



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

FACOLTA' DI INGEGNERIA

Corso di Laurea triennale in Ingegneria Meccanica

“STUDIO E VERIFICA DI UN BANCO PROVA AMMORTIZZATORE”

“STUDY AND VERIFICATION OF A DAMPER TEST BENCH”

Relatore:

Prof. **Marco Sasso**

Tesi di Laurea di:

Alessandro Quattrini

A.A. 2019/2020

INDICE

1 INTRODUZIONE	3
2 L'AMMORTIZZATORE.....	4
2.1 PROPRIETÀ DINAMICHE	4
2.1.1 SISTEMA MASSA-MOLLA	4
2.1.2 SISTEMA MASSA -MOLLA -SMORZATORE	7
2.1.3 ASPETTI ENERGETICI.....	11
2.2 AMMORTIZZATORE IDRAULICO	13
3 IL DYNOSHOCK 2.....	14
3.1 STRUTTURA DELLA MACCHINA	17
3.2 SENSORI.....	18
4 ANALISI DELLA MECCANICA	20
4.1 ANALISI DEI CINEMATISMI	20
4.1.1 GRADI DI LIBERTÀ.....	20
4.1.2 ANALISI DI POSIZIONE	21
4.1.4 ANALISI DI ACCELERAZIONE	26
4.1.5 STATI CINEMATICI DEL GLIFO OSCILLANTE	27
4.2 CURVE CARATTERISTICHE.....	29
4.2.1 CURVA FORZA-POSIZIONE.....	29
4.2.2 CURVA FORZA-VELOCITÀ.....	31
5 VERIFICA DELLA MACCHINA	33
5.1 ANALISI DEI CARICHI.....	33
5.1.1 FORZA VERTICALE.....	33
5.1.2 MOMENTO TORCENTE	34
5.2 VERIFICA DEI COMPONENTI	35
5.2.1 IL MANOVELLISMO	35
5.2.2 PERNO REGOLABILE	41
5.2.3 ASTA DI SPINTA	44
5.2.4 BARRA CELLA DI CARICO	46

5.2.5 GLIFO	48
5.2.6 PIASTRA E SUPPORTO CUSCINETTI.....	51
5.2.7 MOTORE ELETTRICO.....	53
6 CONCLUSIONI	54
BIBLIOGRAFIA.....	56
RINGRAZIAMENTI.....	57

1 INTRODUZIONE

Il presente elaborato rappresenta la tesi di laurea che conclude il mio percorso di studi in Ingegneria Meccanica ed è il frutto del lavoro svolto presso l'azienda *Soft-Engine S.r.l.* di Falconara M.ma. La *Soft-Engine* ha una lunga tradizione nello sviluppo e progettazione dei software motoristici e dei banchi prova potenza per ogni tipo di veicolo e motore. Più recentemente l'azienda ha lavorato ad una linea di banchi prova ammortizzatore e proprio uno di questi è oggetto della presente tesi. In particolare i banchi prova ammortizzatore della linea *Dynoshock* sono macchine che permettono di testare le prestazioni di ammortizzatori, quali la forza in funzione dello spostamento e della velocità nonché la temperatura dell'olio durante il test. La linea è sviluppata su più modelli: dal più piccolo *Dynoshock 2*, oggetto della tesi, al più grande *Dynoshock "R"* capace di testare ammortizzatori di grandi dimensioni, come quelli dei treni.

Nei capitoli successivi verranno trattate le seguenti tematiche:

- Funzionamento e principi dell'ammortizzatore: per comprenderne l'utilizzo e le proprietà fondamentali per la progettazione della macchina.
- Studio della macchina e della prova dell'ammortizzatore: dove sarà descritto nel dettaglio il modo in cui la macchina lavora e i sensori di cui è equipaggiata.
- Studio del cinematismo a glifo oscillante e del biella-manovella: contenente l'analisi di posizione, velocità e accelerazione, e andamento delle sollecitazioni da esso generate sulla meccanica.
- Verifica statica e a fatica, analitica e tramite *fem*, dei principali componenti della meccanica.

L'obiettivo del seguente elaborato è quello di applicare alcune delle teorie proprie del corso triennale di Ingegneria Meccanica e di confrontarle con il comportamento reale della macchina sia dal punto di vista dinamico che dal quello strutturale. Nei capitoli successivi verranno trattati aspetti della Meccanica Applicata e della Costruzione di Macchine e per alcuni componenti della meccanica verrà presentata una simulazione ad elementi finiti come ulteriore spunto di confronto.

Altra precisazione che si ritiene doveroso fare è che il banco prova oggetto della trattazione è solo un prototipo ancora non sottoposto a test sperimentali e sarà quindi oggetto di modifiche di produzione, con l'auspicio che il presente elaborato fornisca un valido contributo nella scelta delle stesse.

2 L'AMMORTIZZATORE

In questo primo capitolo viene data una descrizione qualitativa dell'ammortizzatore, dispositivo oggetto dei test del banco prova, per comprenderne il funzionamento e le sue proprietà dinamiche.

2.1 PROPRIETÀ DINAMICHE

2.1.1 SISTEMA MASSA-MOLLA

L'ammortizzatore è un dispositivo che ha lo scopo di smorzare un'oscillazione riportando il sistema ad una condizione di equilibrio. Dal punto di vista energetico la sua funzione è quella di dissipare energia meccanica. Tale energia viene convertita in calore e trasferita ad un fluido o gas. Nel caso degli ammortizzatori elettromagnetici una parte dell'energia fluisce in lavoro elettrico e una parte in calore.

Volendo fornire una spiegazione più dettagliata dell'importanza della funzione dell'ammortizzatore è possibile prendere come esempio una sua tipica applicazione in campo automobilistico e quindi pensare alla sospensione di un autoveicolo. La sospensione è il dispositivo completo dotato di molla e ammortizzatore. Immaginando una vettura che percorre un terreno dissestato, la sospensione impedisce alle sollecitazioni dovute al terreno sconnesso di propagarsi nel telaio della vettura con tutti i benefici che questo comporta. Il compito della molla è quello di immagazzinare energia potenziale e scaricare sul telaio la forza d'urto col terreno sconnesso lungo un arco di tempo più lungo. Infatti prendendo in esame un sistema con massa m , molla e forzante costante F e ricavando l'equazione della forza elastica in funzione del tempo con condizioni iniziali fissate : $x(0) = 0$ (2.1) ; $\dot{x}(0) = 0$ (2.2)

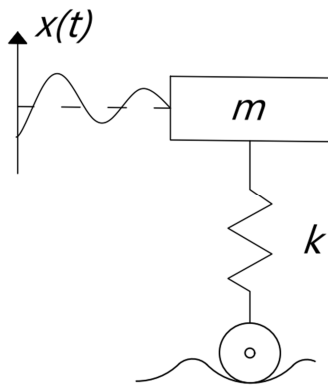


Figura 2.1: Sistema massa-molla.

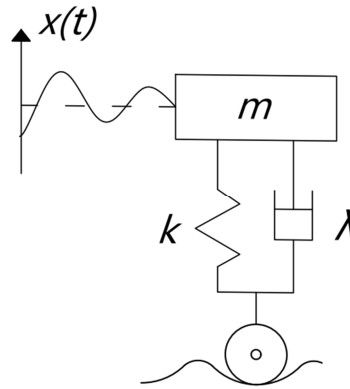


Figura 2.2: Sistema massa-molla-smorzatore.

L'equazione del sistema proiettata nella sola direzione x è:

$$m\ddot{x} + kx = F \tag{2.3}$$

Risolviendo e esplicitando la forza elastica in funzione del tempo si ha:

$$kx = F - F \cos\left(\sqrt{\frac{k}{m}}t\right) \tag{2.4}$$

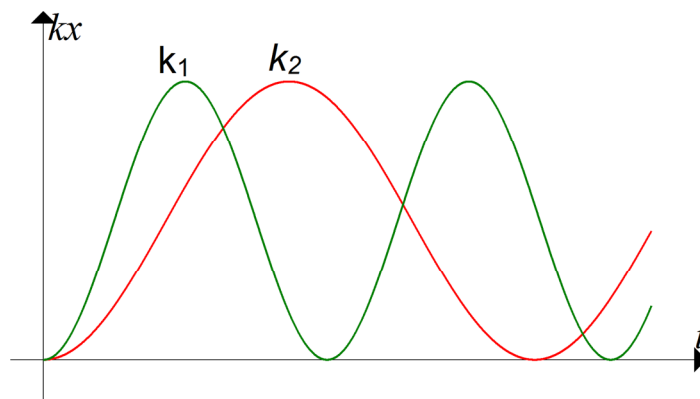


Figura 2.3: Velocità propagazione forza.

Considerando gli istanti iniziali della perturbazione la figura 2.3 rende evidente come una rigidezza $k_1 > k_2$, rimaste costanti F ed m , trasmetta più velocemente la forza al telaio. Dalla (2.4) si nota che la presenza del coseno implica una risposta oscillatoria da parte del sistema anche se sottoposto ad una forzante costante e che per la natura conservativa della forza elastica il sistema tenderà ad oscillare perpetuamente una volta perturbato.

Per comprendere meglio il perché sia fondamentale un ammortizzatore è utile riprendere il precedente sistema massa-molla e questa volta rendere sinusoidale la forzante, per simulare, con una certa approssimazione, la sollecitazione provocata da un terreno sconnesso. La forza sarà dunque $F \cos \omega t$ con $\omega/2\pi$ la frequenza della forza. Riscrivendo l'equilibrio dinamico del sistema:

$$m\ddot{x} + kx = F \cos \omega t \quad (2.5)$$

e sostituendo $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ e $C = \frac{F}{m}$

$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = C \cos \omega t \quad (2.6)$$

ha soluzione con condizioni al contorno (2.1) e (2.2):

$$x(t) = \frac{C[\cos(\omega t) - \cos(\omega_0 t)]}{\omega_0^2 - \omega^2} \quad (2.7)$$

Tale soluzione, valida per $\omega \neq \omega_0$, visualizzata graficamente rende intuitivo il perché il sistema senza ammortizzatore non è una valida soluzione per l'assorbimento di forze sinusoidali.

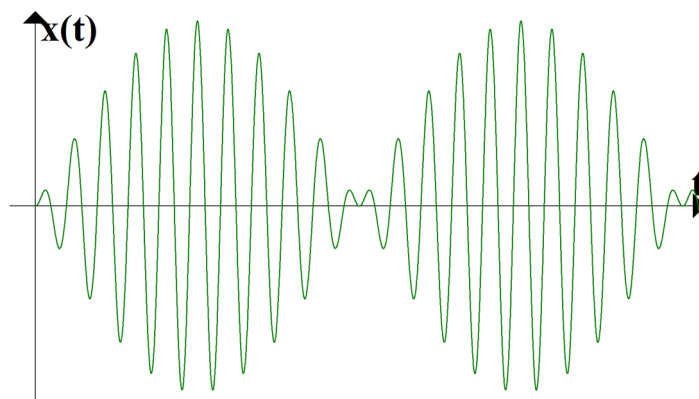


Figura 2.4: Fenomeno dei battimenti.

La figura 2.4 rappresenta l'ampiezza dell'oscillazione in funzione del tempo. Essa tende ad aumentare proporzionalmente a $1/\omega_0^2 - \omega^2$ dando vita al fenomeno dei battimenti per $\omega \rightarrow \omega_0$ fino ad arrivare alla condizione di risonanza quando $\omega = \omega_0$.

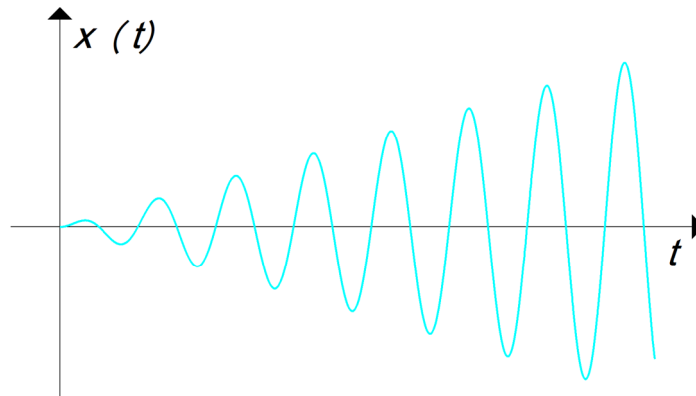


Figura 2.5: Risonanza.

È intuitivo capire che un sistema del genere non è adatto per lo scopo necessario. Sarebbe possibile agire sulla rigidità della molla per ridurre l'ampiezza delle oscillazioni a parità di forza ma questa soluzione andrebbe a scontrarsi con l'altro aspetto visto pocanzi ovvero della trasmissione estremamente rapida della forza al telaio. Ritornando alla ruota della vettura, la tenuta di strada risentirebbe moltissimo della eccessiva ampiezza delle oscillazioni che provocherebbero una significativa se non totale riduzione della reazione vincolare del terreno e di conseguenza dell'attrito tra battistrada e suolo.

2.1.2 SISTEMA MASSA -MOLLA -SMORZATORE

Inserendo nel sistema l'ammortizzatore si ha un significativo cambiamento della risposta del sistema. Utilizzando i parametri già introdotti ed aggiungendo il termine di forza viscosa $\lambda\dot{x}$ dovuto alla presenza dell'ammortizzatore, l'equazione dinamica risulta:

$$m\ddot{x} + \lambda\dot{x} + kx = 0 \quad (2.8)$$

che rappresenta l'oscillatore libero smorzato. Introducendo lo smorzamento $\epsilon = \lambda/2m$ si riscrive l'equazione

$$\ddot{x} + 2\epsilon\dot{x} + \omega_0^2x = 0 \quad (2.9)$$

e senza imporre condizioni al contorno per evitare la scrittura di complesse formule di difficile interpretazione si arriva a tre tipi di soluzione in base al rapporto tra le grandezze ϵ e ω_0 :

per $\epsilon > \omega_0$, si ha il caso sovra smorzato e definiti $A = A_0 \cos \alpha$ e $B = A_0 \sin \alpha$ con α detta fase di oscillazione e A_0 l'ampiezza, la soluzione è nella forma

$$x(t) = e^{-\epsilon t}(Ae^{\Omega t} + Be^{-\Omega t}) \quad (2.10)$$

ovvero un moto di tipo iperbolico evidenziato in verde nella figura 2.6.

Per $\epsilon < \omega_0$, caso sotto smorzato si ha

$$x(t) = A_0 e^{-\Omega t} \cos(\Omega t - \alpha) \quad (2.11)$$

che invece contiene sia un termine oscillatorio rappresentato dal coseno e un termine di smorzamento esponenziale $e^{-\Omega t}$, il moto sotto smorzato è evidenziato in rosso nella figura 2.6.

Per $\epsilon = \omega_0$ si ha lo smorzamento critico ovvero il sistema tende alla posizione di equilibrio nel minor tempo possibile. La soluzione in questo caso è

$$x(t) = e^{-\epsilon t}(A + Bt) \quad (2.12)$$

ed è evidenziata in azzurro.

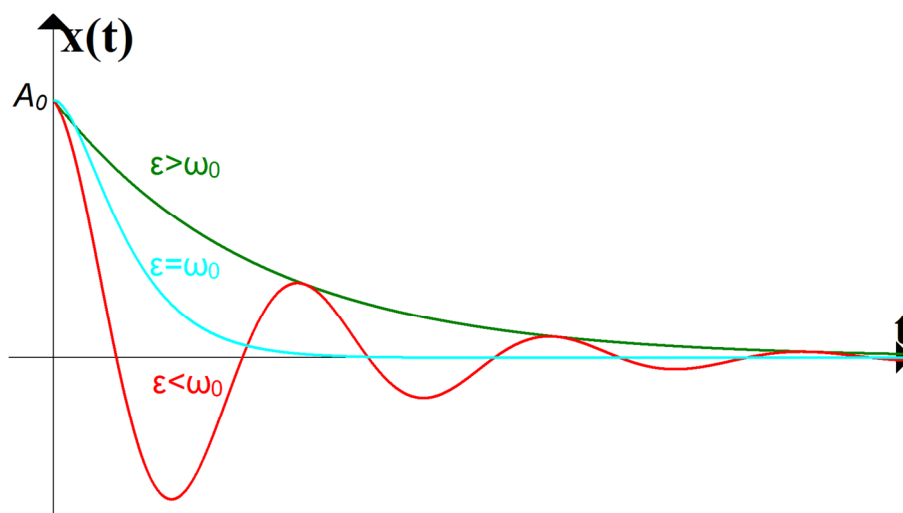


Figura 2.6: Smorzamento.

Questi risultati descrivono il comportamento di un sistema perturbato che torna più o meno velocemente alla condizione di equilibrio grazie all'azione viscosa dell'ammortizzatore che dissipa l'energia meccanica introdotta da una forza esterna. Se invece si vuole verificare come risponde il sistema smorzato ad una forzante costante e metterlo a confronto con la figura 2.3 si ottiene il seguente grafico:

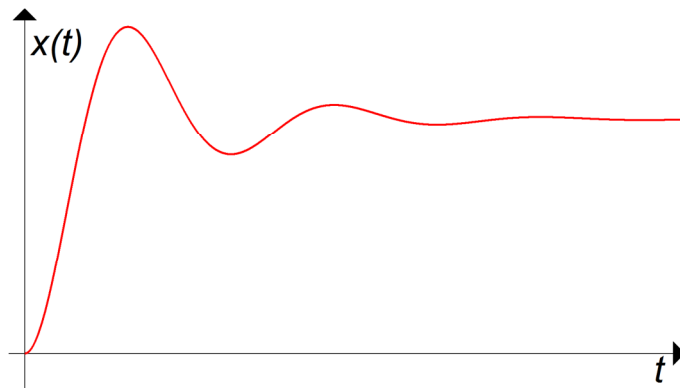


Figura 2.7: Caso sotto-smorzato a forzante costante.

La figura 2.7 mostra come scompare il fenomeno delle oscillazioni perpetue e il sistema si assesti con una certa velocità ad un valore di x costante.

In precedenza si era dimostrato che frequenze di sollecitazione vicine a quella naturale del sistema comportavano un notevole aumento dell'ampiezza delle oscillazioni. Volendo verificare cosa accade quando al sistema si aggiunge l'ammortizzatore si ha:

$$\ddot{x} + 2\epsilon\dot{x} + \omega_0^2 x = C \cos \omega t \quad (2.13)$$

la cui soluzione generale è composta da due termini, uno di oscillazione con ampiezza variabile che tende a zero per tempi lunghi e un secondo termine così scritto

$$x(t) = C \frac{(\omega_0^2 - \omega^2) \cos \omega t + 2\epsilon\omega \sin \omega t}{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\epsilon^2\omega^2} \quad (2.14)$$

che nonostante l'apparente complessità rappresenta un'oscillazione non smorzata alla frequenza ω della forzante. In questa configurazione è possibile verificare che facendo tendere $\omega \rightarrow \omega_0$ non si presenta il fenomeno dei battimenti e che per $\omega = \omega_0$ non si riscontra il fenomeno di risonanza. L'andamento della (2.14) è visibile nella figura 2.8 (a).

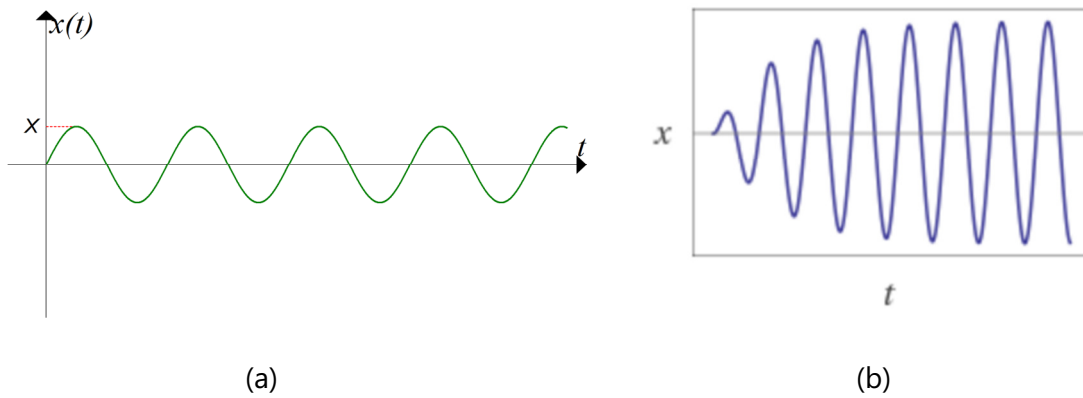


Figura 2.8: oscillatore con ammortizzatore e $\omega = \omega_0$.

Considerando anche gli istanti iniziali della perturbazione con condizioni al contorno le (2.1) e (2.2) si ottiene un andamento della posizione come mostrato in figura 2.8 (b). Risulta evidente che l'ampiezza non tende ad infinito come nella 2.5, infatti per tempi lunghi si stabilizza al valore massimo X , mostrato in figura 2.8 (a), di cui se ne approfondiscono ora le proprietà.

Con il termine X è indicata l'ampiezza dell'oscillazione che può essere scritta in funzione di ω resa costante ω_0 :

$$X(\omega) = \frac{C}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\epsilon^2\omega^2}} \quad (2.15)$$

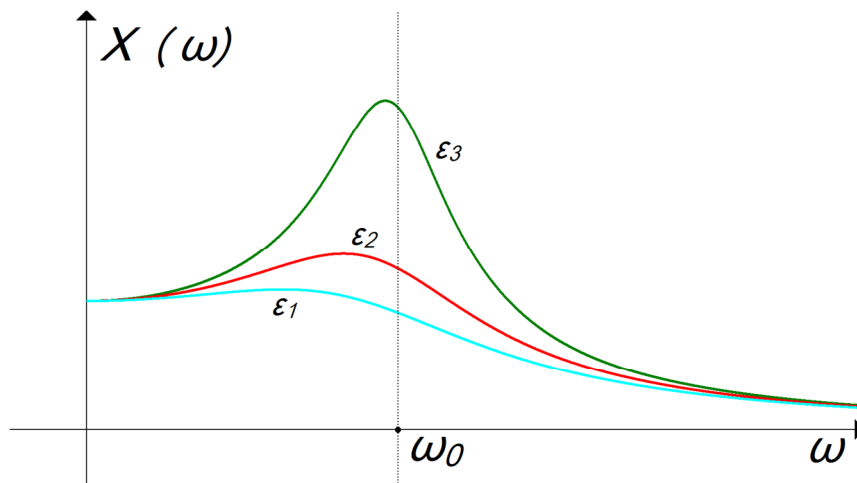


Figura 2.9: Curve di risonanza.

Nella figura 2.9 è rappresentata la (2.15) per valori di $\epsilon_1 > \epsilon_2 > \epsilon_3$ e si può notare che per valori ϵ tendenti a zero l'ampiezza tende ad infinito per $\omega \rightarrow \omega_0$. Oltre a questo aspetto è interessante constatare che maggiore è il valore di ϵ e più a sinistra rispetto a

ω_0 si sposta il valore di ω per cui si ha ampiezza massima. Infatti ponendo uguale a zero la derivata rispetto ad ω della (2.15) si ottiene

$$\omega = \sqrt{\omega_0^2 - 2\epsilon^2} \quad (2.16)$$

che sostituito nella (2.15) da il valore massimo che l'ampiezza dell'oscillazione può raggiungere fissate C, ω_0, ϵ :

$$X_{max} = \frac{C}{2\epsilon\sqrt{\omega_0^2 - \epsilon^2}} \quad (2.17)$$

2.1.3 ASPETTI ENERGETICI

Si è accennato al fatto che l'energia meccanica che entra nel sistema a causa di una forzante esterna viene dissipata in calore. Vi è quindi una conversione di energia meccanica in energia termica e di seguito si vuole dare una brevissima descrizione del fenomeno citando il teorema della Potenza Meccanica per i fluidi, infatti negli ammortizzatori idraulici è proprio il fluido all'interno che accumula calore:

$$\frac{dK}{dt} = W_{F.E.} - W_{D.F.} \quad (2.18)$$

dove K è l'energia cinetica del fluido e al secondo membro si ha al primo termine la potenza dovuta alle forze esterne ovvero proprio la forzante che agisce sulla sospensione, e al secondo termine la potenza spesa dalle forze interne per deformare gli elementi materiali del fluido. Definendo poi l'energia interna del fluido come la differenza tra l'energia totale e quella cinetica ed esprimendone la variazione rispetto al tempo si ottiene

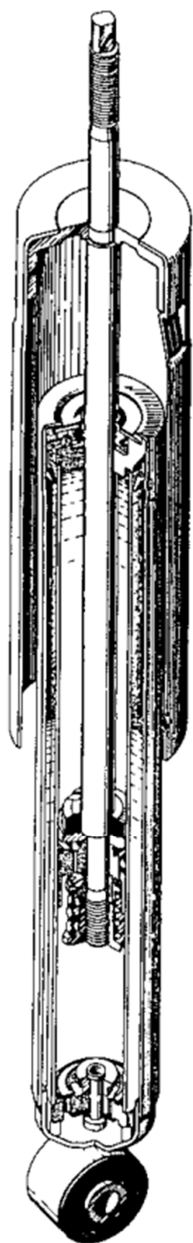
$$\frac{dU}{dt} = W_{D.F.} - \frac{dQ}{dt} \quad (2.19)$$

la (2.19) mette in evidenza come la potenza spesa per la deformazione degli elementi materiali si ritrovi in parte in variazione di energia interna U del fluido e in parte in scambio termico Q con l'ambiente esterno. Si precisa che $U(T, V)$ ma per fluidi incomprimibili $U(T)$ con T la temperatura e V il volume del fluido.

In conclusione, si è voluto dare una spiegazione qualitativa del ruolo fondamentale che ha l'ammortizzatore nella sospensione e sono state introdotte le sue proprietà caratteristiche su cui si basa la progettazione degli stessi nonché dei banchi prova su cui vengono testati.

2.2 AMMORTIZZATORE IDRAULICO

Di tipologie di ammortizzatore ve ne sono svariate, ma per lo scopo di questo testo si ritiene sufficiente riportare una breve descrizione di una tipologia comune di ammortizzatore idraulico.



Il funzionamento è basato sulla resistenza che il fluido di lavoro (olio) incontra nell'attraversare passaggi calibrati e valvole opportunamente tarate. Facendo riferimento al tipo più diffuso, il modello bitubo a doppio effetto, si può dire che nelle parti essenziali l'ammortizzatore è costituito da un corpo cilindrico formato da due tubi coassiali, di cui quello interno ha la funzione di cilindro di lavoro (sempre pieno d'olio) mentre quello esterno (mai completamente pieno) costituisce un serbatoio per l'olio di riserva. Un terzo tubo, esterno agli altri due, ha la funzione protettiva nei confronti dello stelo (copri polvere). Il corpo cilindrico è chiuso superiormente dall'insieme formato da boccia e guarnizione a tenuta d'olio. Attraverso quest'ultima scorre lo stelo, collegato superiormente al telaio e inferiormente allo stantuffo, sul quale sono disposte le valvole di distensione e di compensazione. Lo stantuffo divide il cilindro di lavoro in due camere. Quest'ultimo è chiuso nella parte inferiore dalle valvole di compressione e di aspirazione, che permettono lo scambio di olio con la riserva, mentre il corpo cilindrico nel suo insieme è chiuso da un tappo sul quale è posto l'attacco alla ruota. Gli ammortizzatori possono essere inseriti nelle sospensioni come elementi separati oppure possono costituire parte integrante delle stesse.

Figura 2.10: L'ammortizzatore.

3 IL DYNOSHOCK 2

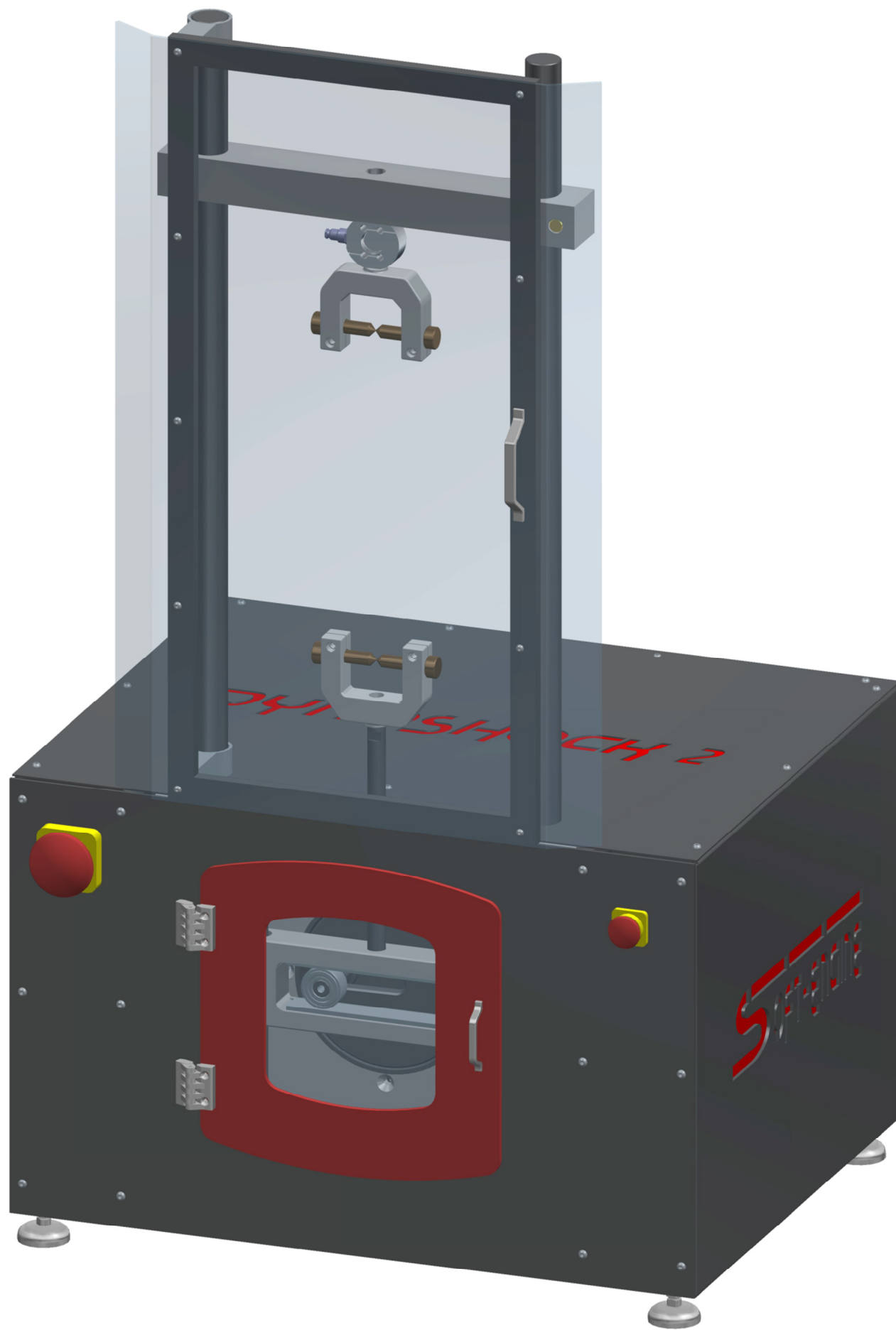
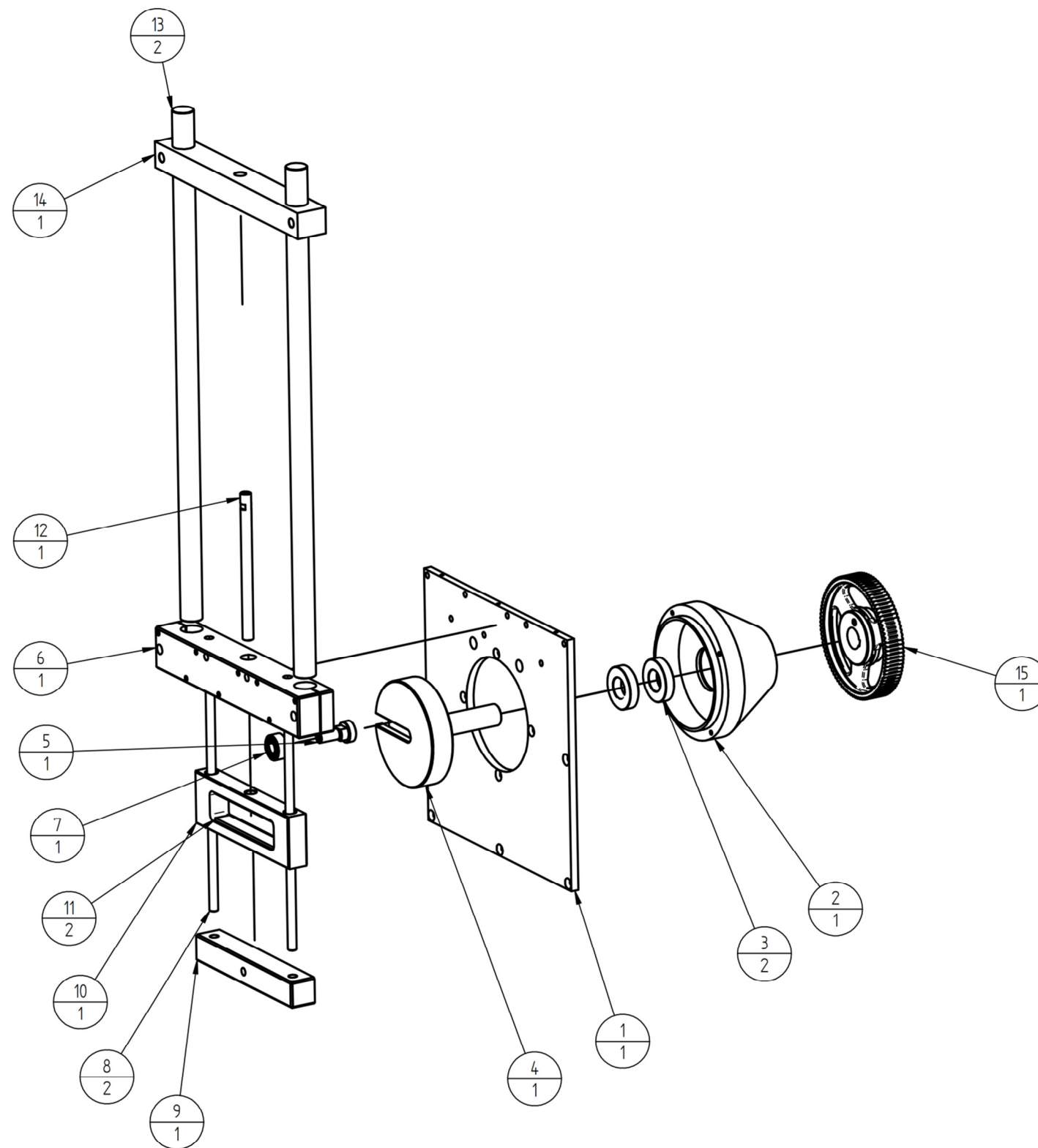


Figura 3.1: *Dynoshock 23D*.



DISTINTA PARTI	
Posizione	Nome
1	PIASTRA FRONTALE
2	SUPPORTO CUSCINETTI
3	CUSCINETTO 6208
4	MANOVELLISMO
5	PERNO REGOLABILE
6	SUPPORTO ASTE
7	CUSCINETTO 3204
8	ASTA GLIFO
9	SUPPORTO ASTE INFERIORE
10	GLIFO
11	BARRE ANTIUSURA
12	ASTA DI SPINTA
13	ASTA SUPPORTO d40
14	BARRA CELLA DI CARICO
15	PULEGGIA 90-8M-30

Figura 3.2: Esploso della meccanica.



Figura 3.3: Render *Dynoshock 2*.

3.1 STRUTTURA DELLA MACCHINA

Il *Dynoshock 2* è un banco prova per ammortizzatori di piccole dimensioni come quelli dei ciclomotori e dei kart. La meccanica della macchina ha lo scopo di sollecitare a trazione e compressione l'ammortizzatore e tramite dei sensori misurarne la forza di reazione, la corsa e la temperatura del fluido.

La meccanica è costituita da un motore elettrico da 2.2 kW che tramite una cinghia dentata *HTD 1040-8M-30* trasmette potenza al manovellismo. Attraverso il meccanismo a glifo oscillante viene convertita la rotazione del manovellismo in moto traslatorio alternato. L'asta di spinta sollecita alternatamente a compressione e a trazione l'ammortizzatore che a sua volta è incernierato ad una cella di carico fissata sulla barra cella di carico. Il manovellismo è racchiuso all'interno del tamburo ed è accoppiato ad esso tramite due cuscinetti *40-80-18 6208 2RS*. Il tamburo a sua volta è collegato tramite viti alla piastra centrale fissata al telaio di lamiera. Dal manovellismo si converte la rotazione in traslazione mediante un perno regolabile che, calettato nell'opportuna sede scavata nel manovellismo, si collega al glifo oscillante mediante un cuscinetto *20 47 20.6 3204-2RS* che scorre su barre d'acciaio rapido anti-usura. Tali sbarre sono necessarie in quanto l'anello esterno del cuscinetto striscia su entrambi i lati del glifo. Il glifo scorre verticalmente su due aste incastrate sul supporto inferiore e su quello superiore saldamente avvitati alla piastra centrale e alla lamiera del telaio (solo quello superiore). Da questo massiccio supporto sono incastrate per attrito le due aste $\varnothing 40$ che reggono lo sportello e la barra cella di carico al quale è fissata appunto la cella di carico. Tale barra, per garantire una veloce regolazione ed adeguarsi alle diverse dimensioni degli ammortizzatori testabili, viene incastrata tramite l'attrito generato da dei perni in ottone che avvitati premono, come fa un grano, sull'asta.

All'interno del telaio è presente anche l'inverter per la regolazione del motore elettrico nonché il quadro elettrico. La gestione della velocità di rotazione e la regolazione della corsa di oscillazione del glifo permettono alla macchina di riprodurre varie tipologie di test. È possibile simulare oscillazioni ampie, come può essere l'incontro di una buca o un dosso, oppure rapide e brevi ad emulare invece un terreno più o meno dissestato.

Un altro tipo di test invece prevede l'impostazione di una forza massima da raggiungere e l'elettronica della macchina aumenta la velocità di rotazione fino al raggiungimento di essa.

Una particolarità che contraddistingue il meccanismo è che il perno regolabile inserito nel manovellismo è fissato tramite interferenza e viene regolato con leggeri colpi di martello (Figura 3.4). Il fatto che un componente regolabile così centrale nella trasmissione della forza sia incastrato per attrito potrebbe suscitare perplessità, ma nei capitoli successivi con l'analisi della dinamica del meccanismo si dimostrerà che questo non è un problema. La regolazione avviene una volta inserita la chiave sull'apposito foro passante sul glifo e sulla piastra centrale, che permette un perfetto allineamento tra lo scavo del manovellismo e quello del glifo (su cui scorre il cuscinetto). Come vedremo nei capitoli successivi, più il perno è disposto ad una distanza radiale maggiore dall'asse di rotazione del manovellismo, più la velocità del glifo sarà elevata a parità di velocità angolare.

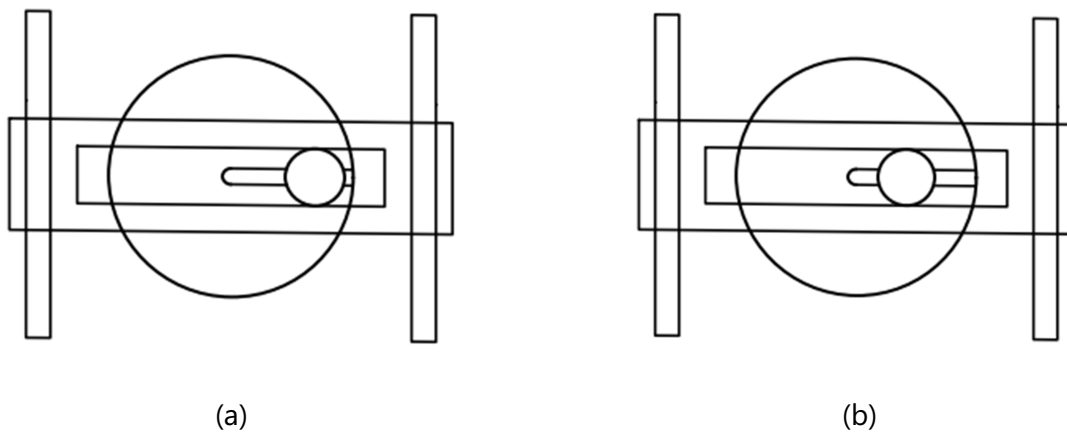


Figura 3.4 (a),(b): Regolazione perno.

3.2 SENSORI

La macchina è dotata di una cella di carico per misurare la forza con cui reagisce l'ammortizzatore. Il fondo scala della cella è di 350 kgf , dato che sarà utilizzato nei capitoli successivi come sollecitazione massima dell'ammortizzatore. È installato anche un trasduttore di posizione che misura la posizione e la velocità con cui il glifo e quindi lo stelo dell'ammortizzatore si muovono. Questi due sensori da soli, comunicando con il software "*SHOCK 3.1*" (sempre sviluppato da *Soft-Engine*), sono in grado di elaborare numerosi grafici come il forza-posizione, forza-velocità, forza-velocità angolare e forza-

velocità assoluta. Per quanto riguarda il monitoraggio della temperatura del fluido, la macchina è dotata di una termocoppia.

4 ANALISI DELLA MECCANICA

In questo capitolo verranno approfonditi gli aspetti cinematici e dinamici del meccanismo a glifo oscillante e per avere una prospettiva più ampia l'analisi sarà svolta anche sul meccanismo biella-manovella, un'alternativa forse più comune per la conversione del moto rotazionale in puro traslatorio poiché evita l'ulteriore strisciamento presente nel glifo dovuto ai vincoli del sistema.

4.1 ANALISI DEI CINEMATISMI

4.1.1 GRADI DI LIBERTÀ

Il primo passaggio fondamentale di questa analisi è ricondurre i due cinematismi a dei modelli che rappresentino le loro condizioni geometriche e topologiche .

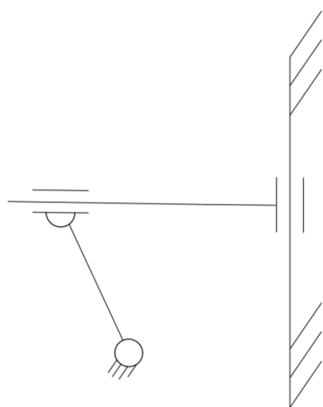


Figura 4.1: Fil di ferro glifo oscillante.

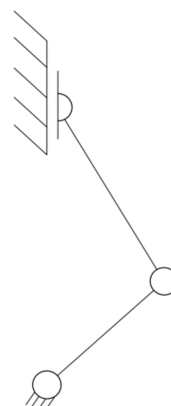


Figura 4.2: Fil di ferro biella-manovella.

Per il glifo oscillante lo schema è costituito da un'asta incernierata a terra di lunghezza pari al raggio R del manovellismo. La prima asta è collegata ad un secondo corpo - il glifo - tramite un vincolo cerniera-pattino e a sua volta egli stesso è vincolato con un pattino a terra. Si hanno quindi due corpi e tre vincoli di cui due sono doppi e uno semplice. La cerniera sulla prima asta ne impedisce le traslazioni nel piano quindi toglie due gradi di libertà, d'ora in poi g.d.l. Il vincolo cerniera-pattino - o carrello - impedisce il moto relativo di traslazione verticale e quindi toglie un solo g.d.l. Infine il pattino impedisce al glifo di traslare orizzontalmente e di ruotare, rimuovendo così altri due

g.d.l. Riassumendo si ha $g.d.l. = 3N_{corpi} - 5 = 1$, si ha quindi un solo parametro indipendente con cui si può esprimere il moto dei corpi del cinematismo.

Nel *Dynoshock* il vincolo di cerniera-pattino è rappresentato dal cuscinetto all'interno del glifo, si era già accennato al fatto che l'anello esterno del cuscinetto strisciasse sulle pareti del glifo e questo aspetto si può pensare che rappresenti il pattino del vincolo cerniera-pattino. Mentre l'anello interno calettato sul perno regolabile è libero di ruotare il relazione all'anello esterno e questo rappresenta invece la cerniera del vincolo semplice.

Passando al biella manovella il modello è leggermente più semplice e consiste in due aste: la prima incernierata a terra e la seconda incernierata alla prima ad un estremo mentre all'altro è vincolata a terra col cerniera-pattino. Anche qui abbiamo due corpi e tre vincoli di cui due doppi e uno semplice, si ha quindi $g.d.l. = 3N_{corpi} - 5 = 1$ come nel caso del glifo oscillante.

4.1.2 ANALISI DI POSIZIONE

Partendo dal glifo oscillante possiamo ridurre ancora il modello sviluppato poco fa come mostrato in figura 4.3 e 4.4:

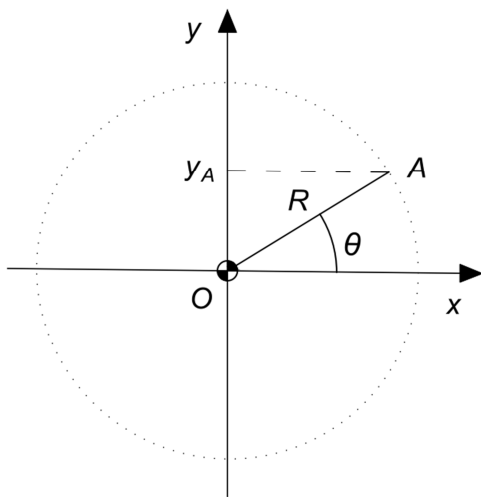


Figura 4.3: Schema glifo.

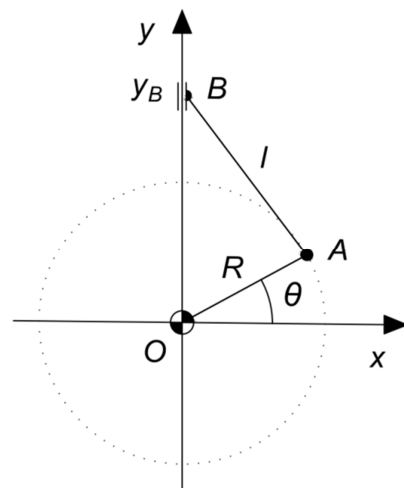


Figura 4.4: Schema biella manovella.

Prendendo come parametro indipendente l'angolo θ è immediato notare che la posizione del glifo è determinata dalla coordinata y dell'estremo A dell'asta di lunghezza R , dove R è la distanza tra l'asse di rotazione del manovellismo e il perno regolabile. La posizione del glifo, che si ricorda essere solidale allo stelo

dell'ammortizzatore, è data da $y_A = R \sin \theta$ (4.1) e il moto risulta essere quello dell'oscillatore armonico.

Per il biella-manovella risulta più complesso determinare la posizione di un punto solidale allo stelo. Seguendo lo schema di figura 4.4, data l'asta OA (la manovella) di lunghezza R vincolata a ruotare in O e l'asta AB (la biella) di lunghezza l , con B vincolato a muoversi sull'asse y , possono essere fatte alcune considerazioni geometriche e ottenere la relazione tra β e θ :

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{R}{l} \cos \theta \right) \quad (4.2)$$

dove $\beta = \widehat{OBA}$. La posizione del punto B solidale allo stelo una volta noti gli angoli risulta essere la proiezione di R ed l lungo l'asse y

$$y_B = R \sin \theta + l \sqrt{1 - \left(\frac{R}{l} \cos \theta \right)^2} \quad (4.3)$$

dove si è sfruttata la relazione notevole: $\cos(\sin^{-1}(f)) = \sqrt{1 - f^2}$ con $f = (R/l) \cos \theta$.

È necessario notare che mentre nel glifo oscillante si ha una sola asta di lunghezza R , nel biella-manovella si ha una seconda asta di lunghezza l non necessariamente uguale ad R . Nonostante questo è possibile constatare sia graficamente che analiticamente che l'ampiezza dell'oscillazione di B è sempre pari a $2R$. Infatti derivando e ponendo a zero la (4.2) si ottengono i valori di $\theta(y_{MAX}) = \pi/2$ e $\theta(y_{MIN}) = -\pi/2$ e per tali valori si ha $y_{MAX} = R + l$ e $y_{MIN} = l - R$ da cui $y_{MAX} - y_{MIN} = 2R$. Si fa notare inoltre che per $R > l$ non è definita la radice presente in y_B infatti per tale condizioni il moto non sussiste per $|R \cos \theta| > l$. Si riportano ora i grafici delle funzioni ottenute:

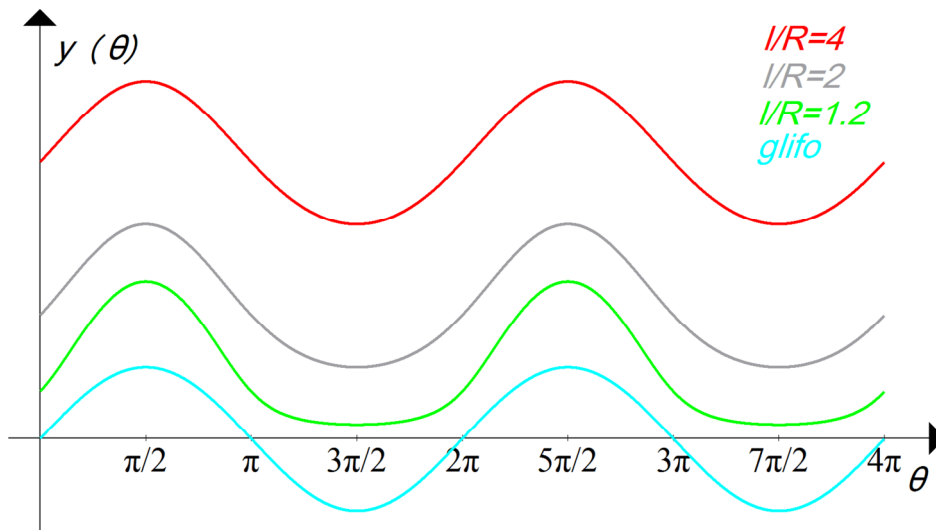


Figura 4.5: Analisi di posizione.

Nel grafico di figura 4.5 sono rappresentati rispettivamente: in azzurro il moto y_A del glifo oscillante, in verde il moto y_B del biella-manovella con $l/R = 1,2$, in grigio y_B con $l/R = 2$, in rosso sempre y_B con $l/R = 4$.

Mentre il glifo oscillante compie un moto armonico, il biella-manovella ha un comportamento diverso man mano che $l \rightarrow R$. Questo fenomeno si comprende meglio guardando la (4.3): per valori di l/R crescenti il termine $\left(\frac{R}{l} \cos \theta\right)^2$ tende a zero e il secondo termine del secondo membro della (4.3) assume valore costante l . Per valori di l/R crescenti, il moto y_B tende sempre più ad essere un moto armonico come quello del glifo oscillante.

Si fa notare che per $\theta = 0$ la posizione è $y_B = l\sqrt{1 - (R/l)^2}$ (4.4) ed aumenta col crescere di l , il moto di B avviene quindi sempre più distante dall'origine O .

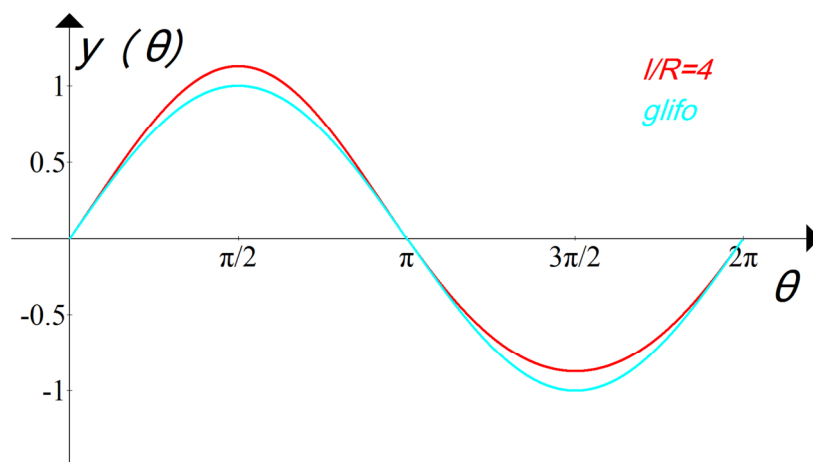


Figura 4.6 (a)

Nella figura 4.6 (a) si è voluto fare un confronto diretto tra la posizione del biella-manovella $l/R = 4$ e quella del glifo. Il biella-manovella è stato traslato sottraendo la (4.4) alla (4.3). In questo caso il grafico è stato ottenuto ponendo $R = 1$. Analizzando il grafico si nota che per $\theta = 0$ il biella-manovella non è al suo punto medio della corsa, questo si deduce dall'asimmetria tra l'ampiezza positiva e quella negativa ma anche verificando che la (4.3) è non nulla per tale valore di θ . Traslando ulteriormente la curva rossa, questa volta facendo coincidere le ampiezze, si arriva alla figura 4.6 (b) e si può apprezzare nel dettaglio la differenza tra i due moti.

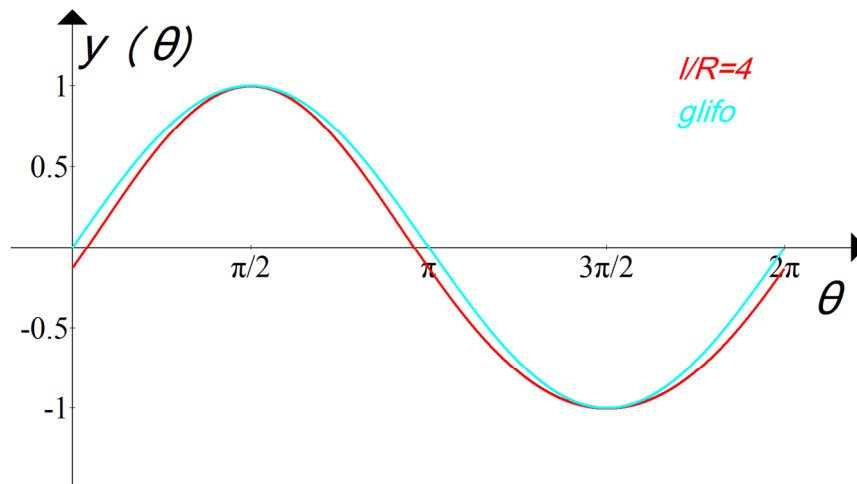


Figura 4.6 (b)

Figura 4.6 (a),(b): Posizione glifo e biella-manovella a confronto.

4.1.3 ANALISI DI VELOCITÀ

Per proseguire nell'analisi è necessario introdurre una relazione tra l'angolo θ e il tempo t . Questa relazione è in funzione dell'azione del motore che genera la rotazione dell'asta OA , nel caso dei test su ammortizzatori il motore lavora per gran parte del tempo a regime costante. Si utilizzerà quindi una relazione lineare $\theta = \omega t$ (4.5) dove $\omega = \dot{\theta}$ detta velocità angolare ed è approssimata a costante in quanto nella realtà si hanno sempre piccole fluttuazioni di ω dovute al ritardo con cui il motore risponde ad una variazione di carico, variazione che come si vedrà in seguito ha valori importanti nel banco prova.

Si riprende le equazione (4.1) del glifo oscillante e si deriva nel tempo ottenendo $\dot{y}_A(\theta) = v_A(\theta) = \omega R \cos \theta$ (4.6). Si ha quindi una dipendenza lineare della velocità di B

sia rispetto ad R che ad ω e quest'ultimo impone anche la frequenza delle oscillazioni $\omega/2\pi$ [Hz].

Passando al biella-manovella viene derivata rispetto al tempo la (4.3) sempre utilizzando la relazione (4.5)

$$\dot{y}_B(\theta) = v_B(\theta) = \omega R \cos(\theta) \left(\frac{R \sin(\theta)}{l \sqrt{1 - \left(\frac{R}{l} \cos \theta\right)^2}} + 1 \right) \quad (4.7)$$

Calcolando i grafici delle funzioni appena ottenute si ottiene:

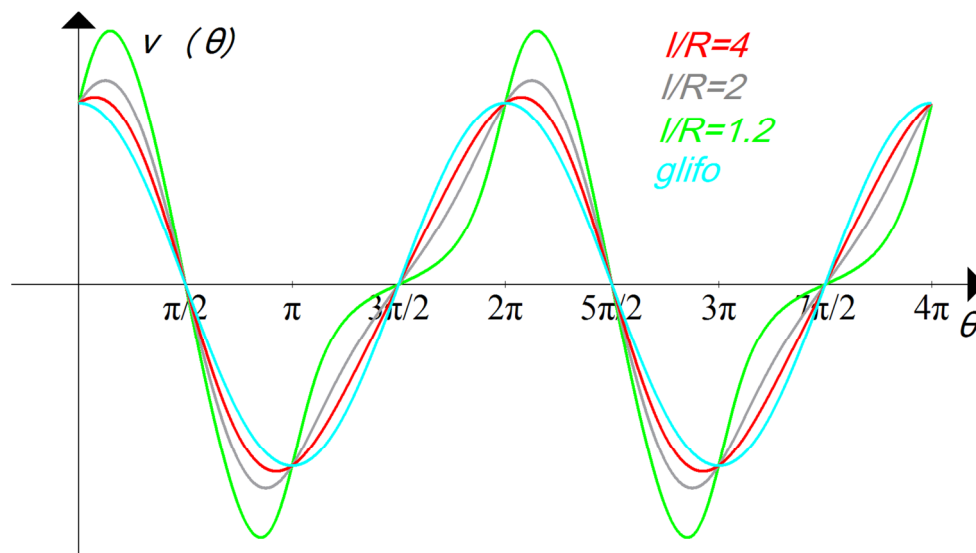


Figura 4.7: Diagramma velocità-posizione.

Gli andamenti delle velocità nella figura 4.7 sono stati calcolati con la stessa ω e con gli stessi parametri di figura 4.5, anche i colori sono stati mantenuti gli stessi al fine di avere una immediato collegamento tra posizione e velocità per le singole configurazioni.

Dal confronto tra le figure 4.5 (posizione) e 4.7 (velocità) si osserva come per il glifo oscillante la velocità sia sfasata di $\pi/2$ rispetto alla posizione il che equivale a dire che lo stelo ha velocità massima quando è al suo punto medio della corsa ed ha velocità nulla quando è ai suoi estremi. Guardando invece al biella-manovella si nota come la velocità sia nulla agli estremi come per il glifo mentre il picco massimo cresce ed è sfasato tanto più $l \rightarrow R$ e che per tale condizione l'andamento della velocità è fortemente irregolare.

4.1.4 ANALISI DI ACCELERAZIONE

L'analisi del cinematismo si conclude con l'analisi di accelerazione: per il glifo si deriva la (4.6) e si ottiene l'accelerazione del moto armonico

$$\ddot{y}_A(\theta) = a_A(\theta) = -\omega^2 R \sin \theta \quad (4.8)$$

Si nota come l'ampiezza e quindi il valore massimo dell'accelerazione sia proporzionale al quadrato di ω e linearmente dipendente da R .

Per il biella-manovella si deriva la (4.7) e senza riportare la soluzione in quanto molto laboriosa e lunga se ne forniscono direttamente i risultati grafici.

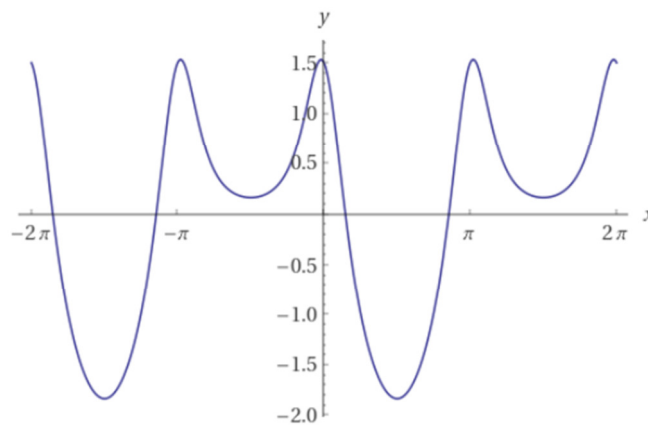


Figura 4.8: Accelerazione biella-manovella $l/R = 1.2$.

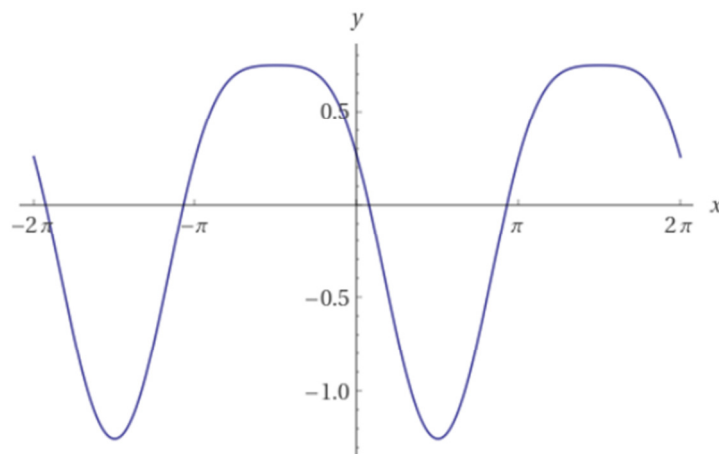


Figura 4.9: Accelerazione biella-manovella $l/R = 4$.

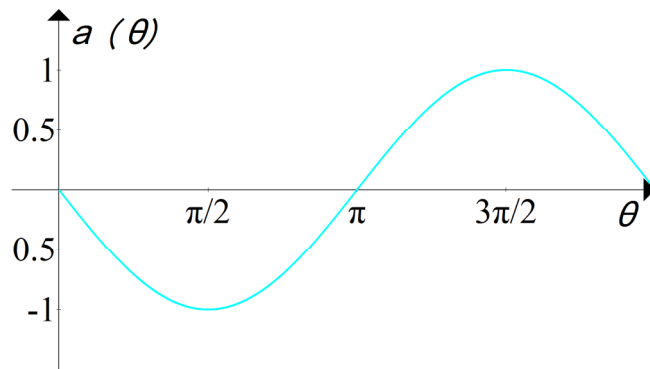


Figura 4.10: Accelerazione glifo oscillante.

Le figure 4.8 e 4.9 sono state riprodotte mediante l'uso di un software alternativo vista la complessità della funzione inserita e vanno lette considerando $x = \theta$, i valori sull'asse $y = a(\theta)$ sono stati ottenuti per R ed ω unitari e risultano evidenti i picchi accelerativi di intensità sempre più alta per $l \rightarrow R$. Tali valori accelerativi possono essere confrontati con la 4.10.

Si nota quindi che per avere una similitudine completa tra le grandezze cinematiche del biella-manovella e glifo oscillante serve un rapporto l/R molto elevato. Eseguendo più volte il calcolo grafico per l'accelerazione si verifica che la ω non influisce sulla forma della funzione e che per avere una sovrapposizione significativa tra le accelerazioni dei due cinematismi serve un $l/R \approx 30$. Inoltre questa asimmetria delle grandezze lungo le fasi di rotazione della manovella risultano poi in una diversa sollecitazione a trazione rispetto alla compressione dell'ammortizzatore il che non facilita la comprensione dei risultati del test.

4.1.5 STATI CINEMATICI DEL GLIFO OSCILLANTE

Ponendo l'attenzione sul cinematismo del glifo oscillante utilizzato dal *Dynoshock* e introdotte le sue reali dimensioni, si riportano gli stati cinematici nei punti notevoli della rotazione del manovellismo:

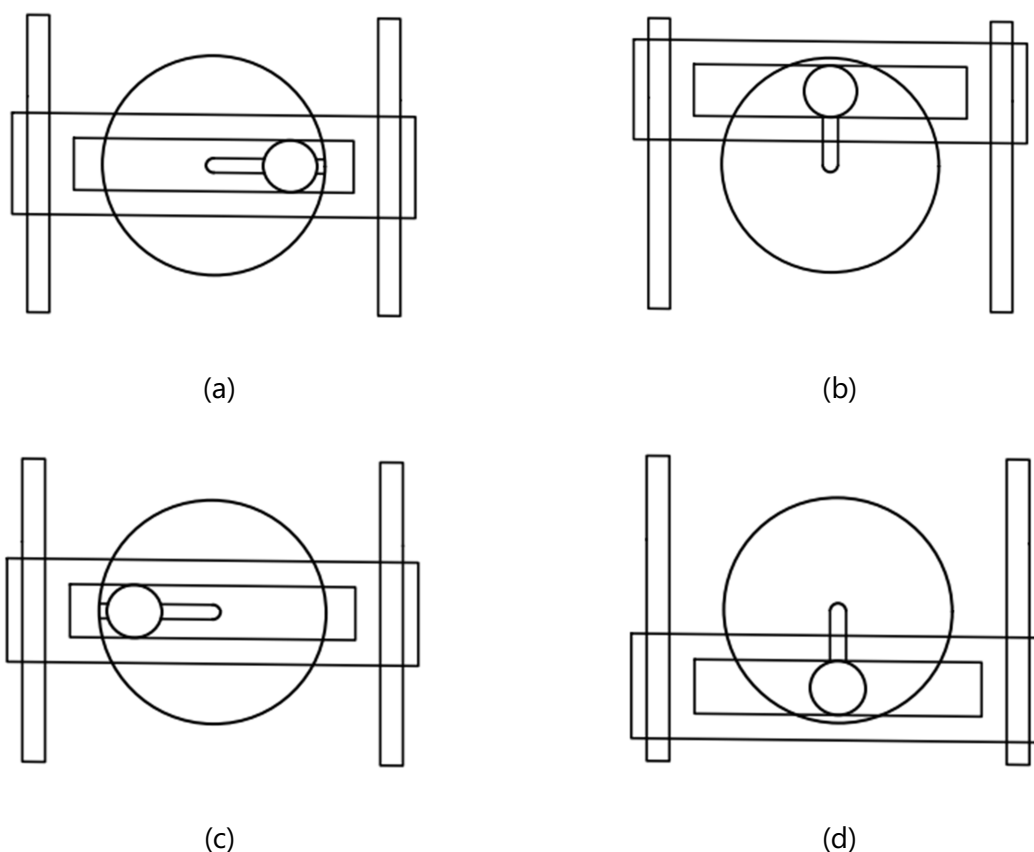


Figura 4.11 (a),(b),(c),(d): Fasi glifo oscillante.

I seguenti dati sono calcolati con i valori reali a cui opera la macchina. Si impone la velocità massima del glifo a $v = 0.6 \text{ m/s}$ e il perno regolabile alla massima distanza dall'asse di rotazione del manovellismo $R = 0.075 \text{ m}$. La velocità angolare sarà quindi $\omega = v/R = 8 \text{ rad/s} = 76.4 \text{ giri/min}$. La velocità del glifo massima è imposta in funzione delle velocità effettive di esercizio dello stelo dell'ammortizzatore.

Figura 4.11	θ	$y(\theta)$	$v(\theta)$	$a(\theta)$
(a)	0	0	0.6 m/s	0
(b)	$\pi/2$	75 mm	0	-4.8 m/s ²
(c)	π	0	-0.6 m/s	0
(d)	$3\pi/2$	-75 mm	0	4.8 m/s ²

Tabella stati cinematici glifo.

Si è preso in riferimento il valore di R massimo perché sarà il parametro con cui si svolgeranno i calcoli del capitolo successivo, è evidente che la velocità v è ottenibile anche per R minori e aumentando la velocità di rotazione. Si fa notare, introducendo un aspetto della dinamica della macchina che verrà discusso nel capitolo successivo, che un aumento della velocità angolare comporta un aumento esponenziale

dell'ampiezza dell'accelerazione, tale aumento si vedrà come può influire sulle sollecitazioni della meccanica.

4.2 CURVE CARATTERISTICHE

È interessante ora analizzare i principali grafici dei test del banco e confrontarli con quelli teorici ricavati considerando la risposta dinamica dell'ammortizzatore come $\lambda\dot{y}$.

4.2.1 CURVA FORZA-POSIZIONE

Il principale grafico di riferimento per un test dell'ammortizzatore è quello forza-posizione (o forza-spostamento) se ne riporta un tipico andamento in figura 4.12.

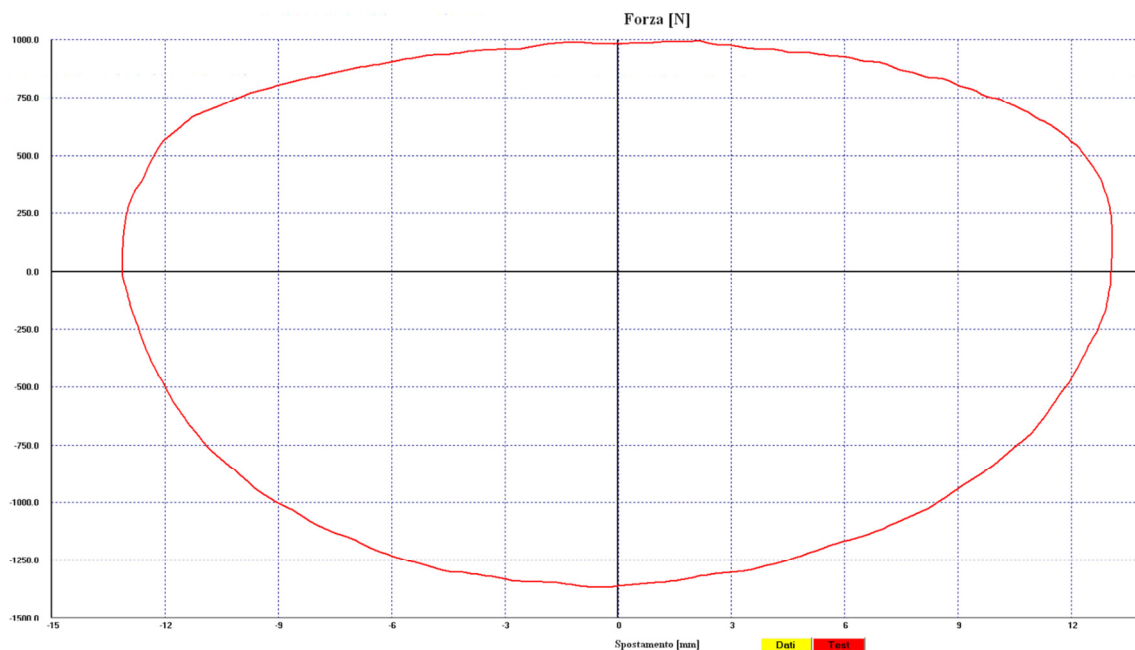


Figura 4.12: Forza-spostamento reale.

Sull'asse y è rappresentata la forza con cui reagisce l'ammortizzatore e sull'asse x la posizione del glifo. Il grafico va letto in senso orario partendo dall'intersezione negativa con l'asse y in questo punto l'ammortizzatore è a metà della fase di espansione ($\theta = \pi$) sebbene la forza sia col segno meno (ciò deriva dalla possibilità che offre il software *SHOCK 3.1* di girare a scelta la rappresentazione del grafico). Si conclude la trazione al

punto morto inferiore ($\theta = 3\pi/2$) dove lo spostamento è massimo e comincia la fase di compressione. Si passa di nuovo per il punto medio ($\theta = 0$) fino ad arrivare al punto morto superiore ($\theta = \pi/2$) dove termina la compressione e comincia una nuova fase di espansione. Il grafico ricorda la forma di un'ellisse tuttavia presenta una forte asimmetria tra la fase espansiva e quella di compressione.

È interessante verificare se è possibile ricavare una forma del grafico forza-spostamento simile a quella in figura 4.12 con il modello teorico dell'ammortizzatore $\lambda\dot{y}$. Considerando sempre $\dot{\theta} = \omega = \cos t$ si scrive la (4.6) in funzione della (4.1) e si moltiplica per λ

$$\lambda\dot{y} \sin \theta = \lambda\omega y \cos \theta \quad (4.9)$$

si raccoglie la cotangente e dalla (4.1) si esprime $\theta = \sin^{-1}(y/R)$ ed utilizzando la formula notevole $\cot(\sin^{-1}(f)) = \sqrt{1-f^2}/f$ con $f = y/R$. Si arriva alla forma

$$\lambda\dot{y} = \lambda\omega R \sqrt{1 - \left(\frac{y}{R}\right)^2} \quad (4.10)$$

Si cerca ora di riscrivere l'equazione nella forma della quadratica dell'ellisse piano. Il fatto che tale ellisse giaccia sul piano forza-spostamento e quindi $\lambda\dot{y}(y)$ impone che i semi assi dell'ellisse siano rispettivamente lo spostamento massimo R e la forza massima $\lambda R\omega$ ottenuta per $\theta = 0$ e $\theta = \pi$. Lavorando la (4.10), si ricava l'effettiva forma quadratica

$$\frac{(\lambda\dot{y})^2}{(\lambda\omega R)^2} + \frac{y^2}{R^2} = 1 \quad (4.11)$$

che nella sua forma grafica un'ellisse. Dalla (4.11) si deduce che l'ellisse è tanto più schiacciato sull'asse della posizione tanto più sono bassi i valori di λ, ω .

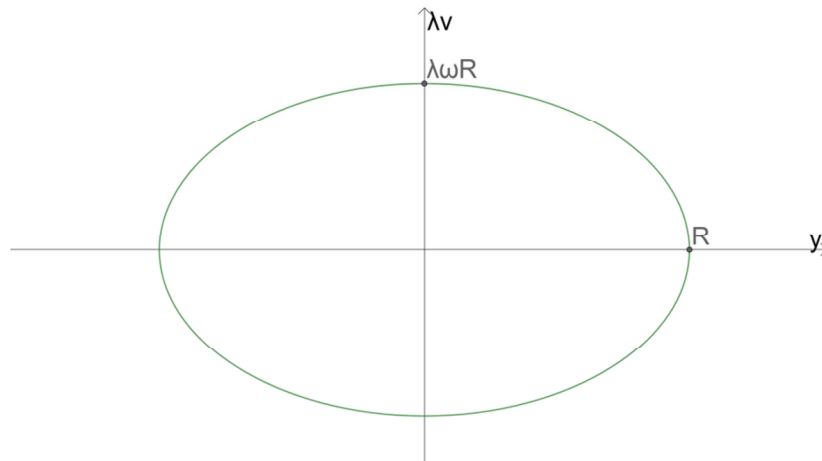


Figura 4.13: Ellisse forza-spostamento.

Dal confronto delle figure 4.12 e 4.13 si intuisce che il coefficiente λ , supposto costante nella teoria, nella pratica non lo è. Tale coefficiente infatti dipende dai parametri costruttivi dell'ammortizzatore che come si è già detto nel secondo capitolo ha la funzione di dissipare l'energia potenziale accumulata dalla molla. Quindi quando la sospensione viene compressa da una forza esterna l'ammortizzatore "lascia" lavorare la molla ed entra in azione in fase di espansione, quando la molla rilascia l'energia potenziale per ritornare alla posizione di partenza. Da qui si deduce il perché nella fase espansiva l'ammortizzatore offre una resistenza maggiore rispetto alla fase di compressione. Tale effetto è ottenuto con l'opportuna progettazione dei sistemi valvolari all'interno dell'ammortizzatore. Più in generale ciò comporta che il coefficiente λ può avere anche un comportamento digressivo e quindi ridursi all'aumentare della velocità oppure progressivo se aumenta con essa.

4.2.2 CURVA FORZA-VELOCITÀ

Questo aspetto della risposta dell'ammortizzatore si intuisce immediatamente se si analizza la curva reale forza-velocità.

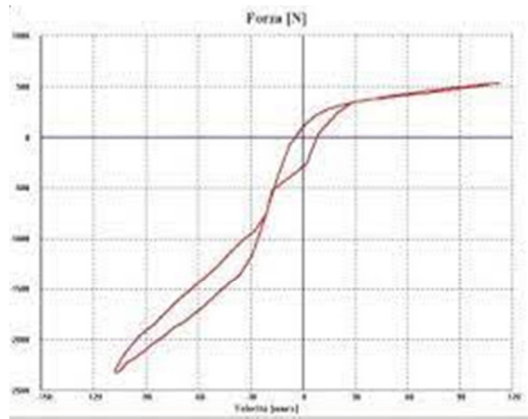


Figura 4.14: Diagramma forza-velocità reale.

Nella figura 4.14 dove sull'asse delle ordinate è rappresentata la forza e sulle ascisse la velocità del glifo, oltre ad essere evidente la variazione di λ che non è altro che la pendenza della curva si nota un'altra particolarità presente solo nella curva reale ed è il diverso percorso che fa la stessa in relazione alla fase espansiva o compressiva dell'ammortizzatore. Nel caso ideale anche se si avesse un λ funzione della velocità si avrebbe comunque una funzione iniettiva. Quella che si vede invece nella 4.14 è una curva d'isteresi ovvero di ritardo dovuto all'inerzia dei sistemi valvolari aventi diversa sensibilità all'accelerazione e alla decelerazione. A scopo illustrativo si riporta nella figura 4.15 l'andamento della forza in funzione della velocità assoluta nel caso digressivo (a), lineare (b), progressivo (c). Si fa notare che con "Fe" si indica la forza in fase di espansione dell'ammortizzatore, mentre "Fc" quella di compressione. Il grafico teorico figurerebbe come il (b) solo con una sola retta poiché il coefficiente λ è lo stesso per entrambe le fasi.

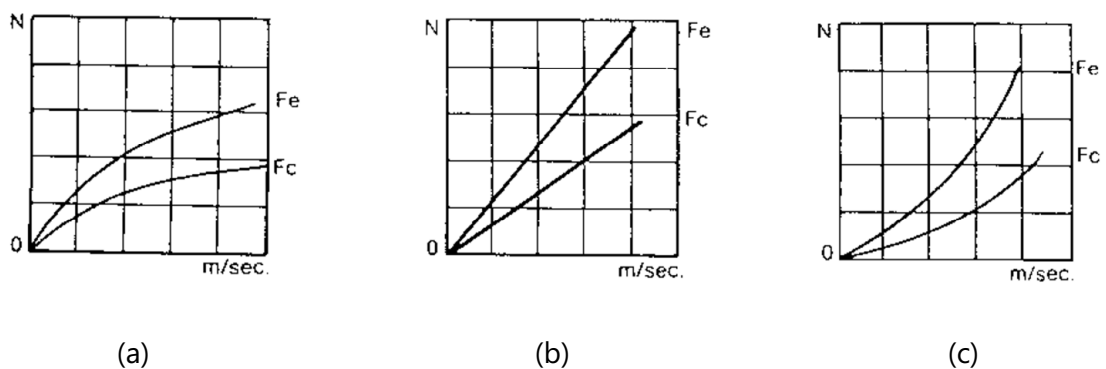


Figura 4.15 (a),(b),(c): Andamento forza-velocità assoluta.

5 VERIFICA DELLA MACCHINA

Con questo ultimo capitolo si esegue la verifica delle principali componenti meccaniche del *Dynoshock*. Per eseguire la verifica è necessario prima determinare i carichi reali agenti sulla meccanica.

5.1 ANALISI DEI CARICHI

5.1.1 FORZA VERTICALE

Si vuole determinare innanzitutto la forza massima per la verifica statica e i valori massimi e minimi per la verifica a fatica. Approcciando il problema dal punto di vista teorico sarebbe opportuno considerare che la lunga catena di trasmissione della forza che collega il manovellismo da cui arriva la potenza meccanica e lo stelo dell'ammortizzatore che la dissipa è formata dal glifo, l'asta di spinta e la forchetta. Questo aspetto suggerisce di prestare attenzione ai contributi inerziali delle masse dei suddetti componenti e che se tali contributi fossero rilevanti la forza che agirebbe sullo stelo e quella che agirebbe sul perno regolabile sarebbero significativamente diverse e andrebbero quindi opportunamente valutate per i singoli componenti della verifica.

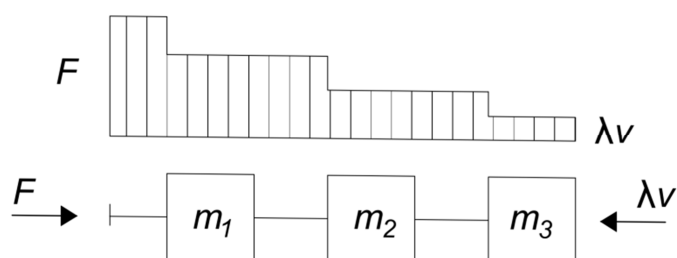


Figura 5.1: Riduzione della forza a causa delle inerzie.

Tuttavia, inserendo i valori reali di velocità angolare a cui opera la macchina e la massa dei suddetti componenti, è possibile confrontarli con il coefficiente di smorzamento e si può tranquillamente semplificare il problema considerando nulli i termini inerziali. Considerando infatti i valori tipici delle forze che la cella di carico misura (si veda la

figura 4.12) e prendendo il fondo scala della cella di carico di 350 kgf si può ricavare, per ω e R tipici della macchina, che il coefficiente λ assume valori anche di due ordini di grandezza superiori a quelli della sommatoria delle masse in gioco. In oltre, complice lo sfasamento tra velocità e accelerazione del cinematismo, si è visto che alla velocità massima corrisponde accelerazione nulla. Questo significa che il contributo delle forze viscosse è approssimabile al contributo totale delle forze resistenti al moto. L'andamento della forza assiale F che agisce sul perno regolabile è quindi uguale a $\lambda \dot{y}$ e nelle condizioni di massimo sforzo teorico oscillerà tra $\pm 350 \text{ kgf} \cong 3430 \text{ N}$.

5.1.2 MOMENTO TORCENTE

Il momento torcente che agisce sul manovellismo è generato dalla forza F che spinge sul perno regolabile ruotante attorno all'asse del manovellismo. Può essere scritto quindi come il prodotto tra la forza F e la distanza $d(\theta) = R \cos \theta$ come illustrato in figura 5.2

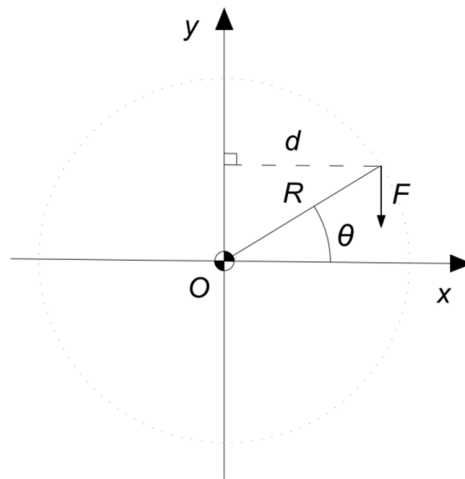


Figura 5.2: Schema momento torcente.

la cui formula è $M_T(\theta) = -\lambda \dot{y} R \cos \theta = -\lambda \omega R^2 \cos^2 \theta$ dove il segno meno sta a significare una torsione in senso orario. Il momento ha quindi andamento sinusoidale la cui ampiezza è linearmente proporzionale a λ, ω e al quadrato di R . Essendo anche questa grandezza variabile risulta necessario conoscerne gli estremi per la verifica a fatica. Si è parlato nel capitolo precedente del fatto che la relazione teorica della risposta dinamica dell'ammortizzatore discorda da quella reale per via dell'andamento non lineare rispetto alla velocità. Questo comporta che il momento torcente abbia due picchi di diversa intensità, per la verifica si utilizzerà comunque la relazione teorica dello

smorzamento in quanto l'andamento del torcente così ricavato risulta essere più stressante per il manovellismo.

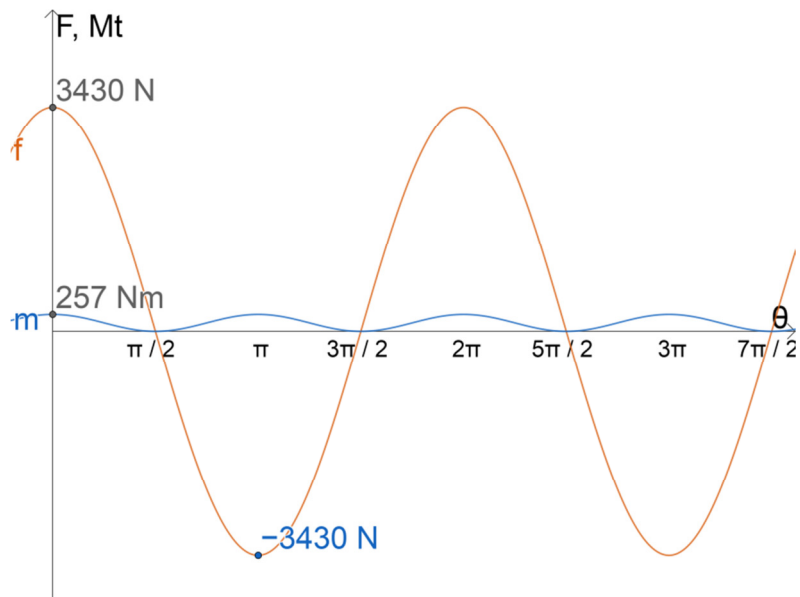


Figura 5.3: Momento torcente e forza F .

5.2 VERIFICA DEI COMPONENTI

5.2.1 IL MANOVELLISMO

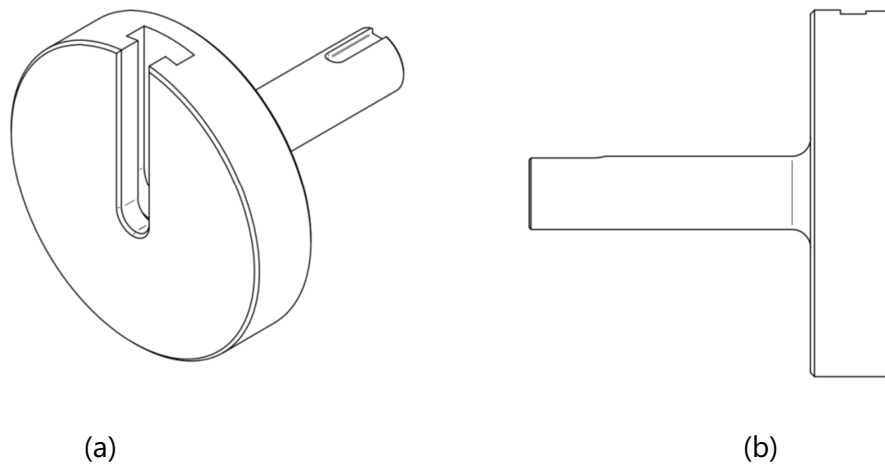


Figura 5.4 (a),(b): Manovellismo.

Il manovellismo è l'albero che trasmette la potenza e governa il glifo oscillante.

Materiale: *Acciaio C40* $\sigma_R = 525 \text{ MPa}$; $\sigma_S = 290 \text{ MPa}$; $E = 200 \text{ GPa}$

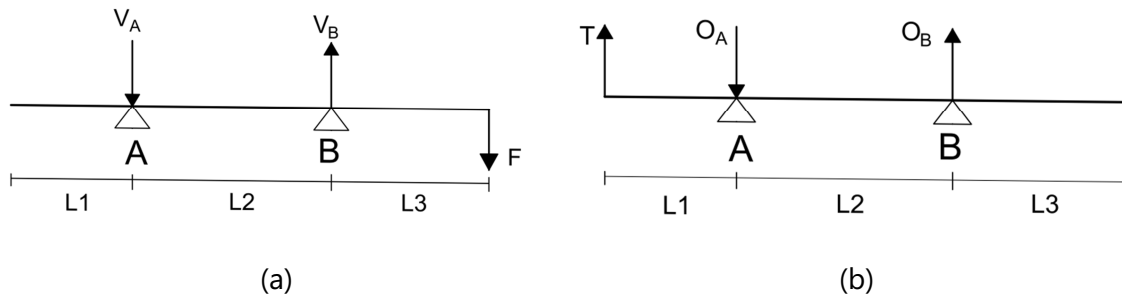


Figura 5.5 (a),(b): Schema fil di ferro verticale (a) e orizzontale (b).

Con T tiro della cinghia dentata, V_A, V_B, O_A, O_B reazioni vincolari dei cuscinetti ed F la forza che arriva dall'ammortizzatore. Date le lunghezze $L_1 = 50$; $L_2 = 82$; $L_3 = 65$ [mm]

Il tiro $T = \frac{2M_T}{D_p} = 2240 \text{ N}$ con $D_p = 229 \text{ mm}$ diametro primitivo della puleggia condotta.

Data la natura oscillatoria delle forze verrà considerato anche il tiro come oscillante tra zero e T .

Si mette in equilibrio il manovellismo:

$$\text{Traslazione verticale: } V_B - V_A - F = 0$$

$$\text{Rotazione piano verticale: } F(L_2 + L_3) - V_B L_2 = 0$$

$$\text{Traslazione orizzontale: } T - O_A + O_B = 0$$

$$\text{Rotazione piano orizzontale: } T L_1 - O_B L_2 = 0$$

Si ottengono le reazioni vincolari

$$V_A = 2719 \text{ N}; V_B = 6149 \text{ N}; O_A = 3606 \text{ N}; O_B = 1366 \text{ N}$$

Si fa notare che la flessione verticale dovuta ad F oscillante comporta una situazione di carico opposta a quella del diagramma. Si ricavano i momenti flettenti massimi e in corrispondenza del punto C corrispondente alla variazione di sezione in $L = 45 \text{ mm}$ dall'estremo destro.

$$M_A = 112 \text{ Nm}; M_B = 224 \text{ Nm}; M_C = 154 \text{ Nm}$$

Si riportano i diagrammi del momento flettente e torcente:

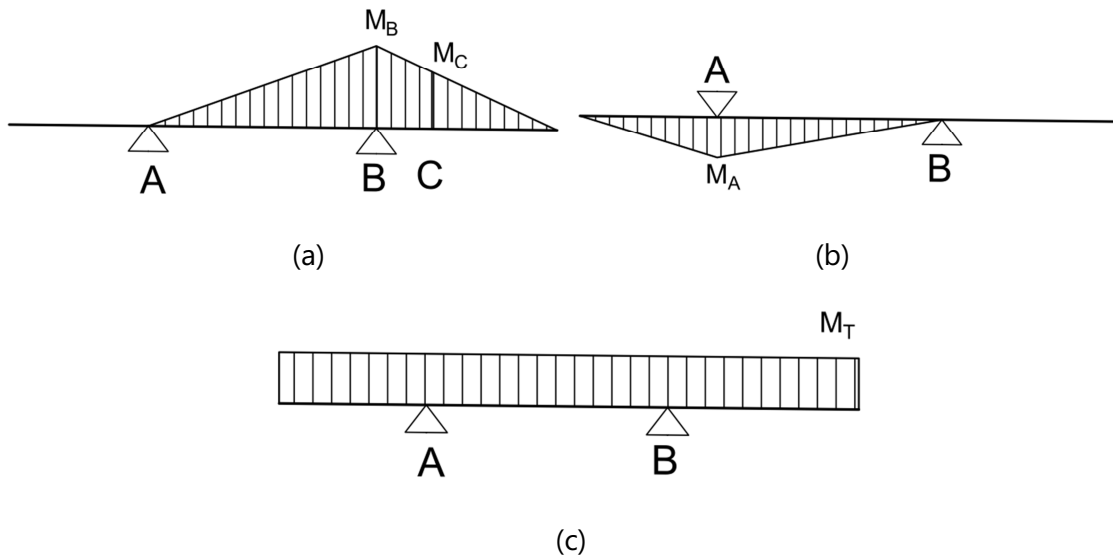


Figura 5.6 (a),(b),(c): Diagrammi flessione verticale (a), flessione orizzontale (b), torcente(c).

Si ricavano ora le tensioni generate dalle precedenti grandezze nei punti di maggior sollecitazione, ovvero B ed C considerando la sezione di $\varnothing 40$:

$$\sigma_{f,B} = \frac{32 \cdot 10^3 M_B}{\pi d^3} = 35.65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{f,C} = 24.5 \text{ MPa}$$

$$\tau_B = \tau_C = \frac{16 \cdot 10^3 M_T}{\pi d^3} = 20.45 \text{ MPa}$$

La tensione equivalente per von Mises è

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{f,B}^2 + 3\tau_B^2} = 50.25 \text{ MPa}$$

calcolata nel punto B avendo considerato che il fattore d'intaglio è uno per via della duttilità del materiale. Il coefficiente di sicurezza statico prendendo come tensione di riferimento quella di snervamento è $X_S = \frac{\sigma_s}{\sigma_e} = 5.77$.

Per la vita a fatica occorre innanzi tutto tenere in considerazione anche il punto C nel quale è presente una significativa variazione di sezione. Per il punto B si ricavano ora le tensioni alterne e medie di flessione e torsione. L'azione dinamica della forza dell'ammortizzatore fa sì che esista un punto D della sezione dell'albero $\varnothing 40$ che si trova ad essere sollecitato a torsione e trazione (dovuta alla flessione). Prendendo $\theta_1 = 0$ e $\theta_2 = \pi/2$, un punto E che per θ_1 si trova sull'asse x parallelo allo scavo del perno regolabile ed un punto D come in figura 5.7. Si può verificare che il punto D

ruotando si trova sempre nel punto di massima tensione di torsione e trazione dovuta alla flessione per $\theta = 0$ e $\theta = \pi$. Si ricorda che la forza F cambia direzione quando il perno e quindi il punto E passano l'angolo θ_2 .

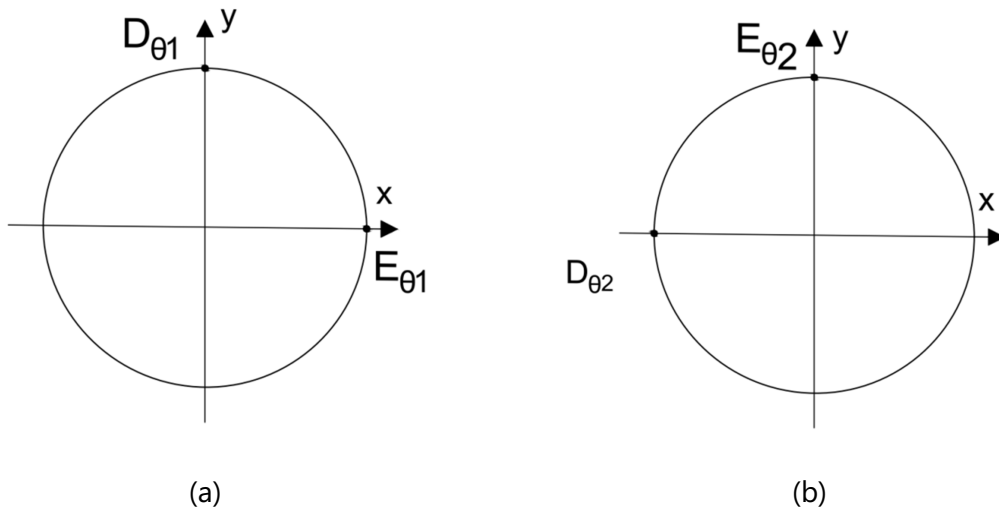


Figura 5.7 (a),(b): Moto del punto D .

Si riportano quindi i valori della tensione per il punto B :

$$\sigma_{MAX} = \sigma_{f,B} = 35.65 \text{ MPa} ; \sigma_{min} = 0$$

$$\tau_{MAX} = 20.45 \text{ MPa} ; \tau_{min} = 0$$

Si ottengono così le tensioni alterne e medie

$$\sigma_a = \sigma_m = \frac{\sigma_{MAX}}{2} = 17.83 \text{ MPa} ; \tau_a = \tau_m = \tau_{MAX}/2 = 10.23 \text{ MPa}$$

da qui si ricavano le tensioni medie e alterne equivalenti che hanno stesso valore

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = 25.12 \text{ MPa}$$

Si verifica ora la tensione nominale di esercizio

$$\sigma_N = \frac{\sigma'}{1 - \frac{\sigma'}{\sigma_S}} = 28.95 \text{ MPa}$$

Passando al punto C dove è presente la variazione di sezione si ripete la precedente procedura per le tensioni equivalenti:

$$\sigma_{MAX} = 24.5 \text{ MPa} ; \tau_{MAX} = 20.45 \text{ MPa} ; \sigma_{min} = \tau_{min} = 0$$

$$\sigma_a = \sigma_m = 12.25 \text{ MPa} ; \tau_a = \tau_m = 10.23 \text{ MPa}$$

vanno ricavati ora i fattori d'intaglio K_t per la flessione e la torsione, si ottengono con $D/d = 4.95$ e $r/d = 0.25$ e sono $K_{t,flessione} = 1.42$, $K_{t,torsione} = 1.3$ (quest'ultimo stimato con approssimazione). Si calcolano poi per la sensibilità all'intaglio $\rho = 0.44$ e $q = 0.826$. I fattori effettivi d'intaglio sono $K_{e,flessione} = 1.34$ e $K_{e,torsione} = 1.25$.

Si ottengono le tensioni alterne e medie equivalenti

$$\sigma'_a = \sqrt{(K_{e,flessione}\sigma_a)^2 + 3(K_{e,torsione}\tau_a)^2} = 27.56 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} = 21.54 \text{ MPa}$$

La tensione nominale di esercizio è quindi

$$\sigma_N = \frac{\sigma'_a}{1 - \frac{\sigma'_m}{\sigma_S}} = 29.77 \text{ MPa}$$

Si conclude la verifica andando a calcolare il coefficiente a vita infinita per il punto C che risulta essere il più sollecitato:

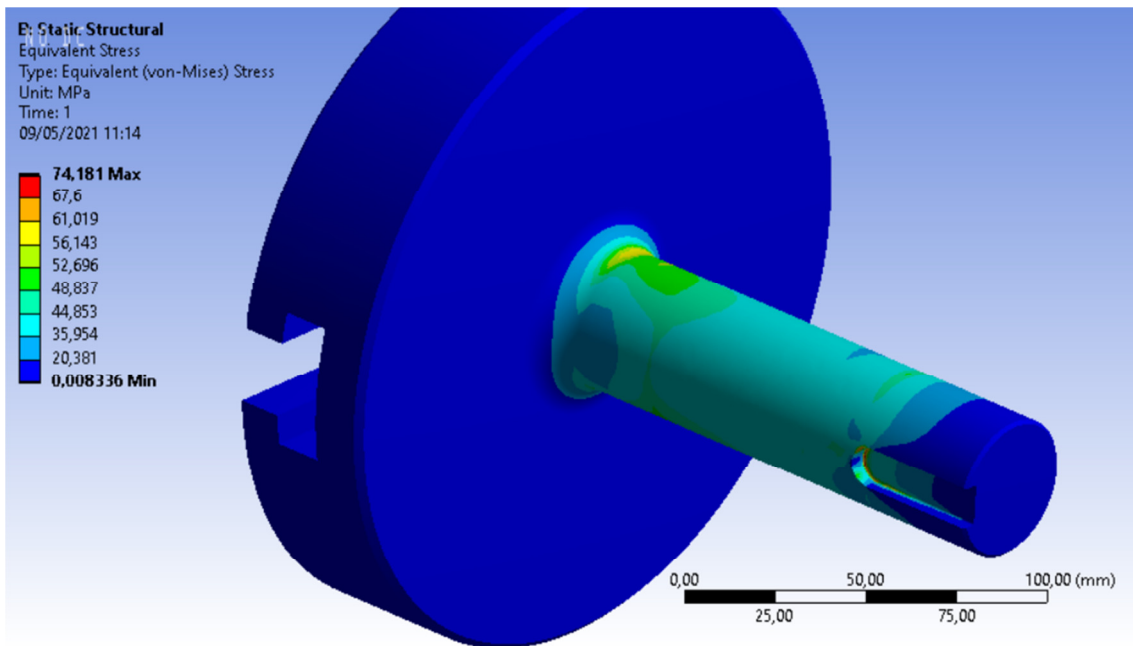
Prendendo come tensione limite di fatica $\sigma'_{lf} = 0.34\sigma_R = 205 \text{ MPa}$ si ricavano i coefficienti di riduzione dovuti alla sezione e alla rugosità superficiale ($Ra 0.8$) $b_1 = 0.79, b_2 = 1$ il limite di fatica è quindi $\sigma_{lf} = b_1 b_2 \sigma'_{lf} = 161.95 \text{ MPa}$. Il coefficiente a vita infinita è quindi

$$X_{lf} = \left(\frac{\sigma'_a}{\sigma_{lf}} + \frac{\sigma'_m}{\sigma_S} \right)^{-1} = 4.09$$

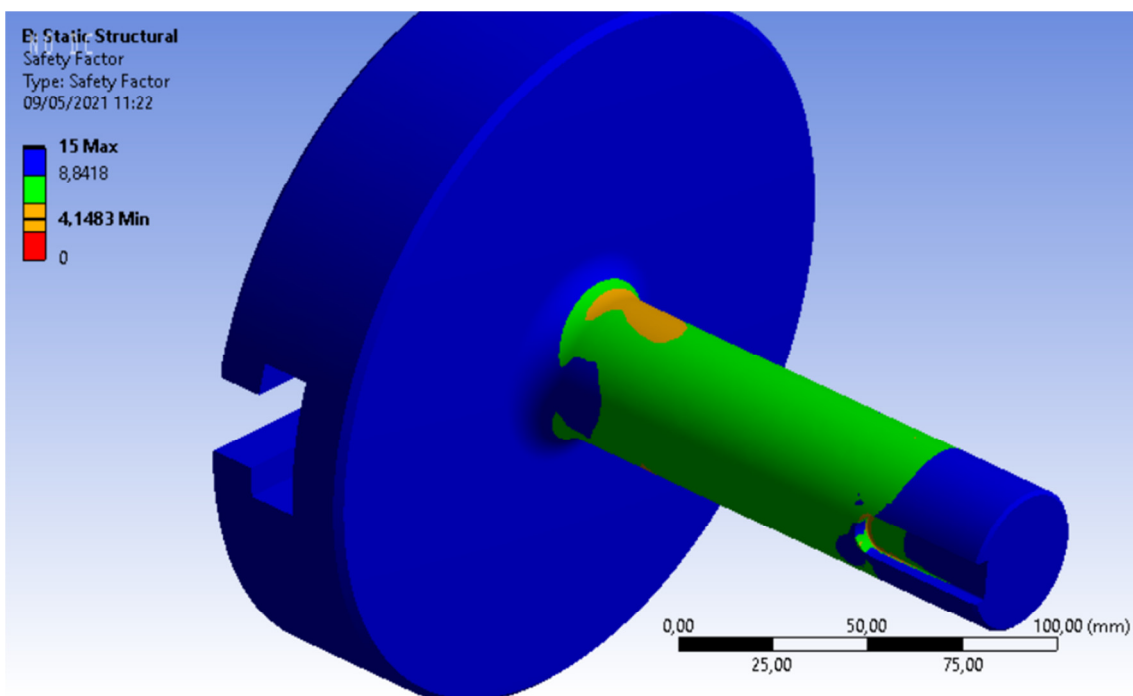
Si verifica per completezza anche la sede della linguetta $12 \times 8 \times 45$ a pressione superficiale

$$\sigma_{med} = \frac{4M_t 10^3}{hld} = 71.39 \text{ MPa}$$

Si riporta ora una simulazione *fem* (Finite Element Method) da confrontare con la verifica analitica appena fatta.



(a)



(b)

Figura 5.8 (a),(b): *fem* manovellismo.

Il problema è stato posto applicando gli stessi sforzi utilizzati nella verifica analitica ad eccezione del momento torcente della puleggia che è stato ricavato mettendo come unico vincolo alla rotazione la parte finale (dove ha sede la linguetta). Volgendo l'attenzione alla figura 5.8 (a) si nota un picco tensionale nella sede della linguetta che

si avvicina alla tensione media ricavata dalla verifica per via analitica. Le tensioni in corrispondenza della variazione di sezione valgono tra i 56 e 61 MPa e corrispondono circa alla tensione equivalente secondo von Mises ricavata considerando i fattori effettivi d'intaglio precedentemente ricavati, infatti si ha

$$\sigma_e = \sqrt{(K_{e,flessione}\sigma_{f,C})^2 + 3(K_{e,torsione}\tau_C)^2} = 55.11 \text{ MPa}$$

Per simulare la sollecitazione a fatica le forze inserite sono state impostate su "zero-grounded" ovvero oscillano tra zero e il valore massimo, questo replica fedelmente quanto fatto per via analitica. Il coefficiente di sicurezza a vita infinita per 10^7 cicli secondo Soderberg si discosta leggermente da quanto ricavato, 4.15 contro 4.09.

Si esegue ora la verifica dei cuscinetti *40-80-18 6208 2RS* calcolando il coefficiente P .

$$P_A = \sqrt{V_A^2 + O_A^2} = 4516 \text{ N}$$

$$P_B = \sqrt{V_B^2 + O_B^2} = 6299 \text{ N}$$

Il cuscinetto più sollecitato è quindi il B e dato il coefficiente di carico dinamico $C = 32.5 \text{ kN}$ la durata in milioni di cicli ad affidabilità 90% è

$$L_{10a} = \left(\frac{C}{P_B}\right)^3 = 137.35$$

che diventano 30121 ore di esercizio considerando che la macchina gira a circa 76 giri/min e che tali carichi non sono costanti nel tempo.

5.2.2 PERNO REGOLABILE

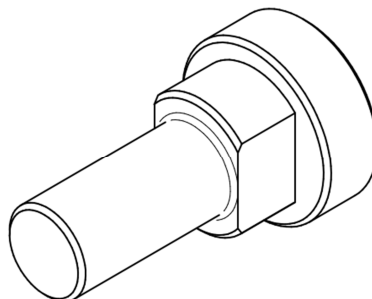


Figura 5.9: Perno regolabile.

Materiale: *Acciaio 39NiCrMo3* $\sigma_R = 930 \text{ MPa}$; $\sigma_S = 700 \text{ MPa}$; $E = 210 \text{ GPa}$

Per la verifica statica del perno si può pensare ad una trave incastrata con una variazione di sezione finale, sebbene dall'immagine è evidente la sua asimmetria.

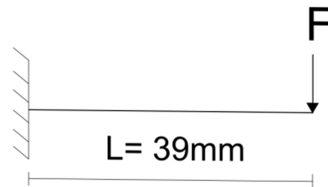


Figura 5.10: Trave incastrata.

Il momento flettente è dato da $M_f = FL = 134 \text{ Nm}$. La tensione dovuta alla flessione con $\varnothing 20$ è pari a:

$$\sigma_f = \frac{32 \cdot 10^3 M_f}{\pi d^3} = 170.32 \text{ MPa}$$

Il contributo del taglio è $\tau_{MAX} = 16F/3\pi d^2 = 14.55 \text{ MPa}$ ed è trascurabile in quanto massimo al centro della sezione dove la tensione di flessione è nulla. Il coefficiente di sicurezza statico a snervamento è $X = \sigma_S/\sigma_f = 4.11$.

Per la verifica a fatica si procede con il calcolo delle tensioni massime, questa volta generate dalla sola flessione. Come per il manovellismo anche per il perno l'oscillazione della forza F fa sì che la tensione oscilli tra zero e σ_f . Le tensioni medie ed alterne quindi si equivalgono e sono pari a $\sigma_a = \sigma_m = \sigma_f/2 = 85.16 \text{ MPa}$.

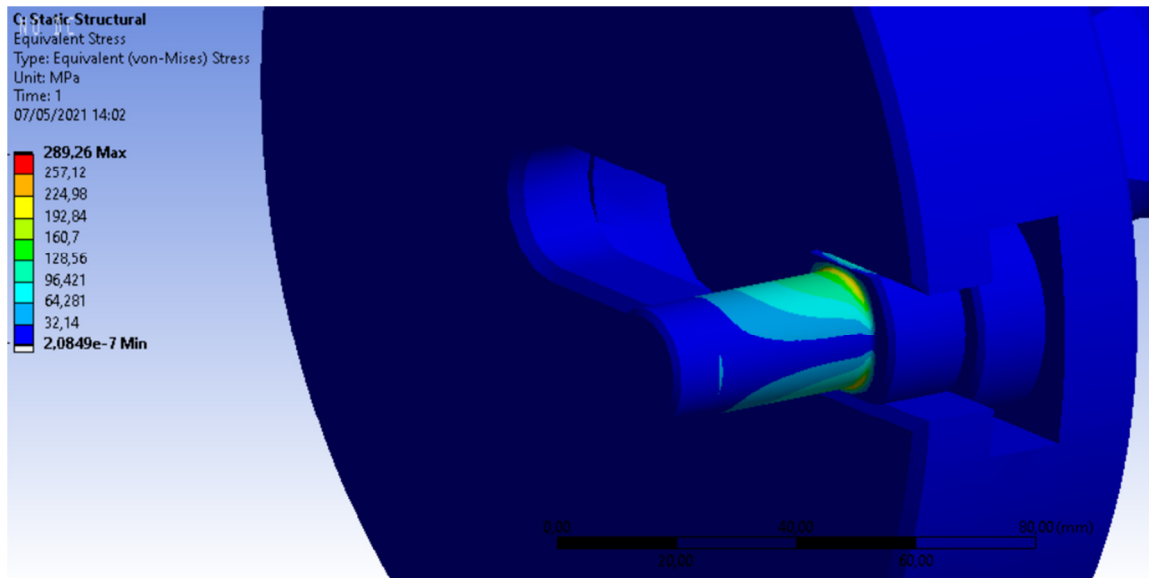
Si ricava il fattore d'intaglio con $D/d = 1.1$ e $r/d = 0.05$ si ottiene $K_t = 1.87$. Per la sensibilità all'intaglio si ha $\rho = 0.071$ e quindi $q = 0.78$. Il fattore effettivo di intaglio è $K_e = 1.68$. La tensione nominale di esercizio è

$$\sigma_N = \frac{K_e \sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_S}} = 162.88 \text{ MPa}$$

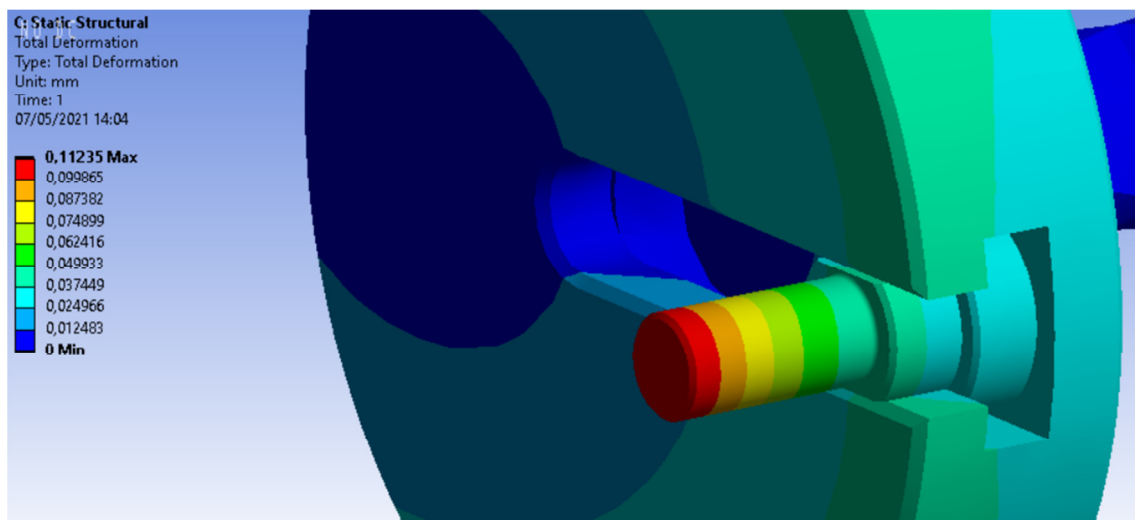
Si calcola la tensione limite di fatica partendo, senza dati sperimentali, da un'approssimazione $\sigma_{lf}' = 0.35\sigma_R = 325 \text{ MPa}$. I coefficienti riduttivi sono $b_1 = 0.88$ e $b_2 = 1$. La tensione effettiva è quindi $\sigma_{lf} = b_1 b_2 \sigma_{lf}' = 286 \text{ MPa}$. Il coefficiente a vita infinita del perno è quindi

$$X_{lf} = \left(\frac{K_e \sigma_a}{\sigma_{lf}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_S} \right)^{-1} = 1.61$$

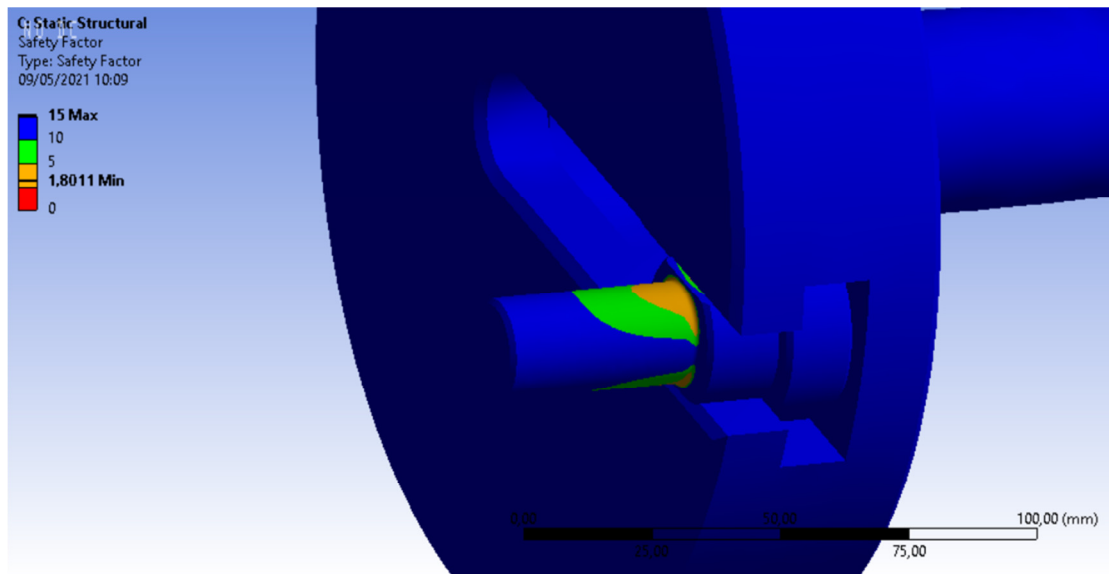
L'analisi *fem* è stata così svolta: il perno all'interno dello scavo del manovellismo è stato considerato privo di gradi di libertà. In figura 5.11 si riportano ora le tensioni equivalenti di von Mises (a), la deformazione totale (b) e il coefficiente di sicurezza a vita infinita (c) ottenuto con la simulazione.



(a)



(b)



(c)

Figura 5.11 (a),(b),(c): *fem* Perno regolabile.

È interessante notare che la tensione massima data dalla *fem* è molto vicina alla tensione flessionale se viene moltiplicata per il fattore d'ntaglio effettivo K_e , infatti $K_e \sigma_f = 286.14 \text{ MPa}$. Va detto che la verifica è stata svolta senza considerare il distanziale alloggiato sul perno che contribuirebbe alla distribuzione delle tensioni, l'entità di tale contributo dipende dal tipo di accoppiamento con cui si caletta il distanziale sul perno. Il coefficiente a vita infinita per 10^7 cicli è leggermente superiore a quello ottenuto analiticamente. Anche qui l'andamento della forza è stato impostato su "zero-based" ed è stata utilizzato Soderberg per l'andamento delle tensioni alterne-medie.

5.2.3 ASTA DI SPINTA

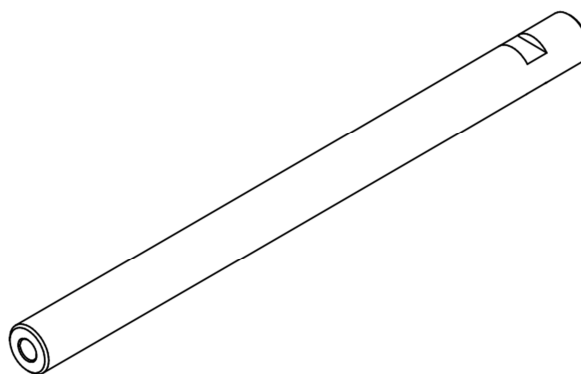


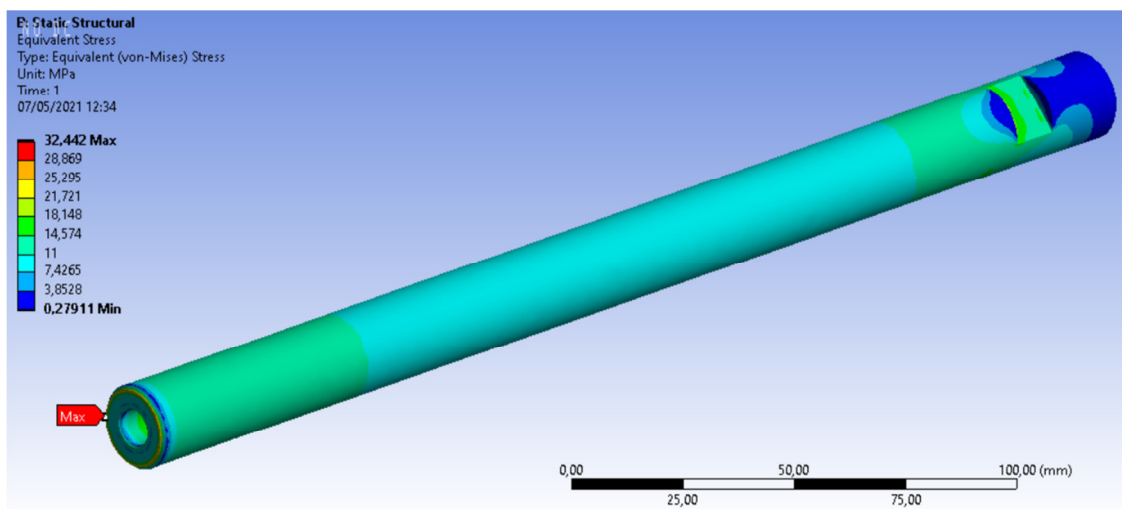
Figura 5.12: Asta di spinta.

Materiale: *Acciaio C40* $\sigma_R = 525 \text{ MPa}$; $\sigma_S = 290 \text{ MPa}$; $E = 200 \text{ GPa}$

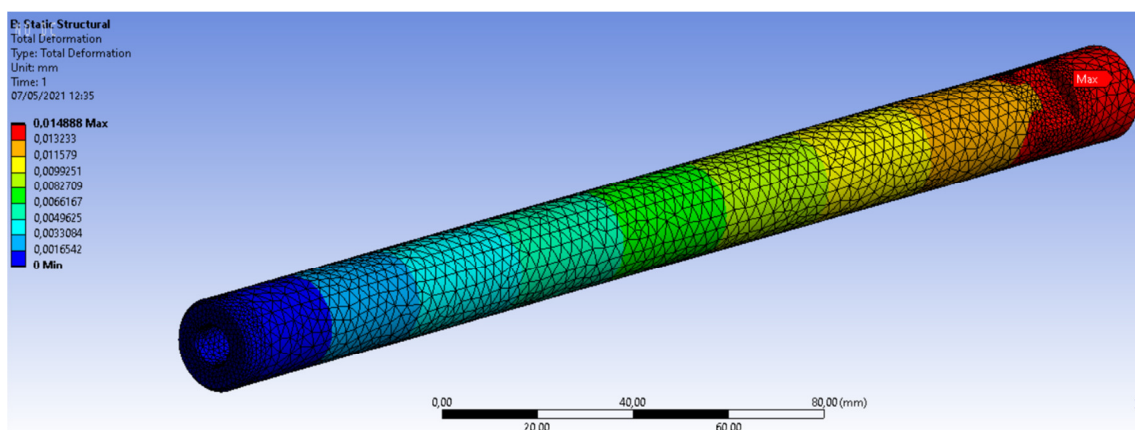
Per l'asta di spinta $\varnothing 20$ sollecitata a sola trazione-compressione la tensione massima è $\sigma = 4F/\pi d^2 = 10.92 \text{ MPa}$ si è quindi molto lontano dalla tensione di snervamento. data la lunghezza di $L = 280 \text{ mm}$ si esegue ora la verifica a carico di punta. L'asta può considerarsi incastrata sul glifo e libera sull'estremo opposto dove è collegata la forchetta. Il coefficiente di carico è quindi $C = 0.25$, e dato il momento d'inerzia della sezione $I = 7854 \text{ mm}^4$ la forza critica è

$$F_{cr} = \frac{C E I \pi^2}{L^2} = 49.4 \text{ kN}$$

Confrontandola con la forza F è evidente che l'asta è ben lontana dalla flessione per carico di punta. La simulazione *fem* sull'asta da i seguenti risultati:



(a)



(b)

Figura 5.13 (a),(b): *fem* Asta di spinta.

L'asta è stata incastrata all'estremo sinistro e da questo vincolo nascono le tensioni più elevate. Si può notare invece come nel tratto centrale ci sia molta affinità con il valore di tensione ottenuto analiticamente.

5.2.4 BARRA CELLA DI CARICO

Materiale: *Alluminio EN-AW-2017A* $\sigma_R = 370 \text{ MPa}$; $\sigma_S = 240 \text{ MPa}$; $E = 72.5 \text{ GPa}$

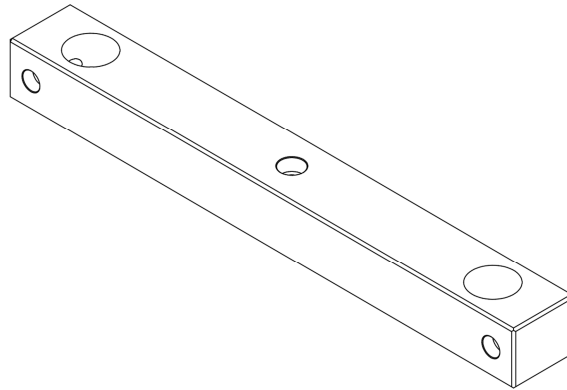


Figura 5.14: Barra cella di carico.

Per la verifica della Barra cella di carico su cui si scarica la forza F dell'ammortizzatore si ricorre ad un semplice software "*Ca.Tel.2D_v1.2*" sviluppato dall'Ing. Marco De Pisapia per determinare le reazioni vincolari. Infatti la barra è da considerarsi doppiamente incastrata. Si riporta qui il diagramma della flessione.

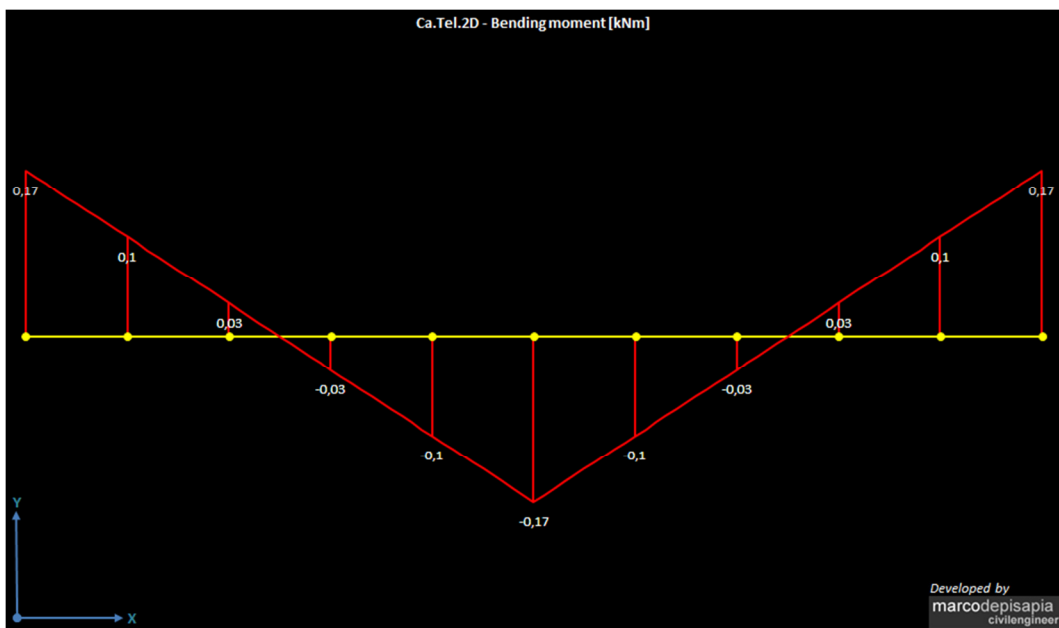


Figura 5.15: Diagramma flettente ottenuto con "*Ca.Tel.2D_v1.2*".

Per la verifica statica in via analitica si prova a considerare la sezione agli incastri ridotta per via delle aste $\varnothing 40$ su cui è fissato il supporto. La sezione $60 \cdot 50 = 3000 \text{ mm}^2$ e si riduce di $40 \cdot 50 = 2000 \text{ mm}^2$, si hanno quindi 1000 mm^2 di sezione resistente. Utilizzando il momento flettente dato in figura 5.15 la tensione che si sviluppa all'incastro è quindi ottenuta calcolando il momento d'inerzia della sezione ridotta, ottenuto come la somma dei momenti dei due rettangoli rimanenti, vedi figura 5.16.

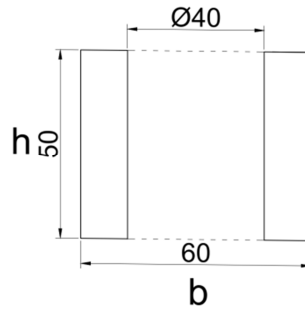


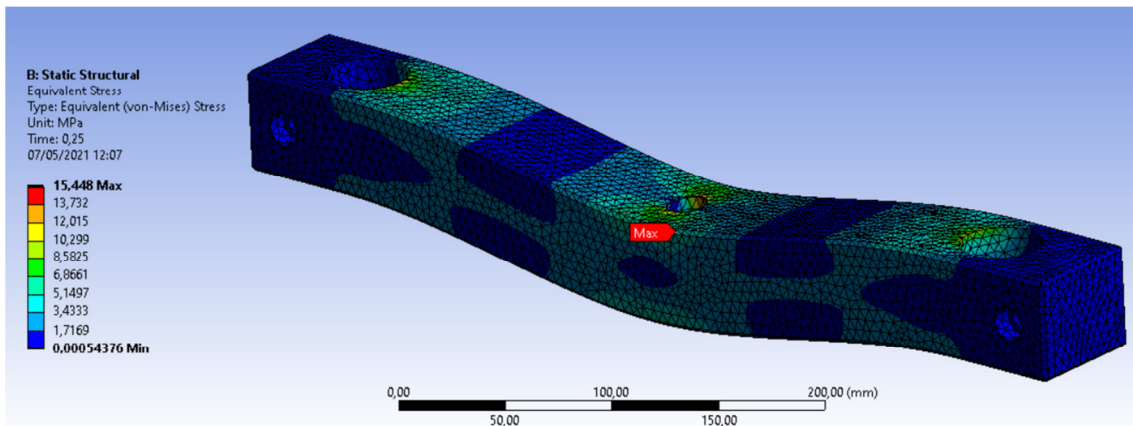
Figura 5.16: Schema sezione ridotta.

Il momento d'inerzia è quindi $I = 208333 \text{ mm}^4$ e la tensione dovuta alla flessione è

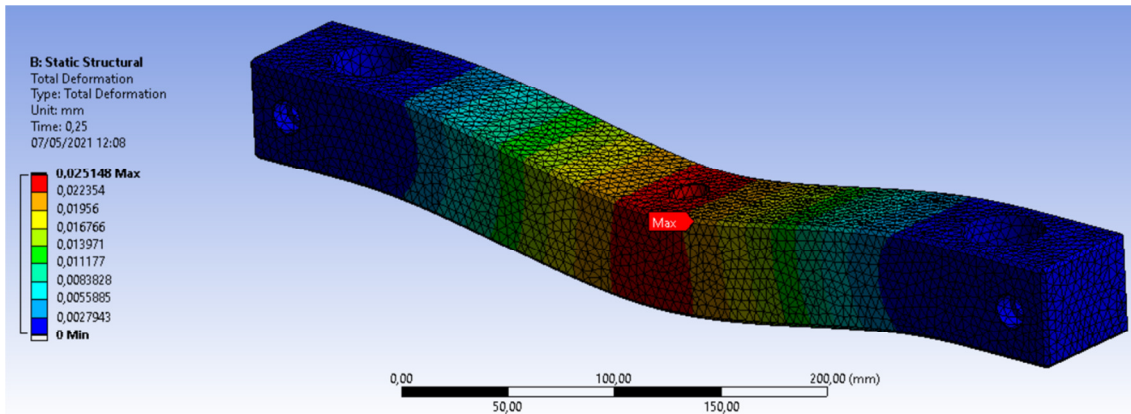
$$\sigma = \frac{M_f 10^6 h}{2I} = 20.4 \text{ MPa}$$

dove h è l'altezza della sezione.

L'analisi *fem* invece da dei risultati diversi:



(a)



(b)

Figura 5.17 (a)(b): *fem* Barra cella di carico.

La barra è stata incastrata nei fori per le aste e la tensione massima sviluppata è inferiore a quella ottenuta analiticamente ed è concentrata sugli spigoli vivi della barra.

5.2.5 GLIFO

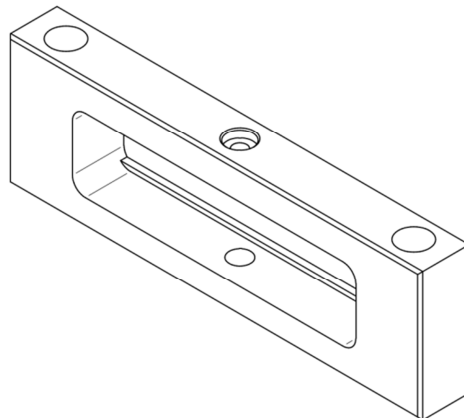
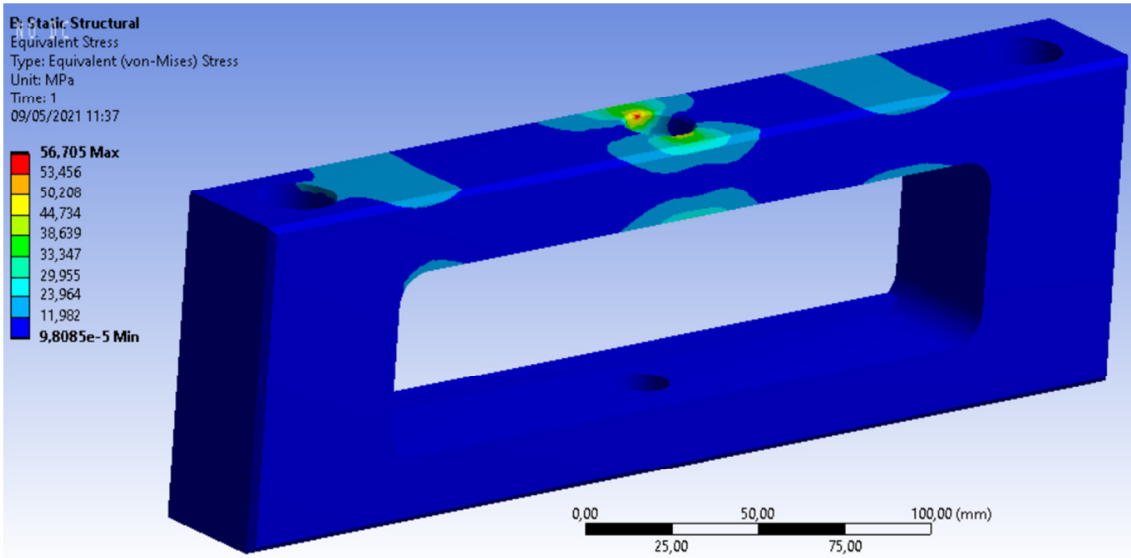


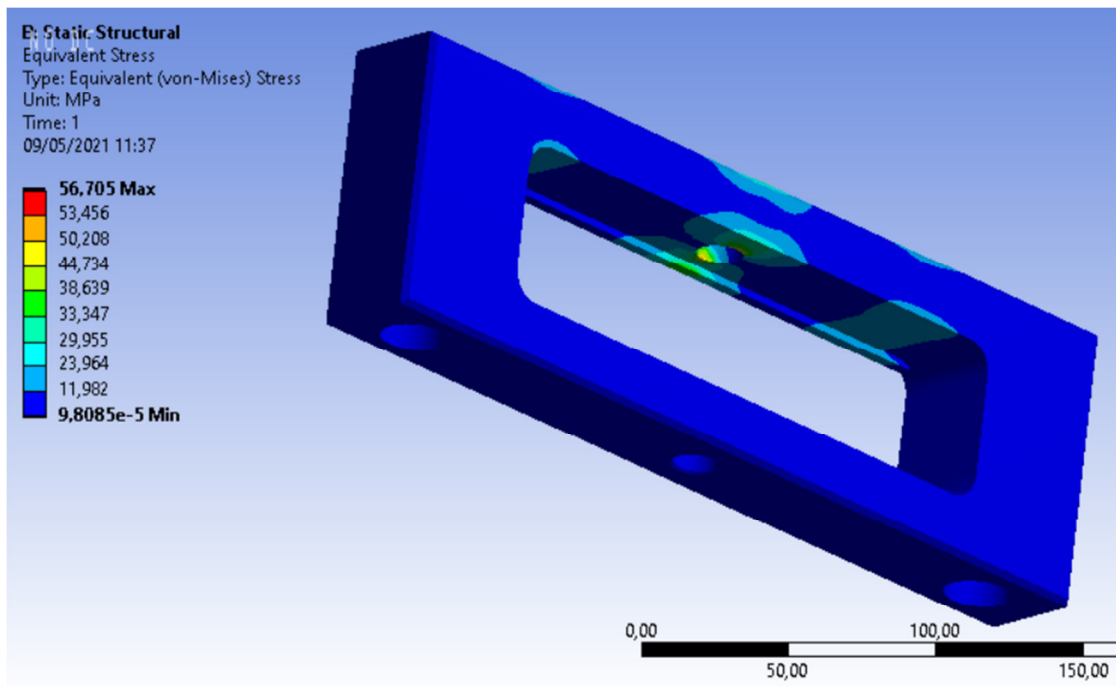
Figura 5.18: Glifo.

Materiale: *Alluminio EN-AW-2017A* $\sigma_R = 370 \text{ MPa}$; $\sigma_S = 240 \text{ MPa}$; $E = 72.5 \text{ GPa}$

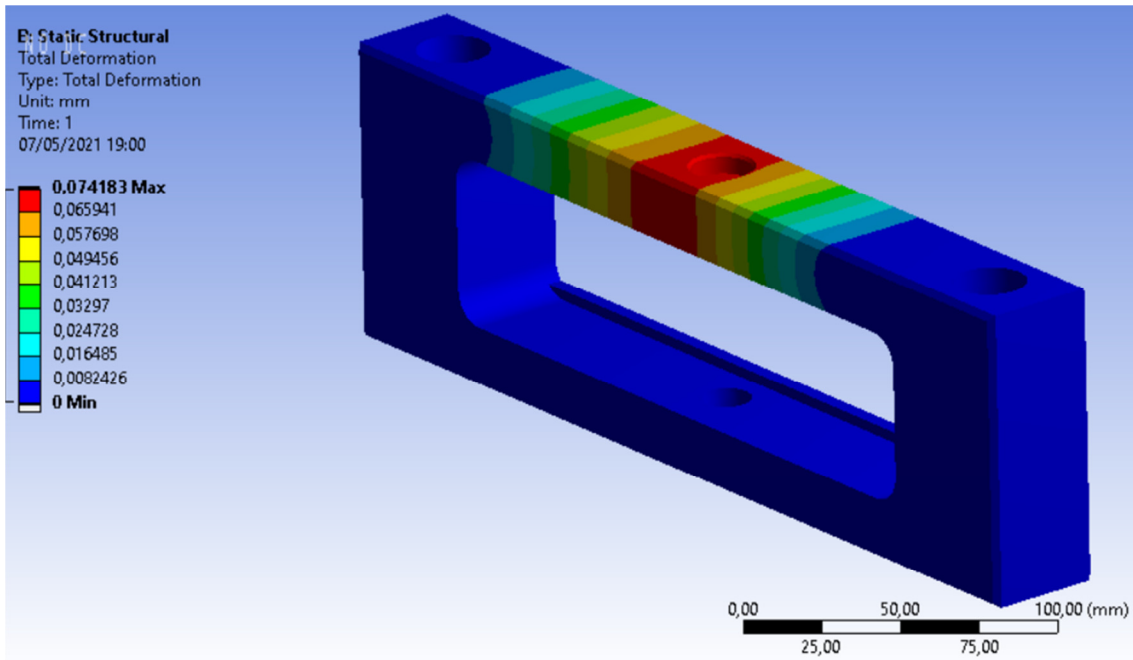
Per quanto riguarda il Glifo si è eseguita solo l'analisi *fem* per via della sua particolare forma, si riportano di seguito i risultati ottenuti.



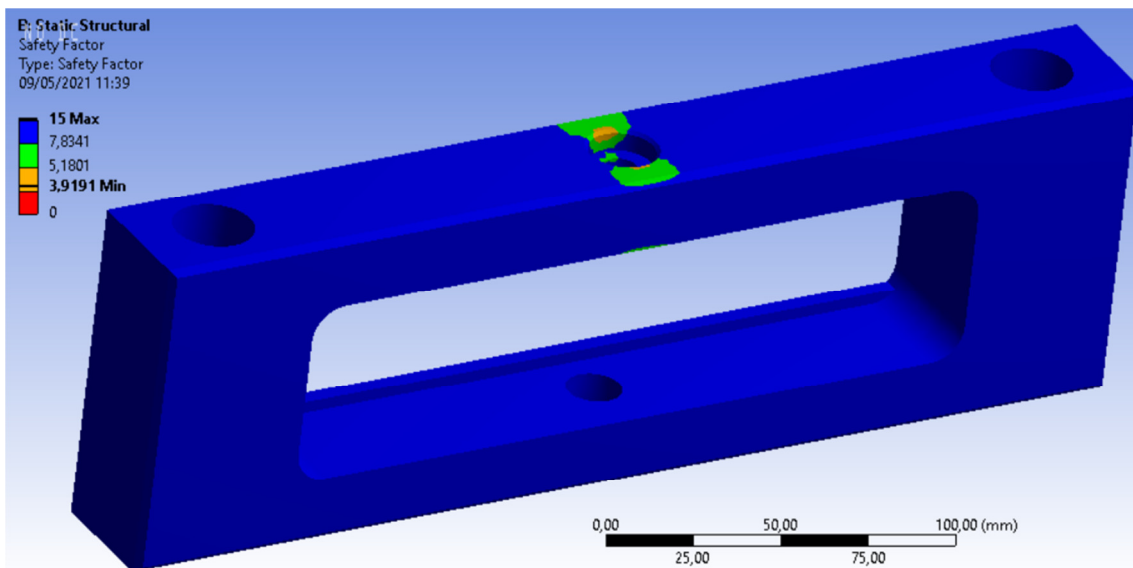
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 5.19 (a),(b),(c),(d): *fem* glifo.

Il glifo è stato considerato incastrato nei fori delle aste ed è stata applicata la forza F agente dall'alto sul foro centrale e la forza pari e contraria di spinta del perno regolabile (tramite cuscinetto) agente a destra sotto la sezione superiore. Si può notare l'asimmetria delle tensioni tra destra e sinistra proprio perché, come appena illustrato,

agisce la spinta del cuscinetto. In questa analisi si è preso in considerazione la configurazione in cui l'ammortizzatore viene compresso, poiché in questo caso la spinta dell'asta e del perno agiscono sulla stessa sezione del glifo. Nella configurazione di trazione dell'ammortizzatore il perno spingerebbe sulla sezione in basso e distribuirebbe meglio lo sforzo sul glifo rendendola una configurazione meno gravosa. Volendo fare una stima analitica molto approssimata della vita a fatica del glifo si può considerare un ciclo di carico che ha come tensione alterna la tensione equivalente data dalla *fem*, la tensione media nulla e quindi la tensione nominale coincide con l'alterna. Stimando la tensione limite di fatica per l'*Avional 100* di $\sigma'_{lf} = 0.3\sigma_R = 111 \text{ MPa}$ e riducendolo considerando la sezione sollecitata di 900 mm^2 si ricavano i coefficienti riduttivi $b_1 = 0.82$ e $b_2 = 0.93$ si ha che la tensione a vita infinita è $\sigma_{lf} = 84.64 \text{ MPa}$ superiore alla nominale. Utilizzando la relazione di Gerber si ottiene un coefficiente a vita infinita indicativo di 2.85. Mentre i risultati della simulazione dicono che il coefficiente, sempre secondo la relazione di Gerber, arriva a 3.91.

Si verifica il cuscinetto a doppia corona di sfere *20 47 20.6 3204-2RS* che collega perno e glifo.

Il suddetto cuscinetto è quello che alloggia all'interno del glifo ed è calettato sul perno regolabile. Come carico agente su di esso si prende la forza F , da catalogo il coefficiente di carico è $C = 20.4 \text{ kN}$ e la durata in milioni di cicli con affidabilità 90% è

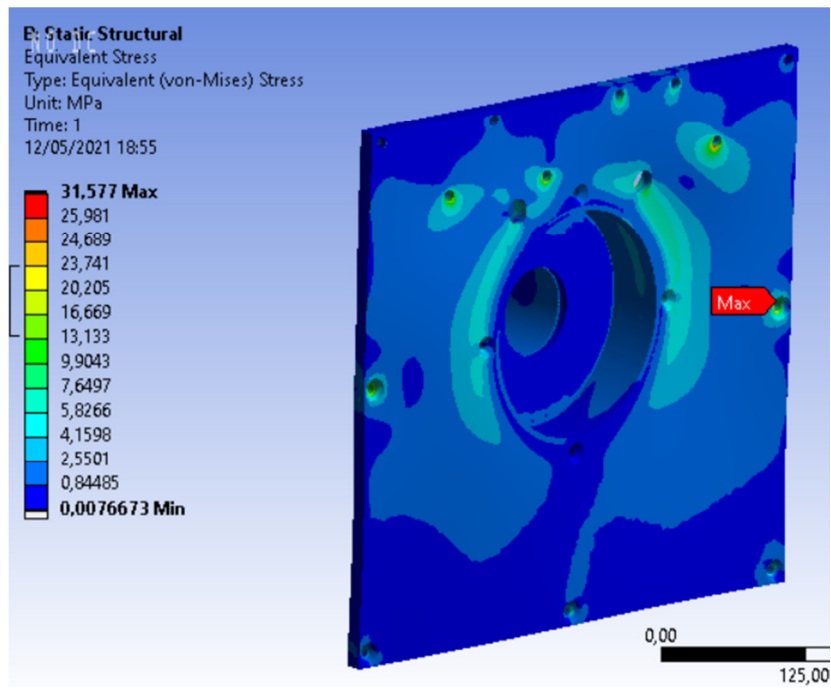
$$L_{10a} = \left(\frac{C}{F}\right)^3 = 210.38$$

in ore $h = 46136 \text{ ore}$.

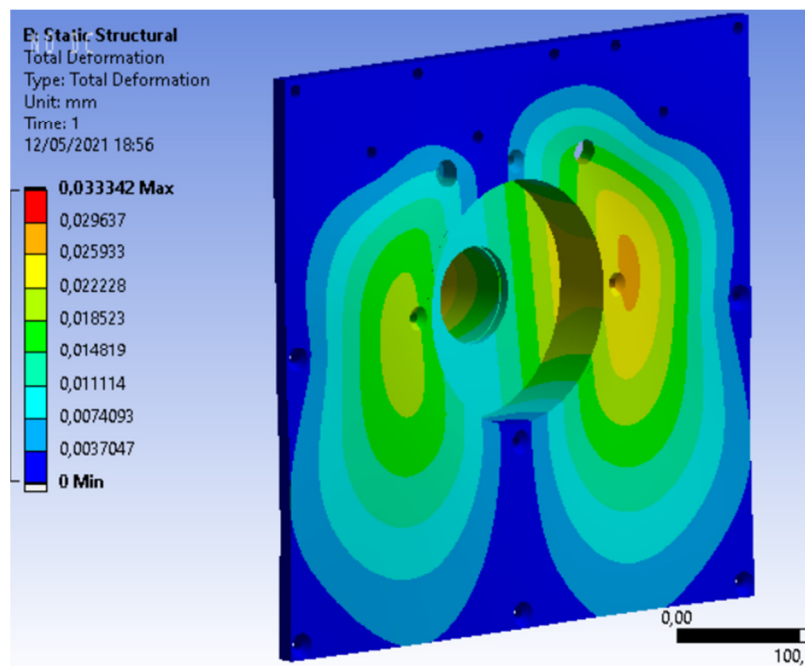
5.2.6 PIASTRA E SUPPORTO CUSCINETTI

Si conclude la verifica della macchina con l'analisi *fem* delle sollecitazioni della piastra centrale su cui si scarica, tramite il tamburo, la reazione vincolare dei cuscinetti.

Materiale piastra: *Alluminio EN-AW-2017A* $\sigma_R = 370 \text{ MPa}$; $\sigma_S = 240 \text{ MPa}$; $E = 72.5 \text{ GPa}$



(a)



(b)

Figura 5.20 (a),(b): *fem* piastra e supporto cuscinetti.

L'analisi è stata svolta incastrando la piastra nei fori dove è fissata alla lamiera anteriore ed è stato dato un contatto "bounded" tra il supporto cuscinetti e la piastra. Sono stati applicati i carichi risultanti ottenuti dall'analisi del manovellismo. I risultati mostrano

come la tensione è ampiamente sotto la soglia di attenzione e la vita a fatica della piastra ha coefficiente superiore a 7 nei punti più sollecitati.

5.2.7 MOTORE ELETTRICO

Uno sguardo finale viene anche dato al motore elettrico asincrono trifase da 2.2 kW e si verifica che la potenza sia sufficiente per generare le sollecitazioni descritte nei capitoli precedenti. Il motore deve essere in grado di imprimere la forza F per la velocità massima del glifo $v = 0.6 \text{ m/s}$, deve quindi arrivare al glifo una potenza $W = Fv = 2.06 \text{ kW}$. Tutta via andrebbe tenuto conto della potenza dissipata dalle numerose guide al moto, dai cuscinetti sul manovellismo e dalle boccole a sfere sul glifo e asta di spinta. Vi è poi il contributo dissipativo dello strisciamento del cuscinetto all'interno del glifo che è una dei parametri più difficili da stimare. Avendo però considerato un carico di lavoro estremo della macchina, quello per cui si raggiunge il fondo scala del sensore cella di carico, si ritiene sufficiente la potenza erogata dal motore scelto. Un aspetto che riguarda il motore elettrico scelto è quello della sua risposta ad un carico variabile nella singola rotazione. Infatti il motore asincrono trifase soffre tale variazione e fatica a fornire la coppia necessaria a mantenere costante la velocità angolare. Si può ovviare al problema sostituendo l'asincrono trifase con un motore elettrico brushless che risponde meglio a questo tipo di carico ma che ha un maggior costo. Si è scelto invece di far intervenire il software per "concentrare" selettivamente l'attenzione prima sulla fase espansiva e poi su quella compressiva dell'ammortizzatore ed interpolare poi le misure fatte in sequenza. Tale soluzione permette di mantenere contenuti i costi del motore e di ottenere la stessa precisione di misurazione dei banchi concorrenti.

6 CONCLUSIONI

Si è quindi visto come il cinematismo a glifo oscillante sia più congeniale per sollecitare l'ammortizzatore sebbene comporti una minore efficienza meccanica rispetto al biella-manovella. Anche il fatto che il perno sia regolabile agilmente da al meccanismo a glifo più versatilità rispetto alla più rigida soluzione del biella-manovella.

Dalla verifica dei principali componenti meccanici risulta che la macchina sia adeguatamente progettata per sostenere a vita i carichi più gravosi e che è idonea ad un eventuale upgrade della cella di carico e quindi in grado di testare ammortizzatori più grandi. La macchina presenta comunque numerosi altri aspetti di cui non si è trattato: il serraggio delle aste $\varnothing 40$ avviene tramite attrito così come il serraggio della barra cella di carico. Quantificare con efficacia la forza massima di attrito statico che generano questi serraggi risulta difficile e pertanto restano incognite a cui solo l'esperienza del progettista può dare risposta.

Sebbene la macchina sia idonea per il test di ammortizzatori non è detto che lo sia per test di sospensioni o molle. Si è visto infatti che il perno regolabile, al fine di velocizzarne la regolazione, è calettato per attrito e quindi nelle fasi in cui lo scavo è verticale l'attrito deve sopportare la forza che arriva dalla sospensione. La molla della sospensione da forza massima proprio quando si è in quella condizione, quindi risulta incerta la capacità di testare molle e sospensioni. Sicuramente per componenti di piccole dimensioni la macchina è comunque in grado di lavorare, come soluzione si può avvicinare il perno all'asse di rotazione e quindi generare deformazioni minori e quindi minor forze che l'attrito deve sostenere.

Un altro aspetto che sarebbe interessante approfondire è la risposta modale della macchina all'oscillazione del glifo e alla rotazione del perno che crea, assieme allo scavo su cui è calettato, un'asimmetria rispetto all'asse di rotazione del manovellismo. Tale eccentricità provoca una sollecitazione oscillatoria che si può ricondurre ai modelli matematici introdotti nel primo capitolo. Oscillazione che si somma a quella del glifo e di cui andrebbe verificato l'impatto sulla struttura in lamiera a cui è collegata tutta la meccanica. Questo nel caso si scegliesse di eseguire il test con la corsa ridotta del glifo e quindi aumentando la velocità di rotazione del manovellismo.

BIBLIOGRAFIA

Budynas R.G., Nisbeth J.K., *Shigley Progetto e costruzione di macchine*, McGraw-Hill, 2014

Callegari M., Fanghella P., Pellicano F., *Meccanica applicata alle macchine*, CittàStudi, 2017

Demeio L., *Elementi di meccanica classica per l'Ingegneria*, CittàStudi, 2016

Brocchini M., *Appunti di Idraulica*, Università Politecnica delle Marche, A.A. 2019/2020

Alessio G. F., Montecchiari P., *Analisi Matematica 1*, Esculapio, 2017

Ricci A., Surpi D., Nicodemi W., *Progettare con gli acciai*, HOEPLI, 2010

Lenci S., *Lezioni di MECCANICA STRUTTURALE*, Pitagora Editrice, 2009

RINGRAZIAMENTI

Ringrazio in primis la *Soft-Engine* ed in particolare l'Ing. Gabriele Serpilli e l'Ing. Luca Salustri per avermi dato l'opportunità di svolgere questo lavoro e per i numerosi e preziosi insegnamenti ricevuti.

Ringrazio il Chiar.mo Prof. Marco Sasso che ha accettato di essere il relatore di questa tesi.

Ringrazio poi la mia famiglia per avermi sostenuto in questo tardivo cambio di rotta che ha portato ad iscrivermi all'università a 25 anni.

Ringrazio tutti gli amici per avermi accompagnato in questo percorso ed in particolare all'Ing. Claudio Carbonari per essere stato di ispirazione nel compiere il primo passo.