

POLITECNICO DI TORINO

I Facoltà di Ingegneria

**CORSO DI LAUREA SPECIALISTICA IN INGEGNERIA
MECCANICA**



Tesi di Laurea Specialistica

**Ottimizzazione dell'asse verticale di un
macchinario EDM**

Relatore

Prof. Andrea Mura

Tutore Aziendale

Giove Giovanni

Candidato

Leone Fabio

A.A. 2019/20



CDM ROVELLA

® SISTEMI PER ELETTROEROSIONE

Indice

INDICE.....	3
ABSTRACT	11
1 FONDAMENTI DELL'ELETTOEROSIONE	12
1.1 Principio di funzionamento	12
1.2 Caratteristiche della lavorazione	15
1.3 Macchinari per elettroerosione a tuffo.....	16
1.3.1 Assi macchina e sistemi di riferimento	17
2 INQUADRAMENTO DEL PROBLEMA	19
2.1 Descrizione obiettivo.....	19
2.2 Approfondimento e criticità nell'uso di motori lineari.....	20
3 DIMENSIONAMENTO MOTORE LINEARE	23
3.1. Calcolo della massa movimentata totale di primo tentativo	23
3.2. Valutazione dei contributi di forza	24
3.2.1 Forza peso	24
3.2.2 Forza di attrito tra pattini e guide	24
3.2.3 Calcolo forza di inerzia	26
3.2.4 Forza dinamica asse C	29
3.3 Selezione del motore.....	29

3.3.1 Considerazioni sulla caratteristica del motore lineare.....	29
3.3.2 Scelta motore a catalogo	31
3.3.3 Considerazioni sul montaggio del primario e del secondario (e calcolo elementi secondari).....	32
3.3.4 Verifica del motore	35
4 VERIFICA DELLE GUIDE LINEARI.....	36
4.1 Forze e momenti presenti	36
4.1.1 Precarico del pattino.....	36
4.1.2 Forza di attrazione	37
4.1.3 Momenti dovuti alle forze.....	37
4.2 Calcolo durata di vita in metri	38
4.3 Calcolo del coefficiente di sicurezza statico	40
4.4 Verifica deformazione	42
5 RIPROGETTAZIONE ASSE MACCHINA.....	44
5.1 Approccio al problema	44
5.2 Modello I.....	45
5.2.1 Carro mobile	45
5.2.2 Carro fisso	47
5.3 Modello II.....	49
5.3.1 Carro mobile	49
5.3.2 Carro fisso	50
5.4 Modello III.....	52
5.4.1 Carro mobile	52
5.4.2 Carro fisso	53
5.4.3 Considerazioni finali Modello III.....	55
6 ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI	56
6.1 Brevi cenni	56
6.2 Dal modello alla soluzione: il procedimento.....	57
6.2.1 I tre macro-passaggi fondamentali	58
6.2.2 Pre-processing.....	58
6.2.3 Solving.....	62
6.2.4 Post-processing	62
6.3 Pre-processing carro mobile (modello II)	62

6.3.1 Defeaturing modello CAD	63
6.3.2 Importazione geometria	64
6.3.3 Midsurfacing	64
6.3.4 Creazione e controllo qualità della mesh.....	65
6.3.5 Impostazione materiale e proprietà dei componenti	67
6.3.6 Creazione carichi	68
6.3.7 Creazione vincoli	69
6.4 Solving e post-processing	71
6.5 Analisi dei risultati.....	71
6.5.1 Tensione massima (Von Mises).....	72
6.5.2 Massima deformazione.....	73
OTTIMIZZAZIONE TOPOLOGICA CARRO MOBILE	75
7.1 Descrizione del metodo.....	75
7.1.1 Breve introduzione.....	75
7.1.2 Obiettivi ottimizzazione	76
7.2 Procedimento operativo	77
7.2.1 Preparazione del modello	77
7.2.2 Solving e modellazione finale del componente	78
7.3 Ottimizzazione topologica del carro mobile	78
7.3.1 Creazione nuova geometria CAD	79
7.3.2 Creazione midsurface e definizione aree di "Design" e "No Design"	80
7.3.3 Creazione di carichi e vincoli.....	81
7.3.4 Creazione della funzione obiettivo	84
7.3.5 Solving ottimizzazione topologica.....	84
7.4 Rimodellazione componente ottimizzato	85
MIGLIORAMENTI ATTESI.....	87
8.1 Variazioni nella massa movimentata	87
8.1.1 Variazioni di massa Modello I	87
8.1.2 Variazione massa movimentata Modello II.....	90
8.1.3 Variazione massa movimentata Modello II (post ottimizzazione topologica)	93
8.2 Possibile miglioramento nella velocità di movimentazione	95
CONCLUSIONI.....	98

Elenco dei simboli

F	Forze (meglio identificate nel testo tramite quanto scritto al pedice)
μ	Coefficiente di attrito equivalente tra guida e pattino
P	Carico totale sui pattini
f	Resistenza delle tenute interne dei pattini a ricircolo di rulli
n	Numero di pattini che sorregge il sistema
a	Accelerazione
v	Velocità (meglio specificate in seguito con quanto scritto al pedice)
t	Tempo (meglio specificate in seguito con quanto scritto al pedice)
m	Massa (meglio specificate in seguito con quanto scritto al pedice)
$P_{el\ max}$	Potenza elettrica massima del motore lineare
L	Lunghezze (meglio specificate in seguito con quanto scritto al pedice)
c	Corsa dell'asse macchina
n°_{elem}	Numero di elementi magnetici componenti il secondario
C	Capacità di carico dinamico del pattino
a_1	Coefficiente di probabilità di durata del pattino
S_0	Coefficiente di sicurezza statico
C_0	Capacità di carico statico del pattino
M	Momenti (meglio specificati in seguito con quanto scritto al pedice)
δ_{guida}	Deformazione statica del sistema guida/pattino
$T_{traferro}$	Tolleranza di variazione del traferro
E	Modulo di Young del materiale
ν	Modulo di Poisson
ρ	Peso specifico del materiale

X, Y, Z	Assi di riferimento cartesiani
n_{\max}	Numero di giri massimo del motore rotativo originario
p	Passo della vite a ricircolo di sfere

Elenco delle figure e delle tabelle

Figura	Pag.
<i>Figura 1.1 Rappresentazione della lavorazione [1]</i>	<i>13</i>
<i>Figura 1.2 Rappresentazione schematica fenomeni fisici [2]</i>	<i>14</i>
<i>Figura 1.3 Esempio struttura cartesiana a C</i>	<i>16</i>
<i>Figura 2.1 Diagrammi rappresentanti la variazione rispettivamente della forza di attrazione (a) e della forza di spinta (b) del motore in funzione della dimensione del traferro [3]</i>	<i>21</i>
<i>Figura 3.1 Esempio di un tipico profilo di velocità trapezoidale</i>	<i>26</i>
<i>Figura 3.2 Profilo delle velocità con rampa di accelerazione a S.....</i>	<i>27</i>
<i>Figura 3.3 Profilo delle velocità trapezoidale (accelerazione costante)</i>	<i>28</i>
<i>Figura 3.4 Rappresentazione teorica (a) e reale (b) della caratteristica del motore [4]</i>	<i>30</i>
<i>Figura 3.5 Rappresentazione schematica del calcolo del numero di elementi secondari</i>	<i>33</i>
<i>Figura 4.1 Classi di precarico dei pattini in base al tipo di funzionamento</i>	<i>37</i>
<i>Figura 4.2 Direzioni di scomposizione delle forze sulla guida.....</i>	<i>38</i>
<i>Figura 4.3 Valori tabellati da catalogo coefficiente a_1</i>	<i>40</i>
<i>Figura 4.4 Coefficienti di sicurezza minimi consigliati da catalogo in funzione del tipo di utilizzo ..</i>	<i>41</i>
<i>Figura 4.5 Diagramma di rigidezza delle guide</i>	<i>43</i>
<i>Figura 5.1 Rappresentazione CAD carro mobile Modello I.....</i>	<i>46</i>
<i>Figura 5.2 Dettaglio sui fori di collegamento degli elementi secondari</i>	<i>46</i>
<i>Figura 5.3 Rappresentazione CAD (vista isometrica) carro fisso Modello I.....</i>	<i>47</i>
<i>Figura 5.4 Confronto carro fisso Modello I e originale (a destra).....</i>	<i>48</i>
<i>Figura 5.5 Rappresentazione CAD d'assieme del modello I.....</i>	<i>48</i>

<i>Figura 5.6 Rappresentazione CAD (vista isometrica) carro mobile Modello II</i>	50
<i>Figura 5.7 Rappresentazione CAD (vista isometrica) carro fisso Modello II</i>	51
<i>Figura 5.8 Rappresentazione CAD d'assieme del modello II</i>	51
<i>Figura 5.9 Rappresentazione CAD (vista isometrica) carro mobile Modello III</i>	53
<i>Figura 5.10 Rappresentazione CAD (vista isometrica) carro fisso Modello III</i>	54
<i>Figura 5.11 Rappresentazione CAD d'assieme del modello III</i>	54
<i>Figura 6.1 Carro mobile prima (a destra) e dopo (a sinistra) il defeaturing</i>	64
<i>Figura 6.2 Componente composto da sole superfici (risultato del midsurfacing)</i>	65
<i>Figura 6.3 Solido meshato e superfici impostate come diversi componenti</i>	66
<i>Figura 6.4 Vista in dettaglio dei due elementi rigidi che rappresentano motore (sinistra) e asse C (destra)</i>	69
<i>Figura 6.5 Vincolo che rappresenta il collegamento con le guide</i>	70
<i>Figura 6.6 Vincolo che rappresenta il collegamento con il motore</i>	71
<i>Figura 6.7 Rappresentazione colorimetrica dell'andamento delle tensioni nel componente</i>	72
<i>Figura 6.8 Rappresentazione di dettaglio della parte maggiormente sollecitata</i>	73
<i>Figura 6.9 Rappresentazione colorimetrica dell'andamento delle deformazioni totali</i>	74
<i>Figura 7.1 Modello CAD geometria da ottimizzare</i>	79
<i>Figura 7.2 Midsurface suddivisa tra aree di Design (verde) e di NO Design (giallo)</i>	81
<i>Figura 7.3 Rappresentazione dei vincoli applicati</i>	82
<i>Figura 7.4 Elemento rigido modellante gli elementi magnetici del secondario del motore</i>	83
<i>Figura 7.5 Mappe colorimetriche in output del solver</i>	84
<i>Figura 7.6 Rappresentazione 3D CAD del componente ottimizzato topologicamente</i>	86
<i>Figura 8.1 Rappresentazione grafica della variazione di massa totale dell'asse Z</i>	88
<i>Figura 8.2 Rappresentazione grafica della variazione di massa mobile dell'asse Z</i>	89
<i>Figura 8.3 Rappresentazione grafica della variazione di massa mobile dell'asse Z</i>	90
<i>Figura 8.4 Rappresentazione grafica della variazione di potenza elettrica necessaria alla movimentazione dell'asse</i>	92
<i>Figura 8.5 Rappresentazione grafica della variazione di massa totale dell'asse Z</i>	93
<i>Figura 8.6 Rappresentazione grafica della variazione di massa mobile dell'asse Z</i>	94
<i>Figura 8.7 Rappresentazione grafica della variazione di massa totale dell'asse Z</i>	95

Tabella	Pag.
<i>Tabella 3.1 Dati motore lineare da catalogo.....</i>	<i>32</i>
<i>Tabella 3.2 Massa totale primario e secondario motore lineare.....</i>	<i>34</i>
<i>Tabella 6.1 Proprietà del materiale (Lega di alluminio)</i>	<i>68</i>
<i>Tabella 6.2 Valore massima deformazione statica.....</i>	<i>74</i>
<i>Tabella 8.1 Dati motore lineare da catalogo.....</i>	<i>96</i>

Abstract

Il seguente lavoro di tesi in azienda, svolto in collaborazione con la CDM Rovella, azienda leader produttrice di macchinari per il settore dell'elettroerosione, ha come principale obiettivo la riprogettazione e l'ottimizzazione dell'asse verticale di una macchina per elettroerosione, al fine di permetterne l'azionamento tramite motore lineare asincrono.

Gli aspetti trattati nel seguente lavoro, spaziano dalla modellazione dell'asse macchina, con l'ausilio di software CAD di modellazione 3D, al dimensionamento del motore lineare necessario all'azionamento del suddetto asse, allo studio dei componenti tramite il software CAE Hyperworks al fine di effettuare analisi statiche lineari tramite metodo agli elementi finiti e ottimizzazione topologica degli stessi, massimizzando così i vantaggi ottenuti.

I principali risultati che potranno essere ottenuti mettendo in opera il lavoro effettuato saranno, oltre che una minore massa delle parti in movimento, una maggior dinamicità di lavoro del sistema, aspetto che verrà più approfonditamente trattato in seguito.

Sviluppi futuri del suddetto lavoro, potranno vedere modifiche analoghe applicate alla totalità degli assi macchina.

Capitolo 1

1 Fondamenti dell'elettroerosione

Verrà trattato nel seguente capitolo una breve descrizione generale della lavorazione per elettroerosione a tuffo (EDM oppure electrical discharge machining) e dei relativi macchinari, descrizione che sarà utile alla comprensione di alcune delle scelte effettuate durante i successivi capitoli di progettazione, verifica e dimensionamento dei componenti.

1.1 Principio di funzionamento

Viene definita elettroerosione, un tipo di lavorazione "non convenzionale" cioè non rientrante nelle lavorazioni per asportazione di truciolo, dove l'asportazione del materiale dal pezzo, non avviene tramite un utensile che va fisicamente a tagliare il materiale.

Si va invece a sfruttare l'effetto termico prodotto da una scarica che scocca tra elettrodo e pezzo, che va a portare a fusione una piccola parte di materiale attorno all'area di impatto, provocando così il distacco di una piccola "bolla" di materiale, producendo di fatto un'erosione del materiale del pezzo e dell'utensile.

Tutto ciò è reso di fatto possibile applicando polarità positiva e negativa rispettivamente a elettrodo e pezzo, come può anche essere visto dalla rappresentazione schematica sotto.

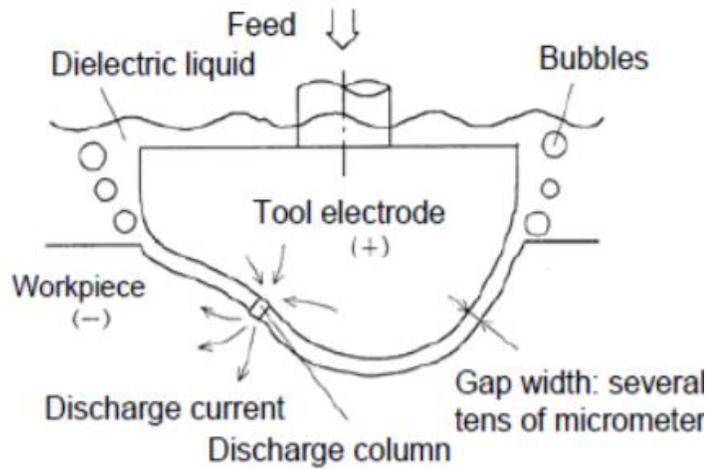


Figura 1.1 Rappresentazione della lavorazione [1]

La lavorazione per elettroerosione è un processo che avviene in immersione di un liquido dielettrico (isolante elettrico), necessario per far aumentare l'energia delle scariche del processo.

Aspetto fondamentale nella regolazione della lavorazione, è il controllo del gap cioè la distanza che vi è tra elettrodo e pezzo, dato che da questa distanza oltre che dalla frequenza delle pulsazioni dipenderà il tipo di lavorazione che si andrà a svolgere;

in particolare, un gap grande, implicherà scariche con minor frequenza e maggiore energia, di conseguenza una lavorazione di sgrossatura, viceversa con un gap piccolo, si avranno scariche più frequenti e con contenuto di energia più basso, cioè una lavorazione di finitura.

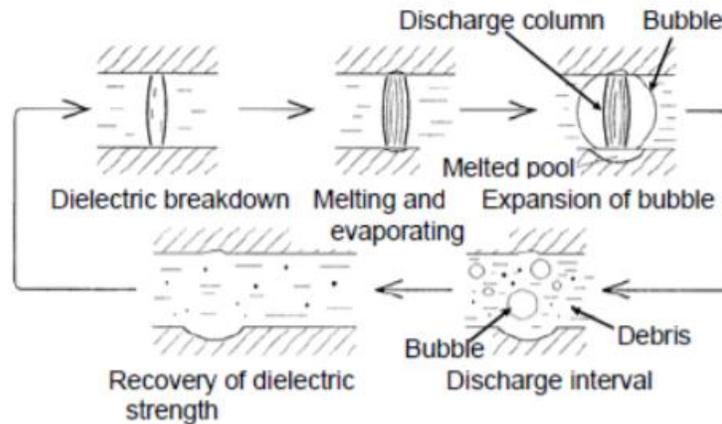


Figura 1.2 Rappresentazione schematica fenomeni fisici [2]

Verrà illustrato adesso come avviene nello specifico, e su quali fenomeni si basa il processo di elettroerosione (rappresentato schematicamente in figura 1.2).

Successivamente all'avvicinamento dell'elettrodo al pezzo, in corrispondenza di asperità delle due superfici, avviene un fenomeno detto rottura del dielettrico, a causa dell'alto potenziale elettrico tra le due superfici.

Successivamente al raggiungimento della rottura del dielettrico, si ha il rilascio da parte della superficie carica negativamente, di elettroni, che tramite un processo detto ionizzazione per urto, vanno a ionizzare parte del dielettrico, permettendo quindi la formazione di una zona contenente plasma ad alta temperatura.

Essendo il plasma formato da particelle fortemente ionizzate, ne risulta che la sua conduttività elettrica è molto più elevata del dielettrico di partenza, ciò consente la formazione di un canale di scarica, che consente un calo di tensione ed un passaggio di corrente, che provoca un forte innalzamento locale di temperatura che porta a fusione una piccola parte del materiale del pezzo.

Il materiale portato a fusione, se non addirittura spesso ad evaporazione, viene portato via dal movimento nel fluido dielettrico innescato dal processo stesso, e viene poi allontanato tramite l'allontanamento dell'elettrodo che avviene proprio con il fine di effettuare il lavaggio, cioè di favorire il ricambio di dielettrico nella zona di lavorazione.

1.2 Caratteristiche della lavorazione

Da quanto detto, si capisce come non avvenga nessun contatto tra l'elettrodo, che funge da utensile, ed il pezzo da lavorare; di conseguenza si ha che la lavorazione avviene senza scambi di forze.

Questo la rende una lavorazione molto adatta a lavori di finitura post-trattamenti termici, complice anche il non essere particolarmente affetta dalla durezza del materiale da lavorare, e il poter ottenere superfici con una rugosità superficiale minima di 0,4 micron.

Ulteriore vantaggio della lavorazione è l'inesistenza del vincolo sulla durezza dell'utensile, che nelle lavorazioni convenzionali deve necessariamente essere maggiore della durezza del pezzo.

Svantaggi di questo tipo di lavorazione sono:

- Dato il principio che la lavorazione sfrutta, elettrodo e pezzo, dovranno necessariamente essere costituiti da un materiale avente una buona conducibilità termica;
- Velocità della lavorazione molto lenta se paragonata alle lavorazioni per asportazione di truciolo. Motivo per cui tutti i macchinari per elettro erosione sono macchinari CNC in grado di lavorare in autonomia, anche spesso accoppiati con sistemi di carico/scarico pezzo robotizzati e sistemi di vasca a

scomparsa, per facilitare l'accesso alla tavola portapezzo e poter produrre senza bisogno della componente umana.

1.3 Macchinari per elettroerosione a tuffo

Verrà in questa sezione descritta brevemente la conformazione comunemente adottata per i macchinari per elettroerosione a tuffo, che altro non è che una macchina con struttura cartesiana con conformazione a C (figura 1.3).

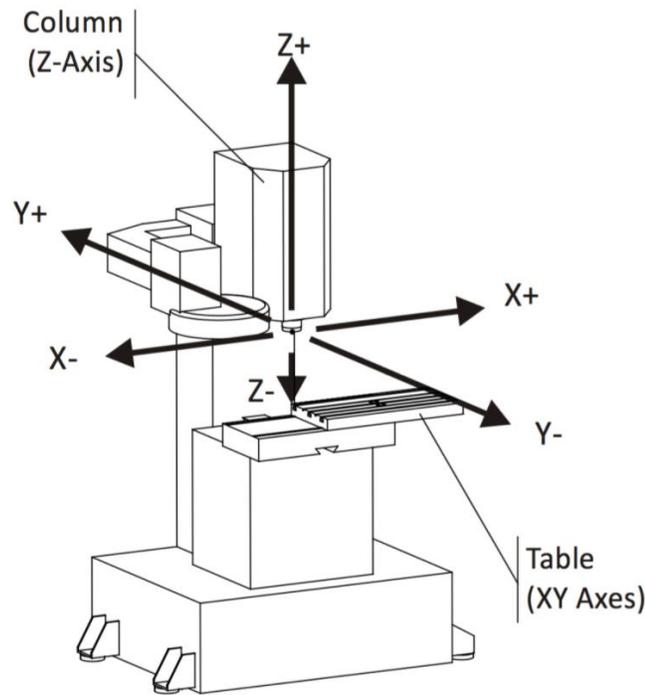


Figura 1.3 Esempio struttura cartesiana a C

La struttura comunemente ritrovata per questa classe di macchinari è formata da un basamento, che funge da supporto per la tavola portapezzo e per la meccanica che permette la movimentazione della testa.

Solitamente, si ha che il basamento sia realizzato in ghisa perlitica per fusione, oppure tramite lamiere in acciaio elettrosaldate, opportunamente rinforzate tramite nervature, per conferire una elevata rigidità strutturale.

Per quanto riguarda la tavola portapezzo, può essere, realizzata in ghisa, di pezzo con il basamento, oppure nel caso in cui si necessita di elevatissima precisione, in materiale ceramico o granito, che soffrono molto meno di problemi dovuti alla dilatazione termica.

Il basamento funge poi da supporto per i componenti detti carri, che sono dei componenti mobili, che andranno a consentire i movimenti lungo gli assi X, e Y (che verranno meglio descritti nella successiva sottosezione) tramite gli appositi sistemi di azionamento, quali possono essere, motori lineari, motori rotativi accoppiati a viti a ricircolo di sfere, oppure cilindri oleodinamici.

1.3.1 Assi macchina e sistemi di riferimento

Di fondamentale importanza nei macchinari a controllo numerico quali quello in esame, è la definizione di un sistema di riferimento per riuscire ad individuare la posizione relativa di utensile (elettrodo in questo caso) e pezzo da lavorare.

Nel caso della lavorazione di elettroerosione a tuffo, la stragrande maggioranza dei macchinari posseggono quattro gradi di libertà, cioè la struttura possiede altrettanti movimenti che è possibile controllare separatamente.

Primi dei due assi macchina, sono gli assi X e Y, che rappresentano la traslazione nel piano del pezzo nel caso in cui sia la tavola portapezzo ad essere movimentata, viceversa rappresentano la traslazione nel piano del montante che sostiene il canotto porta-elettrodo, nel caso in cui la macchina sia provvista di tavola portapezzo fissa, caso che coincide con il caso in esame.

Il terzo asse macchina è l'asse Z, che rappresenta la traslazione verticale dell'elettrodo, ed in questo tipo di lavorazione, la direzione di alimentazione del materiale.

Il moto lungo l'asse Z, come anche per gli altri assi descritti fino ad ora, potrà essere generato da vari tipi di azionamenti, come ad esempio motori lineari, motori rotativi combinati con una trasmissione a vite a ricircolo di sfere, o più raramente tramite sistemi oleodinamici. Il tutto controllato da un sistema di controllo in anello chiuso, tramite appositi trasduttori, che sugli assi lineari in esame, sono solitamente righe ottiche.

Ultimo asse macchina è rappresentato dall'asse C, che rappresenta la rotazione che l'elettrodo può compiere attorno all'asse Z. Come per gli altri assi, anche l'asse C, può venire azionato tramite azionamenti elettrici (rotativi) oppure sistemi pneumatici, ed è controllato ad anello chiuso tramite trasduttori rotativi come encoder rotativi o resolver induttivi.

Capitolo 2

2 Inquadramento del problema

Sarà trattata nel presente capitolo, una esaustiva spiegazione dello scopo e delle eventuali criticità che potrebbero riscontrarsi durante il lavoro eseguito nel presente elaborato.

2.1 Descrizione obiettivo

Obiettivo del presente elaborato è la riprogettazione delle componenti dell'asse Z di una macchina per elettroerosione a tuffo, al fine di modificare l'azionamento dell'asse stesso, da vite senza fine e motore elettrico rotativo, a motore lineare. Con successiva ottimizzazione della struttura del canotto (asse Z) rimodellato per questo tipo di azionamento eseguito con l'ausilio di software CAE (Altair Hyperworks).

I motivi che si attende giustificino tali modifiche, sono:

- Diminuzione di costi, dovuta all'assenza di una trasmissione di moto intermedia tra motore lineare e la parte mobile dall'asse.
- Riduzione delle masse movimentate, che genera una diminuzione delle forze di inerzia, con conseguente diminuzione dell'entità delle vibrazioni in seguito ai cambi di direzione dell'asse stesso in fase di lavorazione.

- Possibile margine di aumento della velocità massima di movimento degli assi, data dalla maggiore velocità massima di lavoro dei motori lineari, rispetto alla massima velocità di lavoro dell'accoppiata tra motore rotativo e vite a ricircolo di sfere.

Questo permetterebbe di avere una contrazione dei tempi morti di lavorazione come ad esempio i posizionamenti ed i cambi utensile, cosa che aumenterebbe l'efficienza del processo stesso.

- Possibile diminuzione dei costi del sistema, dovuto alla rimozione dal sistema, della trasmissione a vite senza fine.

2.2 Approfondimento e criticità nell'uso di motori lineari

Principale aspetto critico di cui tenere conto per l'uso di motori lineari è la necessità per permettere un corretto funzionamento di mantenere lungo tutta la corsa di funzionamento di mantenere il più possibile costante la dimensione del traferro.

Questo è dovuto alla variazione delle capacità dinamiche del motore stesso in funzione dell'ampiezza del traferro.

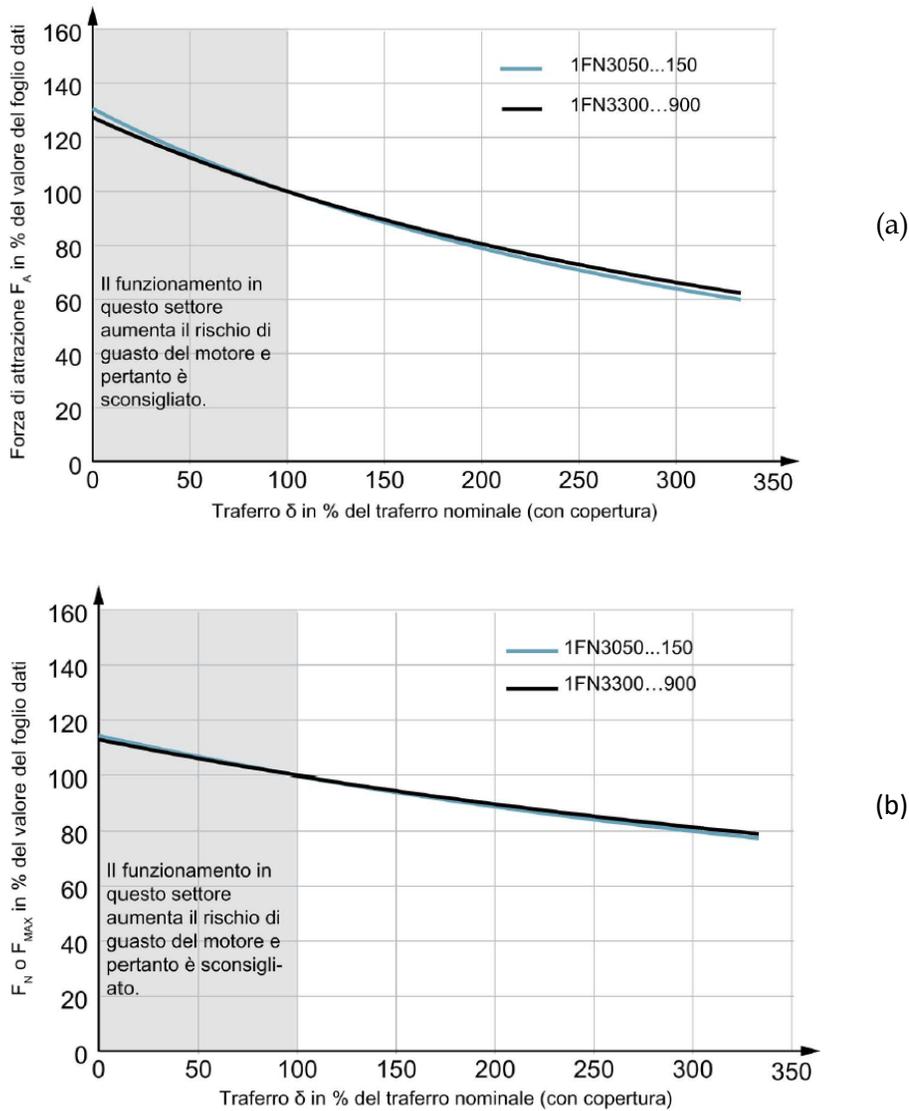


Figura 2.1 Diagrammi rappresentanti la variazione rispettivamente della forza di attrazione (a) e della forza di spinta (b) del motore in funzione della dimensione del traferro [3]

Come mostrato dai diagrammi in figura 2.1, si hanno in funzione del traferro sia variazioni della forza di attrazione magnetica che si sviluppa in funzionamento tra primario e secondario, sia una variazione della capacità di spinta massima del motore stesso.

Da ciò l'importanza di prevedere a priori per le superfici di supporto del primario e del secondario, tolleranze abbastanza restrittive, da permettere un funzionamento fluido, e

non andare a lavorare nella zona sconsigliata da catalogo, cioè la zona con ampiezza di traferro minore del 100% del valore nominale.

Ulteriori aspetti critici nell'uso del motore lineare sono:

- La necessità di prevedere un sistema di raffreddamento a liquido appositamente progettato per la dissipazione del calore della parte primaria (nel caso in cui non sia presente il raffreddamento a liquido anche sulla parte secondaria).
- La necessità, data dall'assenza di un sistema di compensazione delle forze gravimetriche, di progettare un sistema di frenatura di emergenza per bloccare la discesa dell'asse in caso cessasse l'alimentazione al motore.

Detto questo per completezza, viene specificato che questi ultimi due aspetti, pur molto importanti, non verranno trattati nel presente elaborato.

Capitolo 3

3 Dimensionamento motore lineare

In questo capitolo verrà descritto nel dettaglio il procedimento tramite il quale si è arrivati a identificare la taglia in termini di forza, del motore lineare da utilizzare per la movimentazione dell'asse verticale che verrà di seguito riprogettato.

3.1. Calcolo della massa movimentata totale di primo tentativo

Passo fondamentale per il dimensionamento della forza di spinta del motore lineare, è stata la valutazione della massa totale delle componenti in movimento che dovranno essere sorretti e movimentati in fase di funzionamento dal motore lineare (escluse le parti stesse del motore).

Al fine di effettuare un calcolo di primo tentativo, si sono valutate (servendosi del software di modellazione CAD, e conoscendo il materiale con il quale sono prodotti) le masse dei vari componenti in movimento insieme al carro mobile prima della riprogettazione dello stesso.

Ritenendo così ragionevolmente di effettuare un calcolo abbastanza conservativo (forza del motore leggermente maggiore del dovuto) della forza di spinta del motore, dato

che a seguito di una riprogettazione della struttura dell'asse macchina si punterà ragionevolmente ad una riduzione di peso, oltre che ad una maggiore semplicità costruttiva.

3.2. Valutazione dei contributi di forza

Si va in questa sezione, ad inquadrare la provenienza delle componenti di forza che sommate, vanno a comporre la forza resistente che il motore deve sopraffare, per consentire la movimentazione dell'asse stesso, e dell'elettrodo ad esso rigidamente connesso.

3.2.1 Forza peso

Componente principale della forza necessaria alla movimentazione dell'asse Z, è la forza peso, data dalla somma di tutti i pesi delle masse connesse sulla parte mobile della struttura portante, fatta eccezione, nel caso in cui sia presente un meccanismo di compensazione della forza peso, la frazione di massa compensata dal meccanismo stesso.

Nel nostro caso, essendo l'asse in esame un asse macchina che non prevede un meccanismo di compensazione delle forze gravimetriche, si ha che la forza peso, sarà sempre gravante sul motore lineare.

3.2.2 Forza di attrito tra pattini e guide

Per il calcolo della forza di attrito sviluppatasi tra la guida lineare ed i pattini a ricircolo di rulli, si è ricorso alle indicazioni del costruttore come indicato da catalogo.

Nella seguente sottosezione, verrà descritto passo-passo la metodologia di calcolo.

Come da catalogo delle guide a ricircolo di rulli, si ha che la forza di attrito in [N] si calcola secondo la seguente espressione:

$$F_a = \mu \times P + f \times n \times 9.81$$

Dove i simboli rappresentano:

- μ il coefficiente di attrito equivalente tra guida e pattino, il cui valore è dato da catalogo;
- P il carico totale che grava sui pattini;
- f rappresenta la resistenza che oppongono le tenute interne dei pattini, durante lo scorrimento, ed è un valore catalogato in funzione della taglia del sistema pattino/guida, e misurato in $[Kg_f]$ (chilogrammi forza)
- n è il numero di pattini presenti nel sistema.

Per quanto concerne il calcolo del carico totale sui pattini nelle direzioni ortogonali all'asse della guida, nel nostro caso, si hanno solamente due componenti, che essendo parallele, dovranno essere sommate algebricamente per ricavare la risultante.

La prima delle due componenti è il precarico dei pattini, mentre la seconda componente, sarà la forza di attrazione che si innesca tra primario e secondario di un motore lineare durante il funzionamento.

Essendo al momento la forza di attrazione incognita, data la sua dipendenza dalla taglia del motore attualmente incognita; si è effettuata un'ipotesi, da verificare ovviamente dopo aver dimensionato il motore.

3.2.3 Calcolo forza di inerzia

Avendo calcolato in precedenza la massa totale che deve essere movimentata dal motore, il prossimo passo per effettuare il calcolo della forza di inerzia, è quello di calcolare l'accelerazione massima a cui l'asse in fase di lavoro sarà sottoposto.

Per il calcolo dell'accelerazione, si è ricorso in prima battuta alla scelta di che tipo di profilo di velocità sarà impostato nel driver del motore che sarà in futuro montato nel nuovo modello dell'asse Z.

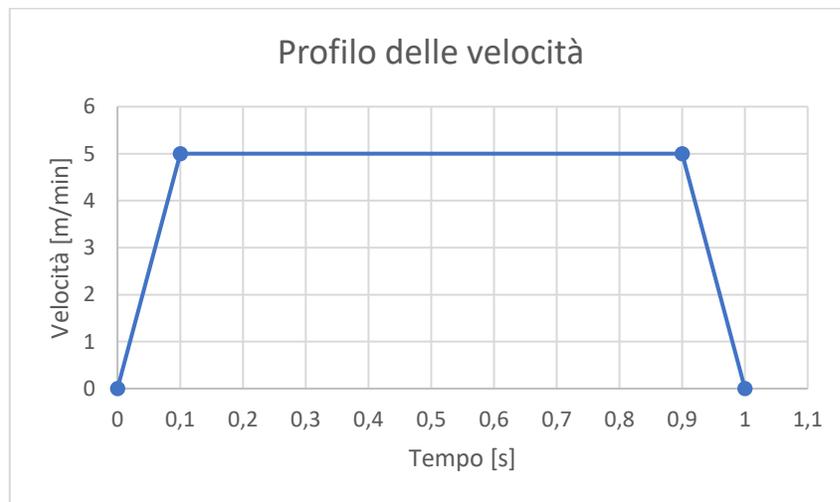


Figura 3.1 Esempio di un tipico profilo di velocità trapezoidale

Dal manuale del produttore del motore lineare (Siemens), la scelta del profilo di velocità, può ricadere su due possibili alternative, che si differenziano l'una dall'altra per la forma del profilo stesso, durante la fase di accelerazione/decelerazione.

Il primo tipo di profilo di velocità dell'azionamento è il profilo di velocità trapezoidale, caratterizzato da un'accelerazione costante durante la fase di accelerazione, che come mostrato in figura 3.1 genera un profilo di velocità trapezoidale con andamento lineare della velocità.

La seconda possibile scelta consiste nel realizzare un profilo delle velocità di forma pseudo-trapezoidale, con accelerazione variabile durante le fasi di accelerazione. Questo permette di realizzare durante le fasi ad accelerazione non nulla, un andamento ad S del profilo delle velocità (come mostrato in figura 3.2).

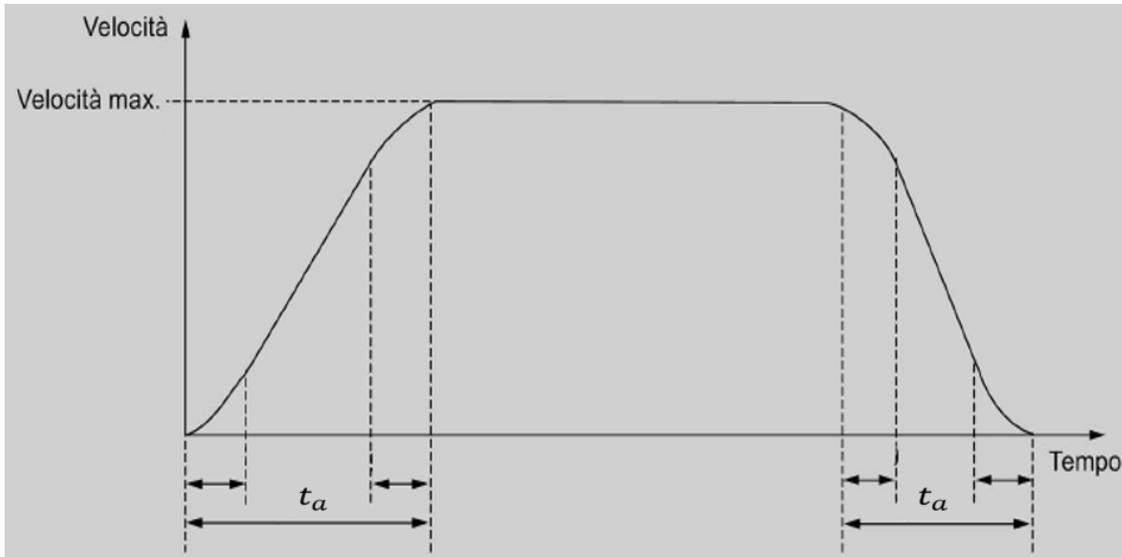


Figura 3.2 Profilo delle velocità con rampa di accelerazione a S

Il profilo ad S delle velocità in fase di accelerazione permette di evitare brusche variazioni della stessa, raccordando gli spigoli che si verrebbero a creare in un profilo delle velocità trapezoidale. Ciò può essere utile nel caso in cui si vogliano evitare il più possibile le vibrazioni in fase di variazione dell'accelerazione e si voglia avere un più preciso controllo sul valore di accelerazione durante il funzionamento.

Non essendo questo il caso in cui si abbiano particolari necessità per quanto riguarda il controllo delle accelerazioni, si è deciso di optare per un profilo delle velocità trapezoidale, avente quindi coefficiente di accelerazione costante sia durante le fasi di accelerazione, che durante le fasi di decelerazione.

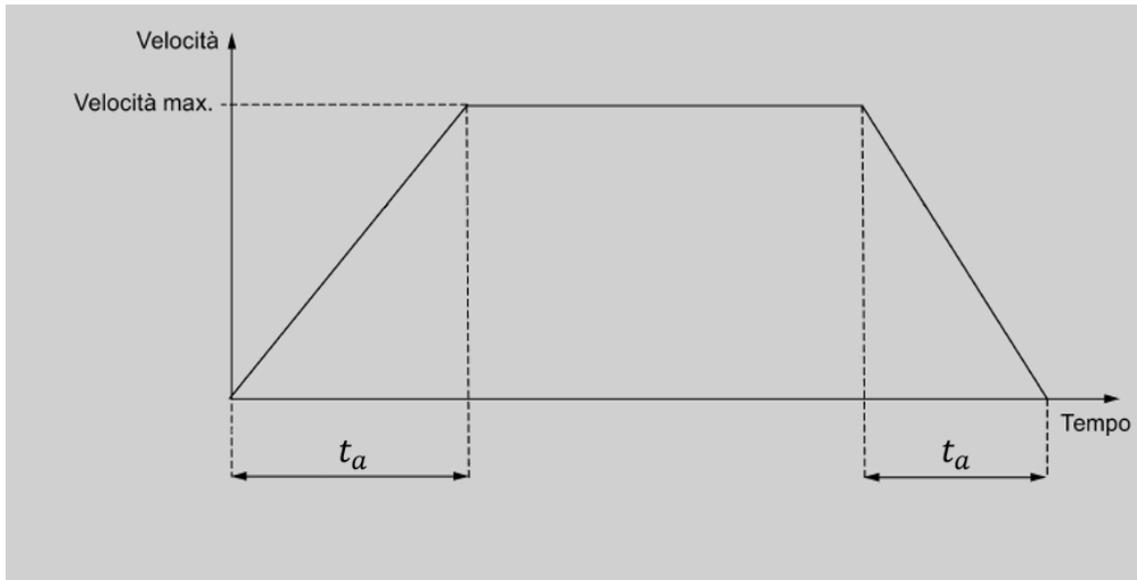


Figura 3.3 Profilo delle velocità trapezoidale (accelerazione costante)

Avendo effettuato la scelta del profilo di velocità che l'azionamento andrà a seguire in fase di lavoro, conoscendo la velocità massima di movimentazione dell'asse ed il tempo di accelerazione, si può procedere al calcolo dell'accelerazione tramite la seguente relazione:

$$a = \frac{v_{max}}{t_a}$$

Avendo così calcolato il valore dell'accelerazione massima che si potrebbe avere in fase di funzionamento, si può passare al calcolo della forza d'inerzia generata dalla movimentazione della massa stessa dell'asse Z tramite la relazione seguente:

$$F_{inerzia} = m_{tot} \times a$$

3.2.4 Forza dinamica asse C

Ultima componente è la massima forza dinamica che l'asse C della macchina è in grado di sorreggere, che in questo particolare caso è data dalla massima capacità dinamica della pinza pneumatica.

3.3 Selezione del motore

Si andrà a discutere nella seguente sezione la metodologia che è stata applicata per la scelta del modello di motore lineare da utilizzare per la movimentazione dell'asse macchina del caso.

3.3.1 Considerazioni sulla caratteristica del motore lineare

Verrà trattato in questa sottosezione un approfondimento per quanto riguarda la caratteristica del motore lineare, che altro non è che una rappresentazione grafica della forza che il motore è in grado di sviluppare, in funzione della velocità di movimento.

L'approfondimento in questione è volto giustificare l'utilizzo per la scelta del motore della forza massima, invece della forza nominale abitualmente usata.

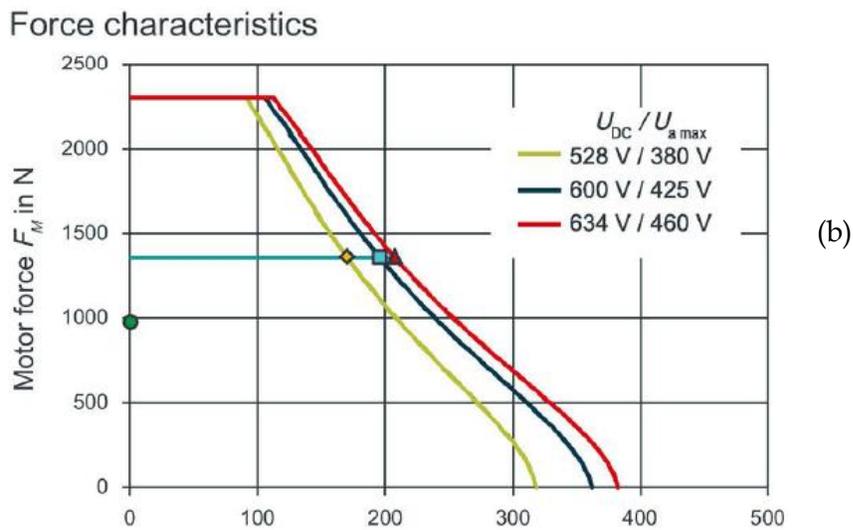
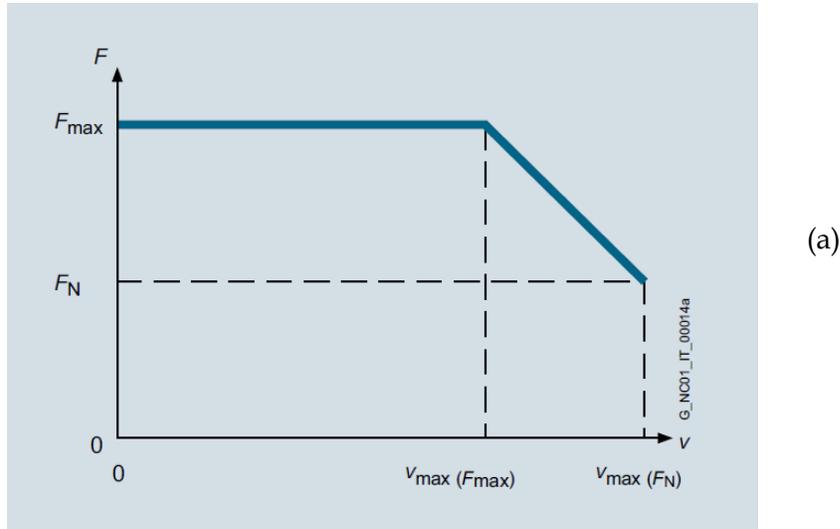


Figura 3.4 Rappresentazione teorica (a) e reale (b) della caratteristica del motore [4]

Come può essere visto da quanto riportato in figura 3.4, possono essere distinte due diverse zone nella caratteristica di funzionamento del motore lineare in questione.

La prima zona, dalla velocità nulla, fino ad una velocità $v_{max}(F_{max})$, e la seconda zona da un valore di velocità $v_{max}(F_{max})$ alla velocità massima di funzionamento.

Nella prima zona a bassa velocità, è possibile per il motore fornire una forza di spinta pari a F_{max} maggiore della forza nominale. Oltrepassata la $v_{max}(F_{max})$ all'aumentare della velocità, si ha una diminuzione della forza che il motore è in grado di fornire, fino a raggiungere il valore massimo possibile della velocità, punto in cui la forza massima coincide in valore con la forza nominale.

Da quanto visto sulla caratteristica esemplificativa della famiglia di motori lineari in esame, e conoscendo la massima velocità a cui si muoverà l'asse in esame che è pari a 5 m/min, che è molto minore della velocità massima di funzionamento media di questo tipo di motori; è stato ritenuto di poter utilizzare per la scelta del motore a catalogo, il valore di forza massima anziché della forza nominale.

3.3.2 Scelta motore a catalogo

Avendo già calcolato la forza minima che il motore deve fornire per la movimentazione dell'asse Z, ed essendo sprovvisto il suddetto asse di un sistema di compensazione del peso, ci si è orientati per la selezione a catalogo, di un motore lineare per applicazioni a carico permanente, dovendo il motore in fase di lavoro essere sempre in tensione per compensare il peso dell'asse anche durante le lavorazioni con asse Z stazionario.

L'unica verifica effettuata in questa fase per effettuare la scelta è stata la seguente:

$$F_{max} > F$$

Dove F_{max} rappresenta la massima forza che il motore è in grado di erogare, ed F rappresenta la sommatoria di tutte le componenti di forza discusse nella sezione 3.2.

La scelta del motore è ricaduta in prima approssimazione sul modello SIEMENS 1FN3150-3NB80-0BA3, la cui parte primaria ha le seguenti caratteristiche dinamiche e di potenza elettrica:

F_N [N]	F_{max} [N]	$v_{max}(F_{max})$ [m/min]	v_{max} [m/min]	Massa Primario [Kg]	Peso singolo elemento secondario [Kg]	$P_{el\ max}$ [kW]
1360	2300	109	200	10,5	1,2	8,44

Tabella 3.1 Dati motore lineare da catalogo SIEMENS

3.3.3 Considerazioni sul montaggio del primario e del secondario (e calcolo elementi secondari)

Per effettuare la conversione dell'azionamento dell'asse in esame, da motore rotativo, a motore lineare, è necessario preventivamente, effettuare la scelta di come avverrà il montaggio del motore lineare.

In particolare, si hanno due possibili soluzioni praticabili:

- la prima soluzione, prevede che il primario del motore lineare, cioè la parte con gli avvolgimenti, sia montato sul carro mobile, mentre la parte secondaria, composta da elementi magnetici permanenti, sia montata rigidamente sulla parte fissa dell'asse;
- la seconda soluzione praticabile, prevede che il primario, sia rigidamente connesso al carro fisso, e conseguentemente gli elementi magnetici componenti il secondario, siano fissati sul carro mobile.

Prima di effettuare una scelta tra i due tipi di montaggio, è stato necessario valutare l'effettiva massa del secondario, calcolandone in numero gli elementi da cui dovrà essere composto, in funzione della corsa che si vorrà realizzare.

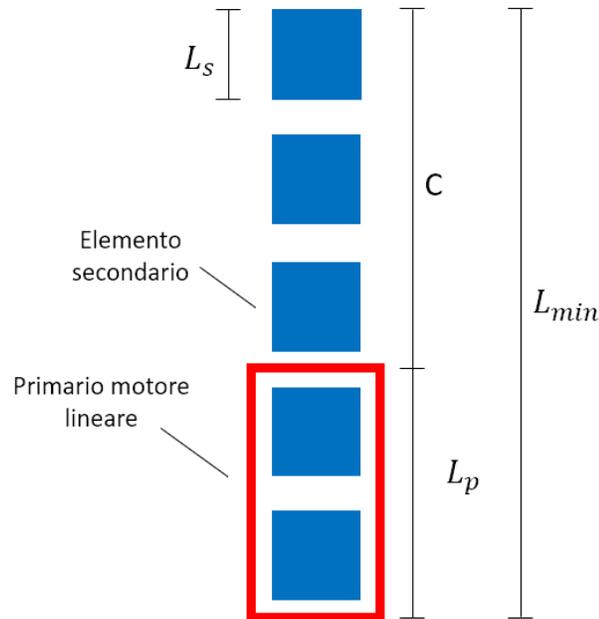


Figura 3.5 Rappresentazione schematica del calcolo del numero di elementi secondari

Come può essere capito basandosi dalla figura 3.5, conoscendo la corsa c dell'asse, e avendo da catalogo l'ingombro longitudinale dell'elemento primario del motore (L_p), può essere ricavata dalla somma dei due, la lunghezza minima teorica che il secondario dovrà avere per consentire al componente di scorrere della corsa c .

Avendo calcolato la lunghezza minima dell'elemento secondario, può essere calcolato arrotondando per eccesso il risultato della seguente relazione, il numero minimo di componenti di magneti permanenti che il secondario dovrà avere.

$$n^{\circ}_{elem} = \frac{L_{teor}}{L_c} \cong 7,5 = 8$$

Conoscendo a questo punto il numero di elementi che compongono il secondario, e di conseguenza la massa, potrà essere valutato che tipo di montaggio effettuare.

Massa primario motore [Kg]	Massa secondario motore [Kg]
10,5	9,6

Tabella 3.2 Massa totale del primario e del secondario del motore lineare

In particolare, si è optato per eseguire il montaggio del motore sulla parte fissa dell'asse, e montare il secondario sulla parte mobile, questa scelta può essere giustificata dai seguenti vantaggi:

- un montaggio fisso del primario, essendo la parte che ha bisogno di essere alimentata elettricamente, permette una riduzione dei cavi in movimento sul macchinario, con anche una conseguente (marginale) riduzione delle masse movimentate generanti forze di inerzia;
- riduzione di masse in movimento, dovute come può essere visto dalla tabella 3.2 alla differenza di peso che vi è tra il primario ed il secondario, il che porta ad una possibile riduzione di taglia del motore lineare.
- riduzione del peso totale dell'asse (sia la parte fissa che la parte mobile) dovuta al poter modellare una parte fissa di minori dimensioni (se si vorrebbe montare il secondario sulla parte fissa dovrebbe essere lunga quanto il secondario stesso), di conseguenza si avrà una diminuzione di peso totale del macchinario, rispetto al caso in cui il secondario sarebbe ancorato al carro fisso.

3.3.4 Verifica del motore

Si tratterà in questa sottosezione la verifica che la scelta del motore effettuata sia corretta, verificando a seguito dell'inserimento nella trattazione fatta alla sezione 3.2 dei dati mancanti del motore, che per il motore scelto, valga ancora la disuguaglianza:

$$F_{max} > F$$

In particolare, sono state inserite due componenti ai precedenti calcoli:

- la componente di massa dovuta al secondario del motore, che verrà montato sul carro mobile, e genererà dunque un aumento della componente di forza peso e forza di inerzia;
- la forza di attrazione tra primario e secondario del motore lineare, che va ad aggiungersi come carico dei pattini, andando quindi ad aumentare la forza di attrito tra pattino a ricircolo di rulli e guida prismatica lineare.

A seguito della verifica, risulta confermato il modello del motore scelto nella sottosezione 3.3.2.

Capitolo 4

4 Verifica delle guide lineari

Verrà esposto in questo capitolo una dettagliata spiegazione del procedimento di verifica come da manuale delle guide lineari utilizzate [5], dato l'aumento di carico che subiranno a causa della forza di attrazione sviluppata dal motore lineare.

4.1 Forze e momenti presenti

Si va in questa sezione ad elencare in dettaglio i vari carichi, siano essi sotto forma di forze, oppure sotto forma di momenti, a cui saranno sottoposte le guide ed i rispettivi pattini.

4.1.1 *Precarico del pattino*

Per quanto concerne il precarico del pattino, come da manuale, in base al tipo di funzionamento a cui sarà sottoposto il sistema, sarà possibile optare per due possibili classi di precarico, come mostrato in figura 4.1.

Classe di precarico	Precarico	Classe di precisione
P2	$0.08 \cdot C$	Q0 Q1 Q2 Q3
P3	$0.13 \cdot C$	Q0 Q1 Q2 Q3

- P2 per elevata rigidità con carichi medio-alti e vibrazioni variabili
P3 per massima rigidità con elevate sollecitazioni da urti o vibrazioni e carichi/momenti elevati

Figura 4.1 Classi di precarico dei pattini in base al tipo di funzionamento

Dovendo le guide essere usate su di un macchinario per elettroerosione, che come discusso in precedenza permette di svolgere lavorazioni dove la struttura non viene sollecitata, a meno delle sollecitazioni causate per la movimentazione stessa e per il peso, si ha che il precarico ottimale per il caso in esame sia in precarico di classe P2, dove il valore indicato come C , sta a rappresentare il valore della capacità di carico dinamico del cuscinetto lineare. Che sta a rappresentare il massimo carico radiale che il cuscinetto può reggere garantendo una durata nominale di funzionamento di 100 km di distanza percorsa.

4.1.2 Forza di attrazione

Parte predominante del carico sui pattini, è la forza di attrazione sviluppata tra primario e secondario del motore lineare.

Essendo questa forza, a differenza della forza di precarico, una forza esterna ai pattini, ed essendo le guide montate su quattro pattini (due per ogni guida), la forza di precarico andrà ripartita equamente su tutti i pattini.

4.1.3 Momenti dovuti alle forze

Per quanto riguarda i momenti di reazione dei pattini dovuti alle forze applicate sui carri, si ha da manuale che in configurazioni aventi quattro pattini o più, non sono generati dai pattini momenti di reazione di valore particolarmente rilevante.

4.2 Calcolo durata di vita in metri

Verrà in questa sezione eseguita la stima della durata della vita delle guide/pattini, come da indicazioni del manuale del produttore delle guide a ricircolo di rulli (ROSA Sistemi).

Per effettuare il calcolo della durata di vita, il primo passo da effettuare è la scomposizione delle forze secondo le due direzioni ortogonali alla direzione della guida come indicato da figura 4.2.

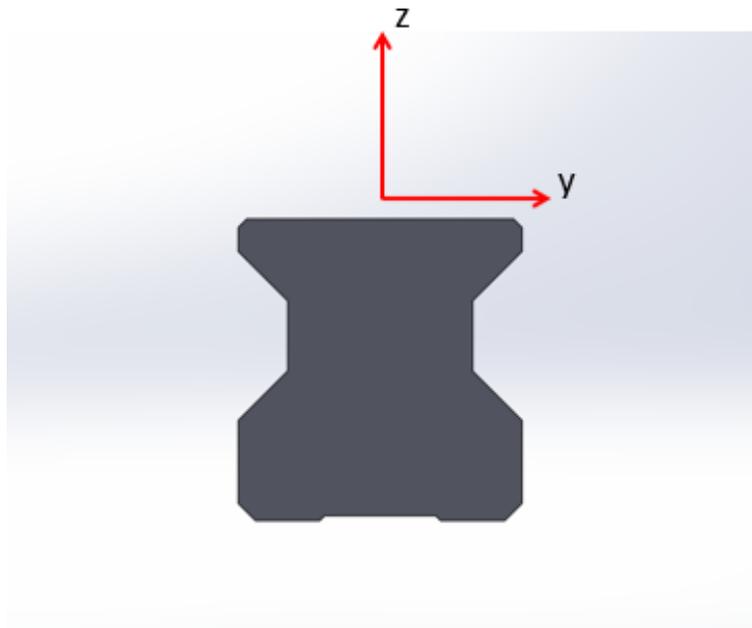


Figura 4.2 Direzioni di scomposizione delle forze sulla guida

Successivamente alla scomposizione delle forze componenti lungo le direzioni y e z, si ricavano le risultanti in ognuna delle due direzioni:

$$F_y = \sum_{i=1}^n F_{y_i}$$
$$F_z = \sum_{i=1}^n F_{z_i}$$

Passo successivo, è il calcolo della forza detta sollecitazione del cuscinetto equivalente così definita:

$$F_r = |F_y| + |F_z|$$

che risulterà necessaria al calcolo del carico effettivo del cuscinetto equivalente P, definito da catalogo come:

$$P = F_r$$

Nel caso in cui $F_r \geq 2.9 \times F_{pr}$ dove F_{pr} è la forza di precarico, che essendo di molto più bassa rispetto alla sollecitazione esterna, non influisce significativamente sulla durata di vita del pattino.

In tutti gli altri casi, il carico equivalente P sarà:

$$P = F_{pr} + 0.66 \times F_r$$

Nel caso in esame, essendo $F_r < 2.9 \times F_{pr}$ si ha che il carico P debba essere calcolato con l'ultima relazione esposta.

Ultimo valore da ricavare prima di poter procedere calcolo della durata di vita dei pattini, è il coefficiente a_1 . Un fattore moltiplicativo, che come da normativa DIN ISO va selezionato da catalogo, ed indica la probabilità che la vita effettiva del componente superi in valore la durata di vita calcolata dal presente studio analitico.

Probabilità di durata %	90	95	96	97	98	99
a_1	1.00	0.62	0.53	0.44	0.33	0.21

Figura 4.3 Valori tabellati da catalogo coefficiente a_1

Non avendo nel nostro caso particolari richieste in termini di precisione della stima della durata di vita dei componenti in esame, ed essendo i componenti stessi, sottoposti a basse sollecitazioni rispetto alla loro effettiva capacità di carico (come potrà essere visto nelle seguenti sezioni) è stato usato ai fini del calcolo, un coefficiente $a_1 = 1$, che come può essere visto dalla figura 4.3, corrisponde ad una probabilità di affidabilità della durata calcolata del 90%.

Viene in fine definita la durata di vita nominale in metri secondo la seguente relazione:

$$L = a_1 \times \left(C/p \right)^{\frac{10}{3}} \times 10^5$$

4.3 Calcolo del coefficiente di sicurezza statico

Come da manuale si ha che il coefficiente di sicurezza statico è definito come segue:

$$S_0 = C_0/p_0$$

Dove:

- S_0 è il coefficiente di sicurezza statico che stiamo cercando;
- C_0 è il valore della capacità di carico statico del pattino espressa in [N] e data da catalogo in funzione del modello e della taglia del pattino in esame;

- P_0 rappresenta il valore del carico statico del cuscinetto equivalente espresso in [N].

Il carico statico del cuscinetto equivalente è calcolabile da manuale tramite la seguente relazione:

$$P_0 = |F_r| + \frac{M}{M_{t0}} \times C_0$$

Ultimo passo della presente verifica è stato verificare che, come da indicazioni del produttore, il coefficiente di sicurezza appena calcolato, sia maggiore di un valore minimo tabellato in funzione alle condizioni di utilizzo del sistema, che nel caso in esame è "sollecitazioni uniformi e vibrazioni leggere" (vedi figura 4.4).

Condizioni di utilizzo	S_0
Rigidità massima, forti sollecitazioni d'urto e vibrazioni	≥ 6
Elevata rigidità, sollecitazioni d'urto medie e variabili, vibrazioni	≥ 4
Sollecitazioni uniformi, vibrazioni leggere	≥ 3

Figura 4.4 Coefficienti di sicurezza minimi consigliati da catalogo in funzione del tipo di utilizzo

I componenti risultano verificati, essendo stato calcolato un coefficiente di sicurezza statico pari a $16 \geq 3$.

4.4 Verifica deformazione

Si tratterà in questa sezione il procedimento effettuato sulle guide, al fine di verificare che la deformazione delle guide non pregiudichi il funzionamento del motore lineare modificando in modo sostanziale l'altezza del traferro, i cui problemi sono stati discussi nel capitolo dedicato al breve approfondimento sui motori lineari.

Come da catalogo del produttore del motore lineare, si è verificato che la deformazione delle guide lineari, sia minore del massimo scostamento possibile del traferro dalla dimensione teorica, che nel nostro caso, è 0,1 mm.

Di conseguenza, si andrà a verificare che :

$$\delta_{guida} \leq T_{traferro}$$

Dove:

- δ_{guida} rappresenta la deformazione effettiva della guida lineare;
- $T_{traferro}$ rappresenta la massima deformazione tollerata del traferro.

Per eseguire la stima della deformazione della guida, si è ricorso alla valutazione grafica tramite i diagrammi di rigidezza forniti dal costruttore (figura 4.5).

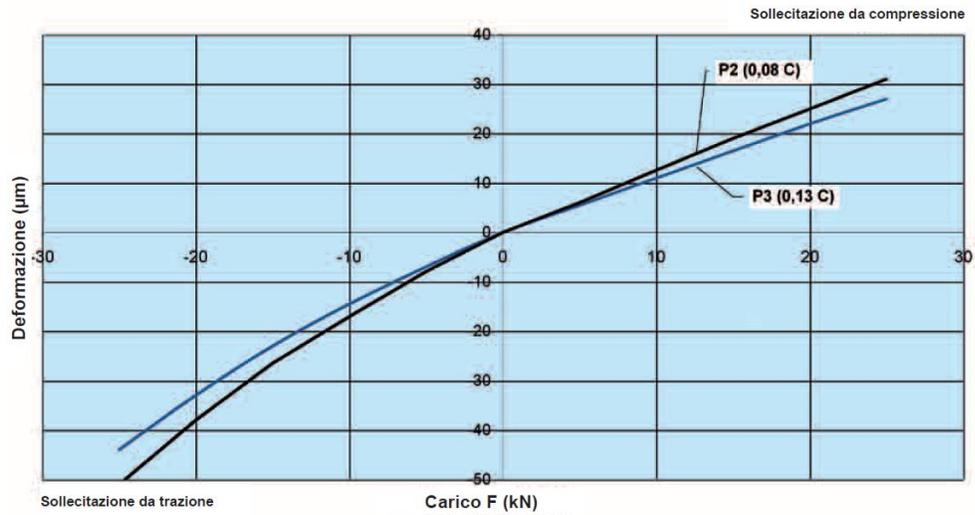


Figura 4.5 Diagramma di rigidezza delle guide

Per il calcolo del carico, si ha che l'unica forza a poter generare deformazione è la forza di attrazione del motore lineare, da ripartire equamente sui quattro pattini.

Si trova dunque il carico $F = 1115 \text{ N}$, che restituisce secondo il diagramma di rigidezza del pattino, una deformazione statica $\delta_{guida} = 2 \mu\text{m}$.

Risulta quindi verificata la disuguaglianza discussa in precedenza, per rispettare la tolleranza sulla dimensione del traferro.

Capitolo 5

5 Riprogettazione asse macchina

Verrà in questo capito descritto il procedimento di modellazione, e gli approcci utilizzati per la progettazione dei nuovi componenti ottimizzati per il funzionamento con azionamento lineare, facenti parte della struttura dell'asse Z della macchina in esame.

5.1 Approccio al problema

Nella presente sezione verrà descritto il tipo di approccio utilizzato per la modellazione del nuovo asse macchina.

Essendo il presente elaborato una tesi in azienda, e dovendo quindi interfacciarsi con la realtà industriale, si è preferito preparare più di un modello, ognuno rispondente a ben determinati requisiti, tra cui l'azienda possa poi scegliere in base alle necessità.

Tra i requisiti presi in esame per effettuare la modellazione dei nuovi componenti vi è:

- Favorire la preparazione di un prototipo effettuando meno modifiche possibili ai componenti, in modo che si possano riutilizzare componenti già a magazzino.

- Ridurre il più possibile la massa mobile dell'asse, in modo da poter ridurre il più possibile inerzie, pesi e di conseguenza la taglia dell'azionamento. Cosa che porterebbe sia ad un vantaggio economico di costruzione del macchinario (minor taglia del motore implica minor costo), sia ad una migliore efficienza di funzionamento data la minor potenza elettrica richiesta all'azionamento.
- Semplificare il più possibile la forma delle parti componenti la struttura dell'asse, in modo da diminuire i costi di produzione delle stesse.
- Rispettare per quanto possibile gli ingombri dell'asse originale, in modo da evitare la riprogettazione di più parti possibile.

Va detto purtroppo che non sempre è stato possibile far coincidere in un singolo modello tutti i requisiti appena esposti, di conseguenza sono state modellate varie configurazioni, tra le quali sarà possibile effettuare una scelta.

5.2 Modello I

Ci si è focalizzati come primo modello, alla realizzazione di una configurazione che andrà a semplificare il più possibile la creazione di un prototipo in termini di spesa.

5.2.1 Carro mobile

Si è scelto di effettuare meno modifiche possibili sul carro mobile, in particolare le uniche modifiche da effettuare sul suddetto componente, saranno le operazioni di foratura per effettuare il collegamento tramite viti, degli elementi magnetici componenti il secondario del motore lineare (figura 5.2).



Figura 5.1 Rappresentazione CAD carro mobile Modello I

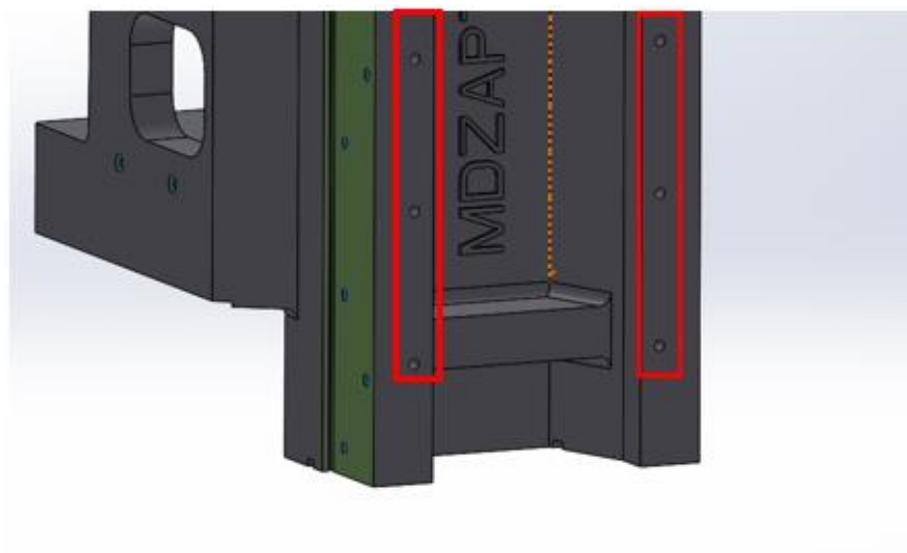


Figura 5.2 Dettaglio sui fori di collegamento degli elementi secondari

5.2.2 Carro fisso

A differenza di quanto visto per il carro mobile, la struttura del carro fisso in questo primo modello, come può essere visto dalla figura 5.3 ha dovuto necessariamente subire ingenti modifiche ai fini di poter ospitare il motore lineare.

Le principali modifiche sono state:

- Rimodellazione della base, per fungere da alloggiamento per il motore lineare.
- Aumento di ingombro in altezza, per far fronte al maggiore ingombro del motore lineare rispetto al precedente sistema di azionamento che vedeva al posto del motore lineare un motore rotativo abbinato ad un giunto rigido ed una vite a ricircolo di sfere, che permettevano di avere ingombri minori nello spazio tra i due componenti dove è posizionata la sola vite a ricircolo di sfere.

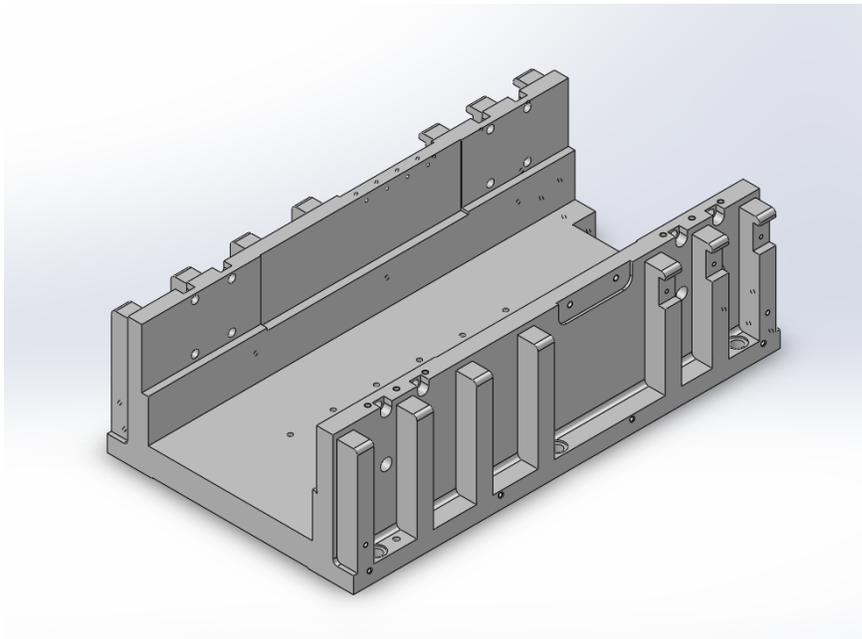


Figura 5.3 Rappresentazione CAD (vista isometrica) carro fisso Modello I

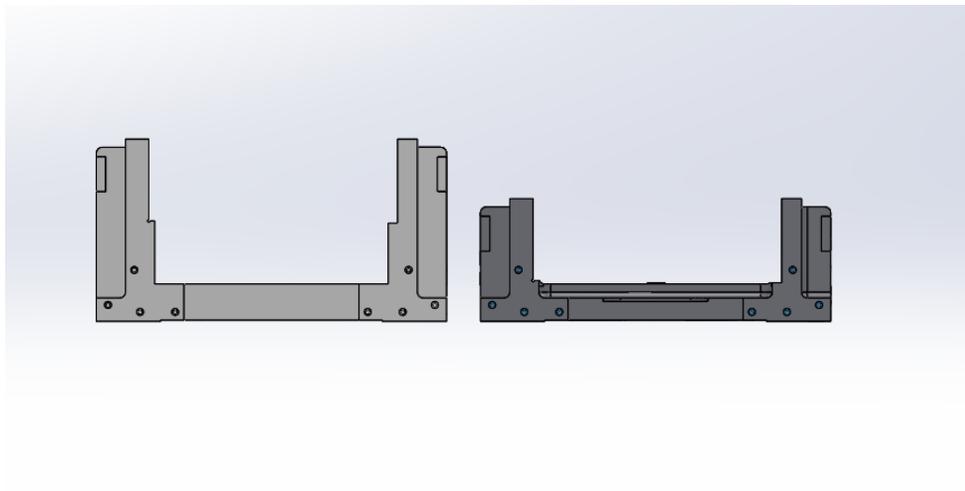


Figura 5.4 Confronto carro fisso Modello I e originale (a destra)

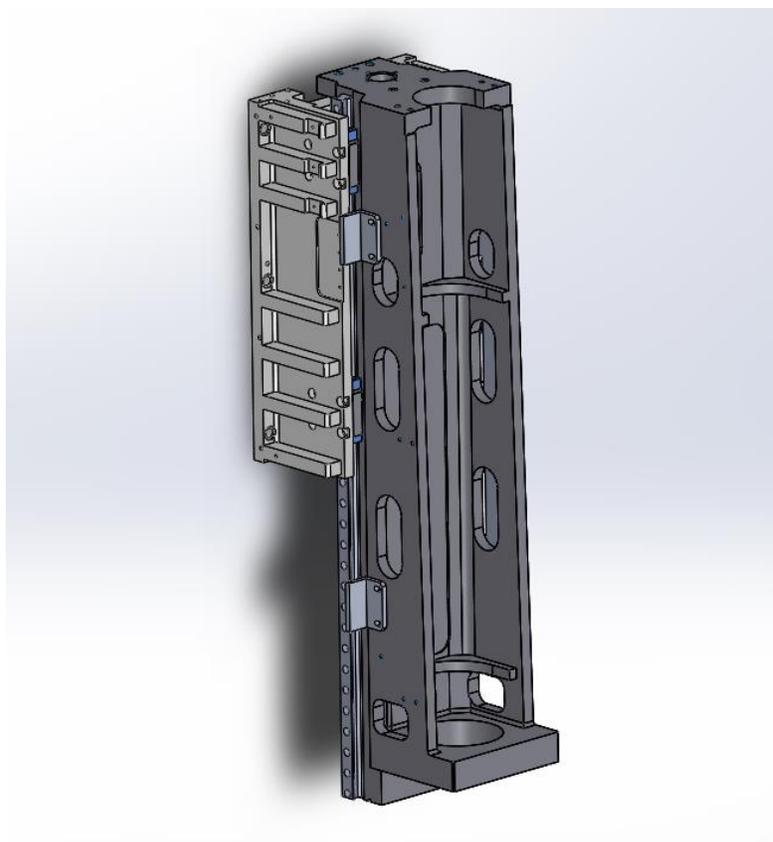


Figura 5.5 Rappresentazione CAD d'assieme del modello I

5.3 Modello II

Per la progettazione del secondo modello, si è partiti da zero, al fine di creare una configurazione per l'asse Z, che vada a semplificare il più possibile la forma dei due carri, in particolare per diminuire il più possibile il costo di realizzazione dei componenti stessi.

Altro punto su cui ci si è focalizzati per la riprogettazione, la riduzione per quanto possibile delle masse in movimento.

5.3.1 Carro mobile

Primo passo per la modellazione del carro mobile, è stata la modellazione del supporto per gli elementi magnetici componenti il secondario del motore lineare.

Con il fine di semplificare la struttura il più possibile, si è realizzata la superficie di supporto per le guide, in un piano parallelo al supporto del motore. Permettendo così di realizzare la parte principale del componente a partire da lamiera.

Passo finale per il completamento del componente, è stato modellare il supporto per l'asse C (pinza pneumatica) delle stesse dimensioni del supporto sul carro originario, aggiungendo delle nervature di rinforzo per una maggiore rigidità del sistema.

Passaggio fondamentale per la riduzione del peso, è stata l'aggiunta di grandi asole di alleggerimento in corrispondenza delle nervature, e del supporto degli elementi magnetici.

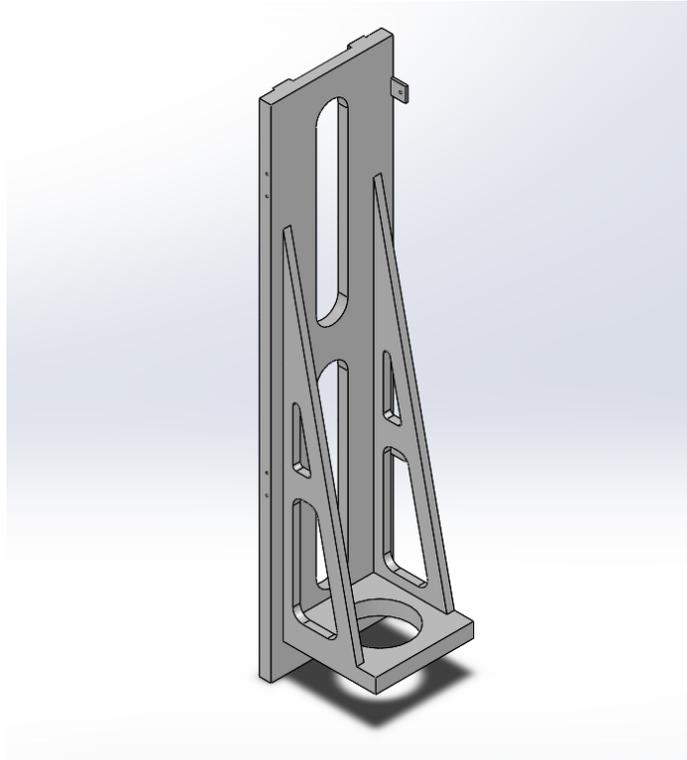


Figura 5.6 Rappresentazione CAD (vista isometrica) carro mobile Modello II

5.3.2 Carro fisso

Nell'ottica di semplificare la forma del componente, è stata effettuata la scelta di modellare il carro stesso come una piastra rettangolare, avente dimensioni lungo gli assi X e Y uguali alle dimensioni del carro fisso di partenza, il tutto per motivi di accoppiamento con il resto della struttura.

Per quanto riguarda le dimensioni lungo l'asse Z del componente, si è preferito modellare un componente la cui realizzazione necessita di meno lavorazioni possibili, di conseguenza, è stato fatto largo uso di spessori, laddove sia necessario, come ad esempio alla base dei pattini a ricircolo di rulli, come può essere visto dall'immagine di assieme in figura 5.7.

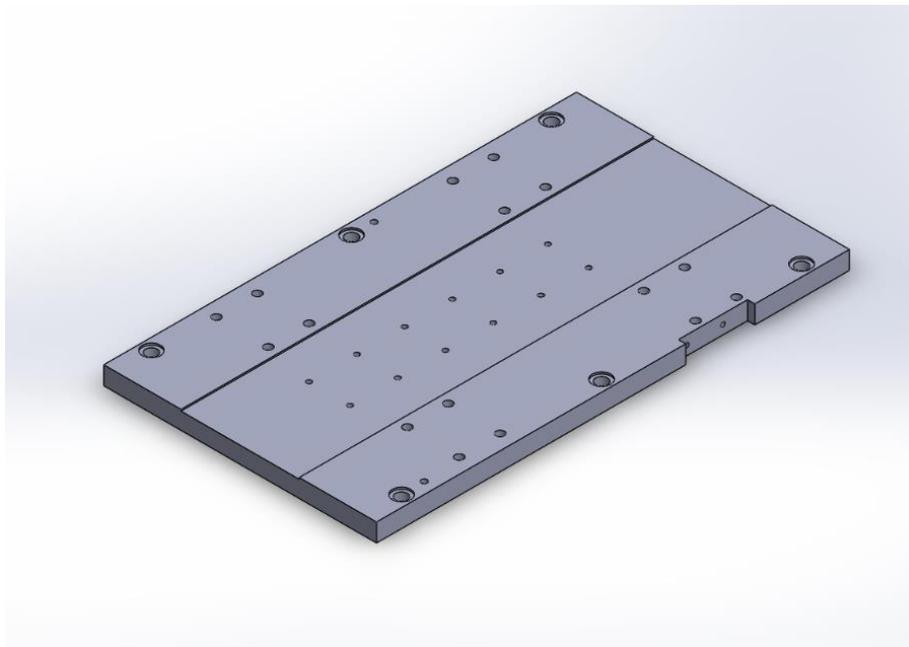


Figura 5.7 Rappresentazione CAD (vista isometrica) carro fisso Modello II

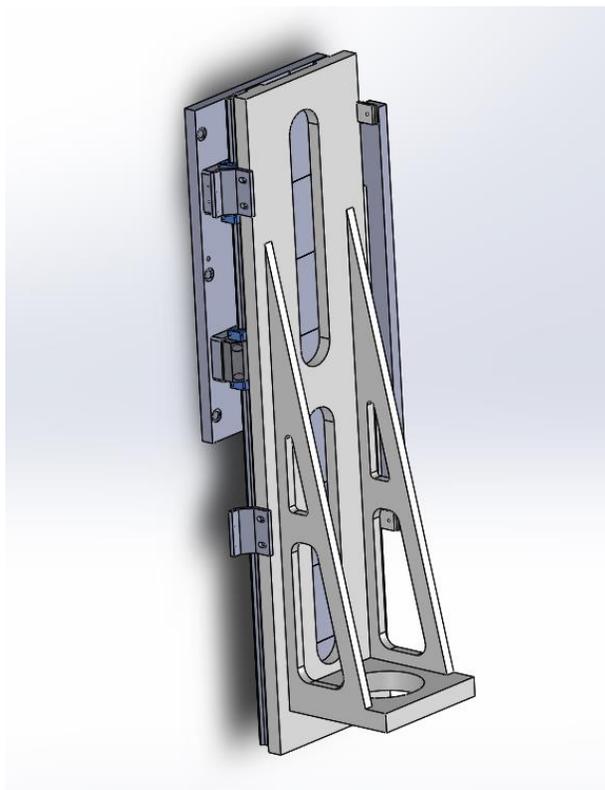


Figura 5.8 Rappresentazione CAD d'assieme del modello II

5.4 Modello III

Per la modellazione della terza configurazione possibile, come per il secondo modello, si è effettuata una riprogettazione da zero, di entrambi i carri.

Punti fissi su cui ci si è basati per effettuare la modellazione, sono stati come per il secondo modello, il semplificare la struttura con il fine ultimo di ridurre il costo di produzione, la riduzione della massa in movimento, e come verrà discusso nell'apposita sezione, in questo caso, è stata anche valutata la possibilità di tentare di ridurre l'ingombro del carro mobile.

5.4.1 Carro mobile

Come fatto per il carro mobile nel caso del modello II, anche in questo caso, si è usato come punto di partenza per la modellazione del carro, la piastra che fungerà da supporto per il secondario del motore lineare.

Dopo aver modellato il supporto motore, con lo scopo di ridurre l'ingombro laterale del carro si è adottata per il montaggio delle guide lineari, una soluzione simile a quella adottata nell'asse originario, cioè con la superficie delle guide montata su di un piano ortogonale rispetto al piano su cui scorre il motore lineare.

Questa soluzione ha permesso così di diminuire rispetto al modello II l'ingombro del carro mobile lungo l'asse y (figura 5.9).

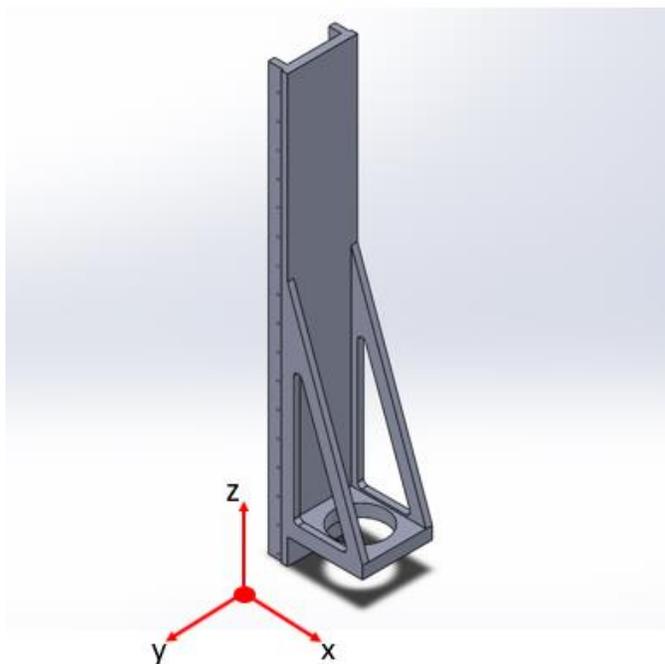


Figura 5.9 Rappresentazione CAD (vista isometrica) carro mobile Modello III

5.4.2 Carro fisso

Nella terza configurazione che è stata progettata per l'asse, si è dovuti tornare ad una configurazione del carro fisso di forma simile alla configurazione iniziale pre-riprogettazione, cioè formata da una base che alloggerà i fori di supporto per il primario del motore, e le due braccia che supporteranno i pattini.

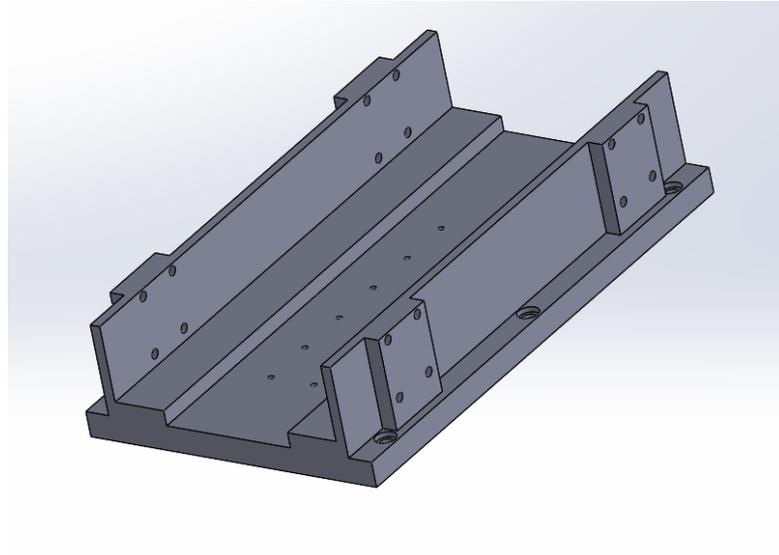


Figura 5.10 Rappresentazione CAD (vista isometrica) carro fisso Modello III

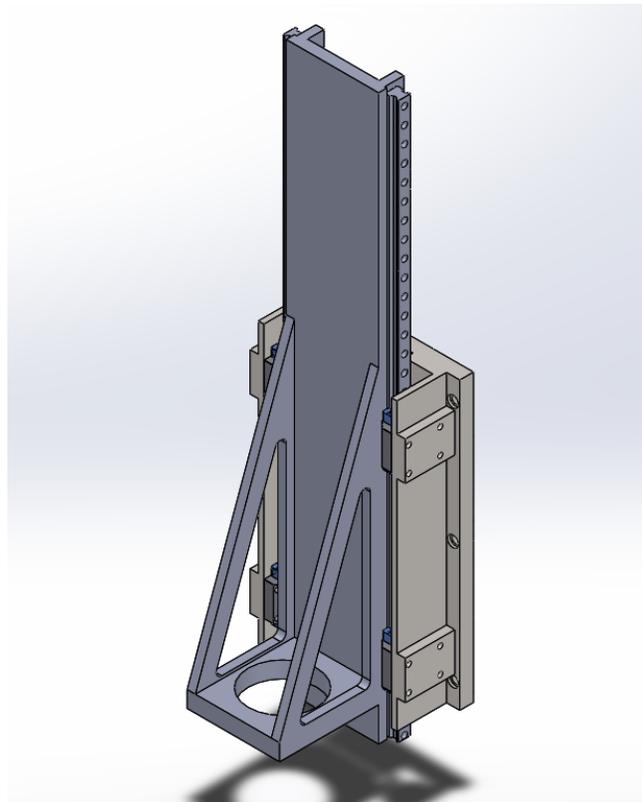


Figura 5.11 Rappresentazione CAD d'assieme del modello III

5.4.3 Considerazioni finali Modello III

Va detto come questa configurazione comporta rispetto alla precedente, un più complicato processo di produzione per quanto riguarda tutti e due i componenti, soprattutto il carro fisso, di conseguenza, si è preferito continuare a lavorare per i successivi studi di questo elaborato, sul modello II.

Capitolo 6

6 Analisi agli elementi finiti

Verranno descritti nel seguente capitolo, una breve descrizione teorica dei metodi di analisi statica agli elementi finiti, e i risultati a cui ha portato tale analisi, effettuata sui due componenti riprogettati, cioè una rappresentazione grafica della distribuzione di tensioni e delle deformazioni su tutta la struttura del componente.

Per effettuare le analisi in esame, ci si è serviti della suite di software CAE Hyperworks, della Altair Engineering, coadiuvate da un software di modellazione 3D (Solidworks) per la preparazione dei modelli.

6.1 Brevi cenni

Verrà in questa sezione descritti brevi cenni dei metodi agli elementi finiti senza tuttavia entrare nei dettagli del metodo matematico.

Sviluppato in parallelo allo sviluppo dei moderni calcolatori elettronici, anche se la nascita del metodo matematico degli elementi finiti fu sviluppato vari anni prima, è stato creato principalmente per la risoluzione di problemi di calcolo strutturale di strutture complesse come ad esempio strutture formate da travature reticolari.

Si è espanso ad oggi il campo di utilizzo a praticamente tutti i macro-campi ingegneristici, dal campo dell'analisi e dell'ottimizzazione dei componenti meccanici, alle analisi di fluidodinamica computazionale (CFD) alle analisi sull'elettromagnetismo.

I metodi agli elementi finiti sono metodologie di calcolo finalizzate al ricavare la soluzione approssimata di equazioni differenziali alle derivate parziali su un determinato dominio.

Il motivo per cui è necessario l'uso di metodi approssimati per la risoluzione di determinati problemi, va ricercato principalmente nell'elevata difficoltà che comporta la risoluzione analitica di un problema fisico reale, senza l'introduzione di opportune semplificazioni.

In particolare, con un metodo agli elementi finiti, si va a semplificare la trattazione del problema del continuo, avente infiniti gradi di libertà, sostituendo il modello originario (dominio) con un modello "discretizzato", avente numero finito di gradi di libertà, cioè il modello sarà quindi formato da vari elementi, all'interno dei quali le equazioni differenziali saranno di più facile risoluzione.

Detto questo, risulta semplice comprendere come nonostante si debbano trattare equazioni differenziali più semplici, se ne abbia un numero molto più alto da elaborare; da qui si capisce facilmente il motivo per cui lo sviluppo del metodo sia avanzato parallelamente allo sviluppo dei moderni calcolatori elettronici.

6.2 Dal modello alla soluzione: il procedimento

Verranno descritti in questa sezione, i vari step da eseguire per passare da un modello CAD dei componenti, ai risultati dell'analisi, che nel caso in esame sarà un'analisi lineare statica.

6.2.1 I tre macro-passaggi fondamentali

Le azioni che portano alla soluzione di un'analisi FEM di un componente, possono sempre essere suddivise in tre categorie:

- Pre-processing del modello
- Solving
- Post-processing dei dati

Queste tre famiglie di azioni, nell'ordine in cui sono state elencate, rappresentano i passaggi, che portano dal modello CAD realizzato tramite un software di modellazione 3D, all'output, solitamente sotto forma di rappresentazione grafica.

La suite Hyperworks prevede per l'esecuzione del pre-processing, l'applicativo software denominato Hypermesh, per la fase di solving verrà utilizzato il solutore chiamato Optistruct, mentre la visualizzazione dei dati verrà utilizzato l'applicativo Hyperview.

6.2.2 Pre-processing

Rientrano nella fase di pre-processing, tutte quelle azioni che portano alla realizzazione del modello agli elementi finiti, che viene poi elaborato dal solutore.

Il pre-processing, si compone di varie fasi:

1. Importazione della geometria. Si compone da varie fasi.
 - a. Primo passo da effettuare, è quello di importare all'interno del software CAE in esame, la geometria modellata attraverso il software di modellazione CAD.
 - b. Pulizia della geometria. Può capitare alle volte, di ritrovare problemi nella geometria importata, come ad esempio gap tra superfici che non

permettono di identificare un solido chiuso, superfici non propriamente connesse o ridondanti.

- c. Defeaturing. Viene definito defeaturing, l'eliminazione dal modello dei dettagli ininfluenti per l'analisi, oppure troppo piccoli per essere discretizzati, che andrebbero ad apportare quindi problemi alla mesh. Possono venire ad esempio trascurati in questa fase, features come gole di scarico per lavorazioni, fori di piccola dimensione o piccoli supporti di componenti esterni non soggetti a sforzo.

2. Costruzione della mesh.

- a. Si va innanzitutto a scegliere il tipo di mesh da utilizzare in base alla geometria del componente. I tipi di mesh tra cui scegliere sono:
 - i. Mesh 1D. Tipo di mesh consigliata in caso di geometrie semplici come ad esempio aste e travi, in cui una delle tre dimensioni sia prevalente rispetto alle altre.
 - ii. Mesh 2D o shell mesh. Consigliata nei casi in cui due dimensioni siano prevalenti rispetto alla terza, come ad esempio nel caso di una piastra. Passaggio fondamentale nel caso in cui la scelta ricada su questo tipo di trattazione, va effettuata dal modello CAD 3D l'estrazione delle superfici mediane che saranno usate come base per l'analisi del componente.
 - iii. Mesh 3D. Usata nei casi in cui tutte e tre le dimensioni del componente siano di ordini di grandezza paragonabili, anche

se per geometrie semplici, è preferibile utilizzare mesh di tipo 2D per diminuire le risorse computazionali necessarie.

- b. Scelta tipo di elementi che compongono la mesh. I più comuni tipi di elementi su cui può vertere la scelta sono: triangolari o quadrati nel caso di mesh bidimensionale, e tetraedrici a base triangolare o quadrata nel caso tridimensionale. Si ha solitamente che gli elementi triangolari risultano meno precisi, tuttavia in alcuni casi, in base alla geometria, risulta inevitabile avere alcuni elementi triangolari in una mesh di elementi quadrati oppure una mesh composta completamente da elementi triangolari.
 - c. Valutazione della dimensione degli elementi in base alle dimensioni del componente in analisi.
3. Controllo qualità della mesh. Passaggio particolarmente importante ai fini di garantire l'affidabilità del metodo, è assicurarsi di avere una mesh di buona qualità tramite i seguenti parametri:
- a. Controllo dimensionale degli elementi. Bisogna assicurarsi che tutti gli elementi o se non altro il più possibile, abbiano dimensioni compatibili con la dimensione selezionata, e che non vi siano elementi né troppo grandi (causa di un possibile calo nella precisione) né troppo piccoli (che risultano spesso distorti).
 - b. Eliminare discontinuità nella mesh. Alle volte può verificarsi che alcuni elementi del modello interrompano la continuità della mesh, ciò causa inaffidabilità dei risultati, poiché il solutore tratterà in questo caso i due lati della mesh come superfici separate.

- c. Ricerca di eventuali elementi distorti. Va "riparata" per quanto possibile la mesh in corrispondenza di eventuali elementi distorti (troppo lunghi o troppo schiacciati) poiché potrebbero creare problemi alla matematica del solutore. Principali metodi per il trattamento degli elementi distorti sono:
 - i. Unire più elementi nel caso in cui siano troppo sottili.
 - ii. Modificare la geometria del modello che genera il problema.
 - d. Verificare aspect ratio degli elementi. Viene definito aspect ratio di un elemento, il rapporto tra le due dimensioni principali dell'elemento stesso, questo valore, va preferibilmente mantenuto in valori da 0,8 a 4.
 - e. Verifica valore del determinante della matrice Jacobiana. Per ogni elemento, può essere definita una matrice Jacobiana, il cui determinante, può variare da 0 ad 1, tuttavia va mantenuto preferibilmente un valore maggiore a 0,7 al fine di evitare errori numerici.
4. Definizione del materiale. Si vanno in questa fase ad inserire nel software di pre-processing i vari parametri che identificano il materiale (oppure i materiali) di cui sono composti i componenti da analizzare. I parametri da inserire varieranno in base al tipo di analisi che si andrà ad effettuare, ed in base al tipo di mesh usata (1D, 2D o 3D).
5. Definizione proprietà dei componenti. Rientra nella definizione delle proprietà dei componenti, l'inserimento ad esempio di spessori nel caso di elementi 2D.

6. Inserimento carichi. Passo finale del pre-processing, è l'inserimento dei vari carichi, dove con carichi si intende sia forze e momenti, che vincoli. Che andranno definiti tramite i punti di applicazione per quanto riguarda i vincoli, mentre andranno caratterizzati con punto di applicazione, modulo direzione e verso le varie forze/momenti.

6.2.3 Solving

Ci si servirà per la presente fase di solving, del solutore Optistruct, che è un solutore per analisi agli elementi finiti ed ottimizzazioni topologiche, particolarmente indicato per la risoluzione di problemi lineari e non lineari.

6.2.4 Post-processing

Si andrà in questa fase a servirsi dell'applicativo software di elaborazione grafica dei dati Hyperview compreso nel pacco software Hyperworks.

In questa fase potrà essere eseguito un plot a schermo sulla geometria del componente dei dati della soluzione ottenuta dal procedimento di solving.

Potranno essere in particolare mostrate animazioni che mostreranno l'evoluzione temporale del sistema sottoposto ai carichi, e delle mappe colorimetriche complete di leggenda, che andranno a mostrare le variabili richieste.

Fanno parte di questo step, le eventuali modifiche alla modalità di rappresentazione grafica, come ad esempio il tipo di media da utilizzare per una rappresentazione dei dati più graduale.

6.3 Pre-processing carro mobile (modello II)

Verrà in dettaglio descritta in questa sezione la procedura che è stata eseguita per modellare l'analisi del componente in esame.

6.3.1 *Defeaturing modello CAD*

Primo step effettuato per la preparazione del modello è stato il defeaturing.

A differenza di quanto descritto nella precedente sezione di descrizione della metodologia di preparazione del modello all'analisi agli elementi finiti, dove è stato detto che il defeaturing può essere effettuato sul software FEA, si è preferito invece per semplicità, di effettuare il defeaturing tramite il software di modellazione CAD Solidworks.

Le features rimosse in questa fase sono state:

- Le gole di scarico necessarie per la rettifica delle sedi delle guide lineari.
- I fori filettati per il fissaggio delle guide lineari sul carro mobile.
- I supporti saldati su cui andrà collegata la riga ottica.
- I fori filettati per il collegamento sul carro mobile degli elementi magnetici, eccetto quelli necessari al collegamento degli ultimi due elementi verso l'alto.

Sono stati mantenuti sul carro mobile i fori di collegamento di due soli elementi di secondario per usarli come riferimento per l'applicazione della forza di attrazione, a causa del fatto che la struttura in quel punto è meno rigida, di conseguenza si eseguirà l'analisi come se la forza sia applicata nel punto più critico ai fini della deformazione elastica.

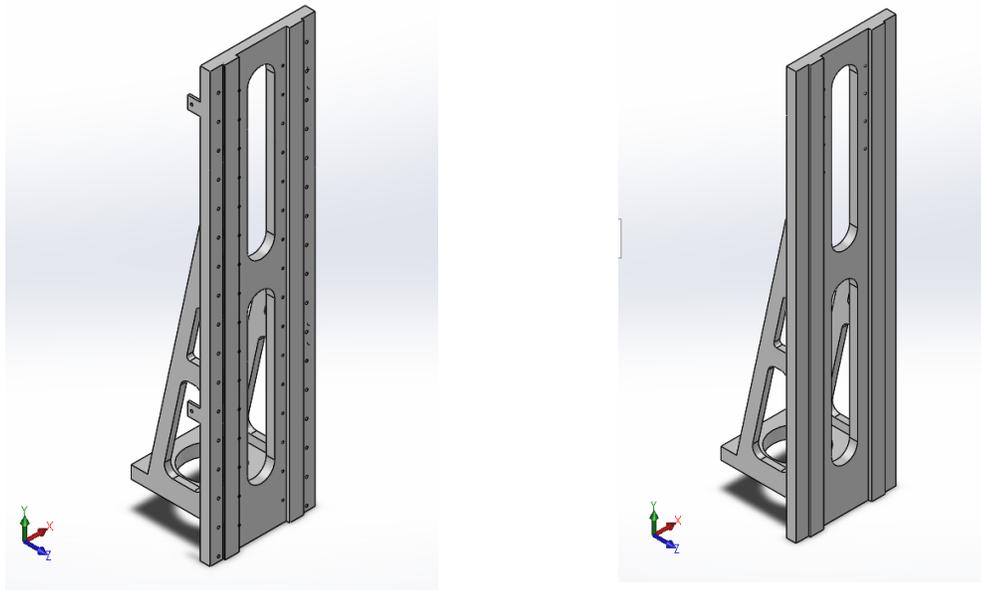


Figura 6.1 Carro mobile prima (a destra) e dopo (a sinistra) il defeaturing

6.3.2 Importazione geometria

È stata in questa fase importata, ed opportunamente scalata la geometria all'interno del software FEA, al fine di continuare con il pre-processing.

6.3.3 Midsurfacing

Avendo attentamente esaminato la geometria del componente, si è valutato essere conveniente eseguire un'analisi con elementi di tipo bidimensionale tramite elementi shell.

È stato di conseguenza necessario trasformare il solido di partenza, in un componente composto da sole superfici, tramite l'estrazione delle superfici mediane delle varie parti del componente.

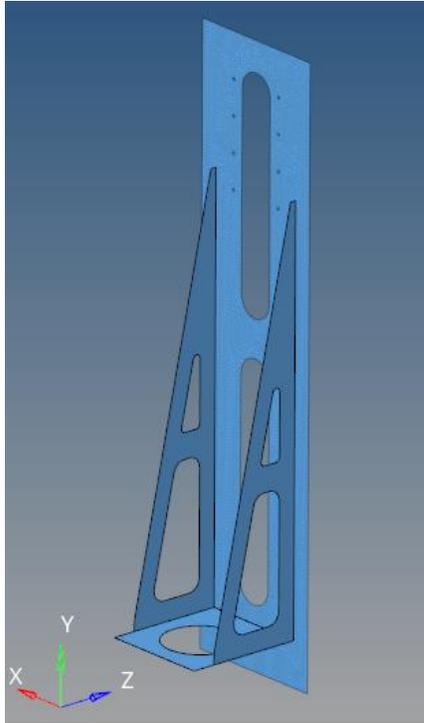


Figura 6.2 Componente composto da sole superfici (risultato del midsurfacing)

6.3.4 Creazione e controllo qualità della mesh

Parte fondamentale di questa fase, è stata effettuare la scelta del tipo di elementi da utilizzare.

La scelta è in particolare ricaduta su una mesh composta da elementi di forma triangolare, a causa dell'elevata distorsione non risolvibile, che gli elementi quadrangolari avrebbero in alcune zone del componente, come ad esempio sulla parte alta delle nervature, ed in corrispondenza dei fori.

Per quanto riguarda la fase di controllo qualità della mesh, ci si è basati su tre parametri (dato che i restanti parametri descritti nella sezione precedente sono risultati entro i limiti per tutti gli elementi):

- Distorsione degli elementi. Parte particolarmente critica da trattare a causa dell'elevato numero di elementi distorti, è stata la parte di mesh interna ai fori di supporto degli elementi magnetici.
- Determinante della matrice Jacobiana degli elementi. Per quanto riguarda il determinante della Jacobiana, tramite il software di pre-processing, è stato possibile verificare che il 99,7 % degli elementi della mesh generata, abbiano un valore al di sopra dello 0,67. Di conseguenza si ha da questo punto di vista, una mesh di buona qualità.
- Aspect ratio degli elementi. Come detto alla sotto-sezione 6.2.2, si è andato a verificare che l'aspect ratio di tutti gli elementi rientri nei limiti descritti.

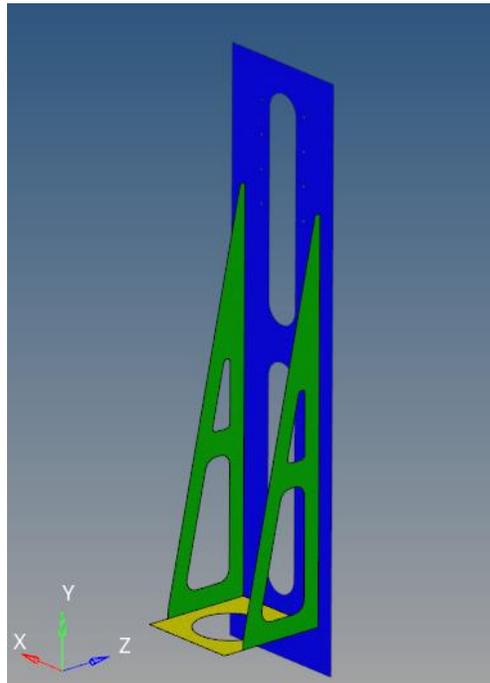


Figura 6.3 Solido meshato e superfici impostate come diversi componenti

Operazione supplementare svolta in questa fase, con il fine di semplificare la successiva fase di assegnazione delle proprietà, è stata l'assegnazione delle varie superfici che formano il modello del componente, a diversi "contenitori virtuali" (che è possibile identificare nella figura 6.3 a causa dei diversi colori assegnati) in base allo spessore che hanno nel modello 3D.

Questo è stato fatto per rendere di fatto più agevole l'assegnazione delle proprietà, contenenti l'informazione dello spessore dell'elemento.

6.3.5 Impostazione materiale e proprietà dei componenti

È stato in questo passaggio creato il materiale di cui è composto il componente. In questo caso, è stato usato come materiale per l'analisi l'alluminio, essendo il materiale con minor modulo di Young, cosa che lo rende il più critico dal punto di vista delle deformazioni.

Il perché dell'uso dell'alluminio verrà meglio compreso nel capitolo 8, dove verranno messi a confronto i vari vantaggi dell'uso di diversi materiali per la realizzazione dei due carri, e l'alluminio è tra i materiali analizzati il meno rigido.

Dovendo essere eseguita in questo caso un'analisi lineare statica, le uniche proprietà del materiale di cui il solutore necessita sono:

- Modulo di Young E .
- Modulo di Poisson ν .
- Peso specifico del materiale ρ .

I cui valori sono riportati nella seguente tabella.

Proprietà del materiale (Lega di alluminio)		
E [MPa]	ρ [tonne/mm ³]	ν
70000	$2,7 \times 10^{-9}$	0,35

Tabella 6.1 Proprietà del materiale (Lega di alluminio)

Successivamente all'impostazione del materiale, passo fondamentale è stata la creazione delle schede proprietà di tipo PSHELL, contenenti l'informazione del materiale del componente a cui verranno assegnate (che in questo caso è sempre lo stesso materiale) e l'informazione dello spessore, che si era in precedenza persa durante l'estrazione della midsurface.

6.3.6 Creazione carichi

Preventivamente alla creazione dei vari carichi (forze in questo caso) che andranno a sollecitare il componente, si è ritenuto fosse più comodo per fini pratici, creare degli elementi monodimensionali rigidi (di tipo RBE2) che fungano da supporto ai carichi stessi.

Questo permetterebbe che una volta impostato il carico in modulo direzione e verso, si possa applicare in un solo nodo, e venga automaticamente ripartito sui nodi di base dell'elemento rigido su cui è applicato.

Essendo due i carichi che devono essere applicati al componente, sono stati di conseguenza modellati due elementi rigidi, in corrispondenza rispettivamente dei forzi di supporto del secondario del motore lineare e del supporto dell'asse C, il cui risultato è mostrato in figura 6.4.

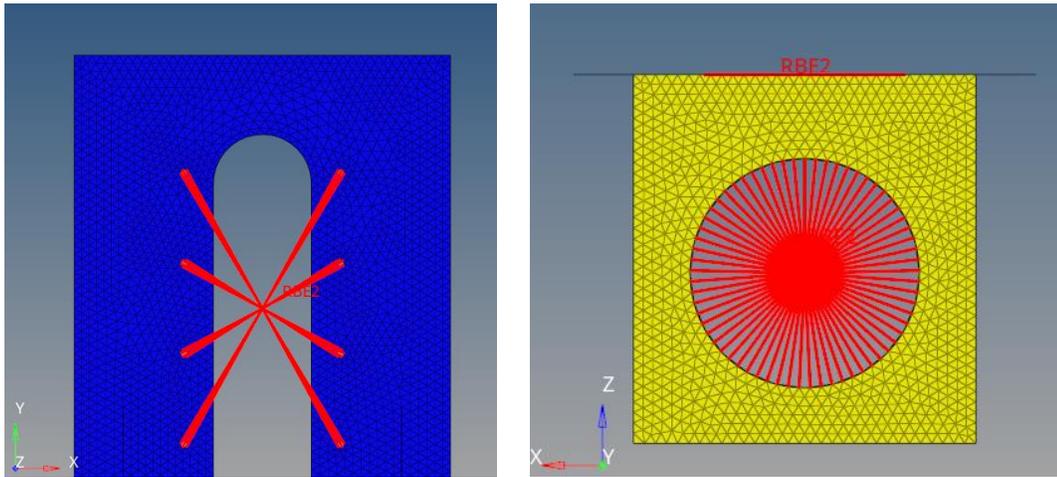


Figura 6.4 Vista in dettaglio dei due elementi rigidi che rappresentano motore (sinistra) e asse C (destra)

Sono stati infine impostati i carichi:

- La forza di attrazione di 4650 N generata dal motore lineare, applicata nel nodo centrale dell'elemento rigido che rappresenta il secondario del motore (figura 6.4 a sinistra).
- La forza peso più la forza di inerzia generate dal gruppo composto dall'asse C e l'elettrodo che vale in totale circa 300 N, applicata nel nodo centrale dell'elemento rigido modellato sul supporto dell'asse C (figura 6.4 a destra).

6.3.7 Creazione vincoli

Sarà descritto in questa sottosezione il procedimento secondo cui sono stati modellati i vincoli del componente.

Il carro mobile da analizzare è soggetto in particolare a due differenti vincoli:

- Le guide a ricircolo di rulli, che vincolano le traslazioni del componente lungo gli assi X e Z, e le tre rotazioni lungo tutti e tre gli assi di riferimento cartesiani.

- Il secondario del motore lineare, rispetto al quale, il componente non può muoversi, essendo i due solidalmente connessi tramite viti mordenti. Il motore fungerà quindi da vincolo rispetto all'asse Y.

Va fatto notare onde prevenire incomprensioni, che gli assi del software FEA non rispecchiano gli assi macchina.

Si sono di conseguenza utilizzati gli spigoli laterali della superficie principale del modello, impostando su tutti i nodi un vincolo che blocca i gradi di libertà 1,3,4,5,6 (figura 6.5), dove i numeri da 1 a 3 rappresentano le tre traslazioni lungo i tre assi, mentre i numeri da 4 a 6 rappresentano le tre rispettive rotazioni.

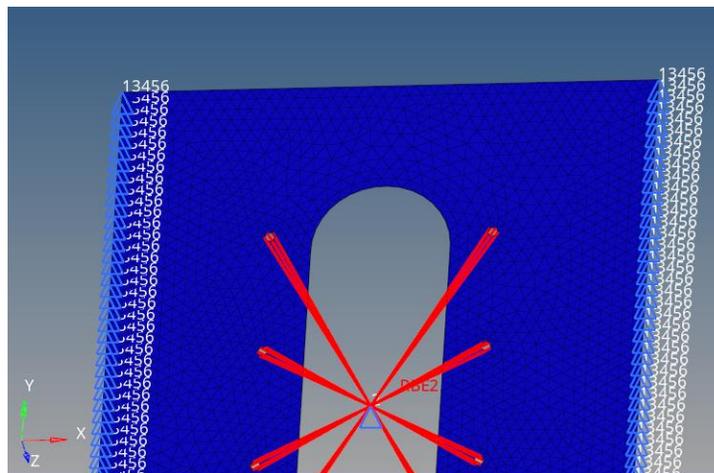


Figura 6.5 Vincolo che rappresenta il collegamento con le guide

Allo stesso modo si è applicato un vincolo che blocchi il grado di libertà 2 (traslazione lungo l'asse Y) al nodo centrale dell'elemento rigido usato per la modellazione del secondario del motore lineare (figura 6.6).

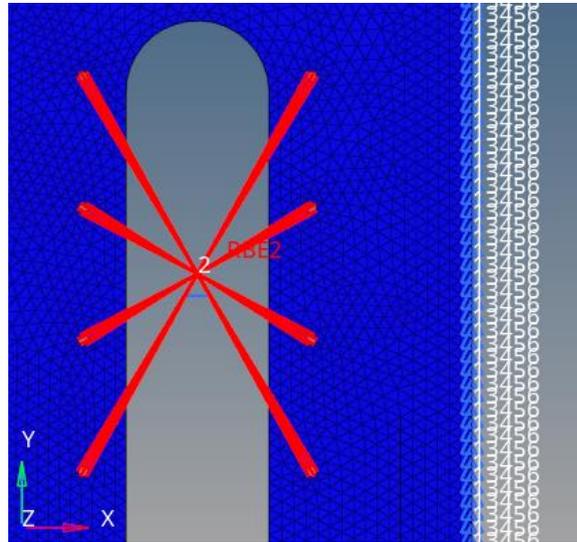


Figura 6.6 Vincolo che rappresenta il collegamento con il motore

6.4 Solving e post-processing

Come detto in precedenza nella sezione 6.2, si è usato per effettuare la risoluzione dell'analisi lineare statica impostata nella precedente sezione, il solver Optistruct.

Successivamente alla risoluzione effettuata tramite il solver, tramite l'applicativo software Hyperview si è proceduto ad effettuare il post-processing, dove è stato possibile generare i diagrammi colorimetrici che rappresentano tensioni e deformazioni, oltre che una rappresentazione grafica del componente deformato (amplificando di molti ordini di grandezza ovviamente il valore delle deformazioni).

I dati ricavati e successivamente elaborati nelle fasi rispettivamente di solving e post-processing, saranno visionati e discussi nella sezione successiva.

6.5 Analisi dei risultati

Verranno riportati e discussi nel suddetto capitolo i risultati dell'analisi agli elementi finiti appena effettuata, che si è in particolare focalizzata sul ricavare i diagrammi colorimetrici che mostrano l'andamento delle tensioni e deformazioni nel carro mobile.

6.5.1 Tensione massima (Von Mises)

Com'è possibile vedere dalla figura 6.7, il massimo delle tensioni si avrà in corrispondenza del collegamento (tramite le viti) degli elementi secondari caricati all'istante considerato, ed il carro mobile.

In particolare, si raggiunge sotto carico, una tensione massima di circa 14 Mpa.

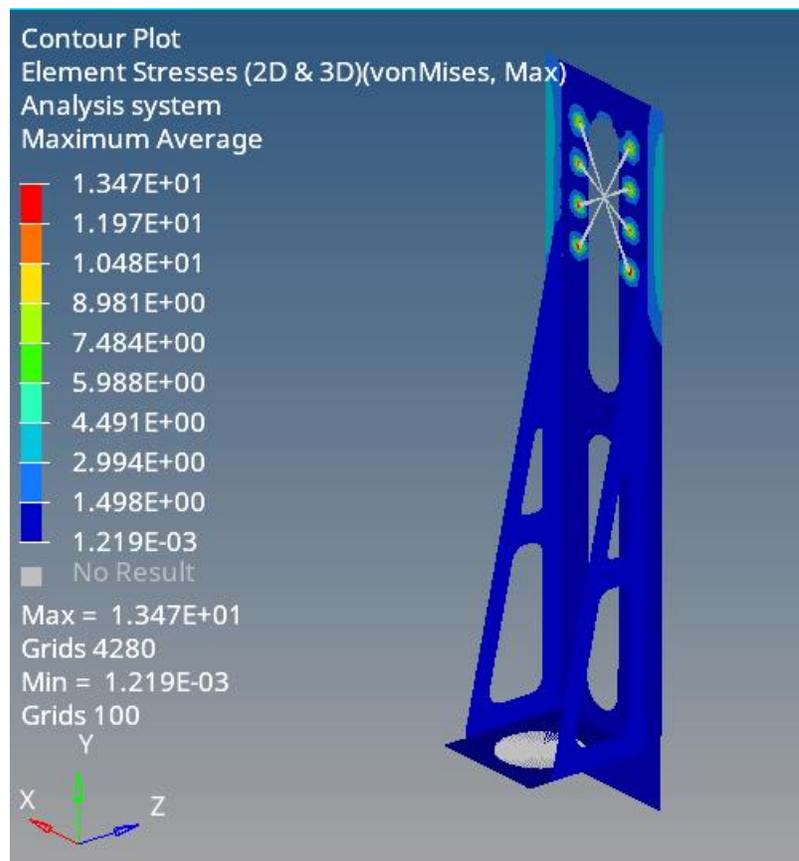


Figura 6.7 Rappresentazione colorimetrica dell'andamento delle tensioni nel componente

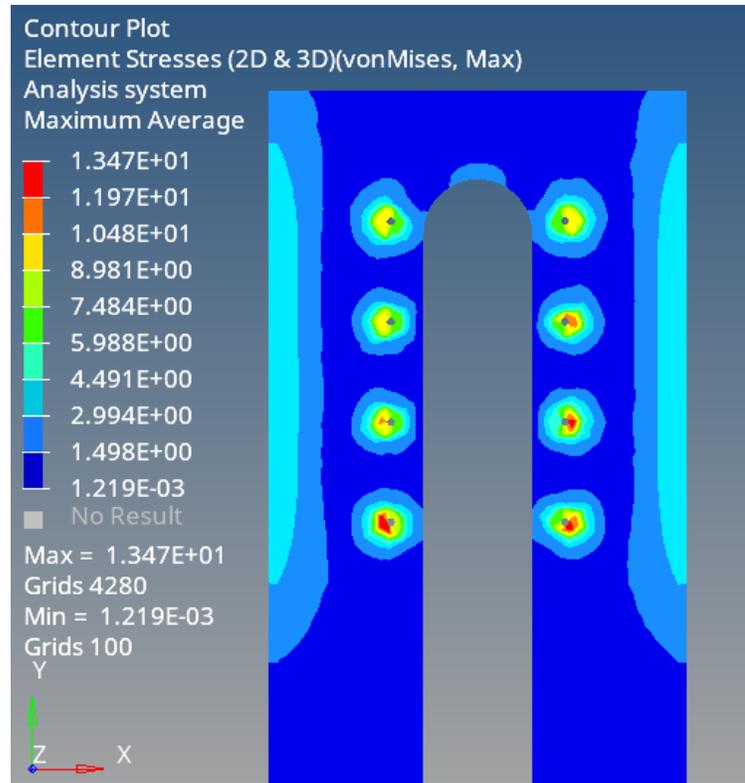


Figura 6.8 Rappresentazione di dettaglio della parte maggiormente sollecitata

È anche possibile notare come il carico principale, sia la forza di attrazione del motore lineare, e non come si penserebbe per una macchina utensile che lavora per asportazione di truciolo, le forze dovute alla lavorazione.

6.5.2 Massima deformazione

Andando ad analizzare i diagrammi colorimetrici che mostrano l'andamento delle deformazioni, durante la fase di post processing, si è valutata, la massima deformazione in corrispondenza di due punti particolarmente critici per il funzionamento del sistema:

- 1) In corrispondenza del motore, a causa del fatto che le deformazioni generate dalla forza di attrazione, inducono una variazione nella dimensione del

traferro, che come già visto alla sezione 2.2, può generare problemi nel funzionamento del motore lineare.

- 2) In corrispondenza del supporto dell'asse C, in modo da essere sicuri che la deformazione della struttura, non vada ad incidere negativamente sulla precisione dell'asse macchina.

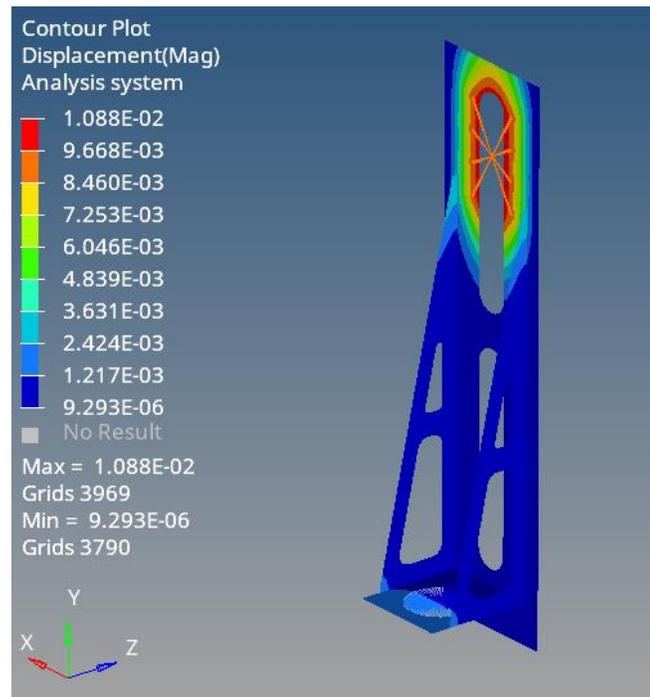


Figura 6.9 Rappresentazione colorimetrica dell'andamento delle deformazioni totali

Si ritrovano per i punti appena descritti, i seguenti valori di deformazioni in valore assoluto (tabella 6.1).

Deformazione statica[mm]	
<u>Supporto motore (secondario)</u>	<u>Supporto asse C</u>
$1,08 \times 10^{-2}$	$1,7 \times 10^{-3}$

Tabella 6.2 Valore massima deformazione statica

Capitolo 7

Ottimizzazione topologica carro mobile

Verrà in questo capitolo descritta l'applicazione del metodo di ottimizzazione topologica sul carro mobile (Modello II), con il fine ultimo di ridurre ulteriormente il peso dei componenti in movimento. Che verrà effettuata servendosi della suite Altair Hyperworks tramite il solver Optistruct.

7.1 Descrizione del metodo

Si vedrà in questa sezione una breve presentazione discorsiva del funzionamento e della storia dei metodi di ottimizzazione topologica.

7.1.1 Breve introduzione

Prendono il nome di metodi di ottimizzazione topologica una serie di metodi, derivati dai metodi agli elementi finiti, che permettono di ottimizzare la conformazione di un determinato componente per perseguire un determinato obiettivo.

I metodi di ottimizzazione topologica vennero sviluppati nel secolo scorso fondamentalmente per l'uso nel campo aerospaziale, dove la cosa fondamentale è la riduzione di peso, tuttavia due problemi ne frenarono lo sviluppo:

- Primo problema fra tutti, il non disporre di calcolatori con elevata potenza computazionale, dato che, essendo questi metodi, basati su calcoli iterativi e basati su modelli agli elementi finiti, non ne è possibile l'applicazione senza adeguati strumenti di calcolo.
- Secondo motivo che ne ha rallentato lo sviluppo, è stato che questa famiglia di metodi, molto spesso dà in output particolari geometrie complesse, che nella stragrande maggioranza dei casi non possono essere realizzate con i tradizionali tipi di lavorazioni per asportazione di truciolo. Di conseguenza, non si sarebbe riuscita in passato ad avere una grande produzione dei suddetti componenti.

Funzionamento di base dei metodi di ottimizzazione topologica consiste a partire da una geometria semplice come lo può essere un blocco di materiale, di "rimuovere" mano in mano in varie iterazioni successive, il materiale meno "utilizzato" cioè il materiale meno sottoposto a sollecitazioni.

Questo procedimento viene effettuato fino alla minimizzazione o massimizzazione di una determinata funzione obiettivo definita a monte.

7.1.2 Obiettivi ottimizzazione

Gli obiettivi di uno studio di ottimizzazione topologica possono essere svariati, anche se principalmente, la variabile su cui ci si focalizza, è la riduzione della massa.

Solitamente alla funzione obiettivo vengono inoltre impostati dei vincoli da rispettare; tra i più frequenti spesso si andranno ad impostare come funzione obiettivo una riduzione della massa in modo tale da non oltrepassare un valore massimo di tensione

prestabilita, oppure una massimizzazione della rigidità, a fronte di una riduzione di massa di una percentuale prestabilita.

7.2 Procedimento operativo

Si andrà in questo paragrafo a descrivere brevemente i passi necessari alla progettazione di componenti tramite l'ausilio di un software di ottimizzazione topologica.

7.2.1 Preparazione del modello

Si andranno in questa fase a descrivere i passi che porteranno alla completa definizione del modello, che verrà poi elaborato ed utilizzato per l'ottimizzazione.

I passi necessari per la preparazione di un modello per ottimizzazione topologica sono:

- Preparazione della geometria CAD
- Divisione delle zone di "Design" e "Non Design"
- Inserimento di carichi e vincoli
- Impostazione della funzione obiettivo

Primo aspetto da trattare, è la generazione di un modello CAD su cui il software possa lavorare.

Differenza fondamentale da tenere presente durante questa fase, è che il modello CAD in esame, dovrà rappresentare un componente su cui è stato eseguito un avanzato defeaturing, in particolare dovranno essere rimosse tutte quelle lavorazioni eseguite sul componente che non hanno uno scopo funzionale.

Dovranno quindi essere mantenute sul componente le sole superfici necessarie all'accoppiamento con altri componenti.

Tutto ciò servirà a dare libertà di lavoro al solver.

Secondo passo è la suddivisione del componente opportunamente meshato, in due zone distinte, dette rispettivamente zona di design e zona di non design.

La divisione del componente nelle due zone è necessaria a definire su quale frazione di volume del componente, il software potrà andare ad agire e di conseguenza rimuovere del materiale; e su quali zone invece non saranno effettuate modifiche come ad esempio le superfici necessarie agli accoppiamenti.

Passaggio successivo, sarà l'inserimento sul modello dei carichi e vincoli che caratterizzeranno il funzionamento a cui il componente sarà sottoposto.

7.2.2 Solving e modellazione finale del componente

Fase finale dell'ottimizzazione topologica è rappresentata dal solving, il cui output, è rappresentato (come per le analisi agli elementi finiti ma aventi diverso significato) da mappe colorimetriche, che rappresentano la struttura del componente, ed evidenziano dove è possibile andare a rimuovere il materiale.

Cosa fondamentale da tenere a mente in un lavoro di questo tipo, è che i software di ottimizzazione topologica non rappresentano uno strumento in grado di eseguire in autonomia la progettazione di componenti, ma bensì uno strumento di supporto al progettista che permette di generare componenti più funzionali sotto certi punti di vista.

Motivo per cui nella fase finale andrà modellato a partire dall'output dello studio di ottimizzazione topologica, un nuovo componente tramite CAD, il quale rappresenterà la geometria definitiva del componente topologicamente ottimizzato.

7.3 Ottimizzazione topologica del carro mobile

Si andrà in questa sezione a descrivere nel dettaglio i passaggi effettuati per eseguire l'ottimizzazione topologica del carro mobile (Modello II).

7.3.1 Creazione nuova geometria CAD

Come descritto in precedenza il punto di partenza per uno studio di questo tipo, prevede la creazione di una geometria CAD semplificata (defeatured) su di cui il solver potrà andare a lavorare avendo una buona libertà di azione.

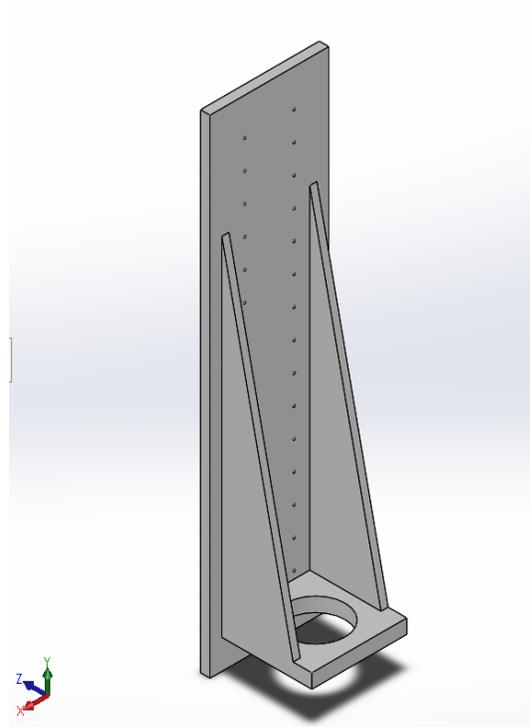


Figura 7.1 Modello CAD geometria da ottimizzare

È stata quindi modellata appositamente per lo studio di ottimizzazione una nuova geometria, in cui sono state rimosse tutte le features, a parte quelle strettamente necessarie alla funzionalità stessa del componente.

Features fondamentali per la modellazione dello studio in questo caso sono:

- Il supporto su cui andrà montata la componentistica dell'asse C della macchina. Il quale nel modello servirà come base per l'applicazione della forza peso e di inerzia dell'elettrodo.
- Fori di collegamento del secondario del motore lineare, che serviranno come punto base per l'applicazione della forza di attrazione del motore lineare che andrà a sollecitare il componente.

7.3.2 Creazione *midsurface* e definizione aree di "Design" e "No Design"

Dalle stesse considerazioni effettuate per l'analisi agli elementi finiti è stata presa la decisione di effettuare lo studio tramite elementi shell bidimensionali, di conseguenza si è effettuata l'estrazione della superficie media del corpo.

Passaggio successivo è stata la creazione della mesh, per la quale, è stato valutato essere più conveniente vista la grande quantità di fori presenti, l'uso di elementi quadrati, con i quali possono essere meglio gestite le forme circolari tramite l'uso delle "washer".

Passo fondamentale come per il caso delle analisi agli elementi finiti, è stato il controllo qualità della mesh, per il procedimento del quale, essendo analogo, si rimanda a quanto detto al capitolo 6 per l'analisi FEM.

È stato infine necessario ai fini dell'ottimizzazione andare a definire due aree ben distinte, dette rispettivamente area di design ed area di no design.

Differenza fondamentale tra le due aree, è che nell'area di design, il solver avrà la possibilità di andare ad effettuare modifiche e rimuovere quindi del materiale, mentre all'area di no design viceversa, verranno invece assegnate quelle aree che non devono essere modificate dal solver durante l'ottimizzazione del componente, come ad esempio quelle zone destinate ad accoppiamenti.

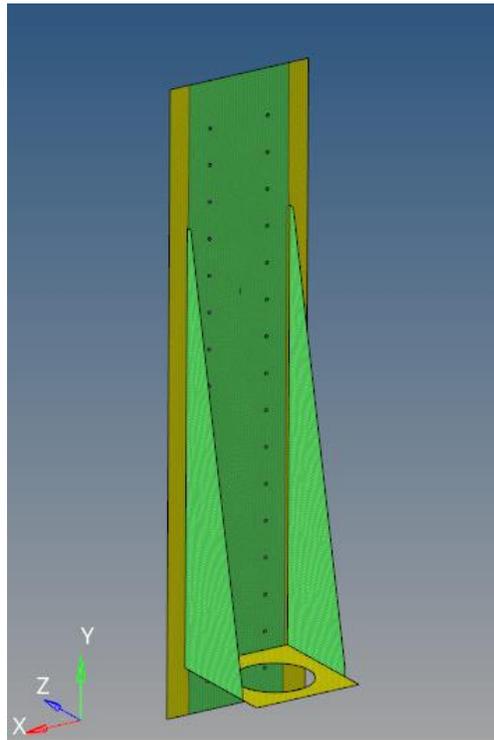


Figura 7.2 Midsurface suddivisa tra aree di Design (verde) e di NO Design (giallo)

La distinzione tra aree di design e no design può essere vista graficamente in figura 7.2 dove si può vedere come le aree di no design siano evidenziate in giallo e contengano le superfici necessarie all'accoppiamento delle guide lineari, e il supporto per l'asse C della macchina.

7.3.3 Creazione di carichi e vincoli

Anche nel caso di uno studio di ottimizzazione topologica, come per le analisi agli elementi finiti, di fondamentale importanza sono i carichi ed i vincoli a cui il componente è soggetto, dato che è proprio dai carichi che dipenderà il risultato dell'ottimizzazione stessa.

Per quanto riguarda l'impostazione dei vincoli si è proceduto come descritto anche in precedenza nel caso dell'analisi agli elementi finiti, a modellare sui bordi esterni del

supporto del motore dei vincoli su tutti i nodi che vadano a bloccare tutti i gradi di libertà eccetto la traslazione lungo l'asse Y (asse che nel modello CAD indica l'asse dell'elettrodo).

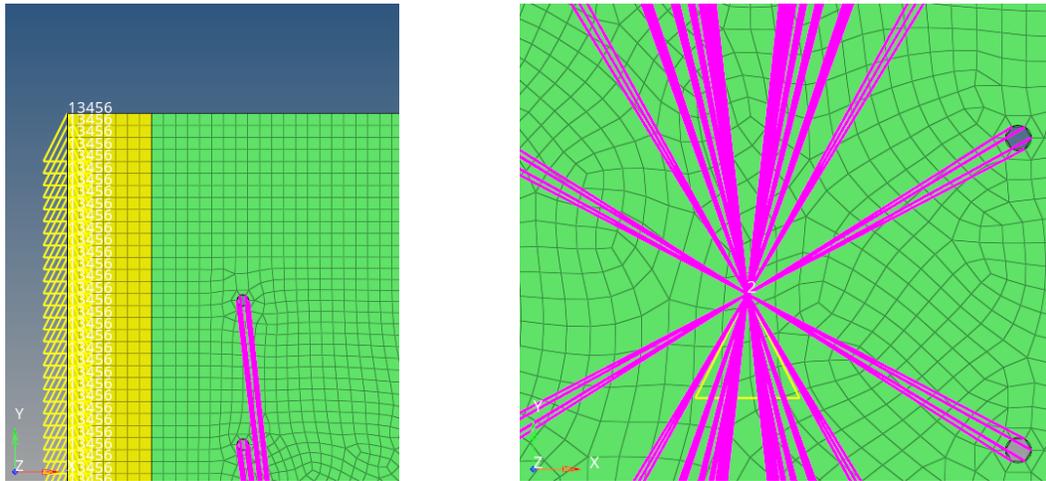


Figura 7.3 Rappresentazione dei vincoli applicati

Infine, per la modellazione del vincolo di collegamento del carro mobile con il secondario del motore, si è imposto un vincolo all'elemento rigido utilizzato per modellare il secondario stesso, che blocca la traslazione lungo l'asse Y cioè il grado di libertà 2.

Entrambi i vincoli appena discussi sono rappresentati in figura 7.3.

Trattazione analoga al caso del capitolo precedente è stata effettuata per l'inserimento delle due forze che vanno a sollecitare il componente, a meno di una considerazione per la creazione dell'elemento monodimensionale rigido usato per la modellazione del secondario del motore.

Nel caso dell'ottimizzazione a differenza del caso dell'analisi agli elementi finiti, non si dovrà andare a considerare il motore posizionato nella posizione più critica per la resistenza/deformazione del componente, ma bensì andranno sottoposti alla forza di attrazione tutti gli elementi del secondario, facendo in modo così che il solver non rimuova

il materiale a causa di tensioni troppo basse in zone che andranno poi caricate in altre condizioni di funzionamento.

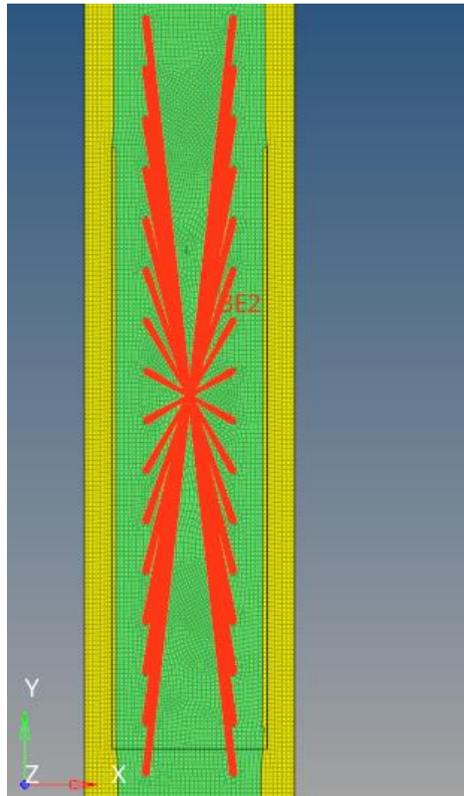


Figura 7.4 Elemento rigido modellante gli elementi magnetici del secondario del motore

Di conseguenza è stato modellato l'elemento rigido su tutti i fori di fissaggio del secondario del motore, in modo da modellare tutti e otto gli elementi magnetici secondari (figura 7.4).

In conseguenza di ciò, la forza di attrazione è stata opportunamente scalata per fare in modo di avere su ogni vite la stessa forza del caso originario. Essendo dunque il carico applicato su 8 elementi al posto di 2, è applicata al suddetto elemento rigido monodimensionale:

$$F_{attr\ ottimizzazione} = 4 \times F_{attr} = 17840\ N$$

7.3.4 Creazione della funzione obiettivo

Ultimo step per la risoluzione dell'ottimizzazione topologica, è stato la creazione di un obiettivo, in particolare nel presente caso, si è impostato come obiettivo per la nuova struttura generata, la minimizzazione della massa del componente ed un vincolo sulla massima tensione raggiungibile di 30 MPa.

7.3.5 Solving ottimizzazione topologica

Come già fatto in precedenza per la risoluzione dell'analisi agli elementi finiti, è stato utilizzato per la risoluzione del problema il solutore Optistruct.

Output della fase di solving, è stato generare una mappa colorimetrica rappresentate la densità del materiale all'interno dei vari elementi della mesh.

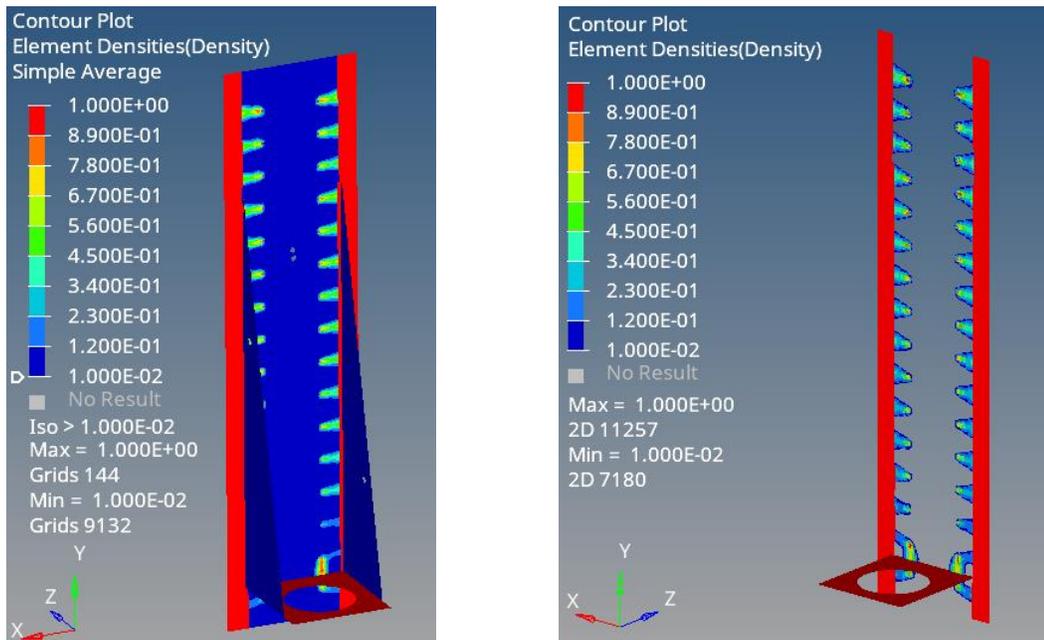


Figura 7.5 Mappe colorimetriche in output del solver

Come può essere visto dalle due immagini in figura 7.5 si generano in output dei diagrammi dove in base al colore della zona, può essere compreso se il materiale può essere rimosso nella successiva modellazione del componente topologicamente ottimizzato.

Si può in particolare notare tra la figura a destra ed a sinistra come sia stato rimosso il materiale meno caricato (in blu).

7.4 Rimodellazione componente ottimizzato

Step conclusivo dello studio di ottimizzazione topologica è, a partire dalla forma ricevuta in output dal solver (figura 7.5), effettuare una ri-modellazione del componente stesso.

La nuova modellazione CAD ad opera del progettista, si rende necessaria a causa del fatto che, molto spesso, la geometria in output del solver, risulta complessa ed a volte impossibile da realizzare tramite le lavorazioni convenzionali che è possibile svolgere tramite le macchine utensili. Non essendo in questo particolare caso conveniente ricorrere alle tecniche di fabbricazione additiva a causa degli elevati costi, si è dunque proceduto alla modellazione 3D di una nuova geometria realizzabile tramite lavorazioni tradizionali.

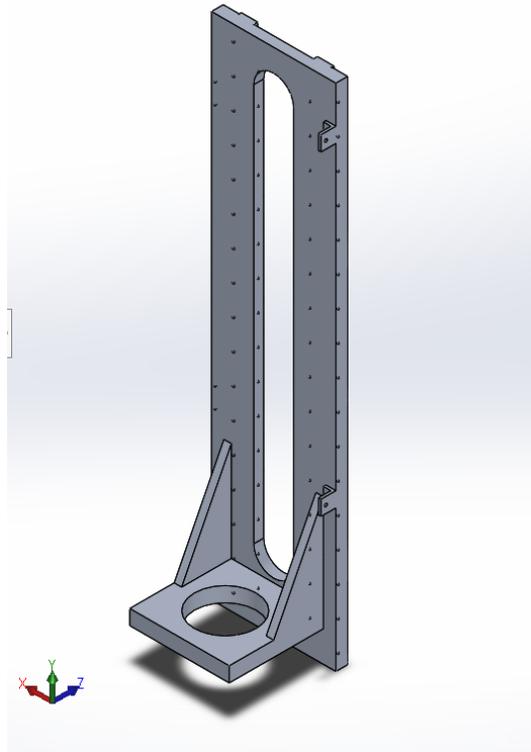


Figura 7.6 Rappresentazione 3D CAD del componente ottimizzato topologicamente

Come può essere visto dalla rappresentazione CAD del carro mobile (figura 7.6), usando come punto di riferimento i diagrammi in uscita dal software CAE di ottimizzazione topologica, si è modificato il modello usato per l'ottimizzazione (defeatured) rimuovendo ove possibile il materiale superfluo non utilizzato (materiale in blu in figura 7.5).

Tra le zone maggiormente modificate, vi è la zona centrale del componente, dove ci si è serviti di una grande asola di alleggerimento, e le nervature, le cui dimensioni sono state fortemente ridimensionate data l'assenza di elementi sollecitati al loro interno.

Capitolo 8

8 Miglioramenti attesi

Verranno in questi capitoli trattati i miglioramenti attesi in termine di massa movimentata e massa totale dell'asse macchina in esame, oltre che la possibilità grazie all'uso del motore lineare, di aumentare la velocità massima di movimento.

8.1 Variazioni nella massa movimentata

Uno degli aspetti principale per il quale è stata effettuata la riprogettazione dell'asse macchina è stata la riduzione delle masse movimentate.

Il tutto giustificato come detto in precedenza dalla potenziale riduzione dei costi di acquisto dei motori a causa dell'impiego di motori di taglia minore.

Si sono in particolare analizzati i vantaggi derivati dall'uso dei vari modelli dell'asse (visti in precedenza nell'elaborato di tesi) e di diversi materiali per la realizzazione dei due componenti riprogettati (carro fisso e carro mobile).

8.1.1 Variazioni di massa Modello I

Si andranno in prima battuta a valutare i risultati ottenibili in termini di riduzione di massa usando il Modello I descritto precedentemente alla sezione 5.2.

Verranno in particolare calcolati e valutati due parametri ossia:

- La variazione delle masse inerziali (masse in movimento).
- La variazione della massa totale dell'asse macchina.

Va in anticipo specificato come nel caso specifico del Modello I non è stata valutata la possibilità di realizzare il carro mobile in materiali diversi dall'originale; tutto ciò perché il suddetto modello, è stato appositamente realizzato per semplificare la realizzazione e diminuire il costo di un eventuale prototipo, nel caso in cui si voglia andare a riutilizzare uno dei componenti già presenti a magazzino (il carro mobile in questo caso).

È stata di conseguenza valutata solamente la possibilità di variare il materiale di cui è composto il carro mobile.



Figura 8.1 Rappresentazione grafica della variazione di massa totale dell'asse Z

Si passa adesso ad analizzare la variazione nella massa totale dell'asse Z che si potrebbe avere realizzando la configurazione descritta nel Modello I.

Come si può vedere dal diagramma in figura 8.1, è stato realizzato un istogramma dove sono rappresentate le variazioni della massa in percentuale rispetto al peso dell'asse originario movimentato con motore rotativo ed in funzione del materiale con cui è realizzato il carro fisso

Può essere in particolare visto come nel caso in cui si voglia utilizzare per la realizzazione del carro fisso il materiale originario (ghisa) oppure acciaio, si avrà un aumento di massa totale.

Situazione diversa si avrà invece nel caso in cui si voglia realizzare il carro fisso in alluminio, cosa che permette una diminuzione di peso di circa l'8%.

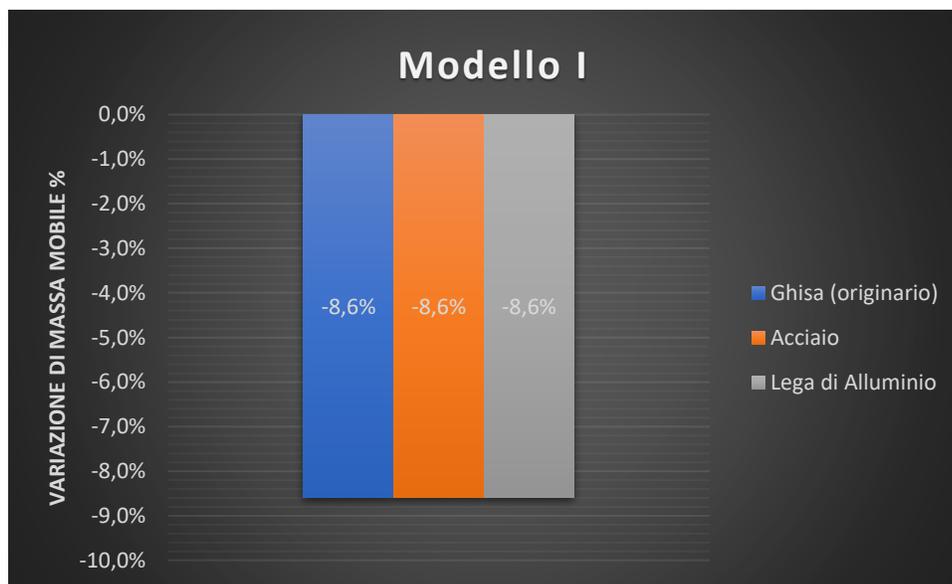


Figura 8.2 Rappresentazione grafica della variazione di massa mobile dell'asse Z

Si analizzerà adesso la variazione di massa mobile che si potrà avere tramite la configurazione in esame. Cosa fondamentale è tenere a mente che una diminuzione nelle masse mobili, può portare a grandi vantaggi, in quanto, oltre a diminuire le forze di inerzia

e migliorare le capacità dinamiche del sistema, potrà portare ad una diminuzione della forza necessaria alla movimentazione, e di conseguenza all'utilizzo di un motore di taglia minore, con conseguente riduzione dei costi di acquisto dello stesso

Come nel caso della massa totale, anche nel caso della massa delle parti mobili, è stato stilato un grafico a barre rappresentante la riduzione in percentuale di peso che è possibile avere, che in questo caso, si attesta su un valore di circa l'8,6% indipendentemente dal materiale con cui è realizzato il carro fisso (cosa ovvia dato che il peso del carro fisso non grava sulle parti mobili).

8.1.2 Variazione massa movimentata Modello II

Si andrà in questa sottosezione ad esaminare come visto in precedenza nel caso del modello I, dei possibili miglioramenti in termini di massa del sistema, nel caso si scelga di adottare la configurazione dell'asse come descritto nel Modello II.



Figura 8.3 Rappresentazione grafica della variazione di massa mobile dell'asse Z

È riportato come per la sezione precedente, il guadagno che è possibile avere in termini di massa movimentata (figura 8.3), in funzione del materiale usato per la realizzazione dei due componenti.

In particolare, è interessante notare come, grazie ad una riprogettazione ad hoc effettuata nell'ottica di utilizzo di un motore lineare, si abbia un'ingente riduzione della massa movimentata (> 25%) anche nel caso in cui non si faccia utilizzo per la realizzazione dei componenti di leghe metalliche leggere quali ad esempio come in questo caso una lega di alluminio.

Aspetto fondamentale innescato da tale riduzione nella massa movimentata, è come detto in precedenza, la possibilità di utilizzare per la movimentazione dell'asse stesso, un motore di minori dimensioni.

È stato quindi possibile tramite il procedimento dettagliatamente descritto al capitolo 3, identificare la nuova taglia del motore che è possibile utilizzare nel nuovo sistema alleggerito.

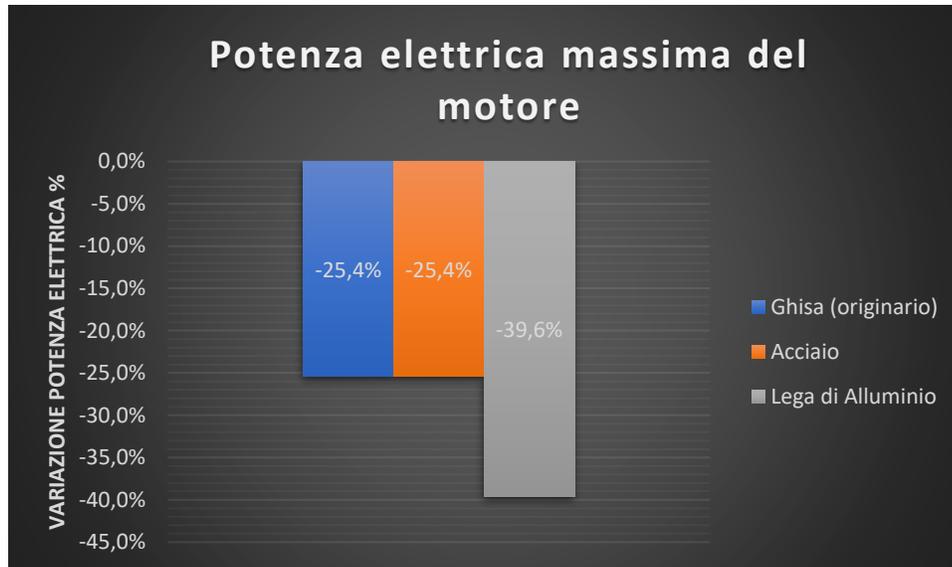


Figura 8.4 Rappresentazione grafica della variazione di potenza elettrica necessaria alla movimentazione dell'asse

È stato in figura 8.4 riportata la riduzione di potenza elettrica del motore usando come riferimento la potenza del motore lineare dimensionato per il funzionamento del Modello I, in funzione del materiale in cui sono realizzati i componenti.

Si può vedere come, a seguito del nuovo dimensionamento del motore lineare, si possono avere ingenti riduzioni di potenza (minore taglia) del motore lineare, fino ad arrivare ad una riduzione di circa il 40% nel caso in cui i componenti siano realizzati in lega di alluminio.

Vantaggio fondamentale apportato dalla riduzione della taglia del motore oltre alla riduzione del costo stesso del motore, è la ulteriore riduzione delle masse rispettivamente di primario e secondario, aspetto che è stato considerato nelle valutazioni di massa totale e massa movimentata.

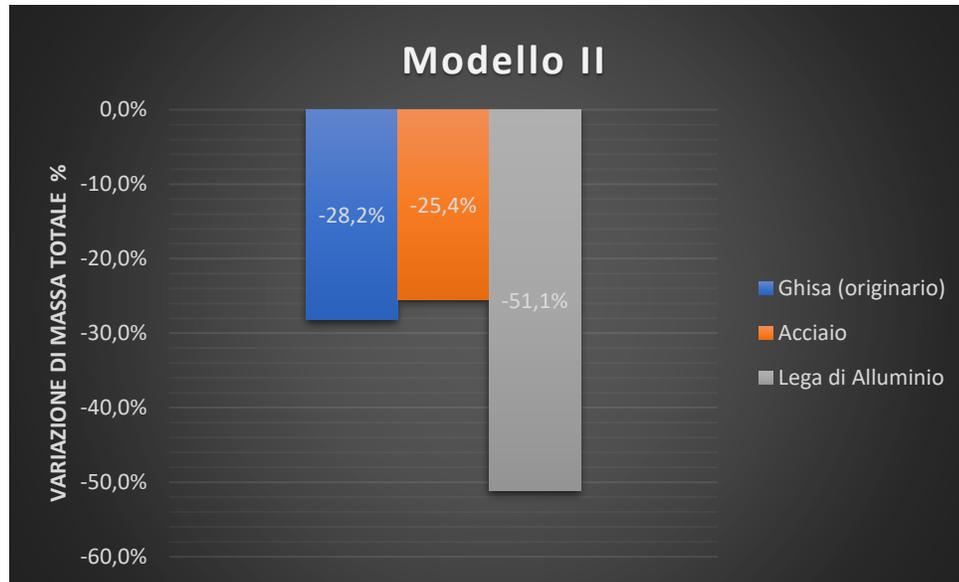


Figura 8.5 Rappresentazione grafica della variazione di massa totale dell'asse Z

Ultima analisi effettuata, è stata la valutazione del possibile miglioramento nella massa totale dell'asse riprogettato (figura 8.5).

Si può in particolare notare come, tramite l'utilizzo di leghe di alluminio per la realizzazione dei componenti riprogettati, si riuscirà ad avere una riduzione della massa totale dell'asse Z usando una la configurazione del Modello II di circa il 50%, cosa che andrà anche di conseguenza a ridurre la massa totale della macchina.

8.1.3 *Variazione massa movimentata Modello II (post ottimizzazione topologica)*

Verranno in questo paragrafo analizzati i miglioramenti ottenibili a seguito dello studio di ottimizzazione topologica applicato al carro mobile del Modello II.

Si riporteranno in particolare i dati sotto forma di diagrammi come visto in precedenza per gli altri due modelli.

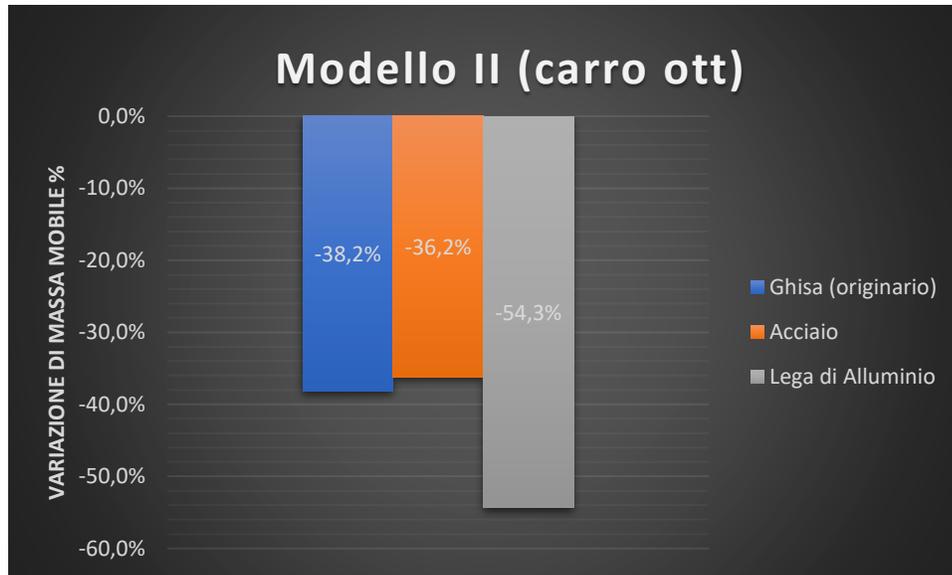


Figura 8.6 Rappresentazione grafica della variazione di massa mobile dell'asse Z

Si passa per prima ad analizzare la variazione possibile nelle masse movimentate.

Come si può vedere da un veloce confronto tra i diagrammi in figura 8.3 ed in figura 8.6 nel caso in esame si è avuto tramite il suddetto studio di ottimizzazione topologica una variazione nelle masse movimentate variabile a seconda del materiale di cui sono composti i componenti, da circa il 2% nel caso in cui si usino leghe di alluminio, a poco meno del 6% nel caso in cui i componenti siano realizzati in acciaio. Questo denota un andamento del guadagno in termini di masse movimentate inversamente proporzionale alla densità del materiale utilizzato per la realizzazione dei componenti. Ciò è dovuto fondamentalmente al fatto che, più il componente è pesante (cioè ragionando a pari volume più la densità è alta), più una riduzione di volume identica nei tre differenti casi, apporta vantaggi.

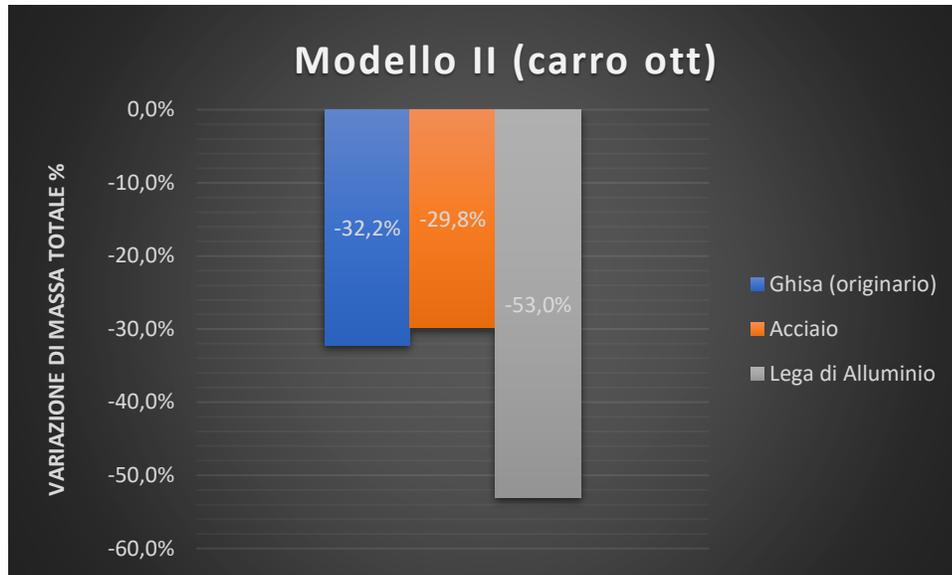


Figura 8.7 Rappresentazione grafica della variazione di massa totale dell'asse Z

Identico ragionamento fatto per la massa movimentata, vale anche per quanto riguarda la massa totale dell'asse, dove da un veloce confronto tra il grafico in figura 8.5 e quello in figura 8.7 può essere notato che si ha un guadagno decrescente in termini di massa, al decrescere della densità del materiale di cui sono realizzati i carri fisso e mobile.

8.2 Possibile miglioramento nella velocità di movimentazione

Vantaggio degno di nota derivante dalla sostituzione di un sistema di movimentazione tramite motore rotativo con uno tramite motore lineare, è il potenziale aumento della velocità massima alla quale il sistema può essere spinto.

Verrà in questa sezione descritto brevemente il potenziale aumento nella velocità di movimentazione dell'asse dovuta alla suddetta variazione del sistema di azionamento.

Si specifica tuttavia che non essendo questo aspetto trattato nello specifico nel presente elaborato, si effettuerà la sola analisi qualitativa che potrà essere considerata come punto di partenza per futuri upgrade.

Primo passo per capire l'entità del vantaggio che è possibile ricavare, è la valutazione dell'ordine di grandezza della velocità di azionamento nei due casi.

Nel caso di utilizzo di un tipo di azionamento tramite motore rotativo abbinato con un sistema di trasmissione con vite a ricircolo di sfere, può essere valutata la velocità massima raggiungibile dal sistema, in funzione della massima velocità di rotazione del motore, e del passo della vite come segue:

$$v_{max} = n_{max} \times p$$

Considerando che solitamente si ritrova come numero di giri massimo per un motore asincrono trifase un valore da 1500 a 2000 giri al minuto, e per il passo della vite a ricircolo di sfere un valore che può andare da 5 a 10 mm (anche in base alla precisione richiesta dalla macchina); si capisce come per un sistema di questo tipo, si possano raggiungere velocità massime dell'ordine dei 20 m/min.

Per quanto riguarda invece un sistema contenente un motore lineare, non essendo necessario un sistema di trasformazione del moto da rotativo a lineare, come nel caso del motore rotativo, si avrà che la massima velocità raggiungibile dal sistema, coinciderà in valore con la massima velocità a cui potrà spingersi il motore lineare.

Si ripropone a titolo di esempio, la tabella contenente i dati del motore lineare dimensionato al capitolo 3.

F_N [N]	F_{max} [N]	$v_{max}(F_{max})$ [m/min]	v_{max} [m/min]	Massa Primario [Kg]	Massa singolo elemento secondario [Kg]	$P_{el\ max}$ [kW]
1360	2300	109	200	10,5	1,2	8,44

Tabella 8.1 Dati motore lineare da catalogo

Come può essere visto dalla tabella sopra, le velocità massime nel caso di un motore lineare, sono di almeno un ordine di grandezza maggiori rispetto al caso del motore rotativo accoppiato con la vite a ricircolo di sfere.

Va ovviamente specificato come la valutazione effettuata sia solo qualitativa, e non prenda in considerazione le varie forze, coppie, inerzie in gioco ed eventuali necessità dovute alla lavorazione, aspetti fondamentali da dover valutare nel caso in cui ci si voglia focalizzare su questo aspetto.

Da quanto detto dunque, seppur con una analisi qualitativa, risulta chiaro come vi sia un possibile margine di miglioramento sotto questo punto di vista.

Capitolo 9

9 Conclusioni e sviluppi futuri

Verrà in questo capitolo trattato un breve riepilogo del lavoro effettuato, dei risultati ottenuti, e dei possibili sviluppi futuri del progetto.

È stata effettuata nel presente elaborato la riprogettazione dei componenti principali che formano la struttura della testa di una macchina per elettroerosione, con il fine ultimo di utilizzare per l'azionamento dell'asse verticale della macchina un motore lineare.

Sono stati in particolare utilizzati diversi approcci di progettazione, i quali hanno generato diverse configurazioni aventi come visto nei precedenti paragrafi pro e contro gli uni rispetto agli altri.

Fase particolarmente importante del lavoro è stata la fase di ottimizzazione topologica dei componenti, in cui è stato ampiamente dimostrato, come tramite approcci di progettazione di questo tipo, si riescono a creare delle forme per i componenti che permettono di avere, a parità di resistenza meccanica e rigidità della struttura, dei componenti dal peso minore. Cosa che è fondamentale notare dal punto di vista della diminuzione di massa dei componenti progettati, è che nel caso in esame in questo elaborato, non si sono avuti sostanziali miglioramenti di peso tramite il solo procedimento

di ottimizzazione topologica; dato che i miglioramenti avuti anche se presenti, sono stati dell'ordine di qualche punto percentuale. Questo è in particolare dovuto alla forma molto semplificata dei componenti, ed in particolare alla presenza di una elevata percentuale di superfici di accoppiamento sul componente stesso, cosa che, come detto in precedenza limita fortemente il campo d'azione del software.

I possibili sviluppi futuri del suddetto lavoro di tesi, potranno diramarsi su due possibili rami.

La prima possibilità di proseguo è data dalla valutazione dal punto di vista economico della convenienza della messa in opera delle varie configurazioni, con il fine di effettuare la scelta di quella più appropriata.

Seconda possibile scelta di proseguo, vede la riprogettazione dei componenti che compongono gli altri assi macchina, come fatto nel presente elaborato per l'asse Z. Ciò potrebbe consentire come detto in precedenza per l'asse verticale, di effettuare la movimentazione tramite motori lineari, cosa che porterebbe a vantaggi dal punto di vista della velocità di movimento, oltre che a possibili riduzioni di costo, data dall'assenza di eventuali sistemi di trasmissione e trasformazione del moto.

Bibliografia

- [1] Kunieda M., Lauwers B., Rajurkar K.P., Schumacher B.M., 2005, "Advancing EDM through Fundamental Insight into the Process".
- [2] Kunieda M., Lauwers B., Rajurkar K.P., Schumacher B.M., 2005, "Advancing EDM through Fundamental Insight into the Process".
- [3] Catalogo motori lineari SIEMENS.
- [4] Catalogo motori lineari SIEMENS.
- [5] Catalogo guide a ricircolo di rulli Rosa Sistemi.