

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITA' DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

Sede di Forlì

Corso di Laurea in

INGEGNERIA MECCANICA

Classe LM-33

TESI DI LAUREA

in Meccanica Applicata alle Macchine LM

PROGETTAZIONE ED OTTIMIZZAZIONE DEL TELAIO DI UNA
MACCHINA AUTOMATICA FORMATRICE PER BRICK

CANDIDATO

Andrea Cefaloni

RELATORE

Chiar.mo Prof.

Ing. Alessandro Rivola

Anno Accademico 2013/2014

Sessione II

INDICE

pag.

<u>SOMMARIO</u>	6
------------------------------	---

<u>CAPITOLO 1: INTRODUZIONE</u>	9
--	---

<u>1.1 PRESENTAZIONE MACCHINA FR ITRAK 1200</u>	9
---	---

<u>1.2 DESCRIZIONE STAZIONE ASU E GIOSTRINA</u>	11
---	----

1.2.1 STAZIONE ASU E LINEA CARTA.....	11
---------------------------------------	----

1.2.2 GIOSTRINA.....	12
----------------------	----

<u>1.3 MOTORE LINEARE ITRAK</u>	13
---------------------------------------	----

<u>1.4 STRUMENTI UTILIZZATI</u>	15
---------------------------------------	----

<u>CAPITOLO 2: DEFINIZIONE DELLE LEGGI DI MOTO,</u>	
--	--

<u>CALCOLO DEI CARICHI IN GIOCO</u>	17
---	----

<u>2.1 FUNZIONAMENTO DEL MECCANISMO DI FORMATURA</u>	17
--	----

<u>2.2 PROGETTAZIONE LEGGI DI MOTO</u>	21
--	----

2.2.1 INTRODUZIONE ALLE LEGGI DI MOTO.....	22
--	----

2.2.2 DEFINIZIONE DELLE LEGGI.....	24
------------------------------------	----

<u>2.3 REALIZZAZIONE DELLE CAMME</u>	28
--	----

2.3.1 CONTROLLO DELLE LEGGI DI MOTO.....	29
--	----

2.3.2 DISEGNO DELLE CAMME.....	32
--------------------------------	----

<u>2.4 CALCOLO DEI CARICHI IN GIOCO</u>	38
---	----

2.4.1 SCHEMATIZZAZIONE SISTEMA MECCANICO.....	40
---	----

2.4.2 GRAFICI E RISULTATI OTTENUTI.....	42
---	----

	pag.
CAPITOLO 3: <u>PROGETTAZIONE DEL TELAIO</u>	48
<u>3.1 DISEGNO TELAI</u>	48
<u>3.2 PREPARAZIONE ALL'ANALISI</u>	50
3.2.1 MESH.....	51
3.2.2 ASSEGNAZIONE MATERIALE.....	52
3.2.3 CARICHI.....	53
3.2.4 VINCOLI.....	56
<u>3.3 RISULTATI</u>	56
<u>3.4 PRIME MODIFICHE</u>	58
<u>3.5 AFFINAMENTO MODELLO E RISULTATI</u>	61
<u>3.6 CONFRONTO TELAI E PRIME CONCLUSIONI</u>	67
CAPITOLO 4: <u>MODIFICHE ALLA STRUTTURA</u>	69
<u>4.1 NUOVO DISEGNO DELLA PARTE</u>	70
<u>4.2 PROCESSO DI OTTIMIZZAZIONE E RISULTATI</u>	73
<u>4.3 CONFRONTO TRA LE SOLUZIONI</u>	78
<u>4.4 REALIZZAZIONE ASSIEME DEFINITIVO</u>	79
<u>CONCLUSIONI</u>	83
<u>BIBLIOGRAFIA</u>	85

SOMMARIO

La realtà all'interno della quale ho potuto preparare questo lavoro di Tesi è un Ufficio Tecnico di Ozzano dell' Emilia, **Hypertec Solution**. La specializzazione di questa azienda è legata al mondo dell'automazione industriale: difatti vengono qui progettate e disegnate, macchine automatiche e soluzioni innovative per grandi gruppi del mondo dell'automazione, quali Tetra-Pak, Acma, Sacmi, GD e tanti altri. Inoltre, Hypertec, fa parte di un gruppo di Uffici Tecnici, situati a Bertinoro e a Rovereto, facenti tutti riferimento ad una grande azienda di Ozzano dell' Emilia, Di.Co Solving, specializzata nella produzione e assemblaggio delle macchine progettate.

Questo elaborato di Tesi ha dunque come protagonista una delle macchine automatiche qui progettate. Gli obiettivi principali di tale lavoro sono fondamentalmente due:

- La definizione delle leggi di moto del sistema a camme che gestisce la movimentazione delle parti all'interno della macchina; la progettazione del sistema e i calcoli dei carichi in gioco;
- Il dimensionamento e l'ottimizzazione del telaio della macchina in esame, che verrà messo in produzione per realizzare un primo prototipo, nei mesi iniziali del prossimo anno 2015.

La macchina in questione è stata commissionata all'azienda da parte di un grande gruppo del settore del packaging di cui verrà ommesso il nome per questioni di privacy. La macchina prevede la realizzazione della pre-forma in cui verrà avvitato il tappo, per particolari brick. Sempre per questioni legate alla privacy inoltre, non sarà possibile riportare le sezioni delle parti costituenti la macchina in esame, né alcuni dati specifici.

Lo strumento software utilizzato per portare a termine tale lavoro è stato Creo, software della PTC, col quale sono stati realizzati oltre che i disegni delle parti e degli assiemi, anche le analisi Fem e il controllo delle Leggi di Moto.

Nel primo capitolo viene presentato tale strumento CAD ed è inoltre illustrato il funzionamento della macchina automatica in questione.

SOMMARIO

Nel secondo capitolo si focalizza l'attenzione sul processo che ha portato a ricavare le leggi di moto e quindi da esse i carichi agenti su telaio in condizioni di esercizio.

Nella parte secondaria della Tesi (capitoli 3 e 4) viene analizzato in maniera preponderante il lavoro inerente alla progettazione e al dimensionamento del telaio contenente la macchina, quali sono stati i passi seguiti e le modifiche apportate, per arrivare alla finale realizzazione della struttura ottimale.

Infine, nelle conclusioni, si riepilogano brevemente i risultati ottenuti e le soluzioni definitive che il percorso di Tesi ha portato a ricavare.

CAPITOLO 1

INTRODUZIONE

Il seguente capitolo risulterà fondamentale per addentrarsi all'interno del lavoro di Tesi in quanto verrà presentata in maniera semplice e sintetica la macchina al centro di tale lavoro. I macro-gruppi che la compongono e le peculiarità basilari verranno di seguito evidenziate. Inoltre saranno introdotti gli strumenti software utilizzati in azienda che hanno permesso lo studio dei problemi e la loro risoluzione.

1.1 PRESENTAZIONE MACCHINA FR ITRAK 1200

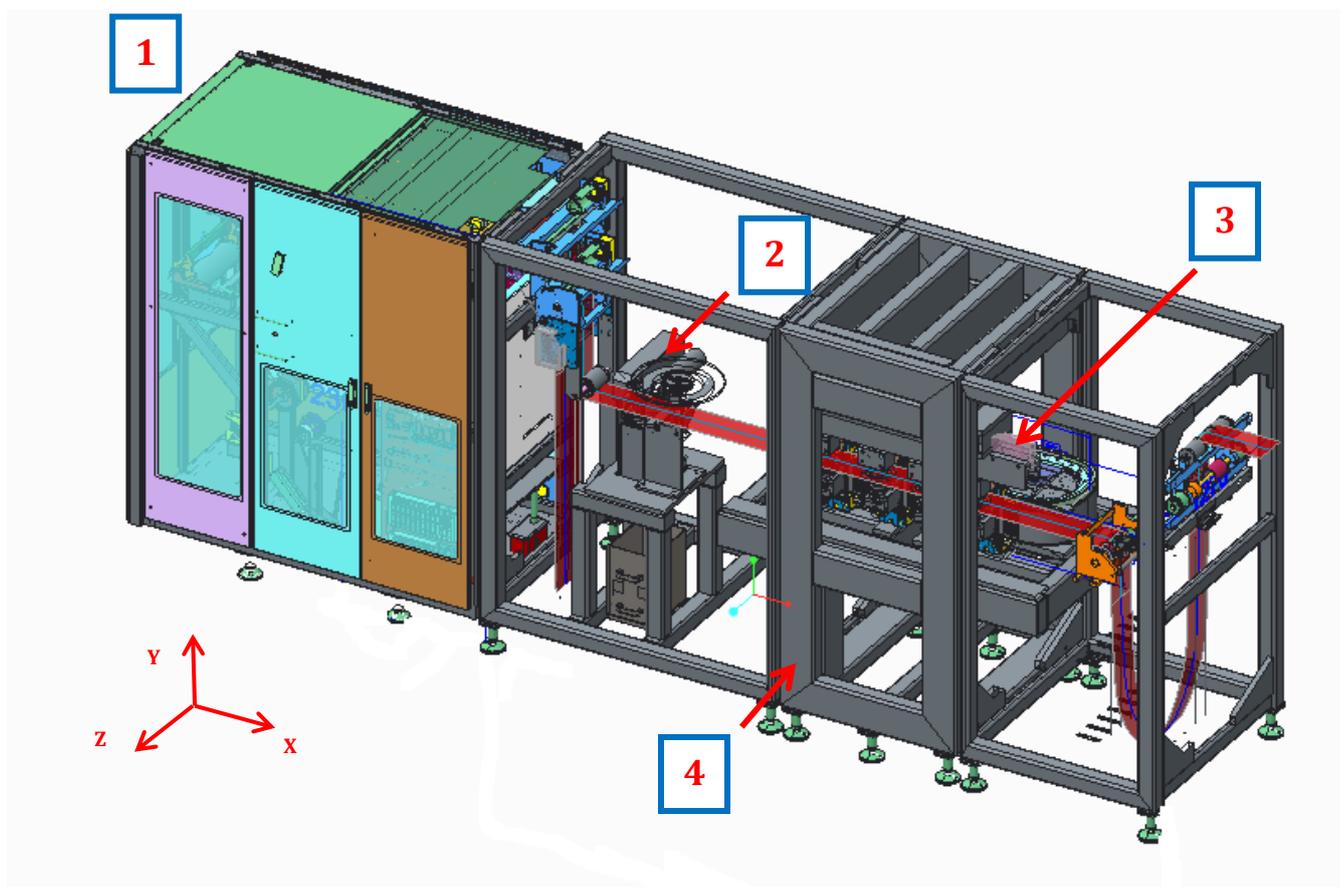
La macchina in esame, codificata all'interno dell'azienda come FR_ITRAK_1200, è una macchina automatica pensata per la realizzazione della pre-forma di avvitemento tappo dei brick.



(Figura 1.1: Prodotto che realizza la macchina)

Tale risultato si ottiene attraverso la formatura in uno stampo di una dose di materiale termoplastico posizionata mediante un estrusore esterno sopra una striscia di carta tensionata. La compressione del termoplastico avviene grazie alla movimentazione di un meccanismo dovuta alla presenza del motore lineare ITRAK-Rockwell.

Il funzionamento generale può essere spiegato tenendo conto che la carta con la quale si vogliono realizzare i brick, contenuta arrotolata a modi bobina all'interno di una stazione denominata "Stazione Asu", viene prelevata e tirata, da un sistema di rulli motorizzati posti ai due estremi della macchina, generando così una sorta di linea principale. Su questa linea, verrà posizionata periodicamente una dose di materiale termoplastico, mediante una giostrina meccanica, collegata ad un estrusore esterno. La carta con sopra la pallina di termoplastico fuso attraversa la zona principale della macchina dove, un meccanismo appositamente progettato, si interesserà di operare la compressione all'interno dello stampo, di far raffreddare la dose e quindi di svincolarla. Il tutto sarà movimentato e controllato grazie alla presenza del motore lineare. Il prodotto che si vuole ottenere in uscita è la carta con annesso l'estruso della pre-forma in cui verrà avvitato il tappo. Nella seguente foto viene rappresentato il layout generale della macchina completo e aggiornato. Tale raffigurazione è stata inserita nonostante siano solo le prime pagine per dare al lettore da subito un'idea di quella che è la struttura della macchina della quale si sta parlando, risultante altrimenti molto confusionaria e indefinita.



(Figura 1.2 Layout generale della macchina)

I macro-gruppi che compongono tale macchina sono quindi quattro fondamentalmente:

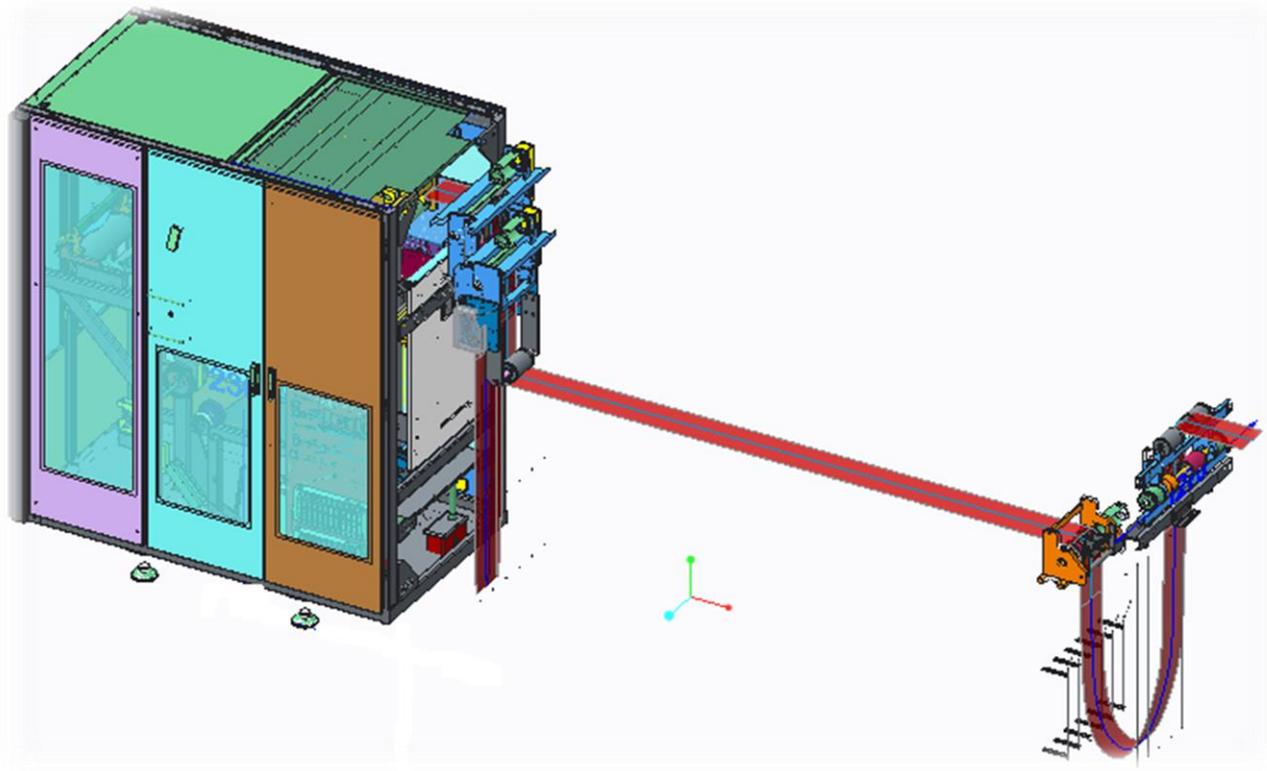
1. Stazione Asu,
2. Estrusore esterno + Giostrina,
3. Motore lineare Itrak-Rockwell,
4. Telaio generale.

Per quanto riguarda l'ultimo di questi macro-gruppi, ovvero quello del telaio, se ne discuterà ampiamente nei prossimi capitoli essendo al centro del lavoro di Tesi.

1.2 DESCRIZIONE STAZIONE ASU E GIOSTRINA

Verranno di seguito riportati i disegni più nel particolare per ognuno dei gruppi precedentemente menzionati e se ne descriverà in breve la funzione.

1.2.1 STAZIONE ASU E LINEA CARTA



(Figura 1.3 Stazione Asu collegata con linea carta)

La stazione Asu ha due compiti da assolvere:

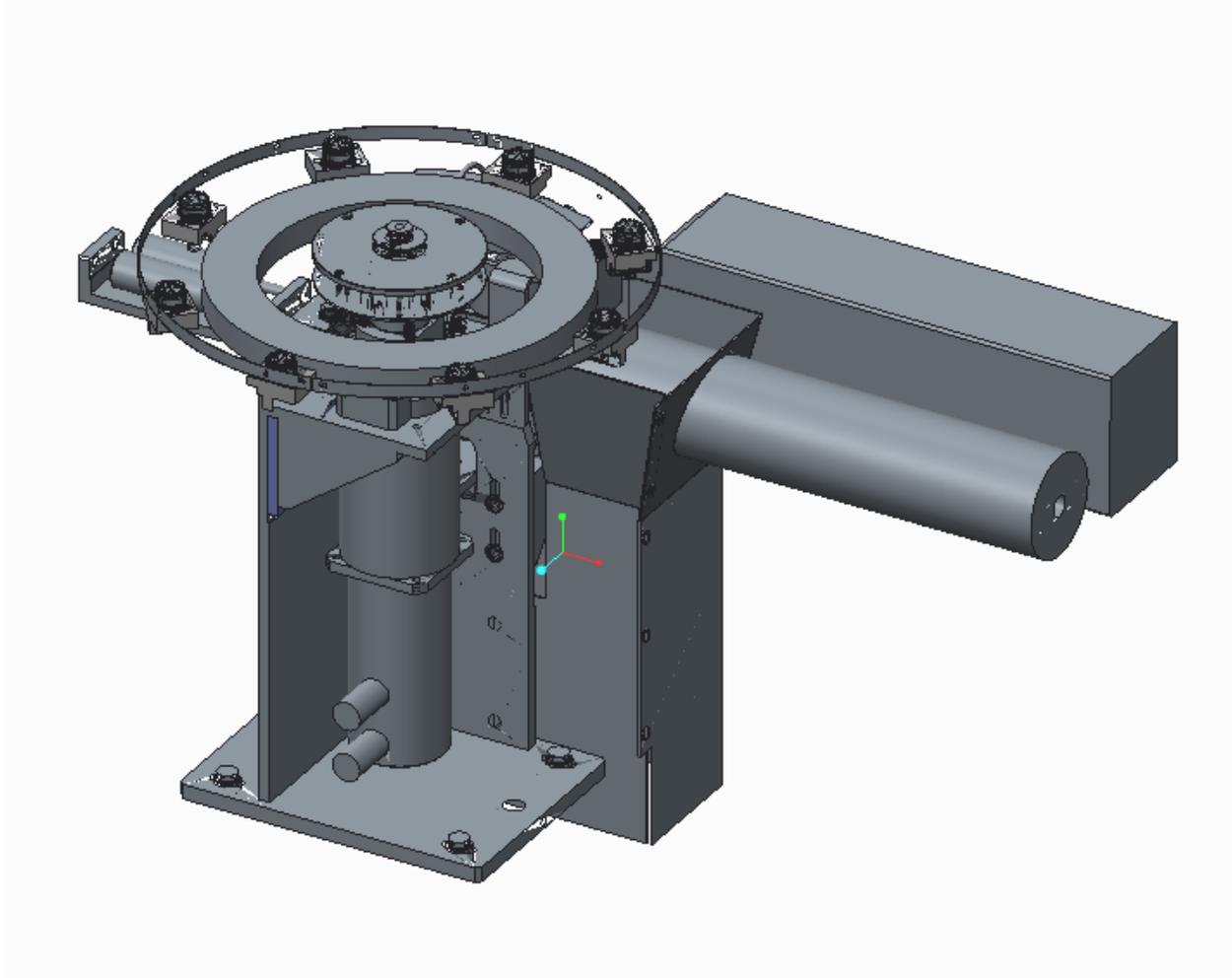
- Contenimento della carta e sua sostituzione automatica, in modo da averne sempre nuova a disposizione,
- Immissione della carta nel tratto di motore grazie al collegamento con il sistema di rulli esterno.

E' fondamentale che sia garantita lungo tutta la durata dell'esercizio, la coppia di tensionamento desiderata da parte dei rulli.

Se la carta non fosse tirata infatti nella maniera opportuna, si verificherebbero evidenti errori di posizionamento della dose ed un malfunzionamento generale della macchina.

1.2.2 GIOSTRINA

Alla giostrina arrivano le dosi di materiale termoplastico fuso tramite l'estrusore. Essa deve garantirne il piazzamento su carta, il quale deve essere assolutamente preciso nonostante l'elevata velocità di rotazione alla quale lavora. La giostrina infatti deve garantire un ritmo di 30000 dosi/ora.



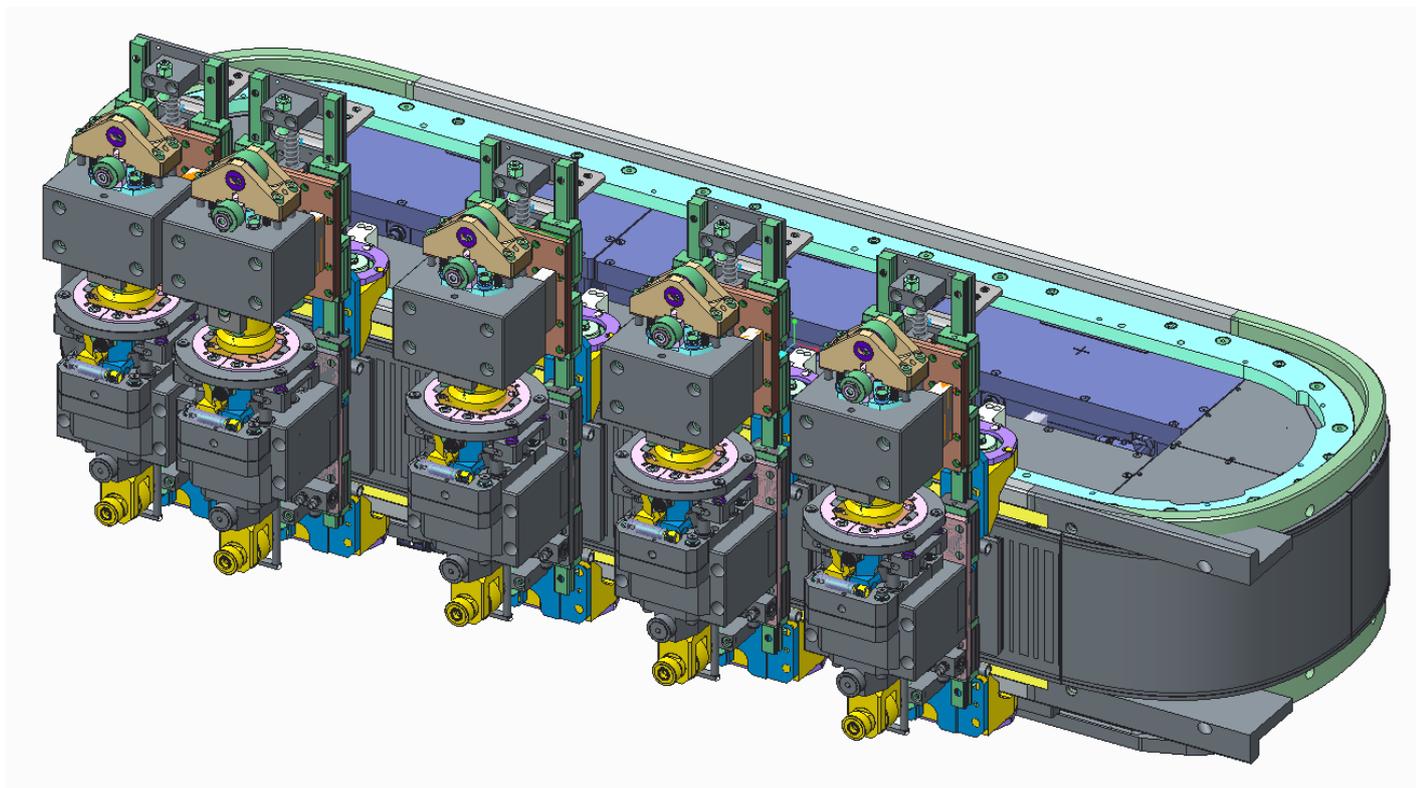
(Figura 1.4: Giostrina gestione dose termoplastico)

1.3 MOTORE LINEARE ITRAK

Concettualmente, i motori lineari si possono considerare ottenuti “srotolando” su un piano i motori rotativi. Pertanto i principi fisici alla base del loro funzionamento sono identici a quelli dei convenzionali motori elettrici.

La differenza tra i due tipi di motori è che quelli lineari, come quello in questione, producono una forza e non una coppia. Grazie ad essa, si possono mettere in movimento meccanismi solidali al motore, spostandoli lungo il tratto rettilineo prefissato. Tale fenomeno avviene grazie alla presenza di magneti permanenti: si genera una forza elettromotrice tra motore e magnete che determina l’avanzamento del meccanismo.

Nel caso in esame, il motore lineare Itrak-Rockwell può essere considerato come il cuore dell'intera macchina. Lungo 1.2 metri (si intende la lunghezza del tratto utile rettilineo), consente di fare avanzare i meccanismi ad esso vincolati a velocità di 1100 mm/s.



(Figura 1.5: Motore lineare Itrak con meccanismi vincolati)

E' proprio grazie alla movimentazione di tali meccanismi che si riescono a far assolvere alla macchina le operazioni di formatura desiderate. Le stazioni non sono solo collegate al motore lineare, bensì vengono fatte scorrere mediante **cedenti a rotella** all'interno di un **sistema di camme stazionarie**. Quindi sebbene il moto conferito dal motore lineare al meccanismo sia un moto di semplice avanzamento, grazie alla presenza delle camme, lo si riesce a movimentare in modo da fargli occupare le posizioni desiderate. Risulta lampante l'importanza della fase di progettazione delle leggi di moto che definiscono il profilo delle camme. Tale lavoro verrà analizzato più nello specifico nel seguente capitolo.

1.4 STRUMENTI UTILIZZATI

Si è voluto sfruttare il seguente capitolo anche per presentare gli strumenti utilizzati nel corso della Tesi, il cui utilizzo ha sicuramente permesso in maniera più semplice ed attendibile di raggiungere gli obiettivi prefissati. Il software utilizzato all'interno dell'azienda Hypertec è stato **Pro Engineer**.

Pro Engineer, comunemente noto anche come **ProE**, è un software 3D prodotto dalla Parametric Technology Corporation (PTC). La versione utilizzata in azienda è la più recente disponibile, ovvero **Creo 2.0**. Si tratta di un ambiente di modellazione CAD tridimensionale parametrico e comprende, oltre al sistema di disegno centrale, numerosi moduli aggiuntivi. Tra essi ci sono software per analisi agli elementi finiti, studio di fabbricazione, rendering dei modelli, analisi dei meccanismi, ecc. I più utilizzati tra questi sono stati **Mechanism**, per studiare l'animazione dei meccanismi durante il funzionamento e per importare i punti costituenti le leggi di moto sulle camme, ed anche **ProM** (ProMechanica) ovvero l'applicativo utilizzato per l'analisi agli elementi finiti.

Tutti i componenti della macchina sono stati disegnati sfruttando Creo.

Un ulteriore importante strumento utilizzato è stato il gestionale di Pro-E, **PDMLink**. Attraverso l'utilizzo di questo software si possono condividere su un server comune, tutte le modifiche apportate ai pezzi che andranno a costituire la macchina. Si può inoltre risalire a quella che è stata la storia di un pezzo con tutte le modifiche che lo hanno interessato.

Si gestiscono quindi in maniera più semplice e chiara tutti quei pezzi standardizzati, cioè i diversi commerciali come spine bullonerie ecc, in quanto registrati all'interno della memoria di PDMLink.

Per la progettazione delle Leggi di Moto invece si è ricorsi al programma **Motion Designer**, di cui si tratterà più ampiamente nel capitolo 2, inerente alla progettazione delle camme.

CAPITOLO 2

DEFINIZIONE DELLE LEGGI DI MOTO,

CALCOLO DEI CARICHI IN GIOCO

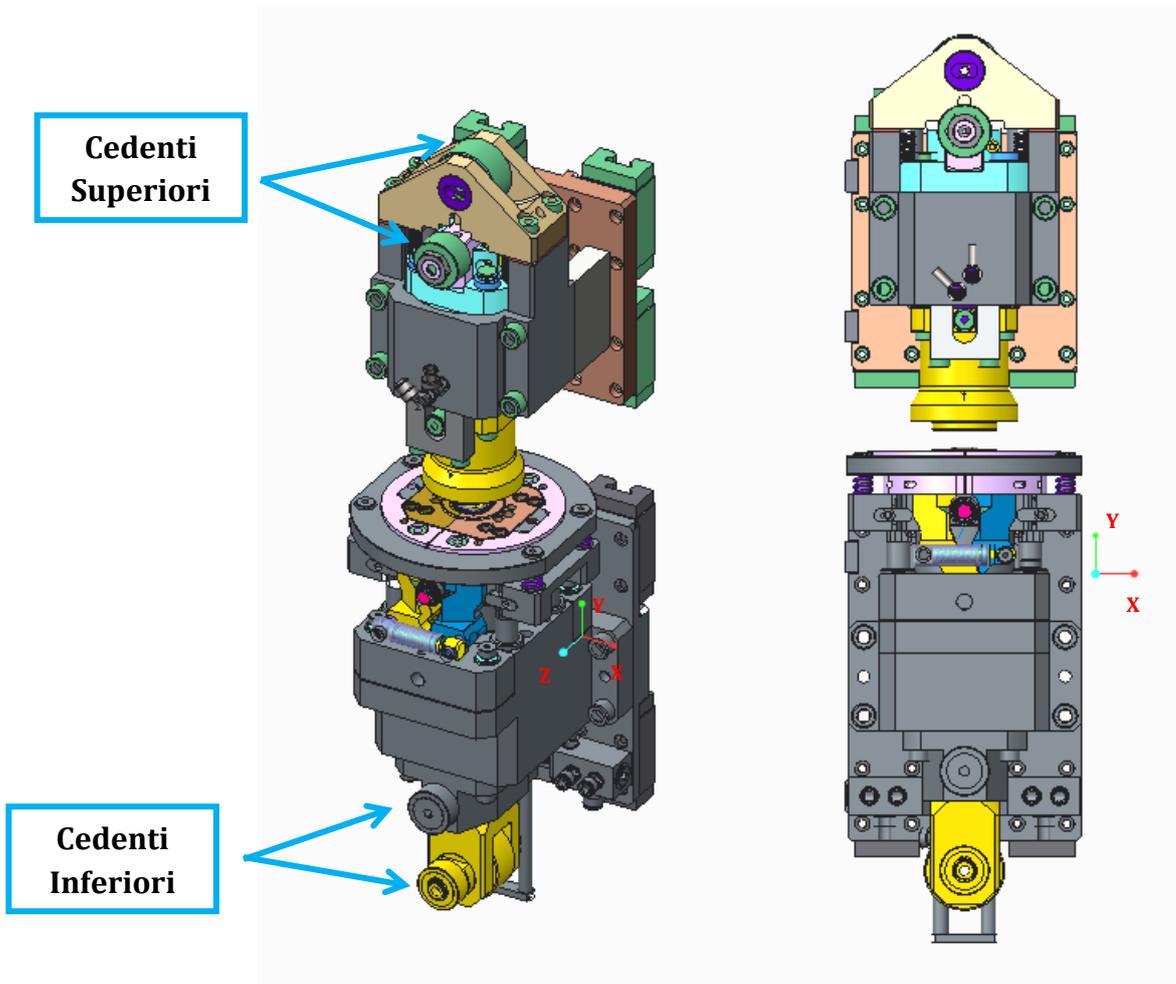
Nel precedente capitolo sono stati messi in luce i macro-gruppi costituenti la macchina. In questo capitolo invece si tratterà la prima parte fondamentale dell'elaborato di Tesi. Si passerà difatti più nello specifico ad analizzare le dinamiche che hanno portato alla definizione dei profili camma desiderati e di come sono state ricavate in seguito le forze in gioco, dato essenziale per operare un adeguato dimensionamento del telaio, il che rappresenterà la seconda parte principale di tale lavoro. Per capire come sono state progettate le leggi di moto e soprattutto come sono stati ricavati i carichi creati nelle condizioni di esercizio, è fondamentale avere un'idea di quello che è il meccanismo alla base del funzionamento della macchina automatica, già menzionato nella parte terminale del precedente capitolo e qui di seguito presentato.

Il metodo secondo il quale si opererà dunque sarà:



2.1 FUNZIONAMENTO DEL MECCANISMO DI FORMATURA

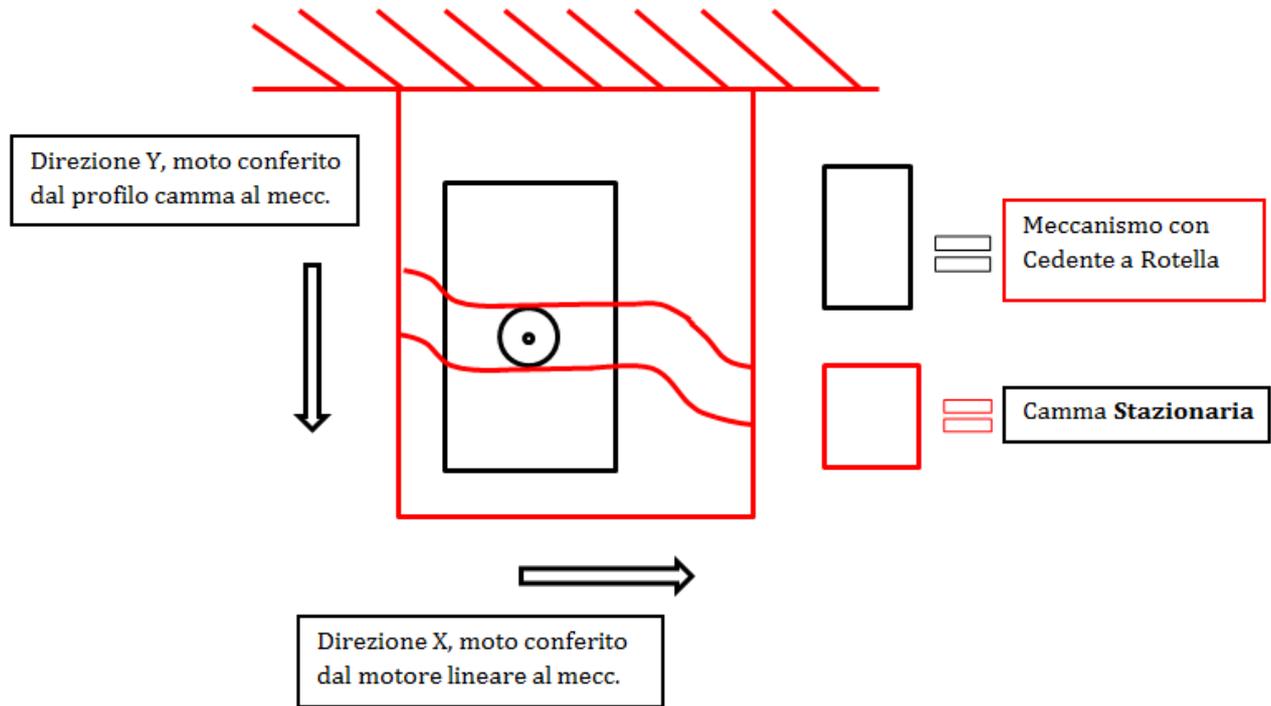
Il meccanismo è costituito da due parti, una **stazione superiore** e una **inferiore**, che possiamo visualizzare nella seguente figura. Le due stazioni nel layout terminale saranno separate dalla linea della carta tensionata sulla quale dovrà essere realizzata la pre-forma.



(Figura 2.1: Stazioni costituenti il meccanismo principale)

La stazione superiore è una sorta di martello. Durante l'abbassamento comprime la carta e la particella di termoplastico, nello stampo sottostante eseguendo così la formatura. La stazione inferiore invece si comporta come un incudine, deve subire il colpo conferito dalla parte superiore senza presentare cedimenti, per ottenere i risultati desiderati.

Le stazioni saranno condotte oltre che dalla forza elettro motrice indotta dal motore lineare anche da due sistemi a camme. Le camme in questione saranno di tipo **stazionario**, fissate a telaio e dunque lavoreranno come delle guide, all'interno del quale i cedenti a rullini dovranno spostarsi seguendo il profilo. I gruppi da progettare saranno due, uno inferiore e uno superiore. Il motore lineare controlla l'avanzamento delle stazioni (spostamento in direzione orizzontale X). Le camme ne controllano l'abbassamento (direzione verticale Y). Il meccanismo a camme è di tipo piano e può essere schematicamente raffigurato nel seguente modo:



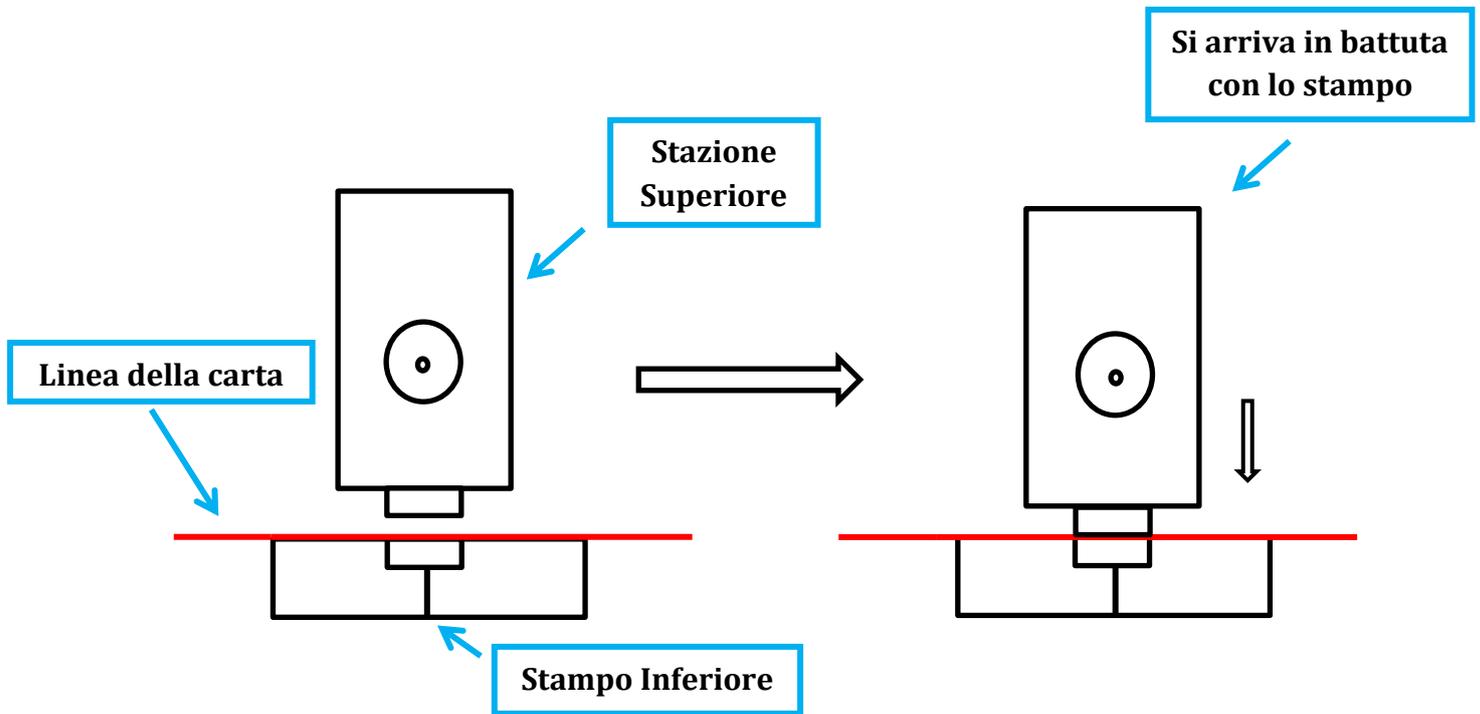
(Figura 2.2: Schematizzazione sistema camma-meccanismo)

Nel tratto utile di 1.2 metri del motore lineare, il meccanismo dovrà compiere certi spostamenti all'interno di fasi prefissate tra cui:

- Abbassamento stazione superiore su stazione inferiore (**Clamping**);
- Compressione della dose (**Compression**);
- Raffreddamento della dose (**Cooling**);
- Disingaggio delle due stazioni (**Disengage**).

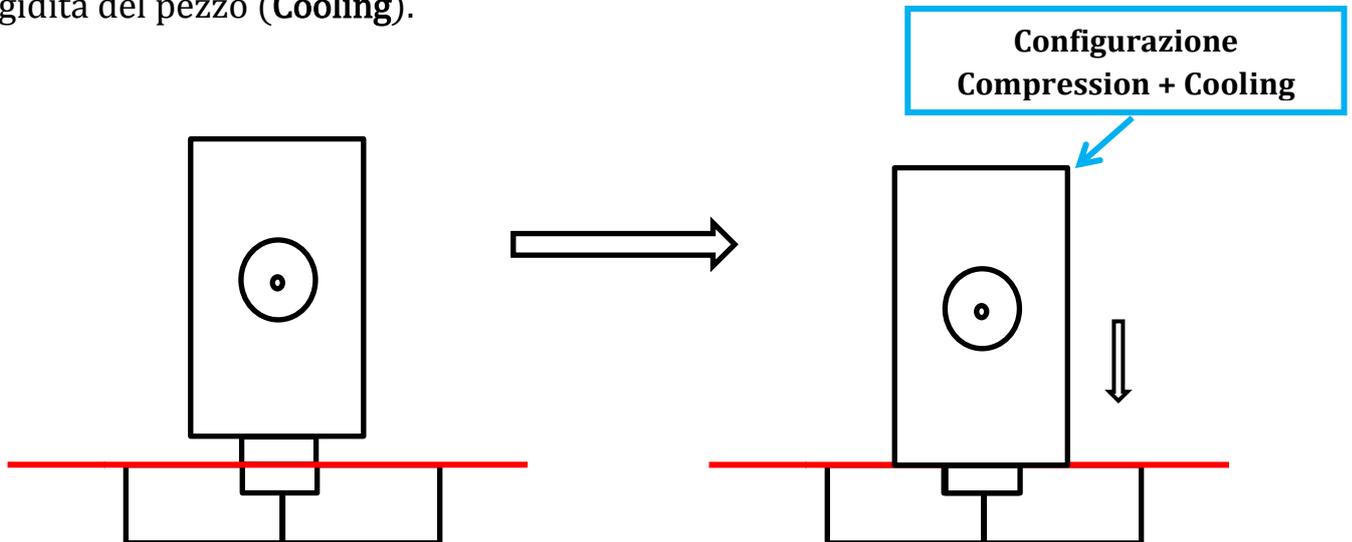
In seguito verranno brevemente descritte tali fasi, senza però entrare nel particolare, non potendo inserire i dati specifici di variazione di posizione e tempo per questioni di privacy con l'azienda che ha commissionato il lavoro.

1) La prima fase indicata come **Clamping**, prevede l'abbassamento del gruppo superiore su quello inferiore. La stazione superiore seguendo il profilo camma, arriva a pressare sulla linea della carta sottostante inglobando la dose di materiale plastico in attesa della successiva compressione. La stazione inferiore provvede a mantenere chiuso lo stampo in questa prima fase.



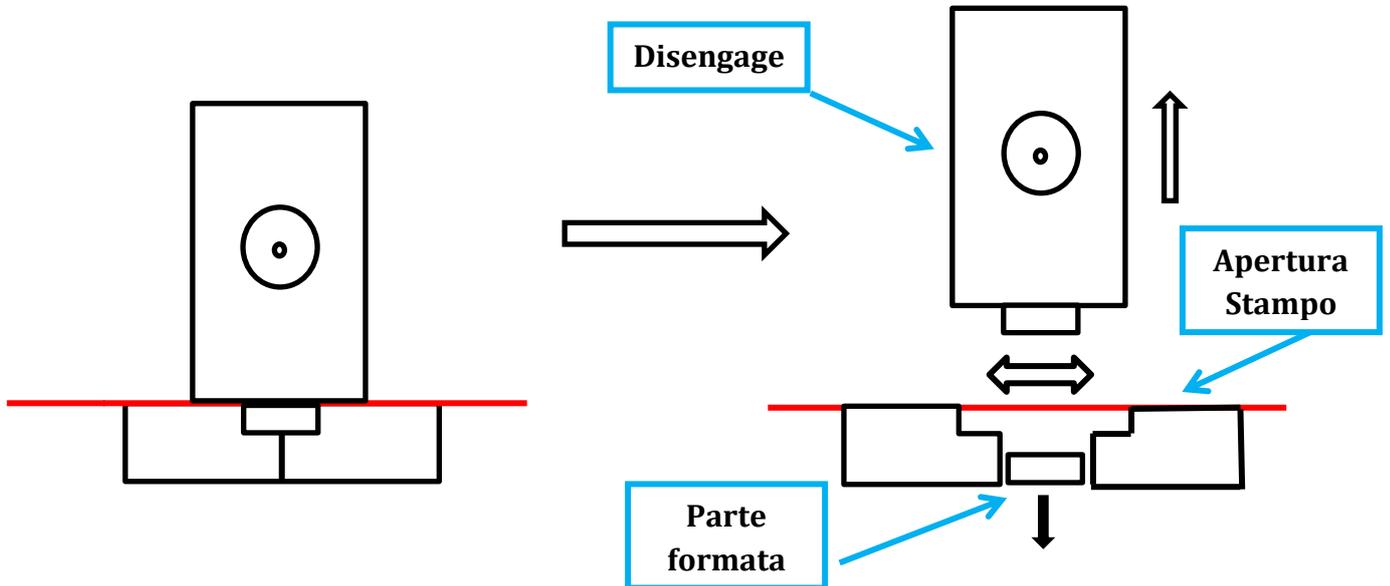
(Figura 2.3: Schematizzazione Fase di Clamping)

2) Nella seconda fase di **Compression**, l'abbassamento ulteriore del gruppo fa avvenire la compressione della dose nello stampo. In questo modo si verifica l'effettiva formatura della parte. A questa segue un'importante fase di raffreddamento e solidificazione successiva che deve garantire l'aumento della rigidità del pezzo (**Cooling**).



(Figura 2.4: Schematizzazione Fase di Compression)

3) Infine nell'ultima fase di **Disengage**, la stazione superiore sale svincolandosi da quella inferiore che a sua volta si apre consentendo la fuoriuscita della parte realizzata durante il processo precedente.



(Figura 2.5: Schematizzazione Fase di Disengage)

Per consentire tutti questi spostamenti, è stato necessario progettare delle Leggi di Moto adatte. Da queste si ricaveranno in seguito i profili con cui verranno disegnate le camme e i carichi in gioco sollecitanti il telaio.

2.2 PROGETTAZIONE LEGGI DI MOTO

Per scegliere una legge di moto da assegnare al meccanismo in analisi, è necessario conoscere i requisiti che essa dovrà soddisfare ovvero per quali punti dovrà passare. I movimenti che dovranno compiersi sono stati brevemente descritti nel precedente paragrafo. Il profilo dovrà essere disegnato in modo da rispettare queste ed eventualmente altre specifiche, per esempio i limiti dinamici del meccanismo. Si ricorda che in generale si possono avere alcuni vincoli tra cui:

- Vincoli sulla **posizione**, per eseguire in modo corretto l'operazione sul prodotto.
- Vincoli sulla **velocità**, ad esempio velocità massime ammissibili o con valori fissati per eseguire un certo inseguimento.
- Vincoli sull'**accelerazione**, per controllare le sollecitazioni e la coppia (o forza) richiesta al motore.
- Vincoli sul **jerk** (ovvero la derivata dell'accelerazione), importanti per limitare fenomeni vibratorii.

Una volta identificati i punti o i tratti in cui la legge del moto deve soddisfare determinate specifiche, si può passare alla scelta del tipo di legge, cercando quello che più si adatta alle esigenze di progettazione. Come spesso accade per meccanismi complessi, anche in questo caso è stato necessario definire più di una legge di moto a causa della presenza di più di un cedente appartenente al gruppo interessato.

Il primo obiettivo è stato certamente quello funzionale: il sistema è stato progettato per eseguire una certa operazione, la legge di moto assegnata deve innanzitutto garantirne il corretto svolgimento.

2.2.1 INTRODUZIONE ALLE LEGGI DI MOTO

Sia **q** la coordinata (angolare o lineare) che si intende controllare, **p** la variabile rispetto a cui si intende descriverla, solitamente la fase master. Una traiettoria polinomiale è descritta da un'espressione del tipo:

$$q = f(p) = a_0 + a_1p + a_2p^2 + \dots + a_np^n$$

I coefficienti a_0, \dots, a_n si determinano imponendo le condizioni sui valori della funzione e delle sue derivate negli estremi dell'intervallo.

Naturalmente, maggiore è il grado del polinomio, maggiore sarà il numero di condizioni imponibili prima che il sistema sia completamente definito. Come funzione per definire la legge di moto si è pensato di utilizzare una **polinomiale di 5° grado**.

Una polinomiale di ordine 5 ha la seguente espressione:

$$q = a_0 + a_1p + a_2p^2 + a_3p^3 + a_4p^4 + a_5p^5$$

In questo caso si possono controllare le posizioni le velocità e le accelerazioni iniziali e finali. Considerando ad esempio le condizioni di velocità ed accelerazione nulla agli estremi si ottiene:

$$\frac{y}{H} = 10\left(\frac{p}{L}\right)^3 - 15\left(\frac{p}{L}\right)^4 + 6\left(\frac{p}{L}\right)^5$$

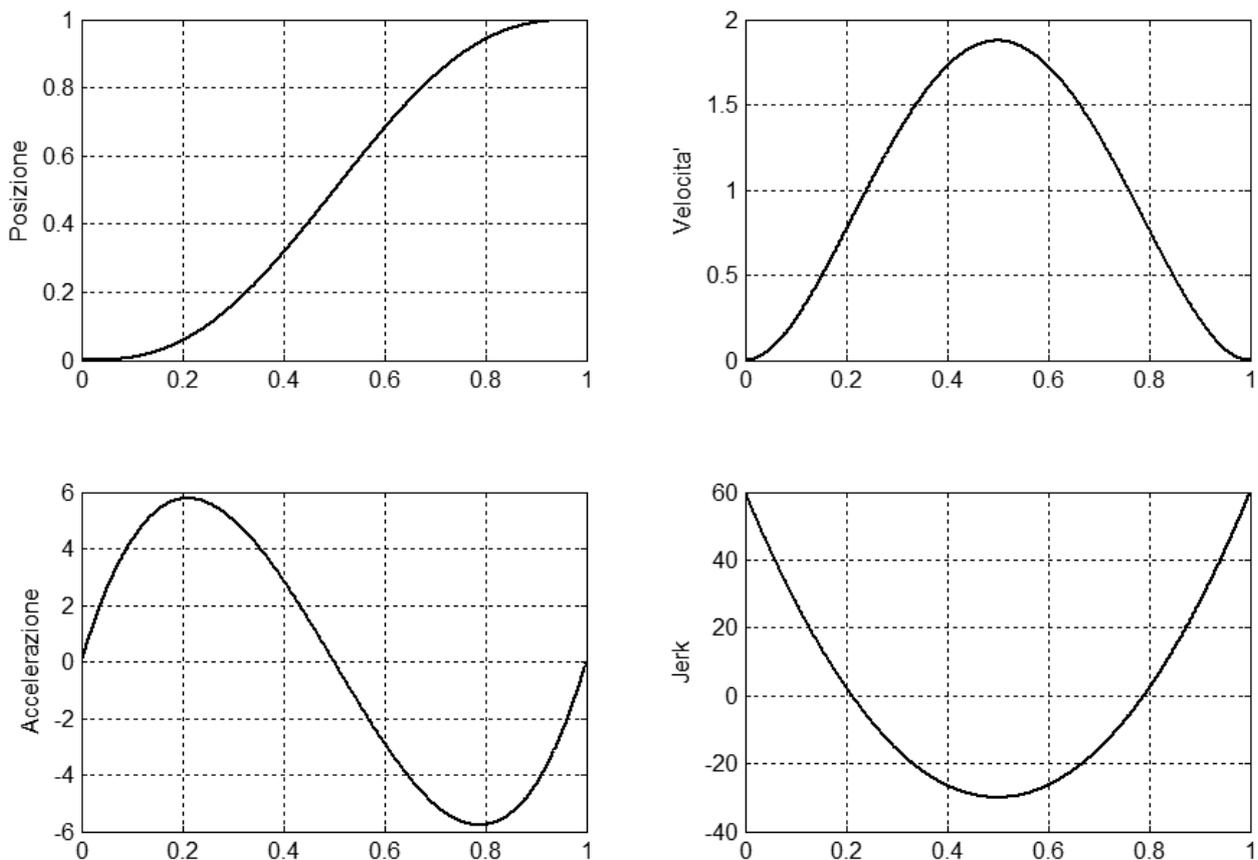
Dove $H = q_f - q_i$ è l'alzata totale, $L = p_f - p_i$ è la fase su cui avviene il movimento. Per una rappresentazione più chiara, può essere definita la coordinata $y = f(p) - f(p_i)$ che può essere considerata un'alzata relativa, indipendente dal punto di partenza.

Al fine di ottenere un punto di vista più generale possibile, si studieranno le coordinate adimensionali $y^* = \frac{y}{H}$ e $p^* = \frac{p}{L}$, svincolando il risultato dai valori di H e L.

Si può ottenere da questa equazione quindi una forma adimensionale del tipo:

$$y^* = 10(p^*)^3 - 15(p^*)^4 + 6(p^*)^5$$

Si può notare dalla seguente figura che anche l'accelerazione è continua. Il jerk presenta discontinuità ma assume valori finiti.



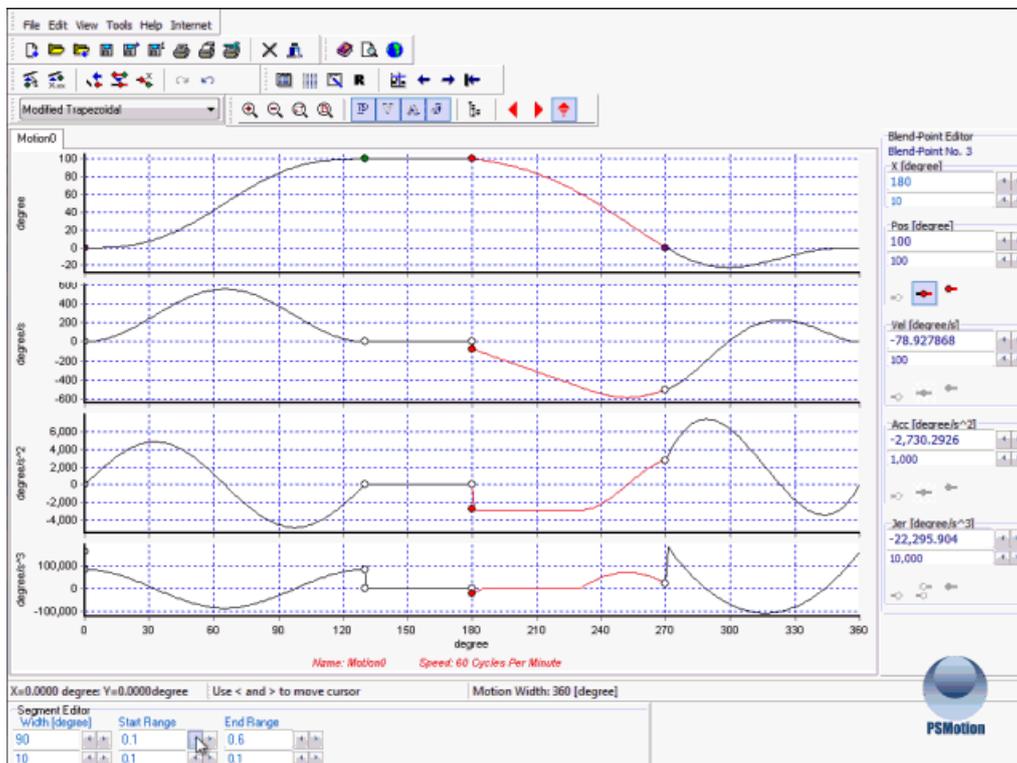
(Figura 2.6: Polinomio di 5° grado e sue derivate)

2.2.2 DEFINIZIONE DELLE LEGGI

Le Leggi di moto sono state ricavate con Motion Designer, un pratico programma che consente di scegliere la funzione che si desidera per descrivere il moto del cedente all'interno di una vasta gamma di opzioni: polinomiali, sinusoidali, funzioni paraboliche...ecc Come già accennato in precedenza, si è pensato di utilizzare una polinomiale di 5° grado per l'occasione. Per definire la legge, bisogna innanzitutto avere ben chiaro quello che deve essere il comportamento del meccanismo e quelli che devono essere gli spostamenti da eseguire e le tempistiche precise da rispettare. E' fondamentale quindi assegnare alla funzione le condizioni al contorno adeguate, in base ai valori di posizione, velocità e accelerazioni iniziali e finali desiderati.

Nel caso in analisi il sistema di camme che si desidera progettare è un sistema costituito da tre camme, ognuna associata ad un cedente correlato con una parte del meccanismo, lunghe 1200mm, ovvero comprendenti tutto il tratto utile di motore.

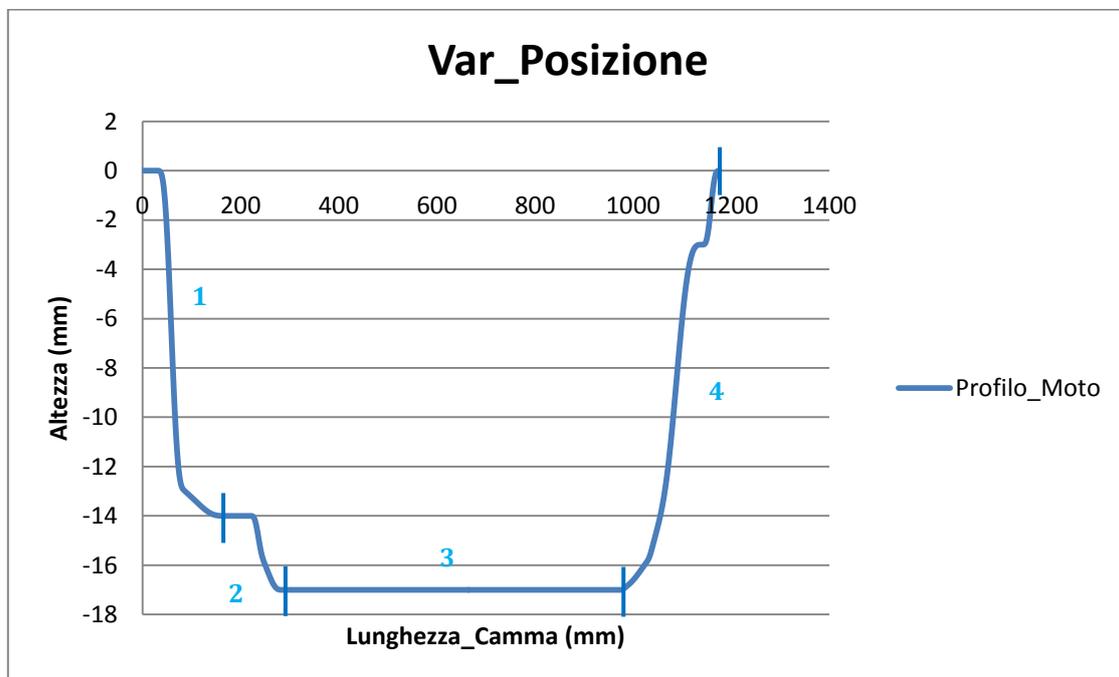
Definire la legge di spostamento con Motion Designer è semplice, basta infatti evidenziare i punti fondamentali con i relativi spostamenti orizzontali, verticali e i tempi. Bisogna inoltre assegnare le condizioni al contorno desiderate in posizione velocità e accelerazione. La funzione scelta dunque, passerà per questi punti. Tali punti sono stati chiaramente determinati, tenendo conto di quelle che sono le fasi che si vuole che il meccanismo rispetti e ricopra. Per ricavare la legge di velocità accelerazione e jerk, basta derivare tali primi risultati in spostamento. E' un processo automatico fatto dal programma. Il jerk viene calcolato per tenere sotto controllo eventuali fenomeni vibratori che possono instaurarsi in seguito ad ampie variazioni di accelerazione. La serie di punti ricavati sono stati quindi importati in Excel, da cui è stato redatto un documento contenente tutte le informazioni desiderate. Poiché il meccanismo si muove con velocità variabile, è opportuno esprimere la legge di moto in funzione della sua posizione (e quindi in funzione dello spazio).



(Figura 2.7: Schermata Motion Designer)

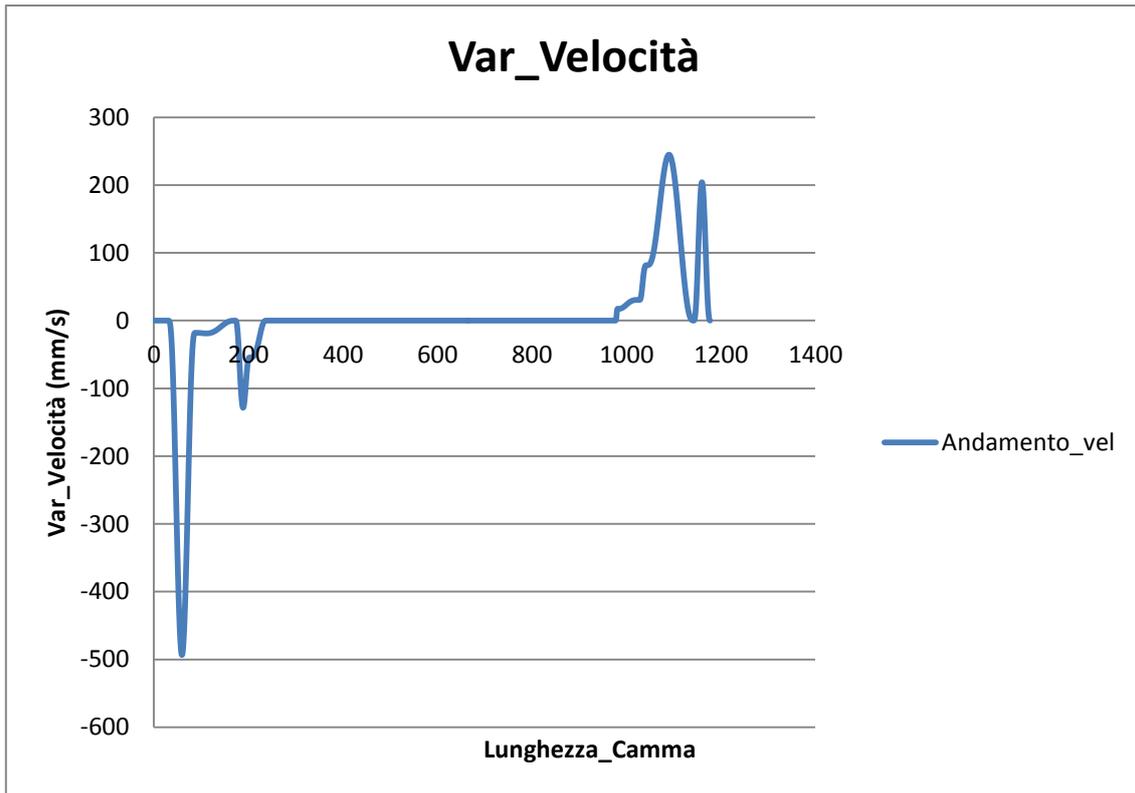
Il grafico sottostante è riferito alla stazione superiore. Da questo, possiamo apprezzare la variazione di posizione del gruppo. Un primo tratto di abbassamento che porta quella superiore a contatto con la stazione inferiore, fin qui indicato come **Clamping (1)**. Un secondo ulteriore tratto di abbassamento rappresentante la **Compression (2)**.

Il periodo di stallo in cui il meccanismo non varia la sua posizione verticale è associato chiaramente alla fase di **Cooling (3)**, in quanto il termoplastico all'interno si sta raffreddando, ed infine il tratto di disinnescio dei due gruppi, in cui la stazione si rialza nominato in precedenza **Disengage (4)**.

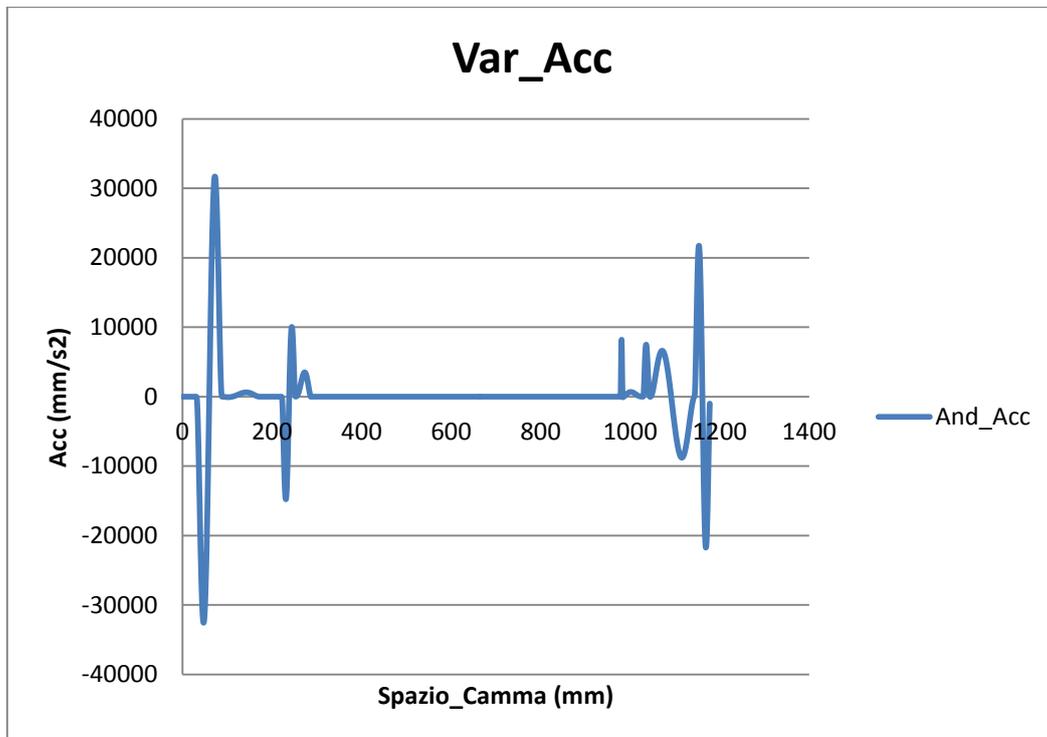


(Figura 2.8: Legge di moto seguita dal cedente)

A tali variazioni di posizione chiaramente saranno associati variazioni di velocità, negative nel tratto di abbassamento e positive nel tratto di innalzamento. Come pure di seguito, a variazioni di velocità conseguiranno variazioni di accelerazione.



(Figura 2.9: Andamento di velocità lungo il processo)



(Figura 2.10: Andamento dell'accelerazione durante il processo)

Terminata la fase di definizione della legge di moto da utilizzare è stato necessario importare i punti all'interno di Creo per verificarne la validità e da esse ricavare le camme.

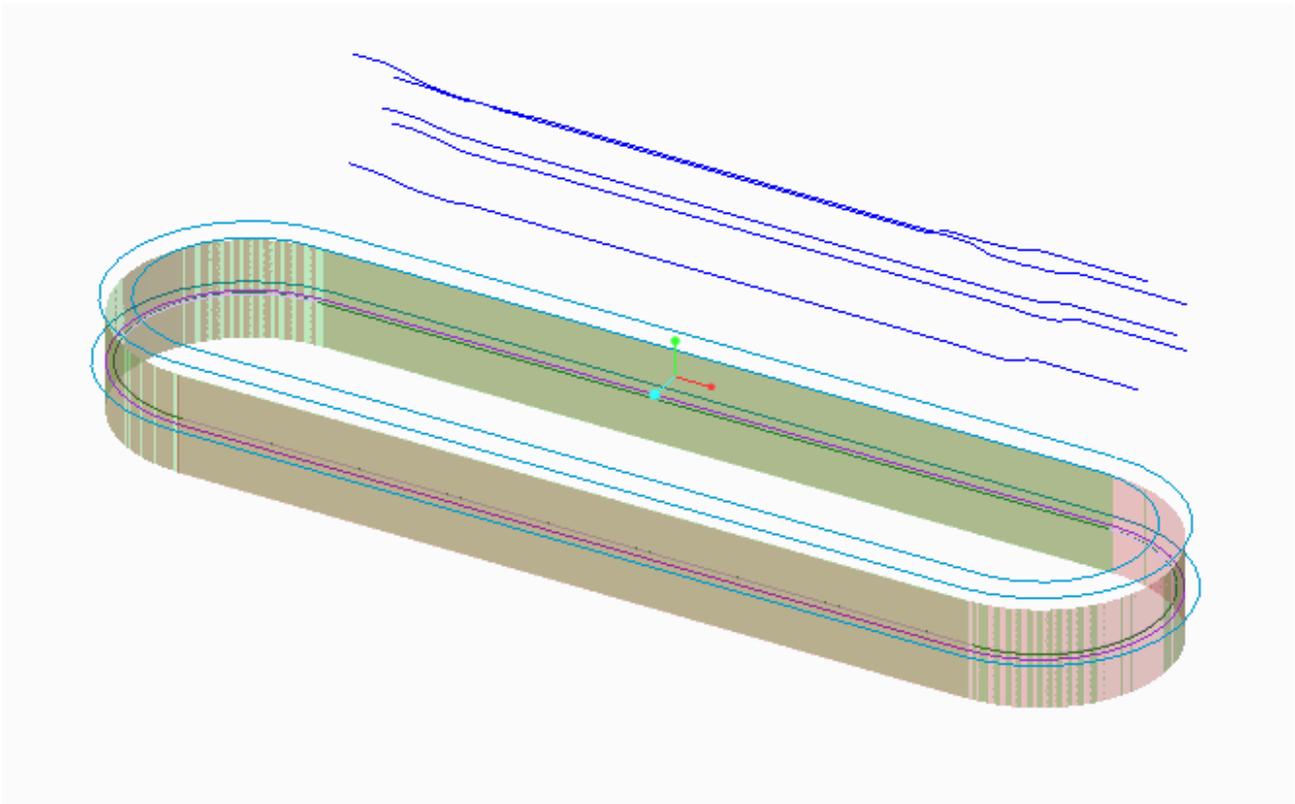
2.3 REALIZZAZIONE DELLE CAMME

Come già accennato in precedenza si è pensato di utilizzare, all'interno della macchina automatica soggetto del seguente lavoro di Tesi, delle camme stazionarie per fare da guida al meccanismo incaricato di realizzare la formatura. È assai frequente vedere questi tipi di camme nel mondo delle macchine automatiche.

I passi da seguire per arrivare ad ottenere il profilo camme finale sono i seguenti:

- Importare le leggi di moto tramite Mechanism in Pro-E;
- Verifica della validità delle leggi progettate;
- Taglio delle camme mediante estrusione con offset della curva di moto.

Per importare le leggi all'interno del CAD, si è utilizzato il sopracitato Mechanism, un applicativo di Pro-E: la serie di punti ricavati in precedenza con Motion Designer, sono stati prelevati dall'elaborato di Excel e condivisi con il CAD. Sono stati quindi vincolati al disegno del motore, tenendo chiaramente conto delle quote alla quale verranno fissate le camme. Si ottiene in questa maniera una rappresentazione grafica come la seguente.



(Figura 2.11: Localizzazione delle leggi di moto nel software Pro-E)

Il corpo avente forma di asola al centro, rappresenta schematicamente il motore lineare ITRAK. La sua rappresentazione è stata utile per un corretto piazzamento delle curve.

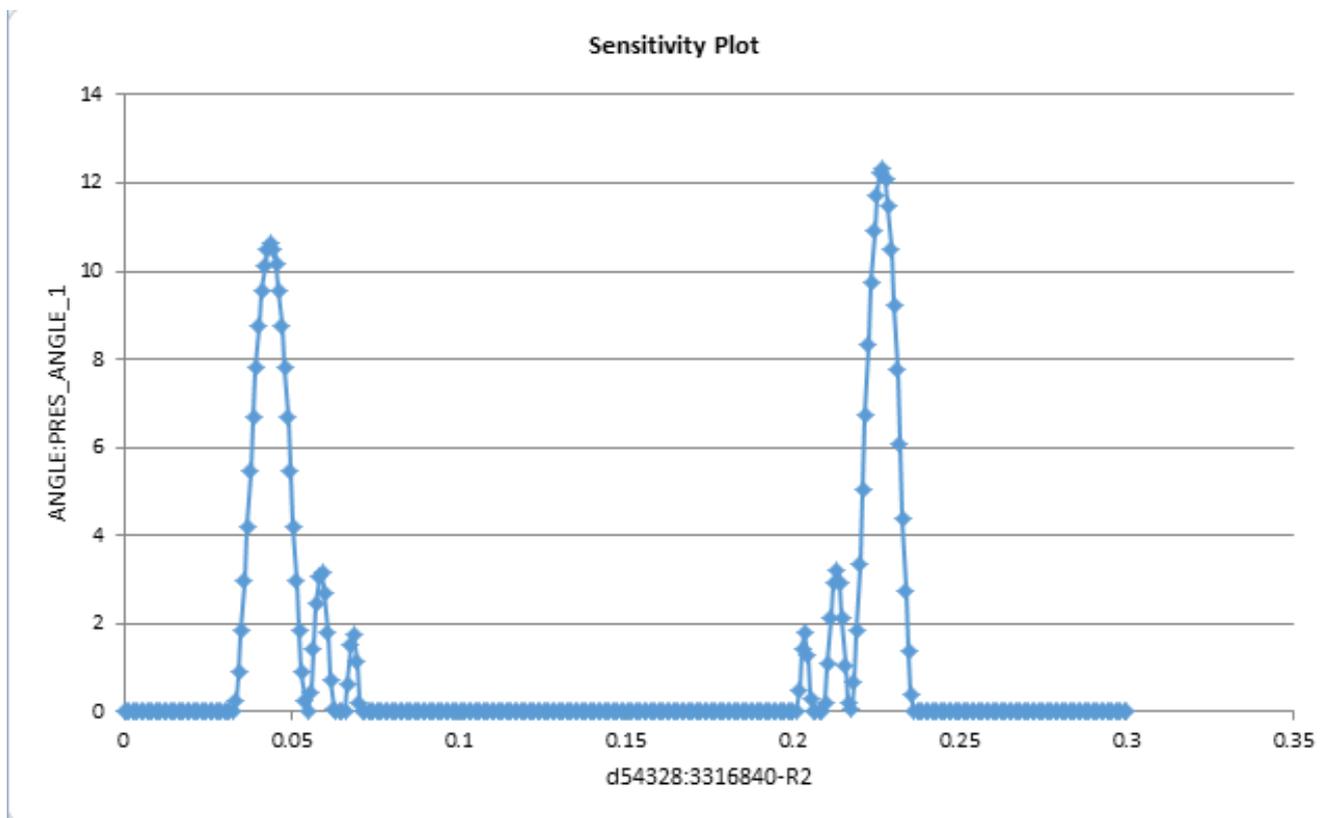
2.3.1 CONTROLLO DELLE LEGGI DI MOTO

Una volta vincolate le leggi di moto è stato fondamentale verificarne la validità. Si è quindi andata a fare un'analisi dell'**angolo di pressione** e del **sottotaglio**, problematiche maggiori nelle camme. L'angolo di pressione, solitamente indicato con α , è per ogni punto del profilo primitivo l'angolo fra la normale di contatto e la congiungente il centro del cedente con il centro della camma.

E' importante tenere sotto controllo gli angoli di pressione generantisi durante l'esercizio, in quanto elevati valori dell'angolo α , corrispondono ad elevati sforzi che si generano tra camma-rullino. Per questo si cerca di contenere il valore di α al di sotto dei 40° .

Per fare l'analisi dell'**angolo di pressione** che si formerà istante per istante lungo tutto il profilo camma, è necessario posizionare un punto sulla legge di moto in questione, quindi vincolare un asse sia al punto che alla curva stessa (tangente).

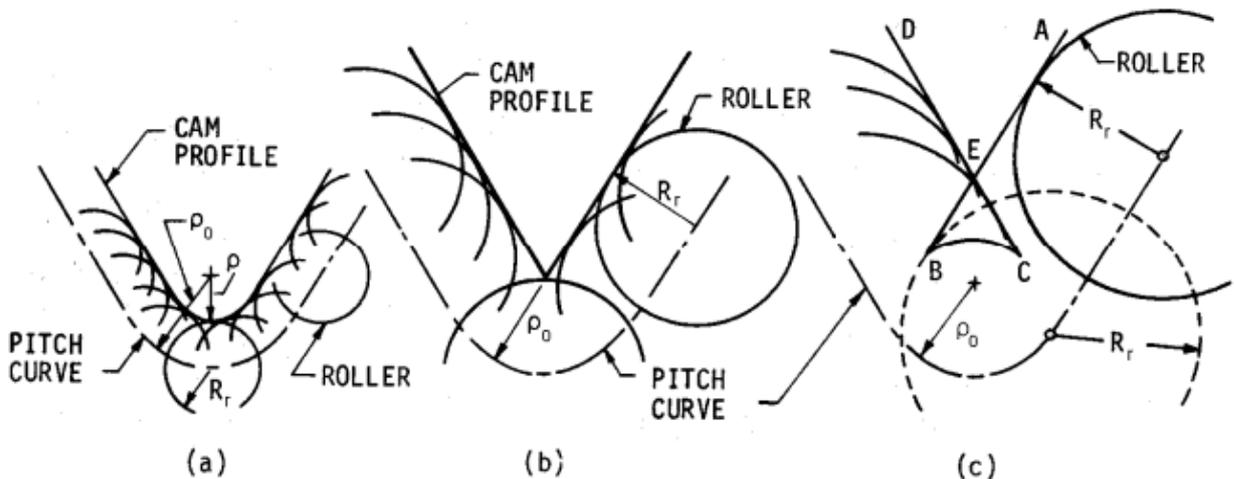
A questo punto l'angolo di pressione lo si ricava andando a misurare l'angolo formantisi dall'intersezione tra l'asse tracciato e il piano orizzontale, piano del moto. Si implementa quindi tale calcolo lungo tutta la curva. Si deve assegnare il numero di step in cui verrà suddivisa la legge di moto durante l'analisi. Il programma valuterà l'angolo di pressione per ciascuno di questi step. Maggiore sarà il numero di intervalli più accurata sarà l'analisi chiaramente. In uscita Pro-E elabora un grafico in Excel dal quale si può valutare per ogni step della curva l'angolo di pressione.



(Figura 2.12: Andamento dell'angolo di pressione lungo il percorso camma)

Ad esempio nel caso in figura è stato rilevato un angolo di pressione massimo pari a 12.236° gradi. Tutti i valori ricavati son stati sfruttati in seguito per far un bilancio delle forze agenti sul meccanismo.

Il **sottotaglio** è un'ulteriore problematica che si può verificare nella realizzazione di camme. Fondamentalmente si verifica quando il raggio rotella (cedente) è maggiore del raggio del profilo primitivo e ciò implica che il cedente non riesca a 'percorrere' correttamente tutto il profilo camma durante l'esercizio.



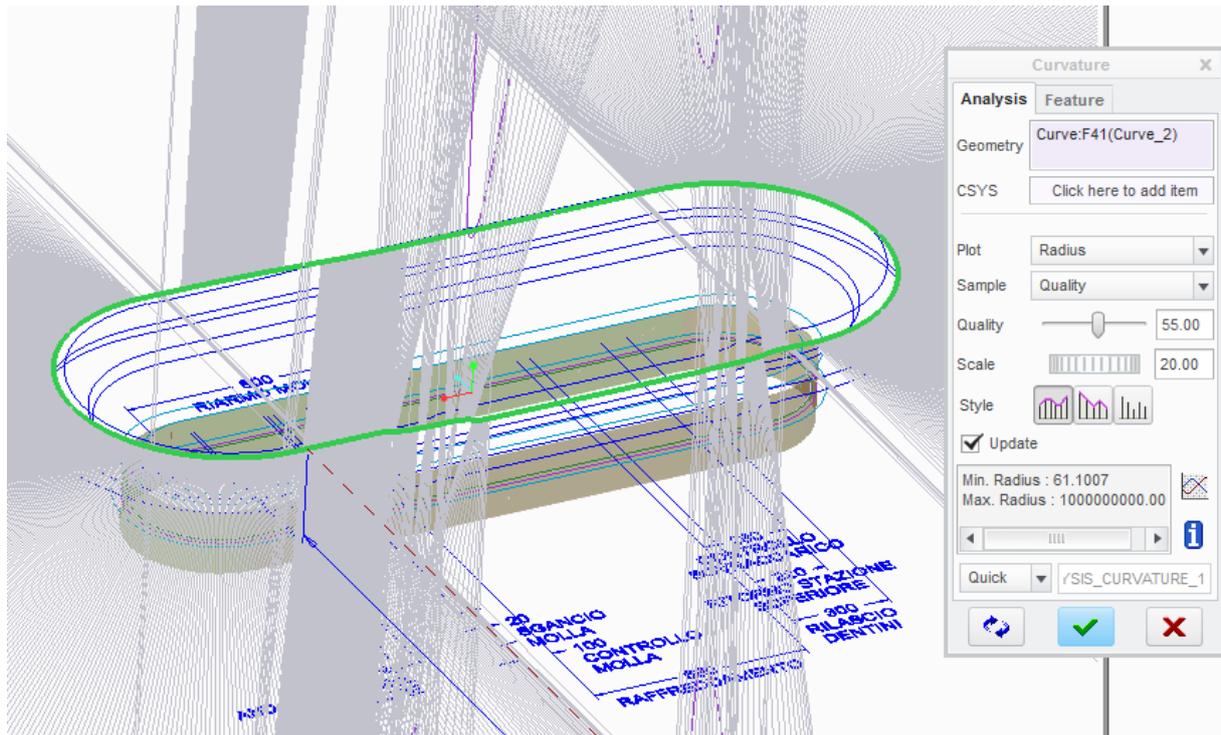
(Figura 2.13: Schema del sottotaglio)

La condizione che deve essere rispettata per un corretto funzionamento è quindi:

$$|\rho_0| > R_r$$

Per controllare che tale situazione non si verifichi, basta analizzare il raggio di curvatura minimo che ogni profilo camma presenta. Per fare ciò vi è la funzione apposita in Pro-E: basta selezionare la curva interessata, quindi andare in **Curvature->Radius** e confrontare il minimo raggio di curvatura primitivo camma con il raggio rotella. Le prime leggi di moto realizzate presentavano questo tipo di problema.

E' stato dunque necessario sia diminuire il raggio rullino (portato da 40 a 35 mm) che variare in qualche suo punto la legge di moto.



(Figura 2.14: Analisi del raggio di curvatura per il sottotaglio)

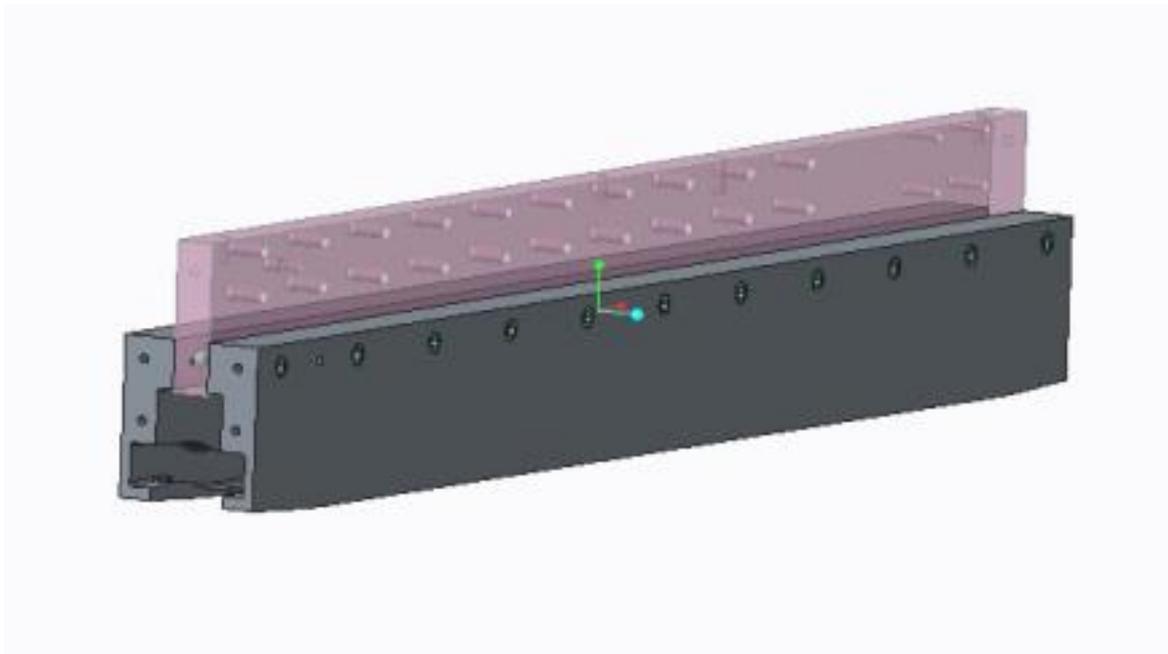
Definite le leggi di moto e verificata la loro validità, si passa alla fase di realizzazione delle camme vera e propria.

2.3.2 DISEGNO DELLE CAMME

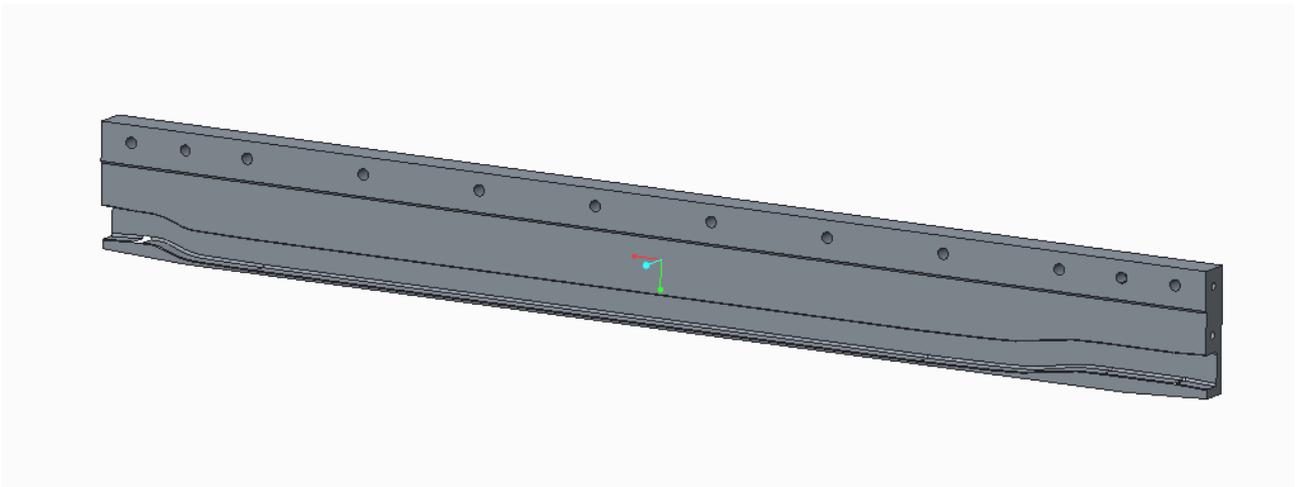
Le camme in questione nascono da una barra rettangolare all'interno della quale verrà realizzato il profilo mediante macchina a controllo numerico. Solitamente le camme vengono realizzate con acciaio temprato e bonificato, in modo da garantire un materiale resistente sia agli urti che all'usura nel tempo.

Negli ultimi anni inoltre si sono diffuse molto camme in POM, poliossimetilene, conosciuto più comunemente come **Delrin**. Camme di questo tipo presentano numerosi vantaggi legati alle minori lavorazioni necessarie, ma possiedono anche una minore resistenza a fatica. Inoltre risultano più sensibili a certi tipi di sostanze chimiche e quindi non risultano adatte per essere montate su macchine atte a gestire ad esempio detersivi e prodotti analoghi.

Per effettuare il taglio delle camme è essenziale per prima cosa generare un **Coordinate System** per ogni camma, che abbia le stesse coordinate del sistema di riferimento assoluto dell'assieme, rispetto al quale sono state riferite le leggi di moto. Quindi si importano i punti elaborati in precedenza per definire le leggi di moto rispetto al nuovo sistema di coordinate. Andando a unire tali punti con il comando **Datum-Curve**, si ricava la curva che descrive il moto del punto del cedente che abbiamo preso come riferimento. Nel caso in analisi è stato preso il centro rotella come punto di riferimento e quindi attraverso un'estrusione con asportazione di materiale si ottiene la forma finale delle camme. Nella seguente pagina vengono riportate le immagini dei profili camme realizzate per la macchina automatica in questione.

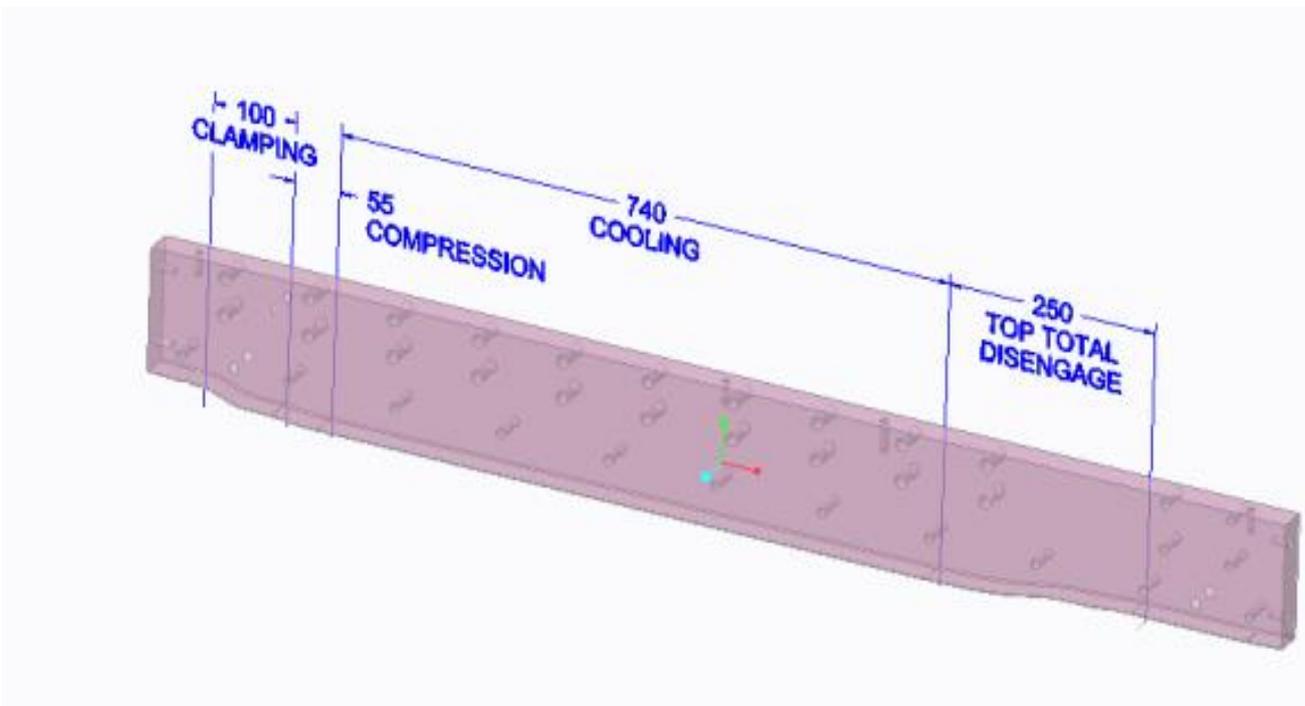


(Figura 2.15: Gruppo camme superiore)



(Figura 2.16: Camma superiore vista Iso)

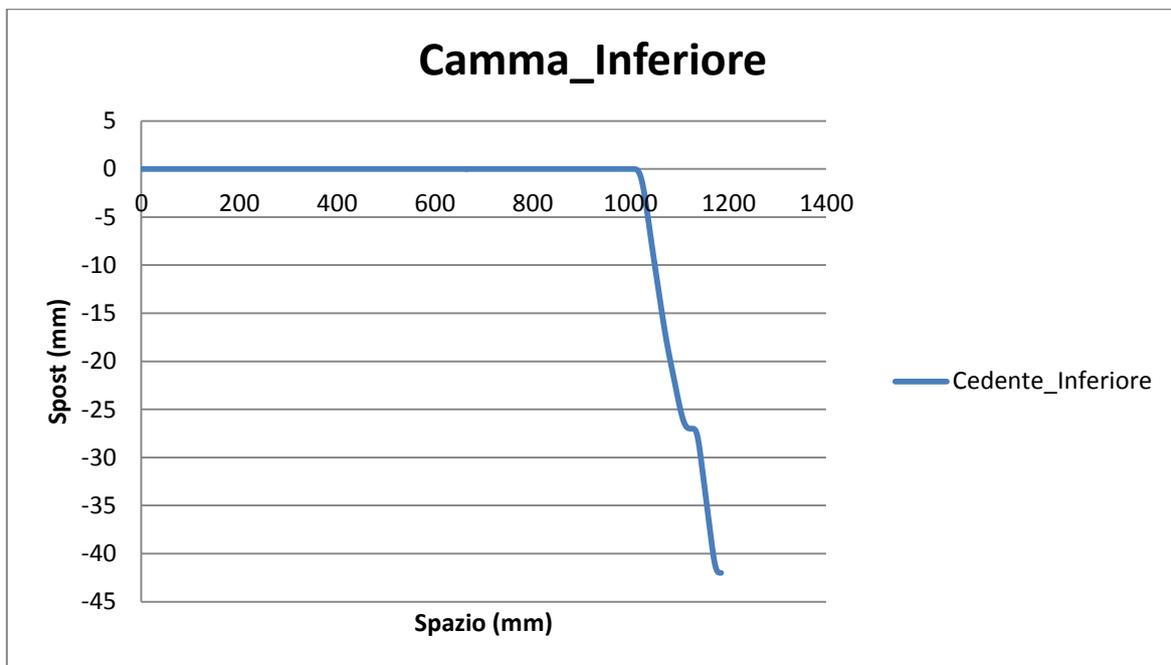
Nella prossima figura, sono state evidenziate sulla camma rosa le fasi che interessano il meccanismo movimentato, già menzionate nelle pagine precedenti. I valori numerici qui visualizzati sono relativi alla prima progettazione della camma non sono quindi aggiornati, non essendo possibile divulgare quelli effettivi.



(Figura 2.17: Camma rosa superiore, con relative fasi di moto)

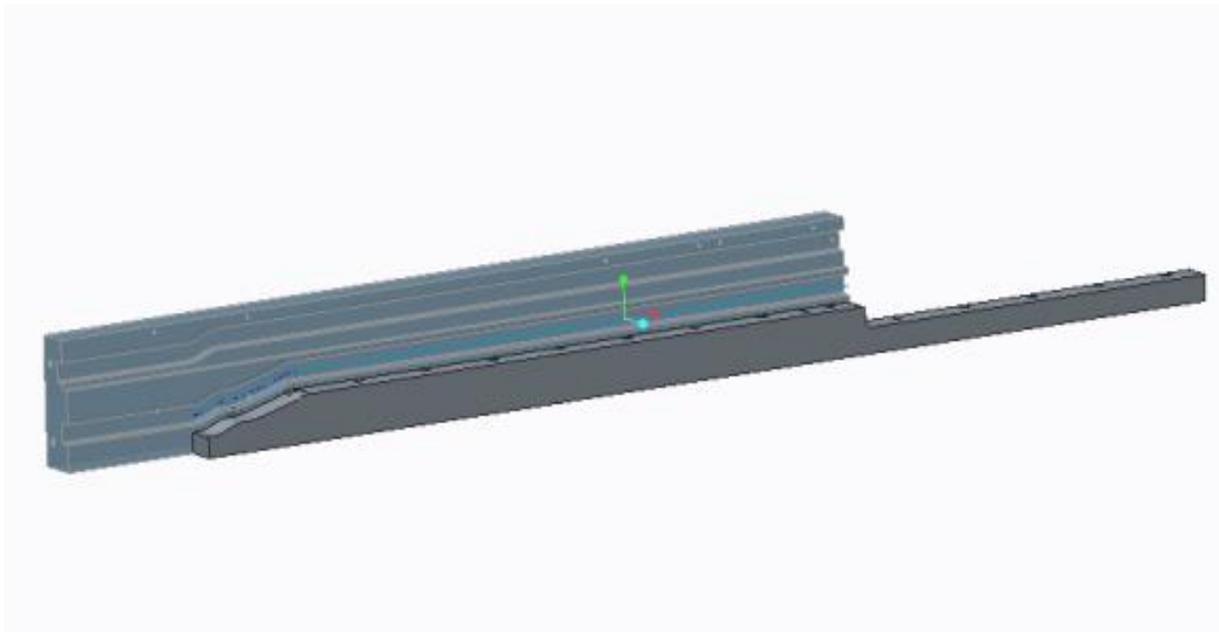
E' fondamentale tenere conto che in questo sistema superiore, non tutte le camme assolvono gli stessi compiti. Quelle grigie infatti si occupano della fase di **Clamping** e di **Disengage** mentre è solo la camma rosa che si occupa della fase di **Compression**. Le leggi di moto che han portato ad ottenere i profili camme, sono differenti.

In aggiunta a questo, è stato necessario progettare pure un gruppo di camme inferiore, che gestisse l'apertura dello stampo sottostante liberando così la pre-forma formatasi durante il processo. La legge di moto in tale caso è risultata di più semplice progettazione in quanto il gruppo camme inferiore non deve variare la posizione della stazione inferiore controllata, se non appunto solo nella parte finale relativamente al Disengage.

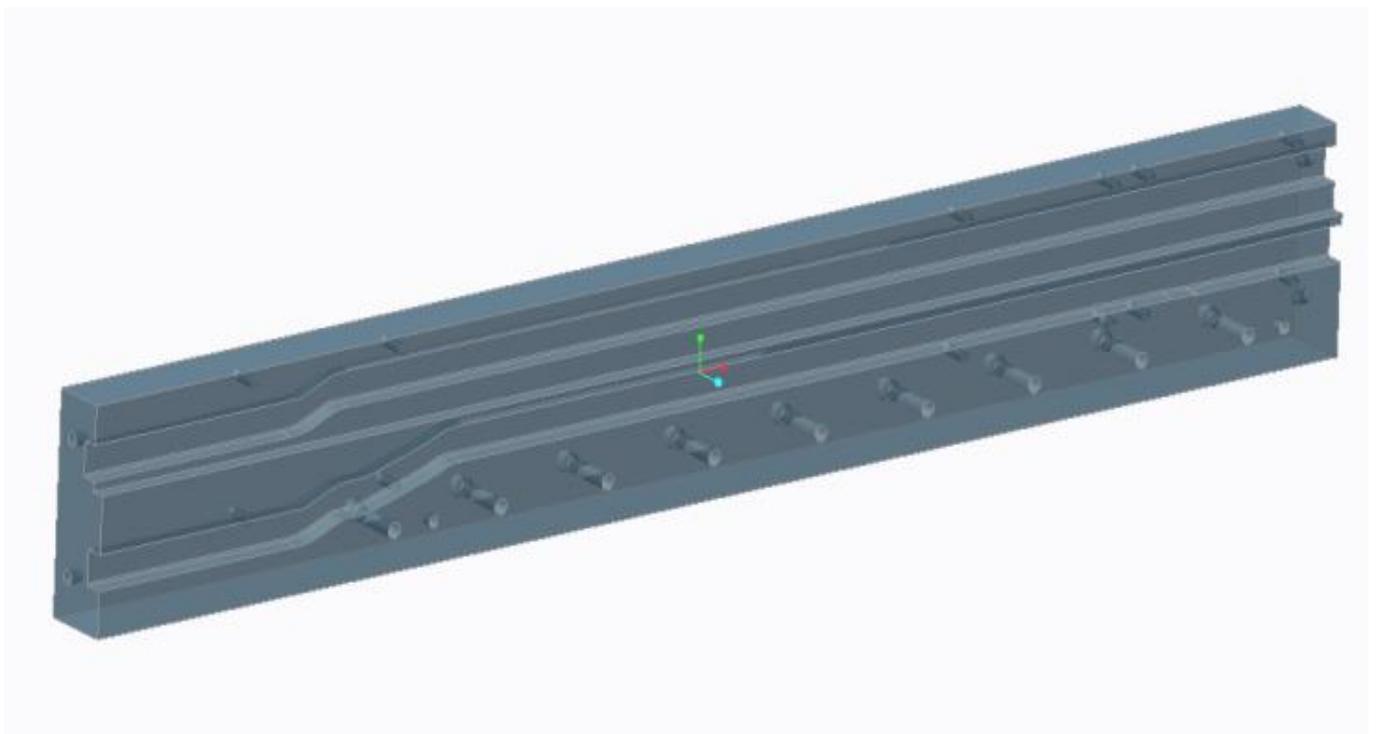


(Figura 2.18: Andamento profilo camma inferiore)

Nelle prossime figure viene rappresentato il gruppo camme inferiore, costituito da una camma grigia su cui poggia la stazione mediante una rotella lungo tutta la durata del processo e da una camma blu adibita all'apertura dello stampo a fine corsa.

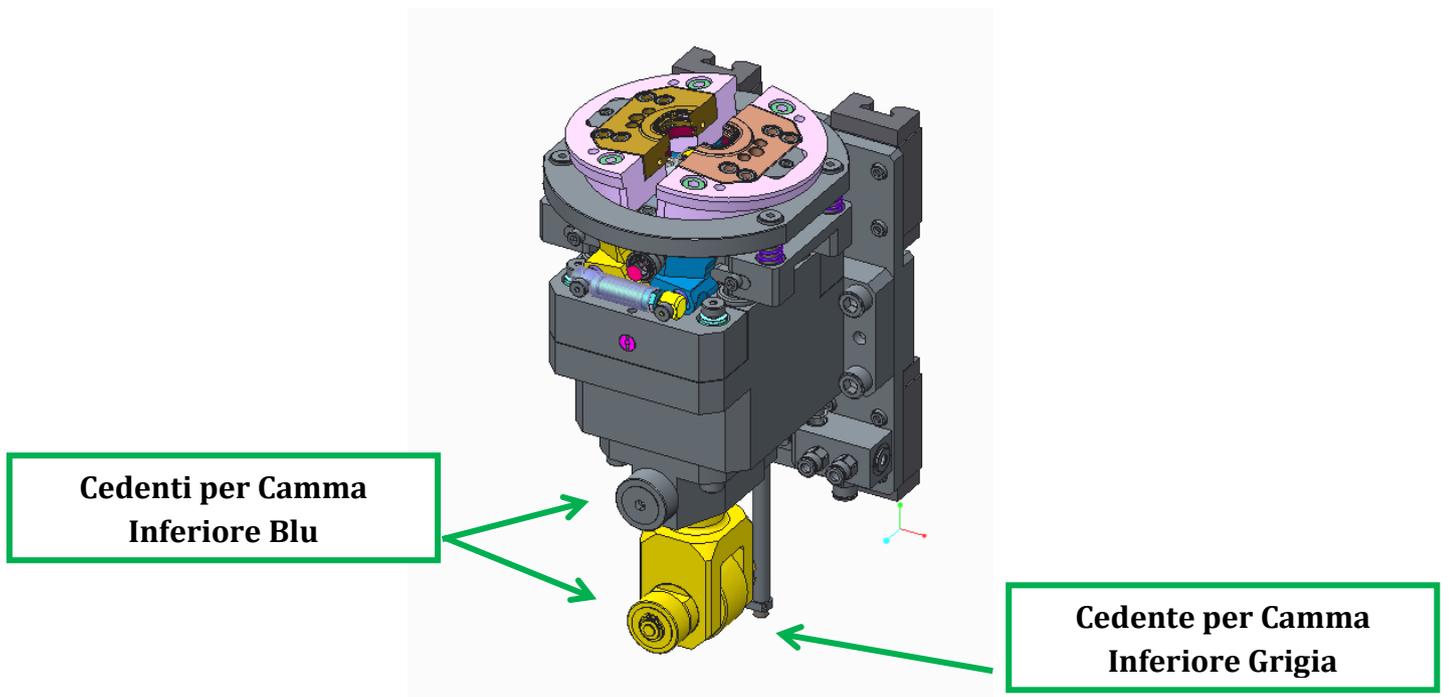


(Figura 2.19: Gruppo camme inferiori)



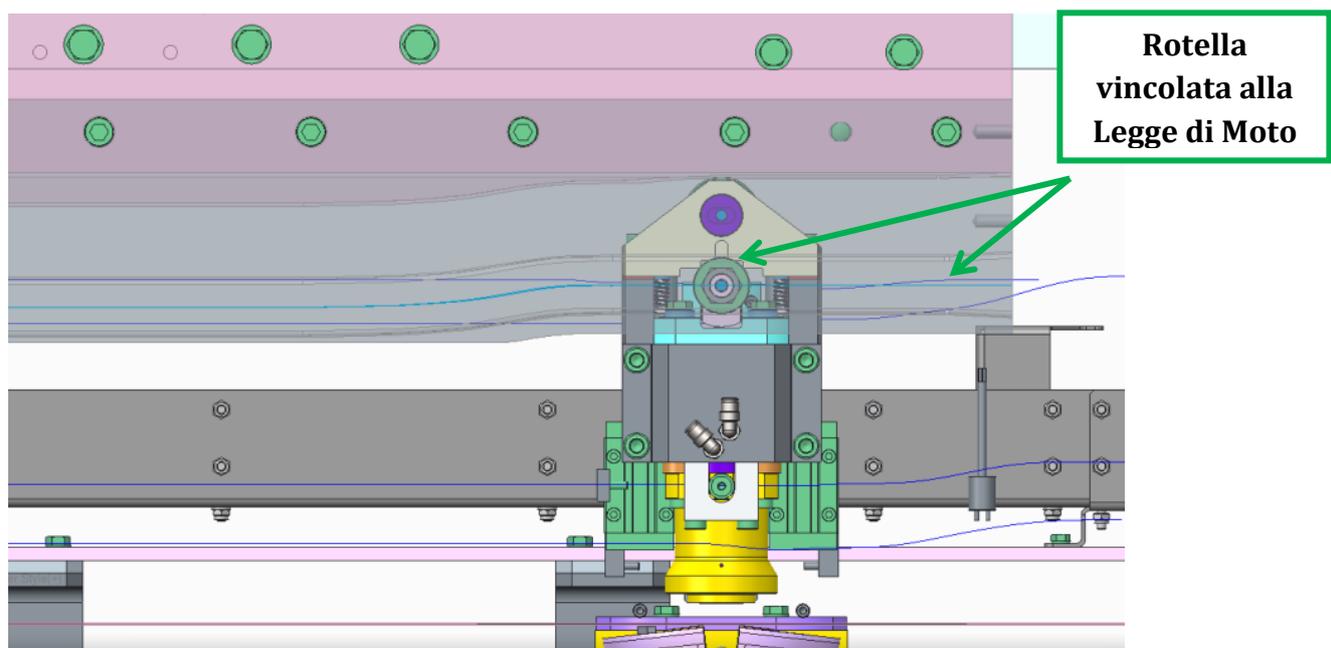
(Figura 2.20: Particolare camma inferiore)

Dalla seguente foto si può avere un'idea della stazione inferiore con lo stampo aperto in uscita da tale gruppo.



(Figura 2.21: Particolare, apertura stampo e sganciamento pezzo formato)

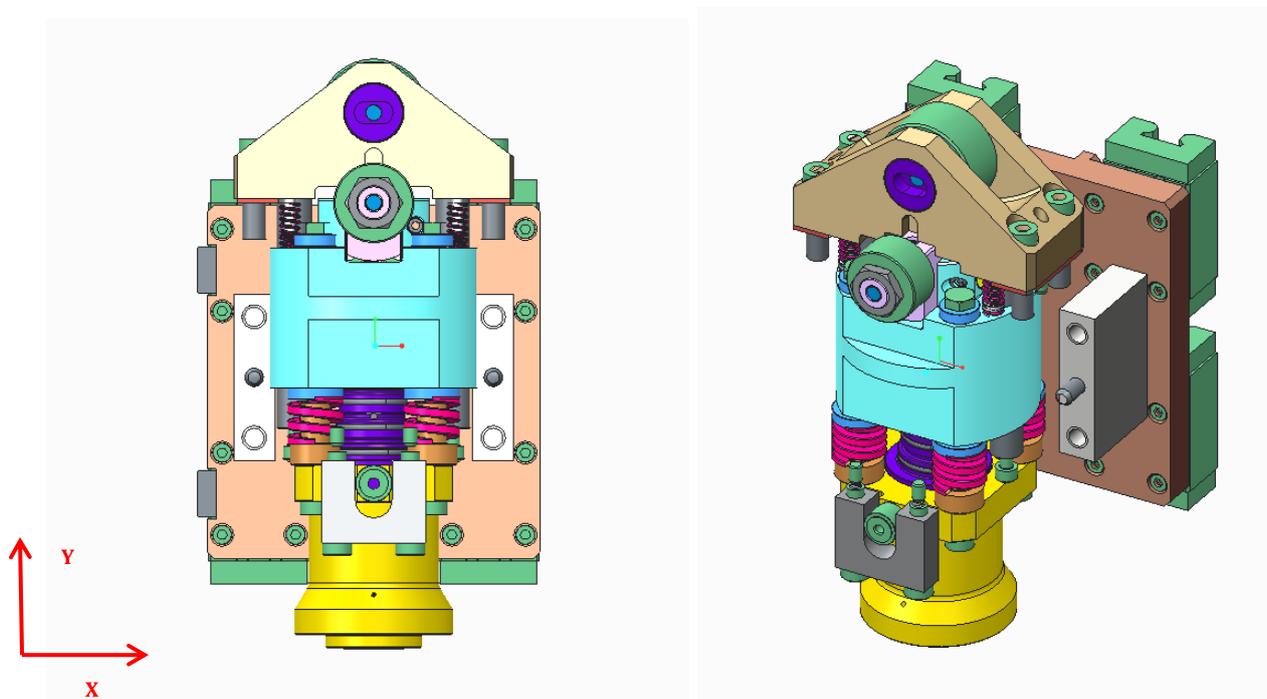
Una volta disegnate le camme e vincolato ad esse il meccanismo è stata necessaria un'ultima fase di controllo per verificare la presenza o meno di urti tra i due sistemi durante il moto. Il cedente rullino è stato vincolato nel suo punto di riferimento centrale, a scorrere lungo la curva evidenziata in azzurro (Legge di Moto). Mechanism lungo lo spostamento del meccanismo infatti, informa se ci sono dei contatti e in quale punto questi avvengono.



(Figura 2.22: Analisi di eventuali contatti tra camma e struttura meccanismo)

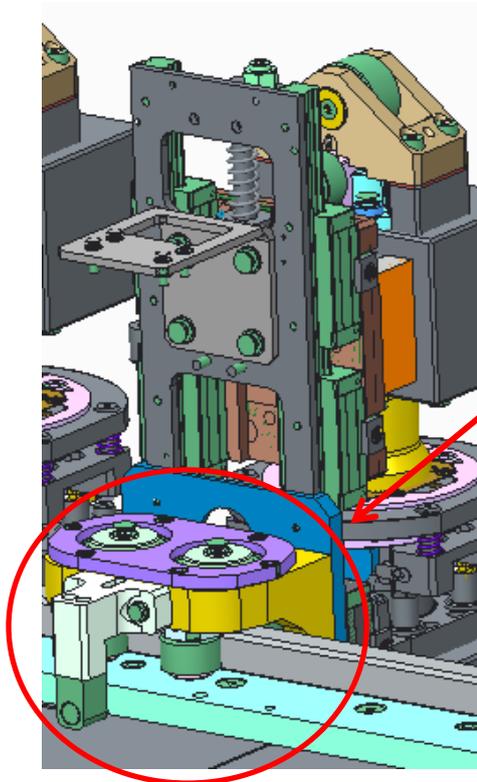
2.4 CALCOLO CARICHI IN GIOCO

Si è redatto un elaborato Excel, diviso in più fogli, ognuno inerente a una delle fasi principali di moto del meccanismo, in cui oltre alla variazione del profilo camma, si sono aggiunte importanti informazioni, come la tangente dell'angolo di pressione, le velocità in gioco per il tratto interessato, come pure le accelerazioni. Si sono quindi ricavati i carichi che si instaurano durante il movimento del meccanismo. Le forze calcolate sono state quelle in direzione ortogonale al moto (indicata con Y) e nella direzione del moto stessa (X). Eseguire questa operazione di calcolo è risultato fondamentale per il corretto dimensionamento del telaio, come si vedrà d'altronde nel Capitolo 3. Per comprendere però quali elementi meccanici generano questi carichi, è fondamentale conoscere la struttura del meccanismo in questione e degli elementi ad esso correlati. Uno dei contributi maggiori all'interno del carico totale, è di tipo Elastico. Infatti, nascondendo dall'assieme generale del meccanismo superiore alcune parti, si evidenzia la presenza di un gruppo di quattro molle precaricate. Una volta in battuta, scaricano la loro forza sulla linea della carta e sul meccanismo inferiore che viene mantenuto in posizione dal sistema a camme sottostante. La reazione vincolare che si genera dall'interazione tra i due gruppi è quella che poi andrà a sollecitare la struttura.



(Figura 2.23: Meccanica della stazione superiore)

E' bene dire inoltre che il meccanismo è vincolato al motore lineare grazie ad un sistema di rullini precaricati (Precarico di 300N).



I rullini consentono al meccanismo di scorrere lungo il profilo del motore. Il precarico è necessario per garantire la stabilità della stazione.

(Figura 2.24: Rullini precaricati)

Si comprende facilmente che il carico risultante è legato alla presenza di diversi fattori, ognuno avente la propria entità. I principali contributi sono dovuti a:

- Accelerazione del meccanismo durante la sua movimentazione;
- Forza di gravità (Forza peso);
- Forze elastiche legate alla presenza di molle costituenti il meccanismo;
- Forze di precarico dei rullini che consentono lo scorrimento del meccanismo lungo il motore;
- Forze di attrito rullini-guida motore (lungo la direzione del moto, X).

Risulta inoltre fondamentale per calcolare correttamente le forze agenti nella direzione del moto anche tenere conto dell'angolo di pressione formantisi tra cedente e camma.

La tangente di tale angolo moltiplicata per le forze in direzione verticale Y infatti, ci consente di calcolare le forze nella direzione del moto. Il calcolo dell'angolo di pressione lungo tutto il profilo camma è già stato trattato nel paragrafo precedente.

La Forza in direzione Y risultante è data da:

$$F_{tot_Y} = F_{din} + F_{grav} + F_{ext}$$

Dove F_{ext} si riferisce alle forze esterne generate dai rullini precaricati e dalle molle interne al meccanismo, F_{grav} e F_{din} sono rispettivamente la forza di gravità e la forza dinamica legata all'accelerazione (o decelerazione) del meccanismo.

Per quanto riguarda invece la formula risultante delle forze nella direzione X, queste sono state calcolate come:

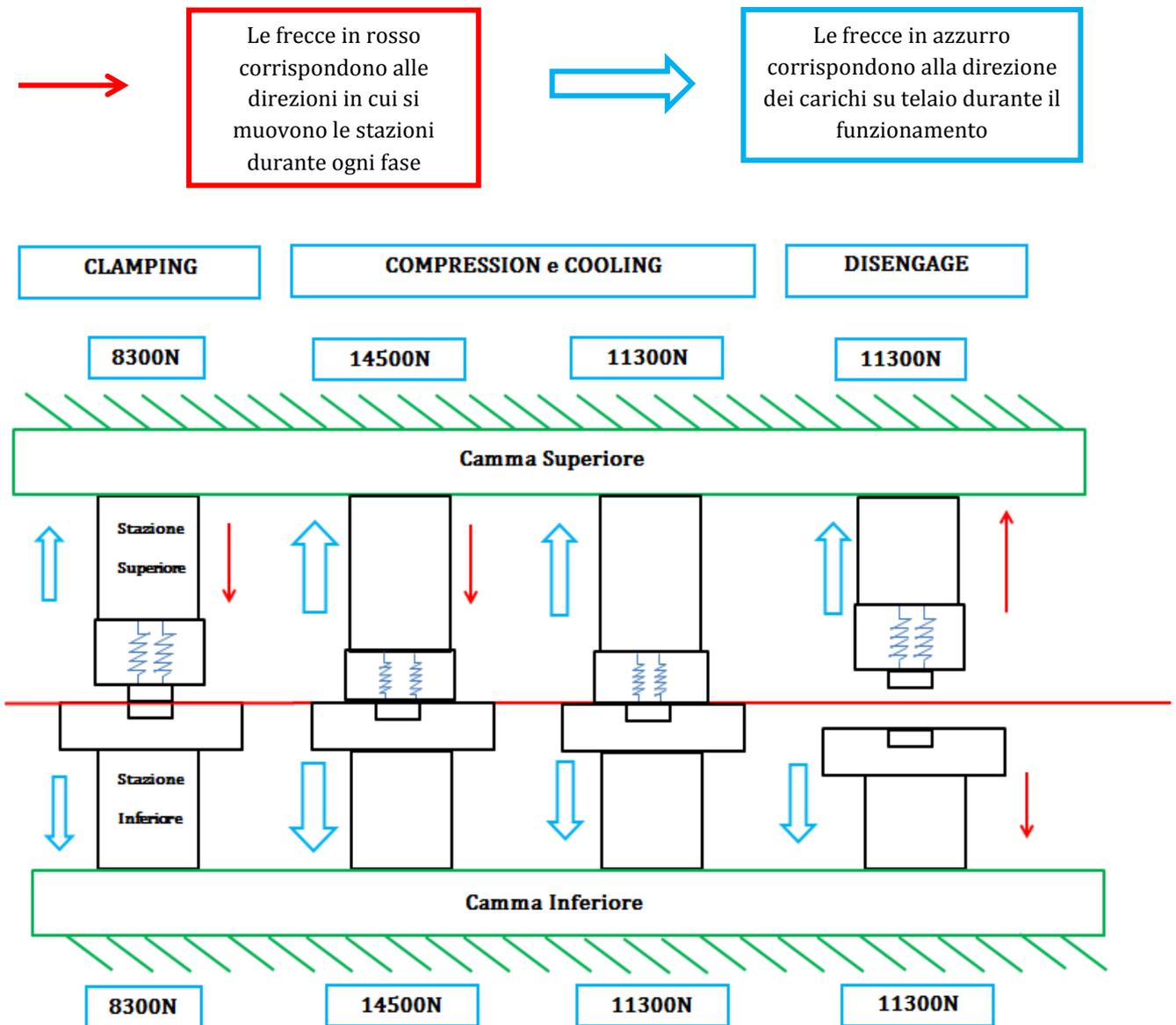
$$F_{tot_X} = (F_{tot_Y}) \cdot \tan \alpha + F_{ext} \cdot \mu$$

Dove α è il precedentemente menzionato angolo di pressione, mentre μ è il coefficiente di attrito volvente totale legato al rotolamento dei rullini (cuscinetti) sul profilo esterno del motore lineare e vale 0.01. Tale valore si riferisce nello specifico al coefficiente di attrito volvente delle sfere di acciaio durante il rotolamento all'interno dei cuscinetti. Per il sistema di rullini utilizzato vale 0.005 (vedi "Hoepli, Manuale dell' Ingegnere Meccanico). Tenendo conto però che abbiamo due blocchi di rullini, tale valore è stato moltiplicato per due, ottenendo il sopracitato valore di riferimento 0.01.

2.4.1 SCHEMATIZZAZIONE SISTEMA MECCANICO

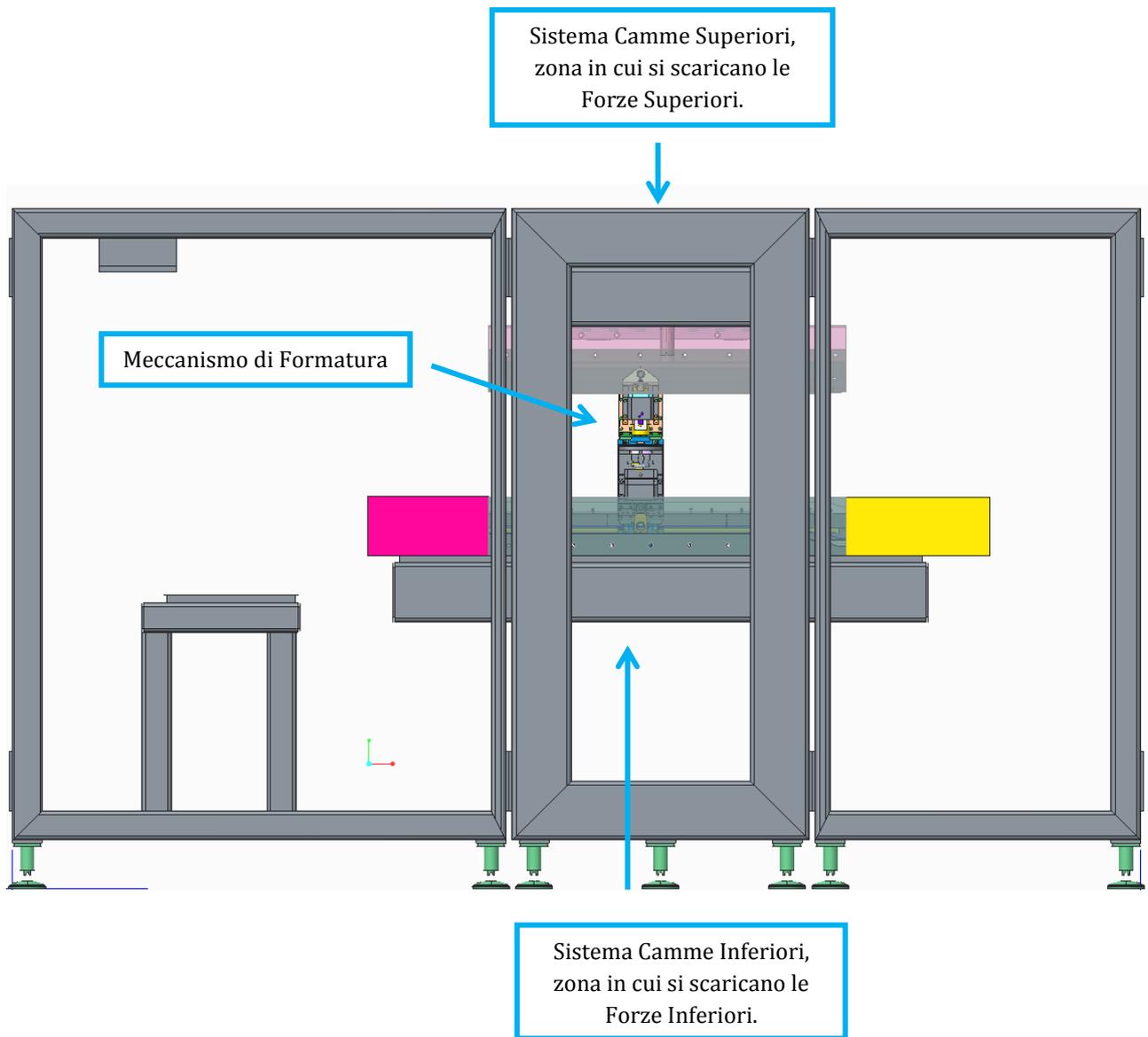
I sistemi a camme superiori e inferiori sono vincolati a telaio mediante l'uso di viti e spine. Come già precedentemente accennato, le due stazioni si comportano come un martello (Stazione Superiore) che va a sbattere su un incudine (Stazione Inferiore). Una volta che quella superiore arriva in battuta su quella inferiore (fine fase di Clamping), scarica su di essa una forza notevole, dovuta alla presenza di molle precaricate, agli effetti dinamici, alla gravità ecc... La stazione sottostante al tempo stesso, deve garantire un assoluto mantenimento della posizione, non deve muoversi né presentare cedimenti. La forza da essa assorbita si scarica sul sistema a camme inferiore e quindi sulla parte di telaio sottostante a cui è vincolato il gruppo. I carichi agenti su questa parte della struttura saranno indicati come "**Forze Inferiori**". Contemporaneamente, i carichi resistenti che la stazione inferiore trasmette a quella superiore nel momento del contatto, si propagano attraverso il sistema a camme superiori per poi scaricarsi

a loro volta sulla parte di telaio in cui tale sistema è localizzato, generando così le zone di “**Forze Superiori**”. Le forze che si generano nella parte soprastante e sottostante della struttura, sono uguali in modulo tra loro, ma hanno verso opposto. Il valore massimo del carico, come si può facilmente immaginare, si raggiunge durante la fase di Compression, in cui la stazione superiore raggiunge il valore maggiore di abbassamento e di conseguenza le molle quello più alto di compressione. Il sistema di forze generantisi durante l’esercizio può essere schematizzato come segue per una più chiara interpretazione di ciò che avviene realmente all’interno della macchina. Per ogni fase è stato evidenziato il valore massimo di carico sollecitante il telaio.



(Figura 2.25: Schema Meccanico del funzionamento macchina)

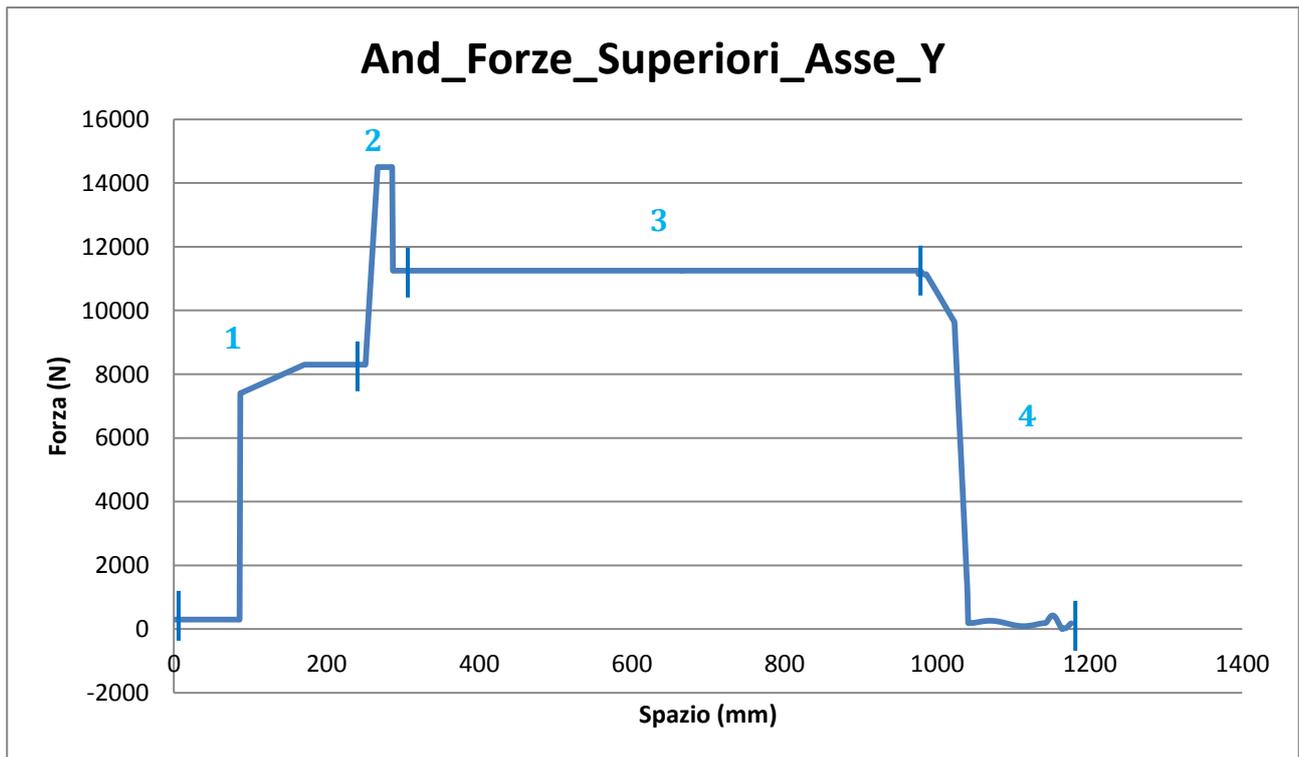
Per chiarire la situazione, all'interno dell'assieme finale della macchina il sistema Telaio + Camme + Meccanismo avrà le seguenti geometrie:



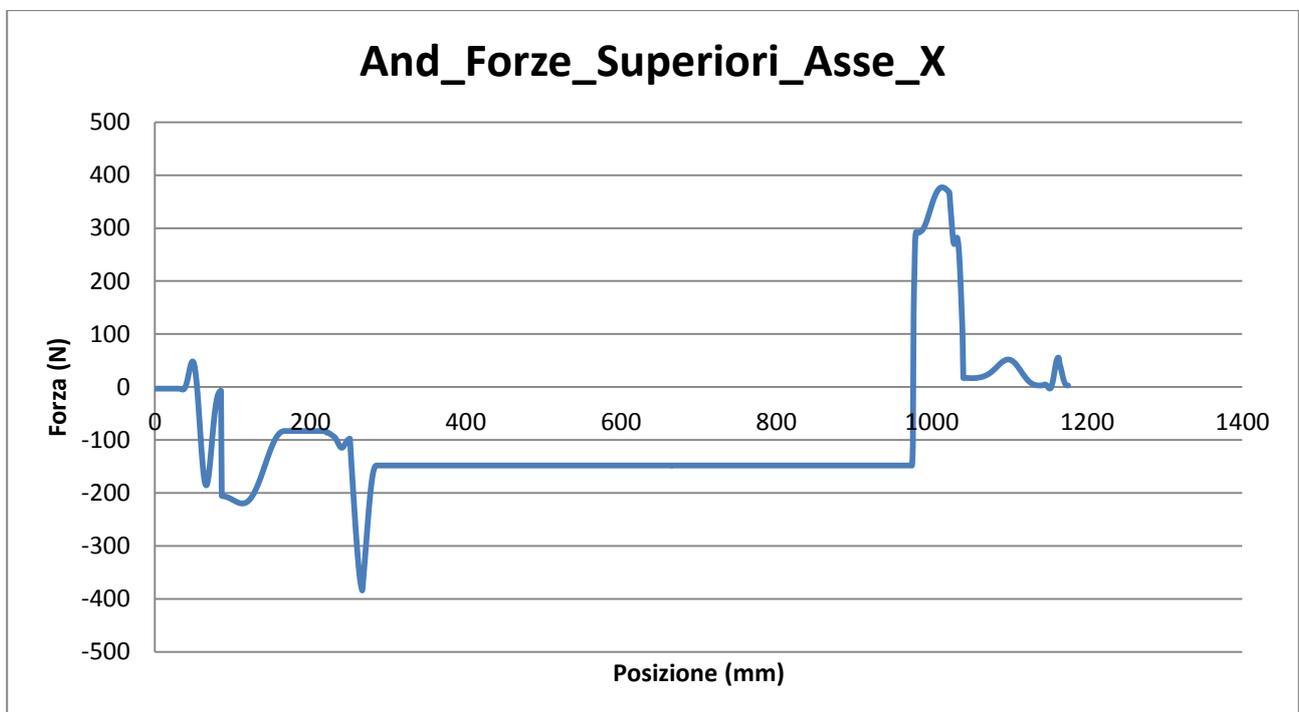
(Figura 2.26: Sistema Meccanico Camme + Meccanismo + Telaio)

2.4.2 GRAFICI E RISULTATI OTTENUTI

I grafici che rappresentano i carichi risultanti lungo l'asse Y e l'asse X, sono i seguenti. Anche in questo caso sono state evidenziate all'interno del grafico le fasi del moto: Clamping (1), Compression (2), Cooling (3), Disengage (4).



(Figura 2.27: Andamento Carichi per il gruppo superiore lungo Y)

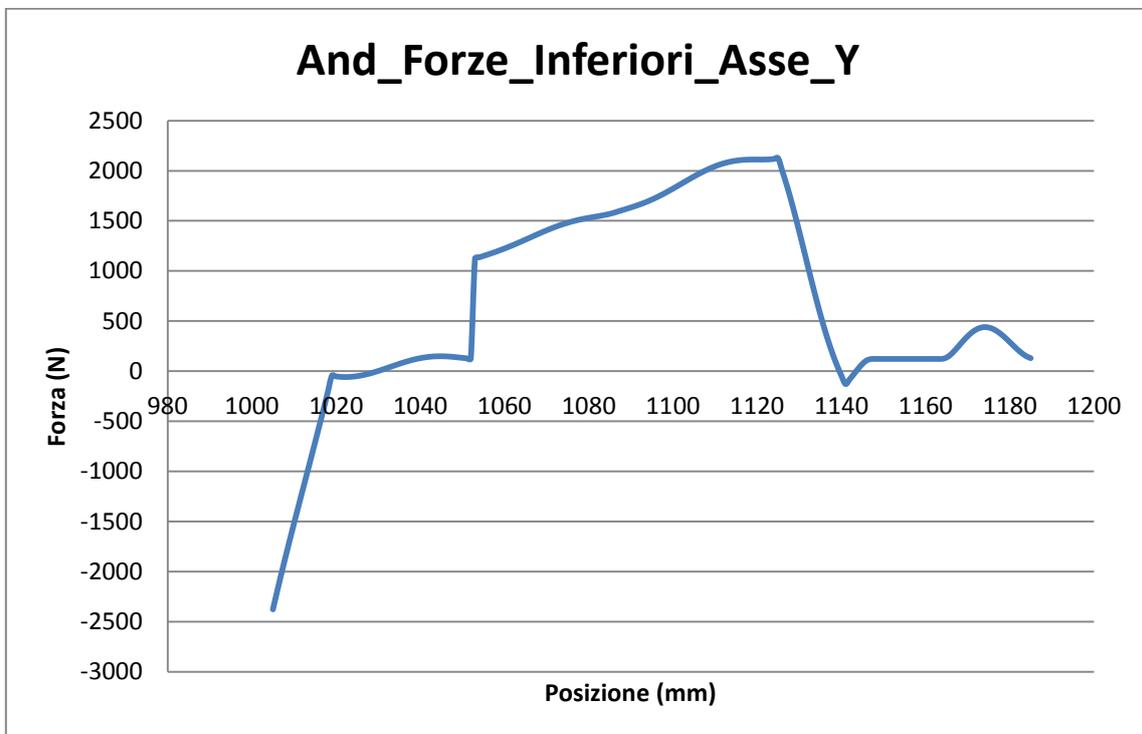


(Figura 2.28: Andamento Carichi per il gruppo superiore lungo X)

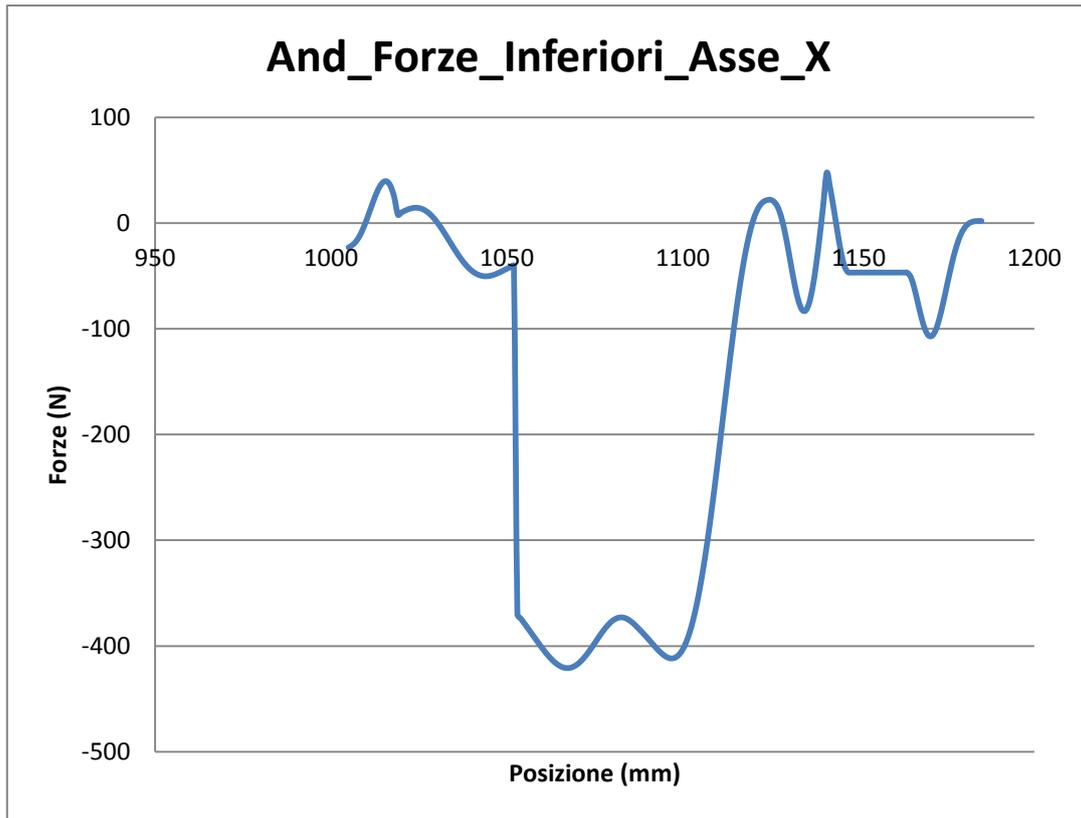
I grafici soprastanti rappresentano l'andamento dei carichi nella parte superiore del telaio, quelli associati al sistema a camme superiore. Si può notare che nella direzione del moto (X) i carichi sono fortemente più bassi rispetto alla direzione verticale (Y).

Nella fase di afferraggio si tocca un max di 8300 N. Il valore massimo si raggiunge durante la Compression in cui si sfiorano i 14500N (8300N del precedente Clamping + 6200N derivanti dalla compressione). Durante il Cooling il valore rimane stabile a 11300N, mentre con l'instaurarsi del Disengage i valori partono dagli 11300N per poi pian piano diminuire fino ad annullarsi.

Sul sistema a camme inferiori si scaricano in direzione Y gli stessi carichi visti sopra, con verso opposto, per i motivi precedentemente menzionati. La stazione inferiore deve semplicemente opporre resistenza ai carichi che le trasmette la stazione superiore. Il tratto in cui i carichi variano è quello terminale, in cui il profilo camma si occupa dell'abbassamento e apertura della stazione attraverso un sistema a molla. Questa è da considerarsi un sistema isolato e quindi i carichi che vi si generano lungo Y non si scaricano su telaio.



(Figura 2.29: Andamento Carichi per il gruppo inferiore lungo Y)



(Figura 2.30: Andamento Carichi per il gruppo inferiore lungo X)

Si possono quindi riassumere all'interno di una tabella chiarificatrice i valori massimi di carico per ogni fase, nella direzione Y. Verranno presi in considerazione solo i carichi in direzione Y in quanto saranno quelli che solleciteranno il telaio e in funzione dei quali questo verrà progettato.

FASI:	Max_Load_Y
Clamping	8300N
Compression	14500N
Cooling	11300N
Disengage	11300N

(Tabella 2.1)

Tali carichi sono però relativi ad un solo meccanismo. Ogni meccanismo ha una larghezza di 168mm. Il che vuol dire che il tratto utile di 1.2 metri di motore lineare può arrivare a gestire contemporaneamente fino a 7 stazioni.

Proprio per questo motivo, mentre le fasi di Clamping, Compression e Disengage, che sono fasi piccole e dalla lunghezza ridotta, riescono a contenere solo una stazione alla volta, nel tratto di Cooling vi sosterranno contemporaneamente 4 stazioni, per un carico totale di 45200N.

E' inoltre importante anche ricordare un'altra cosa. Come già detto in precedenza, per il gruppo di camme superiori le camme grigie si occupano del Clamping e del Disengage mentre è solo quella rosa ad occuparsi della Compression. Questo vuol dire che gli 8300N di Clamping saranno comuni solo alle camme grigie laterali, come i 6200N di Compressione si scaricheranno solo ed unicamente su quella rosa. Al contrario per il gruppo inferiore, i carichi saranno tutti concentrati sulla camma grigia ribassata.

Di tali accorgimenti sarà importante tenere conto nel prossimo capitolo quando bisognerà caricare il telaio per effettuarne l'analisi FEM.

CAPITOLO 3

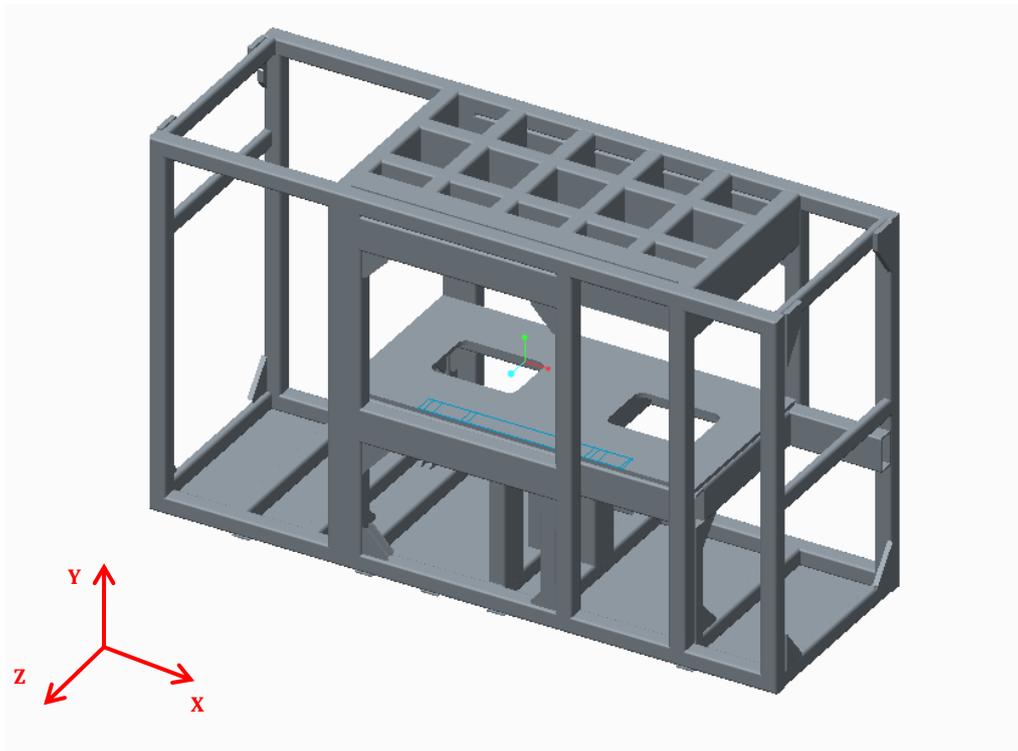
PROGETTAZIONE DEL TELAIO

Dopo aver disegnato le camme, si è focalizzata l'attenzione sulla struttura portante della macchina automatica in fase di progetto, il telaio. Scopo principale del lavoro di Tesi è stato quello di dimensionare tale telaio che verrà indicato come FR_ITRAK_1200_0001_R1. Di questa macchina verrà realizzato un prototipo teoricamente nei primi mesi del prossimo anno. Il lavoro si è diviso in due parti: una prima fase di disegno e progettazione della struttura a cui è seguita una seconda fase di analisi Fem ed ottimizzazione. Il telaio in questione deve garantire una rigidezza e una resistenza assai elevate, per non sopperire ai carichi in gioco valutati nel capitolo precedente. L'obiettivo principale è stato quello di dimensionare il telaio, in modo da ottenere **deformazioni massime di 0.2 mm** durante il funzionamento macchina. Sono state effettuate numerose analisi sul telaio in questione, di seguito verranno esposte solo le più significative.

3.1 DISEGNO TELAI

L'idea iniziale legata alla produzione di questa macchina era quella di utilizzare un motore lineare di 1.6 metri. Era quindi già stato disegnato in passato un abbozzo di telaio per tale motore. In seguito, grazie a numerosi processi di ottimizzazione effettuati nel corso del tempo, ci si è resi conto che un motore da 1.2 metri sarebbe stato più che sufficiente.

Il primo disegno del telaio è dunque partito prendendo spunto da quello che era il vecchio scheletro, con le dimensioni chiaramente modificate. L'aspetto della parte è il seguente.



(Figura 3.1: Disegno del telaio di partenza)

Il telaio è stato disegnato come parte e non come assieme. In questa maniera si semplifica la gestione del modello ed inoltre si ottimizzano diversi processi da eseguire successivamente per l'analisi, in primis si semplifica l'operazione di realizzazione della mesh. Difatti spesso sorgono problemi legati alla mesh di un gruppo di parti, nei punti in cui è avvenuto l'assemblaggio. Una feature del genere la si può ottenere operando una serie di estrusioni. Affinchè tali estrusioni siano corrette e non compenetrino tra loro, o formino zone di dispersione geometrica, è importante scegliere il tipo giusto di funzione da applicare in base al caso specifico. Fortunatamente Creo, prevede una particolare tipologia di estrusione "to Next" che consente al profilato che si sta disegnando di legarsi direttamente con la superficie che incontra lungo l'estrusione. In questa maniera le due parti si "fondono" insieme in maniera omogenea e il programma non risente di compenetrazioni o geometrie non ben definite. In altri casi invece, tale tipologia di estrusione comporta formazioni di strane cuspidi se si stanno unendo tra loro tre o più profili. In questi casi bisogna utilizzare differenti tipologie di funzioni di estrusione, se non si vogliono avere problemi con la mesh in seguito.

Il telaio di base è stato disegnato utilizzando prevalentemente profili tubolari a sezione quadrata, con dimensioni 100x100 e spessore di 12mm. Nelle zone maggiormente sollecitate i profilati assunti sono stati 200x100 per garantire migliore resistenza. Il materiale che si è deciso di utilizzare per la realizzazione del telaio è Fe360, acciaio da costruzione che non presenta caratteristiche meccaniche particolarmente performanti ed utilizzato infatti tipicamente per telai e strutture caricate staticamente.

Carico di Snervamento	$R_{p0.2}$	230	MPa
Carico di Rottura	R_m	360	MPa
Densità	ρ	7827	Kg/m ³
Modulo di Young	E	199948	MPa

(Tabella 3.1)

Tale telaio, pesava inizialmente **4.276 Tonnellate**. Un altro degli obiettivi cardine di tale lavoro è stato anche quello di minimizzare il più possibile il peso della struttura. L'analisi statica del telaio è stata effettuata utilizzando un pratico applicativo di Pro-E, Pro Mechanica. Tale applicativo consente di fare l'analisi agli elementi finiti sulle parti e gli assiemi interessati. E' inoltre molto utile per studiare le inerzie e le proprietà di massa dei corpi in analisi.

3.2 PREPARAZIONE ALL'ANALISI

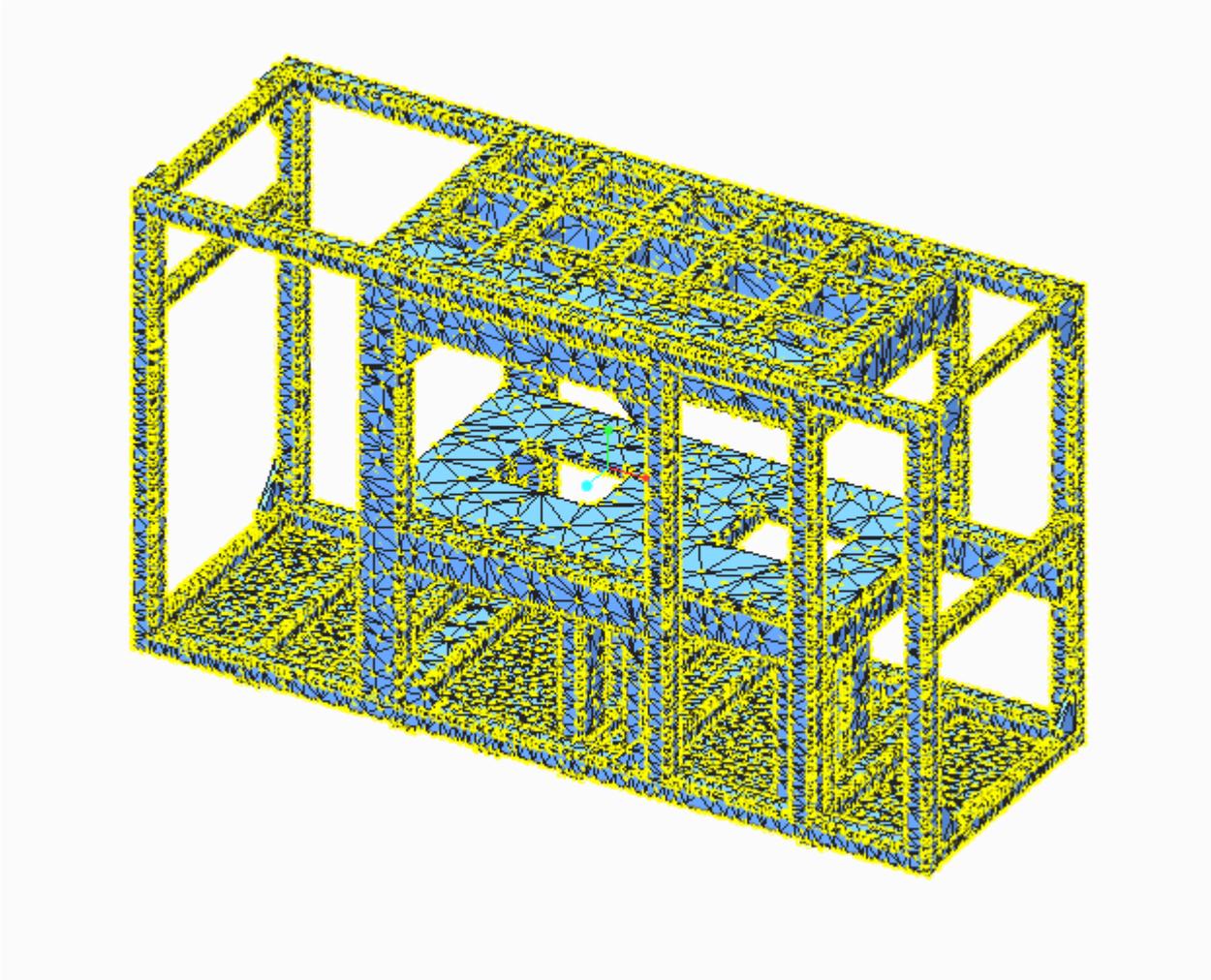
I passi seguiti per la prima Analisi Fem sono stati i seguenti:

- Mesh della struttura;
- Scelta del materiale;
- Inserimento carichi in gioco;
- Assegnazione dei vincoli sul corpo;
- Analisi risultati e loro comprensione.

3.2.1 MESH

Per eseguire una corretta Mesh come già accennato, è importante avere un modello che non presenti disfunzioni geometriche o compenetrazioni tra le parti. Il telaio disegnato, ha causato inizialmente qualche problema dovuto a diversi punti di intersezione di due o più travi tra loro. Tali problemi sono stati risolti come accennato in precedenza, agendo direttamente sui tipi di estrusione utilizzati nella realizzazione della parte. Superati questi problemi di carattere geometrico, si è focalizzata l'attenzione sulla scelta della Mesh. ProM permette di scegliere le forme geometriche che verranno utilizzate per suddividere la parte, ad esempio tramite tetraedri, esaedri, parallelepipedi ecc... Inoltre si può impostare un Controllo sulla mesh, mediante il comando "Control" con cui si possono stabilire le dimensioni Max e Min degli elementini che andranno a discretizzare il modello. Tale comando è molto comodo per affinare la mesh e infittirla nelle zone più sollecitate e di cui si vuole un resoconto il più preciso possibile. Viceversa, nelle zone di cui non abbiamo particolare interesse, possiamo impostare un valore degli elementini elevato, di modo da non appesantire troppo il modello.

Nel caso in esame per questa prima analisi, si è utilizzata una Mesh generale con elementi di lunghezza Max di 100mm, mentre nelle zone più sollecitate si è diminuita la dimensione a 50mm per ottenere risultati più accurati. Per far partire la Mesh Automatica, basta ricorrere al comando AUTOGEM.



(Figura 3.2: Prima Mesh Telaio, evidente differenza tra alcune zone più fitte e altre meno)

3.2.2 ASSEGNAZIONE MATERIALE

Il materiale con cui verrà realizzato il telaio è Fe360 le cui caratteristiche meccaniche sono già state evidenziate in precedenza. Attraverso il comando Material Assignment, si può decidere quale sarà il materiale caratterizzante il modello. Le caratteristiche del materiale sono state aggiunte manualmente, non avendo Creo tale materiale in memoria.

3.2.3 CARICHI

I carichi sono stati ricavati dai file Excel di cui si è trattato nel Capitolo 2, prendendo in considerazione quelli diretti in direzione verticale Y come carichi sollecitanti il telaio. Quelli in direzione del moto servono più che altro per verificare che in ogni punto il motore lineare riesca a garantire una forza di movimentazione del meccanismo sufficiente. Chiaramente infatti se la forza resistente in direzione X risulta maggiore di quella erogata dal motore, non si ottiene un corretto funzionamento della macchina.

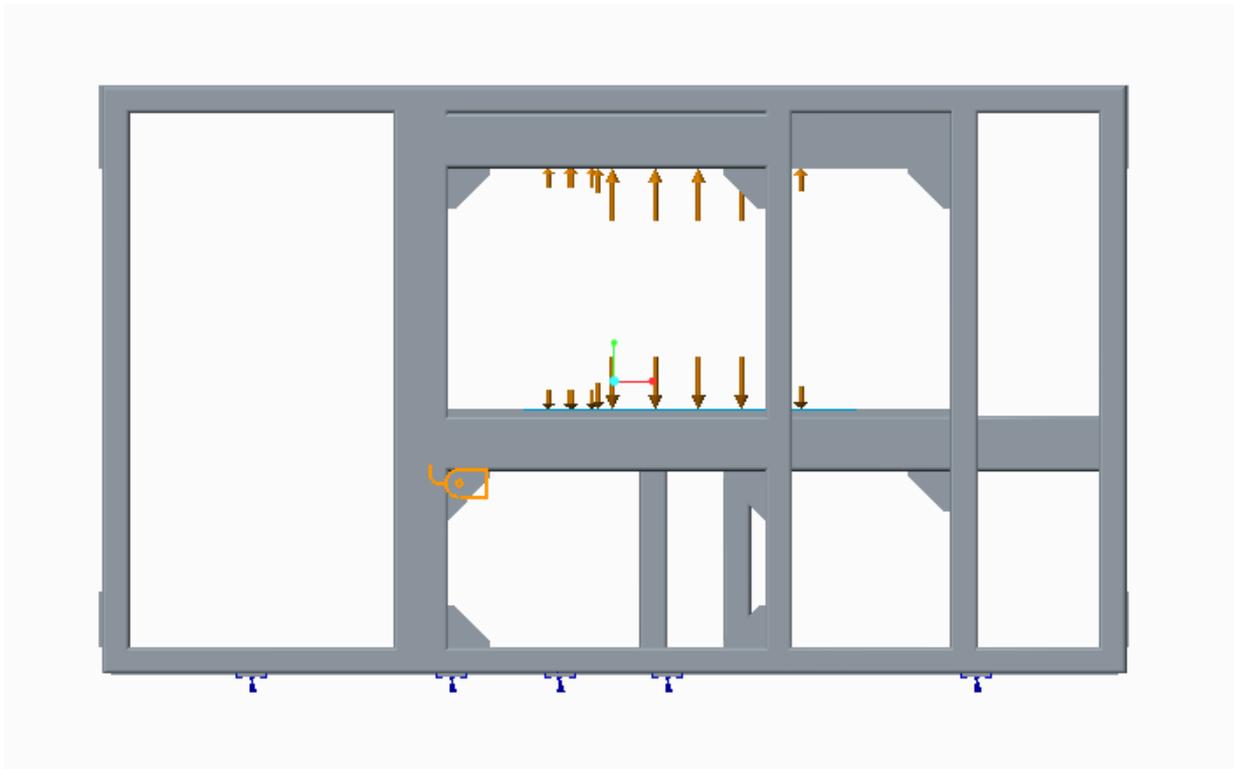
Volendo effettuare un'analisi statica, nel caricamento della struttura si è considerata la forza massima relativa ad ogni fase che deve affrontare il meccanismo; **Clamping, Compression, Cooling e Disengage**. Le forze vengono distribuite all'interno di Surface Region (Superficie di carico) generate in precedenza sulla parte. Tali zone chiaramente rispettano le lunghezze richieste da ogni fase. Ad esempio, se la fase di Clamping ricopre i primi 100mm, la regione di carico avrà tale lunghezza. Il carico risultante di ogni superficie è proprio il carico massimo che interessa quella zona.

Come già visto nel capitolo precedente, vi saranno delle fasi più lunghe rispetto ad altre. Ad esempio quella di raffreddamento è una fase che copre 700 mm. In base alla lunghezza relativa ad ogni tratto specifico, si è valutato quante stazioni contemporaneamente vi transitano. Di questo fattore è importante tenere conto, durante l'assegnamento delle forze. Le stazioni sono a **passo di 168mm** l'una con l'altra. Nel tratto del Cooling quindi, saranno presenti contemporaneamente quattro stazioni. La forza in gioco dovrà esser quadruplicata, raggiungendo i 45200 N. Tale valore però non deve spaventare più di tanto in quanto distribuiti su una superficie molto grande.

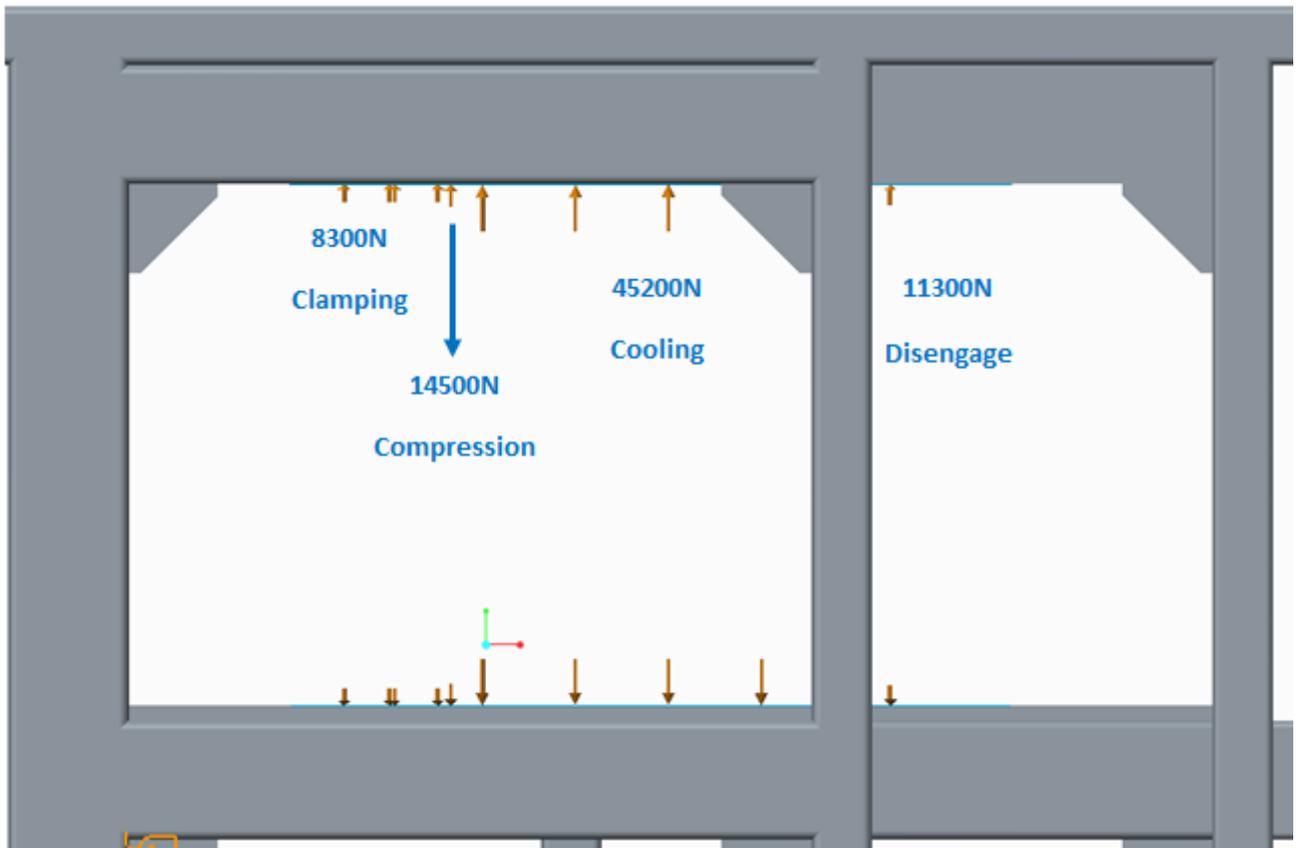
Nella seguente tabella vengono riassunte le fasi fondamentali che portano alla formatura su carta, con le relative lunghezze, il numero di stazioni interessate contemporaneamente e i carichi complessivi in gioco. I carichi sono gli stessi sia nella parte superiore del telaio che in quella inferiore, chiaramente con verso opposto.

FASI:	LUNGHEZZA FASE:	CARICHI IN GIOCO:
Clamping	150 mm (1 Stazione in transito)	Primi 65mm: 300N (Trascurabili) Restanti 85mm: 8300N
Compression	125mm (1 Stazione in transito)	Primi 50 mm: 8300N Restanti 75mm: Compressione di 6200N ↓ Totale carico: 14500N
Cooling	700mm (4 Stazioni in transito)	Restanti 11300N(a staz.) Totali: $11300 \times 4 = 45.2$ kN
Disengage	175mm (1 stazione in transito)	Primi 50mm: 11300N Restanti 125mm: 300N(Trascurabili)

(Tabella 3.2)



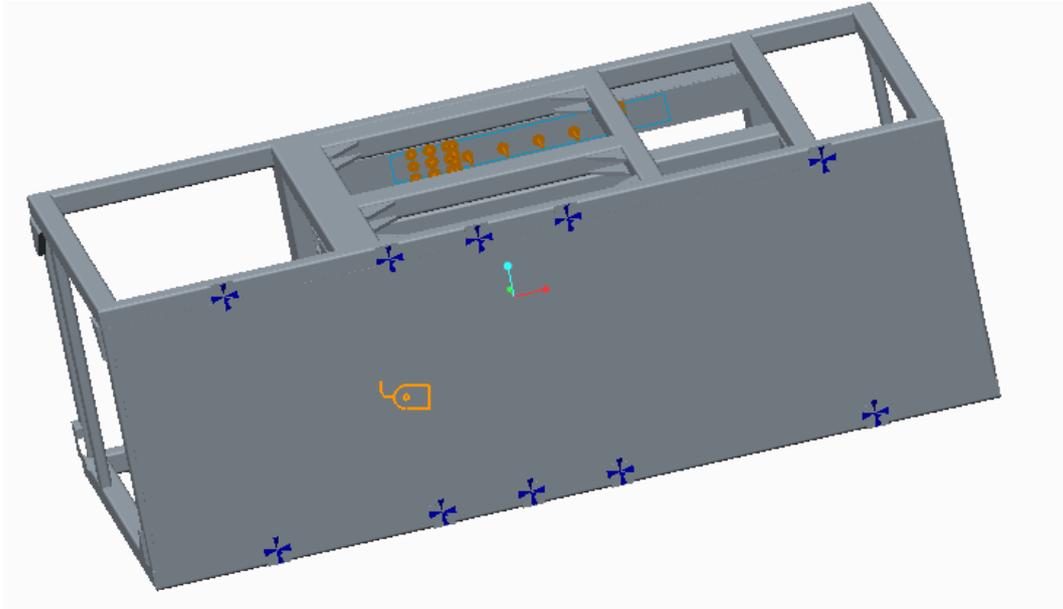
(Figura 3.3: Vista Left Parte+Carichi)



(Figura 3.4: Particolare Carichi)

3.2.4 VINCOLI

I vincoli sono stati assegnati ai 10 piedini inferiori su cui poggia la macchina. Sono stati fissati, ovvero vincolati con 0 GdL.

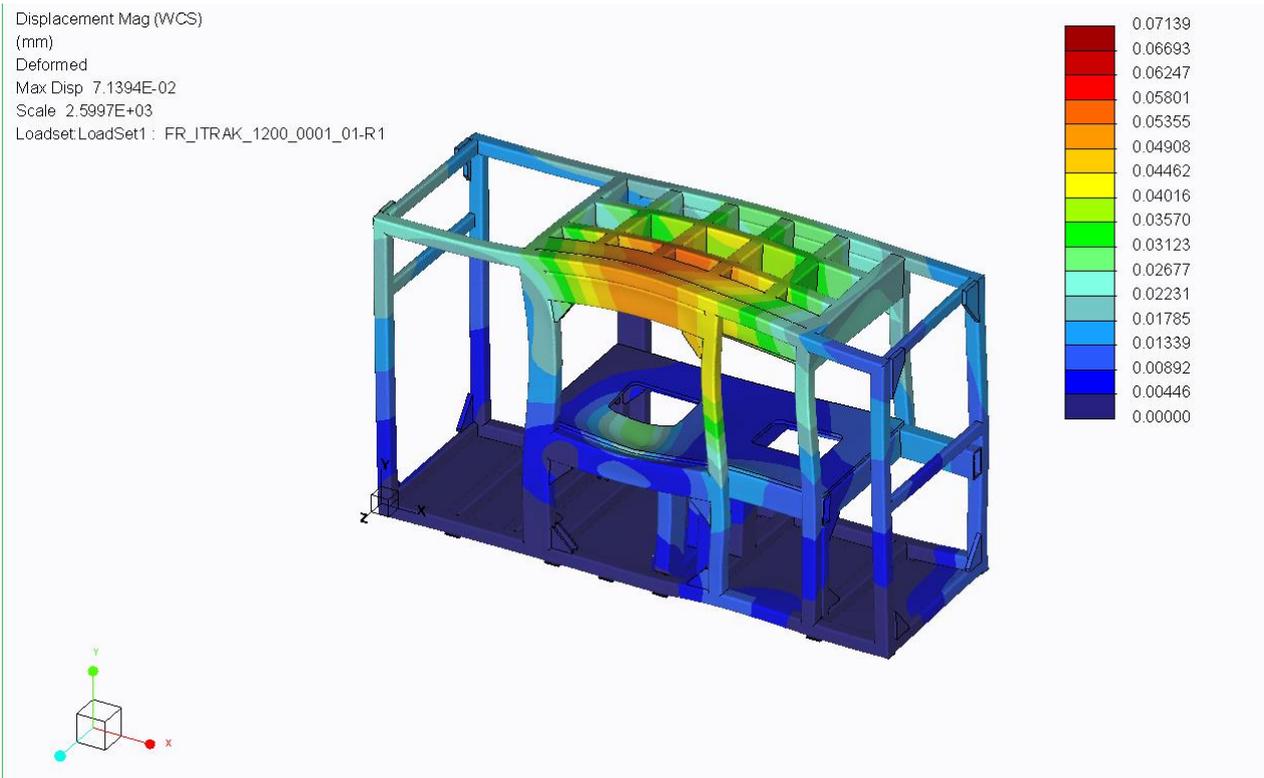


(Figura 3.5: Vista vincoli)

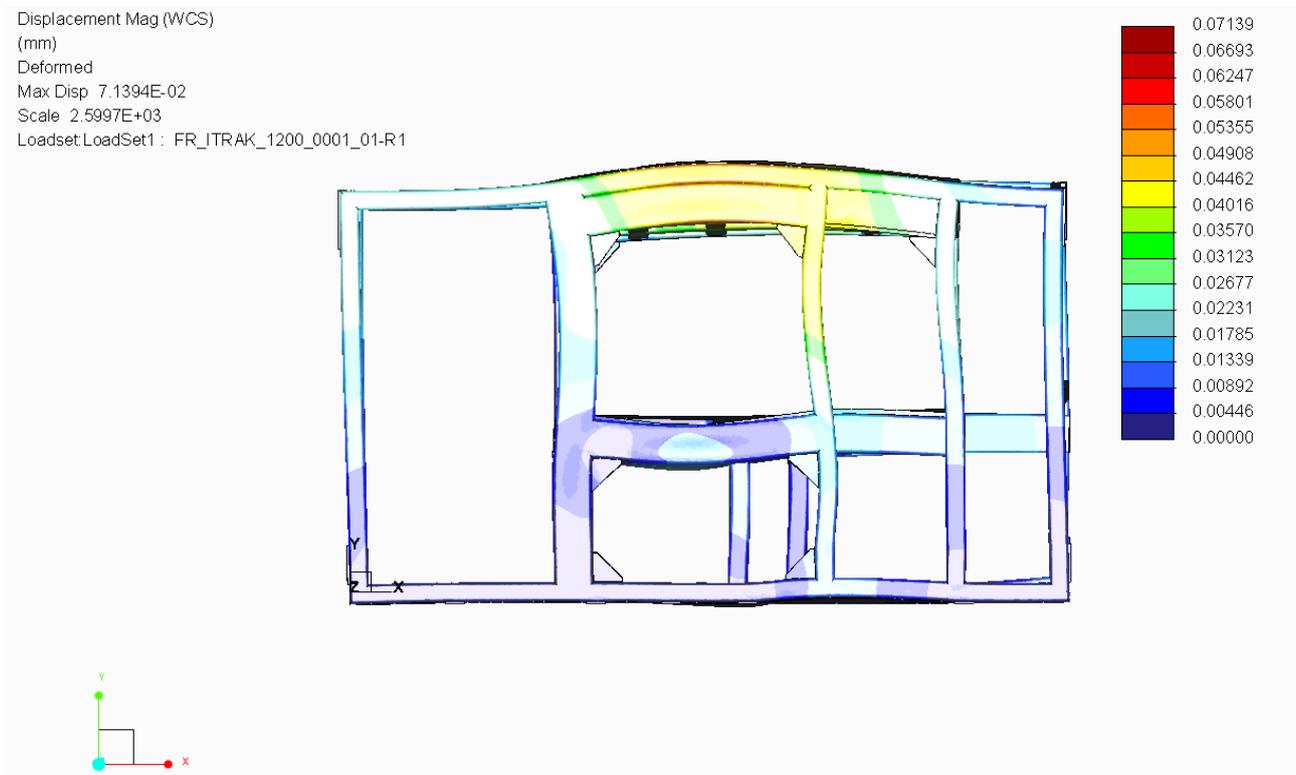
Una volta impostati tutti i parametri necessari per eseguire una corretta analisi, si è dato in pasto il modello al solutore Fem di ProM.

3.3 RISULTATI

I risultati ottenuti su questo primo telaio sono i seguenti:



(Figura 3.6: Max Displacement vista Iso)



(Figura 3.7: Max Displacement vista Left)

Risulta evidente di come con una struttura iniziale così rigida per il telaio FR_1200, la deformazione fosse ampiamente accettabile. Si raggiungevano infatti deformazioni totali massime di 0.058 mm nella parte superiore e di 0.032mm nella parte inferiore, con un valore complessivo di 0.09 mm di deformazione, ampiamente al di sotto dei 0.2 mm di valore limite. Tale telaio è stato indicato come **Telaio 1**.

Deformazioni	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Magnitude (mm)	Max_Stress (MPa)
Telaio 1	0.013	0.073	- 0.029	0.09	35

(Tabella 3.3)

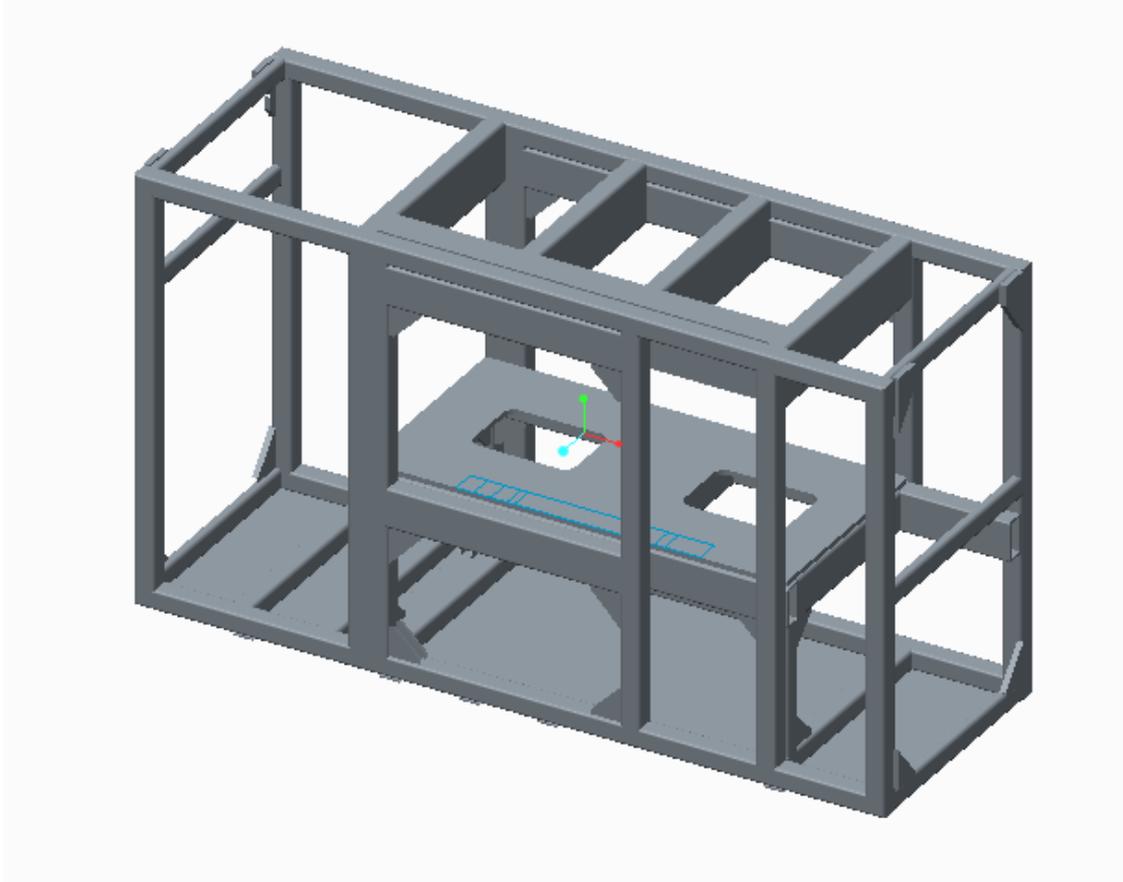
3.4 PRIME MODIFICHE

Visto che i risultati lo permettevano, sono state messe in atto delle azioni di alleggerimento del telaio, che è stato indicato come **Telaio 2**. In maniera particolare si è pensato di:

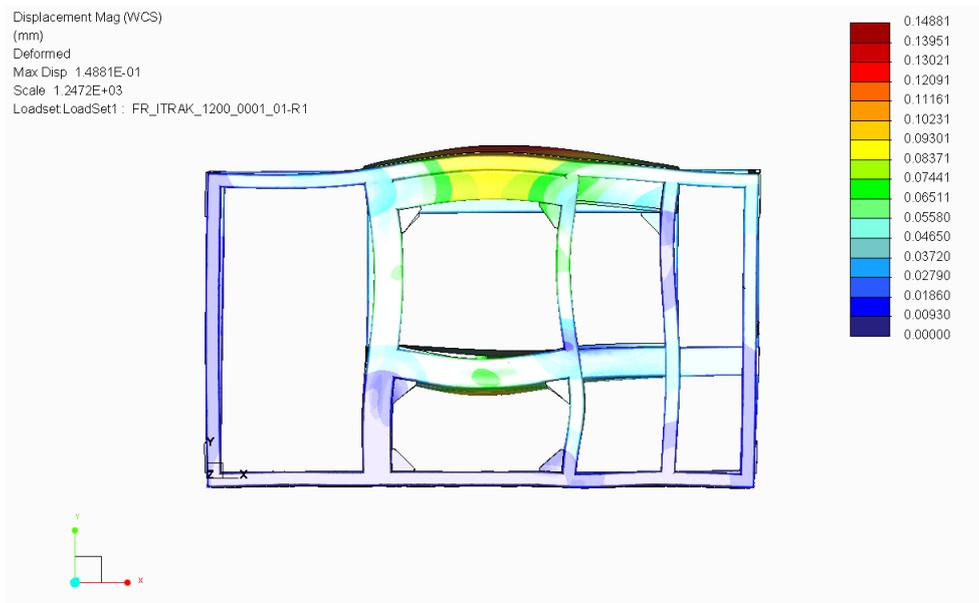
- Diminuire gli spessori dei profili tubolari meno sollecitati, passando da 12mm a 6.3mm;
- Modificare o completamente rimuovere alcune componenti.

Alcuni dei valori ottenuti con le prime modifiche sono stati i seguenti:

- Telaio alleggerito, peso complessivo di 3.74 Tonne, deformazione max localizzata nella parte superiore di circa **0.102mm**. Deformazione totale della parte pari a **0.18mm**.



(Figura 3.8: Parte modificata, Telaio 2)

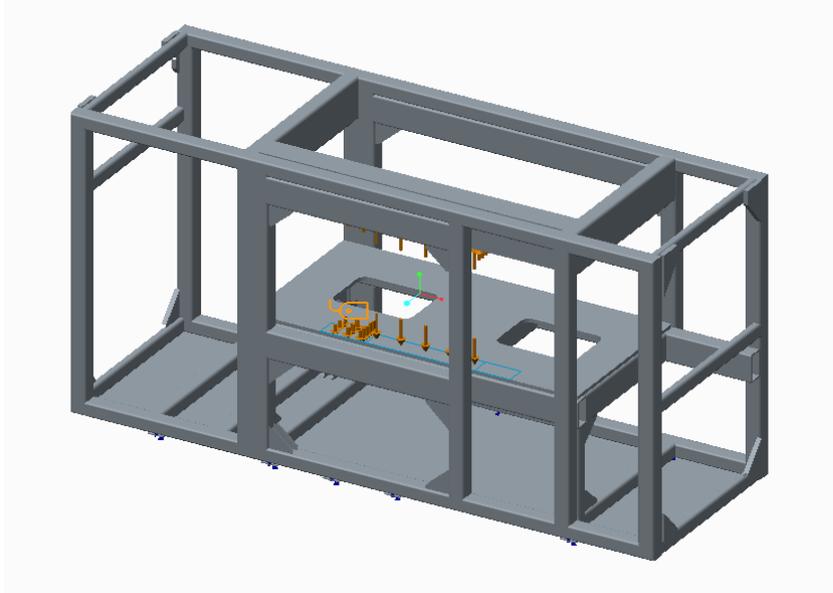


(Figura 3.9: Max Displacement vista Left Telaio 2)

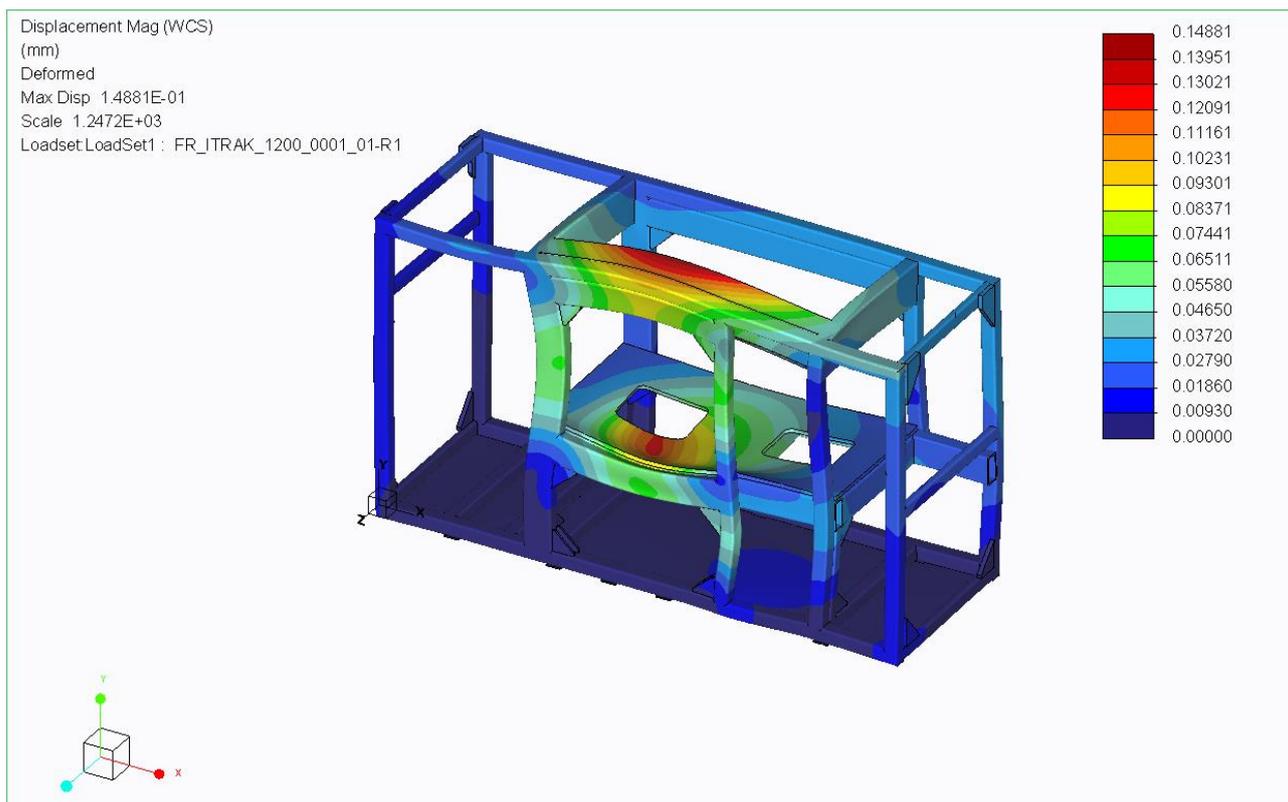
Deformazioni	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Magnitudo (mm)	Max_Stress (MPa)
Telaio2	0.023	0.143	-0.09	0.18	48.7

(Tabella 3.4)

- Ulteriore alleggerimento, peso complessivo 2.87 Tonne. Deformazione max localizzata nella parte superiore pari a **0.137 mm** e nella parte inferiore pari a **0.13mm** (Telaio 3). In questo caso si va oltre i 2 decimi di millimetro limite.



(Figura 3.10: Vista Iso + carichi nuova parte, Telaio 3)



(Figura 3.11: Max Displacement Telaio 3)

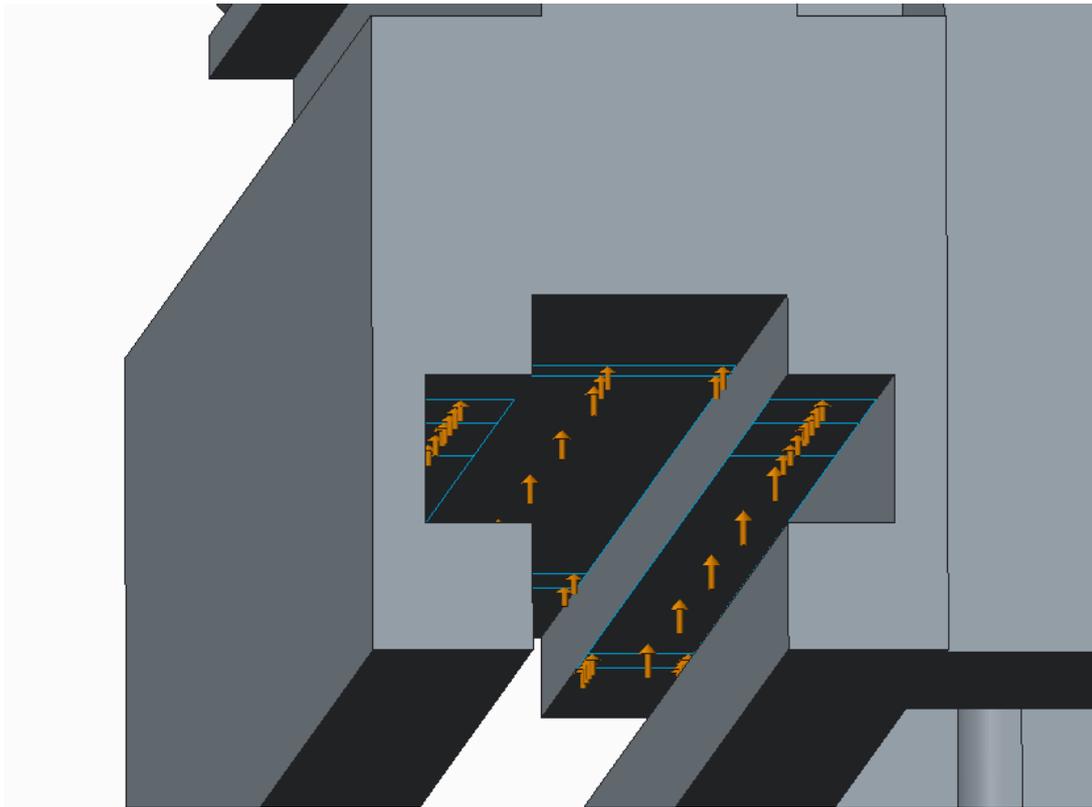
Deformazioni	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Magnitude (mm)	Max_Stress (MPa)
Telaio3	0.045	0.214	- 0.153	0.26	66.4

(Tabella 3.5)

3.5 AFFINAMENTO DEL MODELLO

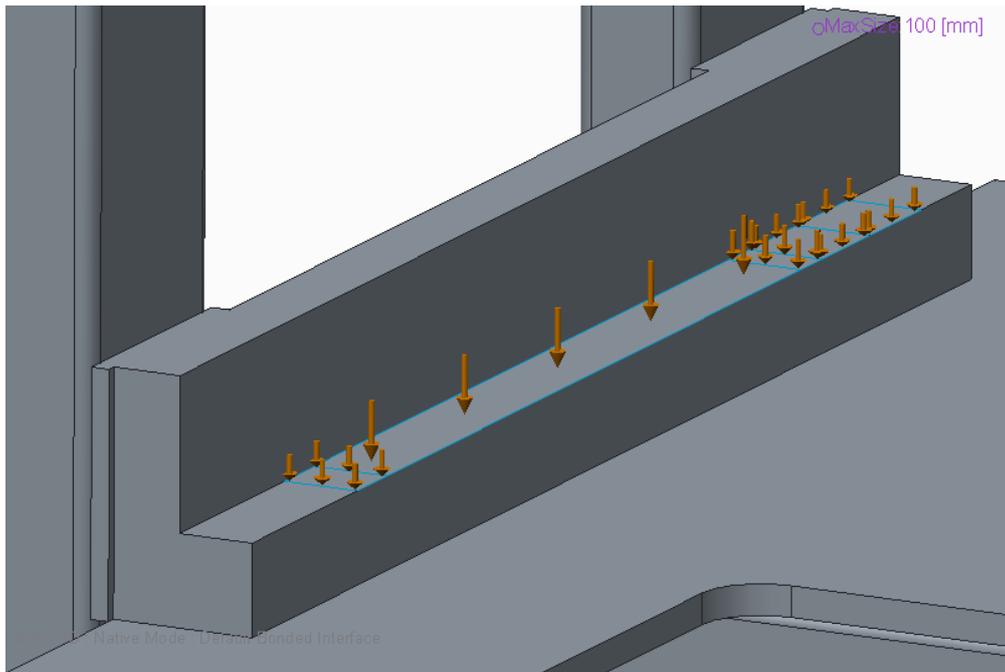
In parallelo alle azioni di alleggerimento, si è voluto affinare il modello di simulazione, rendendolo più realistico ed andando quindi ad aggiungere parti fondamentali, quali le camme, attraverso il quale viene distribuito il carico. Queste sono state aggiunte in maniera schematica ma comunque rispettando le dimensioni e le distanze reali alle quali verranno poi effettivamente montate sulla macchina. I carichi sono stati distribuiti direttamente su di esse. In questo modo si è aumentata la superficie complessiva attraverso il quale viene trasmessa forza e si ottiene una distribuzione del carico più graduale su tutto il telaio. I carichi sono stati suddivisi tra le camme esattamente come avviene nella realtà: per il gruppo superiore, le due camme grigie laterali sono le fautrici della fase di Clamping e Disengage, gestiscono quindi l'abbassamento dei gruppi

garantendo il mantenimento di tale posizione lungo tutto il ciclo, e il disingaggio del meccanismo alla fine, mentre quella rosa centrale gestisce la fase di compressione che permette la formatura della particella di materiale termoplastico. I carichi saranno quindi distribuiti su di esse tenendo conto della loro funzione.



(Figura 3.12: Carichi gruppo camme superiori)

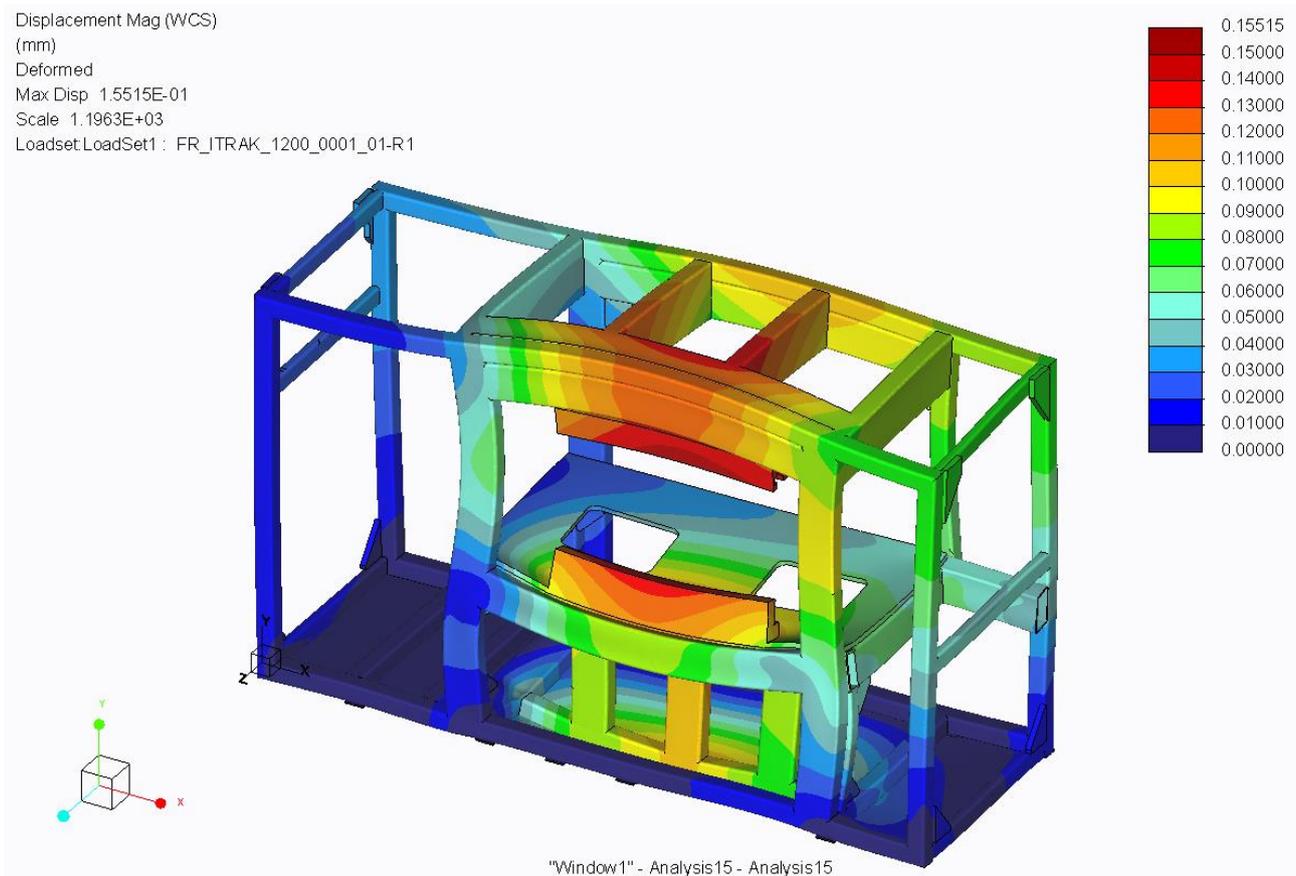
Per il gruppo inferiore invece, tutte le forze si scaricano direttamente sulla stessa superficie, ovvero la camma grigia ribassata e quindi non bisogna andare a suddividere i carichi.



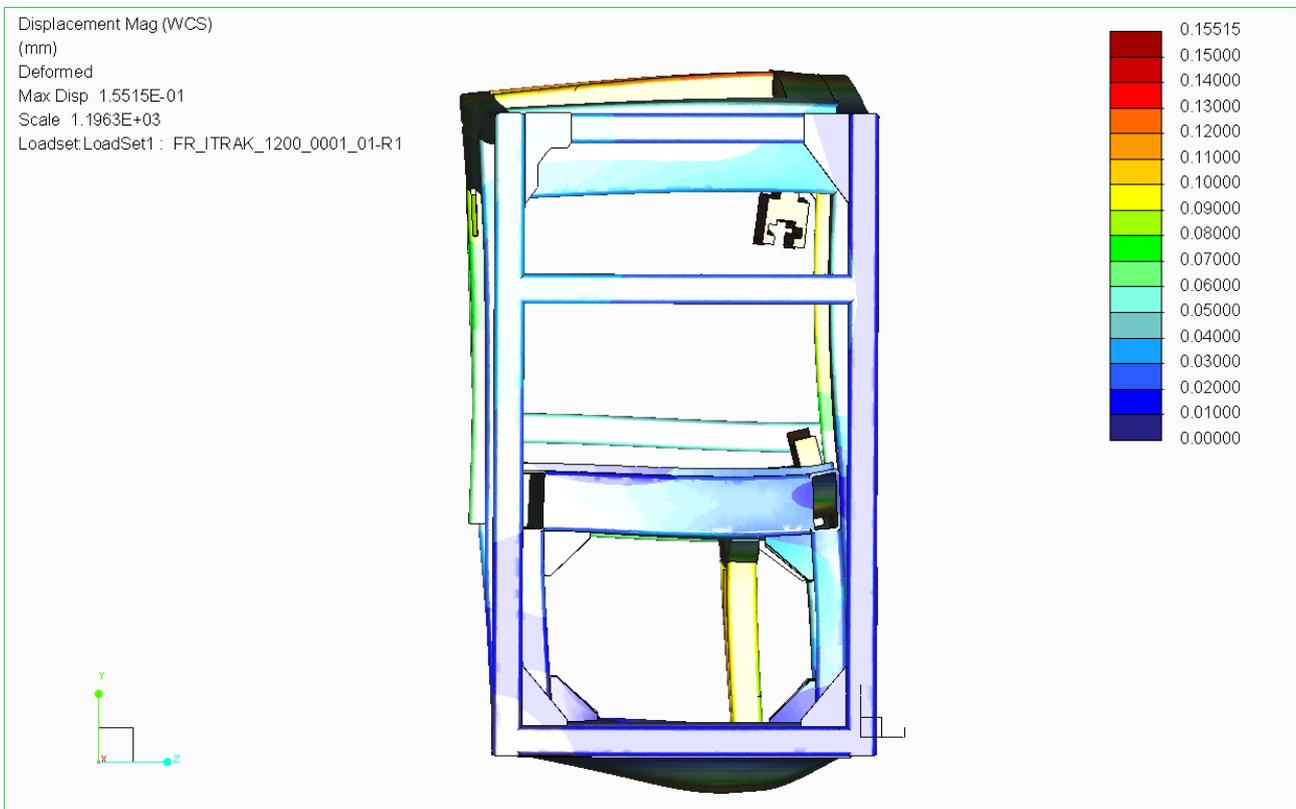
(Figura 3.13: Carichi gruppo inferiore camme)

Simultaneamente si è diminuito lo spessore di tutti i profili dello scheletro esterno che sono stati portati a 6.3 mm ed anche di alcune travi meno sollecitate, oltre ad eliminare direttamente alcuni elementi di rinforzo. Il nome di questa struttura è **Telaio 4**.

Dopo questa serie di modifiche si è giunti ad una prima soluzione avente le seguenti geometrie e i seguenti valori di deformazione durante il caricamento.



(Figura 3.14: Vista Iso, Max Displacement Telaio 4)



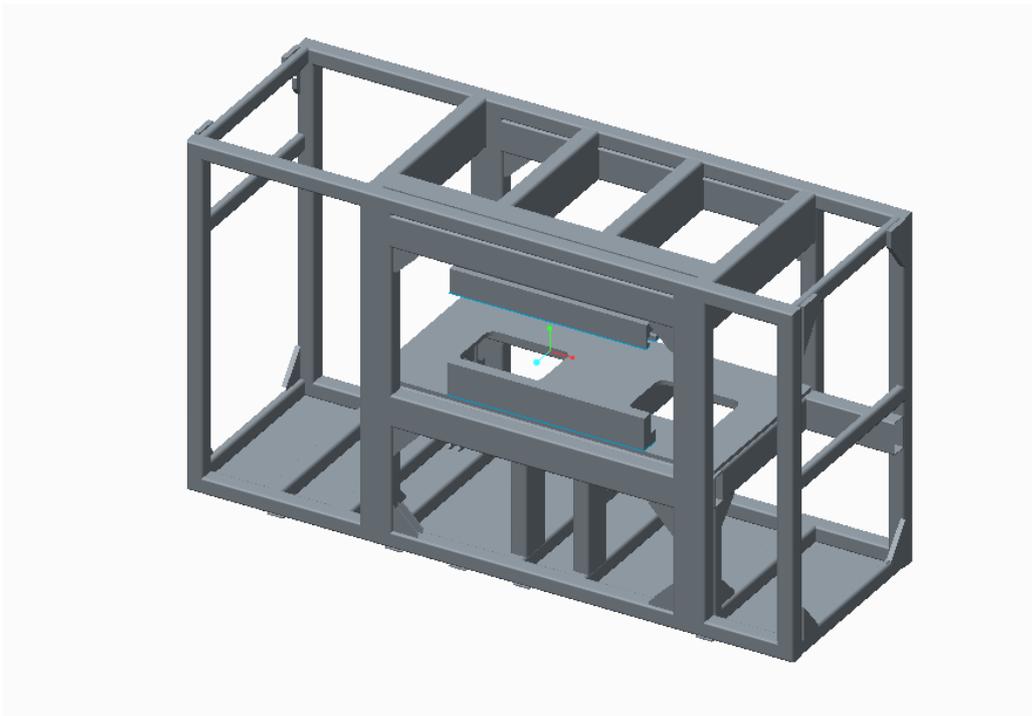
(Figura 3.15: Vista Back, Max Displacement Telaio 4)

Deformazioni	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Magnitudo (mm)	Max_Stress (MPa)
Telaio4	0.052	0.176	- 0.24	0.301	135

(Tabella 3.6)

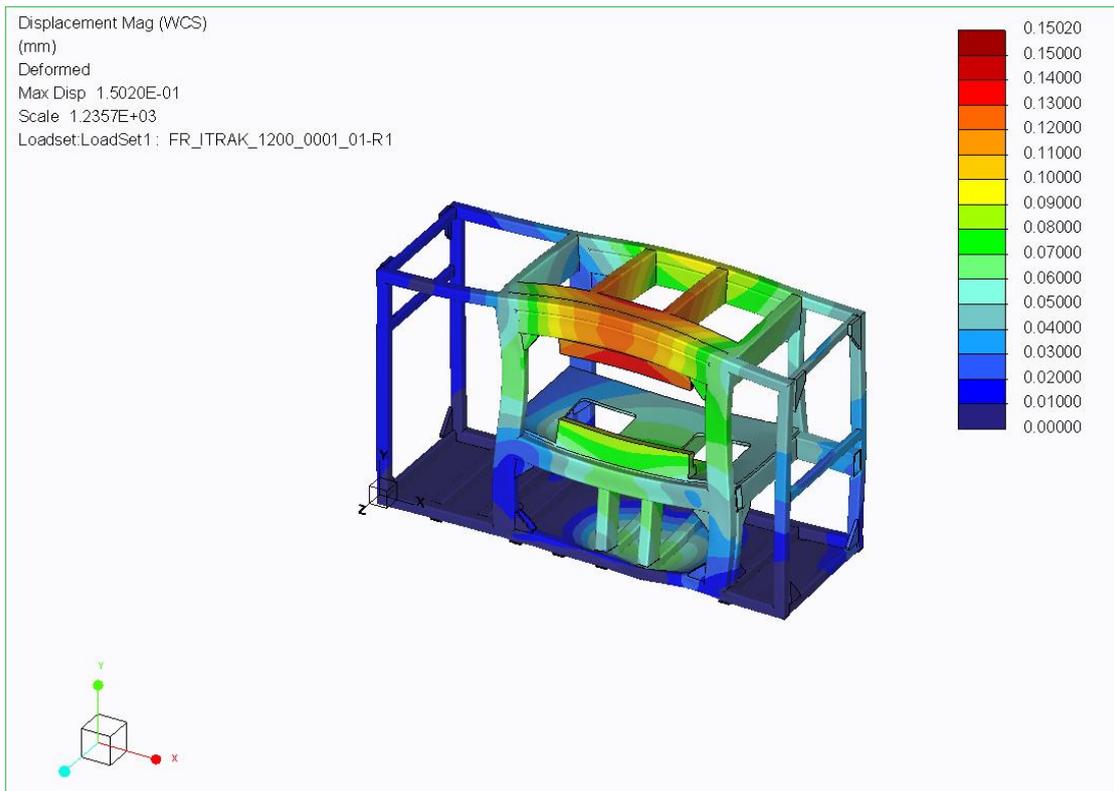
Nel caso in esame, non sono stati riscontrati risultati molto positivi. Le deformazioni totali ottenute sono state difatti consistenti, sia nella zona superiore che nella zona inferiore. In particolare, le camme si vede dalle immagini che subiscono delle deformazioni imponenti, assolutamente da minimizzare.

Il modello che ha dato i risultati più incoraggianti è stato il seguente, che ha rappresentato una prima effettiva scelta. Il peso complessivo di 3.16 Tonnellate, tenendo conto adesso anche delle camme, risulta buono.

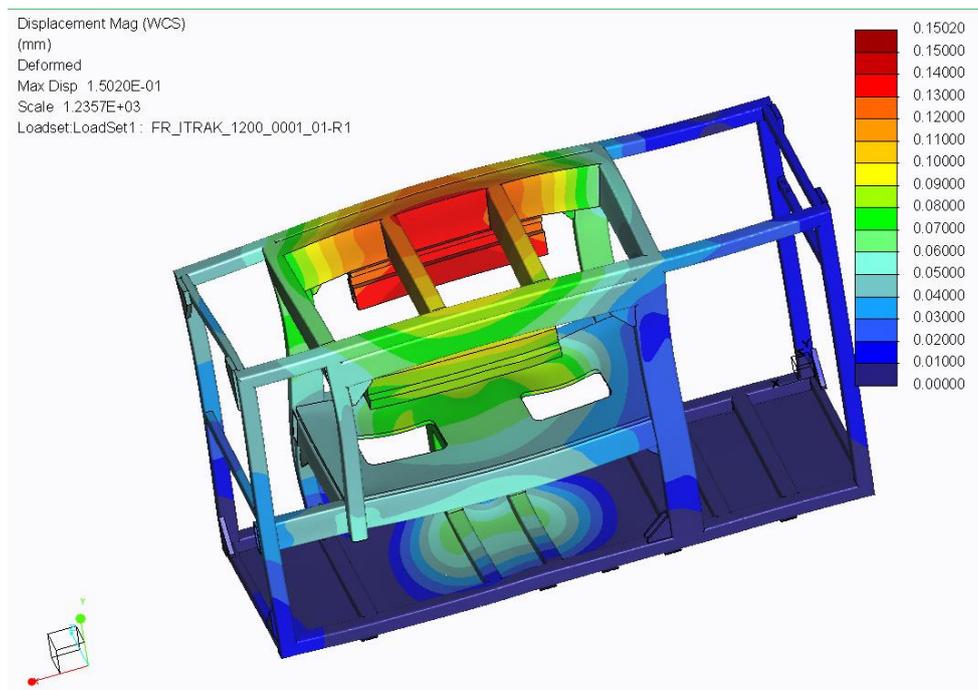


(Figura 3.16: Vista Iso. Parte definitiva Telaio 5)

Le deformazioni sono state contenute nella parte inferiore di telaio in cui raggiungono al massimo valori pari a **0.08 – 0.09mm**. Sono sempre un po' più accentuate nella parte superiore invece, in cui si raggiungono valori di **0.12-0.13mm**. Il punto più critico risulta, come è concepibile, la regione dedicata alla compressione del termoplastico in cui, si viene a generare un carico molto spinto. Il telaio è stato indicato come **Telaio 5**.



(Figura 3.17: Max Displacement Vista Iso)



(Figura 3.18: Max Displacement Vista Iso_Back)

Deformazioni	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Magnitude (mm)	Max_Stress (MPa)
Telaio5	0.049	0.152	- 0.198	0.24	124.3

(Tabella 3.7)

3.6 CONFRONTO TELAI E PRIME CONCLUSIONI

Si riassumono i risultati più importanti finora ottenuti all'interno della seguente tabella; oltre alle deformazioni e alle tensioni equivalenti di Von Mises, le strutture vengono confrontate rispetto al Peso.

Deformazioni	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Magnitude (mm)	Max_Stress (MPa)	Peso (Tonne)
Telaio 1	0.013	0.073	- 0.029	0.09	35	4.276
Telaio 5	0.049	0.152	- 0.198	0.24	124.3	3.16

(Tabella 3.8)

I risultati ottenuti in questa prima fase di progettazione non sono stati completamente soddisfacenti. Si è infatti passati da un telaio molto pesante e rigido ad una struttura sicuramente più semplice e leggera ma che non presenta le deformazioni desiderate. Infatti i valori ricavati per gli ultimi telai sono sopra i 2 decimi di millimetro di limite imposti.

Nel prossimo capitolo dunque, saranno evidenziate tutte le modifiche richieste, che hanno interessato il telaio in queste settimane, portando alla soluzione finale.

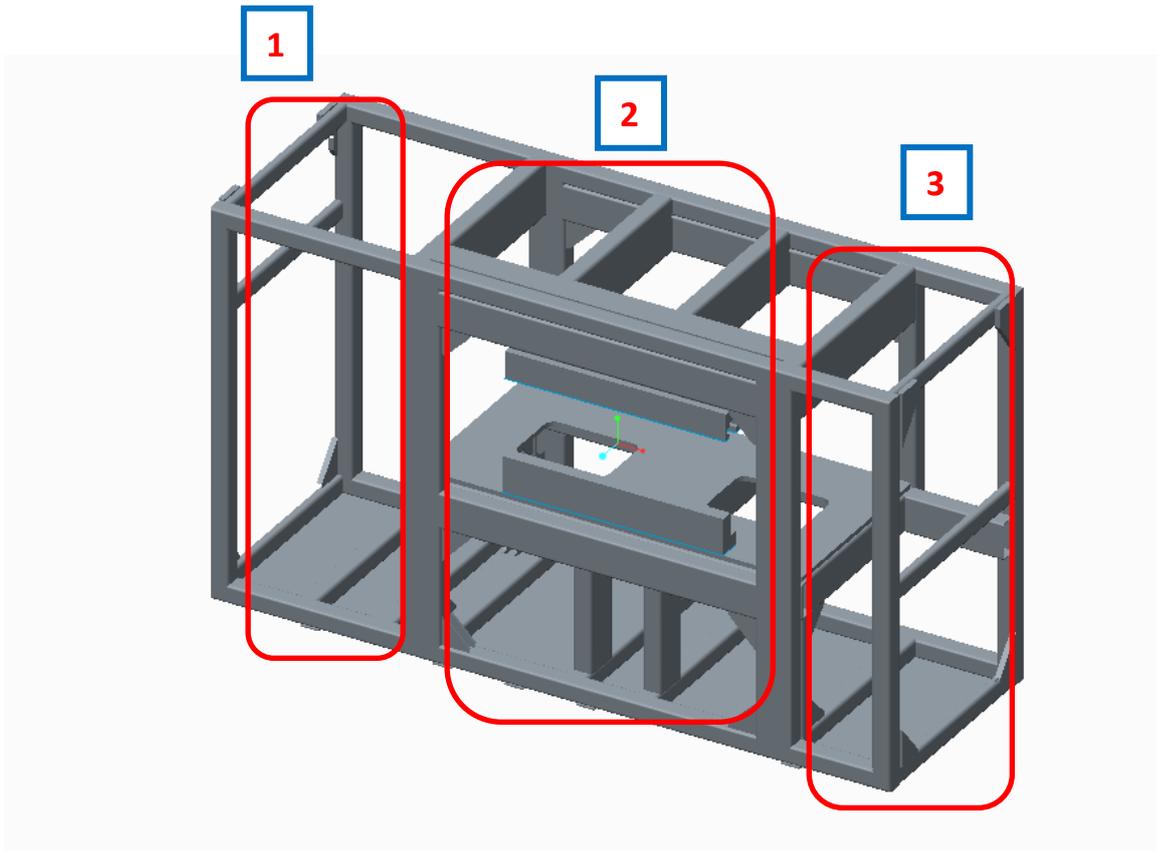
CAPITOLO 4

MODIFICHE ALLA STRUTTURA

In seguito a un confronto con gli ingegneri dell'azienda che ha commissionato il lavoro, si è valutato di modificare drasticamente il telaio e semplificarne la struttura. I risultati ottenuti in precedenza erano stati infatti solo parzialmente soddisfacenti. Per ottenere esito migliore ed anche per una più semplice gestione dei gruppi da collegare a telaio, si è pensato di suddividere il medesimo in tre parti. Le due parti laterali, quella sinistra (Parte 1), in cui sarà collegata la stazione Asu che gestisce il controllo della carta, quella destra (Parte 3) all'interno del quale saranno piazzati i rulli motorizzati in uscita dalla macchina e una parte centrale (Parte 2), la zona interessata dalle camme e dalla presenza del motore lineare, la parte che sicuramente deve garantire maggiore resistenza e rigidità. Tali parti di telaio possono essere immaginate osservando la foto sottostante. Si è quindi iniziato a pensare fin da subito come poter riprogettare la parte di telaio centrale per restare ancora una volta su deformazioni totali inferiori agli 0.2mm, minimizzandone il peso complessivo.

I passi seguiti sono:

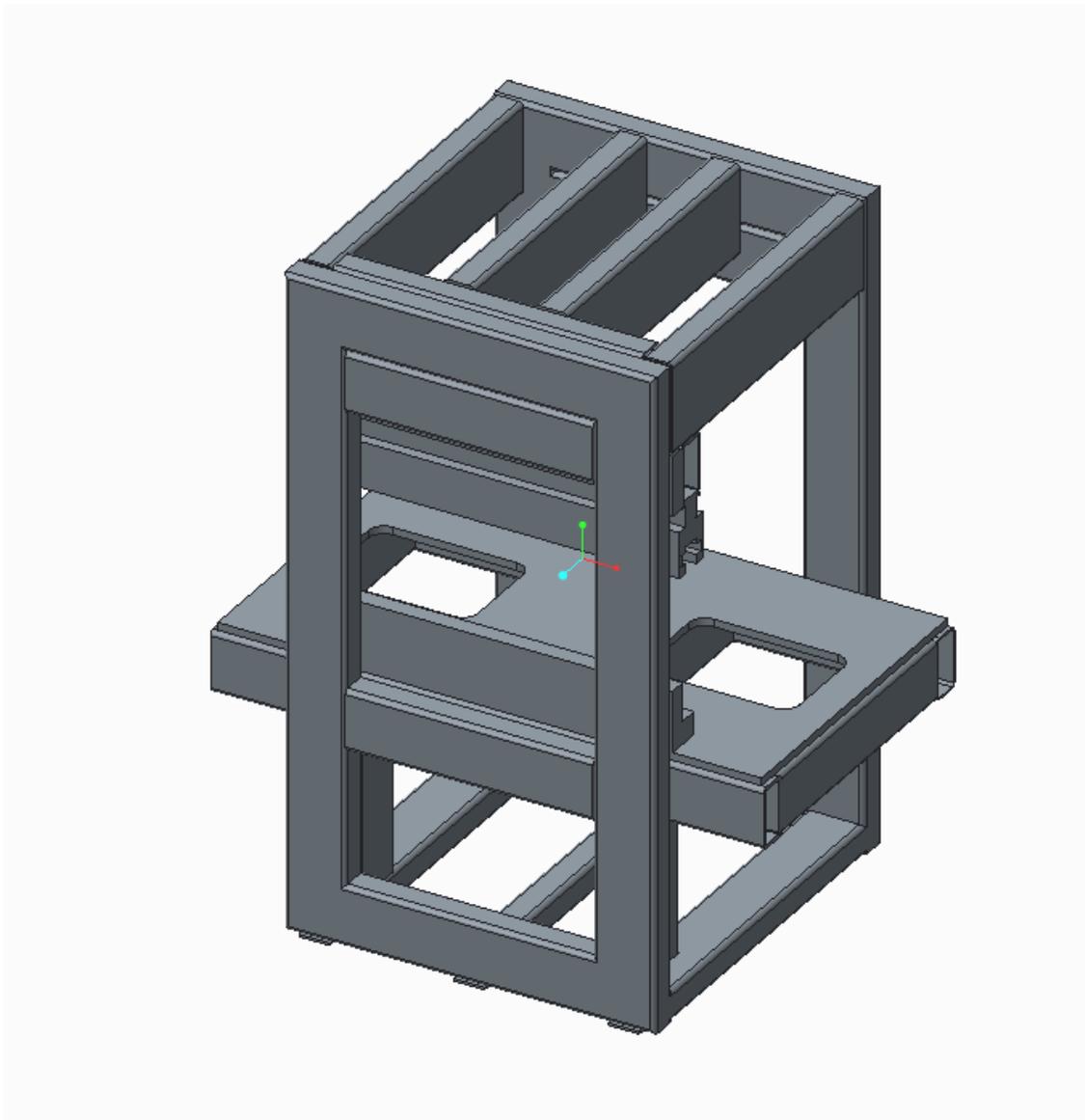
- Disegno della parte;
- Analisi della parte;
- Confronto dei risultati;
- Realizzazione assieme.



(Figura 4.1: Divisione Telaio in tre parti)

4.1 NUOVO DISEGNO DELLA PARTE

Avendo diviso il telaio in tre parti, è stato possibile irrigidire maggiormente la parte centrale ovvero quella sollecitata, approfittando dell' assenza del peso delle travi laterali, che invece prima facevano da zavorra. Sono stati utilizzati una gran parte di profilati 200x100 spessore 12mm e addirittura, nella zona superiore, profilati 300x100 spessore 12mm. La novità inoltre è stato lo spostamento delle colonne centrali del telaio, che sono state avvicinate ad una distanza di 800 mm. Il tutto è stato fatto affinché lo sforzo possa concentrarsi all'interno di una zona più limitata, dotata di maggiore rigidità. La struttura in generale ricalca molto quella vista per il precedente telaio, solo decisamente più robusta.

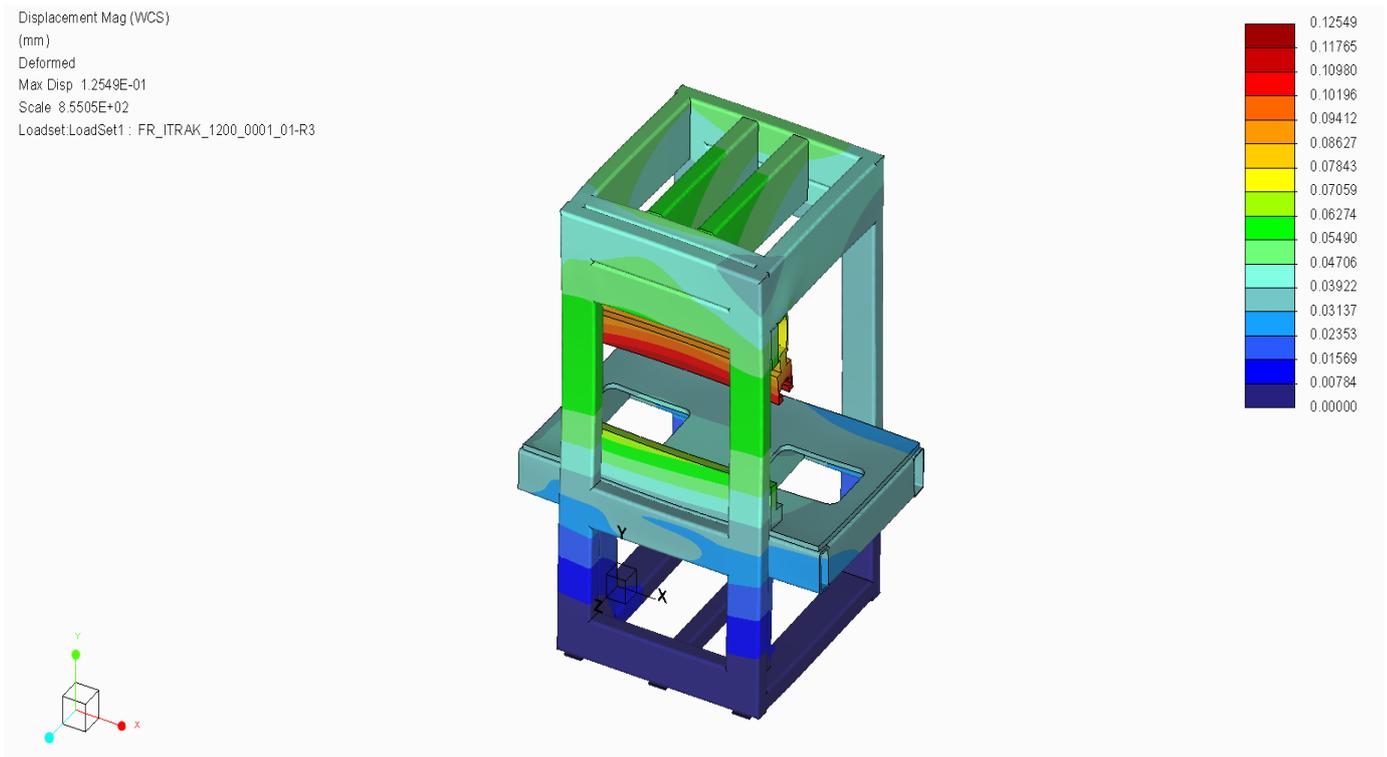


(Figura 4.2: Vista Iso, New_Telaio_1)

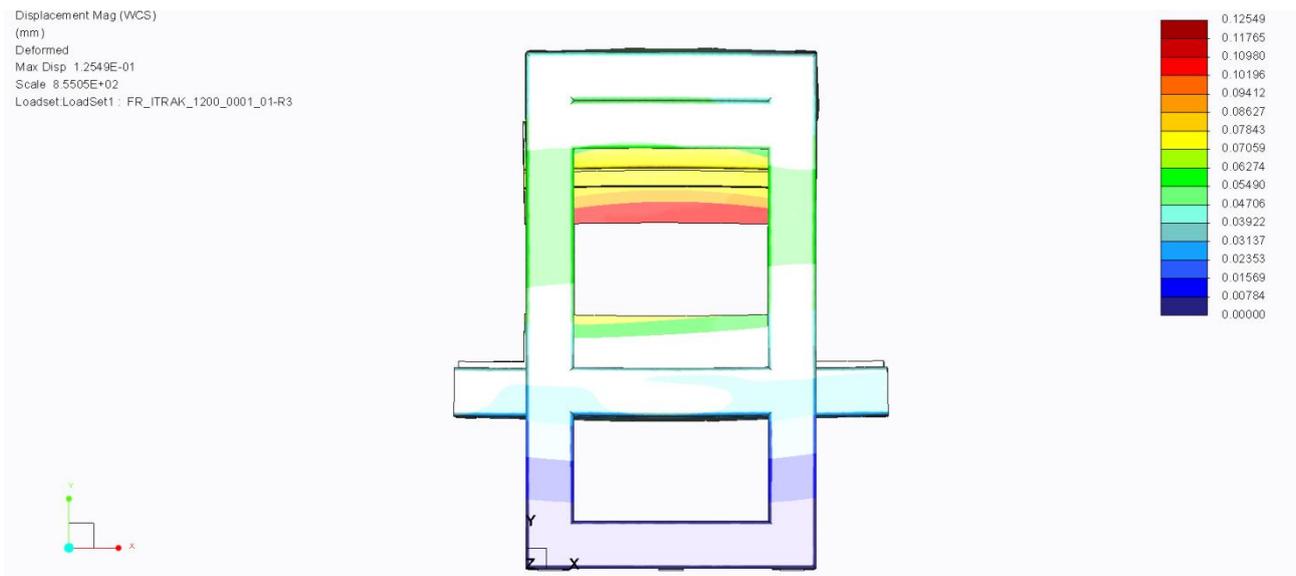
Le camme sono state posizionate mantenendo le distanze precise prefissate per il successivo montaggio. E' stato posto sopra il gruppo camme superiore un piatto spesso 10mm più un ulteriore profilato 200x100 spesso 12mm, che le collega alla parte superiore del telaio. Tale telaio è indicato come **New_Telaio_1**.

I primi risultati ottenuti con la struttura, così fortemente irrigidita e appesantita sono stati i seguenti:

CAPITOLO 4: MODIFICHE ALLA STRUTTURA



(Figura 4.3: Vista Iso, Max Displacement)



(Figura 4.4: Vista Left, Max Displacement)

Deformazioni:	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Magnitude (mm)	Max_Stress (MPa)
New_Telaio_1	0.031	0.061	- 0.173	0.189	59.41

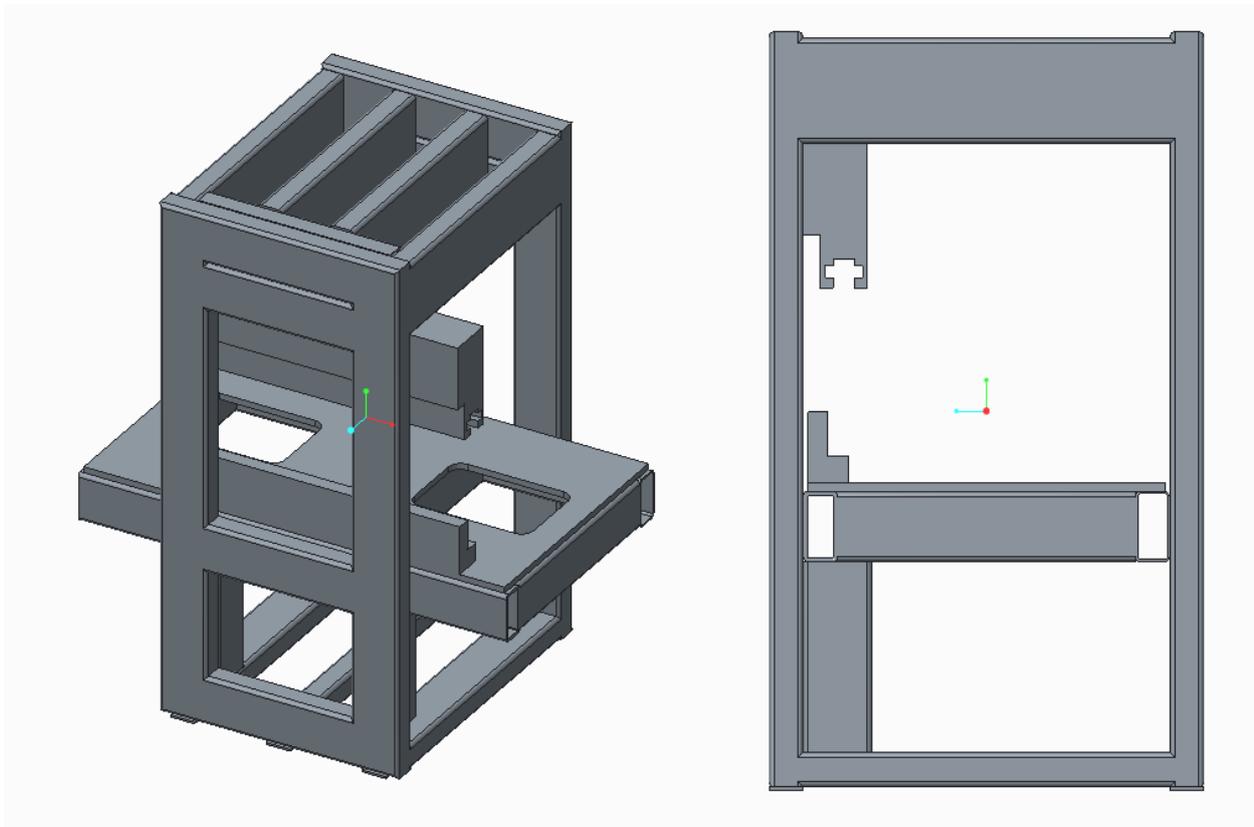
(Tabella 4.1)

Risultati più che positivi, in quanto la deformazione totale prevista è inferiore agli 0.2 mm e soprattutto il telaio risulta pesare 3.08 Tonnellate con anche le

camme. Un risultato abbastanza buono, tenendo conto della robustezza dei profilati utilizzati.

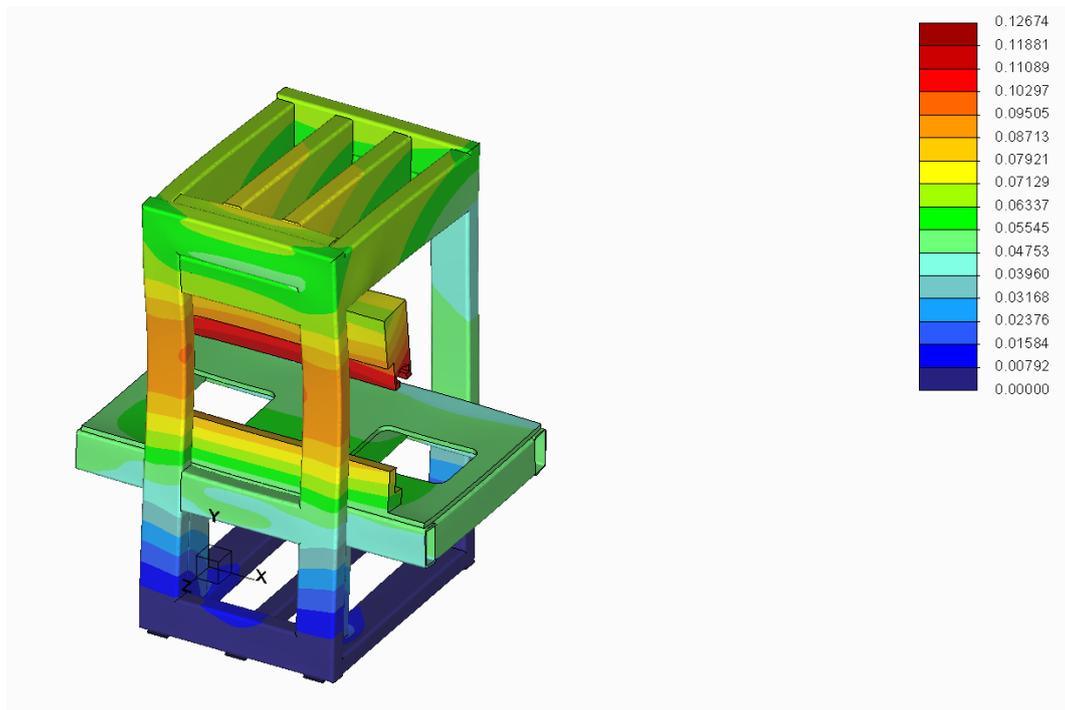
4.2 PROCESSO DI OTTIMIZZAZIONE E RISULTATI

In seguito a questa prima analisi il telaio è stato ulteriormente modificato. Le colonne centrali di sostegno principale sono state avvicinate fino ad un valore di 600 mm. Inoltre l'altezza della camma rosa del gruppo superiore è stata diminuita per metterla sullo stesso piano delle camme grigie, di modo che l'intero gruppo possa appoggiarsi su un piatto soprastante. Infine, sono stati modificati gli spessori di alcuni profilati poco sollecitati portati a 6.3 invece che i precedenti 12mm. Il peso complessivo della struttura in esame è di **2.47 Tonne**.

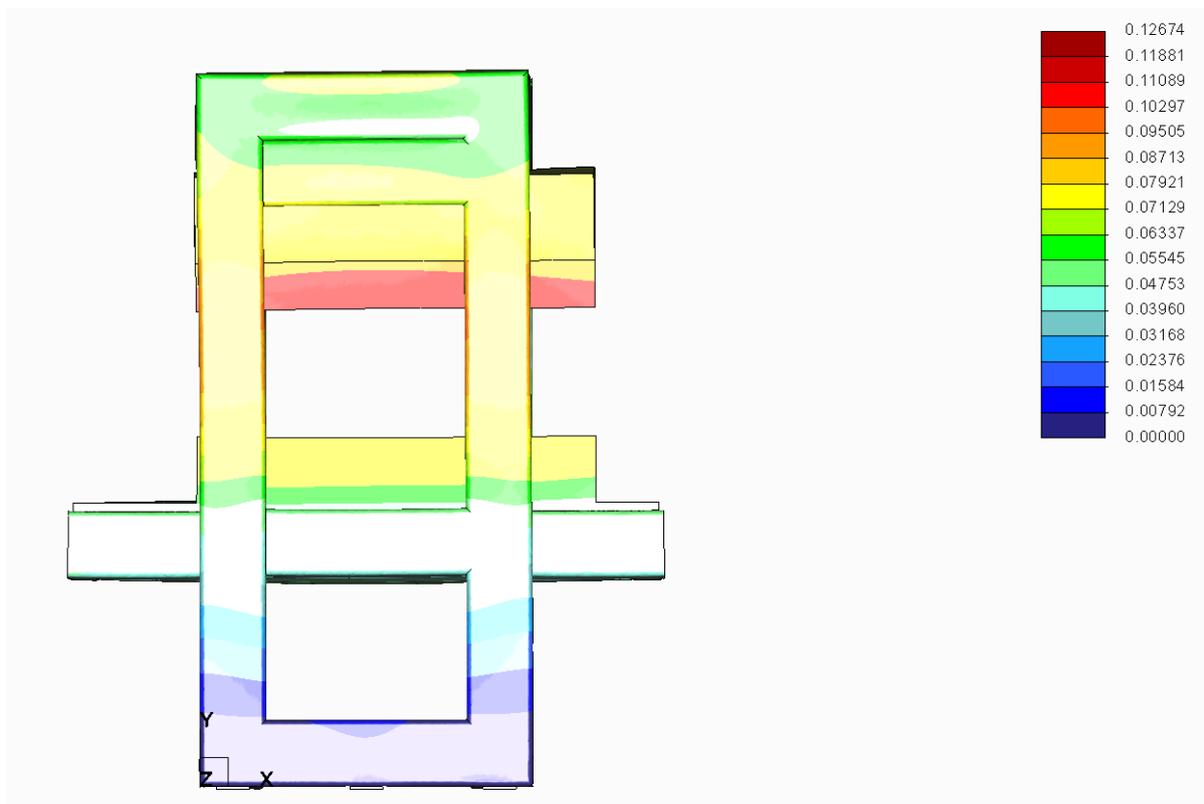


(Figura 4.5: Rappresentazione nuova parte, New_Telaio_2)

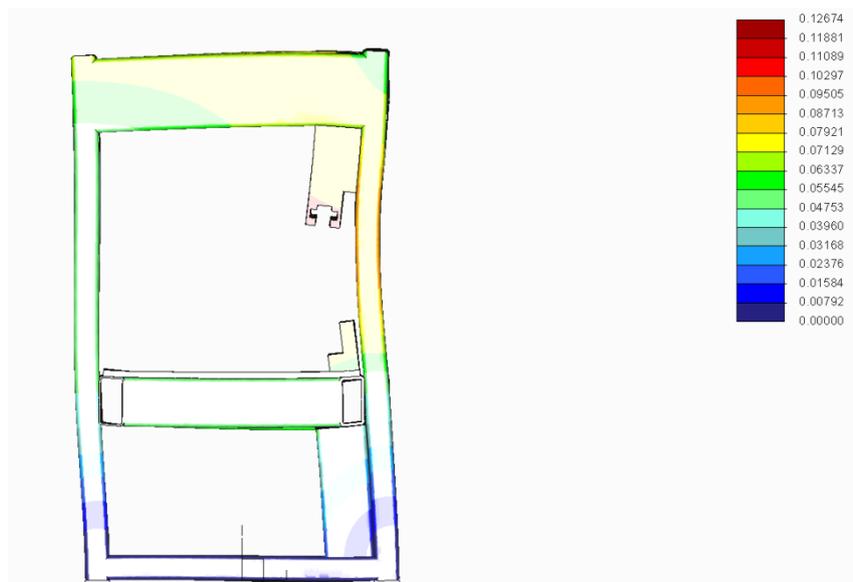
Il telaio in questione viene indicato come **New_Telaio_2**. Tali modifiche hanno portato ai seguenti risultati:



(Figura 4.6: Vista Iso, Max Displacement)



(Figura 4.7: Vista Left, Max Displacement)



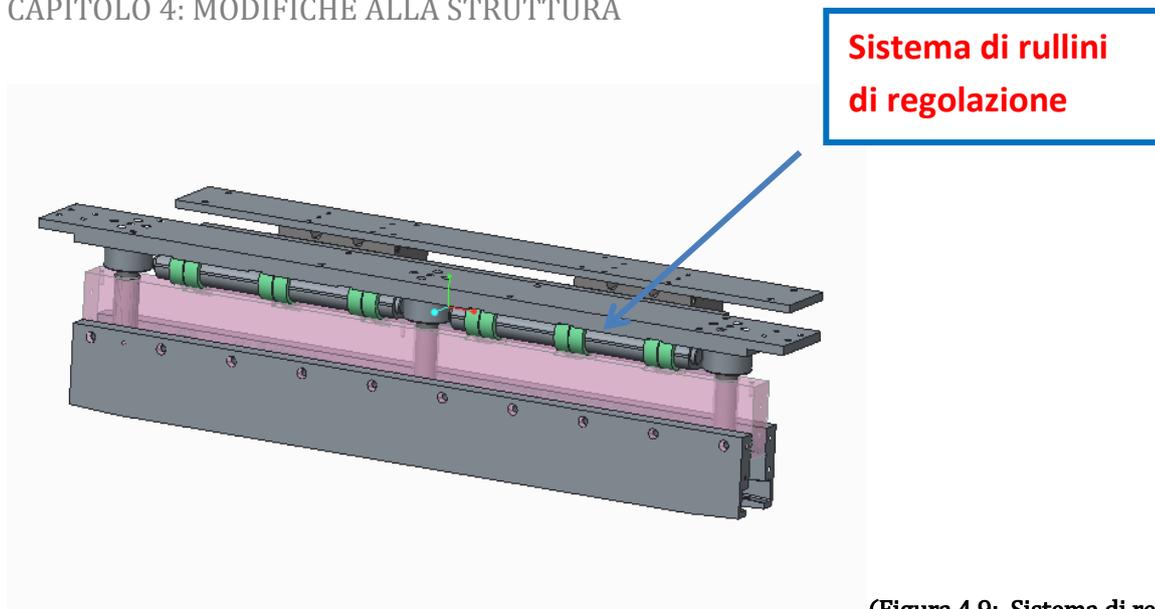
(Figura 4.8: Vista Front, Max Displacement)

Deformazioni	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Magnitudo (mm)	Max_Stress (MPa)
New_Telaio_2	0.033	0.055	- 0.186	0.193	58.2

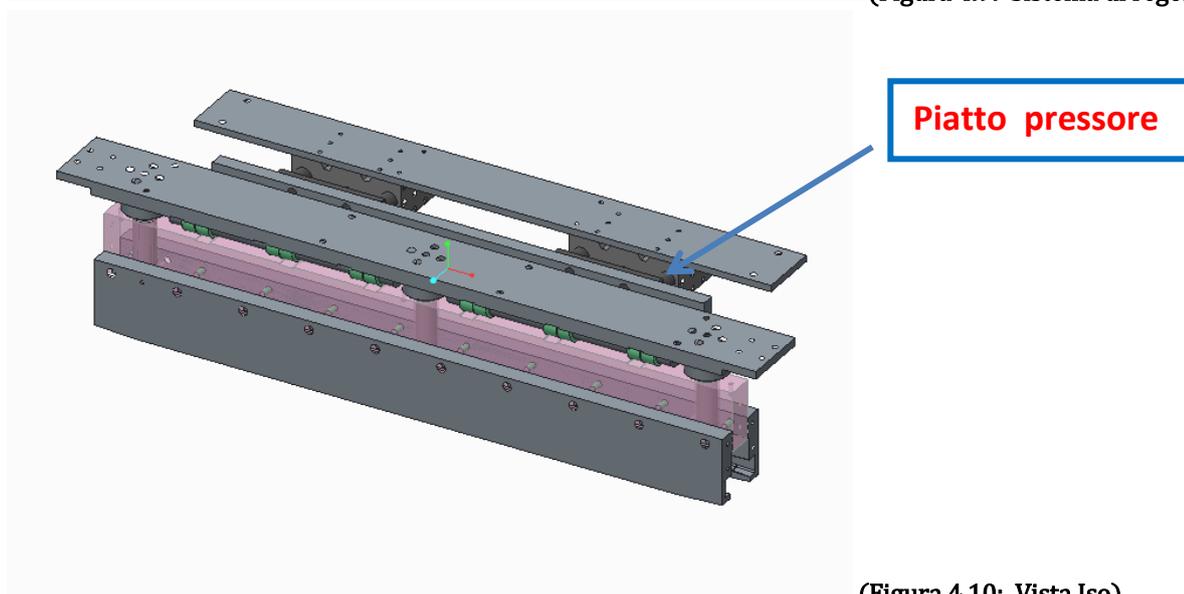
(Tabella 4.2)

Dalle precedenti tabelle, si nota che la deformazione lungo la direzione Z ha un peso molto importante sulla deformazione totale calcolata. Il carico sulle camme, genera un momento che provoca un’inflessione della struttura, come si può ben notare dalla figura 4.7. Per ovviare a questo problema è stato sfruttato il sistema di regolazione delle camme precedentemente progettato. Tale sistema, avente inizialmente l’unico scopo di garantire un perfetto parallelismo tra le superfici delle camme superiori e inferiori e regolarne l’ altezza, è stato opportunamente modificato per fungere anche da supporto in modo da offrire la rigidità sufficiente ad evitare l’ inflessione delle camme, annullando così la temuta deformazione in direzione Z. Il sistema è munito di rullini che permettono di agire sul posizionamento della camma in maniera molto precisa. Per eliminare l’inflessione del telaio si è aggiunto un piatto esterno estremamente rigido vincolato a tale meccanismo che si appoggia sulla superficie laterale della camma, contrastandone lo spostamento.

Proprio per questo motivo nei successivi gruppi analizzati, si concentrerà l’attenzione solo ed unicamente sulle deformazioni lungo Y e non più su quelle totali risultanti.



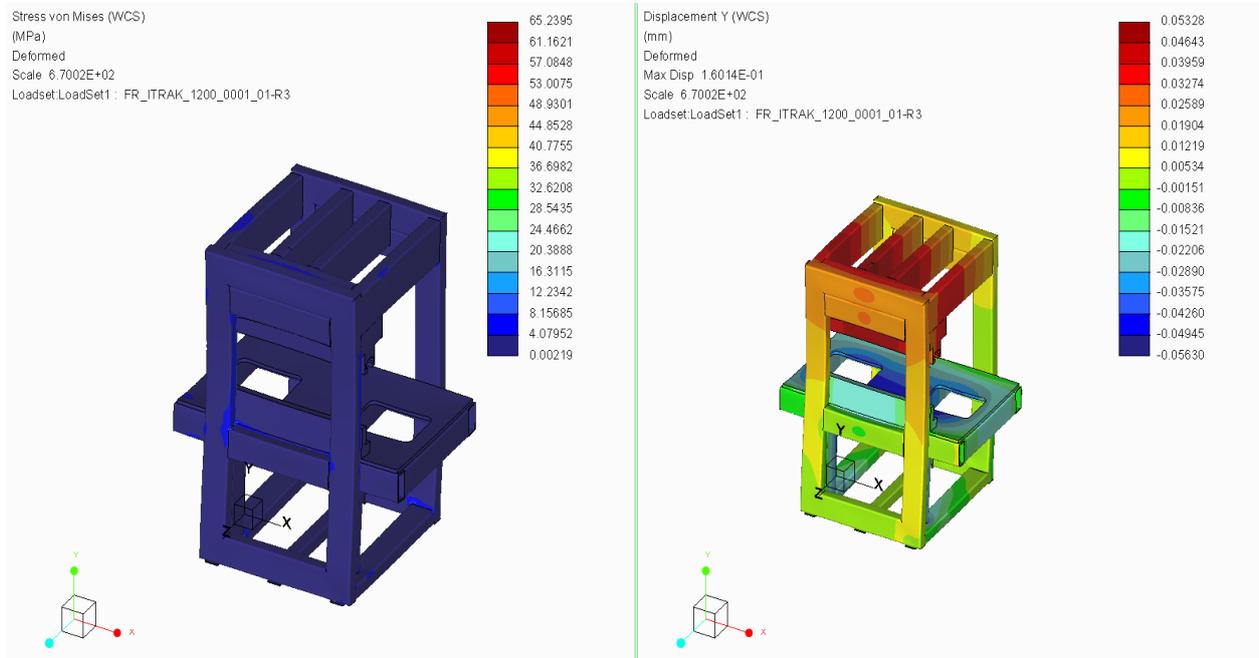
(Figura 4.9: Sistema di regolazione)



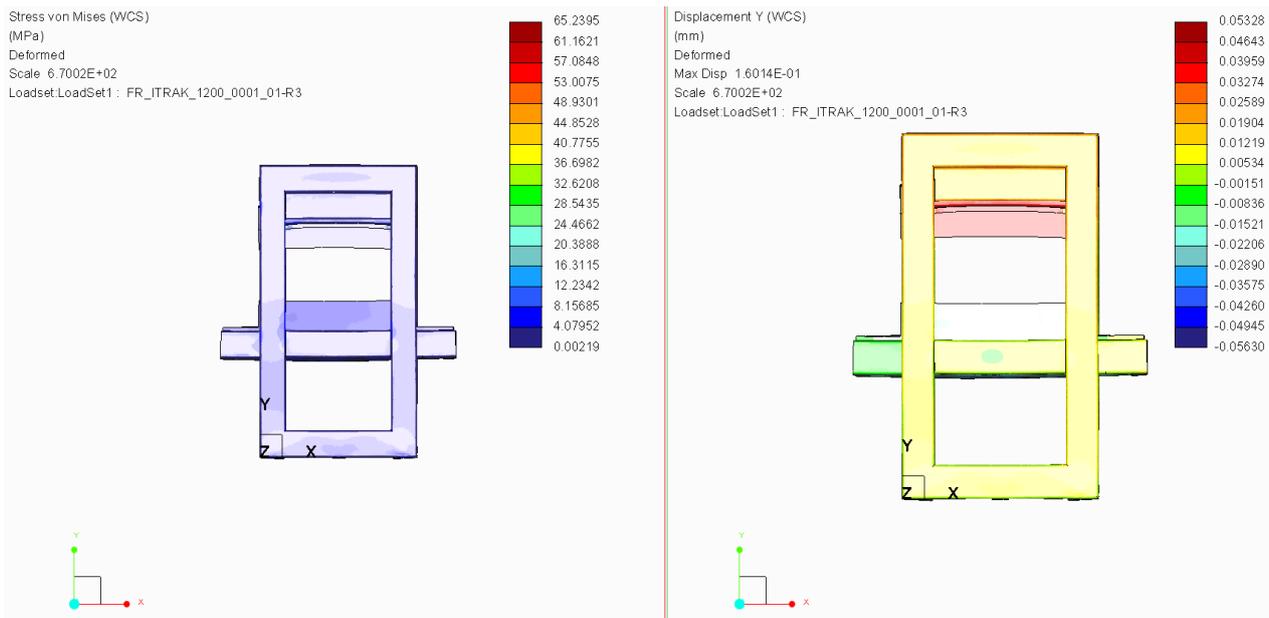
(Figura 4.10: Vista Iso)

Analizzando la deformazione solo in direzione Y per le geometrie viste fino adesso, si è riscontrato in media un risultato alquanto positivo, ovvero di **0.08-0.09mm** complessivi tra zona superiore e inferiore. Questo valore risulta fortemente incoraggiante essendo meno della metà di quello prefissato come limite. E' stato così possibile compiere un alleggerimento generale del telaio: la maggior parte dei profilati sono stati portati a 6.3 mm di spessore, eccezion fatta per i due gruppi di profilati 300x100 superiori, il sistema di colonne centrali a sostegno del telaio e le due travi sottostanti la piastra di alloggiamento del motore, che sono stati lasciati a 12 mm di spessore. Questo nuovo gruppo realizzato è stato nominato **New_Telaio_3**.

Nelle seguenti foto vengono rappresentati i risultati di deformazione del gruppo lungo Y rapportati con le tensioni equivalenti di Von Mises. I risultati così ottenuti sono davvero apprezzabili.



(Figura 4.11: Vista Iso, Tensioni agenti su telaio e deformazioni nascenti in direzione Y, New_Telaio_3)



(Figura 4.12: Vista Left, Tensioni agenti su telaio e deformazioni nascenti in direzione Y)

	Deformazione_Max_Y (mm)	Stress_Max (MPa)	Peso (Tonne)
New_Telaio_3	0.0684	65.24	2.03

(Tabella 4.3)

4.3 CONFRONTO TRA LE SOLUZIONI

Di seguito viene fatto un confronto tra le diverse soluzioni più rappresentative elencate fino adesso. I telai sono stati confrontati in Peso, Tensione Massima a cui sono soggetti e deformazione massima lungo Y.

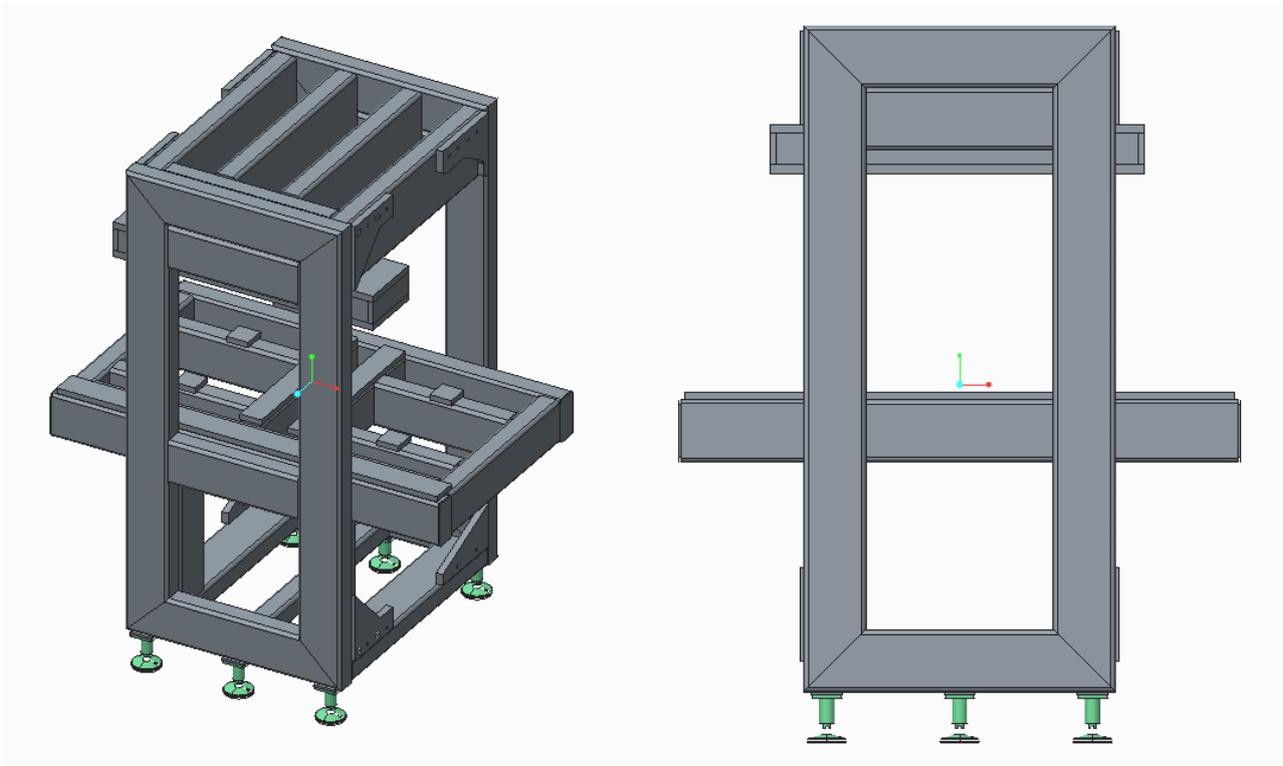
	Def_Max_Y (mm)	Stress_Max (MPa)	Peso (Tonne)
Telaio 1	0.073	35	4.276
Telaio 5	0.152	124.3	3.16
New Telaio_1	0.061	59.41	3.08
New_Telaio_3	0.0684	65.24	2.03

(Tabella 4.4)

Risulta lampante come la soluzione legata al New_Telaio_3 sia la migliore sotto quasi tutti i punti di vista. Il peso rispetto al primo telaio analizzato (Telaio 1) risulta fortemente minimizzato (si ricorda però che questo è solo una parte del telaio iniziale), come pure le deformazioni complessive, grazie all'avvicinamento delle colonne centrali e ad un aumento generale di robustezza. Per questi motivi, tale telaio rappresenta la scelta finale del processo di progettazione.

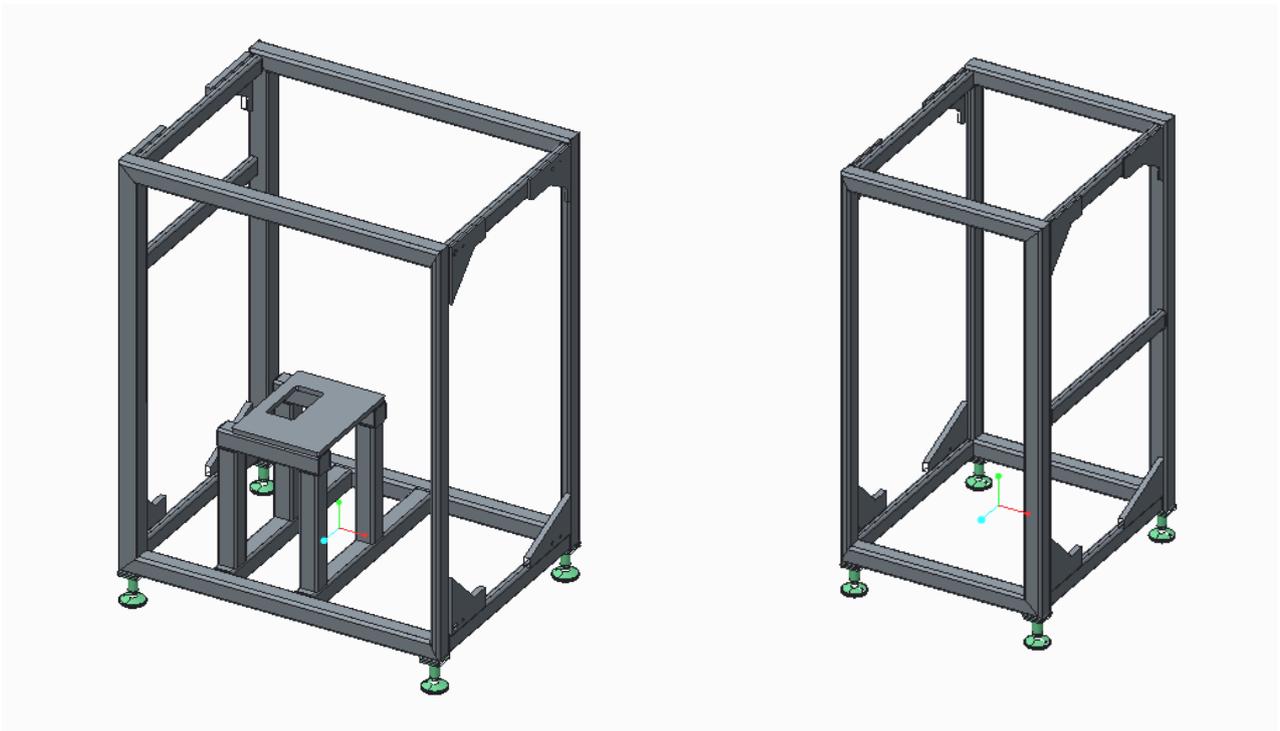
4.4 REALIZZAZIONE ASSIEME DEFINITIVO

Una volta valutata l'effettiva validità della struttura, si è passati a disegnarne l'assieme completo inserendo anche i piedini portanti e gli attacchi per il collegamento con le altre due parti di telaio. Al posto della piastra bianca per l'alloggiamento motore, sono stati inseriti dei piatti per l'appoggio del sistema a camme inferiori e dei tasselli su cui poggerà il motore direttamente.



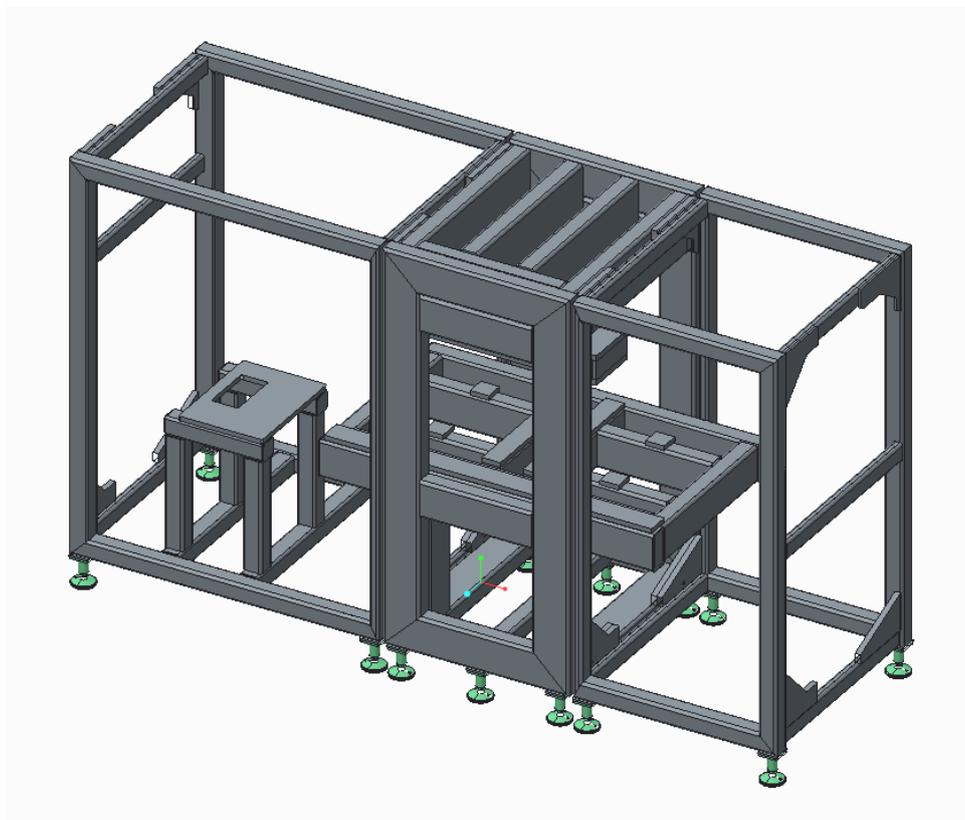
(Figura 4.13: New_Telaio_3 completamente assemblato, vista Iso e Left)

Infine sono stati disegnate anche le due parti di telaio laterali, addette al contenimento della linea di tensionamento della carta e della giostrina posiziona dose. Le rappresentazioni delle parti e dell'assieme definitivo sono le seguenti:

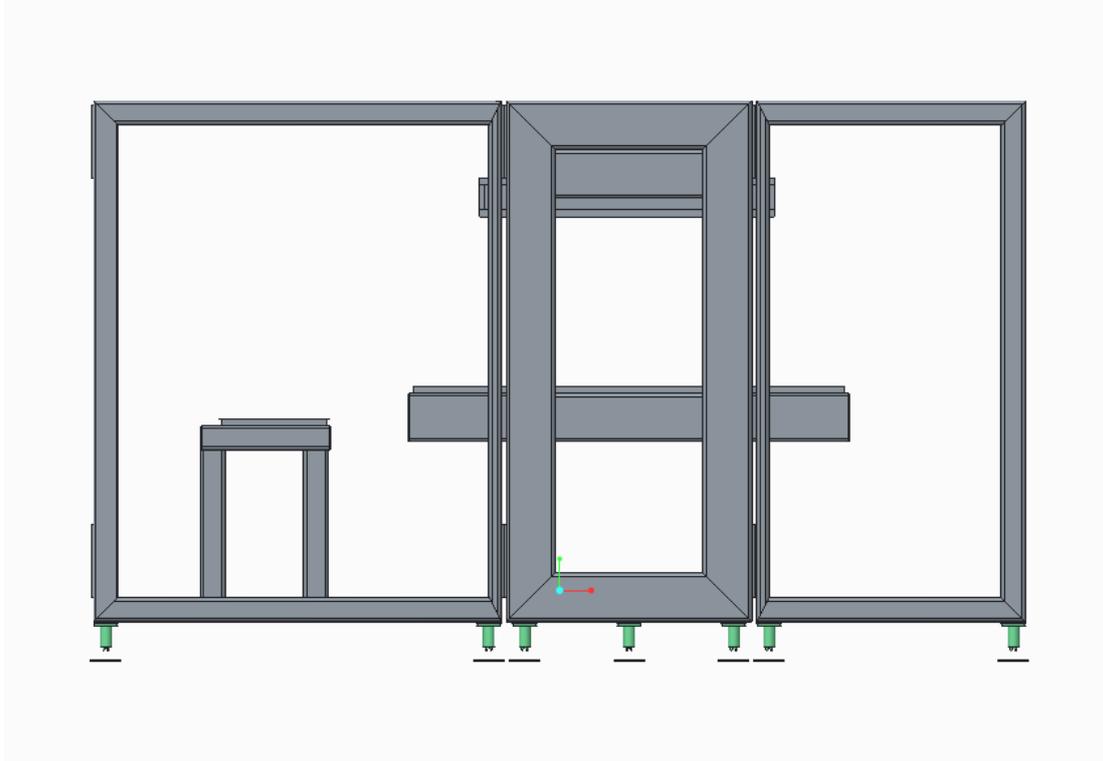


(Figura 4.14: Parti rimanenti del telaio completamente assemblate)

L'assieme generale con tutti i telai assemblati mediante l'utilizzo di spine coniche e viti di collegamento è il seguente:



(Figura 4.15: Telaio definitivo completo, vista Iso)



(Figura 4.16: Telaio definitivo completo, vista Left)

CONCLUSIONI

Il lavoro di Tesi verteva su due argomenti principali: la realizzazione dei sistemi a camme e la progettazione del telaio. I gruppi a camme hanno soddisfatto le specifiche richieste tanto è vero che saranno messe in produzione a partire dal prossimo mese. Il materiale con cui saranno realizzate sarà acciaio bonificato con elementi leganti quale Nichel, Cromo e Molibdeno per aumentarne le caratteristiche meccaniche. Per quanto riguarda il discorso del telaio, il risultato a cui si è giunti è decisamente positivo. **Le deformazioni totali in direzione Y non superano nemmeno i 7 centesimi di millimetro**, quando il limite imposto inizialmente era di due decimi. Nonostante potessero essere fatte ulteriori modifiche di alleggerimento si è pensato di assumere la struttura in questa maniera garantendo così un'eccezionale precisione della macchina in condizioni di funzionamento. La struttura in ogni caso è alquanto alleggerita se confrontata col primo modello. L'assieme complessivamente adesso risulta pesare **2580 Kg**, di cui 1950 Kg relativi alla parte centrale **senza camme** e 630 Kg derivanti dalle due parti laterali, contro i 4300 Kg iniziali. Per quanto riguarda l'intera struttura bisogna sottolineare però che il telaio ancora non è del tutto completo, in quanto mancano gli agganci per i diversi gruppi che saranno localizzati al suo interno, ad esempio il sistema di rulli motorizzati o gli alloggiamenti per l'estrusore. Ciononostante si può affermare che la struttura centrale risulta dimensionata correttamente e quasi sicuramente non dovrà subire ulteriori modifiche (se non minime). Il gruppo così progettato ha infatti soddisfatto egregiamente i requisiti che ci si era prefissati inizialmente. **E' dunque al momento il candidato numero uno da mettere in produzione ad inizio prossimo anno**. Seguiranno operazioni di codifica e di messa in tavola delle parti costituenti la struttura.

BIBLIOGRAFIA

- Ettore Funaioli, Alberto Maggiore, Umberto Meneghetti: “Lezioni di Meccanica Applicata alle Macchine”, Patron Editore, Italia.
- Ettore Funaioli, Alberto Maggiore, Umberto Meneghetti: “Elementi di Meccanica degli Azionamenti”, Patron Editore, Italia.
- Pierangelo Andreini: “Manuale dell’Ingegnere Meccanico”, Hoepli Editore.
- Paolo Rugarli: “Calcolo Strutturale con gli elementi finiti”, EPC Editore.
- Giovanni Manfè, Rino Pozza, Giovanni Scarato: “Disegno Meccanico vol. 1-2-3”, Principato Editore.

RINGRAZIAMENTI

Veramente tante sono le persone che vorrei ringraziare, raggiunto questo ambito traguardo che sancisce un risultato molto importante all'interno della mia carriera universitaria ma soprattutto personale. In primo luogo sono grato al prof. Alessandro Rivola che ha accolto la mia richiesta di tesi e mi ha supportato e consigliato nella sua fase di preparazione. Un doveroso ringraziamento va al responsabile dell'azienda Hypertec, Fabrizio Rimondi, che mi ha permesso di conoscere più a fondo, attraverso questo lavoro, un mondo nuovo continuamente in espansione e rinnovamento come quello delle macchine automatiche. Inoltre un sentito "grazie" va a tutti i ragazzi all'interno dell'Ufficio Tecnico che mi hanno aiutato tantissimo in questi mesi, rispondendo alle mie domande e sostenendomi in ogni cosa, sempre con grande disponibilità, professionalità e simpatia. Un ringraziamento a dir poco obbligato è indirizzato alla mia famiglia che mi ha sempre supportato e sopportato in questi mesi di lavoro e anche a tutti i miei amici che mi sono stati vicino soprattutto nei momenti di sconforto e di nervosismo. Per ultimo, un particolare ringraziamento va ad una persona speciale, della quale non serve fare il nome, che ha sempre creduto in me e, nonostante le numerose difficoltà, mi ha confortato giorno dopo giorno, aiutandomi così a concludere questo lavoro.