

**UNIVERSITÀ  
DEGLI STUDI  
DI PADOVA**

Sede Amministrativa: **Università degli Studi di Padova**

**Dipartimento di Innovazione Meccanica e Gestionale**

SCUOLA DI DOTTORATO DI RICERCA IN **INGEGNERIA INDUSTRIALE**

INDIRIZZO: **PROGETTAZIONE MECCANICA E INGEGNERIA MOTOCICLISTICA**

CICLO: **XXII**

## **PROGETTAZIONE DI UN MOTOCICLO INNOVATIVO DA COMPETIZIONE**

**Direttore della Scuola** : Ch.mo Prof. Paolo BARIANI

**Coordinatore d'indirizzo**: Ch.mo Prof. Vittore COSSALTER

**Supervisore** : Ch.mo Prof. Vittore COSSALTER

**Dottorando**: Andrea AGUGGIARO

2007 - 2009



*Alla mia famiglia,  
per tutto l'affetto e  
l'incessante sostegno*



## **SOMMARIO**

Lo scopo di questo lavoro consiste nella progettazione e nella realizzazione del prototipo di un motociclo da competizione attraverso l'utilizzo di tecniche e metodi numerici, sia nella definizione preliminare delle grandezze fondamentali, sia nell'analisi e nell'ottimizzazione delle diverse soluzioni innovative utilizzate.

Oggetto dello studio è quindi l'intero ciclo di sviluppo del veicolo, dalla definizione del layout alla realizzazione del prototipo, con particolare attenzione all'analisi della possibilità di privilegiare metodologie numeriche in alternativa al più tradizionale ricorso al *know-how* del gruppo di ricerca.

Questo particolare approccio ha permesso di analizzare e sviluppare molte soluzioni innovative proposte dall'intuizione: nella maggior parte dei veicoli moderni, siano prodotti di serie o da competizione, alcune soluzioni costruttive sono considerate imprescindibili. Nel veicolo in oggetto, si è voluto rinunciare a caratterizzare una particolare soluzione come "migliore", considerando più alternative e affidando ai risultati dell'applicazione di tecniche numeriche la determinazione della qualità di ciascuna soluzione.

In questo senso, il veicolo sviluppato si discosta nettamente dalla maggior parte degli odierni motocicli di serie, essendo caratterizzato da soluzioni costruttive poco (talvolta mai) considerate nella realtà produttiva. Si ritiene che le soluzioni sviluppate nel presente lavoro possano portare interessanti benefici nelle prestazioni del veicolo, anche se la loro adozione ha talvolta implicato svantaggi come aumento del peso o complicazioni costruttive.

## **OVERALL SUMMARY**

The purpose of this work pertains to the design and the implementation of a racing motorcycle prototype through the use of numerical methods, both in the preliminary definition of the fundamental properties, both in analysis and optimization of various innovative solutions adopted.

Therefore, the subject of this work is the entire development cycle of the vehicle, from the definition of the layout to the realization of the prototype, with particular attention to the possibility of employing numerical methods as alternative to the more traditional use of the know-how of the research team.

This approach has allowed to analyze and to develop many innovative solutions: in most modern standard or racing vehicles some constructive solutions are considered essential. In this work, no solutions were regarded as "best a priori", considering alternatives and evaluating the results of the application of numerical techniques to determine the quality of each solution.

In this sense, the developed vehicle is very different from most of today's produced motorcycle, being characterized by solutions rarely seen in reality production. It is believed that the solutions developed in this work can bring interesting benefits in vehicle performance, even if their adoption has sometimes involved disadvantages such as weight gain or constructive complications.

# INDICE

<b>INTRODUZIONE .....</b>	<b>1</b>
1.1 SCOPO DELLA TESI .....	1
1.2 METODI.....	2
1.3 SOLUZIONI ADOTTATE.....	3
<b>DEFINIZIONE OTTIMALE DELLA DISTRIBUZIONE DI MASSA CON IL METODO DELLA MANOVRA OTTIMA .....</b>	<b>7</b>
2.1 INTRODUZIONE .....	7
2.2 CARATTERISTICHE DEL PROPULSORE DISPONIBILE .....	8
2.3 DEFINIZIONE DI UN LAYOUT DI PRIMO TENTATIVO .....	13
2.4 OTTIMIZZAZIONE DELLE CARATTERISTICHE DEL VEICOLO ATTRAVERSO IL “METODO DELLA MANOVRA OTTIMA” .....	20
2.5 SINTESI DELLE PROPRIETÀ DEFINITIVE .....	30
<b>SINTESI DELLA SOSPENSIONE POSTERIORE .....</b>	<b>35</b>
3.1 INTRODUZIONE .....	35
3.2 CENNI STORICI SULLE SOSPENSIONI POSTERIORI MOTOCICLISTICHE .....	35
3.3 CONSIDERAZIONI SUL COMPORTAMENTO DELLA SOSPENSIONE POSTERIORE .....	41
3.4 SINTESI DEL QUADRILATERO.....	54
3.5 DEFINIZIONE DEL LEVERAGGIO DELL’ AMMORTIZZATORE .....	61
<b>SINTESI DELLA SOSPENSIONE ANTERIORE .....</b>	<b>75</b>
4.1 INTRODUZIONE .....	75
4.2 TIPOLOGIE DELLE SOSPENSIONI ANTERIORI .....	75
4.3 SCELTA DELLA SOLUZIONE DA REALIZZARE .....	81
4.4 STUDIO DI RIGIDEZZA DELLA SOSPENSIONE A DOPPIA FORCELLA.....	82
4.5 STUDIO DEL CINEMATISMO PROGRESSIVO .....	92
<b>PROGETTAZIONE DEL TELAIO.....</b>	<b>115</b>
5.1 INTRODUZIONE .....	115
5.2 DEFINIZIONE TIPOLOGICA DEL TELAIO .....	115
5.3 METODOLOGIE DI SVILUPPO .....	118
5.4 SVILUPPO DEL TELAIO .....	129
5.5 MODELLO TRIDIMENSIONALE .....	167
5.6 CARATTERISTICHE DEL MODELLO DEFINITIVO .....	168
5.7 VERIFICHE STRUTTURALI CON IL METODO FEM .....	171
<b>PROGETTAZIONE DEL PROTOTIPO .....</b>	<b>177</b>
6.1 INTRODUZIONE .....	177
6.2 ELEMENTI DI COLLEGAMENTO TRA MOTORE E RETROTRENO.....	178
6.3 ELEMENTI DI COLLEGAMENTO DELLA RUOTA .....	190
6.4 FORCELLONE SUPERIORE E INFERIORE.....	196
6.5 ANALISI DI RIGIDEZZA SULLA STRUTTURA .....	201
6.6 CINEMATISMO DELLA SOSPENSIONE.....	202
6.7 ASSEMBLAGGIO COMPLETO DEL RETROTRENO.....	207

6.8 ELEMENTI DI COLLEGAMENTO TRA TELAIO E AVANTRENO: CANOTTO DI STERZO .....	209
6.9 ELEMENTI DI SCORRIMENTO TRA STELI E FODERI .....	212
6.10 PIASTRE DI SUPPORTO FRENI E DISPOSITIVO PER LA REGOLAZIONE DELL'AVANCORSA .....	214
6.11 MODELLO CINEMATICO COMPLETO .....	222
6.12 CARATTERISTICHE INERZIALI DEL PROTOTIPO .....	226
6.13 PROTOTIPO FISICO .....	228
<b>CONCLUSIONI.....</b>	<b>233</b>
<b>RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....</b>	<b>237</b>
<b>RINGRAZIAMENTI.....</b>	<b>239</b>

# Capitolo 1

## INTRODUZIONE

### 1.1 SCOPO DELLA TESI

Lo scopo del presente lavoro consiste nello studio dello sviluppo di un veicolo a due ruote attraverso l'utilizzo di tecniche numeriche. Tali strumenti permettono di stimare i possibili benefici ottenibili dall'impiego di soluzioni innovative già durante lo studio preliminare del progetto, riducendo in parte costi e tempi necessari alla realizzazione fisica del prototipo e alla verifica su strada delle soluzioni proposte. Limitando i costi derivanti dalla prototipazione del veicolo, è possibile considerare, analizzare e sviluppare un maggior numero di soluzioni, senza dover di volta in volta attendere la realizzazione dei componenti, lo svolgimento delle prove, l'analisi dei dati.

Questo ha permesso di valutare anche l'impiego di molte soluzioni proposte in oltre quindici anni di attività del Motorcycle Dynamics Research Group; in quest'ottica, il veicolo oggetto dello studio mira ad essere un summa di tutte le competenze e le esperienze acquisite dal gruppo in questi anni.

Durante lo svolgimento del lavoro è stato necessario ricorrere di volta in volta al metodo di ricerca della soluzione migliore più adatto al problema da affrontare; questo aspetto ha permesso di trarre alcune considerazioni relative al confronto tra metodi matematici e metodi iterativi basati sull'intuizione.

Il veicolo sviluppato è stato inoltre concepito in modo da consentire la regolazione di alcuni parametri geometrici tra cui: passo, avancorsa, angolo di sterzo, altezza da terra, disposizione del pilota; si è voluto così realizzare un motociclo che permettesse di studiare l'influenza di tali modifiche nelle prestazioni e che consentisse in futuro di confrontare i risultati forniti dai codici multibody sviluppati dal gruppo di ricerca con i dati ottenuti dalle prove su pista. Si ritiene pertanto che il veicolo realizzato possa essere oggetto di diverse ricerche sperimentali in futuro,

soprattutto in un ambito come quello accademico, caratterizzato dalla necessità di svolgere prove pratiche per fini di studio.

## 1.2 METODI

Lo sviluppo del veicolo è stato condotto quasi esclusivamente attraverso l'utilizzo di metodi numerici; questi strumenti sono stati impiegati in ogni fase del progetto, dalla definizione preliminare delle grandezze fondamentali alla verifica strutturale del prototipo virtuale.

Gli strumenti utilizzati possono essere riassunti in due principali gruppi: la prima parte dello studio è stata caratterizzata da un largo utilizzo di tecniche di ottimizzazione, attraverso l'impiego di diverse tipologie di algoritmi (genetici, enumerativi, euristici); in una seconda parte, invece, l'utilizzo di tecniche CAD e CAE ha permesso la definizione funzionale e strutturale del prototipo virtuale e dei singoli componenti del veicolo. In particolare, oltre all'analisi FEA utilizzata per la verifica strutturale degli elementi, sono state largamente utilizzate tecniche di prototipazione virtuale ( Digital Mock-up), al fine di prevenire le problematiche che sarebbero potute insorgere nel prototipo reale.

Nello specifico, nel secondo capitolo sarà descritta la filosofia seguita per la determinazione delle caratteristiche geometriche ed inerziali del veicolo; il metodo utilizzato è stato ampiamente discusso in [6]: questo si basa sull'utilizzo del "Metodo della Manovra Ottima" [1-5] per la determinazione delle performance di maneggevolezza di un dato veicolo. Sempre in [6], è stato discusso come l'integrazione di algoritmi genetici al precedente metodo abbia permesso di definire un set di parametri geometrici ed inerziali ritenuti ottimali per un dato veicolo. Tale metodo è stato successivamente applicato al motociclo in oggetto.

Nel terzo capitolo verranno esposte le metodologie seguite nella definizione della sospensione posteriore: alcune analisi sul comportamento della stessa al variare della geometria del veicolo evidenziano la convenienza nell'adottare un meccanismo a quadrilatero; considerazioni di tipo costruttivo e cinematico, successivamente, hanno portato alla definizione del leveraggio della sospensione. La sintesi dei due meccanismi è stata condotta attraverso metodi indiretti iterativi, dopo che l'utilizzo di alcuni metodi grafici per punti di precisione non ha portato a soluzioni accettabili. Sebbene una tale metodologia non appartenga all'ottimizzazione matematica a causa

dell'intervento del progettista nella determinazione dei vari step, si ritiene che l'esposizione di un tale metodo sia interessante a scopo di confronto tra tecniche automatiche e criteri intuitivi.

Nel quarto capitolo verranno definiti gli schemi cinematici dell'avantreno: le analisi FEM hanno evidenziato le possibilità offerte dall'impiego di una soluzione innovativa a doppia forcella, mentre per la sintesi del leveraggio della sospensione è stato sviluppato un codice basato su un algoritmo enumerativo di ricerca esaustiva (metodo "forza bruta"). Questa tecnica di ottimizzazione rappresenta la maniera più intuitiva di arrivare all'ottimo, e, contemporaneamente, la più sicura poiché si basa sull'analisi di tutte le possibili soluzioni all'interno di domini discreti. Nel quinto capitolo verrà esposta una metodologia basata sull'integrazione di due differenti tecniche numeriche: per individuare una buona configurazione del telaio, si è ricorsi ad analisi FEM condotte su di un modello CAD parametrico gestito da un algoritmo di ottimizzazione. La tecnica utilizzata consisteva in un algoritmo euristico stocastico: l'annealing simulato, mentre l'output dell'analisi FEM rappresentava la funzione obiettivo. In tale capitolo verranno esposte altre considerazioni sulle differenze tra tecniche numeriche e metodi intuitivi. In particolare, la definizione tipologica e topologica della struttura è stata affrontata in base a considerazioni intuitive, l'ottimizzazione geometrica e dimensionale attraverso l'algoritmo precedentemente descritto.

Infine, nel sesto capitolo verranno descritte le soluzioni costruttive adottate e gli strumenti utilizzati per definire il prototipo virtuale del veicolo. Le tecniche CAD CAE rappresentano lo strumento maggiormente utilizzato, con particolare riferimento alle analisi FEA, al Digital Mockup e all'analisi ergonomia.

La costruzione fisica del veicolo esula dall'argomento di questa tesi, tuttavia si ritiene utile accennare al larghissimo utilizzo di tecniche CAM nella produzione dei singoli pezzi, poiché anche queste rientrano tra gli strumenti numerici.

### **1.3 SOLUZIONI ADOTTATE**

L'evoluzione del motociclo nello scorso secolo è stata caratterizzata dall'impiego di una grandissima varietà di soluzioni costruttive distinte. Ogni nuova problematica che man mano si presentava veniva risolta dai costruttori in maniera originale, dando così vita a veicoli molto

distinti tra loro; un esempio di ciò è dato dalle molteplici soluzioni proposte per la realizzazione delle sospensioni (paragrafi 3.2,4.2 e [12]).

A differenza del passato, negli ultimi decenni si è assistito ad una crescente tendenza all'uniformità delle soluzioni adottate nei veicoli prodotti in serie. L'evoluzione della tecnica ha infatti messo in evidenza la convenienza funzionale ed economica di alcune soluzioni rispetto ad altre: è ormai raro assistere alla produzione di motocicli dotati di forcella anteriore diversa da quella telescopica, come di sospensioni posteriori a scorrimento verticale. Oltre che da motivazioni tecnico economiche, l'uniformazione delle soluzioni è dettata anche dall'importanza che il marketing ha assunto nella commercializzazione dei modelli: vende è ciò che è stato presentato come il meglio; ne consegue che, oggi, una moto performante dovrà essere dotata imprescindibilmente di forcella a steli rovesciati, di pinze radiali e di dischi a margherita. Sebbene le soluzioni adottate siano effettivamente molto valide, questa standardizzazione dei veicoli frena la ricerca di soluzioni innovative da parte dei grandi produttori, indirizzando lo sviluppo verso l'affinamento delle soluzioni esistenti.

In controtendenza rispetto a ciò, alcune realtà minori o di nicchia fanno dell'innovazione la loro caratteristica peculiare: in questi casi, una ristretta clientela disposta ad acquistare veicoli peculiari a prezzi proibitivi per il mercato di serie, permette ed impone al costruttore la ricerca di soluzioni davvero uniche e innovative. È il caso, ad esempio, di realtà come Bimota, che nel progetto Tesi ha introdotto il braccio oscillante all'anteriore, di Neander, dotata di motore diesel, o della Vecrix Superbike, a propulsore elettrico.

Lo scopo della presente ricerca consisteva nella realizzazione di un veicolo innovativo: per poter valutare nuove soluzioni dettate dall'intuizione, si è deciso di disegnare un motociclo completamente diverso, anche a costo di rinunciare a target classici quali peso, economicità o semplicità di assemblaggio. Le soluzioni innovative implementate riguardano soprattutto la realizzazione delle sospensioni, le regolazioni della geometria del veicolo e la distribuzione delle masse. Si accenna di seguito alle novità introdotte nel presente progetto

**-sospensione anteriore a doppia forcella:** al fine di ridurre la rigidità laterale dell'avantreno senza compromettere le performance in frenata, è stata sviluppata una soluzione a doppio stelo

**-sospensione posteriore a quadrilatero:** alcuni studi (cfr. paragrafo 3.3) hanno messo in evidenza i vantaggi ottenibili da una sospensione posteriore a quadrilatero, invece del tradizionale

braccio oscillante. Sebbene tale cinematismo sia già stato introdotto nel passato (Guzzi, BMW), nel presente lavoro è stata sviluppata una nuova configurazione del quadrilatero, adatta all'applicazione su di un veicolo dotato di trasmissione a catena

**-sospensione anteriore progressiva:** un cinematismo molto innovativo è stato introdotto nella sospensione anteriore, così da ottenere una rigidità progressiva della stessa.

**-avancorsa e *caster angle* regolabili:** al fine di permettere l'analisi dell'influenza di tali parametri sulle prestazioni del veicolo in oggetto, si è voluto realizzare un veicolo che permettesse la modifica di questi valori.

**-arretramento del baricentro:** alcuni studi (cfr paragrafo 2.3) hanno suggerito la convenienza nell'arretrare la posizione del centro di massa e nel variare l'orientamento del tensore di inerzia. Al fine di rendere possibile ciò, si è provveduto ad arretrare il propulsore, a variare la posizione del pilota e del suo baricentro. Inoltre, si è preferito mantenere variabile tale posizione, così da permettere un'ulteriore possibilità di regolazione. A causa dell'arretramento del propulsore, infine, è stato necessario sviluppare una nuova tipologia di struttura, nella quale il telaio è vincolato al propulsore e al retrotreno tramite piastre in ergal.



## Capitolo 2

# DEFINIZIONE OTTIMALE DELLA DISTRIBUZIONE DI MASSA CON IL METODO DELLA MANOVRA OTTIMA

### 2.1 INTRODUZIONE

Lo scopo di questo capitolo consiste nell'individuare le caratteristiche geometriche ed inerziali più adatte per la tipologia di motociclo che si è scelto di realizzare. Solitamente questa prima scelta si avvale soprattutto dell'esperienza acquisita dai progettisti nel corso degli anni, suffragata dalle impressioni dei collaudatori e degli utilizzatori del veicolo. Ogni tipologia di motociclo (supersportivo, touring, enduro etc) è caratterizzata da parametri inerziali relativamente simili: ad esempio, rispetto ad un veicolo da competizione, la posizione del centro di massa (CoG) in un veicolo da enduro è particolarmente arretrato e alto così da trarre benefici dal trasferimento di carico alla ruota posteriore e agevolare l'agilità del veicolo. Una supersportiva in genere presenta un CoG più avanzato, scelta di compromesso per ottenere la massima accelerazione imponibile senza incorrere in wheeling, la massima decelerazione (evitando il fenomeno di stoppie) e un buon trasferimento di carico in uscita dalle curve.

Nel caso in oggetto, invece, queste scelte verranno effettuate avvalendosi dei risultati numerici ottenuti attraverso il "*Metodo della Manovra Ottima*" (cfr. [1-6]). Questo metodo, sviluppato dalle Università di Trento e Padova, permette di individuare quale sia il "modo" migliore di condurre un veicolo per percorrere un dato percorso nel minor tempo possibile, una volta definiti vincoli quali aderenza degli pneumatici, potenza massima, coppia di sterzo massima.

Applicando questo metodo a più veicoli su uno stesso percorso è possibile ottenere un confronto tra le performance dei diversi modelli assicurando che tutti vengano condotti nella maniera migliore (la "manovra ottima", per l'appunto).

Per definire il layout geometrico e le proprietà inerziali del veicolo in oggetto, si è proceduto scegliendo un set di parametri di primo tentativo, sufficienti a descrivere le caratteristiche ricercate; quindi, sono state effettuate numerose prove variando ciascun parametro entro un

intervallo di valori ritenuti realistici (es: variazioni dell'ordine di pochi centimetri nella posizione del CoG); infine, un confronto tra i tempi di percorrenza dei vari modelli ha permesso di individuare quali caratteristiche geometriche ed inerziali dovesse avere il veicolo che garantiva prestazioni migliori. Questo procedimento, in pratica, effettua un'ottimizzazione dei parametri di un modello di partenza con l'obiettivo di migliorarne il tempo di percorrenza su uno o più tracciati.

## 2.2 CARATTERISTICHE DEL PROPULSORE DISPONIBILE

### 2.2.1 CARATTERISTICHE DEL MOTORE

Il propulsore fornito per equipaggiare il veicolo è un motore DUCATI 1000 DS (figura 2.1). Questo propulsore è un bicilindrico ad L raffreddato ad aria e caratterizzato dalla doppia accensione per cilindro (double spark).

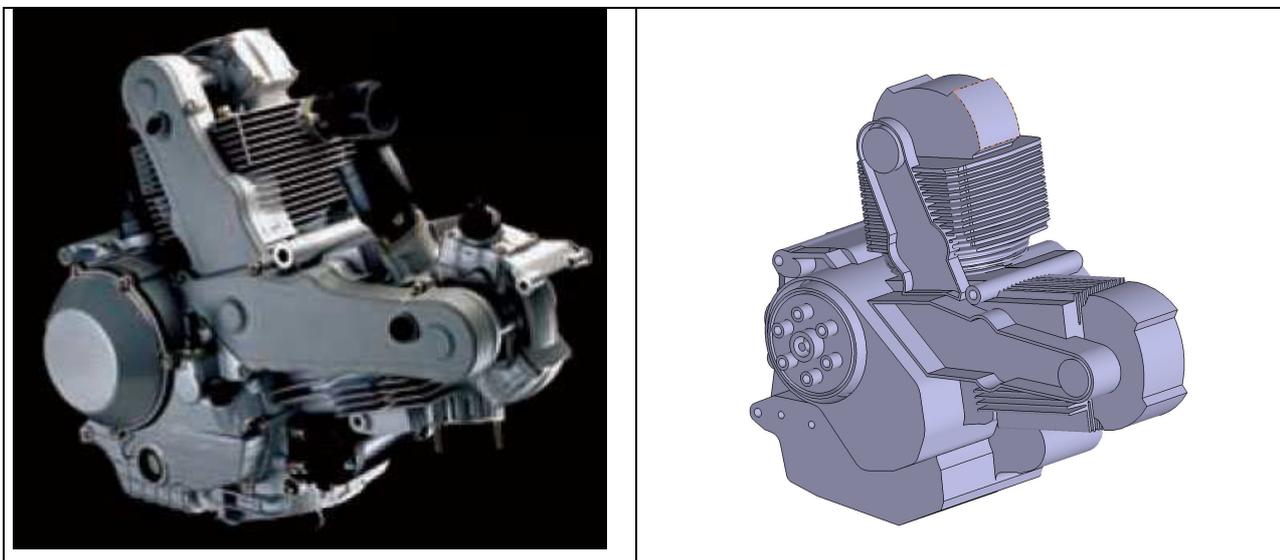


Figura 2.1: Propulsore disponibile

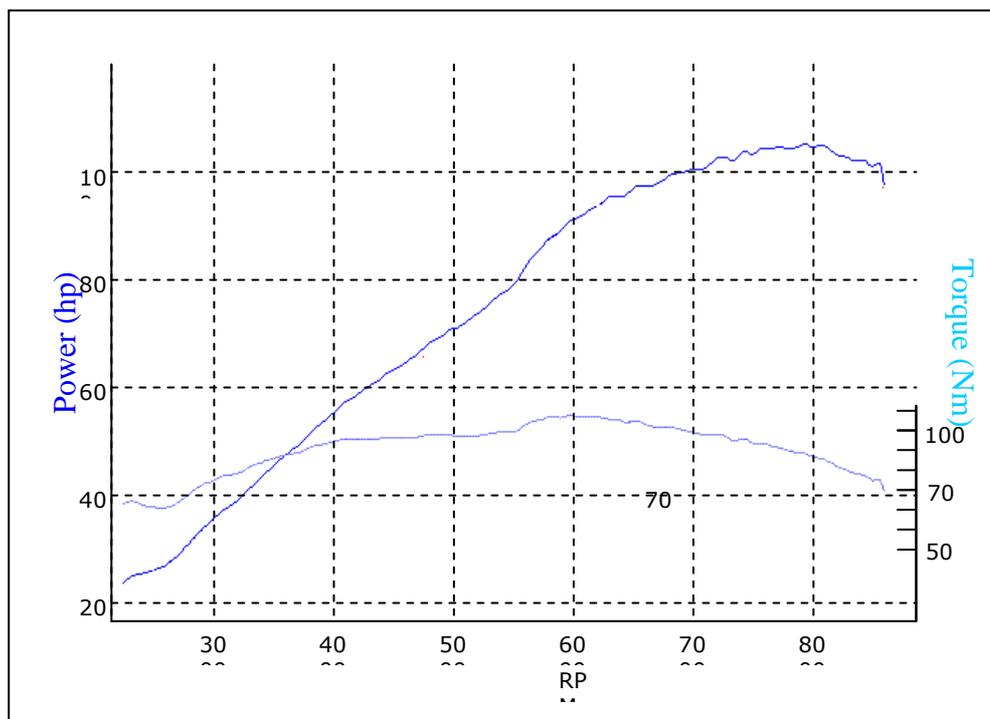
Le caratteristiche tecniche sono:

tipo:	bicilindrico a L (90°, orizzontale)
distribuzione:	desmodromica
numero valvole :	2 per cilindro

raffreddamento :	ad aria
cilindrata :	992 cc
alesaggio :	94 mm
corsa:	71.5 mm
rapporto di compressione:	10:1
potenza massima:	77.8 kW a 8000 rpm
coppia massima:	105.6 Nm a 6000 rpm
alimentazione:	iniezione elettronica Marelli
corpi farfallati:	45 mm

### 2.2.2 CURVE CARATTERISTICHE

Come precedentemente esposto, il motore possiede una potenza massima di 77.8 kW a circa 8000 rpm, e una coppia massima di 105.6 Nm a circa 6000 giri. Le curve di coppia (in Nm) e di potenza (in hp) sono riportate di seguito (figura 2.2).

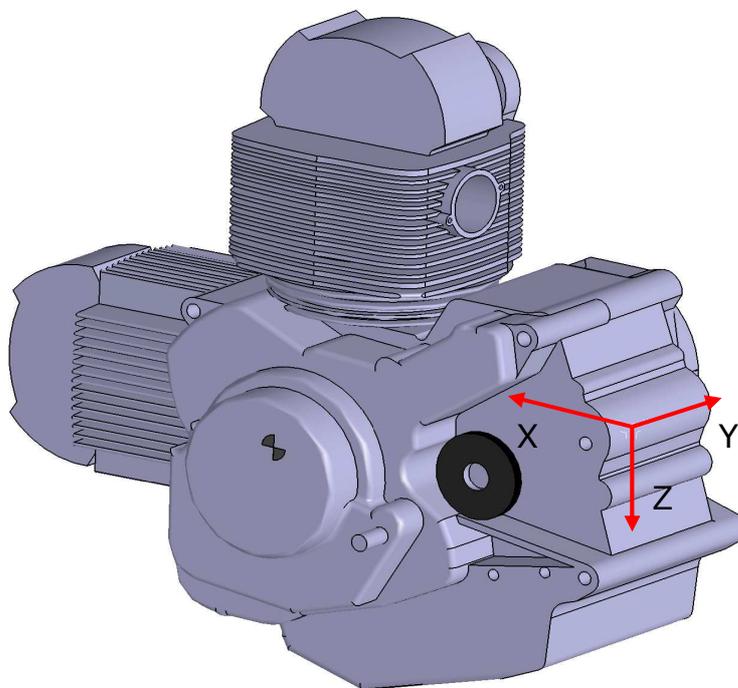


**Figura 2.2:** Curve caratteristiche

### 2.2.3 PROPRIETÀ INERZIALI DEL MOTORE

#### *-POSIZIONE DEL BARICENTRO*

Il propulsore presenta una massa di 63,3 kg a secco. Prima di procedere nella descrizione delle proprietà inerziali, è opportuno individuare un sistema di riferimento adatto. Nelle applicazioni di serie, questo propulsore viene montato secondo una “L” quasi orizzontale: il gruppo termico anteriore è inclinato di circa  $15^\circ$  rispetto all’asse longitudinale del veicolo (motociclo appoggiato). Nell’installazione in oggetto sono previste piccole modifiche di questo angolo, pertanto, si preferisce riferirsi ad un sistema di riferimento più facilmente individuabile: un sistema adatto potrebbe presentare l’origine nel centro del perno forcellone e avere asse X orientato parallelamente al gruppo termico anteriore. È conveniente che i restanti assi siano concordi alla terna SAE, pertanto, l’asse Z è rivolto verso il basso e l’asse Y diretto verso il lato destro del propulsore (figura 2.3)



**Figura 2.3:** Terna di riferimento del propulsore

Secondo tale terna, il propulsore presenta baricentro nel punto:

$$X_G = 220,78 \text{ mm}$$

$$Y_G = 2,64 \text{ mm}$$

$$Z_G = 30,22 \text{ mm}$$

#### *-TENSORE DI INERZIA DEL MOTORE*

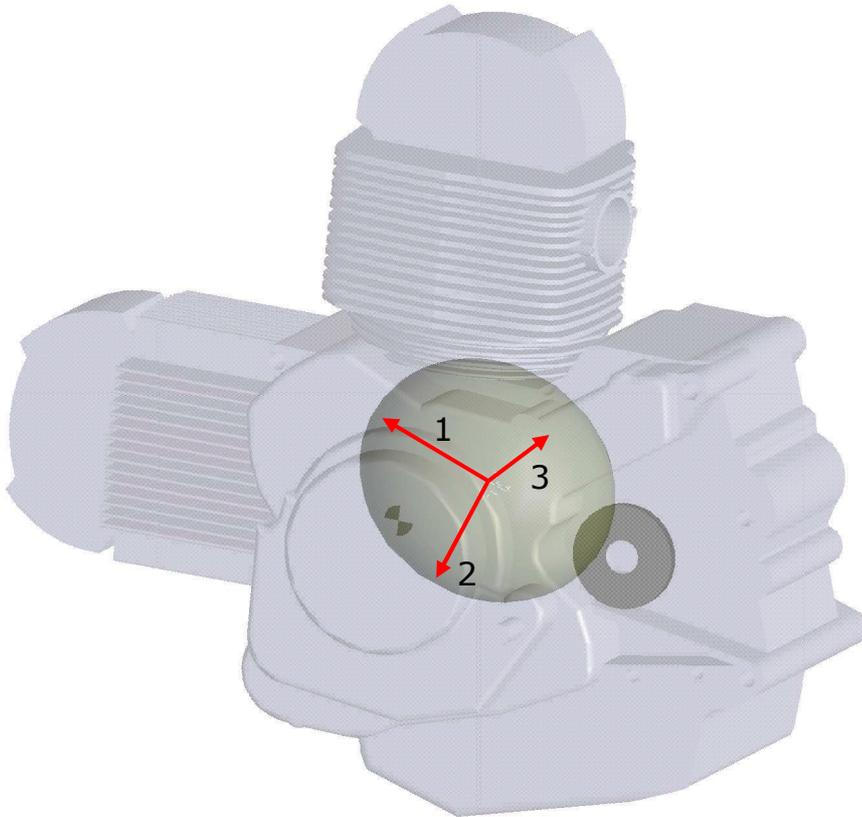
Il tensore di inerzia del motore, riferito alla stessa terna risulta (in  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ )

$$I = \begin{Bmatrix} 1.116 & 0.017 & 0.108 \\ 0.017 & 1.797 & 0.013 \\ 0.108 & 0.013 & 1.363 \end{Bmatrix}$$

diagonalizzando la matrice, si ottengono i seguenti momenti rispetto ai tre assi principali (in  $\text{kg}\cdot\text{m}^2$ ):

$$I = \begin{Bmatrix} 1.075 & 0 & 0 \\ 0 & 1.403 & 0 \\ 0 & 0 & 1.798 \end{Bmatrix}$$

L'ellissoide e gli assi principali sono indicati nella figura seguente



**Figura 2.4:** Ellissoide ed assi principali

#### **2.2.4 POSIZIONE E TIPOLOGIE DEGLI ATTACCHI**

Prima di passare alla definizione del layout di primo tentativo, si vuole concludere la descrizione del propulsore descrivendo brevemente altri punti di interesse del motore quali tipologia e posizione degli attacchi, posizione del pignone e del perno del cambio.

Il motore fornito presenta quattro possibili punti di attacco al telaio. Nella fattispecie tali supporti sono rappresentati da fori passanti che attraversano il blocco. Vi sono altri quattro possibili agganci (corrispondenti ai supporti delle pedaline nelle applicazioni di serie), che eventualmente possono essere utilizzati al fine di una maggior rigidità della struttura; questi ultimi collegamenti, tuttavia, non sono passanti e sono rappresentati da fori di profondità 30 mm, lavorati mediante

filettatura M10. Di seguito la lista dei supporti e la loro posizione rispetto alla terna riferita all'asse del forcellone.

Nome attacco	tipologia	x	z	diametro
perno forcellone	passante	0 mm	0 mm	20mm
perno inferiore	passante	-26.1 mm	107.4 mm	12 mm
perno superiore	passante	36.7 mm	-94.7 mm	12 mm
perno anteriore	passante	352.8 mm	-60.7 mm	12 mm
pedana sx ant	M 10 ceco	61.0 mm	119.8	M10
pedana sx post	M 10 ceco	11.6 mm	111.5 mm	M10
pedana dx ant	M 10 ceco	61.0 mm	119.8 mm	M10
pedana dx post	M 10 ceco	12.2 mm	109.0 mm	M10

**Tabella 2.1:** Attacchi del propulsore

Infine, si riporta la posizione del pignone e del perno del cambio

	x	z
pignone	74.4 mm	33.4 mm
perno del cambio	135.3 mm	87.5 mm

**Tabella 2.1:** Pignone e cambio

## 2.3 DEFINIZIONE DI UN LAYOUT DI PRIMO TENTATIVO

Prima di procedere nell'ottimizzazione vera e propria delle proprietà inerziali del veicolo, è necessario definire un layout di primo tentativo, da utilizzare come modello di partenza nelle simulazioni tramite il "Metodo della Manovra Ottima". Nella produzione di serie, la prassi più diffusa per determinare quali possano essere i valori migliori che caratterizzano la geometria di un veicolo è quella di affidarsi al know-how interno all'azienda, ponendo particolare attenzione alle scelte della concorrenza: è pratica diffusa delle Case effettuare misure inerziali dei veicoli prodotti da altre case per poter condurre studi di paragone tra le prestazioni dei propri prodotti e quelli della concorrenza.

Anche nel caso in oggetto, il layout di primo tentativo verrà scelto in base ad un confronto tra i motocicli di serie noti per l'eccellenza nelle prestazioni.

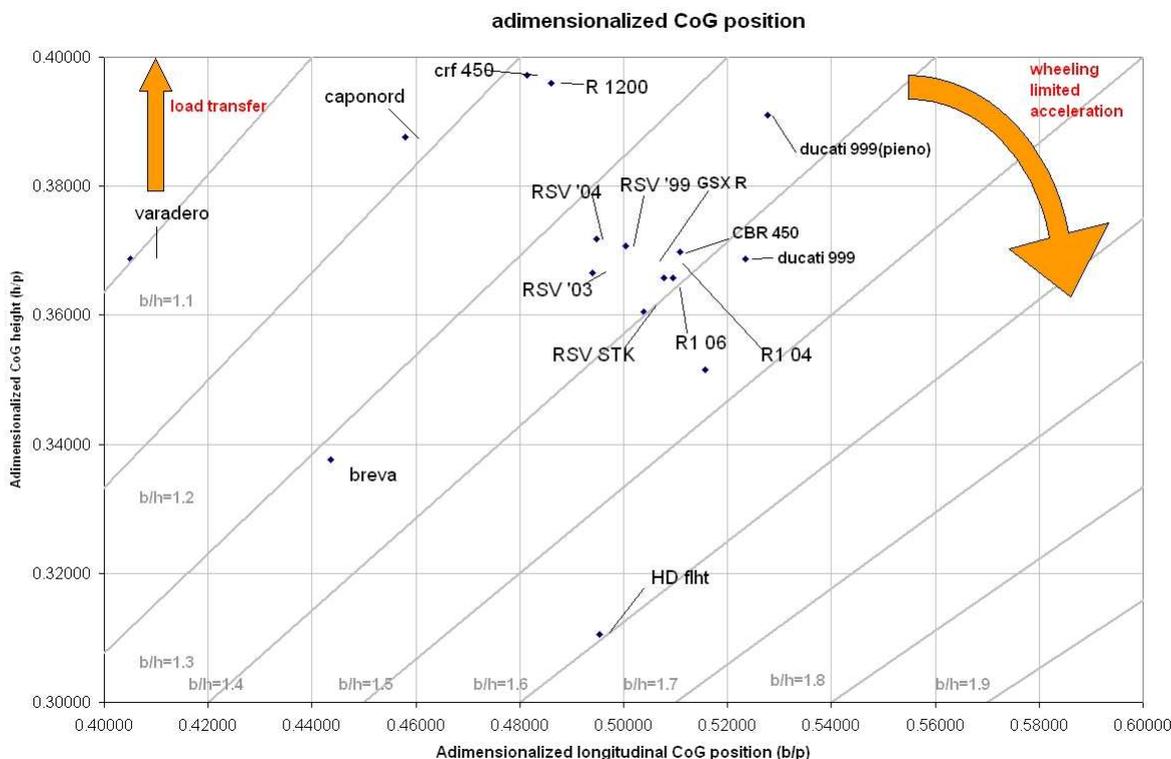
Come accennato precedentemente, ogni tipologia di veicolo presenta caratteristiche simili, sia nelle proprietà inerziali, sia, soprattutto, nel layout geometrico. La seguente tabella paragona il passo, la posizione del baricentro e la massa di alcuni dei motocicli in commercio più riusciti, in configurazione “tutto esteso”

motorcycle	wheelbase (mm)	CoG long. position	CoG height	mass (kg)
<b>Harley-Davidson FLHT Electra Glide Classic</b>	1613	799	501	317.3
<b>Aprilia ETV 1000 Caponord</b>	1579	723	612	232.3
<b>Honda Varadero XL 1000 V</b>	1570	636	579	243.0
<b>BMW R 1200 GS (2004)</b>	1510	734	598	233.1
<b>HONDA CRF 450 R (2002)</b>	1508	726	599	105.4
<b>SUZUKI GSX-R SBK 1000 (2006) BMW K46</b>	1499	773	527	189.1
<b>Moto Guzzi Breva 750 i.e. (2003)</b>	1454	645	491	185.7
<b>Aprilia RSV 1000 STK (2004)</b>	1445	728	521	179.4
<b>Aprilia RSV 1000 R (2004)</b>	1431	708	532	198.7
<b>SUZUKI GSX-R 1000 (2006)</b>	1430	726	523	189.0
<b>Ducati 999 RS</b>	1429	748	527	160.0
<b>Ducati 999 RS(pieno)</b>	1429	754	559	160.0
<b>Aprilia RSV 1000 (1999)</b>	1427	714	529	204.5
<b>Aprilia RSV 1000 R(2003)</b>	1427	705	523	200.5
<b>YAMAHA R1 (2006)</b>	1419	723	519	193.3
<b>YAMAHA YZF-R1 (2004)</b>	1417	724	524	189.6

**Tabella 2.2:** Parametri geometrici di alcuni motocicli di serie

Dalla tabella emerge che un veicolo da touring presenta un passo molto elevato, così da privilegiare la stabilità in rettilineo, mentre le motociclette supersportive presentino tra loro passi molto simili, ridotti, che ne agevolano la manovrabilità. Anche il peso rappresenta una caratteristica intrinseca della tipologia di motociclo: nei veicoli presi in considerazione, si va da una massa molto elevata del veicolo da touring (più di 300 kg), fino alle masse molto leggere (105 kg) dei veicoli da cross, passando per valori intermedi caratteristici di enduro, naked turistiche e supersportive. Per poter confrontare tra loro le posizioni dei baricentri, conviene

avvalersi della figura seguente, nella quale le posizioni dei baricentri sono state adimensionalizzate rispetto al passo.



**Figura 2.5:** Parametri geometrici riferiti al passo

Nella figura sono state riportate due frecce: quella verticale a sinistra indica la direzione secondo cui aumenta il trasferimento di carico: maggiore è l'altezza del CoG, maggiore è l'aliquota di peso che in fase di accelerazione/decelerazione si sposta al posteriore o all'anteriore; la freccia a destra rappresenta la direzione in cui aumenta la massima accelerazione consentita senza che la motocicletta impenni. Ovviamente, la massima accelerazione imponibile non è l'unico parametro da considerare: se ci si sposta eccessivamente verso la direzione indicata dalla freccia, si incorre nel problema opposto, ovvero una decelerazione massima limitata (insorge lo "stoppie"). La posizione del CoG per cui si hanno le massime accelerazioni e decelerazioni limite corrisponde a bassi valori dell'altezza. In questo caso, tuttavia, insorge un altro limite per l'accelerazione: la forza di spinta che il pneumatico è in grado di fornire è limitata a causa dell'insufficiente carico verticale al posteriore (basso trasferimento di carico). Questi concetti spiegano perché le supersportive siano concentrate tutte al centro della figura: un baricentro a metà del passo garantisce un buon compromesso tra accelerazione e decelerazione massima, mentre l'altezza

deve essere sufficiente da garantire un trasferimento di carico tale da generare sullo pneumatico una forza di spinta adeguata al motore. I veicoli da cross e da enduro, invece, trovano vantaggio da un elevato trasferimento di carico, che garantisce presa anche su terreni a bassissimo attrito; pertanto, presentano baricentri alti e arretrati.

Il veicolo oggetto dello studio è un veicolo da competizione, dotato di un propulsore bicilindrico di media potenza; in prima analisi, si è deciso di considerare un set di parametri simile alle supersportive presentate, in particolare a quelle che montano un motore simile (L orizzontale). Il passo scelto rappresenta una scelta di compromesso tra i valori esposti; la posizione longitudinale del baricentro è di poco avanzata rispetto alla mezzeria mentre l'altezza di questo è stata mantenuta uguale a quella di veicoli equipaggiati con motori simili; non essendo possibile stimare il tensore di inerzia del motociclo completo, anche in questo caso il modello utilizza i parametri misurati su motociclette supersportive simili. Per quanto concerne l'angolo di sterzo, un valore di compromesso è  $25^\circ$ ; mentre l'avancorsa normale è di 96 mm.

wheelbase (p)	1420 mm
COG long. (b)	755 mm
COG height (h)	559 mm
b/p	0.53
h/pè	0.39
caster angle	$25.5^\circ$
normal trail	96 mm
trail	106 mm
eccentricity	1.35
tensor angle	0

**Tabella 2.3:** Layout geometrico di primo tentativo

Prima di procedere nelle simulazioni, è necessario individuare quale sia la posizione del baricentro del sistema complessivo moto/pilota. Per ovvi motivi, tali simulazioni necessitano di un modello calcolato nella configurazione di utilizzo, ovvero abbassato a causa della compressione delle sospensioni dovuta al peso del veicolo e del pilota. Le grandezze finora esposte si riferiscono a una configurazione del tipo “tutto esteso”, pertanto è necessario dapprima calcolare la posizione del pilota nella configurazione estesa, per poi calcolare l'abbassamento del sistema complessivo e individuare così il baricentro totale nella configurazione di esercizio. Dal momento che non è ancora stata definita la posizione del pilota nel veicolo, ci si riferirà alla posizione assunta dallo stesso nei veicoli presi a riferimento, in particolare nelle due

supersportive prodotte da case italiane, per la loro similitudine con il motociclo in oggetto. Da tale posizione, attraverso software dedicati all'analisi ergonomica, si ricostruirà la posizione del baricentro del pilota riferite alla sella. Questo passaggio si è reso necessario vista la mancanza di dati relativi alla posizione del pilota in configurazione “full extended” (tutti i dati relativi alla posizione del pilota considerano configurazioni con sospensioni compresse).

Nella figura seguente, è stato modellizzato un manichino nella posizione assunta dal pilota in una supersportiva presa come riferimento. Il triangolo riportato in figura (b) rappresenta i tre punti di contatto del pilota con la motocicletta, e identifica in maniera univoca la posizione di questo sul veicolo.

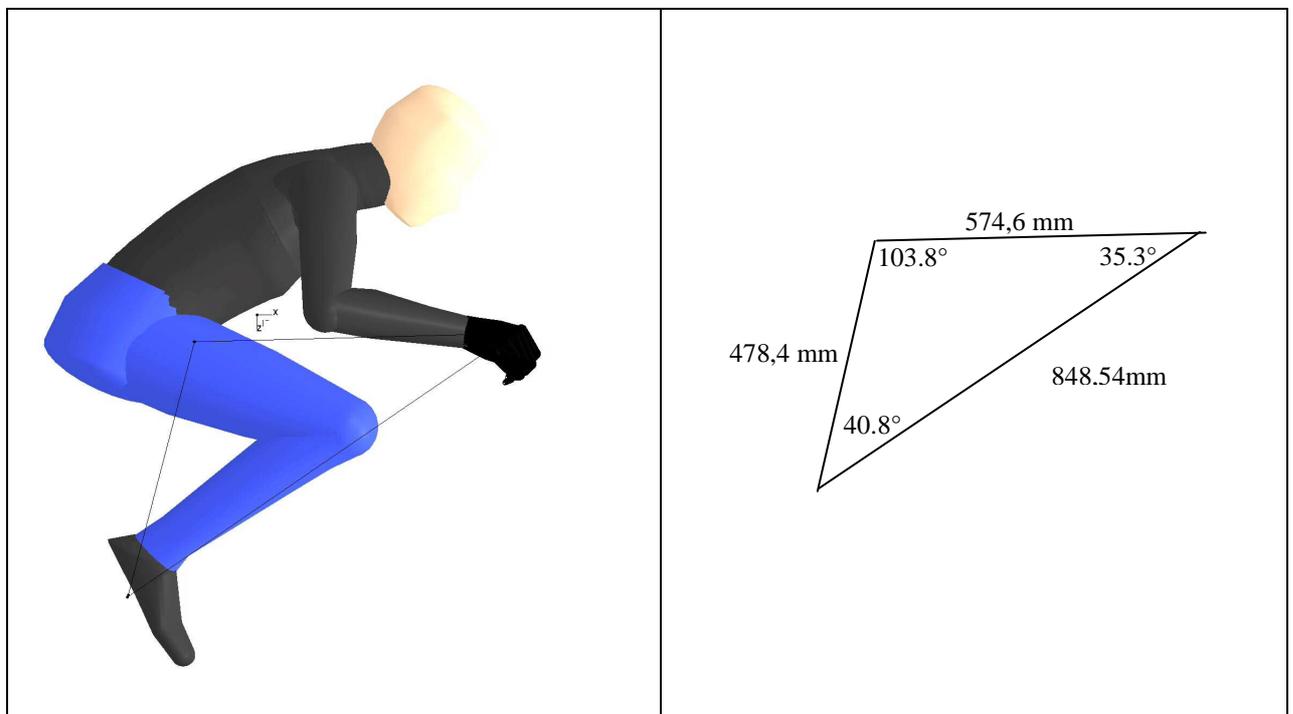


Figura 2.6, a e b: Posizione del pilota e triangolo caratteristico.

*Caratteristiche del manichino utilizzato:*

Peso: 78,49 kg 50 percentile, americano  
 Altezza: 1,75 m 50 percentile, americano  
 Sesso: Maschile

*Coordinate baricentro del pilota rispetto al vertice sella (appoggiato al serbatoio):*

$$XG = 113.0 \text{ mm}$$

$$YG = 0 \text{ mm}$$

$$ZG = 47.0 \text{ mm}$$

*Coordinate baricentro del pilota rispetto al punto di contatto posteriore (full extended)*

$$XG = 580.0 \text{ mm}$$

$$YG = 0 \text{ mm}$$

$$ZG = 934.3 \text{ mm}$$

*Raggi giroscopici del modello rispetto alla terna baricentrica:*

$$\text{Raggio giroscopico lungo } x : 0.244 \text{ m}$$

$$\text{Raggio giroscopico lungo } y : 0.258 \text{ m}$$

$$\text{Raggio giroscopico lungo } z : 0.223 \text{ m}$$

Il sistema complessivo, quindi, presenta un baricentro in posizione estesa posizionato a:

$$X_{CoG_{tot}} = \frac{X_{moto} m_{moto} + X_{rider} m_{rider}}{m_{tot}} = 704.1 \text{ mm}$$

$$Z_{CoG_{tot}} = \frac{Z_{moto} m_{moto} + Z_{rider} m_{rider}}{Z_{tot}} = 668.2 \text{ mm}$$

Dalla posizione longitudinale del baricentro, è possibile definire la ripartizione del peso sulle due ruote:

$$\text{anteriore (b/p)} : 0.4958\%$$

$$\text{posteriore (1-b/p)} : 0.5042\%$$

Nella pratica, un valore tipico della rigidità ridotta delle due sospensioni, in una supersportiva sono (cfr. [7])

anteriore: 20 N/mm

posteriore: 21 N/mm

è possibile pertanto calcolare la compressione delle due sospensioni prive di un eventuale precarico:

$$\text{anteriore: } \frac{m_{tot} \times 9.8 \times 0.496}{K_{R\ ant}} = 65.25\text{mm}$$

$$\text{posteriore: } \frac{m_{tot} \times 9.8 \times 0.504}{K_{R\ post}} = 63.42\text{mm}$$

Questo valore non considera nessun precarico delle molle elastiche: in effetti, la funzione della precompressione delle molle è proprio quella di riportare la compressione delle sospensioni a un valore ottimale, senza dover intervenire sulla rigidità delle stesse. Il valore di compressione dovuto al peso del pilota che si cerca di ottenere in competizione è indicativamente un terzo del valore totale della corsa, così da avere abbastanza margine per l'estensione. Da questa trattazione emerge come i calcoli appena svolti non abbiano la funzione di determinare l'abbassamento del veicolo dovuto al peso del pilota, bensì il precarico utilizzato in ciascuna molla, in vista delle considerazioni future.

Le compressioni tipiche della molla sono:

$$\text{anteriore: } \text{corsa anteriore} \times \frac{1}{3} = 120\text{mm} \times \frac{1}{3} = 40\text{mm}$$

$$\text{posteriore: } \text{corsa posteriore} \times \frac{1}{3} = 120\text{mm} \times \frac{1}{3} = 40\text{mm}$$

Pertanto, il precarico utilizzato è:

$$\text{anteriore: } K_{R_{ant}} \times (65.25 - 40) = 20 \times 25.25 = 505 N$$

$$\text{posteriore: } K_{R_{post}} \times (63.42 - 40) = 21 \times 23.42 = 492 N$$

Infine, tornando all'abbassamento del baricentro complessivo dovuto al peso del pilota, si ha:

$$\Delta h_{CoG} = 40 mm$$

e la posizione del baricentro del sistema complessivo in condizioni di esercizio è:

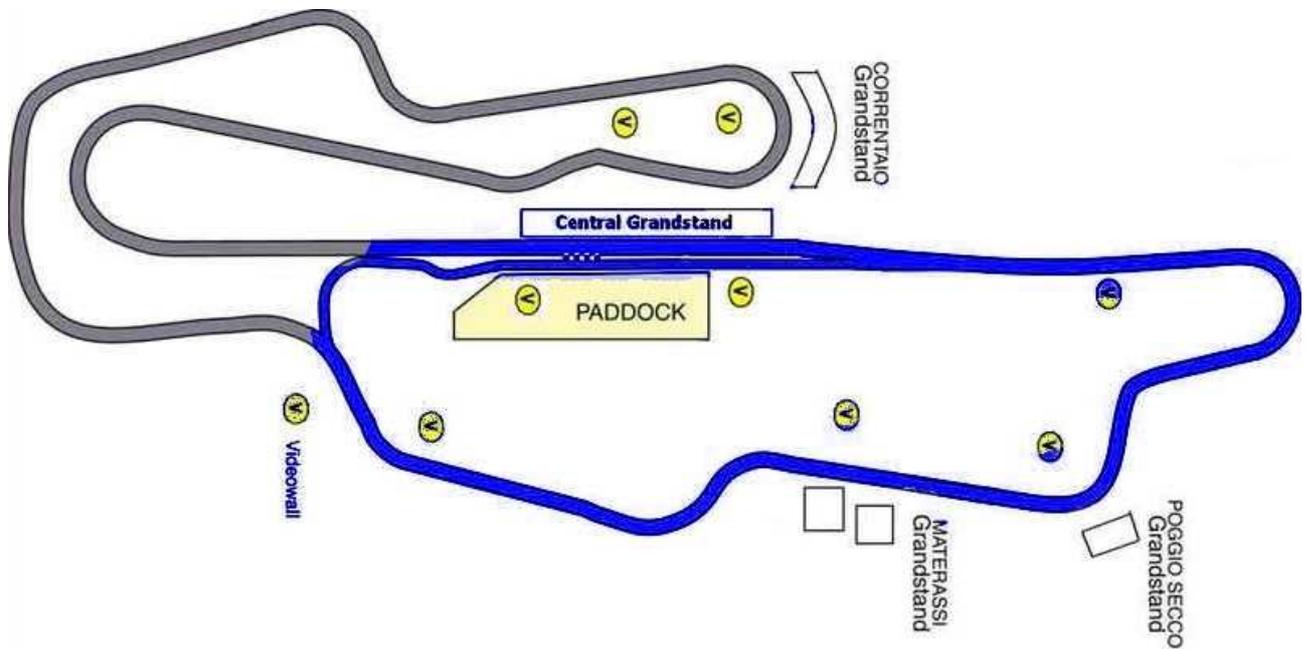
$$X_{CoG_{tot}} = 704.1 mm$$

$$Z_{CoG_{tot}} = 628.2 mm$$

## **2.4 OTTIMIZZAZIONE DELLE CARATTERISTICHE DEL VEICOLO ATTRAVERSO IL “METODO DELLA MANOVRA OTTIMA”**

In questo paragrafo verranno esposti i risultati ottenuti applicando il “Metodo della Manovra Ottima” al modello individuato precedentemente. Per un approfondimento sul metodo e sulle modalità delle prove, si rimanda a [6], mentre in questa sede ci si limiterà ad esporre i risultati ottenuti.

Il circuito utilizzato nelle simulazioni è una parte del circuito del Mugello, definito “Mugello corto” (figura 2.7): rispetto al tracciato completo, questo mantiene il rettilineo e le prime curve, tuttavia, invece di continuare lungo la Savelli, una curva a destra riporta i veicoli nel rettilineo. Questo particolare tracciato ha la caratteristica di essere molto variegato, in esso infatti vi sono diverse tipologie di curve, tra cui la San Donato (curvone alla fine del rettilineo) e molti cambi di direzione.



**Figura 2.7:** Circuito del Mugello, tracciato corto

I parametri su cui si indagherà in queste simulazioni ed i rispettivi valori di primo tentativo sono:

*Parametri inerziali*

- posizione longitudinale del baricentro,  $b = 704.1 \text{ mm}$
- posizione verticale del baricentro,  $h = 628.2 \text{ mm}$
- eccentricità del tensore di inerzia,  $e = 1.35$
- inclinazione del tensore di inerzia,  $\alpha = 0^\circ$

*Parametri geometrici*

- passo,  $p = 1420 \text{ mm}$
- caster angle,  $c_a = 25.5^\circ$
- avancorsa normale,  $n_t = 96 \text{ mm}$

## 2.4.1 PARAMETRI INERZIALI

### POSIZIONE DEL CENTRO DI MASSA

L'influenza della variazione delle coordinate del centro di massa nelle prestazioni della motocicletta è riassunta nella figura seguente.

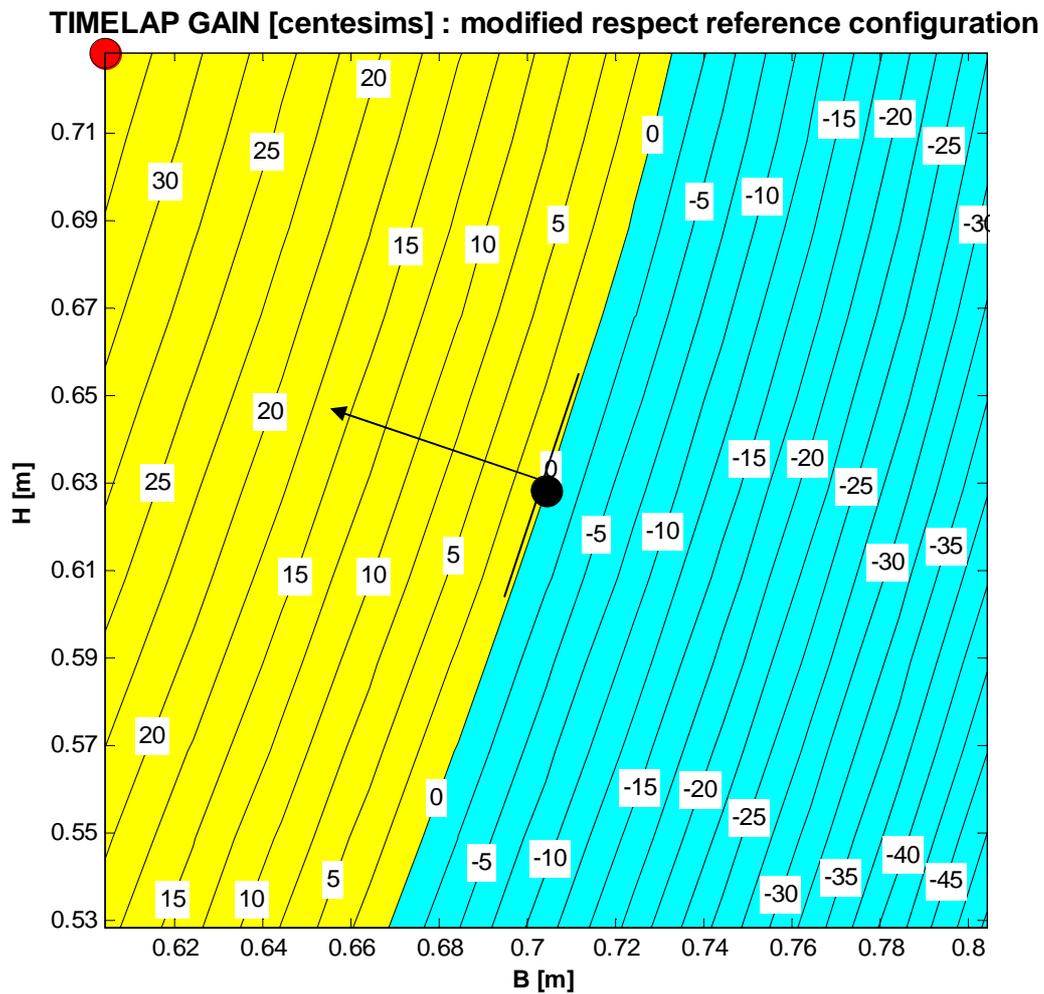


Figura 2.8: Influenza del CoG

Nella figura, il colore giallo rappresenta la zona in cui vi è un effettivo guadagno in termini di tempo sul giro, inoltre, in nero sono indicate le curve isolivello (stesso guadagno). Dalla figura emerge come uno spostamento indietro e in alto del baricentro dia vantaggi di alcuni decimi sul

tempo di percorrenza. La figura successiva mostra l'effettivo guadagno di velocità in funzione della distanza percorsa, permette quindi di analizzare le cause del vantaggio ottenuto arretrando il baricentro. Risulta evidente fin da subito come un arretramento del baricentro permetta di guadagnare fino a 5 km/h nelle fasi di uscita dalle curve, mentre peggiora di poco le prestazioni del motociclo in frenata. Il motivo di tale vantaggio è dovuto al trasferimento di carico: arretrando e alzando il baricentro, si ha un maggiore trasferimento di carico al posteriore che si traduce in una maggiore aderenza dello pneumatico a terra e, quindi, in una maggiore spinta disponibile. Tuttavia, la predominanza dello spostamento longitudinale rispetto a quello verticale, modifica la linea del trasferimento di carico all'anteriore durante la frenata, di fatto abbassandola e diminuendo così il carico sulla ruota anteriore: ciò si traduce in una minor forza di frenata, questo spiega la perdita di prestazione in entrata alle curve.

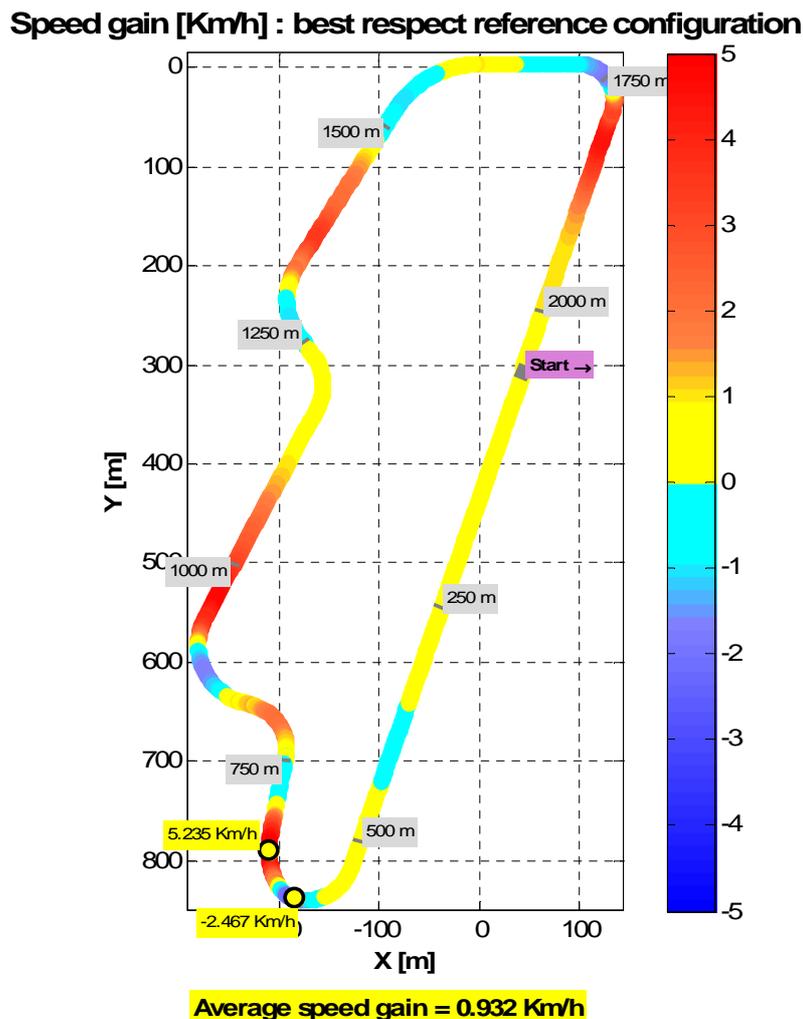


Figura 2.9: Guadagni in velocità

Dalla figura emerge un altro aspetto riguardante la simulazione: il punto di ottimo incontrato coincide con i limiti del dominio di variabilità dei parametri; questo significa che indagando in un intervallo più vasto di entrambi i parametri liberi, è possibile incontrare una soluzione migliore. La successiva immagine rappresenta i risultati ottenuti considerando spostamenti maggiori del baricentro, sia indietro che in alto; il rettangolo nero rappresenta la precedente simulazione. Da questa figura emerge che l'ottimo incontrato precedentemente era dovuto al tipo di limitazioni imposte, in effetti, la funzione "tempo di percorrenza" presenta una conca piuttosto marcata, all'interno della quale è presente l'ottimo. Secondo questa nuova simulazione, più che alzare il baricentro conviene arretrarlo il più possibile.

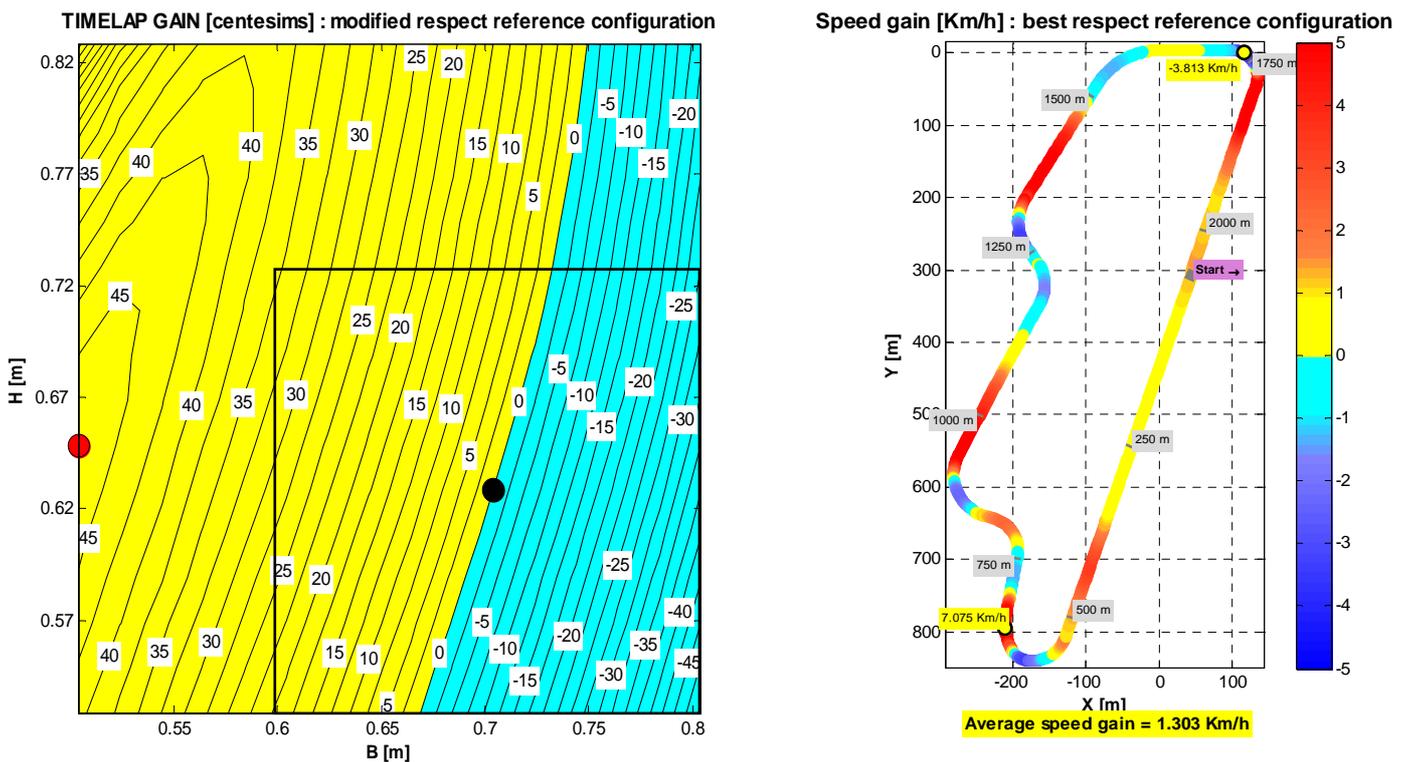


Figura 2.10: Guadagni ottenibili da intervalli di variabilità più ampi

Per quanto concerne l'analisi dei tratti in cui si riscontra questo guadagno, valgono le stesse considerazioni espone precedentemente. Si riporta comunque il diagrammi dei guadagni rispetto alla distanza percorsa.

## TENSORE DI INERZIA

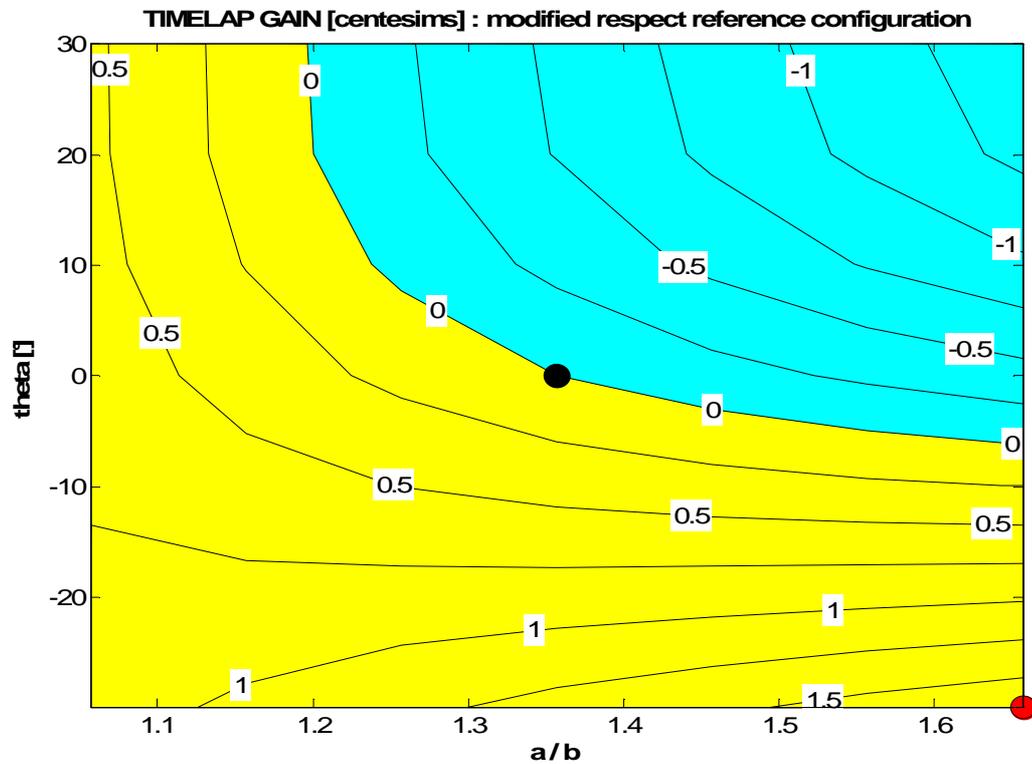


Figura 2.11: Influenza del tensore di inerzia

La figura mostra il guadagno sul tempo di percorrenza calcolato variando l'eccentricità (in ascissa) e l'inclinazione del tensore di inerzia (in ordinata). Sebbene anche in questo caso la condizione di ottimo coincida con i limiti del dominio, non si è proceduto ad ulteriori prove poichè le possibili modifiche apportabili alla configurazione del tensore sono più limitate che nel centro di massa. Infatti, il più elevato contributo all'inerzia rotazionale del veicolo è dato dal pilota e dalle masse non sospese, la cui posizione non ammette modifiche eccessive.

Dalle prove condotte risulta conveniente cercare di ottenere un ellissoide di inerzia molto eccentrico, nel quale il momento di inerzia di imbardata sia molto maggiore di quello di rollio. Questo corrisponde a sviluppare un veicolo il più possibile lungo l'asse principale di inerzia, limitando lo sviluppo in altezza.

Per quanto concerne l'inclinazione, l'ottimo tra i valori presi in considerazione corrisponde a un'inclinazione negativa di  $30^\circ$ , ovvero un tensore di inerzia il cui semiasse maggiore vada indicativamente dalla ruota anteriore al codone del motociclo. Il valore riscontrato può sembrare

molto elevato, tuttavia è necessario sottolineare alcune considerazioni: le supersportive riportate presentano normalmente inclinazioni del tensore comprese tra  $0^\circ$  e  $8^\circ$ , senza pilota. Questi, varia di molto l'inclinazione del tensore, portandolo a valori negativi relativamente elevati (tra  $-5^\circ$  e  $-10^\circ$ ). Per completezza è stata scelta un'inclinazione nulla come valore di partenza delle simulazioni, così da considerare il caso più generale possibile, tuttavia il valore di ottimo individuato non risulta così elevato rispetto a un normale motociclo da competizione.

La figura successiva mostra i tratti del circuito in cui vi è un effettivo guadagno in termini di tempo: appare evidente che le modifiche apportate forniscono notevoli vantaggi durante la percorrenza delle curve, il che probabilmente è motivato dalla riduzione dell'inerzia d'imbardata ottenuta inclinando maggiormente il tensore di inerzia.

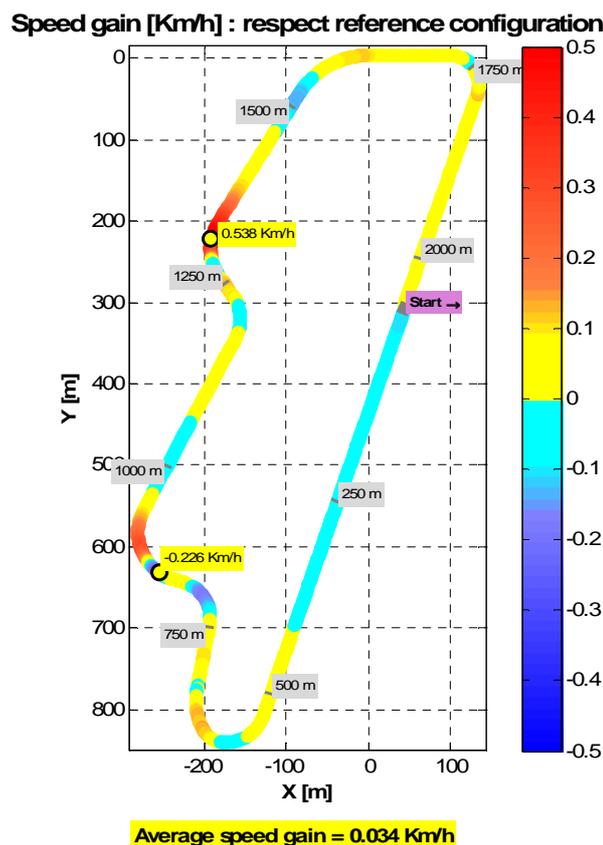
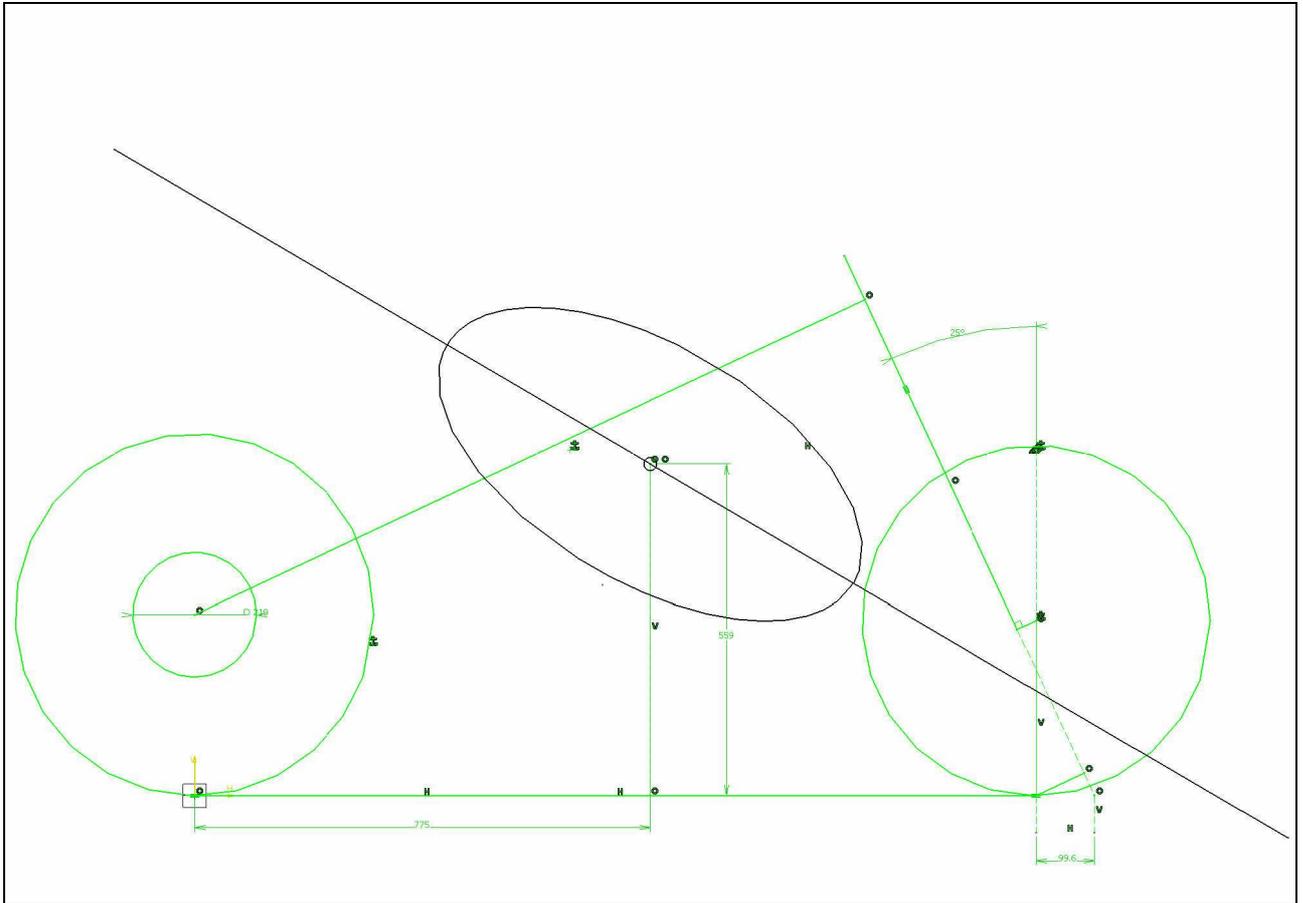


Figura 2.12: Guadagni in velocità

Al fine di aumentare l'inclinazione e l'eccentricità del tensore di inerzia, come suggerito dalle simulazioni, si procederà concentrando il più possibile le masse lungo l'asse individuato, inclinato di  $30^\circ$  e passante per il baricentro.



**Figura 2.13:** Inclinazione ottimale dell'ellissoide di inerzia

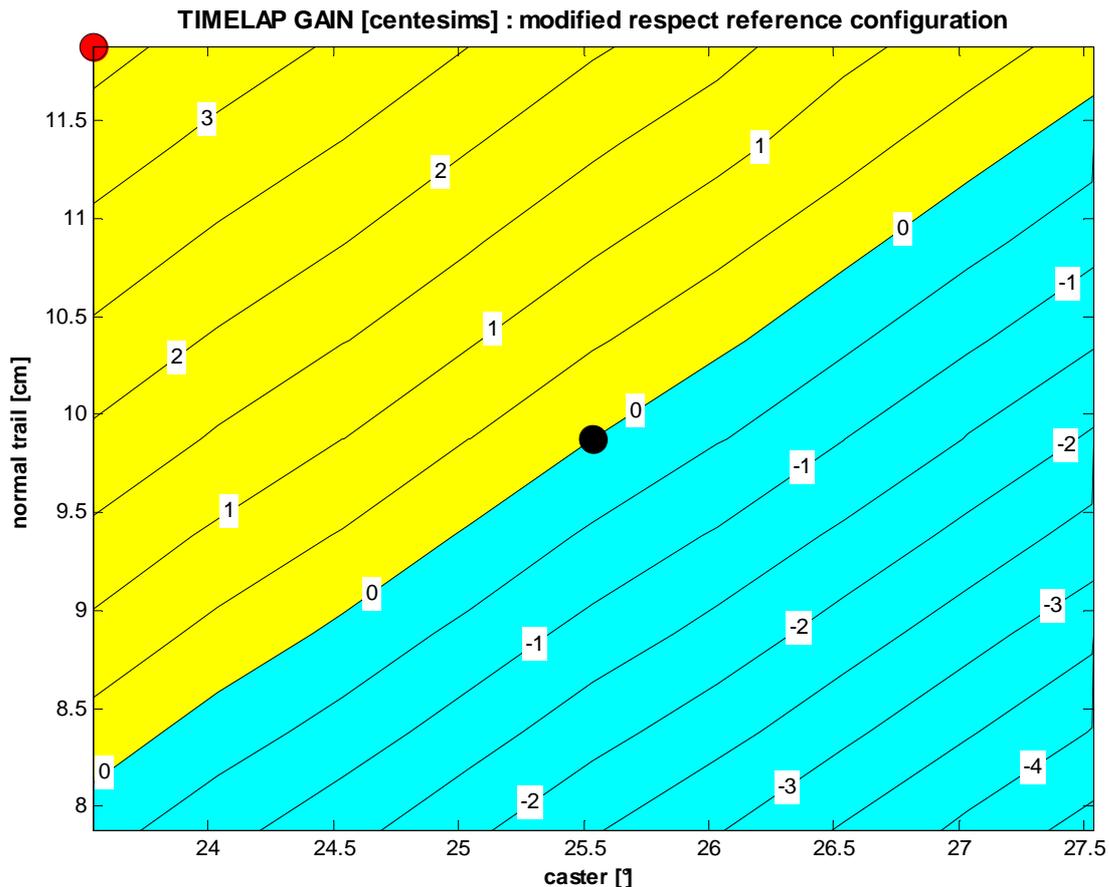
In particolare:

- si provvederà a disegnare gli scarichi in posizione molto elevata
- a differenza delle soluzioni utilizzate attualmente nella produzione di serie, si disegnerà una sospensione anteriore a steli dritti, così da aumentare il peso nella parte inferiore dell'avantreno
- il motore verrà montato con un angolo di inclinazione minore
- si prevederà una posizione del pilota più distesa

## 2.4.2 PARAMETRI GEOMETRICI

### GEOMETRIA DELL'AVANTRENO

#### *Caster angle e avancorsa*



**Figura 2.14:** Influenza di avancorsa e angolo di sterzo

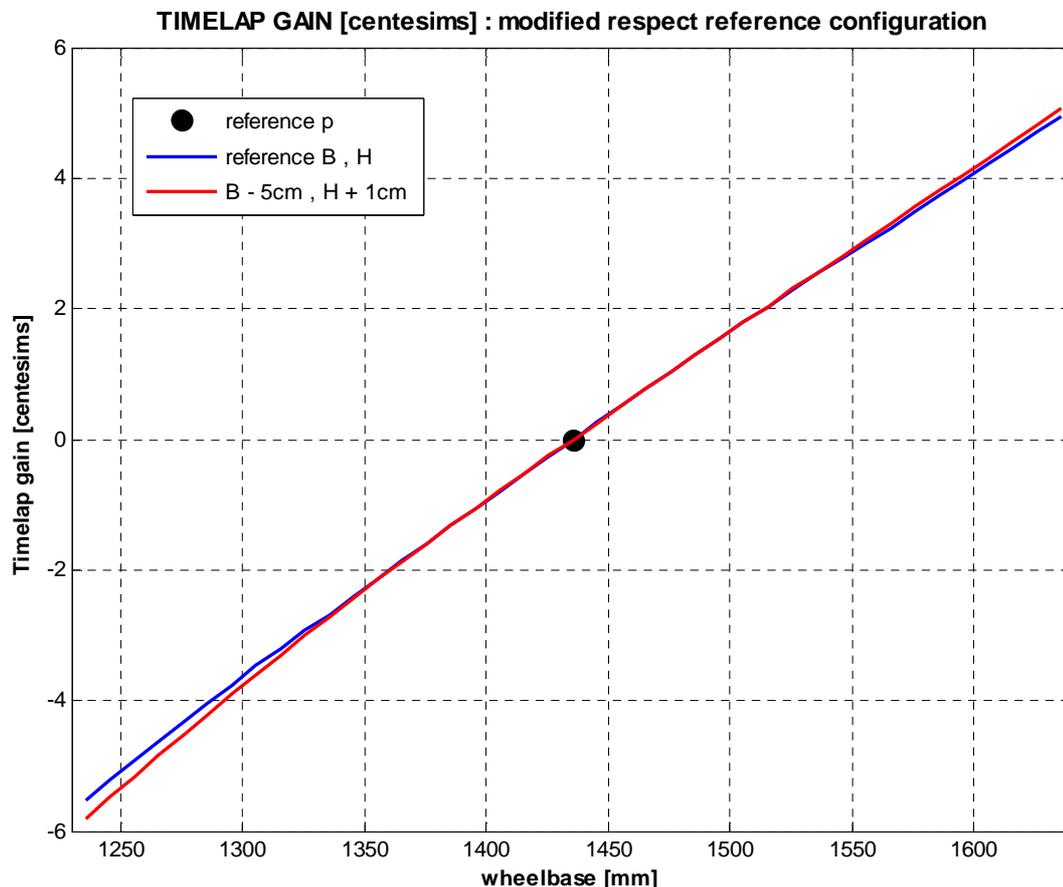
Dalle simulazioni emerge la convenienza di ridurre il caster angle e aumentare l'avancorsa. Nel veicolo in oggetto, entrambi questi parametri saranno modificabili, pertanto si è deciso di scegliere come “zero” delle regolazioni, un valore di compromesso tra quello indicato dalle simulazioni e quelli più normalmente utilizzati: il range permesso dalle regolazioni garantirà di poter studiare l'effettiva convenienza dei parametri individuati dall'ottimizzazione.

I valori centrali del range di possibili variazioni sono:

avancorsa normale:	96 mm,	$\pm 30$ mm
avancorsa	105.495 $\approx$ 106 mm,	$\pm 33$ mm
caster angle	24.5°	$\pm 2^\circ$

Va sottolineato che le modifiche dell'avancorsa verranno ottenute tramite la regolazione dell'offset anteriore, agendo su una vite di registro sui piedi di forcella; per quanto concerne l'angolo di sterzo, i possibili valori non avranno intervallo continuo: per variare questo parametro assicurando la dovuta robustezza, si procederà sostituendo le piastre porta cuscinetti di sterzo.

### *Passo*



**Figura 2.15:** Influenza del passo

Dalle simulazioni svolte variando il passo, emerge la necessità di aumentare questa dimensione. In questo caso si preferisce trascurare il risultato effettivo delle simulazioni, poichè sembra poco realistico che l'aumento del passo fino a valori tipici dei veicoli da touring corrisponda a un

aumento lineare del guadagno. Ad ogni modo, si prevederà un passo leggermente aumentato (10 mm), ricordando che in ogni caso le regolazioni previste per avancorsa e tiro catena garantiranno un notevole range di possibilità per questa dimensione.

Le variazioni previste per il tiro catena sono di  $\pm 25$  mm, a cui in ogni caso va sottratta l'aliquota necessaria per realizzare l'effettivo tiro catena anche nella condizione di minimo (circa 15 mm); i valori del passo risultano:

passo:            1430 mm        +58mm, -43 mm

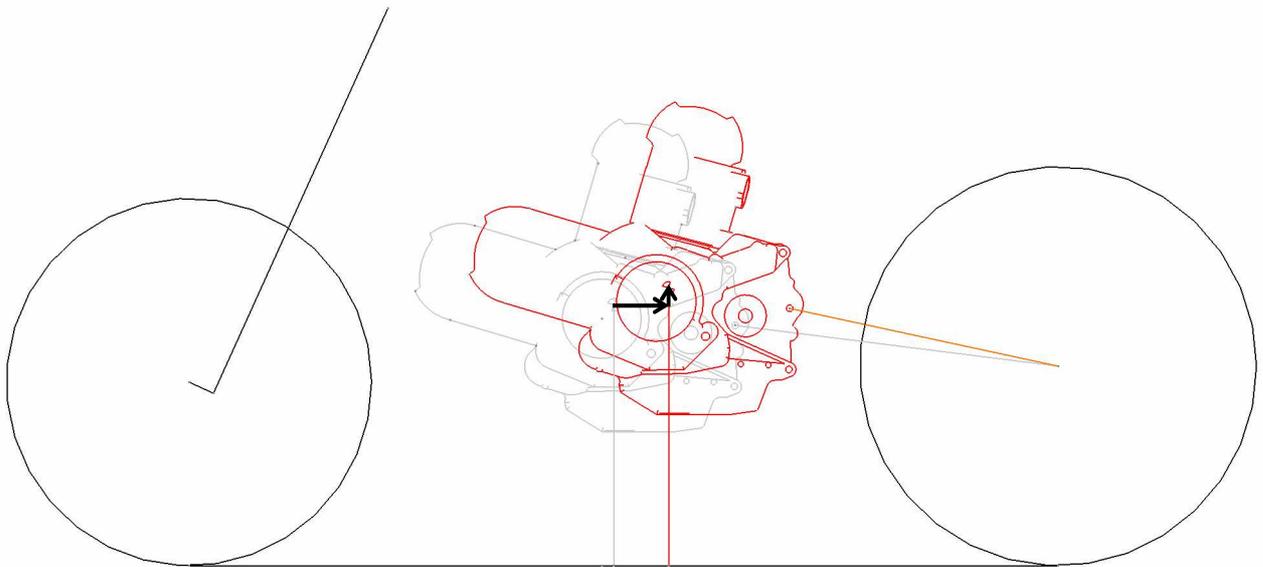
## **2.5 SINTESI DELLE PROPRIETÀ DEFINITIVE**

Le precedenti simulazioni hanno permesso di individuare quali potessero essere i parametri più adatti per la definizione geometrica ed inerziale del veicolo. Il layout geometrico è stato individuato con relativa precisione, le grandezze fondamentali risultano definite anche nei rispettivi campi di variabilità; la stessa precisione non è tuttavia individuabile per quanto concerne le proprietà inerziali, poiché non è possibile definire a priori l'esatta massa e la definitiva posizione degli elementi che comporranno il motociclo. Per quanto concerne le proprietà inerziali, le simulazioni hanno solo individuato una direzione verso cui indirizzare lo sviluppo: è emerso che i vantaggi maggiori si ottengono dalla modifica del baricentro, in particolare dal suo arretramento, mentre una maggiore inclinazione del tensore di inerzia ha un'influenza secondaria sulle prestazioni.

Non essendo ancora note a priori le caratteristiche dei sottocomponenti del veicolo, le modifiche apportabili al sistema complessivo per arretrare il baricentro consistono nella modifica della posizione del propulsore e del pilota. Nello specifico, da considerazioni geometriche basate sugli ingombri delle ruote e delle sospensioni, sulle dimensioni e sulla posizione del motore su veicoli di serie in cui questo è montato, si ritiene che il massimo arretramento possibile per il motore è stimabile intorno ai 100 mm. Per quanto riguarda la posizione del pilota, al fine di garantire una postura sufficientemente comoda rispetto allo sterzo, si procederà arretrando questo di 60 mm, rispetto alla posizione individuata precedentemente. L'arretramento del baricentro complessivo ottenibile risulta essere:

$$\Delta b_{tot} = b_{tot} - b_{tot\_new} = \Delta b_{eng} \frac{m_{eng}}{m_{tot}} + \Delta b_{rider} \frac{m_{rider}}{m_{rider}} = 100 \frac{63.3}{268.5} + 60 \frac{78.5}{268.5} = 41.11mm$$

Secondo la direzione individuata dal gradiente, ad un arretramento di tale entità corrisponde un innalzamento di 13,7 mm.



**Figura 2. 16:** Arretramento del motore

### 2.5.1 CARATTERISTICHE DEFINITIVE DEL VEICOLO

Una volta definito lo spostamento del baricentro complessivo, è possibile stabilire le caratteristiche definitive del veicolo

#### *CONFIGURAZIONE SAG RIDER*

Tutte le ottimizzazioni sono state eseguite partendo dal modello del veicolo in condizioni di utilizzo, ovvero, considerando il peso del motociclo e del pilota. In questa configurazione, lo

spostamento del motore e del pilota causa una modifica della posizione del baricentro pari a quella appena descritta

parametro	valore	limite inf.	limite sup.
wheelbase (p)	1430 mm	1387 mm	1488 mm
COG long. (b)	663.0 mm		
COG height (h)	614.5 mm		
b/p	0.46		
h/p	0.43		
caster angle	24.5°	22.5°	26.5°
normal trail	96 mm	66 mm	126 mm
trail	106 mm	73 mm	139 mm
eccentricity	1.6 (predicted)		
tensor angle	30° (predicted)		
total mass	268.5 kg (predicted)		
vehicle mass	190 kg (predicted)		
rider mass	78.5 kg (predicted)		

In questa configurazione, rispetto al punto ruota posteriore, il baricentro del motore è posizionato a:

$$X_{eng} = 640 \text{ mm}$$

$$Y_{eng} = 454 \text{ mm}$$

Il pignone presenta coordinate pari a

$$X_{spr} = 506 \text{ mm}$$

$$Y_{spr} = 423 \text{ mm}$$

### *CONFIGURAZIONE FULL EXTENDED*

Una volta sollevata da terra, il motociclo presenta le sospensioni completamente estese. In questa configurazione, il sistema moto-pilota presenta le seguenti caratteristiche

parametro	valore	limite inf.	limite sup.
wheelbase (p)	1446.6 mm	1403.6 mm	1504.6 mm
COG long. (b)	663 mm		
COG height (h)	654.5 mm		
b/p	0.46		
h/p	0.45		
caster angle	24.5°	22.5°	26.5°
normal trail	96 mm	66 mm	126 mm
trail	106 mm	73 mm	139 mm
eccentricity	1.6 (predicted)		
tensor angle	30° (predicted)		
total mass	268.5 kg (predicted)		
vehicle mass	190 kg (predicted)		
rider mass	78.5 kg (predicted)		

In questa configurazione, rispetto al punto ruota posteriore, il baricentro del motore è posizionato a:

$$X_{eng} = 640 \text{ mm}$$

$$Y_{eng} = 494 \text{ mm}$$

Il pignone presenta coordinate pari a

$$X_{spr} = 506 \text{ mm}$$

$$Y_{spr} = 463 \text{ mm}$$

Nel caso di assenza del pilota, il baricentro della motocicletta risulta più avanzato e in posizione inferiore, in particolare:

parametro	valore
wheelbase (p)	1446,6 mm
COG long. (b)	722,1 mm
COG height (h)	530,6 mm
b/p	0,50
h/p	0,37
vehicle mass	190 kg



## Capitolo 3

# SINTESI DELLA SOSPENSIONE POSTERIORE

### 3.1 INTRODUZIONE

Dopo aver definito le caratteristiche geometriche ed inerziali del veicolo in oggetto, in questo capitolo verranno discusse le soluzioni scelte per realizzare la sospensione posteriore.

In primo luogo ci si soffermerà sulla scelta del cinematismo a quadrilatero: in sostituzione del tradizionale meccanismo a braccio oscillante, si è deciso di indagare sulle possibilità offerte da questa particolare soluzione. Tale scelta è motivata da due principali considerazioni: da un lato l'arretramento del motore implicherebbe la realizzazione di un forcellone tradizionale troppo corto, che non consentirebbe di ottenere rapporti di squat unitari; dall'altro, la possibilità di definire una traiettoria del perno ruota diversa da quella centrata nel perno forcellone permette di ridurre l'allungamento della catena dovuto al movimento della sospensione.

Nella seconda parte di questo capitolo, verrà analizzata e definita la scelta del cinematismo della sospensione: l'evoluzione della tecnica ha reso evidente la convenienza dell'impiego del monoammortizzatore invece della tradizionale coppia di ammortizzatori collegata in prossimità del perno ruota, così da risparmiare il peso di uno degli ammortizzatori, ridurre la corsa del pistone (minori velocità di scorrimento e quindi minor surriscaldamento della parte idraulica) e ottenere curve di rigidità progressive.

### 3.2 CENNI STORICI SULLE SOSPENSIONI POSTERIORI MOTOCICLISTICHE

### 3.2.1 II FORCELLONE TRADIZIONALE

La prima tipologia di sospensione motociclistica fu introdotta nel secondo decennio del '900, quando il tradizionale forcellone rigido (che non prevedeva nessun movimento verticale della ruota ad eccezione di quello dovuto alla flessibilità della struttura) fu sostituito dal forcellone a “braccio oscillante”: questa soluzione consisteva sostanzialmente nel collegare la ruota a una struttura a forcella impernata a un perno sul telaio. Tale innovazione si è rivelata da subito talmente affidabile che, nel principio, è rimasta praticamente invariata fino ai giorni nostri; ciò che è cambiato molto negli anni, invece, è il tipo di elementi elastici che contrastano il grado di libertà aggiunto dalla nuova coppia prismatica.

Uno dei primi esempi di sospensione è stato proposto dalla Indian (fig. 3.1), in questa soluzione, le molle elastiche consistevano in due balestre alle quali la ruota era collegata tramite un ulteriore forcellino posto verticalmente; in altre soluzioni, gli elementi consistevano in molle a nastro (Black Prince, 1919), molle elicoidali fissate orizzontalmente (Guzzi, 1935; Gilera, 1951) o obliquamente.



**Figura 3.1:** Motociclo prodotto dalla Indian

La soluzione a molle oblique fissate sotto sella è sicuramente degna di nota, poiché rappresenta “l’antenato” sia delle più moderne soluzioni cantilever (Velocette 1936) sia della soluzione a monoammortizzatore (NSU 1911, fig. 3.2)



**Figura 3.2:** Motocicletta prodotta dalla NSU 1911

Sempre la Velocette (fig 3.3), nel 1936, disegna quella che può essere considerata la precorritrice delle future sospensioni posteriori: introducendo i due ammortizzatori laterali, anticipa quella che resterà la soluzione più diffusa fino agli anni '80, quando questa verrà sostituita prima dal cantilever, e, successivamente, dai cinematismi multilink.



**Figura 3.3:** Motociclo Velocette, 1936

### 3.2.2 IL MONOAMMORTIZZATORE

Verso la metà degli anni settanta, la tecnica motociclistica portò alla luce i limiti maggiori del sistema a doppio ammortizzatore. Innanzitutto, regolare due sistemi così complessi in modo che lavorino in maniera identica è fisicamente impossibile, di conseguenza, ogni volta che la sospensione viene sollecitata si generano inevitabilmente fenomeni torsionali dovuti all'asimmetria degli ammortizzatori. Inoltre, proprio a causa della complessità di un tale elemento, è facile intuire come l'introduzione del monoammortizzatore garantisca benefici sia in termini di costi che di peso. Infine, riuscire a posizionare l'ammortizzatore davanti alla ruota, corrisponde ad aumentare di molto il rapporto di trasmissione tra la corsa della ruota e la compressione della molla; limitando quest'ultima, si evitano fenomeni di surriscaldamento (e quindi di decadimento) dell'olio dell'ammortizzatore dovuti alle alte velocità di compressione. Questi aspetti portarono Yamaha a brevettare per prima l'impiego di un unico ammortizzatore, montato secondo uno schema che diventerà il primo cantilever vero e proprio, anche se nella versione proposta l'ammortizzatore era collegato al canotto di sterzo e non al retro del telaio.



**Figura 3.4:** Esempio di sistema a monoammortizzatore, tipo cantilever

Nonostante i notevoli vantaggi introdotti dal cantilever, questa soluzione presenta due limiti importanti. La posizione obliqua dell'ammortizzatore tra ruota e telaio necessita di una notevole quantità di spazio; nei veicoli monocilindrici caratterizzati da ridotte cilindrate questo può non essere un problema, tuttavia nelle supersportive (dove il motore presenta ingombri generosi) questo rappresenta un limite. Alcune case moderne (es Aprilia) hanno ovviato al problema spostando l'ammortizzatore lateralmente, disegnando quindi un forcellone asimmetrico, tuttavia questa soluzione è dettata più da considerazione estetiche ed economiche che non funzionali. Un altro limite della soluzione appena descritta consiste nell'impossibilità di generare curve di rigidità sufficientemente progressive.

Per risolvere entrambi gli aspetti, negli ultimi trent'anni si è assistito ad un sempre maggiore impiego dei sistemi multi link: in questi, l'ammortizzatore non risulta più collegato direttamente tra telaio e forcellone, ma ad un sistema di leveraggi (tipicamente un quadrilatero) che oltre ad aumentare ulteriormente il rapporto di trasmissione tra corsa della ruota e compressione, permette di renderlo variabile in funzione dello spostamento verticale della ruota, così da realizzare una sospensione progressiva. L'utilizzo di leveraggi, inoltre, consente di montare l'ammortizzatore in posizione verticale, con elevatissimo risparmio di spazio.

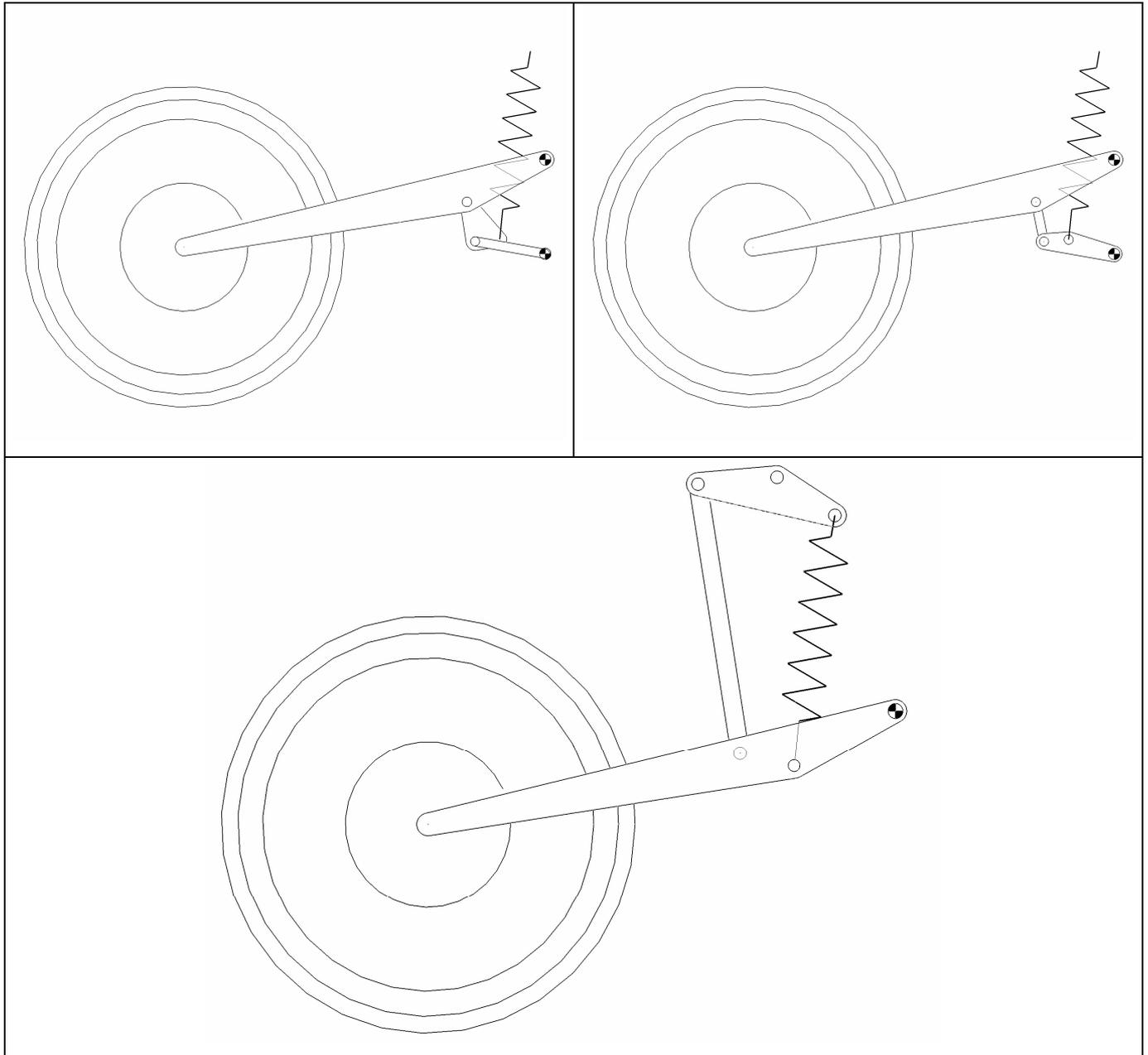


Figura 3.5 a,b,c: Tipologie di cinematismi

### 3.2.3 SOSPENSIONI A QUADRILATERO

Negli anni ottanta, il costruttore Magni brevettò un nuovo sistema di sospensione posteriore, denominato “PARALLELOGRAMMO”, che permetteva di ridurre l’effetto negativo sul comportamento della sospensione dovuto all’impiego di trasmissioni Guzzi a cardano (per una trattazione più approfondita si rimanda ai prossimi paragrafi). Questo sistema permetteva di spostare il centro di istantanea rotazione del perno ruota molto più avanti rispetto al tradizionale

perno del forcellone; questo, in pratica, corrispondeva ad avere un forcellone virtuale molto lungo.

I benefici di tale sistema furono talmente evidenti che oggi giorno i principali produttori di moto con trasmissione a cardano (BMW e Guzzi), utilizzano un'evoluzione di questo tipo di sospensione.

Principalmente, questa configurazione consiste in due forcelloni, più o meno paralleli, collegati da una biella lungo la quale è fissato il perno ruota (ovviamente, nel caso in cui il perno ruota coincide con una delle coppie della biella, il sistema degenera nel forcellone tradizionale).

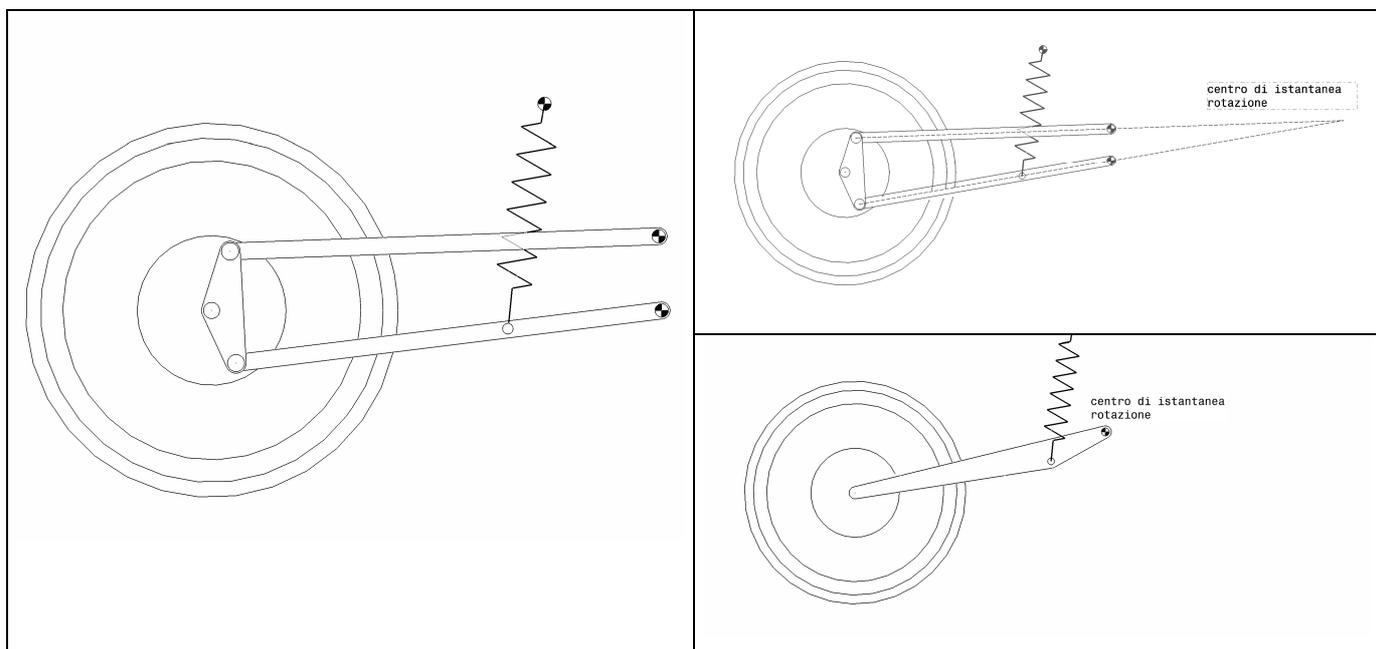


Figura 3.6 a,b,c: Sistema "Parallelogrammo"

### 3.3 CONSIDERAZIONI SUL COMPORTAMENTO DELLA SOSPENSIONE POSTERIORE

Prima di procedere nello sviluppo della sospensione posteriore del motociclo in oggetto, si vogliono esporre brevemente alcuni aspetti legati al comportamento della stessa durante il moto. In particolare, si vuole definire quali configurazioni possano essere ritenute ottimali al fine di privilegiare le caratteristiche ritenute fondamentali per il buon funzionamento della sospensione.

### 3.3.1 INFLUENZA DELLA FORZA DI SPINTA

Durante la fase di accelerazione, sulla ruota posteriore agiscono le forze necessarie alla spinta del veicolo; la risultante di tali sollecitazioni può influenzare negativamente il movimento della sospensione, rendendo il veicolo poco maneggevole.

Si consideri la figura (3.7 a). Se si considera, per semplicità, l'altezza del centro di spinta delle forze aerodinamiche uguale a quella del baricentro, la linea del trasferimento di carico in accelerazione passa per il punto di contatto posteriore e per il punto di intersezione tra la verticale condotta dal perno ruota anteriore e l'orizzontale passante per il baricentro. Questa linea determina il rapporto tra il trasferimento di carico al posteriore e la forza di spinta (fig. b, cfr. [8])

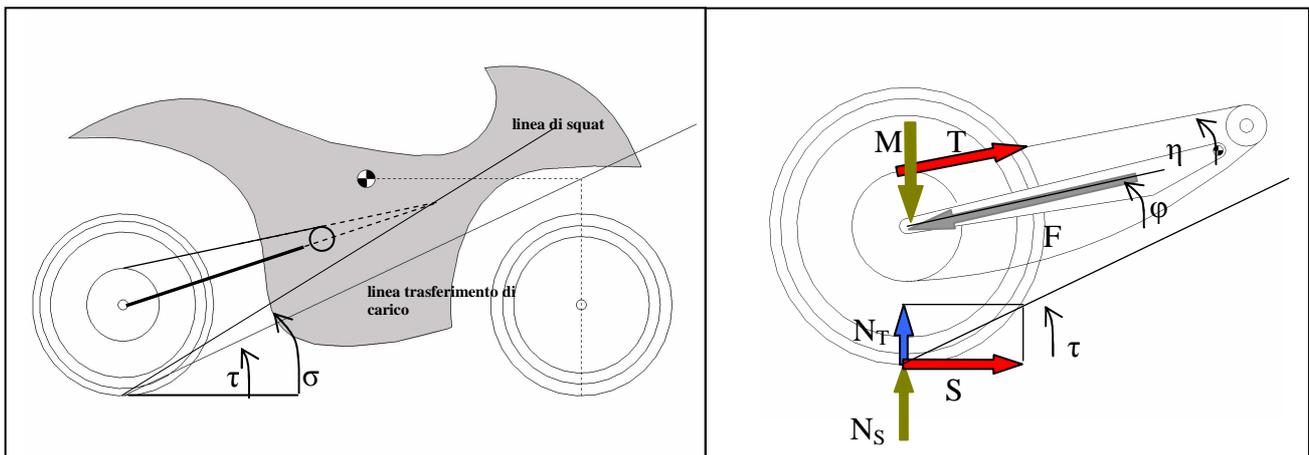


Figura 3.7 a,b

Si consideri la sola ruota e le forze che agiscono su essa. (fig. 3.7, b)

Queste sono:

il tiro catena (T), diretta lungo il tratto teso della catena

la forza esercitata dalla sospensione (M)

il carico verticale statico (Ns)

il trasferimento di carico (Nt)

la forza di spinta (S), orizzontale

la reazione del forcellone (F), diretta lungo la retta congiungente i perni ruota e forcellone

Il carico statico  $N_s$  è bilanciato dalla compressione statica della sospensione  $M$ ; essendo entrambi indipendenti dalle condizioni del moto, nelle seguenti trattazioni verranno trascurati.

La forza di spinta è proporzionale al tiro catena e al rapporto tra i raggi della corona e della ruota:

$$S = F \times \frac{r_c}{r_w}$$

da questa dipende il trasferimento di carico: nella figura (3.7 b), è visibile la linea del trasferimento di carico e l'angolo relativo

$$N_T = S \times \tan(\tau)$$

Per garantire l'equilibrio alla rotazione della ruota, la risultante delle forze attive agenti su questa ( $T$ ,  $S$ ,  $N_s$ ) deve passare per il perno ruota; inoltre, per evitare variazioni della compressione della sospensione, questa risultante deve passare anche per il perno del forcellone.

Ragionando in altri termini, si può affermare che la condizione per cui la sospensione posteriore non subisce variazioni al variare del trasferimento di carico (e quindi della spinta, variabile), è quella per cui il momento generato dal trasferimento di carico risulta uguale a quello generato dal tiro catena e dalla forza di spinta.

Si definisce rapporto di squat il rapporto tra i due momenti; se il rapporto di squat è minore dell'unità, la sospensione tende ad estendersi in fase di spinta, al contrario si comprime. Il caso ideale, nel quale la sospensione è indipendente dalla forza di spinta, è rappresentato da un rapporto unitario.

Con riferimento alla figura (3.7 b), il rapporto di squat vale

$$\mathfrak{R} = \frac{N_T L \cos \varphi}{SL \sin \varphi + TL \sin(\varphi - \eta)}$$

dove  $L$  e  $\varphi$  sono la lunghezza e l'inclinazione, mentre  $\eta$  è l'inclinazione della catena

È dimostrabile [cfr. 8] che il rapporto di squat è definibile in base a sole considerazioni geometriche, secondo la seguente relazione:

$$\mathfrak{R} = \frac{\tan \tau}{\tan \sigma}$$

dove l'angolo  $\sigma$  rappresenta l'inclinazione della retta passante per il punto di contatto e il punto di intersezione tra l'asse del forcellone e la linea della catena; questa linea viene definita *linea di squat*.

Un rapporto unitario implica che le rette del trasferimento di carico e di squat sono coincidenti e che quindi esiste un punto nel quale concorrono le rette di applicazione di tutte le forze: i momenti di queste sono nulli rispetto a quel punto e quindi rispetto al perno forcellone.

Nel caso di sospensione tradizionale e trasmissione a cardano, sulla ruota non agisce la forza del tiro catena, bensì un momento torcente trasmesso dal forcellone. Affinché vi sia equilibrio alla rotazione attorno al perno forcellone, la risultante delle forze applicate al punto di contatto deve passare per questo punto.

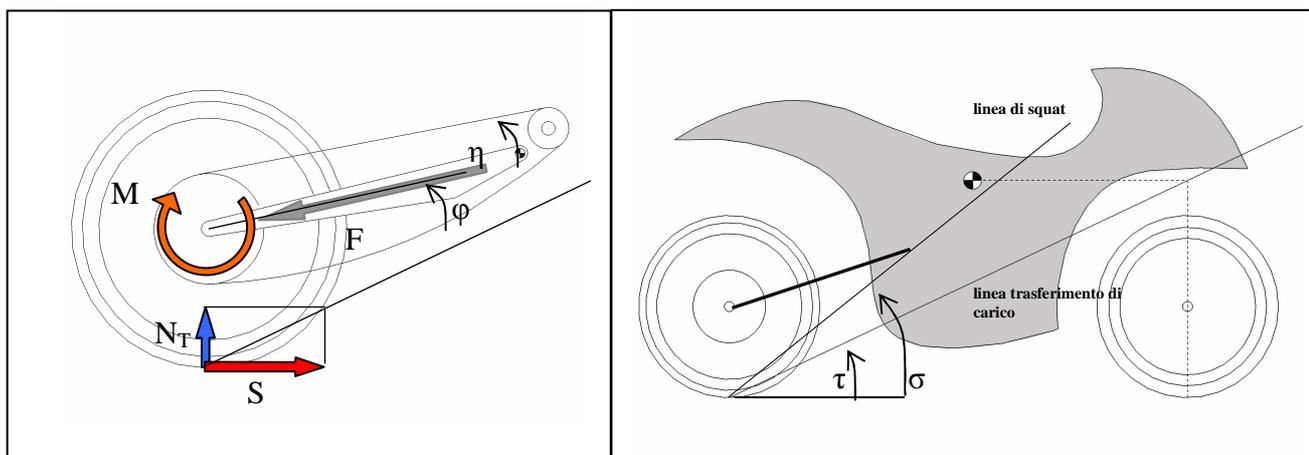


Figura 3.8 a,b: Trasmissione a cardano

In questo caso, il rapporto di squat vale:

$$\mathfrak{R} = \frac{N_T L \cos \varphi}{S(r_w + L \sin \varphi)}$$

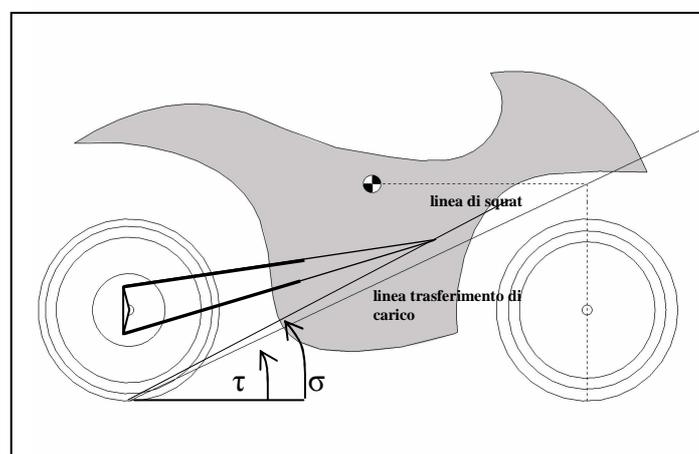
inoltre, il rapporto è di nuovo esprimibile secondo la relazione:

$$\mathfrak{R} = \frac{\tan \tau}{\tan \sigma}$$

nella quale l'angolo  $\sigma$  rappresenta l'inclinazione della retta passante per il perno forcellone.

Dalla figura (3.8) è facile rendersi conto che per avere squat unitario il perno forcellone dovrebbe essere posizionato molto in basso, lungo la linea del trasferimento di carico. Questa configurazione è molto difficile da realizzare, pertanto, i veicoli di questo tipo presentano spesso sospensioni che tendono ad estendersi durante l'accelerazione. Un modo per ridurre questo effetto è quello di realizzare forcelloni molto lunghi, oppure adottare una soluzione come quella proposta da Magni.

In un quadrilatero (fig. 3.9), il centro di istantanea rotazione della biella porta ruota coincide con il punto di intersezione delle due rette condotte per le cerniere dei bilanceri; in pratica, questa configurazione corrisponde ad avere un forcellone virtuale molto lungo. Come nel caso precedente, la linea di squat passa per questo punto; dalla figura seguente si evince che è possibile effettivamente definire una sospensione in cui le due linee coincidano, e quindi, ottenere un rapporto di squat unitario.



**Figura 3.9:** Soluzione a quadrilatero

Un caso poco considerato nella letteratura e nella pratica, corrisponde all'impiego del quadrilatero in un veicolo con trasmissione tradizionale (fig. 3.10)

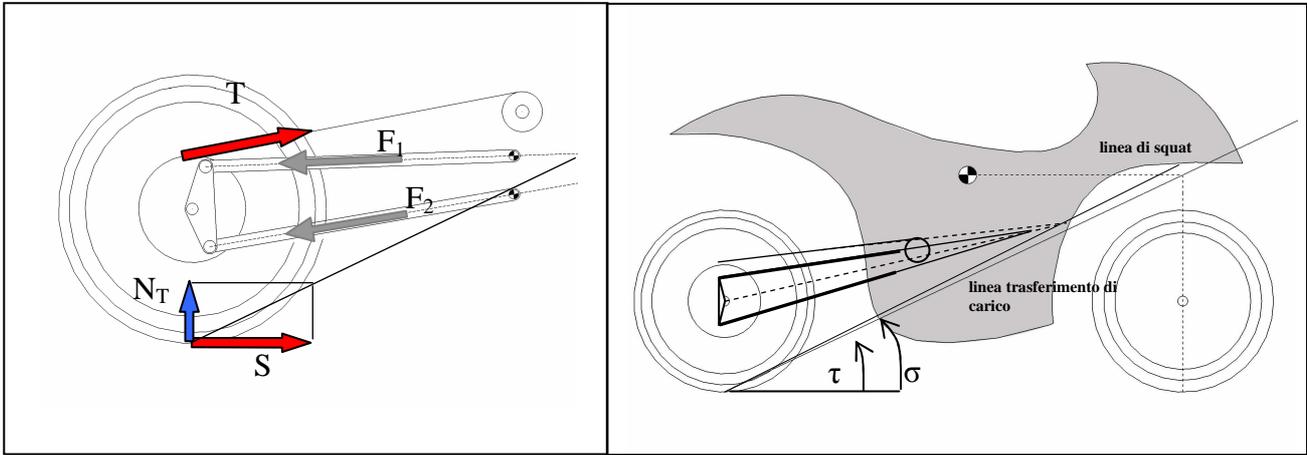


Figura 3.10 a,b: Soluzione a quadrilatero con trasmissione a catena

Rispetto al primo caso analizzato, in questa configurazione le forze trasmesse dai bilancieri sono due ( $F_1$  e  $F_2$ ); anche in questo caso, l'equilibrio alla rotazione della ruota implica che la risultante delle forze attive ( $T$ ,  $S$ ,  $N_s$ ) passi per il perno ruota. Affinché tale risultante non modifichi la configurazione della sospensione, deve generare momento nullo rispetto al centro di istantanea rotazione e, quindi, passare per esso.

Anche in questo caso, il rapporto di squat è definibile dalla relazione vista precedentemente:

$$\mathfrak{R} = \frac{N_T L \cos \varphi}{SL \sin \varphi + TL \sin(\varphi - \eta)}$$

dove  $\varphi$  in questo caso rappresenta l'inclinazione del forcellone virtuale, coincidente con la retta passante per il perno ruota e il centro di istantanea rotazione.

Le forze reattive  $F_1$  e  $F_2$  bilanciano la risultante delle forze attive agenti sulla ruota, ne consegue che il momento generato da queste sul perno ruota è nullo (la loro risultante passa per esso). Ogni movimento di questo è perpendicolare alla retta passante per il centro di istantanea rotazione, per

definizione; ne consegue che la risultante delle forze reattive è anch'essa parallela alla retta passante per il perno ruota e il polo dello stesso: di fatto, il quadrilatero si comporta come un forcellone tradizionale con centro nel polo istantaneo della ruota.

Anche in questo caso, il momento di squat è esprimibile dalla relazione

$$\mathfrak{R} = \frac{\tan \tau}{\tan \sigma}$$

Sebbene l'introduzione di una simile soluzione non sia giustificata dall'utilizzo della trasmissione a cardano, si sottolinea comunque come questa garantisca alcuni dei vantaggi ottenibili dall'impiego di un forcellone molto lungo, rispetto alla lunghezza limitata dei bilancieri

### 3.3.2 OSCILLAZIONI LONGITUDINALI DEL PUNTO DI CONTATTO

Nella maggior parte delle configurazioni analizzate precedentemente, il movimento della sospensione posteriore influenza la rotazione della ruota, sia a causa del fatto che questa varia la sua inclinazione, sia del fatto che la catena tende a ruotare attorno al pignone. Queste fluttuazioni del punto di contatto generano slip longitudinale con conseguenti pulsazioni nella tensione della catena che ostacolano il moto regolare del motore. Nel caso più generale, lo spostamento longitudinale del punto di contatto è dato da:

$$\Delta x = \Delta \alpha \times R_w$$

dove  $R_w$  e  $\Delta \alpha$  sono il raggio e la rotazione della ruota dovuta al movimento della sospensione. Per quanto concerne  $\Delta \alpha$ , possiamo scrivere:

$$\Delta \alpha = \Delta \vartheta - \tau_{cp} \Delta \eta - \frac{\Delta L_c}{R_c}$$

dove:

$\Delta\vartheta$  è la rotazione del forcellone, subita dalla ruota se considerata solidale ad esso

$\Delta\eta$  è la rotazione della catena, che coincide con  $\Delta\theta$  solo nel caso particolare di pignone coincidente con il perno forcellone; questa rotazione corrisponde all'angolo del quale la catena si svolge dal pignone durante la compressione

$\tau_{cp}$  è il rapporto di trasmissione tra pignone e corona

Il secondo addendo rappresenta la rotazione della ruota dovuta allo svolgimento della catena attorno al pignone

L'ultimo termine rappresenta la rotazione della ruota dovuta all'avvicinarsi del perno ruota al pignone, che modifica la lunghezza della catena.

La traiettoria che garantisce slip longitudinale nullo al variare della sospensione è ricavabile per via analitica dalla precedente relazione tramite equazione differenziale, la cui soluzione risulta relativamente laboriosa.

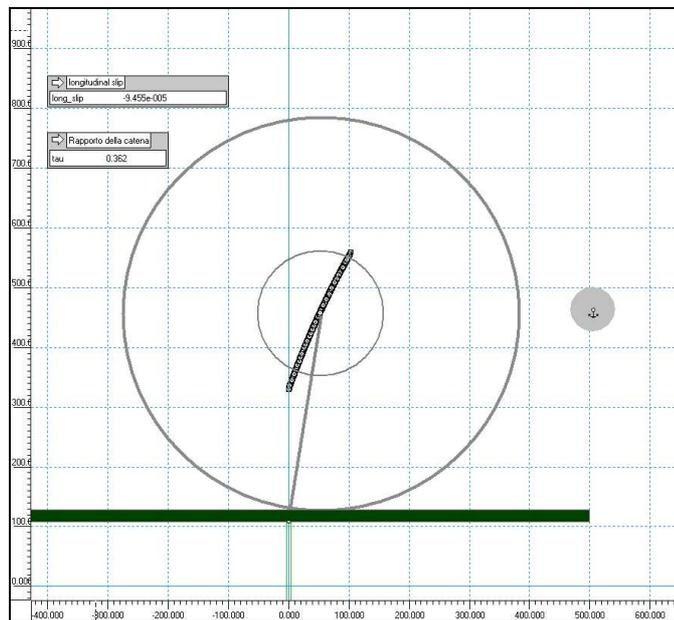
Un procedimento molto più immediato consiste nell'individuare la traiettoria per via numerica, realizzando un modello multibody che riproduca la sospensione secondo i parametri individuati nel precedente capitolo. Per semplicità, si è deciso di realizzare il modello tramite il codice WorkingModel 2d.

I parametri noti sono la posizione del pignone, il raggio di questo, la posizione del perno ruota e i raggi della ruota e della corona. La presenza della catena è stata modellizzata tramite l'introduzione di una trasmissione a ingranaggi interni di pari rapporto di trasmissione, con interasse non vincolato; la ruota è pertanto libera di muoversi nel piano. La condizione di slip nullo corrisponde ad imporre un vincolo tra lo spostamento orizzontale della ruota e la sua rotazione, in particolare:

$$x_w = \alpha_w \times R_w$$

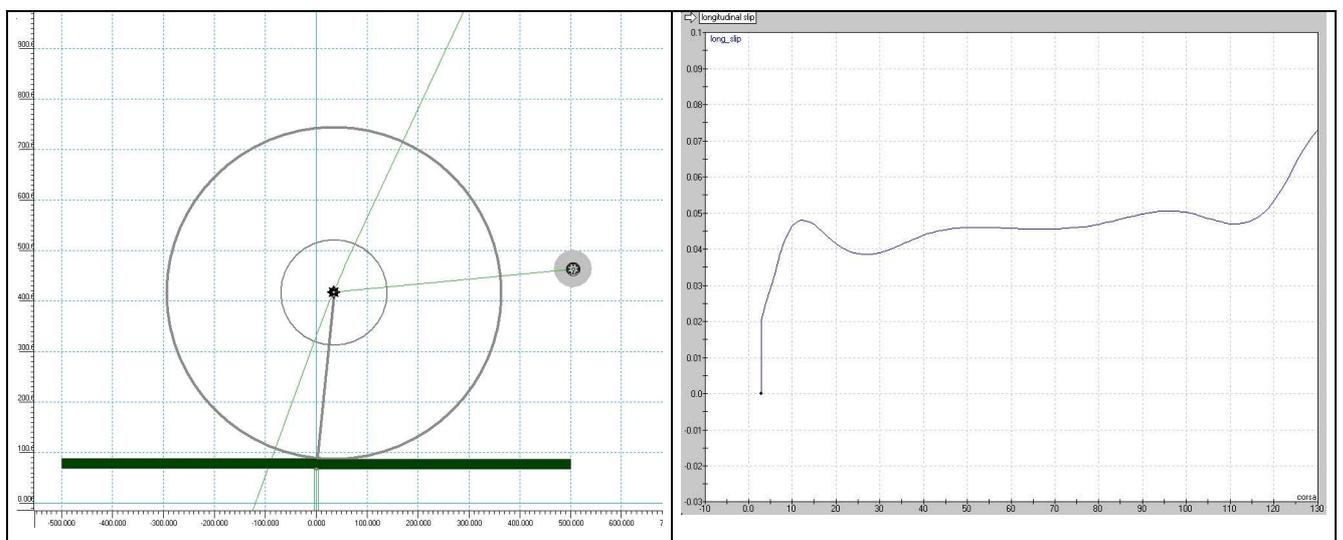
Infine, un piano che scorre verticalmente modella la compressione della sospensione.

La traiettoria individuata, visibile in nero nella figura successiva, presenta una prevedibile forma a evolvente.



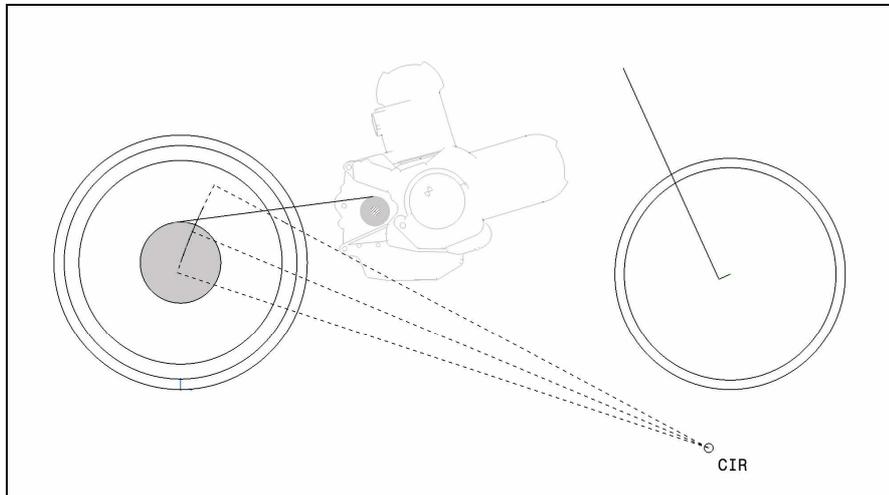
**Figura 3.11:** Traiettoria a slip nullo

Come controprova del modello, è stata condotta una simulazione nella quale il perno ruota è costretto a percorrere la traiettoria individuata precedentemente, oltre a subire una rotazione dovuta alla catena (fig. 3.12). Lo slip longitudinale, pari alla differenza tra la coordinata longitudinale del perno ruota e lo spazio percorso tangenzialmente dalla ruota, è stato riportato nella figura (3.12 b). Il valore medio di questo è pari allo 0,013% del raggio ruota; si ritiene che questa discrepanza sia attribuibile all'impresione del modello numerico.



**Figura 3.12 a,b :** Slip longitudinale ottenuto

Sebbene una tale traiettoria non presenti curvatura costante e quindi ammetta un luogo di centri di istantanea rotazione e non un centro di rotazione fisso, si ritiene che una sua approssimazione a circonferenza sia sufficiente per stimare la posizione di tali centri.



**Figura 3.13:** Centri di istantanea rotazione approssimati della predente traiettoria

Dalle considerazioni effettuate precedentemente emerge come un centro di istantanea rotazione posizionato così in basso non possa garantire rapporti di squat unitari: una sospensione di questo tipo è sempre caratterizzata da compressioni eccessive in fase di accelerazione.

### 3.3.3 ALLUNGAMENTO CATENA

Un aspetto molto importante nel disegno di una sospensione riguarda la lunghezza della catena: nel caso di trasmissione di questo tipo, è necessario tenere in considerazione il fatto che la catena non può subire eccessivi allungamenti, che ne pregiudicherebbe sia il funzionamento che l'integrità.

La lunghezza della catena è esprimibile tramite la relazione:

$$L_{chain} = \sqrt{(x_p - x_w)^2 + (y_p - y_w)^2 - (R_c - R_p)^2}$$

dove i primi due addendi in radice rappresentano il quadrato della distanza tra perno pignone e perno ruota, mentre il terzo corrisponde al quadrato della differenza dei raggi del pignone e della catena.

Essendo costante tale differenza, la condizione di allungamento nullo della catena corrisponde ad un pignone posizionato in corrispondenza del perno forcellone.

### 3.3.4 DEFINIZIONE DI UNA TRAIETTORIA OTTIMALE

Dalle trattazioni appena esposte è emerso che non sempre i criteri necessari al comportamento ottimo della sospensione sono compatibili tra loro. In questo paragrafo si cercherà di definire una traiettoria di compromesso, che privilegi gli aspetti più importanti, primo tra tutti, la condizione di squat unitario.

Si sottolinea che in questa fase non ci si preoccuperà della realizzabilità della traiettoria: lo scopo è quello di definire un obiettivo per la successiva sintesi del quadrilatero.

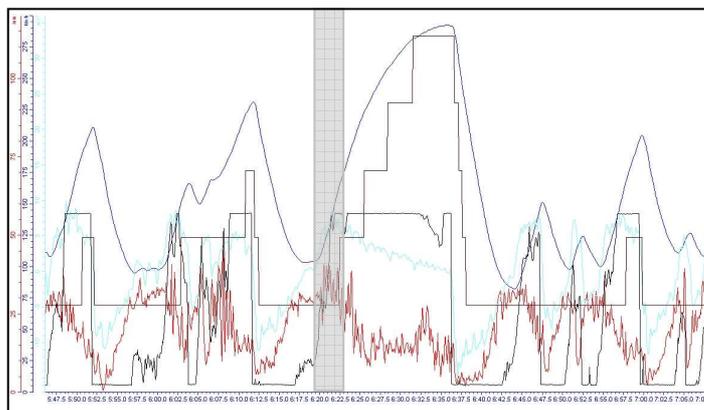
Riassumendo i concetti esposti precedentemente, si cercherà di definire un cinematismo tale che:

- presenti un centro di istantanea rotazione del perno ruota coincidente con l'intersezione tra la linea del trasferimento di carico e la retta del tiro catena, o tale che la risultante delle forze attive agenti sulla ruota passi per esso, così da generare momento nullo. Queste condizioni sono realizzabili per un solo valore della corsa della sospensione (se i bilancieri non coincidono con le rette di applicazione delle forze sulla ruota, il luogo dei punti di intersezione tra tali rette interseca la polare del perno ruota in un punto soltanto). A causa di ciò, si provvederà a disegnare una sospensione che presenti rapporto di squat unitario in corrispondenza della compressione media rilevata in uscita dalle curve, ovvero quando la spinta è massima.
- presenti una traiettoria del perno ruota approssimabile da una circonferenza con centro nelle prossimità del perno forcellone, così da limitare gli allungamenti della catena. Questo corrisponde a grandi linee a limitare la lunghezza dei bilancieri ad un valore prossimo alla distanza perno ruota- pignone

La condizione di slip nullo non è compatibile con i requisiti appena esposti, pertanto verrà tralasciata nella definizione della traiettoria ideale; una volta definita la sospensione, si provvederà a fornire una stima dello slip al variare della compressione.

Affinché sia verificata la prima condizione, la traiettoria ricercata dovrà essere perpendicolare alla retta che unisce il polo voluto con la posizione del perno ruota nella fase di uscita dalle curve; deve essere inoltre approssimabile ad una circonferenza con centro nelle vicinanze del pignone (seconda condizione) e, ovviamente, passare per il punto previsto nel layout in configurazione full extended (cfr. paragrafo 2.5.1).

Per individuare la configurazione in cui la spinta è massima, si farà riferimento ai dati della telemetria registrati durante alcuni giri di gara nel circuito del Mugello, in una moto simile a quella considerata per la definizione del layout iniziale. Da questi è possibile stimare un valore medio della compressione della sospensione posteriore nelle fasi di massima spinta, così da definire quale sia la configurazione in cui è meglio ricercare un rapporto di squat unitario. Le fasi prese in esame sono quelle in cui il pilota interviene bruscamente sull'acceleratore. Nella figura (3.14) è riportato, a titolo di esempio, uno spezzone di registrazione in cui è visibile la fase di uscita da una curva, la Bucine; nel grafico, la posizione dell'acceleratore è riportata in nero, in azzurro l'accelerazione longitudinale del veicolo, in grigio la marcia utilizzata ed in rosso è visibile la compressione del monoammortizzatore; il rettangolo evidenzia una fase di massima spinta, ovvero, una fase in cui l'accelerazione longitudinale è massima, mentre il pilota è ancora in seconda marcia.

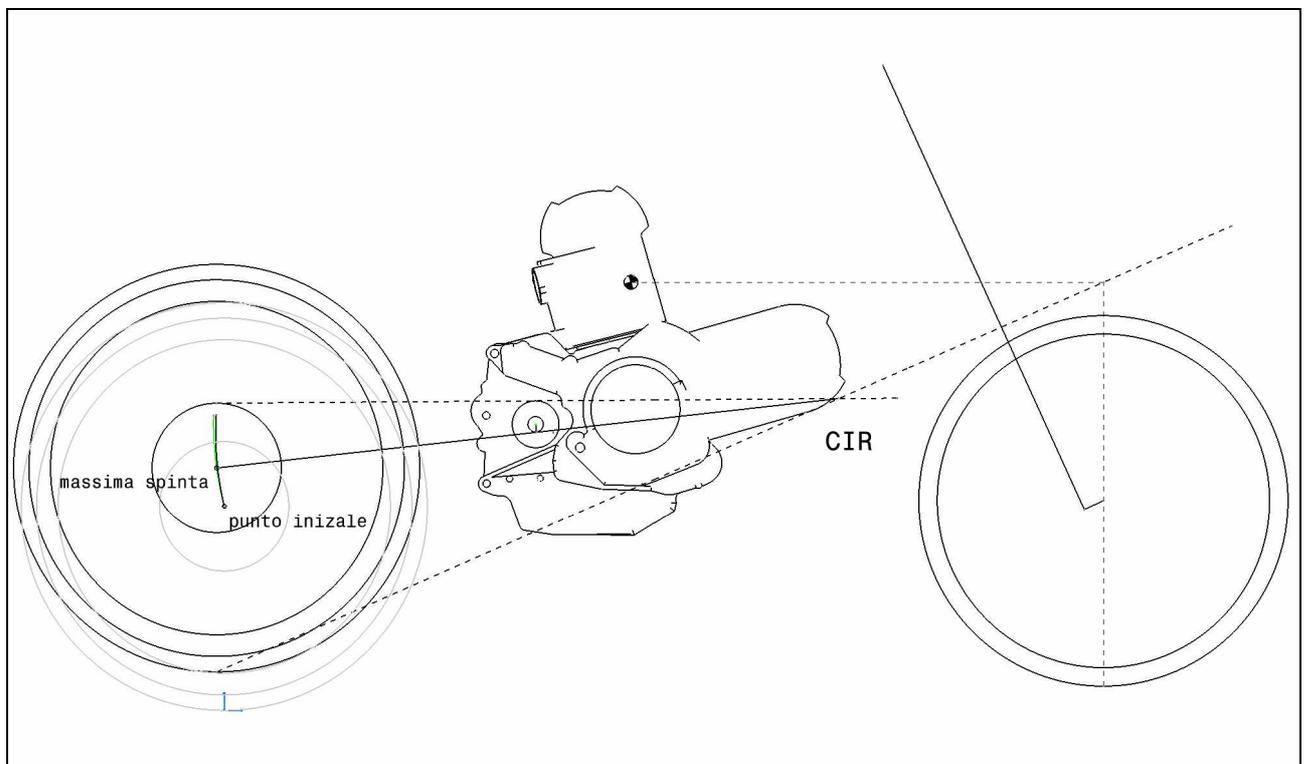


**Figura 3.14:** Percorrenza di una curva del circuito del Mugello

Per ottenere un valore di riferimento abbastanza rappresentativo dell'intero tracciato, è stato calcolato il valore medio della compressione per ciascuna fase in cui il pilota imponeva la massima accelerazione. La compressione ricercata è stata infine calcolata come media di questi valori.

Ne risulta che un valore rappresentativo corrisponde ad una compressione dell'ammortizzatore pari a 26 mm, che equivale ad uno spostamento della ruota pari a 62,4 mm.

Per individuare la traiettoria, dal punto iniziale (0,330 nel layout) è stata condotta la circonferenza con centro nel pignone; su questa, è stato individuato il punto avente ordinata corrispondente alla posizione del perno ruota per cui la spinta è massima (392.4) ed è stato determinato il centro di istantanea rotazione ricercato corrispondente a questa configurazione. Da questo è possibile disegnare il “forcellone virtuale”, ovvero il segmento unente il centro con il perno ruota in questa configurazione. Dal momento che la traiettoria deve essere perpendicolare a questo, essa verrà ricavata come arco della circonferenza con centro nel punto del segmento di minor distanza dal pignone, passante per il punto iniziale. La figura riporta la traiettoria individuata.



**Figura 3.15:** Traiettoria ideale individuata

### 3.4 SINTESI DEL QUADRILATERO

La traiettoria precedentemente individuata è quella che garantisce rapporto di squat unitario in una particolare configurazione (massima spinta) e minor allungamento della catena; non è detto, tuttavia, che tale traiettoria sia generabile da un meccanismo a quadrilatero.

La generazione di traiettorie è un problema di sintesi ampiamente affrontato in meccanica, la cui soluzione consiste nel trovare quale sia il cinematismo che approssima meglio una traiettoria data. In molti casi, si preferisce introdurre una semplificazione imponendo al cinematismo di passare per un numero finto di “punti di precisione” (in genere da tre a nove) e tralasciando la ricerca della miglior approssimazione della traiettoria negli altri punti.

I metodi più utilizzati per affrontare il problema possono essere suddivisi in metodi analitici e metodi grafici.

I metodi analitici consistono nel tradurre il problema in un sistema di equazioni, per semplicità nel campo complesso, la cui soluzione fornisce le dimensioni e le posizioni iniziali dei singoli membri. In genere questo approccio è molto adatto nel caso in cui siano note a priori le rotazioni da imporre ai singoli membri per passare da una posizione alla successiva ma, a causa della non linearità del problema, non risulta particolarmente conveniente nel caso in cui siano note le orientazioni dei membri (cfr. [9])

I metodi grafici consistono nel ricercare la soluzione attraverso la rappresentazione grafica del problema, sfruttando le proprietà geometriche del moto dei corpi. Un metodo molto interessante è proposto da ERDMAN e SANDOR in [10]; questo metodo è stato preso in considerazione fin da subito poiché permette di garantire il passaggio di un punto della biella per tre punti di precisione, imponendo la posizione iniziale e la lunghezza di uno dei due bilancieri. Uno degli inconvenienti di questa metodologia consiste nel tempo necessario a disegnare la soluzione, che non la rende particolarmente adatta nel caso in cui vi sia bisogno di ricercare una soluzione per via ricorsiva. Per ovviare a ciò, è preferibile avvalersi di strumenti di disegno CAD, nei quali è possibile definire i vincoli geometrici necessari a pervenire alla soluzione: creando un modello parametrico, è possibile rendere la ricerca della soluzione quasi totalmente automatica.

I metodi appena descritti sono metodi diretti, nei quali la soluzione, se esiste, passa effettivamente per i punti richiesti. Un altro modo di procedere consiste nei così detti metodi indiretti: in questo caso si perviene alla soluzione tramite affinamenti successivi che portano ad un risultato buono, ma che non garantisce il passaggio per i punti di precisione imposti. In questo

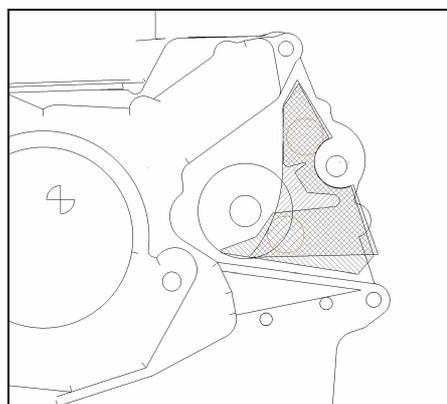
caso, è il progettista ad intervenire per decidere la configurazione successiva in base all'intuizione e ai risultati dell'analisi precedente.

Nel quadrilatero che si vuole ricercare, un punto della biella deve essere in grado di percorrere una data traiettoria, approssimata da una circonferenza; inoltre, la condizione di rapporto di squat unitario corrisponde ad imporre due condizioni sulle orientazioni dei bilancieri in una data configurazione. Dalle brevi considerazioni precedentemente riportate emerge che un approccio di tipo analitico potrebbe non garantire risultati, dal momento che questo metodo è adatto se le posizioni dei membri sono tra le incognite. I metodi grafici, al contrario, richiedono la definizione della posizione iniziale come dato di partenza, risultano pertanto più adatti allo scopo.

Nello svolgimento del presente lavoro, si è deciso di ricorrere al metodo proposto in [10]. Sulla traiettoria obiettivo, sono stati individuati tre punti di precisione, corrispondenti alle tre configurazioni già viste: l'uscita dalla curva, la configurazione di sag rider e quella completamente estesa.

La posizione dei perni a telaio dei bilancieri rappresenta una scelta abbastanza vincolata: gli unici fori passanti nel motore sono in corrispondenza degli attacchi e del perno forcellone (cfr. paragrafo 2.2.4); si ritiene che l'utilizzo dei due fori inferiori dia origine a un cinematismo troppo corto e "piatto", nel quale cioè le coppie rotoidali sono troppo vicine, rendendo così la struttura poco rigida.

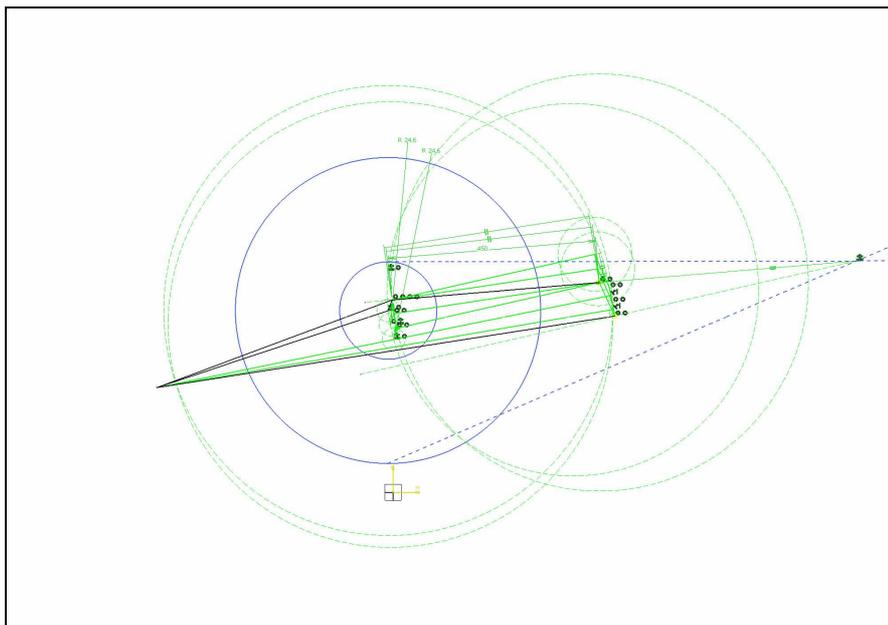
La soluzione scelta consiste nel posizionare i perni lateralmente al motore, in una posizione più avanzata, che non interferisca con la struttura del propulsore. Data la necessaria simmetria dei perni, la zona adatta è stata ricavata come intersezione delle zone "libere" sui due lati del veicolo. La figura successiva riporta tale zona ed identifica le posizioni ritenute più convenienti per i perni (in rosso).



**Figura 3.16: Attacchi a telaio del quadrilatero**

Una volta definite queste due posizioni, sono definite anche le inclinazioni che i due bilancieri devono assumere nella configurazione di uscita dalle curve.

Come precedentemente accennato, inizialmente si è tentato di risolvere il problema tramite il metodo grafico riportato in [10]. Al fine di rendere più veloce la risoluzione grafica, è stato creato un modello CAD, visibile in figura (3.17). Dal momento che l'inclinazione iniziale dei bilancieri non è tra i parametri liberi, l'unica scelta effettuabile in questo modello riguarda la lunghezza di uno dei due bilancieri. Imponendo il passaggio per i tre punti di precisione, si sperava di incontrare una configurazione nella quale la posizione iniziale del secondo bilanciere coincidesse con la retta individuata dal perno e dal centro di istantanea rotazione scelto. Nella figura è visibile il modello CAD impiegato, confrontato con la posizione della ruota corrispondente alla massima spinta, rappresentata in blu, e al cinematismo incontrato, in nero



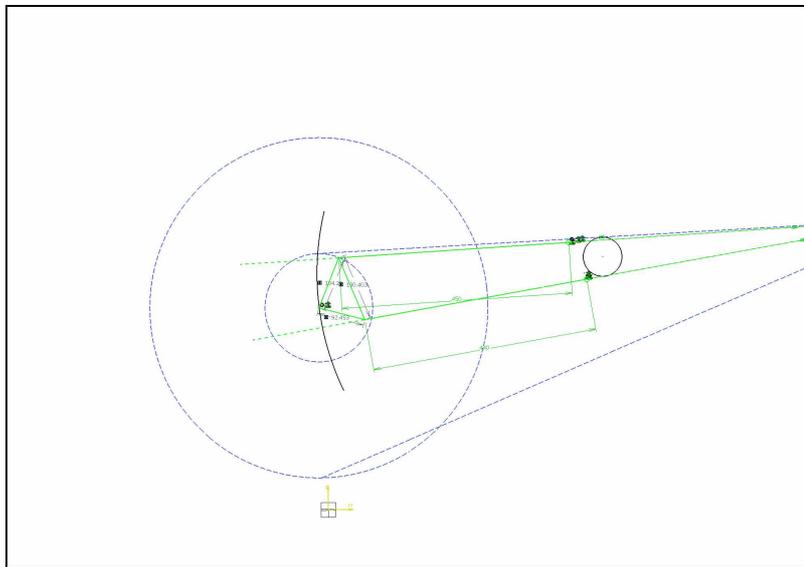
**Figura 3.17:** Metodo grafico, modello CAD parametrico

Sebbene siano state individuate alcune configurazioni nelle quali il secondo bilanciere approssimava relativamente bene l'inclinazione ricercata, in tutte le soluzioni incontrate questo era eccessivamente lungo.

Se integrato da un buon modello parametrico, il metodo appena descritto è molto utile nella soluzione dei problemi di sintesi per punti di precisione, poiché garantisce risultati molto accurati. Tuttavia, lo studio ha mostrato come questo non sia adatto al problema in oggetto, nel

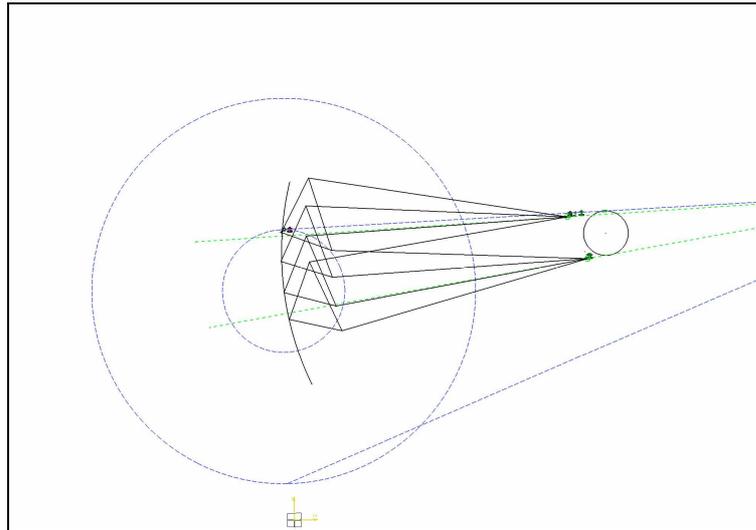
quale la precisione richiesta riguarda l'inclinazione di entrambi i bilancieri, e non il passaggio per determinati punti (peraltro derivati da scelte arbitrarie).

Le considerazioni appena esposte hanno portato a continuare la ricerca attraverso metodi indiretti: dal momento che le inclinazioni iniziali dei bilancieri sono note, si è proceduto creando un modello in cui i parametri liberi fossero esclusivamente le lunghezze di questi; una volta impostati tali valori, risultano definite anche le dimensioni della biella porta ruota. La figura successiva mostra il modello.



**Figura 3.18:** Metodo indiretto, modello CAD parametrico

Il procedimento utilizzato nella ricerca della soluzione è il seguente: attivando i vincoli di coincidenza dei bilancieri con le rette rappresentanti l'inclinazione voluta, si impostano le lunghezze di questi (parametri liberi), così da vincolare tutte le dimensioni del cinematismo. In una seconda fase, viene disattivato il vincolo relativo alle inclinazioni e si attiva quello relativo alle lunghezze dei membri, così da rendere questi indeformabili. Il cinematismo può così scorrere e mostrare quali configurazioni approssimino meglio la traiettoria (fig. 3.19)

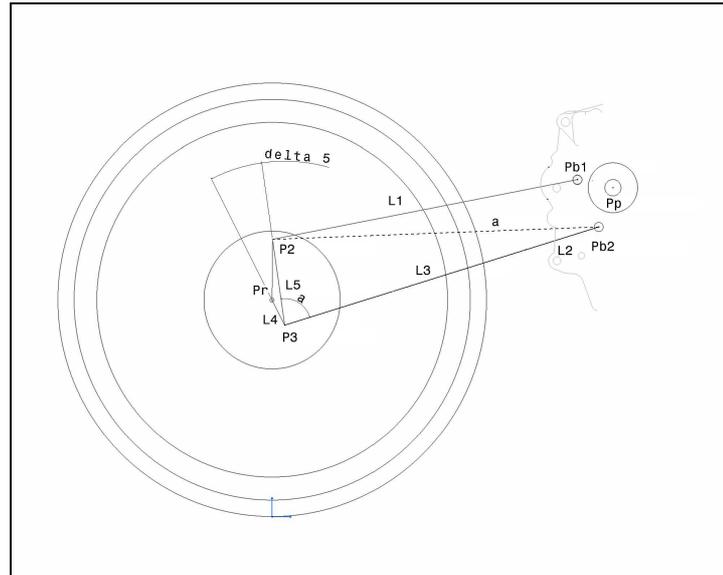


**Figura 3.19: Metodo indiretto, esempio**

Il metodo utilizzato ha il vantaggio di essere molto pratico e veloce, in una tipologia di problema caratterizzato da numerose condizioni che ne rendono difficoltosa l'impostazione. Attraverso questo metodo è stato possibile individuare alcune configurazioni che meglio di altre approssimavano la traiettoria; infine, alcune di queste sono state scelte intuitivamente perché più facilmente realizzabili (ad esempio per via della distanza sufficiente tra i perni dei bilancieri e il perno ruota).

Data l'empiricità del metodo descritto, si è preferito sviluppare un breve codice Matlab che analizzasse analiticamente il cinemismo prima di procedere alla scelta della configurazione definitiva. Tale codice permette di visualizzare il movimento della sospensione, la traiettoria del centro di istantanea rotazione del perno ruota, stimare il rapporto di squat, lo scarto dalla traiettoria cercata, l'allungamento della catena, lo slip longitudinale assoluto e la sua derivata al variare della corsa della sospensione.

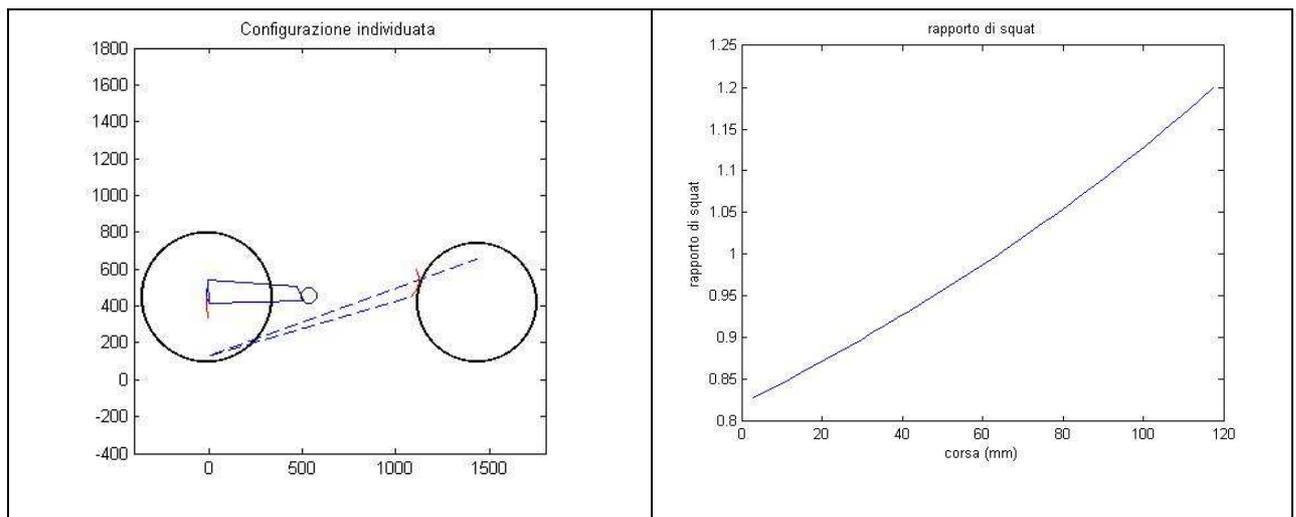
L'analisi cinematica del meccanismo è stata svolta secondo la procedura indicata in [9]; in sintesi (fig. 3.20), dall'angolo iniziale del bilanciere superiore, sono state ricavate le coordinate del perno P2, la lunghezza  $a$  e, attraverso il teorema di Carnot, l'angolo  $\alpha$ . Dal punto P2 quindi, i punti P3 e Pr e da questo il punto di contatto. Il rapporto di squat si ottiene dal rapporto tra le tangenti dell'angolo  $\tau$ , inclinazione della retta che unisce questo punto al punto di coordinate (passo, altezza COG), e dell'angolo  $\sigma$ , inclinazione della retta unente il punto di contatto al punto di intersezione delle rette dei bilancieri, ottenuto per via analitica.

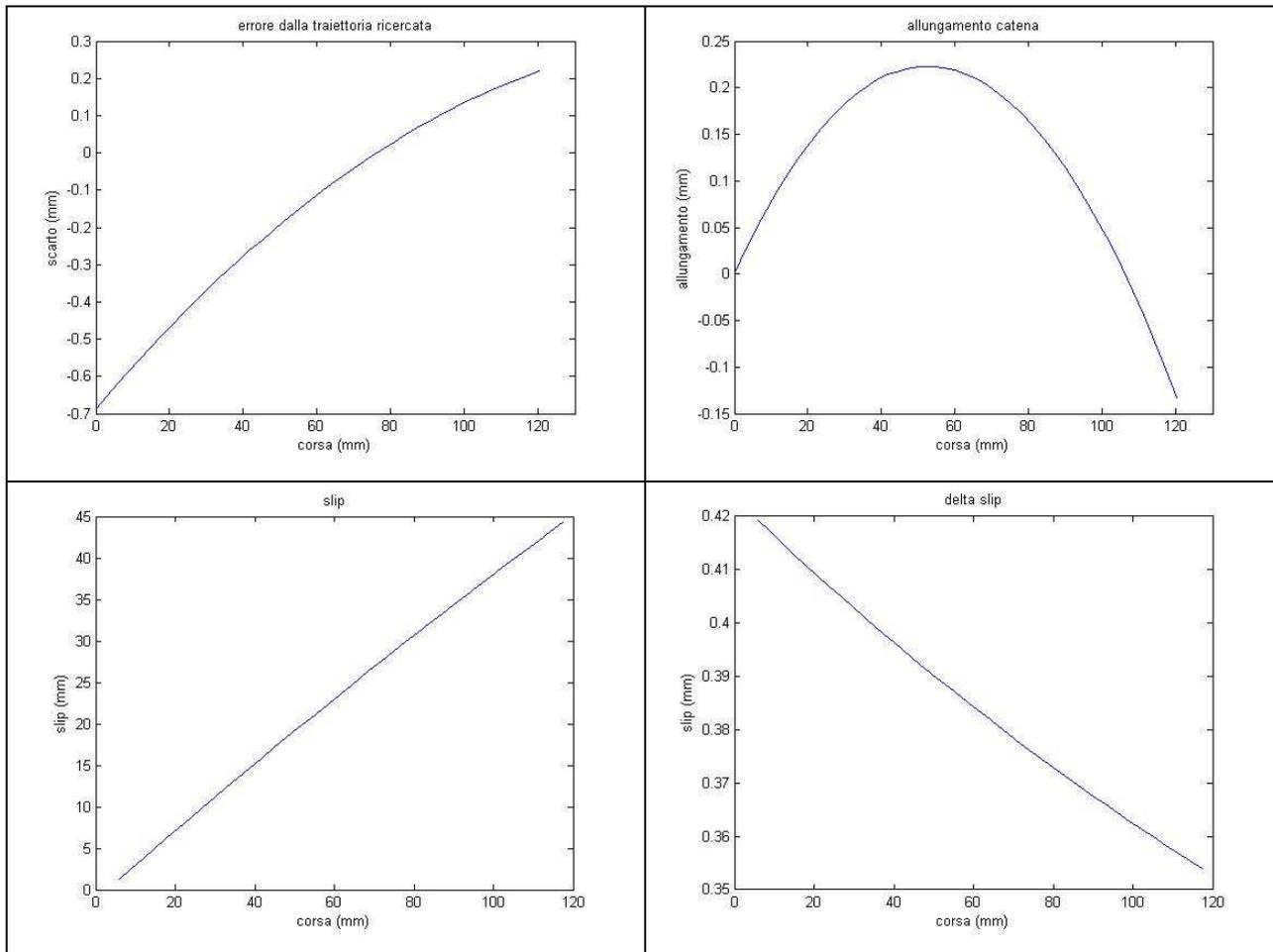


**Figura 3.20:** Analisi cinematica del quadrilatero

La traiettoria ricercata è una circonferenza, pertanto lo scarto da questa è stato ricavato come differenza tra la distanza del punto ruota dal centro e il raggio; la lunghezza della catena è data dalla differenza tra il quadrato della distanza dei due perni (pignone, ruota) e il quadrato della differenza tra i raggi [vedi paragrafo 3.3.3]. Lo slip, come definito nello stesso paragrafo.

La figura successiva mostra i risultati ottenuti per la configurazione ritenuta migliore e, quindi, definitiva





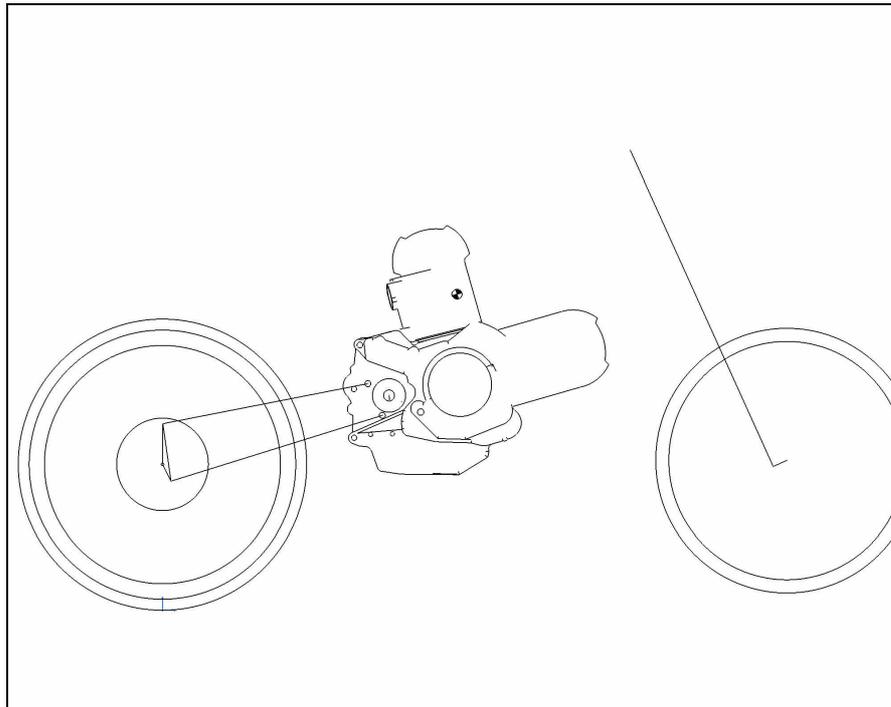
**Figura 3.21:** Configurazione e comportamento della soluzione definitiva

La configurazione scelta presenta i seguenti parametri di lunghezza:

lunghezza bilanciere superiore :	478 mm
lunghezza bilanciere inferiore :	506 mm
distanza tra i perni bilanciere alla ruota:	132.6 mm
distanza tra perno ruota e perno bilanciere superiore:	43.2 mm
distanza tra perno ruota e perno bilanciere inferiore:	92.8 mm

Gli ultimi due valori sono variabili in quanto è prevista una variazione longitudinale del perno ruota, al fine di consentire la regolazione del tiro catena e del passo. I valori esposti rappresentano ovviamente lo zero della regolazione

Come prevedibile, la soluzione scelta rispetta la condizione di rapporto di squat unitario (fig. 3.21 b) per la configurazione scelta; la lunghezza della catena (fig. 3.21 d) presenta un range di appena 0,35 mm (valore molto ridotto rispetto ad alcuni veicoli dotati di forcellone tradizionale), il che è imputabile ai bassissimi valori di scarto tra la traiettoria ricercata e quella realizzata (fig. 3.21 c). Per quanto concerne lo slip, durante la compressione totale della sospensione, il punto di contatto si muove di circa un terzo del valore della corsa della sospensione



**Figura 3.22:** Quadrilatero definitivo

### **3.5 DEFINIZIONE DEL LEVERAGGIO DELL'AMMORTIZZATORE**

Come visto precedentemente, negli ultimi decenni è stata sottolineata la convenienza nell'utilizzo di un monoammortizzatore a corsa ridotta rispetto alla tradizionale coppia posizionata in vicinanza del perno ruota. Questo dispositivo può essere montato direttamente sul forcellone (soluzione cantilever) oppure mediante leveraggi; con riferimento alla figura (3.5), le tipologie di cinematismi maggiormente utilizzate sono il Pro Link [a], l' Unitrak [b] e il Full Floated [c].

### 3.5.1 SCELTA TIPOLOGICA DEL CINEMATISMO

Nel caso di sospensione a quadrilatero, il gruppo elastico viene vincolato ad uno dei due bilancieri, in genere a quello che per questioni costruttive presenta le dimensioni maggiori: in effetti, questo tipo di cinematismo è impiegato nelle moto a trasmissione a cardano, nelle quali uno dei due bilancieri presenta sezioni molto generose per poter ospitare l'albero a cardano (fig 3.23)



**Figura 3.23:** Soluzione a quadrilatero, trasmissione a cardano

Nella sospensione sviluppata non vi è differenza nel ruolo dei due bilancieri, pertanto la scelta non è obbligata come nel caso appena descritto.

Il bilanciante su cui verrà montata la sospensione dovrà essere molto rigido, poiché la forza dell'ammortizzatore genera sollecitazioni flessionali molto elevate. Dagli studi effettuati in [11], emerge la convenienza di irrobustire il bilanciante più vicino al punto di contatto della ruota, così da limitare i fenomeni torsionali della struttura finale causati dalle forze laterali al punto ruota, anche se montando l'ammortizzatore sul bilanciante inferiore si generano problemi di ingombro dovuti alla vicinanza tra ruota e motore. A causa di ciò, si ritiene che le soluzioni di tipo [a e b] non siano adatte, poiché necessitano di un'elevata quantità di spazio proprio nella zona in cui

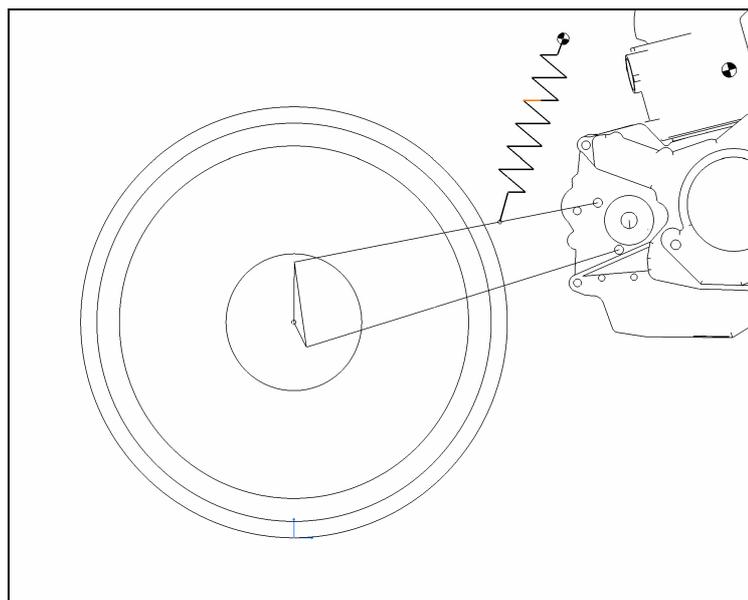
questo scarseggia. Le soluzioni prese in considerazione sono il montaggio a cantilever sul forcellone superiore e il sistema tipo Full Floated montato sul forcellone inferiore.

### ***Soluzione cantilever***

In generale, i vantaggi di questa soluzione si identificano nella semplicità costruttiva e nella possibilità di montare l'ammortizzatore lateralmente rispetto alla ruota. Nel caso in oggetto, la presenza di un forcellone a quadrilatero non consente di montare il monoammortizzatore lateralmente, a causa degli elevati momenti torcenti generati dalla asimmetria del montaggio.

Sebbene questa soluzione non presenti i problemi di ingombro tipici di un cinematisma montato sul forcellone inferiore, lo spazio richiesto per un tale assemblaggio è comunque notevole. Per garantire un minimo di progressività, l'ammortizzatore deve essere montato con un'inclinazione tale per cui l'angolo tra il forcellone e l'ammortizzatore non superi i  $90^\circ$  durante la corsa. La massima progressività ottenibile, seppur modesta, è rappresentata proprio da uno schema nel quale l'ammortizzatore risulta perpendicolare al forcellone in corrispondenza della massima compressione.

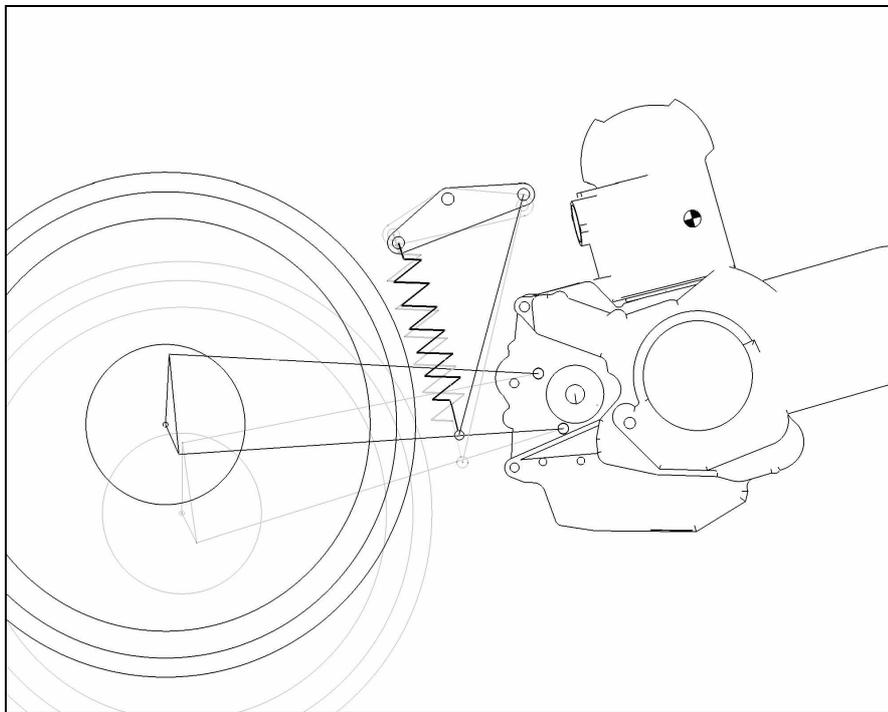
La scarsa rigidezza torsionale dovuta all'irrigidimento dell'elemento superiore, unita alla comunque bassa progressività ottenibile, rendono questa soluzione poco pratica.



**Figura 3.24:** Soluzione a cantilever

### ***Soluzione Full-Float***

In questa soluzione, l'ammortizzatore è collegato al forcellone inferiore e ad un bilanciario, questo è incernierato al telaio, mentre il quadrilatero è completato da un'asta tra il forcellone e il bilanciario. I vantaggi di questo tipo di soluzione sono i seguenti: la progressività raggiungibile è molto buona, il leverage permette di montare l'ammortizzatore molto vicino al perno del forcellone, grazie agli elevati rapporti di trasmissione raggiungibili, inoltre, l'ammortizzatore può essere posto in posizione relativamente verticale, così da limitare i problemi di ingombro. Un ulteriore vantaggio relativo all'ingombro è dato dal fatto che, grazie al quadrilatero, l'ammortizzatore varia di poco la sua inclinazione: durante la compressione rimane relativamente fermo, così da non necessitare di ulteriore spazio per il movimento (fig. 3.25). Questi vantaggi, uniti ai benefici strutturali derivanti dall'alleggerimento della struttura superiore (avvicinamento dell'asse di torsione al punto ruota), hanno portato alla scelta di questa tipologia di sospensione. Va detto, tuttavia, che una tale soluzione presenta svantaggi quali la complessità di realizzazione del cinematismo e la notevole vicinanza dell'elemento molla alla ruota



**Figura 3.25:** Soluzione Full Floated

### 3.5.2 PARAMETRI DI PROGETTO

La definizione del cinematismo posteriore consiste nel trovare una configurazione del meccanismo che permetta di avere una rigidità ridotta alla ruota il più simile possibile a una funzione di rigidità voluta. Tale configurazione deve rispettare i vincoli di progetto e garantire che i singoli membri della sospensione non collidano tra loro durante il movimento.

Dal momento che l'ammortizzatore verrà fornito da sponsor esterni, il cinematismo definitivo deve tenere conto delle caratteristiche di questo.

In particolare, l'ammortizzatore che si andrà ad utilizzare è un monoammortizzatore aftermarket Bitubo, modello XXF 11; questo ammortizzatore presenta le seguenti caratteristiche costruttive:

- interasse variabile : 295 mm - 305 mm
- corsa massima : 50mm (60 mm senza tampone)
- molla disponibile : 120 N/mm (in dotazione)

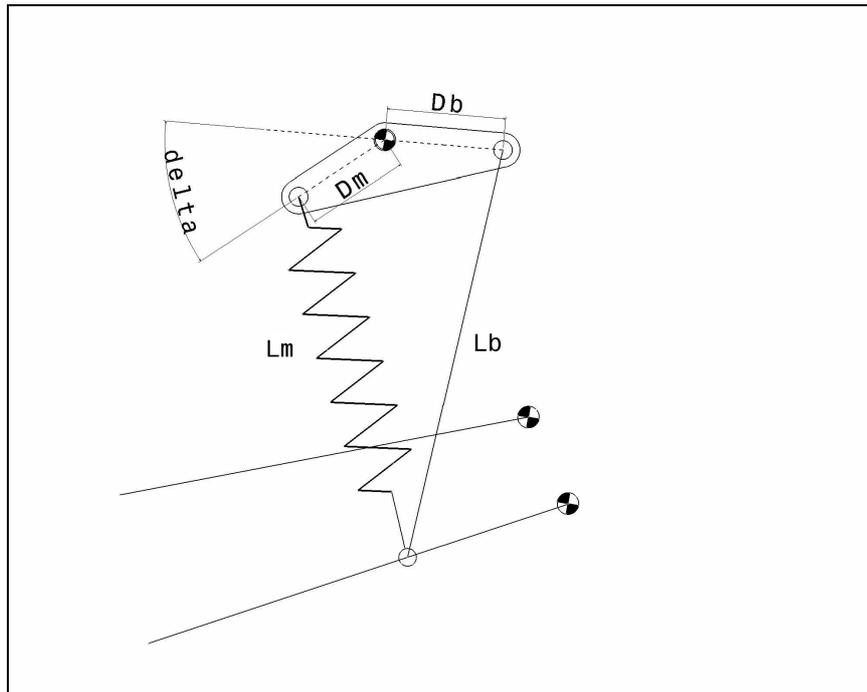
Come è possibile notare dalla figura (3.25), la zona più critica a causa degli ingombri è quella tra la ruota e il motore, in prossimità del perno di collegamento tra il cinematismo e il bilanciere inferiore. Per ridurre l'ingombro in questa zona è già stata effettuata una prima scelta costruttiva: rispetto alla figura (3.5 c), nella soluzione adottata si è deciso di far coincidere i perni di collegamento della biella e dell'ammortizzatore. Questo schema complica notevolmente il disegno della sospensione, poiché sullo stesso perno devono trovare alloggio sia l'ammortizzatore che la biella, ma i vantaggi in termini di ingombro sono indiscutibili.

Al fine di assicurare la maggiore distanza tra il meccanismo, la ruota ed il motore, si è deciso di imporre un altro limite progettuale: il perno sul bilanciere verrà posizionato ad una distanza intermedia tra il pneumatico ed il propulsore, come in figura (3.25).

In conclusione, si vogliono elencare i parametri liberi del progetto; questi sono:

- la lunghezza della biella ( $L_b$ )
- le coordinate del punto a telaio
- la distanza tra il punto a telaio e l'occhio superiore della biella ( $Db$ )
- la distanza tra il punto a telaio e l'occhio superiore dell'ammortizzatore ( $Dm$ )

-l'inclinazione tra le precedenti distanze (delta)



**Figura 3.21:** Schema cinematico della soluzione Full Floated

### 3.5.3 METODOLOGIE DI SINTESI

L'obiettivo di questa sintesi non riguarda la generazione di traiettorie, bensì la correlazione tra la compressione della molla e lo spostamento verticale del punto ruota: come già definito, l'obiettivo è quello di trovare un cinematismo che garantisca una determinata rigidità ridotta alla ruota. Per il principio dei lavori virtuali, la rigidità ridotta è data dal prodotto tra il quadrato del rapporto di velocità tra l'escursione della ruota e la compressione della molla

$$K_{RID} = K_{molla} \times \tau_{dm,dyr}^2$$

Il problema, pertanto, corrisponde a trovare un giusto andamento del rapporto di trasmissione  $\tau$ .

Dal momento che la sospensione è già definita, i parametri di progetto liberi sono quelli elencati precedentemente; questi verranno fatti variare fino a trovare una soluzione che soddisfi tutti i requisiti.

I vincoli di progetto in questo caso sono quelli relativi all'ammortizzatore e agli ingombri.

Per l'ingombro, è necessario considerare che  $D_b$  deve essere limitato per evitare il contatto della biella con il motore,  $D_m$  a sua volta deve tenere in considerazione che la molla presenta un diametro esterno massimo pari a 95 mm.

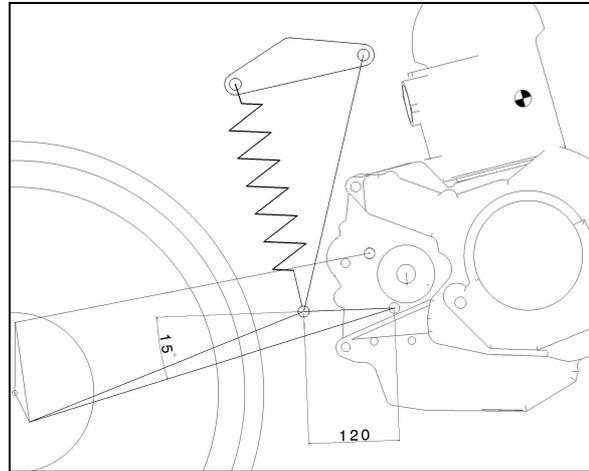
Tra i vincoli dell'ammortizzatore, oltre alla lunghezza, bisogna considerare che il rapporto di trasmissione deve essere tale da garantire una corsa alla ruota pari a 120 mm, per una compressione massima di 50 mm. Infine, si desidera una rigidità progressiva, pertanto il valore di  $\tau$  deve essere crescente all'aumentare della compressione.

La soluzione incontrata deve essere un compromesso tra tutte queste condizioni; in particolare, quelle relative all'ingombro rappresentano un vincolo difficilmente valutabile tramite algoritmo matematico. Anche in questo caso, pertanto, si è deciso di procedere attraverso una metodologia iterativa, nella quale cioè ad ogni step viene variato un parametro fino a trovare una soluzione che soddisfi i requisiti. Si ritiene che una procedura basata sull'intuizione, supportata da metodologie numeriche per l'analisi dei risultati, velocizzi di molto la sintesi perché permette di individuare subito la direzione verso cui evolvere il cinematismo.

Riconsiderando il modello realizzato in Matlab per l'analisi finale del quadrilatero, si procederà integrando quest'ultimo con un'analisi cinematica del sistema Full Floated. Per valutare l'assemblabilità e la condizione di non collisione, si analizzerà il movimento dell'intero cinematismo attraverso lo stesso grafico riportato in figura (3.21 a). Un successivo diagramma permetterà il confronto tra la rigidità ridotta ottenuta e la rigidità ideale individuata nel prossimo paragrafo. Infine, si chiederà al codice di definire se il valore dell'interasse incontrato rientra nel range ammesso dall'ammortizzatore e se il valore della compressione non supera i limiti imposti.

Prima di procedere nella descrizione del processo di sintesi, è necessario sottolineare un aspetto che ha caratterizzato lo sviluppo della sospensione. Come spesso succede durante la progettazione, si è reso necessario apportare una modifica in corso d'opera al cinematismo disegnato inizialmente poiché si sono riscontrate alcune differenze tra l'ammortizzatore considerato e quello fornito successivamente. In particolare, si è verificata una condizione di collisione tra il serbatoio del gas e la ruota, che ha obbligato a ridisegnare la sospensione rialzando sia il perno sul forcellone che l'attacco a telaio. Nella configurazione definitiva, la

posizione del perno sul forcellone è individuata da una retta inclinata di  $15^\circ$  rispetto al bilanciario inferiore, ad una distanza pari a 120mm del relativo perno a telaio, (fig. 3.27).

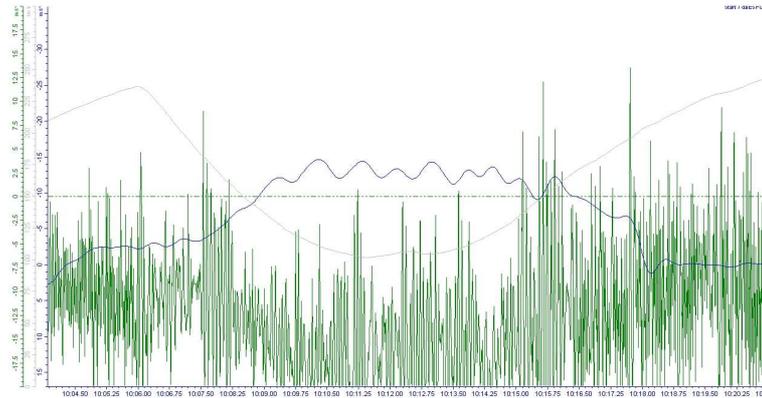


**Figura 3.27:** Modifiche apportate all'attacco dell'ammortizzatore

### 3.5.4 RIGIDEZZA IDEALE

Prima di procedere nella sintesi, è necessario definire una funzione di rigidità ideale, necessaria per poter effettuare un confronto con la rigidità ottenuta nelle varie configurazioni.

La massima compressione dell'ammortizzatore posteriore in condizione di regime (escludendo quindi l'aliquota dovuta a irregolarità del terreno), durante una gara, si ha in fase di percorrenza di curva; in questa condizione è massima l'accelerazione sul piano verticale. Dalla telemetria è possibile rilevare che un motociclo simile a quello considerato nei precedenti capitoli, equipaggiato con pneumatici ad elevate prestazioni, è in grado di percorrere una curva ad angoli di rollio pari a circa  $53^\circ$  (sistema complessivo moto-pilota). Questo corrisponde ad un'accelerazione laterale di  $13 \text{ m/s}^2$  e ad un'accelerazione di circa  $16 \text{ m/s}^2$  lungo il piano di simmetria del veicolo. A titolo di esempio vengono riportati i dati relativi alla curva Brugine. La figura (3.28) mostra in blu l'accelerazione laterale assoluta rilevata dal GPS, l'accelerazione sul piano verticale in verde e la velocità in grigio.



**Figura 3.28:** Accelerazioni durante la percorrenza della curva Bugine

Ammettendo pneumatici egualmente performanti, per una tale accelerazione, la forza verticale agente sulla ruota posteriore del veicolo in oggetto è pari a :

$$F_{Vruota} = M_{tot} \times \frac{p-b}{p} \times a_{vert} \approx 2320N$$

Le masse non sospese non sollecitano le sospensioni, è possibile pertanto stimare la forza trasmessa al telaio, in condizioni di sag rider e di percorrenza come:

$$F_{sosp\ sag\ rider} = M_{sprung} \times \frac{p-b}{p} \times g \approx 1209N$$

$$F_{sosp\ curva} = M_{sprung} \times \frac{p-b}{p} \times a_{vert} \approx 1974N$$

L'esperienza acquisita nelle competizioni permette di stimare la compressione media in curva in un valore pari a 75 mm. Pertanto, tra due condizioni stazionarie come la percorrenza del rettilineo e quella di una curva, sulla sospensione c'è una variazione di forza pari a 765 N e una variazione di compressione pari a 35 mm. Un valore approssimato della rigidità ridotta in corrispondenza di questi valori di compressione è pertanto

$$K_{RID}(57,5) = \frac{\Delta F}{\Delta y_R} = 21,85 \frac{N}{mm}$$

Questo valore è in perfetto accordo con i valori tipici delle rigidità rilevati su veicoli simili [7]; inoltre, il rapporti di trasmissione che garantisce un tale valore di rigidità ridotta è pari a 0,426. Al fine di avere una sospensione progressiva, si cercherà una rigidità ideale che presenti un valore di circa 20 N/mm a inizio corsa, e 28 N/mm nella fase finale della compressione, valori abbastanza tipici nei veicoli di questo genere. A titolo di confronto, nella figura successiva è riportato in rosso la rigidità ideale e in blu l'andamento della rigidità alla ruota rilevata su un veicolo molto simile a quelli presi in considerazione per la definizione del layout.

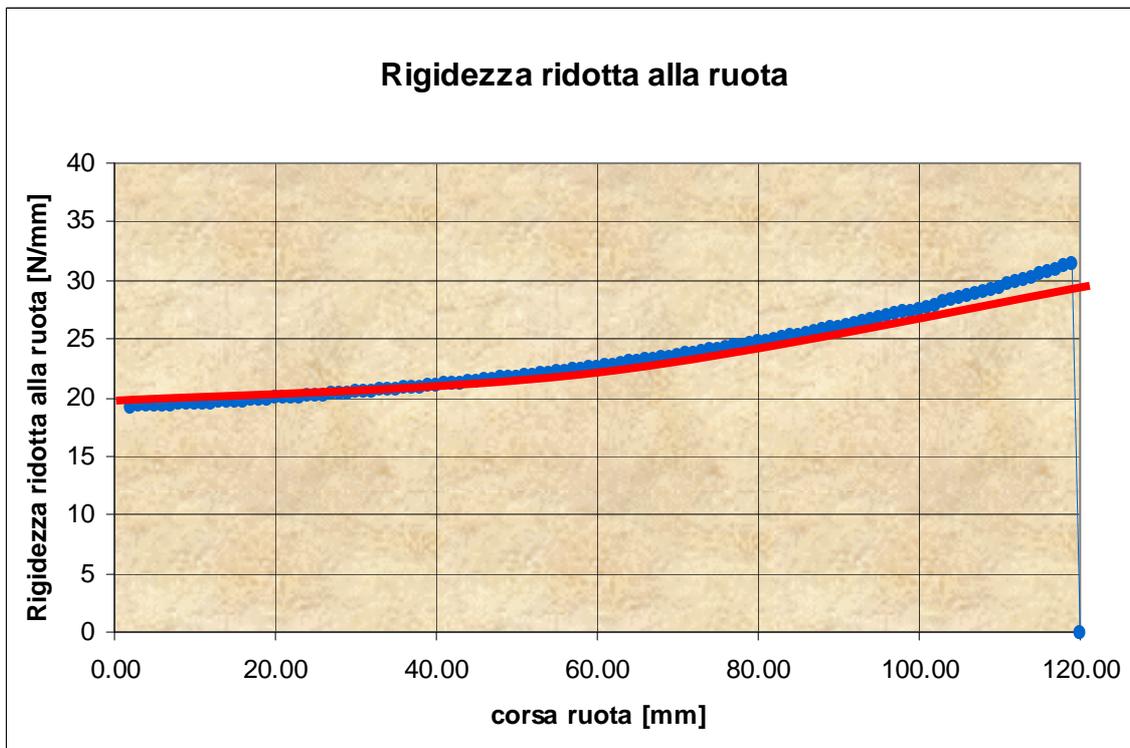


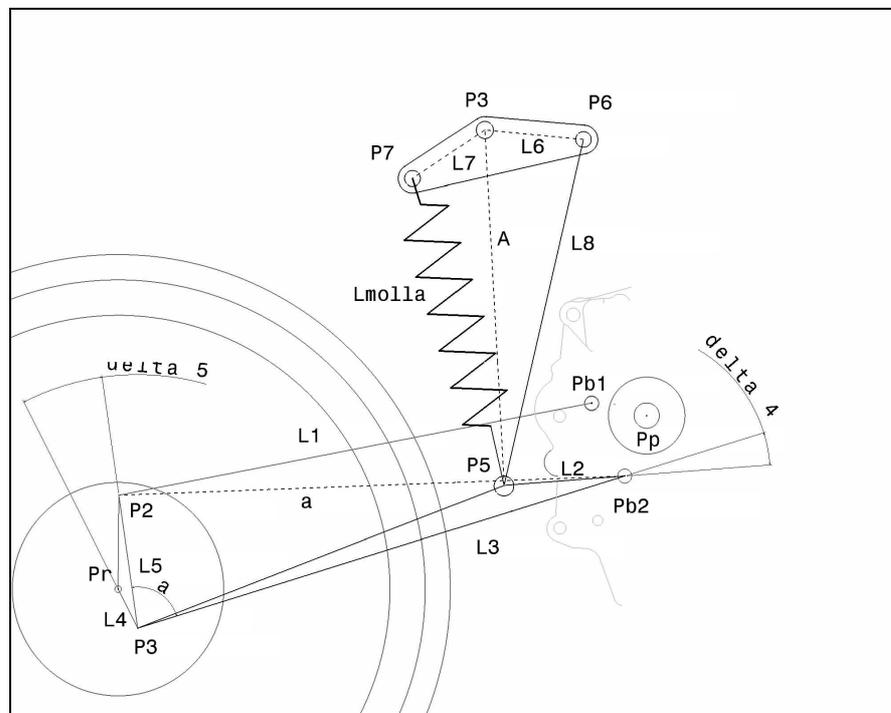
Figura 3.29: Rigidità ideale

### 3.5.5 MODELLO CINEMATICO

Nei precedenti paragrafi sono stati riportati i grafici relativi al movimento del quadrilatero e ad alcune grandezze caratterizzanti la sospensione. Per eseguire l'analisi cinematica

dell'ammortizzatore, si seguirà un procedimento simile (fig. 3.30) una volta trovato P5 da Pb2, si risolve la diade P3-P6-P5, si trova l'inclinazione di L8 e quindi P6; una volta nota l'inclinazione di L6, da P3 si ricava P7 e quindi la lunghezza della molla e l'allungamento. Il rapporto di trasmissione è dato dalla derivata della lunghezza della molla rispetto alla velocità verticale del punto ruota:

$$\tau_{dm,dyr} = \frac{\frac{dL_{molla}}{dt}}{\frac{dy_r}{dt}} = \frac{\Delta x(dx_5 - dx_7) + \Delta y(dy_5 - dy_7)}{L_{molla} dy_r}$$

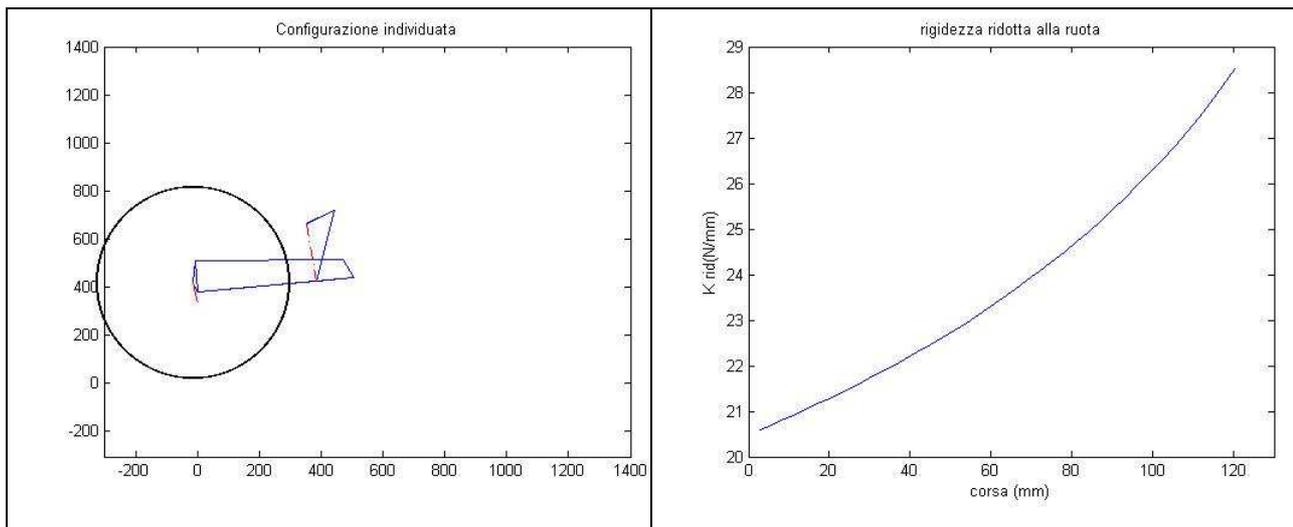


**Figura 3.30:** Modello cinematico

Il modello utilizzato non include l'aumento di rigidità dovuto all'intervento del tampone di fine corsa, che nell'ultima parte della compressione (circa un terzo) interviene sommando la sua rigidità a quella della molla.

**PRIMA SOLUZIONE INCONTRATA**

Come accennato precedentemente, inizialmente è stata trovata una soluzione caratterizzata dall'appartenenza del punto P5 alla retta L3, ovvero, avente angolo delta 4 nullo. Questa soluzione è stata abbandonata perché presentava una collisione durante la compressione tra il serbatoio del gas e la ruota.



**Figura 3.31:** Prima soluzione

Questa soluzione, presenta ottimi valori della rigidezza ridotta nelle fasi iniziale e finale della compressione, anche se è leggermente elevata nella fase centrale; inoltre, soddisfa pienamente i requisiti previsti per l'ammortizzatore: l'interasse iniziale ammortizzatore è pari a 296 mm, mentre la corsa è leggermente superiore a quella prevista per il non intervento del tampone di fine corsa (52 mm) . Va sottolineato che l'aumento di rigidezza dovuto all'intervento del tampone potrebbe rendere eccessiva la rigidezza nella parte finale della compressione.

Con riferimento alla figura (3.30) , i parametri individuati per questa soluzione sono:

L2	120 mm
delta 4	0 rad
P3x	390 mm
P3y	690 mm
L6	60 mm
L7	45 mm
L8	300 mm
delta 7	0.15 rad

### SOLUZIONE DEFINITIVA

In seguito ai problemi di montaggio riscontrati a causa della modifica del modello di ammortizzatore fornito, è stato necessario procedere allo sviluppo di una nuova soluzione. Rispetto alla precedente, questa prevede un innalzamento dei perni P3 e P5 di circa 40 mm. La soluzione individuata, a differenza della precedente, approssima meglio la rigidità voluta nelle fasi iniziale ed intermedia della compressione, ma risulta inferiore nella fase finale; tuttavia, non essendo al momento stimabile l'influenza del tampone, si ritiene comunque che la rigidità individuata sia adatta al veicolo oggetto dello sviluppo.

In questo caso, la lunghezza dell'ammortizzatore a riposo è pari a 302.5 mm, mentre la corsa del pistone è pari 49,9 mm

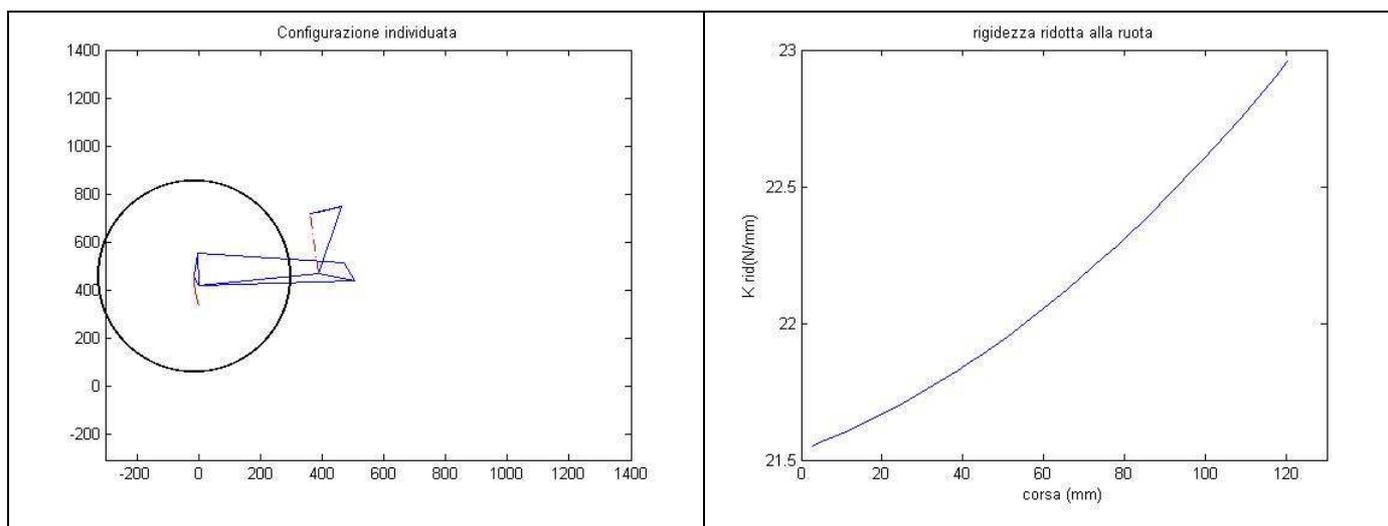
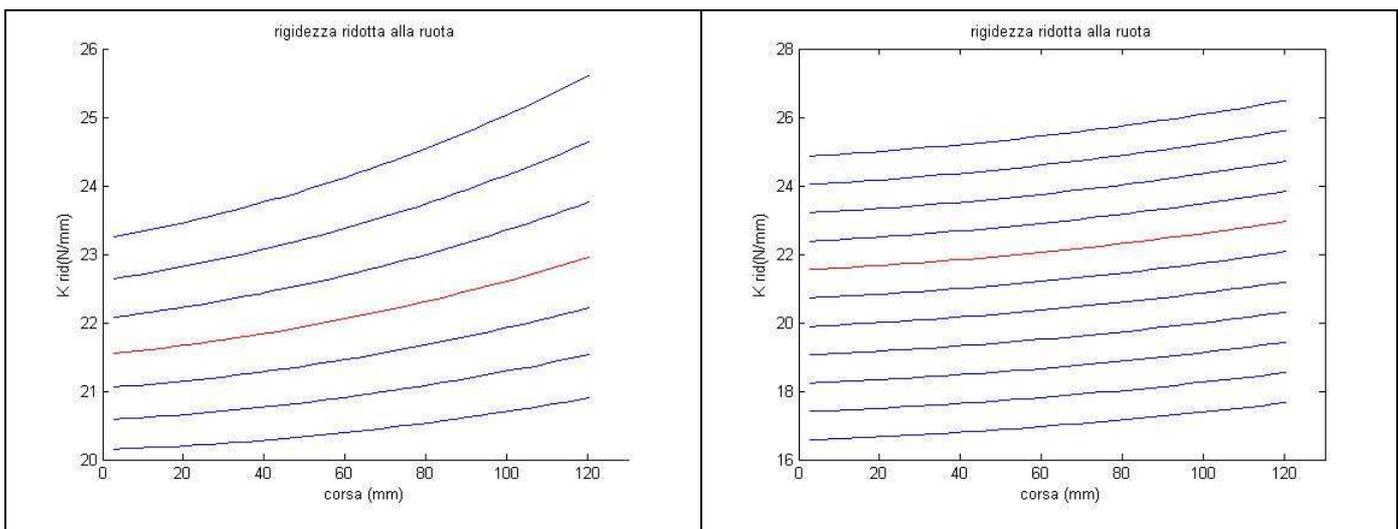


Figura 3.32: Soluzione definitiva

Sempre con riferimento alla figura (3.30), i parametri individuati per questa soluzione sono:

L2	120 mm
delta 4	0.26 rad
P3x	403 mm
P3y	731 mm
L6	60 mm
L7	45 mm
L8	290 mm
delta 7	0 rad

Il disegno proposto per la sospensione prevede la regolazione della biella L8 e la sostituzione della molla, al fine di poterne variare la rigidità durante il settaggio del veicolo. Le seguenti figure riportano le influenze che queste modifiche hanno sulla rigidità; la linea rossa rappresenta la soluzione appena proposta.



**Tabella 3.1:** Rigidezze al variare dei parametri L8 e  $K_{molla}$

## Capitolo 4

# SINTESI DELLA SOSPENSIONE ANTERIORE

### 4.1 INTRODUZIONE

In questo capitolo verranno esposte le considerazioni che hanno portato alla scelta della tipologia e alla definizione geometrica della sospensione anteriore. Dopo un breve excursus sulle soluzioni costruttive maggiormente impiegate, verrà motivata la scelta di impiegare una forcella a doppi steli: si pensa infatti che questo possa aumentare la stabilità al wobble alle alte velocità e garantire una certa elasticità quando il veicolo è caratterizzato da elevati angoli di rollio, senza compromettere la flessibilità longitudinale della forcella.

Nella seconda parte del capitolo, verranno esposte le metodologie che hanno permesso di definire la geometria del cinematismo progressivo impiegato. Si è infatti deciso di impiegare una sospensione anteriore di tipo RRRP; questo tipo di sospensione prevede l'utilizzo di due bilancieri per ottenere il leveraggio adatto a garantire una corretta progressività. Al fine di individuare quale configurazione risponda meglio alle esigenze del progetto, si è deciso di procedere all'ottimizzazione del meccanismo attraverso un algoritmo iterativo di ricerca esaustiva, sviluppato tramite Matlab.

### 4.2 TIPOLOGIE DELLE SOSPENSIONI ANTERIORI

#### 4.2.1 SOSPENSIONI A QUADRILATERO

A differenza della sospensione posteriore, resasi indispensabile solo nella seconda metà del secolo scorso, la sospensione anteriore è stata introdotta fin dall'inizio del secolo. Le prime sospensioni altro non erano che forcelle ciclistiche irrobustite da elementi verticali (fig. 4.1 a) o montate al canotto tramite elementi elastici (b); tali elementi, spesso, fornivano una flessibilità esclusivamente longitudinale, così che la ruota poteva muoversi avanti e indietro ma non verticalmente. Successivamente si intuirono i vantaggi associati alla forcella a scorrimento

verticale, ma la soluzione longitudinale resistette fino agli anni Venti: a tal proposito, si noti la particolare soluzione proposta da Brampton (fig 4.1 c), la quale unisce i vantaggi del quadrilatero deformabile a questo tipo di sospensione.

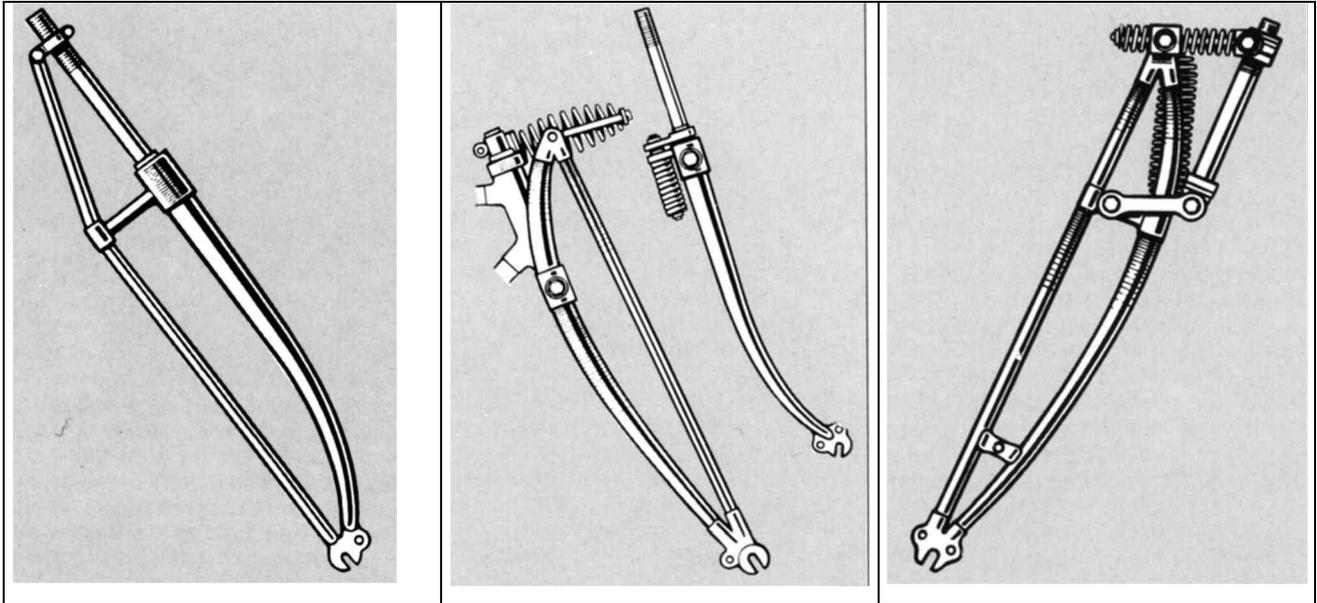
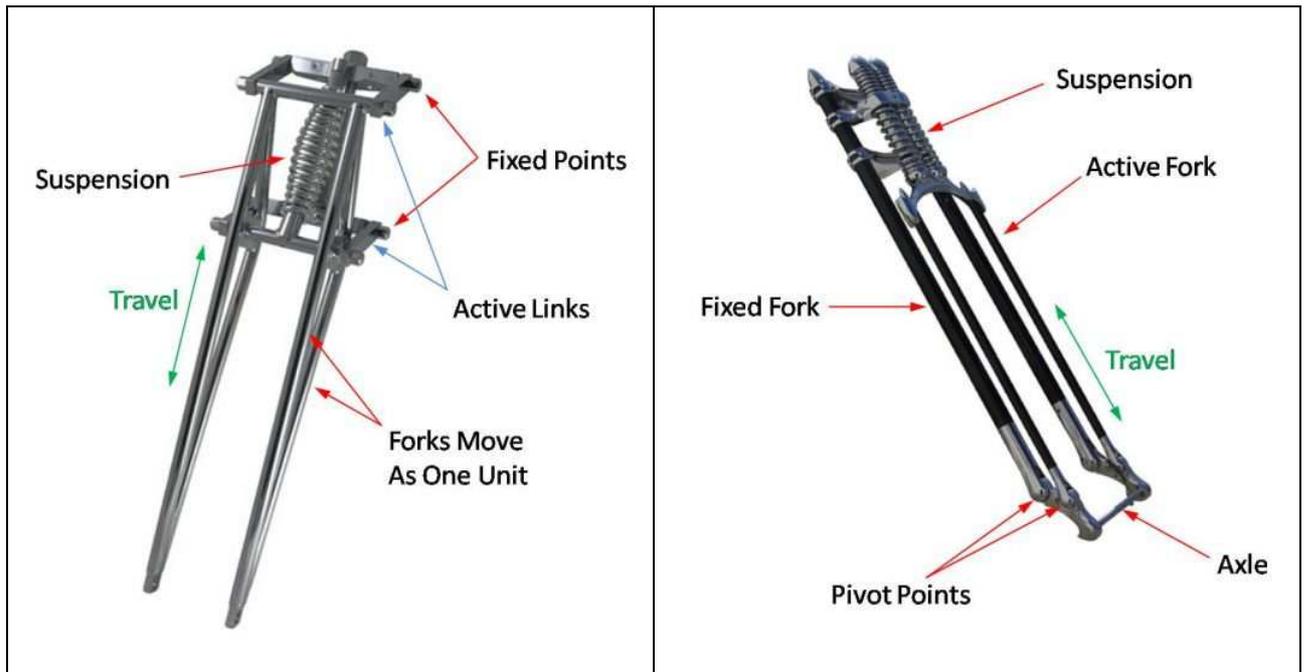


Figura 4.1 a,b,c: Tipologie di sospensione anteriore

Le principali tipologie di forcella a quadrilatero deformabile sono la forcella “girder” (fig. 4.2 a) e la forcella “springer” (b); nella prima, la ruota è solidale ad una struttura rigida, alla quale è permesso il movimento verticale grazie ad un quadrilatero che la collega alle piastre di sterzo; questa soluzione è molto simile a quella prodotta da Brampton, nella quale la molla orizzontale è sostituita da un piccolo bilanciante.



**Figura 4.2 a,b:** Forcelle Girder e Springer

Nella forcella “springer”, invece, la ruota è fissata ad una biella collegata a due bilancieri, il cui movimento relativo è garantito da una coppia prismatica superiore su cui agiscono le molle. Entrambe queste tipologie presentano lo svantaggio di non garantire sufficienti escursioni della ruota e, oggigiorno, vengono impiegate solo per motivi estetici su motocicli custom artigianali.

Simili nel concetto, le forcelle ad articolazione inferiore (fig. 4.3) presentano in genere un braccetto oscillante di dimensioni più generose rispetto alle precedenti, sul quale è montata la ruota. Queste possono essere classificate in tre gruppi principali: a braccio spinto, a braccio tirato o a monobraccio.

Queste forcelle presentano l’inconveniente di avere una ridotta corsa verticale, ma dato il costo ridotto e l’elevata affidabilità, hanno trovato larghissimo impiego nei veicoli di fascia bassa o destinati a condizioni d’uso gravose.



**Figura 4.3:** Soluzioni ad articolazione inferiore

#### **4.2.2 FORCELLA TELESCOPICA**

Le forcelle appena introdotte sono caratterizzate da soluzioni costruttive relativamente semplici: in genere presentano solo coppie rotoidali, che necessitano di una manutenzione ridotta. Presentano però alcuni inconvenienti, come, ad esempio, la ridotta escursione della ruota, le basse rigidità torsionali e flessionali e l'elevata inerzia attorno all'asse di sterzo. Proprio questi ultimi aspetti hanno decretato il successo della forcella telescopica (fig. 4.4 a), che nella seconda metà del secolo scorso ha sostituito quasi totalmente le precedenti tipologie. Nella forcella telescopica tradizionale, la corsa della sospensione è garantita da un'unica coppia prismatica, che consente agli steli vincolati alle piastre dello sterzo di scorrere dentro ai foderi cui è vincolata la ruota. Oltre ad essere molto rigida, questa soluzione permette di alloggiare sia gli elementi elastici che quelli smorzanti all'interno dei foderi, così da ridurre moltissimo l'inerzia dello sterzo. Le escursioni ottenibili sono molto elevate (fino a 300 mm), poiché non essendovi un braccio oscillante, vi sono meno limiti dovuti all'ingombro. Tra i difetti tipici di questa soluzione va sottolineata l'impossibilità di realizzare una soluzione anti-dive: inevitabilmente, durante la frenata la sospensione si comprime a causa della risultante del trasferimento di carico e della forza frenante (fig. 4.4 b, in grigio), dando origine ad un beccheggio del veicolo molto rapido,

con conseguente riduzione dell'angolo di sterzo e dell'avancorsa. Oltre a ciò, non è possibile ottenere una rigidità progressiva, poiché il rapporto di trasmissione tra l'escursione della ruota e la compressione delle molle dipende esclusivamente dall'angolo dello sterzo, che, diminuendo in frenata, la rende regressiva. A livello costruttivo, la realizzazione della coppia prismatica necessita di maggior precisione rispetto alle coppie rotoidali di un cinematiso a quadrilatero, e la manutenzione necessaria al sistema smorzante interno è maggiore che nel caso di ammortizzatore esterno.

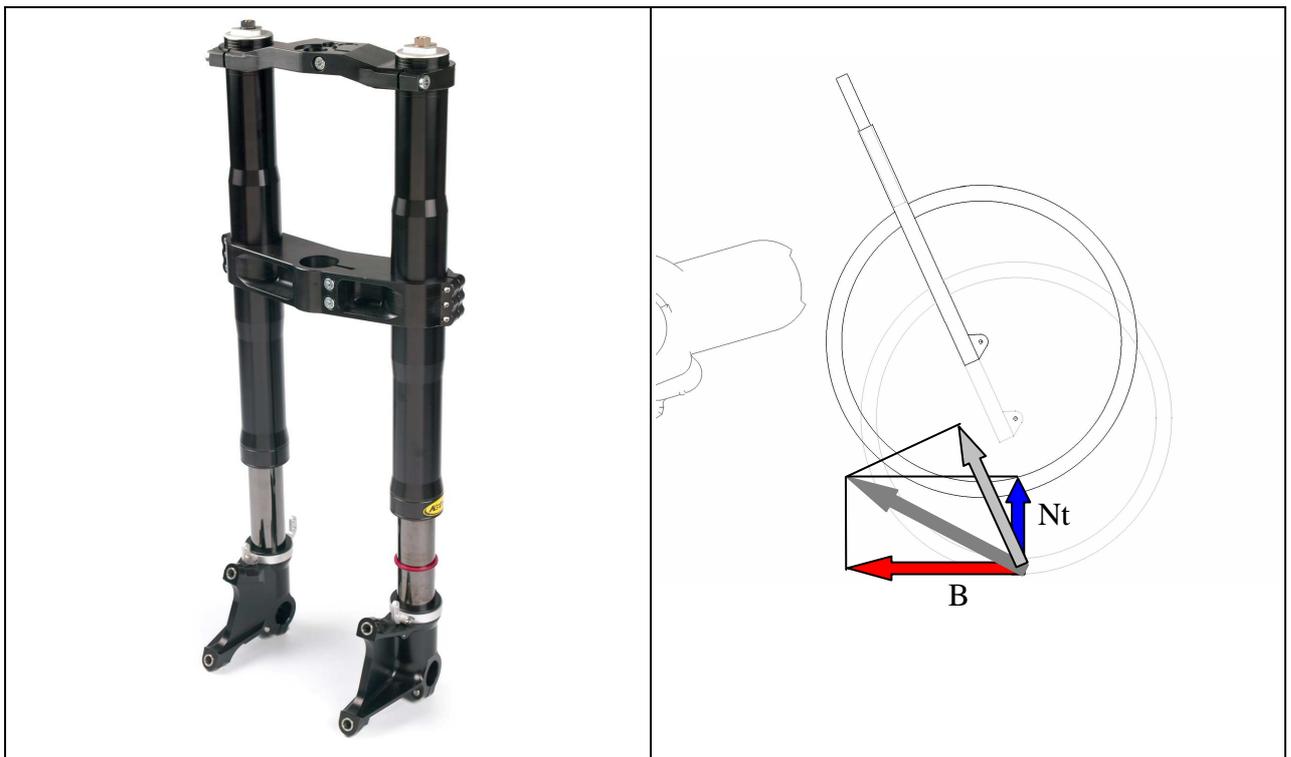
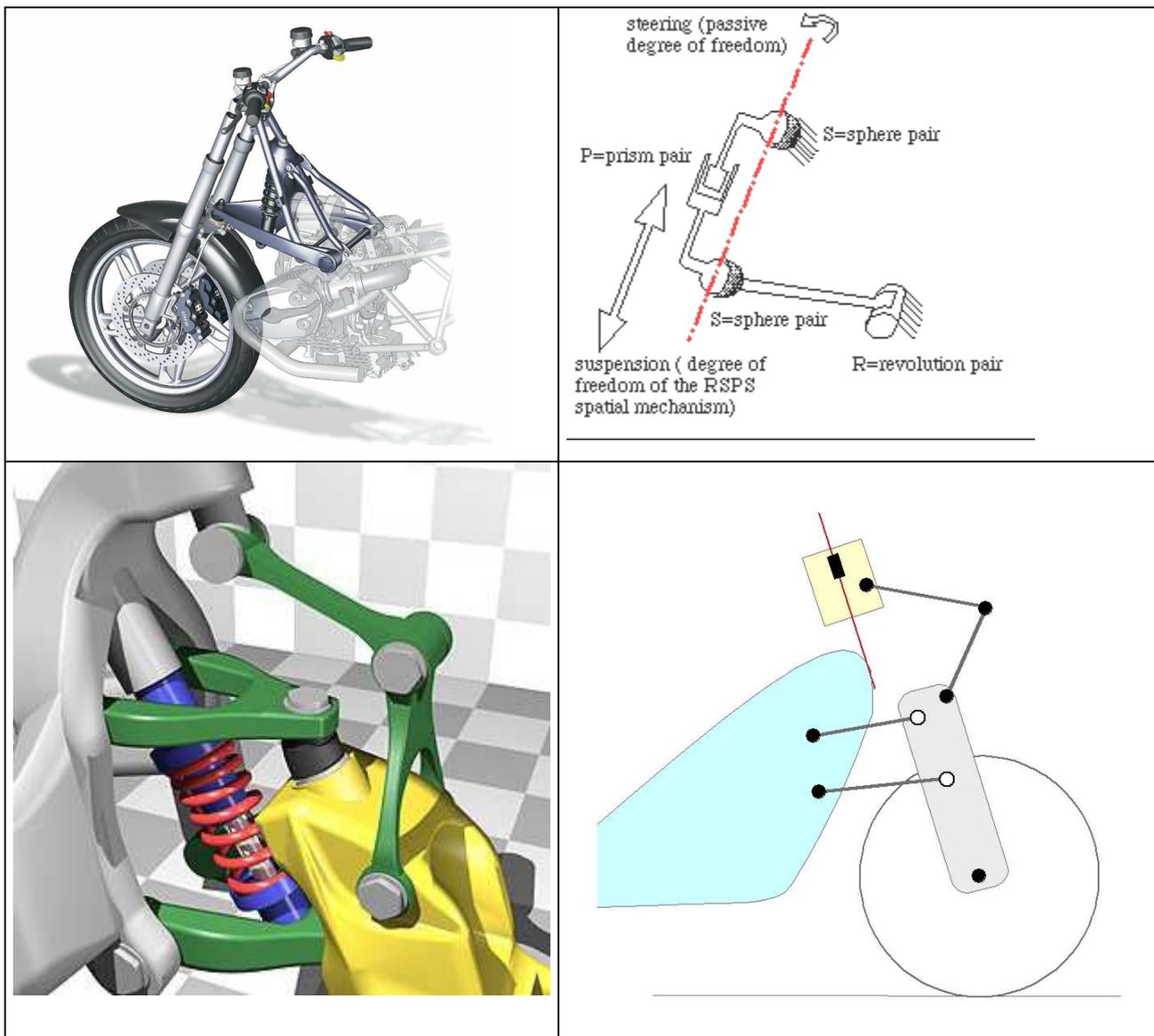


Figura 4.4 a,b: Forcella tradizionale

### 4.2.3 SOSPENSIONI BMW

Per sopperire alla impossibilità di realizzare una forcella telescopica caratterizzata dal comportamento anti-affondamento, negli ultimi anni BMW ha introdotto due nuove tipologie di sospensione a quadrilatero: il Telelever e il Duolever (fig. 4.5). Nel Telelever, la forcella ha solo la funzione di realizzare la coppia prismatica, poiché gli elementi smorzanti sono applicati ad un bilanciante che collega i foderi al telaio. Per rendere possibile il movimento, la parte alta degli steli è vincolata al canotto tramite coppia rotoidale; per consentire il movimento di sterzo, questa

cerniera e quella tra bilanciere e foderi sono sostituite da giunti sferici. Oltre al comportamento meno sensibile alla frenata (il perno ruota presenta una corsa molto più inclinata rispetto alla risultante), questa soluzione favorisce lo scorrimento poiché limita la flessione agente sulla coppia prismatica in frenata. Tra gli svantaggi, va menzionato che l'angolo di sterzo varia durante la compressione, di fatto aumentando l'avancorsa durante l'inserimento in curva.



**Figura 4.5:** Telelever (in alto) e Duolever (in basso), soluzione costruttiva e schemi cinematici

Il Duelever è un tipo di sospensione, sviluppato da Norman Hossack, che si differenzia dalla Girder poiché permette di disaccoppiare completamente la trasmissione della coppia di sterzo

dalle forcelle. Questa sospensione consiste in un quadrilatero deformabile, collegato al telaio, sul quale agisce l'ammortizzatore. La presenza di due giunti sferici permette alla forcella di sterzare, mentre la coppia di sterzo è trasmessa attraverso una diade. In questo sistema, il centro di istantanea rotazione delle forcelle è individuabile dall'intersezione delle rette dei due bilancieri: grazie a questa soluzione costruttiva è effettivamente possibile disegnare una soluzione in cui la risultante della forza frenante e del trasferimento di carico generi momento nullo rispetto a tale punto. Un'ulteriore vantaggio di questo sistema è dovuto al fatto che durante la compressione della sospensione, non vi è significativa variazione dell'angolo di sterzo, pertanto, l'avancorsa rimane relativamente costante.

### **4.3 SCELTA DELLA SOLUZIONE DA REALIZZARE**

Le soluzioni anti-dive sono molto indicate per l'uso stradale, poiché garantiscono assetti costanti anche in caso di brusche frenate; questo, tuttavia, non sempre è percepito positivamente dal pilota. Molti professionisti sostengono che la mancanza dell'affondamento della sospensione in frenata pregiudica la sensibilità del pilota alle sollecitazioni agenti sull'avantreno e non permette al pilota di stimare correttamente la decelerazione; inoltre, l'affondamento della sospensione tradizionale causa una diminuzione dell'avancorsa, che facilita l'entrata in curva. Questi aspetti rendono le sospensioni anti-dive non adatte all'impiego nelle competizioni.

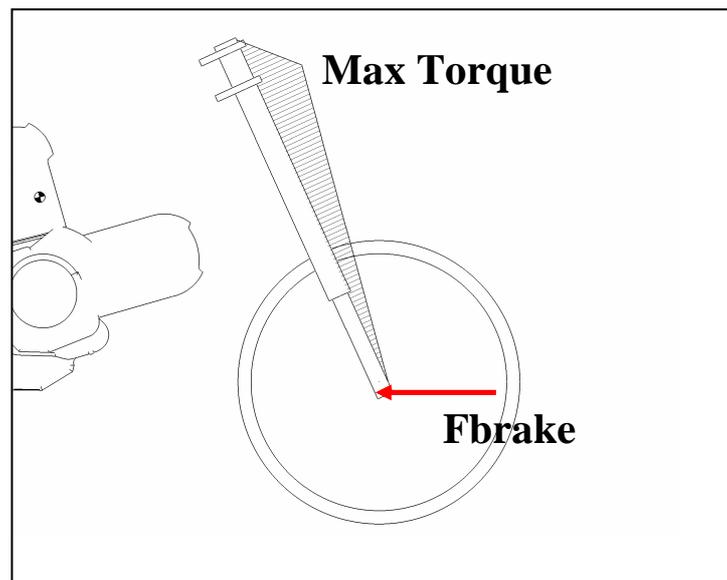
La forcella tradizionale, nella variante a steli rovesciati, resta la tipologia più indicata per i veicoli da competizione, anche se non consente di ottenere rigidità progressive.

La soluzione che si desidera realizzare rappresenta un compromesso tra queste esigenze: si vuole realizzare un veicolo adatto all'utilizzo in competizione, pertanto, si ricorrerà ad una forcella di tipo tradizionale; inoltre, si vuole vedere se una sospensione di tipo progressivo è in grado o meno di fornire vantaggi nell'ambito delle competizioni.

Per poter realizzare una sospensione di questo tipo, è necessario introdurre un cinematismo che renda crescente il rapporto di trasmissione tra l'escursione della ruota e la molla; ovviamente, questo implica che i gruppi molla-ammortizzatore non potranno essere inclusi all'interno degli steli.

In passato, il Motorcycle Dynamics Research Group, sviluppò un tipo di cinematismo adatto a fornire una rigidità progressiva in una forcella di tipo tradizionale (cfr. [12]); nella soluzione in

oggetto, si proverà a sviluppare un'evoluzione di tale cinematismo. Come nel caso del Telelever, la necessità di fornire un punto di giunzione tra il cinematismo della molla e le masse non sospese impone l'utilizzo della soluzione a steli tradizionali, nonostante nell'ambito delle competizioni l'applicazione degli steli rovesciati rappresenti una scelta dovuta, motivata da due considerazioni principali: nello stelo rovesciato le regolazioni della parte elastica e idraulica sono più accessibili, poiché trovano spazio nella parte alta dei foderi; inoltre, lo stelo rovesciato presenta sezione crescente all'aumentare del momento flettente, con ovvi vantaggi di rigidità flessionale (fig. 4.6).



**Figura 4.6:** Momento flettente generato dalla forza frenante

La soluzione considerata propone di spostare le parti ammortizzanti dietro al canotto di sterzo, pertanto, i vantaggi ottenibili sulle regolazioni vengono meno. Inoltre, come introdotto all'inizio del capitolo, verrà sviluppata una soluzione che prevede l'introduzione della doppia forcella, la quale garantisce ottime rigidità longitudinali anche nel caso di steli tradizionali.

#### **4.4 STUDIO DI RIGIDEZZA DELLA SOSPENSIONE A DOPPIA FORCELLA**

Durante una brusca frenata, il trasferimento di carico annulla la reazione verticale sulla ruota posteriore, spostando completamente il peso del veicolo su quella anteriore. In questa condizione, tutta la forza frenante è applicata al punto di contatto anteriore. Le forze in gioco sono molto

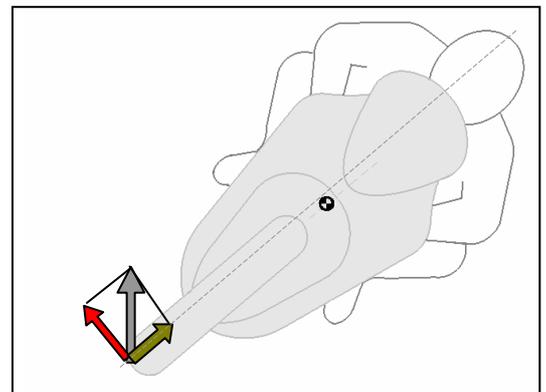
elevate: ad esempio, la forza frenante massima al limite del ribaltamento in avanti (stoppie) è pari a

$$M_{tot} a_{longmax} = -\frac{(p-b)}{h} \times g \times M_{tot} \simeq -3545 N$$

Una forza di tale entità genera sollecitazioni flessionali molto elevate nella forcella anteriore, pertanto, questa deve essere molto robusta.

In una sospensione tradizionale, ogni gambale presenta la stessa rigidità in direzione laterale e longitudinale; tuttavia, a causa della presenza del perno ruota, la rigidità laterale della forcella complessiva è molto superiore a quella longitudinale, data semplicemente dalla somma delle rigidità dei singoli steli. In pratica, la rigidità minore si ha nella direzione in cui è necessario sia elevata.

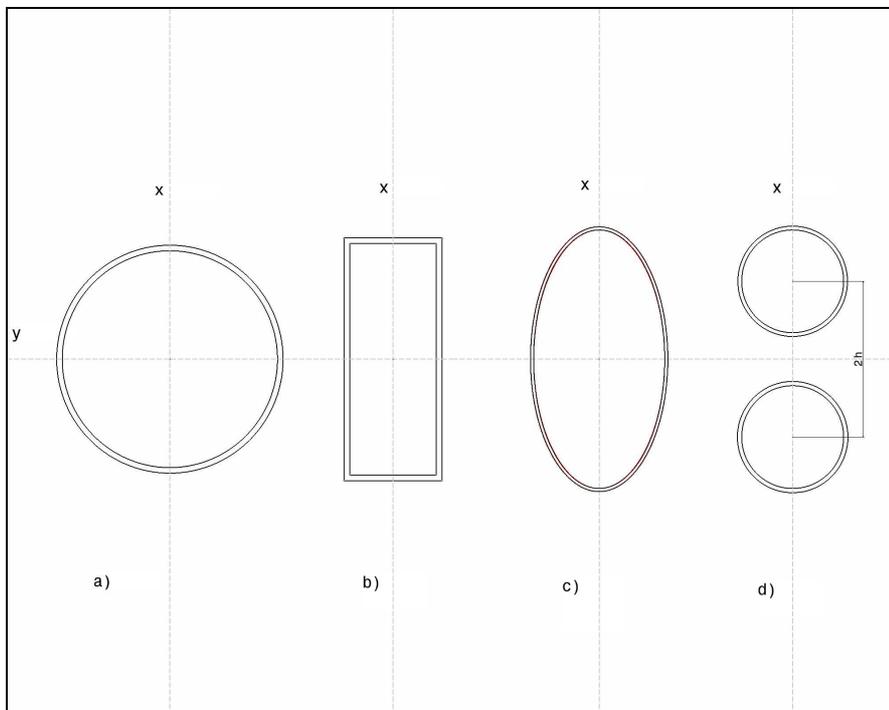
La rigidità laterale, oltre ad essere molto elevata, può talvolta risultare eccessiva. Alcuni studi [13-15] hanno evidenziato che in alcuni casi, una riduzione della rigidità laterale porta dei notevoli benefici nella stabilità del modo wobble ad alte velocità. Un'altra considerazione che suggerisce una limitazione di questa proprietà riguarda la percorrenza del veicolo in curva. Si consideri un veicolo che percorre una curva (fig. 4.7), con un angolo di rollio elevato; se la ruota incontra un ostacolo, subisce una sollecitazione impulsiva verticale (in grigio); solo una componente di questa viene assorbita dalla sospensione (in verde), mentre la componente perpendicolare viene contrastata dalla flessibilità laterale del pneumatico e della forcella. Se la forcella è troppo rigida, il solo pneumatico può non essere sufficiente ad assorbire l'impulso: ne consegue una notevole perdita di aderenza dello stesso.



**Figura 4.7:** Veicolo in curva

I concetti appena esposti evidenziano la convenienza di cercare soluzioni costruttive che garantiscano elevate rigidità longitudinali pur consentendo di limitare quelle laterali. Una prima

proposta [16], fu quella di impiegare profili asimmetrici per foderi e steli, quali profili rettangolari o ellittici (fig. 4.8 b,c). Entrambi i profili garantiscono rigidità diverse nelle due direzioni; tuttavia, il profilo rettangolare non può essere impiegato a causa delle deformazioni variabili lungo le facce (gli spigoli sono molto più rigidi) che ostacolerebbe eccessivamente lo scorrimento tra fodero e stelo; un profilo ellittico sufficientemente preciso da poter scorrere, a sua volta, richiederebbe costi di realizzazione eccessivi. Sempre in [16] è stata discussa una soluzione molto originale, che garantisce contemporaneamente rigidità differenti nelle due direzioni e l'economicità delle lavorazioni. Invece di impiegare un profilo ellittico, verranno utilizzati due profili circolari longitudinalmente distanziati tra loro (fig. 4.8 d).



**Figura 4.8:** Profili possibili

Nel caso elementare di profilo circolare (caso a), la rigidità flessionale è uguale nelle due direzioni:

$$K_{flex} = \frac{F}{f} = \frac{3EJ}{L^3}$$

questa è proporzionale al momento di inerzia della sezione:

$$J_{(x,y)} = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$$

Nel caso di due profili distanti tra loro  $2h$  (caso d), il momento di inerzia rispetto all'asse longitudinale è dato dalla somma dei momenti delle due sezioni:

$$J = J_{(y)1} + J_{(y)2} = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$$

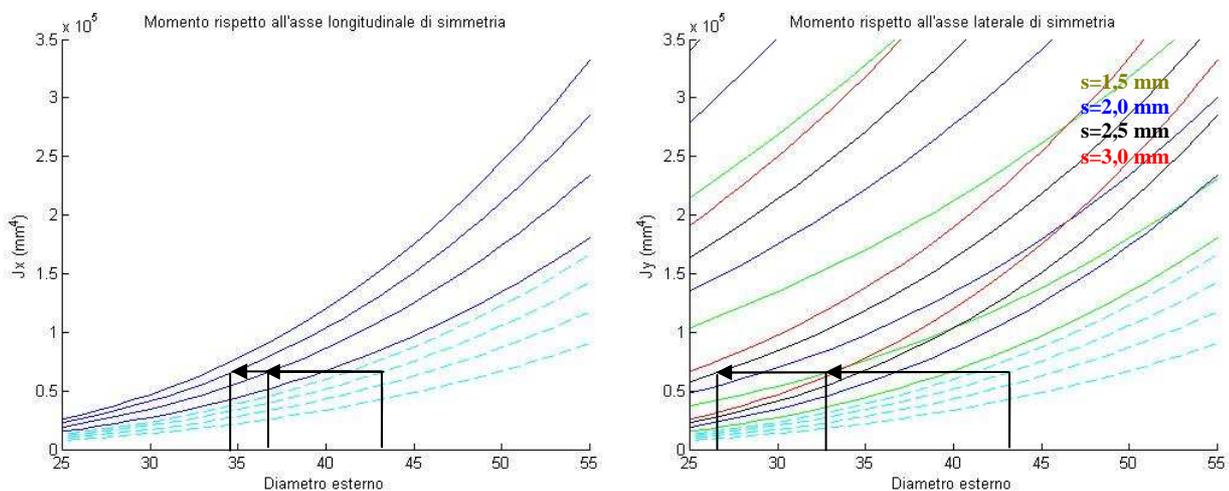
il momento rispetto all'asse equidistante dai centri dei profili, per il teorema di Huygens-Steiner vale

$$J = J_{(x)1} + J_{(x)2} = 2\left[\frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) + h\frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)\right] = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4) + h^2\frac{\pi}{2}(D^2 - d^2)$$

Una forcella motociclistica è modellizzabile tramite elementi tubolari a sezione costante: essa, tradizionalmente, è composta da due gambali, ciascuno dei quali è costituito da un fodero entro cui scorre uno stelo. L'accoppiamento tra questi elementi è realizzato tramite boccole rivestite di teflon; una di queste è vincolata all'estremo del fodero, l'altra scorre all'interno di questo ed è solidale all'estremo dello stelo. Sebbene un'analisi analitica approfondita delle deformazioni dovrebbe tenere in considerazione l'interazione tra stelo e fodero, la posizione delle boccole e la rigidità dei contatti tra le boccole e gli elementi, si vuole ricorrere ad un modello estremamente semplificato al fine di poter esporre alcune brevi considerazioni sui differenti momenti di inerzia nelle due sezioni considerate.

Se si considera un gambale realizzato con un unico profilo a sezione costante, le due rigidità flessionali viste prima sono direttamente proporzionali ai momenti della sezione rispetto ai due assi. Le figure successive paragonano i momenti di inerzia delle sezioni rispetto ad un asse longitudinale (rigidità laterale, fig. 4.9 a) e laterale (rigidità longitudinale, fig. 4.9 b). Nella figura (a), è mostrato il valore del momento di inerzia nel caso di doppio stelo, in blu, e nel caso di soluzione tradizionale (azzurro tratteggiato), al variare dello spessore (da 1,5 mm a 3 mm); la freccia rappresenta il paragone tra le due diverse soluzioni costruttive: per avere la stessa inerzia

di sezione di uno stelo tradizionale avente diametro esterno pari a 43 mm e spessore pari a 2,5 mm, ciascuno stelo della soluzione a doppio gambale dovrebbe avere un diametro di circa 37 mm, se spesso 2mm, oppure 34.5 mm se spesso 2,5 mm. La figura (b) mostra il caso del momento rispetto ad un asse perpendicolare a quello longitudinale (rigidezza longitudinale); in questa figura, le linee tratteggiate mostrano il caso tradizionale al variare dello spessore (sempre da 1,5 a 3mm); ciascun colore, invece, rappresenta la rigidezza a parità di spessore, al variare della distanza tra il centro dei due profili tubolari e l'asse di simmetria; ovviamente, le prime quattro linee di colori diversi coincidono con il caso precedente (distanza nulla dei centri dei profili).



**Figura 4.9, a e b:** Momenti di inerzia della sezione considerata

Seguendo l'esempio esposto nel caso di rigidezza laterale, se si volesse avere lo stesso valore di rigidezza della configurazione tradizionale precedentemente descritta, è possibile utilizzare, ad esempio, due steli da 33 mm, spessi 1,5 mm e distanti tra loro 20 mm oppure due steli da 26 mm, spessi 2 mm e distanti tra loro 20 mm; anche se nessuna delle due configurazioni è realizzabile.

Nonostante l'elevatissimo numero di valori di rigidezza longitudinale ottenibili variando la distanza tra i centri, la necessità di scegliere una sezione reperibile in commercio limita notevolmente i possibili valori di rigidezza laterale. Un ulteriore limite è dato dagli elementi di scorrimento: le boccole rivestite in teflon necessarie allo scorrimento degli elementi sono reperibili nei soli diametri interni : 32,35,37,40 mm.

L'esempio esposto precedentemente considera uno dei casi più diffusi nella pratica: lo stelo da 43 mm è effettivamente il più usato nelle soluzioni a steli rovesciati, caratterizzate da elevate doti di

rigidezza, se paragonate alla soluzione tradizionale. È necessario tenere conto di questo aspetto nella scelta di primo tentativo della sezione degli steli: anche se si scegliessero le stesse dimensioni (43x38mm), la soluzione a steli dritti risulterebbe comunque più flessibile a causa delle minori sezioni in corrispondenza dell'incastro sulle piastre.

Al fine di poter eseguire dei paragoni tra le sezioni tenendo conto della differenza di rigidezza tra la soluzione tradizionale e quella a steli rovesciati, si è voluto procedere modellizzando il gambale come costituito da due elementi di diversa sezione, incastrati tra loro nel punto di unione. Questo modello non considera la cedevolezza dovuta alle boccole, l'irrigidimento dovuto alla compenetrazione dei due elementi e quello dovuto al piede della forcella; si ritiene sia tuttavia sufficiente a stimare la rigidezza del gambale nelle due diverse configurazioni. Il gambale è stato modellizzato da due elementi: un primo elemento, incastrato ad un'estremità, rappresenta il fodero di una forcella a steli rovesciati (o lo stelo nella soluzione tradizionale); il secondo elemento, lo stelo, è incastrato all'estremità del precedente e sollecitato da una forza nell'estremità libera. Questa forza genera uno spostamento dell'estremità libera data dalla somma delle deformazioni indotte sui due elementi, queste sono:

-freccia dovuta alla flessione del secondo elemento causata dalla forza, pari a  $\frac{Fl_2^3}{3EJ}$

-freccia dovuta alla flessione del primo elemento causata dalla forza, pari a  $\frac{Fl_1^3}{3EJ}$

-freccia dovuta al momento generato sulla sezione finale del primo elemento, pari a  $\frac{Fl_2l_1^2}{2EJ}$

-freccia dovuta alla rotazione della sezione finale del primo elemento dovuta alla forza:  $\frac{Fl_1^2l_2}{2EJ}$

-freccia dovuta alla rotazione della sezione finale del primo elemento dovuta al momento:  $\frac{Fl_2^2l_1}{EJ}$

La seguente tabella paragona le soluzioni individuate realizzabili più facilmente

	forcella USD	soluzione a doppio stelo							
D est	43	30	32	32	35	35	37	37	40
d int	38	24	28	26	31	29	33	31	36
dist.(h)	0	22	24	24	26	26	30	30	30
Klat	288.2	121.1	109.9	149.8	146.1	200.9	174.3	240.7	222.9
Klong	288.2	755.8	724.7	953.8	935	1231.7	1278.3	1685	1420.4

**Tabella 4.1: Paragone tra la soluzione tradizionali a steli rovesciati e quella a doppio stelo**

Tutte le soluzioni garantiscono ottime proprietà longitudinali pur limitando la rigidità laterale; le migliori soluzioni sono quelle che presentano elevati diametri e spessori limitati, poiché caratterizzate da minor peso; tuttavia, questo beneficio è limitato dall'aumento del peso dovuta alle dimensioni degli elementi che andranno a completare la forcella. Come compromesso si è deciso di utilizzare i profili caratterizzati da diametro esterno pari a 35 mm e spessore pari a 3mm. Secondo lo schema precedentemente riportato, questa soluzione garantisce una diminuzione della rigidità laterale del 30 % e un contemporaneo aumento delle proprietà longitudinali del 320 %.

Sebbene la modellizzazione appena presentata sia molto utile per confrontare le differenti soluzioni tra loro, va sottolineato che i valori di rigidità nel caso reale sono molto diversi dai risultati esposti. In primo luogo, come affermato inizialmente, la rigidità laterale della soluzione considerata è molto maggiore a causa della presenza del perno ruota e della piastra che unisce i foderi: i due lati della forcella non lavorano indipendentemente, come nel caso longitudinale, poiché gli elementi trasversali di fatto realizzano una struttura a quadrilatero rigida, che garantisce un elevatissimo incremento di rigidità laterale. In secondo luogo, steli e foderi non sono incastrati tra loro e la possibilità di scorrimento limita i benefici introdotti dalla nuova soluzione ai soli foderi: mentre questi formano una struttura indeformabile, per la quale è lecita la modellizzazione tramite sezioni piane, gli steli sono liberi di deformarsi indipendentemente e vanno quindi trattati come elementi singoli.

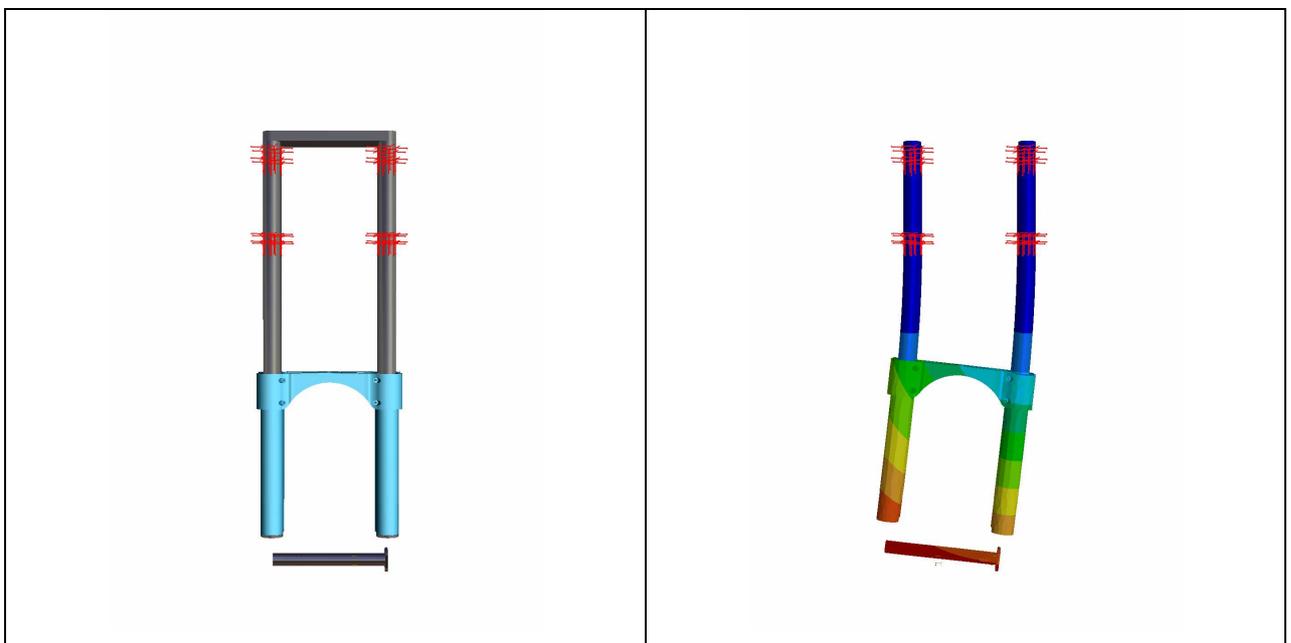
In conclusione, la rigidità longitudinale è molto inferiore a quella esposta, più simile a quella laterale individuata (due sezioni che lavorano indipendentemente); in caso di flessione laterale, invece, i due effetti appena esposti hanno comportamento opposto (tendono a compensarsi)

Gli aspetti fondamentali non considerati nel precedente modello sono:

- la presenza di scorrimento tra gli elementi
- l'irrigidimento dovuto alla compenetrazione dello stelo e del fodero
- la presenza dell'elemento trasversale
- la presenza del perno ruota
- la presenza delle boccole di scorrimento

Per meglio stimare la reale rigidità della forcella, si è proceduto ad una analisi FEM che tenesse in considerazione di tutti i precedenti aspetti. Nel modello riportato di seguito, gli steli sono liberi di scorrere all'interno dei foderi, ma non di sfilarsi completamente. Il perno ruota è vincolato mediante incastrici ai foderi stessi, mentre le piastre di sterzo sono sostituite da cerniere: agli steli è permessa una minima rotazione attorno ai punti di bloccaggio. Le figure seguenti mostrano le deformate e i valori di rigidità ottenuti

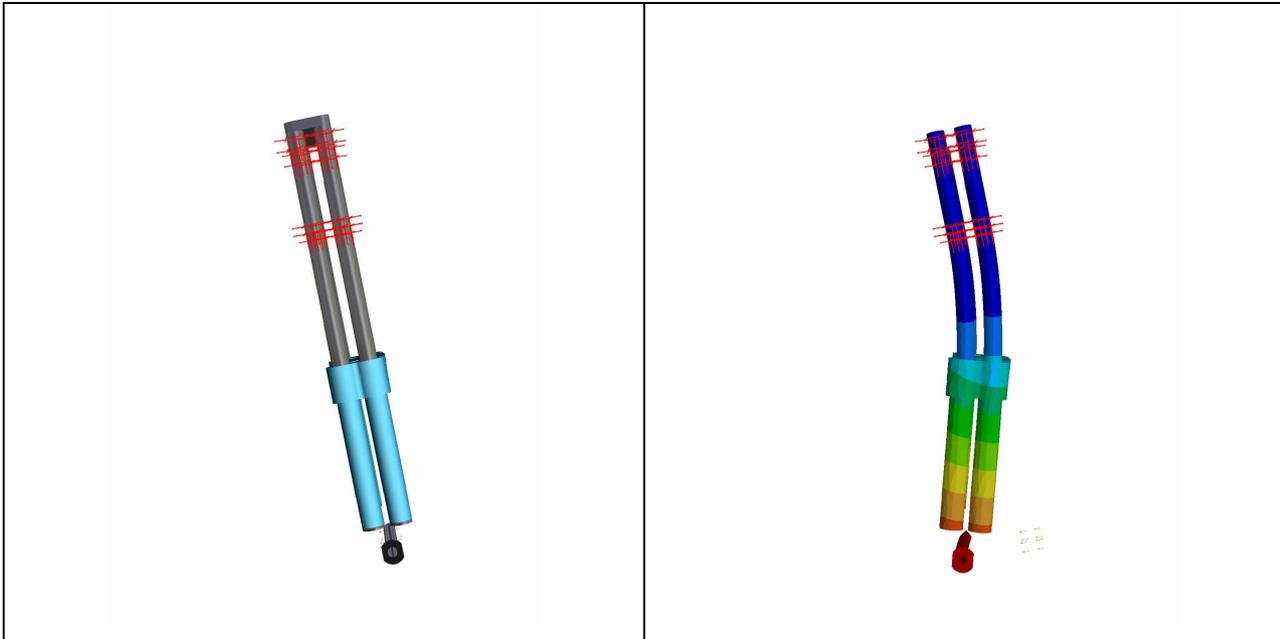
#### ***SOLLECITAZIONE A FLESSIONE LATERALE***



**Figura 4.10** : Rigidità laterale, soluzione a doppio stelo

$$K_{Flexlat} = \frac{F_{Lat}}{dy} = \frac{1000 \text{ N}}{2.83 \text{ mm}} = 353.35 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

### ***SOLLECITAZIONE A FLESSIONE LONGITUDINALE***



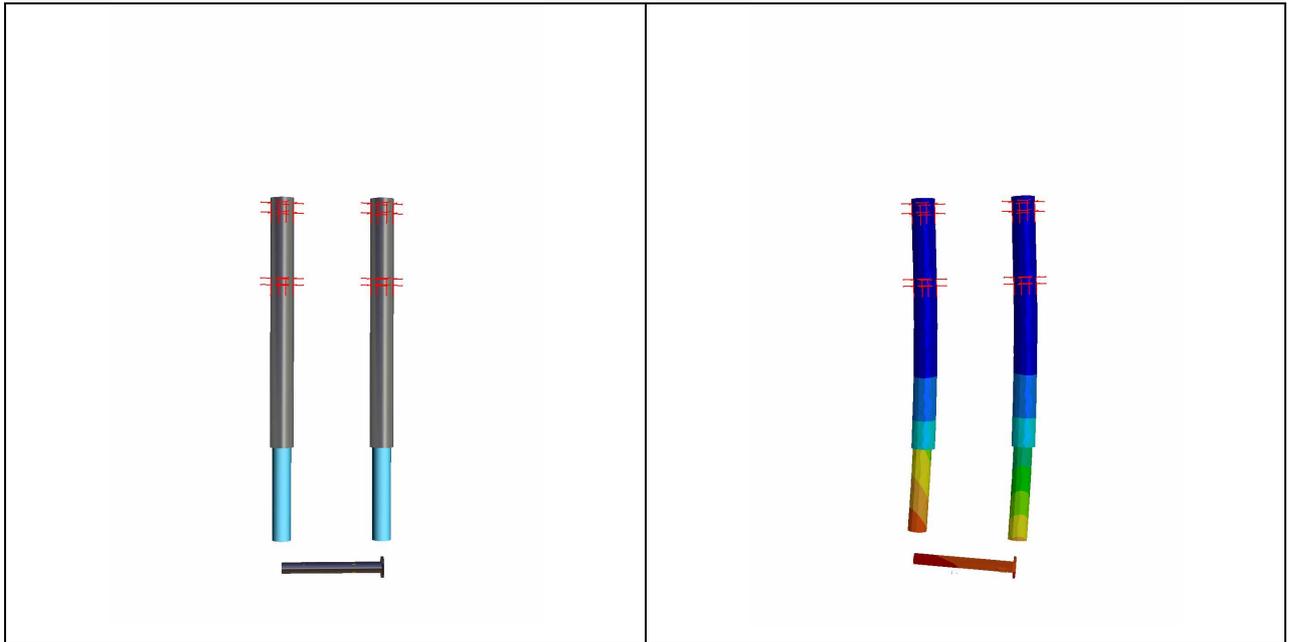
**Figura 4.11:** Rigidezza longitudinale, soluzione a doppio stelo

$$K_{Flexlong} = \frac{F_{Lat}}{dy} = \frac{1000 \text{ N}}{2.32 \text{ mm}} = 431.01 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Nelle figure delle deformate si trova una conferma di quanto previsto precedentemente: nel caso di flessione laterale, la struttura inferiore a quadrilatero risulta molto rigida rispetto agli steli, mentre in entrambi i casi vi è una maggiore compenetrazione degli elementi posti in compressione.

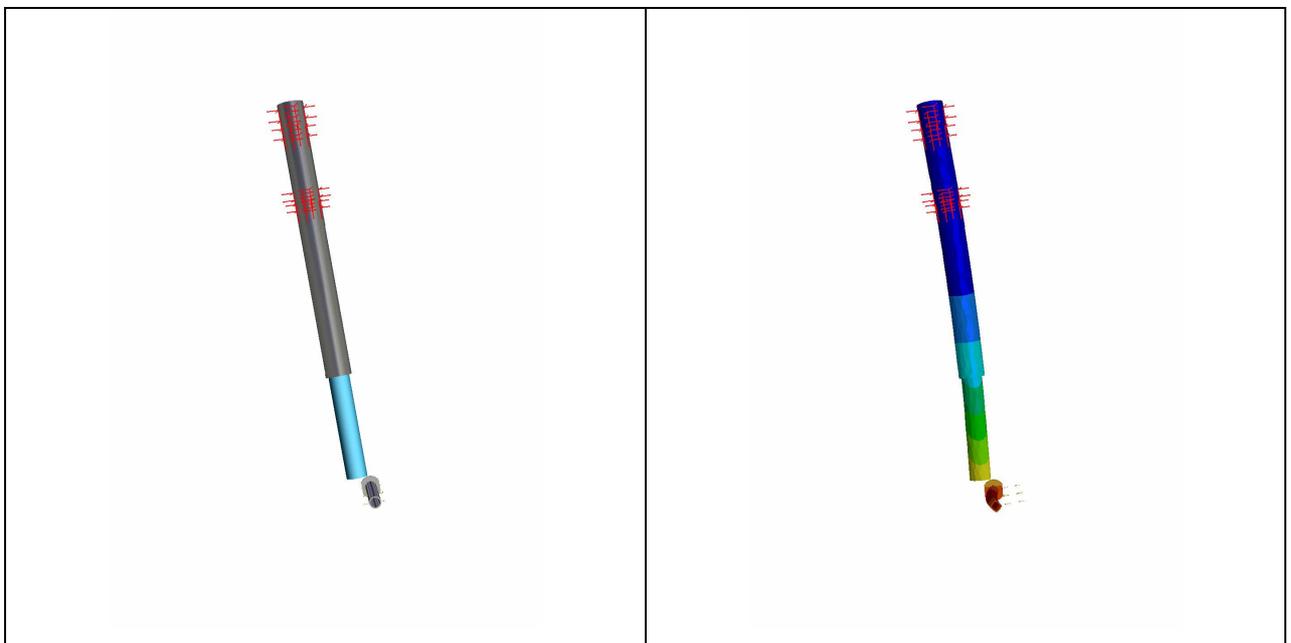
### ***SOLUZIONE TRADIZIONALE***

I valori di rigidezza ottenuti soddisfano comunque i requisiti poiché rispetto ad una soluzione tradizionale (fig. 4.12 e 4.13) evidenziano una netta diminuzione della rigidezza laterale ed un aumento di quella longitudinale.



**Figura 4.12:** Rigidezza laterale, soluzione tradizionale

$$K_{Flexlong} = \frac{F_{Lat}}{dy} = \frac{1000 \text{ N}}{3.00 \text{ mm}} = 333.33 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$



**Figura 4.13:** Rigidezza longitudinale, soluzione tradizionale

$$K_{Flexlong} = \frac{F_{Lat}}{dy} = \frac{1000 \text{ N}}{3.06 \text{ mm}} = 326.79 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

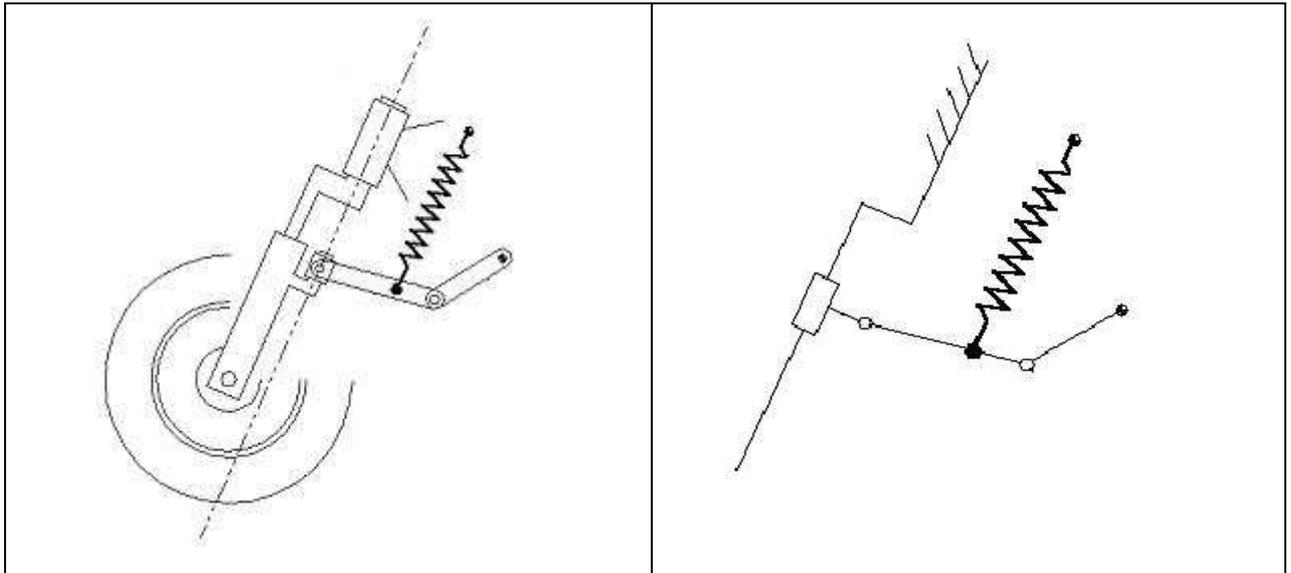
## **4.5 STUDIO DEL CINEMATISMO PROGRESSIVO**

### **4.5.1 INTRODUZIONE**

In questo paragrafo verrà descritta la procedura di ottimizzazione che ha permesso di definire il cinematismo adatto ad ottenere la rigidità voluta. In seguito alle considerazioni precedentemente esposte, la tipologia di forcella sviluppata è di tipo tradizionale, a steli dritti; al fine di ottenere una rigidità progressiva, è necessario spostare le parti ammortizzanti all'esterno dei gambali e collegarle alle masse non sospese tramite un cinematismo che permetta di variare opportunamente il rapporto di trasmissione.

### **4.5.2 TIPOLOGIA DEL CINEMATISMO**

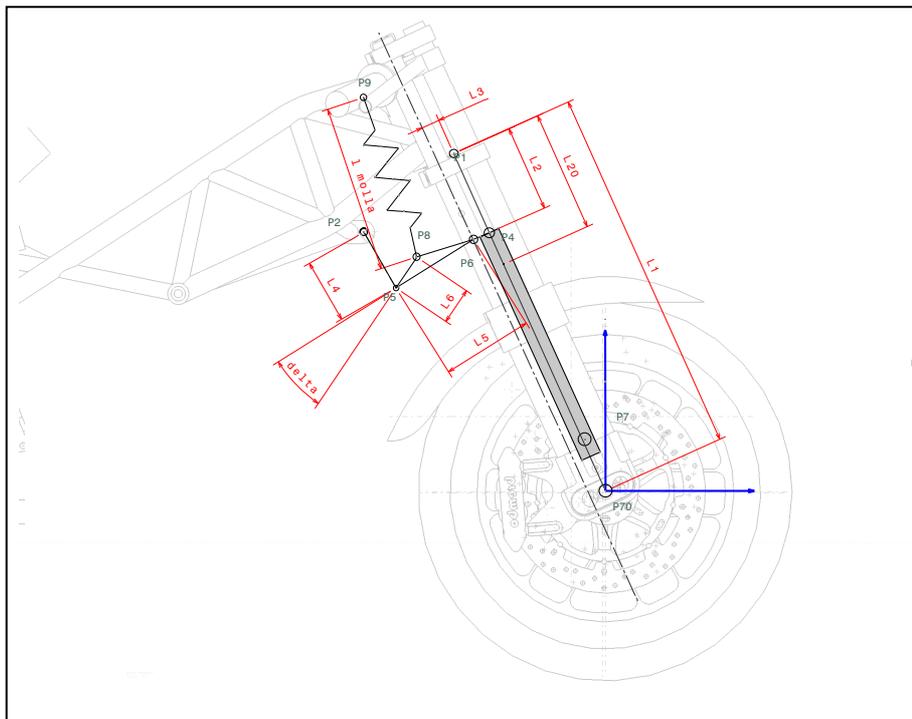
Il tipo di cinematismo utilizzato è composto da due bilancieri, collegati tra loro, alla piastra foderi e al telaio tramite coppie rotoidali. Questo cinematismo è stato studiato in [12] ed è stato applicato ad uno scooter di media cilindrata. Questa sperimentazione pratica ha messo in evidenza un limite della soluzione proposta: l'utilizzo di coppie rotoidali nel collegamento dei membri del cinematismo garantiva ottimi scorrimenti per angoli di rollio nulli, tuttavia, in caso di flessione laterale della forcella, le coppie rotoidali non erano più in grado di muoversi agevolmente. Nell'applicazione in oggetto, le coppie sono state sostituite con giunti sferici, così da consentirne il movimento anche nelle configurazioni in cui la diade è posizionata fuori dal piano di simmetria. Questa nuova configurazione introduce un ulteriore grado di libertà: la diade dei bilancieri è libera di ruotare attorno all'asse passante per l'attacco a telaio e quello sui foderi; tuttavia, la presenza dell'ammortizzatore garantisce il posizionamento dei bilancieri in corrispondenza della configurazione a minor energia potenziale. Questa nuova configurazione permette il movimento del meccanismo anche in caso di flessione laterale, non modificando di molto lo schema bidimensionale precedentemente esposto.



**Figura 4.14:** Schema cinematico della sospensione

### 4.5.3 MODELLO CINEMATICO

La descrizione analitica del cinematismo prevede l'individuazione di un set di parametri sufficienti a descrivere il cinematismo. Con riferimento alla figura (4.15), i parametri scelti per descrivere il sistema sono:



**Figura 4.15:** Modello cinematico

**L1:** distanza tra il perno ruota e il punto P1, individuato dall'intersezione dell'asse dello sterzo e del piano definito dalla faccia inferiore del canotto di sterzo.

**L2:** distanza, proiettata lungo l'asse dello sterzo, del punto P1 dal giunto sferico (P6)

**L20:** valore di L2 in configurazione Full Extended

**L3:** distanza tra il giunto sferico e il punto P1, in direzione perpendicolare all'asse di sterzo

**L4:** lunghezza del bilanciante a telaio

**L5,L6,delta:** descrivono la geometria del secondo bilanciante

**L7:** lunghezza molla

**K:** rigidità della molla

**x1,y1:** coordinate punto P1, descritto precedentemente

**x2,y2:** coordinate punto P2, attacco del bilanciante sul telaio

**x4,y4:** coordinate punto P4, proiezione di P6 sulla retta P1-perno ruota

**x5,y5:** coordinate punto P5, coppia rotoidale tra i due bilancianti

**x6,y6:** coordinate punto P6 giunto sferico

**x8,y8:** coordinate punto P8 attacco dell'ammortizzatore sul bilanciante

**x9,y9:** coordinate punto P9 attacco dell'ammortizzatore sul telaio

**$\epsilon$**  : inclinazione angolo di sterzo

I parametri necessari all'analisi cinematica del meccanismo possono essere così raggruppati:

*geometria dell'avantreno:* L1, L20, L3,  $\epsilon$ , x7,y7

*attacchi del cinematismo al telaio:* x1,y1, x2,y2, x9,y9

*geometrie dei bilancianti:* L4,L5,L6, delta

L'analisi cinematica del meccanismo viene condotta partendo dall'individuazione delle coordinate del punto P1, della distanza L2, del punto P4 e del punto P6. Attraverso l'analisi della diade formata dai bilancianti (lunghezze L4 e L5), si ottengono le inclinazioni degli stessi, la posizione del punto P5 e, di conseguenza, la posizione del punto P8. Infine la lunghezza della molla viene calcolata come distanza tra i punti P8 e P9. La rigidità ridotta viene individuata come prodotto tra la rigidità della molla K e il quadrato del rapporto di trasmissione, ottenuto

calcolando il decremento della lunghezza della molla rispetto alla variazione della corsa verticale della ruota.

#### 4.5.4 METODOLOGIA DI OTTIMIZZAZIONE

Una volta definito lo schema cinematico impiegato, è necessario dimensionare i singoli membri per ottenere il meccanismo che garantisca un buon andamento della rigidità ridotta. A differenza del metodo utilizzato per la sospensione posteriore (puramente intuitivo per le problematiche esposte nel precedente capitolo), in questo caso si è deciso di ricorrere a tecniche di ottimizzazione: all'anteriore non sussistono problemi di ingombro così limitanti, pertanto, si è proceduto sviluppando un algoritmo che cercasse la soluzione in maniera automatica. Il tipo di metodo utilizzato è un metodo enumerativo di ricerca esaustiva ("brute force"): questo rappresenta il modo più "elementare" di affrontare un problema, poiché consiste nel provare tutte le soluzioni possibili e confrontarle tra loro. Si ritiene che questo metodo sia particolarmente adatto poiché il cinematismo è risolvibile analiticamente in maniera rapida; inoltre, se si sceglie un opportuno passo di variabilità dei parametri (es 1 mm sulle lunghezze), il numero di possibili soluzioni non è eccessivo. Altri metodi, quali i metodi derivativi o quelli euristici, non sembrano particolarmente adatti al problema poiché è sempre elevato il rischio di incorrere in una soluzione di ottimo locale. La robustezza offerta dai metodi enumerativi, unita ai bassi tempi di calcolo necessari, rendono questi metodi particolarmente convenienti per il caso in oggetto.

#### 4.5.5 ALGORITMO DI OTTIMIZZAZIONE

##### *INTRODUZIONE*

Tra i parametri sopra elencati, alcuni sono definiti dalle geometrie del veicolo o da vincoli costruttivi (es: la molla). Lo scopo dell'ottimizzazione è individuare quali valori dei parametri liberi garantiscono la migliore approssimazione di una "rigidità ideale" data.

I parametri liberi, nel caso in oggetto, sono le dimensioni dei bilancieri e la rigidità della molla. L'algoritmo utilizzato prevede di variare attraverso distinti cicli *FOR* i parametri  $L_4$ ,  $L_5$ ,  $L_6$ ,  $\delta$ ,  $K$  (rigidità della molla), all'interno di intervalli abbastanza estesi da garantire l'analisi di tutte le possibili soluzioni (ricerca esaustiva). Una volta verificata l'assemblabilità e la non

collisione tra le parti, l' algoritmo procede nell' analisi cinematica, confronta la rigidezza ridotta con la rigidezza ideale data e ordina le soluzioni, memorizzando quelle che meglio approssimano la rigidezza ricercata.

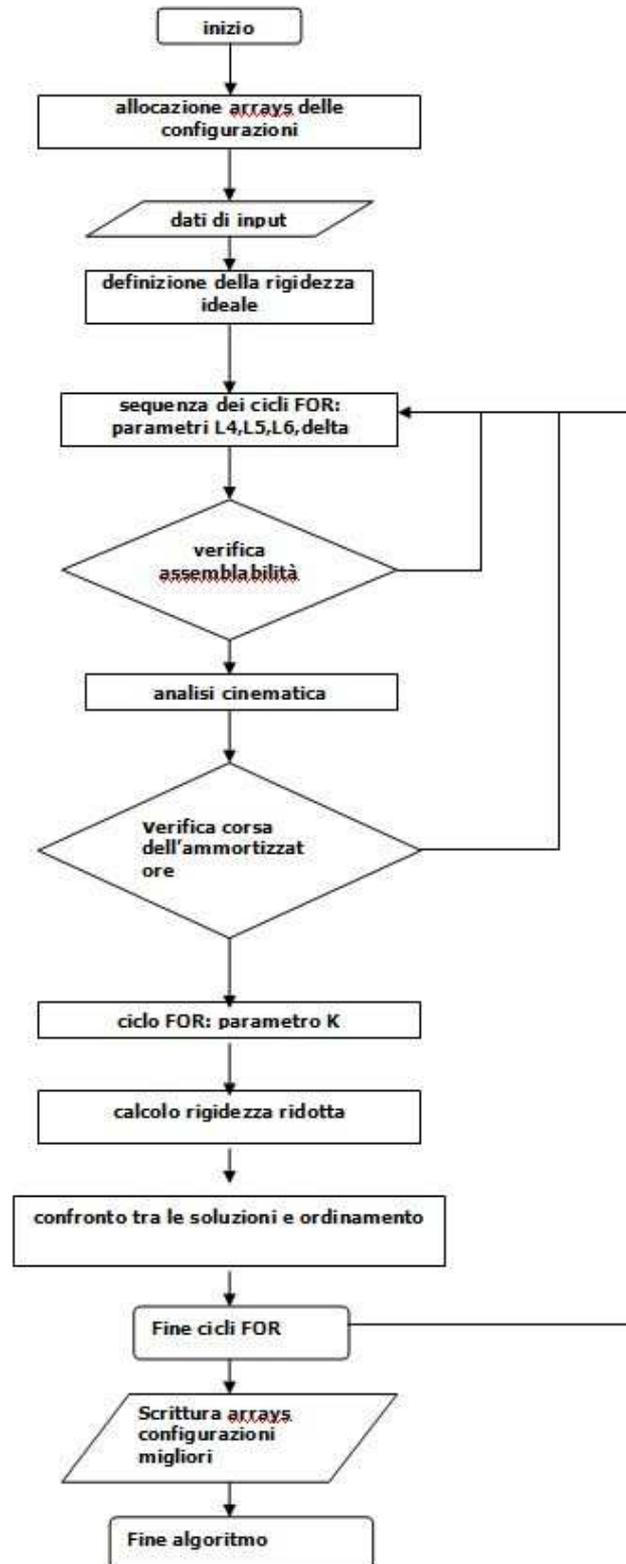
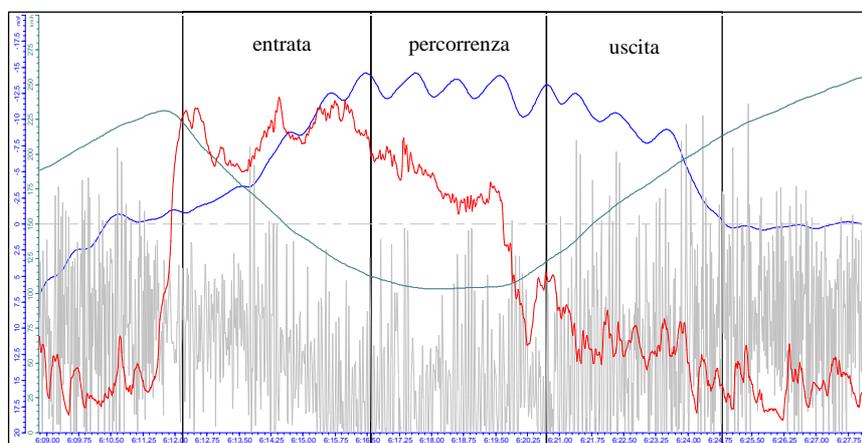


Figura 4.16: Flow chart dell' algoritmo

## RIGIDEZZA IDEALE

Dal momento che il confronto delle soluzioni deve essere fatto all'interno dei cicli FOR, è necessario definire una rigidità "ideale" prima di questo blocco. Questa rigidità verrà confrontata con quella ricavata nell'analisi cinematica di ogni soluzione. Nel caso in esame, la rigidità ideale è rappresentata da una funzione passante per due punti rappresentanti la rigidità richiesta in due diverse fasi della curva: la fase di massima decelerazione e la percorrenza. Per semplicità, si è scelto un andamento esponenziale della rigidità, così da garantire una certa curvatura (il che esclude il caso lineare) pur mantenendo semplice la formulazione dell'algoritmo.

La figura successiva mostra il tratto di circuito preso ad esempio nel capitolo precedente; anche in questo caso l'accelerazione laterale assoluta è riportata in blu, la velocità in grigio scuro e l'accelerazione verticale relativa al motociclo in grigio chiaro; in rosso è possibile vedere l'andamento della compressione della sospensione anteriore durante la percorrenza della curva. Osservando la figura, è possibile suddividere la curva in tre fasi principali: l'entrata, la percorrenza e l'uscita. La prima fase inizia in corrispondenza della staccata: il pilota frena bruscamente (al limite del ribaltamento) e tutto il peso del veicolo si trasferisce all'anteriore; in questa fase è massima la forza di frenata e la sospensione anteriore risulta quasi completamente compressa. La fase di percorrenza è caratterizzata da una velocità relativamente costante, il veicolo arriva ad elevati angoli di rollio, mentre il peso e la forza centrifuga vengono ripartiti su entrambe le ruote: l'anteriore pertanto si scarica parzialmente. Nella fase di uscita, il trasferimento di carico al posteriore annulla completamente la reazione verticale all'anteriore, causandone l'estensione.



**Figura 4.17: Velocità ed accelerazioni in percorrenza di curva**

Ricorrendo alle stesse considerazioni esposte nel precedente capitolo, è possibile affermare che in condizioni dai *sag rider* (40 mm di corsa), la forza agente sulla sospensione vale:

$$F_{sospcurva} = M_{sprung} \times \frac{b}{p} \times g \approx 1029.6N$$

Durante la percorrenza, invece, una forza pari a

$$F_{sospcurva} = M_{sprung} \times \frac{b}{p} \times a_{vert} \approx 1681.8N$$

causa una compressione media di circa 72 mm (valore medio ricavato da telemetria). A questi valori corrisponde una rigidezza verticale ridotta pari a:

$$K_{RID(56)} = \frac{\Delta F}{\Delta y} = 20.4 \frac{m}{s^2}$$

Questo valore rappresenta un valore tipico nei veicoli da competizione (cfr. [7]), a conferma di quanto appena esposto.

Nella fase di entrata, sulla sospensione anteriore agisce una forza verticale pari a:

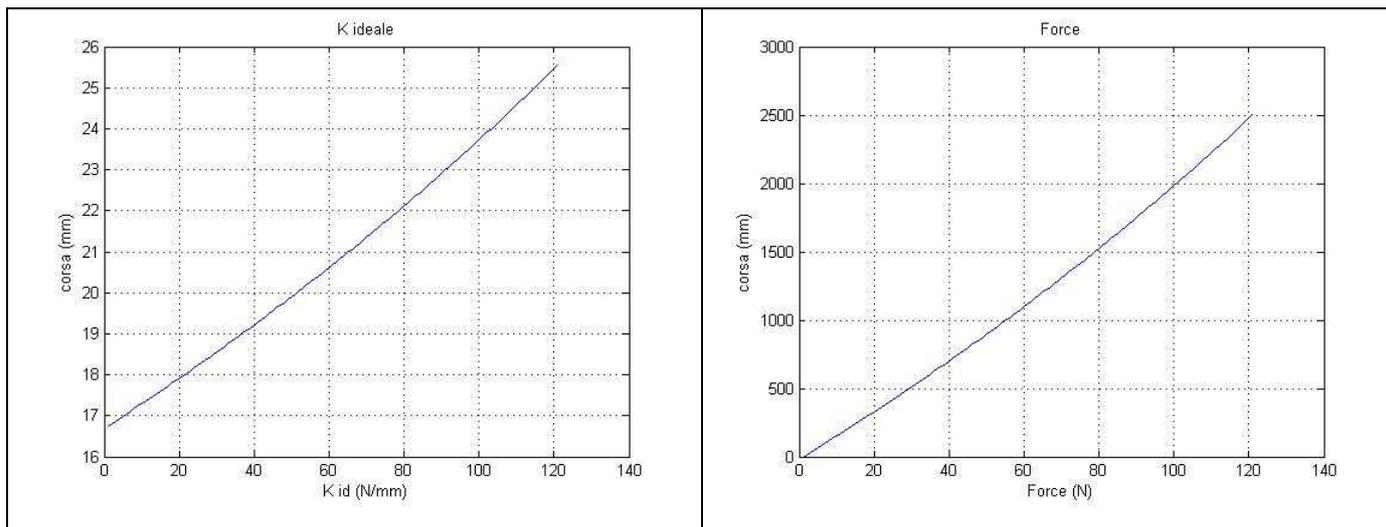
$$M_{sprung} g = 2435.4N$$

In questa condizione, è opportuno che la sospensione sia compressa quasi totalmente (es: 105 mm su 120 mm di corsa totale).

Dato che in una sospensione tradizionale la rigidezza è praticamente costante (diminuisce del 3% a causa del decremento dell'angolo di sterzo), si può ricavare il valore di rigidezza in questa condizione come differenza tra la condizioni di *sag rider* e quella di massima compressione, pertanto, un valore di rigidezza adatto a questa fase è:

$$K_{RID(88.5)} = \frac{\Delta F}{\Delta y_{ruota}} = \frac{2435.4 - 1681.8}{105 - 72} = 22.83 \frac{N}{mm}$$

Nel caso in oggetto, si vuole realizzare una sospensione progressiva, nella quale la rigidità aumenti all'aumentare della compressione. Si ritiene che i valori appena esposti siano adatti per le rispettive compressioni (56 mm e 88.5 mm) mentre si cercherà di ottenere valori più elevati in corrispondenza della massima compressione (120 mm).



**Figura 4.18 a:** rigidità ideale e forza

```

%% rigidità ideale
rigidezza_corsa_56=20.4;
rigidezza_corsa_88_5=22.8;
Kid(1:121)=(rigidezza_corsa_56/(rigidezza_corsa_88/rigidezza_corsa_56)^(56/(88.5-56)))*exp(log(rigidezza_corsa_88/rigidezza_corsa_56)/(88.5-56)*(0:120));
corsa(1:121)=0:120;
corsa_vert=corsa*cos_c_a;

```

**Figura 4.18 b:** estratto del codice

### *CICLI FOR E VERIFICA DELL'ASSEMBLABILITA'*

Dopo aver definito una rigidità ideale, l'algoritmo procede nella parte iterativa vera e propria. Tutti i parametri liberi coinvolti nell'analisi cinematica (con la sola esclusione, quindi, della costante elastica della molla) vengono fatti variare all'interno degli intervalli scelti. E' necessario

precisare che l'ottimizzazione avviene in più fasi: inizialmente si cerca di individuare quali siano, indicativamente, i valori più adatti all'interno di intervalli molto estesi, successivamente si affina la soluzione cercando una configurazione all'interno di intervalli più ristretti. In una prima ottimizzazione infatti, gli intervalli di variabilità sono molto estesi, ma vengono fatti variare con passo elevato (5 mm). Una volta trovata la zona più interessante, si procede con una ulteriore ottimizzazione, nella quale gli intervalli di variabilità sono limitati alla zona precedentemente individuata, ma il passo è molto minore (1mm). Nella figura 4 sono riportati i valori utilizzati nei cicli *FOR* in due diverse fasi dell'ottimizzazione: in una prima fase, infatti, si è notato che tutte le soluzioni migliori presentavano valori di L4, L5, L6 e delta appartenenti ad un intorno relativamente ristretto dei valori, rispettivamente: 90,155,57, 0.2

<pre>for L4=60:5:150,   for L5=100:5:300,     for L6=0:5:L5,       for angle_bil=0:0.1:0.7</pre>	<pre>for L4=85:95,   for L5=130:170,     for L6=55:60,       for angle_bil=0:0.01:0.5,</pre>
--	--

**Figura 4.19:** Valori dei cicli di iterazione in due diverse fasi dell'ottimizzazione

Al fine di alleggerire il calcolo, l'algoritmo procede all'analisi cinematica solo se sono verificate le condizioni geometriche di montaggio: nelle configurazioni estese e compresse il meccanismo deve essere montabile e non deve interferire con altre parti del veicolo. La verifica di assemblabilità corrisponde a un ciclo *IF* condizionato da tre funzioni logiche legate tramite operatore AND, le quali verificano che le somme di due dei lati componenti la diade dei bilancieri, siano sempre superiori al terzo lato. Ad esempio, la somma di L4 e di L5 deve essere superiore alla massima distanza tra il giunto sferico e il punto P2. La non collisione prevede di verificare, sempre tramite ciclo *IF*, che i bilancieri non collidano con il parafango. La formulazione di questa condizione risulta complicata dal momento che i limiti sulla lunghezza L4 dipendono dalla lunghezza L5 (ad esempio, per L5 sufficientemente lungo, L4 ha limiti molto più estesi che non per bassi valori di L5; in questo ultimo caso, il meccanismo collide prima con il parafango (fig. 4.20 a).

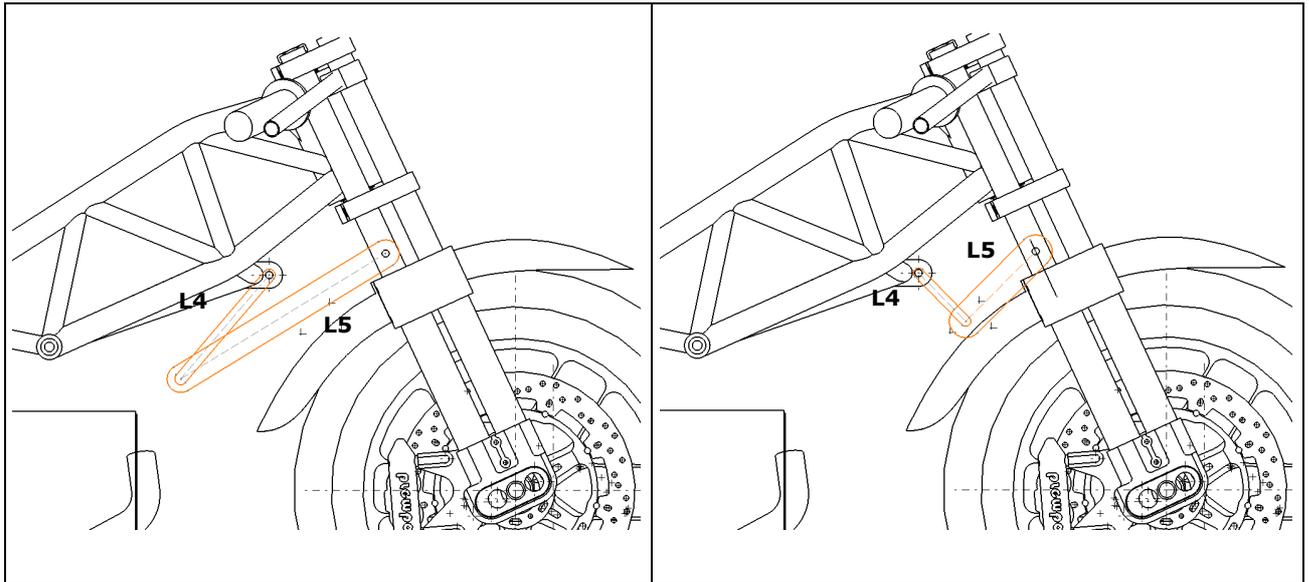


Figura 4.20 a: Limiti su L4 e L5

```

% studio cinematico lungo tutta la corsa solo se soddisfa :
%assemblabilità
if (L4+L5>222)&&(155+L4>L5)&&(L5+155>L4)
    sol_montabili=sol_montabili+1;
%non collisione
if ((L5<100&&L4<110)|| (100<L5<200&&L4<100)||
    (L5>200&&L4<120)|| (angle_bil>0.1&&L5>240&&L4<140))
    sol_trovate=sol_trovate+1;

```

Figura 4.20 b: Estratto del codice

### ANALISI CINEMATICA

Come precedentemente accennato, l'analisi cinematica prevede di studiare il quadrilatero P1-P2-P5-P6, individuando dapprima la posizione di P1 e P6, per poi risolvere la diade attraverso il teorema di Carnot. Di seguito si riporta l'estratto del codice (fig. 4.21), nel quale l'incognita "i" rappresenta la corsa della sospensione (nel codice, l'analisi cinematica viene risolta per via numerica su 120 posizioni del cinematico).

```

x1=-L1*sin_c_a;
y1=L1*cos_c_a;
x7=-i*sin_c_a;
y7=i*cos_c_a;
L2=L20-i/cos_c_a;
x4=x1+L2*sin_c_a;
y4=y1-L2*cos_c_a;
x6=x4-L3*cos_c_a;
y6=y4-L3*sin_c_a;

%diade

a=sqrt((y6-y2)*(y6-y2)+(x6-x2)*(x6-x2));
angle1=aco
s((a*a+L4*L4-L5*L5)/(2*a*L4));
angle2=atan2(y2-y6,x6-x2);
angle=-angle1-angle2;
x5=x2+L4*cos(angle);
y5=y2+L4*sin(angle);
angle6=atan2(y6-y5,x6-x5)+angle_bil;
x8=x5+L6*cos(angle6);
y8=y5+L6*sin(angle6);
molla(i+1)=sqrt((x8-x9)*(x8-x9)+(y8-y9)*(y8-y9));
a_m=atan2((y9-y8),(x8-x9));

```

**Figura 4.21** : Estratto del codice

### *VERIFICA DELLA LUNGHEZZA DELL'AMMORTIZZATORE E CALCOLO DELLA RIGIDEZZA RIDOTTA*

Sebbene i parametri liberi non presentino limiti oltre quelli di assemblabilità e ingombro, il cinematismo ottenuto potrebbe portare a configurazioni nelle quali la corsa dell'ammortizzatore e la sua lunghezza non sono conformi ai modelli presenti sul mercato. A causa di ciò, nell'algoritmo, è stata introdotta un'ulteriore condizione che verifica sia la distanza tra P9 e P8 (interasse dell'ammortizzatore, definito nel codice "molla"), sia la sua corsa: questa infatti non deve essere superiore a 49,5 mm né inferiore a 46 (l'ammortizzatore non lavorerebbe a pieno). Se questa condizione risulta verificata, il codice procede con il calcolo della rigidezza ridotta; un ulteriore ciclo *FOR* consente di variare il valore della costante elastica della molla all'interno dei valori disponibili sul mercato (80 –120 N/mm ad intervalli di 5 N/mm). Come precedentemente descritto, la rigidezza ridotta è calcolata tramite prodotto della costante elastica per il quadrato del

rapporto di trasmissione tra la compressione della molla e la corsa verticale del perno ruota. L'estratto del codice è riportato di seguito

```
%Se lunghezza dell'ammortizzatore > 308 e < 318 e compressione è
    compresa tra 50/46
if (molla(1)<318&&molle(1)>308&&(molla(1)-molla(121))<49.5&&(molla(1)-
    molla(121))>46);
% studio della rigidità ridotta del cinematismo appena calcolato al
    variare di K
tau=gradient(molla,corsa_vert);
for K=80:5:120,
Krid=K*tau.^2;
```

**Figura 4.22: Estratto del codice**

### *CONFRONTO TRA LE SOLUZIONI*

Nel momento in cui una configurazione soddisfa tutte le condizioni poste precedentemente, è possibile calcolarne la corrispondente rigidità ridotta. Al fine di individuare quali siano le configurazioni più adatte allo scopo dell'ottimizzazione, l'algoritmo calcola una funzione di costo utilizzata per ordinare le soluzioni dalla migliore alla meno adatta. La funzione costo introdotta considera la somma dei quadrati delle differenze tra la rigidità ridotta ottenuta e una rigidità ideale. La scelta della somma dei quadrati delle differenze è dovuta alla necessità di quantificare la differenza tra le due funzioni garantendo brevi tempi di calcolo. In alternativa a questo, in un primo momento era stata utilizzata una media tra i valori assoluti delle differenze, grandezza che approssima meglio la differenza tra gli integrali, ma che non privilegiava le soluzioni più "vicine" alla funzione richiesta (le soluzioni migliori, spesso, agli estremi del dominio differivano eccessivamente da quella cercata). Nel caso che la configurazione in esame risulti migliore della peggiore delle soluzioni memorizzate, l'algoritmo procede confrontando la funzione di costo della soluzione in esame con quelle delle soluzioni migliori precedentemente analizzate (inizialmente, era stato allocato un array delle soluzioni con elevatissimi valori della funzione di costo, così da memorizzare temporaneamente le prime configurazioni come migliori soluzioni). Nel momento in cui una configurazione risulta più interessante di una di quelle memorizzate,

tutte le soluzioni “peggiori” vengono spostate di una posizione e la nuova soluzione viene memorizzata negli array delle soluzioni. In questo modo si garantisce che le soluzioni memorizzate siano quelle con più bassa funzione di costo, ordinate da quella che approssima meglio la rigidità ideale a quella meno interessante. Il comando *break* interrompe il ciclo *FOR* di confronto tra le soluzioni migliori nel momento in cui ne viene individuata una più adatta.

```

% funzione penalità
penalty=sum((Krid-Kid).^2);
% algoritmo di ordinamento delle soluzioni
if (penalty<max(best_penalty(1:200)))
    for p=1:max_numero_soluzioni,
        if penalty<best_penalty(p),
            tmp=best_penalty(p:max_numero_soluzioni-1);
            best_penalty(p+1:max_numero_soluzioni) = tmp;

            tmp=best_L4(p:max_numero_soluzioni-1);
            best_L4(p+1:max_numero_soluzioni) = tmp;

            tmp=best_L5(p:max_numero_soluzioni-1);
            best_L5(p+1:max_numero_soluzioni) = tmp;

            tmp=best_L6(p:max_numero_soluzioni-1);
            best_L6(p+1:max_numero_soluzioni) = tmp;

            tmp=best_K(p:max_numero_soluzioni-1);
            best_K(p+1:max_numero_soluzioni) = tmp;

            tmp=best_angle_bil(p:max_numero_soluzioni-1);
            best_angle_bil(p+1:max_numero_soluzioni) = tmp;

            best_penalty(p)=penalty;
            best_L4(p)=L4;
            best_L5(p)=L5;
            best_L6(p)=L6;
            best_K(p)=K;
            best_angle_bil(p)=angle_bil;

            break
        end,
    end,
end

```

**Figura 4.23:** Estratto del codice

Una volta completata l'analisi di tutte le configurazioni, tra le variabili nel programma viene creato un array in cui sono memorizzate le soluzioni, ciascuna descritta da funzione di costo, lunghezze L4, L5, L6, angolo delta, costante elastica K, interasse dell'ammortizzatore e corsa.

#### **4.5.6 ESPOSIZIONE DEI RISULTATI**

I risultati ottenuti dalle prime ottimizzazioni mostravano soluzioni troppo simili tra loro, le quali differivano di poco in un unico parametro. Spesso, queste soluzioni non erano accettabili a causa di particolari andamenti della rigidezza ridotta, come, ad esempio, brevi regressività durante alcune fasi dell'escursione. Inizialmente si è pensato di ovviare a ciò imponendo nuove condizioni all'interno dell'algoritmo di ottimizzazione. Una di queste, ad esempio, escludeva le configurazioni che presentavano valori puntuali di rigidezza troppo bassi o troppo elevati agli estremi, anche se durante la maggior parte dell'escursione approssimassero meglio di altre l'andamento della rigidezza ideale e, di conseguenza, fossero caratterizzate da funzioni di costo molto basse. Un'altra condizione introdotta permetteva di escludere le soluzioni regressive: una volta calcolato l'array delle differenze tra valori consecutivi della rigidezza ridotta, veniva calcolata la somma degli elementi negativi dell'array e veniva imposto che questa non fosse inferiore ad un determinato valore. In questo modo era possibile escludere sia le soluzioni caratterizzate da una leggera regressività estesa a lunghi tratti dell'escursione, sia le soluzioni presentanti picchi negativi molto concentrati.

Queste condizioni hanno permesso senza dubbio di eliminare soluzioni inadatte all'applicazione, tuttavia non sono bastate a garantire che le configurazioni con minor valore di costo presentassero i migliori andamenti delle rigidezze.

Questa incertezza ha originato un radicale cambiamento di filosofia all'interno dello studio condotto: se in un primissimo tempo si era deciso di memorizzare un ristretto numero di soluzioni (ad esempio 10) e indicarle come migliori, successivamente si è preferito conservare un numero molto maggiore di soluzioni (200) per poi verificare manualmente quali andamenti della rigidezza ridotta fossero preferibili. In questo modo, oltre a eliminare soluzioni regressive o poco costanti, è stato possibile valutare anche altre caratteristiche come l'andamento in prossimità

della posizione di sag rider o l'eventuale costanza della rigidità nella prima fase della compressione.

Per poter analizzare più velocemente le numerose soluzioni memorizzate, ci si è avvalsi di un secondo codice, scritto sempre in Matlab. Questo mostrava graficamente il movimento del cinematismo in ogni configurazione e, grazie ad un secondo diagramma, permetteva il confronto tra la rigidità ridotta ottenuta e quella ideale.

### *PRIMA OTTIMIZZAZIONE*

Come prima accennato, una prima ottimizzazione ha consentito di individuare all'interno di tutte le configurazioni possibili, quali fossero i valori approssimativi più adatti allo scopo. Gli intervalli utilizzati sono:

- L4 : da 60 mm a 150 mm, passo 5 mm
- L5 : da 100 mm a 300 mm, passo 5 mm
- L6 : da 0 mm al valore di L5, passo 5 mm
- Delta : da 0 mm a 0.7 rad, passo 0.1 mm
- K : da 80 N/mm a 120 N/mm, passo 5 N/mm

Di seguito viene riportata la prima parte dell'array delle soluzioni

n°sol.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
costo	78	93	104	104	116	116	142	156	16	16
L4	95	95	95	90	95	95	85	90	90	95
L5	150	145	155	160	155	155	160	150	150	150
L6	55	55	55	60	55	55	60	55	55	55
delta	0,1	0,2	0	0	0,1	0,1	0	0,2	0,1	0,1
K	110	105	115	105	115	120	105	115	110	105

### *SECONDA OTTIMIZZAZIONE*

Per procedere con una seconda ottimizzazione a passo fine (1 mm), sono stati individuati i valori estremi di ogni singolo parametro su tutte le soluzioni memorizzate. In questo caso, gli intervalli utilizzati sono:

- L4 : da 85 mm a 95 mm, passo 1 mm  
 L5 : da 130 mm a 170 mm, passo 1 mm  
 L6 : da 55 mm a 60 mm, passo 1 mm  
 Delta : da 0 rad a 0.5 rad, passo 0.01 rad  
 K : da 80 N/mm a 120 N/mm, passo 5 N/mm, invariata

Si è pensato di mantenere l'intervallo della costante elastica invariato rispetto all'ottimizzazione precedente. In effetti, tra le migliori duecento soluzioni precedentemente individuate, troviamo quasi tutti i possibili valori della costante. Successivamente è stata eseguita una ottimizzazione che considerava solamente un valore della molla pari a 115 N/mm, corrispondente alla costante elastica della molla fornita.

Di seguito viene riportata la prima parte dell'array delle soluzioni

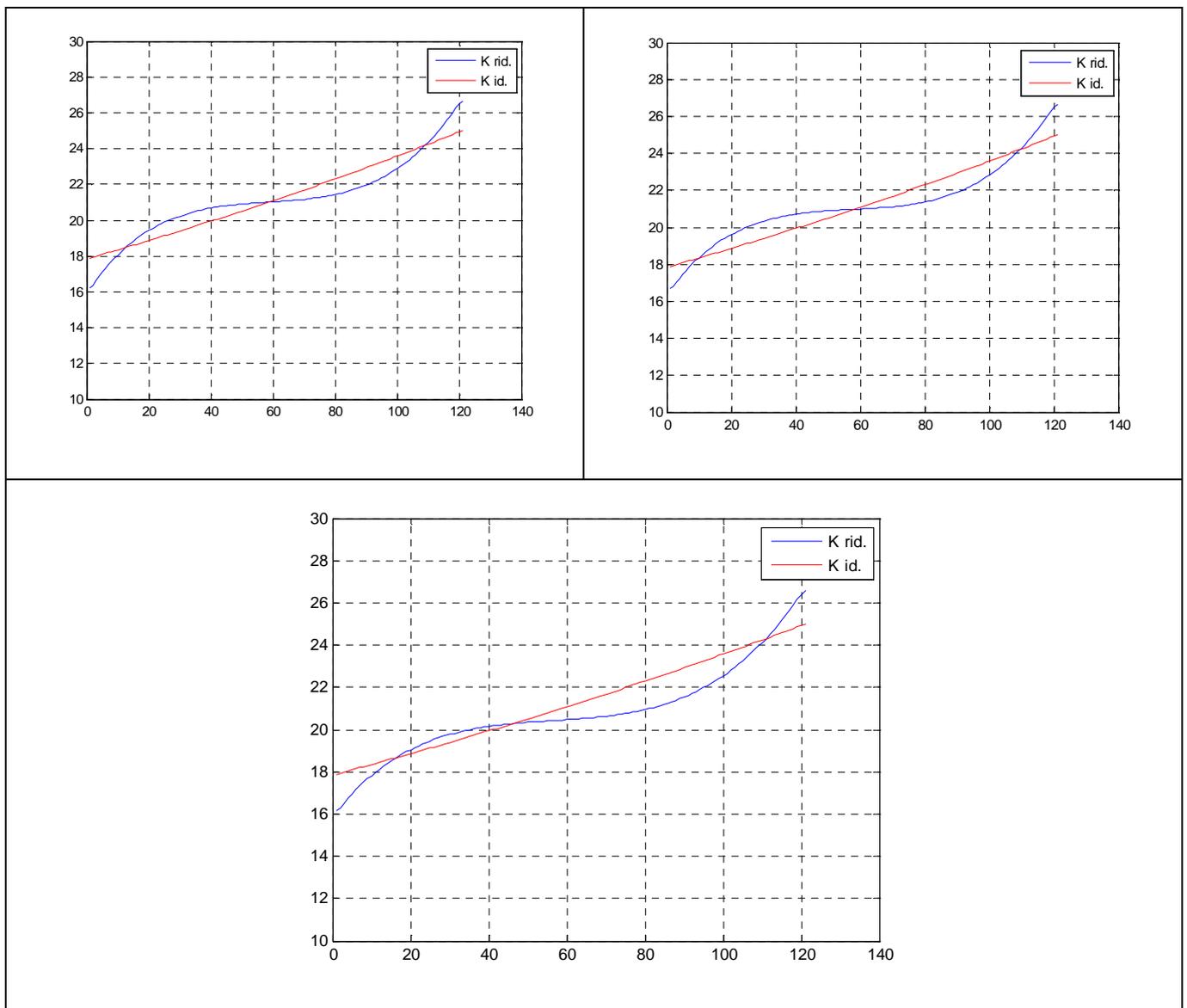
n° sol.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
costo	88	89	91	9	1	93	95	96	97	97
L4	95	95	95	95	95	95	95	94	95	95
L5	150	151	150	149	150	150	151	153	151	149
L6	56	55	56	57	55	55	55	55	56	56
delta	0,15	0,15	0,16	0,16	0,17	0,16	0,16	0,14	0,15	0,17
K	110	115	110	105	115	115	115	120	110	110

### *TERZA OTTIMIZZAZIONE*

Dal momento che la molla disponibile presentava un valore della costante elastica pari a 115 N/mm, è stata eseguita una ulteriore ottimizzazione nella quale la rigidità della molla non rientrava tra i parametri liberi. Tralasciando i risultati dell'ottimizzazione a passo largo, dal momento che questi non differivano negli intervalli da quelli precedentemente esposti, ci si soffermerà di più sull'ottimizzazione finale poiché questa ci permette di individuare le soluzioni definitive.

n° sol.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
costo	65	67	67	682	684	698	698	701	704	706
L4	88	89	87	87	88	87	87	88	90	88
L5	160	160	160	160	160	159	159	159	157	159
L6	57	57	57	57	57	57	57	57	56	57
delta	0,01	0,02	0	0,01	0,02	0,03	0,02	0,03	0,06	0,02
K	115	115	115	115	115	115	115	115	115	115

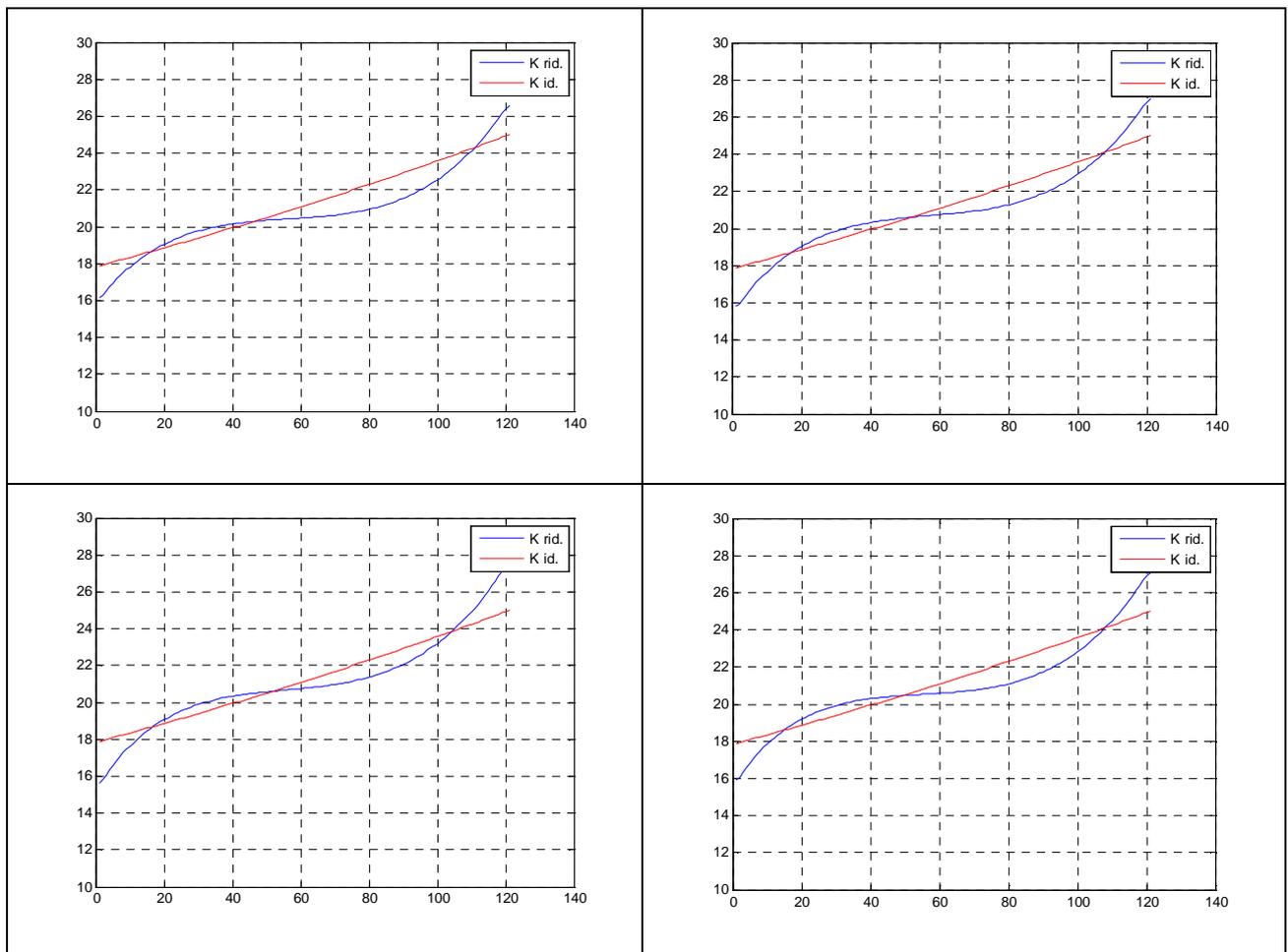
A questo punto si è proceduto come suddetto: in ambiente Matlab, sono state scelte manualmente le soluzioni ritenute più interessanti, in base all'andamento della rigidità ottenuta. A titolo di esempio, si riporta l'andamento delle prime due soluzioni, a paragone di quello della soluzione numero 168, giudicata come la più adatta (fig. 4.24).



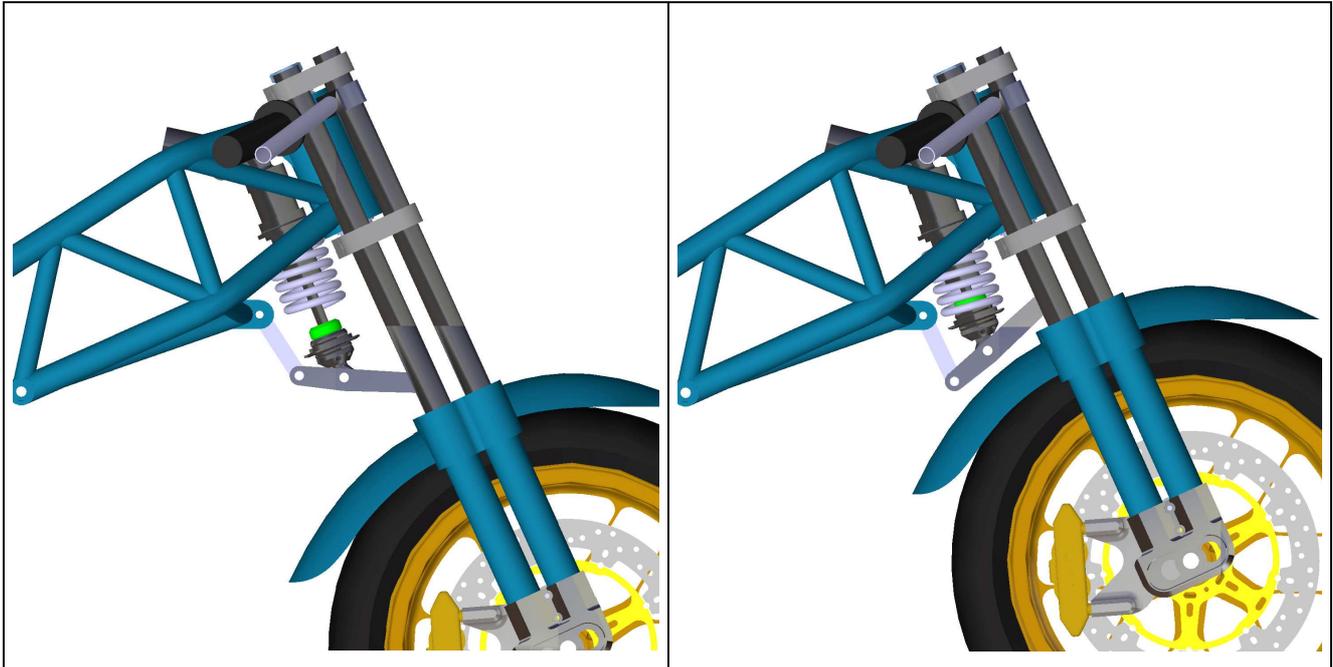
**Figura 4.24:** Confronto tra le prime due soluzioni e quella definitiva (in basso)

Le prime soluzioni riportate approssimano meglio la rigidità ideale rispetto a quella scelta come definitiva; alcune caratteristiche, tuttavia, le rendono meno adatte. Ad esempio, il valore della rigidità in corrispondenza della posizione di sag rider è più elevato del richiesto; inoltre, l'andamento della rigidità mostra come questa aumenti più velocemente nella primissima fase della compressione che in quella successiva, il che potrebbe influire negativamente sull'handling del veicolo. Di seguito è possibile visualizzare le quattro soluzioni ritenute più adatte.

n° sol.	1	2	3	4
costo	88.8	76.3	88.5	87.6
L4	90	89	90	90
L5	159	158	154	154
L6	56	56	55	55
delta	0,03	0,03	0,09	0,11
K	115	115	115	115
interasse	317.6	316.9	314.1	313.0
corsa	45.9	46.2	46.3	46.1



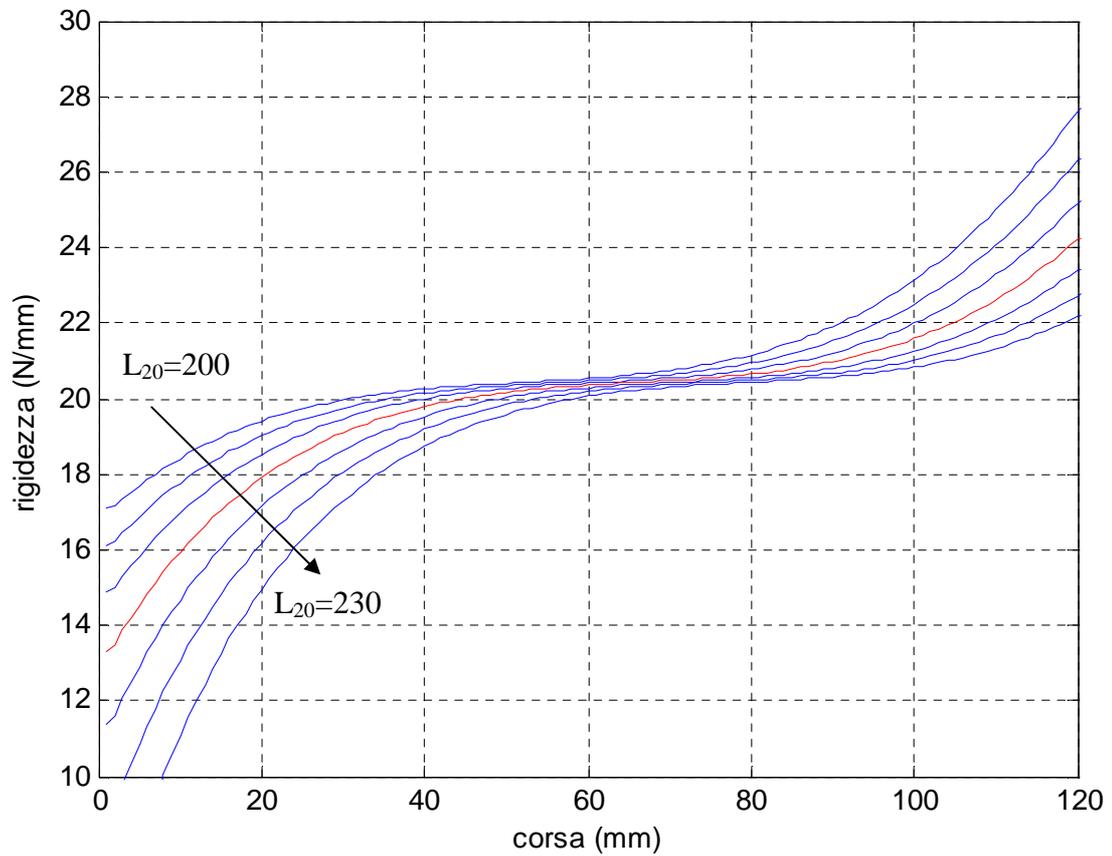
**Figura 4.25:** Rigidezze delle quattro soluzioni più adatte



**Figura 4.26:** Soluzione definitiva applicata alla sospensione, in posizione estesa e compressa (Gli elementi disegnati verranno definiti nei prossimi capitoli)

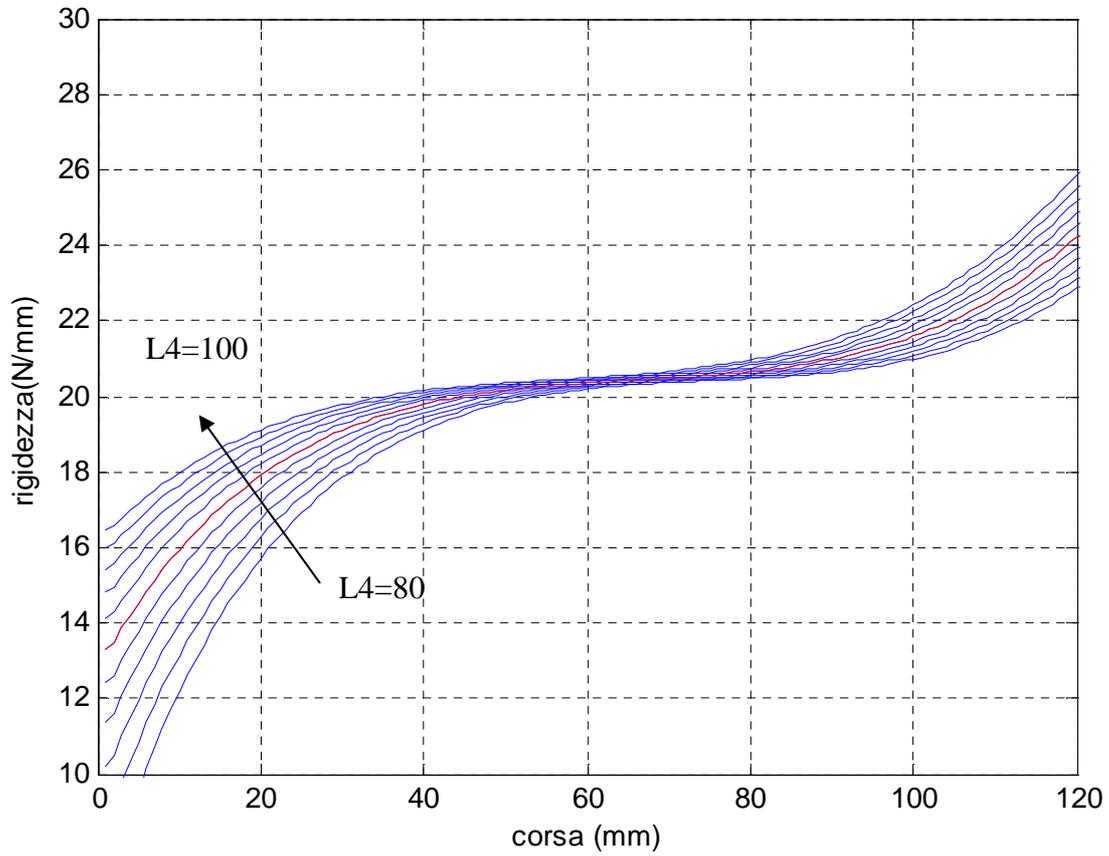
#### **4.5.7 VARIAZIONI APPORTABILI ALLA SOLUZIONE DEFINITIVA**

Il disegno costruttivo della sospensione prevede di poter modificare alcuni parametri geometrici anche dopo la realizzazione del veicolo. Questi parametri sono: l'altezza del giunto sferico sull'asse dello sterzo ( $L_{20}$ ), la lunghezza  $L_4$  e la costante elastica  $K$ . Di seguito è riportata l'analisi delle variazioni di rigidità ottenibili con queste modifiche.

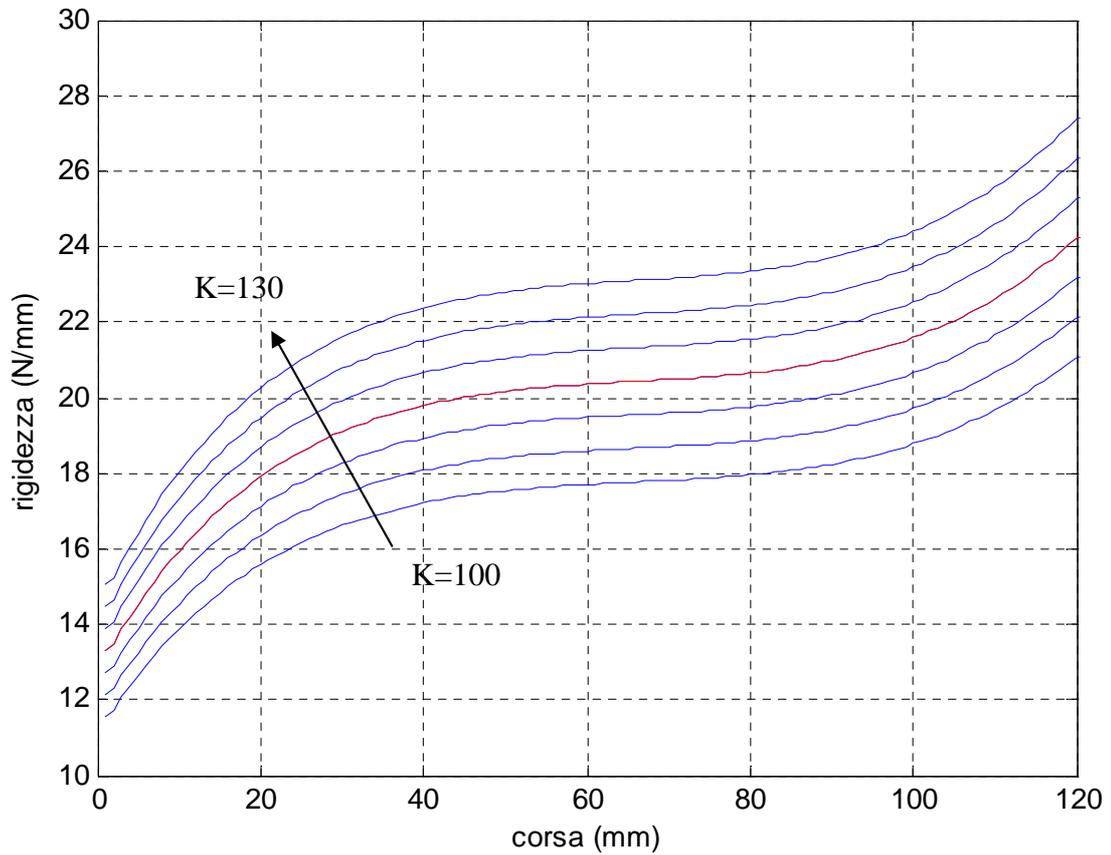
*ALTEZZA GIUNTO SFERICO*

**Figura 4.27:** Rigidezza ottenibile variando l'altezza L<sub>20</sub>, (alzando il giunto sferico). In rosso, la rigidezza della configurazione iniziale

*LUNGHEZZA DEL BILANCIERE A TELAIO*



**Figura 4.28:** Rigidezza ottenibile variando la lunghezza L4. In rosso, la rigidezza della configurazione iniziale

*COSTANTE DELLA MOLLA*

**Figura 4.29:** Rigidezza ottenibile variando la costante della molla. In rosso, la rigidezza della configurazione iniziale



## Capitolo 5

# PROGETTAZIONE DEL TELAIO

### 5.1 INTRODUZIONE

In questo capitolo verrà descritto il percorso di sviluppo del telaio. In primo luogo verrà motivata la scelta della tipologia (il traliccio di tubi); successivamente si descriverà il processo di ottimizzazione della struttura: dalla scelta delle caratteristiche ricercate alla modellizzazione FEM. Infine verranno esposte analisi più accurate al fine di verificare la conformità della struttura a criteri di robustezza e a fine di paragone con altri telai a produzione di serie.

### 5.2 DEFINIZIONE TIPOLOGICA DEL TELAIO

#### 5.2.1 TIPOLOGIE E MATERIALI DEI TELAI MOTOCICLISTICI

La storia del telaio motociclistico ha avuto origine nel XIX secolo, nel momento in cui si è deciso di applicare un motore ausiliario alla bicicletta. In oltre cento anni, questa struttura ha assunto le più svariate forme, partendo dalla losanga tipica della bicicletta, ed evolvendosi fino allo scatolato in fibra di carbonio. Si tralascia in questa sede una trattazione sulla storia e sulle tipologie dei telai maggiormente utilizzate nel corso degli anni, peraltro già esposta in [11]. Si preferisce soffermarsi maggiormente sulle tipologie di telaio attualmente impiegate nelle applicazioni motociclistiche.

Se si trascurano applicazioni particolari come l'off-road, dove il telaio a doppia culla resiste grazie alla flessibilità che lo caratterizza, oggi giorno la maggior parte dei motocicli utilizza telai perimetrali. Come esposto nello studio sopraccitato, è assodato che la soluzione più adatta al fine di ottenere la migliore rigidità torsionale e verticale consiste nel telaio perimetrale. Infatti, collegando lungo la via più breve il canotto dello sterzo al perno del forcellone, si limitano le deformazioni torsionali dovute a momenti torcenti generati dalle forze applicate alle ruote. Le

tipologie di telaio più idonee a realizzare questa forma risultano essere il perimetrale in alluminio, il tralicciato in tubi e il monoscocca in carbonio.

Il perimetrale in alluminio (fig. 5.1) è un telaio che garantisce buone riduzioni di peso; tuttavia, a causa del procedimento per pressofusione, risulta essere un telaio adatto esclusivamente alla produzione di serie: gli iniziali costi d'impianto sono elevati, ma il procedimento è altamente automatizzabile.



**Figura 5.1:** Telaio perimetrale in alluminio

Simile come struttura al perimetrale in alluminio, il telaio in carbonio (fig. 5.2) rappresenta la soluzione più innovativa. È senza dubbio il materiale più leggero, e la semplicità con cui è possibile variare lo spessore delle sue parti o modificare la direzione delle fibre, consentono variazioni di rigidità senza modificare sostanzialmente il processo



**Figura 5.2:** Telaio in carbonio

produttivo. Questi sono i motivi che hanno spinto team come DUCATI a utilizzarlo anche nelle competizioni mondiali. Tuttavia, la realizzazione di una simile struttura necessita di competenze

abbastanza complesse: da un lato è necessario una manodopera molto qualificata sia per la produzione di stampi che per la stesura delle fibre, dall'altro lato, la facilità con cui questo materiale cede a fatica, unita alla sua fragilità, rende anche la progettazione meno accessibile a realtà artigianali.

Il telaio a traliccio (fig. 5.3), invece, necessita di impianti molto meno sofisticati rispetto alla soluzione pressofusa, poiché i profilati tubolari di cui è composto sono un prodotto molto versatile e quindi facilmente reperibile nell'industria. Uno dei vantaggi di questo tipo di telaio consiste nelle elevatissime rigidità ottenibili, a spese di un maggior peso dello struttura. Un vantaggio secondario e spesso non considerato riguarda anche i costi di calcolo: attraverso le metodologie FEM è possibile utilizzare elementi che descrivono perfettamente la struttura a tubi anche con un numero ridotto di nodi. Seguendo questo approccio, è possibile eseguire un dimensionamento di massima della struttura al fine di definire le rigidità, per poi affinare il calcolo successivamente una volta trovata la soluzione più adatta. In quest'ultima fase, verrà migliorata la progettazione dei particolari (attacchi al telaio e saldature) per evitare concentrazioni di tensioni che possano pregiudicare la robustezza a fatica della struttura; inoltre verranno condotte diverse analisi di rigidità per poter eseguire confronti con i telai di alcuni noti motocicli di serie.



**Figura 5.3:** Telaio in traliccio di tubi

## 5.2.2 SCELTA DEL TIPO

Lo scopo di questo lavoro è lo sviluppo di un motociclo presso i laboratori dell'Università. Appare evidente da quanto esposto che la tipologia più sicura rispetto agli investimenti è rappresentata dal telaio a traliccio. Questa soluzione permette inoltre eventuali lievi modifiche in corso d'opera. La maggior semplicità di modellazione dei tubi attraverso elementi finiti, unita alla più semplice reperibilità dei materiali, rendono questa soluzione più accessibile. Le saldature finali, inoltre possono essere eseguite presso ditte esterne ad altissimo livello artigianale, il che garantisce risultati eccellenti di robustezza e precisione nelle giunture.

## 5.3 METODOLOGIE DI SVILUPPO

### 5.3.1 INTRODUZIONE

In questo paragrafo verranno analizzate le fasi dello sviluppo che hanno portato al progetto definitivo.

Per poter valutare quale sia la configurazione del telaio che garantisca i migliori valori di rigidità specifica, si è deciso di avvalersi di metodologie numeriche quali l'analisi FEM e le tecniche di ottimizzazione.

La modellazione FEM è ormai largamente utilizzata nella progettazione poiché permette di analizzare la distribuzione delle sollecitazioni all'interno di un componente senza doverne realizzare un prototipo.

Da molti anni trova il suo maggiore utilizzo nella fase di verifica: il progettista, in base soprattutto all'esperienza, definisce una possibile configurazione del progetto e ne realizza un modello CAD, in seguito verifica attraverso metodologie CAE la corrispondenza del progetto a specifiche quali rigidità, peso e robustezza. Sulla base dei risultati ottenuti, possono essere apportate eventuali modifiche necessarie, così da procedere ad una nuova analisi. L'indispensabilità dell'intervento umano e dell'esperienza del progettista fanno sì che questo tipo di procedura sia caratterizzato da pochi passaggi molto lenti: l'intuizione umana permette di arrivare molto velocemente a una buona soluzione, ma lo stesso intervento del progettista rallenta

la definizione del passo successivo. Inoltre attraverso questa strategia non è possibile esaminare un numero elevato di soluzioni tra quelle possibili.

Un'alternativa a questo modo di procedere consiste nell'utilizzo di tecniche di ottimizzazione. Per individuare quale sia la configurazione "ottimale", si identificano una serie di parametri indipendenti e su questi si definisce una funzione "obbiettivo", un particolare algoritmo infine individua i minimi o massimi (assoluti o relativi) all'interno del campo di variabilità dei parametri.

Questo metodo ormai è diventato prassi consolidata nella progettazione di strutture poiché garantisce buoni risultati, soprattutto dove esistono vincoli come il peso o la geometria. La possibilità di analizzare un elevatissimo numero di possibili configurazioni in maniera automatica e estremamente veloce (grazie alle capacità di calcolo fornite dai nuovi hardware) e di individuare le migliori soluzioni, ha reso questa metodologia indispensabile in settori come l'industria aerospaziale e l'automotive, mentre la disponibilità di diversi software dedicati all'ottimizzazione la rende appetibile anche a settori caratterizzati da minor investimento in ricerca e sviluppo.

In questo lavoro, si è deciso di procedere allo sviluppo del telaio definendo una procedura che implementi contemporaneamente tecniche di ottimizzazione e metodi CAE.

### 5.3.2 TECNICHE DI OTTIMIZZAZIONE

Un problema di ottimizzazione si presenta come la ricerca di un vettore

$$X_0 \in R^n \quad t.c. \quad f(X_0) < f(X) \quad \forall \quad X \in D$$

dove  $D$  è l'insieme dei valori di  $X$  interni al dominio della funzione e permessi dai vincoli, mentre  $f$  è una funzione, in genere,  $f(R^n) \rightarrow R$

Il limite nel dominio di  $f$  rappresenta i limiti imposti dal progettista, spesso dovuti a ingombri o non reperibilità del materiale (ad esempio, nel nostro caso, il parametro spessore dei tubi è limitato dai profilati prodotti industrialmente).

Le soluzioni proposte a un tale problema sono molteplici (peraltro molto trattate in letteratura), a seconda della funzione da ottimizzare; questa infatti può essere a una o più variabili continue o discrete, lineare o meno, sottoposta a vincoli o solo limitata nel dominio. Inoltre per lo stesso problema spesso sono stati proposti più metodi, soprattutto in tempi recenti, in cui le capacità di calcolo hanno permesso lo sviluppo di svariate tecniche numeriche euristiche, non basate sul calcolo differenziale.

Tralasciando i problemi di ottimizzazione lineare (che hanno specifici algoritmi risolutivi poiché necessitano di una modellizzazione del problema attraverso vincoli e funzioni esclusivamente lineari), possiamo elencare gli algoritmi più interessanti allo scopo del presente lavoro in tre gruppi principali: i metodi enumerativi, i metodi derivativi e i metodi euristici.

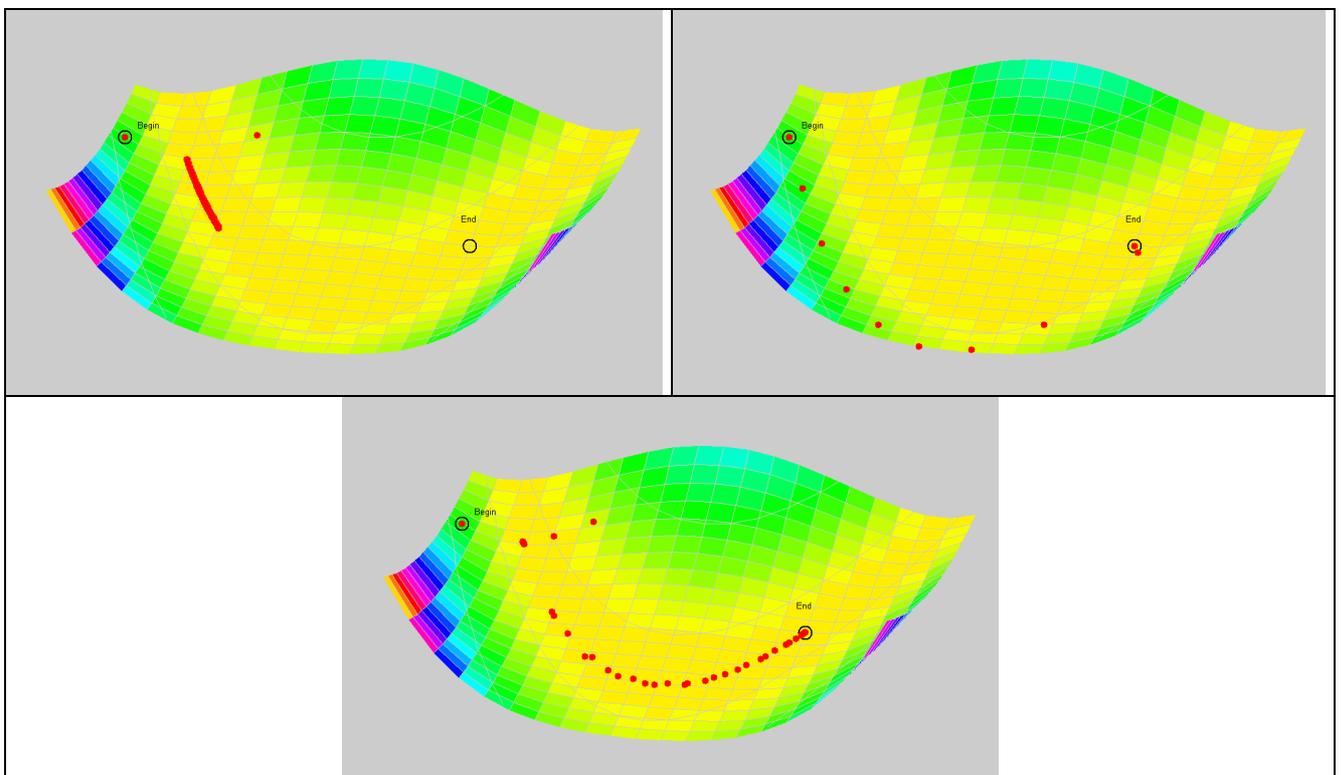
I metodi enumerativi rappresentano il modo più immediato e sicuro di risolvere un problema di ottimizzazione: essi consistono nel confrontare direttamente le possibili soluzioni al problema. Il più elementare di questi metodi è rappresentato dall'algoritmo di ricerca esaustiva, o "Forza Bruta", il quale analizza semplicemente tutte le soluzioni possibili e le confronta tra di loro. Un metodo più veloce consiste nell'enumerazione implicita (Branch and Bound); questo risulta più rapido poiché è in grado di eliminare soluzioni a priori attraverso tecniche di "rilassamento" del problema. Nonostante questi accorgimenti, tuttavia, i tempi di risoluzione di questi algoritmi sono comunque eccessivi e vista la quantità di possibili soluzioni del problema in oggetto, non sono considerabili nello sviluppo del telaio. Un esempio di applicazione di questi algoritmi è stato enunciato nello studio della sospensione anteriore (cfr. paragrafo 4.5).

I metodi derivativi hanno fornito i primi risultati storici nella ricerca di punti di massimo e di minimo di una funzione. Sebbene si siano evoluti moltissimo, fornendo algoritmi sempre più precisi e veloci, si basano tutti nell'individuazione del punto successivo attraverso la valutazione della direzione di massima pendenza della funzione obiettivo nel punto in esame. Questa caratteristica garantisce di trovare con certezza un punto di ottimo di una funzione molto più velocemente degli altri metodi; presenta, tuttavia, due problemi che ne limitano notevolmente i campi di utilizzo. In primo luogo, con l'utilizzo di questa strategia si individua sempre un ottimo locale: se il sistema arriva a trovarsi in una "conca", cercando la massima pendenza l'algoritmo non ha la possibilità di verificare l'eventuale esistenza di altri ottimi locali, né quindi, è in grado di trovare l'ottimo globale, vero scopo dell'ottimizzazione. In secondo luogo, non risultano particolarmente adatti nel caso di variabili discrete: in tali domini, infatti, il calcolo infinitesimale

perde di significato e le varie combinazioni dei parametri discreti generano numerosi minimi locali, anche dove la stessa funzione a variabili continue presenterebbe un ottimo (cfr [17]). Quest'ultimo aspetto rappresenta un limite notevole nel caso di funzioni obiettivo ad alto numero di variabili.

L'impossibilità di identificare un ottimo globale, contrapposta all'elevata precisione con cui se ne individua uno locale, rendono questi metodi molto adeguati nell'affinare una soluzione individuata con altri algoritmi. Per questo motivo, si riportano brevi cenni sui principali metodi.

Il metodo del gradiente (o "della discesa del gradiente", Steepest descent) è un metodo del primo ordine: dato un punto iniziale, il punto successivo si ottiene spostandosi di un valore  $\gamma > 0$  (anche variabile ad ogni passo) nella direzione opposta a quella individuata dal gradiente. Per evitare risultati poco precisi, è necessario stimare di volta in volta un opportuno passo di iterazione  $\gamma$ , anche se questo appesantisce notevolmente il calcolo. Un altro limite di questo algoritmo si ha nel caso di funzioni a pendenze molto diverse nelle varie direzioni, ad esempio nella funzione di Rosenbrock (fig. 5.4 a), di cui si presenta un esempio di ottimizzazione nel caso di due variabili: in questo caso sono necessarie moltissime iterazioni per avvicinarsi anche di poco al minimo.



**Figura 5.4 :** Ricerca del minimo nella funzione di Rosenbrock: a: gradiente, b: Newton, c: annealing simulato

Un'evoluzione di questo metodo è rappresentata dal metodo di Newton. Dal momento che il gradiente in corrispondenza del minimo tende ad annullarsi, questo metodo considera anche le derivate del secondo ordine, ovvero, definisce la direzione in cui cercare il nuovo punto calcolando l'Hessiano della funzione. In pratica, è in grado di trovare un percorso più diretto prendendo in considerazione anche la curvatura, e, quindi, di convergere con una velocità maggiore (convergenza quadratica). I limiti di questa procedura sono rappresentati dalle elevate risorse di calcolo necessarie per calcolare di volta in volta l'Hessiano. Una possibile soluzione a questo è fornita dagli algoritmi semi-Newtoniani; in questi, l'Hessiano non viene calcolato di volta in volta, bensì approssimato da differenze finite del gradiente o attraverso il metodo delle secanti.

Nel caso di problemi con numero elevato di variabili discrete, i risultati migliori si ottengono grazie all'uso di metodi euristici. Questa famiglia di algoritmi non utilizza il calcolo delle derivate parziali, bensì si basa su modelli "intuitivi" (euristici). In pratica, viene ricercata una soluzione attraverso strategie che non garantiscono l'ottimo, ma assicurano un risultato "buono" in tempi più rapidi. Proprio per il fatto che con questo approccio non si ricerca "l'ottimo" a qualunque costo, questi metodi sono molto adatti a funzioni caratterizzate da un elevato numero di ottimi locali: in presenza di uno di questi, i metodi derivativi non riescono a valutare eventuali altre possibilità (uscire dalla "conca"), cosa che invece un algoritmo euristico è in grado di fare. Esistono diverse classi di algoritmi euristici, differenti tra loro per il tipo di strategia utilizzata nella ricerca della soluzione. Tralascieremo in questo contesto gli algoritmi Greedy., che consistono nella scelta della soluzione più attraente (o "golosa" come dice la parola stessa), poiché non è facile definire a priori quale sia il set di parametri più appetibile: verrebbe quindi a mancare la caratterizzazione di soluzione "preferibile".

L'algoritmo di ricerca locale (Local Search), consiste nel partire da un insieme di possibili soluzioni casuali definendo per ciascuna un intorno locale di possibili alternative. L'algoritmo apporta lievi modifiche a un numero limitato di parametri spostandosi nell'intorno e per ciascuna soluzione ne trova una "buona". Infine, il risultato è scelto confrontando tra loro le diverse soluzioni ottenute. Questo metodo risulta molto veloce, soprattutto nel caso in cui la scelta della soluzione successiva è casuale, tuttavia i risultati sono spesso deludenti poiché è facile che l'algoritmo si fermi in soluzioni locali. Per evitare che un algoritmo prediliga a tutti i costi un ottimo locale, e che quindi si trovi intrappolato in presenza di uno di questi, è necessario essere disposti ad accettare anche configurazioni che "peggiorino" talvolta la soluzione: in questo modo

è possibile che l'algoritmo riesca a uscire da eventuali "conche" e che quindi non si focalizzi troppo su ottimi locali di bassa qualità, come può succedere nel caso di funzioni a variabili discrete. Verranno presentati due metodi principali, la ricerca Tabù e l'Annealing simulato: negli ultimi anni, questi due metodi hanno fornito i migliori risultati nell'ottimizzazione di funzioni ad alto numero di variabili discrete.

Il principio della ricerca Tabù (Tabù Search) consiste in un metodo molto simile alla ricerca locale (viene spesso definita "ricerca locale con memoria"), nel quale tuttavia sono ammesse anche soluzioni peggiorative. Se viene proposta una di queste soluzioni, è chiaro che non conviene sia ammessa la modifica dei parametri che permetta di ritornare alla configurazione precedente. Tale "mossa" diviene "non consentita" e viene memorizzata. Solo le ultime modifiche non consentite verranno registrate, cosicché, dopo alcuni passaggi è possibile ricorrere nuovamente a tali modifiche; empiricamente, si è visto che un numero di 7 divieti garantisce spesso i risultati migliori. Oltre alla memoria a breve termine, si ricorre anche a una memoria a lungo termine per registrare le potenziali migliori soluzioni incontrate durante l'ottimizzazione. Questo metodo è in grado di generare soluzioni molto buone, tuttavia necessita di modelli matematici studiati caso per caso, pertanto, non può essere considerato come un metodo universale (cfr [18]).

L'Annealing simulato è un metodo stocastico sviluppato negli anni ottanta come evoluzione del metodo di Metropolis. È un metodo basato sulla scelta casuale delle soluzioni (da qui, l'aggettivo stocastico), e fino ad ora ha dato i migliori risultati nei problemi di ottimizzazione ad alto numero di variabili (anche discrete), e quindi in presenza di molti ottimi locali. Il nome deriva dalla similitudine che si fa tra questo metodo e il processo di ricottura dei metalli: l'obiettivo è trovare una configurazione degli atomi più ordinata (più ottima). Una configurazione disordinata (come quella conseguente alle lavorazioni per deformazione plastica), presenta moltissimi difetti di allineamento degli atomi; questi sono assimilabili dal punto di vista energetico a configurazioni di ottimo locale. La ricottura consiste nel riscaldare il materiale per favorire la mobilità degli atomi che quindi hanno energia sufficiente per uscire da tali configurazioni e passare ad una configurazione globalmente più stabile. Le probabilità che questo avvenga sono proporzionali alla temperatura e alla differenza di energia interna delle due configurazioni. Raffreddando lentamente, il sistema si trova sempre più in una condizione ottimale. In pratica si può dire che la configurazione degli atomi minimizza l'energia interna come la soluzione definitiva ottimizza la funzione obiettivo.

Matematicamente, l'algoritmo procede in questo modo:

- il nuovo stato generato casualmente viene accettato se la sua energia interna è minore (la soluzione migliora)
- se peggiora, viene accettato con una probabilità inversamente proporzionale alla temperatura e all'aumento di energia interna.

La temperatura è il parametro che consente di passare a stati più diversi tra loro; quando all'inizio è alta, due soluzioni successive possono essere molto distanti e quindi l'algoritmo riesce a uscire da intorni di minimi locali; se la temperatura scende, le soluzioni sono tra loro sempre più vicine. Al limite, per una temperatura nulla, l'algoritmo si comporta come una ricerca locale pura, considerando solo soluzioni sempre migliori. In questo algoritmo in genere è bene scegliere una "procedura di raffreddamento" (annealing schedule) adeguata, poiché è proprio la velocità con cui la temperatura scende che determina la probabilità di trovare una soluzione vicina all'ottimo globale. In particolari condizioni, è dimostrabile che l'ottimo globale è la configurazione con più probabilità di essere individuata [17]; ciò rende l'annealing simulato, uno degli algoritmi di ottimizzazione discreta più affidabili e robusti.

### **5.3.3 STRATEGIE DI OTTIMIZZAZIONE**

Nel design di strutture le scelte del progettista riguardano molteplici aspetti, spesso sequenziali tra loro. Nel caso in oggetto, ad esempio, una prima scelta è stata quella relativa alla tipologia di struttura da realizzare; in seguito sarà necessario definire con che tipo di materiale è meglio realizzare tale struttura, con che profili realizzare gli elementi, etc. Alcune di queste scelte sono di carattere empirico (come la scelta della tipologia di telaio) poiché è difficile creare un modello matematico in grado di sostituire l'intuizione e l'esperienza umana. Altri aspetti, invece, sono molto adatti ad essere descritti da un modello, magari semplice, ed è quindi possibile implementare una procedura che miri a trovare la soluzione migliore in modo automatico o quasi. Queste soluzioni saranno gli obiettivi dei processi di ottimizzazione descritti precedentemente. Nel problema in esame, come in generale nell'ottimizzazione strutturale (cfr. [17]), l'ottimizzazione può intervenire in diverse fasi dello sviluppo; dopo aver deciso che tipo di

struttura è meglio realizzare, è necessario definire quanti elementi utilizzare e come connetterli, dove è meglio posizionare i collegamenti tra questi elementi (nodi) e infine, che dimensione dare ad ogni elemento. In questo senso, è lecito parlare di *ottimizzazione topologica*, *ottimizzazione di forma* (o *geometrica*) e *ottimizzazione di dimensione*. Nella maggior parte degli studi sul campo della ottimizzazione strutturale, questi tre aspetti vengono affrontati in cascata: comprensibilmente, per analizzare i vantaggi che si ottengono variando la posizione di un nodo è necessario aver definito prima quali elementi concorrono in quel nodo (cfr [19]).

La funzione principale del telaio in oggetto è quella di collegare un motore esistente al canotto di sterzo, di cui è già definita la posizione. È evidente che per ottenere la massima rigidità, è opportuno collegare il più direttamente possibile gli attacchi del motore al canotto di sterzo, attraverso una struttura realizzata da un tralicciato di tubi disposti possibilmente in modo da formare triangoli. In questa fase (topologica) le possibilità non sono in numero così elevato da rendere conveniente l'implementazione di un algoritmo di ottimizzazione, pertanto il layout iniziale verrà definito su considerazioni logico-empiriche. Una procedura di ottimizzazione verrà implementata successivamente per analizzare le possibili configurazioni del telaio al variare dei nodi (ottimizzazione geometrica) e delle dimensioni degli elementi (ottimizzazione di dimensione).

Come accennato precedentemente, questi due aspetti normalmente vengono affrontati sequenzialmente; nel caso in oggetto, tuttavia, i due aspetti del processo di definizione della struttura definitiva verranno esaminati contemporaneamente, all'interno della stessa ottimizzazione. In altre parole, i parametri che definiscono la posizione dei nodi del telaio e i parametri quali diametro esterno e spessore dei singoli elementi costituiscono l'insieme delle variabili su cui il processo di ottimizzazione cercherà una soluzione tale da garantire buone proprietà di rigidità specifica. Questa scelta è motivata dagli studi eseguiti in (cfr [11]): si è visto come a parità di disposizione degli elementi, l'irrigidimento di un elemento può talvolta peggiorare le caratteristiche torsionali della struttura. Questo implica che al variare delle dimensioni di alcuni elementi, la struttura definita precedentemente potrebbe non essere più la migliore ai fini della torsione, il che rende poco attendibili i risultati della precedente ottimizzazione. Questo mette in luce la necessità di non considerare indipendenti le soluzioni delle due diverse fasi dell'ottimizzazione: non esiste una disposizione spaziale migliore indipendentemente da un set di dimensioni ottimali. Nel caso in esame esistono un insieme di possibili configurazioni su cui l'algoritmo di ottimizzazione indagherà nella ricerca di una "buona".

### 5.3.4 DEFINIZIONE DELL'INTERFACCIA

Come visto, un problema di ottimizzazione consiste nel trovare gli estremi di una funzione obiettivo attraverso l'algoritmo più adatto. La funzione obiettivo può essere rappresentata da un modello matematico che fornisca alcuni parametri in uscita, funzione di quelli variabili in entrata. L'algoritmo reitera il processo variando i parametri liberi, calcolando il nuovo valore della funzione obiettivo e applicando le strategie necessarie per definire il passo successivo. Questi due stadi principali del processo di ottimizzazione possono essere definiti in ambienti diversi, anche se spesso risulta più veloce integrarli all'interno di uno stesso codice.

Nel caso del telaio in esame le scelte possibili riguardo la funzione obiettivo sono molteplici. Un problema di rigidità specifica è sempre riconducibile ad un'analisi degli spostamenti e ad una valutazione del peso. Il peso potrebbe rappresentare l'obiettivo dell'ottimizzazione, mentre lo spostamento massimo potrebbe essere considerato come un vincolo. In alternativa, si potrebbe eseguire un'ottimizzazione a funzioni obiettivo multiple, in cui si cerca l'ottimo di entrambe contemporaneamente, anche se questo modo di procedere appesantisce molto il calcolo. Come semplificazione a questo approccio, è possibile creare una funzione composta tra il peso e gli spostamenti interessanti, attribuendo anche dei pesi per privilegiare una rigidità piuttosto che un'altra. In ogni caso, la valutazione degli spostamenti è di primaria importanza e il modello in grado di produrre questi vettori rappresenta un aspetto fondamentale nel processo. Vista la complessità del modello, non risulta conveniente tentare un approccio analitico, anche se questo consentirebbe di trovare una soluzione in forma chiusa per gli spostamenti, e quindi di velocizzare il processo di ottimizzazione. Il metodo più adatto al caso risulta senza dubbio l'approccio agli elementi finiti, vista soprattutto la facile scomponibilità del telaio in strutture elementari (singoli spezzoni di tubi a sezione costante). L'ambiente più adatto per svolgere un'analisi di questo tipo è senza dubbio un solutore FEM, nel quale è possibile creare un modello semplice come un modello monodimensionale (gli elementi sono rappresentati da rette, cui sono attribuite proprietà inerziali dipendenti dalla sezione), oppure affrontare il problema attraverso elementi bidimensionali (shell) o tridimensionali (tetraedrici). Nel caso in cui il modello monodimensionale risulti sufficientemente accurato, è possibile realizzarlo anche attraverso linguaggi di programmazione. Il vantaggio di un approccio di questo tipo è che, una volta scritto il modello, i tempi di calcolo sono estremamente brevi. Uno svantaggio non indifferente, è

rappresentato dal fatto che all'interno di un solutore FEM è molto più agevole l'analisi degli spostamenti e l'elaborazione dei risultati.

Per quanto riguarda la procedura di ottimizzazione vera e propria, è necessario ricorrere a strumenti che mettano a disposizione diversi algoritmi di ottimizzazione oppure che permettano di implementare funzioni adatte a svolgere questo compito.

Come prima soluzione, è stata considerata la possibilità di eseguire l'ottimizzazione utilizzando "Optimization Toolbox" all'interno di Matlab. Questa suite raccoglie una collezione di funzioni per l'ottimizzazione molto estesa, grazie alla quale è possibile affrontare problemi di ottimizzazione lineare e non, con o senza vincoli. In questo ambiente è possibile implementare praticamente tutti gli algoritmi visti precedentemente, oltre a intraprendere i più diversi tipi di ottimizzazione, sia a funzione singola che multipla.

Un'alternativa all'utilizzo di Matlab è rappresentata dai molti pacchetti disponibili nei software CAD-CAE. Dal momento che la tesi è svolta grazie all'ausilio del software CATIA V5 di Dassault Systemes, si accennerà all'ambiente Product Engineering Optimizer. Questo gestore di algoritmi, a differenza di Matlab, non presenta un numero elevato di metodologie, cura invece particolarmente alcuni metodi ritenuti più adatti ai tipi di ottimizzazioni effettuabili in un contesto CAD-CAE. Tra questi, i più interessanti sono il metodo del gradiente, la ricerca locale e il metodo dell'annealing simulato, che come visto precedentemente risulta molto adatto ad un'ottimizzazione FEM.

In sintesi, le possibilità di interfacciare il modello rappresentante la funzione obiettivo e l'algoritmo di ottimizzazione sono fondamentalmente tre.

All'interno del codice Matlab, è possibile generare un modello FEM monodimensionale e ottimizzarne la risposta a varie sollecitazioni attraverso le funzioni viste precedentemente; in questo modo si ottengono ottimi tempi di calcolo ma risulta più laboriosa l'analisi delle deformate. Inoltre, un modello monodimensionale non è molto accurato nel trattare la rigidità dei giunti tra gli elementi, non riuscendo a calcolarne in maniera efficace la rigidità in funzione delle sezioni degli elementi.

In alternativa, è possibile sviluppare un modello FEM parametrico del telaio all'interno del CAD CATIA (possibilmente con elementi che non appesantiscano eccessivamente il calcolo ma che risultino più adatti della modellizzazione ad una dimensione); associando la lista dei parametri ad un file esterno (file di testo o foglio di calcolo), è possibile eseguire il processo di ottimizzazione

in Matlab. In questo ambiente, viene generata la lista di parametri dello step successivo e viene scritta nel file esterno. Il solutore FEM, in automatico, appena verificato che i parametri hanno subito modifiche, aggiorna il modello e, una volta eseguita l'analisi, calcola e riporta nel file il valore della funzione obiettivo, grazie al quale l'algoritmo di ottimizzazione genera il nuovo stato. Questa procedura è prevista in entrambi gli ambienti e permetterebbe di utilizzare il software più adatto in ogni fase dell'ottimizzazione e quindi di approfittare di tutti i vantaggi dei due software. Purtroppo, la non conoscenza delle tempistiche necessarie ad impostare una tale procedura, unita alla elevatissima richiesta di risorse di calcolo per gestire i due software contemporaneamente, rende questa soluzione poco affidabile.

L'altra alternativa consiste nello sviluppare sia il modello che la procedura all'interno dell'ambiente CATIA, in questo modo si hanno notevoli vantaggi nell'accuratezza e nell'analisi del modello grazie agli strumenti disponibili nel solutore FEM; i tempi di calcolo non sono elevati come nel caso precedente poiché implementare una procedura all'interno dello stesso ambiente non è così dispendioso come far lavorare due diversi software in serie in un processo iterativo. Inoltre, si risparmierebbe il tempo necessario a sviluppare il modello FEM in ambiente Matlab.

Va sottolineato che questa soluzione è realizzabile solo ed esclusivamente se gli algoritmi disponibili nel software fossero ritenuti adatti allo scopo: lo svantaggio dell'ottimizzatore di CATIA, in effetti, risiede nella scarsità di metodi disponibili. Tuttavia, come visto precedentemente, l'annealing simulato è uno dei migliori metodi di ottimizzazione nel caso di funzioni a variabili discrete, come in questo caso; inoltre, è ottimo nel caso di ricerca globale delle soluzioni, pertanto, si proverà ad implementare la procedura utilizzando l'ottimizzatore del software CAD-CAE.

## 5.4 SVILUPPO DEL TELAIO

### 5.4.1 IMPLEMENTAZIONE TOPOLOGICA DEL TELAIO

Una volta definito il processo di ottimizzazione e l'ambiente in cui questo verrà svolto, è necessario definire la disposizione degli elementi nella struttura. Questa scelta semplifica l'ottimizzazione topologica del telaio: come visto precedentemente, si ritiene più vantaggioso definire una configurazione di partenza in base a considerazioni intuitive, invece di ricorrere a un processo iterativo.

Come visto precedentemente, i due forcelloni sono collegati tramite perni a due piastre solidali con il motore. Per aumentare la rigidità della struttura ed evitare che tutti gli sforzi gravino sul motore, queste piastre saranno a loro volta collegate al telaio; inoltre, il telaio deve predisporre attacchi sufficientemente robusti per gli ammortizzatori.

Il punto di partenza fondamentale per definire una prima configurazione del telaio sono quindi gli attacchi sul motore, quelli degli ammortizzatori e la posizione del canotto di sterzo (fig 5.5).

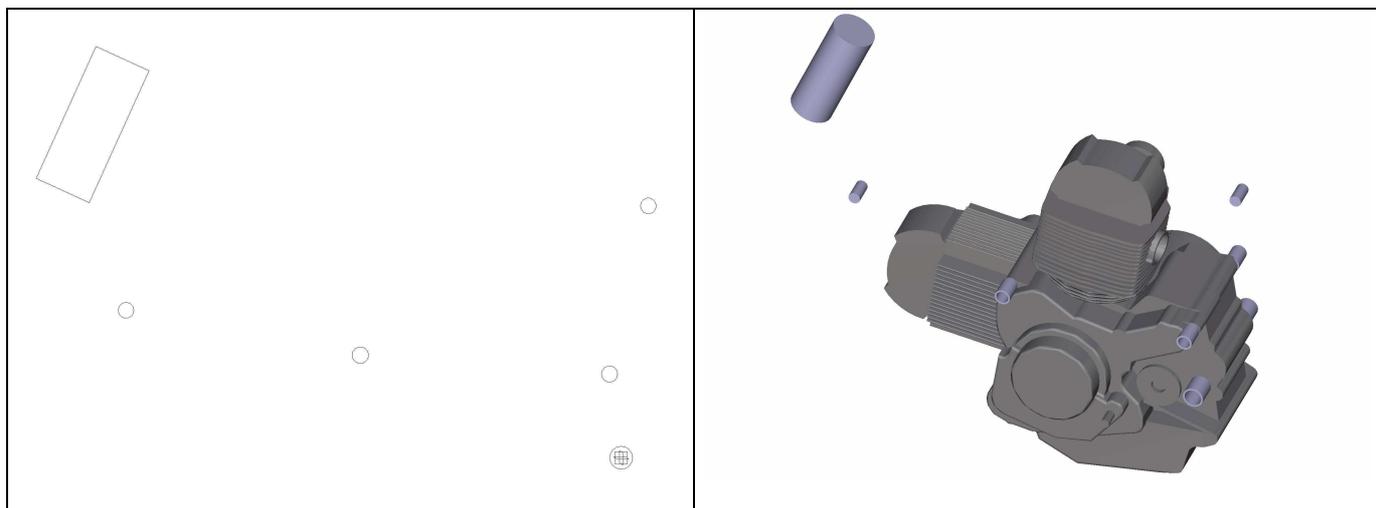
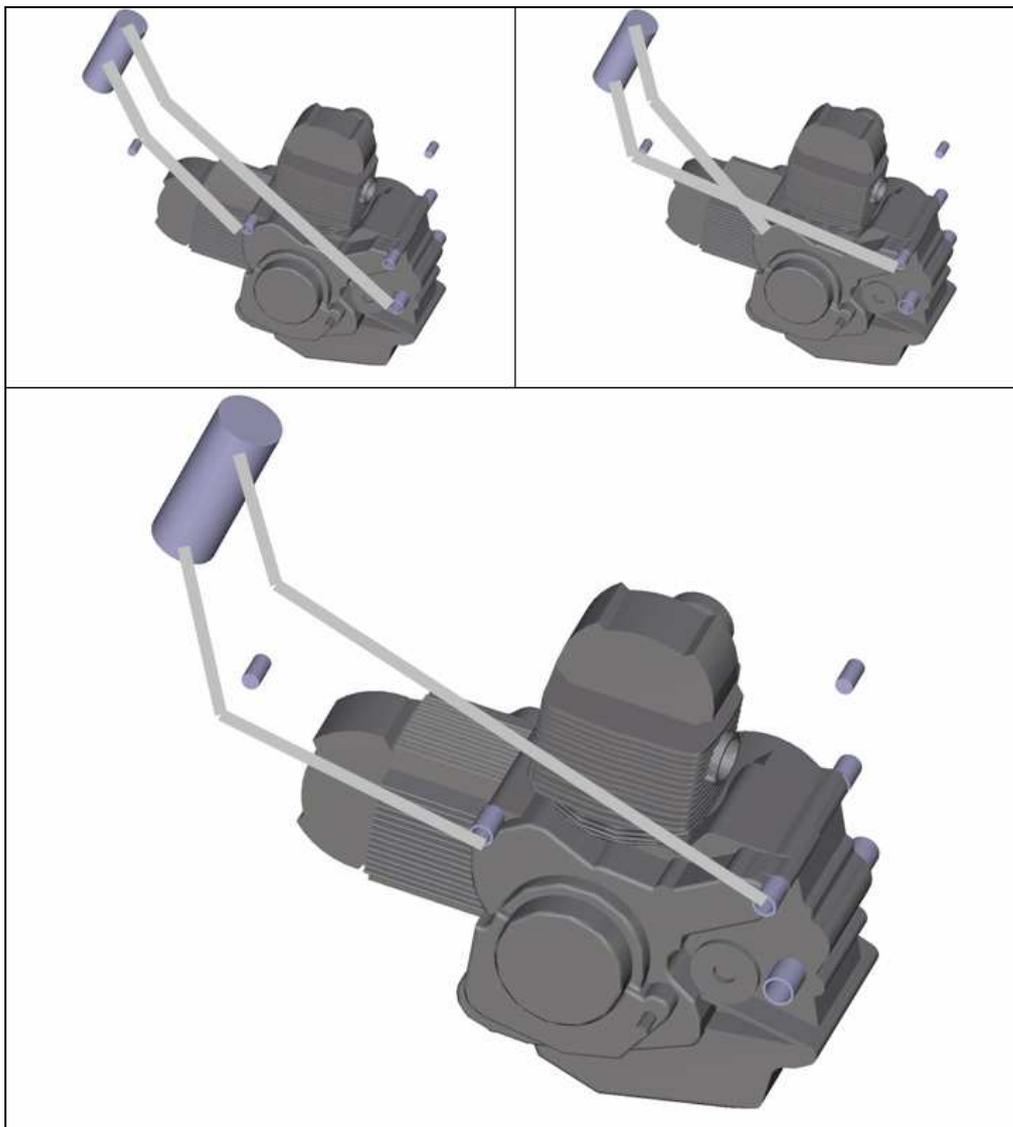


Figura 5.5: Attacchi del telaio

Grazie all'esperienza cumulata nello studio [11] si è voluto procedere disegnando la soluzione più simile a una struttura perimetrale. Questo è giustificato soprattutto dal fatto che i maggiori sforzi che deve reggere il telaio sono dovuti alla flessione verticale e alla torsione. La soluzione

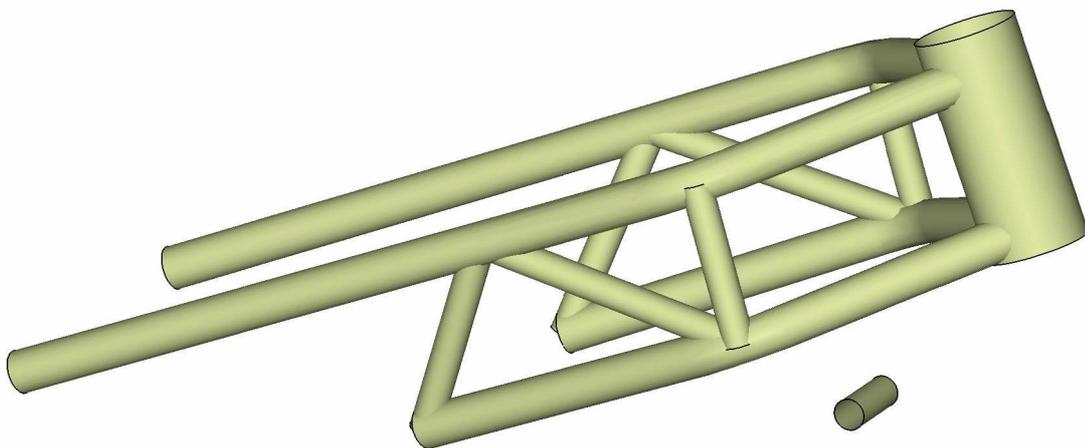
più semplice a livello pratico per realizzare le fiancate verticali, simile tra l'altro a quella utilizzata nei telai DUCATI, consiste nell'unire motore e canotto con due longheroni quasi paralleli, per poi irrigidirli con elementi trasversali disposti a triangolo. Al fine della semplicità di costruzione e della rigidità finale, conviene che i longheroni colleghino direttamente due attacchi del motore al canotto, e che tali attacchi siano scelti in maniera tale da mantenere i longheroni più paralleli possibile. Di seguito vengono illustrate alcune delle soluzioni prese in considerazione.



**Figura 5.6:** Soluzioni considerate

Si è scelto di sviluppare l'ultima soluzione esposta sia perché distribuisce meglio gli elementi nello spazio, sia perché in questo caso i longheroni sono quasi paralleli; inoltre, gli attacchi scelti permettono di posizionare i longheroni in modo tale da non impedire l'accessibilità al motore.

Una volta definita una prima posizione per gli elementi principali, si è passati alla definizione degli elementi trasversali, cercando sempre una disposizione “a triangolo” per ovvi motivi di rigidità. In primis conviene definire due elementi verticali che colleghino i gomiti dei longheroni: la curvatura del tubo potrebbe facilitare il cedimento a flessione, pertanto si è scelto di dare la precedenza a questo irrobustimento. Dalle immagini è possibile notare che il posizionamento di questi elementi impone la scelta dei due elementi obliqui posti posteriormente rispetto a questi: per garantire la triangolazione della struttura nella zona tra l’attacco anteriore del motore e l’elemento verticale, è necessario posizionare un elemento diagonale che colleghi l’attacco del motore al longherone superiore, e un altro che colleghi il punto di attacco del precedente con l’elemento verticale (fig 5.7). Tra le possibilità ammesse da questa configurazione rientra anche quella in cui è presente un unico elemento obliquo che unisca l’attacco al motore e il nodo superiore dell’elemento verticale: questa si ottiene facendo coincidere il secondo elemento obliquo con quello verticale, e sarà presa in considerazione durante l’ottimizzazione. Le decisioni intraprese finora, non hanno ammesso molte alternative: si evidenzia questo a supporto delle considerazioni esposte precedentemente, riguardo la convenienza di una definizione topologica di tipo intuitivo.



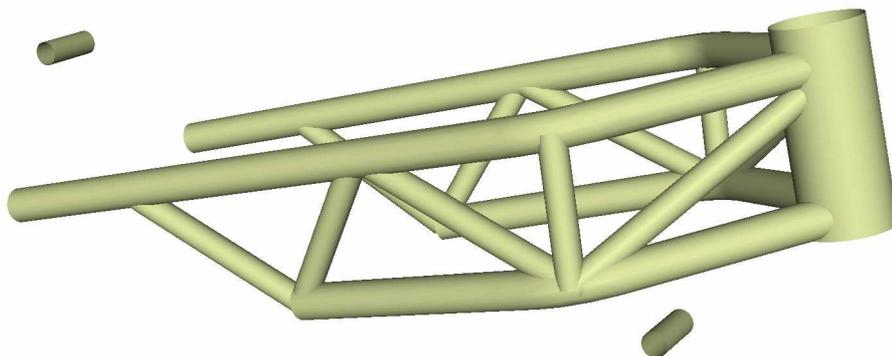
**Figura 5.7:** Elementi di rinforzo

Come si evince dal disegno, nella parte anteriore del telaio è presente una zona in cui i tubi formano un quadrilatero. È necessario posizionare un elemento diagonale anche in questa zona; resta da definire se convenga collegarlo alla parte alta del canotto o in posizione simmetrica.

Un eventuale analisi FEM in questo caso non porterebbe a risultati affidabili per due ragioni fondamentali. La struttura che si sta definendo è solo il punto di partenza della successiva ottimizzazione; non si può essere certi che la soluzione individuata da un'analisi così preventiva coincida con la migliore soluzione individuata alla fine dell'ottimizzazione. Dall'altro lato, a seconda della disposizione, questo elemento si trova a lavorare in compressione o in trazione durante la massima sollecitazione agente sul canotto, ovvero la fase di frenata; in questa fase, non è possibile calcolare via FEM se l'elemento lavora meglio in trazione o in compressione, poiché non è ancora nota la sezione che questo avrà.

Si preferisce scegliere una disposizione basandosi sulla sola intuizione, verificando successivamente durante le varie fasi dell'ottimizzazione, se questa è effettivamente la più rigida. Il nodo su cui l'elemento verticale è collegato a quello diagonale già definito è il nodo inferiore, pertanto si è scelto in primo tentativo di collegare l'elemento diagonale anteriore al nodo inferiore dell'elemento verticale e a quello superiore del canotto di sterzo.

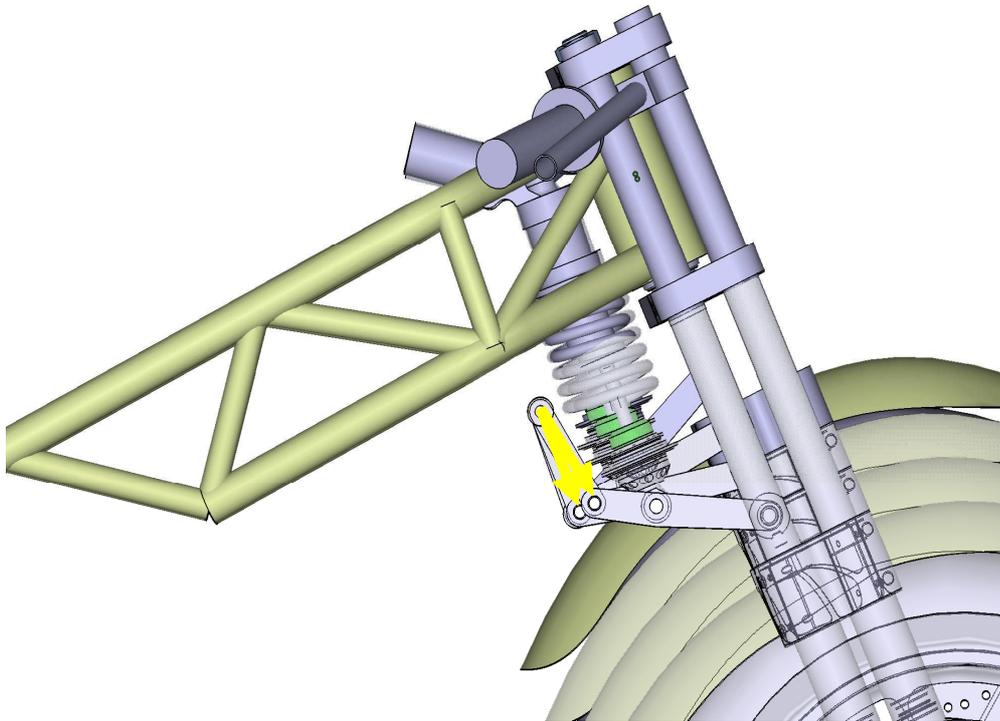
Infine, un ulteriore elemento diagonale posto nella parte posteriore del telaio, garantisce la rigidità necessaria e identifica un nuovo nodo nella struttura



**Figura 5.8:** Elementi di rinforzo

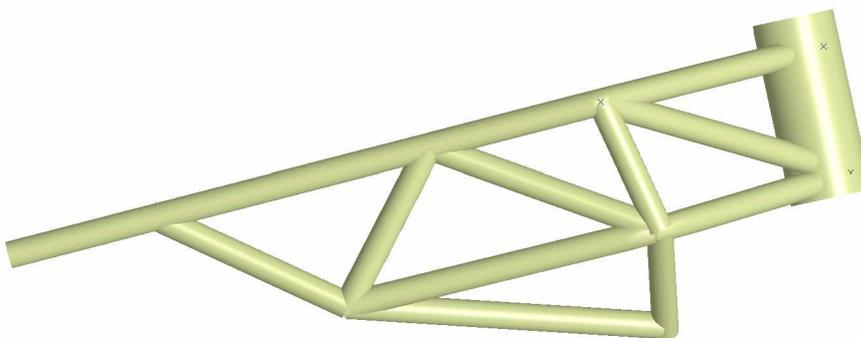
Per quanto riguarda gli elementi relativi agli ammortizzatori, si consideri che la biella a telaio dell'ammortizzatore anteriore è collegata tramite giunti sferici, quindi è in grado di trasmettere solo forze dirette lungo il suo asse. Il perno del telaio dovrà pertanto essere in grado di reggere a

sforzi prevalentemente verticali, con una componente di minore entità rivolta lungo l'asse longitudinale. L'immagine seguente mostra la direzione della forza in alcune configurazioni.



**Figura 5.9:** Variazioni nell'inclinazione della reazione del telaio sulla biella

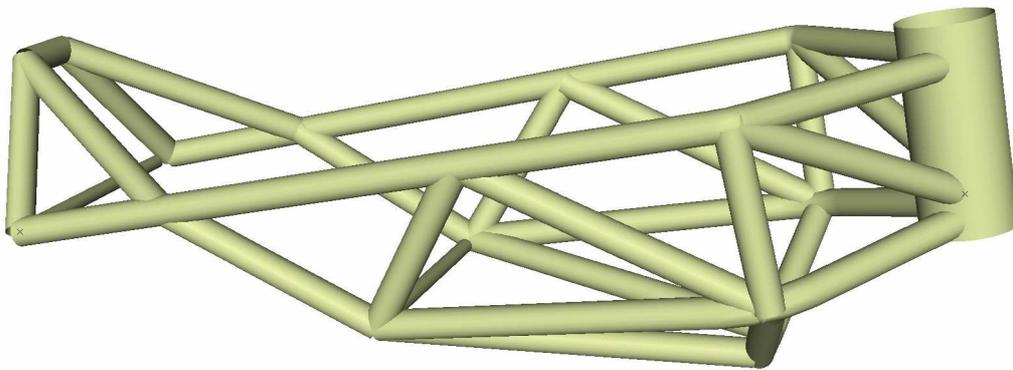
Data la direzione della forza, la scelta più opportuna per sorreggere il supporto della biella è quella di unirli tramite profili tubolari al nodo inferiore del telaio e all'attacco anteriore del motore. Come si evince dalle immagini, la forza esercitata sollecita questi elementi sempre in compressione: la sua retta di applicazione risulta sempre "interna" al triangolo formato dai due elementi appena descritti e dal telaio, evitando così sollecitazioni flessionali della struttura.



**Figura 5.10:** Supporto dell'ammortizzatore anteriore

Per quanto riguarda l'attacco del biellismo posteriore, valgono considerazioni analoghe. In questo caso, però, il bilanciamento dell'ammortizzatore non è vincolato tramite giunto sferico a causa dell'entità delle forze in gioco. Dallo studio delle forze nel piano verticale, il leveraggio complessivamente si comporta anch'esso come una biella: la direzione della forza trasmessa al telaio coincide con la retta congiungente l'attacco sul forcellone inferiore e quello sul telaio. Questo deve quindi resistere a una sollecitazione prevalentemente verticale. In caso di flessione laterale del forcellone, la forza applicata al telaio presenta una componente perpendicolare al piano di simmetria, questa componente non ha un'entità elevata come quella verticale e verrà bilanciata dagli stessi elementi che congiungono l'attacco dell'ammortizzatore al telaio. Anche in questo caso, in prima approssimazione, si è deciso di collegare l'attacco all'attacco delle piastre e al nodo più arretrato, attraverso elementi tubolari.

La figura successiva mostra la struttura di primo tentativo. In questa struttura risulta definita la quantità e la posizione degli elementi tubolari e, di conseguenza, il numero di punti di incontro di questi, d'ora in poi definiti "nodi".



**Figura 5.11:** Struttura di primo tentativo

## 5.4.2 OTTIMIZZAZIONE GEOMETRICA E DIMENSIONALE

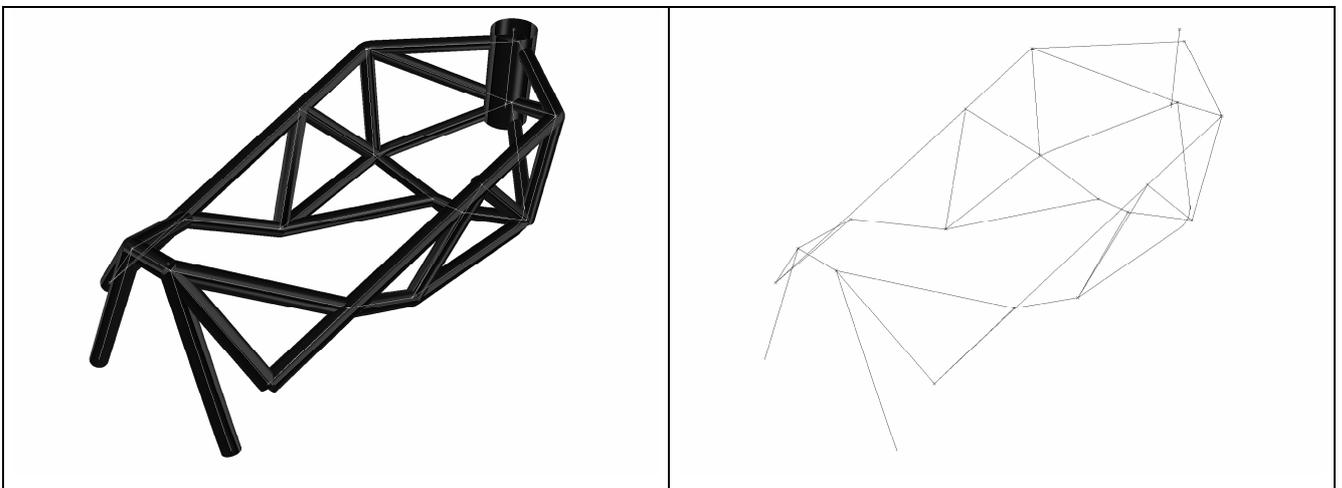
Dopo aver definito la topologia della struttura, si procede con l'ottimizzazione vera e propria per definire dimensioni e spessore degli elementi nel telaio definitivo. Come accennato precedentemente, un algoritmo di ottimizzazione cerca il set di parametri liberi che massimizzi la funzione obiettivo. In questo paragrafo verranno dapprima elencati i parametri su cui è possibile agire (parametri liberi) per sviluppare la struttura definitiva; successivamente verrà descritta la funzione obiettivo dell'ottimizzazione e il modello FEM grazie al quale è possibile ricavare i parametri di rigidezza che la definiscono.

### *PARAMETRI LIBERI*

Nel paragrafo precedente è stata descritta la configurazione generale della struttura, ovvero il numero di nodi e di elementi tubolari che la compongono. Resta ancora da definire la posizione dei singoli nodi e lo spessore degli elementi, ovvero, le caratteristiche geometriche e dimensionali della struttura.

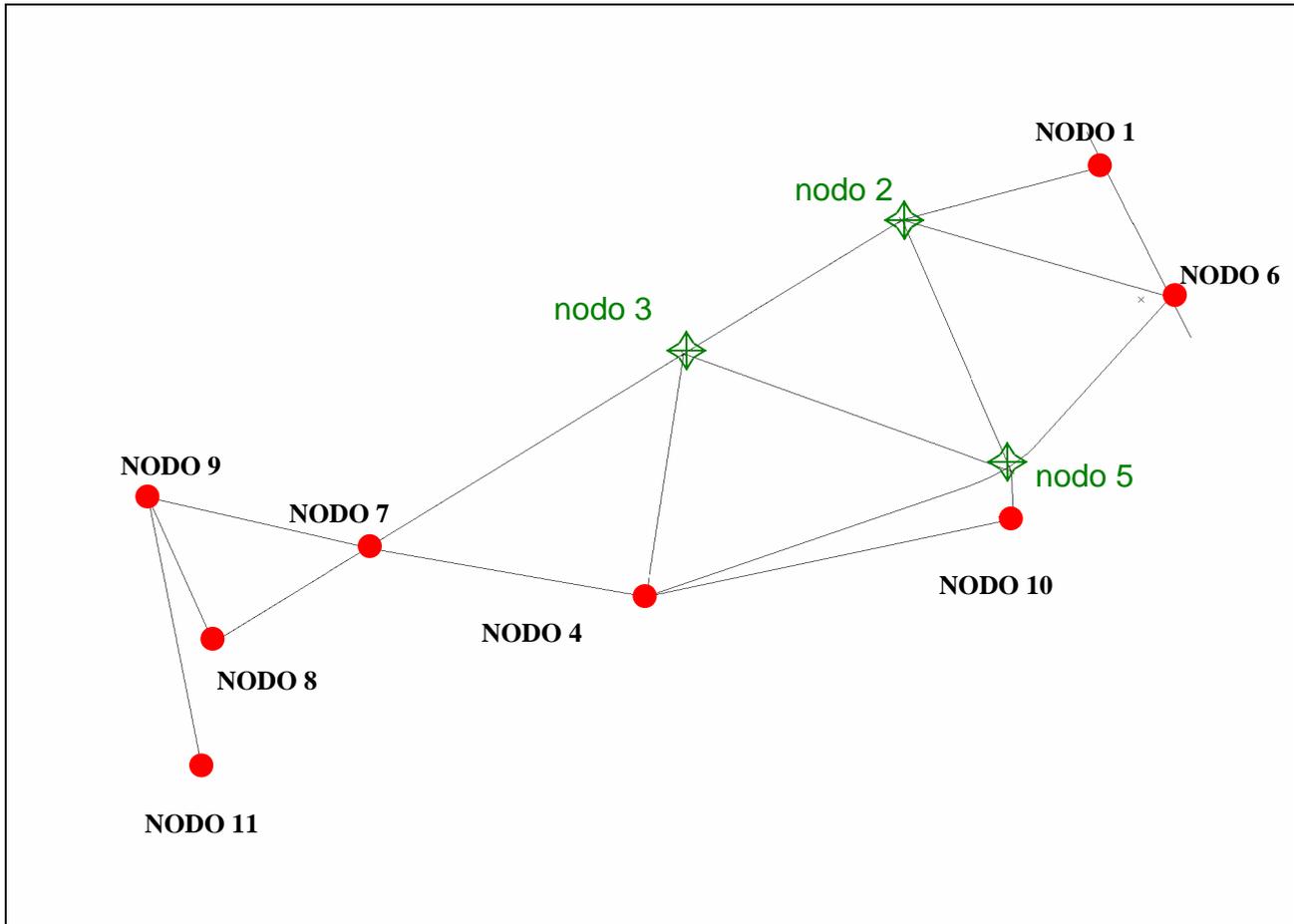
### *Parametri geometrici*

Il telaio è schematizzabile con un grafo tridimensionale composto da rette e punti, nel quale ogni retta rappresenta un tratto di elemento tubolare e ogni punto rappresenta l'unione tra questi elementi (fig. 5.12).



**Figura 5.12:** Schema del telaio

In questa struttura, alcuni punti non sono modificabili, come quelli sul canotto, gli attacchi degli ammortizzatori e del motore. Altri possono essere spostati nello spazio. Nella figura seguente, un cerchio rosso indica i nodi vincolati, una croce verde quelli liberi (la proiezione nel piano verticale ha solo carattere rappresentativo, ovviamente la posizione dei nodi è modificabile anche lungo la direzione laterale).



**Figura 5.13:** Nodi liberi

Oltre ai nodi vincolati dagli attacchi, vi sono nodi che per ragioni di convenienza risultano definiti e che quindi si è scelto di non includere nell'ottimizzazione. Si pensi al longherone superiore: questo elemento è fondamentale per la robustezza del telaio, pertanto, si è deciso di non suddividerlo in elementi minori, né di inserire curvature oltre a quella sul nodo 2; è rappresentato da un unico elemento tubolare, di diametro maggiore degli altri, che dal canotto di sterzo va al nodo 2 e da qui al nodo 8 seguendo un percorso rettilineo. Ne consegue che il nodo 3 e il nodo 7 devono appartenere alla retta congiungente 2 e 8. Da questo si evince come la

posizione del nodo 3 sia identificabile da un solo parametro. Il nodo 7, invece, è individuabile come giunzione tra due elementi obliqui e il longherone superiore. Sempre in favore della rigidità, si è scelto di mantenere il più allineati possibile gli elementi obliqui che concorrono in quel nodo, pertanto, il nodo 7 è definito una volta definita la posizione del nodo 2.

Riassumendo, i parametri geometrici liberi sono:

- $X_2$  : coordinata assiale del nodo 2
- $Y_2$  : coordinata laterale del nodo 2
- $Z_2$  : coordinata verticale del nodo 2

- $X_5$  : coordinata assiale del nodo 5
- $Y_5$  : coordinata laterale del nodo 5
- $Z_5$  : coordinata verticale del nodo 5

- $L_3$  : distanza del nodo 3 dal nodo 8, lungo il longherone superiore

### ***Parametri dimensionali***

Per quanto riguarda le dimensioni degli elementi, dal momento che si è scelto di realizzare la struttura in tubolari di acciaio, ogni sezione è rappresentabile da due parametri, siano essi il raggio interno e quello esterno, oppure uno di questi e lo spessore. Nel nostro caso è stato ritenuto più conveniente considerare il raggio esterno e lo spessore, poiché industrialmente i profili tubolari sono standardizzati sul diametro esterno. Sono state effettuate due scelte fondamentali prima di procedere nell'ottimizzazione: si è scelto di mantenere uguali le sezioni di tutti gli elementi diagonali, per semplicità di realizzazione, e si è scelto di mantenere il diametro dei longheroni maggiore di quello degli elementi diagonali, sia per facilitare la saldabilità della struttura, sia perché questi elementi rappresentano la spina dorsale del telaio. Si sottolinea che nessun vincolo è stato imposto tra le dimensioni dei longheroni superiori e inferiori: questo è molto importante, poiché dagli studi emersi finora [11], ci si aspetta di trovare importanti vantaggi riducendo il diametro di quelli superiori.

I parametri dimensionali della struttura sono quindi:

$D_s$  : diametro esterno del longherone superiore

$D_i$  : diametro esterno del longherone inferiore

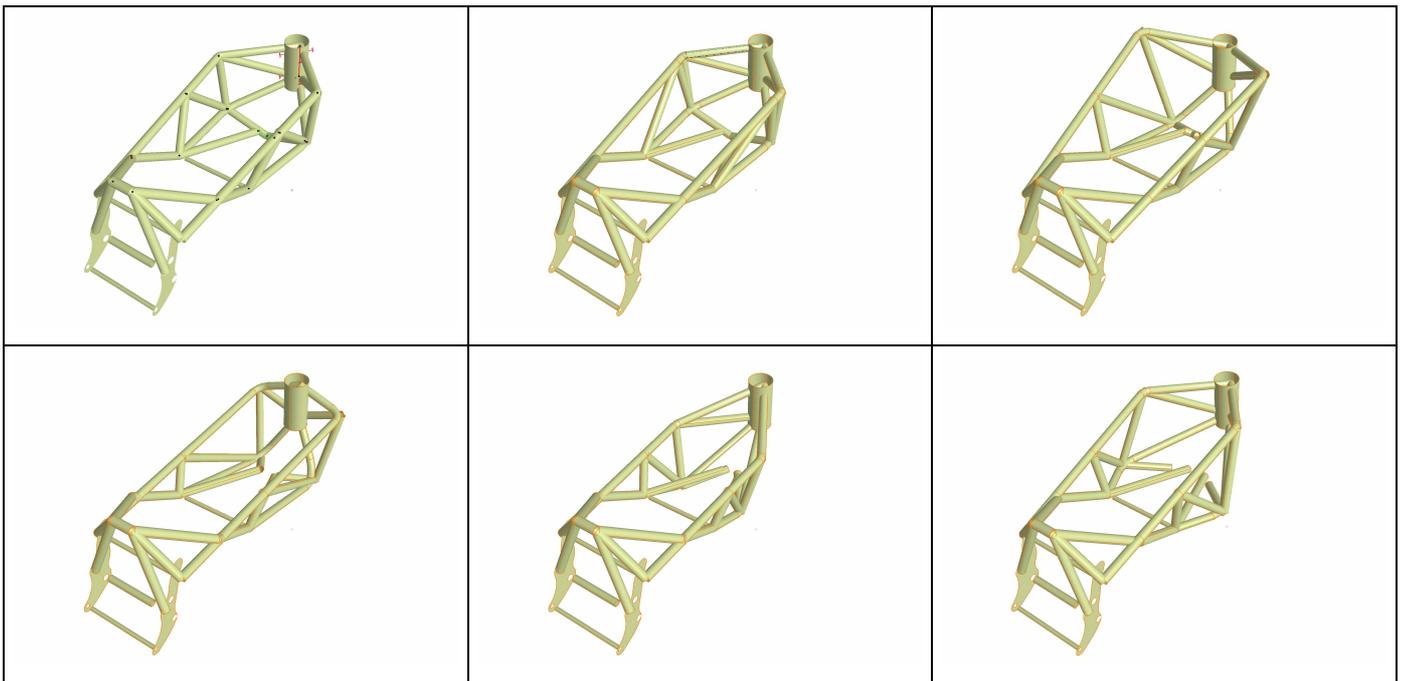
$D_d$  : diametro esterno degli elementi obliqui

$s_s$  : spessore del longherone superiore

$s_i$  : spessore del longherone inferiore

$s_d$  : spessore degli elementi obliqui

I parametri liberi sono quindi in numero di 13, e il loro campo di variabilità consente alla struttura di assumere configurazioni molto diverse tra loro. A solo scopo dimostrativo, di seguito si espongono alcuni esempi di strutture ottenibili



**Figura 5.14:** Possibili configurazioni del telaio

Una volta scelti i parametri, il modello CAD viene disegnato calcolando per ogni tubo la lunghezza in base ai parametri geometrici e il suo spessore in base ai parametri dimensionali, la posizione è determinata dalle rette definite dei nodi.

### *FUNZIONE OBIETTIVO*

Come accennato precedentemente, trattare un problema di rigidità specifica corrisponde ad analizzare contemporaneamente due proprietà della struttura: la rigidità ed il peso. Queste caratteristiche andranno a definire quella che sarà la “funzione obiettivo” dell’ottimizzazione, ovvero, il parametro (o parametri) che l’algoritmo cercherà di massimizzare variando i parametri liberi. Si sottolinea che in questa fase dello sviluppo verranno trascurate le problematiche relative alla robustezza della struttura: non ci si preoccuperà di analizzare se il telaio regge alle sollecitazioni in ogni sua parte (aspetto che verrà verificato una volta definito il telaio), bensì ci si concentrerà solo sull’entità degli spostamenti di alcuni punti tipici della struttura. Se si volesse includere questo aspetto nell’ottimizzazione, la strategia più proficua potrebbe essere quella di considerare lo stress come vincolo, richiedendo quindi all’algoritmo di considerare solo le soluzioni in cui il massimo valore della tensione sia minore di un valore ritenuto “di sicurezza”. Questo appesantirebbe notevolmente il calcolo, inoltre, escluderebbe tutte le soluzioni in cui vi è anche un solo punto che non soddisfa tale criterio, situazione abbastanza normale nella progettazione e cui è spesso banale porre rimedio ad esempio aggiungendo materiale in una zona molto limitata.

Il problema che si vuole risolvere assume la seguente formulazione: qual è la configurazione che garantisce una maggior rigidità con il minor impiego di materiale? Per affrontare questo problema si potrebbe ricorrere a ottimizzazioni a funzioni obiettivo multiple, nel quale si cerca un set di parametri che massimizzi ogni rigidità di interesse e minimizzi il peso. Questo primario approccio necessita di tempi di calcolo elevati, poiché deve affrontare più problemi di ottimizzazione contemporaneamente (cfr. [17]). Un’alternativa precedentemente accennata consiste nel generare un’unica funzione obiettivo composta dai parametri più interessanti (es: peso e rigidità torsionale) (cfr. [18]). Il vantaggio di questa formulazione risiede nel fatto che consente di considerare molti parametri di rigidità relativa contemporaneamente, attribuendo un peso per ciascuna caratteristica così da privilegiarla rispetto alle altre.

Consideriamo un set di parametri di rigidità  $K_1, K_2, \dots, K_n$ , e la massa della struttura  $M$ , la funzione obiettivo dell’ottimizzazione avrà una forma del tipo:

$$O.F. = \sum_{i=1}^n a_i \frac{K_i}{M}$$

dove i coefficienti  $a_i$  rappresentano i pesi di ogni rigidità. La scelta di utilizzare una combinazione lineare delle rigidità al posto di una più generale relazione polinomiale è motivata dalla volontà di rendere i risultati facilmente interpretabili, almeno in prima analisi. Si ritiene infatti che i coefficienti siano sufficienti a garantire il giusto peso ad ogni rigidità.

### *PARAMETRI DI RIGIDEZZA*

La rigidità è la capacità di una struttura di limitare la deformazione quando sottoposta a sollecitazione. Viene definita in base al tipo di sollecitazione: si parla di rigidità flessionale e torsionale a seconda che la deformazione sia causata da una forza o da una coppia. Vi sono molte possibilità nella scelta delle condizioni di vincolo con cui eseguire le prove, e in base a queste si ottengono parametri di rigidità diversi: si può vincolare il canotto di sterzo, il motore, il perno del forcellone, si può applicare la forza nel punto di contatto della ruota o in una parte della struttura. Per una descrizione dettagliata delle prove di rigidità più diffuse si rimanda a [11], mentre in questa sede verranno descritti solo i parametri di interesse per il lavoro svolto e le condizioni di vincolo con cui sono stati ottenuti.

Dato che l'interesse di questo lavoro riguarda lo studio del telaio, si è deciso di analizzare esclusivamente questa struttura, indipendentemente dal resto della moto. Dal momento che il motore partecipa alla rigidità in maniera tutt'altro che trascurabile, verrà considerato nel modello, anche se verrà modellizzato tramite elementi rigidi, vista la maggior rigidità di questo elemento rispetto al telaio.

Per poter analizzare la struttura nel suo complesso, si è deciso di vincolare il canotto di sterzo con un incastro. Inoltre, per poter considerare sollecitazioni il più possibile simili a quelle generate durante le normali condizioni di utilizzo, verranno analizzate anche le deformazioni causate da una forza applicata al punto di contatto della ruota posteriore. Dal momento che non interessano in questa fase le deformazioni della ruota e del forcellone, ma solo le sollecitazioni trasmesse al telaio, questi elementi saranno sostituiti da elementi virtuali rigidi. Una descrizione più dettagliata del modello FEM verrà esposta nel prossimo paragrafo.

I parametri calcolati per comprendere le deformazioni del telaio sono:

**Peso:** minimizzare il peso è un obiettivo fondamentale dell'ottimizzazione: è insensato ricercare l'aumento delle rigidità indipendentemente da questa proprietà poiché l'ottimizzazione fornirebbe come risultato una struttura tipica della carpenteria pesante. Nonostante l'importanza di questo parametro, non è necessario ai fini dell'ottimizzazione quantificare con precisione estrema il peso della struttura: quello che si rende indispensabile è una stima della massa del telaio con buona approssimazione in tempi di calcolo ridotti.

Tralasciando il peso degli attacchi del motore, indipendente dai parametri liberi, il peso della struttura è calcolabile come somma dei pesi di ciascun elemento tubolare. Per l'n-esimo elemento, caratterizzato da diametro esterno e interno  $D_e$  e  $D_i$ , lunghezza  $l$  e densità del materiale  $\rho$ , la massa assume la seguente formulazione:

$$M_n = \rho * \pi \frac{(D_{en}^2 - D_{in}^2)}{4} * l_n$$

Come detto, si preferisce riferirsi ai parametri diametro esterno e spessore, pertanto la precedente relazione diviene

$$M_n = \rho \pi \frac{(D_{en}^2 - (D_{en} - 2s_n)^2)}{4} * l_n =$$

$$M_n = \rho \pi \frac{(D_{en}^2 - D_{en}^2 - 4s_n^2 + 4s_n D_{en})}{4} * l_n =$$

$$M_n = \rho \pi s_n (D_{en} - s_n) l_n$$

I parametri  $D_e$  e  $s$  sono noti in quanto parametri liberi, la densità del materiale non varia durante l'ottimizzazione mentre le lunghezze dei singoli elementi sono calcolate in automatico dal programma CATIA, una volta scelto il set di parametri liberi.

**Rigidità verticale alla ruota:** è rappresentata dal rapporto tra forza applicata sul punto di contatto e spostamento verticale di questo; dimensionalmente è equivalente a [N/m]. Sebbene non corrisponda a una deformazione reale, dal momento che ruota, forcellone e sospensioni sono state modellizzate da elementi rigidi, permette di stimare l'entità della deformazione subita dal telaio in seguito dell'applicazione di una forza verticale sul punto ruota. Nella realtà, lo spostamento di questo punto è molto maggiore, soprattutto a causa della minor rigidità della sospensione

rispetto al telaio. Questa rigidità è molto importante, poiché descrive la caratteristica fondamentale del telaio: reggere il peso del veicolo e del pilota.

$$K_{v\text{ ruota}} = \frac{F_{vert}}{dz} \left[ \frac{N}{m} \right]$$

**Rigidità laterale alla ruota:** come la precedente, è il rapporto tra una forza laterale applicata al punto di contatto e lo spostamento subito. Ha una notevole importanza nei modi di vibrare (cfr. [13-15]), inoltre, la flessibilità laterale del retrotreno permette alla ruota di seguire meglio il profilo stradale ad alti angoli di rollio, dove le sospensioni possono assorbire solo parzialmente eventuali irregolarità del terreno. Diversi studi (cfr. [15]) hanno dimostrato che non è vantaggioso cercare di massimizzare questa rigidità.

$$K_{L\text{ ruota}} = \frac{F_{Lat}}{dy} \left[ \frac{N}{m} \right]$$

**Rigidità torsionale effettiva alla ruota:** questa rigidità è stata definita in [11]; è una rigidità mista, dimensionalmente equivalente a una forza su un angolo. Considera la deformazione torsionale del telaio in seguito all'applicazione di una forza laterale. In effetti, dal momento che l'asse di torsione del retrotreno difficilmente passa per il punto di contatto posteriore (o al limite si verifica ciò per un unico valore della corsa della sospensione), una forza laterale applicata in quel punto genera, oltre alla suddetta flessione laterale, anche una torsione proporzionale alla distanza dell'asse di torsione dal punto di contatto. Si rimanda a [11] per una trattazione più esaustiva dell'argomento, mentre una stima della posizione dell'asse di torsione verrà proposta tra i parametri di rigidità calcolati.

$$K_{eff} = \frac{F_{Lat}}{rad} \left[ \frac{N}{rad} \right]$$

**Rigidità verticale al perno forcellone:** questa rigidità descrive le caratteristiche flessionali verticali del telaio: è simile alla rigidità verticale alla ruota, ma misura lo spostamento verticale dell'asse del forcellone (nel caso in esame, del punto corrispondente al perno forcellone del motore DUCATI) in seguito all'applicazione di una forza verticale sullo stesso. È un rigidità

“pura”, la quale considera solo il telaio-motore e non le altre parti del veicolo; non tiene conto dei momenti generati dalle forze applicate alla ruota e dalla distanza tra retta di applicazione di questa e il telaio. Va sottolineato che nella funzione obiettivo si preferirà riferirsi alle rigidità alla ruota, poiché queste descrivono meglio la condizione di carico reale. Verranno calcolate anche le rigidità al perno forcellone a scopo di confronto con noti telai di serie, per i quali questa prova è largamente diffusa.

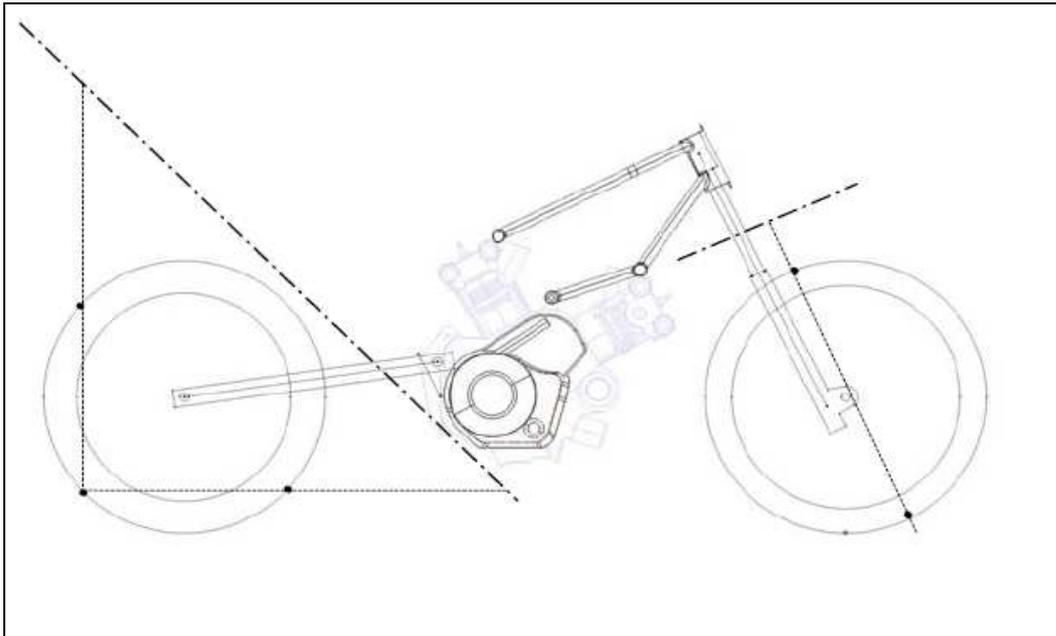
$$K_{v \text{ forc}} = \frac{F_{\text{vert}}}{dz} \left[ \frac{N}{m} \right]$$

**Rigidità laterale al perno forcellone:** valgono le stesse considerazioni, è il rapporto tra la forza laterale applicata al perno del forcellone e lo spostamento laterale subito dallo stesso.

$$K_{L \text{ forc}} = \frac{F_{\text{lat}}}{dz} \left[ \frac{N}{m} \right]$$

**Altezza asse neutro del piano ruota:** quando si applica una forza laterale sul punto di contatto, la ruota tende a flettere lateralmente e contemporaneamente a torcere. Il piano della ruota (definibile solo se consideriamo questa rigida) subisce pertanto una rotazione sia rispetto a un asse verticale (a causa della flessione laterale) sia attorno ad un asse quasi orizzontale (torsione del telaio). L'asse che deriva dalla composizione di questi due luoghi può essere definito “asse neutro degli spostamenti”, è l'insieme dei punti solidali al piano della ruota che non subiscono spostamenti e coincide con la retta intersezione del piano ruota con il piano di simmetria della moto.

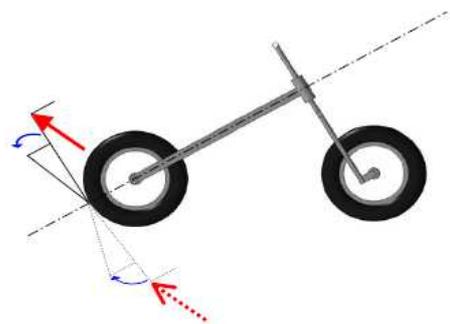
Per calcolare la posizione dell'asse neutro, si utilizza una procedura molto simile a quella utilizzata da Giles e Sharp in [20]: si identificano tre punti solidali al piano della ruota, come in figura (5.15). Una volta noti gli spostamenti subiti da questi punti, attraverso una semplice interpolazione lineare è possibile individuare due punti appartenenti all'asse neutro. I valori degli spostamenti dei tre punti sono tra i parametri calcolati dall'analisi FEM.



**Figura 5.15:** Metodologia per l'individuazione dell'asse neutro

Come discusso in [11], l'asse neutro descrive con semplicità il tipo di deformazione subita dal piano ruota: la sua inclinazione e la sua distanza permettono di individuare quale sia la deformazione predominante tra flessione laterale e torsione. Un asse neutro molto verticale indica che la ruota posteriore tende a flettere lateralmente senza torcere; se questo poi è situato molto in avanti rispetto al motociclo, si può dedurre che la ruota posteriore tenda a traslare lateralmente senza imbarcare; al contrario, una deformazione prevalentemente torsionale sarà caratterizzata da un asse neutro molto orizzontale. Oltre a fornire indicazioni sul tipo di deformazione subita dal retrotreno, l'asse neutro è utile anche a scopo di confronto: è tenuto molto in considerazione dagli studiosi d'oltreoceano, tanto che alcune Case lo considerano uno dei parametri fondamentali per caratterizzare la rigidità del veicolo; ne consegue che in letteratura vi è grande disponibilità di dati relativi alla sua posizione.

**Altezza asse di torsione:** nel caso di travi a sezione costante, l'asse di torsione è il luogo dei centri di torsione, ovvero quei punti attorno ai quali ruota ogni sezione se la trave è sottoposta a momento torcente puro. Dalla Scienza delle Costruzioni è noto che il centro di torsione corrisponde al centro di taglio, punto nel quale l'applicazione di una forza parallela alla sezione non

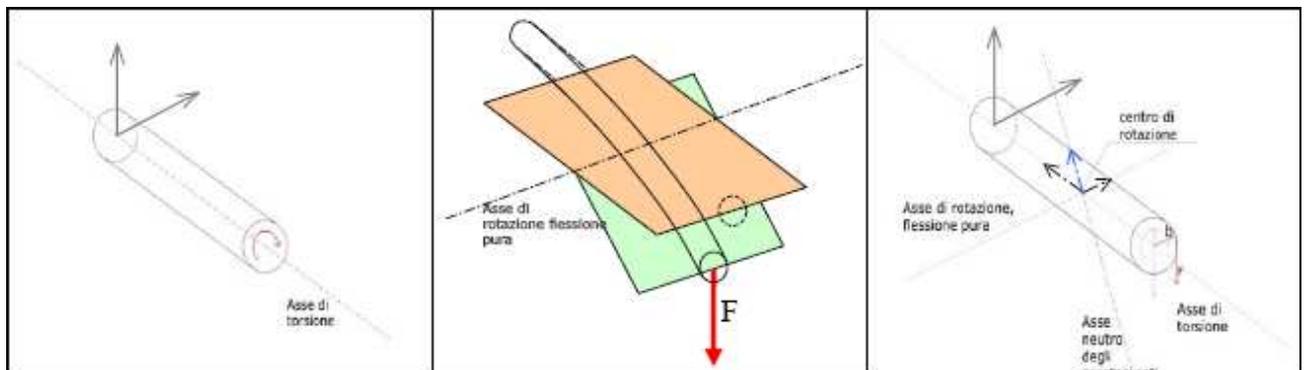


**Figura 5.16:** Asse di torsione

produce rotazioni, ma solo flessione laterale pura. Una generalizzazione di questo concetto è stata trattata in [11]. Per individuare il punto attorno cui ruota la sezione perpendicolare all'asse longitudinale del veicolo e passante per il punto di contatto, si seguirà lo stesso metodo: si eseguono due analisi applicando due forze laterali in due punti diversi appartenenti alla sezione, se ne valutano le rotazioni causate e attraverso un'interpolazione si cerca di individuare quale è il punto in cui applicando una forza la rotazione risultante è nulla.

L'importanza di questo parametro è notevole: minore è l'altezza del punto descritto, e quindi più vicino è l'asse di torsione al punto di contatto, minore è il momento torcente, generato da una forza laterale sul punto di contatto, agente sul veicolo. Il caso ideale è rappresentato da un asse di torsione passante per tale punto, caso in cui la ruota posteriore subirebbe solo flessione laterale e nessuna torsione. Sebbene questa condizione sia difficilmente ottenibile, o al limite lo può essere per un solo valore della corsa della sospensione posteriore, questi concetti illustrano il motivo per cui nei moderni veicoli, il telaio si sviluppa attorno ad un'ipotetica linea che congiunge il canotto con il punto di contatto posteriore, quasi a simulare un telaio monotrave puro.

La seguente figura illustra, nel caso di trave a sezione costante, la relazione tra asse neutro e asse di torsione



**Figura 5.16:** Asse neutro e asse di torsione

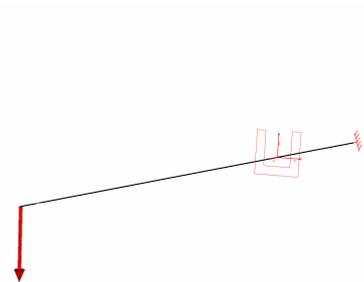
Dei parametri fin qui definiti, solo quelli di maggior interesse verranno inclusi nella funzione obiettivo (peso, rigidità verticale ed effettiva). Altri, come quelli relativi alla posizione degli assi neutri e di torsione, verranno calcolati per meglio interpretare il tipo di deformazione subito dal telaio; infine, i parametri di rigidità al perno forcellone si rendono necessari anche per permettere un confronto con i dati sperimentali a disposizione relativi ad altri telai di serie.

## MODELLAZIONE FEM PARAMETRICA

### Modello e mesh

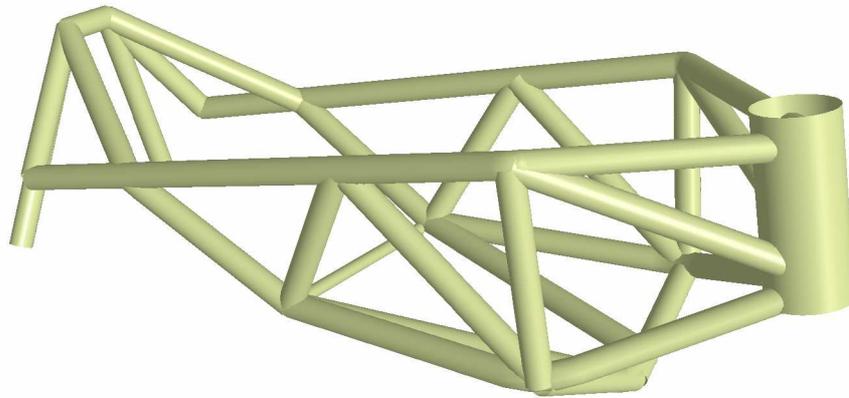
Per modellizzare il telaio tramite elementi finiti, è necessario innanzitutto scegliere il tipo di elemento che meglio descrive una struttura a traliccio di tubi.

Un tubo è un elemento a sezione costante, sviluppato lungo una o più rette. Intuitivamente, l'elemento finito che meglio descrive questo aspetto è l'elemento *BEAM*. Questo è caratterizzato da una sezione, dalla quale si ricava un set di rigidità (in genere flessionale, torsionale e assiale), costanti su tutta la lunghezza dell'elemento. Il vantaggio di questo approccio risiede proprio nel fatto che sono sufficienti tre parametri per descrivere ogni singolo tubo della struttura, il che limita moltissimo le risorse di calcolo necessarie. Uno svantaggio non indifferente di questo approccio risiede nella modellizzazione delle connessioni tra elementi: è molto difficile stimare la rigidità di ogni connessione, poiché questa dipende dalle sezioni, variabili di configurazione in configurazione, di tutti i tubi che concorrono in essa. Sostituire a questa dei collegamenti rigidi coinciderebbe con il considerare i giunti come elementi indeformabili, situazione ben distante dalla realtà.



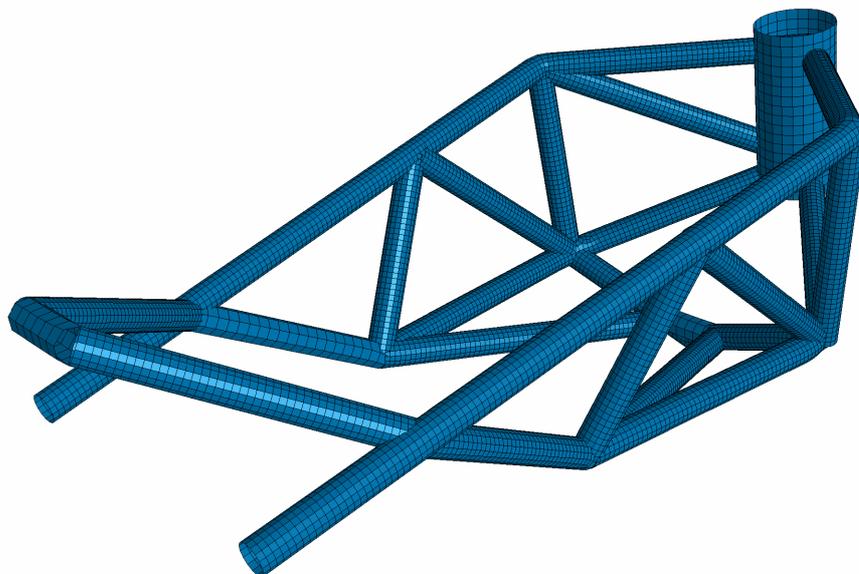
Dal momento che un elemento tubolare presenta in genere spessori molto limitati, non adatti ad essere modellizzati tramite MESH tridimensionali tetraedriche, il modello si avvarrà di elementi *SHELL*. Questo elemento è bidimensionale, non presenta spessore e descrive molto bene continui in cui due dimensioni predominano sulla terza, come le superfici. A differenza della membrana, è in grado di sopportare sforzi di flessione: attraverso la definizione di uno spessore (analogo alla sezione del caso mono-dimensionale) il programma calcola un modulo di resistenza a flessione e lo applica a tutti gli elementi. Gli elementi necessari a descrivere il modello sono in numero molto maggiore del caso monodimensionale (in ogni caso non paragonabile al caso tetraedrico), ma ci si può aspettare comunque buoni tempi di calcolo.

Per poter realizzare una MESH di questo tipo, è necessario disegnare un modello CAD parametrico, nel quale ogni tubo viene rappresentato da un cilindro avente come raggio la media tra il raggio esterno e quello interno.



**Figura 5.17:** Modello CAD a superfici tubolari

Da questo modello, è possibile definire la MESH di superficie, prestando attenzione che il programma mantenga l'orientamento degli elementi conforme alla tipologia tubolare della struttura: è necessario che la direzione della MESH coincida con quella di ogni singolo elemento, per evitare pesanti asimmetrie nella struttura.



**Figura 5.18:** Mesh bidimensionale (elementi shell)

La MESH presenta le seguenti caratteristiche nei tubi interessati dall'ottimizzazione:

tipo: quadrangolare orientata

dimensione: 5 mm

sagitta massima: 1mm (massimo scostamento della MESH dal modello)

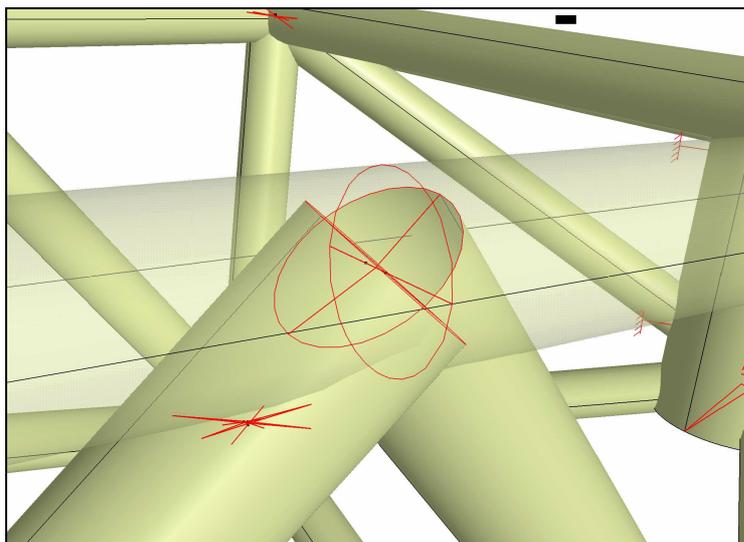
tipo di deformazioni ammesse: paraboliche

Per il canotto di sterzo e gli attacchi degli ammortizzatori si è scelta invece una MESH di 10 mm, al fine di non appesantire il calcolo. La prima MESH realizzata è composta in totale da 21220 nodi, anche se ovviamente questo numero varia durante le modifiche geometriche apportate durante l'ottimizzazione.

### *Elementi ausiliari*

Dopo aver definito le MESH di ogni singolo tubo, è necessario definire come queste siano connesse tra loro e ai punti di applicazione delle forze.

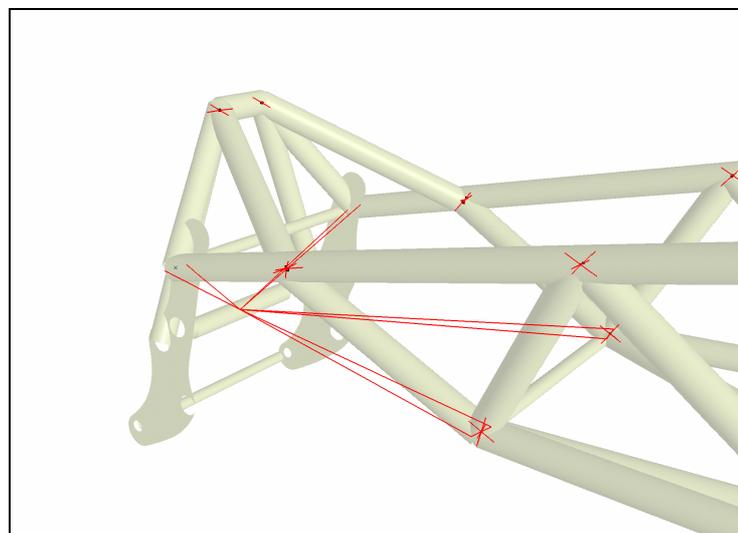
I tubi precedentemente modellizzati sono stati uniti tra loro a due a due tramite elementi rigidi che collegano i nodi sugli spigoli, facendo sì che ogni elemento obliquo risultasse collegato con lo spigolo corrispondente del longherone, poiché si prevede di saldare tutti gli elementi laterali ai quattro elementi principali.



**Figura 5.19:** Giunzioni sui nodi

Nella figura (5.19) sono stati evidenziati i tre spigoli dei tubi concorrenti nel nodo 3 di figura (5.13). Il longherone è rappresentato in trasparenza, così da rendere visibili gli spigoli che si trovano posizionati al suo interno.

Il motore assume un ruolo fondamentale nella rigidità del telaio e, di conseguenza, va incluso nel modello FEM. Si è deciso di semplificarne la modellizzazione sostituendo questo elemento con dei collegamenti rigidi, connessi ai punti che rappresentano gli attacchi del motore al telaio. In questo modo, il telaio è libero di deformarsi nelle zone corrispondenti agli attacchi, ma non sono ammesse variazioni delle distanze tra i vari attacchi (il motore non può essere compresso e il telaio non può distaccarsi da esso). La scelta di sostituire il motore con un elemento rigido è supportata dalle seguenti considerazioni: innanzitutto, il motore presenta una rigidità molto più elevata del telaio; inoltre, lo scopo dell'ottimizzazione non è quantificare con precisione il valore delle rigidità, bensì trovare la forma geometrica che le massimizzi: si suppone vi siano poche discrepanze sulla migliore configurazione ottenuta considerando un motore completamente rigido e quella ottenibile con un modello sì più realistico, ma comunque di elevata rigidità.



**Figura 5.20:** Modellizzazione del motore

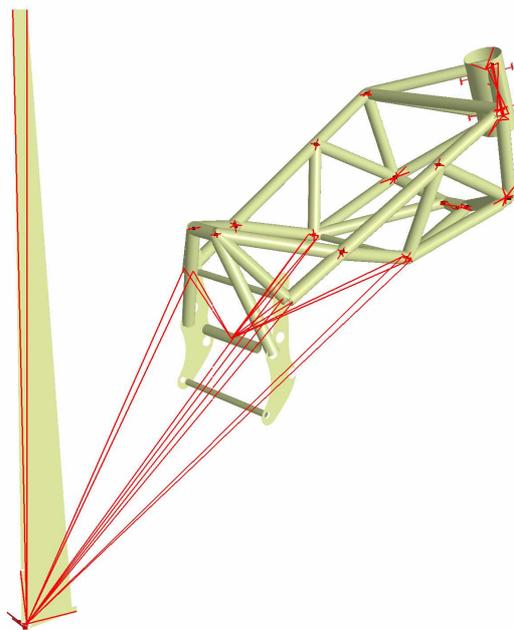
Nella figura (5.20), gli elementi in rosso rappresentano i collegamenti rigidi che sostituiscono il motore. Si notano, inoltre, le superfici che rappresentano le piastre laterali e i perni che collegano queste al propulsore. Si è detto infatti che lo scopo dell'ottimizzazione è quello di aumentare le rigidità del solo telaio, trascurando altre parti del veicolo ma eseguendo prove di rigidità che considerino condizioni di carico il più simile possibile al caso reale. Per fare ciò è necessario

creare dei collegamenti per consentire di applicare le forze nei punti scelti (es: il punto di contatto), oltre a creare delle parti deformabili allo scopo di poterne studiare gli spostamenti, (es: il piano di simmetria della ruota). Nella figura si nota che gli elementi rigidi, oltre a collegare gli attacchi, concorrono in un punto coincidente con il baricentro del perno forcellone originale del motore DUCATI. Questo collegamento ha la funzione di consentire l'applicazione di una forza in tale punto, così da eseguire le relative prove di rigidità (rigidità verticale/laterale al perno forcellone)

Per poter eseguire le prove di rigidità alla ruota, è necessario definire il punto di contatto e gli elementi che lo collegano al resto della moto. Inoltre, per lo studio del tipo di movimento subito dal piano ruota è necessario avere un supporto nel quale identificare alcuni punti interessanti così da ricavarne i parametri di spostamento subito, necessari a calcolare i parametri di rigidità.

Per definire un parametro di spostamento si utilizza uno strumento definito "sensore", il quale elabora le informazioni di spostamento subito dai nodi appartenenti a un dato elemento geometrico (superficie, spigolo, punto) e fornisce un valore in uscita per il parametro. La necessità di avere dei nodi su cui calcolare i parametri ha reso indispensabile l'introduzione del supporto e della sua MESH nell'analisi FEM

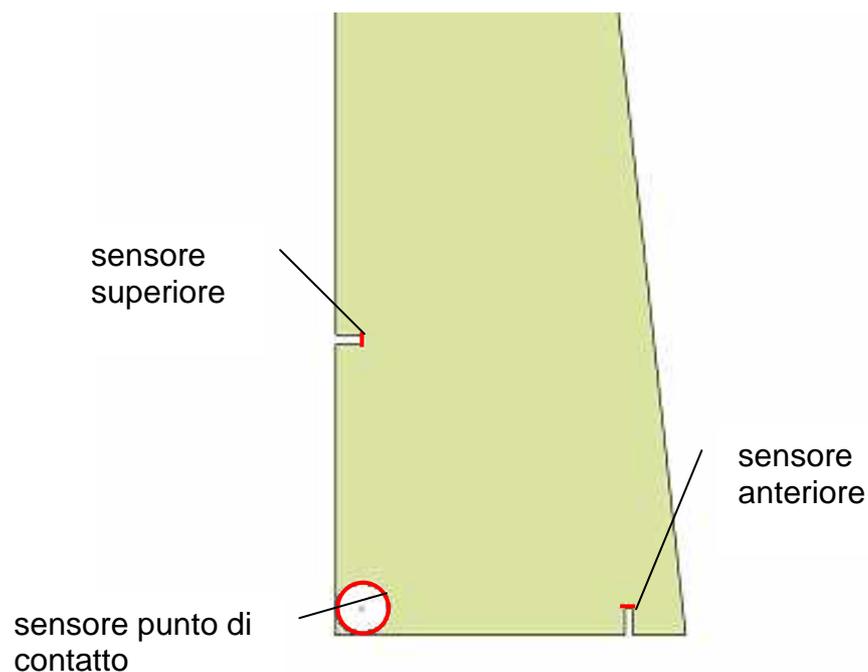
Nella figura seguente è possibile vedere il supporto creato per queste prove:



**Figura 5.21:** Supporto dei sensori dei punti sulla ruota

Dato che in questa fase dello studio non interessa la reale deformazione del cerchio (bensì il solo spostamento della ruota dovuto alla deformazione del telaio), questo supporto è stato irrigidito con un elemento rigido, visibile in rosso nella figura (5.21).

Il punto di contatto è ben visibile nel particolare in basso, al centro del profilo circolare. Il programma non permette l'applicazione di sensori di spostamento a punti singoli, poiché non è garantita l'esistenza di un nodo della MESH in corrispondenza di uno di questi. È stato pertanto necessario definire degli spigoli (in rosso nel particolare) in prossimità dei punti di interesse. Per quanto riguarda l'applicazione dei carichi necessari per eseguire le prove di rigidità, valgono considerazioni simili: si preferisce infatti applicare una forza distribuita in uno spigolo, piuttosto che in un punto. La scelta del profilo circolare sul punto di contatto serve a garantire la corretta posizione del punto di applicazione della risultante.



**Figura 5.22:** Particolare del supporto

Per l'interpretazione del tipo di deformazione subito, e quindi della posizione dei sopraindicati assi, sono necessari tre punti, posti a distanza nota (nel caso in oggetto, pari a 100 mm nelle due direzioni). Il supporto in realtà è stato disegnato con dimensione verticale molto maggiore, questa

scelta è motivata dalla convenienza di avere un riscontro nel calcolo dell'asse neutro: valutando il valore degli spostamenti dei nodi appartenenti al supporto, è possibile verificare quali siano effettivamente i punti a spostamento nullo, così da verificare che questi effettivamente coincidano con l'asse neutro.

### PROVE DI RIGIDEZZA

**Rigidezza verticale alla ruota:** come nelle successive, anche in questa prova il canotto è incastrato. Il carico agente è rappresentato da una forza verticale applicata allo spigolo rappresentante il punto ruota. In questa prova la rigidezza viene calcolata utilizzando il valore di spostamento del punto ruota fornito dal relativo sensore

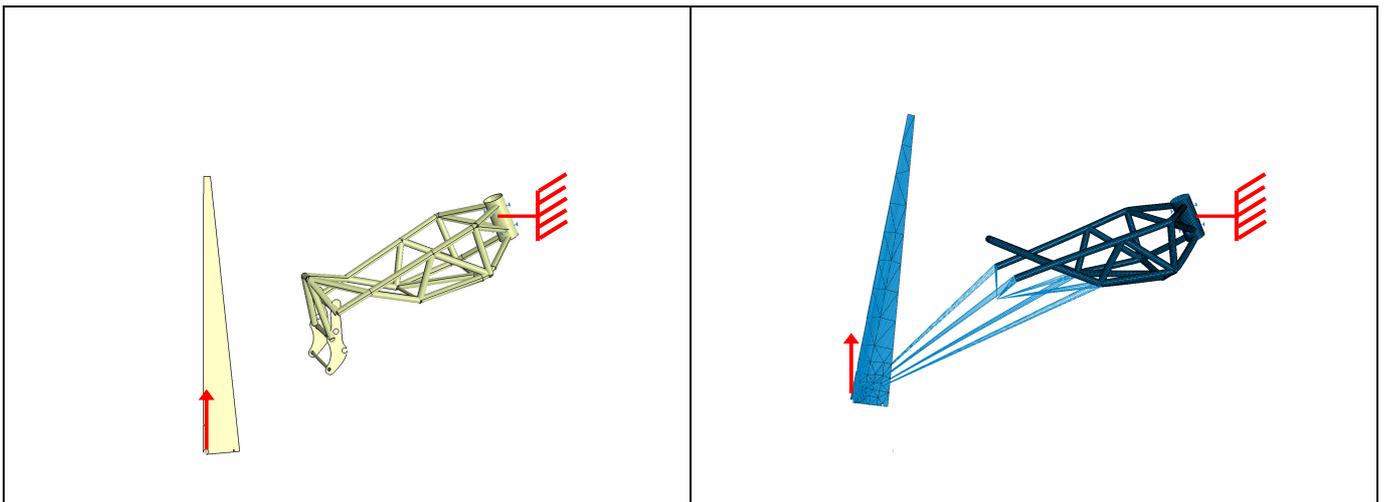


Figura 5.23: Rigidezza verticale alla ruota

**Rigidezza laterale alla ruota:** simile alla precedente, con carichi agenti nello stesso punto ma diretti lateralmente.

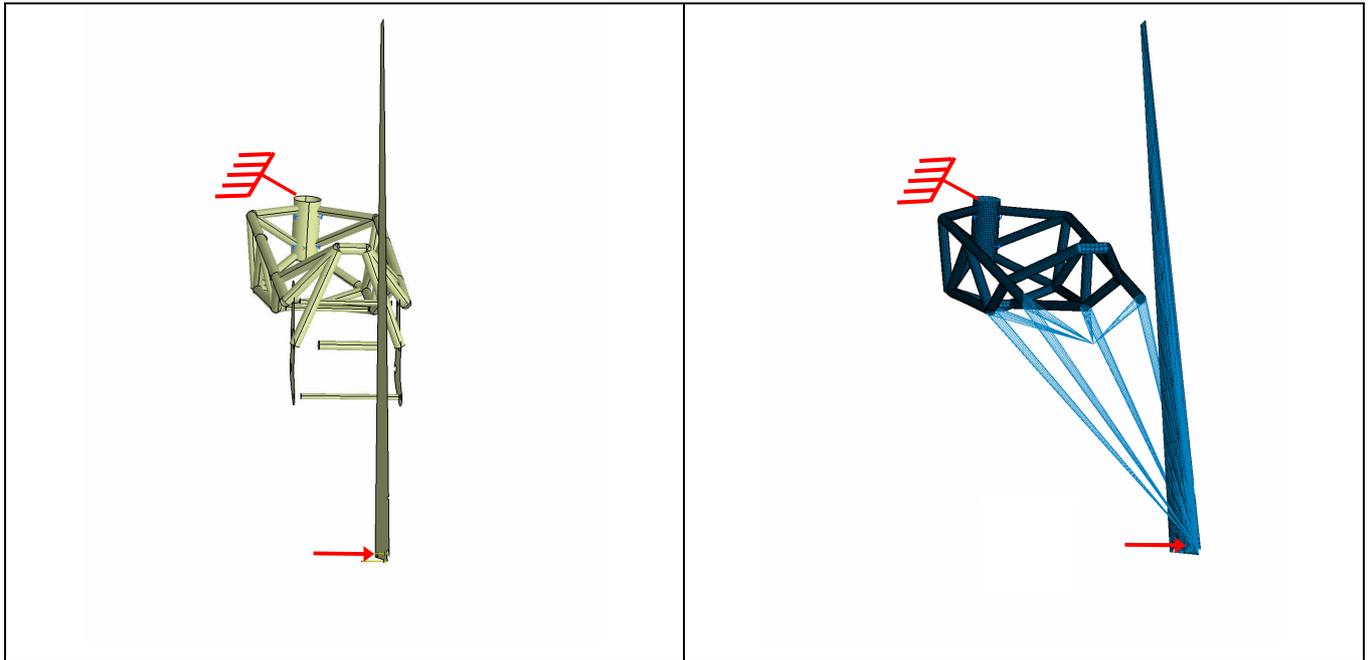


Figura 5.24: Rigidezza verticale alla ruota

**Rigidezza torsionale effettiva alla ruota:** i vincoli e i carichi sono gli stessi del caso precedente. La differenza consiste nel tipo di parametro di spostamento calcolato: al posto di considerare lo spostamento laterale del punto di contatto, si considera la rotazione attorno a un asse orizzontale subita dal supporto. Per ottenere l'angolo di rotazione, si considera la differenza tra il valore del parametro di spostamento laterale fornito dal sensore sul punto di contatto e quello fornito dal sensore superiore; nota la distanza tra i sensori (100 mm) è possibile calcolare la rotazione subita tramite la relazione:

$$\Delta r = \arctan\left(\frac{\Delta y_{p.d.contatto} - \Delta y_{sup}}{100}\right)$$

**Rigidezza verticale al perno forcellone:** in questo caso la forza verticale è applicata al centro del perno del forcellone (quello originale nel motore DUCATI), nello stesso punto in concorrono gli elementi rigidi che sostituiscono il motore nel modello FEM. Gli spostamenti considerati sono quelli di questo punto.

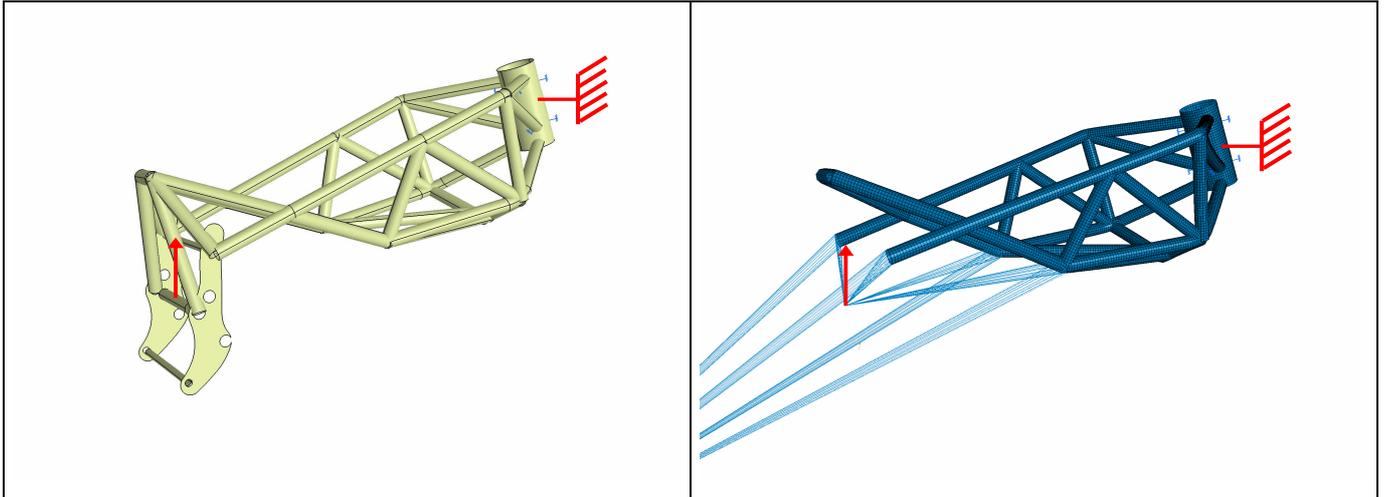


Figura 5.25: Rigidezza verticale al perno forcellone

**Rigidezza laterale al perno forcellone:** in questa prova la forza applicata al punto è diretta lateralmente.

**Asse neutro del piano ruota:** per definire la posizione dell'asse neutro degli spostamenti del piano ruota non si esegue una prova specifica, bensì si utilizzano i valori relativi allo spostamento laterale forniti dai tre sensori posizionati sul supporto, nella prova di rigidezza laterale alla ruota.

Il punto posizionato sopra al punto di contatto si trova ad un'altezza pari a:

$$z_{asse\ neutro} = \frac{100 \times \Delta y_{p.d.\ contactto}}{\Delta y_{p.d.\ contactto} - \Delta y_{sup}}$$

Un secondo punto si trova posizionato in avanti rispetto al punto di contatto di:

$$x_{asse\ neutro} = \frac{100 \times \Delta y_{p.d.\ contactto}}{\Delta y_{p.d.\ contactto} - \Delta y_{ant}}$$

Una volta calcolati i due valori, l'asse neutro coincide con la retta passante per i punti aventi coordinate  $(0,0,Z_{asse\ neutro})$  e  $(X_{asse\ neutro},0,0)$ .

**Asse di torsione:** per individuare l'altezza del punto di intersezione tra l'asse neutro e il piano verticale parallelo a ZY (in terna SAE), passante per il punto di contatto, è necessario eseguire un'ulteriore prova di rigidità, nella quale il carico laterale è applicato sul punto situato superiormente a quello di contatto. Nella prova di rigidità torsionale effettiva viene calcolata la rotazione subita dal piano ruota in seguito all'applicazione di una forza laterale sul punto di contatto. Allo stesso modo si calcola la rotazione prodotta dal nuovo caso di analisi e interpolando le due grandezze si individua il punto nel quale l'applicazione di una forza non produce alcuna rotazione attraverso la formula:

$$z_{\text{asse di torsione}} = \frac{100 \times \Delta r_{p.d.\text{contatto}}}{\Delta r_{p.d.\text{contatto}} - \Delta r_{sup}}$$

dove  $\Delta r$  rappresenta la rotazione nei due casi, calcolata come esposto precedentemente

### ***Descrizione dell'interfaccia***

Oltre alla scelta dell'algoritmo, l'interfaccia disponibile nel software CATIA consente di impostare diversi parametri per l'algoritmo di ottimizzazione.

L'annealing simulato necessita della definizione di una "velocità di raffreddamento" (l'annealing schedule), la quale rappresenta la probabilità che una soluzione peggiorativa venga accettata o meno. Una bassa velocità di convergenza consente all'algoritmo di accettare soluzioni molto distanti da quella attuale, così da uscire da condizioni di minimo locale. Al contrario una velocità infinita (brusco raffreddamento) trasforma l'algoritmo di annealing simulato in una ricerca locale: la procedura troverà la soluzione senza accettare mai soluzioni che non siano migliori di quella attuale. È conveniente mantenere la velocità "bassa" per tutte le ottimizzazioni, mentre nell'ultima fase, in cui si cercherà di migliorare una configurazione già individuata, si imposterà un "raffreddamento" veloce.

Per quanto concerne i criteri di interruzione dell'algoritmo, è necessario impostare un numero massimo di iterazioni; è inoltre possibile sia definire un numero massimo di aggiornamenti sia decidere che l'algoritmo si interrompi dopo un determinato numero di iterazioni senza miglioramenti, strategia decisamente preferita in questo contesto: avendo la possibilità di far

lavorare l'hardware senza interruzione, si preferisce non imporre a priori un tempo massimo di calcolo. In generale, dove non diversamente specificato, si impone un valore limitato di iterazioni possibili senza miglioramenti (es.: 200) e un valore molto elevato di iterazioni massime, che probabilmente non verrà raggiunto.

Infine, è necessario definire gli intervalli di ciascun parametro e il passo con cui questo va modificato. Le prime ottimizzazioni avranno intervalli molto estesi ed elevati passi di modifica; una volta individuata la regione del dominio in cui ricercare una soluzione buona verrà ridotto il passo; infine, si eseguirà un'ultima ottimizzazione per adattare i risultati ai profili disponibili in commercio.

### ***Prima ottimizzazione***

La prima ottimizzazione è stata eseguita utilizzando una funzione obiettivo di primo tentativo, nella quale si è cercato di massimizzare tre rigidità specifiche: la rigidità torsionale effettiva specifica alla ruota, le rigidità verticale e laterale specifiche al perno forcellone. I pesi utilizzati sono stati scelti in modo da privilegiare le caratteristiche torsionali.

$$O.F. = 3 \frac{K_{eff}}{M} + 2 \frac{K_{V\ forc}}{M} + \frac{K_{L\ forc}}{M}$$

Essendo un'ottimizzazione "di prova", utile soprattutto per settare l'algoritmo, è stato imposto un limite relativamente basso di tentativi possibili (1000 iterazioni); la velocità di convergenza in questa prova è impostata sul valore "bassa", mentre gli intervalli dei parametri sono stati mantenuti elevati, così da poter individuare una prima zona in cui limitare successivamente le ottimizzazioni.

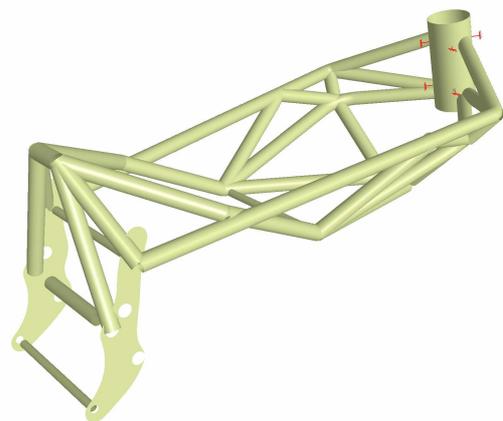
Campi di variazione dei parametri

parametro	limite inferiore	limite superiore	passo
X2	900	1100	10
Y2	150	200	5
Z2	750	900	5
X5	900	1100	10
Y5	150	200	5
Z5	700	800	5
L3	450	600	5
Ds	30	36	0.5
Di	30	36	0.5
Dd	22	26	0.5
ss	2	3	0.5
si	2	3	0.5
sd	1	3	0.5

Il telaio proposto dall'algorithmo presenta i seguenti parametri

parametro	valore	parametro	valore
X2	1022	Ds	36
Y2	199	Di	36
Z2	780	Dd	24
X5	1016	ss	2
Y5	160	si	3
Z5	730	sd	1
L3	498		

parametro di rigidezza	valore
K effettiva	19975 N/rad
K verticale forcellone	693 N/mm
K laterale forcellone	606 N/mm
K verticale ruota	259 N/mm
K laterale ruota	233 N/mm
altezza asse neutro	4899 mm
altezza asse di torsione	246 mm
massa	8,4 kg



**Tabella 5.1:** Risultato della prima ottimizzazione

Il telaio ottenuto presenta eccellenti qualità torsionali, infatti l'asse di torsione è situato a soli 246 mm dal punto ruota; il fatto che i longheroni inferiori presentino spessori maggiori concorda con

questo risultato poiché le maggiori dimensioni di questi abbassano l'asse di torsione. Le rigidità flessionali laterali sono elevate, simili a quelle verticali, il che le rende evidentemente eccessive.

Il problema di questa configurazione risiede proprio nelle caratteristiche verticali: il telaio ottenuto è visibilmente troppo "piatto" e infatti la rigidità verticale è molto bassa.

### ***Seconda ottimizzazione***

Per cercare di aumentare la flessione laterale si è proseguito definendo una funzione obiettivo che non considerasse la relativa rigidità. I pesi introdotti in seconda analisi definiscono la seguente funzione:

$$O.F. = 3 \frac{K_{eff}}{M} + 2 \frac{K_{V\ forc}}{M}$$

Rispetto alla prova precedente, non è stata variata né la velocità di convergenza né il numero di iterazioni massime. Gli intervalli dei parametri liberi sono stati leggermente modificati in vista dei risultati della precedente ottimizzazione: sebbene sia stata esposta solo la soluzione migliore, per ovvi motivi di sintesi, il programma mette a disposizione un foglio di calcolo in cui sono contenuti i risultati di tutte le prove effettuate. Grazie a questo foglio è stato possibile definire degli intervalli all'interno dei quali rientravano tutti i parametri che garantivano buoni valori di rigidità. In particolare è emerso che:

- solo posizioni longitudinali del nodo 2 superiori ai 1000 mm garantiscono risultati accettabili
- non si riscontrano soluzioni ammissibili per un'altezza dei nodi 2 oltre 850 mm
- il nodo tre troppo vicino al nodo 2 non dà benefici

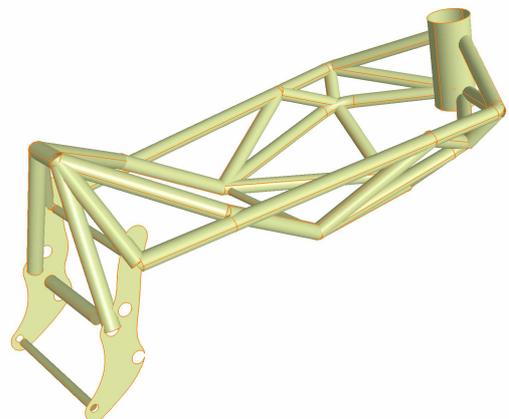
Per quanto concerne i parametri dimensionali, si è deciso di limitare il diametro dei longheroni a 34 mm, nonostante i risultati della precedente ottimizzazione: questa scelta è motivata dal fatto che tale dimensione è apparsa eccessiva in un telaio di questo tipo. Anche lo spessore massimo degli elementi diagonali è stato ridotto a 2 mm

parametro	limite inferiore	limite superiore	passo
X2	1000	1100	10
Y2	150	200	5
Z2	750	850	5
X5	900	1100	10
Y5	150	200	5
Z5	700	800	5
L3	450	550	5
Ds	30	34	0.5
Di	30	34	0.5
Dd	22	25	0.5
ss	2	3	0.5
si	2	3	0.5
sd	1	2	0.5

Il telaio proposto dall' algoritmo presenta i seguenti parametri

parametro	valore	parametro	valore
X2	1024	Ds	33.8
Y2	200	Di	34
Z2	783	Dd	23.4
X5	1017	ss	1.9
Y5	160	si	2.9
Z5	721	sd	1
L3	498		

parametro di rigidità	valore
K effettiva	16064 N/rad
K verticale forcellone	668 N/mm
K laterale forcellone	506 N/mm
K verticale ruota	217 N/mm
K laterale ruota	193 N/mm
altezza asse neutro	4759 mm
altezza asse di torsione	329 mm
massa	7.9 kg



**Tabella 5.2:** Risultato della seconda ottimizzazione

La scelta di diminuire le dimensioni dei tubi si riscontra notevolmente sui risultati: a fronte di una netta diminuzione del peso della struttura (0,5 kg, -6%), si osserva un'ancora maggiore diminuzione di tutte le rigidità. Sebbene l'obiettivo di limitare la rigidità flessionale sia stato pienamente raggiunto (da 606 N/mm a 506 N/mm, corrispondente a -16%), le caratteristiche torsionali sono peggiorate molto (20%). Questi effetti sono dovuti esclusivamente alla scelta degli elementi tubolari, poiché i parametri geometrici non sono molto diversi da quelli del precedente risultato. In effetti, va sottolineato come l'ottimizzatore scelga sempre il diametro massimo possibile per i longheroni e questo è spiegabile tramite considerazioni di tipo costruttivo: a parità di peso, la sezione che garantisce maggiori momenti di inerzia è quella con diametro maggiore e spessore minore, anche se incorre in rischi di instabilità euleriana (buckling). La rigidità torsionale, sebbene sia diminuita, è comunque accettabile rispetto ai valori presenti in letteratura, tipici di motocicli in commercio. Il principale problema emerso da questa analisi è che questa funzione obiettivo non valorizza abbastanza le proprietà flessionali verticali del telaio, a vantaggio esclusivo della rigidità torsionale: dalla configurazione del telaio si nota che l'algoritmo tende a generare una struttura a forma di "scafo", caratterizzata da un asse di torsione molto prossimo al punto di contatto, come emerso dai risultati.

Osservando i risultati, in realtà, è emerso un errore "grossolano" che ha caratterizzato anche la seconda prova (oltre la prima dove ciò era inevitabile). Utilizzare una funzione obiettivo somma di due parametri di valore così diverso, equivale a considerare un peso pari a zero per la rigidità verticale. Nonostante l'inutilità della seconda prova ai fini dello sviluppo, ne sono stati riportati comunque i risultati al fine di esporre le considerazioni espresse precedentemente.

### ***Terza ottimizzazione***

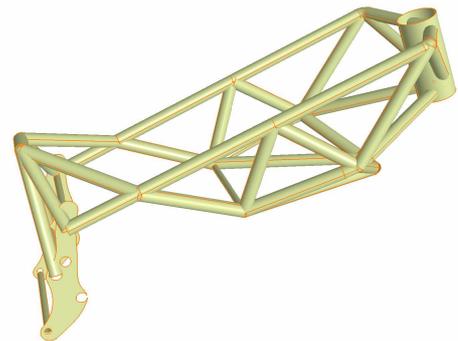
La precedente analisi ha evidenziato l'assoluta necessità di scalare il parametro rigidità verticale per renderlo paragonabile alla rigidità torsionale. Come prima scelta si è deciso di amplificare la rigidità verticale di un fattore pari al rapporto tra i due valori delle rigidità calcolati nella precedente prova. La nuova funzione obiettivo presenta la seguente formulazione:

$$O.F. = 3 \frac{K_{eff}}{M} + 2 \frac{16064}{668} \frac{K_{V,forc}}{M} \cong 3 \frac{K_{eff}}{M} + 2 \times 24 \frac{K_{V,forc}}{M}$$

Il telaio ottenuto è il seguente:

parametro	valore	parametro	valore
X2	1050	Ds	32
Y2	150	Di	30
Z2	895	Dd	24
X5	950	ss	2
Y5	160	si	3
Z5	665	sd	1
L3	400		

parametro di rigidità	valore
K effettiva	11512 N/rad
K verticale forcellone	1548 N/mm
K laterale forcellone	423 N/mm
K verticale ruota	569 N/mm
K laterale ruota	159 N/mm
altezza asse neutro	4147 mm
altezza asse di torsione	365 mm
massa	7.6 kg



**Tabella 5.3:** Risultato della terza ottimizzazione

I risultati evidenziano come in questa soluzione l'algoritmo abbia privilegiato le caratteristiche verticali: il telaio è composto da due strutture laterali, di dimensioni generose, caratterizzate da una disposizione degli elementi diagonali molto regolare. La rigidità verticale è aumentata notevolmente (231%), quella laterale è diminuita, risultato prevedibile e in accordo con i risultati esposti in [11]. Anche le caratteristiche torsionali sono peggiorate: la rigidità è scesa del 38 %, l'asse di torsione si è allontanato di 36 mm dalla ruota.

Sebbene i risultati sembrano confermare la correttezza del metodo, un confronto con i dati esposti in [11], dimostra che i valori ottenuti sono inadeguati per un motociclo da competizione; si ritiene necessaria una ulteriore ottimizzazione nella quale si vuole privilegiare maggiormente la rigidità torsionale. I pesi attribuiti alle due rigidità variano da 3,2 a 2,1, così da dare importanza doppia alle proprietà torsionali. Dal momento che la precedente funzione obiettivo

ha fornito risultati accettabili, si prova a mantenere costante il valore del coefficiente di scalatura della rigidità verticale; per quanto “poco ortodosso”, questo corrisponde semplicemente ad una modifica dei pesi nel tentativo di trovare un buon rapporto tra le rigidità cercate.

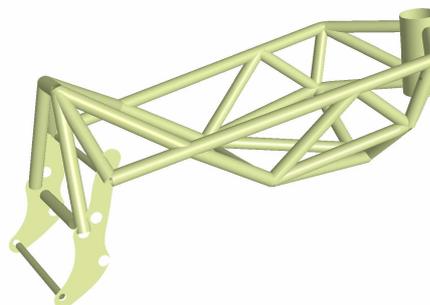
$$O.F. = 2 \frac{K_{eff}}{M} + 24 \frac{K_{V\ forc}}{M}$$

Questa ulteriore prova aspira ad essere quella definitiva, pertanto si è scelto di lasciare all’algoritmo la possibilità di eseguire un numero di iterazioni molto elevato, interrompendolo solo dopo 200 tentativi senza miglioramenti.

Quarta ottimizzazione

parametro	valore	parametro	valore
X2	1042	Ds	34
Y2	200	Di	34
Z2	805	Dd	25
X5	1012	ss	1.6
Y5	150	si	2.5
Z5	710	sd	1.5
L3	500		

parametro di rigidità	valore
K effettiva	14755 N/rad
K verticale forcellone	716 N/mm
K laterale forcellone	514 N/mm
K verticale ruota	246 N/mm
K laterale ruota	192 N/mm
altezza asse neutro	4394 mm
altezza asse di torsione	370 mm
massa	8.2 kg



**Tabella 5.4:** Risultato della quarta ottimizzazione

Questo telaio è caratterizzato da ottime proprietà torsionali, intuibili anche dall’osservazione della figura: permane la forma a scafo delle prime soluzioni, anche se meno accentuata per favorire uno sviluppo in verticale delle strutture laterali. I parametri di rigidità sono soddisfacenti,

poiché rappresentano un buon compromesso tra i valori ottenuti nelle precedenti prove. Si ritiene che al momento questa sia la configurazione migliore tra quelle analizzate, pertanto si procede nello sviluppo. Sebbene questa debba essere considerata come il risultato definitivo dell'ottimizzazione, per poter avanzare nello sviluppo del telaio da realizzare è necessario introdurre qualche modifica, come verrà descritto nel prossimo paragrafo.

### 5.4.3 PERFEZIONAMENTO DI UNA SOLUZIONE REALIZZABILE

Osservando i parametri geometrici risultanti dalla precedente ottimizzazione, non si riscontrano particolari problemi costruttivi: le dimensioni e gli ingombri della struttura appaiono più che accettabili, mentre il peso non si discosta di molto da quello di telai simili normalmente prodotti. Per quanto riguarda i parametri dimensionali, invece, non valgono le stesse considerazioni: sebbene i diametri dei tubi siano abbastanza standardizzati (esistono in commercio sia tubi da 34 mm che tubi da 25 mm), spessori degli elementi così peculiari non sono facilmente reperibili in commercio; è pertanto necessario imporre dimensioni più standard.

La necessità di facilitare il reperimento dei materiali, unita alla convenienza di ridurre i costi, impongono una scelta dei profilati che tenga conto delle sezioni e dei materiali reperibili. Il primo problema incontrato nella ricerca dei profilati necessari riguarda proprio il materiale: il telaio non può essere realizzato in un acciaio qualsiasi. I telai tubolari prodotti nella realtà sono realizzati in acciai da bonifica, spesso al cromo-molibdeno, o al manganese silicio ( i così detti ALS, alto limite di snervamento). Questi materiali sono difficili da reperire in quantità ridotte, pertanto si è deciso di appoggiarsi a sponsor esterni specializzati nella costruzione di telai motociclistici.

In particolare, Aprilia Spa ha potuto fornirci due diversi tipi di materiale: per il canotto di sterzo è stato utilizzato un acciaio 25CrMo4, materiale molto resistente ma meno adatto alla piegatura a freddo, mentre per i tubi del telaio è stato impiegato un acciaio altoresistenziale microlegato (HSLA, S420MC); quest'ultimo è caratterizzato da una grana molto fine che lo rende molto adatto alla piegatura a freddo, oltre a possedere ottime proprietà di resistenza.

Le dimensioni disponibili più simili a quelle ricercate sono:

-per i longheroni : 34mm x 1,6 mm (il 34mm x 2.5 mm era reperibile solo in 25CrMo4)

-per gli elementi diagonali: 25 mm x 1,5 mm

Mentre per gli elementi diagonali la misura è esattamente quella ricercata, per i longheroni è necessario impostare queste nuove dimensioni come parametro non variabile.

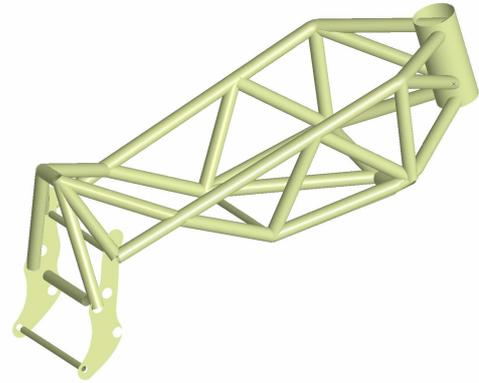
In seguito a queste scelte, si è deciso di effettuare un'ulteriore ottimizzazione per vedere se emergono modifiche necessarie per i parametri geometrici. In questa nuova ottimizzazione, i parametri dimensionali non sono più variabili.

parametri liberi	limite inferiore	limite superiore	passo
X2	1000	1100	10
Y2	150	200	5
Z2	750	850	5
X5	900	1100	10
Y5	150	200	5
Z5	700	800	5
L3	450	550	5
parametri vincolati	valore		
Ds	34		
Di	34		
Dd	25		
ss	1.6		
si	1.6		
sd	1.5		

#### Ottimizzazione definitiva

parametro	valore	parametro	valore
X2	950	Ds	34
Y2	155	Di	34
Z2	850	Dd	25
X5	1006	ss	1.6
Y5	150	si	1.6
Z5	670	sd	1.5
L3	425		

parametro di rigidezza	valore
K effettiva	12152 N/rad
K verticale forcellone	2273 N/mm
K laterale forcellone	459 N/mm
K verticale ruota	799 N/mm
K laterale ruota	192 N/mm
altezza asse neutro	4394 mm
altezza asse di torsione	370 mm
massa	8.2 kg



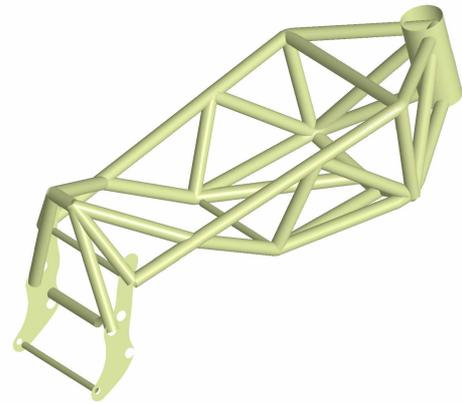
**Tabella 5.5:** Risultato dell'ottimizzazione definitiva

La forma del telaio non è variata di molto, si nota un avvicinamento alle soluzioni più rigide verticalmente, con una forma più perimetrale che a chiglia; le proprietà torsionali sono peggiorate (-17%), quelle flessionali laterali anche (-10 %) a favore di un notevole aumento della rigidezza verticale, più che triplicata.

Prima di procedere nello sviluppo, è necessario ripetere un'ottimizzazione invertendo la posizione dell'elemento diagonale più avanzato: si era deciso di effettuare una scelta di tipo intuitivo, a patto di verificarla in seguito.

parametro	valore	parametro	valore
X2	940	Ds	34
Y2	170	Di	34
Z2	832	Dd	25
X5	1021	ss	1.6
Y5	150	si	1.6
Z5	652	sd	1.5
L3	404		

parametro di rigidezza	valore
K effettiva	9825 N/rad
K verticale forcellone	2136 N/mm
K laterale forcellone	376 N/mm
K verticale ruota	746 N/mm
K laterale ruota	135 N/mm
altezza asse neutro	4143 mm
altezza asse di torsione	683 mm
massa	8.3 kg



**Tabella 5.6:** Risultato dell'ottimizzazione definitiva, elementi diagonali invertiti

La soluzione ottenuta non è variata di molto nella configurazione, il che conferma come una piccola modifica sulla parte anteriore non abbia un'influenza eccessiva sull'insieme della struttura. Inoltre, questa variazione modesta nei parametri geometrici (tra l'1% e il 5%) sembra indicare che la soluzione ottenuta nella precedente ottimizzazione sia vicina ad una soluzione di ottimo globale: visto il tipo di algoritmo usato, se una modifica modesta come l'inversione di due elementi relativamente ridotti avesse portato a una configurazione molto diversa dalla precedente, sarebbe potuto sorgere il dubbio che la soluzione trovata fosse solo una delle tante soluzioni locali, incontrata casualmente.

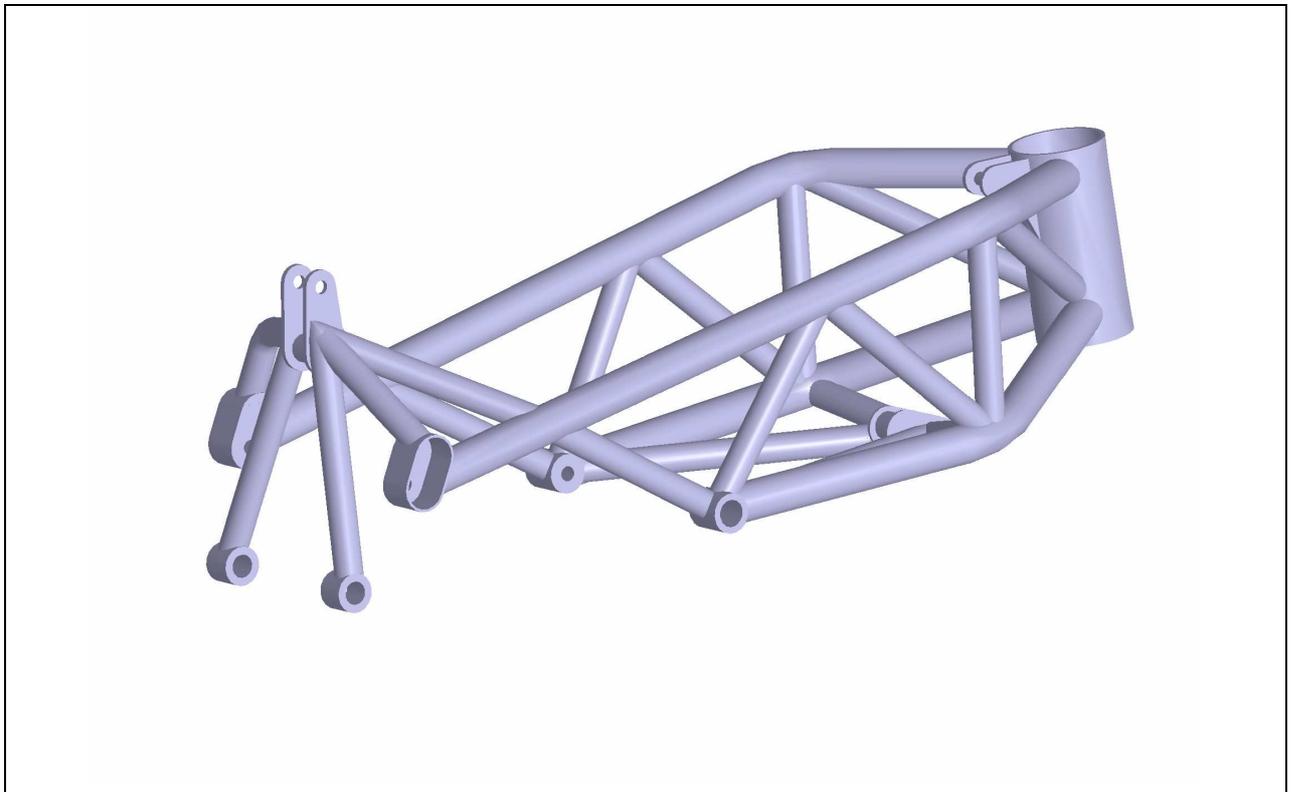
Ad ogni modo, i parametri di rigidezza peggiorano in tutti i casi, soprattutto nel caso torsionale. Una spiegazione intuitiva a questo particolare decadimento delle proprietà torsionali può essere fornita dal fatto che la modifica introdotta non varia la rigidezza verticale dei quadrilateri composti dal canotto (le diagonali lavorano ugualmente sia in trazione che in compressione) e nemmeno quella laterale; quello che cambia maggiormente è la differenza di rigidezza tra parte superiore e parte inferiore della struttura, dovuta alla deformazione dei nodi 5 e 2 che, come visto in [11], determina l'altezza dell'asse di torsione, e quindi la rigidezza effettiva.

In conclusione, la migliore soluzione incontrata è quella scelta inizialmente, la quale presenta valori di rigidezza più che accettabili, oltre ad un peso limitato. Si procederà quindi nello sviluppo del telaio solido partendo da questa configurazione, e una volta definiti attacchi e elementi ausiliari necessari, verrà effettuato una verifica sul modello tridimensionale

## 5.5 MODELLO TRIDIMENSIONALE

Dopo avere definito la geometria del telaio grazie all'ottimizzazione eseguita su un modello bidimensionale, è necessario procedere alla realizzazione di un modello tridimensionale più accurato, in grado di descrivere con precisione la struttura in ogni suo particolare. Questo modello assume una funzione molto importante: è fondamentale per poter sviluppare il veicolo tramite CAD, poiché da questo modello verranno definite tutte le dimensioni degli elementi del veicolo ad esso accoppiati; inoltre, è su questo modello che verranno svolte le verifiche strutturali, oltre al calcolo delle proprietà inerziali della struttura.

Dai parametri precedentemente descritti, è possibile definire i singoli tubi, mentre per quanto riguarda gli attacchi al motore e agli ammortizzatori sono state utilizzate soluzioni tradizionali. Gli attacchi al motore sono cavi per permettere l'alloggiamento di bullonature al loro interno e gli attacchi degli ammortizzatori prevedono lo spazio necessario alla maggior parte degli ammortizzatori after market esistenti. Un unico accorgimento nella realizzazione del telaio è stato introdotto per garantire lo spazio necessario ai condotti di scarico (visibile in figura 5.26 c)



**Figura 5.26 a:**Telaio definitivo

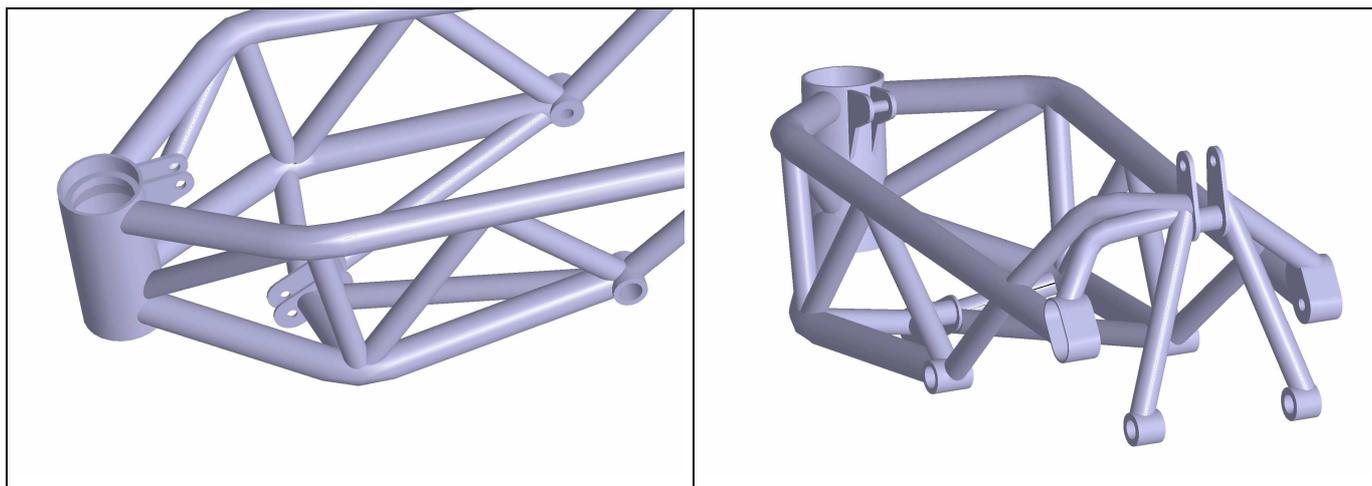
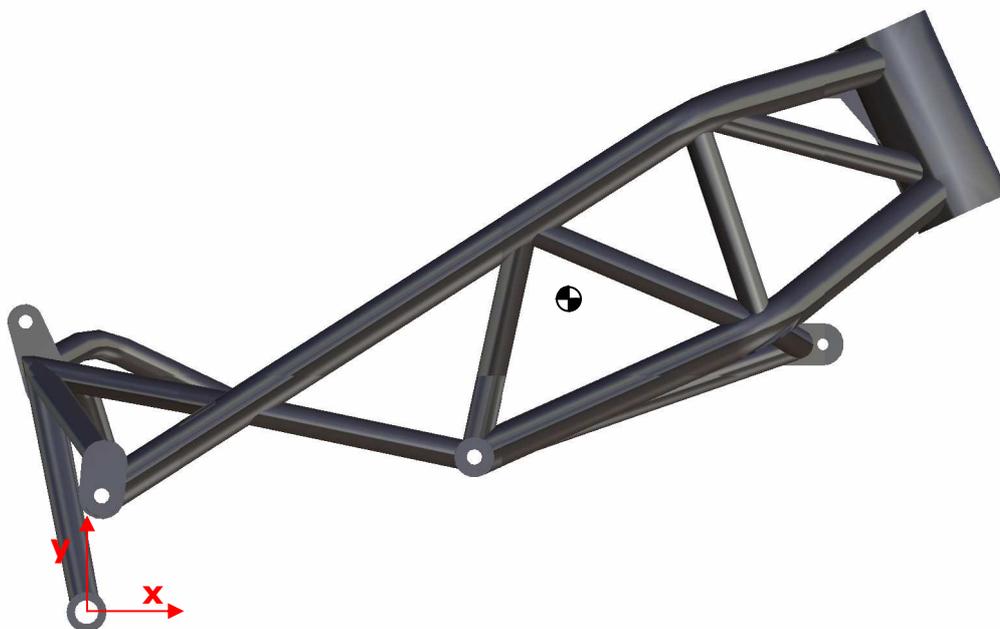


Figura 5.26 b,c: Telaio definitivo

## 5.6 CARATTERISTICHE DEL MODELLO DEFINITIVO



### 5.6.1 PROPRIETÀ INERZIALI

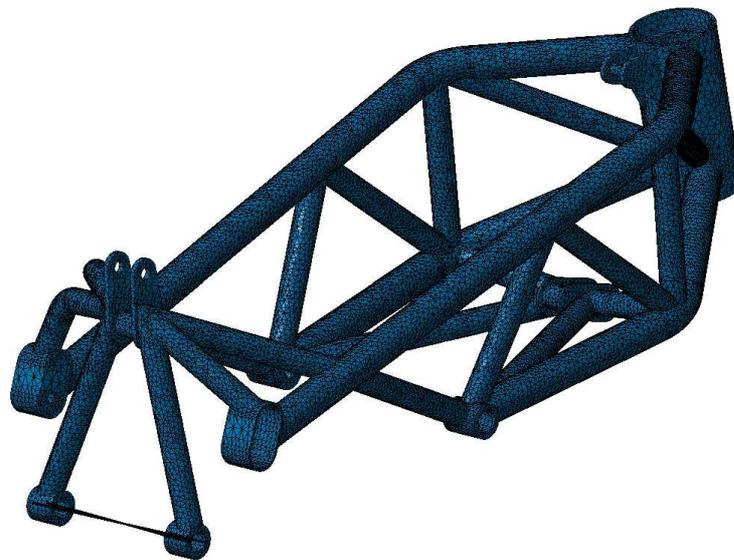
Massa		10.1 Kg		
Baricentro	$X_G$	408.99 mm		
	$Y_G$	263.53 mm		
Baricentro rispetto p.to ruota post.	$X_G$	838.36 mm		
	$Y_G$	692.63 mm		
Ellissoide centrale		0.259 kg*m2	0.004 kg*m2	0.237 kg*m2
		0.004 kg*m2	0.807 kg*m2	-8.698e-004kgxm2
		0.237kgxm2	-8.698e-004kgxm2	0.774kgxm2

### 5.6.2 RIGIDENZE STRUTTURALI DEL MODELLO DEFINITIVO

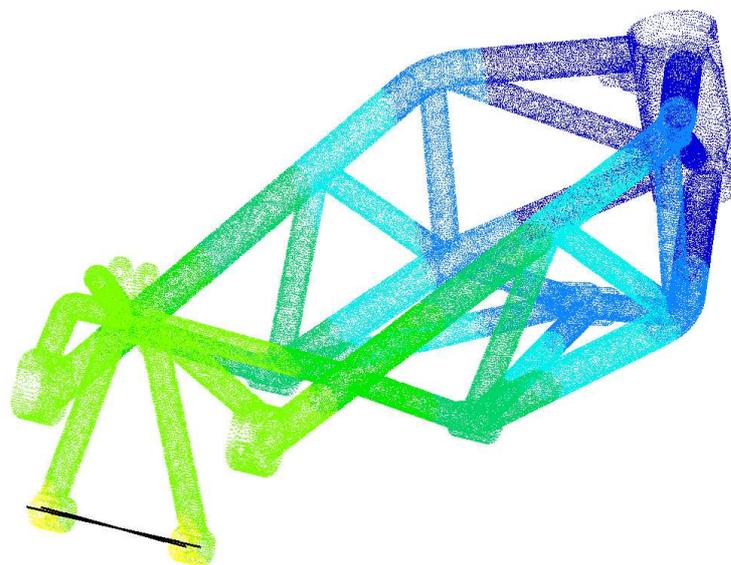
I parametri di rigidezza riportati nel paragrafo 5.4.3 si riferivano al modello realizzato tramite elementi bidimensionali. Lo scopo delle analisi ivi condotte consisteva nel quantificare l'incremento di rigidezza ottenuto nella soluzione definitiva rispetto al set di parametri di partenza. Al fine di alleggerire il calcolo, tali analisi consideravano un modello della struttura estremamente semplificato, privo degli elementi necessari al collegamento del telaio alle altre parti del veicolo.

In questo paragrafo verranno esposti i risultati delle stesse analisi condotte sul modello tridimensionale del telaio. Questo modello descrive con precisione molto maggiore il telaio reale; inoltre, venendo a mancare la necessità di limitare i tempi di calcolo, è stato possibile adottare una MESH tetraedrica tridimensionale molto fitta (ca  $5 \cdot 10^5$  nodi), così da garantire una maggiore precisione.

La mesh adottata prevede elementi di dimensione massima pari a 10 mm, mentre il valore della sagitta imposta è pari a 0,2 mm: tale valore rappresenta il massimo scostamento della MESH dal modello, e garantisce una modellazione precisa della struttura. Le condizioni di carico sono le stesse dei casi precedenti.



**Figura 5.27:** MESH tetraedrica tridimensionale



**Figura 5.28:** Esempio di spostamenti

parametro di rigidezza	valore
K effettiva	8742 N/rad
K verticale forcellone	1291 N/mm
K laterale forcellone	382 N/mm
K verticale ruota	470 N/mm
K laterale ruota	163 N/mm

**Tabella 5.7:** Rigidezze del telaio tridimensionale

La diminuzione delle rigidezze rispetto al caso bidimensionale può essere dovuto a una modellazione più realistica delle giunzioni tra elementi: questo modello non considera il giunti tra i tubi come elementi rigidi, bensì flessibili, come nel caso reale

## **5.7 VERIFICHE STRUTTURALI CON IL METODO FEM**

Lo scopo delle analisi FEM fin qui svolte è stato quello di valutare esclusivamente le caratteristiche di rigidezza del telaio definitivo; ora è necessario valutare se il telaio è effettivamente in grado di reggere agli sforzi generati durante il moto del veicolo. Si è deciso di eseguire tre prove in particolare, corrispondenti ai casi in cui la struttura è maggiormente sollecitata: verrà eseguita una prova per valutare gli stress generati durante la fase di massima accelerazione, una per valutare il comportamento della struttura in staccata ed infine una per valutare gli stress durante una curva molto impegnativa.

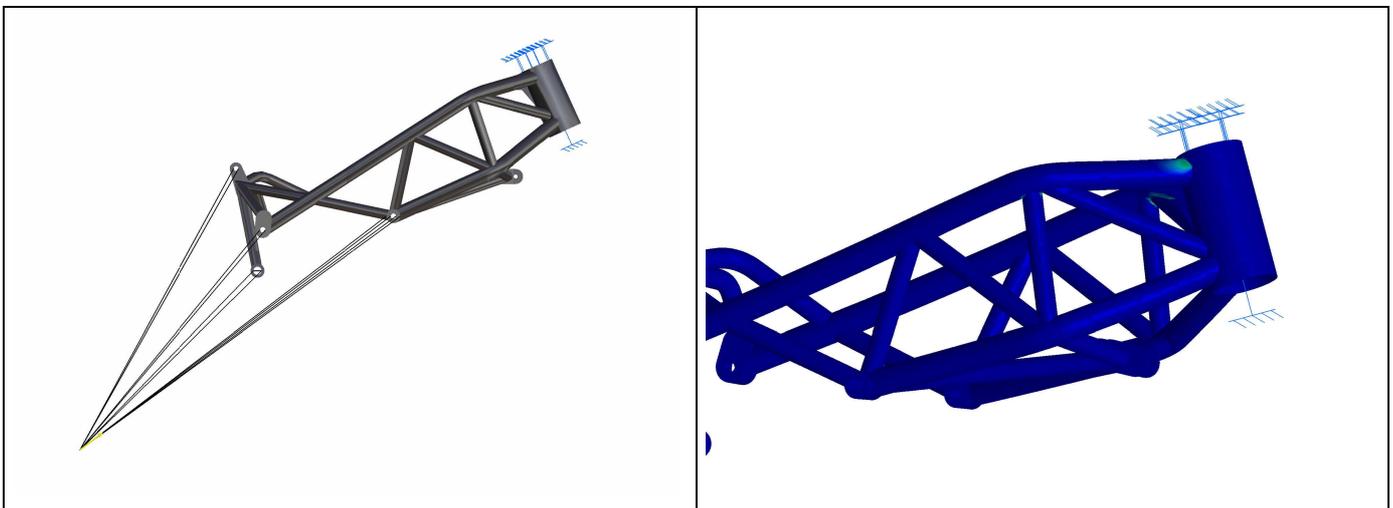
### **5.7.1 PROVA A FLESSIONE VERTICALE, MOTOCICLO IN ACCELERAZIONE MASSIMA**

Questa prova considera la moto in una fase di accelerazione massima, durante la quale tutto il peso del veicolo e del pilota grava sulla ruota posteriore. Durante questa fase sul punto ruota agiscono sia la forza verticale dovuta al peso del veicolo, sia la forza longitudinale di trazione. Affinché il veicolo possa subire la massima accelerazione senza subire un eccessivo sollevamento della ruota anteriore (wheeling) che causerebbe un ribaltamento all'indietro del veicolo, la risultante delle due forze deve passare per il baricentro. Il modello utilizzato per lo svolgimento di questa prova considera il canotto vincolato e la forza peso applicata al punto ruota di entità pari a :

$$m \times g \times c_s = 290 \times 9.8 \times 2 = 5684 \approx 6000N$$

dove il coefficiente  $C_s$  ha la funzione di garantire un abbondante margine di sicurezza. Il valore così calcolato è evidentemente sopravvalutato: sul canotto, in queste condizioni grava solo il peso dell'avantreno, senza la componente flettente generata in un tale sistema di carico.

La forza di trazione applicata allo stesso punto di contatto è tale da garantire che la risultante passi per il baricentro del sistema complessivo, garantendo, anche in questo caso, che la sollecitazione imposta rappresenti il caso più gravoso



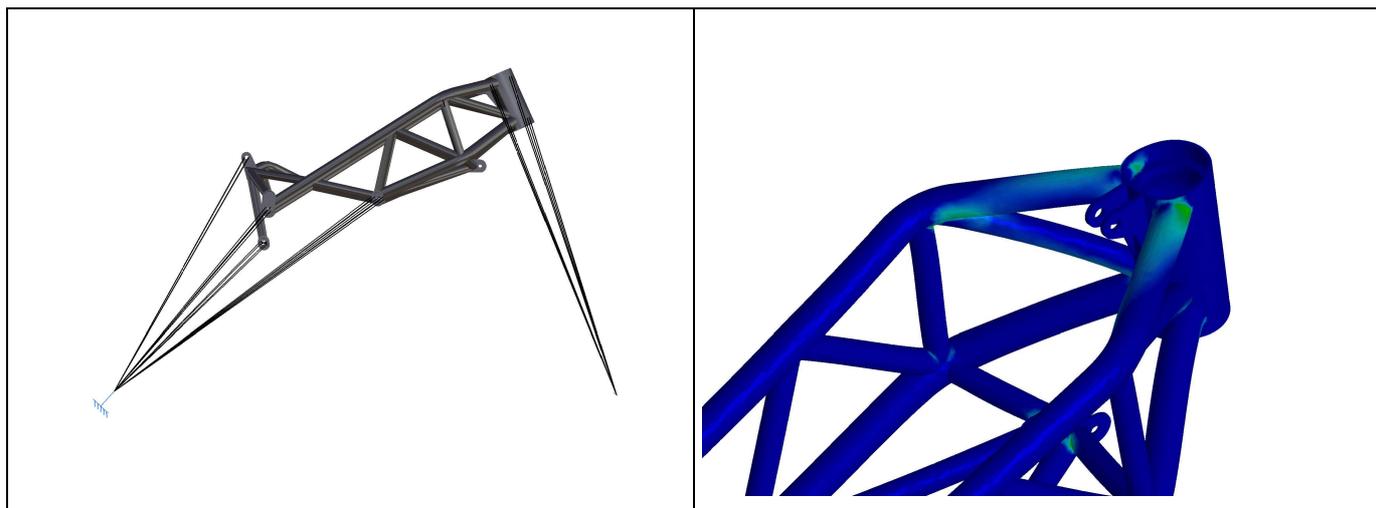
**Figura 5.29:** Veicolo in accelerazione massima

Nella figura sono riportate in blu le zone in cui gli sforzi calcolati attraverso il criterio di Von Mises sono minori di 50 N/mm. I punti critici di questa struttura sono localizzati in corrispondenza dell'unione dei longheroni superiore al canotto (90 N/mm) e nell'unione tra gli elementi diagonali anteriori e quelli verticali (175 N/mm). Nonostante nel modello non sia stato riportato l'apporto di materiale dovuto alle saldature, che distribuisce comunque tali sollecitazioni

riducendo di molto la loro concentrazione, i valori di tensione calcolati sono comunque limitati rispetto al limite di snervamento del materiale (420 N/mm).

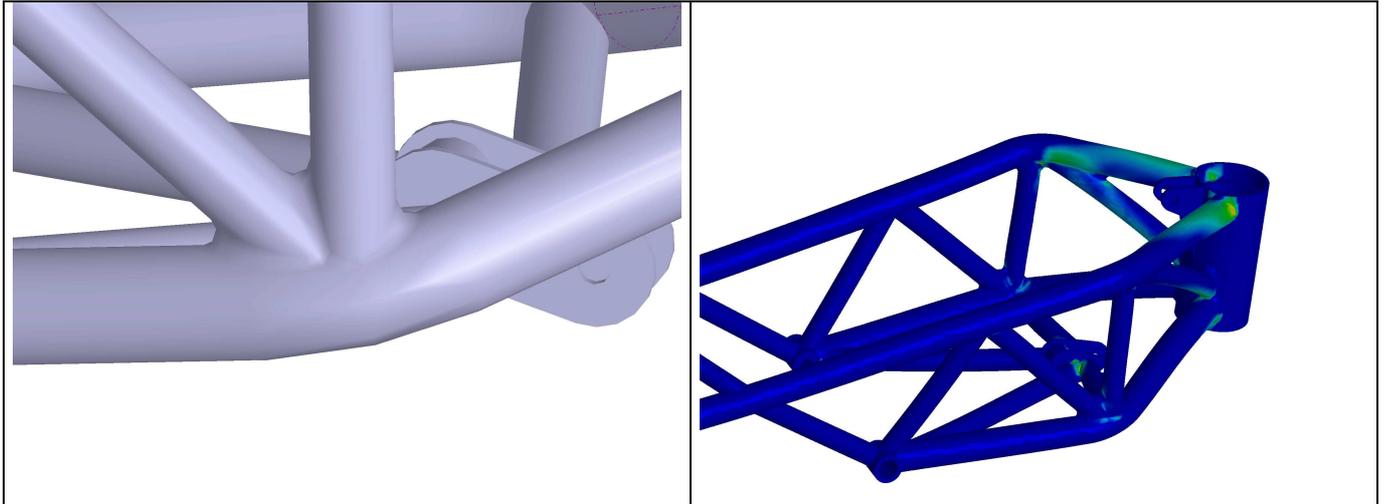
### 5.7.2 PROVA A FLESSIONE VERTICALE, MOTO IN DECELERAZIONE MASSIMA

Questa prova considera i carichi agenti sul telaio durante la fase di massima decelerazione. In questa condizione, tutto il peso della moto grava sulla ruota anteriore; la decelerazione massima può considerarsi limitata dalla condizione di non ribaltamento: se eccessiva, la risultante delle forze al punto ruota risulta più orizzontale della retta passante per questo punto e il baricentro, generando un momento che capovolge il veicolo. La forza peso scelta per questa prova è pari a quella precedente (6000 N), applicata al punto di contatto anteriore, mentre un incastro vincola il motore.



**Figura 5.30:** Veicolo in massima decelerazione

Da questa analisi emerge che vi sono diversi punti in cui le tensioni raggiungono valori critici: dove il colore tende a gradazioni più calde, lo stress di Von Mises assume valori tra i 50 N/mm e i 290 N/mm. Questo valore è eccessivo, paragonato al limite di scostamento dalla proporzionale del materiale (420 N/mm). Prima di provvedere a modificare gli spessori degli elementi, si vogliono introdurre nel modello i cordoni di saldatura, con la convinzione che tali tensioni siano dovute a effetti di concentrazione in corrispondenza degli spigoli.



**Figura 5.31:** Modellazione dei cordoni di saldatura

La figura mostra le zone in cui lo stress di Von Mises supera il valore di 50 N/mm. Nei punti di massima tensione il valore dello stress raggiunge circa i 140 N/mm, che rappresenta meno di un terzo del limite elastico del materiale (420 N/mm). Si ritiene pertanto che la struttura superi i requisiti di robustezza, anche in caso di sollecitazioni così estreme.

### **5.7.3 PROVA A FLESSIONE VERTICALE: MOTO IN ROLLIO MASSIMO**

Questa prova considera la moto durante la percorrenza di una curva; in questa situazione, sul baricentro complessivo del veicolo agiscono sia la forza peso che la forza centrifuga; inoltre, per permettere l'equilibrio del veicolo, il rollio della moto garantisce che la loro risultante sia diretta all'incirca lungo il piano di simmetria della moto. Questa è bilanciata dalle reazioni delle ruote, le cui entità dipendono dalla posizione del baricentro. Nella realtà, si preferisce posizionare una cerniera diretta lungo la direzione laterale nel baricentro della moto, e sollecitare una delle due ruote (o il rispettivo perno) con una forza verticale di entità sufficiente, mentre un carrello previene lo spostamento verticale dell'altra. Dal momento che non è molto semplice creare una cerniera abbastanza robusta in corrispondenza del baricentro, molte case europee preferiscono applicare tale vincolo sul perno del forcellone. Anche in questo caso si è deciso di procedere in questo modo.

Il telaio è quindi vincolato tramite cerniera al perno forcellone, un carrello garantisce la reazione sulla ruota anteriore che sollecita il canotto di sterzo, mentre una forza verticale pari a quella agente sulla ruota posteriore viene applicata al punto ruota. Come in tutte le prove precedenti, le sospensioni e il motore sono schematizzate tramite elementi rigidi.

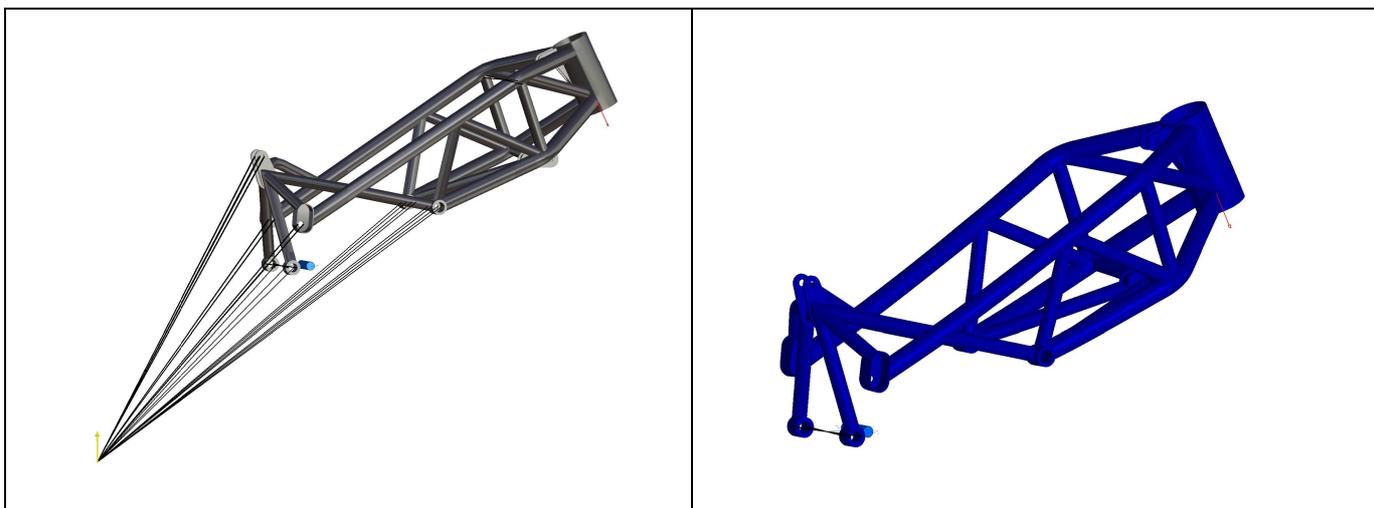
L'entità della forza è calcolata considerando la reazione agente sulla ruota posteriore, dovuta al peso complessivo e alla forza centrifuga; per sicurezza, si considera un sistema complessivo in grado di mantenere l'equilibrio per un angolo di piega di  $60^\circ$

$$F_{POST} = \sqrt{F_{PESO}^2 + F_{CENTR}^2} \times \frac{(p-b)}{p} =$$

$$\sqrt{(M_{TOT} \times g)^2 + (M_{TOT} \times g \times \tan(60^\circ))^2} \times 0.507 =$$

$$2 \times 290 \times 9.8 \times 0.507 = 2981N \approx 3000N$$

Tale forza verrà amplificata di un coefficiente pari a 2, in favore di sicurezza, pertanto, la forza utilizzata durante le prove è pari a 6000 N



**Figura 5.32:** Veicolo in massima piega

Anche in questo caso, il colore blu rappresenta zone dove lo sforzo di Von Mises è minore di 50 N/mm.



## Capitolo 6

# PROGETTAZIONE DEL PROTOTIPO

### 6.1 INTRODUZIONE

Nei precedenti capitoli sono state trattate le metodologie che hanno permesso di definire le caratteristiche dimensionali e funzionali della maggior parte degli elementi componenti il veicolo. I risultati dell'applicazione di tali tecniche, definiscono la maggior parte degli aspetti riguardanti dimensioni, schemi cinematici, caratteristiche inerziali del veicolo. Per poter procedere nella realizzazione del prototipo fisico, a questo punto è necessario progettare tutti i singoli elementi componenti i sottosistemi del motociclo.

In questo capitolo il veicolo verrà quindi analizzato e disegnato in ogni suo particolare, al fine di realizzare un modello CAD tridimensionale che corrisponda esattamente al prototipo fisico che si vuole realizzare.

Giacché molti degli elementi che andranno a comporre il motociclo verranno realizzati attraverso tecnologie CAM, lo scopo del modello è anche quello di fornire le informazioni necessarie a definire le lavorazioni: nella progettazione di ogni elemento, quindi, è necessario tenere in considerazione problematiche quali la descrizione particolareggiata di ogni dettaglio (smussi, raccordi, superfici) e la semplicità dei processi di lavorazione.

Nei precedenti capitoli gli strumenti maggiormente utilizzati consistevano in codici numerici tali da permettere l'analisi funzionale del veicolo; in questo capitolo, gli strumenti maggiormente utilizzati includeranno software CAD-CAE e strumenti CAM. Al fine di agevolare la realizzazione del prototipo fisico, una delle tecniche maggiormente utilizzata in questo capitolo consisterà nel Digital MockUp, ovvero, nella prototipazione virtuale. Il modello tridimensionale verrà realizzato tramite CAD; l'analisi FEM, successivamente, permetterà di verificare la resistenza di ogni singola parte, infine, l'assemblabilità del modello, la mobilità di tutti i cinematismi impiegati e la non interferenza tra gli elementi verranno analizzate grazie a strumenti di analisi DMU, con particolare riferimento alle analisi cinematiche e di ingombro spaziale. Si vogliono così ridurre i costi derivanti da eventuali modifiche necessarie sul prototipo fisico e i tempi necessari alla realizzazione di un prototipo funzionante.

## **6.2 ELEMENTI DI COLLEGAMENTO TRA MOTORE E RETROTRENO**

### **6.2.1 INTRODUZIONE**

La configurazione del quadrilatero posteriore più adatta al veicolo oggetto dello studio è stata analizzata nel terzo capitolo. Durante tale trattazione è emerso che la posizione ritenuta più conveniente per i due perni a telaio del forcellone è quella indicata in figura (3.16). Tali perni sono posizionati lateralmente rispetto al propulsore, pertanto, essi non possono essere realizzati da due elementi unici come nella pratica più diffusa, bensì è necessario concepire perni separati per la parte destra e la parte sinistra. La soluzione accennata nel capitolo 5 consiste nell'impiegare due piastre, solidali al motore e ad esso vincolate tramite perni passanti per i preesistenti fori elencati nella tabella (2.1). In questo modo si ottiene una struttura a motore portante, attraverso il quale si trasmette la maggior parte delle sollecitazioni agenti tra retrotreno e telaio principale. Data l'elevata entità di tali sforzi, nel capitolo 5 è stata accennata la possibilità di prevedere un ulteriore collegamento tra la parte superiore di queste piastre e il telaio, così da contribuire alla trasmissione degli sforzi. Le piastre, pertanto, presenteranno dimensioni generose, essendo vincolate al motore attraverso i fori presenti nella parte inferiore di questo, e al telaio nella loro parte superiore.

La necessità di posizionare i perni lateralmente rispetto al motore, dovuta alla scelta di arretrare lo stesso, crea un problema non indifferente: due perni distinti, come quelli appena descritti, presentano delle cedevolezza a flessione molto maggiori rispetto ad un perno continuo. Tali flessibilità, oltre ad influire sulla rigidità complessiva del veicolo, possono generare un disallineamento eccessivo tra gli assi delle coppie cinematiche destre e sinistre, che potrebbe pregiudicare il movimento della sospensione posteriore.

Al fine di limitare questo svantaggio, si procederà in due direzioni distinte. In primis, si cercherà di dimensionare generosamente i suddetti perni, analizzando le diverse soluzioni costruttive così da garantire elevate rigidità. In secondo luogo, si provvederà a dotare i due forcelloni di un supporto rigido che colleghi la parte destra con la parte sinistra, in modo da limitare le deformazioni flessionali laterali agenti sui perni.

Questa scelta costruttiva implicherà una complicazione nell'assemblaggio della moto: se i due forcelloni sono realizzati in pezzo unico, non sarà più possibile assemblare il forcellone

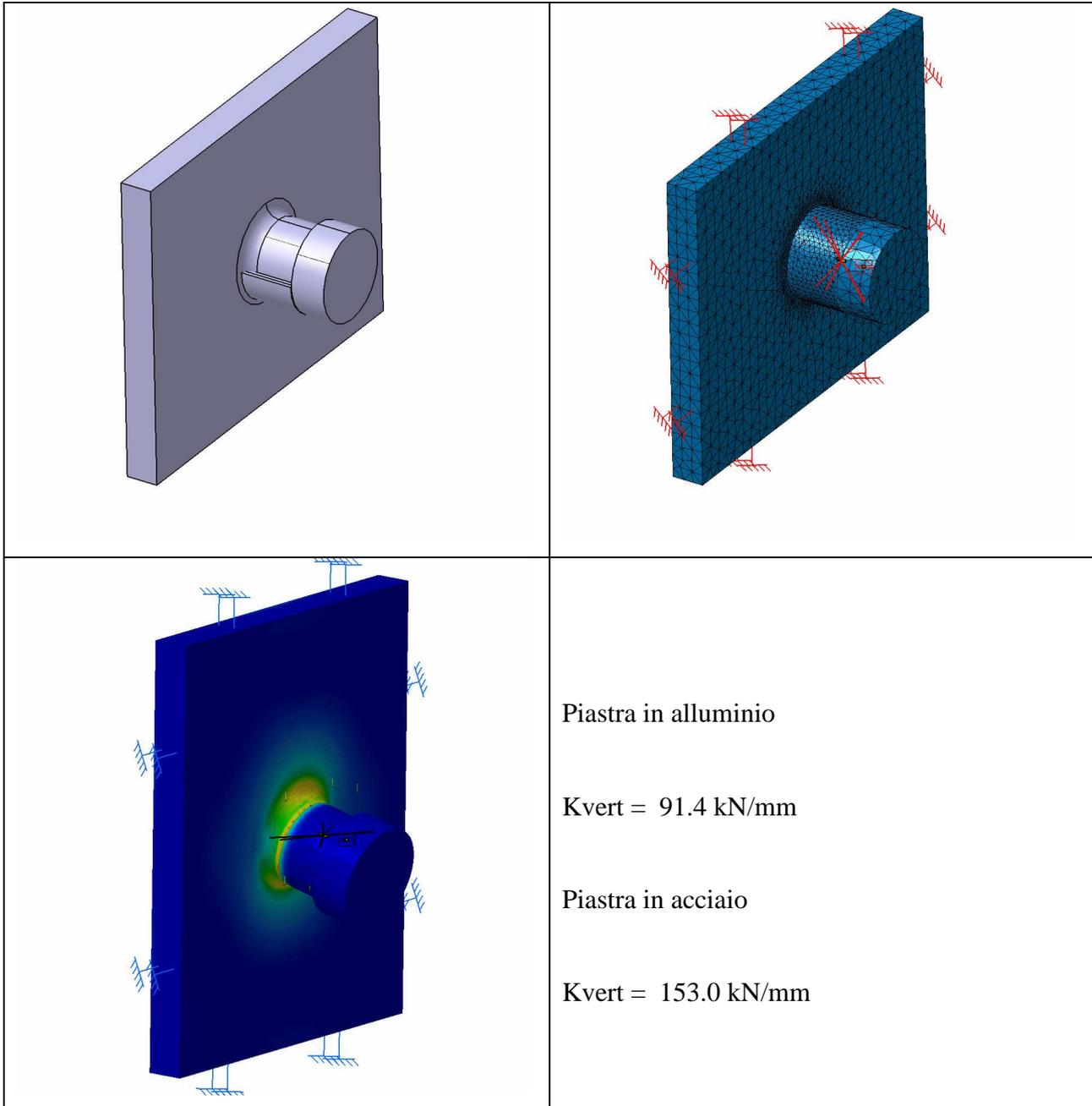
direttamente sulle piastre montate sul motore, bensì sarà necessario assemblare prima l'intero gruppo forcellone (forcelloni, perni, cuscinetti e piastre) e in seguito fissare le piastre al motore.

### **6.2.2 PERNI DEL FORCELLONE**

Prima di procedere alla definizione dei profili delle due piastre, è necessario esaminare alcune considerazioni sulla realizzazione dei perni. A causa delle dimensioni generose delle piastre, si preferisce evitare l'impiego dell'acciaio per la loro realizzazione, indirizzando la scelta verso leghe leggere quali l'ergal. La soluzione più immediata consiste nel realizzare i perni in rilievo, per montarvi direttamente i cuscinetti dei forcelloni. Al fine di evitare lo sfilamento dei cuscinetti, è necessario prevedere un collegamento filettato nell'estremità libera. Questa scelta, oltre a rendere più complicata la realizzazione a causa degli smussi alla base necessari ad evitare concentrazioni delle tensioni, potrebbe non rivelarsi la più rigida, poiché un perno a sbalzo in lega d'alluminio non garantisce buone rigidità. Per poter individuare quale sia la soluzione costruttiva che garantisce la maggior rigidità dei perni, sono state condotte alcune analisi FEM. Tali analisi riguardano esclusivamente la rigidità dei perni, pertanto, le piastre sono state modellizzate tramite parallelepipedi di spessore confrontabile con quello della piastra destra (15 mm); sempre per lo stesso motivo, i vincoli sono stati realizzati tramite incastri applicati alle facce laterali della piastra. Per simulare il collegamento tra il perno, il cuscinetto e l'attacco del forcellone, sono state utilizzate connessioni a contatto, le quali permettono il distacco tra le superfici, ma non la compenetrazione, permettendo così una deformazione più realistica del cuscinetto e dell'attacco. In tutte le successive prove, la mesh utilizzata ha dimensione globale pari a 5 mm, ridotta ad 1 mm in prossimità della base del perno; una sagitta locale pari a 0,5 mm rappresenta il valore di scostamento massimo tra la mesh e il modello geometrico.

Per valutare quali siano le configurazioni più rigide, verranno confrontate tra loro le rigidità a flessione verticale, calcolate nel caso di forza applicata alla superficie esterna dell'attacco del forcellone. Il valore di tale forza, pari a 10 kN, è stato scelto arbitrariamente: lo scopo di tali analisi consiste nell'individuare la soluzione più rigida, inoltre, le analisi condotte sono di tipo lineare (deformazioni direttamente proporzionali ai carichi)

La figura seguente mostra il caso di analisi di questa soluzione; a titolo di confronto, è stata condotta un analisi della stessa soluzione realizzata in acciaio.



**Figura 6.1:** Analisi di rigidità dei perni

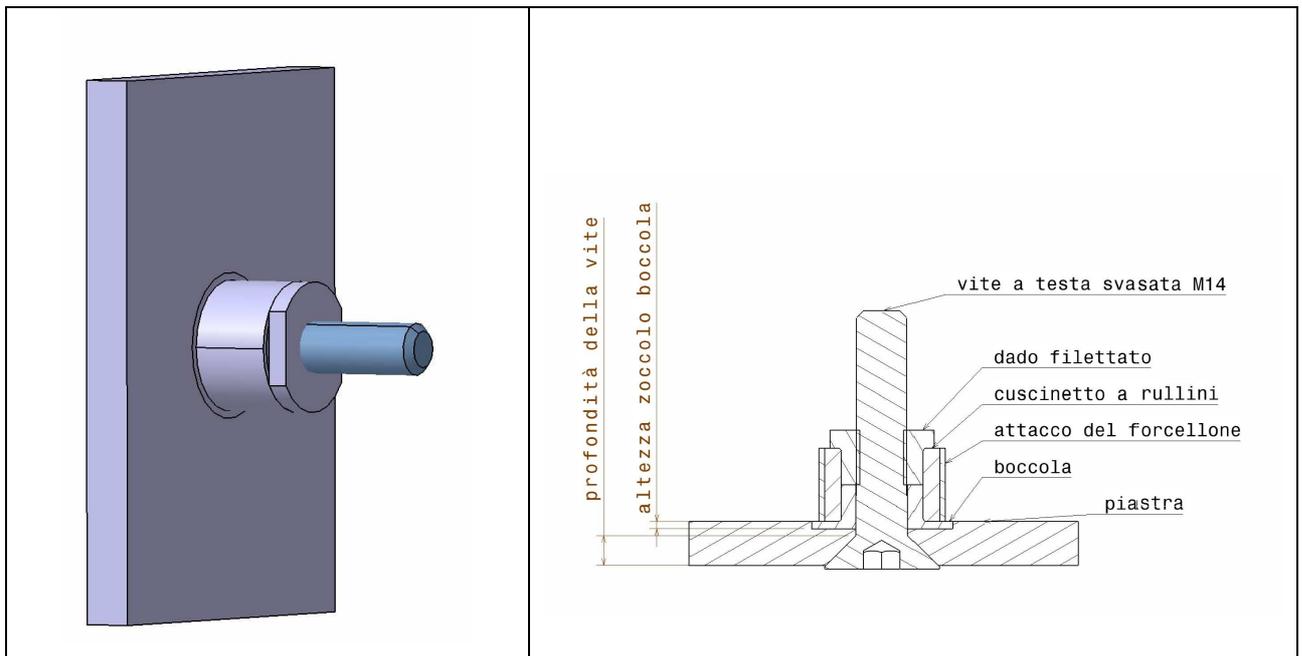
Un'altra soluzione presa in considerazione consiste nell'impiego di bullonature in grado di collegare il perno alla piastra; grazie alle elevate coppie di serraggio applicabili, si pensa che questa soluzione possa garantire rigidità maggiori. Questa soluzione presenta anche altri vantaggi: permette di realizzare i perni in acciaio (eventualmente impiegando bullonature esistenti ad elevata classe di resistenza), pur consentendo di realizzare le piastre in lega leggera;

semplifica notevolmente la lavorazione della piastra, poiché elimina i rilievi cilindrici; infine, semplifica molto l'assemblaggio poiché permette di smontare il perno svitando la bullonatura.

Tra gli svantaggi introdotti da questa soluzione vi è la necessità di incassare la testa del bullone all'interno della piastra, a causa degli elevati problemi di ingombro generati dalla presenza del motore, oltre alla necessità di creare delle boccole con finitura superficiale adeguata su cui i gusci a rullini possano scorrere. L'impiego di viti a testa cilindrica o svasata permette di risolvere agevolmente il primo problema, quanto alle boccole necessarie ai cuscinetti, sono facilmente realizzabili mediante tornitura.

Anche in questo caso ci si è avvalsi di analisi FEM per individuare quali soluzioni garantissero le maggiori rigidità; in particolare, oltre a permettere il confronto di questa soluzione con quella esposta precedentemente, lo scopo delle analisi è anche quello di analizzare la soluzione per diversi valori di alcuni parametri costruttivi, di seguito descritti.

La soluzione costruttiva è riportata nella seguente figura.



**Figura 6.2:** Soluzione proposta

Come si può notare dalla figura, l'utilizzo della vite a testa svasata provoca un notevole indebolimento della piastra nella zona prossima al foro, pertanto, durante le analisi questa quota è stata variata da un minimo dettato dalla presenza del motore, ad un massimo corrispondente alla vite completamente incassata nella piastra. Un altro parametro variabile nelle analisi è l'altezza

della base di appoggio della boccola a contatto con la piastra: sebbene una prima soluzione non prevedesse questo rinforzo, si è voluto indagare su eventuali benefici ottenibili. Un'ultima analisi ha permesso di individuare quale valore del precarico ottenuto dal serraggio della vite garantisca le maggiori rigidità. Le analisi, i cui risultati sono esposti nelle seguenti tabelle (6.1-6.3), hanno evidenziato le seguenti caratteristiche:

- la soluzione appena descritta è notevolmente più rigida della soluzione precedentemente esposta
- la soluzione più rigida prevede una boccola non filettata, sulla quale quindi agisce tutto il precarico ottenuto attraverso il serraggio del dado sulla vite M14
- nonostante l'indebolimento, in presenza di precarico, la soluzione più rigida prevede il totale incassamento della vite sulla piastra.

Tutte le analisi prevedono le stesse condizioni di vincolo e di carico della prova precedente; le connessioni tra piastra e vite e tra dado e boccola sono connessioni a contatto, mentre tra la vite e il dado agisce una connessione a bullonatura simulata, la quale garantisce la presenza di una forza di serraggio (pari al precarico) tra i due elementi.

#### *RIGIDENZE VERTICALI AL VARIARE DELL'INCASSAMENTO DELLA VITE*

Le prime analisi condotte prevedevano di variare esclusivamente la posizione della vite, da una sporgenza di circa 4 mm fino al totale inserimento di questa nella piastra. Il precarico e l'altezza della base della boccola scelti per questa prova, coincidono con i valori centrali degli intervalli previsti per le prossime prove (45 kN e 3 mm).

profondità (mm)	sporgenza (mm)	Kvert (kN/mm)
5	4,3	438,5964912
7	2,3	471,6981132
9	0,3	498,3388704

**Tabella 6.1:** Rigidezza al variare della posizione della vite

Come accennato, la soluzione più rigida sembra essere quella che prevede una vite completamente incassata, nonostante l'indebolimento causato sulla piastra; si ritiene che un tale irrigidimento possa essere motivato dall'elevato stato di stress imposto sulla piastra dalla forma

conica della vite sottoposta a precarico, alla maggior superficie di contatto tra testa della vite e piastra e alla maggior rigidità dell'acciaio rispetto all'ergal delle piastre.

### *RIGIDENZE VERTICALI AL VARIARE DELL'ALTEZZA DELLO ZOCCOLO DELLA BOCCOLA*

Dopo aver scelto una soluzione a vite completamente incassata, si vuole verificare se la presenza dello zoccolo alla base della boccola possa presentare dei vantaggi. Anche in questo caso, il precarico scelto corrisponde a 45 kN.

altezza zoccolo (mm)	Kvert (kN/mm)
0	98,0
0,5	137,6
1	179,2
2	232,9
3	224,6
4	218,3
5	178,4

**Tabella 6.2:** Rigidezza al variare della base della boccola

È interessante notare come la soluzione più rigida non corrisponda ad un estremo dell'intervallo scelto, il che potrebbe portare a pensare di essere in presenza di un ottimo locale. La soluzione migliore, in questo caso, prevede di adottare un irrobustimento, ma di limitarne l'altezza a 2 mm.

### *RIGIDENZE VERTICALI AL VARIARE DEL PRECARICO DELLA VITE*

Le precedenti analisi hanno permesso di definire i due parametri visibili nella figura (6.2); nella prossima analisi verrà variato il precarico imposto alla vite. Prima di esporre i risultati, è necessario precisare che le prove non tengono in considerazione di quale sia il valore del precarico adatto per un tale tipo di vite, bensì considerano solo quale valore garantisce le maggiori rigidità.

precarico (kN)	coppia (kNm)	Kvert (kN/mm)
30	80,2	219,3
45	120,2	224,6
60	160,3	228,0

**Tabella 6.3:** Rigidezza al variare del precarico

Com'era prevedibile, più il precarico è elevato, maggiore è la rigidità dell'assemblaggio, anche se l'influenza su questa è modesta. Un precarico elevato, tuttavia, rischia di avvicinare la vite al limite di snervamento, che, se raggiunto, annullerebbe ogni beneficio introdotto. Un precarico scarso, al contrario, rischia di provocare il distacco degli elementi anche in presenza di carichi modesti.

Nel caso di viti appartenenti alla classe 10.9, il valore massimo del precarico corrispondente allo scostamento dalla proporzionalità è pari a circa 94 kN. Si ritiene che un valore pari al 50% del limite massimo possa garantire i migliori margini di sicurezza, pertanto, le viti verranno serrate con una coppia pari a 120 kNm

### *SOLUZIONE DEFINITIVA*

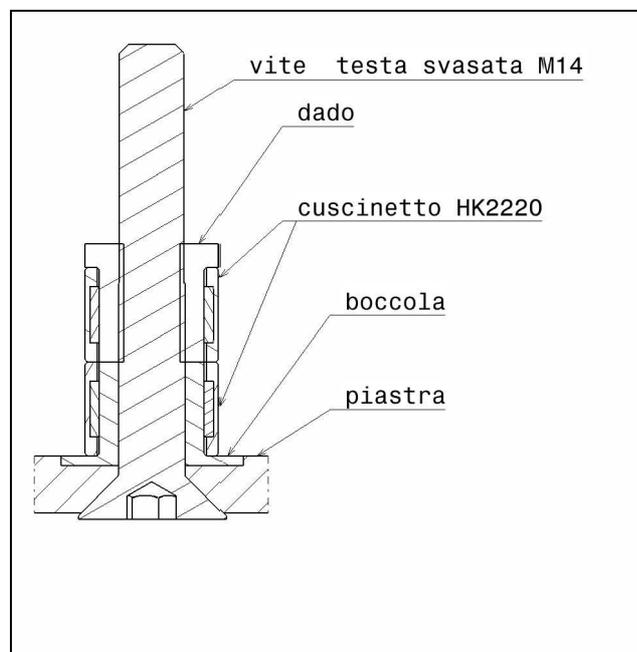
Gli studi appena esposti avevano il solo scopo di individuare quale fosse la soluzione costruttiva più rigida. Per poter applicare tale disegno al prototipo definitivo, è necessario considerare le reali dimensioni degli attacchi del forcellone. Come verrà esposto nei prossimi paragrafi, si è deciso di realizzare le due parti del forcellone utilizzando profili tubolari. Nel caso del forcellone inferiore, gli attacchi al telaio saranno collegati a quelli in corrispondenza della piastra alla ruota tramite un profilo tubolare presentante diametro esterno pari a 34 mm; ne consegue che la lunghezza di ciascun attacco dovrà essere superiore a questa misura, così da permettere la realizzazione dei cordoni di saldatura.

Un altro limite alle dimensioni è dettato dalla necessità di utilizzare cuscinetti a rotolamento già reperibili in commercio. Tra le tipologie di elementi volventi considerate nella progettazione, le configurazioni più interessanti coincidono con i cuscinetti e i gusci a rullini. Questi elementi, oltre a garantire ingombri radiali molto più ridotti rispetto all'impiego di sfere e rulli, sono anche in grado di sopportare maggiori carichi radiali; presentano inoltre rigidità molto elevate (il che li rende particolarmente adatti a questa applicazione). La differenza tra le due tipologie consiste nella presenza o meno dell'anello interno: il guscio, a differenza del cuscinetto, necessita di essere montato su una superficie sufficientemente liscia, poiché in questa applicazione i rulli scorrono direttamente su di essa. La trattazione svolta nei precedenti paragrafi ha fatto emergere la convenienza di realizzare le due parti del perno in pezzi separati dalla piastra, ovviamente mediante tornitura, il che rende possibile una lavorazione delle superfici sufficientemente precisa.

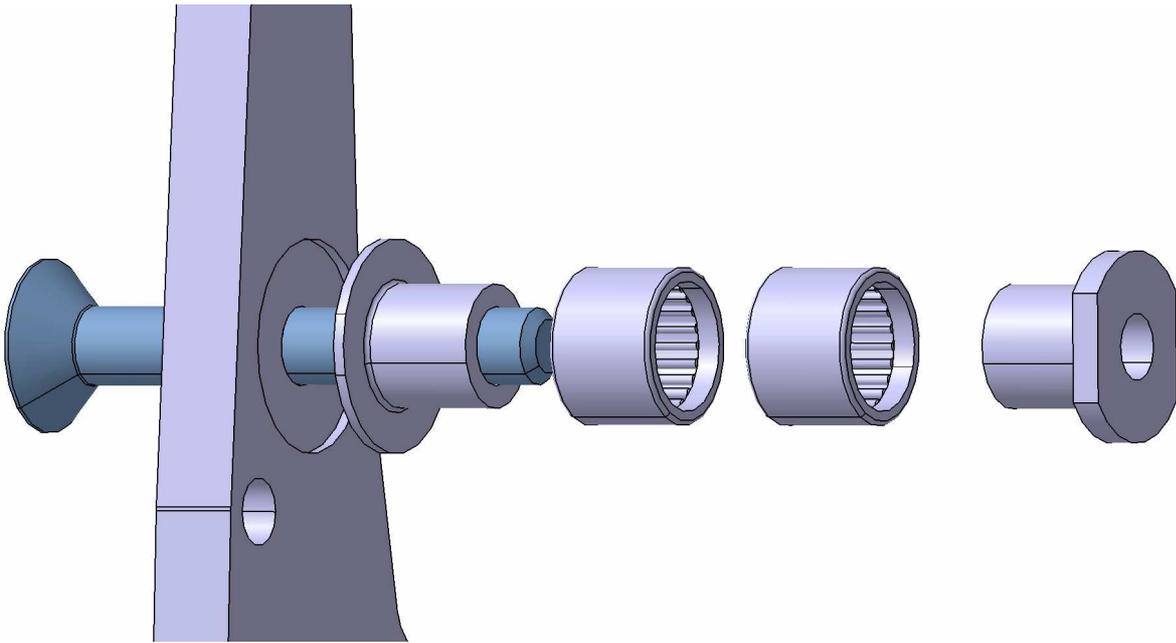
La scelta definitiva, pertanto, ricade nell'utilizzo di gusci a rullini, calettati mediante interferenza all'interno degli attacchi del forcellone, e in grado di scorrere sulla superficie esterna della boccia e del dado precedentemente descritti. Per non realizzare bocce e dadi troppo sottili, la scelta dei cuscinetti è ricaduta sulla tipologia SKF HK2220: il montaggio in coppia di questi elementi permette di raggiungere una larghezza complessiva di 40 mm, misura ottimale per gli attacchi del forcellone.

La figura (6.3) mostra la sezione dell'assemblaggio definitivo, mentre la (6.4) riporta l'esploso della soluzione adottata.

La trattazione fin qui esposta è stata riferita alle dimensioni degli elementi tubolari componenti il forcellone inferiore. Come verrà descritto prossimamente, la parte superiore del forcellone è realizzato tramite elementi di diametro più contenuto (25 mm); in questo caso, è possibile prevedere attacchi di dimensione minore e quindi anche la scelta dei cuscinetti potrebbe essere rivista. Ad ogni modo, per semplicità di realizzazione, si è deciso di utilizzare soluzioni uguali per entrambi gli elementi, pertanto l'assemblaggio appena descritto sarà applicato a tutti gli otto attacchi del forcellone.



**Figura 6.3:** Sezione della soluzione definitiva

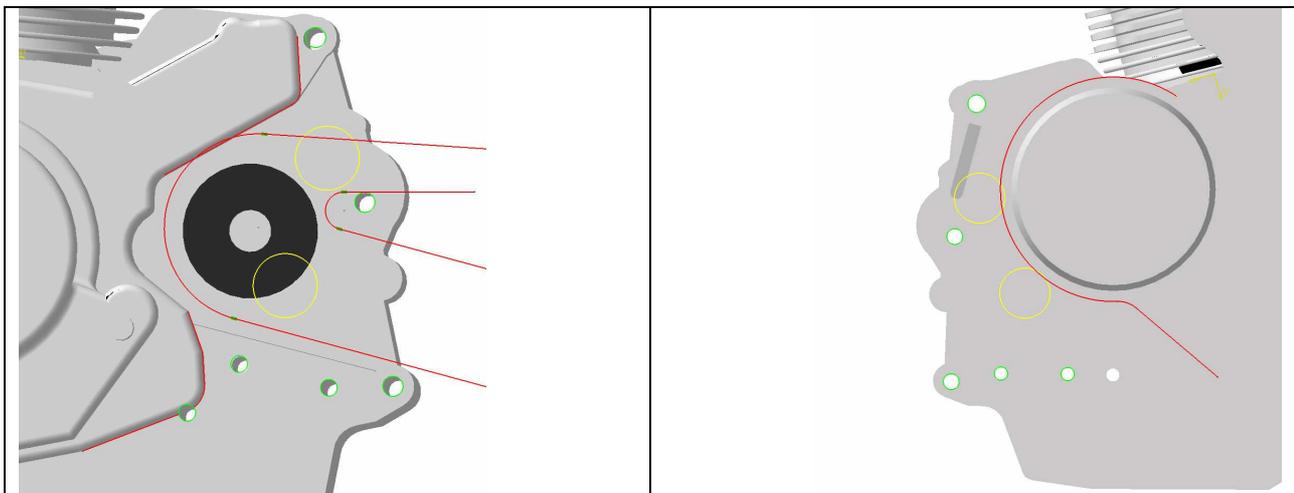


**Figura 6.4:** Esploso della soluzione definitiva

### 6.2.3 PIASTRE

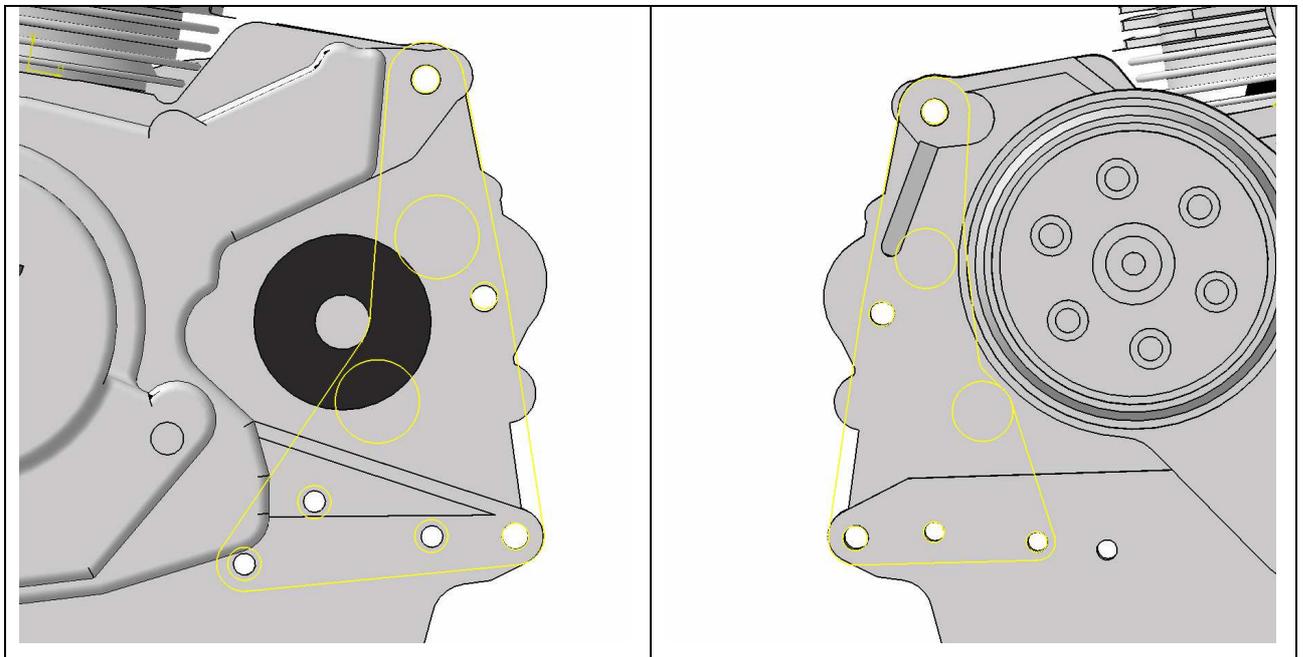
Una volta esaminata quale può essere la scelta costruttiva più adatta per la realizzazione dei perni, è possibile procedere al disegno delle due piastre.

La figura successiva mostra la posizione degli attacchi (verde), quella dei perni (giallo), l'ingombro necessario alla catena e quello delle parti del propulsore che limitano l'ampiezza di tali piastre (rosso).



**Figura 6.5:** Ingombri del motore e posizione dei perni

Dalle figure emergono alcune problematiche relative agli ingombri: la piastra destra è limitata esclusivamente dal coperchio della frizione, pertanto non presenta particolari problemi di costruzione, e la forma migliore risulta definita dalla posizione di perni e attacchi. Il disegno della piastra sinistra invece, a causa della catena e delle parti in rilievo del motore, risulta più complicato; l'unica soluzione possibile sembra essere quella di realizzare una piastra più spessa, sagomata in modo da non interferire con il motore e sulla cui parte interna verrà ricavata una tasca per lo scorrimento della catena. Tale piastra sarà realizzata di uno spessore tale da garantire la stessa rigidità dei perni anche in presenza del profilo necessario alla catena. Le figure successive mostrano i due profili ritenuti più adatti per le piastre.



**Figura 6.6:** Profili delle piastre

### *PIASTRA DESTRA*

La piastra destra non presenta particolari problemi di interferenza con il propulsore, pertanto il profilo riportato in figura (6.6) è sufficiente a descriverne la forma. La piastra pertanto è definita da un'estrusione di tale profilo, sulla quale verranno ricavate le tasche necessarie all'alloggiamento dei perni e degli attacchi del motore. La scelta dello spessore di questa piastra è

stata fatta in base a considerazioni di rigidità e robustezza, elaborate sulla base di analisi FEM, che non verranno riportate per motivi di sintesi.

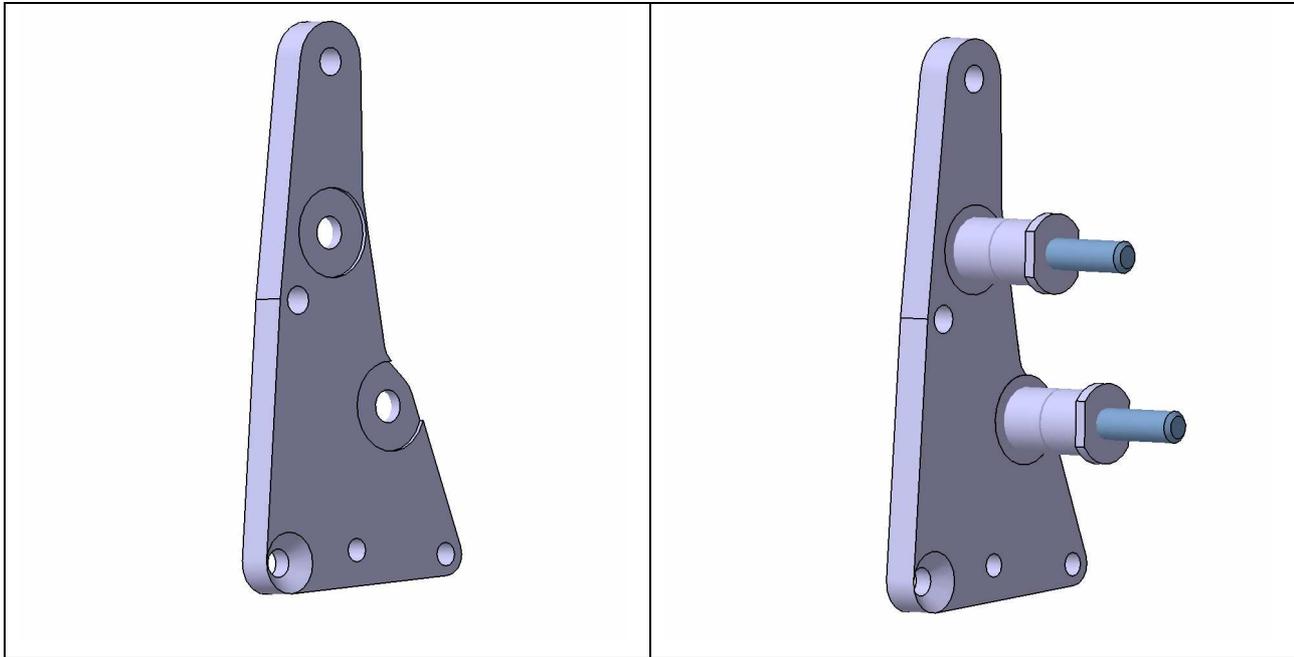


Figura 6.7: Piastra destra

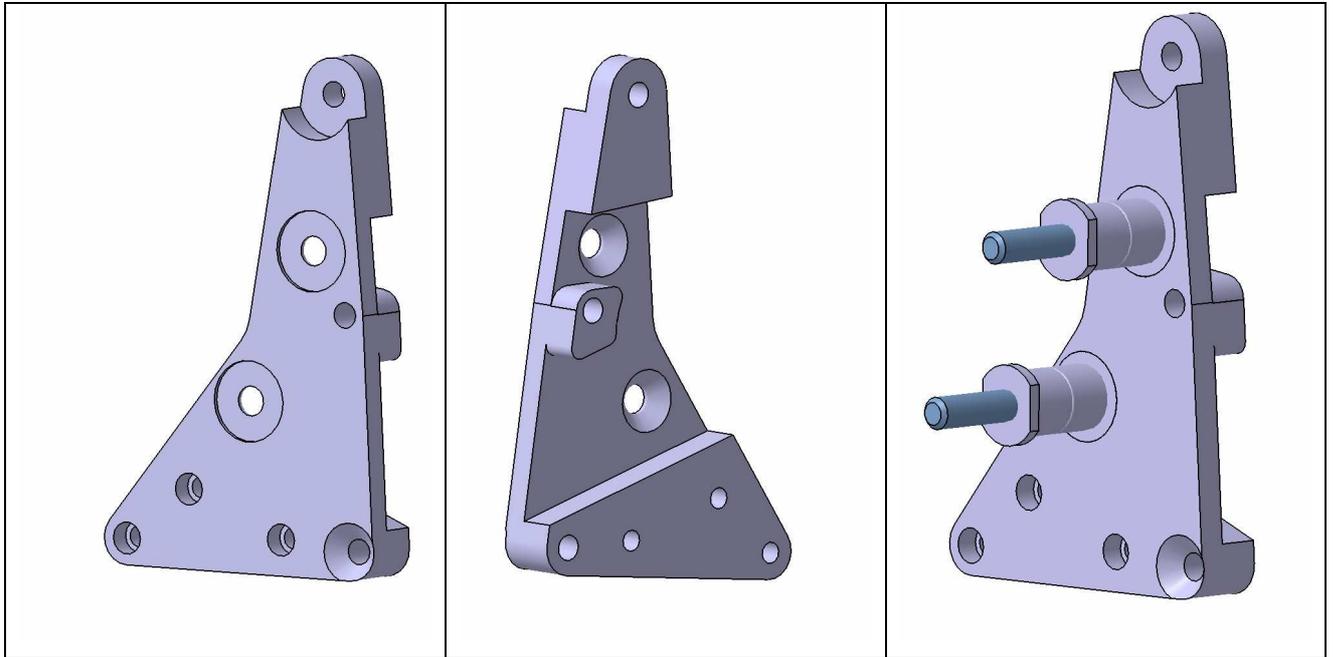
### *PIASTRA SINISTRA*

La presenza della catena complica notevolmente il disegno della piastra sinistra: in questo caso non è sufficiente prevedere un'estrusione di 15 mm del profilo indicato in figura, poiché la catena necessita di una tasca che occupa uno spessore maggiore.

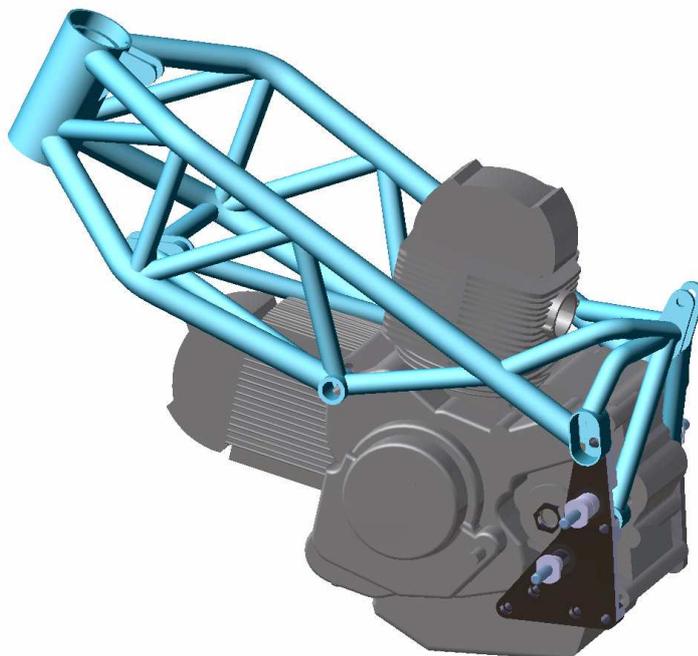
Per determinare l'altezza totale di estrusione più opportuna, ci si è avvalsi di analisi FEM, così da stimare la rigidità dell'assieme. La profondità della tasca (pari a 18 mm) è definita dagli ingombri della catena e del pignone; il profilo di questa è determinato dalla catena, la quale deve avere lo spazio sufficiente per vibrare senza urtare la piastra.

Una volta definite le dimensioni della tasca, è possibile eseguire alcune analisi di rigidità al variare dello spessore totale di estrusione, per individuare quale valore garantisca le stesse deformazioni dei perni della piastra destra, così da avere un comportamento a flessione simmetrico tra le due piastre. Lo spessore che meglio approssima il comportamento a flessione verticale e longitudinale della piastra destra è pari a circa 30 mm, che corrisponde ad uno spessore di 12 mm in corrispondenza della tasca. Successivamente, la piastra viene dotata degli alloggiamenti per i perni e per gli attacchi del motore, oltre che di un'ulteriore tasca necessaria

all'alloggiamento dell'attacco del telaio: essendo quest'ultimo simmetrico, la distanza tra telaio e motore è pari a quella prevista per la piastra destra.



**Figura 6.8:** Piastra sinistra



**Figura 6.9:** Assieme piastre-motore

## 6.3 ELEMENTI DI COLLEGAMENTO DELLA RUOTA

### 6.3.1 INTRODUZIONE

Prima di descrivere le scelte progettuali riguardanti i due forcelloni, è necessario definire geometricamente gli elementi che permettono il collegamento di questi alla ruota posteriore.

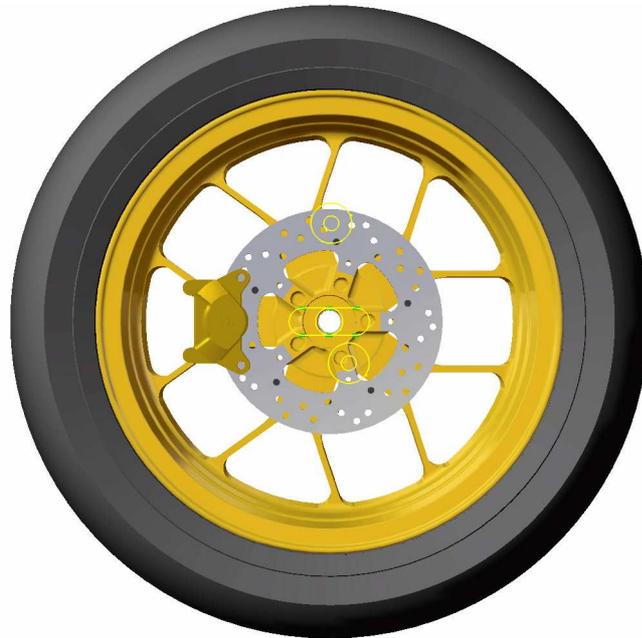
Le due piastre ruota rappresentano il quarto lato (la biella) del cinematismo a quadrilatero sviluppato nel terzo capitolo; la loro principale funzione è quella di sopportare gli sforzi trasmessi dal gruppo ruota ai due elementi del forcellone e, pertanto, verranno dimensionate in base a queste sollecitazioni. Un'altra funzione molto importante cui dovranno assolvere è quella di permettere la trasmissione del momento frenante che agisce sulla ruota posteriore: quando viene azionata la leva del freno, la pinza freno posteriore genera una forza di attrito sul disco che permette di decelerare il veicolo.

Le soluzioni più diffuse nella pratica per bilanciare tale forza consistono nel montare la pinza su un supporto libero di ruotare attorno al perno ruota, la cui rotazione è vincolata tramite un braccetto di rinvio, oppure attraverso una guida realizzata direttamente sul forcellone. In entrambi i casi, il gruppo ruota deve poter scorrere orizzontalmente per consentire la regolazione del tiro della catena. La soluzione a braccetto di rinvio non sembra particolarmente appropriata nel caso in esame per la presenza dell'asta di rinvio che complica ulteriormente il disegno del quadrilatero; si cercherà pertanto di sviluppare una soluzione nella quale il momento frenante sia bilanciato da un opportuno meccanismo realizzato direttamente sulle piastre.

Per le piastre ruota valgono le stesse considerazioni esposte nel precedente paragrafo: la presenza della ruota impone la realizzazione di perni simmetrici separati. Al fine di garantire buone rigidità torsionali all'assieme è quindi necessario disegnare piastre di spessore ragguardevole, nelle quali montare i perni secondo la stessa soluzione costruttiva prevista per le piastre a telaio. Piastre di tali spessori suggeriscono di risolvere il problema relativo al bilanciamento della coppia frenante mediante la realizzazione di una guida prismatica nella loro parte interna: questa soluzione permette alla ruota di scorrere orizzontalmente per la regolazione del tiro catena e contemporaneamente vincola la rotazione del supporto della pinza freno.

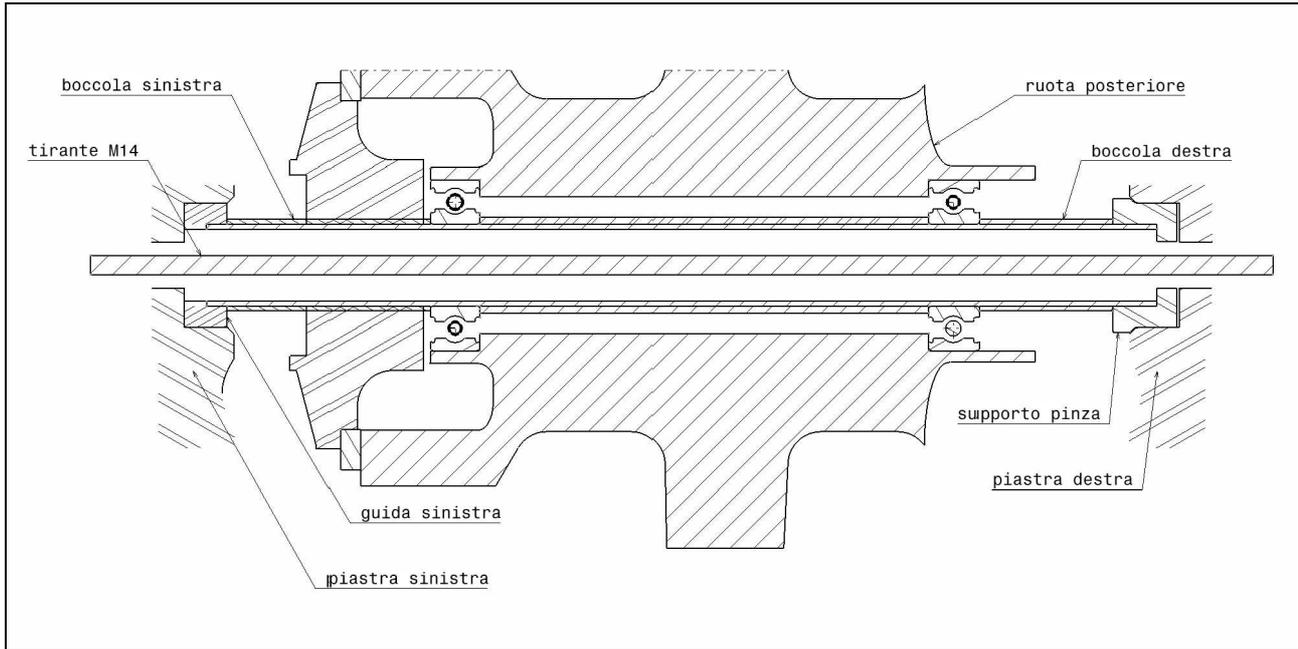
Dagli studi esposti nel terzo capitolo risultano definite le posizioni dei tre perni; inoltre, nel secondo capitolo è stata discussa la necessità di prevedere una variazione nella posizione del perno ruota pari a  $\pm 25$  mm per consentire la regolazione del tiro catena e del passo. Per quanto

concerne la distanza tra le piastre, il gruppo ruota posteriore (ruota, disco, pinza) è stato fornito da Aprilia SPA, pertanto è necessario posizionare le piastre in accordo con l'ingombro di questo. La figura seguente mostra la posizione dei perni rispetto alla ruota (in giallo).



**Figura 6.10:** Posizione dei perni posteriori

Dalla figura emerge un problema relativo all'ingombro del dado del perno ruota: nella soluzione tradizionale più diffusa, l'assemblaggio della ruota prevede di imporre un precarico tra le due parti del forcellone applicando una trazione al perno ruota mediante serraggio del rispettivo dado. Il perno ruota presenta un diametro esterno pari a 25 mm, è evidente che il dado accoppiato con questo elemento interferisce con il perno del forcellone inferiore. Per ovviare a questo problema, si è pensato di ricorrere ad una soluzione originale: la suddetta trazione, necessaria alla rigidità dell'assieme, verrà realizzata mediante un tirante che agisce tra le due piastre; dovendo reggere esclusivamente sforzi di trazione, tale tirante potrà presentare un sezione piena di minor diametro rispetto al perno. Come nella soluzione tradizionale, la trazione sarà bilanciata da una compressione delle piastre, del supporto della pinza e di due boccole in contatto con l'anello interno dei cuscinetti della ruota. A differenza della soluzione più tipica, in questo caso, il perno ruota regge solo sforzi di taglio e di flessione. La figura seguente mostra una sezione dell'assemblaggio.



**Figura 6.11:** Soluzione proposta per il perno posteriore

Per agevolare lo scorrimento dell'assemblaggio all'interno delle guide realizzate sulle piastre laterali, si è preferito evitare il contatto tra queste (in ergal) e gli elementi in compressione (in acciaio), così come il contatto tra perno e piastre; dalla figura si evince che il supporto della pinza, come la guida a sinistra, prevede un alloggiamento per il perno ruota che permette di evitare tale contatto.

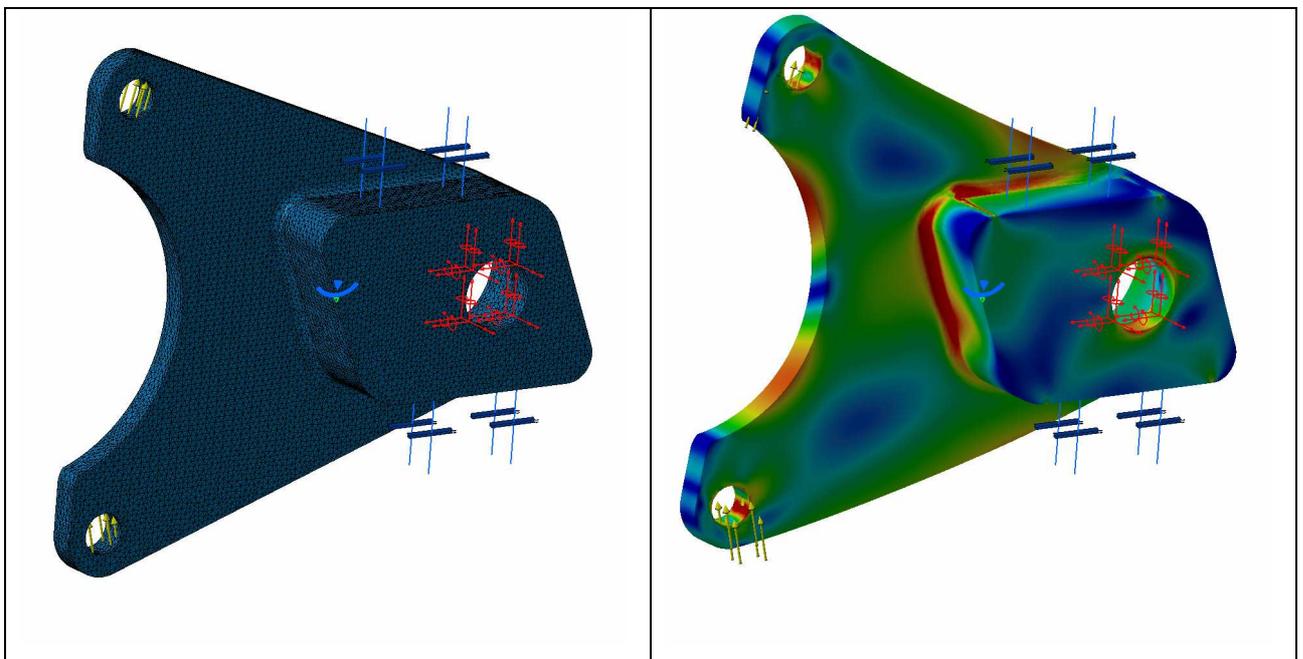
### 6.3.2 SUPPORTO PINZA FRENO

La soluzione proposta comporta che il supporto della pinza e la guida presentino dimensioni tali da accogliere il perno ruota; inoltre, dati gli sforzi dovuti al momento frenante agenti sul supporto pinza, è bene che questo elemento presenti uno sviluppo in altezza ragguardevole. Tale sviluppo determina il profilo delle tasche sulle piastre che andranno a realizzare la guida prismatica.

A questo punto è possibile determinare la forma e le dimensioni del supporto della pinza, così da poter successivamente procedere alla definizione delle piastre ruota, una volta nota la forma della guida prismatica precedentemente descritta.

Le analisi FEM condotte su tale supporto prevedono di studiarne il comportamento durante la fase di frenata massima. In questa condizione, sugli attacchi della pinza agiscono forze dirette

lungo la direzione tangenziale del disco, la somma di tali forze è stata stimata in base alla massima forza longitudinale imponibile alla ruota posteriore, nel caso più gravoso (pneumatici eccellenti e motocicletta impennata), ovviamente aumentata di un opportuno coefficiente. Il sistema di vincoli è stato ottenuto imponendo lo scorrimento delle due facce orizzontali lungo l'asse della guida, e lasciando libera la sola rotazione del supporto attorno al perno ruota. La forma definitiva del supporto è riportata nelle seguenti figure. Si noti la forma asimmetrica dell'elemento che scorrerà dentro la guida, adatta a reggere gli sforzi dovuti al momento flettente, agente in direzione costante.

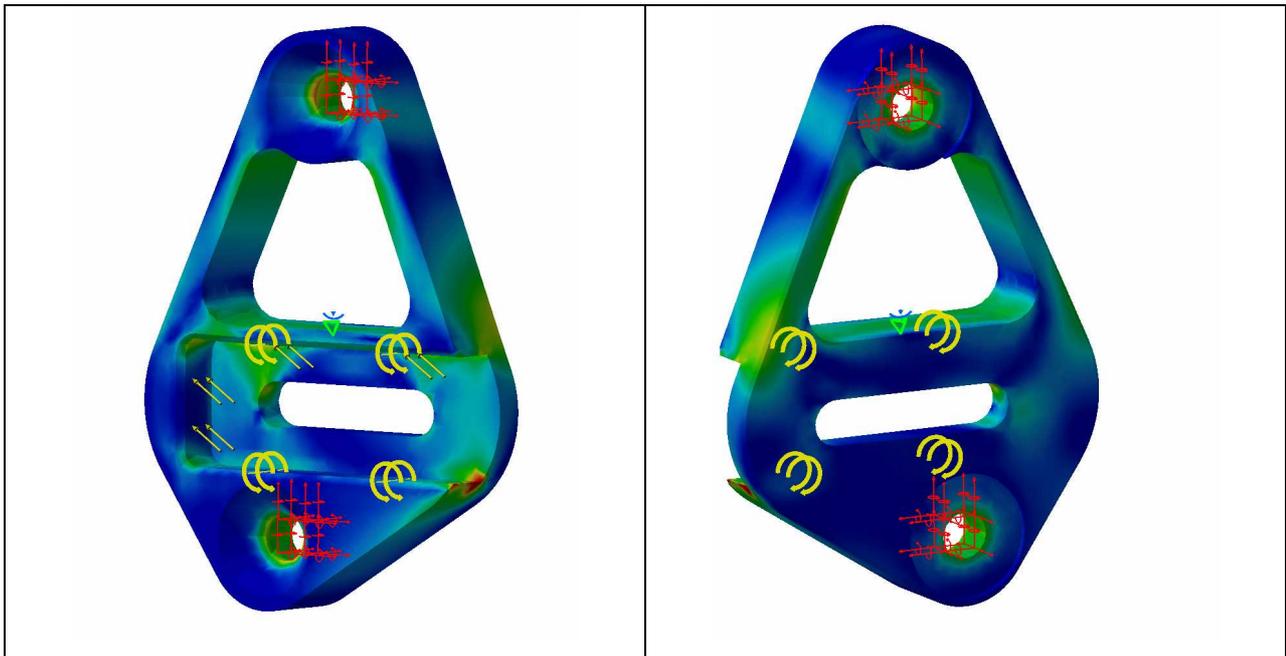


**Figura 6.12:**Supporto pinza freno posteriore

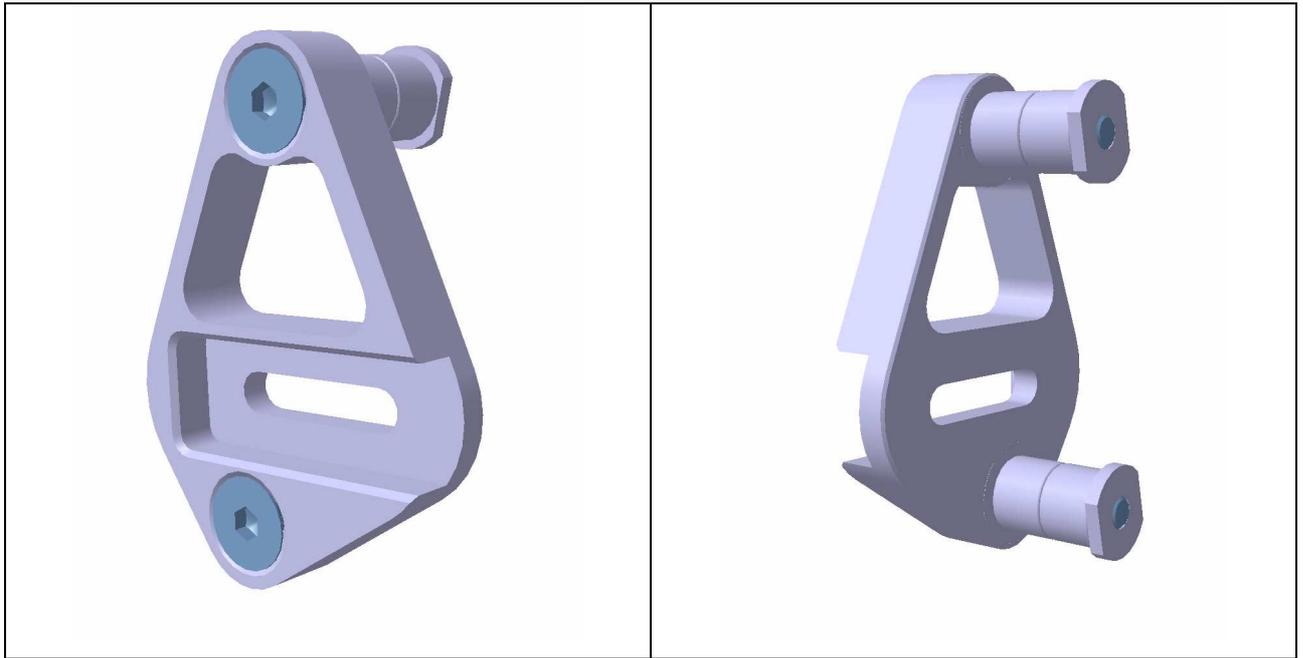
### 6.3.3 PIASTRE RUOTA

La posizione dei perni indicata in figura (6.10) consente di definire un profilo di primo tentativo per le piastre ruota; la soluzione che si andrà a studiare, a differenza della figura, prevede un'asola più ridotta, entro la quale passerà solo il tirante di diametro pari a 14 mm. La tasca sarà tale da ospitare l'elemento prismatico appena individuato; presenterà pertanto altezza pari a 38 mm e profondità pari a 15 mm. Anche in questo caso, per dimensionare opportunamente le piastre ruota, ci si è avvalsi di analisi FEM: partendo da un profilo di primo tentativo di dimensioni generose, si è proceduto realizzando la tasca interna e i profili necessari al montaggio

di perni identici a quelli descritti nel paragrafo precedente. Numerose analisi FEM hanno quindi permesso di individuare quali zone del profilo risultassero meno stressate, così da provvedere ad eliminare materiale superfluo e ad alleggerire la struttura. Le analisi prevedevano di vincolare i perni del forcellone e di caricare le zone in contatto con il supporto attraverso carichi che simulassero il peso del veicolo e la massima spinta imponibile ad esso. Vista l'importanza di questi elementi, il coefficiente di sicurezza utilizzato per amplificare i carichi massimi individuati dalle analisi cinetostatiche è stato posto pari a 5. Per simulare la reazione esercitata sulla guida prismatica dal supporto della pinza freno, ad una porzione delle superfici orizzontali della guida è stato applicato un momento pari a quello generato dalle forze imposte nella precedente analisi. Tralasciando l'evoluzione dei profili delle piastre durante le analisi, nella figura successiva sono riportate le forme definitive e gli sforzi di Von Mises indotti sulle piastre da questo sistema di carichi.

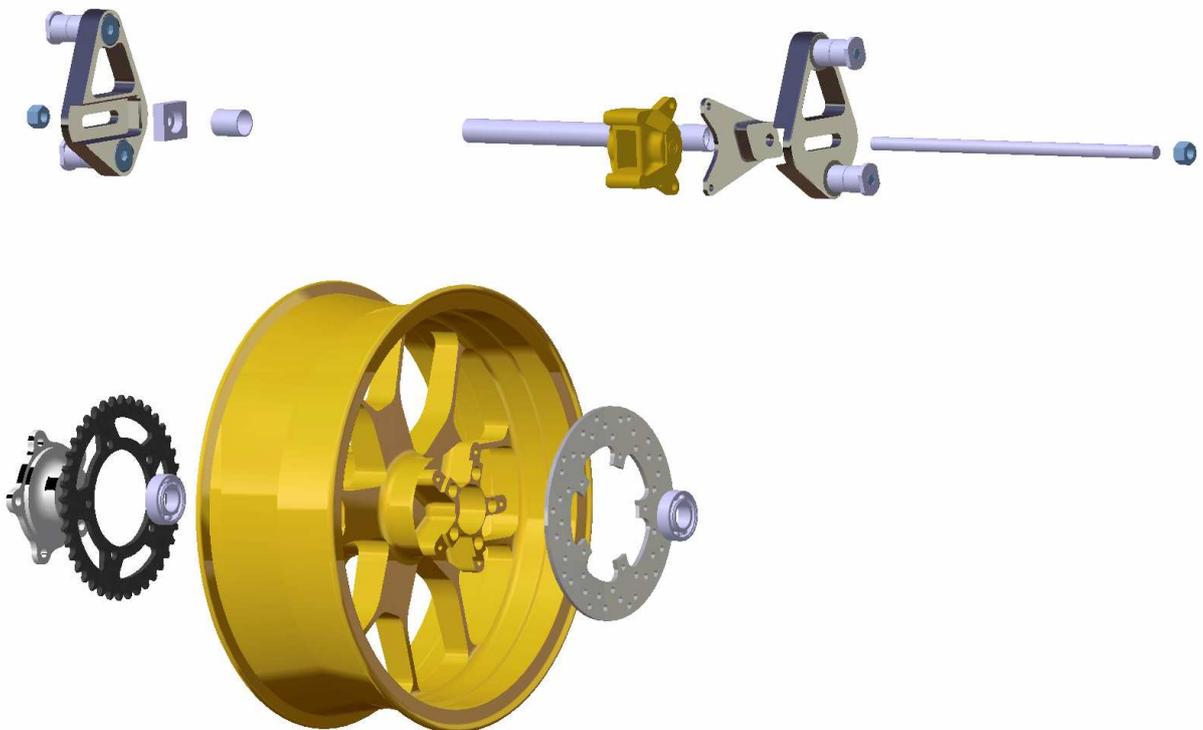


**Figura 6.13 a:**Sforzi di Von Mises sulle piastre ruota



**Figura 6.13 b:** Forma definitiva delle piastre ruota

Prima di procedere al disegno delle due parti del forcellone, si vuole riportare un esploso della soluzione implementata, a titolo di maggior chiarezza.



**Figura 6.14:** Esploso della soluzione definitiva

## **6.4 FORCELLONE SUPERIORE E INFERIORE**

### **6.4.1 INTRODUZIONE**

Gli studi condotti in [11] hanno evidenziato la convenienza di irrobustire la parte della struttura più vicina al punto di applicazione delle forze, così da limitare le sollecitazioni torsionali generate dalle forze laterali applicate al punto di contatto. Queste considerazioni hanno portato alla scelta di collegare l'ammortizzatore al forcellone inferiore: in questo modo, il forcellone superiore non è sollecitato a flessione verticale e può così presentare dimensioni minori. Al contrario, la parte inferiore della sospensione dovrà essere molto rigida per sopportare le elevate sollecitazioni flessionali causate dalle forze trasmesse dall'ammortizzatore.

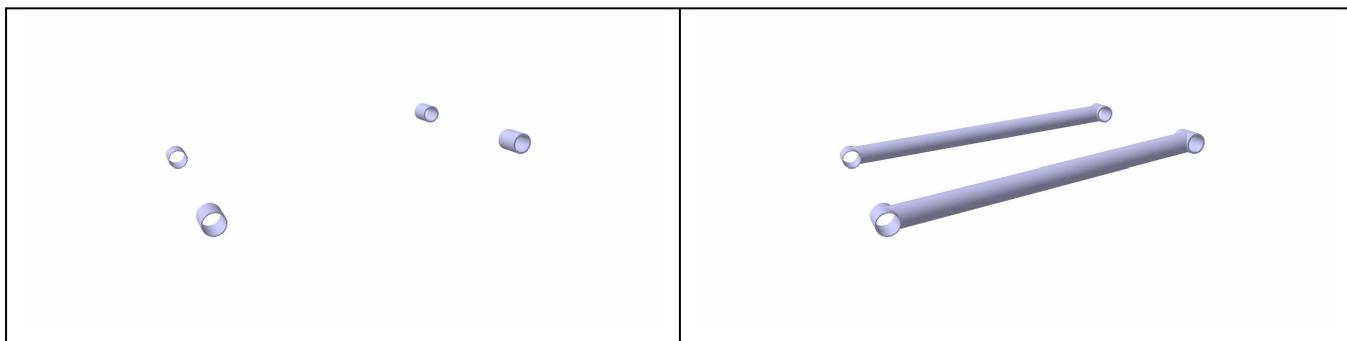
La tipologia di struttura scelta per realizzare i due forcelloni è la stessa del telaio: le considerazioni espresse nel quinto capitolo sulla semplicità di realizzazione delle strutture in traliccio di tubi restano valide anche per questi elementi del veicolo.

Per quanto concerne le tecniche utilizzate per definire i parametri geometrici delle due strutture, inizialmente è stata considerata l'ipotesi di ricorrere alle stesse tecniche di ottimizzazione utilizzate per la struttura principale. Tuttavia, alcuni dati di progetto, uniti ad altri limiti dettati dal reperimento dei materiali, hanno imposto la riduzione dei parametri liberi ad un numero talmente esiguo da non giustificare l'implementazione di una procedura di ottimizzazione. Dalle considerazioni espresse nel terzo capitolo e dai dimensionamenti appena visti risultano definite sia le posizioni dei perni del quadrilatero, sia la posizione del collegamento all'ammortizzatore. Inoltre, la difficile reperibilità di profilati di dimensioni e materiali specifici, ha suggerito di ricorrere alle stesse sezioni utilizzate per la costruzione del telaio.

### **6.4.2 FORCELLONE INFERIORE**

Le posizioni e le dimensioni dei perni sono state individuate nel terzo capitolo e nei paragrafi precedenti: il disegno del forcellone dovrà necessariamente tenere conto di questi dati di progetto. Il forcellone inferiore rappresenta uno dei lati del cinematismo a quadrilatero: la sua funzione principale è quella di collegare due coppie rotoidali tra loro; inoltre, deve prevedere il

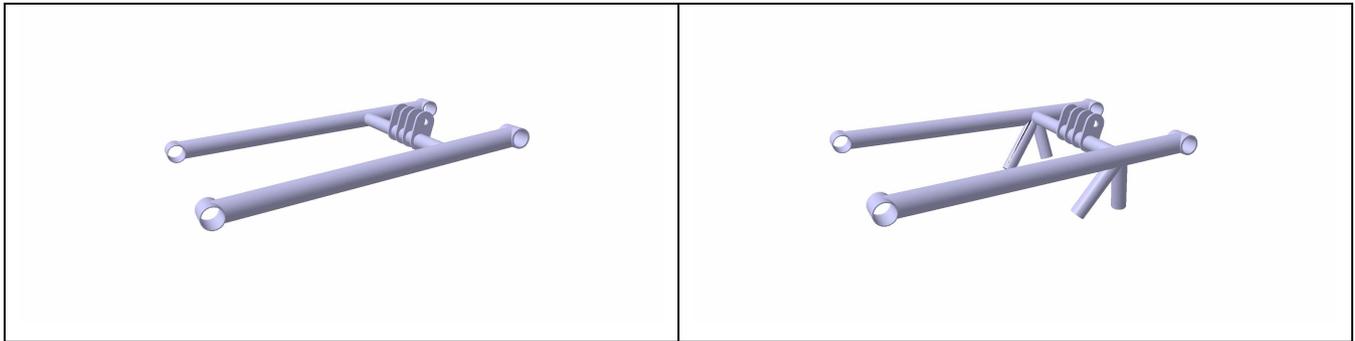
collegamento dell'ammortizzatore nel punto individuato nel terzo capitolo. A causa della sollecitazione trasmessa da questo collegamento, dovrà essere particolarmente robusto alle sollecitazioni flessionali e, pertanto, avrà una forma tipicamente a capriata. Vista la robustezza necessaria, si è pensato di realizzare il collegamento tra le due coppie di perni impiegando profili tubolari della stessa sezione di quelli utilizzati per il telaio (diametro 34, spessore 1,6 in acciaio HSLA, S420MC).



**Figura 6.15:** Elementi principali del forcellone inferiore

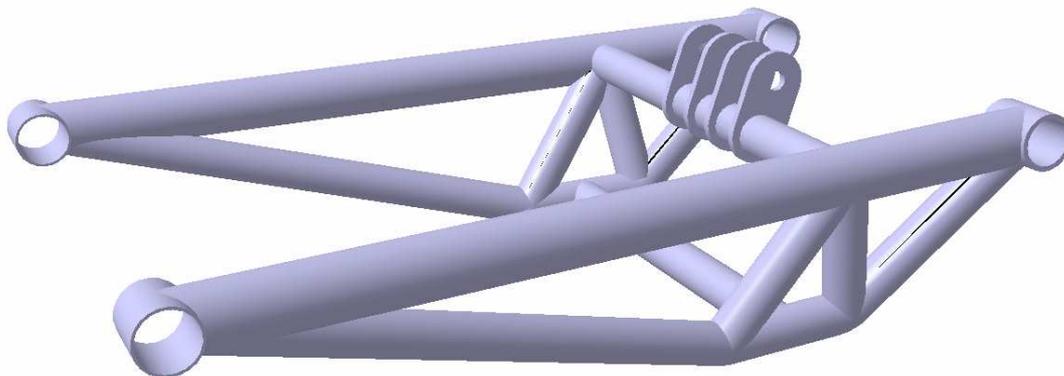
Successivamente sono stati previsti quattro attacchi per permettere il collegamento dell'ammortizzatore: nel terzo capitolo era stata sviluppata una configurazione nella quale l'ammortizzatore e la biella del cinematismo fossero collegate al telaio mediante un unico perno; al fine di evitare flessioni eccessive di questo elemento, si è preferito posizionare tali attacchi nei punti in cui vi erano le maggiori sollecitazioni trasmesse dall'ammortizzatore (attacchi centrali) e dalla biella (laterali). Tali supporti sono stati collegati ai due longheroni tramite un profilo tubolare di diametro esterno pari a 25 mm, spessore 1,5, in acciaio HSLA. La scelta di tale profilo è dovuta alla necessità di realizzare agevolmente i cordoni di saldatura: ciò favorisce la scelta di profili di dimensioni diverse, come nel caso del telaio. Prima di realizzare le due capriate vere e proprie, si è voluto definire l'orientazione migliore per gli elementi di supporto: le sollecitazioni trasmesse dai supporti dell'ammortizzatore impongono sollecitazioni flessionali sui due longheroni; tali sforzi verranno scaricati sugli elementi inferiori tramite piccoli elementi tubolari, orientati secondo la direzione delle forze trasmesse dall'ammortizzatore. Tali forze sono sempre orientate secondo la direzione individuata dagli attacchi del cinematismo sul telaio e sul forcellone (di fatto il gruppo sospensivo si comporta come una biella, essendo vincolato tramite coppie rotoidali). Dato che la direzione di applicazione delle suddette forze varia al variare della configurazione della sospensione, si è preferito disegnare due supporti per lato, così che la reazione dell'ammortizzatore sia sempre interna al triangolo individuato da questi elementi. Tale

scelta va sicuramente in favore di sicurezza: è molto probabilmente un unico supporto potesse essere ritenuto sufficiente; in questo caso, tuttavia, la forma che l'elemento inferiore avrebbe dovuto assumere imponeva un raggio di curvatura eccessivo in corrispondenza di tale supporto, con possibili svantaggi costruttivi e sicuramente estetici.



**Figura 6.16:** Attacco dell'ammortizzatore e supporti

Infine, sono stati disegnati gli elementi inferiori. Tali elementi sono stati concepiti per lavorare prevalentemente a trazione; si ritiene pertanto che sia sufficiente adottare una sezione ridotta, oltre che utile a semplificare la saldatura sugli attacchi previsti per i perni. Un elemento orizzontale, inoltre, permette di irrigidire ulteriormente la struttura



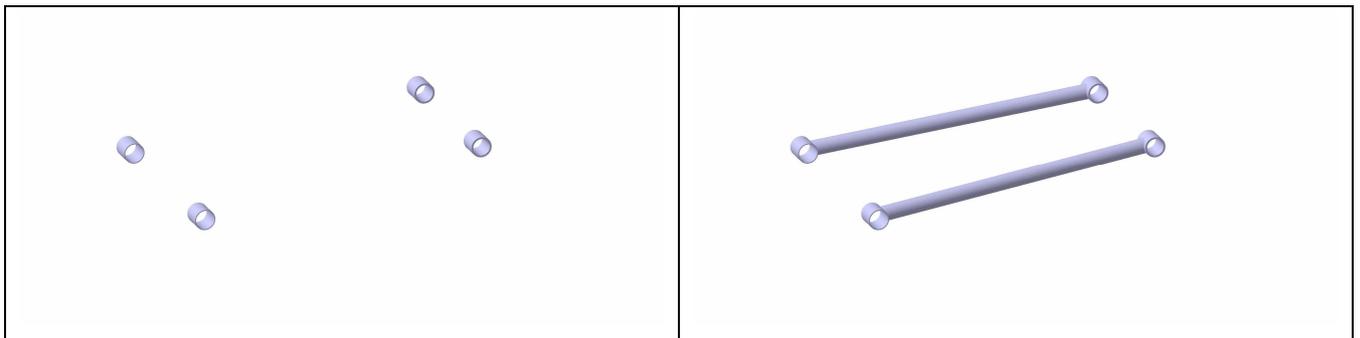
**Figura 6.17:** Forcellone inferiore

Prima di procedere alla definizione dell'elemento superiore e quindi alle prove di rigidità sull'assieme, sono state eseguite alcune analisi FEM per verificare la robustezza di questo elemento. Per semplicità di calcolo, le sollecitazioni agenti sui perni sono state ricavate attraverso un modello del cinematismo realizzato attraverso il codice Working Model 2D. Come già

esplicato in riferimento ad altri elementi del veicolo, non si riportano i risultati di tali verifiche per necessità di sintesi.

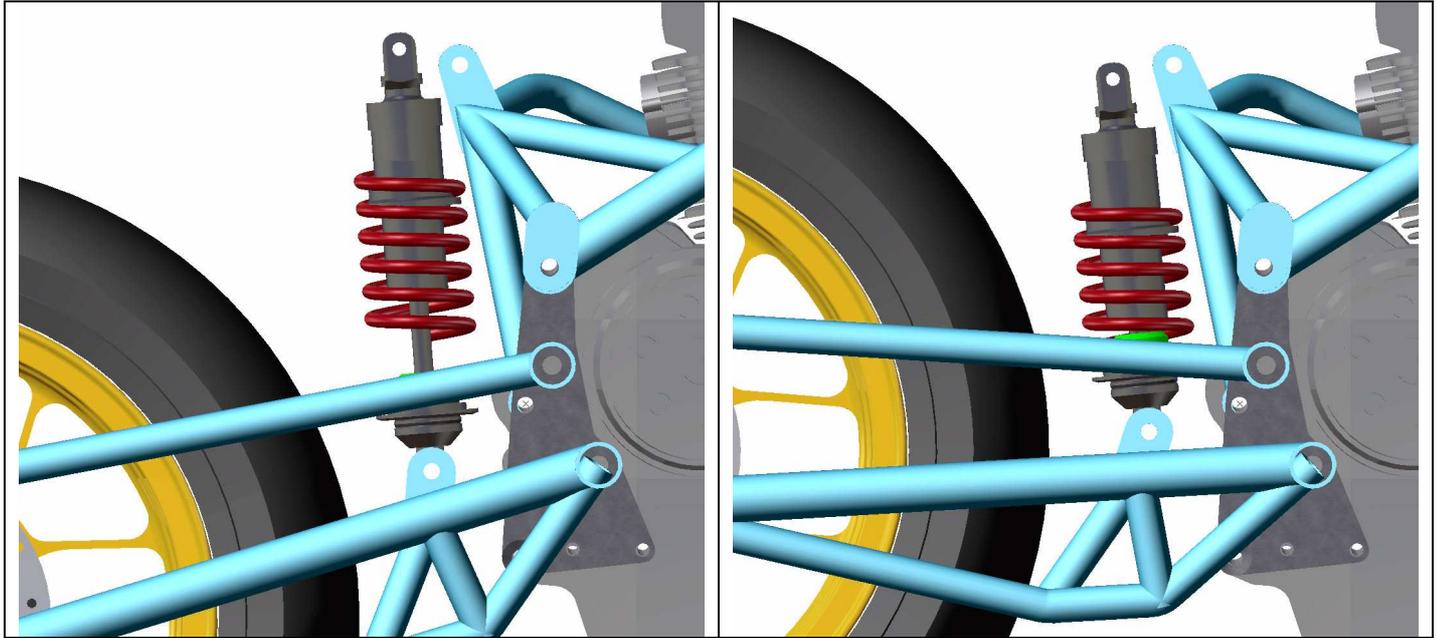
### 6.4.3 FORCELLONE SUPERIORE

Il disegno del forcellone superiore segue gli stessi passi percorsi per la definizione di quello inferiore. Per realizzare gli elementi previsti per unire i due attacchi dei perni, in questo caso, sono stati utilizzati profili aventi sezioni minori, poiché questo elemento non è interessato da flessione verticale. Un aspetto che ha complicato notevolmente il disegno di questo elemento è stato introdotto nel primo paragrafo del presente capitolo: la realizzazione di perni separati tra la parte destra e sinistra crea un assemblaggio poco robusto; per cercare di limitare eventuali flessioni laterali dell'assieme, si è voluto realizzare un elemento in grado di ostacolare la deformazione laterale del forcellone superiore.



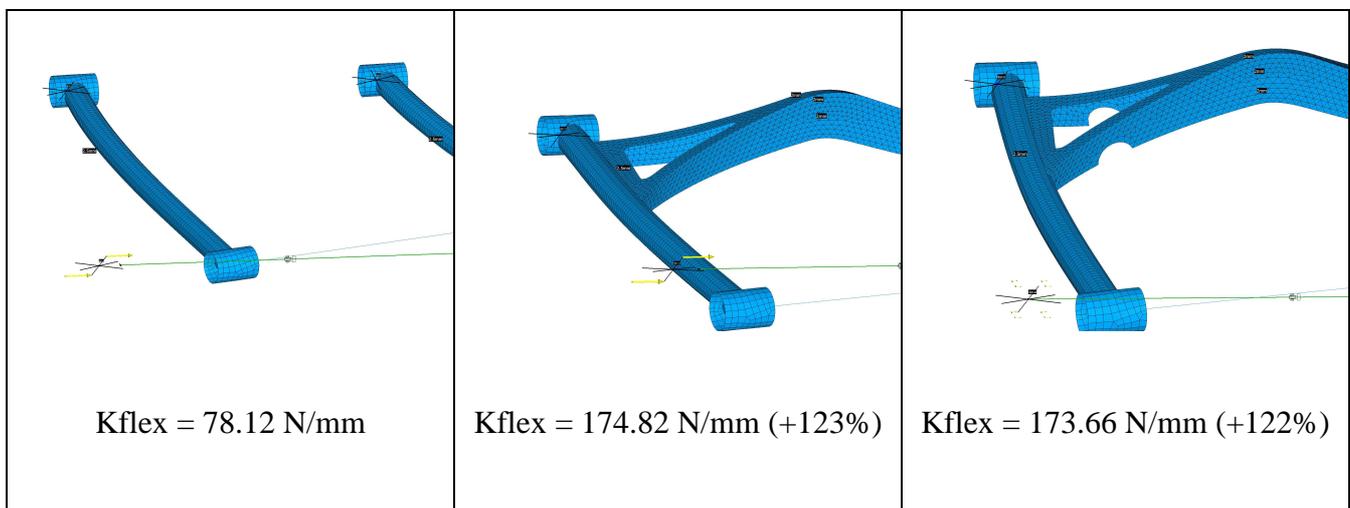
**Figura 6.18:** Elementi principali del forcellone superiore

La flessibilità laterale dell'elemento superiore è favorita dalla forma della struttura, tipicamente a quadrilatero. La pratica insegna che il modo più opportuno per limitare tali deformazioni consiste nel disporre degli elementi lungo le diagonali; in [11] è stata studiata la possibilità di impiegare opportuni tiranti per limitare deformazioni di questo tipo: lavorando solo in trazione, tali elementi possono presentare sezioni molto ridotte. In questo caso, tuttavia, gli ingombri della ruota e del gruppo ammortizzatore limitano lo spazio disponibile nel piano definito dagli assi delle coppie rotoidali; pertanto è necessario ricorrere ad una struttura che si sviluppi dove vi sono meno problemi di ingombro, ovvero, al di sopra di tale elemento.



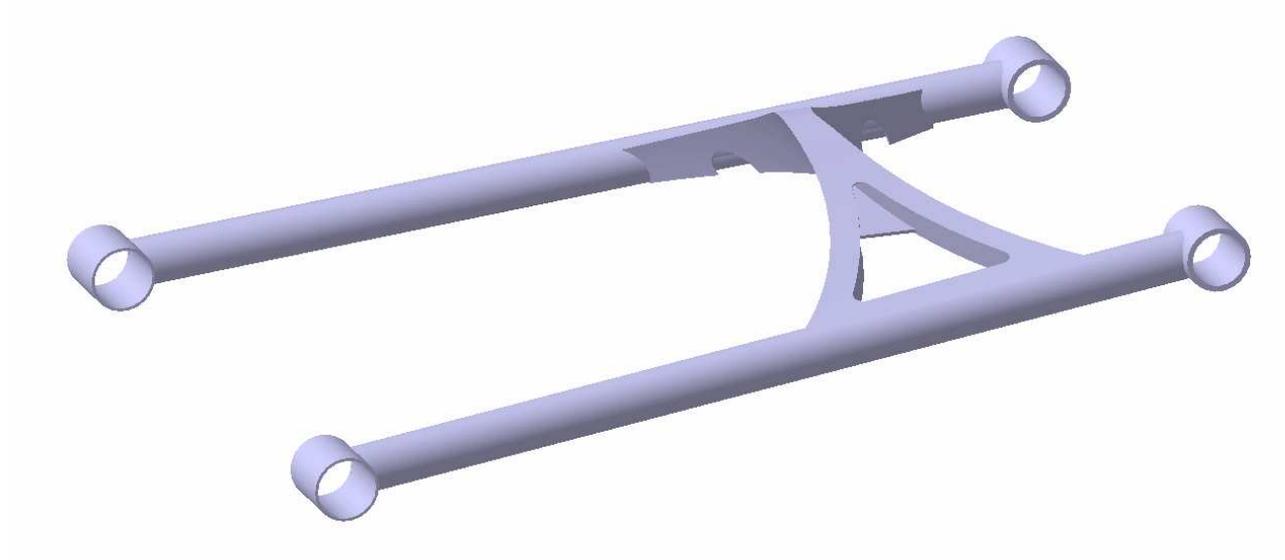
**Figura 6.19:** Ingombro degli elementi già definiti

La soluzione considerata consiste nel definire un elemento leggero, che sia in grado di assumere una funzione simile a quella svolta dai tiranti disposti sulle diagonali, ma che si sviluppi verso l'alto, dove i problemi di ingombro sono minori. A fini di leggerezza, tale elemento non può essere ricavato da pieno; inoltre, per permetterne la saldabilità, dovrà essere realizzato in acciaio. La soluzione individuata consiste nel ricorrere ad un elemento realizzato in scatolato di acciaio, ottenuto saldando quattro profili a sviluppo prevalentemente piano (lamiera). La figura seguente mostra l'incremento di rigidità flessionale ottenuto nella soluzione definitiva, oltre all'indebolimento causato dalla realizzazione di una tasca necessaria al passaggio della catena.



**Figura 6.20:** Elemento di rinforzo del forcellone superiore

La soluzione definitiva è illustrata nella seguente figura



**Figura 6.21:** Forcellone superiore definitivo

## 6.5 ANALISI DI RIGIDEZZA SULLA STRUTTURA

Per poter stimare la rigidezza della struttura sono state eseguite alcune analisi FEM al variare del precarico generato dal tirante del perno ruota. Queste analisi non considerano la presenza dei cuscinetti; inoltre, per semplificare il modello, tutti i perni sono stati sostituiti da connessioni elastiche, i cui parametri di rigidezza sono stati ricavati tramite altre analisi FEM condotte su di un unico perno. Anche i vincoli, applicati agli attacchi a telaio, consistono in incastri elastici descritti dagli stessi valori. I parametri di rigidezza ottenuti, come i rispettivi carichi, sono quelli già descritti nel precedente capitolo (cfr. paragrafo 5.4.2).

Il tirante utilizzato presenta diametro pari a 14 mm, ed è realizzato in acciaio C40. Il limite elastico di questo materiale può essere stimato come 500 MPa. Ne consegue che il valore di precarico consigliato, considerando l'indebolimento causato dalla filettatura può essere quantificato come:

$$F_p = 0.75 \times A_R \times 0.85 \times R_{p0,2} = 36.6 \text{ kN}$$

mentre il valore del precarico massimo vale circa 50 kN.

Per stimare l'influenza del precarico sulle rigidezze sono state svolte tre diverse analisi, rispettivamente per valori del precarico pari a 20 kN (serraggio minimo), 36,6 kN (serraggio ottimale) e 50 kN (massimo precarico, da evitare)

	20 kN	36,6 kN	50 kN
K vert (N/mm)	1972	1921	1889
K lat (N/mm)	874	920	997
K tors (Nm/rad)	43555	44685	45534
K eff (kN/rad)	268	299	341

In generale, l'aumento del precarico migliora tutte le rigidezze, ad eccezione di quella verticale. In effetti, questa prova di rigidezza non sollecita in modo particolare l'assemblaggio del perno posteriore, ed è quindi prevedibile non riscontrare benefici dall'aumento del precarico, anche se ciò non giustifica i peggioramenti riscontrati. In ogni caso, si ritiene che un valore pari a 36 kN rappresenti il compromesso ideale.

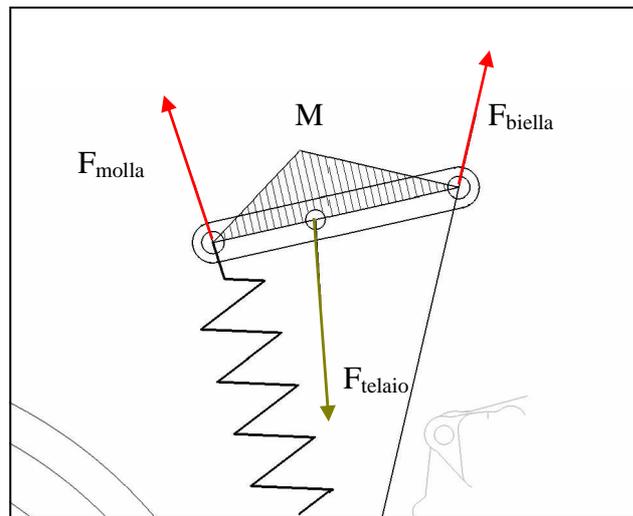
## 6.6 CINEMATISMO DELLA SOSPENSIONE

### 6.6.1 INTRODUZIONE

Per concludere la progettazione del retrotreno è necessario definire gli elementi che comporranno il cinematismo della sospensione: il bilanciante e la biella. Anche in questo caso, le quote funzionali di tali elementi sono già definite; restano da definire gli schemi costruttivi e le dimensioni finali.

## 6.6.2 BILANCIERE

Il bilanciante è un elemento che lavora prevalentemente a flessione; le forze (in rosso, fig. 6.22) agenti sulle due cerniere esterne generano momenti flettenti ( $M$  in figura) che si bilanciano in corrispondenza dell'attacco centrale al telaio (forza in verde).

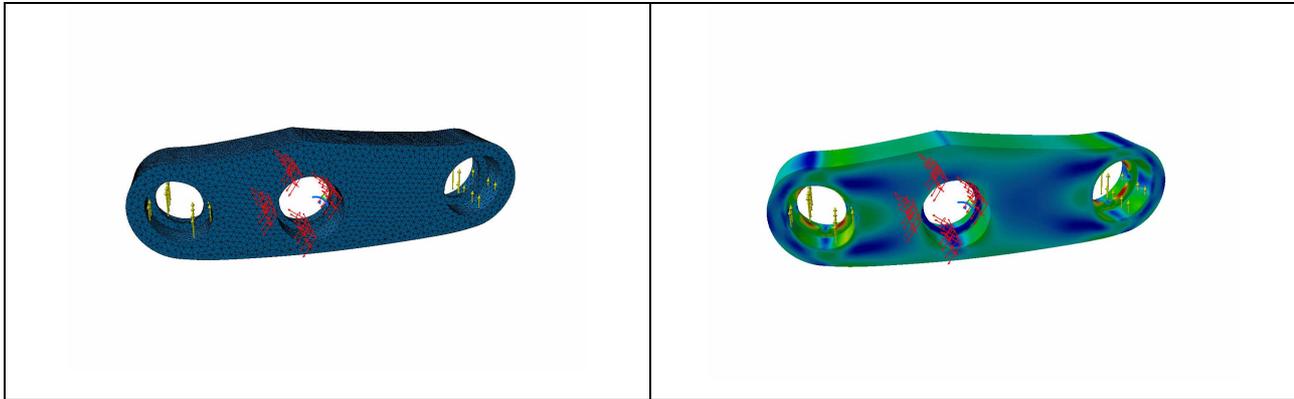


**Figura 6.22:** Forze agenti sul bilanciante e momento flettente

La forma migliore per questo elemento è descritta da un profilo tale da garantire sezioni crescenti all'aumentare del momento flettente. Date le notevoli forze trasmesse dall'ammortizzatore e dalla biella, si è pensato di utilizzare cuscinetti a rullini dotati di anello interno su tutte e tre le coppie rotoidali: la presenza dell'anello interno consente di utilizzare comuni bulloni come perni delle cerniere, così da agevolare la definizione dell'assemblaggio.

Le analisi FEM condotte sul bilanciante hanno permesso di definire quale fosse l'altezza più opportuna del profilo in corrispondenza del massimo momento flettente; per semplicità, i carichi imposti in queste analisi sono applicati alle sedi dei cuscinetti e diretti perpendicolarmente alla congiungente i tre fori: si è deciso di considerare la sola componente delle forze che genera momento flettente. Dalle analisi, è emersa la necessità di realizzare un elemento spesso 28 mm; tale dimensione implica l'utilizzo di due cuscinetti volventi per cerniera. I bulloni utilizzati per i collegamenti dell'ammortizzatore e della biella sono M10 a passo grosso, come previsto per l'ammortizzatore impiegato, mentre le analisi effettuate hanno suggerito di utilizzare perni M12

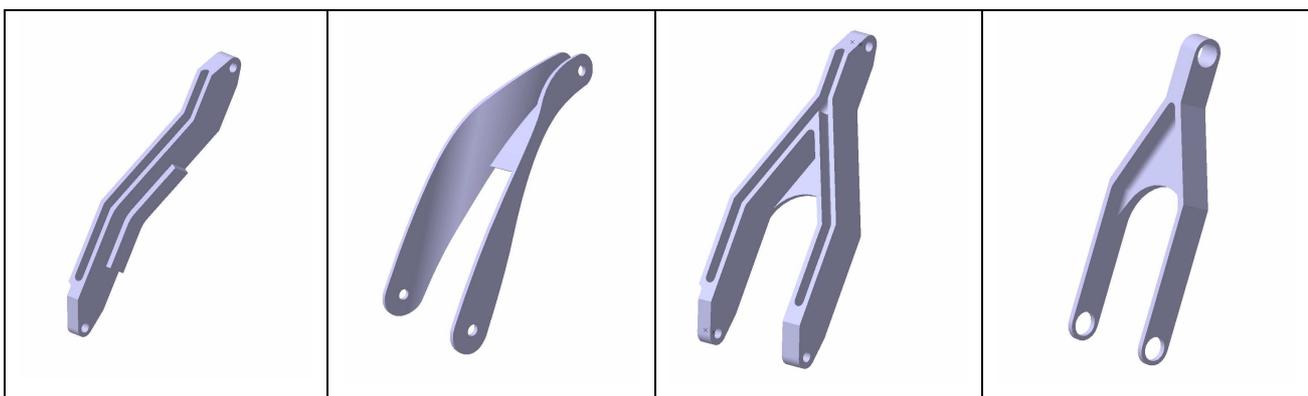
per l'attacco centrale. Queste misure permettono di definire la scelta dei cuscinetti: le configurazioni NA 4900 e NA 4901 appaiono le più indicate.



**Figura 6.23:** Sollecitazioni agenti sul bilanciante

### 6.6.3 BIELLA DELL'AMMORTIZZATORE

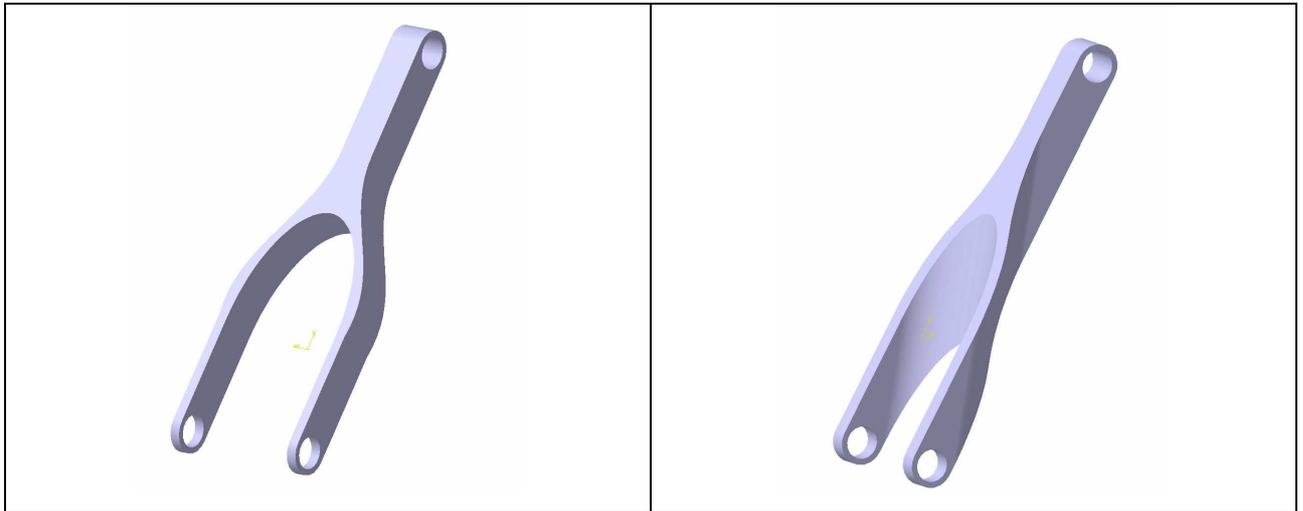
La progettazione della biella della sospensione si è rivelata più complicata di quella del bilanciante a causa del tipo di sollecitazione agente su di essa (carico di punta) e dei notevoli problemi di ingombro dati dalla presenza dell'ammortizzatore e del motore. In effetti, quest'elemento è quello per cui sono state proposte più soluzioni, prima di giungere a quella ritenuta definitiva. Nella figura successiva sono indicate alcune delle soluzioni considerate durante lo sviluppo della biella; successivamente, verrà descritta nel dettaglio la soluzione finale.



**Figura 6.24:** Soluzioni proposte per la realizzazione della biella

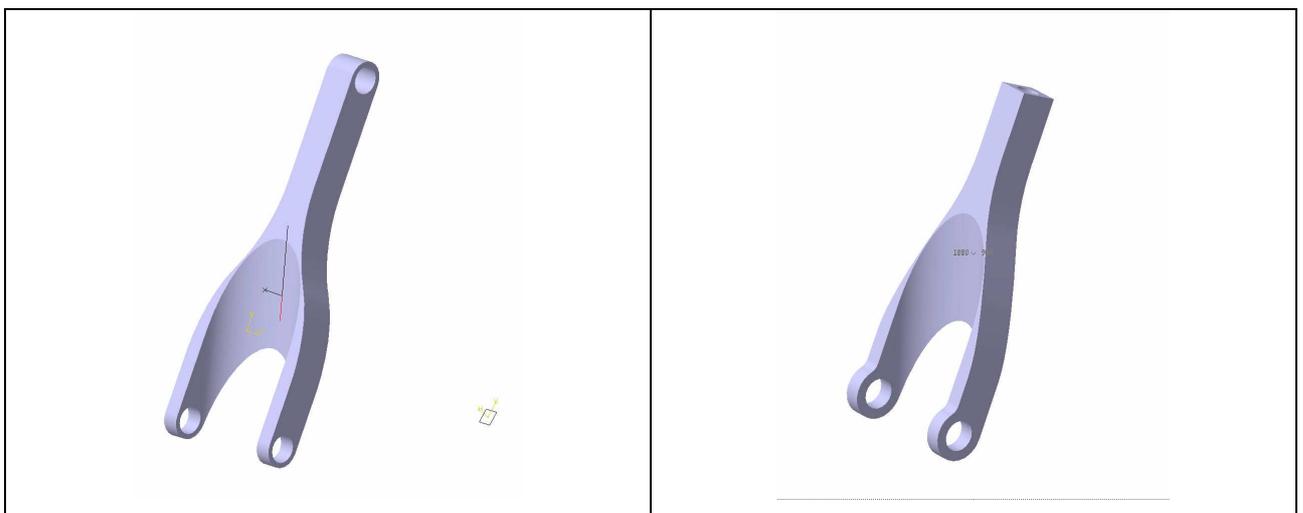
Le analisi condotte su tali soluzioni hanno indicato la necessità di irrobustire i due elementi inferiori, poiché troppo snelli; inoltre, data l'esigenza di utilizzare cuscinetti volventi, è stato

necessario prevedere opportune sedi in corrispondenza del perno inferiore. La soluzione proposta in figura (6.25 a), mostrava ancora un'eccessiva flessione euleriana degli elementi laterali; ciò ha reso necessario prevedere un irrobustimento al centro, disegnato in modo da non interferire con l'ammortizzatore (fig. b)



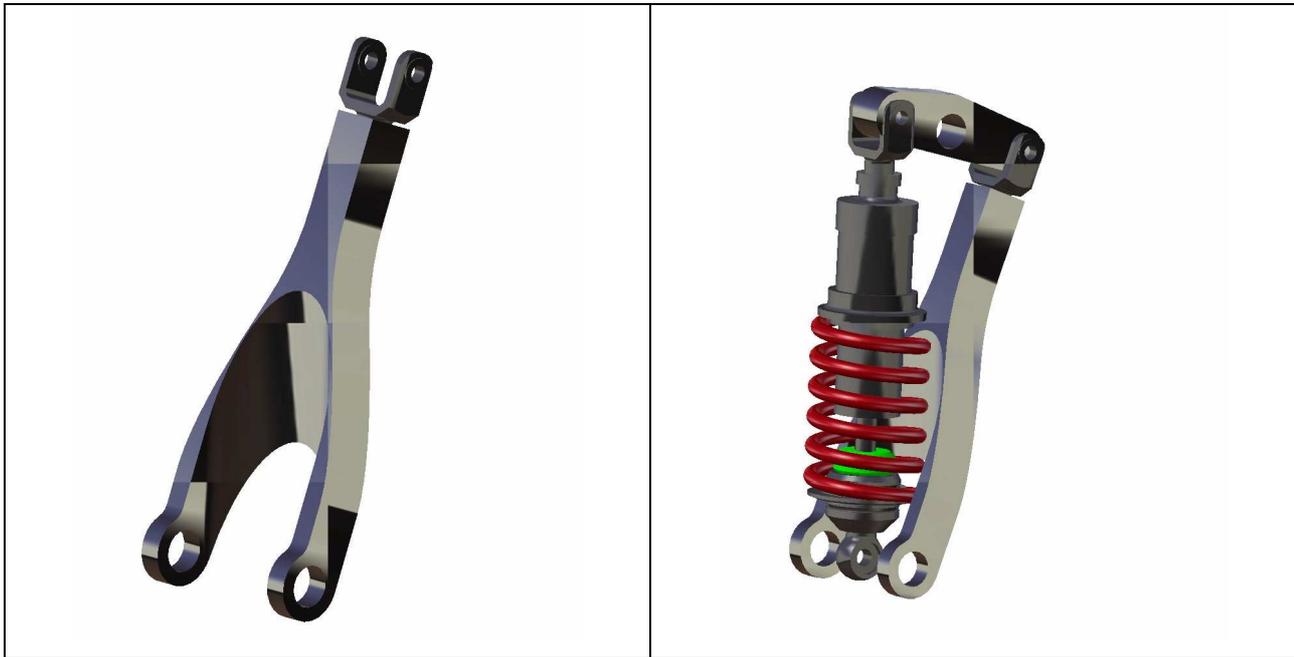
**Figura 6.25:** Evoluzione della biella

La parte anteriore di questa soluzione non presentava stress eccessivi, pertanto, si è proceduto ad alleggerirla; inoltre, uno studio più preciso sull'ingombro dell'ammortizzatore ha permesso di allungare lo stelo centrale, così da ridurre la parte a forcella, più debole (fig. 6.25 c). Infine, si è preferito prevedere un collegamento filettato per poter impiegare un attacco a forcella, fornito dalla BiTubo Snc, soluzione adatta all'impiego con il bilanciario descritto precedentemente.



**Figura 6.25 c,d:** Evoluzione della biella e soluzione definitiva

L'assemblaggio definitivo è mostrato nella seguente figura.

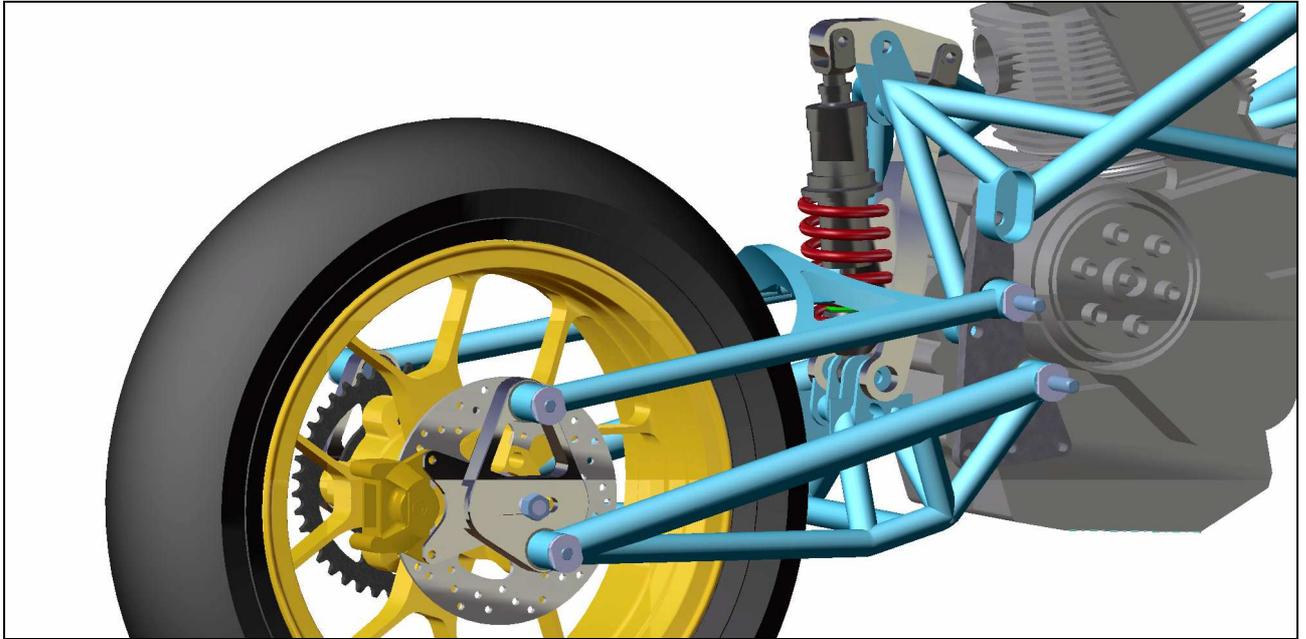


**Figura 6.26:** Assieme definitivo

L'attacco superiore prevede l'impiego di un bullone M10, come per l'ammortizzatore. Il perno inferiore regge le stesse sollecitazioni, pertanto, si potrebbe impiegare la stessa dimensione anche in questo caso; in realtà, sul perno inferiore agiscono anche le forze trasmesse dall'ammortizzatore. A differenza della cerniera centrale del bilanciere, in questo caso le forze non sono applicate sullo stesso punto, bensì distribuite sui tre cuscinetti accoppiati con il perno. La scelta di realizzare l'attacco al forcellone attraverso i quattro profili precedentemente descritti (fig 6.15) ha la funzione di ridurre le sollecitazioni flessionali generate da questa disposizione. Ad ulteriore garanzia, si è deciso di utilizzare un bullone M12.

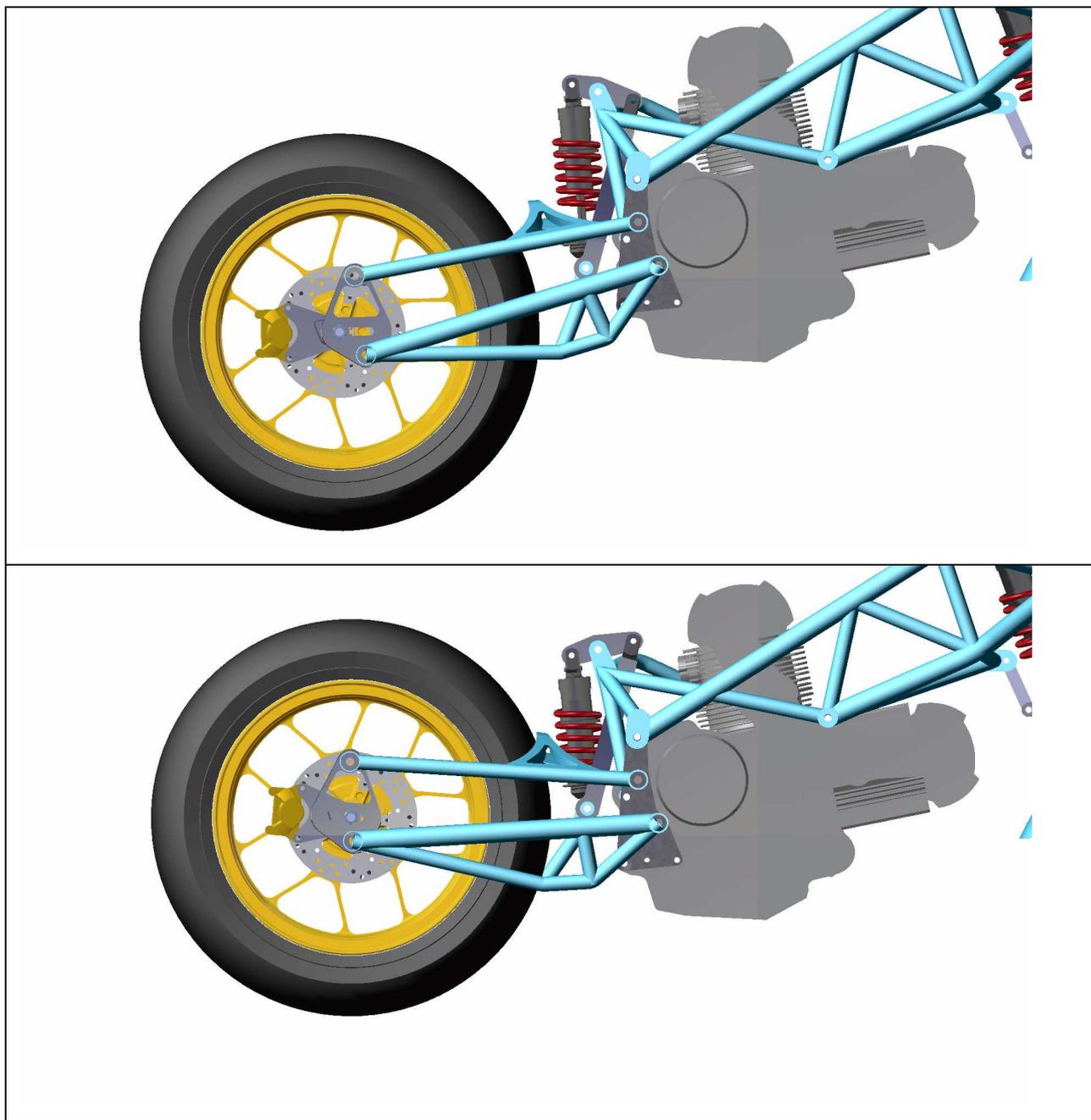
## 6.7 ASSEMBLAGGIO COMPLETO DEL RETROTRENO

L'assemblaggio definitivo del retrotreno è mostrato nella seguente figura.



**Figura 6.27:** Assieme completo del retrotreno

Attraverso tecniche DMU di analisi cinematica è possibile simulare il movimento della sospensione e del tiro catena; in questo modo è stato possibile verificare eventuali collisioni tra elementi al variare delle rispettive coordinate libere. La figura successiva mostra gli ingombri di ogni elemento, rispettivamente nella configurazione completamente estesa e passo allungato e nella configurazione completamente compressa e passo minimo.



**Figura 6.28:** Movimento della sospensione al variare della compressione e del tiro catena

## **6.8 ELEMENTI DI COLLEGAMENTO TRA TELAIO E AVANTRENO: CANOTTO DI STERZO**

Tra i parametri geometrici su cui si vuole poter intervenire vi è l'angolo di sterzo, pertanto, nel disegno costruttivo del canotto è necessario prevedere questa possibilità. La prima soluzione considerata per rendere possibile questa regolazione consisteva nell'impiego di due coppie di eccentrici, ciascuna in corrispondenza di un cuscinetto dello sterzo; ciascuna coppia permetteva di spostare longitudinalmente la posizione dell'asse di sterzo: in questo modo era possibile regolare sia l'offset (spostando della stessa quota entrambi i cuscinetti) che l'angolo di sterzo (spostamenti diversi tra i due cuscinetti). L'analisi di fattibilità ha fatto emergere alcune complicazioni costruttive in un tale assemblaggio, soprattutto legate alla rigidità. Si è quindi deciso di semplificare la costruzione, sostituendo ciascuna coppia di eccentrici con una boccola porta cuscinetti; secondo questo schema, la regolazione dell'angolo avviene mediante sostituzione di dette boccole. Questa soluzione non permette un intervallo continuo di possibili valori dell'angolo, ma solo valori discreti determinati dalle boccole disponibili. In entrambe le soluzioni, inoltre, la regolazione dell'angolo implica lo smontaggio d'assieme.

Lo schema costruttivo adottato descrive una soluzione abbastanza comune: la piastra inferiore appoggia sull'anello interno del cuscinetto inferiore e su una battuta realizzata alla base del perno di sterzo, mediante interposizione di due rondelle. Il perno è quindi posto in trazione agendo su una ghiera che, attraverso una rosetta, spinge l'anello interno del cuscinetto superiore. La trazione del perno genera il precarico dei cuscinetti, necessario a garantire rigidità all'assieme e, in alcune soluzioni, permette di ottenere un certo smorzamento delle vibrazioni. Dopo aver regolato opportunamente la ghiera è possibile poggiarvi la piastra superiore e le relative rondelle; un dado posto superiormente permette infine il fissaggio della piastra.

Nella soluzione ad eccentrici, la sede dei cuscinetti non variava inclinazione, pertanto, è stato necessario prevedere l'impiego di cuscinetti orientabili a sfere. Nella soluzione adottata, invece, la necessità di realizzare boccole specifiche per ogni valore dell'angolo consente l'impiego di cuscinetti coassiali tradizionali. Le tipologie maggiormente utilizzate sono i cuscinetti obliqui a sfere e quelli a rulli conici. Mentre entrambe le tipologie sono in grado di reggere carichi combinati (assiali e radiali), i cuscinetti obliqui sono particolarmente adatti a reggere carichi

prevalentemente radiali: essi presentano angoli di contatto tipicamente di  $40^\circ$  (la tangente di quest'angolo rappresenta il rapporto tra carico assiale e carico radiale supportato), inoltre non sono smontabili. I cuscinetti obliqui, smontabili, reggono prevalentemente carichi radiali (angoli di contatto pari a  $14^\circ$ ).

Il cuscinetto di sterzo più sollecitato è quello inferiore: la parte di peso della motocicletta che grava all'anteriore (in staccata, l'intero veicolo) sollecita assialmente questo cuscinetto. Inoltre, è caricato da una forza radiale superiore a quella d'inerzia generata in fase di frenata.

Considerando il caso di veicolo in condizione di massima decelerazione (ruota posteriore sollevata), la forza assiale che interessa il cuscinetto inferiore vale:

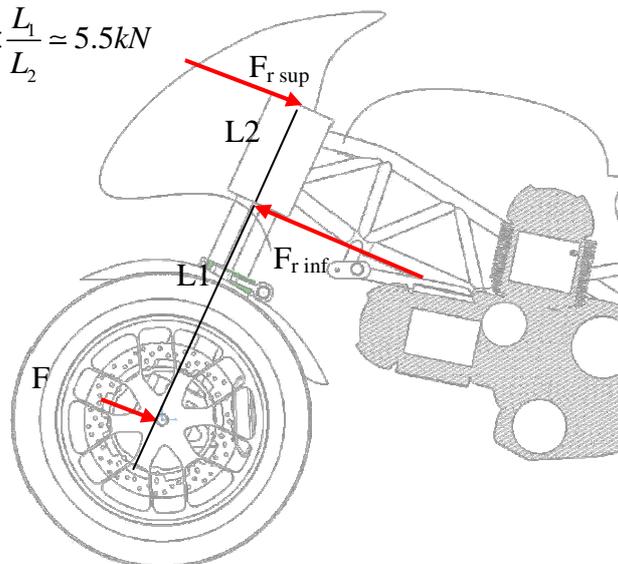
$$\begin{aligned} F_a &= P \times \cos(24.5) + F_{in} \times \sin(24.5) = \\ &= (M_{complessiva} - M_{anteriore}) \times [g \cos(24.5) + a_{long} \sin(24.5)] = \\ &= P \cos(24.5) [1 + 1.5 \tan(24.5)] \approx 3,5 kN \end{aligned}$$

A questo valore è necessario sommare il precarico.

Con riferimento alla figura (6.29), trascurando il peso dell'avantreno, le forze radiali agenti sui due cuscinetti valgono:

$$F_{rsup} = F \times \frac{L_1}{L_2} = [F_f \times \cos(24.5) - P \times \sin(24.5)] \times \frac{L_1}{L_2} \approx 5.5 kN$$

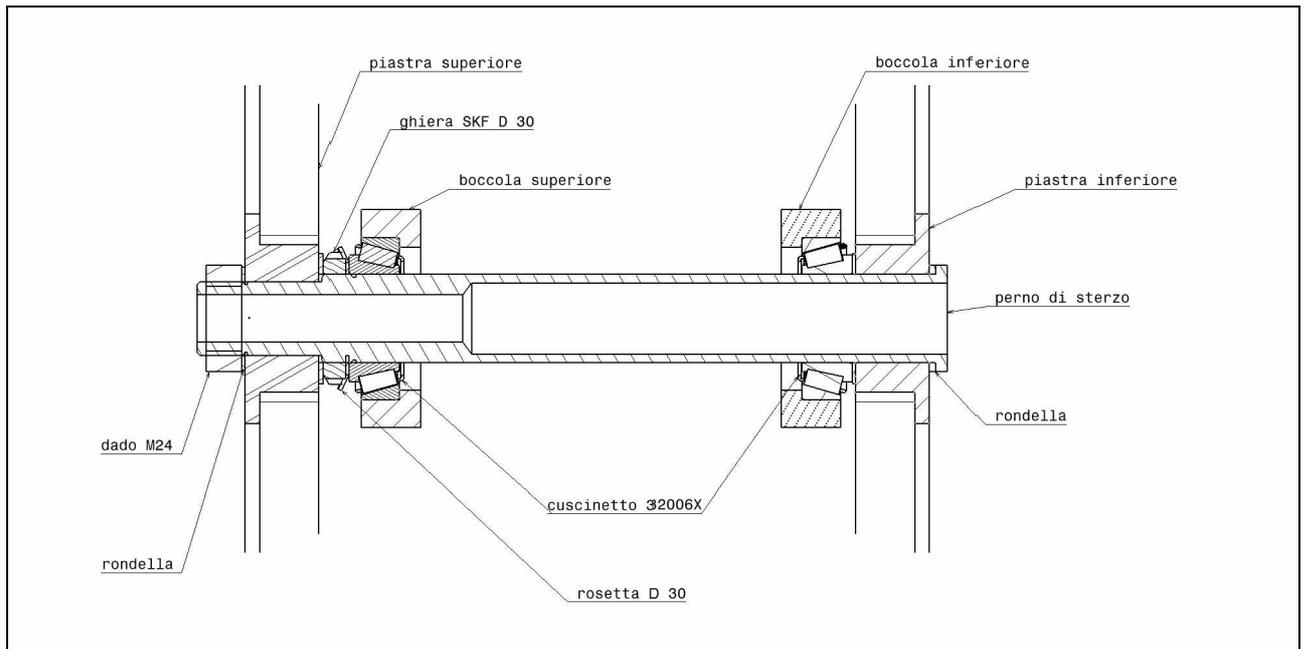
$$F_{rinf} = F_{rsup} + F = F_{rsup} \times [1 + \frac{L_2}{L_1}] \approx 7.7 kN$$



**Figura 6.29:** Flessione della forcella e forze sui cuscinetti

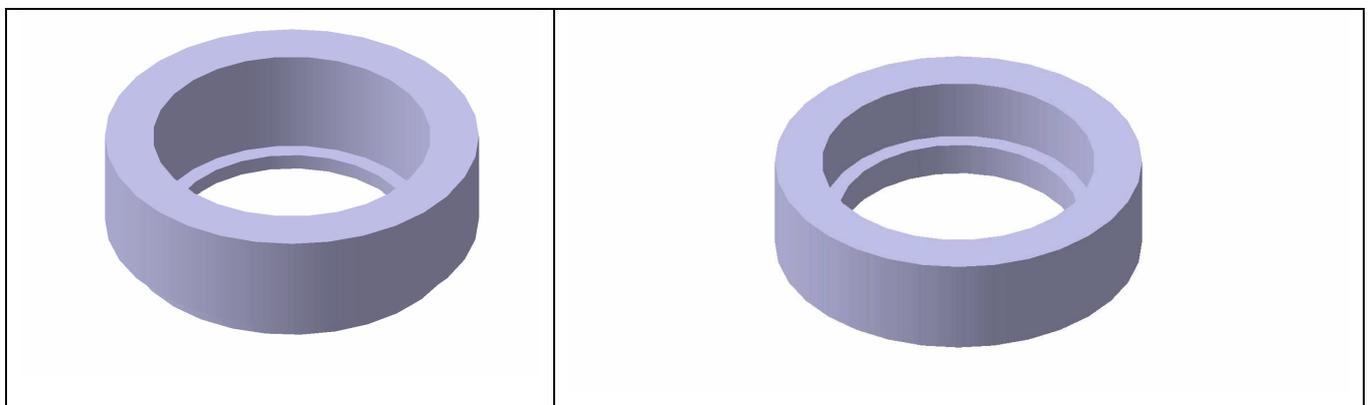
I valori appena esposti confermano la convenienza della scelta del cuscinetto a rulli conici invece della soluzione obliqua; inoltre, considerazioni geometriche e di carico hanno indirizzato la scelta sul modello SKF 32006. Il dimensionamento delle rondelle, delle ghiera e dell'albero sono una diretta conseguenza delle considerazioni fin qui esposte.

La figura seguente mostra una sezione dell'assemblaggio.



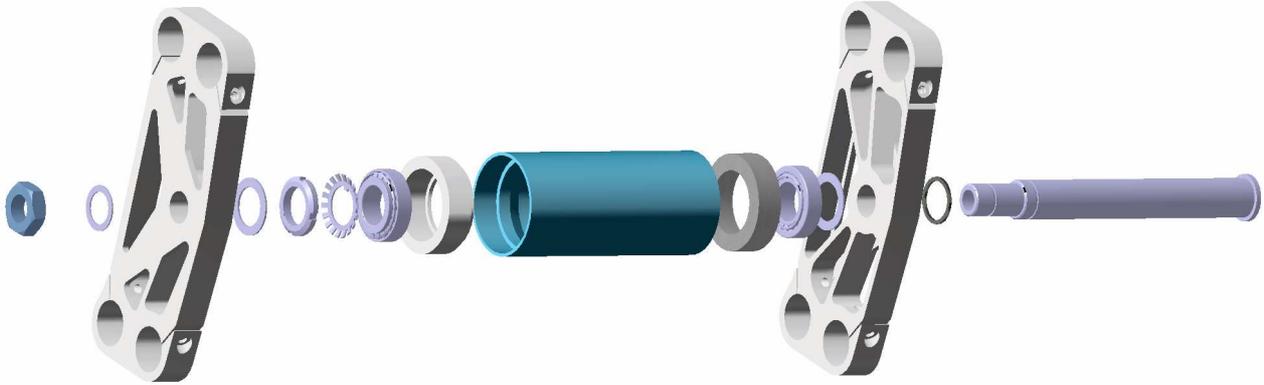
**Figura 6.30:** Canotto di sterzo, sezione

La figura mostra che la presenza della ghiera per la regolazione del precarico causa un'eccessiva distanza tra la piastra superiore e il canotto di sterzo. Per ovviare a tale problema, la relativa boccia porta cuscinetto è stata ridisegnata (fig. 6.31 a)



**Figura 6.31 a,b:** Boccole porta cuscinetti, superiore ed inferiore

L'esploso dell'assieme è raffigurato nella seguente figura.



**Figura 6.32:** Esploso del canotto di sterzo

Nell'ambito della tesi [16] è stata analizzata la possibilità di realizzare una sospensione a doppio stelo del tipo descritto nel quarto capitolo. Alcune delle soluzioni proposte sono state riprese e adattate ad essere impiegate nel veicolo oggetto di questa tesi.

Le piastre rappresentate nella figura (6.32) rappresentano una semplificazione della soluzione sviluppata nell'ambito di tale lavoro; in particolare, si è reso necessario eliminare dettagli non realizzabili tramite fresatura, rivedere i raccordi e ridimensionare i fori poiché gli steli considerati non erano sufficientemente rigidi per un veicolo di questo tipo.

## **6.9 ELEMENTI DI SCORRIMENTO TRA STELI E FODERI**

La soluzione proposta nella tesi [16] prevedeva di utilizzare dei manicotti a sfere per realizzare la guida prismatica necessaria allo scorrere degli steli. Tale soluzione è stata abbandonata a causa del peso eccessivo di tali elementi, degli ingombri radiali (che imponevano dimensioni troppo diverse tra steli e foderi) e delle scarse rigidità radiali dei supporti in materiale plastico.

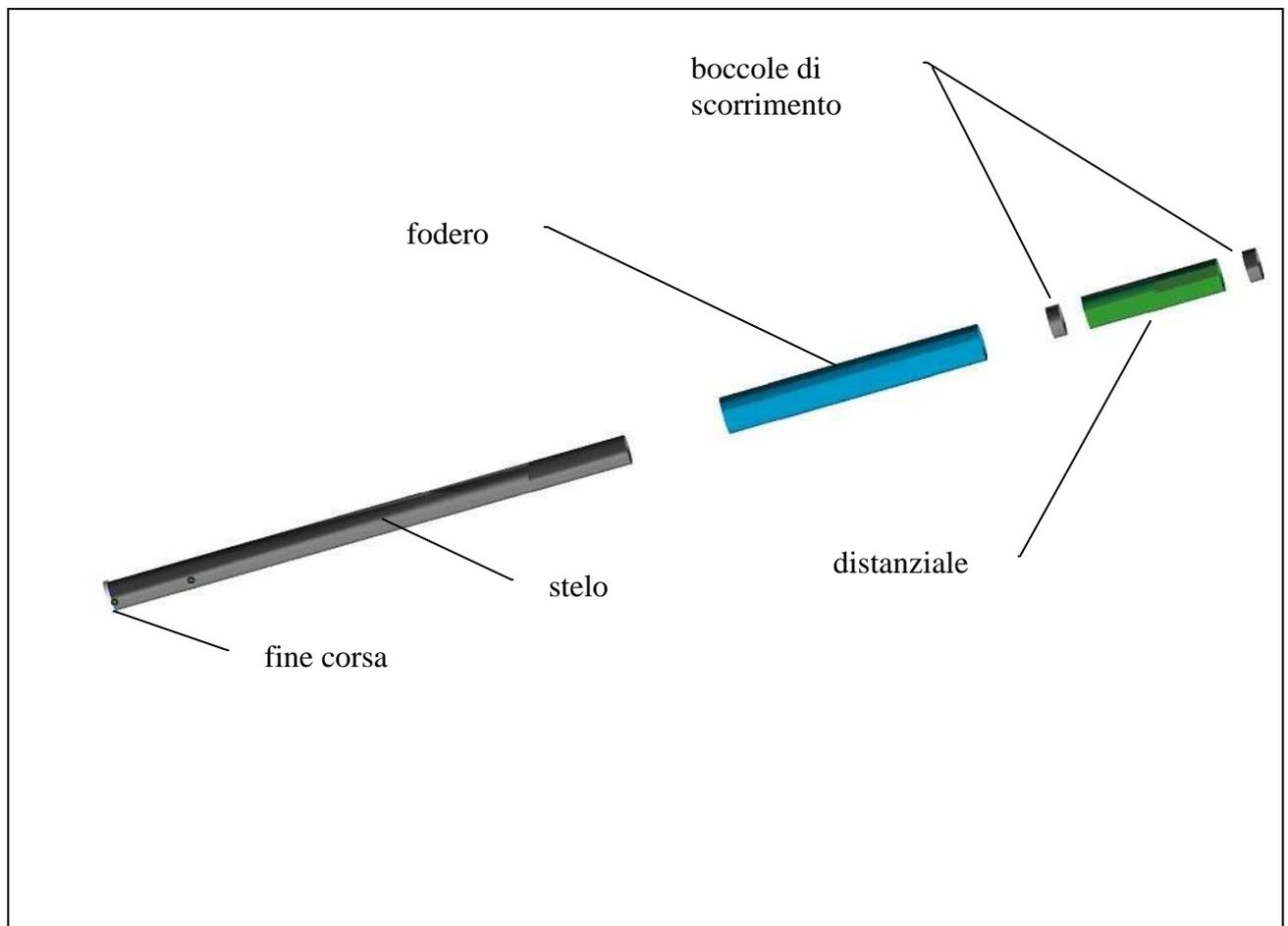
La soluzione sviluppata consiste nell'utilizzare tradizionali boccole in acciaio rivestite di teflon, le quali presentano spessori limitati, elevate rigidità e pesi ridotti.

Il montaggio tradizionale di tali boccole prevede che per ogni coppia stelo-fodero, vi sia un elemento solidale al fodero che scorre sullo stelo e un altro fissato all'estremità dello stelo che

scorre sulla superficie interna del fodero. Tale soluzione garantisce elevate rigidità flessionali in fase di frenata, ma impone lavorazioni molto precise della parte interna del fodero.

La soluzione adottata in questo lavoro prevede di vincolare entrambi gli elementi al fodero, attraverso un ulteriore elemento che funga da supporto e da distanziale tra le boccole; in questo modo è possibile semplificare le lavorazioni del fodero, anche se tale soluzione è meno rigida di quella tradizionale.

Infine, è stato disegnato un elemento che permette di evitare lo sfilamento degli steli in caso di massima estensione, lavorando in battuta sulla boccola inferiore; questo elemento è solo una precauzione: l'ammortizzatore assolve già la funzione di fine corsa.



**Figura 6.33:** Assemblaggio degli elementi di scorrimento

## 6.10 PIASTRE DI SUPPORTO FRENI E DISPOSITIVO PER LA REGOLAZIONE DELL'AVANCORSA

### 6.10.1 PIEDE DI FORCELLA

Oltre alla regolazione dell'angolo di sterzo, si è scelto di realizzare un veicolo nel quale anche l'avancorsa fosse registrabile.

L'avancorsa è data dalla seguente relazione:

$$a = \frac{R_{fw} \sin \varepsilon - d}{\cos \varepsilon}$$

dove  $R_{fw}$  è il raggio della ruota,  $\varepsilon$  è l'angolo dello sterzo, e  $d$  è l'offset.

Il parametro su cui è possibile agire per consentire la modifica dell'avancorsa è l'offset  $d$ , ovvero la distanza tra l'asse dello sterzo e il perno ruota.

Il perno ruota, in genere, è vincolato alla forcella attraverso opportuni profili realizzati nel piede di forcella (fig. 6.34); questo è dotato anche di particolari elementi in grado di permettere il fissaggio della pinza del freno.

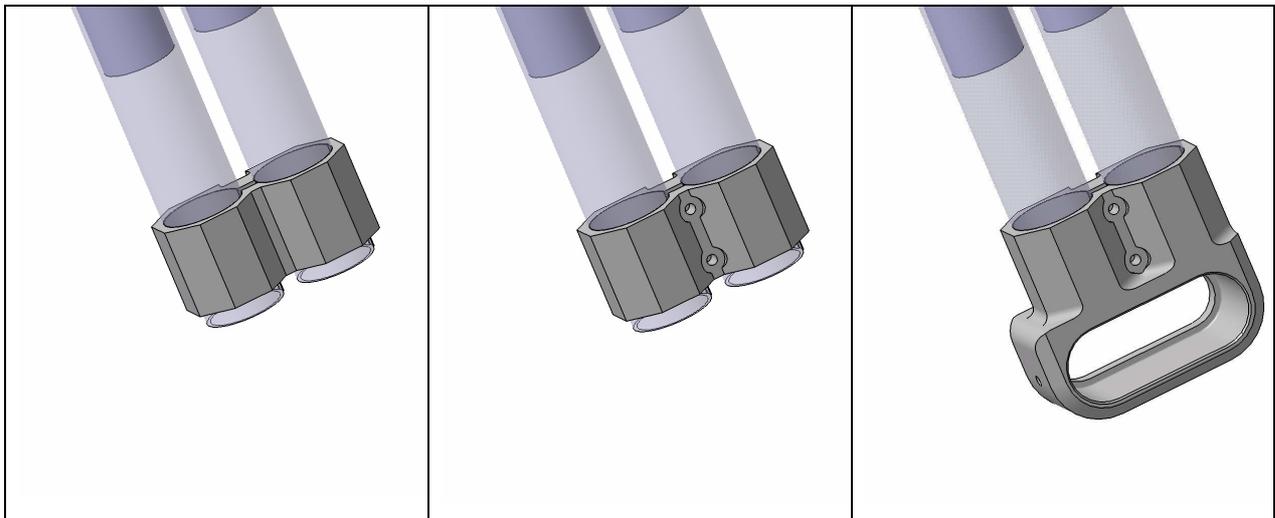


**Figura 6.34:** Soluzione tradizionale

La sospensione a doppio stelo sviluppata esige un piede di forcella particolarmente largo, in grado di garantire il collegamento reciproco dei foderi. Queste dimensioni generose suggeriscono di rendere possibile la regolazione dell'avancorsa tramite la realizzazione di un offset variabile sul piede di biella.

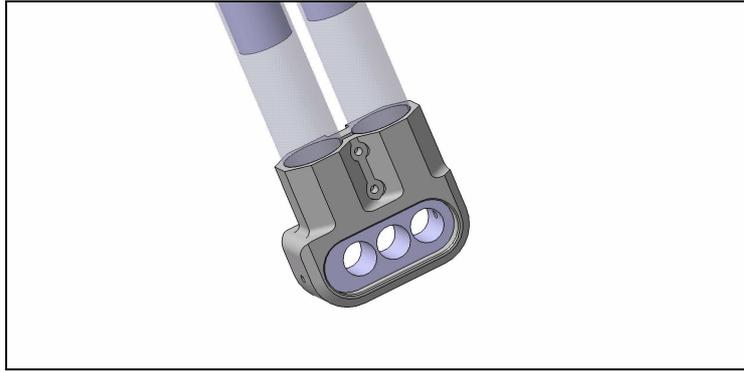
Per consentire una variazione dell'avancorsa pari a quella prevista nel secondo capitolo ( $\pm 33$  mm), è necessario prevedere una corsa minima del perno ruota pari a 60 mm. Il valore centrale di tale intervallo coincide con il valore dell'avancorsa indicato dalle simulazioni numeriche svolte nel secondo capitolo, ossia 106 mm.

Le figure seguenti mostrano la soluzione scelta per realizzare i piedi di biella: è stato disegnato un elemento che avvolgesse la parte terminale dei foderi, così da realizzare un collegamento rigido; due viti, alloggiare in apposite tasche, permettono di fissare l'assieme. Infine, un'asola permette lo scorrimento di una guida cui è fissato il perno ruota.



**Figura 6.35:** Soluzione proposta per la realizzazione dell'offset regolabile

Inizialmente si è pensato ad una guida libera di scorrere all'interno dell'asola, bloccata in posizione da due collegamenti filettati: in questo modo, l'offset poteva assumere tutti i valori compresi nel campo di variabilità previsto. Tale soluzione si è dimostrata poco rigida, quindi, si è deciso di realizzare un supporto che consentisse solo alcuni valori discreti, a vantaggio di una maggiore rigidità dell'assieme. Il supporto è raffigurato nella figura seguente.



**Figura 6.36:** Supporto del perno ruota

La regolazione dell'offset avviene montando il perno ruota in uno dei fori previsti. L'asimmetria di questo elemento consente di ottenere sei possibili valori di offset, eventualmente montando l'elemento al contrario. Nel caso descritto, tali valori, riferiti al valore centrale dell'intervallo, sono: - 32 mm, -22 mm, -5 mm, +5 mm, +22 mm, +32 mm. La particolare realizzazione asimmetrica non consente il montaggio del perno ruota nella posizione centrale, individuata dalle analisi; ovviamente, è possibile realizzare elementi che permettano di ottenere altri valori di offset.

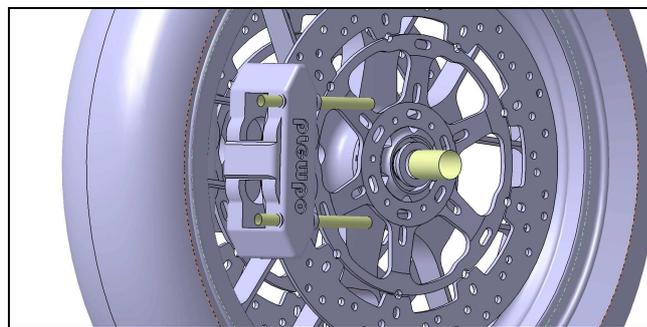
### 6.10.2 SUPPORTO PINZA FRENO

Nella configurazione più tipica, la pinza freno è montata su appositi elementi realizzati sul piede di forcella (fig. 6.34); il disco del freno è solidale al perno ruota e la posizione reciproca di pinza e disco non varia poiché sono entrambi solidali allo stesso corpo. Nella soluzione sviluppata, invece, la posizione del disco freno dipende dall'offset imposto; ne consegue che la pinza non può essere fissata rigidamente al supporto, se non rinunciando al corretto posizionamento tra questa e il disco, con conseguenze disastrose sulle performance dell'impianto frenante.

L'unica soluzione possibile consiste nel realizzare un supporto per la pinza solidale al perno ruota, in grado, quindi, di garantire il corretto posizionamento di pinza e disco per ogni valore dell'offset.

Come discusso per il freno posteriore, il supporto della pinza necessita di elementi in grado di bilanciare il momento generato dalla forza frenante. Questo aspetto ha complicato notevolmente lo studio della forcella ad offset regolabile, soprattutto a causa delle elevate forze generate dal freno anteriore rispetto a quello posteriore.

I supporti delle pinze dovranno prevedere due fori filettati per il montaggio delle pinze ad attacchi radiali fornite da Aprilia Spa (fig. 6.37); inoltre, la necessità di poter sfilare il perno ruota all'occorrenza, impone che il collegamento tra questo ed i supporti sia realizzato da un accoppiamento albero-foro, dello stesso diametro del perno (25 mm). Tale forma non vincola la rotazione dell'impianto frenante attorno al perno, pertanto è necessario studiare una soluzione sufficientemente robusta che bilanci il momento frenante agente sulla ruota. La figura seguente mostra le superfici che definiscono i collegamenti appena descritti.



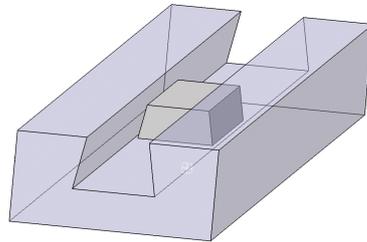
**Figura 6.37:** Superfici funzionali di collegamento

Una prima soluzione considerata consisteva in uno spallamento in grado di accoppiarsi con la superficie verticale posteriore del piede di forcella (cfr: fig. 6.36): la forza frenante agisce in un'unica direzione, pertanto un semplice appoggio è in grado di contrastare la coppia generata da tale sollecitazione. Sebbene funzionale, questa soluzione non è sembrata molto affidabile a causa della labilità residua, che in assenza di precarico del perno ruota, avrebbe causato una rotazione del supporto e della pinza.

La soluzione individuata consiste nella realizzazione di una guida prismatica, all'interno della quale un perno solidale al supporto è libero di scorrere per consentire la regolazione dell'offset. Tale soluzione è molto simile alla soluzione impiegata in molte realizzazioni al posteriore, con la differenza che, in questo caso, le sollecitazioni in gioco sono molto più elevate.

La forza generata dal contatto pinza-disco durante la frenata non è allineata con i supporti della pinza; quindi, oltre al momento trasmesso al supporto, genera anche elevate sollecitazioni torsionali sulle bullonature di collegamento. Una coppia di tale entità potrebbe flettere eccessivamente il supporto, tanto da compromettere il collegamento tra perno e guida. Per prevenire una tale eventualità, oltre a realizzare supporti di spessore adeguato, si è pensato di

realizzare una guida a coda di rondine, tale da non consentire al perno di sfilarsi dalla sede (fig. 6.38)



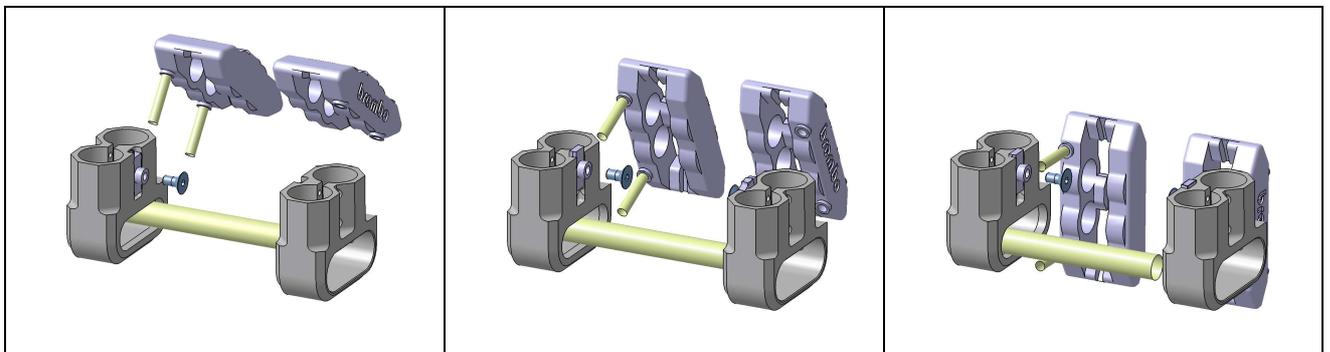
**Figura 6.38:** Guida prismatica a coda di rondine

Vista la particolare conformazione del piede di forcella, si è pensato di realizzare la scanalatura nella parte di materiale compresa tra i due foderi, così da definire una soluzione particolarmente compatta.

In questa soluzione, l'inclinazione del supporto rispetto al piede di forcella non è costante, ma varia al variare dell'offset; ne consegue che anche il perno in accoppiamento con la guida varia la sua inclinazione rispetto a questa. Nelle soluzioni di questo tipo realizzate al posteriore, il perno è realizzato da un profilo cilindrico, così da permetterne lo scorrimento anche in presenza di variazioni d'inclinazione. Questa soluzione tuttavia implica che il contatto tra perno e guida sia di tipo lineare, non adatto quindi ad applicazioni nelle quali le forze in gioco siano così elevate come nel caso dei freni anteriori. Per ovviare a ciò, si è voluto realizzare un perno prismatico (simile a quello in figura 6.38), dotato di una superficie più estesa, nella quale gli sforzi di compressione dovuti alla forza di contatto tra perno e guida sono minori.

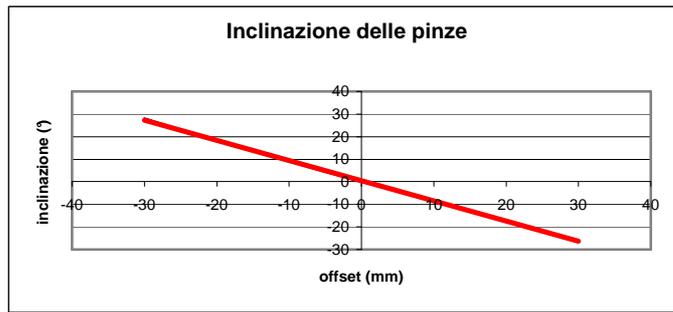
A causa dell'inclinazione variabile tra i due elementi componenti la guida, è necessario prevedere un perno libero di ruotare rispetto al supporto, di volta in volta fissato nella corretta posizione mediante collegamento bullonato ad elevate coppie di serraggio. La forza generata dalla bullonatura permette di realizzare un assemblaggio molto rigido, non ottenibile mediante altre soluzioni costruttive quali, ad esempio, l'impiego di anelli Seger. L'utilizzo di un bullone potrebbe generare problemi d'interferenza tra gli elementi in rotazione e la testa, collocata necessariamente nel lato ruota; tuttavia, l'elevato spessore del supporto consente l'incassamento totale della testa nel caso di impiego di viti a testa svasata. Come precedentemente analizzato per i perni del forcellone, un tale disegno garantisce ottime rigidità flessionali.

A causa delle elevate forze in gioco, si è preferito prevedere un raggio di raccordo tra le pareti della guida abbastanza elevato (5 mm); inoltre, l'angolo di sforno utilizzato per le pareti sottosquadra è stato limitato a soli 10°: tale valore permette alle superfici di trasmettere sforzi di compressione prevenendo il distacco del perno, ma limitando le sollecitazioni generate sugli spigoli della guida. L'altezza massima del perno, infine, è determinata dall'ingombro dell'asola di figura (6.35 c): il valore di questa misura corrisponde alla massima estensione che il perno può avere nella posizione più bassa. Le successive figure mostrano tre posizioni assunte dal perno all'interno della guida, corrispondenti ai valori estremi e centrale dell'intervallo di variabilità dell'offset.



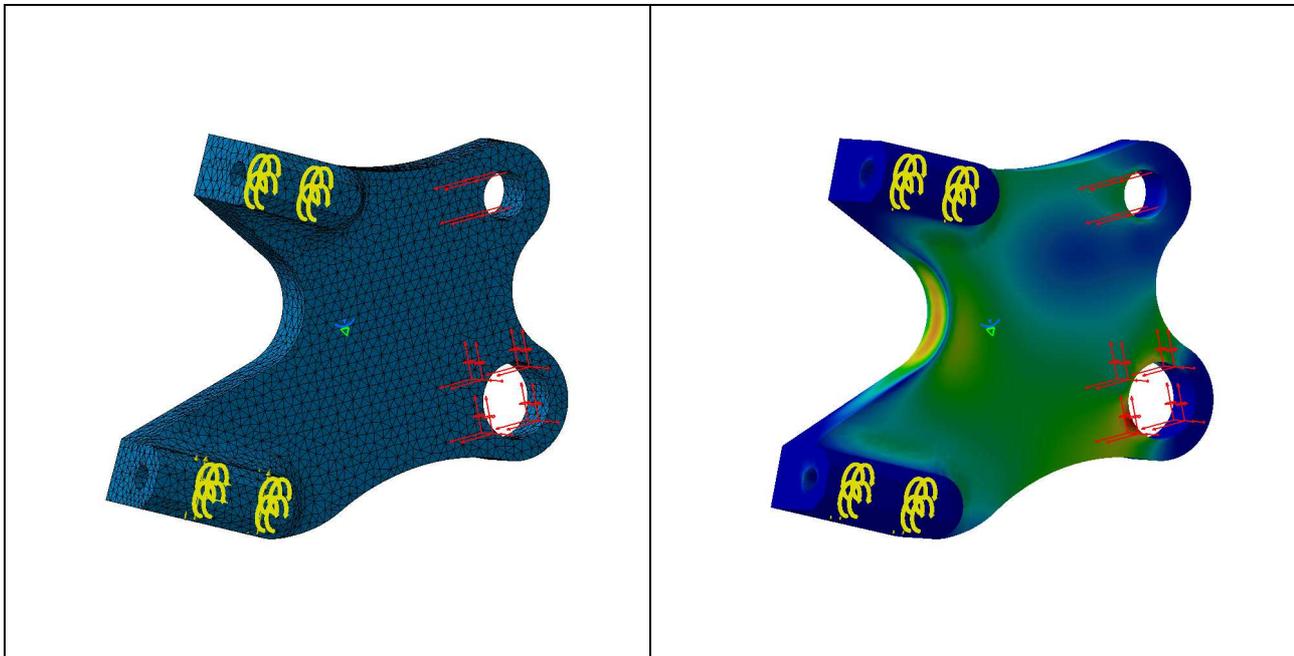
**Figura 6.39:** Variazione della posizione relativa tra pinze, perni e piede di forcella

La variazione di inclinazione del supporto implica anche una variazione dell'inclinazione delle pinze. Questo aspetto rappresenta uno degli svantaggi della soluzione sviluppata: uno dei vantaggi introdotti dalle pinze ad attacchi radiali consiste nella possibilità di montare queste all'altezza dei perni ruota, posizione nella quale le frecce dovute alla flessione delle ruote e dei dischi sono minori (teoricamente nulle). Come soluzione di compromesso, i supporti sono stati disegnati in modo da prevedere la posizione ottimale delle pinze in corrispondenza del valore dell'offset individuato dalle simulazioni numeriche, ossia, quello centrale dell'intervallo. Il grafico seguente fornisce il valore dell'inclinazione delle pinze al variare dell'offset



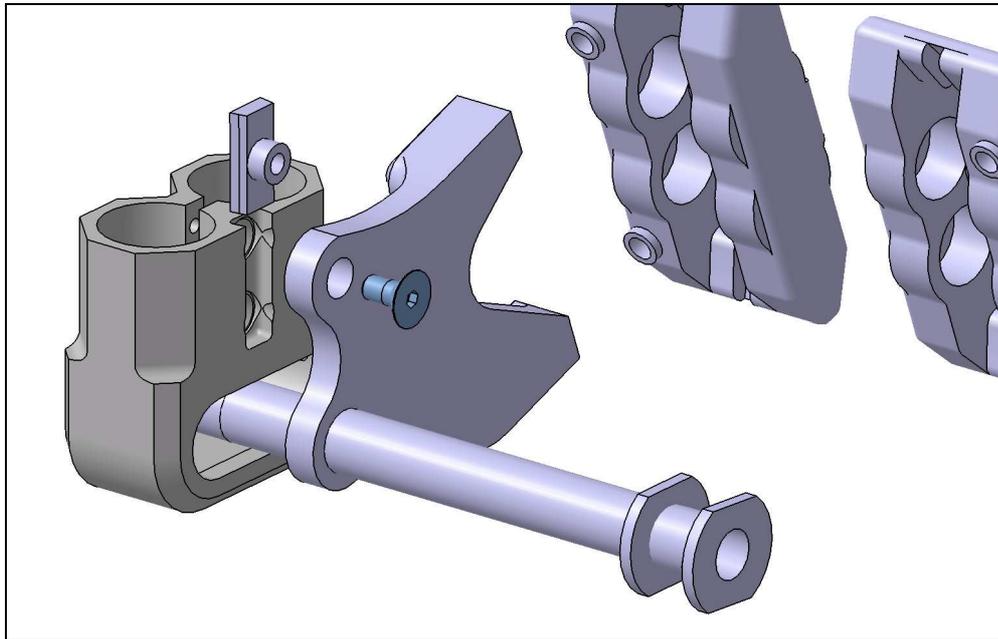
**Figura 6.40:** Inclinazione delle pinze al variare dell'offset

Definiti tutti gli attacchi necessari al supporto, è possibile studiarne la forma migliore mediante analisi FEM. La strategia seguita è la stessa già utilizzata precedentemente: disegnando un profilo generico di spessore elevato, si procede eliminando materiale nelle zone interessate da stress limitato. I vincoli imposti consistono nel lasciare il supporto libero di ruotare attorno al perno ruota e nel vincolare la traslazione longitudinale del perno del freno, movimento di fatto impedito dalla guida prismatica. I carichi consistono in una forza diretta lungo la tangenziale al disco, agente sui supporti della pinza, e dal momento torcente da essa generato.



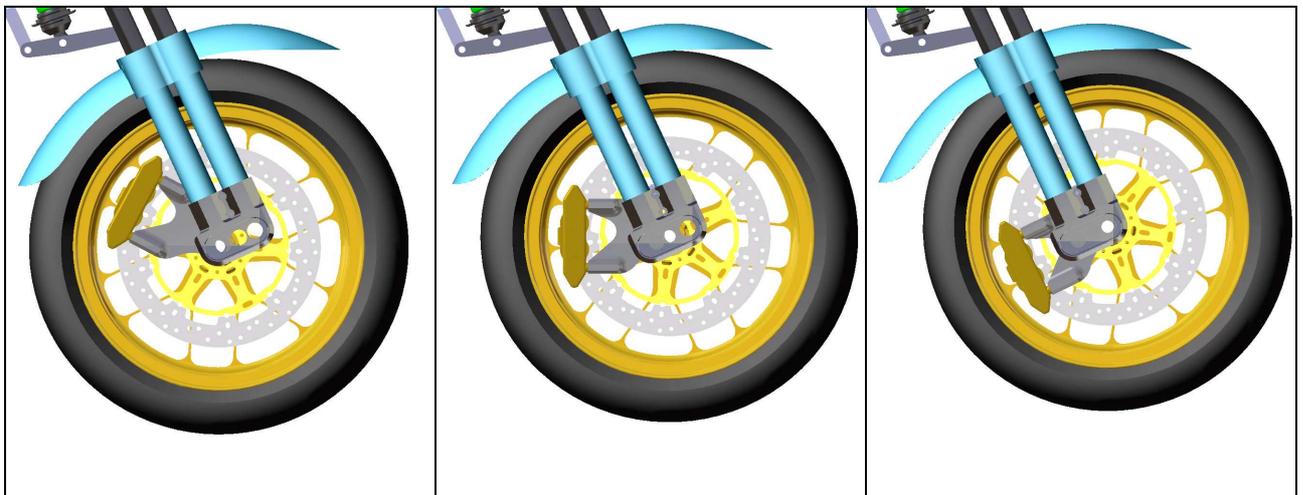
**Figura 6.41:** Studi sui supporti delle pinze freno

L'assemblaggio definitivo è rappresentato nella seguente figura.



**Figura 6.42:** Assemblaggio definitivo

La figura seguente, invece, mostra il movimento del cinematismo definitivo.

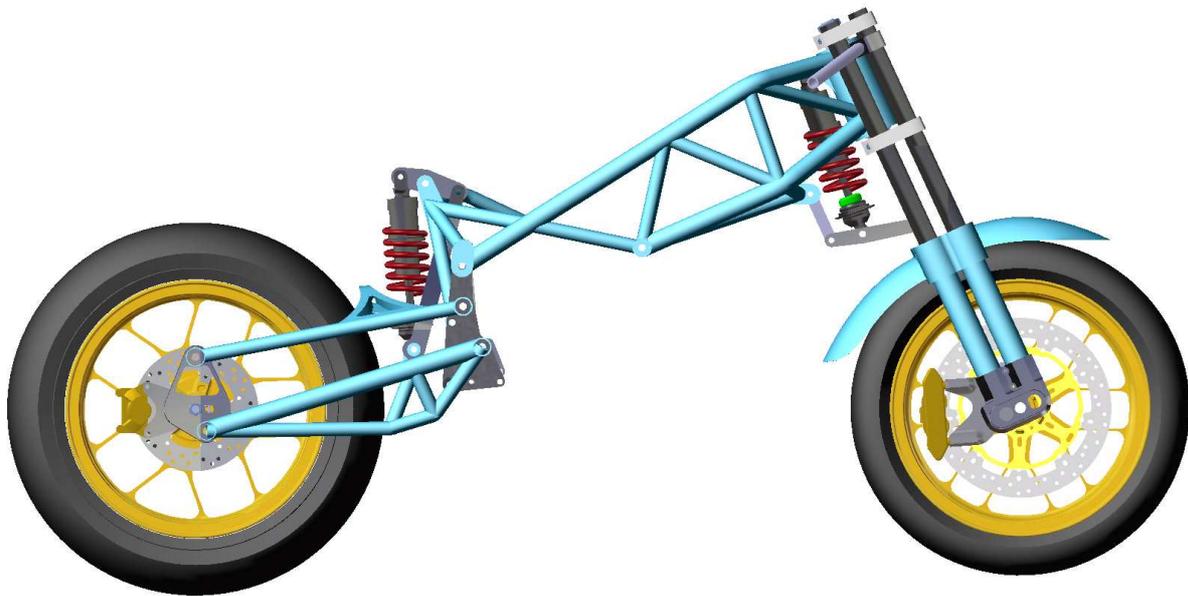


**Figura 6.43:** Variazione dell'offset nella soluzione definitiva

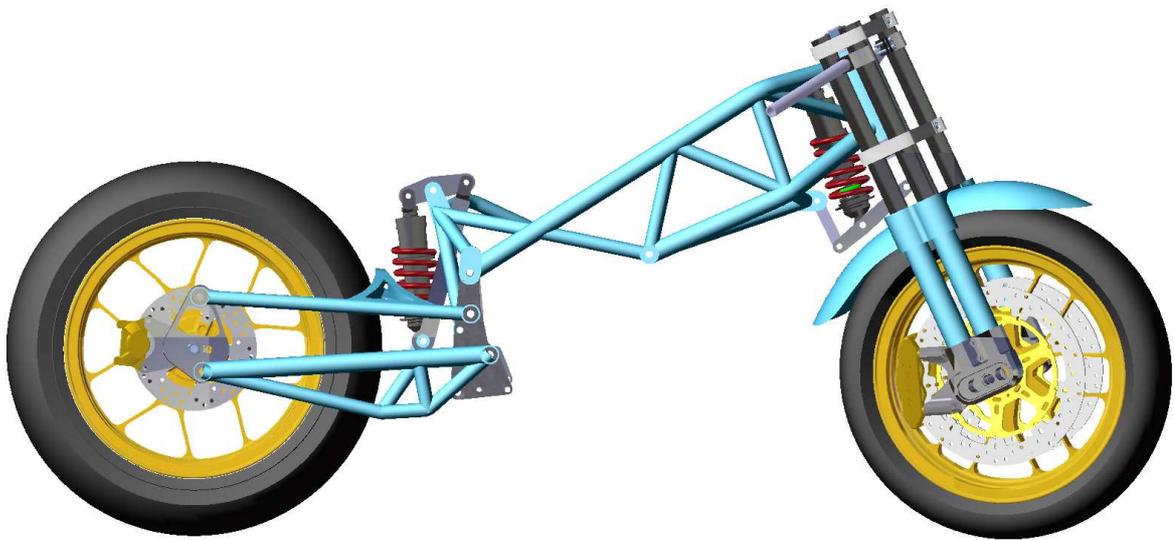
## 6.11 MODELLO CINEMATICO COMPLETO

Gli elementi fin qui definiti permettono la realizzazione di un modello cinematico dell'intero veicolo. Questo prototipo virtuale permette di visualizzare il movimento di tutte le parti mobili del motociclo: si vogliono così verificare eventuali interferenze tra gli elementi. È inoltre necessario per la definizione di alcune parti mancanti: l'impianto di scarico, ad esempio, necessita di informazioni riguardanti l'ingombro del quadrilatero posteriore durante la sua escursione. Anche gli elementi riguardanti la posizione del pilota verranno sviluppati direttamente su questo modello: nota la sola posizione del baricentro e la forma del tensore di inerzia, attraverso tecniche di analisi ergonomica verranno definite le migliori posizioni per le pedane e la sella, tali cioè da consentire una postura di guida sufficientemente comoda.

Il modello cinematico presenta cinque gradi di libertà: tiro catena, sospensione posteriore, sospensione anteriore, offset e sterzo.

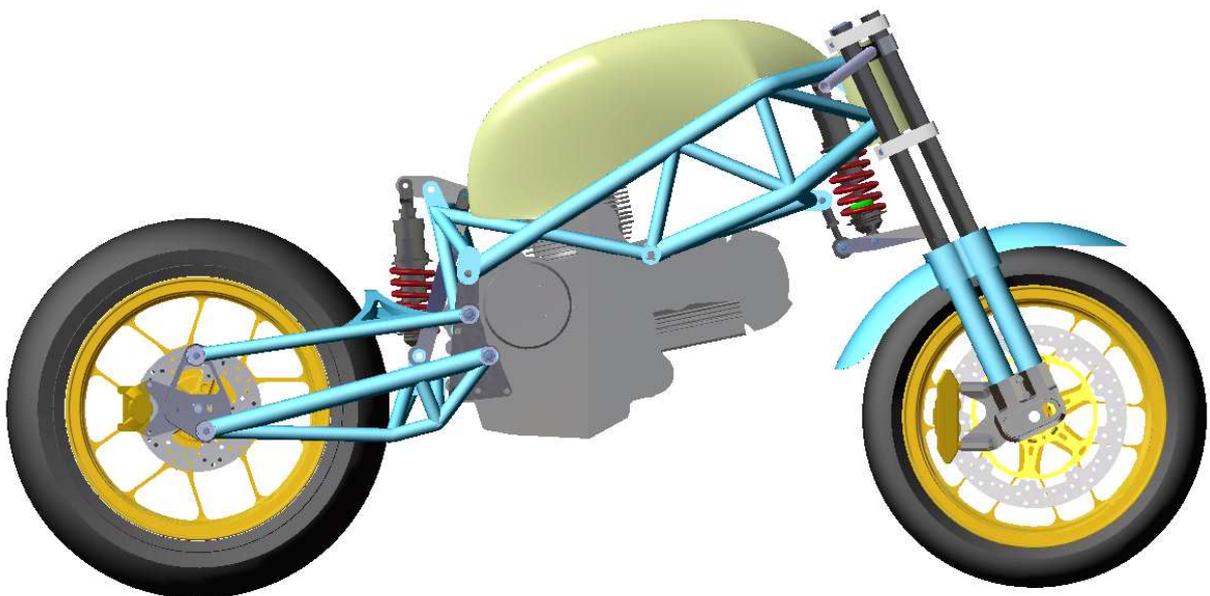


**Figura 6.44:** Modello cinematico, configurazione full extended

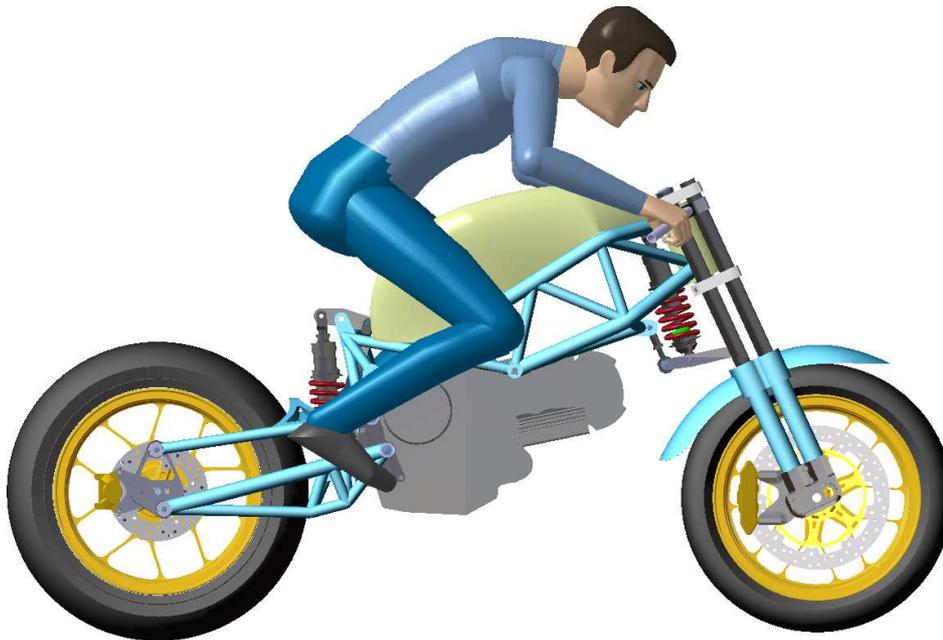


**Figura 6.45:** Modello cinematico, configurazione full compressed e massimo angolo di sterzo

Sul precedente modello è stata disegnata la sagoma del serbatoio ed è iniziato lo studio sulla posizione del pilota. Tale studio ha consentito la definizione di pedane e sella; infine, noti gli ingombri di tutti questi elementi, è stato disegnato l'impianto di scarico.

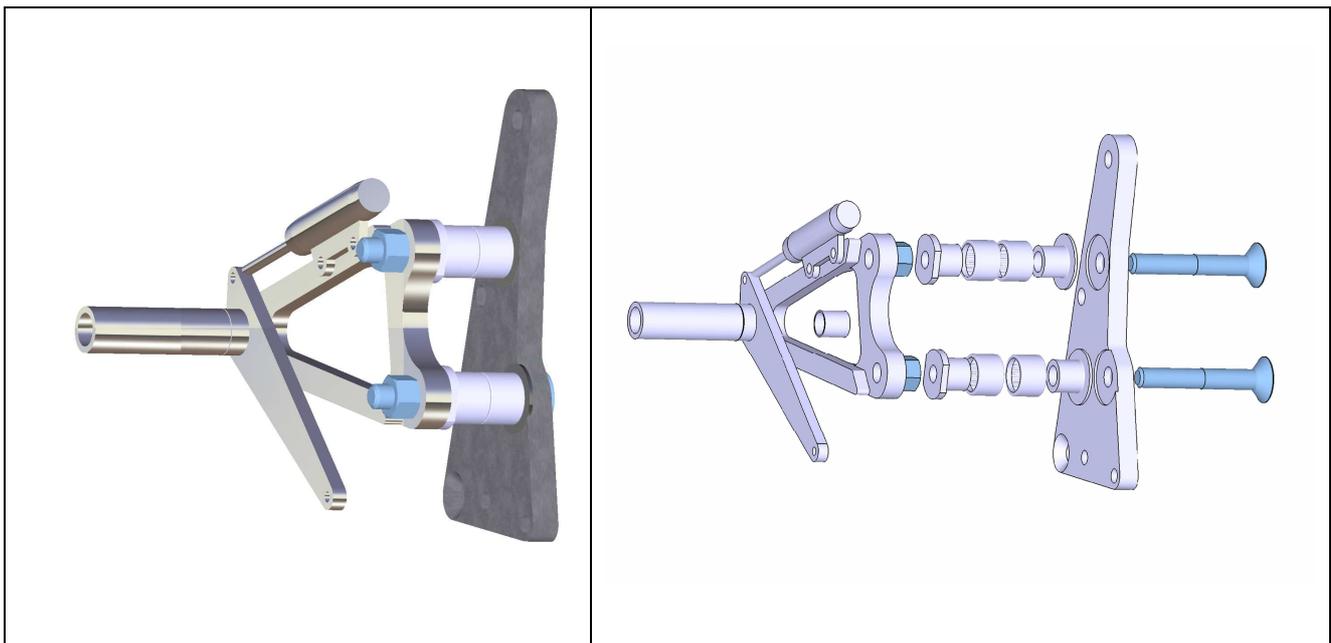


**Figura 6.46:** Profilo del serbatoio

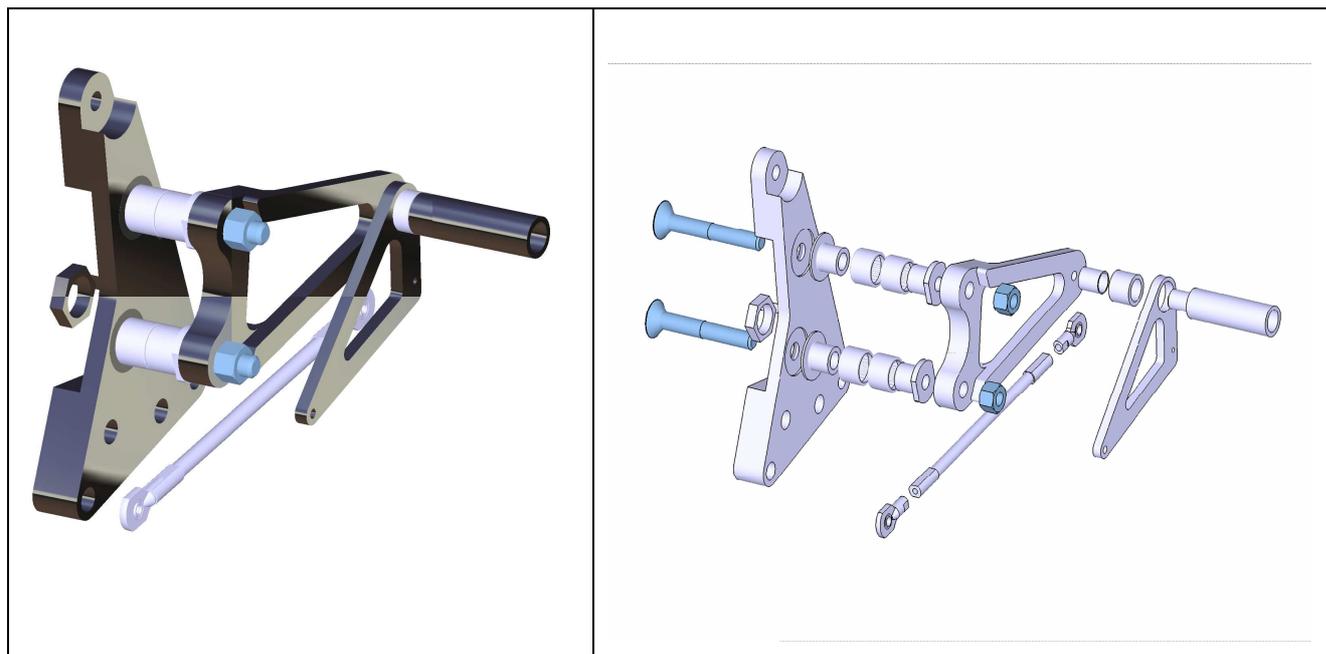


**Figura 6.47:** Posizione del pilota

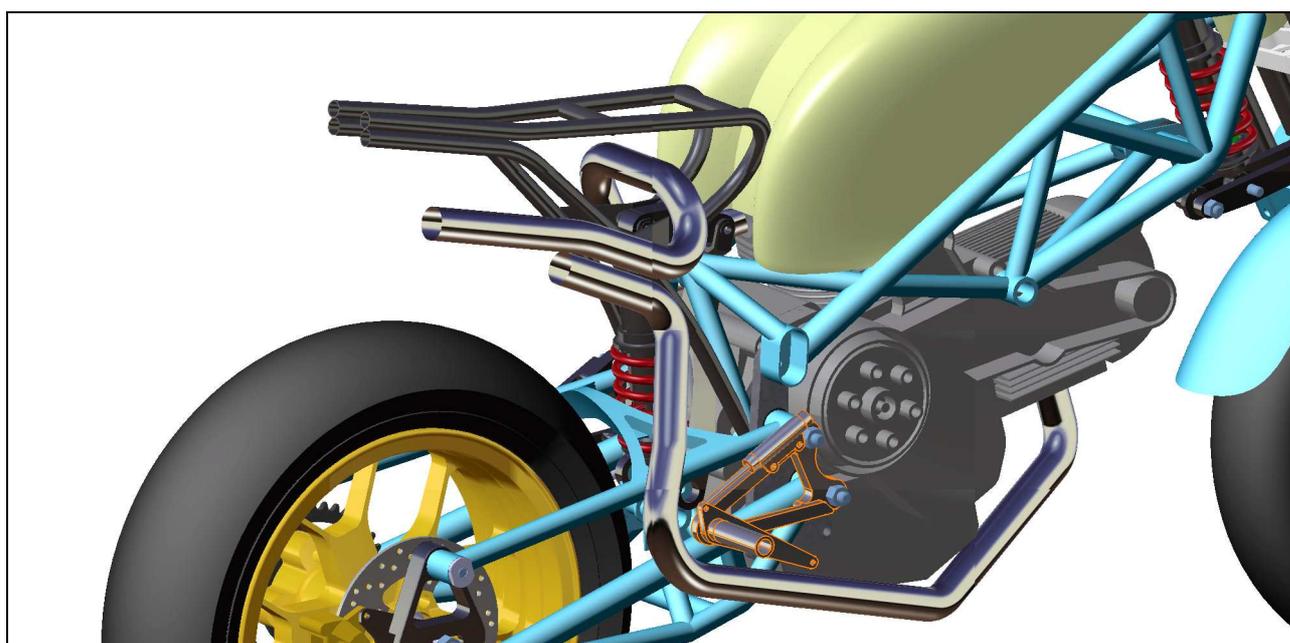
Le figure seguenti mostrano gli insiemi e gli esplosi della leva freno e della leva del cambio, definiti in base al modello ergonomico riportato nella precedente figura. Come emerge dalle figure, si è deciso di utilizzare gli stessi perni della sospensione posteriore come supporto per le pedane.



**Figura 6.48:** Realizzazione della leva freno ed esploso

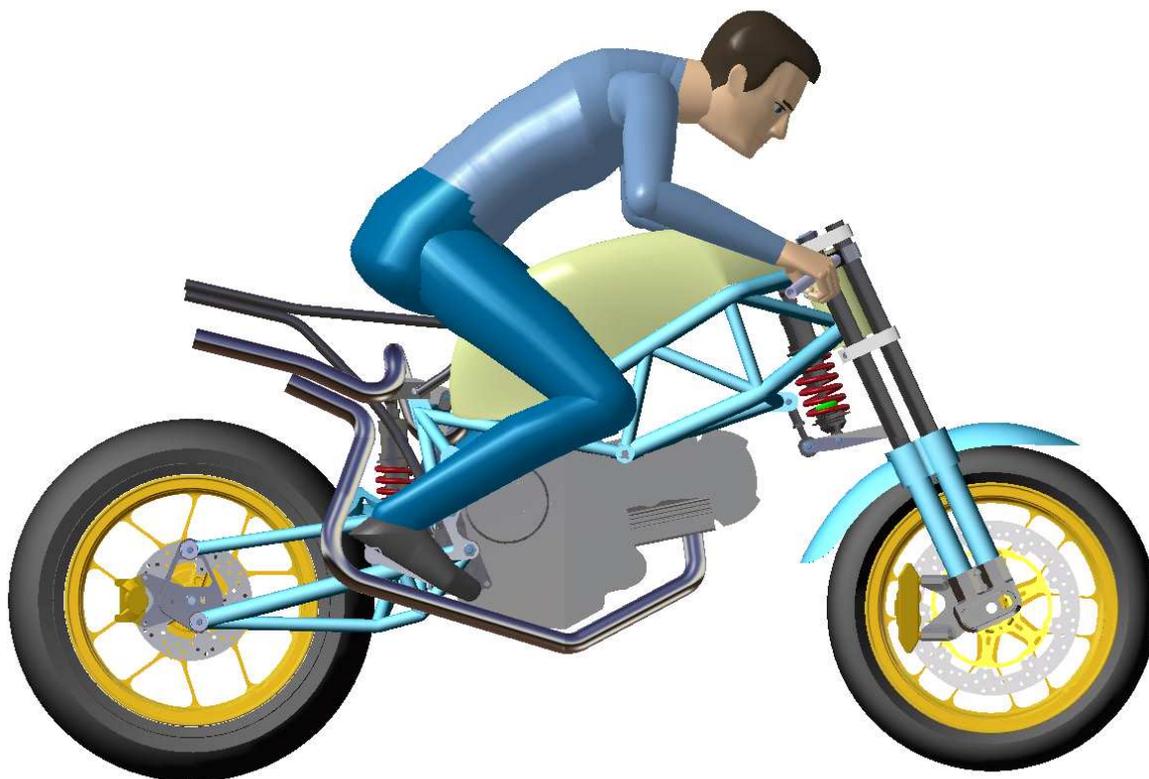


**Figura 6.49:** Realizzazione della leva cambio ed esploso



**Figura 6.50:** Scarichi, pedana destra e leva freno

Il prototipo virtuale completo è descritto nella seguente figura.



**Figura 6.51:** Prototipo virtuale completo

## **6.12 CARATTERISTICHE INERZIALI DEL PROTOTIPO**

Le seguenti tabelle riportano le caratteristiche inerziali del prototipo virtuale definitivo. La descrizione di tali proprietà segue lo schema proposto per il codice Fast Bike 8, sviluppato da MDRG, Dipartimento di Innovazione Meccanica e Gestionale, Università degli Studi di Padova.

corpo	frame		
massa (kg)	94,4		
origine	perno forcellone, SAE		
baricentro (m)	0,264	0	0,096
tensore (kgm <sup>2</sup> )	3,361 0,001 1,605	0,001 5,94 0,005	1,605 0,005 3,761

corpo	front unsprung		
massa (kg)	8,5		
origine	perno ruota ant, SAE		
baricentro (m)	-0,015	0,001	-0,21
tensore (kgm <sup>2</sup> )	0,662 -0,007 -0,02	-0,007 0,518 0	-0,02 0 0,175

corpo	rider		
massa (kg)	78,5		
origine	perno forcellone, SAE		
baricentro (m)	0,26	0	-0,52
tensore (kgm <sup>2</sup> )	5,338 0 0,971	0 3,588 0	0,971 0 2,532

corpo	rear whell		
massa (kg)	13,279		
origine	perno ruota post, SAE		
baricentro (m)	0	0	0
tensore (kgm <sup>2</sup> )	0,361 0 0	0 0,613 0	0 0 0,361

corpo	front frame		
massa (kg)	7,288		
origine	centro simmetria canotto, SAE		
baricentro (m)	0,0171	0	0,238
tensore (kgm <sup>2</sup> )	0,361 0 -0,014	0 0,251 0	-0,014 0 0,132

corpo	front whell		
massa (kg)	10,5		
origine	perno ruota ant, SAE		
baricentro (m)	0	0	0
tensore (kgm <sup>2</sup> )	0,261 0 0	0 0,386 0	0 0 0,261

corpo	rear unsprung		
massa (kg)	15,15		
origine	perno ruota post, SAE		
baricentro (m)	0,278	-0,005	0,089
tensore (kgm <sup>2</sup> )	0,276 0,002 0,028	0,002 0,42 -0,007	0,028 -0,007 0,496

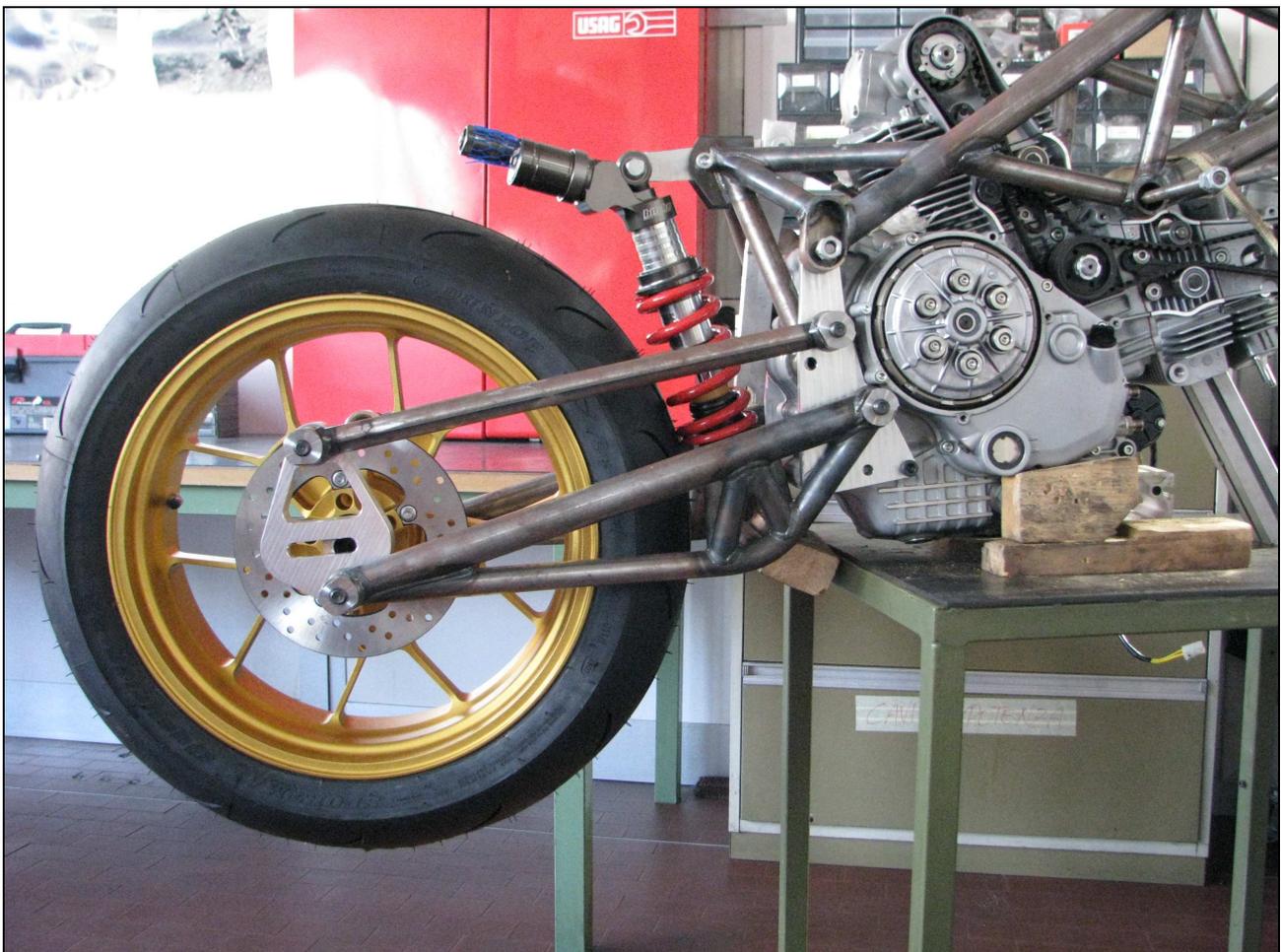
**Tabella 6.4:** Proprietà inerziali delle singole parti

## 6.13 PROTOTIPO FISICO

### 6.13.1 INTRODUZIONE

La descrizione della costruzione del modello fisico, così come del tipo di lavorazioni utilizzate per i singoli componenti, esula dall'argomento di questa tesi. Ad ogni modo, si riportano alcune immagini del prototipo realizzato presso i laboratori del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Gestionale dell'Università degli Studi di Padova; si ritiene che tali immagini possano essere utili a scopo di paragone tra il modello virtuale e quello fisico, a conferma della grandi possibilità offerte dalle tecniche di Digital MockUp.

### 6.13.2 SOSPENSIONE POSTERIORE



**Figura 6.52:** Sospensione posteriore

### 6.13.3 REGOLAZIONE DEL TIRO CATENA

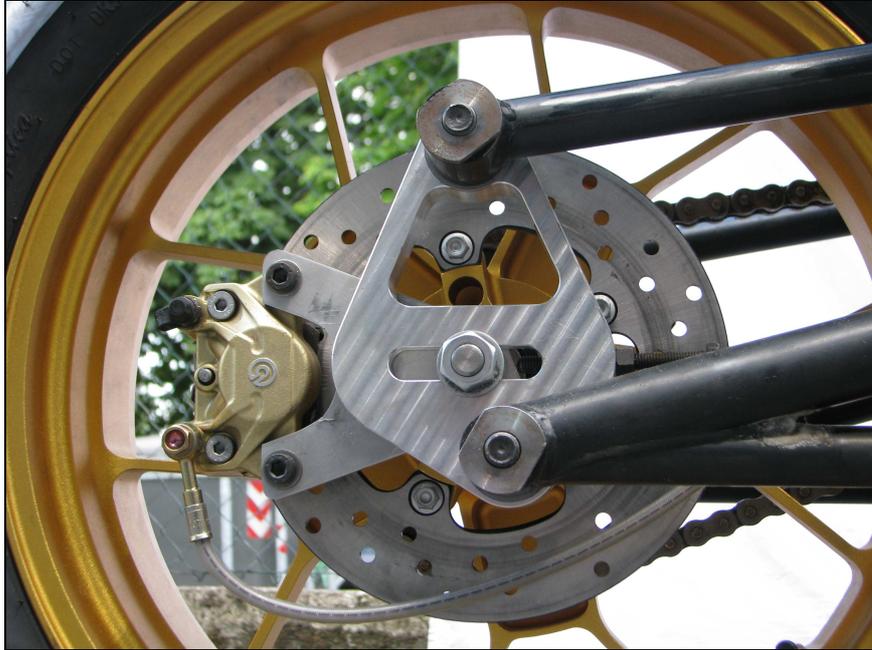


Figura 6.53: Regolazione del tiro catena

### 6.13.4 REGOLAZIONE DELL'AVANCORSA E FRENI ANTERIORI



Figura 5.54: Regolazione dell'avancorsa

### 6.13.5 SOSPENSIONE ANTERIORE



**Figura 6.55:** Sospensione anteriore

### 6.13.6 MOTOCICLO VICTORIA



Figura 6.56: Prototipo fisico completo



## CONCLUSIONI

Nell'ambito del presente lavoro è stato sviluppato un motociclo da competizione, caratterizzato da alcune soluzioni costruttive molto originali. Tale veicolo è stato successivamente prototipato presso i laboratori del Dipartimento di Innovazione Meccanica e Gestionale, dell'Università degli studi di Padova.

La progettazione del veicolo descritta in questo lavoro è stata interamente svolta dal *Motorcycle Dynamics Research Group*, attraverso l'utilizzo di strumenti numerici, tra cui alcuni codici multibody sviluppati dal gruppo stesso. La realizzazione dei componenti ha interessato diverse realtà produttive esterne, oltre agli stessi laboratori del Dipartimento. Alcune parti fondamentali, troppo complesse per essere sviluppate all'interno di questo progetto, sono state gentilmente fornite da sponsor esterni; tra queste: il motore, gli impianti frenanti, le ruote, gli ammortizzatori, gli steli.

L'obiettivo principale di questo studio consisteva nella progettazione e nella prototipazione del suddetto veicolo; inoltre, si voleva valutare la possibilità di fare largo uso di tecniche numeriche che permettessero di simulare le performance del veicolo già in fase di studio preliminare; tale metodologia, permette di ridurre drasticamente i costi e i tempi di sviluppo del veicolo.

La metodologia proposta in [6], esposta nel secondo capitolo, ha permesso la definizione delle grandezze fondamentali caratterizzanti il veicolo, individuando quale set di valori potesse garantirne le migliori prestazioni. L'impiego di questa metodologia nello sviluppo di un nuovo motociclo non ha precedenti: grazie a questa tecnica, è stato possibile definire geometricamente il veicolo limitando il successivo lavoro di collaudo in pista. I risultati delle simulazioni hanno proposto una configurazione che ha imposto l'arretramento del motore e del pilota; per realizzare ciò, è stato necessario ricorrere a soluzioni costruttive peculiari, come l'introduzione di piastre e un accurato sviluppo dei perni del forcellone.

Nel terzo capitolo sono stati discussi diversi aspetti riguardanti il comportamento della sospensione posteriore; ciò ha permesso di definire una nuova tipologia di quadrilatero, tale da garantire rapporti di squat unitari e allungamento ridotto della catena, anche in presenza di un propulsore così arretrato. Nella definizione di questo cinematismo e del leveraggio dell'ammortizzatore, è emersa la convenienza di utilizzare un procedimento iterativo basato sull'intuizione, poiché i metodi di sintesi diretta non si sono rivelati vantaggiosi.

Nel quarto capitolo, lo sviluppo dell'avantreno è stato interessato dall'introduzione di un'altra soluzione particolare: la forcella a doppio stelo; questo accorgimento permette di ottenere valori di rigidità opportuni sia in direzione laterale che longitudinale, con possibili vantaggi sulla stabilità del veicolo. Sempre nello stesso capitolo, è stato sviluppato un codice che permettesse la definizione del cinematismo più opportuno per la sospensione anteriore; tale codice si basa su di un algoritmo di ricerca esaustiva per analizzare le possibili soluzioni. Nonostante la semplicità, questo algoritmo si è rivelato molto adatto al problema in oggetto, permettendo di definire lo schema cinematico ottimale utilizzando risorse di calcolo molto limitate.

La definizione del telaio (quinto capitolo) ha rappresentato la parte più laboriosa del lavoro di progettazione: si è voluto implementare un metodo che integrasse un solutore FEM con un algoritmo di ottimizzazione. Per ottenere ciò, è stato definito un modello parametrico della struttura, i cui parametri fossero sufficienti a descriverne configurazione e peso. L'ottimizzatore ha proceduto variando tali parametri, sulla base di un algoritmo euristico stocastico e di una funzione obiettivo fornita dal solutore FEM: è stata così sviluppata una struttura molto leggera e caratterizzata da buone doti di rigidità. In questo capitolo, sono state esposte alcune considerazioni sulla effettiva convenienza delle tecniche automatiche di ottimizzazione: spesso l'intuizione permette di ottenere risultati più veloci; ad esempio, per la definizione sia tipologica che topologica della struttura si è preferito ricorrere esclusivamente a considerazione logiche, invece che a modelli matematici. Nella definizione di forma e di dimensione, invece, è stato utilizzato il metodo automatico appena esposto; in particolare, è stata discussa la possibilità di effettuare l'ottimizzazione geometrica e quella dimensionale contemporaneamente, a differenza della prassi più diffusa, poiché si ritiene che nel caso in oggetto i risultati delle due ottimizzazioni non siano indipendenti.

Il sesto capitolo infine, ha visto la soluzione di numerose problematiche di tipo costruttivo, attraverso l'utilizzo di strumenti numerici, quali FEA e DMU.

Concludendo, l'utilizzo di tecniche numeriche ha permesso lo sviluppo di un veicolo con un grande risparmio di risorse: le prime versioni del progetto sono state completate in meno di un anno ed hanno interessato esclusivamente l'utilizzo di strumenti software. Ciononostante, il progetto ha dovuto subire numerose modifiche in seguito: in alcuni casi, i componenti forniti sono stati reperiti successivamente, rendendo necessario l'adattamento del modello al nuovo componente. In altri casi, la necessità di realizzare artigianalmente gli elementi in traliccio, ha dato inevitabilmente origine a piccole differenze tra modello e prototipo, rendendo necessarie

alcune modifiche sulle strutture. Infine, la realizzazione della struttura del veicolo è stata ritardata dalle tempistiche necessarie alla produzione dei singoli elementi presso fornitori distinti.

Durante questo studio, è stata anche discussa l'eventuale convenienza dell'impiego di alcune tecniche di ottimizzazione. È emerso come non sia possibile definire a priori metodologie migliori in assoluto; ciascun problema necessita di soluzioni peculiari, scelte ed adattate di volta in volta. In alcuni casi, gli algoritmi più semplici garantiscono i migliori risultati, in altri, i metodi indiretti iterativi permettono di giungere velocemente ad una soluzione buona, anche se non ottima. Dove possibile, l'impiego di tecniche di ottimizzazione porta delle notevoli riduzioni dei tempi di sviluppo: l'applicazione dell'annealing simulato, nel caso del telaio, ha permesso di svolgere un lavoro di indagine che, se affrontato per via iterativa dal progettista, avrebbe richiesto tempi non paragonabili.



## RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI

- [1] **Biral F.**, *La manovra ottima per l'analisi delle prestazioni dei motocicli*, Moto Tecnica, N.P.M. Edizioni, Anno XIV, n° 5, maggio 2000.
- [2] **Biral F., Da Lio M.** *Il Metodo della Manovra Ottima e le sue Applicazioni*, AIMETA 01 XV Congresso AIMETA di Meccanica Teorica e Applicata, 15th AIMETA Congress of Theoretical and Applied Mechanics, 2001
- [3] **Biral F., Garbin S., Lot R.**, *Enhancing the performance of high powered motorcycles by a proper definition of geometry and mass distribution*, Motorsports Engineering Conference & Exhibition December 2-5, 2002, Indianapolis, Indiana, USA, Paper Number 02MSEC-14
- [4] **Biral F., Lot R., Peretto M.**, *Optimization of the Layout of a Racing Motorcycle using the Optimal Maneuver Method*, IAVSD, 20th Symposium, Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks, Berkeley, California, august 2007
- [5] **V. Cossalter, M. Massaro, M. Peretto, S. Bobbo**, *Application of the Optimal Maneuver Method for Enhancing Racing Motorcycle Performance*, SAE 08MSEC-0079
- [6] **Peretto, Martino** *Studi teorici e sperimentali su maneggevolezza, stabilità e manovrabilità dei veicoli a due ruote*. PhD Thesis, 2008
- [7] **Enrico Eger**: *Analisi sperimentale del comportamento dinamico in pista di un motociclo Superbike*, Graduated Thesis, 2006
- [8] **Cossalter V.**, *Motorcycle Dynamics*. Lulu.com, 2006, ISBN: 978-1-4303-0861-4
- [9] **Cossalter V., Da Lio M., Doria A.**, *Meccanica Applicata alle Macchine*, Padova: Progetto libreria, 1994
- [10] **Erdman, A. and Sandor, G.**, *Mechanism Design: Analysis and Synthesis*, Prentice-Hall, New Jersey, 1984
- [11] **Andrea Aguggiaro**: *Studio della applicabilità di tensostrutture per la realizzazione di telai per motocicli a rigidzze controllate*, Graduated Thesis, 2005-2006
- [12] **Enrico Del Torso**: *Progettazione e realizzazione di un'innovativa sospensione anteriore progressiva, per veicoli a due ruote*, Graduated Thesis, 2003-2004
- [13] **Matteo Massaro**: *L'effetto delle flessibilità strutturali sulla stabilità dei motocicli*, Graduated Thesis, 2003-2004,
- [14] **Roberto Lot, Vittore Cossalter, Matteo Massaro**, *The Significance of Frame Compliance and Rider Mobility on the Motorcycle Stability*, Multibody Dynamics 2005, International Conference on Advances in Computational Multibody Dynamics-ECCOMAS Thematic Conference, Universidad Politecnica de Madrid June 21-24 2005
- [15] **V. Cossalter, R. Lot M. Massaro**, *The influence of Frame Compliance and Rider Mobility on the Scooter Stability*, Vehicle System Dynamics, Vol. 45, No. 4, April 2007, 313-326, ISSN 0042-3114

- [16] **Maurizio Battocchio:** *Studio e progettazione di una motocicletta con ciclistica innovativa*, Graduated Thesis, 2007
- [17] **R. T. Haftka, Z. Gurdal**, *Elements of structural optimization*, Kluwer, Dordrecht, 1992  
ISBN 0792315049
- [18] **P. Serafini**, *Ottimizzazione*, Zanichelli, Bologna, 2000 ISBN 88-08-09059-0
- [19] **M. P. Bendsøe**, *Optimization of Structural Topology*, Shape e Material, Springer 1995.
- [20] **Giles, Sharp**. *Static and dynamic stiffness and deflection mode measurements on a motorcycle, with particular reference to steering behaviour.*, proc. of IMechE Conference on Road Vehicle Handling, 1983

# RINGRAZIAMENTI

*Ai Professori Vittore Cossalter, Alberto Doria, Roberto Lot  
e a tutti i membri del Motorcycle Dynamics Research Group,  
per aver condiviso una passione.*

*Ai colleghi Giovanni Dalla Torre, Simon Bobbo, Roberto Sartori,  
per l'amicizia, i momenti gioiosi e il supporto nei periodi più difficili.*

*A Nicola Stocco e a tutto il personale del  
Dipartimento di Innovazione Meccanica e Gestionale,  
per la disponibilità e la cordialità.*

*Ai miei genitori,  
per l'affetto e il sostegno.*