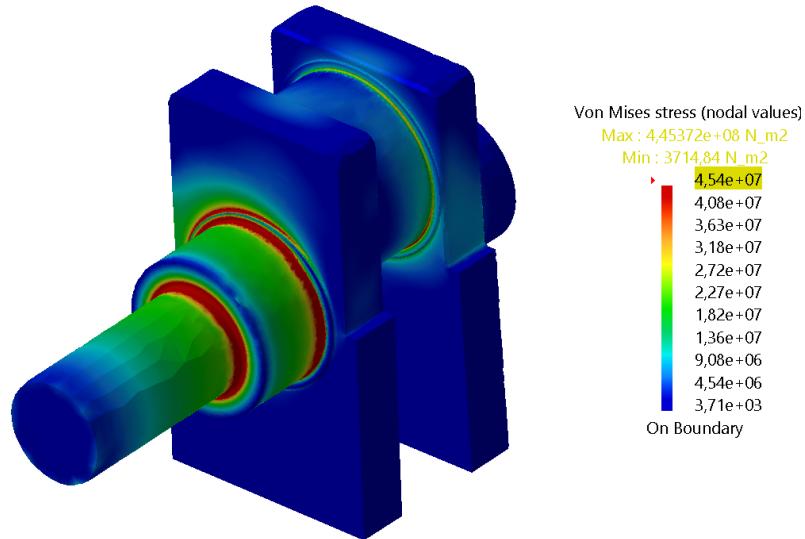


Figura 3.20: Sforzi Albero a Gomiti,  $P = 1,227 \text{ MN}$

Dalla scala riportata in figura 3.20, il massimo sforzo raggiunto sul componente è pari a circa  $453 \text{ MPa}$ , che non raggiunge la  $R_{sn}$  del materiale utilizzato, per cui l'albero risulta verificato.

Risulta chiaro che le zone maggiormente sollecitate sono le sezioni in corrispondenza delle variazioni di diametro, come era prevedibile considerando gli elevati effetti di intaglio legati a queste variazioni. Sempre con la stessa simulazione FEM è stato possibile verificare anche i massimi spostamenti che avvengono nell'albero dovuti alla condizione di carico descritta.

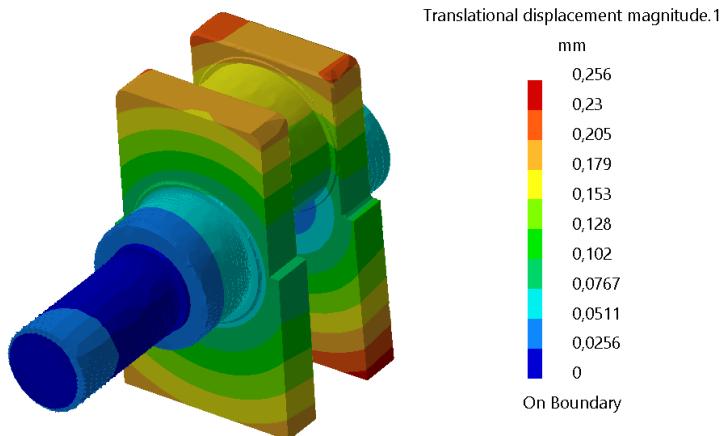
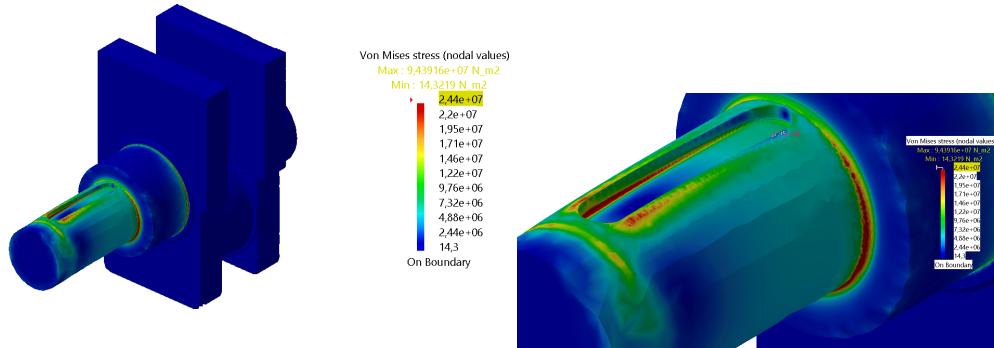


Figura 3.21: Spostamenti Albero a Gomiti

Come prevedibile gli spostamenti maggiori avvengono nelle zone più periferiche, ma non raggiungono in ogni caso valori elevati (la freccia massima è di 0,256mm), per cui il pezzo si può considerare verificato.

E' necessario poi effettuare una seconda FEM, tenendo questa volta conto dei carichi esercitati dalla ruota dentata bloccando gli spostamenti ai cuscinetti adiacenti.

Per la seconda FEM si sono imposti dei vincoli di cuscinetto nelle rispettive sedi, oltre a un vincolo di non rotazione sull'albero principale, in modo da poter verificare l'effetto del torcente. Il risultato ottenuto è mostrato in figura 3.22a



(a) Modello FEM

(b) Modello FEM, particolare

Figura 3.22

Anche in questo caso considerando i valori di sforzo raggiunti all'interno del pezzo e confrontandoli con la  $R_{sn}$ , il pezzo risulta ampiamente verificato.

### 3.2.4 Verifica a Fatica

La lavorazione che è stata presa in considerazione per la progettazione della pressa è una lavorazione di traciatura che prevede uno spessore della piastra da tracciare di 10mm,

motivo per cui il carico trasmesso dalle bielle agli alberi a gomiti viene trasmesso solo per una durata molto limitata se comparata alla durata di un giro completo. Per semplificare la modellazione della lavorazione, si è considerata una forza massima trasmessa dalla piastra alla slitta e quindi agli alberi per tutta la lunghezza dei 10mm a partire dal punto di contatto. Tuttavia, calcolando con una semplice media pesata i valori medi degli sforzi di trazione e di taglio, questi risultano trascurabili rispetto ai valori di  $\sigma_{nom}$  e  $\tau_{nom}$  calcolati per le verifiche statiche. Per questo motivo, è possibile considerare nullo lo sforzo medio e prendere come valori di  $\sigma_a$  e  $\tau_a$  proprio i valori nominali calcolati in precedenza.

Trattandosi di uno stato di sforzo multiassiale, si è seguito il criterio di Gough-Pollard relativo al caso preso in esame, per cui i valori limite degli sforzi risultano essere:

$$\sigma_{lim} = \sigma'_{Ff} = \sigma'_{FAf} \quad (3.23)$$

$$\tau_{lim} = \tau'_F = \tau'_{FA} \quad (3.24)$$

Dove:

$$\sigma_{FAf} = 0,5 \cdot R_m \quad (3.25)$$

$$\tau_{FA} = \frac{R_m}{2} \quad (3.26)$$

Per il calcolo  $\sigma'_{FAf}$  a partire da  $\sigma_{FAf}$  è necessario tenere in considerazione il coefficiente dimensionale  $b_3$ , il coefficiente di rugosità superficiale  $b_2$  e infine il coefficiente di intaglio  $K_{ff}$ . Risulta in particolare che:

$$\sigma'_{FAf} = \frac{b_2 \cdot b_3}{K_{ff}} \cdot \sigma_{FAf} \quad (3.27)$$

$$\tau'_{FA} = \frac{b_2 \cdot b_3}{K_{tf}} \cdot \tau_{FA} \quad (3.28)$$

Come valori dei coefficienti considero  $b_2 = 0,82$ , ipotizzando una lavorazione di tornitura eseguita sul pezzo, mentre dalle tabelle dimensionali risulta  $b_3 = 0,75$ . Infine per il coefficiente di intaglio a fatica, dal momento che non esistono tabelle per un caso del genere a cui fare riferimento, si è considerato un coefficiente di intaglio comparando lo sforzo ottenuto in maniera analitica con la formula per il calcolo dello sforzo nominale e quello ottenuto con la simulazione FEM. Facendo quest'operazione il rapporto tra i 2 valori di sforzo risulta essere circa di  $K_t = 9$ , da cui poi calcolo il coefficiente di intaglio a fatica applicando la formula di Neuber. Calcolo quindi lo sforzo di Gough-Pollard prima in corrispondenza della sezione più sollecitata dal lato della biella come:

$$H = \frac{\sigma_{lim}}{\tau_{lim}}; \quad (3.29)$$

$$\sigma_{GP} = \sqrt{\sigma_a^2 + (H \cdot \tau_{max})^2} \quad (3.30)$$

E calcolo infine il coefficiente di sicurezza a fatica  $\eta_{GP}$ :

$$\eta_{GP} = \frac{\sigma_{lim}}{\sigma_{GP}} \quad (3.31)$$

Sostituendo i valori di diametro e di sforzi ottenuti fino ad ora e i coefficienti appena introdotti, l'albero supera la verifica a fatica con un coefficiente di sicurezza  $\eta_{GP} = 1,53$ .

La verifica di resistenza a fatica viene eseguita in tutto 2 volte, prima nella sezione più sollecitata dal lato della biella e poi sulla sezione di calettamento della ruota dentata, dove il

torcente resta costante e il momento flettente sarà minore, ma anche la sezione resistente diminuisce sensibilmente.

Anche in questo caso, iterando il procedimento analogo a quello utilizzato per la parte dell'albero su cui è calettata la biella (i coefficienti di intaglio e dimensionali saranno meno limitanti dal momento che la sezione è minore e vi è un minor restrinzione della sezione), la sezione risulta verificata con un coefficiente di sicurezza di  $\eta_{GP} = 2,35$

### 3.3 Slitta

La slitta è stata dimensionata a partire dagli ingombri del telaio, dettato a sua volta in gran parte dall'ingombro del sistema di trasmissione. Come area di appoggio dello stampo si è fissato una superficie di 1640 x 990mm, ritenuta sufficiente per effettuare un'ampia gamma di lavorazioni. Anche la slitta, come l'albero a gomiti, risulta composta da più pezzi, ovvero la base e i perni di calettamento delle bielle, montati per interferenza. Essendo la biella simmetrica, la dimensione dei perni selezionati per la slitta è uguale a quella adottata per gli alberi a gomiti, ed è quindi anche in questo caso guidata dalla scelta del cuscinetto sulla biella.

Per permettere l'aderenza tra slitta e telaio, si è optato per un sistema di guida con pattini in bronzo autolubrificanti a scorrimento sui pilastri del telaio, evidenziati in giallo in figura (3.23).

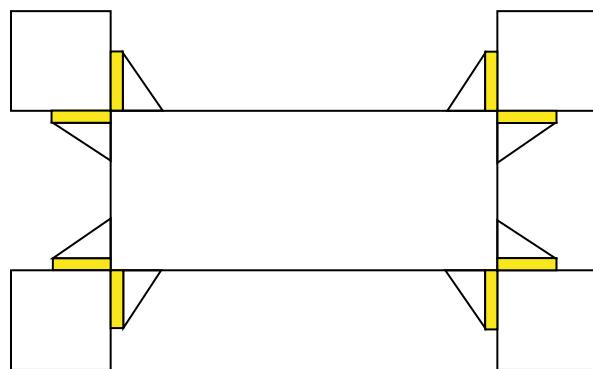


Figura 3.23: Schema Sistema di Guide

#### 3.3.1 Guide

Si hanno quindi in totale 8 guide costituite da altrettanti supporti (elementi triangolari) su cui sono montati dei pattini (rappresentati in giallo nell'immagine 3.23) che scorrono sui pilastri del telaio.

Dal momento che nel progettare la pressa si è optato per un sistema con 2 bielle e 2 alberi eccentrici che lavorano in controposizione, le spinte che questi elementi danno alla slitta parallele al piano della lamiera da lavorare si bilanciano, e per questo motivo non è stato necessario verificare una resistenza statica né a fatica dei supporti costituenti le guide.

I pattini non sono stati progettati in maniera autonoma, ma si è invece preferito appoggiarsi a un componente già costruito, fornito dall'azienda CF Torino S.r.l.. In particolare, si è optato per il pattino mostrato in figura 3.24

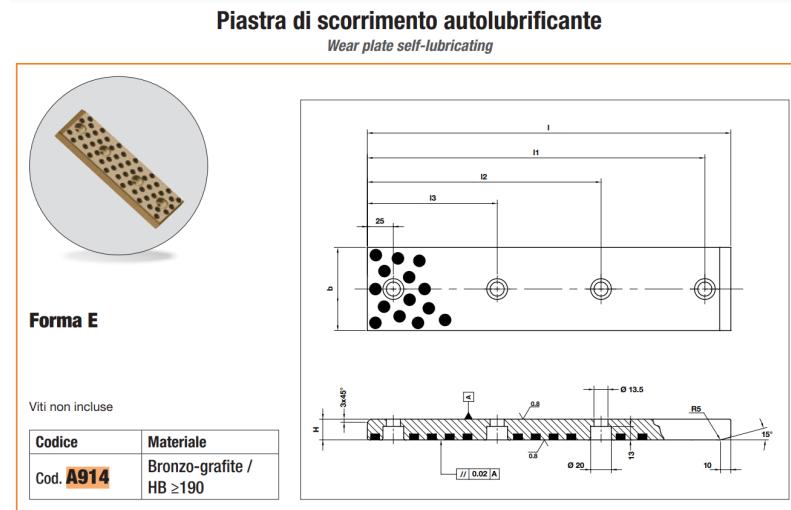
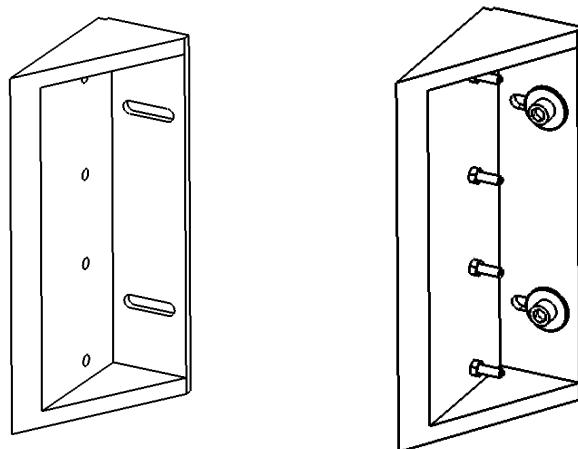


Figura 3.24: Pattino CF Torino

Si è preferito il modello A914 in quanto in grado di raggiungere le dimensioni sufficienti a garantire una buona stabilità della slitta durante la corsa. Avendo una corsa di 300mm, si è ritenuto sufficiente una lunghezza del pattino di 400mm, in modo da evitare disallineamenti della slitta. Il pattino scelto a catalogo è quindi classificato come A914-125x400. Per il montaggio dei pattini si sono utilizzate delle viti ISO 472-M10x60, che si adattano alla sede presente nella pattino e permettono di mantenere una distanza sufficiente tra la superficie del pattino e quella della vite.

Per fissare le guide sulla slitta si è utilizzato un sistema con vite mordente e foro ad asola, in modo da poter regolare la distanza tra la guida e il pilastro e stringere nuovamente la guida una volta usurato il materiale sul pattino (figura ).



(a) Guida

(b) Guida Montata

Figura 3.25

Il pattino utilizzato è un pattino autolubrificante, in alternativa si sarebbe potuto utilizzare un pattino semplicemente in bronzo, senza quindi inserti di grafite, e un sistema di lubrificazione ad olio.

### 3.3.2 Corpo

Il corpo della slitta, inizialmente progettato sui soli ingombri, raggiunge una massa di circa 6 tonnellate. Per alleggerirlo e permettere il montaggio dei perni, si è asportato del materiale e si sono inserite delle nervature in modo da ottenere una sufficiente rigidità strutturale.

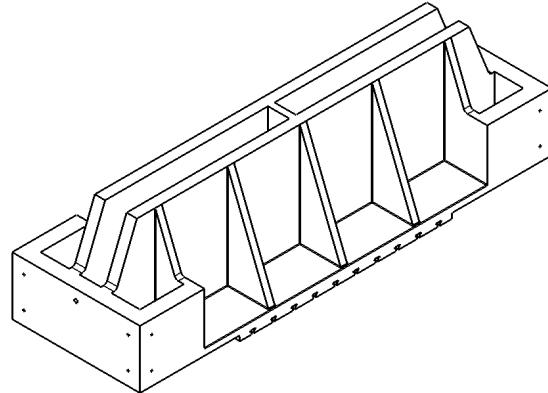


Figura 3.26: Corpo Slitta

Il predimensionamento dei perni in forma analitica non è stato necessario in quanto analogo a quello ottenuto sugli alberi a gomiti, per cui si è ritenuto sufficiente effettuare un analisi FEM per verificare la struttura. Per lo studio FEM si è imposto un vincolo di incastro in corrispondenza della base (superficie su cui è fissato lo stampo) e si sono caricati i perni con il carico della lavorazione. Il risultato ottenuto è mostrato in figura 3.27.

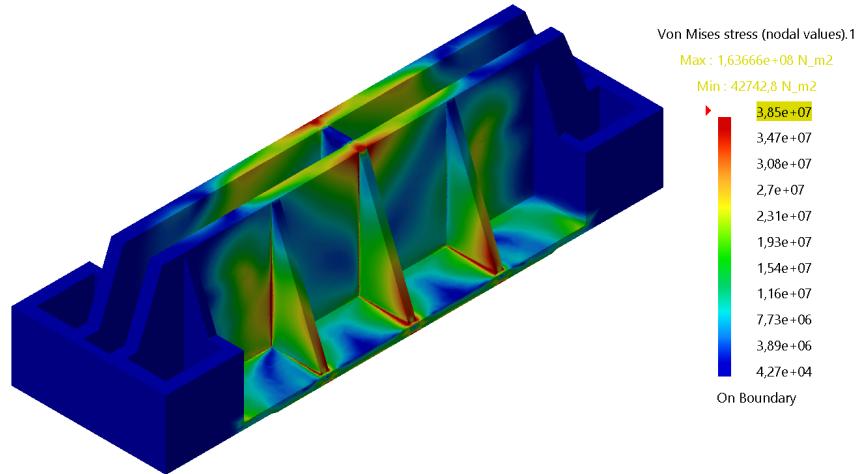


Figura 3.27: Modello FEM Slitta,  $P = 1,226 \text{ MN}$

Dalla scala riportata nelle immagini notiamo che il limite di snervamento del materiale non viene mai raggiunto con un margine soddisfacente, per cui si può considerare la slitta verificata a snervamento. La condizione più limitante è invece la deformata. Difatti, riproducendo l'analisi FEM per gli spostamenti locali, solo dopo aver irrigidito la struttura con sufficienti nervature e pareti si riesce a rimanere sotto il limite imposto per gli spostamenti.

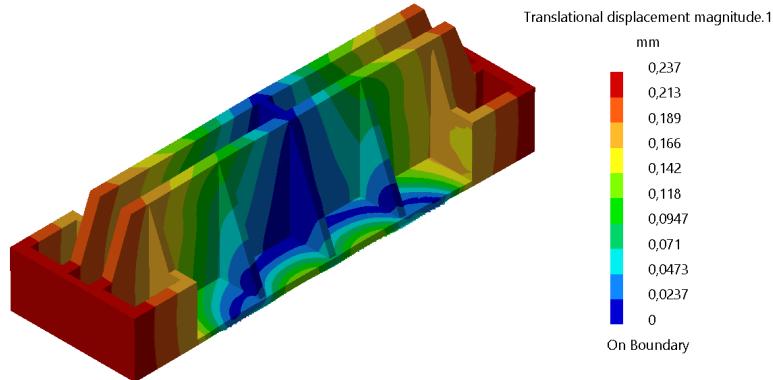


Figura 3.28: Spostamenti Slitta

Come si vede nella scala rappresentata in figura 3.28, la freccia massima raggiunta è di  $0,237\text{mm}$ , che è sufficientemente limitata da considerarsi accettabile.

Per far sì che il peso della slitta non gravi su altri componenti della macchina, come le bielle, instaurando cicli di fatica durante la lavorazione, si è deciso di aggiungere dei cilindri equilibratori. Questi, dimensionati sulla massa della slitta, consentono di equilibrare l'effetto della forza peso e alleggerire quindi la lavorazione. Per collegare i cilindri con il corpo della slitta si sono utilizzate delle mensole a L, collegate con vite mordente al corpo della slitta e con vite e bullone al cilindro equilibratore. La scelta delle viti, nel caso del collegamento con il cilindro, è stata dettata dalle specifiche di quest'ultimo. Invece, per quanto riguarda il dimensionamento della vite mordente da inserire nel corpo della slitta, si è effettuata una verifica statica, calcolando la forza trasmessa sulla vite mordente tramite un bilancio di momenti.

### 3.3.3 Supporto

Per permettere il collegamento tra il corpo della slitta e i cilindri equilibratori già citati in precedenza, si sono utilizzate delle mensole il cui precarico è stato verificato tramite un bilancio di momenti.

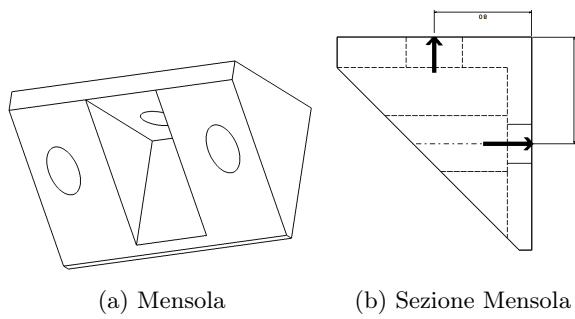


Figura 3.29

Le due forze trasmesse dalla mensola riportate in figura 3.29b esercitano un momento rispetto al vertice della mensola, ed imponendo l'equilibrio di momenti è possibile conoscere la forza trasmessa dalle viti mordenti montate sulla slitta. Questo predimensionamento ha portato alla scelta di 2 viti M30, per le quali si ha un coefficiente di sicurezza pari a circa  $\eta = 10$ .

Il gruppo slitta completo è riportato in figura 3.30:

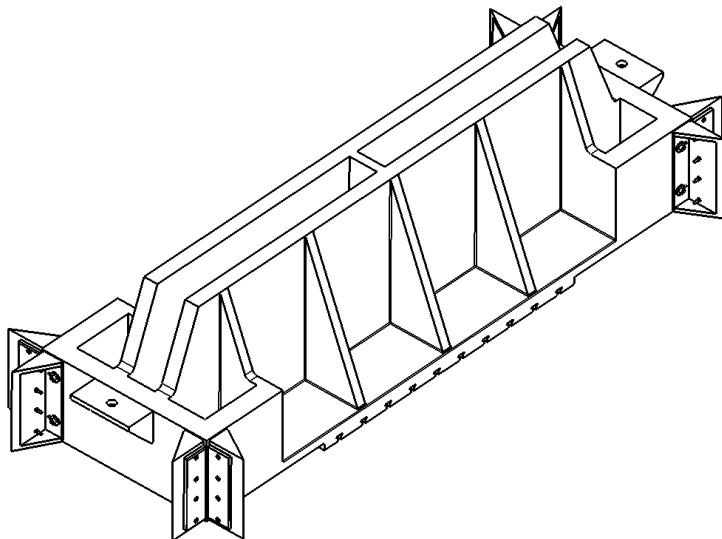


Figura 3.30: Assieme Slitta

## 4 Trasmissione

Per la trasmissione del moto agli alberi a gomito della pressa, si è optato per l'uso di ruote dentate a denti bi-elicoideali, secondo la disposizione schematizzata nella Figura 4.1. Il principale beneficio dell'implementazione di questa soluzione è che le ruote bi-elicoideali equilibrano la componente assiale generata dall'inclinazione dei denti, mantenendo però i benefici di delle ruote elicoideali. Tale inclinazione, dovuta all'elevata natura dei carichi, genererebbe forze assiali che comporterebbero un momento flettente concentrato in corrispondenza del calettamento delle ruote. Inoltre, sarebbe necessaria una scelta più attenta dei supporti su cui poggia l'albero su cui sono calettate le ruote, indirizzando la scelta verso cuscinetti orientabili o addirittura cuscinetti assiali in supplemento a quelli radiali, complicando così la trasmissione non solo dal punto di vista progettuale, ma anche costruttivo. La semplicità della soluzione adottata consente di evitare tali complicazioni. La trasmissione è movimentata da un albero di rinvio principale, sul quale verrà calettato il volano. Quest'ultimo, dotato di apposite sedi per le cinghie trapezoidali, funge anche da puleggia condotta. Sull'albero di rinvio è inoltre calettato anche il pignone, che movimenta sia la ruota condotta calettata sull'albero a gomiti che una ruota oziosa gemella atta ad invertire il moto sul secondo albero a gomiti.

Questa configurazione riduce i carichi alternati sulla struttura e migliora la precisione delle lavorazioni.

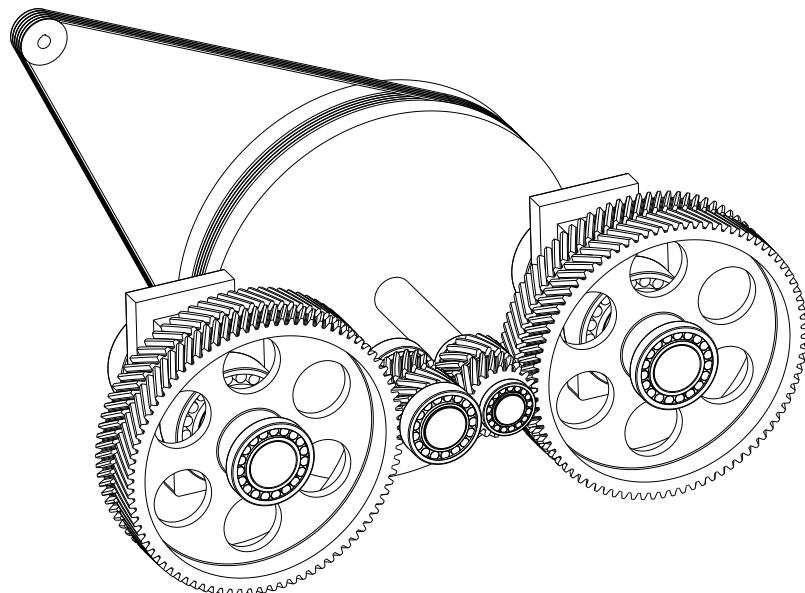


Figura 4.1: Schema della Trasmissione

## 4.1 Ruote Dentate

### 4.1.1 Carichi sulla ruota

Come considerato nella 3.1 il carico non è costante al variare dell'angolo di manovella ma è massimo per  $\beta \approx 2^\circ$ , momento del contatto con la lamiera. Si genera quindi una coppia reale massima  $C_2 = 68334,44 Nm$  (figura 4.2) sull'albero a gomiti su cui è calettata la ruota condotta, che a sua volta genera una forza tangenziale  $F_t$  sui denti della ruota dentata.

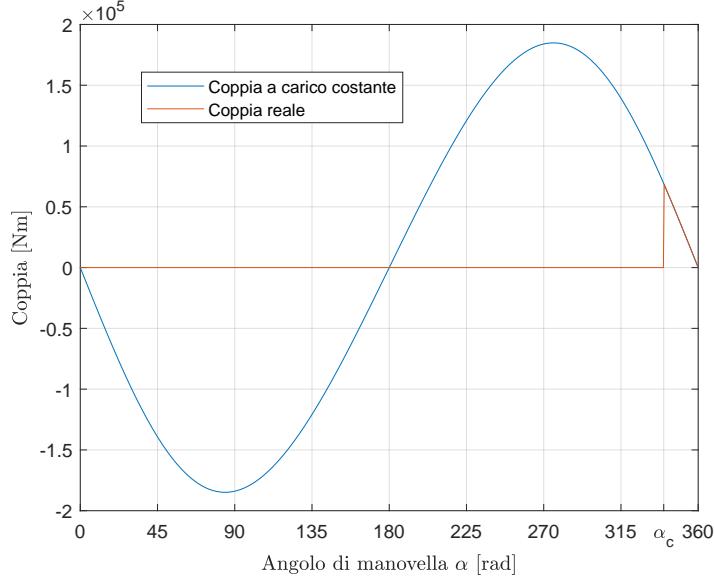


Figura 4.2: Andamento della coppia

Analizzando il flusso di potenza e le coppie in gioco si nota che il pignone calettato sull'albero di rinvio sarà soggetto a  $2F_t$  (Figura 4.3) tali da generare una coppia torcente  $C_{1cor}$  (legata alla  $C_2$  secondo la 4.1, corretta con un fattore di sicurezza  $F_s$  per eventuali variazioni di coppia nel sistema MTU).

$$C_{1cor} = 2 \times \frac{C_2}{\tau_2} \times F_s = 47834.11 \text{ Nm} \quad (4.1)$$

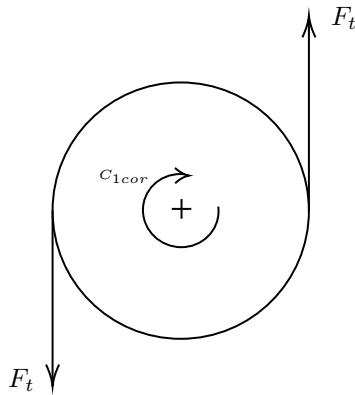


Figura 4.3: Coppia  $C_{1cor}$  agente sull'albero di rinvio

#### 4.1.2 Dimensionamento

Si procede quindi a dimensionare le ruote dentate secondo i seguenti vincoli:

- Interasse  $I_r = 1750 \text{ mm}$
- Numero di denti  $z$  delle ruote  $z_1 = 21$ ,  $z_2 = 85$
- Rapporto di trasmissione  $\tau_2$

Fissati i numeri di denti e  $\tau_2$  si procede al calcolo dei diametri primitivi  $d_{p1}$  e  $d_{p2}$  secondo la 4.2:

$$d_{p1} = \frac{I_r}{(\tau_2 + 2)} = 290.98 \text{ mm} \quad (4.2)$$

Come descritto dalla normativa vigente (ISO 6336), tramite i fattori sintetici di sollecitazione, si procede a trovare la larghezza di fascia della dentatura  $b$ , nello specifico grazie al fattore sintetico di superficie (Tabella 4.4).

Applicazione	Materiali		Finitura		K MPa	Velocità	Servizio
	1	2	1	2			
Riduttori industriali ordinari	C	C	sb/rett	sb/rett	5,6-10	bassa - media	nominale
	C	I	rett	taglio	3,6-6,3		
	I	I	taglio	taglio	2,8-5		
Riduttori planetari sole/pianeti pianeti/corona	C	C	sb/rett	sb/rett	4,5-8	bassa - media	nominale
	C	I	sb/rett	taglio	2,8-5		
Ingranaggi paralleli per potenze elevate	C	C	rett	rett	2-6,3	alta	nominale
Macchine utensili per taglio o rettifica di metalli	C	C	rett	rett	4-7,1	bassa - media	medio
Vari tipi di macchine	C	C	sb/rett	sb/rett	4,5-8 3,2-5,6	medio pesante	medio pesante
	C	C	taglio	taglio	4,5-7,1 2,8-5		
	C	I	rett	taglio	2,8-5 2,3-6	bassa - media	medio pesante

Figura 4.4: Tabella Fattore sintetico  $K^*$

Si procede a scegliere un valore limite di  $K^*$  del fattore sintetico  $K$  che dipenderà dal materiale, la finitura e il tipo di applicazione, pari a  $K^* = 7.1 \text{ MPa}$ . Imponendo  $K = K^*$ , la larghezza di fascia è calcolata come:

$$b = \frac{1}{K^*} \cdot \frac{2 \cdot C_{1cor}}{d_{p1}^2} \cdot \frac{\tau_2 + 1}{\tau_2} = 203.54 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Coerentemente con i vincoli precedentemente imposti si ricava il modulo tangenziale  $m_t$  e di conseguenza il modulo normale  $m_n$  scelto tra i valori standard secondo la UNI 6586. Una volta scelto un modulo  $m_n$  si procede a correggere tutte le dimensioni e tutte le forze agenti sul sistema (Tabella 4.1).

Modulo normale unificato	$m_n$	12 mm
Modulo tangenziale	$m_t$	13.86 mm
Larghezza di fascia	$b$	270 mm
rapporto di trasmissione	$\tau_2$	4.048 mm
Diametro primitivo 1	$d_{p1}$	290.98 mm
Diametro primitivo 2	$d_{p2}$	1177.79 mm
Forza tangenziale	$F_t$	163359.50 N
Coppia all'albero	$C_{1cor}$	47271.35 Nm
Angolo d'elica	$\beta^\circ$	30°
Angolo di contatto	$\alpha^\circ$	20°
numero di denti 1	$z_1$	21
numero di denti 2	$z_2$	85
interasse	$a$	1750 mm

Tabella 4.1: Parametri fondamentali

#### 4.1.3 Verifica a Pitting

A seguito del predimensionamento si verifica la dentatura secondo le normative ISO 6336. Nello specifico la sezione ISO 6336-2 tratta la verifica al fenomeno di pitting, mentre la ISO 6336-3 tratta la verifica a flessione dei denti.

I denti degli ingranaggi saranno verificati a pitting se la seguente relazione è verificata:

$$\sigma_H \leq \sigma_{HP} \quad (4.4)$$

In cui  $\sigma_H$  rappresenta le tensioni che il contatto genera sul dente e vale:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_{p1}}} \cdot \frac{\tau_2 + 1}{\tau_2} \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}} \quad (4.5)$$

$\sigma_{HP}$  invece rappresenta le sollecitazioni di contatto ammissibili:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot Z_N}{S_{Hmin}} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X \quad (4.6)$$

Attraverso assunzioni congrue ai carichi, alle condizioni di lavoro della macchina e al materiale delle ruote dentate (acciaio legato bonificato ISO 6336-5) si procede secondo normativa per la definizione di tutti i coefficienti atti alla verifica della dentatura, riassunti nella seguente:

Fattore di zona( $x_1 = 0, x_2 = 0$ )	$Z_H$	2.22
Fattore di elasticità	$Z_E$	$187.08 \sqrt{N}/mm$
Fattore del rapporto di contatto	$Z_\epsilon$	0.55
Fattore dell'angolo dell'elica	$Z_\beta$	1.07
Fattore di applicazione	$K_A$	2
Fattore dinamico	$K_V$	1
Fattore di contatto trasversale	$K_{H\alpha}$	1
Fattore di contatto sulla faccia	$K_{H\beta}$	1.4
Sollecitazioni di contatto limite	$\sigma_{Hlim}$	850 MPa
Fattore di vita per lo stress da contatto	$Z_n$	1
Fattore di sicurezza minimo	$S_{Hmin}$	1.4
Fattore di Lubrificazione	$Z_L$	1.3
Fattore di rugosità	$Z_R$	1.0049
Fattore di velocità	$Z_V$	0.92
Fattore di incrudimento	$Z_W$	1
Fattore di dimensione(pitting)	$Z_X$	1

Tabella 4.2: Coefficienti di  $\sigma_{HP}$   $\sigma_H$

Si calcolano i valori di  $\sigma_H$  e  $\sigma_{HP}$  e si verifica la condizione per la verifica di pitting:

$$\sigma_H = 667.69 \text{ MPa} \leq 730.15 \text{ MPa} = \sigma_{HP} \quad (4.7)$$

#### 4.1.4 Verifica a Flessione

In egual modo, seguendo la ISO 6336-3 coadiuvati dall'ex normativa per ruote dentate UNI 8862, si scelgono i vari coefficienti atti alla verifica della flessione del dente, verifica effettuata sia sulla ruota motrice che sulla ruota condotta secondo la seguente relazione:

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP} \quad (4.8)$$

Le tensioni alla base del dente si calcolano come:

$$\sigma_F = Y_{Fa1} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b \cdot m_n} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (4.9)$$

Le tensioni ammissibili alla base del dente si calcolano come:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim} \cdot Y_{ST} \cdot Y_{NT}}{S_{Fmin}} \cdot Y_{\delta relT} \cdot Y_{RrelT} \cdot Y_X \quad (4.10)$$

Fattore di forma del dente (1)	$Y_{Fa1}$	2.45
Fattore di forma del dente (2)	$Y_{Fa2}$	2.15
Fattore di correzione dello sforzo(1)	$Y_{Sa1}$	1.75
Fattore di correzione dello sforzo (2)	$Y_{Sa2}$	2.10
Fattore di distribuzione del carico	$Y_\epsilon$	0.5
Fattore dell'angolo dell'elica	$Y_\beta$	0.75
Fattore di carico trasversale	$K_{F\alpha}$	1
Fattore di carico sulla faccia	$K_{F\beta}$	1.35
Sollecitazione di flessione ammissibile alla radice	$\sigma_{Flim}$	335 MPa
Fattore di correzione degli sforzi	$Y_{ST}$	2
Fattore di vita utile	$Y_{NT}$	1
Fattore di sicurezza flessionale	$S_{Fmin}$	1.4
fattore di sensibilità relativo della tacca	$Y_{\delta relT}$	1
Fattore di superficie relativa	$Y_{RrelT}$	1.05
Fattore di dimensione	$Y_X$	0.92

Tabella 4.3: Coefficienti di  $\sigma_F$  e  $\sigma_{FP}$

Si calcolano i valori di  $\sigma_F$  e  $\sigma_{FP}$  e si procede con la verifica flessionale del dente sia per il pignone (1) che per la condotta (2);

$$\sigma_{F1} = 219.54 \text{ MPa} \leq 647.22 \text{ MPa} = \sigma_{FP} \quad (4.11)$$

$$\sigma_{F2} = 231.19 \text{ MPa} \leq 647.22 \text{ MPa} = \sigma_{FP} \quad (4.12)$$

#### 4.1.5 Conclusione ruote dentate

In conclusione, tutte le verifiche delle ruote dentate sono superate con buoni coefficienti di sicurezza. Considerando le notevoli dimensioni della ruota condotta, si è proceduto con una strategica riduzione del peso attraverso opportune eliminazioni di materiale. Inoltre, è stata implementata di una gola di scarico tra le due dentature orientate in direzioni opposte, al fine di evitare la concentrazione di sforzi nel punto di convergenza. La larghezza di fascia  $b$  è stata comunque garantita secondo il dimensionamento previsto.

## 4.2 Cinghia e Pulegge

### 4.2.1 Potenza Trasmessa

La trasmissione che unisce il volano al motore è realizzata tramite cinghie trapezoidali, movimentate da una puleggia calettata sull'albero motore. L'assunzione da cui parte questo dimensionamento è quello di velocità pressoché costante del motore, approssimazione fatta sulla base del dato di irregolarità periodica scelto durante il predimensionamento iniziale. L'analisi è stata svolta sulla base delle normative UNI 5265:1989, UNI 5266:1989, UNI 5789:1969 e cataloghi di aziende. Si tratta di normative non aggiornate, il cui utilizzo si è reso necessario a fronte dell'indisponibilità delle normative ISO 4183 e ISO 4184, non incluse nelle convenzioni del Politecnico di Milano con British Standards Online. Per tale motivo potrebbero essere presenti tabelle o valori tabulati non aderenti alla normativa vigente.

I calcoli riportati in seguito hanno portato alla scelta di impiegare 5 cinghie a sezione trapezoidale classica del tipo B280.

Scegliendo come parametri iniziali  $1000 \text{ rpm}$  e la potenza nominale del motore ricavata in precedenza pari a  $18 \text{ kW}$  si individua il tipo di sezione della cinghia dal seguente grafico:

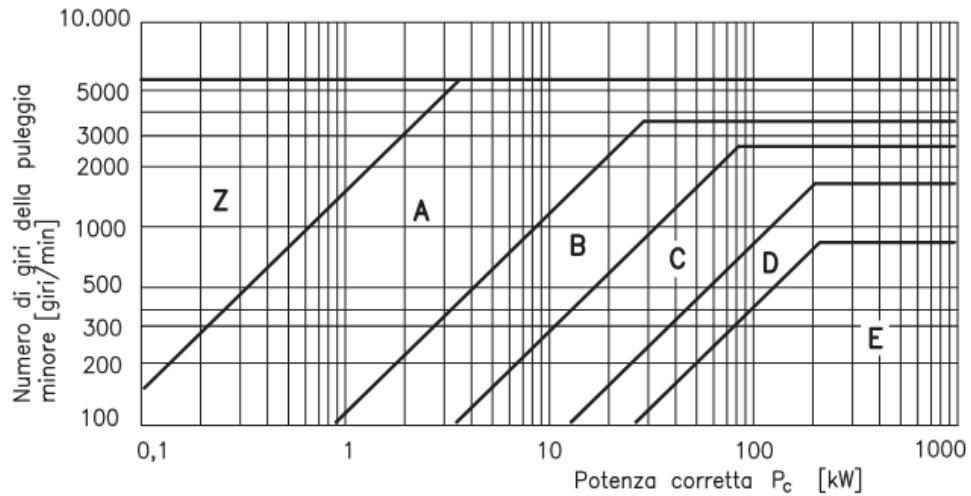


Figura 4.5: Sezione cinghia in funzione di  $P_c$  e  $\text{rpm}$

Il diametro della puleggia inferiore deve rispettare un valore minimo tabulato (vedi UNI 5266). Per ottenere un rapporto di trasmissione pari a  $\tau = 8$  si realizza una puleggia motrice e un volano rispettivamente di diametri:

$$d_1 = 200 \text{ mm} \quad d_2 = 1600 \text{ mm}$$

Per calcolare la potenza trasmissibile da una cinghia si considera una trasmissione equivalente con  $\tau = 1$  e diametro equivalente  $d_{eq} = 228 \text{ mm}$ . L'analisi è svolta sulla puleggia di diametro inferiore, trattandosi della sezione più critica. Si calcola quindi la potenza nominale in kW trasmessa da una cinghia con la formula presente nella normativa UNI 5789 per cinghie di sezione classica B, funzione della velocità periferica  $v$ .

$$P = ((1.08 \times v^{-0.09} - \frac{69.8}{d_{eq}} - 1.78 \times 10^{-4} \times v^2) \times v) \times 0.7355 \quad (4.13)$$

Questo valore di potenza è corretto con due fattori relativi all'angolo di avvolgimento e alla lunghezza della cinghia. Si può quindi determinare il numero necessario di cinghie dal rapporto tra la potenza fornita dal motore e la potenza corretta trasmissibile dalla singola cinghia.

#### 4.2.2 Geometria

La sezione B scelta per le cinghie trapezoidali determina una geometria normata per la sezione della cinghia e della cava della puleggia. Di seguito sono riportati i parametri adottati e le relative posizioni.

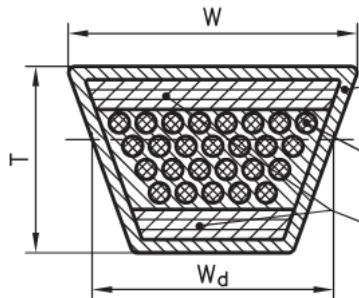


Figura 4.6: Sezione cinghia trapezoidale

Larghezza nominale W	17 mm
Larghezza di riferimento $W_d$	14 mm
Spessore nominale T	11 mm

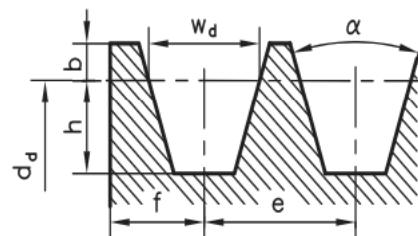


Figura 4.7: Sezione cava della puleggia

Larghezza di riferimento $W_d$	14 mm
Addendum cava minimo b	3.5 mm
Altezza cava minima h	12 mm
Passo cave e $\pm 0.4$ mm	19 mm
Distanza minima parete-mezzeria della cava f	11.5 mm
Angolo di cava $\alpha$	38°

Si calcolano poi l'interasse e gli angoli di avvolgimento. Partendo da un interasse di primo tentativo si calcola una prima lunghezza della cinghia. In seguito si sceglie una lunghezza primitiva della cinghia tra i valori tabulati e si ricalcola l'interasse corretto.

$$L = 2 \times I_p + \pi \times \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \times I_p} \quad (4.14)$$

Scelto  $I_p = 2000$  mm si ricava utilizzando la 4.14 la lunghezza primitiva e di conseguenza l'interasse corretto  $I_c = 2026$  mm.

#### 4.2.3 Analisi Carichi

Al fine di calcolare il carico flessionale sull'albero di rinvio causato dal volano è necessario calcolare il tiro a montaggio sulle cinghie. Utilizzando un coefficiente d'attrito corretto con l'angolo di cava, l'angolo di avvolgimento minore  $\alpha$  e integrando le equazioni di equilibrio

sull'elemento infinitesimo di cinghia si può calcolare la forza agente sulle due sezioni.

$$T_1 = \frac{2 \times C_m}{D_p} \times \frac{e^{\mu_c \alpha}}{e^{\mu_c \alpha} - 1} \quad (4.15)$$

$$T_2 = \frac{2 \times C_m}{D_p} \times \frac{1}{e^{\mu_c \alpha} - 1} \quad (4.16)$$

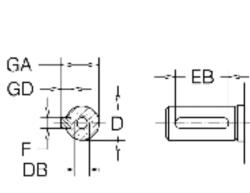
Questa analisi trascura l'azione centrifuga dovuta all'inerzia delle cinghie. Si adotta però un fattore di sicurezza sul momento massimo a cui è soggetta la puleggia motrice. Il tiro da montaggio risulta quindi:

$$S_0 = 2 \times (T_1 + T_2) \times \cos \frac{\pi - \alpha}{2} \quad (4.17)$$

Si sceglie, per semplicità, di non dimensionare un tendicinghia, affidando tutto il carico al montaggio dei cuscinetti. Volendo però ottenere una soluzione più raffinata sarebbe possibile aggiungere questo ulteriore componente.

#### 4.2.4 Puleggia Motrice

Sulla base della geometria ottenuta nella sezione 4.2.2 si vanno a ricavare le cave sulla puleggia motrice. L'albero motore è fornito dal produttore del motore (6.3) e su di esso si andrà a calettare la puleggia tramite una linguetta di forma A 16x10x80. L'albero presenta un foro filettato che permetterà il bloccaggio assiale.



Motore Motor	Estremità d'Albero Shaft-End				Tenute sull'albero Shaft-Seals				Scatola - Morsettiera Terminal - Box										
					Linguetta Key	Lato Flange Flange-end		Lato comando B3 e lato opposto / Drive end DE Non drive end NDE		Morselli Terminals	Pressacavo Cable gland	N°-Ø	N°-KK	N°-XX	VA	VB	R		
CHT-G	D	DB	E	GA	F	GD	EB	Øi	Øe	H	Øi	Øe	H	N°-Ø	N°-KK	N°-XX	VA	VB	R
160 M 2-4-6 L	42	M16	110	45	12	8	90	45	62	8/12	45	62	8/12	6-M6	2-M40x1,5	1-M16x1,5	67	158	185
180 M 2-4 L 4-6	48	M16	110	51,5	14	9	100	55	75	8/12	55	75	8/12	6-M6	2-M40x1,5	1-M16x1,5	82	158	185
200 L 2-4-6	55	M20	110	59	16	10	100	60	80	8/12	60	80	8/12	6-M8	2-M50x1,5	1-M16x1,5	92	187	224

Figura 4.8: Dimensioni Albero Motore

Dato le dimensioni della linguetta, si dimensiona il foro sulla puleggia con tolleranza F8 per garantire il giusto gioco necessario al montaggio. Inoltre, viene realizzata una cava per ospitare la linguetta, con uno spessore  $t_1 = 4,3mm$ .

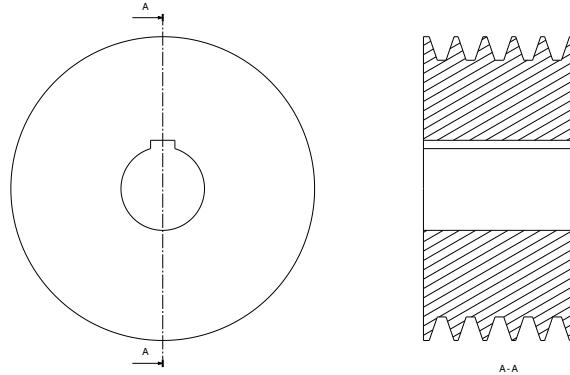


Figura 4.9: Puleggia Motrice

### 4.3 Volano

Il volano è stato dimensionato sulla base di irregolarità e momento d'inerzia baricentrico ricavati dal predimensionamento. Il raggio del volano è stato calcolato con le precedenti considerazioni in funzione del rapporto di trasmissione desiderato. Per ottenere l'inerzia richiesta si è quindi verificato lo spessore necessario, ampiamente superiore allo spessore minimo richiesto dalle cinghie.

Si è ipotizzato un disco pieno in ghisa in grado di fornire tutta l'inerzia richiesta per controllare l'irregolarità periodica dovuta alla lavorazione.

A causa delle altre masse in movimento l'inerzia totale sarà maggiore dunque, per ottenere un'analisi più raffinata e alleggerire il volano, si potrebbe calcolare l'inerzia totale del sistema di trasmissione.

Parametri Volano	$R_{vol}$	$J_{vol}$	$h_{vol}$	$m_{vol}$
	0.800 m	2933 kg m <sup>2</sup>	0.300 m	4583 kg

Si trascurano le cave per le cinghie presenti sul volano in questi calcoli.

### 4.4 Albero di Rinvio

#### 4.4.1 Analisi dei carichi

Una volta definiti tutti gli altri componenti della trasmissione si procede al dimensionamento dell'albero di rinvio. I carichi agenti su quest'ultimo sono principalmente dovuti al peso del volano e al tiro della cinghia, poiché sulla ruota dentata agiscono, come mostrato nella figura 4.3, due Forze tangenziali  $F_t$  che si equilibrano sull'albero.

Le forze radiali  $F_r$ , dirette verso il centro della ruota, grazie al contatto pignone-condottaziosa che avviene in modo assialmente simmetrico, garantiscono l'equilibratura di queste ultime. Inoltre, scegliendo delle ruote bi-elcoideali, le forze assiali si equilibrano, rendendo la coppia  $C1cor$  l'unico contributo sull'albero dovuto al pignone.

Si procede quindi a studiare i carichi generati dal volano, componendo la forza  $S_0$  (4.15) e il peso del volano (4.3) ottenendo una forza  $S_1 = 41933,78N$  posta ad una distanza  $l_{1v} = 180mm$  e  $l_{2v} = 802mm$  dai cuscinetti modellati come carrelli.

Attraverso l'analisi strutturale e l'uso del metodo delle forze si ricavano le reazioni vincolari agenti sui vincoli (da sinistra a destra rispettivamente 1,2,3):

$R_1$	29059,5 N
$R_2$	24890,85 N
$R_3$	12016 N

Tabella 4.4: Reazioni vincolari sull'albero di rinvio

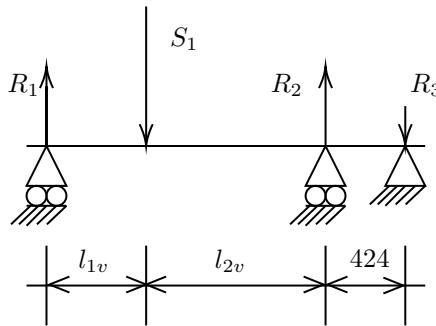


Figura 4.10: Schema  $S_1$  sull'albero di rinvio

#### 4.4.2 Pre-dimensionamento

Una volta determinate le reazioni vincolari agenti sull'albero di rinvio si sono calcolate le azioni interne, in particolare il momento flettente massimo  $M_{tmax}$  e il momento torcente massimo  $M_{fmax}$ . Scelto il materiale dell'albero, un acciaio non legato bonificato **C45**, si è calcolato un diametro di pre-dimensionamento  $d_{min,inv}$

Momento flettente massimo	$M_{fmax}$	6,16 kNm
Momento torcente massimo	$C_{1cor}$	33,8 kNm
Carico di rottura	$R_m$	900 MPa
Carico di snervamento	$R_{sn}$	720 MPa
Diametro predimensionamento	$d_{min,inv}$	112,34 mm

#### 4.4.3 Verifica Statica

Conoscendo il  $d_{min,inv}$  si procede ad incrementare adeguatamente il diametro in funzione degli organi di trasmissione implementati nell'albero, dei cuscinetti disponibili a catalogo(4.4.5) e per ottenere un buon coefficiente di sicurezza  $\eta_{statico}$  ottenendo così un diametro  $d_{inv} = 130mm$ . Per la verifica a fatica usando  $d_{inv}$  e le azioni interne precedentemente calcolate si calcolano gli sforzi di Von-Mises con la seguente:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} \quad (4.18)$$

Diametro finale dell'albero	$d_{rinv}$	130mm
Sforzi massimi	$\sigma_{max}$	28,58 MPa
Sforzi tangenziali massimi	$\tau_{max}$	109,58 MPa
Sforzi di Von-Mises	$\sigma_{VM}$	191,94 MPa
Coeff. sicurezza statico	$\eta_{statico}$	1,6

Come anticipato il moto viene trasmesso dal volano all'albero attraverso l'uso di una linguetta UNI 6604 – A36 × 20 × 280. Si procede ora con la verifica delle linguette destinate alla trasmissione del moto, attraverso il calcolo della pressione di contatto sull'albero, sul mozzo e sulla linguetta stessa:

$$p_{1,ling} = \frac{C_{1cor} * 1000}{z_{ling} \cdot d_{rinv}/2} \times \frac{1}{L_L \cdot h_{ling} - t_{1ling}} \times 1.2 \quad (4.19)$$

Calcolo della pressione limite

$$plim_{ling} = f_{sling} \cdot R_{sn_{ling}}; \quad (4.20)$$

Calcolo del coefficiente di sicurezza

$$Sf_{ling} = plim_{ling}/p_{1,ling}; \quad (4.21)$$

La verifica:

$$Sf_{ling} > Sf_{min}; \quad (4.22)$$

Iterando i passaggi per i diversi componenti e per entrambe le linguette sull'albero si nota come tutte le verifiche sono soddisfatte con coefficienti di sicurezza soddisfacenti.

Linguetta UNI6604 – A36 × 20 × 300	$t_1$	12mm
Carico rottura linguetta	$R_{m,linguewta}$	590
Cava mozzo	$t_2$	8.9 mm

#### 4.4.4 Verifica a fatica

Per la verifica a fatica in via cautelativa si è assunto che il carico generi degli sforzi  $\sigma$  e  $\tau$  non costanti con  $\sigma_m = \sigma_{max}/2$  e  $\tau_m = \tau_{max}/2$ , in cui gli sforzi massimi corrispondono a quelli calcolati nella verifica statica. Determinando tutti i parametri necessari alla verifica a fatica riassunti nella 4.5 si calcolano gli sforzi di Gough-Pollard\* ottenendo così un coefficiente di sicurezza  $\eta_{fatica}$  che verifica l'albero

$$\sigma_{GP^*} = \sqrt{\sigma_a^2 + H^2 \cdot \left( \frac{\tau_{max}}{F_s \cdot k_{tt}} \right)^2}; \quad (4.23)$$

$$\eta_{fatica} = \frac{\sigma_{FA'}}{\sigma_{GP^*}}; \quad (4.24)$$

$\sigma_{FA}$	450 MPa
$\tau_{FA}$	270 MPa
$\rho'$	0,02
$r_{racc}$	2 mm
$b_2$	0,78
$b_3$	0,7
$q$	0,9
$k_{tf}$	3,5
$k_{tt}$	1,75
$\sigma_{FA'}$	75,55 MPa
$\tau_{FA'}$	87,98 MPa
$H$	0,86
$\sigma_{GP^*}$	65,39 MPa
$\eta_{fatica}$	1,16

Tabella 4.5: Parametri verifica a fatica

#### 4.4.5 Scelta cuscinetti

Calcolate le reazioni vincolari si prende in considerazione il cuscinetto più sollecitato e per motivi di approvvigionamento si opta per la medesima scelta anche per gli altri due cuscinetti nonostante il carico non gravi alla stessa maniera. Considerando i carichi di lavoro della macchina e in particolare l'albero di rinvio si procede a scegliere dei cuscinetti a rulli che a parità di diametro interno offrono, rispetto a quelli a sfere, migliori prestazioni con carichi elevati.

Come già affrontato nella sezione 3.2 si procede a calcolare il carico dinamico agente sul cuscinetto

$$C_2 \mid 179.91 \text{ kN}$$

Confrontandolo con quello disponibile a catalogo si conferma la correttezza della scelta del cuscinetto.

Parametro	NU 226 ECML	NJ 226 ECML
Diametro interno $d$ [mm]	130	130
Diametro esterno $D$ [mm]	230	230
Spessore $B$ [mm]	40	40
Carico dinamico $C$ [kN]	415	415

Tabella 4.6: Specifiche dei cuscinetti meccanici

In particolare si noti come nel cuscinetto meno sollecitato (3) si opta per un cuscinetto serie NJ che ci permette di rimanere fedeli al modello 4.10 e di inserire una cerniera in tale punto, invece, i cuscinetti più sollecitati (1) e (2) sono della serie NU che modellano dei carrelli.

#### 4.4.6 Configurazione finale dell'albero

L'albero di rinvio, realizzato tenendo conto delle considerazioni precedentemente analizzate e degli ingombri dovuti alla ruota, al volano e ad altre opportune scelte progettuali, come i cuscinetti, assume la seguente configurazione:

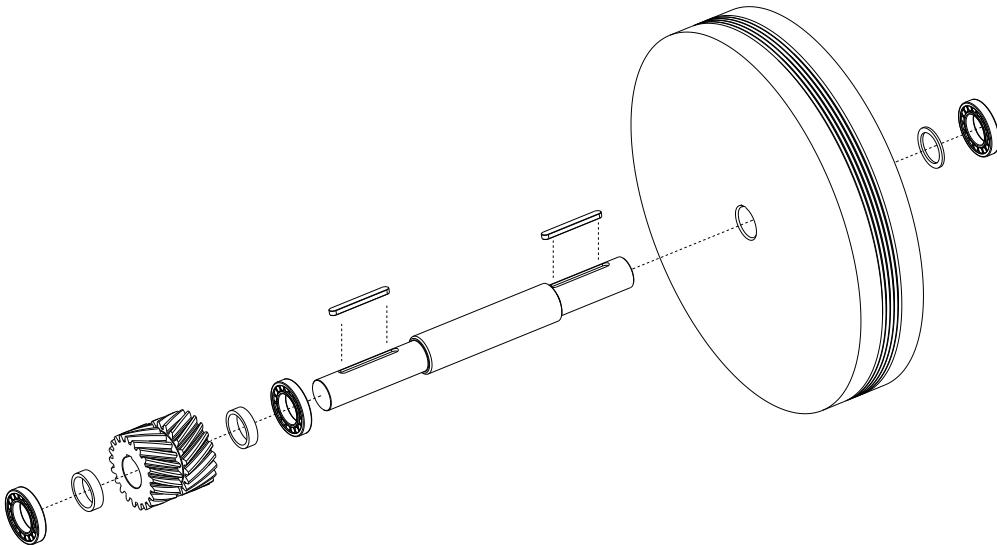


Figura 4.11: Gruppo Albero di Rinvio

Da sinistra verso destra, si notano i seguenti componenti: cuscinetto della serie NJ, seguito da un distanziale, ruota dentata bi-elicoide, un altro distanziale, cuscinetto della serie NU, linguetta della ruota dentata, linguetta del volano, volano con sedi per cinghie trapezoidali, un ulteriore distanziale e, infine, un cuscinetto della serie NU. I distanziali garantiscono la corretta posizione dei vari componenti ed eliminano eventuali gradi di libertà lungo l'asse dell'albero. Inoltre per garantire l'efficacia del cuscinetto NJ come cerniera la battuta sulla ralla esterna è assicurata da un coperchio fissato al telaio (5.4).

## 4.5 Albero Ruota Oziosa

Date le dimensioni della ruota dentata, che sono paragonabili al diametro finale del gruppo ozioso, si è scelto di realizzare la ruota dentata direttamente sull'albero. Questa soluzione elimina le complicazioni associate alla necessità di assicurare il vincolo assiale della ruota e alla creazione di un organo di trasmissione, come ad esempio una linguetta.

### 4.5.1 Analisi dei Carichi

Nell'albero della ruota oziosa, analogamente a quanto descritto nella sezione precedente le forze  $F_r$  e  $F_a$  si equilibrano. L'unico contributo agente sull'albero è quello della forza  $F_t$  (4.1) il quale precisamente è la risultante di due forze  $F_t$  caricate nella mezzeria di due supporti distanti tra di loro  $l_c = 424 \text{ mm}$  come nello schema 4.12.

È immediato calcolare le reazioni vincolari:

$R_1$	163359,50 N
$R_2$	163359,50 N

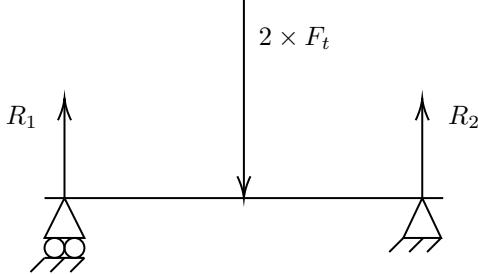


Figura 4.12: Schema forze sull'albero ruota oziosa

#### 4.5.2 Pre-dimensionamento

Una volta determinate le reazioni vincolari agenti sull'albero della ruota oziosa, si sono calcolate le azioni interne agenti su di esso, in particolare il momento flettente massimo  $M_{fmax}$  e il momento torcente massimo  $M_{fmax}$ . Il materiale dell'albero è stato scelto prestando particolare attenzione ad usare un materiale congruo alle esigenze costruttive di quest'ultimo usando infatti lo stesso materiale della ruota dentata, scelto durante il suo dimensionamento, ovvero un acciaio legato **36CrNiMo16**. Posti questi vincoli si è calcolato un diametro di pre-dimensionamento  $d_{min,oz}$

Momento flettente massimo	$M_{fmax}$	34,6 kNm
Momento torcente massimo	$C_{1cor}$	0 Nm
Carico di rottura	$R_m$	1250 MPa
Carico di snervamento	$R_{sn}$	1000 MPa
Diametro predimensionamento	$d_{min,inv}$	120 mm

#### 4.5.3 Verifica Statica

Conoscendo il  $d_{min,oz}$  si procede ad incrementare adeguatamente il diametro in funzione dei cuscinetti disponibili a catalogo(4.5.5) e per garantire un buon coefficiente di sicurezza  $\eta_{statico}$  ottenendo così un diametro  $d_{oz} = 180mm$ . Nella fase di verifica statica utilizzando il diametro  $d_{oz}$  e considerando le azioni interne calcolate in precedenza, vengono determinati gli sforzi di Von-Mises con il seguente procedimento:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3 \cdot \tau_{max}^2} \quad (4.25)$$

Diametro finale dell'albero	$d_{rinv}$	180 mm
Sforzi massimi	$\sigma_{max}$	60,49 MPa
Sforzi tangenziali massimi	$\tau_{max}$	0 MPa
Sforzi di Von-Mises	$\sigma_{VM}$	60,49 MPa
Coeff. sicurezza statico	$\eta_{statico}$	4,96

#### 4.5.4 Verifica a fatica

Per quanto descritto nella sezione precedente si procede con una verifica a fatica in cui gli sforzi massimi corrispondono a quelli calcolati nella verifica statica. Determinando tutti i parametri necessari alla verifica a fatica riassunti nella 4.7 si calcolano gli sforzi di Gough-Pollard\* ottenendo così un coefficiente di sicurezza  $\eta_{fatica}$  che verifica l'albero

$$\sigma_{GP^*} = \sqrt{\sigma_a^2 + H^2 \cdot \left( \frac{\tau_{max}}{F_s \cdot k_{tt}} \right)^2}; \quad (4.26)$$

$$\eta_{fatica} = \frac{\sigma_{FA'}}{\sigma_{GP^*}}; \quad (4.27)$$

$\sigma_{FA}$	625 MPa
$\tau_{FA}$	0 MPa
$\rho'$	0,03
$r_{racc}$	2 mm
$b_2$	0,75
$b_3$	0,7
$q$	0,93
$k_{tf}$	3,5
$k_{tt}$	1,75
$\sigma_{FA'}$	98,94 MPa
$\tau_{FA'}$	0 MPa
$H$	-
$\sigma_{GP^*}$	60,49 MPa
$\eta_{fatica}$	1,64 MPa

Tabella 4.7: Parametri verifica a fatica

#### 4.5.5 Scelta cuscinetti

La simmetria del problema consente di scegliere indifferentemente uno dei due supporti come carrello o cerniera. Tuttavia, è fondamentale posizionare la cerniera in modo tale da allinearsi con le altre cerniere durante l'assemblaggio. Come già accennato, affinché siano considerate cerniere, è necessario che i cuscinetti serie NJ abbiano vincolate esternamente tutte le loro ralle con tappi appropriati.

Come già analizzato e giustificato, si è optato per cuscinetti a rulli data la elevata magnitudine dei carichi in gioco.

Come nella sezione 3.2 si procede a calcolare il carico dinamico agente sul cuscinetto:

$$C_2 \mid 858.15 \text{ kN}$$

confrontandolo con quello disponibile a catalogo si conferma la correttezza della scelta del cuscinetto.

Parametro	NU 2236 ECML	NJ 2236 ECML
Diametro interno $d$ [mm]	180	180
Diametro esterno $D$ [mm]	320	320
Spessore $B$ [mm]	86	86
Carico dinamico $C$ [kN]	1430	1430

Tabella 4.8: Specifiche dei cuscinetti meccanici

#### 4.5.6 Configurazione finale dell'albero

L'albero della ruota oziosa realizzato tenendo in conto di quanto appena analizzato assume la seguente configurazione:

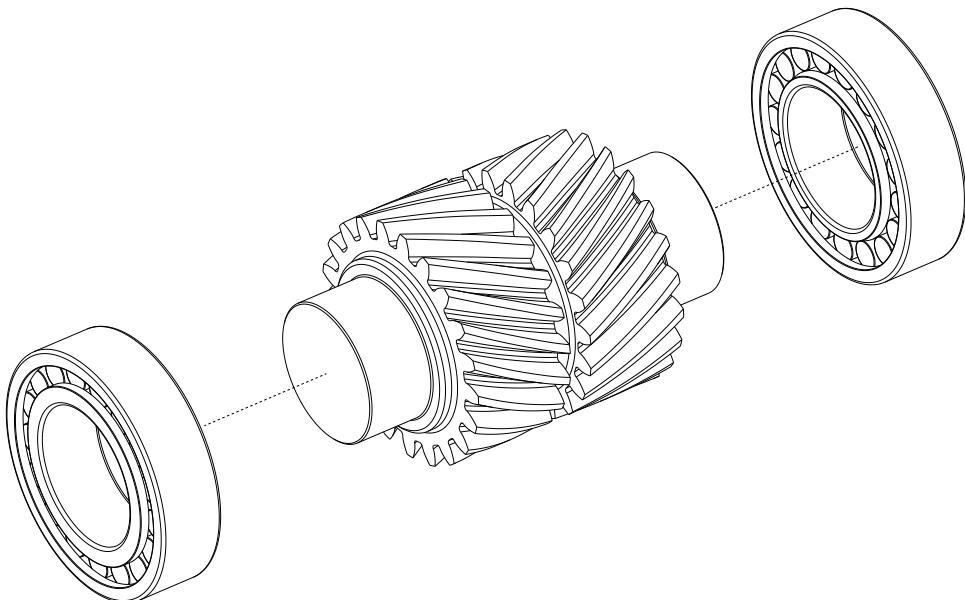


Figura 4.13: Albero Ruota Oziosa

In particolare, nella vista proposta da sinistra verso destra, si possono individuare: il cuscinetto NU, l'albero della ruota oziosa e il cuscinetto NJ.

## 5 Telaio

Il telaio è stato progettato in funzione degli ingombri della trasmissione, partendo dagli alloggiamenti dei cuscinetti, per poi creare i pilastri e il basamento che supporterà gli stampi. Data la complessità di uno studio analitico rigoroso, che esula da questa trattazione, si è partiti da un telaio di primo tentativo, migliorato iterando analisi agli elementi finiti e risoluzione dei problemi evidenziati. Inizialmente, si è prestata particolare attenzione a ridurre gli effetti di intaglio per evitare lo snervamento, a seguire si è irrigidita ulteriormente la struttura per controllare i valori di freccia massima. Come trattato in seguito la struttura è composta dal telaio vero e proprio e da un coperchio fissato con viti mordenti. Questa scelta si è dimostrata necessaria per garantire il montaggio di trasmissione e cinematismo.

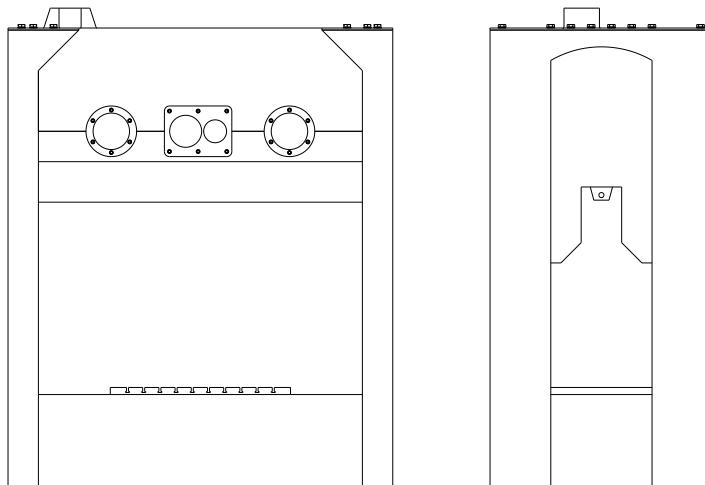


Figura 5.1: Telaio e Coperchio assemblati

Gli ingombri massimi sono 3800 x 4700 x 2200 millimetri. Nonostante le dimensioni siano ragionevolmente comparabili con macchinari realmente esistenti, un limite della modellazione effettuata è il peso del telaio. La struttura ha infatti una massa circa tre volte superiore ai corrispettivi in commercio. Un parametro del genere è irrealistico e dipende dall'impiego di geometrie piene nella realizzazione della struttura. Nell'ottica di uno studio più approfondito si andrebbero a snellire notevolmente pilastri, montanti e basamento, cercando di mantenere valori simili di rigidezza con appositi profili e sezioni resistenti.

### 5.1 Prima Soluzione Progettuale

Il primo passo nella progettazione del telaio è stato realizzare delle traverse per alloggiare i cuscinetti. Come anticipato nella 4.4.5 si è scelto di posizionare tutte le cerniere sulla prima traversa, trattandosi dell'elemento meno caricato. Di conseguenza sono stati realizzati degli spallamenti per gli anelli esterni dei cuscinetti e dei coperchi (5.4) che completano il bloccaggio assiale. Le altre traverse sono modellate come dei carrelli e non introducono vincoli assiali.

In seguito è stata realizzata una prima struttura portante, costituita da quattro montanti verticali collegati alla base del macchinario e alle traverse. Tra i montanti è stato ricavato un occhiello che permette di vincolare i cilindri equilibratori tramite un perno.

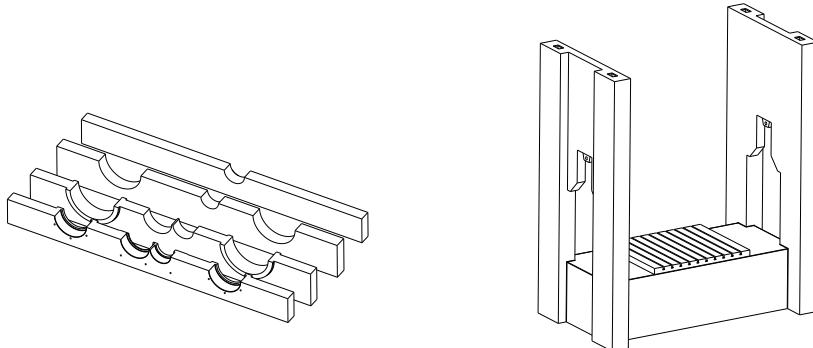


Figura 5.2: Traverse e Montanti, prima iterazione

Le due strutture sono poi integrati in un unico componente che costituisce il telaio della pressa. Le traverse supportano solo la metà inferiore dell'anello esterno dei cuscinetti per poter garantire il montaggio della trasmissione. Come illustrato in seguito, questa soluzione viene parzialmente modificata per resistere ai carichi applicati.

Per completare l'alloggiamento dei cuscinetti si è progettato un coperchio provvisto di traverse speculari a quelle del telaio. Per facilitare il posizionamento sono presenti degli elementi trapezoidali che combaciano con altrettanti incavi sui montanti del telaio.

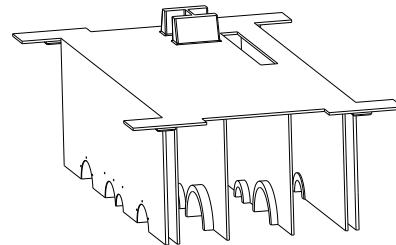


Figura 5.3: Coperchio, prima iterazione

## 5.2 Soluzione Progettuale Definitiva

Dalle prime analisi agli elementi finiti è emerso che questa configurazione non era idonea a sopportare gli sforzi trasmessi, soprattutto quelli generati dagli alberi eccentrici, che superavano il limite di snervamento. Di conseguenza, si è deciso di adottare una traversa centrale unica rinforzata con due nervature. Inoltre, le superfici di interfaccia tra telaio e coperchio sono state ampliate per consentire il fissaggio tramite venti viti M42. Le altre tre traverse sono state strutturate come in precedenza per garantire il corretto montaggio, con l'aggiunta di nervature per ridurre le deflessioni.

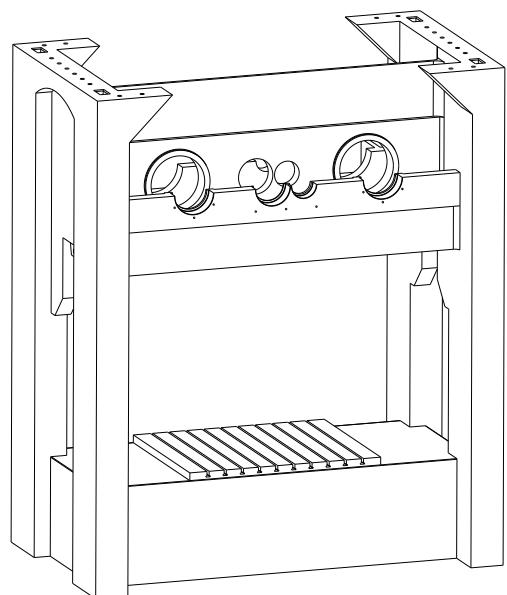


Figura 5.4: Telaio

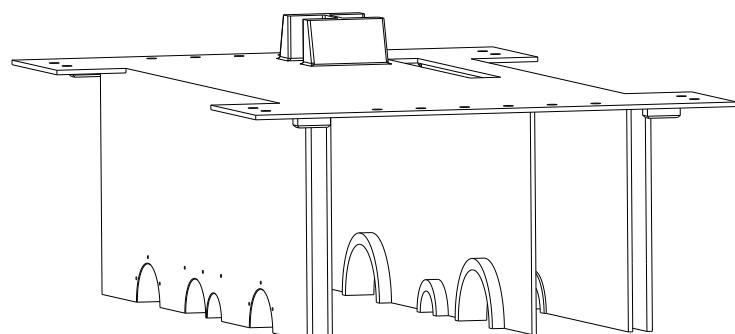


Figura 5.5: Coperchio

### 5.3 Analisi FEM

Le soluzioni proposte nel paragrafo precedente sono state sviluppate attraverso varie analisi agli elementi finiti. È importante specificare, tuttavia, che i risultati ottenuti presentano un'accuratezza relativa, considerata la complessità nel simulare la vera condizione di carico e la trasmissione delle reazioni tra telaio e coperchio. Questo non compromette la validità delle soluzioni progettuali, data l'adozione di un approccio cautelativo nella selezione dei carichi e il conseguente raggiungimento di coefficienti di sicurezza adeguati (i valori massimi degli sforzi si attestano intorno ai 100 MPa per il telaio e 200 MPa per il coperchio). È da considerare, tuttavia, che i valori numerici effettivi potrebbero non corrispondere esattamente a quelli simulati, pur ritenendo significativo riportare i risultati delle analisi agli elementi finiti.

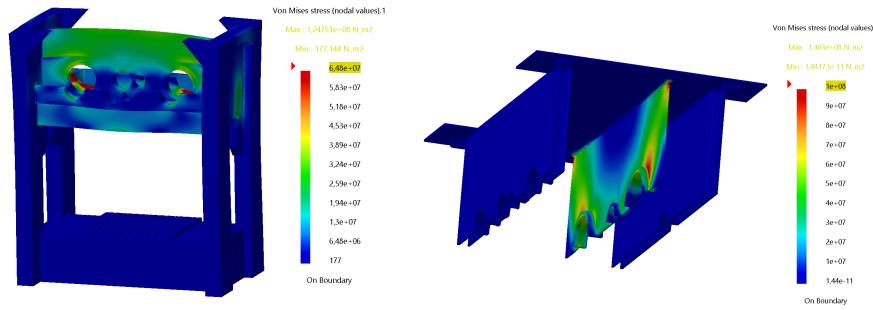


Figura 5.6: Analisi sforzo di Von Mises su telaio e coperchio

Considerando l'analisi agli elementi finiti (FEA) relativa alle sollecitazioni massime, si evidenzia che le due traverse centrali, sollecitate dai carichi degli alberi a gomito, hanno mostrato essere particolarmente critiche. È importante notare che i parametri sono stati adeguatamente scalati per mettere in luce le zone più sollecitate, con i valori massimi chiaramente riportati in cima alla scala di valutazione.

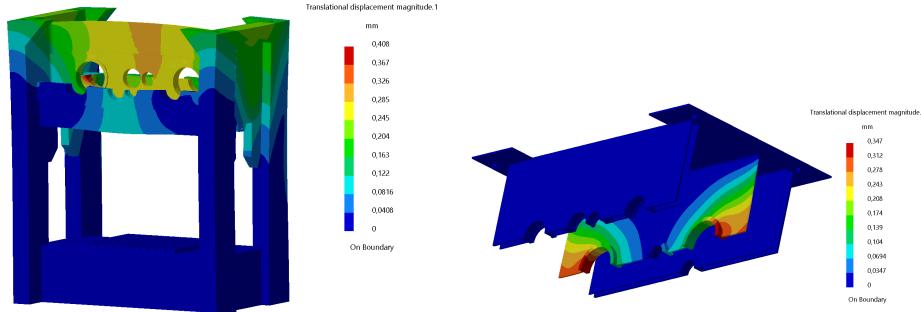


Figura 5.7: Analisi deformazione di telaio e coperchio

Anche i dati ottenuti rispetto alla deflessione sono ritenuti accettabili, validando le soluzioni progettuali alla luce delle doverose considerazioni esposte precedentemente.

#### 5.4 Coperchi per i Cuscinetti

Come anticipato al paragrafo 5.1 sono stati introdotti dei coperchi per garantire il bloccaggio assiale sulla prima traversa. Ciascuno di essi è in contatto con la ralla esterna del relativo cuscinetto ed è fissato al telaio tramite 6 viti mordenti M16.

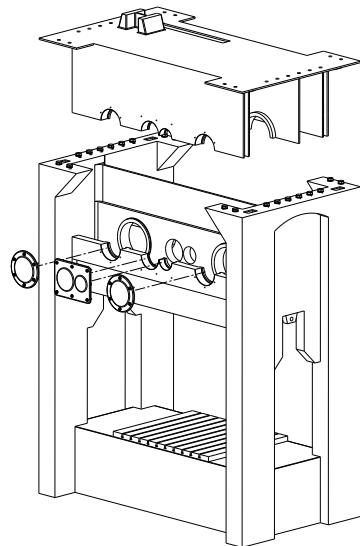


Figura 5.8: Montaggio Telaio, Coperchio e Coperchi per i Cuscinetti

## 6 Componenti a Catalogo

In questa sezione si prendono in esame componenti che garantiscono o ottimizzano il funzionamento della macchina, tralasciandone la verifica. Vengono scelti a catalogo da aziende specializzate nel settore.

### 6.1 Frizione

Il montaggio di una frizione potrebbe fornire molteplici vantaggi durante l'utilizzo della pressa. Il primo consiste nella separazione tra la parte motrice e la parte utilizzatrice della macchina. Inoltre il montaggio di una frizione sul telaio, e quindi su una parte fissa della pressa, permette di frenare la parte utilizzatrice impedendo che questa continui ad operare a vuoto. I parametri fondamentali per la scelta della frizione sarebbero la coppia trasmessa (in questo caso è necessario guardare alla coppia trasmessa tra albero di rinvio e volano, in quanto questi sarebbero gli elementi messi in collegamento dalla frizione) e la coppia frenante. La coppia  $C_2$  agente sull'albero di rinvio nel periodo di contatto con la lamiera da tranciare è già stata calcolata per verificare l'albero di rinvio, a cui si somma poi la componente di coppia  $C_m$  dovuta al motore trasmessa sul volano tramite le cinghie. La somma di questi momenti è proprio la coppia che la frizione deve essere in grado di trasmettere.

Per la scelta della frizione si è guardato al catalogo di prodotti di OMPI s.r.l.. In particolare la scelta è ricaduta su una AC3800 a 12 molle, le cui specifiche sono riportate in tabella:

Specifiche	Valore
Numero molle	15
Coppia freno (Nm)	20700
Pressione apertura freno (psi)	32
Coppia frizione (Nm)	79200
Inerzia ( $\text{kg m}^2$ )	31,17

Tabella 6.1: Specifiche della frizione



Figura 6.1: Frizione AC3800

Per il montaggio della frizione sarebbe necessario adottare una soluzione diversa rispetto a quella modellata fin ora. Infatti il volano non potrebbe più essere solidale all'albero di rinvio, ma sarebbe necessario interporre un cuscinetto tra i due componenti.

La frizione risulterebbe connessa a 3 componenti:

- Il volano, a cui è collegato tramite viti mordenti
- Il telaio, a cui sarebbe collegata con 2 occhielli con vite mordente
- L'albero di rinvio, a cui è collegata con doppia linguetta

Una possibile soluzione di montaggio è mostrata nell'immagine

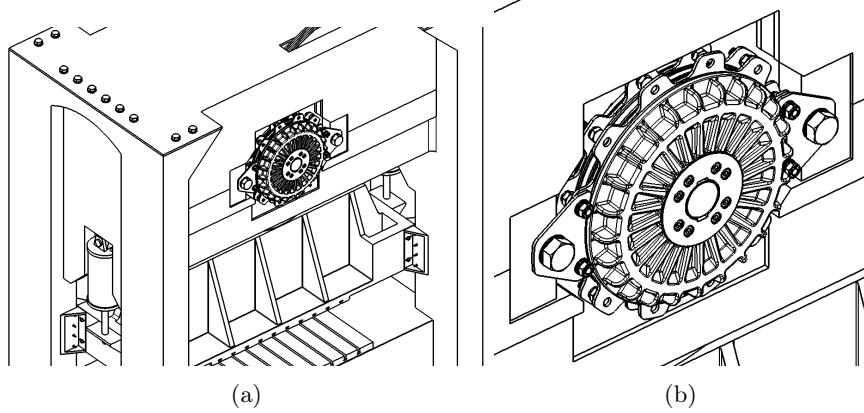


Figura 6.2: Frizione Montata

## 6.2 Cilindri Equilibratori

Si è scelto di introdurre dei cilindri equilibratori per bilanciare il peso della slitta e rendere più uniforme il carico tra salita e discesa. Nello specifico due cilindri P.B. 250x450 prodotti da Fantini Meccanica collegati ad un serbatoio di volume  $1m^3$ . I cilindri sono precaricati con 6,3 bar di pressione.

La pressione e il numero di cilindri sono stati scelti in funzione della massa della slitta (3.3). I cilindri scelti hanno un alesaggio di 250mm e una corsa massima di 450mm. Vista la natura di questa trattazione si tralascia la scelta delle condotte di collegamento tra cilindri e serbatoio, limitandosi ad un dimensionamento di massima.

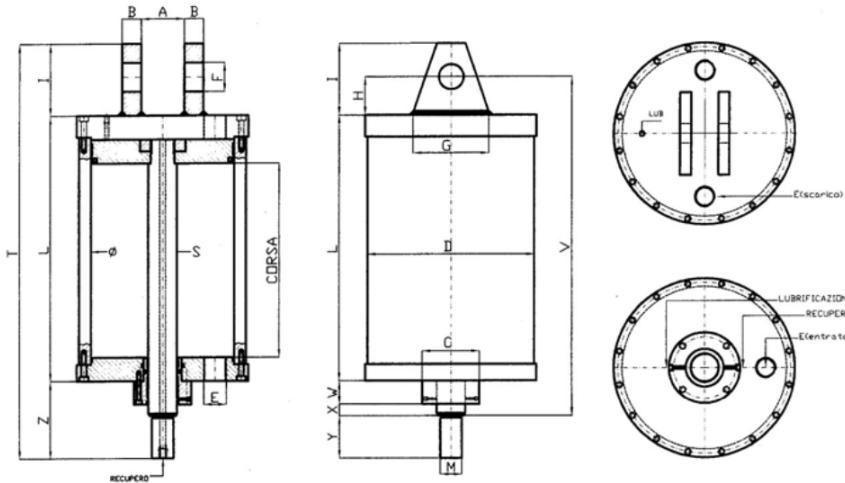


Figura 6.3: Cilindri P.B. 250x450

MODELLO	CORSÀ	Ø	D	E	S	M	F	I	A	B	H	X	Y	W	L	V	Z	T	G	C
P.B.200	250	200	250	1"1/4	50	M36	40	120	70	30	60	20	70	30	380	470	620	150	100	
	300														430	520		670		
	350														480	570		720		
	400														530	620				
P.B.250	300	250	310	1"1/2	60	M45	50	120	80	30	80	20	90	30	440	570	700	150	120	
	350														490	620		750		
	400														540	670		800		
	450														590	720				

Il serbatoio viene introdotto per contenere le variazioni della forza esercitata dai cilindri in pressione. A parità di corsa della slitta infatti la riduzione di volume è molto più contenuta, risultando in una pressione più uniforme durante il ciclo di lavorazione. Nello specifico si hanno oscillazioni inferiori al 5%.

### 6.3 Motore

Con i parametri di primo dimensionamento si è calcolata una potenza nominale del motore di  $18\text{ kW}$ , con una velocità angolare di regime pari a  $n_{mot} = 30\text{ spm} \cdot \tau_1 \cdot \tau_2 = 960\text{ rpm}$  per garantire i 30 colpi al minuto della slitta. Alla luce di tutti i coefficienti di sicurezza utilizzati e mantenendo comunque un approccio cautelativo si è scelto a catalogo un motore asincrono trifase a 6 poli. Nello specifico la serie IE3 G-200La offerta da CHTmotors, che alimentato a  $400V$  e  $50Hz$  fornisce una potenza di targa pari a  $18,5\text{kW}$  a  $980$  giri al minuto.

La presenza del volano garantisce condizioni di funzionamento in prossimità di quella di

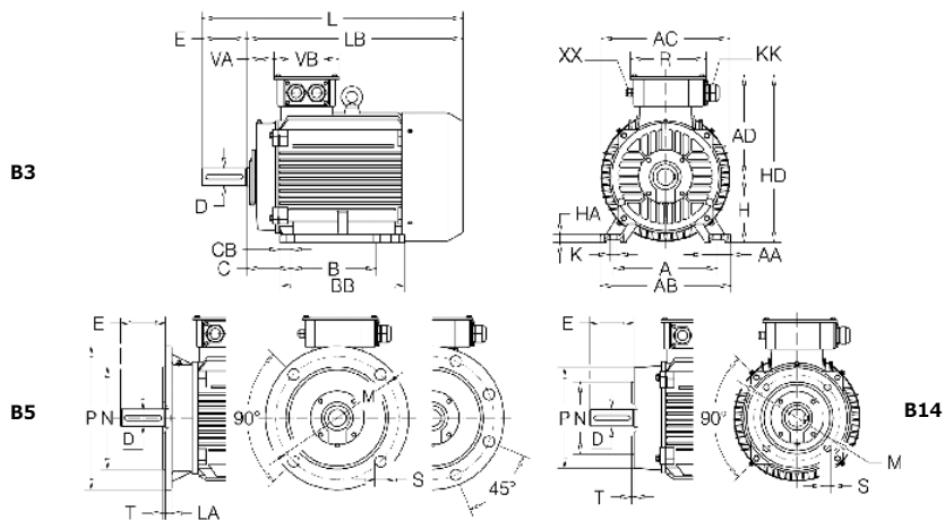
regime, dunque la scelta di un motore autoventilato si dimostra valida. La ventola di raffreddamento è calettata sull'albero motore e operando a velocità quasi costante rende superfluo l'impiego di un più costoso motore servo-ventilato.



Figura 6.4: Motore Trifase CHT Motors

Il calettamento della puleggia motrice (4.1) avviene direttamente sull'albero motore con una linguetta unificata di forma A.

Questo motore è adattato all'utilizzo dell'inverter, che non verrà preso in esame in questa trattazione, ma che permette un più ampio spettro di funzionamento.



Motore Motor CHT-G	Ingombri Principali Main Overall Dimensions					Piedi Feet							Flangia Flange									
	AC	AD	H	HD	LB	A	B	C	AB	BB	AA	CB	HA	K	IM	M	N <sub>j6</sub>	P	LA	T	S	
<b>160</b> M 2-4-6	314	251	160	411	479	589	254	210	108	320	260	65	26	20	15	<b>B5</b>	300	250	350	15	5	Nº4 19
L					523	633		754			304					<b>B14</b>	215	180	750	--	4	Nº4 M12
<b>180</b> M 2-4	355	267	180	447	542	652	279	241	121	350	311	70	35	22	15	<b>B5</b>	300	250	350	15	5	Nº4 19
L 4-6					581	691		279			349					<b>B5</b>	350	300	400	17	5	Nº4 19
<b>200</b> L 2-4-6	397	300	200	500	636	746	318	305	133	390	370	70	32	25	18	<b>B5</b>	350	300	400	17	5	Nº4 19

Figura 6.5: Dimensioni Motore

## 7 Analisi Vibrazionale

Si è deciso di svolgere una più approfondita analisi MTU considerando il sistema come un sistema vibrante a 4 GDL. In particolare, si sono considerati quali variabili indipendenti le rotazioni di puleggia motrice, volano, ruota motrice e gomito, rispettivamente  $\Omega_{mot}$ ,  $\Omega_1$ ,  $\Omega_2$ ,  $\Omega_3$ . L'analisi è stata svolta su un modello ad un solo cinematico biella-manovella, con proprietà equivalenti a quelle della pressa reale.

### 7.1 Modellazione

Dal punto di vista della modellazione, si è scelta una schematizzazione a parametri concentrati. Questa, anche se meno accurata di modellazioni del tipo continue o ad elementi finiti, è di più facile ed interessante implementazione, e permette di osservare più facilmente quello che è il ruolo dei vari attori cinematici e dinamici in gioco.

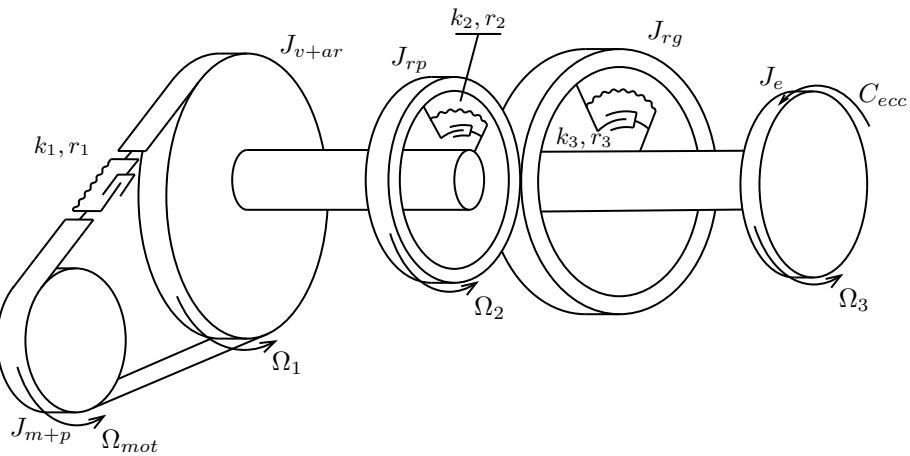


Figura 7.1: Modello del sistema vibrante, semplificato

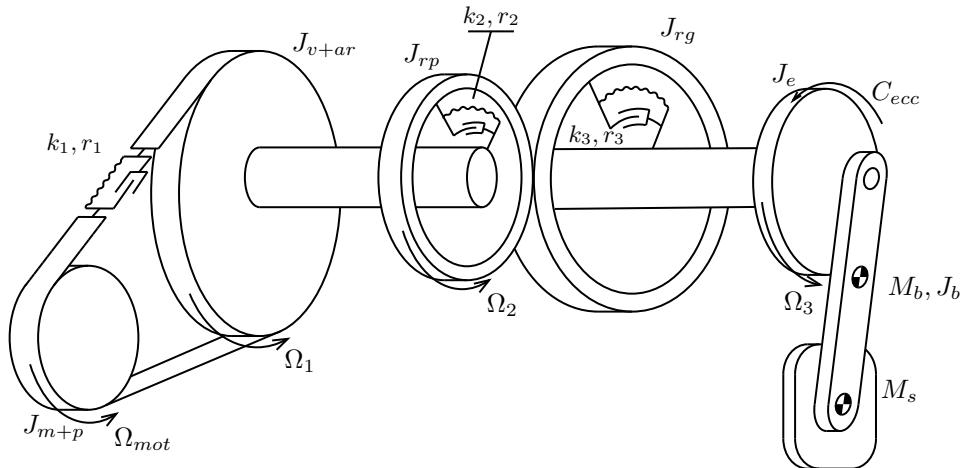


Figura 7.2: Modello del sistema vibrante

Per il computo dei modi di vibrare del sistema, è necessario che quest'ultimo sia lineare, o linearizzato. Per questo fine, il cinematismo biella manovella è stato semplificato (Figura 7.1). Si sono infatti trascurate le inerzie di biella e slitta, e la forza pressante è stata riportata all'eccentrico sotto forma di coppia forzante esterna  $C_{ecc}$ .

La catena di potenza è stata anch'essa semplificata. L'albero motore, fornito dal produttore del motore (Sezione 6.3), è stato trascurato, considerando come saldamente unite le inerzie del motore e della puleggia motrice.

L'inerzia dell'albero eccentrico è stata invece concentrata in corrispondenza del gomito,  $J_e$ , ovvero del tratto di albero responsabile della maggior parte del momento d'inerzia.

All'interno della trasmissione, si è trascurata l'inerzia delle cinghie rotanti, modellate come solo gruppo molla smorzatore (gruppo 1). L'inerzia dell'albero di rinvio è stata invece concentrata sul volano,  $J_{v+ar}$ .

Le ruote dentate sono state modellate come corone inerziali, che rotolano senza strisciare. Si noti che il GDL  $\Omega_2$  descrive la rotazione della sola ruota piccola, quindi l'inerzia della ruota grande  $J_{rg}$  non può essere concentrata insieme a quella della ruota piccola  $J_{rp}$ , ma necessita di una propria riga nello jacobiano di massa  $[\lambda_m]$ .

Il gruppo 2 concentra quindi la rigidità di albero di rinvio e ruota piccola, mentre il gruppo 3 quella di ruota grande ed albero eccentrico.

Si noti che il sistema semplificato in figura 7.1 può essere facilmente ricondotto ad un sistema puramente torsionale, sostituendo alla cinghia ed alla sua rigidità  $k_1$  una molla torsionale di opportuna rigidità  $k_c$  (7.3).

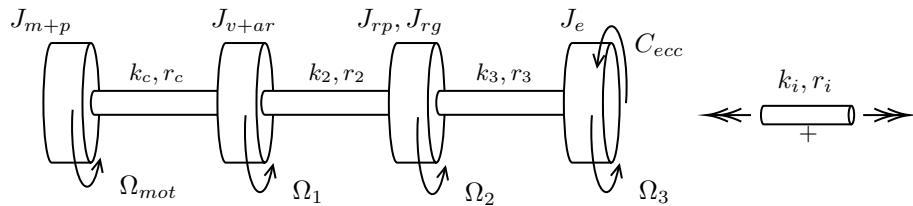


Figura 7.3: Schema torsionale

Il modello in figura 7.2, contenente biella e manovella, risulta invece non lineare, e non può essere utilizzato per ricavare i modi di vibrare. La forza pressante è stata comunque riportata all'eccentrico sotto forma di coppia  $C_{ecc}$ .

## 7.2 Calcolo di masse, inerzie e rigidità

Le masse  $M$ , le inerzie  $J$  e le rigidezze  $k$  di tutti i componenti meccanici progettati sono state ottenute attraverso modelli CAD ed analisi FEM, mentre quella delle cinghie è stata ipotizzata a partire da valori sperimentali di cinghie reali.

Per quanto riguarda gli smorzamenti  $r$ , si è osservato l'andamento della risposta del sistema al variare dello smorzamento adimensionale  $h$ , per il quale sono stati ipotizzati dei valori tipici di sistemi meccanici come quello analizzato.

### 7.2.1 Masse ed Inerzie

Per quanto riguarda le masse e le inerzie, si sono semplicemente estratti i valori dai modelli CAD, fatto salvo per l'inerzia del motore  $J_m$ , fornita a catalogo dal produttore.

$J_m$	$0,32 \text{ kg m}^2$
$J_p$	$1,7 \text{ kg m}^2$
$J_v$	$1496 \text{ kg m}^2$
$J_{ar}$	$0,5 \text{ kg m}^2$
$J_{rp}$	$0,2 \text{ kg m}^2 + 0,226 \text{ kg m}^2$
$J_{rg}$	$185 \text{ kg m}^2 \times 2 \text{ ruote}$
$J_e$	$34 \text{ kg m}^2$
$J_b$	$404 \text{ kg m}^2 \times 2 \text{ bielle}$
$M_b$	$861 \text{ kg} \times 2 \text{ bielle}$
$M_s$	$6296 \text{ kg}$

Tabella 7.1: Masse ed inerzie

Per garantire l'equivalenza del sistema a parametri concentrati con quello reale, si sono raddoppiate massa ed inerzia della biella e della ruota grande, mentre per quanto riguarda l'inerzia delle ruote piccole  $J_{rp}$ , si sono sommate quelle del gruppo della ruota oziosa e ruota calettata sull'albero di rinvio, caratterizzate dalla stessa velocità angolare.

### 7.2.2 Rigidezze

Le rigidezze dei componenti modellati si sono calcolate attraverso analisi ad elementi finiti (Figura 7.4), mentre quella di della cinghia è stata arbitrariamente assunta pari a  $k_{cin} = 2 \cdot 10^8 \text{ N/m}$ , valore medio rispetto alle cinghie disponibili in commercio.

In generale, per il calcolo delle rigidezza attraverso FEM si è vincolato appieno un estremo dell'elemento molla, e si è poi applicato un carico unitario all'altro.

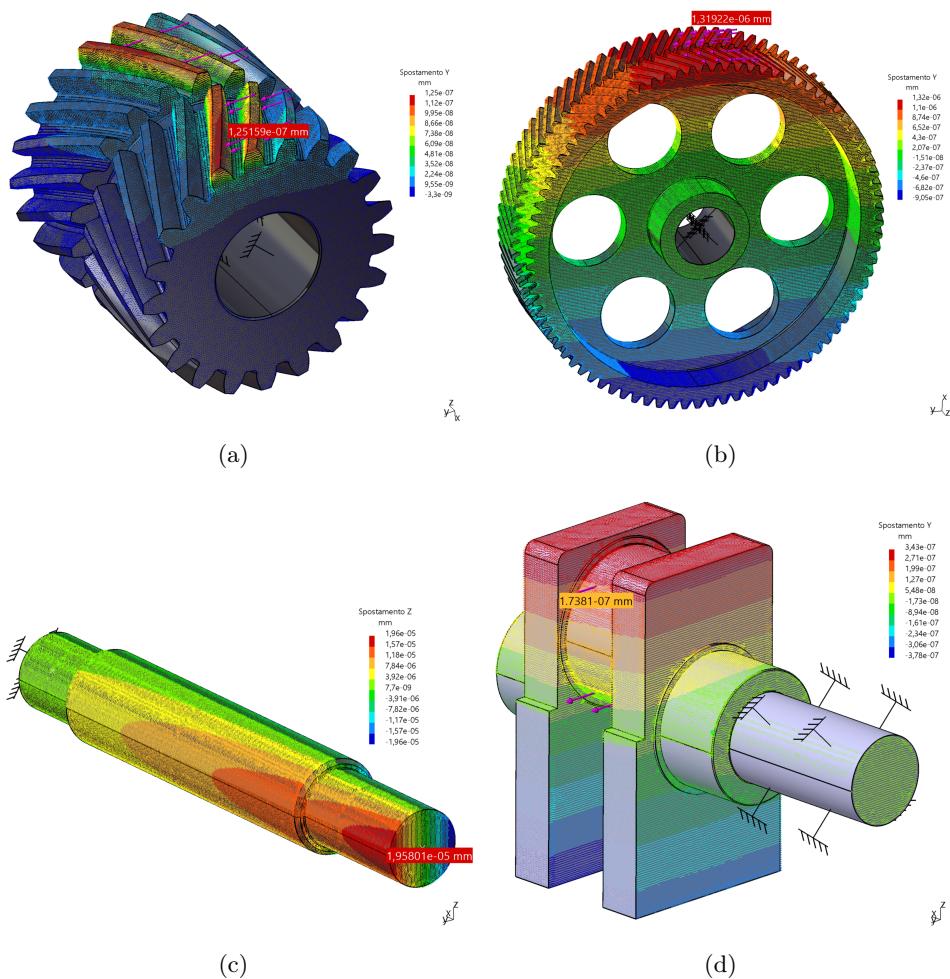


Figura 7.4: Deformazione dei componenti elastici

Per le ruote dentate, si è vincolato il foro, e si è applicata una forza distribuita sui denti in presa, tangenziale e pari ad 1 N. Si sono rilevati degli spostamenti tangenziali pari a  $1,25159 \cdot 10^{-7}$  mm nella ruota piccola (Figura 7.4a) e  $1,31922 \cdot 10^{-6}$  mm nella ruota grande (Figura 7.4b).

Si sono quindi calcolate le rigidezze del singolo componente come

$$k = \frac{\text{Braccio} \cdot 1 \text{ N}}{\text{Spostamento}/\text{Raggio}} \quad (7.1)$$

che, nel caso della ruota piccola, con  $\text{Braccio} = \text{Raggio} = 157 \text{ mm}$ , restituisce

$$k_{rp} = 1,9694 \cdot 10^8 \text{ Nm/rad} \quad (7.2)$$

mentre, per la ruota grande, con  $\text{Braccio} = \text{Raggio} = 588 \text{ mm}$ , risulta

$$k_{rg} = 2,6208 \cdot 10^8 \text{ Nm/rad} \quad (7.3)$$

Durante l'analisi dell'albero eccentrico si è vincolato a terra l'estremo sul quale è calettata la ruota grande, e si è applicato un carico unitario e tangenziale in corrispondenza della sede

del cuscinetto biella-manovella (Figura 7.4d). In questo caso  $Braccio = Raggio = 150\ mm$ , ovvero il raggio di manovella  $r$ . Lo spostamento a fronte del carico è stato di  $1,7381 \cdot 10^{-7}\ mm$ , da cui, sempre dalla 7.1, risulta

$$k_e = 1,2945 \cdot 10^8\ Nm/rad \quad (7.4)$$

Per quanto riguarda l'albero di rinvio, questo è stato sezionato in corrispondenza della mezzeria delle cave per linguetta, e sulle facce risultanti si sono applicati un vincolo ed una coppia unitaria. Si è comunque misurato lo spostamento tangenziale  $1,95801 \cdot 10^{-5}$  di un punto sul diametro (Figura 7.4c), da cui  $Raggio = 65\ mm$  e

$$k_{ar} = \frac{1\ Nm}{Spostamento/Raggio} = 3,3197 \cdot 10^7\ Nm/rad \quad (7.5)$$

La rigidezza  $k_1$  del modello a parametri concentrati in figura 7.2 è semplicemente pari alla rigidezza di 5 molle in parallelo di rigidezza  $k_{cin}$ , mentre le rigidezze  $k_2$  e  $k_3$  sono la rigidezza equivalente di molle in serie, ovvero:

$$k_2 = \frac{k_{rp} \cdot k_{ar}}{k_{rp} + k_{ar}} \quad (7.6)$$

$$k_3 = 2 \frac{k_{rg} \cdot k_e}{k_{rg} + k_e} \quad (7.7)$$

La rigidezza  $k_3$  è pari al doppio della rigidezza in serie, dal momento che il sistema reale è composto da due cinematismi biella-manovella, e perché gli eccentrici descritti dal GDL  $\Omega_3$  (ovvero la biella, ovvero la slitta) abbiano un moto rispetto al GDL  $\Omega_2$  delle ruote piccole, entrambe le ruote grandi ed entrambi gli eccentrici devono deformarsi.

Si noti che, secondo il criterio di modellazione scelto, l'elasticità delle ruote dentate è concentrata nella porzione di materiale fra albero e corona esterna. Quest'ultima è quindi assunta perfettamente rigida, e con essa la ruota oziosa, che contribuisce alla trasmissione della potenza solo attraverso la corona esterna. È quindi corretto che il termine  $k_2$ , a differenza di  $k_3$ , non sia raddoppiato.

$k_1$	$1 \cdot 10^9\ N/m$
$k_2$	$2,8408 \cdot 10^7\ Nm/rad$
$k_3$	$1,733 \cdot 10^8\ Nm/rad$

Tabella 7.2: Rigidezze

### 7.3 Sistema semplificato

Definito il vettore delle variabili indipendenti  $\underline{x}$  come

$$\underline{x} = \begin{Bmatrix} \Omega_{mot} \\ \Omega_1 \\ \Omega_2 \\ \Omega_3 \end{Bmatrix} \quad (7.8)$$

e note le proprietà meccaniche dei componenti del sistema, si sono assemblate le matrici di massa e rigidezza reali e generalizzate, attraverso i rispettivi jacobiani.

### 7.3.1 Matrici [M] e [K]

La matrice di massa reale  $[M_r]$  del sistema, costituita in realtà di soli momenti d'inerzia  $J$ , è:

$$[M_r] = \begin{bmatrix} m_{ii} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_m + J_p & & & & & \\ & J_v + J_{ar} & & & & \\ & & J_{rp} & & & \\ & & & J_{rg} & & \\ & & & & J_e & \\ & & & & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} J_m + J_p & 0 & & & & & & 0 \\ 0 & J_v + J_{ar} & & & & & & \\ \vdots & \vdots & J_{rp} & & & & & \\ \vdots & \vdots & & J_{rg} & & & & \\ 0 & 0 & & & 0 & & & \\ & & & & & J_e & & \end{bmatrix} \quad (7.9)$$

Si definisce quindi lo jacobiano di massa  $[\lambda_m]$ :

$$[\lambda_m] = \begin{bmatrix} \dot{\Omega}_{mot} & \dot{\Omega}_1 & \dot{\Omega}_2 & \dot{\Omega}_3 \\ \omega_{m+p} & 1 & 0 & 0 \\ \omega_{v+ar} & 0 & 1 & 0 \\ \omega_{rp} & 0 & 0 & 1 \\ \omega_{rg} & 0 & 0 & \frac{1}{\tau_2} \\ \omega_e & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.10)$$

La matrice di massa generalizzata rispetto alle variabili indipendenti  $[M]$  sarà quindi:

$$[M] = [\lambda_m]^T [M_r] [\lambda_m] = \begin{bmatrix} J_{m+p} & & & & & \\ & J_v & & & & \\ & & J_{rp} + \frac{J_{rg}}{\tau_2} & & & \\ & & & J_e & & \\ & & & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} J_{m+p} & 0 & & & & & & 0 \\ 0 & J_v & & & & & & \\ \vdots & \vdots & J_{rp} + \frac{J_{rg}}{\tau_2} & & & & & \\ \vdots & \vdots & & 0 & & & & \\ 0 & 0 & & & J_e & & & \end{bmatrix} \quad (7.11)$$

La matrice di rigidezza reale  $[K_r]$  del sistema è:

$$[K_r] = \begin{bmatrix} k_{ii} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_1 & & & \\ & k_2 & & \\ & & k_3 & \\ & & & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 \end{bmatrix} \quad (7.12)$$

Si definisce quindi lo jacobiano di rigidezza  $[\lambda_k]$ :

$$[\lambda_k] = \begin{bmatrix} \dot{\Omega}_{mot} & \dot{\Omega}_1 & \dot{\Omega}_2 & \dot{\Omega}_3 \\ \Delta L_1 & -R_p & R_v & 0 & 0 \\ \Delta L_2 & 0 & -1 & 1 & 0 \\ \Delta L_3 & 0 & 0 & -\frac{1}{\tau_2} & 1 \end{bmatrix} \quad (7.13)$$

dove (Sez. 4.2.1):  $R_p = 100 \text{ mm}$  Raggio della puleggia motrice  
 $R_v = 800 \text{ mm}$  Raggio del volano

La matrice di rigidezza generalizzata rispetto alle variabili indipendenti  $[K]$  sarà quindi:

$$[K] = [\lambda_k]^T [K_r] [\lambda_k] = \begin{bmatrix} k_1 R_p^2 & -k_1 R_p R_v & & & \\ -k_1 R_p R_v & k_1 R_v^2 + k_2 & -k_2 & & \\ & -k_2 & \frac{k_3}{\tau_2} & -\frac{k_3}{\tau_2} & \\ & & -\frac{k_3}{\tau_2} & k_3 & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_1 R_p^2 & -k_1 R_p R_v & 0 & 0 \\ -k_1 R_p R_v & k_1 R_v^2 + k_2 & -k_2 & 0 \\ 0 & -k_2 & \frac{k_3}{\tau_2} & -\frac{k_3}{\tau_2} \\ 0 & 0 & -\frac{k_3}{\tau_2} & k_3 \end{bmatrix} \quad (7.14)$$

### 7.3.2 Modi di vibrare

I modi di vibrare del sistema si sono ricavati attraverso un problema agli autovalori-autovettori, considerando il sistema come privo di smorzamento. Questo approccio, oltre ad essere l'unico possibile senza conoscere i valori di smorzamento  $r_i$  del sistema, permette di ottenere autovalori reali. Se si fosse considerato lo smorzamento, gli autovalori sarebbero risultati come vettori complessi, in cui l'anomalia di ogni termine  $\bar{X}_i^j$  rappresenta lo sfasamento della componente di moto dell'i-esima variabile indipendente dovuta al j-esimo modo di vibrare.

Il sistema di moto libero risulta essere:

$$[M]\ddot{x} + [K]\dot{x} = 0 \quad (7.15)$$

La soluzione del sistema sarà del tipo:

$$\underline{x} = \bar{\underline{X}}e^{i\omega t} \rightarrow \dot{\underline{x}} = i\omega \bar{\underline{X}}e^{i\omega t} \rightarrow \ddot{\underline{x}} = -\omega^2 \bar{\underline{X}}e^{i\omega t} \quad (7.16)$$

Sostituendo la soluzione nella 7.15 e dividendo per  $\bar{\underline{X}}$  risulta:

$$(-[M]\omega^2 + [K])\bar{\underline{X}} = 0 \quad (7.17)$$

Moltiplicando per  $[M]^{-1}$  risulta infine la definizione di autovalore ed autovettore:

$$[M]^{-1}[K]\bar{\underline{X}} = \omega^2 \bar{\underline{X}} \quad (7.18)$$

Ricavando numericamente gli autovalori ed autovettori della matrice  $[A] = [M]^{-1}[K]$ , si ottengono i 4 modi di vibrare (poi normalizzati) del sistema  $\bar{\underline{X}}^i$  e le 4 frequenze proprie associate  $\omega_i$ :

$$\bar{\underline{X}}^I = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1/4 \\ 1/4 \\ 1/32 \end{Bmatrix} \quad \omega_1 = 0 \text{ rad/s} = 0 \text{ Hz} \quad (7.19)$$

$$\bar{\underline{X}}^{II} = \begin{Bmatrix} -0.162 \\ -0.016 \\ 1 \\ 0.320 \end{Bmatrix} \quad \omega_2 = 1047.7 \text{ rad/s} = 166.8 \text{ Hz} \quad (7.20)$$

$$\bar{\underline{X}}^{III} = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0.011 \\ -0.008 \\ -0.024 \end{Bmatrix} \quad \omega_3 = 2336.8 \text{ rad/s} = 371.9 \text{ Hz} \quad (7.21)$$

$$\bar{\underline{X}}^{IV} = \begin{Bmatrix} -0.418 \\ 0.006 \\ -0.468 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad \omega_4 = 2369.6 \text{ rad/s} = 377.1 \text{ Hz} \quad (7.22)$$

Vale la pena soffermarsi sulla prima coppia  $\bar{\underline{X}}^I = [1, 1/4, 1/4, 1/32]^T$ ,  $\omega_0 = 0$ . Questo primo modo di vibrare rappresenta infatti il moto "canonico" della pressa, in cui la rotazione di tutti i componenti avviene senza torsioni relative. I componenti del modo corrispondono infatti a:

$$\bar{\underline{X}}^I = [1, 1/\tau_1, 1/\tau_1, 1/\tau_1\tau_2]^T \quad (7.23)$$

A fronte di questa interpretazione, il valore nullo di  $\omega_0$ , che si ricorda essere la frequenza critica associata al modo, può essere visto come la frequenza di una forzante costante, che è effettivamente quella che più va ad eccitare la risposta di un modo libero di accelerare all'infinito.

### 7.3.3 Approccio modale

Si procede quindi a definire la matrice modale  $[\Phi]$ , che opera il cambiamento di coordinate verso quelle modali:

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} \underline{\underline{X}}^I & \underline{\underline{X}}^{II} & \underline{\underline{X}}^{III} & \underline{\underline{X}}^{IV} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{X}_1^I & \overline{X}_1^{II} & \overline{X}_1^{III} & \overline{X}_1^{IV} \\ \overline{X}_2^I & \overline{X}_2^{II} & \overline{X}_2^{III} & \overline{X}_2^{IV} \\ \overline{X}_3^I & \overline{X}_3^{II} & \overline{X}_3^{III} & \overline{X}_3^{IV} \\ \overline{X}_4^I & \overline{X}_4^{II} & \overline{X}_4^{III} & \overline{X}_4^{IV} \end{bmatrix} \quad (7.24)$$

Il nuovo vettore di variabili indipendenti,  $\underline{q}$  è quello definito come:

$$\underline{x} = [\Phi]\underline{q} \iff \underline{q} = [\Phi]^{-1}\underline{x} \quad (7.25)$$

Come è noto, l'i-esima variabile modale  $q_i$  può essere interpretata come la magnitudo dell'attivazione dell'i-esimo modo di vibrare  $\underline{\underline{X}}^i$ . Si consideri nuovamente il primo modo di vibrare  $\underline{\underline{X}}^I$ , che rappresenta il moto canonico della trasmissione: la relativa variabile modale  $q_1$  descriverà l'angolo di rotazione totale compiuto dalla puleggia del motore  $\Omega_{mot}$ . Attraverso gli altri termini del modo di vibrare  $1/\tau_1$ ,  $1/\tau_1$  ed  $1/\tau_1\tau_2$ ,  $q_1$  descriverà invece l'angolo di rotazione totale di  $\Omega_1$ ,  $\Omega_2$  ed  $\Omega_3$ .

Le matrici di massa  $[\bar{M}]$  e di rigidezza  $[\bar{K}]$ , generalizzate rispetto alle nuove variabili modali, saranno:

$$[\bar{M}] = [\Phi]^T[M][\Phi] \quad (7.26)$$

$$[\bar{K}] = [\Phi]^T[K][\Phi] \quad (7.27)$$

Si noti che il termine di rigidezza generalizzata al primo modo di vibrare,  $\bar{k}_{ii}$ , sarà, per quanto detto sopra, pari a 0.

Dal momento che la trasformazione in coordinate modali diagonalizza le matrici, le equazioni che compongono il sistema di moto risultano disaccoppiate:

$$[\bar{M}]\ddot{\underline{q}} + [\bar{K}]\dot{\underline{q}} = 0 \quad (7.28)$$

⇓

$$\bar{m}_{ii}\ddot{q}_i + \bar{k}_{ii}q_i = 0 \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7.29)$$

### 7.3.4 Smorzamento

Si è deciso, data la difficoltà del calcolo degli smorzamenti in sistemi meccanici di questo tipo, di imporre a priori un valore di smorzamento adimensionale  $h$ . Sotto l'ipotesi di piccoli smorzamenti, valida per questo sistema, si è descritto lo smorzamento secondo il modello di Rayleigh, per cui

$$[\bar{R}] = \alpha[\bar{M}] + \beta[\bar{K}] \quad (7.30)$$

ovvero

$$[R] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (7.31)$$

Introducendo il termine di smorzamento nelle equazioni disaccoppiate 7.29, risulta:

$$[\bar{M}]\ddot{\underline{q}} + [\bar{R}]\dot{\underline{q}} + [\bar{K}]\underline{q} = 0 \quad (7.32)$$

⇓

$$\bar{m}_{ii}\ddot{q}_i + \bar{r}_{ii}\dot{q}_i + \bar{k}_{ii}q_i = 0 \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7.33)$$

Gli smorzamenti adimensionali  $\bar{h}_i$ , risultano pari a:

$$\bar{h}_i = \frac{\bar{r}_{ii}}{2\bar{m}_{ii}\omega_i} = \frac{\alpha\bar{m}_{ii} + \beta\bar{k}_{ii}}{2\bar{m}_{ii}\omega_i} = \frac{\alpha}{2\omega_i} + \frac{\beta\omega_i}{2} \quad (7.34)$$

Si è quindi ipotizzato un valore di smorzamento adimensionale obiettivo pari ad  $\bar{h}_{obb} = 0.5\%$ , e attraverso un ottimizzazione ai minimi quadrati, si sono ricavati i coefficienti alpha e beta. L'ipotesi, e con essa anche l'ottimizzazione, fa riferimento ai soli smorzamenti  $\bar{h}_2, \bar{h}_3$ , ed  $\bar{h}_4$ .

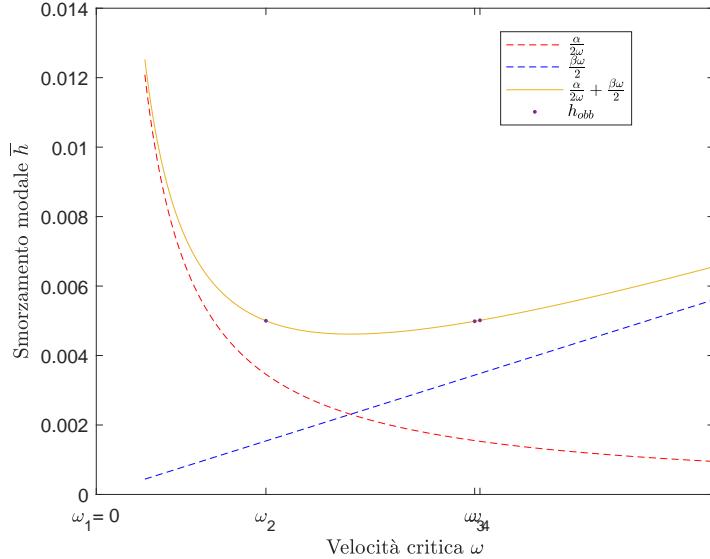


Figura 7.5: Andamento dello smorzamento di Rayleigh

Si noti che, data la natura accoppiata di molle e smorzatori, la forma delle matrici  $[R_r], [\lambda_r]$  e  $[R]$  sarà esattamente la stessa delle matrici  $[K_r], [\lambda_k]$  e  $[K]$ , dove ad ogni rigidezza  $k_i$  dovrà essere sostituito lo smorzamento  $r_i$ :

$$[R] = [\lambda_r]^T [R_r] [\lambda_r] = \begin{bmatrix} r_1 R_p^2 & -r_1 R_p R_v & 0 & 0 \\ -r_1 R_p R_v & r_1 R_v^2 + r_2 & -r_2 & 0 \\ 0 & -r_2 & \frac{r_3}{\tau_2^2} & -\frac{r_3}{\tau_2} \\ 0 & 0 & -\frac{r_3}{\tau_2} & r_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_1 R_p^2 & -r_1 R_p R_v & 0 & 0 \\ -r_1 R_p R_v & r_1 R_v^2 + r_2 & -r_2 & 0 \\ 0 & -r_2 & \frac{r_3}{\tau_2^2} & -\frac{r_3}{\tau_2} \\ 0 & 0 & -\frac{r_3}{\tau_2} & r_3 \end{bmatrix} \quad (7.35)$$

Per definire gli smorzamenti reali risulta quindi sufficiente risolvere il sistema  $[R] = \alpha[M] + \beta[K]$ :

$$[R] = [\lambda_r]^T [R_r] [\lambda_r] = \alpha[M] + \beta[K] \quad (7.36)$$

Ovvero

$$[R_r] = \begin{bmatrix} r_1 & 0 & 0 \\ 0 & r_2 & 0 \\ 0 & 0 & r_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_1 & 0 & 0 \\ 0 & r_2 & 0 \\ 0 & 0 & r_3 \end{bmatrix} = \alpha[\lambda_r]^{T-1}[M][\lambda_r]^{-1} + \beta[\lambda_r]^{T-1}[K][\lambda_r]^{-1} \quad (7.37)$$

Per evitare il sovrapporsi di rumore numerico, si è comunque proceduto appoggiandosi alla sola matrice  $[R]$ , dal momento che questa è invariata anche nel sistema completo di biella e slitta.

### 7.3.5 Scrittura delle equazioni di moto

L'equazione di moto del sistema semplificato, in termini di coordinate modali, risulta quindi essere la 7.32, dove tutti i termini sono ora noti:

$$[\bar{M}] \ddot{\underline{q}} + [\bar{R}] \dot{\underline{q}} + [\bar{K}] \underline{q} = 0 \quad (7.32)$$

$$\Updownarrow$$

$$\bar{m}_{ii} \ddot{q}_i + \bar{r}_{ii} \dot{q}_i + \bar{k}_{ii} q_i = 0 \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7.33)$$

Definito il termine delle forzanti generalizzate alle coordinate modali  $\underline{Q}$  come:

$$\underline{Q} = [\Phi]^T \underline{F} = \begin{bmatrix} \underline{X}^{I^T} \underline{F} \\ \underline{X}^{II^T} \underline{F} \\ \underline{X}^{III^T} \underline{F} \\ \underline{X}^{IV^T} \underline{F} \end{bmatrix} \quad (7.38)$$

$$\Updownarrow$$

$$Q_i = \underline{X}^{i^T} \underline{F} = \sum_j^{n_f} \underline{X}_j^i F_j \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7.39)$$

Le equazioni di moto forzato risultano della forma:

$$[\bar{M}] \ddot{\underline{q}} + [\bar{R}] \dot{\underline{q}} + [\bar{K}] \underline{q} = \underline{Q} \quad (7.40)$$

$$\Updownarrow$$

$$\bar{m}_{ii} \ddot{q}_i + \bar{r}_{ii} \dot{q}_i + \bar{k}_{ii} q_i = q_i \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7.41)$$

### 7.3.6 Calcolo delle FdT

Per il computo delle Funzioni di Trasferimento, si sono ipotizzate sinusoidali (a pulsazione  $\theta$ ) le forzanti applicate al sistema, e si è quindi scritto:

$$\underline{Q} = [\Phi]^T \underline{F} = [\Phi]^T \underline{F}_0 e^{i\theta t} = \underline{Q}_0 e^{i\theta t} \quad (7.42)$$

$$\Updownarrow$$

$$Q_i = \underline{X}^{i^T} \underline{F} = \underline{X}^{i^T} \underline{F}_0 e^{i\theta t} = \sum_j^{n_f} \underline{X}_j^i F_{j0} e^{i\theta t} = Q_{0i} e^{i\theta t} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7.43)$$

Considerando ora una sola sola forzante  $F_4 = C_{ecc}$  applicata all'GDL eccentrico  $\Omega_3$ , la 7.43 diviene semplicemente:

$$Q_i = \underline{X}_4^i F_{40} e^{i\theta t} \quad (7.44)$$

Da cui:

$$\bar{m}_{ii} \ddot{q}_i + \bar{r}_{ii} \dot{q}_i + \bar{k}_{ii} q_i = Q_{0i} e^{i\theta t} = \underline{X}_4^i F_{40} e^{i\theta t} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7.45)$$

imponendo, per il metodo di somiglianza:

$$q_i(t) = q_{0i} e^{i\theta t} \quad \dot{q}_i(t) = i\theta q_{0i} e^{i\theta t} \quad \ddot{q}_i(t) = -\theta^2 q_{0i} e^{i\theta t} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7.46)$$

risulta infine

$$[-\theta^2 \bar{m}_{ii} + i\theta \bar{r}_{ii} + \bar{k}_{ii}] q_{0i} = \bar{X}_4^i F_{40} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7.47)$$

Risulta ora possibile definire l'ampiezza normalizzata dell'effetto sull'i-esimo modo di vibrare di una forzante sull'eccentrico come

$$\frac{|q_{0i}|}{F_{40}} = \frac{\bar{X}_4^i}{\sqrt{(-\theta^2 \bar{m}_{ii} + \bar{k}_{ii})^2 + (\theta \bar{r}_{ii})^2}} \quad i = 1, 2, 3, 4 \quad (7.48)$$

Le FdT sui 4 GDL si otterrano riportando la 7.47 in coordinate indipendenti, attraverso la relazione definita nella 7.25:

$$|x_{0j}| = \sum_{i=1}^4 \bar{X}_j^i q_{0i} = \sum_{i=1}^4 \frac{F_{40} \bar{X}_j^i \bar{X}_4^i}{\sqrt{(-\theta^2 \bar{m}_{ii} + \bar{k}_{ii})^2 + (\theta \bar{r}_{ii})^2}} \quad j = 1, 2, 3, 4 \quad (7.49)$$

La FdT vera e propria, normalizzata rispetto alla forzante  $F_{40}$ , sarà quindi:

$$\frac{|x_{0j}|}{F_{40}} = \sum_{i=1}^4 \frac{\bar{X}_j^i \bar{X}_4^i}{\sqrt{(-\theta^2 \bar{m}_{ii} + \bar{k}_{ii})^2 + (\theta \bar{r}_{ii})^2}} \quad j = 1, 2, 3, 4 \quad (7.50)$$

Si è riportato in figura (7.6) l'andamento delle 4 FdT. La notazione  $FdT_{i-j}$  descrive il contributo del j-esimo modo all'i-esimo GDL, ed  $FdT_i$  descrive la somma di questi contributi.

È interessante notare come, al diminuire della pulsazione  $\theta$  della forzante  $F_4$ , il contributo del modo  $\underline{X}^I$  vada effettivamente all'infinito. Inoltre, possiamo osservare che le pulsazioni proprie degli altri modi di vibrare sono tanto alte da abbassare drasticamente l'effetto dei loro picchi di risonanza, che risultano invisibili.

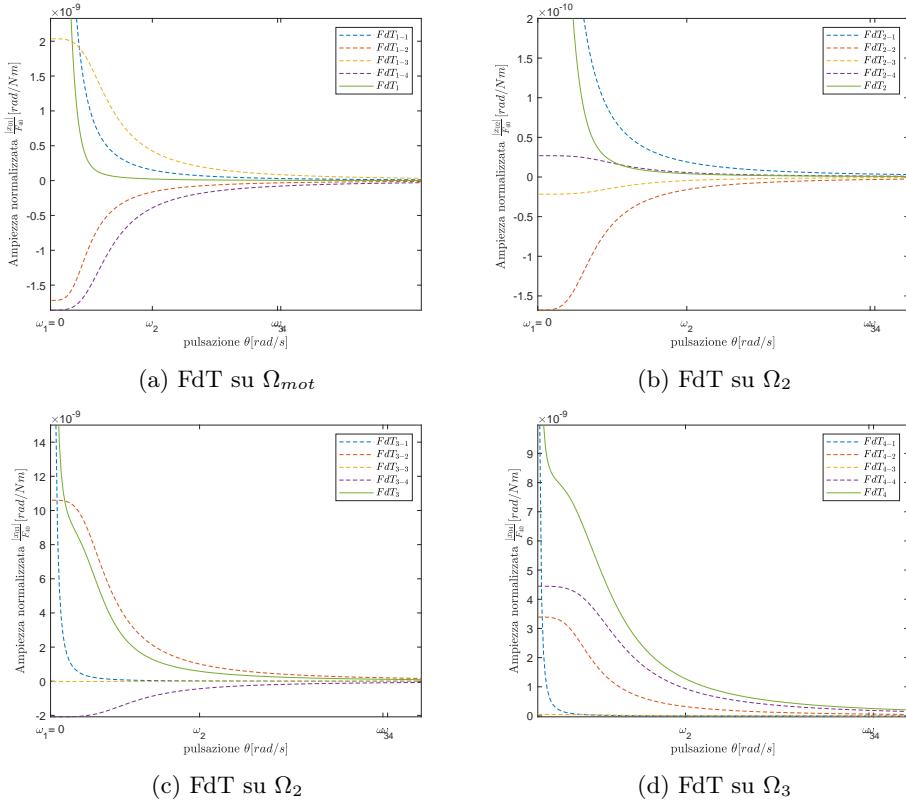


Figura 7.6: Funzioni di Trasferimento di  $F_4$  sui 4 GDL

## 7.4 Sistema completo

### 7.4.1 Matrici $[M]$ , $[K]$ ed $[R]$

La matrice di massa reale  $[M_r]$  del sistema completo, contente anche la massa di biella e slitta, oltre ai momenti d'inerzia  $J$ , è:

$$[M_r] = \begin{bmatrix} J_m + J_p & & & & & & \\ & J_v + J_{ar} & & & & & \\ & & J_{rp} & & & & \\ & & & J_{rg} & & & \\ & & & & J_e & & \\ & & & & & J_b & \\ & & & & & & M_b \\ & & & & & & & M_b \\ & & & & & & & & M_s \end{bmatrix} \quad (7.51)$$

$$\begin{bmatrix} J_m + J_p & 0 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & J_v + J_{ar} & \dots & \dots & \dots & \vdots \\ \vdots & \dots & J_{rp} & \dots & \dots & \vdots \\ \vdots & \dots & \dots & J_{rg} & \dots & \vdots \\ \vdots & \dots & \dots & \dots & J_e & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & M_b \\ & & & \dots & J_b & \dots \\ & & & \dots & \dots & M_b \\ & & & \dots & \dots & 0 \\ & & & \dots & \dots & M_s \end{bmatrix} \quad (7.52)$$

Si definisce quindi lo jacobiano di massa  $[\lambda_m]$ , che sarà ora dipendente dallo stato del sistema:

$$[\lambda_m] = [\lambda_m](\underline{x}) = \begin{bmatrix} \dot{\Omega}_{mot} & \dot{\Omega}_1 & \dot{\Omega}_2 & \dot{\Omega}_3 \\ \omega_{m+p} & 1 & 0 & 0 \\ \omega_{v+ar} & 0 & 1 & 0 \\ \omega_{rp} & 0 & 0 & 1 \\ \omega_{rg} & 0 & 0 & \frac{1}{\tau_2} \\ \omega_e & 0 & 0 & 0 \\ \omega_b & 0 & 0 & 0 \\ v_{b_x} & 0 & 0 & 0 \\ v_{b_y} & 0 & 0 & 0 \\ v_{s_y} & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.53)$$

dove (Sez. 3):  $R_e = 150 \text{ mm}$  Raggio dell'eccentrico  
 $\lambda = 1/10$  Rapporto caratteristico

La nuova matrice di massa generalizzata rispetto alle variabili indipendenti  $[M]$  sarà quindi:

$$[M] = [M](\underline{x}) = [\lambda_m]^T(\underline{x})[M_r][\lambda_m](\underline{x}) = \begin{bmatrix} J_{m+p} & 0 & \dots & \dots & 0 \\ 0 & J_v & \dots & \dots & \vdots \\ \vdots & \dots & J_{rp} + \frac{J_{rg}}{\tau_2} & \dots & 0 \\ 0 & \dots & \dots & 0 & J_{\Omega_3}(\underline{x}) \end{bmatrix} \quad (7.54)$$

con

$$J_{\Omega_3}(\underline{x}) = J_e + J_b \frac{\lambda^2 \cos^2 \Omega_3}{1 - \lambda^2 \sin^2 \Omega_3} + M_b \frac{R_e^2}{4} \cos^2 \Omega_3 + M_b \left[ \frac{R_e \lambda \sin \Omega_3 \cos \Omega_3}{2\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \Omega_3}} + R_e \sin \Omega_3 \right]^2 + M_s \left[ \frac{R_e \lambda \sin \Omega_3 \cos \Omega_3}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \Omega_3}} + R_e \sin \Omega_3 \right]^2 \quad (7.55)$$

Le matrici di rigidezza  $[K_r], [\lambda_k]$  e  $[K]$  e quelle di smorzamento  $[R_r], [\lambda_r]$  e  $[R]$  saranno uguali a quelle calcolate per il sistema semplificato (Sezione 7.3.1).

### 7.4.2 Forzanti

Il vettore delle forze generalizzate  $\underline{Q}$  può essere calcolato [3], tralasciando la scrittura del lavoro virtuale  $\delta^*L$ , come:

$$\underline{Q} = \underline{Q}(\underline{x}, t) = [\lambda_F]^T \underline{F} \quad (7.56)$$

dove  $\underline{F}$  è il vettore delle forze (e coppie) applicate sul sistema. Oltre alla reazione pressante  $P$ , compare anche la coppia motrice  $C_{mot}$ :

$$\underline{F} = \underline{F}(\underline{x}, t) \begin{Bmatrix} C_{mot}(t) \\ P(\underline{x}) \end{Bmatrix} \quad (7.57)$$

Lo jacobiano delle forze sarà invece:

$$[\lambda_f] = [\lambda_f](\underline{x}) = \frac{C_{mot}}{P} \begin{bmatrix} \dot{\Omega}_{mot} & \dot{\Omega}_1 & \dot{\Omega}_2 & \dot{\Omega}_3 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{R_e \lambda \sin \Omega_3 \cos \Omega_3}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \Omega_3}} + R_e \sin \Omega_3 \end{bmatrix} \quad (7.58)$$

### 7.4.3 Termini di Lagrange

Si sono quindi derivati i vari termini dell'equazione di Lagrange, a partire dalle forme energetiche rispetto alle variabili indipendenti  $\underline{x}$ .

$$E_c = \frac{1}{2} \dot{\underline{x}}^T [M](\underline{x}) \dot{\underline{x}} \quad (7.59)$$

$$D = \frac{1}{2} \dot{\underline{x}}^T [R] \dot{\underline{x}} \quad (7.60)$$

$$V = \frac{1}{2} \underline{\Delta L}(\underline{x})^T [K_r] \underline{\Delta L}(\underline{x}) \quad (7.61)$$

Si noti che non compaiono la forza peso di biella e slitta all'interno del termine di energia potenziale  $V$  dal momento che le loro forze peso sono quasi totalmente equilibrate dai cilindri equilibratori montati sulla slitta (sezione 6.2). Posti nulli i precarichi delle molle  $\Delta L_0$  nella condizione di  $\underline{x} = 0$ , risulta

$$\underline{\Delta L} = [\lambda_k] \underline{x} \quad (7.62)$$

e

$$V = \frac{1}{2} \underline{x}^T [\lambda_k]^T [K_r] [\lambda_k] \underline{x} = \frac{1}{2} \underline{x}^T [K] \underline{x} \quad (7.63)$$

I termini saranno quindi:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial E_c}{\partial \dot{\underline{x}}} = \frac{d}{dt} ([M](\underline{x}) \dot{\underline{x}}) = [\dot{M}] \dot{\underline{x}} + [M](\underline{x}) \ddot{\underline{x}} \quad (7.64)$$

con  $[\dot{M}] = [\dot{M}](\underline{x}, \dot{\underline{x}}) = \frac{d[M]}{dt}$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \underline{x}} = \frac{\partial E_c}{\partial \underline{x}}(\underline{x}) = \begin{bmatrix} \cdots \\ \frac{1}{2} \dot{\underline{x}}^T \frac{\partial [M]}{\partial x_i} \dot{\underline{x}} \\ \cdots \end{bmatrix} \quad (7.65)$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\underline{x}}} = [R] \dot{\underline{x}} \quad (7.66)$$

$$\frac{\partial V}{\partial \underline{x}} = [K] \underline{x} \quad (7.67)$$

Il sistema di equazioni di moto non lineare sarà quindi

$$[M](\underline{x}) \ddot{\underline{x}} + [\dot{M}](\underline{x}, \dot{\underline{x}}) \dot{\underline{x}} - \frac{\partial E_c}{\partial \underline{x}}(\underline{x}) + [R] \dot{\underline{x}} + [K] \underline{x} = \underline{Q}(\underline{x}, t) \quad (7.68)$$

#### 7.4.4 Risoluzione delle equazioni di moto

Per risolvere l'effettiva risoluzione delle equazioni di moto, si è considerato come imposto lo spostamento di vincolo della variabile indipendente  $\Omega_{mot}$ , ponendo

$$\Omega_{mot} = \Omega_{mot}(t) = \omega_{mot}t \quad (7.69)$$

con  $\omega_{mot} = 2\pi n_{mot}/60 \approx 100.5310 \text{ rad/s}$  Velocità angolare del motore (Sezione 6.3)

Questa legge oraria rappresenta, ovviamente, una condizione steady-state costante del motore, che ruota e velocità  $\omega_{mot}$ . Questo scenario, per quanto intrinsecamente approssimativo, è quello che meglio si adatta alle condizioni steady-state periodiche della macchina. Fra tutti i GDL introdotti,  $\Omega_{mot}$  è infatti quello che si trova più "lontano" dalla fonte di perturbazioni rappresentata dalla forza pressante, applicata sulla slitta, ed è quindi lecito immaginare che ne sia il più isolato.

Un'alternativa più intuitiva stata l'applicazione di una coppia motrice su  $\Omega_{mot}$ , pari a quella necessaria per mantenere il sistema in condizioni di moto periodico. Si noti però che, a causa delle dissipazioni degli smorzatori, la coppia motrice non può essere calcolata semplicemente come rapporto fra l'energia assorbita dalla lavorazione ed il periodo, ma sarà leggermente maggiore. Dovendo quindi trascurare gli smorzamenti, o modellare la coppia in modo più verosimile ma complesso (controllo PI, curva di coppia, etc.), si è scartata questa alternativa.

#### 7.4.5 Separazione delle equazioni

Dal momento che la reazione vincolare/forzante  $C_{mot}$  è incognita, il metodo più semplice per la risoluzione dell'equazione di moto

$$[M](\underline{x})\ddot{\underline{x}} + [\dot{M}](\underline{x}, \dot{\underline{x}})\dot{\underline{x}} - \frac{\partial E_c}{\partial \underline{x}}(\underline{x}) + [R]\dot{\underline{x}} + [K]\underline{x} = \underline{Q}(\underline{x}, t) \quad (7.68)$$

è la separazione in due sottosistemi, il primo composto in realtà dalla prima equazione del sistema completo, contenente oltre alle 3 incognite  $x_2 = \Omega_1$ ,  $x_3 = \Omega_2$  e  $x_4 = \Omega_3$ , anche la reazione vincolare  $C_{mot}$ , ed il secondo composto solo dalle ultime 3 equazioni, e libero quindi dall'incognita  $C_{mot}$ .

Definito quindi il vettore (in realtà scalare) delle coordinate vincolate  $\underline{x}_v = x_1$  e quello delle coordinate libere  $\underline{x}_v = \begin{bmatrix} x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix}$ , si separa il vettore di coordinate indipendenti in due:

$$\underline{x} = \begin{cases} \underline{x}_V \\ \underline{x}_L \end{cases} \quad (7.70)$$

Si sono quindi separate le matrici di massa, smorzamento e rigidezza, oltre ad  $[\dot{M}]$ ,  $\frac{\partial E_c}{\partial \underline{x}}(\underline{x})$  e  $\underline{Q}(\underline{x}, t)$ :

$$[M] = \begin{bmatrix} [M_V] \\ \hline [M_L] \end{bmatrix} \quad (7.71) \qquad [R] = \begin{bmatrix} [R_V] \\ \hline [R_L] \end{bmatrix} \quad (7.72)$$

$$[K] = \begin{bmatrix} [K_V] \\ \hline [K_L] \end{bmatrix} \quad (7.73) \qquad [\dot{M}] = \begin{bmatrix} [\dot{M}_V] \\ \hline [\dot{M}_L] \end{bmatrix} \quad (7.74)$$

$$\frac{\partial E_c}{\partial \underline{x}} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial E_c}{\partial \underline{x}_v} \\ \frac{\partial E_c}{\partial \underline{x}_L} \end{Bmatrix} \quad (7.75)$$

$$\underline{Q} = \begin{Bmatrix} \underline{Q}_V \\ \underline{Q}_L \end{Bmatrix} \quad (7.76)$$

Dove  $[M_V]$ ,  $[R_V]$  e  $[K_V]$  (e  $[\dot{M}_V]$ ) sono in realtà vettori più che matrici, costituiti dalla sola prima riga delle rispettivi matrici, e rappresentano gli effetti di masse, smorzamenti e rigidezze generalizzate sul GDL  $\Omega_{mot}$ , vincolato; così come

I due sistemi saranno quindi:

$$[M_V](\underline{x})\ddot{\underline{x}} + [\dot{M}_V](\underline{x}, \dot{\underline{x}})\dot{\underline{x}} - \frac{\partial E_c}{\partial \underline{x}_V}(\underline{x}) + [R_V]\dot{\underline{x}} + [K_V]\underline{x} = \underline{Q}_V(\underline{x}, t) \quad (7.77)$$

$$[M_L](\underline{x})\ddot{\underline{x}} + [\dot{M}_L](\underline{x}, \dot{\underline{x}})\dot{\underline{x}} - \frac{\partial E_c}{\partial \underline{x}_L}(\underline{x}) + [R_V]\dot{\underline{x}} + [K_L]\underline{x} = \underline{Q}_L(\underline{x}, t) \quad (7.78)$$

Risolvendo dapprima il sistema 7.78, che presenta quali incognite le sole coordinate libere  $x_L$ , e una volta note queste, il sistema 7.77 in cui compare anche la reazione vincolare incognita  $C_{mot}$ , le equazioni di moto risultano completamente risolte.

## 7.5 Analisi dei risultati

La soluzione del sistema si è ottenuta numericamente, imponendo quali condizioni iniziali quelle della trasmissione in moto canonico:

$$\begin{array}{ll} \Omega_1(0) = 0 \text{ rad} & \dot{\Omega}_1(0) = \omega_{mot}/\tau_1 \\ \Omega_2(0) = 0 \text{ rad} & \dot{\Omega}_2(0) = \omega_{mot}/\tau_1 \\ \Omega_3(0) = 0 \text{ rad} & \dot{\Omega}_3(0) = \omega_{mot}/\tau_1\tau_2 \end{array}$$

Il transitorio verso le condizioni di moto a regime risulta così facendo esaurito immediatamente (Figura 7.7).

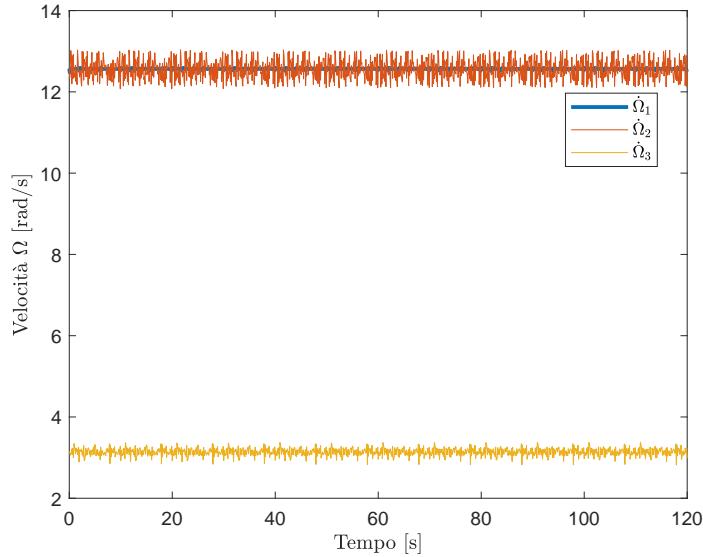


Figura 7.7: Soluzione del sistema libero (velocità angolari)

### 7.5.1 Irregolarità periodica

Si è per prima cosa ricalcolata l'irregolarità periodica posta pari a  $i = 0.1$  durante il predimensionamento della pressa (sezione 2.1). Questa, sempre secondo la definizione, risulta pari a

$$i_v = \frac{\omega_{max,v} - \omega_{min,v}}{\omega_m, v} = 0.011 \quad (7.79)$$

Questo valore è inferiore a quello del primo dimensionamento, a fronte del fatto che in questa analisi, contrariamente a quanto fatto in precedenza, si è tenuto conto dei contributi inerziali dell'intera trasmissione, e non solo del volano. Si noti però che, a causa delle elasticità introdotte nel sistema, l'irregolarità periodica non è più univoca per l'intero sistema, ma dipende dal GDL considerato. Risulta infatti possibile calcolare anche le irregolarità  $i_{rp}$  e  $i_e$  di ruote piccole ed eccentrico, oltre a quella del volano  $i_v$  di cui sopra. Queste risultano pari a

$$i_{rp} = \frac{\omega_{max,rp} - \omega_{min,rp}}{\omega_m, rp} = 0.098 \quad (7.80)$$

$$i_e = \frac{\omega_{max,e} - \omega_{min,e}}{\omega_m, e} = 0.28 \quad (7.81)$$

Si noti che l'irregolarità calcolata alla ruota piccola risulta anch'essa inferiore a quella di primo dimensionamento, mentre quella all'eccentrico risulta pari all'incirca al triplo.

Questi risultati sono coerenti con la modellazione effettuata, dal momento che introducendo delle elasticità fra il punto di ingresso della perturbazione (ovvero la slitta) ed il volano, fonte in un certo senso di regolarità, ci si aspetta che l'irregolarità si concentri verso la perturbazione.

### 7.5.2 Velocità della slitta

Si è in ultima analisi considerata la differenza fra le velocità della slitta secondo il primo dimensionamento (figura 3.2b), ovvero per un sistema completamente rigido, e quella della slitta nella soluzione del sistema smorzato. In particolare, si è calcolato il modulo di questa differenza, e lo si è rappresentato lungo una rotazione di manovella (figura 7.8)

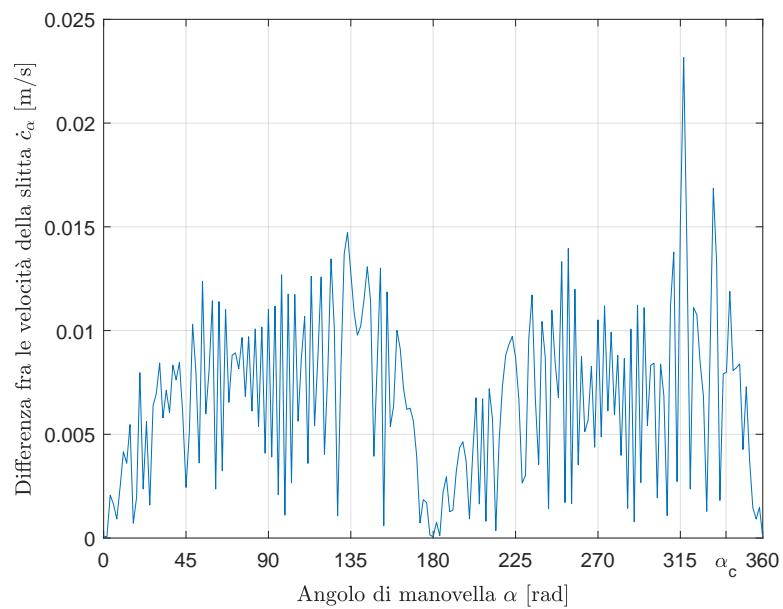


Figura 7.8: Caption

Come si può osservare in figura, la differenza risulta essere minima, e quindi trascurabile.

## Bibliografia

- [1] Pilkey WD; Pilkey DF; Bi Z. *Peterson's Stress Concentration Factors*. John Wiley and Sons, Incorporated, 2020. URL: <https://ebookcentral.proquest.com/lib/polimi/detail.action?docID=6007460>.
- [2] *Buckling*. Wikipedia. URL: <https://en.wikipedia.org/wiki/Buckling>.
- [3] Giorgio Diana Federico Cheli. *Advanced Dynamics of Mechanical Systems*. Springer Cham, 2016. URL: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-18200-1>.

## Normative

- [4] UNI. 5265:1989.
- [5] UNI. 5266:1989.
- [6] UNI. 5789:1969.
- [7] ISO. 6336.
- [8] ISO. 6336-2.
- [9] ISO. 6336-3.
- [10] UNI. 8862.