



UNIVERSITÀ DI PISA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

RELAZIONE PER IL CONSEGUIMENTO DELLA  
LAUREA IN INGEGNERIA DEI VEICOLI TERRESTRI

***“Progetto e Sviluppo di Sospensioni e Sistema di Sterzo  
per Veicolo per Formula SAE”***

RELATORI

IL CANDIDATO

---

Prof. Ing. *Francesco Frendo*  
Dip. di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione

*Lorenzo Andreucci*

---

Prof. Ing. *Massimo Guiggiani*  
Dip. di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione

---

Dott. Ing. *Riccardo Bartolozzi*  
Dip. di Ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione

Anno Accademico 2009-2010

# INDICE GENERALE

<b>Sommario</b>	<b>5</b>
<b>Abstract</b>	<b>6</b>
<b>1. Introduzione</b>	<b>7</b>
1.1. Cos'è la Formula SAE	7
1.2. Obiettivi e metodi di lavoro	8
<b>2. Generalità</b>	<b>10</b>
2.1. Sistema di riferimento	10
2.2. Obiettivi e specifiche di progetto	10
2.3. Architettura della sospensione: quadrilatero articolato	11
2.4. Architettura della sospensione: push – rod	13
2.5. Layout generale	14
<b>3. Progetto cinematico della sospensione</b>	<b>16</b>
3.1. Asse di sterzo	16
3.1.1. Angolo di kingpin, braccio a terra e braccio a terra trasversale	16
3.1.2. Angolo di caster, avancorsa e avancorsa a centro ruota	17
3.1.3. Parametri caratteristici di progetto	18
3.2. Centri delle velocità	18
3.3. Attacchi al telaio	20
3.4. Procedura di calcolo	22
3.5. Caratteristiche cinematiche dell'ET3 e confronto con l'ET2ev	22
3.5.1. Asse di sterzo	22
3.5.2. Centri delle velocità	25
3.5.3. Sterzo e convergenza	36
3.6. Sensibilità agli errori di montaggio	45
<b>4. Progetto degli elementi elastici e smorzanti</b>	<b>49</b>
4.1. Dimensionamento delle rigidezze	49
4.1.1. Caratteristica del pneumatico	50
4.1.2. Trasferimenti di carico e caratteristica dell'assale	53
4.1.3. Gradiente di sottosterzo	54
4.1.4. Rigidezze a centro ruota	55
4.1.5. Rigidezze effettive	57
4.1.5.1. Rapporti di installazione	57

4.1.5.2. Estensioni degli ammortizzatori	61
4.2. Dimensionamento degli smorzamenti	63
4.2.1. Caratteristica degli ammortizzatori	67
<b>5. Progetto strutturale della sospensione</b>	<b>70</b>
5.1. Scelta degli elementi di collegamento e relativi materiali	70
5.2. Posizionamento di ammortizzatori e bilancieri	74
5.3. Dimensionamento strutturale dei componenti	76
5.3.1. Dimensionamento dei tubi in carbonio	77
5.3.1.1. Dimensionamento a carico di punta	81
5.3.1.2. Dimensionamento a compressione	82
5.3.2. Dimensionamento degli inserti in lega leggera	83
5.3.2.1. Considerazioni sull’incollaggio e dimensionamento degli inserti singoli	84
5.3.2.2. Inserti doppi	92
5.3.3. Dimensionamento dei bilancieri	94
5.3.4. Dimensionamento di viti e perni	97
5.3.5. Dimensionamento dei cuscinetti	101
<b>6. Progetto del meccanismo antirullo</b>	<b>104</b>
6.1. Dimensionamento di barre e coltelli	104
6.1.1. Scelta del materiale	110
6.1.2. Caratteristiche costruttive	110
6.1.3. Regolazione delle rigidezze	115
6.1.3.1. Rigidezza in deg/g	118
6.1.3.2. Considerazioni sul gradiente di sottosterzo $K_y$	121
<b>7. Progetto del sistema di sterzo</b>	<b>123</b>
7.1. Scatola dello sterzo	123
7.1.1. Make or buy	123
7.2. Colonna dello sterzo	124
7.3. Cannotto e piantone dello sterzo	126
7.3.1. Dimensionamento strutturale	127
7.4. Attacchi al telaio	131
7.5. Considerazioni aggiuntive	132
<b>8. Conclusioni e sviluppi futuri</b>	<b>133</b>
8.1. Sospensioni	133

8.1.1. Cinematica	133
8.1.2. Rigidezze e smorzamenti	133
8.1.3. Aspetto strutturale	133
8.2. Sistema di sterzo	134
8.3. Considerazioni generali	134
8.4. Prestazioni e risultati	135
<b>Bibliografia e Software</b>	<b>138</b>
<b>A Disegni costruttivi</b>	<b>139</b>

## SOMMARIO

Il lavoro di tesi si proponeva di progettare e realizzare le sospensioni e il sistema di sterzo per un veicolo per competizioni Formula SAE.

Per quanto riguarda il sistema sospensivo, durante il progetto cinematico (comprendente anche il sistema di sterzo) si è cercato di migliorare le caratteristiche della vettura dello scorso anno in base a quanto reperito in letteratura, ai risultati di simulazioni con modelli analitici di veicolo sviluppati internamente, e al know – how maturato con l'esperienza. Particolare attenzione è stata dedicata agli andamenti di camber, convergenza e posizione dei centri di rollio con il moto della sospensione. Il progetto di molle, ammortizzatori e meccanismo antirollio ha sfruttato la conoscenza delle caratteristiche (non lineari) dei pneumatici e di concetti di dinamica del veicolo come il gradiente di sottosterzo e la frazione di trasferimento di carico anteriore. Altri aspetti del sistema di sterzo hanno riguardato la riduzione degli sforzi del pilota per la guida del veicolo. Gli aspetti strutturali e le problematiche di layout sono sempre andate di pari passo con il resto della progettazione.

## **ABSTRACT**

The aim of the thesis was the design and development of the suspension and steering system for a Formula SAE vehicle.

As far as the suspension system is concerned, during the kinematic project (which includes the steering system) we tried to improve last year's vehicle characteristics based on what is found in literature, results of previously developed analytical models, and direct experience. Special care was dedicated to technical parameters such as camber and toe angles, roll center position. The design of springs, dampers and antiroll mechanism was based on the knowledge of non – linear tires behaviour and vehicle dynamics concepts such as the understeer gradient and the fraction of front load transfer. The driver efforts was also taken into account for the design of the steering system. Structural aspects and layout problems always went hand in hand with the rest of the design.

# 1 INTRODUZIONE

## 1.1 Cos'è la Formula SAE

La Formula SAE nasce nel 1978 negli Stati Uniti, con l'obiettivo di dare agli studenti la possibilità di mettere in pratica le conoscenze acquisite durante il percorso di studi. La manifestazione rappresenta inoltre un'occasione per entrare a conoscenza delle più avanzate realtà tecnologiche del settore. Allo stato attuale si contano oltre 450 università partecipanti in tutto il mondo.

Durante la competizione vengono valutati sia la validità dei progetti che le prestazioni dei veicoli in prove dinamiche previste dai regolamenti (tabella 1.1).

**Tabella 1.1:**

Lista dei punteggi

<b>Static Events</b>	Presentation	75	
	Engineering Design	150	
	Cost Analisys	100	325
<b>Dynamic Events</b>	Acceleration	75	
	Skid-Pad	50	
	Autocross	150	
	Fuel Economy	100	
	Endurance	300	675
			1000

Come si vede assumono importanza non solo le prove in pista (prove dinamiche), ma anche gli eventi statici. Oltre alla progettazione porta punteggio anche l'analisi dei costi, mentre tra gli eventi dinamici si fa notare la presenza della voce sui consumi, a dimostrazione di quanto all'avanguardia sia la competizione.

I vincoli imposti dai regolamenti sono restrittivi solo laddove un errore di progettazione possa andare ad intaccare gli standard di sicurezza. Ovunque possibile viene lasciata agli studenti piena libertà di esprimere talento, creatività e fantasia.



**Figura 1.1** ET2ev in gara alla Formula Student Germany 2009

La progettazione, realizzazione e messa a punto di un veicolo richiede mediamente 8 – 9 mesi di lavoro full – time. Agli studenti sono così richiesti un impegno e una responsabilità paragonabili a quanto avviene in campo lavorativo vero e proprio.

## 1.2 Obiettivi e metodi di lavoro

L’obiettivo della tesi consiste nella progettazione, realizzazione e messa a punto delle sospensioni e del sistema di sterzo per la ET3, il veicolo che rappresenterà l’Università di Pisa nella Formula SAE 2010.

Per far questo si è usufruito dei dati messi a disposizione dai due precedenti anni di partecipazione all’evento, senza però chiudere la porta a nuove idee. Si è infatti fatto ricorso non solo ad una forte evoluzione rispetto al vecchio veicolo, ma anche a idee innovative, almeno rispetto a quanto realizzato finora dal team dell’Università di Pisa.

Data la ridotta esperienza, durante la progettazione è sempre stata prestata attenzione alle scelte degli altri team, che hanno rappresentato un buon bagaglio di informazioni, a livello sia tecnico che economico.

Facendo tesoro di quanto emerso dagli anni precedenti, si è cercato di ridurre al minimo i tempi delle fasi di progettazione e produzione per massimizzare lo svolgimento di test in

pista. Infatti, come in ogni competizione, l'affidabilità rappresenta il primo target da raggiungere se si vuole poter competere negli eventi dinamici.

Grazie al bagaglio tecnico acquisito durante il corso di studi molti parametri sono stati fissati già in fase di progettazione, anche grazie a quanto reperibile in letteratura. Laddove ritenuto necessario, il tutto è stato affiancato da simulazione e sperimentazione, che si sono rivelate le armi migliori. In particolar modo si è fatto largo uso di strumenti di simulazione, in modo da ottenere il massimo know – how, anche in ottica futura, di ogni sistema realizzato.

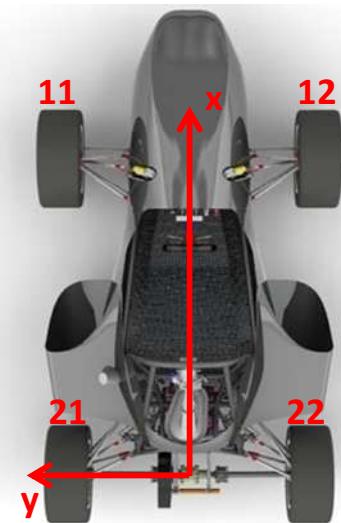
Di fondamentale importanza è stata la comunicazione tra i vari settori, dato che il risultato finale è il frutto di una serie di compromessi tra le esigenze delle varie aree.

## 2 GENERALITÀ

### 2.1 Sistema di riferimento

Durante il lavoro di tesi sono stati eseguiti progetto e realizzazione di sospensioni e sistema di sterzo del veicolo con l'Università di Pisa ha partecipato alle competizioni Formula SAE 2010. Dovendo progettare un intero veicolo, si è resa necessaria una

continua attività di interfaccia con altri settori (principalmente telaio e gruppi ruota, ma anche aerodinamica). È stato quindi adottato un unico sistema di riferimento veicolo, orientato come mostrato in figura 2.1, centrato nella mezzeria dell'assale posteriore, con asse x diretto in avanti, asse z verso l'alto, e asse y verso l'interno curva nel caso di curva a sinistra.



**Figura 2.1**

Sistema di riferimento veicolo

L'adozione di un unico sistema di riferimento che possa essere fissato fin dall'inizio della progettazione (fissarne l'origine ad esempio nel baricentro, come è prassi in dinamica del veicolo, sarebbe stato scomodo in quanto solamente in fase avanzata del progetto la posizione del baricentro sarebbe stata nota) ha comportato numerosi

vantaggi. Le interfacce a cui si è fatto riferimento in precedenza hanno riguardato non solo l'accoppiamento su CAD 3D dei vari componenti, ma anche ai risultati delle varie analisi FEM svolte.

### 2.2 Obiettivi e specifiche di progetto

Dai settori sospensioni e sterzo era atteso un alleggerimento in linea con quello che ci si aspettava dall'intera vettura: il target principale era rappresentato da un dimagrimento dai 275 kg della ET2ev (vettura 2009) ai  $200 \pm 10\%$  della ET3 (vettura 2010).

I valori di passo e carreggiate anteriore e posteriore sono stati fissati dal settore dinamica del veicolo, rispettivamente in 1640, 1220 e 1150 mm. Queste hanno rappresentato le grandezze di partenza per la definizione degli attacchi tra triangoli delle sospensioni e portamozzi, in quanto è tramite le sospensioni che avviene il posizionamento dei pneumatici rispetto al resto del veicolo.

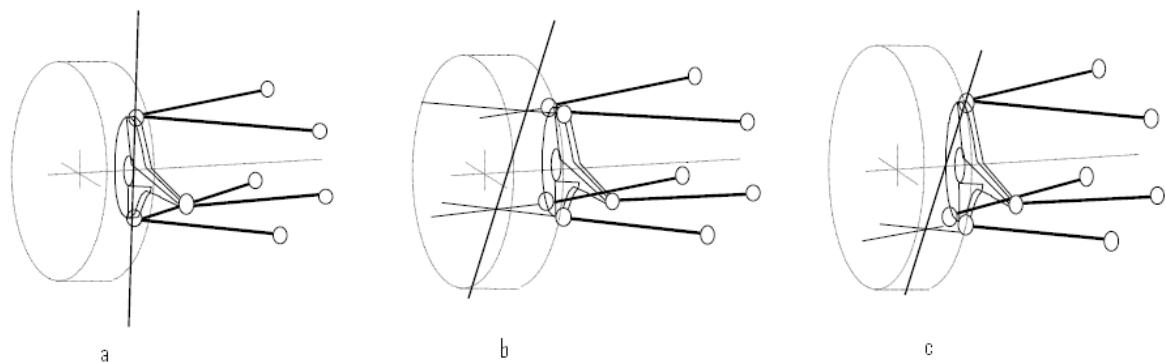
Su altezza del baricentro ( $\leq 300$  mm) e semipassi (820 mm per entrambi) i settori di interesse non avevano un apporto molto marcato, essendo tra i più leggeri in vettura e dal posizionamento quasi obbligato.

Per ottenere l’alleggerimento desiderato sono stati adottati materiali non presenti sul vecchio veicolo, quali carbonio e leghe leggere, e tecnologie a cui il team non si era mai affacciato, come gli incollaggi strutturali o il taglio al laser di lamiere per componenti come fazzoletti di rinforzo, bilancieri e leve per l’azionamento delle barre antirollio.

### 2.3 Architettura della sospensione: quadrilatero articolato

La tipologia di sospensioni scelte ha inevitabilmente influenza diretta sulla parte strutturale delle stesse. Lo schema a quadrilatero articolato richiede infatti la presenza di elementi rigidi di collegamento tra telaio e portamozzi. Dovendo togliere sei gradi di libertà al gruppo ruota rispetto al telaio, si tratta semplicemente di collegare questi due componenti con sei link: il tirante di sterzo (o di convergenza al posteriore), il push – rod (o pull – rod, a seconda della soluzione adottata) e i quattro braccetti che vanno a formare i due triangoli. Il fatto che quattro di questi link convergano a due a due in uno stesso punto e vadano a formare i triangoli inferiore e superiore è dovuto a motivazioni diverse. Come si può vedere in figura 2.2, le possibilità di collegamento tra gruppo ruota e telaio sono varie:

- a) i quattro braccetti convergono a due a due a formare i triangoli inferiore e superiore, soluzione adottata sulla ET3;
- b) i triangoli si materializzano solo virtualmente, ed i quattro braccetti rimangono separati;
- c) soluzione mista.



**Figura 2.2** Differenti metodologie per realizzare l’asse di sterzo

È evidente come la soluzione *b* sia la più versatile perché permette di ottenere posizionamenti dell'asse di sterzo al di fuori della portata della soluzione *a*, però è anche peggiore dal punto di vista costruttivo. Sono infatti necessari quattro giunti di collegamento al portamozzo anziché due, il che comporta inevitabilmente maggiori costi dovuti ad un maggior numero di alloggi per i giunti (si rammenta che gli alloggi dei cuscinetti richiedono tolleranze dimensionali e finiture superficiali decisamente migliori rispetto ad una lavorazione standard) e pesi aggiuntivi, principalmente per tre motivi: in primo luogo un attacco sdoppiato comporta una maggior dimensione del corpo centrale del portamozzo, inoltre se si considera la possibilità di fare uso di leghe leggere per l'unione dei due braccetti a formare un triangolo, si ha un discreto vantaggio rispetto all'uso di due distinti cuscinetti che sono necessariamente realizzati in acciaio. Un maggior numero di cuscinetti comporta anche un maggior numero di elementi per il loro fissaggio (aneli elastici, perni, bulloni, ghiere, eventuali distanziali, ecc.)

A supporto della soluzione *a* si deve anche dire che un unico triangolo risulta molto più rigido rispetto alla composizione di due braccetti che chiudono un quadrilatero formato con parte del portamozzo.

Quanto riportato sinora non sono dettagli ma linee portanti della progettazione di una sospensione, infatti:

- l'aspetto economico è sempre da tenere in conto: scarsa attenzione al risparmio dove questo non “costa” niente in termini di prestazioni sottrae fondi a reparti in cui i soldi fanno la differenza (rimanendo nel settore sospensioni, la differenza tra un ottimo ammortizzatore, come quello montato sul veicolo attuale, con molte possibilità di regolazione e attriti minimi che eliminano gli impuntamenti, e ammortizzatori di medio rango, come quelli montati sulla vecchia vettura, è dell'ordine di qualche centinaio di euro);
- il peso è un altro aspetto fondamentale, in particolare quello delle masse non sospese ha un impatto enorme sulle prestazioni del veicolo (si veda in proposito il capitolo 8 di [2]);
- salvo i casi in cui è l'elastocinematica a caratterizzare il comportamento di una sospensione (ma questo non è il nostro caso) è fondamentale che la rigidezza del sistema sia concentrata negli elementi elastici, pena un comportamento diverso da quanto atteso in caso di cedimenti troppo pronunciati di componenti strutturali. Elasticità concentrate permettono inoltre di simulare il veicolo con modelli molto

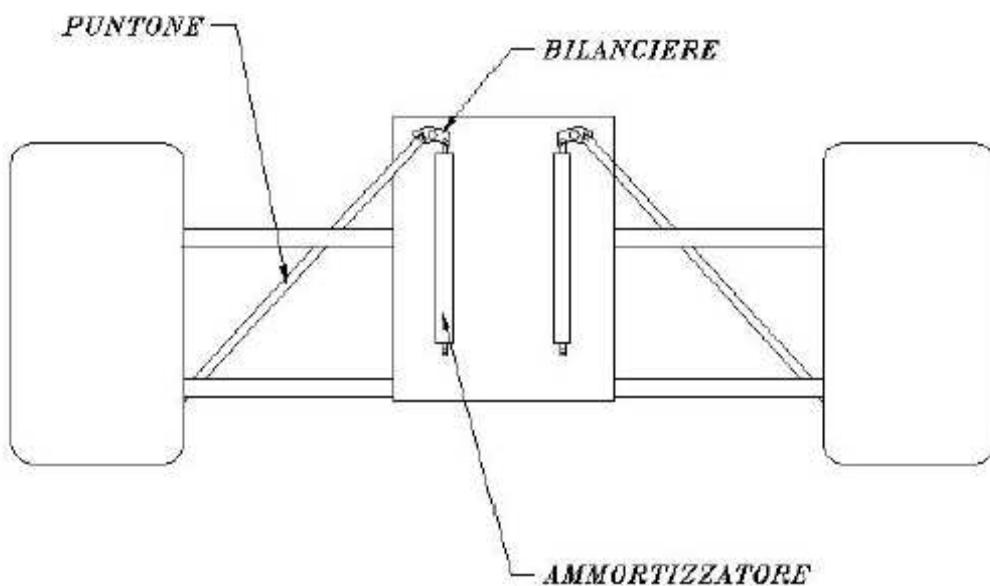
semplici, senza dover ricorrere a modelli con elasticità distribuite, che necessitano tempi molto più lunghi per essere calibrati e per fornire risultati.

Per tutti questi motivi la soluzione scelta, adottata quasi ovunque in ambito di competizioni tra monoposto, è stata quella dei due triangoli sovrapposti (soluzione *a*).

#### **2.4 Architettura della sospensione: push – rod**

Un secondo aspetto inerente la tipologia della sospensione riguarda la scelta del meccanismo che aziona il gruppo molla – ammortizzatore.

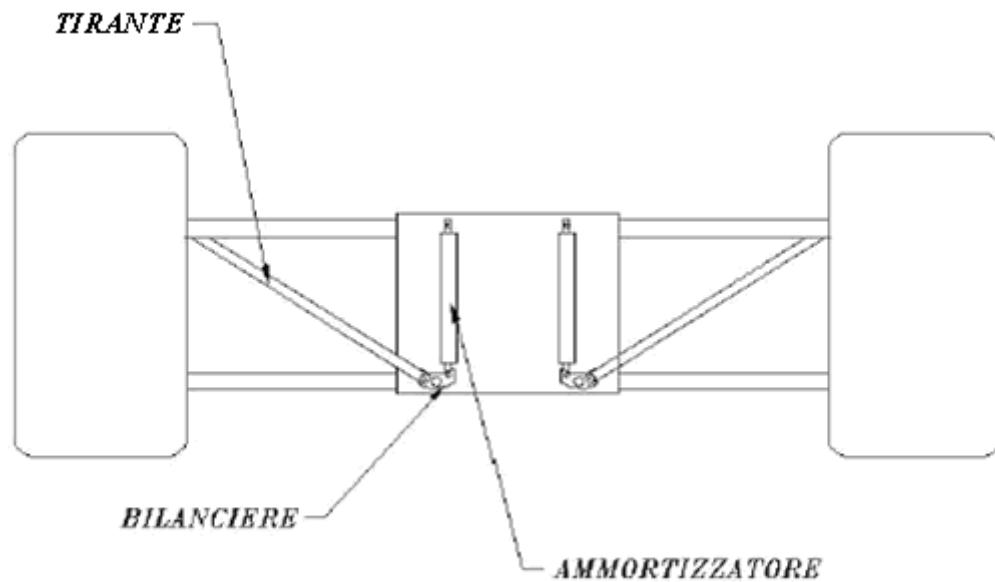
Le figure 2.3 e 2.4 mostrano rispettivamente gli schemi push – rod e pull – rod. Nel primo il braccetto che trasmette il moto verticale della ruota al bilanciere collegato con l'ammortizzatore è sottoposto a compressione. Trattandosi di un'asta snella la sezione da adottare non viene determinata dalle tensioni agenti sul braccetto bensì dal carico (pericolo di incorrere in fenomeni di instabilità elastica). Nel caso dello schema pull – rod invece il tirante è sottoposto esclusivamente a trazione, quindi si possono adottare sezioni minori e ridurre le masse.



**Figura 2.3** Schema sospensione di tipo push – rod

Dalle due figure sopra è chiaro come l'adozione dei due schemi comporti diverse problematiche a livello di layout, caratteristiche però della singola applicazione. Inoltre la scelta dello schema sospensivo da adottare viene effettuata all'inizio della progettazione

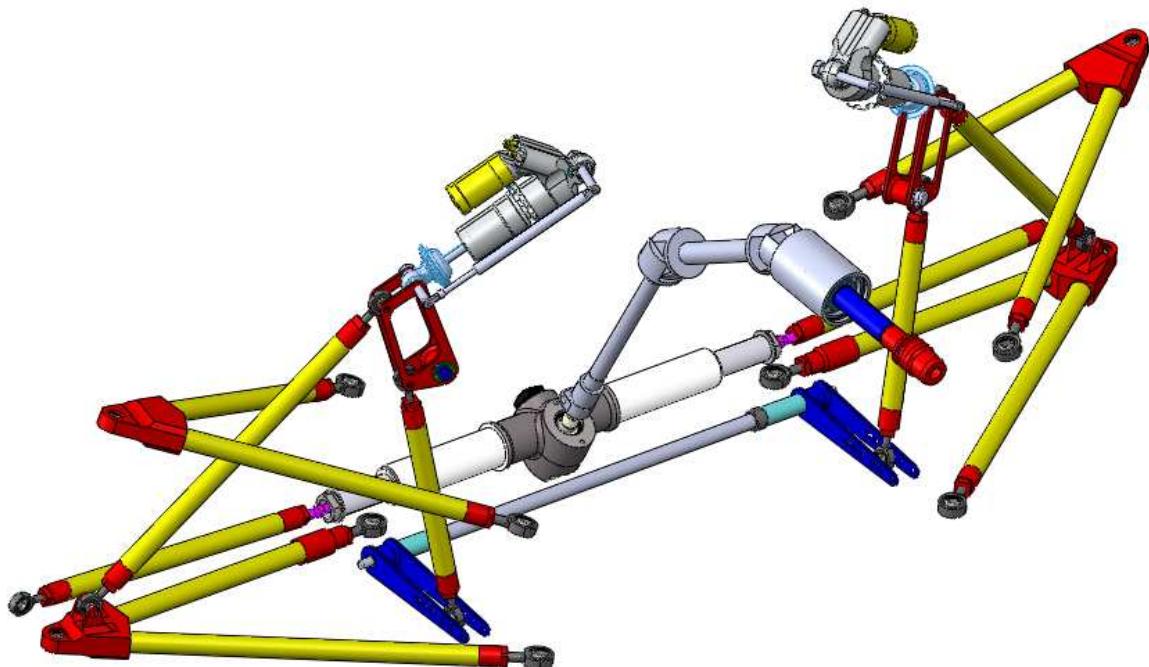
dell'intero sistema, quando entrambe le strade sono percorribili dato che il layout del telaio ancora non è definitivo.



**Figura 2.4** Schema di sospensione di tipo pull – rod

## 2.5 Layout generale

In figura 2.5 è rappresentato un modello CAD 3D di sospensioni anteriori e sterzo.



**Figura 2.5** Modello CAD 3D di sospensioni anteriori e sistema di sterzo dell'ET3 (vettura 2010).

Si possono riconoscere la scatola dello sterzo, collegata al piantone (in blu) tramite una prolunga ed un giunto di Cardano. Al piantone è saldata parte del meccanismo per lo sgancio rapido del volante. Il tutto è alloggiato nel cannotto, parte solidale al telaio.

I due triangoli sovrapposti per lato compongono lo schema sospensivo descritto in § 2.3. I gruppi molla/ammortizzatore vengono azionati da un braccetto collegato con i triangoli inferiore e da un rinvio, secondo uno schema di tipo push – rod. Lo stesso rinvio aziona anche il meccanismo antirollio tramite i coltelli (in blu) solidali alla barra.

### 3 PROGETTO CINEMATICO DELLA SOSPENSIONE

#### 3.1 Asse di sterzo

Per la definizione geometrica della sospensione (attacchi a telaio e portamozzi) si prendono per primi in considerazione parametri statici, quali angolo di kingpin e di caster, scrub radius, braccio a centro ruota trasversale, caster trail e avancorsa a centro ruota.

Tutti fanno riferimento all'asse di sterzo della ruota.

##### 3.1.1 Angolo di kingpin, braccio a terra e braccio a centro ruota trasversale

Nella parte destra di fig. 3.1 è rappresentata la vista frontale di una sospensione. Gli attacchi dei triangoli al gruppo ruota sono indicati con upper ball joint (UBJ) e lower ball joint (LBJ). Dal punto di vista cinematico questi realizzano un asse di rotazione per il gruppo ruota rispetto al telaio (asse di sterzo).

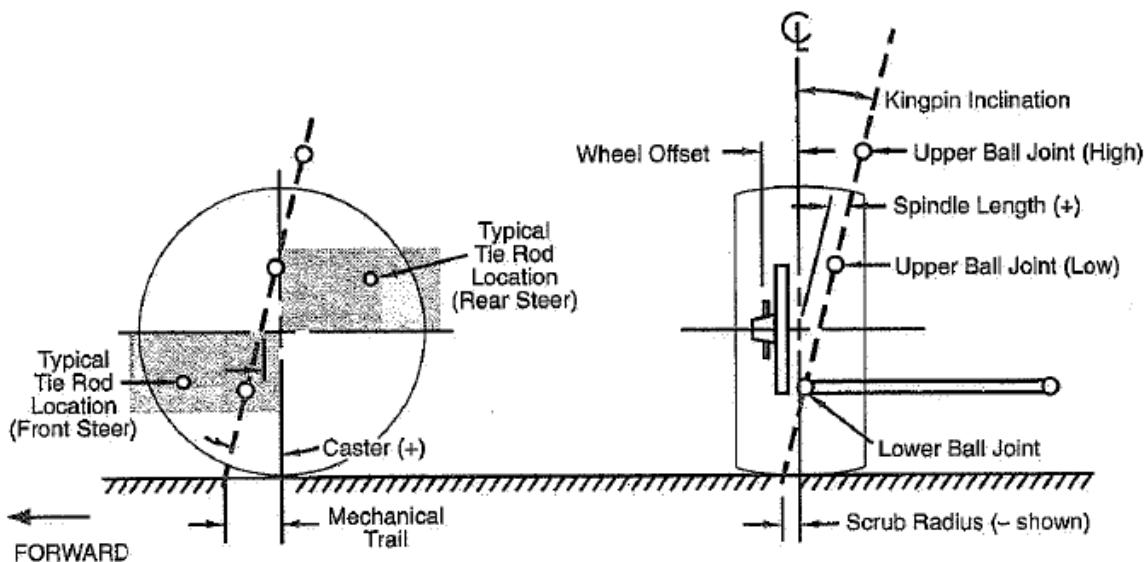


Figura 3.1 Struttura della sospensione anteriore.

L'inclinazione dell'asse di sterzo rispetto alla verticale è, nella vista frontale del veicolo, l'angolo di kingpin. Questo ha una forte influenza sul camber in curva (altro angolo caratteristico, di cui parleremo nel dettaglio più avanti), ed è bene sia limitato in quanto, con la sterzatura, dà un contributo positivo all'angolo di camber della ruota esterna, situazione non ottimale.

La distanza tra l'intersezione dell'asse di sterzo ed il piano stradale e la mezzeria del pneumatico (dove cioè si può ritenere concentrata la forza trasmessa tra pneumatico e

terreno), è il braccio a terra trasversale, o scrub radius, considerato negativo se esterno rispetto al veicolo.

Uno scrub radius positivo, cioè interno, fa nascere un momento che tende a ruotare il pneumatico verso l'interno. In caso di mancata aderenza di una delle due ruote il momento si opporrebbe a quello di imbardata dovuto all'aderenza di un solo pneumatico. In caso di scrub radius positivo questo fenomeno verrebbe amplificato, portando ad un comportamento poco prevedibile del veicolo. Dal punto di vista quantitativo il braccio a terra trasversale deve essere abbastanza piccolo, per ridurre la forza che il pilota deve fare sul volante in curva.

La distanza tra l'asse di sterzo ed il centro ruota, misurata in direzione parallela al piano stradale, è il braccio a centro ruota trasversale. È bene che anch'esso sia piccolo in quanto un suo valore eccessivo comporterebbe grandi variazioni di convergenza al posteriore, non per effetto cinematico ma in seguito alle forze di trazione dei pneumatici.

### **3.1.2 Angolo di caster, avancorsa e avancorsa a centro ruota**

L'angolo di caster è, nella vista laterale della sospensione (parte sinistra di figura 3.1), l'angolo formato tra l'asse di sterzo, e la verticale. È bene sia orientato come in figura, positivo, in quanto con la sterzatura dà un contributo negativo al camber della ruota esterna. Comunque un valore eccessivo comporta un innalzamento del veicolo troppo accentuato in condizioni di ruote sterzate.

L'avancorsa (o caster trail) è la distanza tra l'intersezione dell'asse di sterzo con il piano stradale e la verticale passante per il centro della ruota. Deve essere positivo, come rappresentato in figura, perché una qualsiasi variazione rispetto alla posizione statica della ruota provoca la nascita di un momento, detto di autoallineamento, che aiuta a riportare il pneumatico nella posizione iniziale. Un'avancorsa negativa darebbe, in questo senso, un contributo instabilizzante. È bene comunque che questa grandezza non assuma valori eccessivi perché anch'essa ha una forte influenza sulla forza per realizzare la sterzata da parte del pilota.

L'avancorsa a centro ruota è data dalla distanza tra l'asse di sterzo e il centro ruota, misurata in senso longitudinale. Così come il braccio a centro ruota trasversale, questa deve essere piccola in quanto il suo valore influisce direttamente sulle sollecitazioni dei componenti del gruppo ruota.

Durante il moto della sospensione tutte queste grandezze variano, ed è fondamentale che scrub radius e caster trail non invertano il loro segno perché in tal caso il veicolo assumerebbe un comportamento difficilmente prevedibile da parte del pilota.

### **3.1.3 Parametri caratteristici di progetto**

All’anteriore gli attacchi tra sospensioni e portamozzi sono stati fissati principalmente concentrandosi sulla posizione dell’asse di sterzo, in quanto uno dei due scopi principali dello schema sospensivo è quello di ottimizzare il posizionamento del pneumatico rispetto al piano stradale.

Ci sono però alcune altre considerazioni che devono essere fatte.

Le indicazioni dei piloti derivanti dalle esperienze degli anni passati sono state tenute in forte considerazione: la forza per sterzare era ritenuta troppo elevata, quindi si è provveduto a ridurre scrub radius e caster trail.

Una seconda indicazione, di carattere costruttivo, implica di allontanare il più possibile i due attacchi in modo da ridurre le forze che i triangoli della sospensione e il portamozzo si scambiano, e in particolare di mantenere il giunto del triangolo inferiore vicino al suolo, in modo da limitare le deformazioni dell’insieme gruppo ruota – sospensioni.

Un’ultima considerazione, inerente il comportamento cinematico della sospensione su cui ci soffermeremo più avanti, porta a fare, nella vista frontale, il triangolo superiore molto più corto del triangolo inferiore.

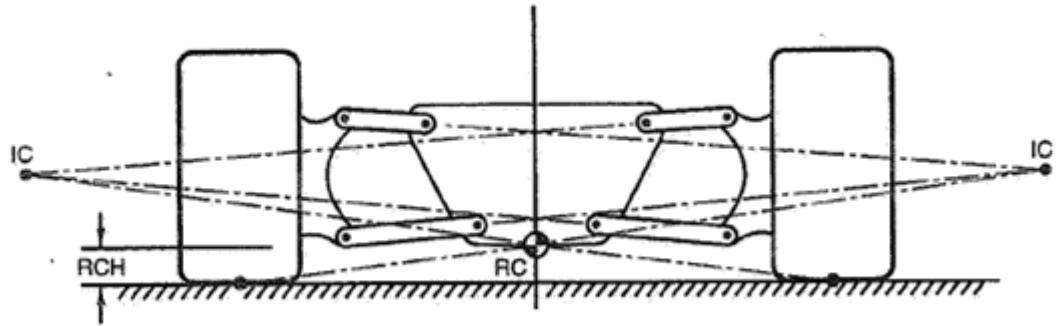
Queste scelte devono esser fatte tenendo in conto le esigenze del layout, dato che i due giunti cascano all’interno del cerchio del pneumatico, che per motivi di regolamento è di dimensioni piuttosto limitate (13”).

Al posteriore valgono le stesse considerazioni fatte per l’anteriore, tranne per il fatto che l’importanza degli angoli di caster e di kingpin è abbastanza limitata data l’assenza del sistema di sterzo, mentre assumono rilevanza il braccio a centro ruota trasversale e longitudinale (avancorsa a centro ruota).

## **3.2 Centri delle velocità**

In figura 3.2 è riportata la costruzione per la determinazione dei centri delle velocità delle ruote rispetto alla cassa nel piano frontale (CVR) e del centro di rollio (CR) di una sospensione a quadrilatero articolato. In realtà tutto questo è solo un’approssimazione perché il moto della sospensione non è piano, si tratta comunque di parametri significativi

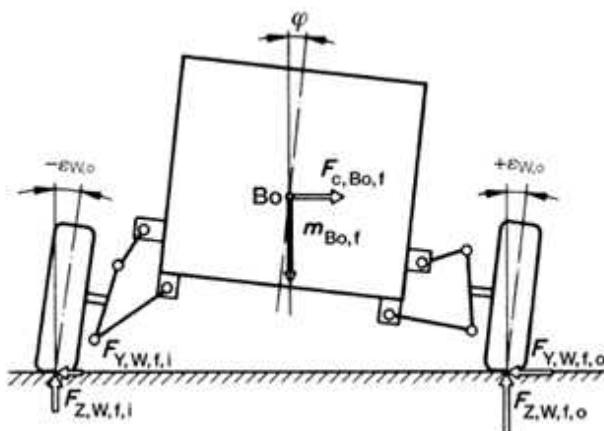
perché al variare di essi cambiano fortemente il comportamento della sospensione e le sue caratteristiche geometriche.



**Figura 3.2** Costruzione per la determinazione dei centri delle velocità dei pneumatici rispetto alla cassa nel piano frontale e del centro di rollio.

Nonostante CVR e CR varino con il moto della sospensione, la loro posizione nella configurazione statica ci dà informazioni riguardo ad alcune caratteristiche cinematiche.

In particolare la posizione laterale del CVR d'ora in poi ( $y_{CVR}$ ) influenza l'andamento del camber della ruota al variare dello scuotimento della stessa (o del rollio della cassa del veicolo). Infatti il centro di istantanea rotazione altro non è che il punto rispetto al quale ruota il pneumatico: un CVR fortemente al di là della mezziera del veicolo rispetto alla



**Figura 3.3** Rollio della cassa del veicolo e camber delle ruote con l'escursione delle sospensioni.

ruota presa in considerazione garantisce un recupero di camber minimo, quindi la ruota tende a seguire l'andamento della cassa del veicolo (vedi figura 3.3). Per mantenere in curva un camber negativo sulla ruota esterna è quindi necessario un camber statico molto pronunciato, situazione che peggiora però il comportamento del pneumatico in rettilineo, specie al

posteriore dove si ha la necessità di massimizzare la trazione. Per evitare di dover ricorrere ad un compromesso troppo spinto tra un elevato camber statico e il rischio di avere camber positivi sulla ruota esterna in curva, entrambe situazioni spiacevoli, è sufficiente avvicinare il CVR alla mezziera del veicolo. In questo modo il recupero di camber si fa sentire

maggiormente, consentendo così di adottare un minor camber statico. Al limite portando il CVR dalla stessa parte della ruota, rispetto alla mezzeria del veicolo, si avrebbe un aumento del camber negativo con l'aumentare del rollio della cassa (dal punto di vista pratico questo comporterebbe però una geometria sfavorevole dal punto di vista strutturale, con triangoli molto inclinati, punti di attacco tra sospensioni e telaio molto vicini e quindi braccetti costretti a trasmettere forze elevatissime a causa del ridotto braccio delle varie forze).

Per quanto riguarda l'altezza del CVR, e di conseguenza del centro di rollio (d'ora in avanti  $h_{CR}$ ), c'è da dire che ha effetto sulla variazione di carreggiata del veicolo durante lo scuotimento della sospensione, sul trasferimento di carico tra anteriore e posteriore e sul rollio del veicolo in curva.

Le medesime considerazioni possono essere fatte nei confronti del centro delle velocità delle ruote rispetto alla cassa del veicolo nel piano longitudinale (CVB), con la differenza che l'andamento dello spin al variare dello scuotimento della sospensione (o del beccheggio della cassa) praticamente non ha influenza sul comportamento del veicolo, quindi sono altri i parametri che intervengono per la determinazione dei punti di attacco della sospensione nella vista laterale, quali le percentuali di anti – dive, anti – lift e anti – squat (parametri da cui dipendono le variazioni di assetto del veicolo).

### 3.3 Attacchi al telaio

Come abbiamo appena visto la definizione dell'asse di sterzo, dei centri delle velocità e di sistemi passivi come anti – dive, anti – lift e anti – squat fissa completamente le caratteristiche cinematiche della sospensione.

In realtà la progettazione della parte cinematica della sospensione non può ritenersi conclusa con questa fase, infatti ancora non abbiamo parlato degli attacchi dei braccetti al telaio. Dal punto di vista delle caratteristiche cinematiche, sarebbe bene che, nella vista frontale, il triangolo superiore fosse abbastanza più corto di quello inferiore (si riveda la figura 3.2). Questo perché, in questo modo si riuscirebbe ad ottenere un buon recupero di camber con sospensioni meno estreme.

Questa possibilità in un primo momento era stata presa in esame, ma è stata subito abbandonata in quanto avrebbe comportato una forma del telaio non ottimale, dato che questo comportamento inizia a presentarsi solo per grandi differenze di lunghezze tra i due triangoli.

Gli attacchi definitivi tra braccetti e telaio sono stati quindi fissati in base ad un compromesso tra le esigenze dei due settori: essendo il telaio fatto da un traliccio di tubi, la posizione degli attacchi non aveva molta libertà rispetto a quella dei tubi. Il compromesso è stato ricercato tra layout, requisiti regolamentari, prestazioni delle sospensioni e del telaio:

- **layout:** oltre alle sospensioni, il telaio rappresenta l'interfaccia con il veicolo anche per tutti gli altri sottosistemi, quindi ci sono anche le esigenze di questi da tenere in conto (questo rappresenta prevalentemente un vincolo di tipo geometrico, ma anche strutturale);
- **requisiti regolamentari:** all'anteriore il regolamento prevede che all'interno del telaio possa passare una sagoma di opportune dimensioni per garantire un sufficiente spazio al pilota. Questo ha rappresentato un grosso limite per la forma del telaio e quindi per il posizionamento degli attacchi delle sospensioni (ma anche di ammortizzatori e scatola di sterzo, di cui parleremo più avanti);
- **prestazioni delle sospensioni:** come è già stato descritto, la posizione degli attacchi ha una certa influenza sul comportamento delle sospensioni. Si fa notare che già in questa fase si è tenuto in conto l'aspetto strutturale, infatti non si è guardato solamente alle caratteristiche cinematiche ma anche al fatto che modificando la posizione degli attacchi cambiano le forze che passano dai braccetti;
- **prestazioni del telaio:** più il telaio è rigido torsionalmente, minori sono le deformazioni dei punti di attacco delle sospensioni e quindi più si è vicini alle caratteristiche cinematiche di progetto (a questo proposito, quando si è giunti ad uno stato di avanzamento del progetto ritenuto abbastanza valido di entrambi i sistemi, sono state svolte delle analisi di elastocinematica per verificare che le deformazioni dell'insieme telaio – sospensioni – gruppi ruota fossero sufficientemente limitate).

Nonostante la presenza di molti fattori che non riguardassero direttamente il settore sospensioni, la posizione che è stata fissata per gli attacchi al telaio ha permesso di ottenere delle ottime caratteristiche cinematiche.

### **3.4 Procedura di calcolo**

Una volta fissata la posizione dell'asse di sterzo sulla base di quanto esposto in § 3.1, da considerazioni di layout e strutturali risultavano definite le posizioni degli attacchi tra triangoli e portamozzi.

Per la determinazione degli attacchi al telaio, cioè delle inclinazioni dei triangoli, sono stati imposti l'altezza del centro di rollio e la posizione laterale del centro delle velocità del pneumatico rispetto alla cassa per quanto riguarda il piano trasversale, mentre i parametri di input sul piano longitudinale erano rappresentati dalle percentuali di anti – dive , anti – lift e anti – squat e dalla posizione longitudinale del CVB ( $x_{CVB}$ ).

È stato sviluppato un codice di calcolo in ambiente Excel che, in base agli input appena elencati, fornisse in uscita le coordinate degli attacchi tra triangoli delle sospensioni e telaio.

### **3.5 Caratteristiche cinematiche dell'ET3 e confronto con l'ET2ev**

#### **3.5.1 Asse di sterzo**

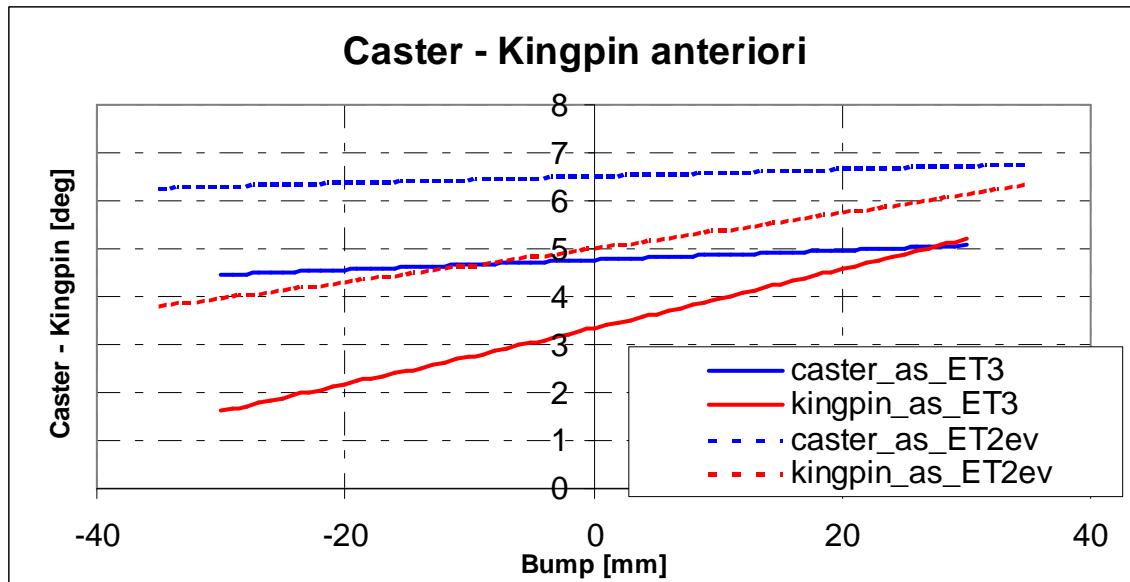
Le grandezze che concorrono a determinare l'asse di sterzo sono riassunte nella tabella sottostante, che mette a confronto i valori relativi alla vecchia (ET2ev) con quelli relativi alla nuova vettura (ET3). Le voci in grigio sono quelle ritenute meno significative per la corrispondente sospensione (rispettivamente grandezze a centro ruota per l'anteriore e angoli di caster e kingpin al posteriore):

**Tabella 3.1**

Valori dei parametri per la determinazione degli assi di sterzo anteriore e posteriore sui veicoli ET2ev ed ET3.

	ET3		ET2ev	
	Anteriore	Posteriore	Anteriore	Posteriore
Angolo di caster [deg]	4.76	6.98	6.50	6.50
Angolo di kingpin [deg]	3.34	2.34	4.99	4.99
Avancorsa [mm]	18.99	25.55	27.70	27.68
Braccio a terra [mm]	30.27	24.97	39.70	34.71
Avancorsa a centro ruota [mm]	-1.58	-4.69	0.00	-0.02
Braccio a centro ruota [mm]	38.21	32.90	61.00	56.00

Come si può notare, all'anteriore l'angolo di caster è stato mantenuto superiore a quello di kingpin, per far sì che in condizioni di ruota sterzata non si perdesse camber, anche se rispetto alla vecchia vettura i valori sono stati abbassati. In questo modo si è ridotto il fenomeno del sollevamento del veicolo con la sterzatura delle ruote (fenomeno del pompaggio).



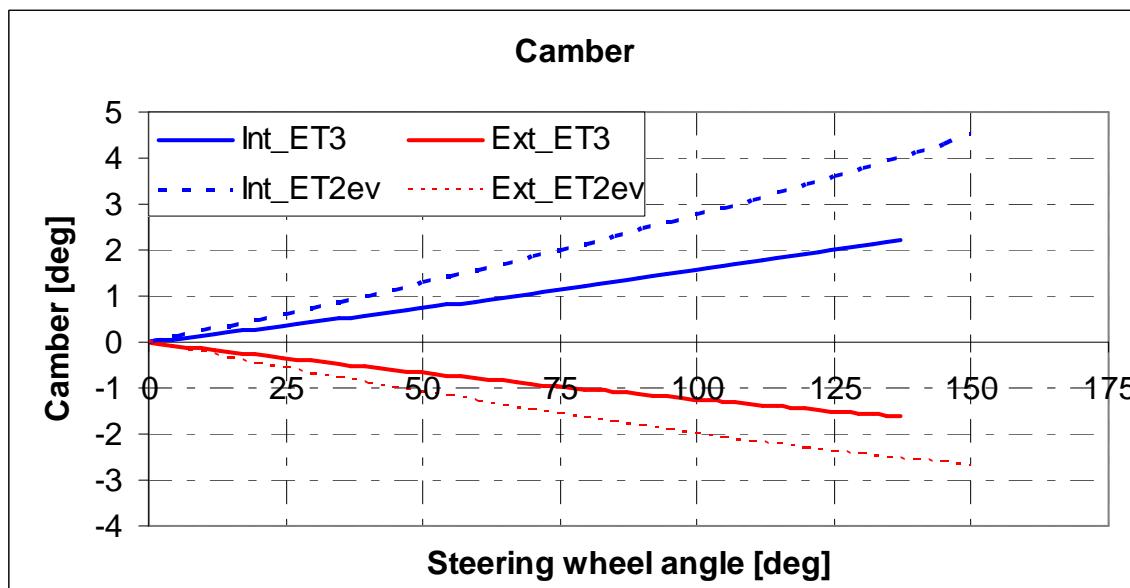
**Figura 3.4** Andamento degli angoli di caster e kingpin al variare dello scuotimento della sospensione dei veicoli 2009 (ET2ev) e 2010 (ET3).

Il grafico sopra (figura 3.4) mostra come variano gli angoli di caster e kingpin con lo scuotimento. Con la vecchia vettura in tutto il campo di utilizzo della sospensione (-35  $\div$  +35 mm) il caster si manteneva superiore al kingpin, situazione ottimale perché in qualsiasi condizione con la sterzata si guadagnava camber sulla ruota esterna. Sulla nuova vettura invece si ha un sorpasso del kingpin sul caster a circa 28 mm di compressione (quasi al limite del range di lavoro della sospensione, dato che questo è stato limitato a -30  $\div$  +30 mm). Questo non implica un comportamento totalmente negativo, ma significa semplicemente che con la sterzata, a fine corsa della sospensione, si smette di guadagnare camber. Sarebbe bene quindi che le due curve divergessero anziché convergere. Si tratta comunque di una scelta di compromesso con il resto della geometria delle sospensioni, che infatti permettono di mantenere un angolo di camber negativo sulla ruota esterna in qualsiasi condizione combinata di compressione e sterzatura.

Da un'analisi approssimativa risulterebbe conveniente spingere molto su questo fenomeno, dato che, come visibile dal grafico di figura 3.5, il guadagno in termini di camber è molto

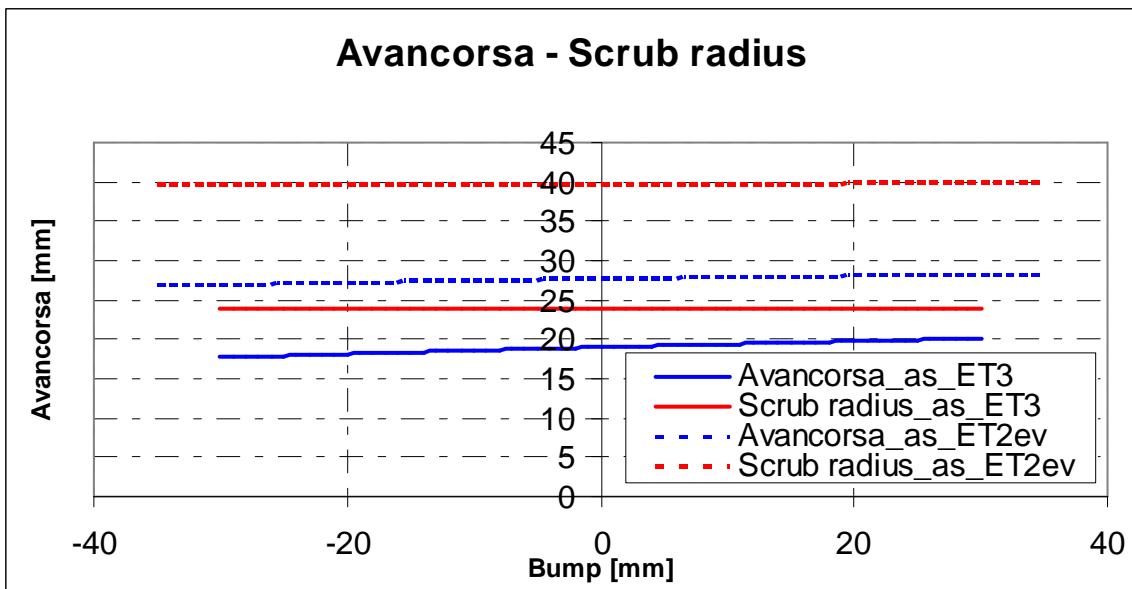
marcato. In realtà è una cosa da indagare a fondo in quanto il camber che deriva dalla sterzatura non dipende dall'angolo di rollio, e quindi dall'accelerazione laterale a regime, bensì dall'angolo di sterzata, e quindi dal raggio di curvatura del veicolo. Questo porterebbe ad un comportamento tanto più indirizzato verso il sovrasterzo quanto più le curve sono strette.

Considerando le molteplici migliorie ottenute rispetto alla ET2ev, che verranno descritte nel prosieguo di questo capitolo, si ritiene che il compromesso adottato sia valido, sebbene abbia comportato una riduzione del guadagno di camber con la sterzatura rispetto al vecchio veicolo.



**Figura 3.5** Guadagno di camber dovuto alla sterzatura sulle ruote anteriori interna ed esterna dei veicoli ET2ev ed ET3.

Come si vede dal grafico di figura 3.6, l'avancorsa è stata ridotta di circa il 30 % ed il braccio a terra di oltre il 25 %, in modo da ridurre lo sforzo del pilota in fase di sterzata. Le variazioni di queste grandezze con lo scuotimento della sospensione sono quasi inesistenti, risulta quindi giustificato il fatto di ragionare solo sui corrispondenti valori statici in fase di progettazione.



**Figura 3.6** Andamenti di avancorsa e braccio a terra della ruota anteriore sinistra al variare dello scuotimento della sospensione dei veicoli ET2ev ed ET3.

Sempre analizzando la tabella 3.1, al posteriore si è avuto un leggero incremento dell'avancorsa a centro ruota, ma il braccio a centro ruota è stato quasi dimezzato, in modo da ridurre le sollecitazioni sui componenti del gruppo ruota. L'assenza di ruote sterzanti ha permesso di spaziare maggiormente con la distanza tra gli attacchi dei triangoli inferiore e superiore al portamozzo.

### 3.5.2 Centri delle velocità

La tabella 3.2 mostra il confronto tra i parametri usati per la determinazione del resto della geometria delle sospensioni, vale a dire lato telaio, tra la vettura dello scorso anno e la attuale.

Le coordinate x e y si riferiscono rispetto al sistema di riferimento veicolo descritto in § 2.1. Tutti i valori sono relativi alla sospensione sinistra, perché è a questa che si è sempre fatto riferimento in fase di progetto.

Si può subito notare una forte differenza sulla posizione longitudinale del CVB. È il risultato dei diversi valori di anti – dive, anti – lift e anti – squat. Un anti – dive più alto è stato imposto per ridurre l'affondamento dellanteriore in frenata, mantenendo così un po' di margine per la successiva fase di progetto degli elementi elastici e smorzanti. Al posteriore è stato fortemente incrementato l'anti – lift per evitare un innalzamento eccessivo del retrotreno in frenata, mentre l'anti – squat è stato mantenuto basso per far lavorare le molle in accelerazione e quindi massimizzare l'aderenza in questa fase.

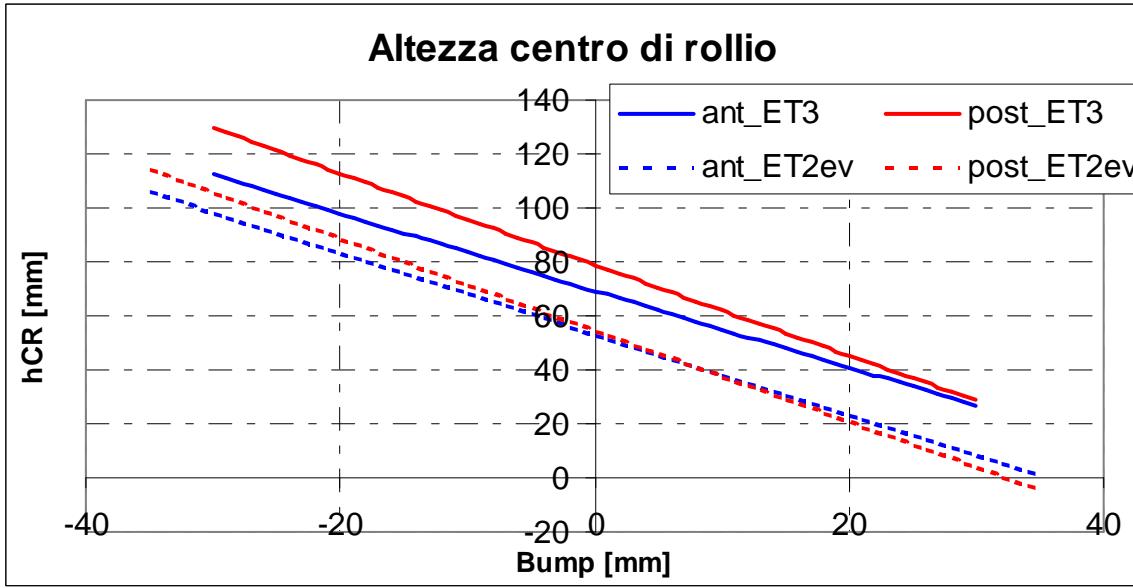
**Tabella 3.2**

Posizioni dei centro di rollio (CR) e beccheggio (CB) e dei centri di istantanea rotazione nei piani trasversale (CVR) e longitudinale (CVB) all'anteriore e al posteriore, e parametri di anti – dive, anti – lift e anti – squat dei i veicoli ET3 ed ET2ev.

	ET3		ET2ev	
	Anteriore	Posteriore	Anteriore	Posteriore
y <sub>CVR</sub> [mm]	-353	-157	-995	-800
h <sub>CR</sub> [mm]	69.5	78.8	52.9	54.3
x <sub>CVB</sub> [mm]	-4279	1094	-3797	6684
x <sub>CB</sub> [mm]	392		884	
h <sub>CB</sub> [mm]	95		37.2	
Anti – dive [%]	32.2	---	19.4	---
Anti – lift [%]	---	30.0	---	0.9
Anti – squat [%]	---	9.2	---	2.9

Per quanto riguarda l'altezza da terra dei centri di rollio anteriore e posteriore, la modifica principale è stata quella di aumentarne la differenza tra il posteriore e l'anteriore. In questo modo, come si può vedere dal grafico di figura 3.8, l'asse di rollio si mantiene inclinato in avanti al variare della posizione della sospensione, mentre sulla vecchia vettura, al di sopra di certi valori dello scuotimento (circa 7 mm), l'asse di rollio si inclina all'indietro, rendendo difficilmente prevedibile il comportamento della monoposto da parte del pilota.

Il potenziale di questi software è molto elevato in quanto ci ha permesso di effettuare delle simulazioni abbastanza veritieri in un momento in cui la progettazione era ancora in uno stato embrionale. È infatti bastato stimare, anche in base a quelli che erano gli obiettivi che ogni settore si era imposto, le inerzie del veicolo e la posizione del baricentro (con il senno di poi possiamo affermare che la veridicità delle simulazioni è stata verificata in quanto i valori di massa, momenti d'inerzia e posizione del baricentro non si sono discostati di molto da quelli del veicolo definitivo). Ovviamente si disponeva anche dei modelli dei pneumatici, senza i quali avrebbe avuto poco senso eseguire certe prove.



**Figura 3.8** Variazione dell'altezza dei centri di rollio anteriore e posteriore dei veicoli ET2ev ed ET3.

Per la definizione del valore statico dell'altezza del centro di rollio all'anteriore sono state eseguite delle simulazioni con il software di simulazione di sistemi multibody Adams View.

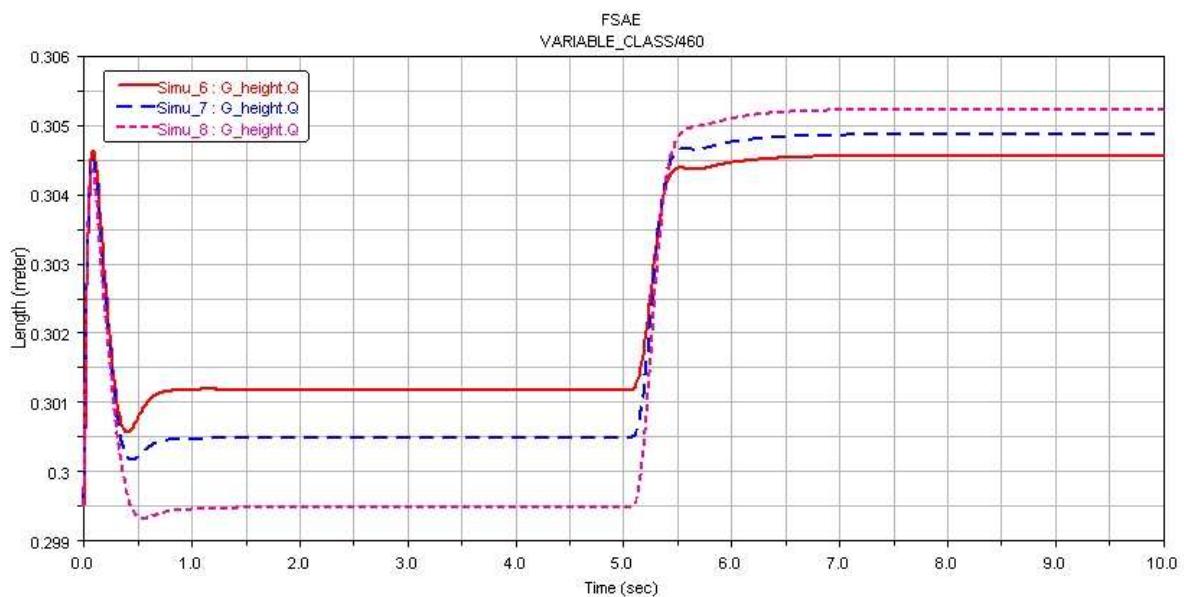
Le simulazioni in oggetto hanno riguardato il comportamento della sospensione anteriore al variare di alcuni parametri caratteristici quali altezza da terra del centro di rollio e posizione laterale del centro delle velocità della ruota rispetto alla cassa. Per il posteriore è stata adottata una unica configurazione di riferimento che si sposasse bene con tutte quelle da analizzare per l'anteriore, in modo da avere influenza minima sul risultato.

Sono stati scelti, per l'anteriore, altezze del centro di rollio pari a 50, 70 e 90 mm. Per fissare tale range si è partiti dal valore dell'ET2ev (circa 53 mm) e si è spaziato in base a quanto emerso da un'analisi della concorrenza e da una ricerca nella letteratura. Al posteriore, per la sospensione di riferimento erano stati assunti  $h_{CR} = 75$  mm e  $y_{CVR} = -160$  mm.

Da sospensioni caratterizzate da centri di rollio molto alti ci si aspetta una maggiore reattività in quanto gli elementi elastici tendono a lavorare meno (nel caso in cui CR è posto alla stessa quota del baricentro la cassa non rolla e le molle non intervengono). Alzare il centro di rollio comporta però un aumento del jacking, cioè il sollevamento del veicolo in curva (si ha rollio puro solo nel caso in cui le sospensioni interna ed esterna si deformano della stessa quantità, situazione che si verifica con altezza del centro di rollio nulla). A causa del fatto che questi due fenomeni sono tra loro discordanti, si rende necessaria una scelta di compromesso, per cui il range delle altezze di rollio su cui è stata

eseguita l'analisi è risultato piuttosto limitato. Al di fuori di esso infatti si accentuano da un lato il jacking, dall'altro la scarsa prontezza di risposta del sistema.

Per quanto riguarda la manovra simulata, a partire da una traiettoria rettilinea, è stato dato un colpo di sterzo di  $50^\circ$  al volante del veicolo (corrispondente a circa  $10^\circ$  alle ruote), della durata di 0.25 s, ad una velocità costante di 10 m/s, in modo da ottenere, dopo il transitorio, una traiettoria circolare di raggio pari a 9 m (questa misura è caratteristica in quanto è il raggio medio del tracciato a disposizione del veicolo nella prova dinamica denominata skidpad. Si veda in proposito l'articolo D6.4 del regolamento FSAE del 2010). In questo modo si è ottenuta un'accelerazione laterale a regime di 1.13 g.



**Figura 3.9** Evoluzione dell'altezza del baricentro del veicolo durante la manovra di colpo di sterzo, per altezze del centro di rollio pari a 50, 70 e 90 mm (simulazioni n° 6, 7 e 8 rispettivamente).

Il grafico di figura 3.9 mostra quanto esposto in precedenza riguardo al fenomeno del jacking. Le simulazioni numero 6, 7 e 8 corrispondono rispettivamente ad altezze del centro di rollio di 50, 70 e 90 mm. Si vede chiaramente come il jacking aumenti (da poco più di 3 mm a quasi 6) passando dalla simulazione numero 6 alla 8.

La presenza di un transitorio iniziale si spiega come segue: al veicolo non è imposta la velocità ma la coppia motrice, e per limitare la durata della simulazione viene fatto partire con velocità non nulla, nei primi istanti quindi il controllore di coppia deve assestarsi su quella necessaria per mantenere costante la velocità.

Dopo questo transitorio, della durata inferiore al secondo, segue un tratto in cui le altezze del centro di rollio non subiscono variazioni perché la traiettoria del veicolo è rettilinea. A

5 s dall'inizio della simulazione interviene il colpo di sterzo, il che comporta un altro transitorio della durata di poco superiore al secondo, dopodiché le curve si assestano sui rispettivi valori di regime.

Dal transitorio non è emersa l'attesa differenza nella prontezza di risposta del veicolo, probabilmente a causa di un range di analisi troppo limitato per mettere in evidenza questo fenomeno. In seguito all'impossibilità di ottenere vantaggi apprezzabili in questo senso (veicolo più reattivo), si è rinunciato ad adottare un centro di rollio molto alto, ed è stato quindi fissato a metà del range analizzato (70 mm).

Al posteriore di conseguenza è stata adottata un'altezza di 80 mm (sufficiente per bilanciare il trasferimento di carico, considerazione descritta nel dettaglio più vanti, e per impedire che l'asse di rollio cambi inclinazione durante il moto della sospensione). I valori riportati in tabella 3.2 differiscono leggermente da questi perché in seguito alla fase di progetto cinematico sono state effettuate lievi modifiche sulla posizione degli attacchi per venire incontro alle esigenze del telaio e semplificare il disegno di componenti come le piastrine di attacco dei braccetti ai tubi del telaio.

Le analisi, come già detto, sono state svolte solamente all'anteriore principalmente perché, una volta fissato il centro di rollio all'anteriore, quello al posteriore può essere definito in base a considerazioni sul trasferimento di carico, limitandosi quindi a farlo più alto. Inoltre le differenze sul comportamento del veicolo si manifestano soprattutto all'anteriore, anche perché è qui che il pilota agisce per controllarlo, quindi avrebbe avuto poco senso provare diverse geometrie al posteriore mantenendone una unica per l'anteriore.

Una piccola spiegazione deve essere fatta: apparentemente non c'è nessun motivo per fare l'asse di rollio inclinato in avanti piuttosto che indietro, l'unico pericolo sembrerebbe quello di avere un asse che cambia inclinazione con lo scuotimento delle sospensioni, il che implicherebbe un cambiamento del comportamento del veicolo, situazione che come abbiamo visto si può evitare facendo sufficientemente distanti le altezze dei centri di rollio anteriore e posteriore.

In realtà una motivazione per cui l'asse di rollio deve essere inclinato in avanti c'è, e riguarda il trasferimento di carico tra anteriore e posteriore:

$$\Delta F_{z1} = \frac{1}{t_1} \left[ \frac{d_1}{l} (Y a_2 + N) + \frac{k_{\phi 1}}{k_\phi} (h - d) Y \right] \quad (3.1)$$

$$\Delta F_{z2} = \frac{1}{t_2} \left[ \frac{d_2}{l} (Y a_1 - N) + \frac{k_{\phi 2}}{k_{\phi}} (h - d) Y \right] \quad (3.2)$$

Le 3.1 e la 3.2 esprimono rispettivamente i trasferimenti di carico laterali all'anteriore e al posteriore (vedi [1]):

$t_{1,2}$  = carreggiante anteriore e posteriore;

$d_{1,2}$  = altezza centri di rollio anteriore e posteriore;

$d$  = altezza centro di rollio alla coordinata longitudinale pari a quella del baricentro;

$l$  = passo;

$a_{1,2}$  = semipassi anteriore e posteriore;

$k_{\phi 1,2}$  = rigidezza a rollio anteriore e posteriore;

$k_{\phi}$  = rigidezza a rollio totale;

$Y$  = forza laterale;

$N$  = momento di imbardata.

Nel caso in cui  $N = 0$ , e considerando che per il nostro veicolo  $a_1 \approx a_2$  e che la differenza tra le due carreggiante è piuttosto limitata, le 2.1 e 2.2 si riconducono a:

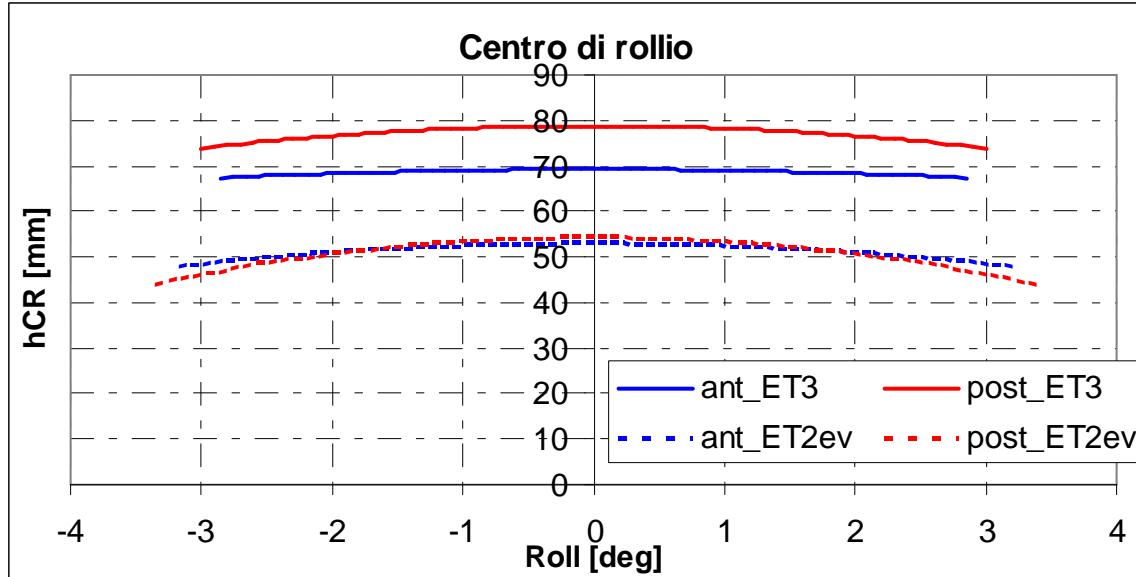
$$\Delta F_{z1} = \frac{1}{t} \left[ \frac{d_1}{l} a + \frac{k_{\phi 1}}{k_{\phi}} (h - d) \right] Y \quad (3.1')$$

$$\Delta F_{z2} = \frac{1}{t} \left[ \frac{d_2}{l} a + \frac{k_{\phi 2}}{k_{\phi}} (h - d) \right] Y \quad (3.2')$$

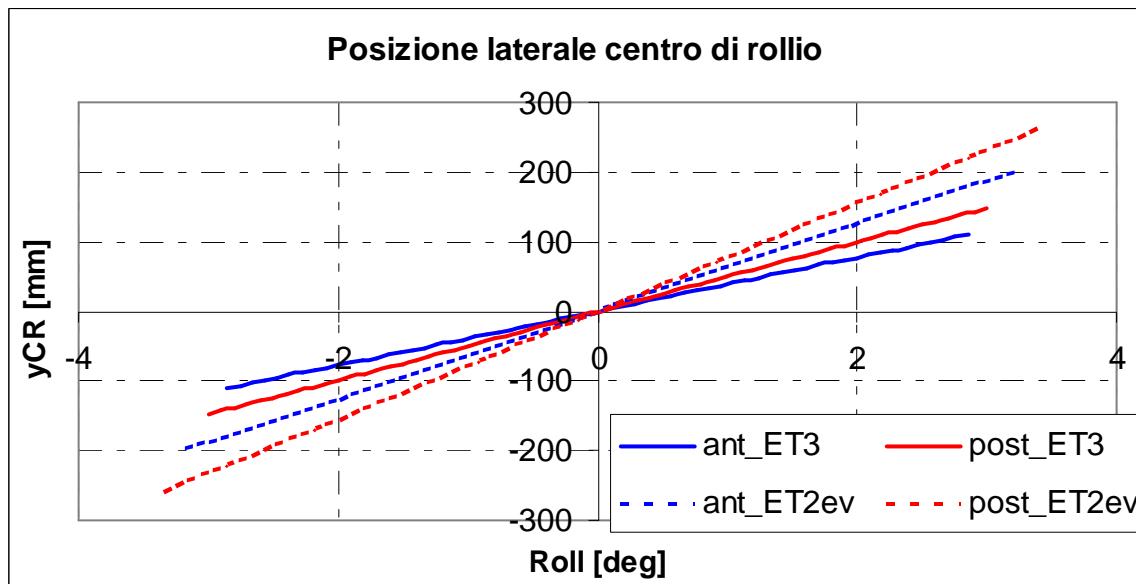
Volendo realizzare, in fase di progetto, un veicolo dal comportamento neutro o al più leggermente sottosterzante, è richiesta l'equivalenza tra i trasferimenti di carico, o che il trasferimento di carico all'anteriore sia leggermente superiore a quello al posteriore.

Considerando ora che al posteriore il veicolo è più morbido per assecondare la trazione posteriore, l'altezza del centro di rollio dovrà essere maggiore che all'anteriore per compensare. Anche prendendo atto del fatto che le due carreggiante sono diverse, ed in particolare che quella posteriore è minore di quella anteriore, il contributo perso dovuto al posteriore più morbido è maggiore e va quindi bilanciato scegliendo un asse di rollio inclinato in avanti.

Altre migliorie che sono state fatte sul nuovo veicolo rispetto al vecchio, sempre inerenti il centro di rollio, riguardano la variazione della sua altezza e della sua posizione laterale con il rollio, come si può vedere dai grafici riportati nelle figure 3.12 e 3.13.



**Figura 3.12** Variazione dell'altezza dei centri di rollio anteriore e posteriore con il rollio della cassa dei veicoli ET2ev ed ET3.



**Figura 3.13** Variazione della posizione laterale dei centri di rollio anteriore e posteriore dei veicoli ET2ev ed ET3.

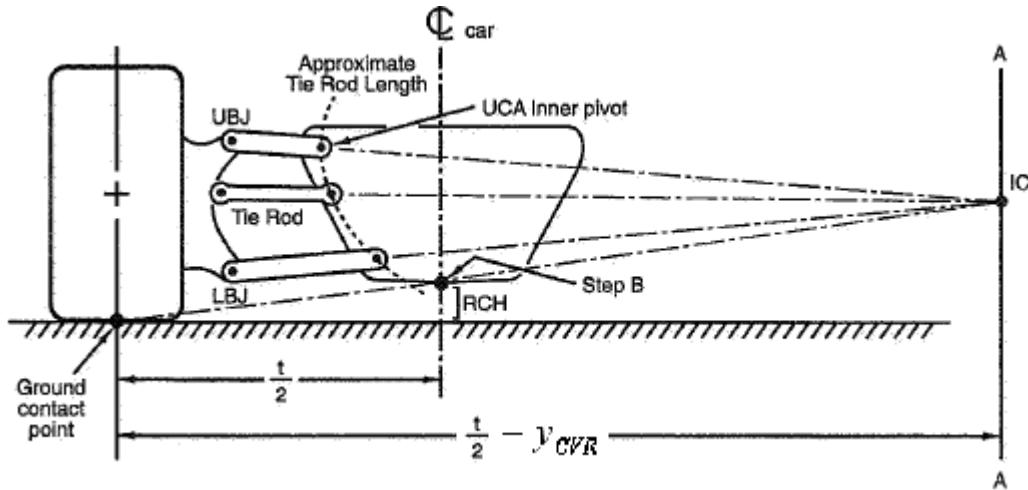
Dal primo si vede come sulla ET2ev al di sopra di certi valori (quasi  $1.7^\circ$ ), l'asse di rollio si inclina all'indietro, anche se bisogna dire che tali angoli vengono raggiunti di rado,

quindi l'influenza sulla guida del veicolo è piuttosto ridotta. Ad ogni modo sulla ET3 si registra un comportamento nettamente migliore.

Il secondo grafico esalta ulteriormente la geometria delle nuove sospensioni: infatti la variazione della posizione laterale del centro di rollio rispetto alla vecchia vettura è stata circa dimezzata, rendendo così meno imprevedibile il comportamento del veicolo in curva.

Tornando all'analisi dei dati presenti nella tabella 3.2, si nota una forte differenza nei valori della coordinata  $y$  del CVR: sul nuovo veicolo le sospensioni sono molto più estreme, specie al posteriore, in modo da limitare al minimo possibile il camber statico necessario per avere un buon posizionamento del pneumatico in curva. Anche la scelta di questo valore è stata fissata in base ai risultati delle simulazioni effettuate con Adams View, in cui sono state provate anche 4 diversi valori di  $y_{CVR}$ , pari a -400, -150, 0 +50, corrispondenti rispettivamente alle simulazioni n° 3, 7, 11, e 15.

Dal punto di vista analitico, non conviene però ragionare direttamente sulla posizione laterale del centro delle velocità, ma sul roll camber, definito come rapporto tra il camber della ruota e l'angolo di rollio della cassa del veicolo:



**Figura 3.14** Costruzione per la determinazione del posizionamento del braccetto dello sterzo (tie rod) e del legame tra il rollio della cassa ed il camber della ruota.

Si ha:

$$\left( \frac{t}{2} + y_{CVR} \right) \phi = \frac{t}{2} (\phi - \gamma) \quad (3.3)$$

in cui:

$t$  = carreggiata;

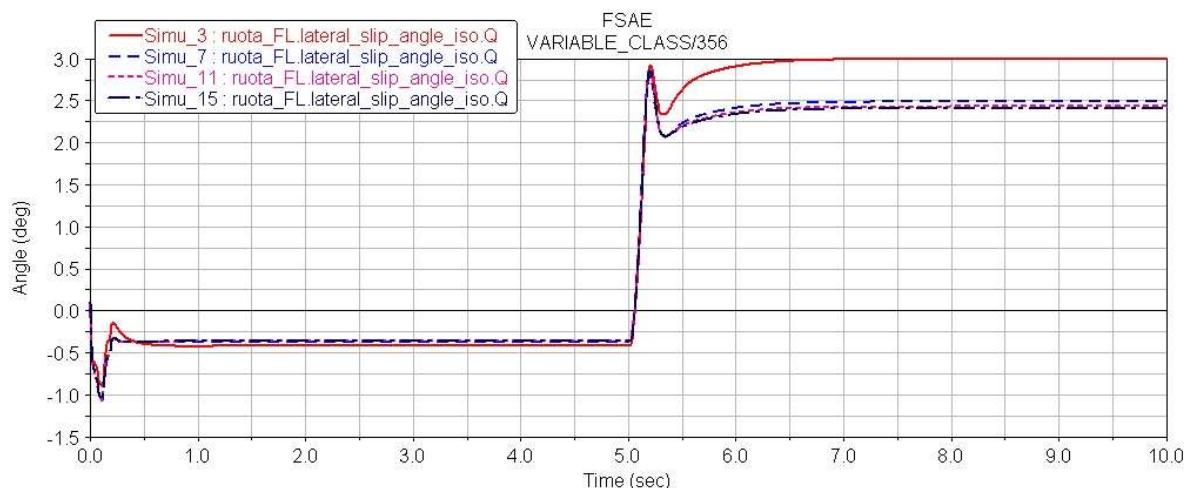
$\Phi$  = angolo di rollio della cassa;

$\gamma$  = angolo di camber della ruota.

Da questa, dividendo per  $\Phi$  si può far comparire il roll camber, ed esplicitando la posizione laterale del CVR si ha:

$$y_{CVR} = -\frac{t}{2} \frac{\gamma}{\phi} \quad (3.4)$$

In questo modo, fissato un dato valore del rapporto  $\gamma/\Phi$  desiderato, si può determinare direttamente  $y_{CVR}$ , i cui valori presi in considerazione per le simulazioni coincidono rispettivamente con 0.40, 0.20, 0 e -0.09 gradi camber / gradi rollio.

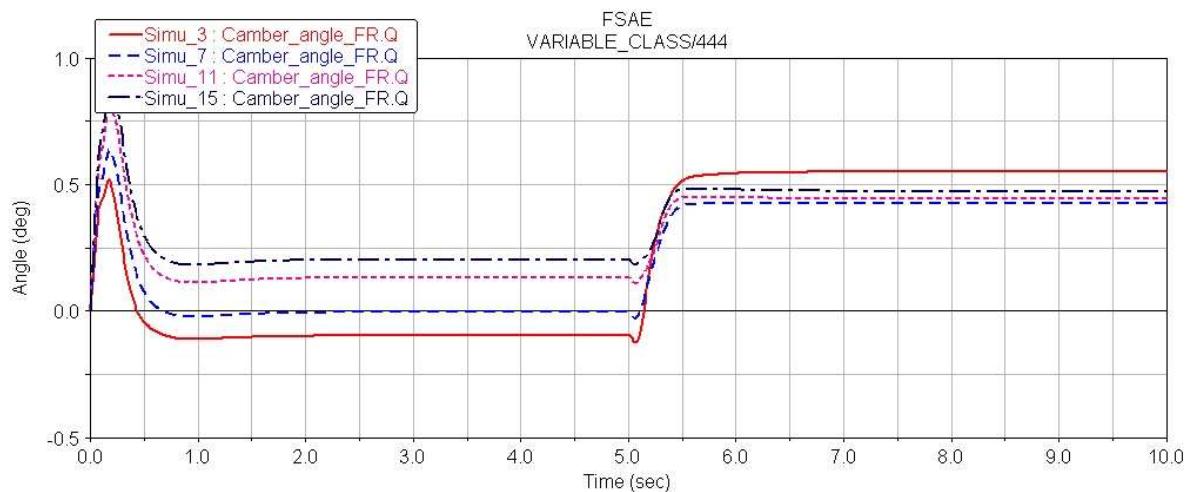


**Figura 3.15** Evoluzione dell'angolo di deriva sulla ruota interna durante la manovra di colpo di sterzo, per posizioni laterali del centro delle velocità del pneumatico rispetto alla cassa nel piano frontale pari a +50, 0, -150 e -400 (simulazioni n° 3, 7, 11 e 15 rispettivamente).

Il grafico di figura 3.15 mostra l'andamento dell'angolo di deriva della ruota anteriore sinistra, cioè quella interna alla traiettoria del veicolo, durante la simulazione di colpo di sterzo effettuata in ambiente Adams View. Si vede chiaramente come la soluzione più estrema, con CVR addirittura dalla stessa parte della sospensione comporti angoli molto alti, mentre le altre tre soluzioni sono quasi equivalenti.

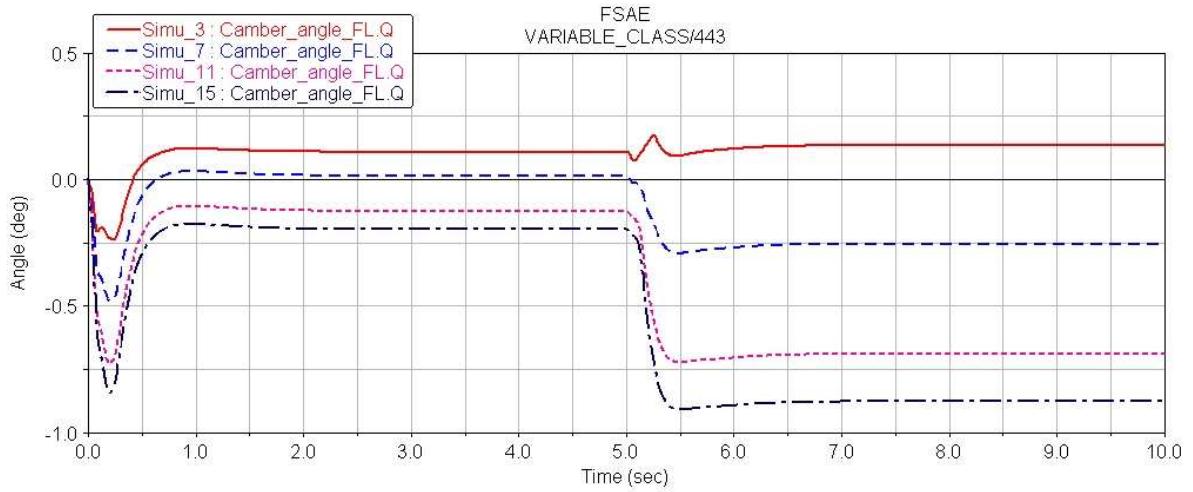
L'angolo di deriva è il principale responsabile della nascita della forza laterale da parte del pneumatico in curva, quindi circa lo stesso andamento si ha per forza laterale, accelerazione laterale e angolo di rollio.

Interessante è analizzare l'andamento degli angoli di camber (figure 3.16 e 3.17, relative rispettivamente alla ruota interna ed esterna): per  $ycvr$  pari a +50 la ruota anteriore destra cioè quella esterna alla traiettoria del veicolo guadagna circa  $0.7^\circ$  di camber, molto più rispetto agli altri casi, nel migliore dei quali non si arriva al mezzo grado.



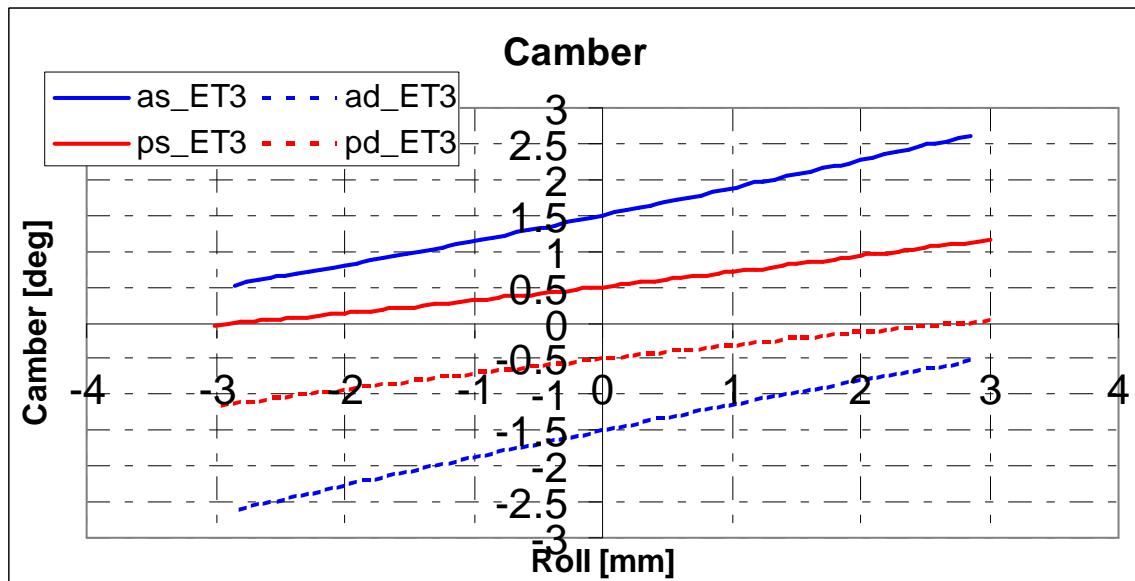
**Figura 3.16** Evoluzione dell'angolo di camber sulla ruota esterna durante la manovra di colpo di sterzo, per posizioni laterali del centro delle velocità del pneumatico rispetto alla cassa nel piano frontale pari a +50, 0, -150 e -400 (simulazioni n° 3, 7, 11 e 15 rispettivamente).

Per quanto riguarda la ruota interna, si nota la stessa differenza di comportamento: con la geometria più estrema (simulazione n° 3) la ruota si inclina verso l'esterno curva, situazione non ottimale, ma si deve ricordare che in curva la ruota esterna è quella carica (sulla ET3, percorrendo una curva al limite dell'aderenza, la ruota esterna è più carica di quella interna di quasi 5 volte) quindi è lecito "sacrificare" il comportamento e quindi l'apporto alla tenuta di strada da parte di quest'ultima.



**Figura 3.17** Evoluzione dell'angolo di camber sulla ruota interna durante la manovra di colpo di sterzo, per posizioni laterali del centro delle velocità del pneumatico rispetto alla cassa nel piano frontale pari a +50, 0, -150 e -400 (simulazioni n° 3, 7, 11 e 15 rispettivamente).

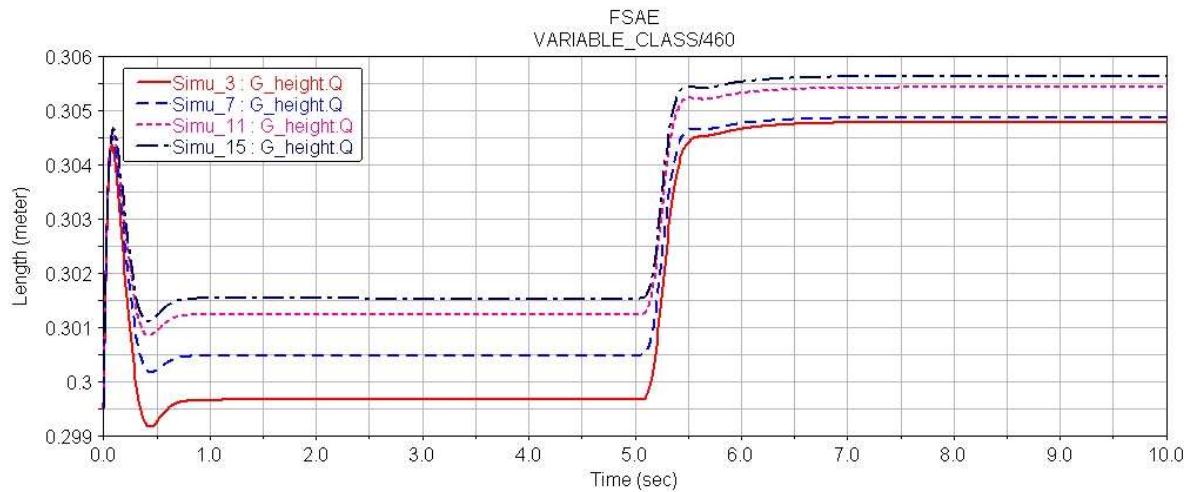
Quanto appena visto è riassunto nel grafico di figura 3.18, in cui è riportato l'andamento del camber di ognuna delle 4 ruote del veicolo al variare del rollio. Il fatto che per rollio nullo le curve non passino per l'origine è causato dal fatto che sono stati imposti angoli di camber statici pari a quelli di progetto, cioè -1.5 gradi per l'anteriore e -0.5 per il posteriore. È evidente come la ruota esterna (la destra dato che si assume rollio positivo nel caso di curva verso sinistra) non si trovi mai a lavorare in condizioni di camber positivo.



**Figura 3.18** Variazione degli angoli di camber delle 4 ruote della ET3 con il rollio della cassa. Sono presenti camber statici di  $-1.5^\circ$  all'anteriore e  $-0.5^\circ$  al posteriore.

Il maggiore angolo di rollio raggiunto dall'assale posteriore è dovuto al fatto che la cinematica dei due assali è stata valutata separatamente, ed essendo la carreggiata posteriore minore di quella anteriore, ad uno stesso scuotimento della sospensione corrisponde un maggiore angolo. Ovviamente nella pratica il rollio del veicolo è lo stesso per i due assali.

Ritornando ai risultati della simulazione di colpo di sterzo imposto al veicolo, il grafico di figura 3.19 mostra come l'influenza sulla variazione dell'altezza del baricentro sia molto limitata di quanto non avvenisse variando l'altezza del centro di rollio.



**Figura 3.19** Evoluzione dell'altezza del baricentro del veicolo durante la manovra di colpo di sterzo, per posizioni laterali del centro delle velocità del pneumatico rispetto alla cassa nel piano frontale pari a +50, 0, -150 e -400 (simulazioni n° 3, 7, 11 e 15 rispettivamente).

Al termine di tutte queste considerazioni la decisione è ricaduta su  $y_{CVR} = -400$  mm, che è poi stato portato a -350 in seguito ai compromessi con gli altri settori di cui abbiamo già parlato, corrispondente ad un roll camber di 0.37 deg/deg, contro gli 0.62 deg/deg dell'ET2ev. Questo è un valore più che soddisfacente considerando che il veicolo lavorerà con un camber statico negativo di circa 1.5°, e che il massimo angolo di rollio è di 2.8° (valore limite che ben difficilmente verrà raggiunto nelle normali condizioni di utilizzo del veicolo).

### 3.5.3 Sterzo e convergenza

La figura 3.13 mostra, oltre ai triangoli inferiore e superiore della sospensione anteriore, anche la posizione del braccetto dello sterzo. Sospensioni e sterzo non possono essere considerati sistemi separati, infatti durante il moto di scuotimento della ruota il braccetto dello sterzo all'anteriore, così come il tirante di convergenza al posteriore, seguono una

traiettoria imposta, il che comporta variazioni dell'angolo di sterzo (convergenza), fattore che influenza notevolmente il comportamento del veicolo (si rammenta che le forze laterali tra pneumatici e suolo stradale sono dovute agli angoli di deriva e di camber, ma in prima approssimazione la rigidezza di deriva è circa 10 volte superiore a quella a camber).

Alcune considerazioni, di carattere puramente teorico, porterebbero verso una convergenza che tende a chiudere la ruota carica, cioè quella esterna, all'anteriore, e viceversa al posteriore, in modo da aiutare l'ingresso in curva. In realtà una soluzione del genere potrebbe provocare un comportamento sovrasterzante del veicolo.

Inoltre anche piccoli scuotimenti della sospensione comporterebbero grandi forze laterali "non volute", che peggiorerebbero la sensazione di stabilità del veicolo percepita dal pilota.

Una possibile soluzione in questo senso sarebbe rappresentata da una convergenza variabile con le forze laterali anziché con il moto della sospensione, ottenibile tramite tiranti di convergenza con una cedevolezza calibrata, si tratta però di una soluzione molto complessa sia a livello progettuale che di messa a punto.

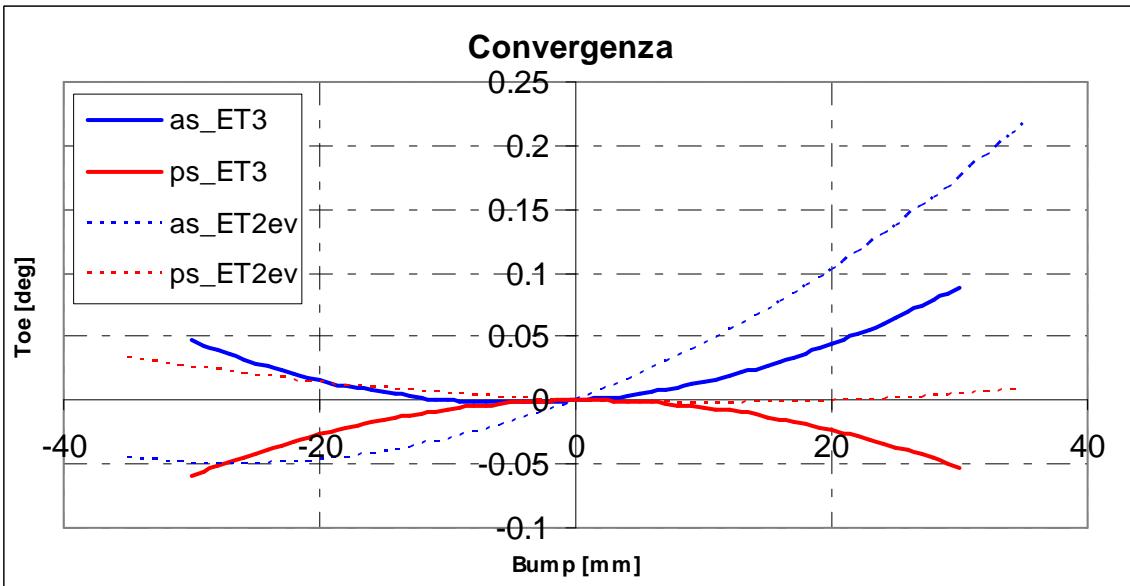
Inoltre proprio a causa del fatto che entrano in gioco le sensazioni del pilota, una vera e propria analisi della caratteristica ideale di convergenza si sarebbe potuta eseguire solamente tramite test in pista. Simulazioni con software di analisi di sistemi multibody avrebbero aiutato, ma non sono state effettuate per motivi di tempo.

Il lavoro in questo contesto è stato quindi incentrato sulla minimizzazione delle variazioni di convergenza anteriore e posteriore (in accordo con quanto reperibile in letteratura).

Il grafico di figura 3.20 mostra le caratteristiche ottenute in confronto con quelle della vecchia ET2ev.

All'anteriore il nuovo veicolo è molto più equilibrato. Apparentemente può sembrare solo un adattamento rispetto alle vecchie sospensioni, però devono essere fatte alcune considerazioni.

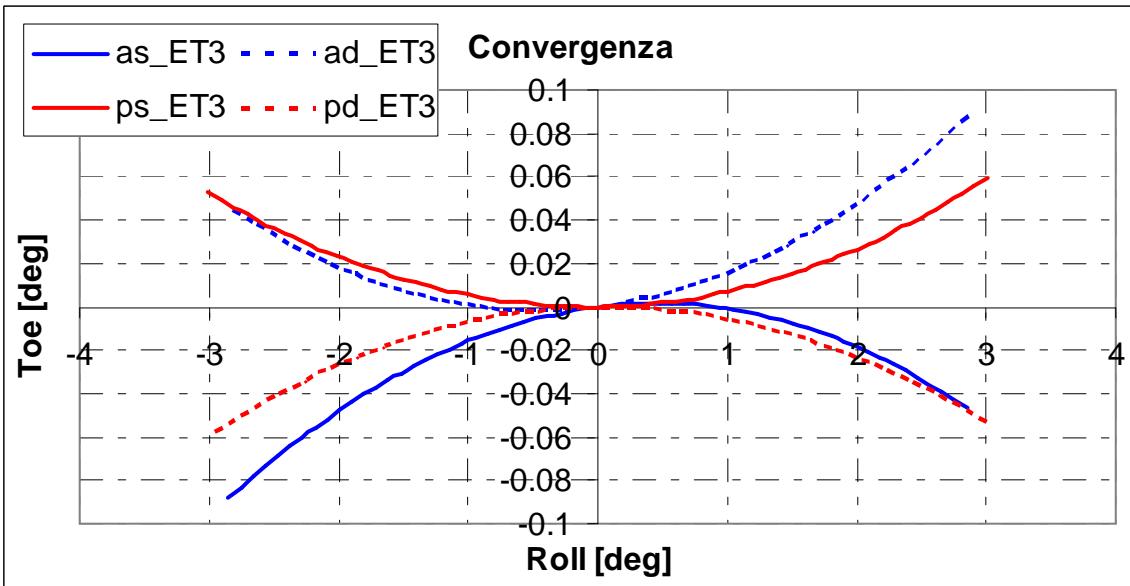
La scatola dello sterzo, componente acquistato esternamente, per motivi sia economici che temporali è stata mantenuta la stessa dello scorso anno. Questo ha comportato un valore obbligato della coordinata y della posizione degli attacchi del tirante di sterzo lato telaio. Anche sull'altezza della scatola e sulla coordinata x degli attacchi si è stati limitati a causa della sagoma che per regolamento deve poter scorrere all'interno del telaio.



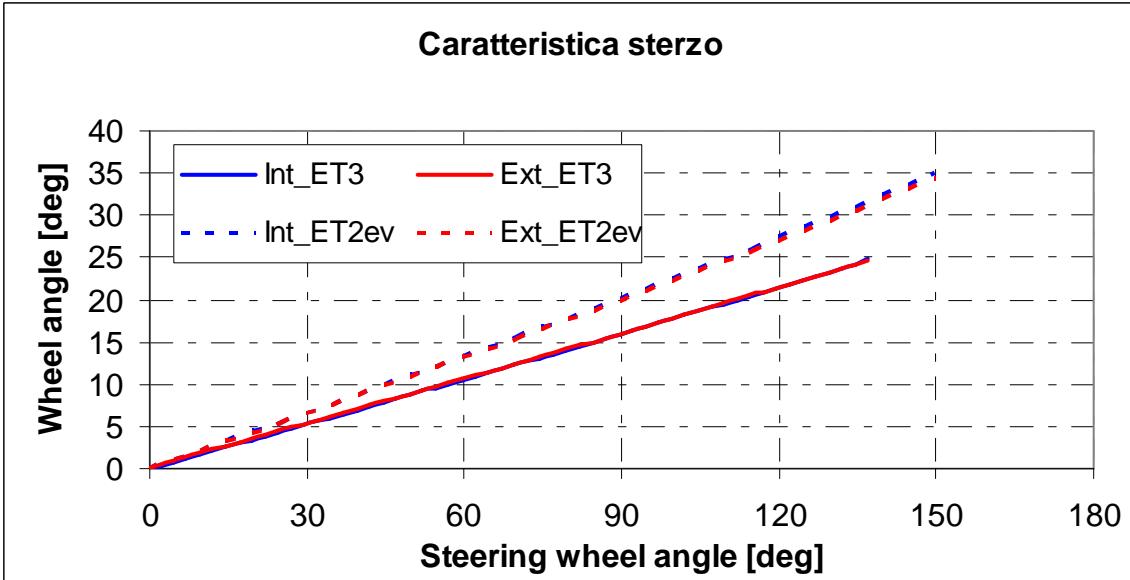
**Figura 3.20** Variazioni di convergenza con lo scuotimento della sospensione allanteriore e al posteriore dei veicoli ET3 ed ET2ev.

L’ottimizzazione di quelle caratteristiche cinematiche riguardanti lo sterzo è stato quindi ottenuto lavorando soprattutto sulla posizione dell’attacco del tirante di sterzo lato ruota. Anche in questo caso però ci sono state delle limitazioni: la prima e più importante ha riguardato la posizione longitudinale di tali attacchi, infatti una posizione troppo avanzata avrebbe portato al contatto tra braccetto di sterzo e cerchio in caso di massima sterzata; la seconda, di carattere economico, ha riguardato l’altezza degli attacchi: i portamozzi non sono stati fatti di pezzo ma scomponibili, così da poter realizzare le parte centrale uguale sulle 4 ruote, e questo ha posto dei limiti sulla posizione verticale degli attacchi dei braccetti di sterzo lato ruota.

Nonostante tutte queste limitazioni sono state ottenute ottime caratteristiche cinematiche, come si può vedere dal grafico di figura 3.21, in cui è evidente il comportamento di ogni singola ruota:



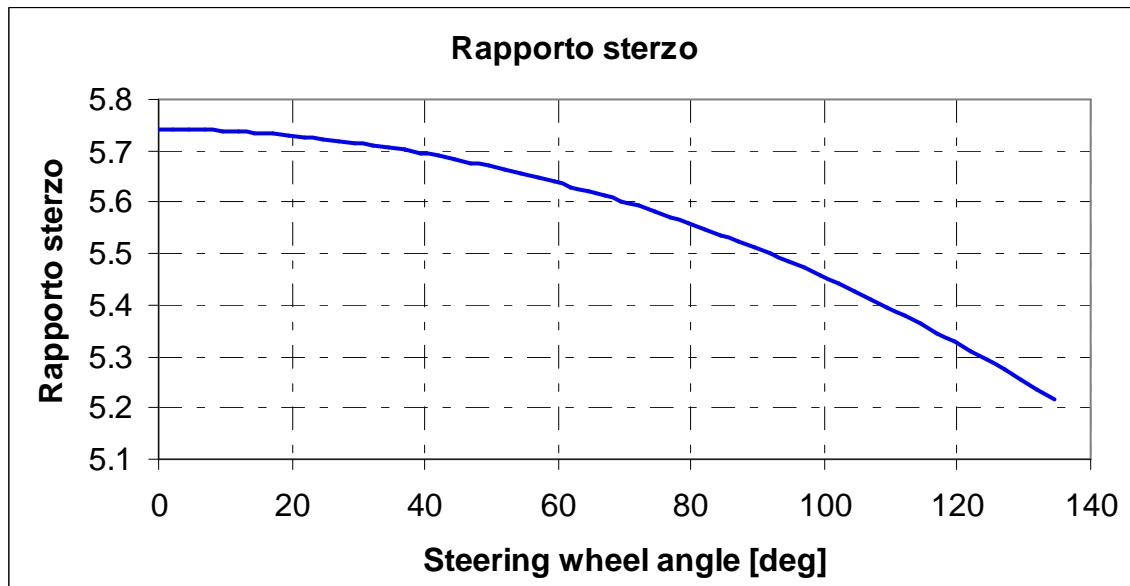
**Figura 3.21** Variazioni di convergenza con il rollio delle 4 ruote del veicolo.



**Figura 3.22** Caratteristica dello sterzo: andamento dell'angolo al volante al variare dell'angolo alle ruote.

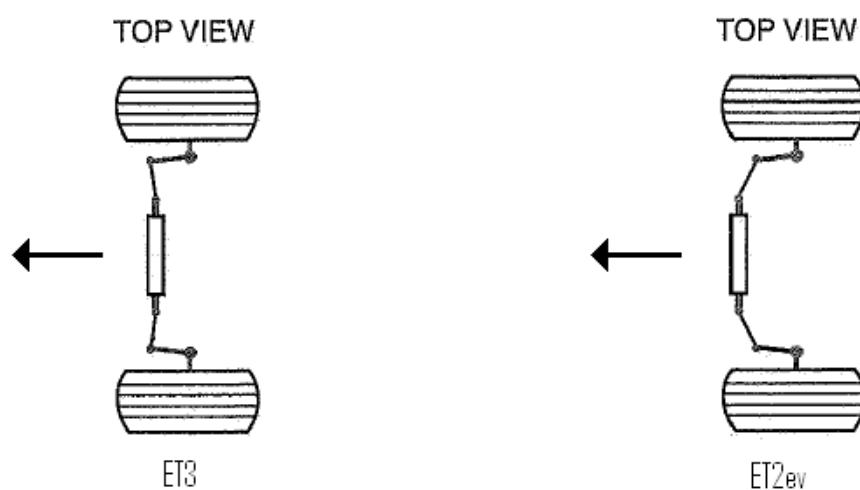
Il grafico di figura 3.22 mette invece a confronto le caratteristiche di sterzo delle ruote interne ed esterne dell'ET2ev e dell'ET3. La prima cosa che si può notare è che sul nuovo veicolo il rapporto di sterzatura (definito come rapporto tra l'angolo di sterzo al volante e quello alle ruote, il cui andamento è riportato nel terzo grafico) è maggiore, sempre nell'ottica di ridurre lo sforzo del pilota durante la sterzatura. Questo è stato ottenuto, oltre che con una diversa disposizione dei braccetti di sterzo (sulla ET2ev sono più avanzati gli attacchi lato telaio, viceversa sulla ET3, come visibile nello schema riportato sotto), con

una riduzione del rapporto di trasmissione tra pignone e cremagliera all'interno della scatola dello sterzo: 57.4 contro 71.62 mm/giro.



**Figura 3.23** Variazione del rapporto di sterzatura con l'angolo di sterzo alle ruote.

Così facendo il rapporto è passato da 4.44 a 5.74 deg/deg (+29%), il cui andamento al variare dell'angolo al volante è mostrato in figura 3.23, ed è caratteristico di quasi tutti i sistemi di sterzo. Il fatto che per alti angoli il rapporto si riduca, e quindi lo sterzo si indurisca, è praticamente inevitabile, ma questo comportamento era già presente sulla ET2ev, quindi con tutti gli accorgimenti che sono stati presi per rendere lo sterzo più morbido i piloti avranno a disposizione un veicolo decisamente più guidabile.



**Figura 3.24** Cinematismo dello sterzo dei veicoli ET3 ed ET2ev.

Una seconda osservazione che può essere fatta riguarda l'angolo di sterzo delle ruote interne ed esterne. Sulla ET3 si è cercato di mantenere uno sterzo di tipo parallelo, così come sulla ET2ev, nonostante a causa dei numerosi compromessi il cinematismo sia diverso, come mostrato in figura 3.24.

Le forze laterali sul pneumatico nascono in seguito agli angoli di deriva. Considerando che la ruota esterna, essendo la più carica, è in grado di generare maggiori forze, risulta conveniente fare in modo che, per effetto del sistema di sterzo, su questa nascano i maggiori angoli di deriva. Nel caso di sterzo parallelo questa condizione viene verificata. Addirittura questo fatto potrebbe essere esaltato con l'adozione di uno sterzo di tipo Ackermann inverso (angolo di sterzo della ruota esterna maggiore di quello della ruota interna). Si tratta comunque di una scelta da studiare con attenzione in quanto le caratteristiche del sistema di sterzo si ripercuotono direttamente sul comportamento del veicolo quindi, in presenza di studi già fatti in precedenza (uno studio dettagliato del sistema di sterzo è riportato in [9]), si è deciso, come già detto, di mantenere uno sterzo di tipo parallelo.

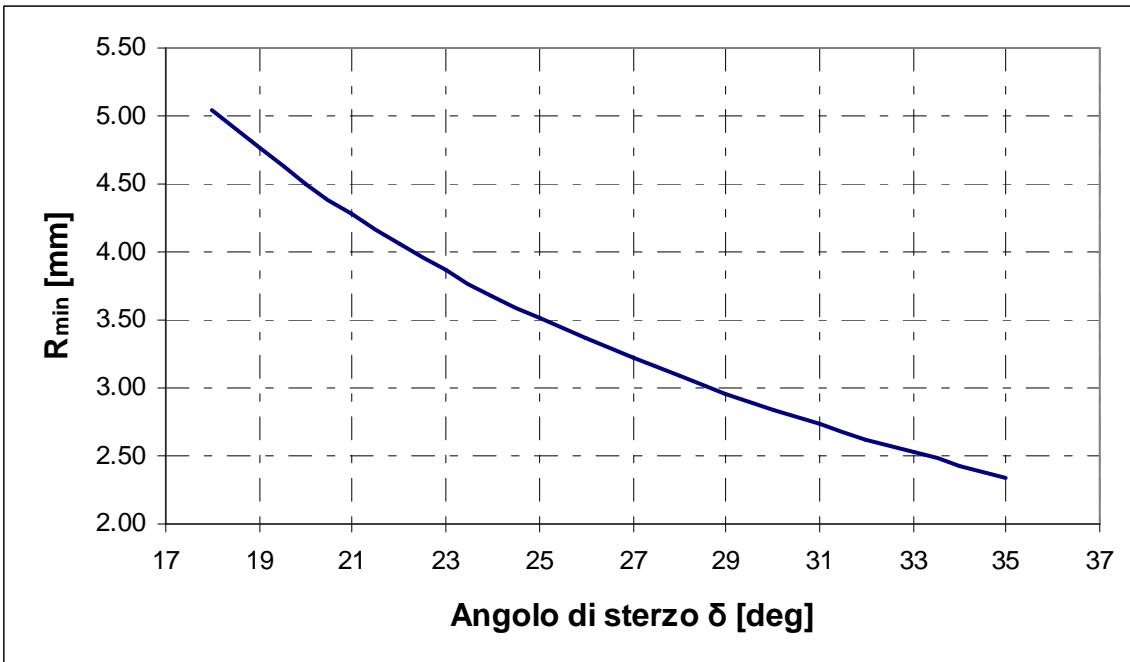
Un'ultima analisi del grafico di figura 3.22 evidenzia come la nuova vettura sterzi meno della vecchia (soli 25 gradi alle ruote contro i 35). A prima vista può sembrare una grossa limitazione, ma in realtà non lo è, infatti era la ET2ev ad avere uno sterzo troppo generoso: in caso di sterzo parallelo (come è approssimabile per entrambi i veicoli), il raggio minimo di sterzata è esprimibile come:

$$\delta = \arctg\left(\frac{l}{R}\right) \quad (3.5)$$

da cui si può ricavare l'angolo di sterzo necessario per ottenere un dato raggio di sterzata:

$$R = \frac{l}{\tg \delta} \quad (3.6)$$

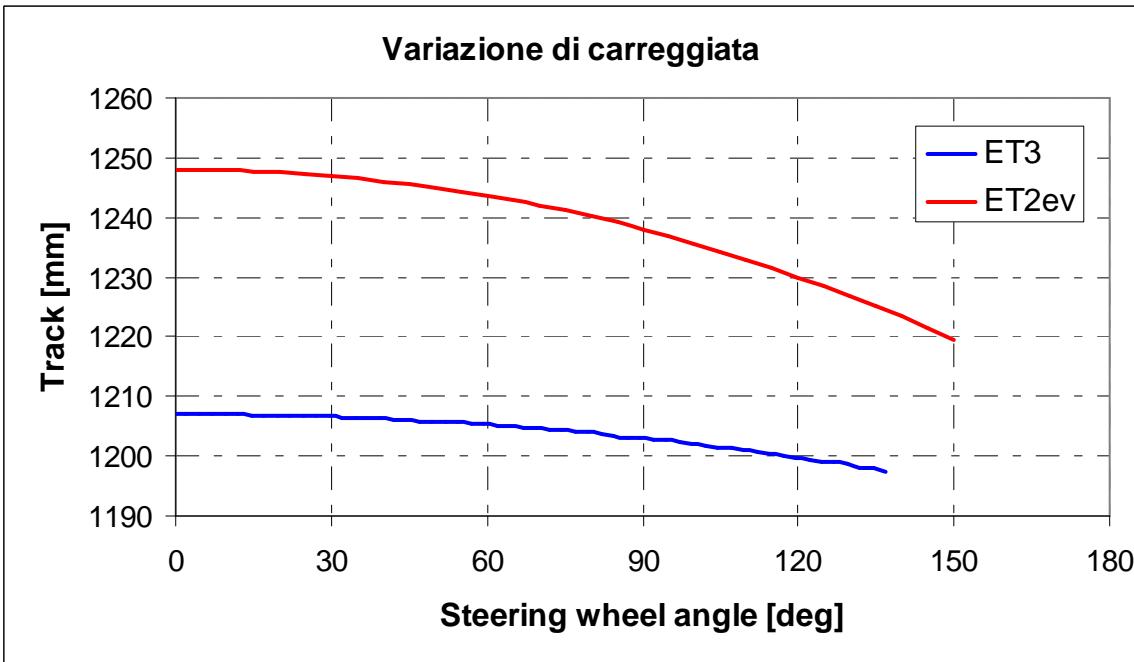
Graficando questa funzione al variare dell'angolo di sterzo, mantenendo fissato il passo del veicolo, che sulla ET3 vale 1640 mm, si ha:



**Figura 3.25** Andamento del raggio minimo di curvatura del veicolo al variare dell’angolo di sterzo alle ruote.

Considerando che il raggio minimo di sterzatura richiesto in gara è di circa 4 m (l’articolo D8.6.2 del regolamento FSAE del 2010 stabilisce che nella prova di slalom la distanza minima tra i birilli è di 9 m), si vede che i 25 gradi che l’ET3 è in grado di fare sono più che sufficienti, mentre i 35 dell’ET2ev erano sovrabbondanti.

Un’ulteriore pregio del nuovo sistema di sterzo è rappresentato dalla limitata variazione di carreggiata, come visibile in figura 3.26. Si tratta di una caratteristica di secondo piano rispetto alle altre, però il guadagno ottenuto è stato notevole (soli 9.6 mm contro addirittura 28.4).

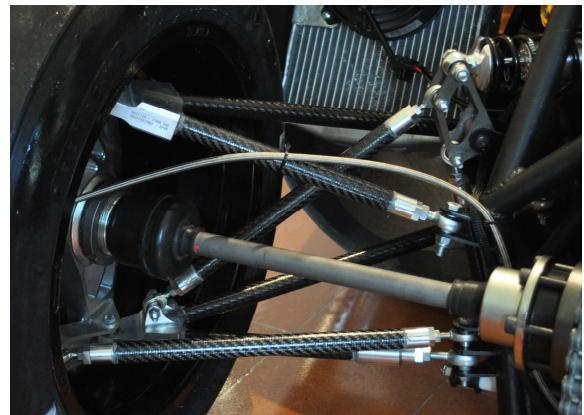


**Figura 3.26** Variazioni di carreggiata con la sterzatura per i veicoli ET3 ed ET2ev.

Per quanto riguarda invece il comportamento della sospensione posteriore, il grafico di figura 3.21 mostra come sul nuovo veicolo si abbia una variazione di convergenza leggermente maggiore, ma di fatto ininfluente (circa 0.03 gradi). Questo è dovuto principalmente al tipo di geometria adottata per il tirante di convergenza: sull'ET2ev il tirante era attaccato al braccetto anteriore del triangolo superiore, come visibile nella prima foto riportata in figura 3.27. Sulla ET3 (seconda foto) il tirante della convergenza è invece attaccato direttamente al telaio, questo a causa del fatto che i bracci sono stati realizzati in carbonio (la realizzazione di un attacco per il tirante della convergenza su di un braccetto avrebbe comportato troppe problematiche dal punto di vista costruttivo, per non parlare del conseguente appesantimento che avrebbe ridotto il vantaggio dovuto all'utilizzo di materiali leggeri come carbonio e alluminio).



**ET2ev**

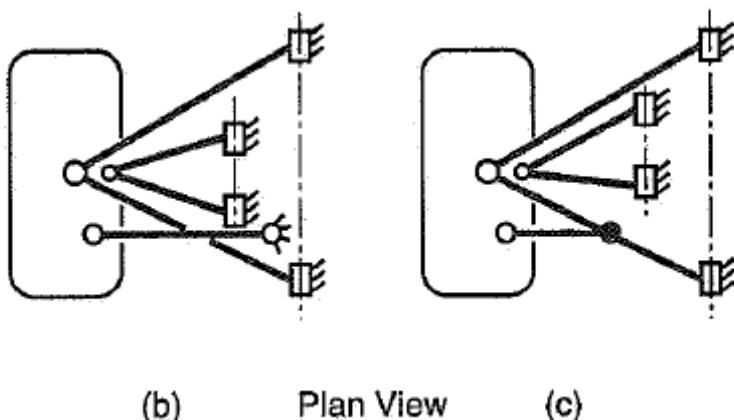


**ET3**

**Figura 3.27** Posizioni del tirante della convergenza nella sospensione posteriore dei veicoli ET2ev ed ET3.

Dalle due foto si vede anche come il tirante della convergenza sia stato spostato: sulla vecchia vettura era alloggiato sul triangolo superiore, in posizione avanzata rispetto ai semiasse. Sulla ET3 è stato spostato in basso, in posizione arretrata. Questo è stato necessario per motivi di layout, ma non ha comportato grosse variazioni a livello di cinematica.

Lo schema in figura 3.28 mostra la differenza tra le due soluzioni adottate. È evidente come la soluzione c sia molto più precisa in termini di variazione di convergenza al variare della posizione della sospensione, quanto ottenuto per l'ET3 è quindi da ritenersi un'ottima caratteristica, considerando che al massimo scuotimento della ruota si arriva a soli 0.06 gradi.



**Figura 3.28** Soluzioni per il posizionamento del tirante della convergenza al posteriore

Per ottenere una caratteristica del genere il moto della sospensione inizialmente è stato supposto piano, e la posizione del tirante della convergenza è stata fissata con

considerazioni sulla circonferenza dei flessi. I valori ottenuti sono stati poi corretti con un modello di sospensione che tenesse in conto il fatto che il moto del gruppo ruota è spaziale. Grazie a questa interazione si è ottenuta una variazione di convergenza praticamente nulla. Il fatto che, dal punto di vista cronologico, così come avviene per il tirante di sterzo allanteriore, il tirante della convergenza sia l'ultimo elemento su cui si concentra l'attenzione nella parte cinematica del progetto (quando ormai posizione e dimensioni di molti altri componenti sono state fissate, cioè con la scelta sul posizionamento del tirante quasi obbligata), aumenta la qualità del lavoro svolto.

### **3.6 Sensibilità agli errori di montaggio**

Una volta giunti ad una fase molto avanzata del progetto cinematico delle sospensioni, quando oramai la scelta tra le varie alternative era stata fatta, sono state svolte delle analisi che verificassero quanto questa geometria fosse robusta rispetto a variazioni delle posizioni degli attacchi dovute ad errori di costruzione e/o di montaggio.

Per far questo sono state ricavate le caratteristiche cinematiche modificando la posizione degli attacchi. Tuttavia non sono stati imposti errori su tutti i punti di collegamento tra telaio, sospensioni e gruppi ruota, ma sono stati presi in considerazione solamente gli attacchi lato telaio. Questo perché quelli lato ruota sono fissati dalle dimensioni del corpo centrale del portamozzo, componente realizzato tramite lavorazione alle macchine utensili, da cui è ben difficile aspettarsi errori apprezzabili. Gli attacchi lato telaio sono invece fissati dalla posizione delle piastrine saldate ai tubi della scocca, visibili nella foto di figura 3.29, ed è su questi che è lecito attendersi i maggiori errori di realizzazione.

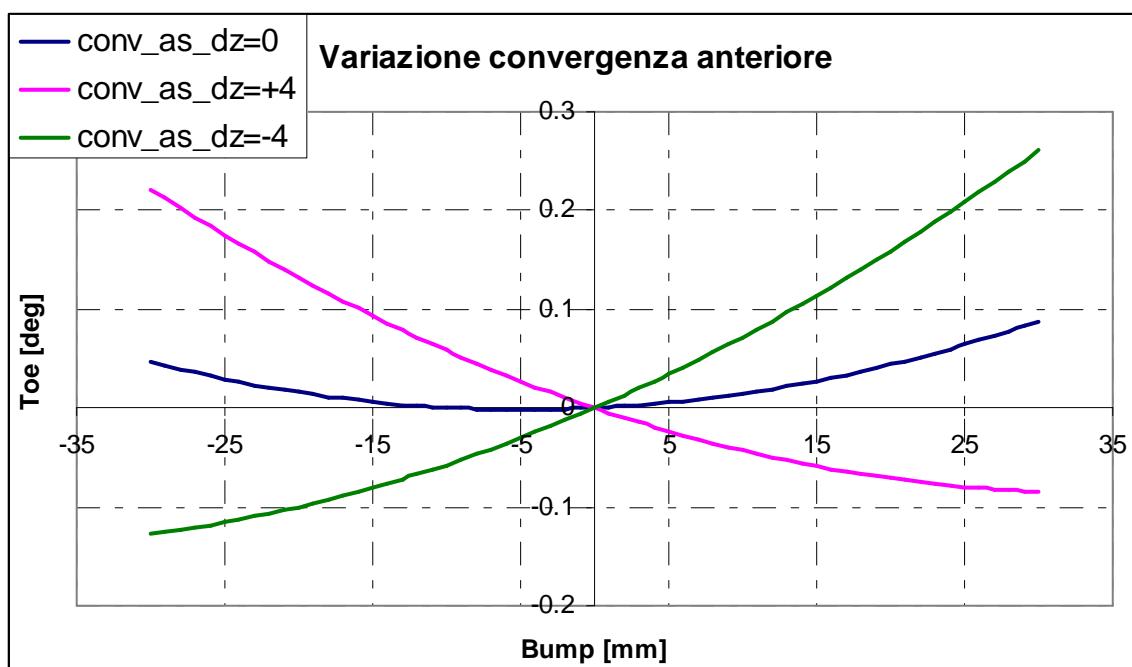
Lungo la coordinata longitudinale scostamenti anche grossolani non avrebbero comportato grosse variazioni sulla posizione dei triangoli, data la loro apertura (circa 240 mm per i triangoli anteriori e 260 per quelli posteriori). Lungo la coordinata y non è plausibile



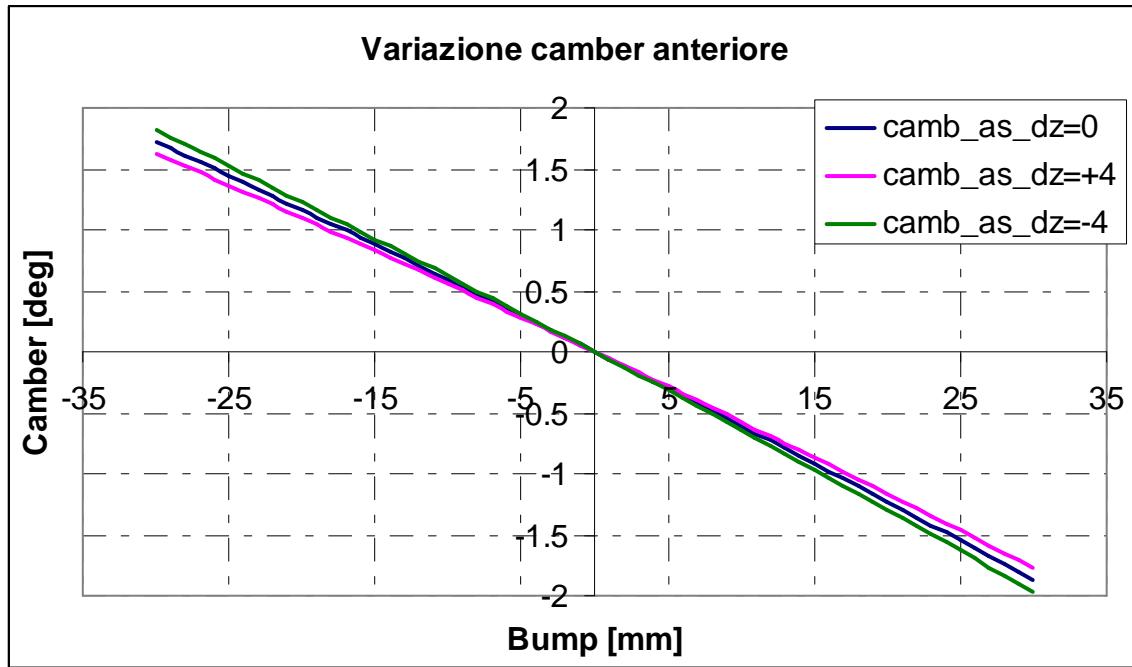
**Figura 3.29** Piastrine di attacco tra braccetti e tubolari del telaio della ET3

aspettarsi grandi errori dato che la posizione delle piastrine è vincolata da quella dei tubi del telaio, quindi sono stati imposti scostamenti degli attacchi al telaio nella sola direzione verticale.

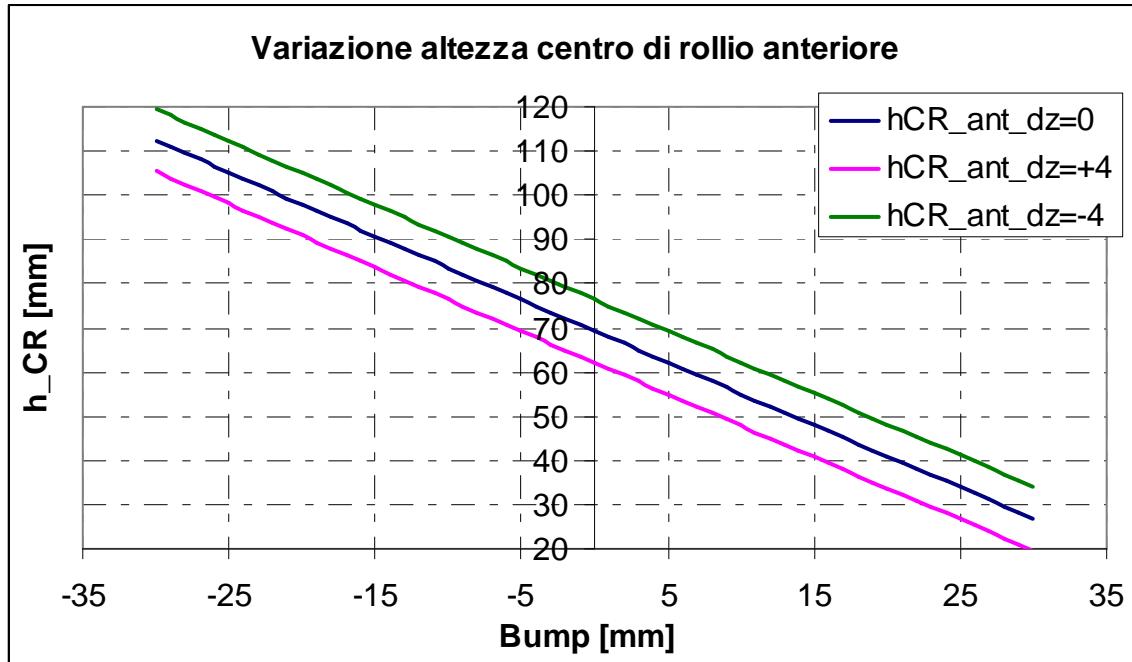
I grafici nelle figure 3.30, 3.31 e 3.32 riportano gli andamenti relativi alla sospensione anteriore di convergenza, camber e altezza del centro di rollio al variare dello scuotimento, per tre diverse posizioni degli attacchi: le curve in blu sono relative ai valori di progetto, le curve in rosa sono relative ad attacchi del triangolo inferiore abbassati di 2 mm ed attacchi del triangolo superiore alzati di 2 mm, quelle in verde viceversa.



**Figura 3.30** Variazione di convergenza all'anteriore con lo scuotimento della sospensione, nella configurazione di progetto e con attacchi dei triangoli superiori e inferiori allontanati e avvicinati di 4 mm



**Figura 3.31** Variazione di camber all’anteriore con lo scuotimento della sospensione, nella configurazione di progetto e con attacchi dei triangoli superiori e inferiori allontanati e avvicinati di 4 mm



**Figura 3.32** Variazione dell’altezza del centro di rollio anteriore con lo scuotimento della sospensione, nella configurazione di progetto e con attacchi dei triangoli superiori e inferiori allontanati e avvicinati di 4 mm

Come si vede chi ne fa maggiormente le spese sono gli andamenti della convergenza, in quanto cambiano radicalmente comportamento. Purtroppo su questo non si può fare molto, dato che è più influenzato dalla tipologia di sospensioni adottate che non dalle particolari

posizioni degli attacchi scelte. La ricerca di una soluzione più robusta da questo punto di vista non è praticamente possibile se si vuol mantenere un certo livello di competitività. Il tutto si ripercuote quindi in realizzazioni onerose sotto l'aspetto sia economico che temporale.

Il camber praticamente non subisce variazioni apprezzabili, anche se l'andamento della curva verde mette in evidenza come inclinando maggiormente il triangolo superiore si abbia un maggior recupero di camber in curva.

L'altezza del centro di rollio mantiene lo stesso comportamento, infatti le tre curve sono semplicemente traslate l'una rispetto all'altra, ma l'influenza sulla posizione statica non è del tutto trascurabile.

Per brevità non si riportano i corrispondenti grafici per la sospensione posteriore, ma si capisce che qualitativamente sono analoghi a quelli appena analizzati.

## 4 PROGETTO DEGLI ELEMENTI ELASTICI E SMORZANTI

In letteratura sono disponibili diversi metodi per la determinazione della rigidezza delle molle.

I criteri di Olley impongono la posizione del centro di beccheggio ed un range abbastanza ristretto per le frequenze naturali del sistema autoveicolo supposto a due gradi di libertà. Questo criterio è basato su considerazioni di comfort fondate sia su dati di origine sperimentale (relativi però ad autoveicoli “standard”) che su considerazioni teoriche. Inutile dire che tali criteri non possono venire applicati, trattandosi di un veicolo da competizione che non ha niente da condividere con auto “di tutti i giorni”. Tuttavia alcune considerazioni possono ugualmente essere tratte.

Il primo criterio di Olley impone che le frequenze naturali siano comprese tra 1 e 1.5 Hz. Questo non è dovuto solo a motivi di comfort, ma anche all'esigenza di avere frecce statiche limitate, infatti nel caso di un sistema massa – molla, la frequenza naturale  $f$  vale:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.1)$$

mentre la freccia statica  $\Delta z$  è data da:

$$\Delta z = \frac{mg}{k} \quad (4.2)$$

da cui si può ricavare il termine  $k/m$ :

$$\frac{k}{m} = \frac{g}{\Delta z} \quad (4.3)$$

che sostituito nella (4.1) fornisce la relazione tra freccia statica e frequenza propria del sistema:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{\Delta z}} \quad (4.4)$$

secondo la quale a frequenze naturali di 1 e 1.5 Hz corrispondono frecce statiche di 248 e 110 mm rispettivamente.

Da questa considerazione se ne deduce che un veicolo da corsa, necessitando di frecce statiche decisamente inferiori, avrà frequenze proprie più elevate.

Altre indicazioni reperibili in letteratura per il dimensionamento delle rigidezze, più adatte a veicoli da competizione, forniscono un range all'interno del quale devono essere comprese le frequenze proprie del sistema (si sale da 1÷1.5 a 2÷2.9 Hz, corrispondenti a frecce statiche di 62 e 30 mm), e rigidezze totali a rollio che si attestano intorno 1.2 °/g.

Per il dimensionamento è stata quindi imposta una frequenza media centrata nel range sopracitato, ed è stato fissato un legame tra le rigidezze anteriori e posteriori (questa procedura di fatto coincide con l'assegnare i valori delle due frequenze proprie, gode però di una maggiore praticità grazie al fatto che il rapporto tra le rigidezze anteriori e posteriori non è un dato di uscita ma viene imposto). Le frequenze proprie sono poi state utilizzate come elementi di verifica a posteriori.

L'assegnare un legame tra le rigidezze anteriori e posteriori coincide concettualmente con quello che è il secondo criterio di Olley. Nella pratica no, perché tale criterio implica in genere (si veda in proposito il capitolo 8 di [2]) una rigidezza anteriore inferiore a quella posteriore per posizionare correttamente, in base a requisiti di comfort, i centri di moto. Nel nostro caso invece, come già detto, il comfort non è stato tenuto in considerazione.

## **4.1 Dimensionamento delle rigidezze**

### **4.1.1 Influenza del pneumatico**

Come abbiamo visto analizzando il primo criterio di Olley, nella determinazione delle rigidezze a scuotimento non si è accennato al fatto l'apporto da parte dei pneumatici non è secondario.

Il rapporto  $p/k$  tra la rigidezza dei pneumatici e quella delle sospensioni è mediamente compreso tra 6 e 12, con i valori più grandi relativi ad autoveicoli da turismo, mentre i valori più bassi per vetture da competizione. Si capisce quindi come non sia lecito, in questo secondo caso, dimensionare le rigidezze delle molle, o meglio dei corrispondenti valori a centro ruota, a prescindere dalle caratteristiche dei pneumatici. La tabella 4.1 riporta le grandezze di interesse riguardanti la ET2ev, relative alle molle di rigidezza pari a 26.1 N/mm (erano disponibili anche molle più rigide, 43.57 N/mm).

**Tabella 4.1**

Effetto delle rigidezze dei pneumatici sulla rigidezza del veicolo a scuotimento all'anteriore e al posteriore, e frequenze naturali risultanti.

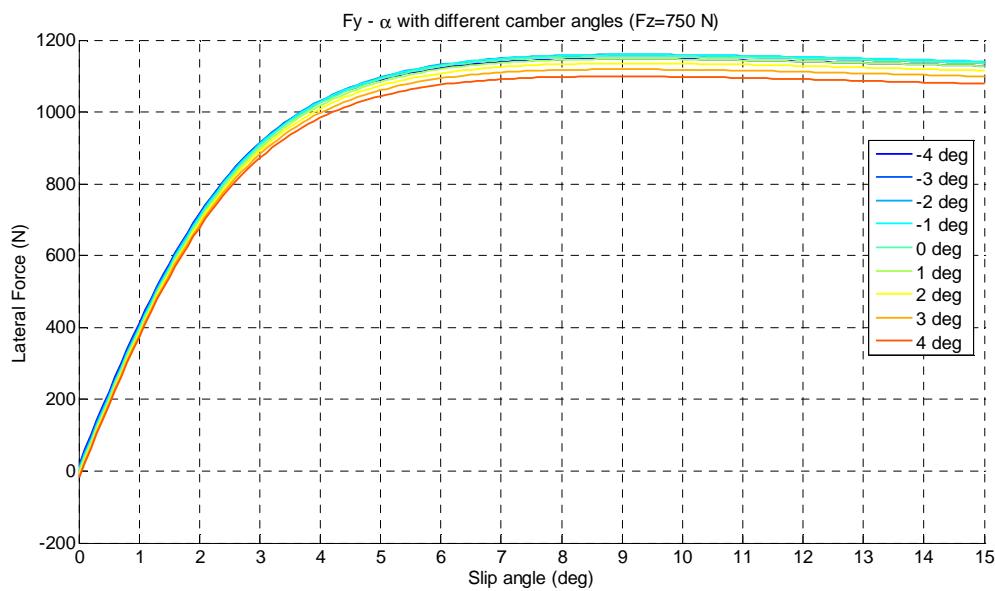
	p [N/mm]	k [N/mm]	$\frac{p}{k_i}$	$\frac{k_i p}{k_i + p}$ [N/mm]	$\Delta k$ [%]	f [Hz]
anteriore	115	13.46	8.54	12.05	-10.5 %	2.09
posteriore	115	15.04	7.64	13.30	-11.6 %	2.34

Si vede chiaramente come il fatto che i pneumatici siano elastici riduca di una quantità non trascurabile la rigidezza dei due assali ( $\Delta k$  in tabella).

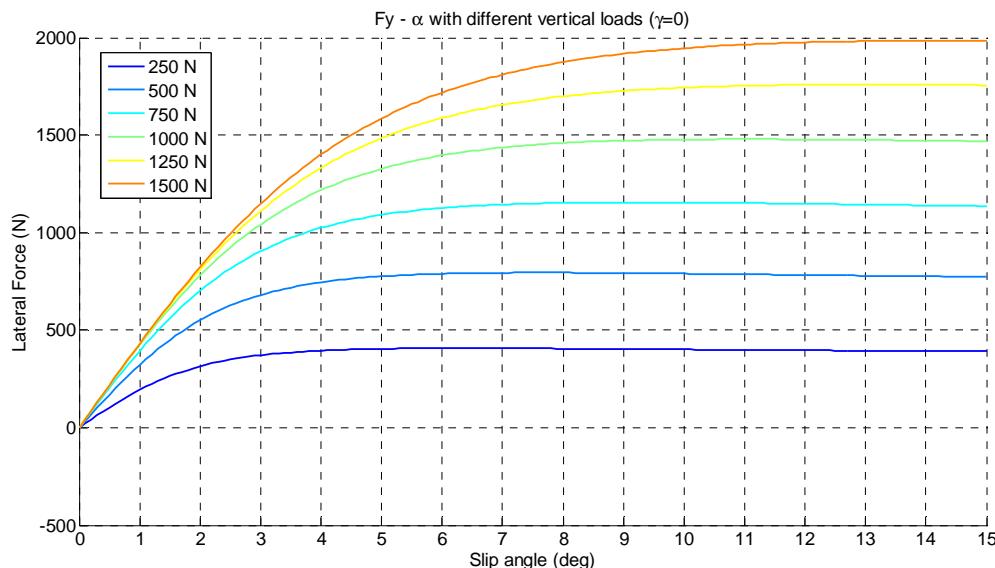
Oltre a questo effetto, si deve considerare il fatto che i pneumatici influenzano fortemente il comportamento del veicolo in curva, non solo in termini di aderenza complessiva, ma anche di sovra – sottosterzo, principalmente tramite le rigidezze di deriva. Anche questi aspetti sono stati implementati nel modello analitico utilizzato.

Le figure 4.1 e 4.2 riportano rispettivamente i grafici con gli andamenti della forza laterale al variare dell'angolo di deriva  $\alpha$ , per diversi valori dell'angolo di camber  $\gamma$ , e al variare dell'angolo di deriva per diversi valori di carico verticale  $F_z$ .

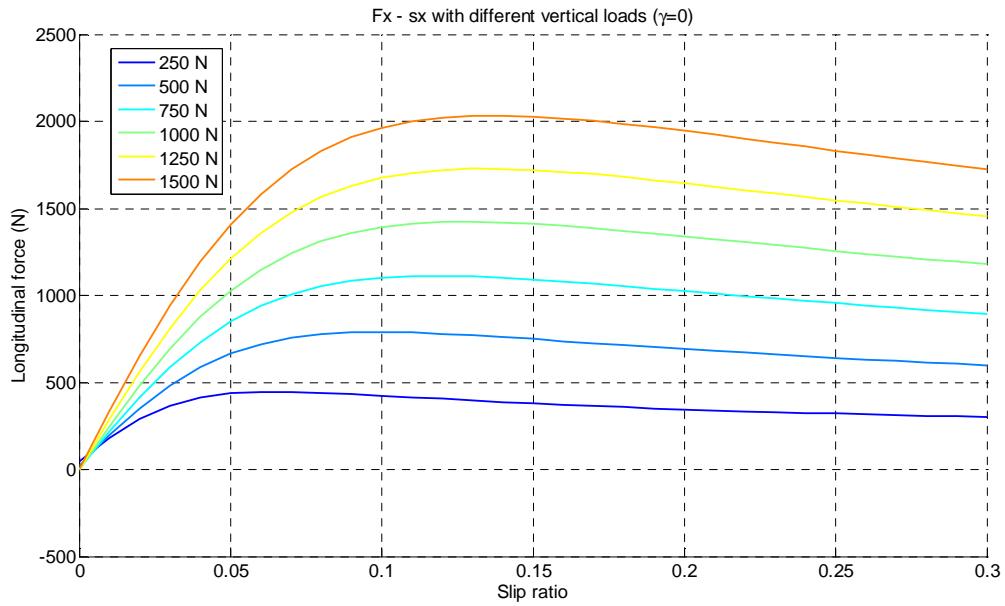
In figura 4.3 è mostrato invece il comportamento longitudinale del pneumatico (forza longitudinale al variare dello scorrimento, per diversi valori del carico verticale).



**Figura 4.1** Forza laterale fornita dal pneumatico per un carico verticale di 750 N, al variare degli angoli di deriva e di camber.



**Figura 4.2** Forza laterale fornita dal pneumatico, con camber nullo, al variare dell'angolo di deriva del carico verticale (camber nullo).



**Figura 4.3** Forza longitudinale fornita dal pneumatico, con camber nullo, al variare di scorrimento e carico verticale.

#### 4.1.2 Trasferimenti di carico e caratteristica dell'assale

Note le caratteristiche del pneumatico, sono state utilizzate le caratteristiche che legano forza laterale  $F_y$ , angolo di deriva  $\alpha$  e trasferimento di carico verticale  $\Delta F_z$  per determinare le funzioni che descrivono la variazione delle rigidezze di deriva  $C_i$  dei pneumatici al variare di forze laterali e trasferimento di carico.

Questo a sua volta dipende da grandezze caratteristiche del veicolo, come mostrano le espressioni riportate sotto:

$$\Delta F_{z1} = \frac{1}{t_1} \left[ d_1 F_{y1} + \frac{k_{\phi 1}}{k_{\phi}} (h - d)(F_{y1} + F_{y2}) \right] \quad (4.5)$$

$$\Delta F_{z2} = \frac{1}{t_2} \left[ d_2 F_{y2} + \frac{k_{\phi 2}}{k_{\phi}} (h - d)(F_{y1} + F_{y2}) \right] \quad (4.6)$$

in cui:

$t_i$  = carreggiate;

$d_i$  = altezze da terra dei centri di rollio;

$d$  = altezza da terra dell'asse di rollio alla coordinata longitudinale pari a quella del baricentro;

$h$  = altezza da terra del baricentro;

$k_{\phi i}$  = rigidezze a rollio del singolo assale;

$k_\phi$  = rigidezza a rollio dell'intero veicolo (data dalla semplice somma delle rigidezze dei due assali).

Le rigidezze a rollio sono date da tre diversi contributi:  $k_{\phi p}$  (pneumatici),  $k_{\phi m}$  (molle) e  $k_{\phi b}$  (barre antirollio). Tuttavia il loro apporto non è diretto, ma dipende dai valori della carreggiata e dei rapporti di installazione di ammortizzatori  $IR_m$  e barre  $IR_b$ :

$$k_{\phi p} = p \frac{t_i^2}{2} \quad (4.7)$$

$$k_{\phi m} = k_{CRm} \frac{t_i^2}{2} = k_m IR_m^2 \frac{t_i^2}{2} \quad (4.8)$$

$$k_{\phi b} = k_b IR_b^2 \quad (4.9)$$

in cui  $p$ ,  $k_m$  e  $k_b$  sono le rigidezze effettive di pneumatici, molle e barre.

Dai trasferimenti di carico sono poi note le caratteristiche effettive degli assali  $Y_i(\alpha_i)$ , dipendenti anch'esse dai rispettivi angoli di deriva e dai trasferimenti di carico.

#### 4.1.3 Gradiente di sottosterzo

Note le rigidezze di deriva dei pneumatici, si è così potuto determinare, nelle diverse condizioni operative, il gradiente di sottosterzo:

$$K_\gamma = \frac{m}{l} \frac{C_2 a_2 - C_1 a_1}{C_1 C_2} \quad (4.10)$$

in cui:

$C_{1,2}$  = rigidezze di deriva degli assali anteriore e posteriore;

$a_{1,2}$  = semipassi anteriore e posteriore;

$m$  = massa del veicolo;

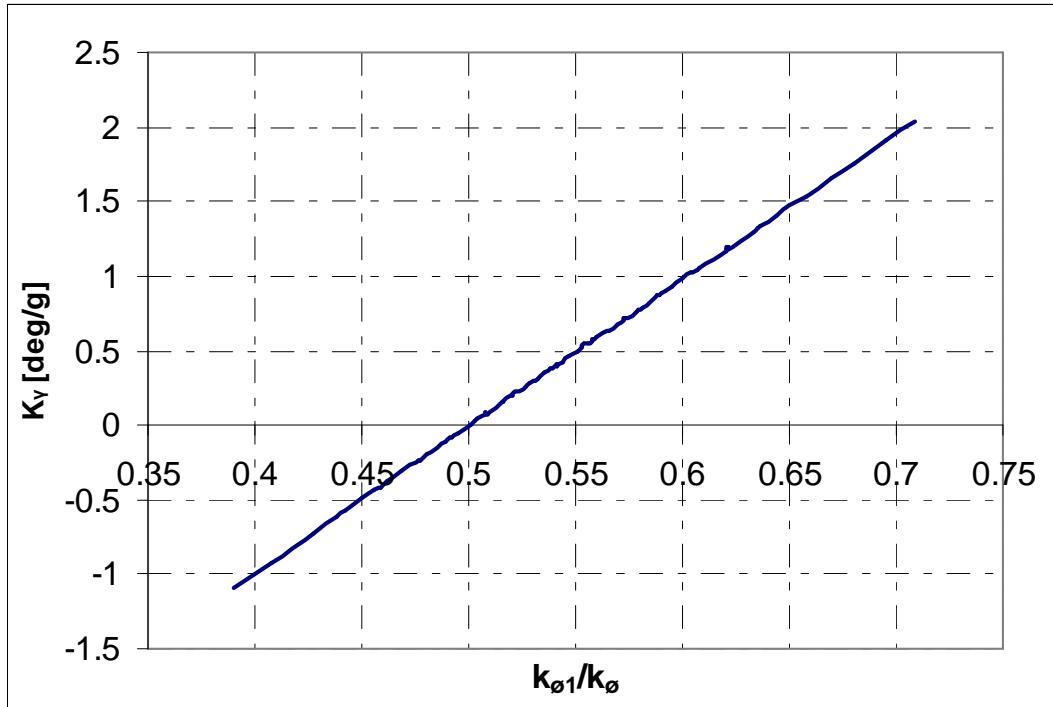
$l$  = passo.

Dopo quanto esposto appare chiaro come il tutto vada risolto numericamente, dato che il sistema risulta fortemente non lineare.

#### 4.1.4 Rigidezze a centro ruota

Quanto ricavato sinora sono solo funzioni. Per la determinazione dei valori di rigidezza a centro ruota di molle e barre (riconducibili poi alle rigidezze effettive tramite semplici rapporti di installazione), sono state fissate alcune grandezze, in accordo con quanto reperito nella letteratura:

- la frequenza media a scuotimento  $f_s$  è stata fissata a 2.4 Hz in modo da restare centrati nel range suggerito (2÷2.9 Hz);
- è stato quindi imposto il valore del parametro  $\eta = \frac{k_1 a_1}{k_2 a_2}$ , pari a 1.075. Tenendo in conto il fatto che il rapporto tra i semipassi ( $a_1/a_2$ ) vale 0.885, ciò comporta che la rigidezza all'anteriore sia 1.215 volte quella al posteriore: la presenza della trazione al posteriore infatti consiglia di mantenere il rispettivo assale più morbido, da qui un  $\eta > 1$ ;
- la rigidezza totale a rollio  $k_\phi$  è stata assunta di 1.2 °/g;
- è stato imposto che l'apporto alla rigidezza a rollio da parte delle barre fosse dovuto, nella configurazione di progetto, per metà dall'anteriore e per metà dal posteriore. In questo modo si è ottenuto lo stesso margine di regolazione sui due assali;
- per la condizione di riferimento è stato assunto un gradiente di sottosterzo ( $K_\gamma$ ), pari a 0.2 °/g, in modo da avere un comportamento leggermente sottosterzante, in quanto è noto che questa condizione garantisce le migliori performance del veicolo in termini di tempi sul giro;
- nell'ottica di sviluppare un metodo di calcolo più rapido, è stato utilizzato come input il rapporto di rigidezza anteriore rispetto al totale  $k_{\phi I}/k_\phi$  (strettamente legato al rapporto di trasferimento anteriore rispetto al totale) al posto del gradiente di sottosterzo  $K_\gamma$ . Questi due fattori sono legati da una relazione pressoché lineare, come mostrato nel grafico di figura 4.4. Da questo si vede come ad un valore di  $K_\gamma$  pari a 0.2 °/g corrisponda un rapporto  $k_{\phi I}/k_\phi$  di 0.51, che differisce da una distribuzione perfettamente simmetrica, come si era invece impostato per le rigidezze delle barre, perché le carreggiate sono diverse.



**Figura 4.4** Legame tra gradiente di sottosterzo e frazione di trasferimento di carico anteriore rispetto al totale.

Si è quindi sviluppato un algoritmo che, al variare di gradiente di sottosterzo (o rapporto di rigidezza a rollio anteriore), rigidezza a rollio totale, frequenza media a scuotimento e rapporto tra le rigidezze anteriori e posteriori (corretto con il rapporto tra i semipassi), ha dato in uscita i valori, ridotti a centro ruota, delle quattro rigidezze caratteristiche del veicolo, riportate in tabella 4.2.

**Tabella 4.2**

Rigidezze a scuotimento e a rollio (valori ridotti a centro ruota) degli assali anteriore e posteriore dell'ET3.

	Rigidezze a scuotimento $k_i$ [N/mm]	Rigidezze a rollio $R_i$ [Nm/rad]
Assale anteriore	15.8	12000
Assale posteriore	13.0	12000

#### **4.1.5 Rigidezze effettive**

I risultati ottenuti con i modelli usati per la determinazione delle rigidezze vanno necessariamente confrontati con quanto si riesce ad ottenere nella pratica. Infatti la realizzazione interna delle molle è impensabile, si tratta quindi di componenti che vanno acquistati esternamente.

Questo non è un problema da poco a causa del tipo di veicolo in oggetto: elementi elastici per vetture da competizione di peso inferiore ai 300 kg non sono ben reperibili sul mercato. I valori delle rigidezze si collocano infatti a metà strada tra quelli comunemente adottati su mountain bike e su motociclette da corsa.

Nonostante si sia fatto ricorso a componenti per mountain bike modificati appositamente per applicazioni per Formula SAE dagli stessi fornitori, è stato necessario un lavoro di ricerca di rapporti di installazione che permettessero, utilizzando le stesse molle all'anteriore e al posteriore, di ottenere i valori di rigidezza a centro ruota desiderati.

##### **4.1.5.1 Rapporti di installazione**

Il raggiungimento dei rapporti di installazione ottimali è stato ostacolato dal fatto che in questa fase buona parte del traliccio di tubi di cui è composto il telaio era già stato deliberato, limitando quindi le posizioni di attacco dei bilancieri della sospensione e degli ammortizzatori, e di conseguenza la possibilità di avere rapporti di installazione di molle e ammortizzatori ottimali.

In tabella 4.3 sono riportati i valori dei rapporti di installazione delle molle all'anteriore e al posteriore, con le relative rigidezze, sia per la ET3 che per la ET2ev. Come si vede si hanno quattro diversi tipi di molle, tra le quali quella di progetto è la seconda (in neretto in tabella).

Nonostante vincoli di layout molto stringenti (in seguito alla decisione di realizzare un telaio di ridotte dimensioni, come verrà descritto nel capitolo 5, il retroreno della vettura è risultato molto “denso di componenti”), si è riusciti a raggiungere l’obiettivo in termini di rigidezze (12.9 anziché 13.0 N/mm al posteriore è una differenza insignificante).

Dall’analisi della tabella è evidente come, rispetto alla ET2ev, ci sia stata un’inversione di tendenza in termini di ripartizione di rigidezza a scuotimento tra anteriore e posteriore. Questo deriva dall’aver imposto un valore del parametro  $\eta$  di 1.075, per massimizzare l’aderenza al posteriore vista la presenza della trazione. Questo fatto sulla ET2ev non era stato tenuto in considerazione.

**Tabella 4.3**

Rigidezze dei vari set di molle e dei corrispondenti valori ridotti a centro ruota, e rapporti di installazione all’anteriore e al posteriore dei veicoli ET3 ed ET2ev.

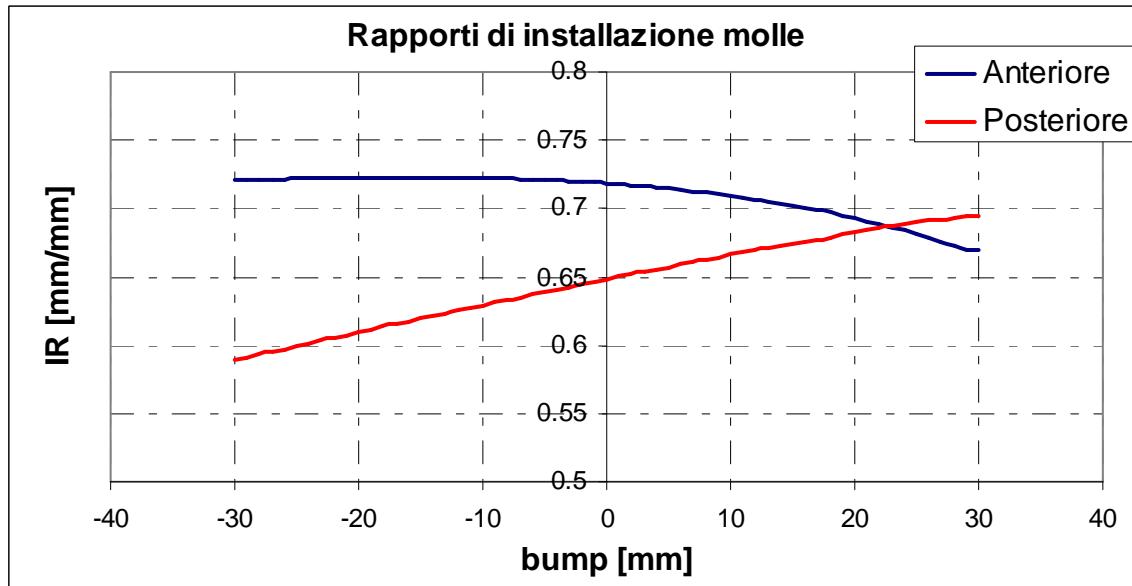
Vettura	$k_m$ [N/mm]	anteriore		posteriore	
		$IR$	$k_{CR}$ [N/mm]	$IR$	$k_{CR}$ [N/mm]
ET3	26.3	0.718	13.5	0.648	11.0
	<b>30.7</b>		<b>15.8</b>		<b>12.9</b>
	35.0		18.1		14.7
	39.4		20.3		16.6
ET2ev	26.1	0.718	13.5	0.759	15.0
	43.6		22.5		25.1

L’utilizzo di molle di diversa rigidezza all’anteriore e al posteriore permette comunque di spaziare tra molte condizioni diverse. Nonostante in fase di progettazione questa necessità non sia emersa, solamente dopo alcuni test in pista sarà possibile verificare la validità di questa soluzione.

In tabella 4.3 è mostrato un valore fisso del rapporto di installazione (uno per l’anteriore ed uno per il posteriore, corrispondenti alla posizione in deformata della sospensione). In realtà questo varia con la posizione della sospensione, dato che cambia la geometria.

Un rapporto di installazione variabile permetterebbe al veicolo di “sentire” una rigidezza progressiva da parte di una molla con rigidezza costante. Questa soluzione potrebbe essere valida ma andrebbe investigata a fondo, sia con l’ausilio di modelli di calcolo più complessi di quelli usati, che tramite test in pista.

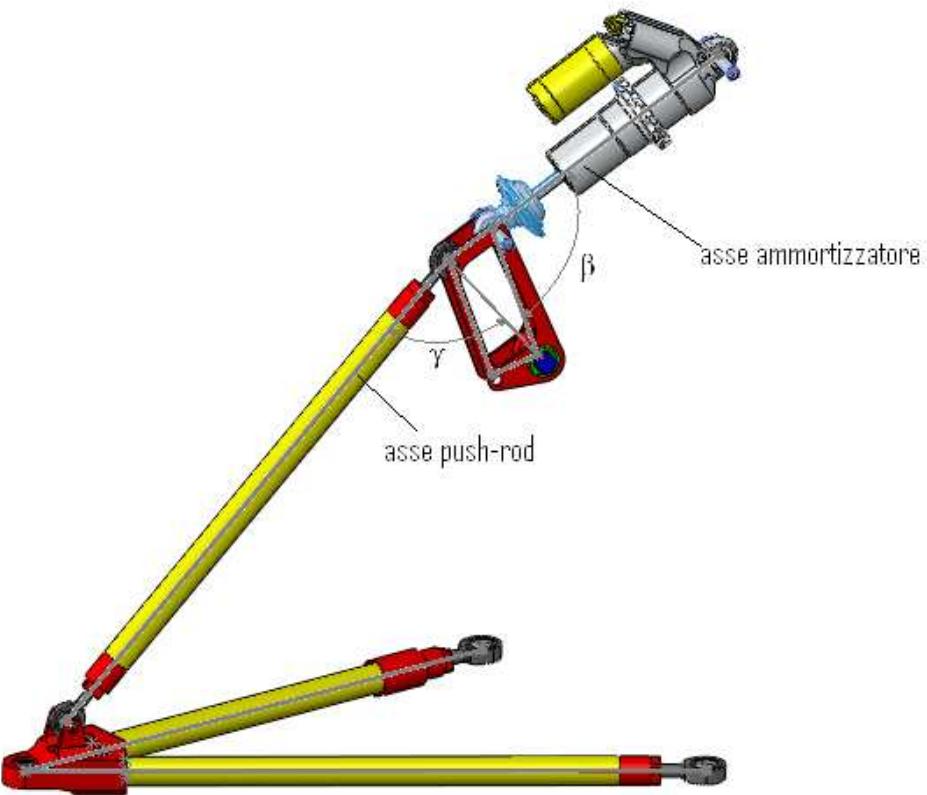
Considerando però la possibilità di modificare le caratteristiche elastiche delle molle con il semplice utilizzo di tamponi posti sullo stelo degli ammortizzatori, si è deciso di far sì che il rapporto di installazione fosse il più costante possibile. In questo modo si è ottenuta anche una maggiore veridicità dei risultati delle simulazioni, in cui erano state adottate molle lineari. In figura 4.5 sono riportati tali andamenti per le sospensioni anteriore e posteriore.



**Figura 4.5** Variazione dei rapporti di installazione anteriore e posteriore con lo scuotimento delle sospensioni.

Non ci si lasci ingannare dalla forma delle curve, infatti il fondo scala è ridotto. Rispetto al valore statico (bump nullo), il massimo scostamento è inferiore al 7 % per l'anteriore ed al 10 % per il posteriore. Inoltre si fa notare che i massimi scostamenti si hanno ai valori estremi della posizione della sospensione, condizione che si verifica raramente. Considerando un range di scuotimento più limitato, compreso tra -20 e +20 mm, la variazione dei rapporti di installazione diviene trascurabile.

Per ottenere andamenti poco variabili si è dovuto agire sulla geometria. Infatti la migliore soluzione si ottiene con gli angoli tra gli assi di push – rod e ammortizzatore ed i rispettivi bracci del rocker pari a 90 gradi nella posizione di riferimento, come mostrato nello schema di figura 4.6.



**Figura 4.6** Angoli di montaggio degli assi di push – rod e ammortizzatore con i rispettivi bracci del rocker.

Per motivi di layout non si è riusciti ad ottenere questa condizione, anzi i valori di tali angoli sono stati utilizzati come parametro di progetto per ottimizzare gli ingombri del meccanismo. In tabella 4.4 è riportata la geometria utilizzata.

**Tabella 4.4**

Angoli degli assi di push – rod e ammortizzatore coni rispettivi bracci del bilanciere, all’anteriore e al posteriore.

	$\beta$ [deg]	$\gamma$ [deg]
anteriore	105	82
posteriore	75	90

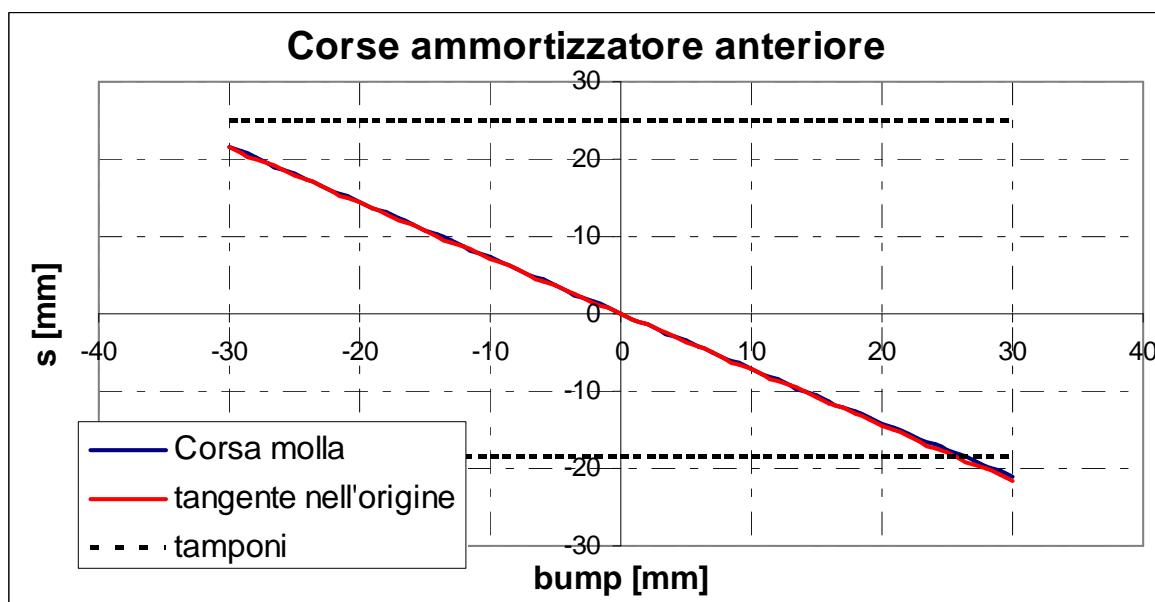
Come si vede per l’ammortizzatore sono stati adottati angoli molto spinti, al limite di quanto ci si era prefissati in fase di progettazione (dopo alcune simulazioni era emerso che uno scarto superiore ai 15 gradi rispetto ai 90 ideali avrebbe comportato caratteristiche “indesiderabili”).

Apparentemente da questi valori sembrerebbe che l'anteriore sia stato sacrificato maggiormente. Invece, come si deduce dal grafico mostrato in precedenza, il posteriore ha una caratteristica decisamente più sfavorevole. Questo perché, come verrà descritto in § 5.2, il piano di lavoro degli ammortizzatori posteriore è ben lontano dall'essere trasversale (al posteriore l'angolo tra questo e il suo orientamento ideale è di  $36.5^\circ$ , contro i soli  $19.5^\circ$  dell'anteriore).

#### **4.1.5.2 Escursioni degli ammortizzatori**

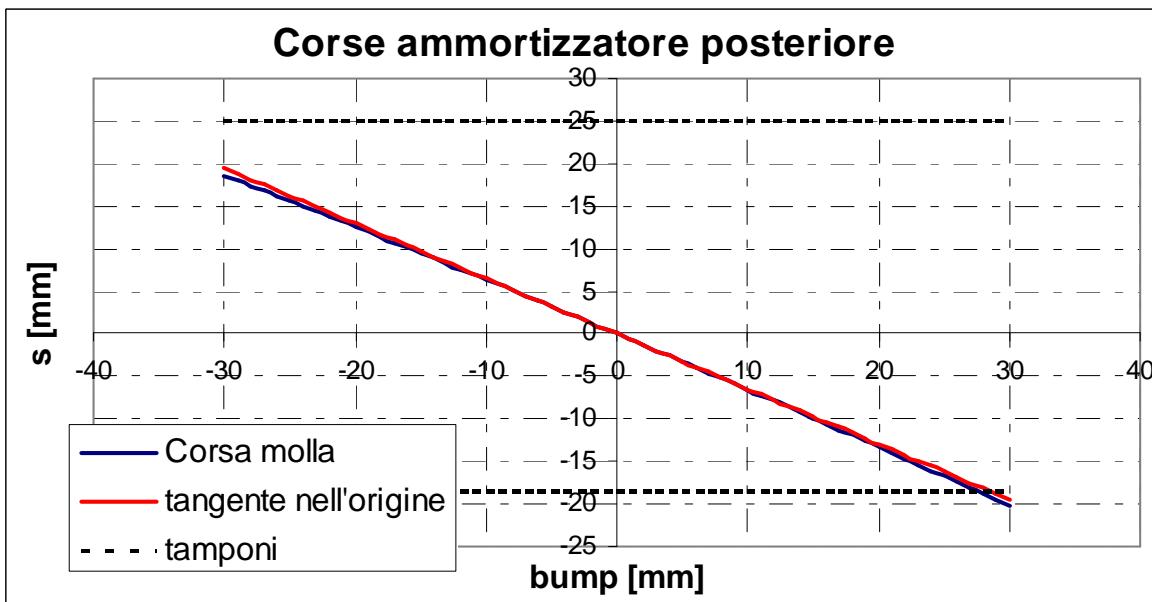
Uno dei principali vincoli nel raggiungimento dei rapporti di installazione ottimali è stato rappresentato dalle corse dei gruppi molla/ammortizzatore. Infatti il regolamento prevede che il veicolo abbia un'escursione verticale pari ad almeno  $\pm 1''$  (articolo B6.1.1). Avendo impostato un'escursione di progetto di 30 mm, si è dovuto fare in modo che ai valori limiti non corrispondessero escursioni degli ammortizzatori superiori a quelle massime, garantendo al tempo stesso un buon sfruttamento della corsa.

I grafici di fig. 4.7 e 4.8 mostrano corse e sfruttamenti percentuali delle stesse dei gruppi molla/ammortizzatore anteriori e posteriori:



**Figura 4.7**

Escursione degli ammortizzatori anteriori con lo scuotimento della sospensione. Sono mostrati anche i fine corsa.



**Figura 4.8**

Escursione degli ammortizzatori posteriori con lo scuotimento della sospensione. Sono mostrati anche i fine corsa.

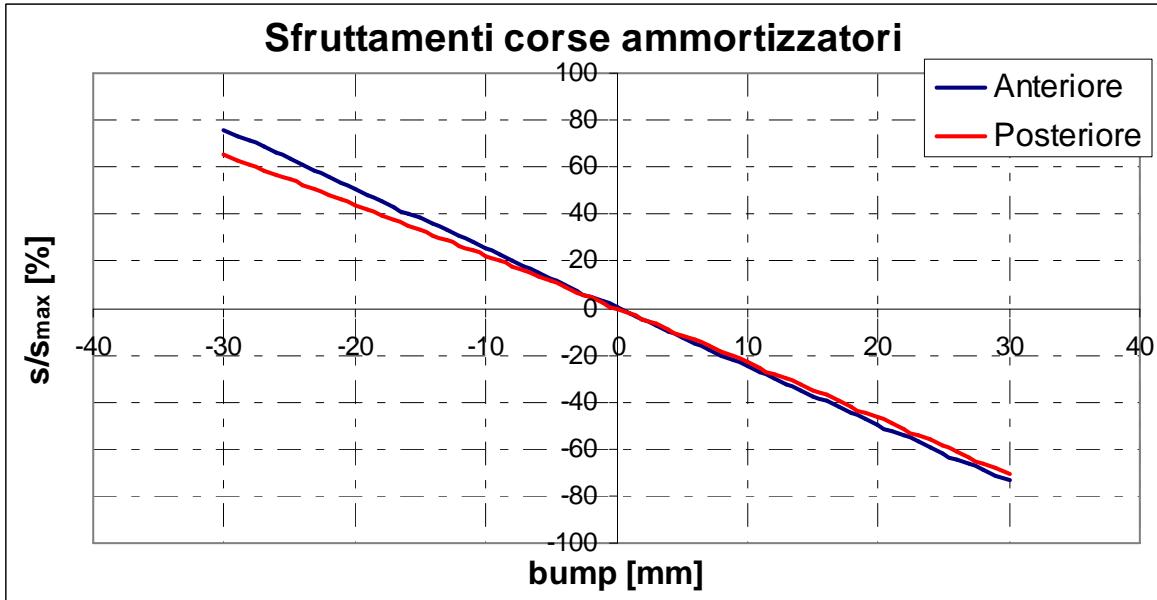
Si vede come in entrambi i casi la caratteristica della molla sia lineare. Questo è molto importante perché conduce ad un comportamento prevedibile del veicolo da parte del pilota.

Per quanto riguarda le corse di compressione, i tamponi intervengono prima che vengano raggiunti i 30 mm di escursione verticale dei gruppi ruota. Questo è fondamentale perché nel caso di una sovraelongazione eccessiva si avrebbero problemi di interferenza dei braccetti delle sospensioni con cerchi e carene.

Nel caso dell'estensione invece non è essenziale che il tampone entri in gioco non oltre il limite dei 30 mm, in quanto non si hanno gli stessi problemi della compressione.

A supporto di questa soluzione ci sono anche considerazioni di carattere pratico. Qualora errori di montaggio comportino un accoppiamento impreciso tra i componenti di diversi settori (sospensioni, carene e gruppi ruota), una sovraelongazione in compressione, essendo dovuta ad un impatto, provocherebbe effetti indesiderati (nel caso peggiore la rottura dei braccetti), mentre un eccesso in estensione potrebbe venire arrestato abbastanza agevolmente da un semplice problema di contatto.

La scelta dei rapporti di installazione è stata influenzata anche dalla necessità di un buon sfruttamento della corsa degli ammortizzatori. In figura 4.9 sono riportate le caratteristiche ottenute all'anteriore e al posteriore.



**Figura 4.9**

Sfruttamento delle corse utili degli ammortizzatori all'anteriore e al posteriore con lo scuotimento delle sospensioni.

È evidente come al posteriore questo aspetto sia stato un po' sacrificato, a causa dei molteplici problemi di layout incontrati in questa zona della vettura. Viene infatti sfruttato solamente il 68 % della corsa complessiva (compressione + estensione) contro il 75 % dell'anteriore.

#### 4.2 Dimensionamento degli smorzamenti

Nel caso degli smorzamenti si hanno a disposizione tutti gli elementi analitici per poter fare un dimensionamento preliminare corretto.

Il Quarter Car Model, come riportato in [2], ci fornisce un'espressione dello smorzamento critico  $c_{CR}$ :

$$c_{CRi} = 2\sqrt{k_i m_{si}} \quad (4.11)$$

in cui:

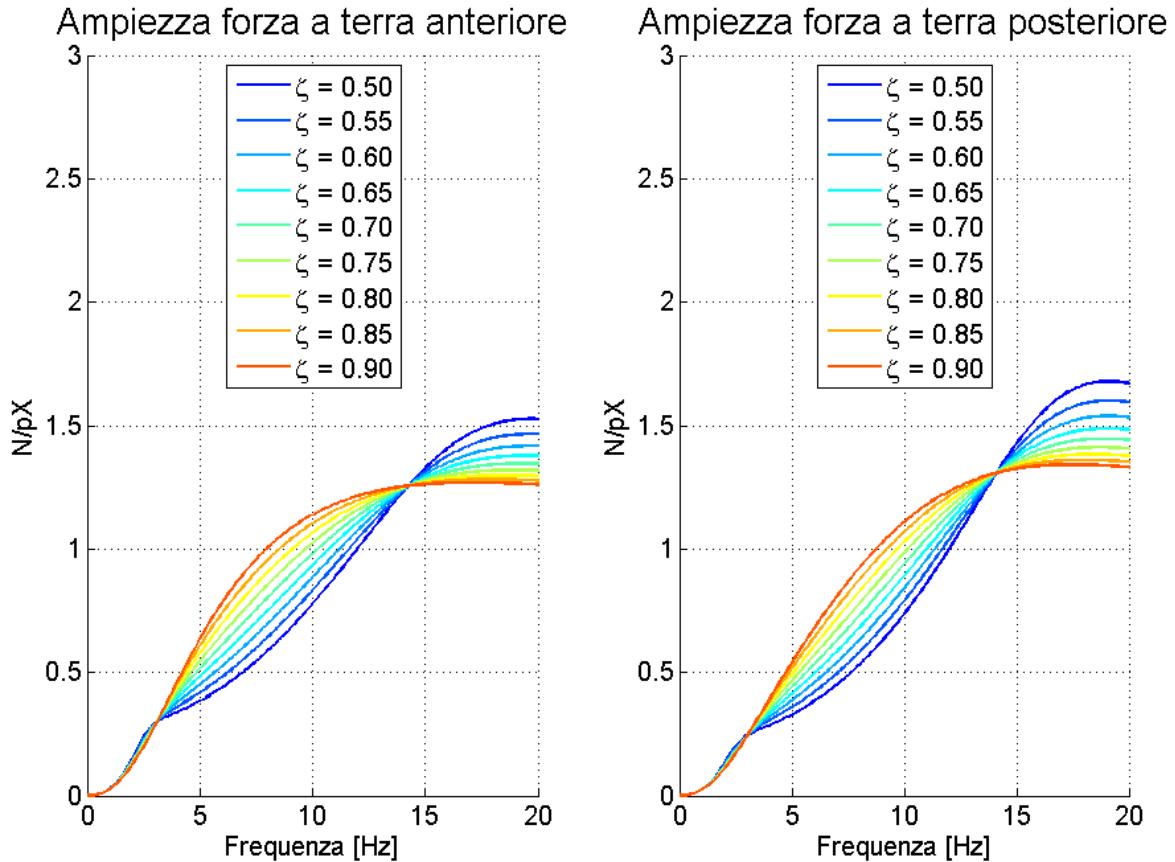
$k_i$  = rigidezza a centro ruota della singola ruota;

$m_{si}$  = massa sospesa gravante sulla singola ruota.

Lo smorzamento ottimale  $c_{ott}$  invece può essere ricavato analizzando l'andamento della forza a terra agente sulla ruota nel caso di risposta forzata:

$$c_{ott} = \xi c_{CR} \quad (4.12)$$

Il grafico di figura 4.10 mostra come variano le forze a terra anteriore e posteriore per diversi valori del coefficiente  $\zeta$ , nel range di frequenze comprese tra 0 e 20 Hz, tipico del contatto tra pneumatico e suolo stradale.



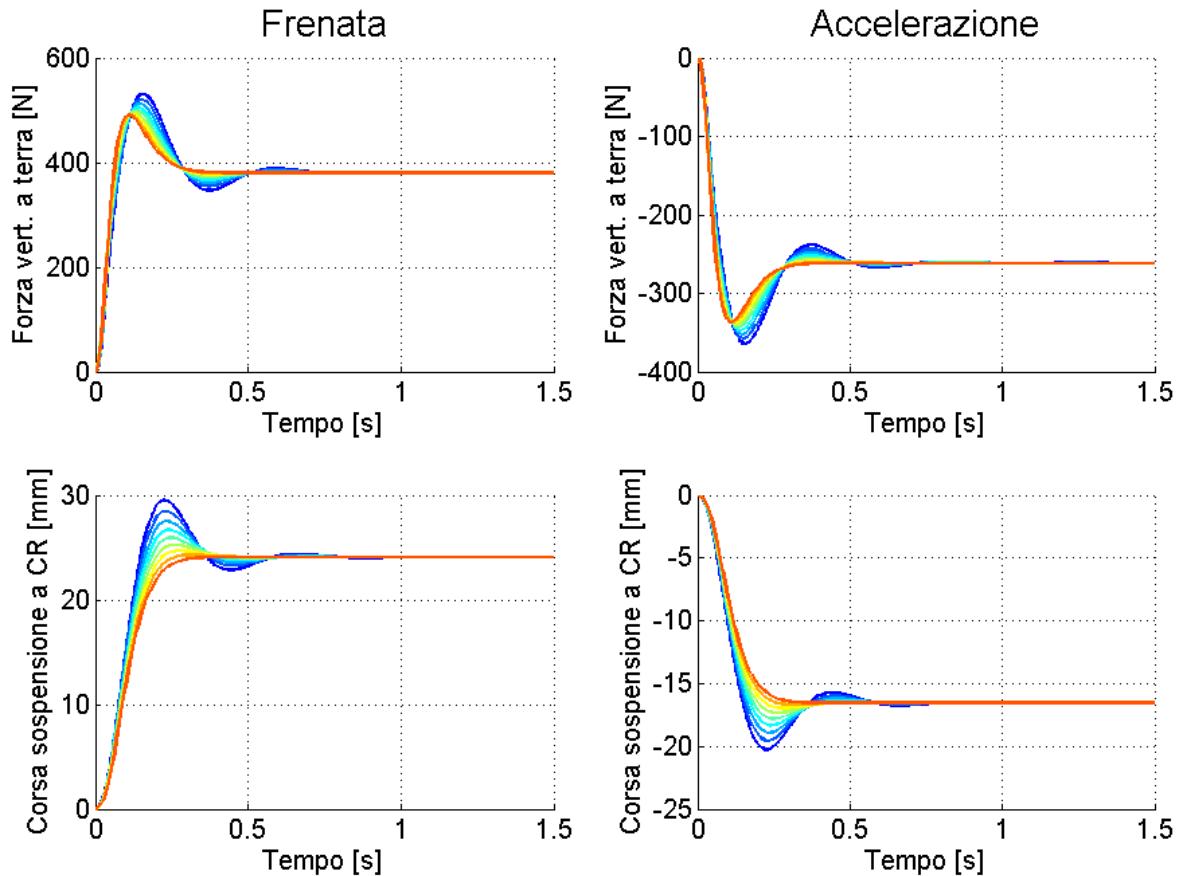
**Figura 4.10** Variazione delle forze a terra anteriore e posteriore nel range di frequenze proprie del contatto pneumatico – suolo stradale.

Appare chiaro come per alti valori di  $\zeta$  la tenuta di strada sia sacrificata per basse frequenze, e quindi basse velocità. Viceversa a valori di smorzamento più bassi si sacrifica la percorrenza ad alta velocità.

La scelta è stata quindi frutto di un compromesso. L'analisi della RMS ha permesso di individuare quale valore di  $\zeta$  comportasse la minor variazione di forza a terra.

L'espressione 4.11 non tiene conto però della rigidezza dei pneumatici, quanto risultato dalla minimizzazione delle variazioni di forza a terra è da intendersi come un dimensionamento di massima.

Un lavoro di rifinitura è stato eseguito analizzando la risposta al gradino, che ha fornito indicazioni riguardanti la prontezza del sistema. Le figure 4.11 e 4.12 riportano le forze a terra e le escursioni delle sospensioni nei casi di accelerazione e frenata, rispettivamente per anteriore e posteriore.

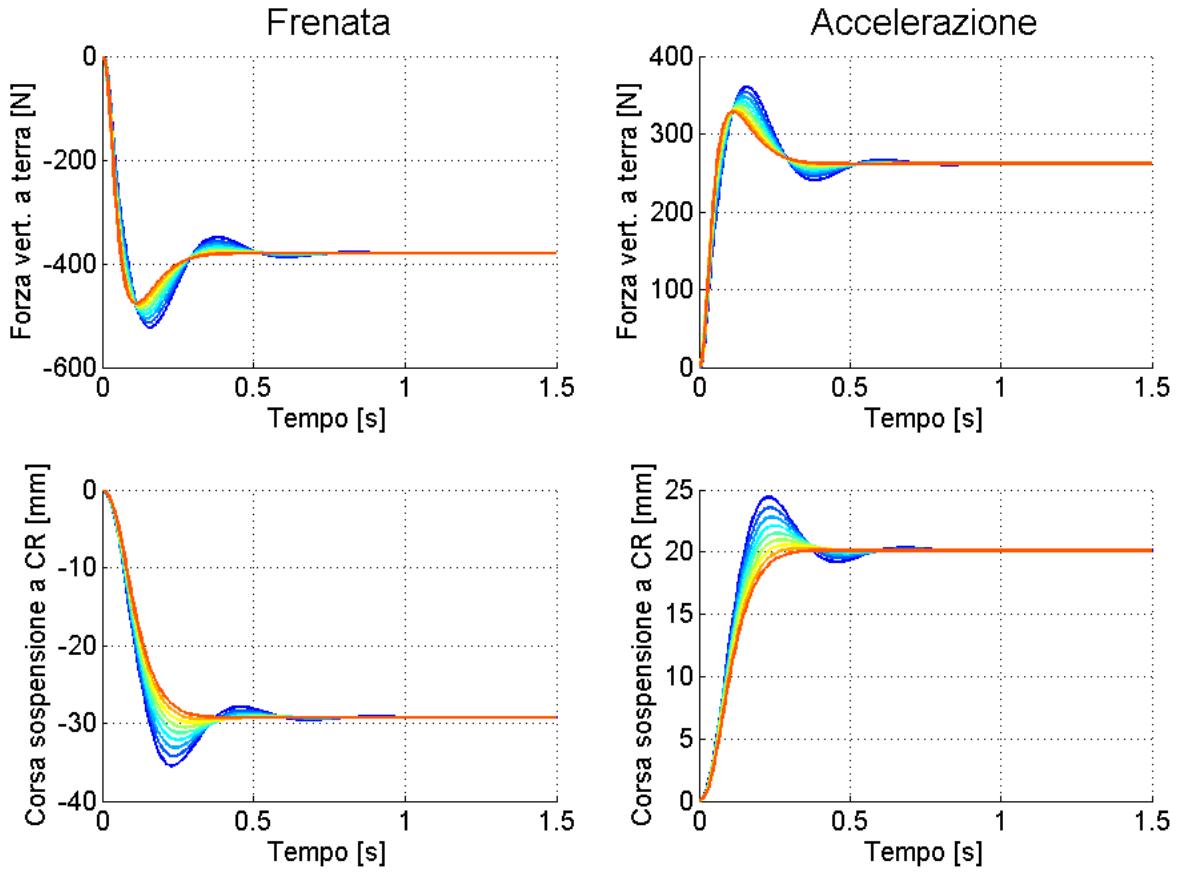


**Figura 4.11** Forze a terra ed escursioni della sospensione anteriore nei casi di frenata ed accelerazione.

Si vede chiaramente come alti valori dello smorzamento comportino un sistema “più pronto”, infatti i valori di regime di tutte le grandezze vengono raggiunti più velocemente. Con  $\zeta = 0.90$  addirittura non si ha sovraelongazione nelle corse delle sospensioni. Sotto questo punto di vista alti valori di smorzamento sarebbero da preferire, ma come già detto, il dimensionamento di massima ha preso in considerazione solo la tenuta di strada, la cui massimizzazione ha comportato valori di  $\zeta$  ben più bassi.

Confrontando i diversi grafici si vede come i comportamenti di uno stesso assale nelle due condizioni, frenata e accelerazione, e dei due assali in una stessa condizione siano antitetici: ovviamente in frenata si ha trasferimento di carico all’anteriore e tendenza del muso a “picchiare”.

Sia all'anteriore che al posteriore infatti le variazioni di forza e le corse delle sospensioni sono maggiori nel caso di frenata che non in accelerazione, cioè il moto di beccheggio è più marcato in frenata.



**Figura 4.12** Forze a terra ed escursioni della sospensione posteriore nei casi di frenata ed accelerazione.

Si fa notare come al posteriore, in frenata, la corsa della sospensione superi i 30 mm, assunti come valore massimo di progetto, con conseguente rischio di interferenze con altri componenti del veicolo. Questo perché il modello con cui sono stati analizzati questi fenomeni non tiene conto della geometria delle sospensioni, e quindi dei parametri di anti – dive, anti – lift e anti – squat, di cui si è parlato in § 3.5.2. Un anti – lift del 30 % limita al di sotto dei 30 mm l'escursione massima della sospensione.

Osservando che in accelerazione l'escursione della sospensione posteriore è abbastanza limitata, la scelta di un assetto più morbido dietro per massimizzare la trazione non ha comportato problemi in caso di frenata, proprio grazie al fatto che sulla ET3 l'effetto anti-lift viene sfruttato pesantemente, mentre la vecchia ET2ev quasi non ne usufruiva (era pari allo 0.9 %).

Gli smorzamenti (ridotti a centro ruota) risultanti da tutte queste considerazioni sono riportati in tabella 4.5.

**Tabella 4.5**

Coefficienti di smorzamento ottimali per anteriore e posteriore, e relative grandezze per la loro determinazione.

	$m_s$ [kg]	$k$ [N/mm]	$c_{CR}$ [Ns/mm]	$\xi$	$c_{ott}$ [Ns/mm]
Anteriore	60.3	15.8	1.952	0.55	1.074
Posteriore	52.2	13.0	1.648	0.65	1.071

Come si vede lo smorzamento ottimale è pari a 1.07 Ns/mm sia all'anteriore che al posteriore.

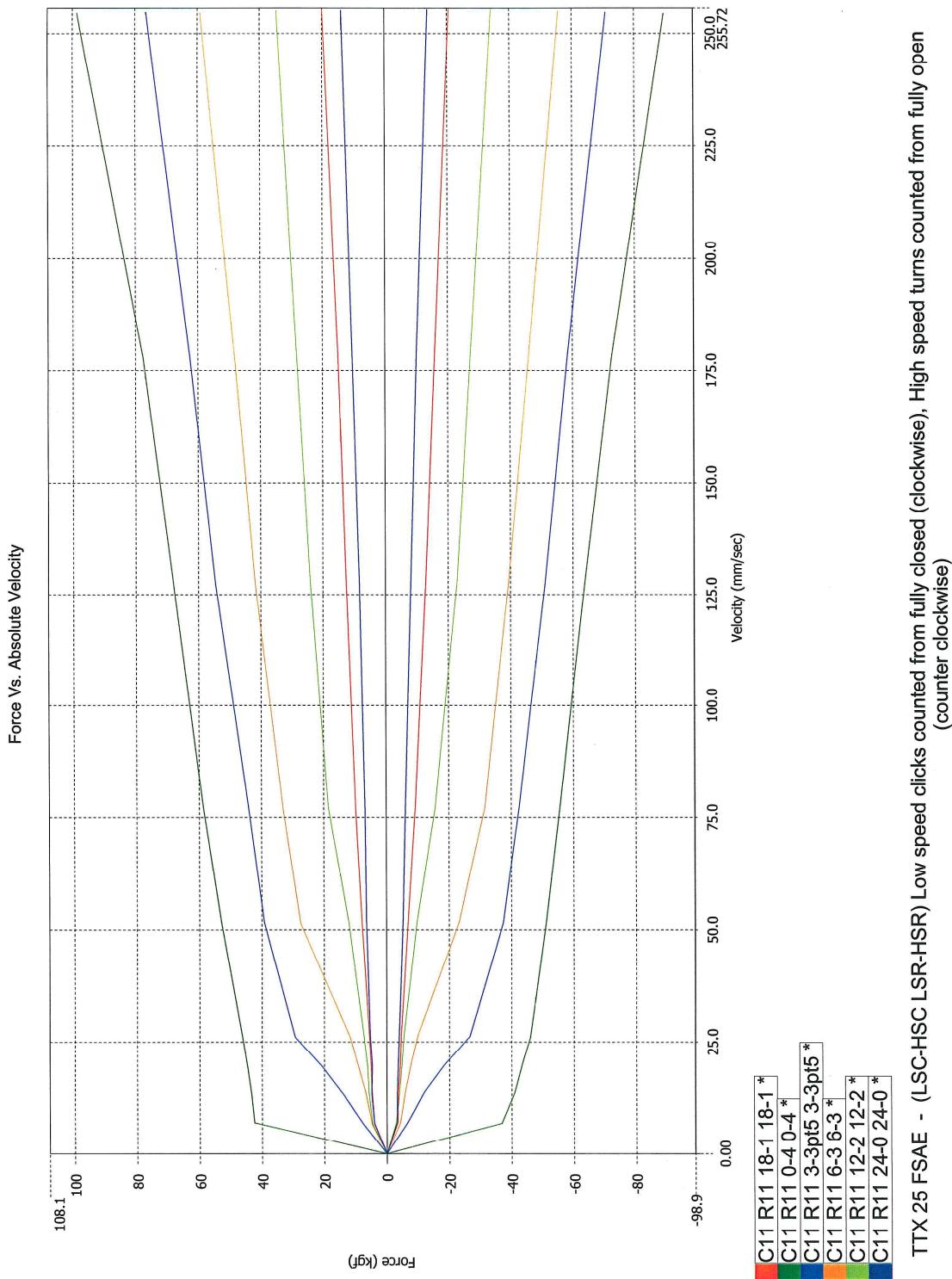
Anche in questo caso si deve tener presente il rapporto di installazione, che ovviamente è lo stesso delle molle, che aumenta tali valori a 2.083 e 2.551 Ns/mm per anteriore e posteriore rispettivamente.

#### 4.2.1 Caratteristica degli ammortizzatori

Così come accaduto per le molle, anche nel caso degli ammortizzatori ci si è dovuti scontrare con quanto reperibile sul mercato. Come già detto, fortunatamente, ci sono fornitori che modificano prodotti già esistenti appositamente per applicazioni Formula SAE.

In figura 4.13 sono mostrate le caratteristiche degli ammortizzatori scelti per diversi settaggi degli stessi.

Sebbene la lettura del coefficiente di smorzamento  $c$  (definito come tangente nell'origine delle caratteristiche) sia difficoltosa, è chiaro come tali valori siano superiori a quelli desiderati, attestandosi intorno ai 7 Ns/mm. In realtà ci viene in aiuto il fatto che nella trattazione analitica si fa riferimento ad un valore di smorzamento costante, mentre nella pratica questo varia fortemente con la velocità, ed in particolare si riduce fortemente con essa. Analizzando la caratteristica più morbida (la “C11 R11 24-0 24-0”), se ne considerassimo la secante anziché la tangente nell'origine, il valore dello smorzamento scenderebbe intorno a 0.5 Ns/mm. Osservando la forma della caratteristica, molto ripida inizialmente ma decisamente più dolce in tutto il campo di lavoro, è chiaro come il comportamento del veicolo verrebbe sacrificato solo alle bassissime velocità, inferiori ai 10 mm/s.



**Figura 4.13** Caratteristiche degli ammortizzatori a diversi settaggi.

Data la difficoltà di mettere insieme un rapporto di installazione adeguato alle esigenze sia di rigidezza che di smorzamento, principalmente a causa di problemi di layout, e vista la

complessità di una soluzione che prevedesse due alloggi separati per molla e ammortizzatore, si è deciso di adottare ugualmente questa tipologia di ammortizzatore.

Il fatto che i modelli analitici adottati utilizzassero uno smorzamento costante non ha permesso un dimensionamento definitivo a causa del diverso comportamento degli ammortizzatori. Per ovviare a questo si è fatto in modo da cadere, con i valori di smorzamento di progetto, nella zona centrale del range di regolazione degli ammortizzatori adottati. In questo modo, anche in caso di scostamenti rilevanti tra il comportamento lineare assunto ed il comportamento reale, sarebbe stata sufficiente una campagna di set – up in pista per correggere le differenze riscontrate tra i risultati dei modelli analitici ed i riscontri sperimentali.

## 5 PROGETTO STRUTTURALE DELLA SOSPENSIONE

### 5.1 Scelta degli elementi di collegamento e dei relativi materiali

Una volta fissata la geometria da considerazioni cinematiche e l'architettura delle sospensioni da aspetti costruttivi, rimangono da fissare le tipologie degli elementi di collegamento ed i materiali con cui questi vanno realizzati.

Per far questo si è usufruito dell'esperienza degli anni passati: sulla ET2ev i braccetti erano realizzati con dei semplici tubi di acciaio, alle cui estremità erano saldati degli inserti filettati per l'alloggio dei rod-ends (foto a sinistra di figura 5.1), mentre in corrispondenza dei vertici dei triangoli erano stati inseriti, sempre tramite saldatura, l'alloggio per gli snodi sferici di collegamento con i portamozzi e un fazzoletto di rinforzo per irrigidire il tutto (foto a destra).



**Figura 5.1** Estremità del braccetto in acciaio con alloggio per testa a snodo saldata (foto a sinistra) e triangolo con fazzoletto di rinforzo ed alloggio per snodo sferico saldati. Soluzione adottata sulla ET2ev.

Questa soluzione presentava il vantaggio della semplicità costruttiva e dell'economicità, ma il forte utilizzo di acciaio la rendeva scadente in termini di leggerezza.

Su di un veicolo da corsa ogni alleggerimento si fa sentire, non perché si riduce il rapporto peso/potenza, dato che in genere i regolamenti della maggior parte delle competizioni impongono un peso minimo, bensì perché permette di avere una maggior quantità di zavorra da spostare per ottimizzare l'assetto. Il regolamento FSAE si discosta dagli standard di riferimento perché non impone un peso minimo, quindi in questo tipo di competizioni ogni singolo alleggerimento comporta un incremento di prestazione molto marcato. In seguito a questa osservazione il target principale della nuova vettura è stata una forte riduzione della massa: dai 275 kg ci si è imposti di scendere a soli 200 kg ( $\pm 10\%$ ),

cioè l'obiettivo era una riduzione della massa da un minimo del 20 % ad un massimo del 35 %.

Un target così elevato non poteva esser raggiunto semplicemente con una progettazione molto più accurata, limitandosi a mettere materiale solamente dove serve (per non parlare del fatto che in questi casi spesso le forme dei vari componenti risultano tutt'altro che semplici, con ovvie ripercussioni su tempi e costi di produzione). Si è scelto allora di cambiare materiali, e passare a tubi in fibra di carbonio al posto di quelli in acciaio, e inserti in lega leggera per realizzare gli alloggi di rod – ends e snodi sferici. In questo modo il vantaggio in termini di peso è immediato, dovuto semplicemente alla minor densità dei nuovi materiali, anche se bisogna dire ad esempio che a causa del minor modulo elastico dei tubi in fibra di carbonio rispetto a quelli in acciaio (100 GPa contro 206), i primi sono stati scelti di dimensioni maggiori, quindi il vantaggio ottenuto non è andato di pari passo con la riduzione di densità. Non bisogna inoltre dimenticare che la lunghezza dei vari braccetti non è rimasta invariata, quindi anche questa ha giocato un ruolo importante sul peso globale del sistema sospensivo.

Entrando più nel dettaglio, i tubi in fibra di carbonio adottati, aventi una densità di 1.65 kg/dm<sup>3</sup>, hanno diametri interno ed esterno rispettivamente di 13 e 18 mm, contro i 13 e 16 mm dei vecchi in acciaio.

Quindi, mentre in apparenza un braccetto in carbonio sembrerebbe essere addirittura  $7.8 / 1.65 = 4.7$  volte più leggero di uno in acciaio, in realtà questo valore subisce una prima riduzione proprio a causa dei diversi diametri in gioco:

$$\frac{7.8 / 1.65}{(18^2 - 13^2) / (16^2 - 13^2)} = 2.65$$

I tubi in carbonio hanno infatti una massa lineare di 0.201 kg/m, contro gli 0.533 di quelli in acciaio.

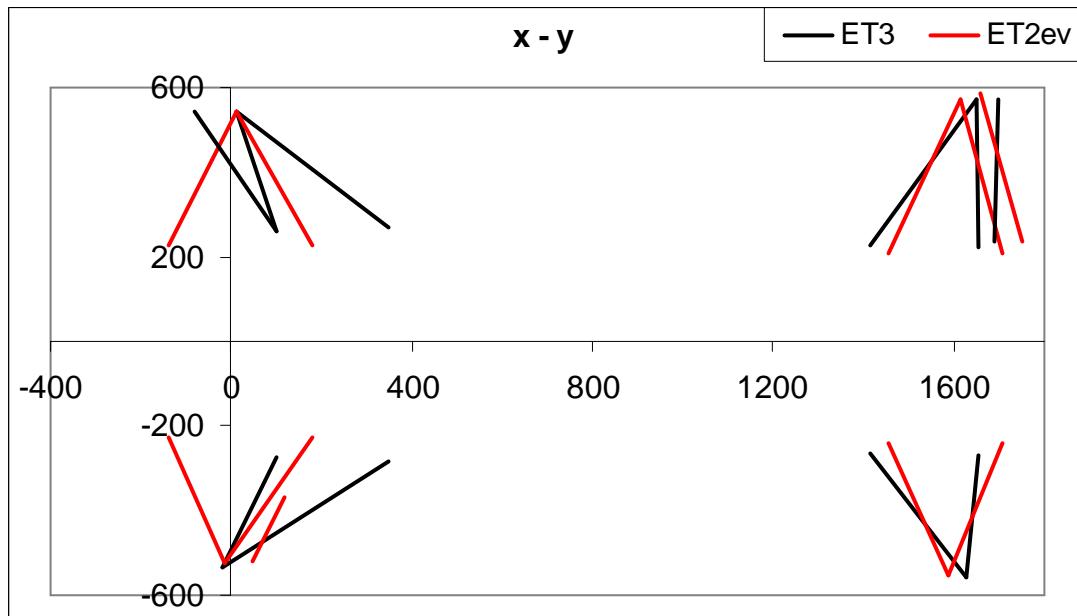
Una seconda riduzione è dovuta al fatto che alle estremità dei tubi in carbonio deve essere presente un inserto in alluminio per l'alloggio dei cuscinetti, materiale con densità superiore al carbonio. Tali inserti hanno talvolta dimensioni piuttosto generose a causa del fatto che l'accoppiamento con i tubi in carbonio avviene per incollaggio: per semplicità di realizzazione degli inserti e per motivi di resistenza del giunto incollato, in alcuni casi è stato necessario utilizzare la superficie esterna dei tubi, quindi la loro dimensione deve

necessariamente essere superiore al diametro del tubo (già di per sé maggiore dei vecchi in acciaio).

Un terzo ed ultimo motivo di riduzione di questo “coefficiente” è dovuto alla diversa lunghezza dei bracci tra la nuova e la vecchia vettura: sulla ET3 la lunghezza complessiva dei collegamenti tra gli attacchi lato ruota e lato telaio è molto maggiore, specie al posteriore, a causa della diversa geometria adottata.

In figura 5.2 è mostrato un confronto tra i profili delle sospensioni delle due vetture: la parte superiore (y positive) riporta i bracci inferiori, la parte inferiore riporta i bracci superiori (da qui il fatto che solo da una parte siano presenti i tiranti di sterzo e di convergenza).

Si vede chiaramente come sulla ET2ev i triangoli siano tutti isosceli, mentre le nuove sospensioni sono “a freccia”. Questo è stato fatto per diversi motivi: principalmente per poter realizzare un telaio più corto e quindi più rigido e leggero, in secondo luogo perché avvicinando i punti di attacco il telaio si deforma meno sotto carico, rendendo quindi necessaria una minor rigidezza, consentendo un ulteriore risparmio di peso.



**Figura 5.2** Confronto tra le geometrie dei triangoli delle sospensioni dei veicoli ET3 ed ET2ev. Nella parte superiore del grafico sono riportati i bracci inferiori, viceversa nella parte inferiore del grafico.

Inoltre al posteriore, come già accennato a riguardo della cinematica, il tirante della convergenza ha l’attacco direttamente sul telaio anziché sul triangolo superiore, risultando quindi molto più lungo.

Di conseguenza, la lunghezza complessiva di bracci e tiranti di sterzo e convergenza (non è stata considerata quella dei push – rod in quanto dipende molto anche dalla posizione scelta per gli ammortizzatori) è salita dai 6779 mm dell'ET2ev ai 7271 attuali, è stata cioè incrementata di quasi mezzo metro, corrispondente a circa il 7 %.

In definitiva, grazie all'adozione di leghe leggere e fibra di carbonio, sul nuovo veicolo la massa globale di bracci e tiranti è stata ridotta di ben 1.5 volte, per un guadagno di 1.6 kg. Questa riduzione, in apparenza, non sembra molto marcata se confrontata con i 75 kg di cui si voleva far dimagrire l'ET3 rispetto alla ET2ev, però alle sospensioni va attribuito anche l'alleggerimento gratuito di cui ha potuto usufruire il telaio grazie alla geometria a freccia al posteriore (si parla di un accorciamento di quasi 25 cm, il che equivale a circa 200 cm di tubi in meno), alleggerimento che si è attestato sul chilo e mezzo, quindi la riduzione di peso dovuta all'insieme di triangoli e tiranti è di poco superiore ai 3 kg.

In figura 5.3 è riportata una foto del braccetto inferiore destro della sospensione posteriore.



**Figura 5.3** Triangolo inferiore della sospensione posteriore destra della ET3. Realizzazione tramite incollaggio di tubi in carbonio ed terminali in lega leggera.

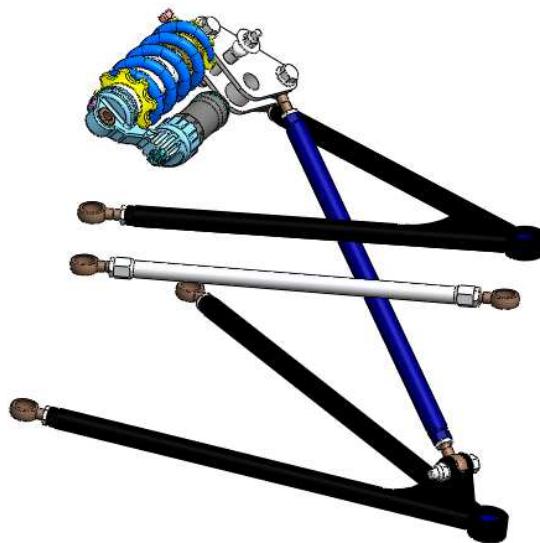
## 5.2 Posizionamento di ammortizzatori e bilancieri

Una volta determinata la geometria della sospensione, rimane da fissare la posizione degli ammortizzatori.

Anche in questo caso la decisione è frutto di un compromesso: dal punto di vista del layout la disposizione ideale sarebbe quella longitudinale, così da non avere interferenze con le carene e trovare un buon alloggiamento lungo i tubi del telaio. Dal punto di vista cinematico – strutturale invece, la disposizione ideale è quasi trasversale, dato che il moto del punto di attacco tra push – rod e triangolo inferiore giace su di un piano quasi frontale (perpendicolare all’asse generato dalle due cerniere sferiche materializzate dagli attacchi tra triangolo e telaio).

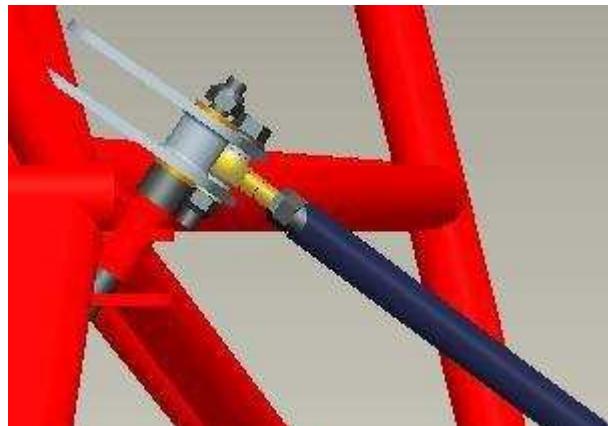
L’esperienza negativa riscontrata sulla vecchia vettura ha giocato a favore del settore sospensioni.

La disposizione del meccanismo della ET2ev è riportata in figura 5.4.



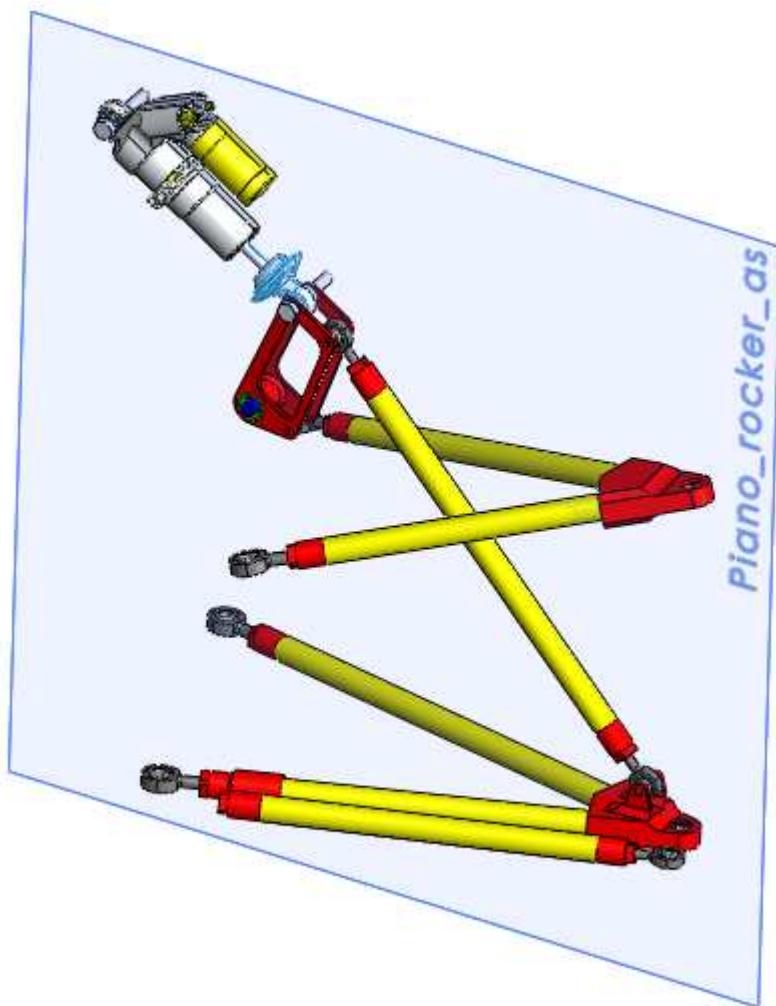
**Figura 5.4** Disposizione del sistema push – rod sulla ET2ev.

Come si può capire, con una soluzione del genere, come la sospensione si allontana dalla posizione statica il bilanciere viene caricato al di fuori del suo piano di lavoro statico, causando grandi momenti flettenti. Anche il perno di collegamento tra bilanciere e telaio, montato a sbalzo, deve necessariamente essere sovradimensionato a causa della pessima condizione di carico a cui è sottoposto (figura 5.5). Ma l’aumento dei pesi non è il male peggiore, infatti l’attrito generato sul perno causa fenomeni di stick – slip negativi per il comportamento della sospensione.



**Figura 5.5** Attacco del bilanciere del meccanismo push – rod al telaio sulla ET2ev.

Sul nuovo veicolo è stata prestata molta attenzione in questo senso, quindi, come si può vedere in figura 5.6, rocker, ammortizzatore e push – rod giacciono sullo stesso piano. In questo modo non solo la cinematica del meccanismo ne guadagna, ma è stato anche possibile ridurre le dimensioni di perni e rocker perché si è ottimizzata la loro condizione di carico. Per ridurre ulteriormente le resistenze di attrito alla rotazione del bilanciere, anziché una boccola si è utilizzato un cuscinetto a rullini.



**Figura 5.6** Disposizione del sistema push – rod sulla ET2ev. In condizioni statiche l'intero meccanismo giace su di uno stesso piano.

### 5.3 Dimensionamento strutturale dei componenti

A questo punto sono noti tutti i componenti che è stato necessario dimensionare:

- tubi in carbonio;
- inserti al vertice dei triangoli;
- inserti per l'alloggio delle teste a snodo dal lato del telaio;
- bilanciere;
- cuscinetti (snodi sferici di collegamento tra triangoli e portamozzo, teste a snodo di collegamento tra triangoli e telaio e ai capi di push – rod e tiranti di sterzo e convergenza);
- perni e minuteria.

### 5.3.1 Dimensionamento dei tubi in carbonio

Dal reparto “Dinamica del Veicolo” sono state elaborate otto diverse condizioni di carico, e sono state calcolati i corrispondenti valori di carico agente sul pneumatico, come mostrato nella tabella sottostante:

**Tabella 5.1**

Forze agenti sulle ruote anteriore e posteriore sinistre in diverse condizioni di carico

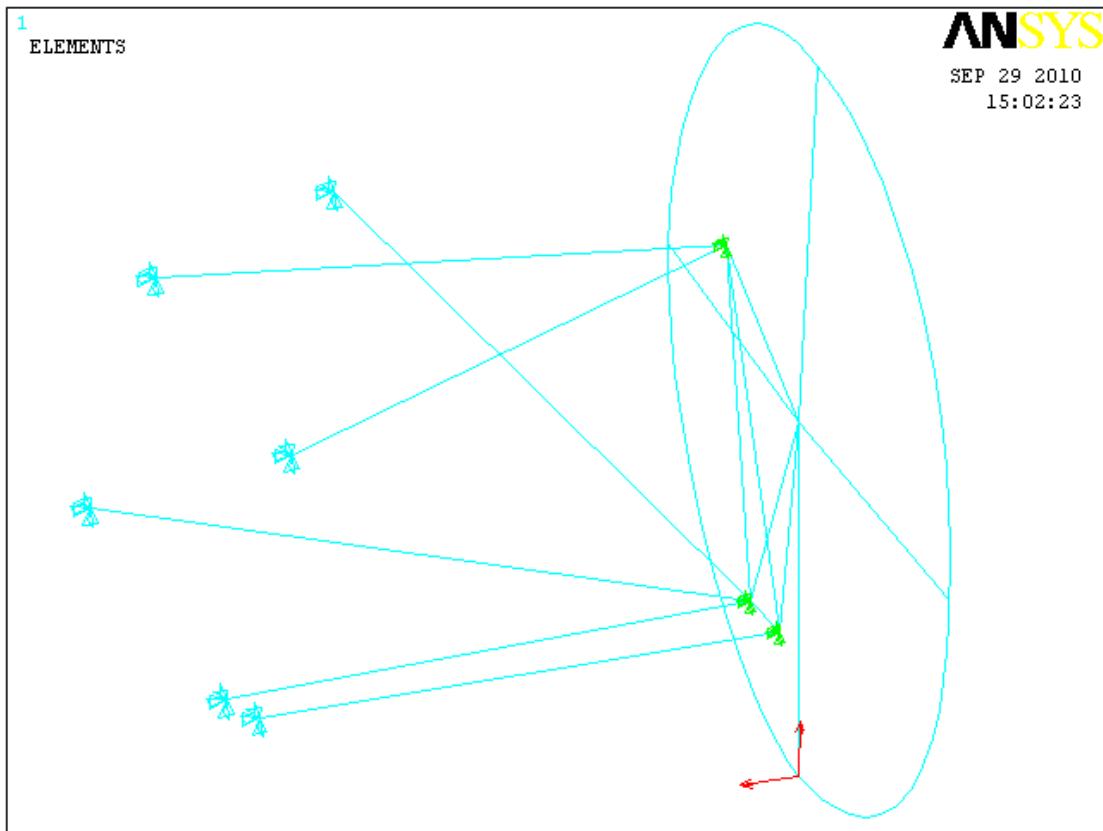
Numero condizione	Descrizione	Forza su ruota anteriore sinistra [N]			Forza su ruota posteriore sinistra [N]		
		x	y	z	x	y	z
0	Carico statico	0	0	699	0	0	699
1	Frenatura	-1773	0	1108	-464	0	290
2	Frenatura + curva dx	-1326	-1326	1314	-805	-805	798
3	Curva dx	0	-1507	1159	0	-1507	1159
4	Accelerazione + curva dx	0	-1219	938	1265	-1265	1254
5	Accelerazione	0	0	410	1581	0	988
6	Accelerazione + curva sn	0	187	144	464	464	460
7	Curva a sn	0	311	239	0	311	239
8	Frenatura + curva a sn	-605	605	600	-85	85	84

Come si può vedere sono presenti tutte le condizioni limite che il veicolo può incontrare: frenata, accelerazione, percorrenza di curva, e le loro combinazioni. Ovviamente in ognuna delle condizioni di carico analizzate ci si è posti al limite dell’aderenza, in modo che queste fossero le più gravose in cui il veicolo può trovarsi.

Per determinare i carichi agenti sugli elementi della sospensione è stato realizzato un semplice modello FEM, in cui telaio e portamozzi sono stati supposti infinitamente rigidi. Questi due “blocchi” sono stati collegati con i sei bracci (due per ogni triangolo, il tirante di convergenza ed il push/pull – rod), modellati con elementi pipe (figura 5.7).

Noti i carichi alla ruota, sono state determinate le forze agenti sui sei elementi di collegamento tra telaio e gruppi ruota e quelle agenti sui vari punti di carico (in particolare ci si riferisce ai giunti che materializzano l’asse di sterzo, dato che in questo caso in un

unico punto convergono due e tre braccetti, quindi le forze risultanti sono date dalle composizioni di quelle agenti sui singoli braccetti).



**Figura 5.7** Modello FEM utilizzato per la determinazione dei carichi agenti sugli elementi della sospensione anteriore.

Questo modello è stato utilizzato anche per effettuare una comparazione tra le due possibili architetture: push – rod e pull – rod. Non è stato necessario modellare la componente elastica della sospensione perché in un'analisi di confronto tra due soluzioni la sua presenza non avrebbe influito, essendo presente in entrambe. In questo modo, con un modello molto semplice, si è potuto effettuare un confronto tra i due schemi indipendentemente dalla singola realizzazione.

Se la differenza tra i due schemi si riducesse al tipo di sollecitazione a cui è sottoposto il braccetto (come descritto in § 2.4), la scelta dell'uno o dell'altro sarebbe del tutto indifferente. Infatti i puntoni/tiranti sono realizzati con la stessa metodologia dei triangoli e dei tiranti di sterzo/convergenza: tubi in carbonio e inserti in alluminio. Per motivi di economicità e di semplicità costruttiva, la dimensione dei tubi è stata la stessa utilizzata per tutti gli altri elementi di collegamento (con tubi della stessa dimensione, gli inserti possono

essere disegnati uguali agli altri, con ulteriori semplificazioni). Essendo i triangoli gli elementi più carichi, i puntoni/tiranti risultano necessariamente sovradimensionati, rendendo inutile le considerazioni sul tipo di carico di questi elementi (eventuale carico di punta, come descritto in § 2.4).

La grossa differenza tra le due soluzioni riguarda la rigidezza della sospensione. Una volta applicati i carichi al portamozzo, sono stati analizzati gli spostamenti dei punti di attacco tra triangoli e tirante di sterzo con il gruppo ruota. I risultati hanno dato un netto vantaggio, in termini di rigidezza dell'insieme, allo schema push – rod: in questo caso gli spostamenti dei punti suddetti sono stati in media, addirittura di 8 volte inferiori rispetto allo schema pull – rod.

Questo fatto può essere spiegato con semplici considerazioni di cinematica: se ad una struttura a quadrilatero articolato volessimo aggiungere un elemento che, nell'intorno della posizione analizzata, non “opponga resistenza” al movimento del meccanismo, questo dovrebbe essere orientato in modo che il suo prolungamento passi per l'intersezione tra i prolungamenti degli altri due elementi: è chiaro ora come nello schema push – rod il puntone sia molto più lontano da questa condizione di quanto non lo sia il tirante nello schema pull – rod, in quanto in questo secondo caso l'elemento di reazione è necessariamente in una posizione più defilata, che asseconda maggiormente il moto verticale del pneumatico.

Alla luce di questo fatto, sulla ET3 si è mantenuto lo schema già presente sulla ET2ev, cioè il push – rod.

Ritornando al dimensionamento strutturale dei tubi in carbonio, le tabelle 5.2 e 5.3 mostrano quali forze nascono nei vari elementi delle sospensioni, anteriori e posteriori rispettivamente, alle varie condizioni di carico:

**Tabella 5.2**

Forze agenti sui braccetti della sospensione anteriore sinistra nelle diverse condizioni di carico.

ANTERIORE									
	Condizione di carico								
Elemento	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	<b>110</b>	<b>-4730</b>	-3580	47	38	64	39	65	-1525
2	632	<b>3966</b>	871	<b>-1832</b>	-1481	371	488	810	2710
3	24	<b>1555</b>	1259	130	105	14	-6	<b>-10</b>	503
4	-133	<b>-1481</b>	-525	<b>547</b>	442	-78	-122	-204	-855
5	-48	941	<b>1148</b>	463	374	-28	-77	<b>-128</b>	88
6	-916	-1277	<b>-1397</b>	-1298	-1050	-537	<b>-216</b>	-359	-816

**Tabella 5.3**

Forze agenti sui braccetti della sospensione posteriore sinistra nelle diverse condizioni di carico.

POSTERIORE									
	Condizione di carico								
Elemento	0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	319	-544	-2359	<b>-2374</b>	-22	<b>2753</b>	1779	708	78
2	674	1662	<b>3758</b>	2224	-1630	<b>-3758</b>	-1279	2	272
3	-109	255	<b>1103</b>	1141	94	<b>-1179</b>	-779	-310	-33
4	10	-444	<b>-1074</b>	-558	758	<b>1542</b>	632	122	-49
5	38	-139	<b>-502</b>	-454	56	<b>582</b>	340	120	5
6	-1198	-682	-1487	<b>-1610</b>	-1330	-1064	-720	-487	<b>-199</b>

**Legenda (tab. 5.2 e 5.3):**

Elementi 1 e 2 = braccetti rispettivamente posteriore ed anteriore del triangolo inferiore;

Elementi 3 e 4 = braccetti rispettivamente posteriore ed anteriore del triangolo superiore;

Elemento 5 = tirante di sterzo/convergenza;

Elemento 6 = push – rod.

Per ogni elemento sono evidenziate in neretto la minima e la massima forza (carichi negativi corrispondono a carichi di compressione), mentre in rosso sono mostrati i valori estremi, entrambi all'anteriore nella condizione di frenata.

Come abbiamo già detto, tutti gli elementi di collegamento tra telaio e gruppo ruota verranno realizzati con i medesimi tubi, quindi non è necessario concentrare l'attenzione su quale componente è soggetto al maggior carico, ma è sufficiente analizzare le due condizioni limite: massimo carico in trazione ed in compressione.

### **5.3.1.1 Dimensionamento a carico di punta**

In questo caso entrano in gioco anche le lunghezze dei vari braccetti, quindi abbiamo preso in considerazione non soltanto il massimo carico di compressione in assoluto (agente sul braccetto posteriore del triangolo inferiore della sospensione anteriore, in caso di frenatura), ma anche il carico che agisce sul braccetto anteriore del triangolo inferiore della sospensione posteriore in caso di accelerazione, dato che quest'ultimo è più lungo del precedente.

Le due condizioni analizzate sono riassunte in tab. 5.4:

**Tabella 5.4**

Carichi massimi e relativi braccetti critici dal punto di vista del carico di punta.

	Elemento	Carico	Lunghezza braccetto
a	1 / Sosp. anteriore	<b>-4730</b>	417
b	2 / Sosp. posteriore	<b>-3758</b>	440

#### **Caso a)**

Per la determinazione del carico critico si è fatto uso della formula di Eulero:

$$P_{cr} = \pi^2 \frac{EJ_{min}}{l_1^2} \quad (5.1)$$

in cui  $l_1$  è la lunghezza libera d'inflessione (corrispondente alla lunghezza della trave se questa è incornierata alle due estremità, come nel nostro caso).

Assumendo un coefficiente di sicurezza pari a 3 (già elevato considerando che si tratta di un veicolo da competizione), si può determinare il minimo momento d'inerzia  $J_{min}$  che la sezione del tubo dovrà avere:

$$J_{\min} = \frac{PCSl_1^2}{\pi^2 E} = 2500 \text{ mm}^4 \quad (5.2)$$

### **Caso b)**

Questa seconda condizione di carico impone che il minimo momento d'inerzia sia di almeno 2211 mm<sup>4</sup>.

La situazione più critica da questo punto di vista si ha quindi all'anteriore, ed è su questa che proseguiremo il dimensionamento.

#### **5.3.1.2 Dimensionamento a compressione**

Anziché addentrarci in una trattazione del tutto analitica (solamente fissando una delle tre grandezze in gioco, diametri interno ed esterno e spessore del tubo, le altre due possono essere ricavate), conviene fare alcune considerazioni.

Oltre al dimensionamento vanno valutati altri aspetti, infatti da un lato tubi con un diametro esterno troppo grande limitano l'angolo di sterzo a causa delle interferenze tra braccetto di sterzo e cerchio del pneumatico, dall'altra diametri interni troppo piccoli non consentono una superficie di incollaggio sufficientemente estesa (riuscire ad effettuare l'incollaggio sulla superficie interna dei tubi riduce le masse, per non parlare dei problemi di layout con la carrozzeria), per non dimenticare i requisiti di rigidezza assiale del tubo, che è bene rimanga elevata.

Le analisi con il modello FEM descritto in precedenza hanno mostrato che le variazioni di camber e convergenza dovute ad una riduzione anche notevole di rigidezza assiale dei tubi sono del tutto trascurabili, quindi questo aspetto è stato messo in secondo piano.

Per non limitare troppo l'angolo di sterzo, ci si è imposti un valore massimo del diametro esterno del tubo pari 18 mm. Per garantire una superficie abbastanza ampia per l'incollaggio, si è deciso di non scendere sotto ai 10 mm per quanto riguarda il diametro interno minimo.

Delle varie opzioni a disposizione, sono stati presi in considerazione 2 tubi le cui caratteristiche sono riassunte in tabella 5.5.

**Tabella 5.5**

Caratteristiche geometriche dei tubi in carbonio presi in esame.

<b>D<sub>e</sub> [mm]</b>	<b>D<sub>i</sub> [mm]</b>	<b>s [mm]</b>	<b>A [mm<sup>2</sup>]</b>	<b>J [mm<sup>4</sup>]</b>	<b>m/l [kg/m]</b>
18	13	2.5	121.7	3751	0.201
16	10	3	122.5	2726	0.202

Come si vede, il momento d'inerzia di entrambi già soddisfa il dimensionamento a carico di punta.

Per quanto riguarda le tensioni agenti sul materiale, viste le sezioni, sono uguali nei due casi, e non arrivano ai 40 MPa. Anche tenendo conto di eventuali concentrazioni di tensione, sotto questo aspetto siamo fortemente al di sotto della resistenza del materiale (la tensione di rottura è di circa 1300 MPa).

La scelta tra i due è stata quindi frutto del compromesso tra un maggior angolo di sterzo e una maggior sicurezza sull'incollaggio. Essendo quest'ultimo un campo a noi poco noto, si è deciso di rinunciare a circa mezzo grado di sterzo. Con questa scelta, il vantaggio che si ottiene in termini di superficie, e grossolanamente anche i termini di forza trasmissibile (la relazione tra i due in realtà non è lineare), non è dato semplicemente dal rapporto tra i due diametri, pari a solo  $13/10 = 1.3$ , perché si deve tener conto del fatto che la lunghezza della zona di incollaggio vale circa 2 volte il diametro, quindi il guadagno in superficie supera il 60 %.

A questo punto possiamo anche analizzare la rigidezza assiale ottenuta: i tubi in acciaio alloggiati sulla vecchia ET2ev avevano una rigidezza di 41520 N/mm, contro i soli 33440 N/mm dei nuovi tubi in carbonio (sono state prese come riferimento le lunghezze medie dei braccetti delle 2 vetture, pari rispettivamente a 339 e 364 mm). C'è stata quindi una riduzione di quasi il 20 %, effetto che però, come abbiamo già detto, è di scarsa importanza, dato che la rigidezza del gruppo sospensione dipende maggiormente dalla geometria.

### 5.3.2 Dimensionamento degli inserti in lega leggera

Gli inserti in lega leggera sono presenti sia lato telaio che lato ruota. La differenza tra i due è che i primi alloggiano un tubo ciascuno e devono presentare una sede filettata per i rod-ends, mentre i secondi alloggiano due o tre tubi (a seconda della presenza e meno dell'attacco per il push-rod) ed uno snodo sferico.

Ciò che accomuna tutti gli inserti è la presenza di una superficie per realizzare l’incollaggio. È da questo quindi che si deve partire per disegnarli.

### 5.3.2.1 Considerazioni sull’incollaggio e dimensionamento degli inserti singoli

Per poter dare un riferimento sulla lunghezza finale dei braccetti, gli inserti saranno disegnati con una battuta, che avrà anche la funzione di assorbire i carichi di compressione.

La resina dovrà quindi sostenere solo carichi di trazione, il cui valore massimo è 3966 N.

Trattandosi di una unione tra alluminio e carbonio, si è andati nel campo delle resine epoxidiche. Le uniche opzioni a disposizione riguardavano il tipo di essiccaggio, quindi sono state prese in considerazione due colle: la *Loctite Hysol® 9466™*, una resina epoxidica bicomponente con indurimento a freddo, e la *Loctite Hysol® 9514™*, resina epoxidica monocomponente, con indurimento a caldo (le caratteristiche delle due colle sono reperibili in [10] e [11]).

Entrambe le opzioni avevano diverse problematiche: con la resina bicomponente l’operazione di incollaggio sarebbe stata abbastanza complessa, anche a causa dei ridotti tempi di “presa”; con la resina monocomponente ci sarebbe stata la necessità di un forno in grado di alloggiare per intero un triangolo della sospensione e le eventuali attrezzature necessarie per il bloccaggio ed il riferimento dei vari elementi (attrezzatura che, di fatto, non è stata realizzata).

Dal punto di vista realizzativo la convenienza della prima resina era evidente, mentre in termini prestazionali la seconda era superiore (resistenze nominali a taglio su alluminio pari rispettivamente a 26 e 40 MPa, mentre non erano noti dati inerenti la tenuta sul carbonio).

A causa della scarsa conoscenza di questo tipo di applicazione, si è preferito avere maggiori garanzie sulla tenuta dell’incollaggio, quindi la colla utilizzata è stata la resina monocomponente con indurimento a caldo.

Per quanto riguarda un dimensionamento del giunto, si è trattato di determinare la superficie che permettesse la trasmissione del massimo carico di trazione.

In teoria la forza trasmissibile da un giunto del genere è espressa da:

$$F = \tau \pi d L \quad (5.3)$$

in cui:

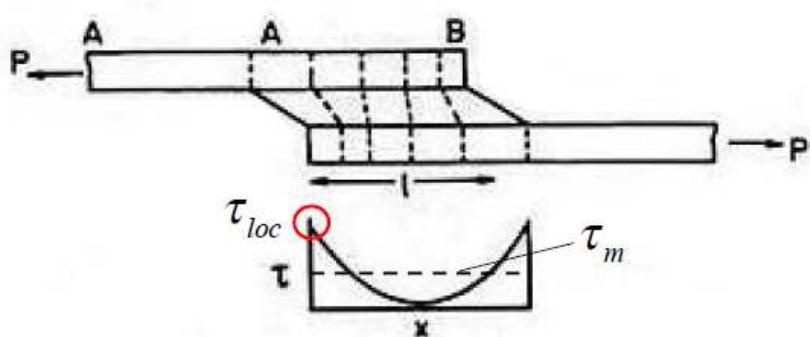
$\tau$  = sollecitazione media di taglio a cui è sottoposta la resina, in MPa;

$d$  = diametro della superficie di incollaggio, in mm;

$L$  = lunghezza della superficie di incollaggio, in mm.

Apparentemente è sufficiente aumentare la lunghezza del giunto per incrementare la superficie, e di conseguenza il massimo carico trasmissibile. In realtà la situazione è ben più complicata, infatti entrano in gioco le rigidezze dei due materiali da accoppiare e le concentrazioni di tensione che si hanno alle estremità del giunto. In particolare grandi spessori delle due parti da incollare aumentano la rigidezza dell'insieme, migliorando le prestazioni della colla, ma aumentano anche le concentrazioni di tensione.

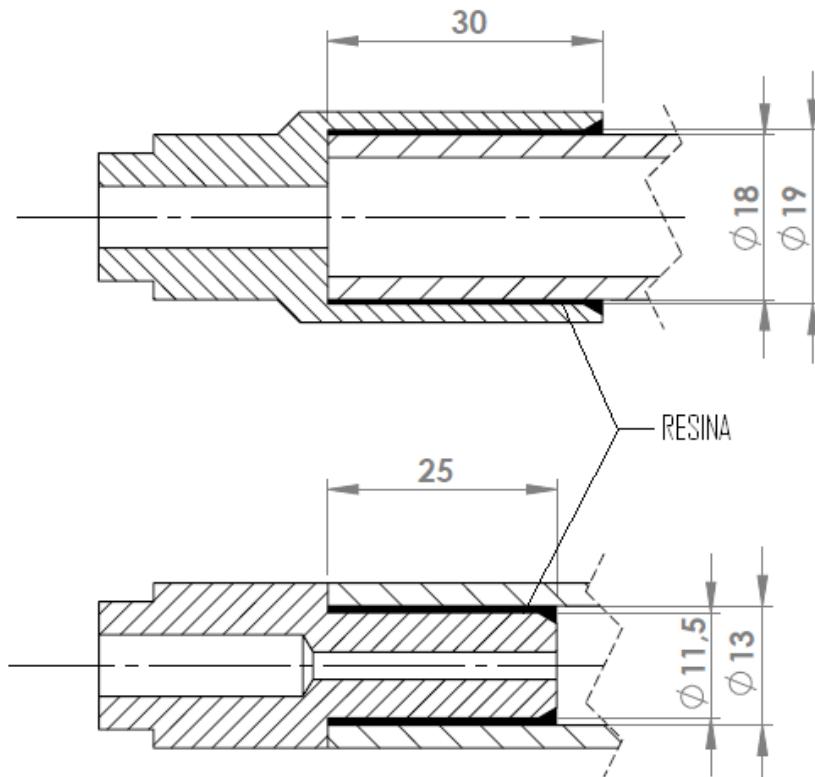
Un andamento delle tensioni di taglio tipico di un giunto incollato è riportato in figura 5.8:



**Figura 5.8** Andamento delle tensioni di taglio in un giunto incollato.

Come si vede alle estremità ci sono picchi di tensione che possono facilmente raggiungere i limiti di resistenza della resina anche nei casi in cui la tensione media sia molto bassa.

Nella nostra applicazione l'incollaggio viene effettuato sia internamente che esternamente ai tubi in carbonio, in modo da andare incontro alle diverse esigenze: sugli inserti lato ruota realizzare dei fori è molto più semplice che non realizzare dei perni di pezzo con l'inserto stesso che possano entrare nei tubi; lato telaio invece l'incollaggio viene effettuato internamente, così da ridurre masse e ingombri, sui braccetti meno carichi, mentre quelli più critici per la resistenza vengono incollati esternamente ai tubi. In figura 5.9 sono riportati i dettagli degli incollaggi esterno ed interno rispettivamente.



**Figura 5.9** Dettaglio degli incollaggi esterno ed interno al tubo in carbonio.

Il massimo carico di trazione che deve trasmettere l'incollaggio esterno è di 3966 N, mentre per quelli interni si scende a 2753. In entrambi i casi le tensioni medie di taglio risultano decisamente basse:

- incollaggio esterno:  $\tau_m = \frac{F}{\pi d L} = 2.3 \text{ MPa}$
- incollaggio interno:  $\tau_m = \frac{F}{\pi d L} = 2.7 \text{ MPa}$

in cui:

$d$  = diametro del tubo in carbonio (esterno ed interno, rispettivamente 18 e 13 mm);

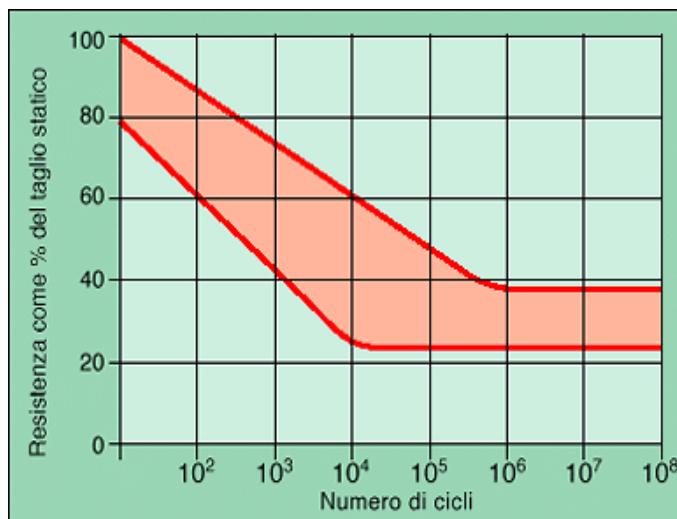
$L$  = lunghezza della superficie disponibile per l'incollaggio. Questa potrebbe essere aumentata a piacere per avere un incremento di superficie, tuttavia oltre valori di  $L/d$  superiori a 2 non si ottengono vantaggi significativi. Per  $d$  pari a 13 e 18 si hanno quindi lunghezze di 25 e 30 mm. Si fa notare che nel calcolo della superficie si è sempre presa a riferimento quella di interfaccia tra resina e carbonio anziché tra resina e alluminio, perché la prima ha caratteristiche decisamente inferiori. Ad ogni modo, considerato che lo spessore dello strato di colla è stato fissato in 0.5 mm, la

differenza tra le due superfici è minuta ( $1021$  e  $942$   $\text{mm}^2$  per l'incollaggio interno, e  $1791$  e  $1696$  per quello esterno).

La situazione più critica si ha nel caso di incollaggio interno, che ha comunque un coefficiente di sicurezza rispetto alla resistenza della resina pari a  $40/2.7 = 14.8$ .

Un valore così elevato non deve però trarre in inganno. Infatti le cause che portano ad una riduzione della tenuta del giunto sono molteplici:

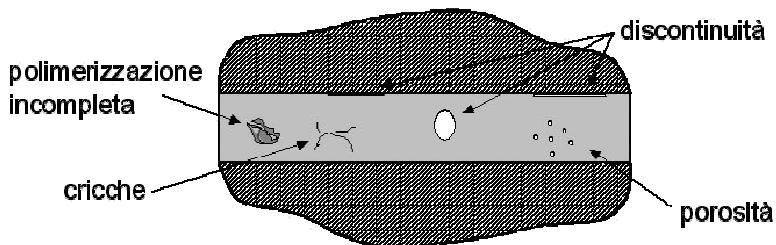
- 1) concentrazioni di tensione alle estremità;
- 2) il carico viene applicato dinamicamente anziché staticamente;
- 3) il carico è variabile, quindi uno stesso giunto viene caricato e scaricato ripetutamente, dando origine a sollecitazioni affaticanti. La resistenza a fatica del giunto è ben al di sotto di quella a carico statico, come si può vedere in figura 5.10.



**Figura 5.10** Range caratteristico di resistenza di un giunto incollato sollecitato a fatica.

Si stima che le sospensioni abbiano una vita di circa  $10^3$  cicli. Si assume quindi un coefficiente di riduzione di resistenza dell'incollaggio pari a 0.6. Il coefficiente di sicurezza si riduce quindi da 14.8 a 8.9;

- 4) presenza di soffiature e cricche nelle resina indurita: trattandosi di un processo effettuato manualmente, la probabilità che la colla venga disposta in modo uniforme su tutta la superficie a disposizione è abbastanza ridotta;



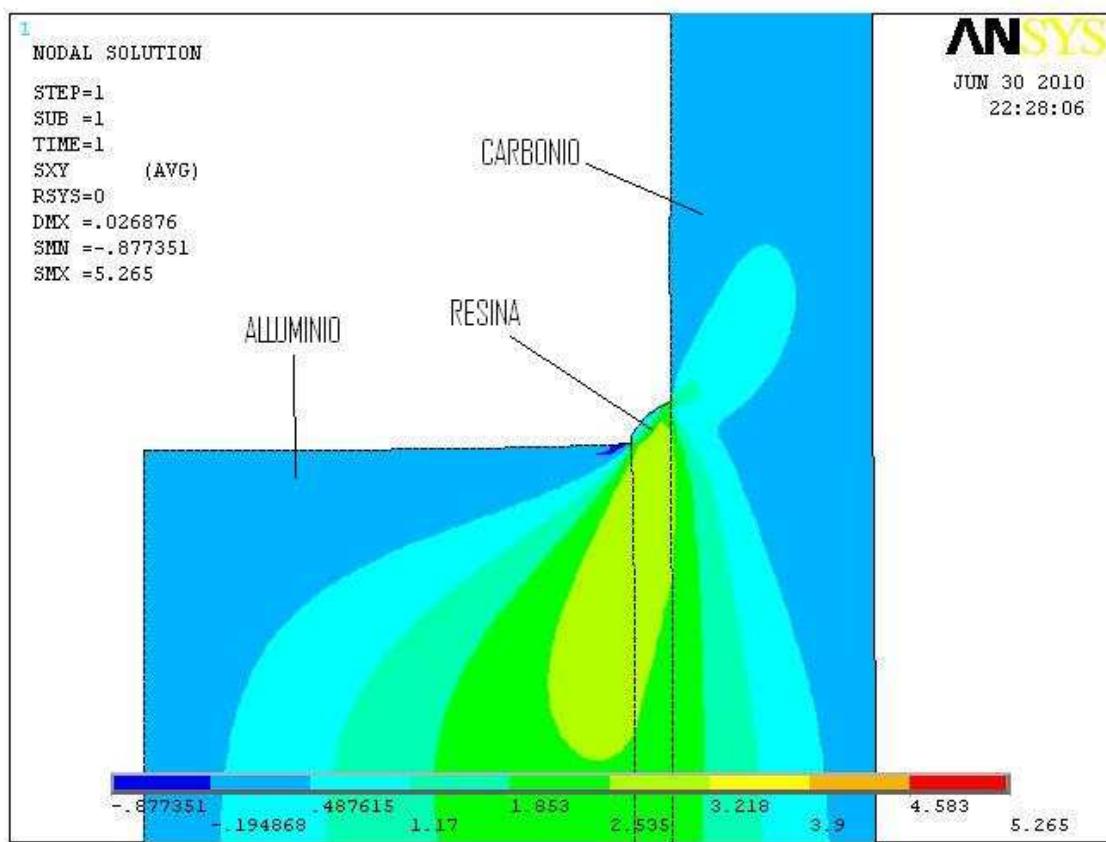
**Figura 5.11** Cause di riduzione della resistenza di un giunto incollato.

Alla luce di tutto ciò, il coefficiente di sicurezza sulle sollecitazioni medie di quasi 9 è elevato solo in apparenza.

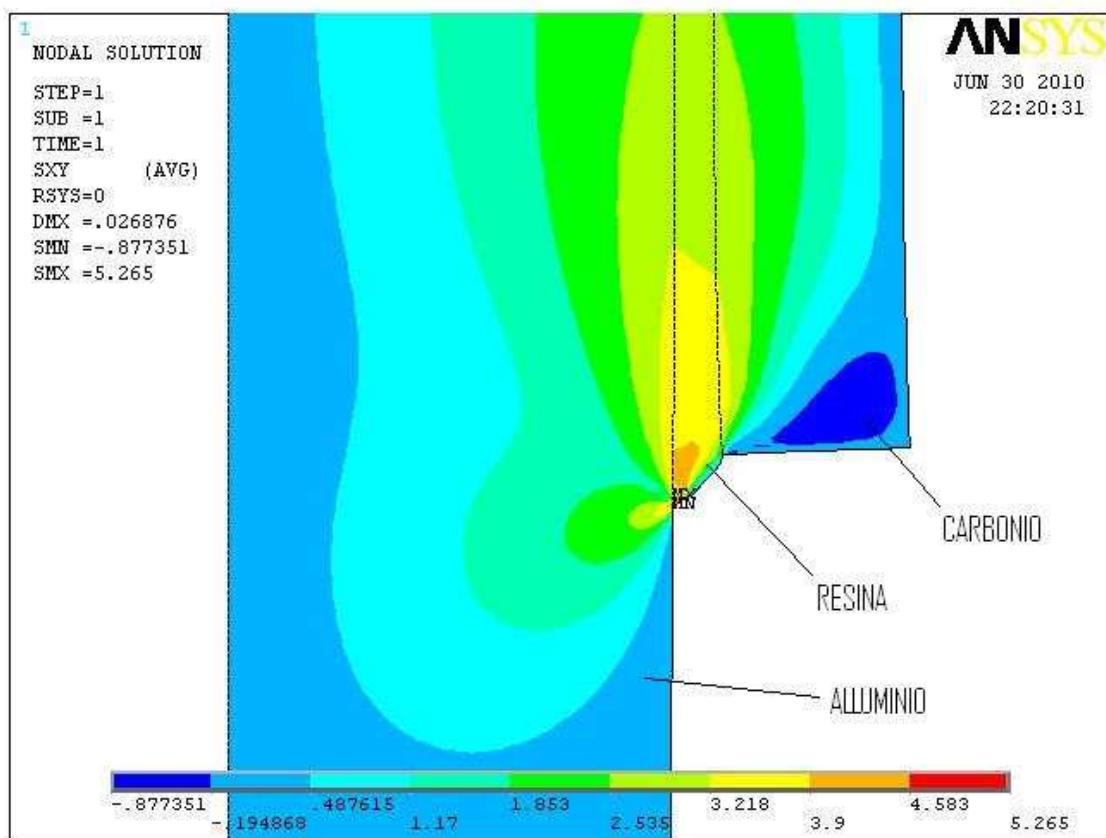
Per il dimensionamento ci si è avvalsi della consulenza del fornitore (Loctite®). Tuttavia sono state eseguite anche delle indagini inerenti le concentrazioni di tensione e delle prove sperimentali in cui il giunto è stato portato a rottura staticamente.

Per tener conto delle concentrazioni di tensione alle estremità del giunto sono stati sviluppati dei modelli FEM del giunto. Nonostante le rigidezze della resina indurita (moduli di Poisson e di elasticità tangenziale) non fossero note, caratteristiche che hanno una grande influenza sul risultato delle simulazioni, i risultati hanno comunque fornito un'indicazione di massima di quanto il giunto fosse sollecitato.

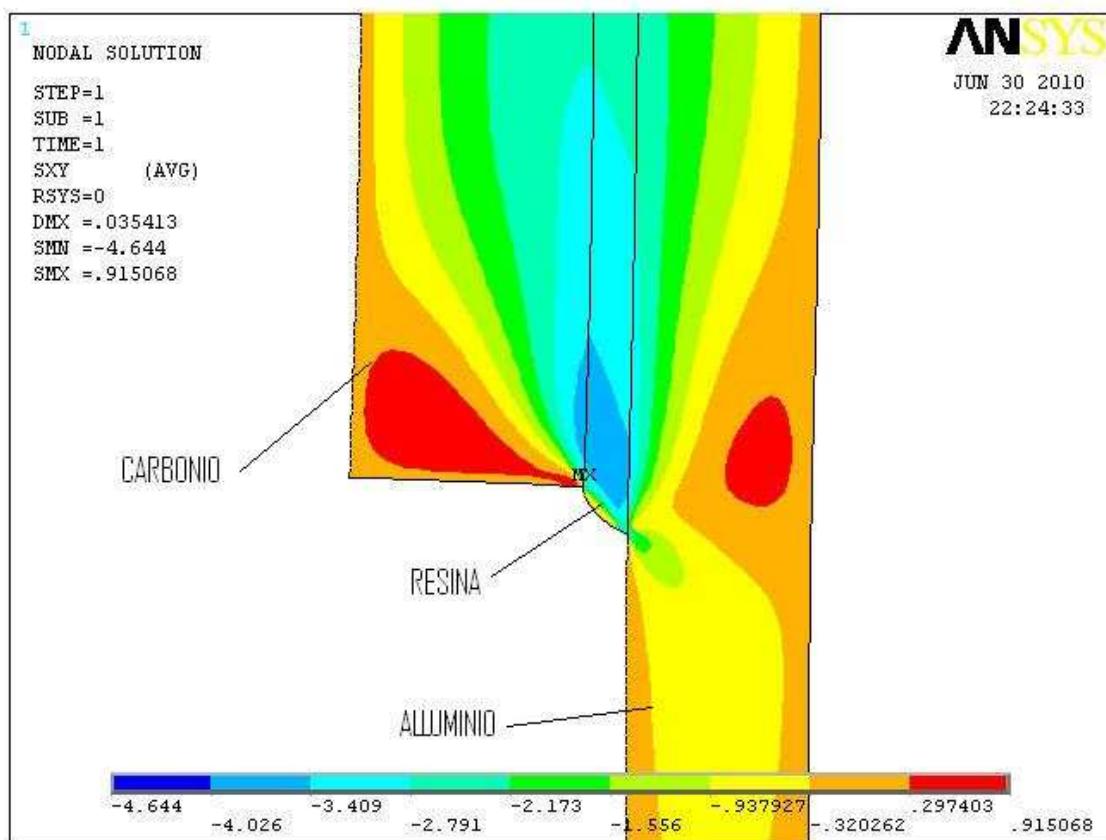
Alcune mappe di tensione nelle zone critiche dei due tipi di incollaggio, interno ed esterno, sono riportate di seguito: le fig. 5.12 e 5.13 sono relative all'incollaggio interno, e mostrano rispettivamente la parte iniziale e finale del giunto con le relative concentrazioni di tensione, mentre le 5.14 e 5.15 sono relative al giunto incollato esternamente.



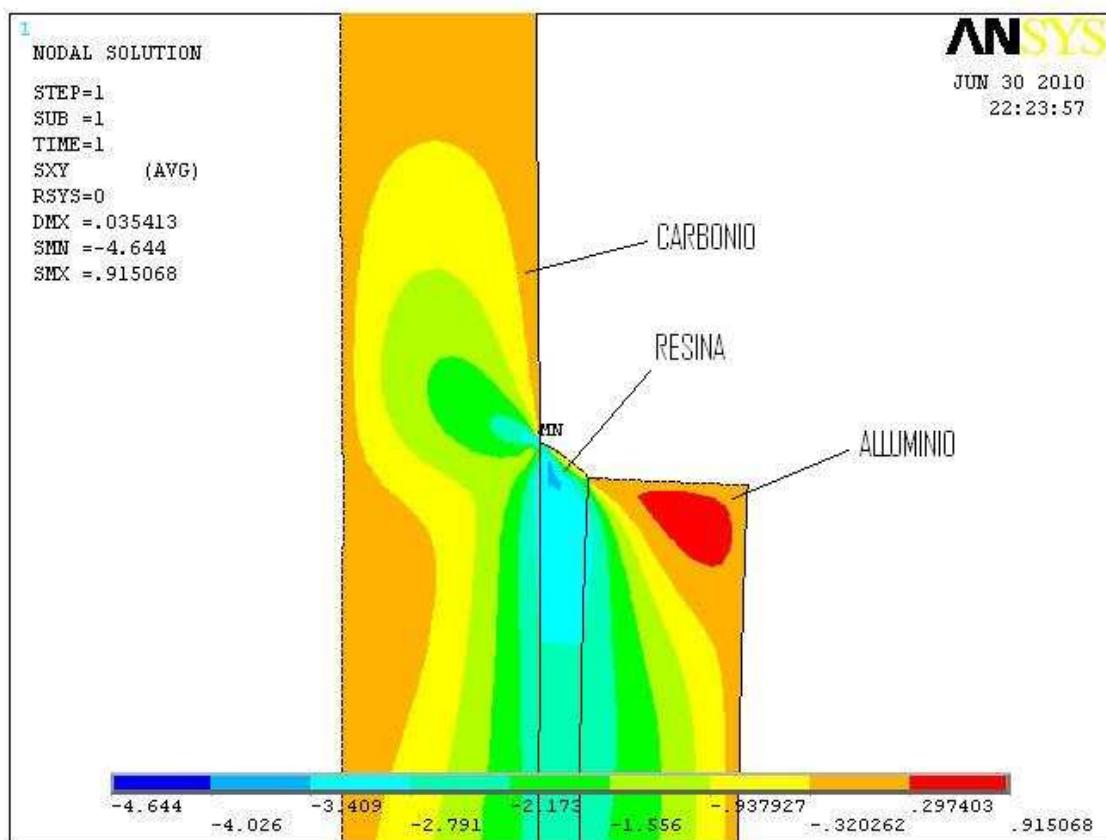
**Figura 5.12** Andamento delle tensioni di taglio all'estremità superiore del giunto incollato in caso di incollaggio interno al tubo in carbonio.



**Figura 5.13** Andamento delle tensioni di taglio all'estremità inferiore del giunto incollato in caso di incollaggio interno al tubo in carbonio.



**Figura 5.14** Andamento delle tensioni di taglio all'estremità inferiore del giunto incollato in caso di incollaggio esterno al tubo in carbonio.



**Figura 5.15** Andamento delle tensioni di taglio all'estremità superiore del giunto incollato in caso di incollaggio esterno al tubo in carbonio.

Come vediamo le tensioni rimangono molto basse, il coefficiente di concentrazione delle tensioni è circa 2 in entrambi i casi.

Si ritiene quindi che il giunto sia sufficientemente resistente, anche se il suo dimensionamento è stato fatto in modo molto semplice, considerando solo le tensioni medie e non ogni altro fattore che può causarne un indebolimento.

In definitiva, il progetto degli inserti singoli si è ridotto semplicemente ad avere una superficie abbastanza estesa per realizzare l'incollaggio.

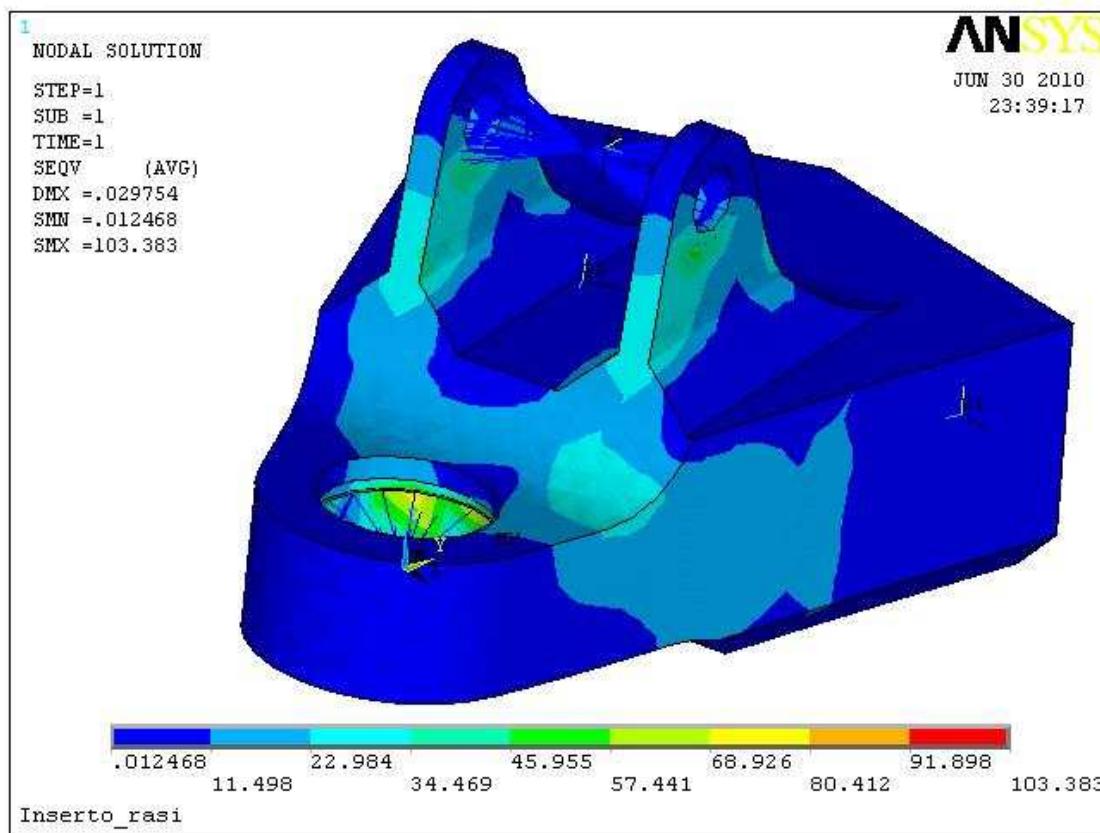
### 5.3.2.2 Inserti doppi

Per quanto riguarda il dimensionamento degli inserti lato ruota, anche in questo caso il primo passo è realizzare una superficie per l'incollaggio (o meglio due, dato che a questo inserti vi convergono i due braccetti di un triangolo). L'estensione di tale superficie viene impostata pari a quella già determinata per gli inserti con incollaggio esterno.

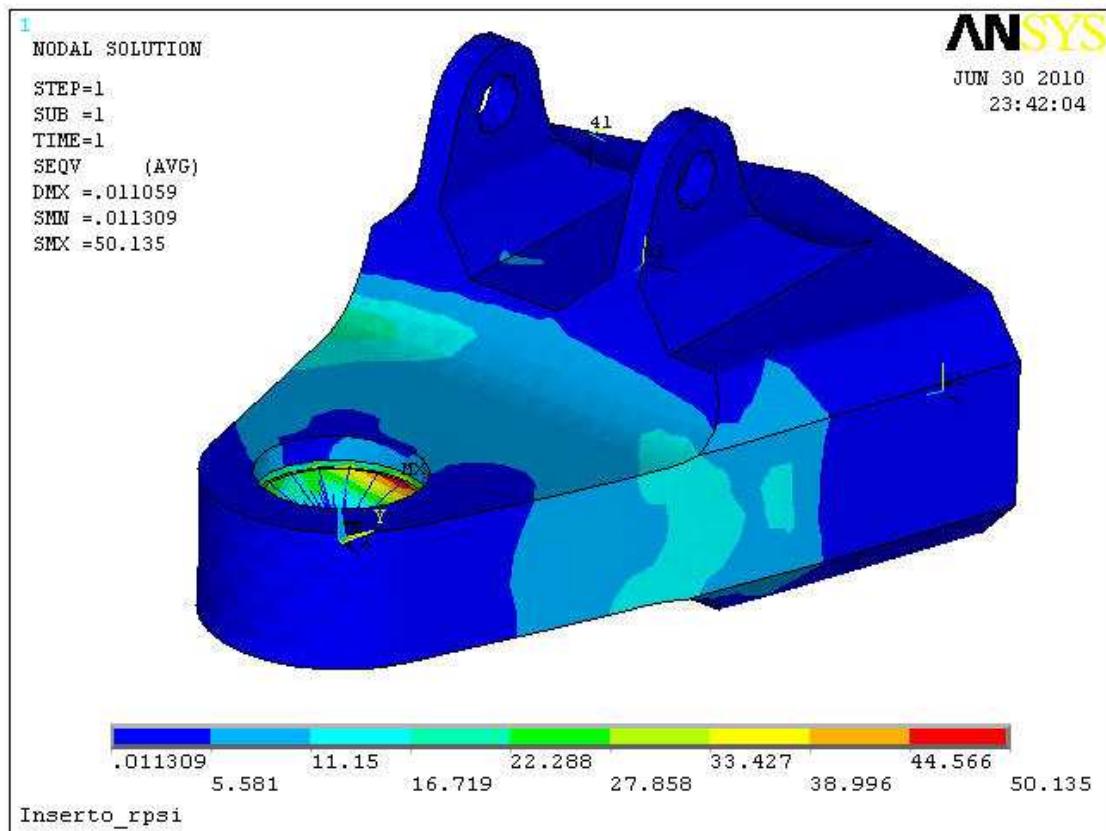
In seguito a questo, l'inserto doppio risulta già sovradimensionato a causa del ridotto angolo tra i due braccetti di uno stesso triangolo. Gli unici accorgimenti hanno riguardato l'alloggio per l'uniball e le alette per l'attacco del push – rod.

Le figure 5.16 e 5.17 riportano le mappe di tensione degli inserti doppi più sollecitati, cioè quelli relativi ai triangoli inferiori, sia all'anteriore che al posteriore. Come si può vedere i picchi di tensione “importanti” si hanno solo in corrispondenza della sede del cuscinetto.

Nonostante le ridotte tensioni, questi inserti sono stati realizzati in Ergal, sebbene ci fossero molte altre leghe a base di alluminio di qualità, e quindi costo, inferiore ma sufficiente. Questo perché molti altri componenti della vettura sono stati realizzati in Ergal, si è così potuto giocare sulla quantità per ridurre il prezzo del materiale.



**Figura 5.16** Andamento delle tensioni sul terminale di attacco del triangolo inferiore della sospensione anteriore nella peggior condizione di carico.



**Figura 5.17** Andamento delle tensioni sul terminale di attacco del triangolo inferiore della sospensione posteriore nella peggior condizione di carico.

Si fa notare che le verifiche di resistenza di questi componenti siano state eseguite con i massimi carichi statici. Non si è tenuto conto del fatto che i carichi sono affaticanti a causa dell'esiguo numero di cicli a cui il giunto sarà sottoposto e delle ridottissime tensioni rispetto al limite di resistenza del materiale.

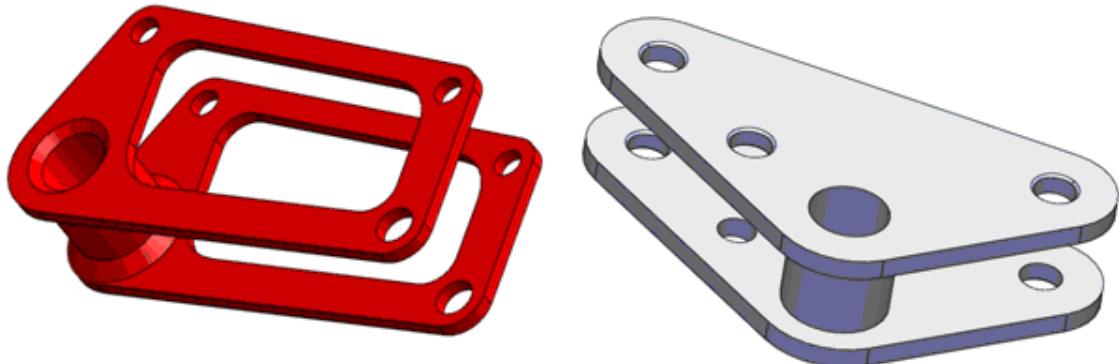
### 5.3.3 Dimensionamento dei bilancieri

Questi componenti hanno il compito di trasmettere il moto verticale della gruppero ruota ad ammortizzatore e barra antirollio. Come abbiamo già visto, rispetto alla vecchia soluzione il posizionamento attuale ha permesso di avere delle condizioni di carico nettamente migliori.

Tuttavia, la progettazione di questi particolari è stata molto accurata, in modo da mantenerli leggeri. Questa esigenza è nata in seguito al fatto che i vecchi rocker erano in ergal, realizzati dal pieno. Per migliorare la precedente soluzione, si è scelto di realizzare i nuovi in acciaio, e sfruttare processi già impiegati per altri componenti, quali il taglio al

laser e la saldatura, per ottenere componenti di forme anche complesse ma dal costo ridotto.

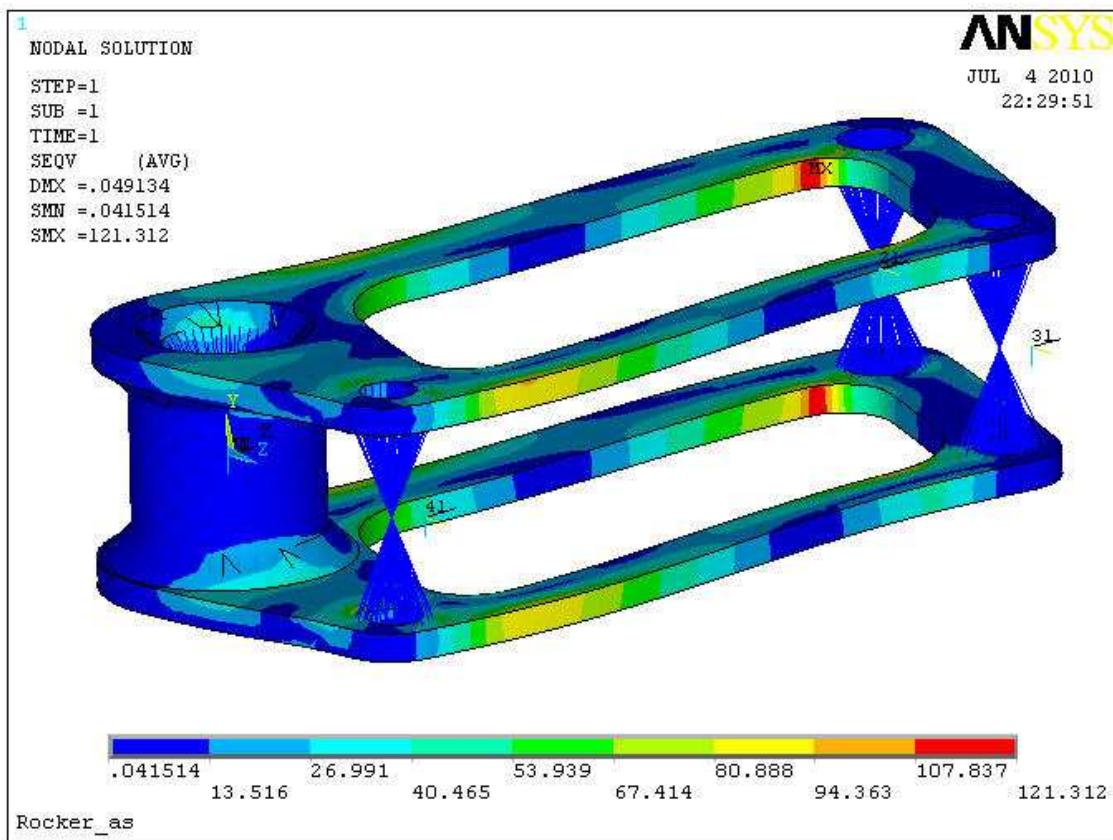
In figura 5.18 il confronto tra i nuovi (in rosso) ed i vecchi rocker anteriori.



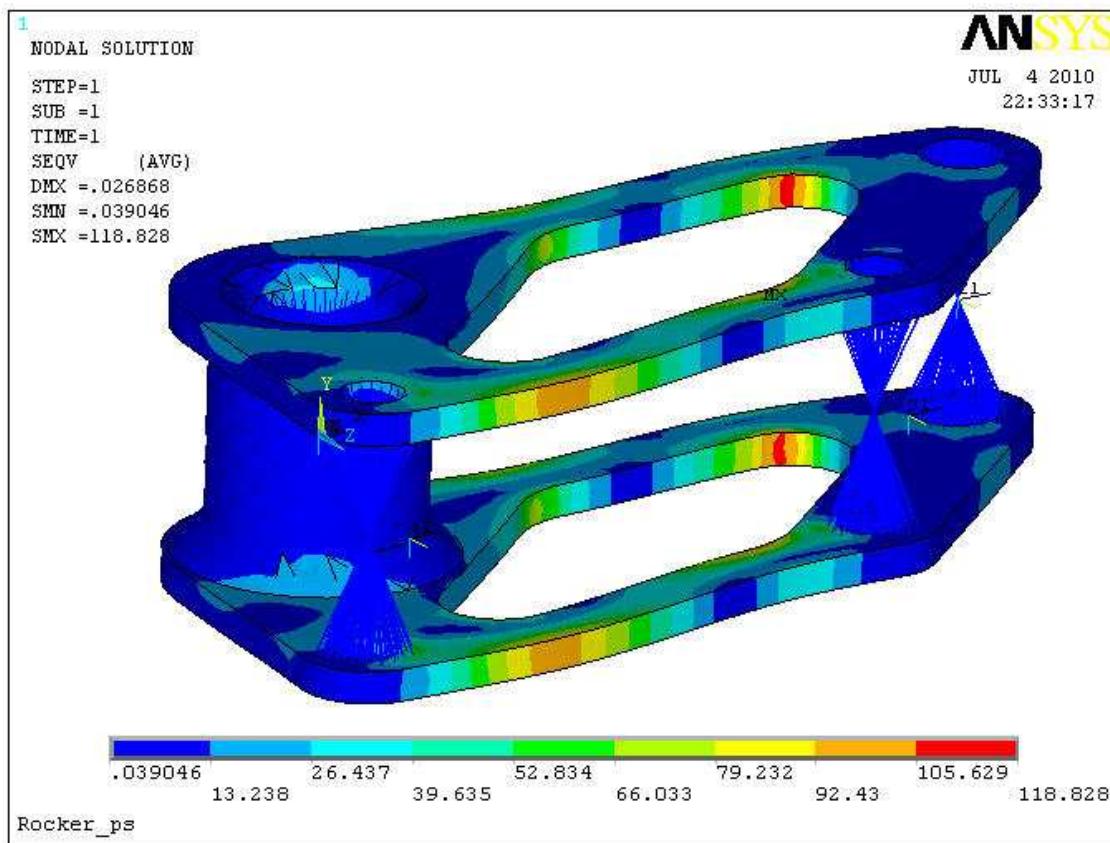
**Figura 5.18** Bilancieri anteriori dei veicoli ET3 (in rosso) ed ET2ev (in grigio).

In una prima fase si era addirittura riusciti a restare in linea con i pesi della vecchia vettura, salvo poi la decisione di uniformare gli spessori di alette e piastre a 3 mm su tutto il veicolo (inizialmente i rocker avevano alette di soli 2 mm di spessore). In seguito a questo la massa dei nuovi bilancieri è salita, ma il risultato è stato comunque ottimo: nonostante il cambio di materiale e certi spessori obbligati, l'insieme dei rocker della nuova vettura pesa, nel complesso, soli 125 grammi in più dei vecchi.

Per quanto riguarda il dimensionamento, non si deve inoltre dimenticare che i bilancieri realizzano il rapporto di installazione dell'ammortizzatore (definito come rapporto tra lo spostamento verticale del pneumatico e il corrispondente spostamento della molla), quindi le distanze tra gli attacchi a push – rod, ammortizzatore e tirante della barra antirollio vengono determinate dalla cinematica. Solo dopo una lunga serie di iterazioni tenenti conto anche delle esigenze di layout si è riusciti a mantenerne ridotti i bracci delle varie forze. Solamente in una seconda fase ha avuto luogo il dimensionamento strutturale vero e proprio. Nelle mappe di tensione riportate nelle figure 5.19 e 5.20, relative rispettivamente ai rocker anteriore e posteriore, si vede come i componenti siano sovradianimensionati (il materiale adottato è un acciaio ad alta resistenza, l'AISI 4340, che ha tensione di snervamento superiore agli 800 MPa).



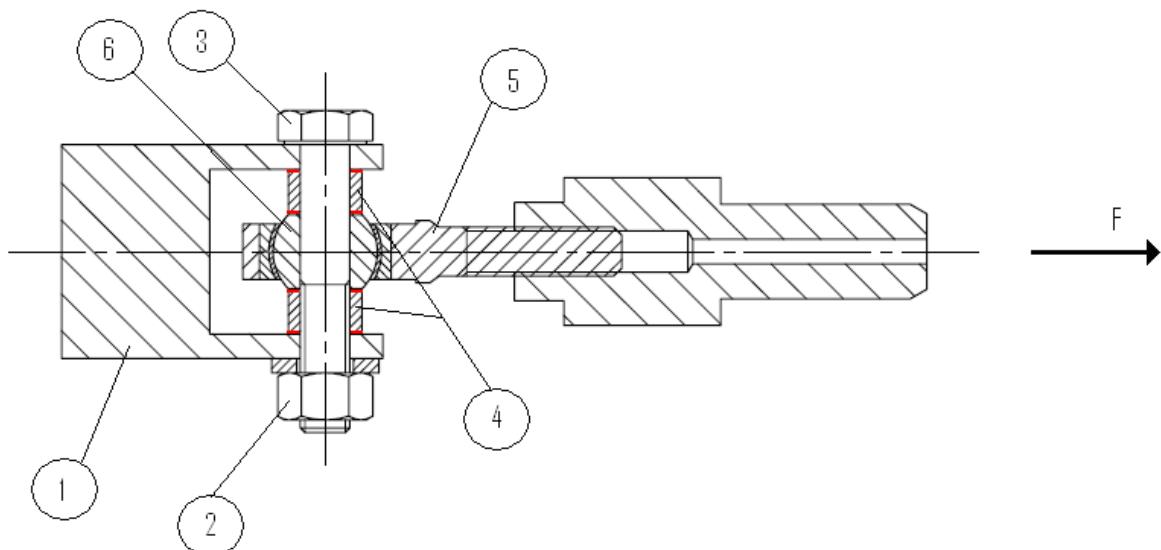
**Figura 5.19** Andamento delle tensioni del bilanciere della sospensione anteriore nella peggior condizione di carico.



**Figura 5.20** Andamento delle tensioni del bilanciere della sospensione posteriore nella peggior condizione di carico.

#### 5.3.4 Dimensionamento di viti e perni

Gli attacchi dei braccetti a telaio e gruppi ruota sono stati realizzati come mostrato nello schema di figura 5.21.



**Figura 5.21** Dettaglio dell'attacco dei braccetti delle sospensioni alle piastrine saldate al telaio (1).

Come si vede, un bullone (particolari 2 e 3) serra tra le alette di una forcella (particolare 1, realizzata sull'elemento a cui si vuole attaccare il braccetto) due spessori realizzati in alluminio (4) e la sfera spianata (6) del cuscinetto in esame (5, in questo caso un rod – end).

Così facendo la trasmissione del carico avviene per attrito tramite le superfici di contatto tra spessori e superfici spianate della sfera interna del cuscinetto e tra spessori e superfici interne della forcella (evidenziate in rosso nello schema). In questo modo la vite è sollecitata a trazione anziché a flessione.

Una possibile alternativa sarebbe stata l'utilizzo di un perno, ma questo avrebbe comportato maggiori difficoltà di montaggio e maggiori costi di realizzazione. Questo perché l'accoppiamento di un perno con la propria sede necessita di tolleranze abbastanza spinte, inoltre il materiale del perno deve essere ad alta resistenza a causa del fatto che questo verrebbe sollecitato a flessione.

La scelta adottata ha invece permesso di ridurre costi, complessità e difficoltà di montaggio.

Per il dimensionamento della vite si è trattato di calcolare il tiro necessario a garantire una forza d'attrito tale da non permettere spostamenti del rod – end rispetto alla vite stessa: la scelta dell'alluminio come materiale per gli spessori non è stata fatta come al solito per requisiti di leggerezza, bensì per massimizzare il coefficiente d'attrito.

Considerando che il massimo carico proveniente dal cuscinetto è di 4730 N (in questo caso non importa se di trazione o di compressione), il tiro  $W$  a cui la vite deve essere sottoposta vale:

$$W = \frac{F}{n\mu} = 4730 \text{ N} \quad (5.4)$$

in cui:

$F$  = forza da trasmettere;

$n$  = numero delle superfici di attrito (2);

$\mu$  = coefficiente d'attrito tra acciaio e alluminio, pari a 0.5 (la forcella è realizzata in ergal, ma la sfera del cuscinetto in acciaio, ed è in questo secondo caso che si ha il minor coefficiente d'attrito).

Il dimensionamento è stato eseguito di pari passo con la scelta dei cuscinetti da 6 (descritta in § 5.3.5), infatti, dato che il regolamento impone come classe di resistenza minima la 8.8, si è trattato di verificare se viti da 6 mm (che hanno sezione resistente di  $20.1 \text{ mm}^2$ ) avrebbero garantito un tiro sufficiente.

Il precarico che si può imporre ad un bullone è dato da:

$$F_i = 0.9 A_t S_p \quad (5.5)$$

in cui:

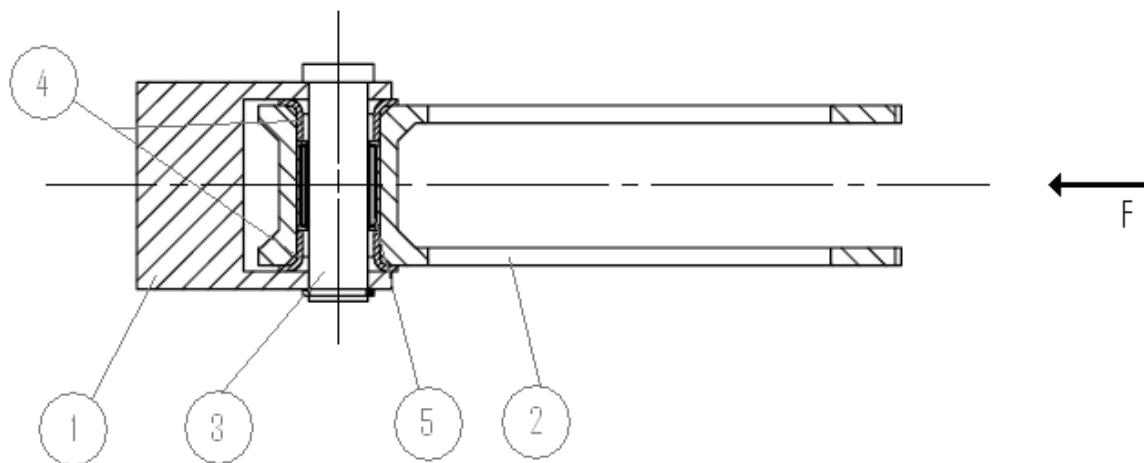
$A_t$  = sezione resistente della vite;

$S_p$  = tensione di precarico.

Già un bullone con grado SAE 5.8 ( $S_p = 400 \text{ MPa}$ ) garantirebbe un coefficiente di sicurezza di 1.5, grazie ad una forza di precarico pari a 7236 N.

Tuttavia, a causa del fatto che i coefficienti d'attrito sono sempre noti con grande approssimazione, e considerando che si tratta di minuteria standard, quindi ben reperibile e a basso costo, in ogni caso saremmo passati alla classe di resistenza superiore, SAE 8.8 ( $S_p = 640 \text{ MPa}$ ), che permette un precarico di oltre 11000 N.

Passiamo ora agli attacchi dei rocker al telaio, un cui schema è mostrato in fig. 5.22.

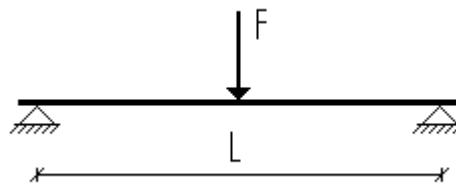


**Figura 5.22** Dettaglio dell'attacco dei rocker (2) alle piastrine saldate al telaio (1).

La rotazione del rocker (particolare numero 2) rispetto alla forcella (1, realizzata sul telaio) è permessa dall'uso di un cuscinetto a rullini (5) montato su di un perno (3). Due boccole in materiale composito (4) ne impediscono lo scorrimento assiale.

Come già discusso in § 5.2, in questo modo si è ottenuta una forte riduzione degli attriti, dato che sulla ET2ev era stata adottata una boccola. Al tempo stesso è stata mantenuta una elevata rigidezza alla rotazione rispetto ad un asse perpendicolare al piano di sezione grazie alle due boccole in composito (oltre a quella “intrinseca” dovuta all’uso del cuscinetto a rullini). Questo è un fatto molto importante perché il rocker viene caricato lungo il suo piano di simmetria solo nella configurazione statica, come mostrato in figura 5.6. Per quanto ottimo sia stato il lavoro sulla cinematica del meccanismo, una configurazione di carico spaziale è inevitabile.

Sulla vecchia vettura inoltre il perno era montato, e quindi caricato, a sbalzo. Con la soluzione attuale si è invece ottimizzata la configurazione di carico, che può essere modellata come una trave incernierata agli estremi e caricata in mezzeria, come mostrato in figura 5.23:



**Figura 5.23** Modello a trave per il dimensionamento del perno per l’attacco del bilanciere al telaio.

A questo punto si può eseguire un semplice dimensionamento a flessione: considerando che il massimo momento flettente vale  $\frac{FL}{4}$  e che il perno ha ovviamente sezione circolare, si ha:

$$\sigma = \frac{M_F}{J_x} y_{\max} = \frac{M_F}{\pi d^4} \frac{d}{2} = \frac{32M_F}{\pi d^3} = \frac{8FL}{\pi d^3} \quad (5.6)$$

da cui, introducendo un coefficiente di sicurezza  $CS$  e la tensione ammissibile del materiale  $\sigma_{amm}$  (anche il perno è realizzato in AISI 4340):

$$d = \sqrt[3]{\frac{8FLCS}{\pi \sigma_{amm}}} \quad (5.7)$$

Nel caso peggiore (barra antirollio posizionata sul setting più rigido, massima escursione della sospensione), la forza agente sul perno del rocker vale 2000 N. Adottando un coefficiente di sicurezza pari a 2, si ha un diametro minimo del perno di 7.4 mm, che è stato poi maggiorato a 10 mm per tener conto di alcuni aspetti inerenti il dimensionamento:

- non è stato tenuto conto del fatto che il carico è affaticante (il dimensionamento è stato eseguito a carico statico dato il ridotto numero di cicli che la sospensione deve sostenere. Inoltre previsione attendibile dei cicli di carico sarebbe stata alquanto difficoltosa);
- non si è tenuto conto delle sollecitazioni di taglio (la forma tozza della trave, ø10xL35, non giustifica questa approssimazione).

Bisogna comunque dire che le condizioni in cui la forza F vale 2000 N si verificano raramente, dato che ben difficilmente, con la barra antirollio nella posizione più rigida, verrà raggiunto il massimo rollio.

Considerando che anche una progettazione molto raffinata, e quindi molto onerosa sotto l'aspetto temporale, avrebbe dato vantaggi minimi (lievi riduzioni di peso sull'intero veicolo e nessun vantaggio a livello di ingombri dato che questo particolare non ha dato problemi di layout), si ritiene che il dimensionamento eseguito sia stato adeguato all'importanza del componente e al suo impatto sulle prestazioni della vettura.

### **5.3.5 Dimensionamento dei cuscinetti**

Nello schema sospensivo adottato sono state montate due diverse tipologie di cuscinetti: degli uniball sugli attacchi tra triangoli e gruppi ruota, dei rod – ends su ogni terminale singolo (triangoli lato telaio, ma anche alle estremità di push – rod, tiranti di sterzo e convergenza e tiranti della barra antirollio).

I vincoli da rispettare sono stati principalmente due: innanzitutto doveva essere soddisfatta una verifica di resistenza, in secondo luogo la massima oscillazione permessa doveva garantire il massimo scuotimento delle sospensioni, senza incorrere in problemi di interferenze.

Dal punto di vista strutturale un dimensionamento eseguito secondo quanto indicato dal fornitore (FAG) avrebbe comportato cuscinetti sovradimensionati. Infatti le procedure di calcolo forniteci erano state tarate per applicazioni industriali, caratterizzate da durate minime di 13000 ore e coefficienti di sicurezza che non si addicono ad applicazioni spinte. Considerando che la durata stimata del veicolo non dovrebbe raggiungere le 1000 ore, si è deciso di basare la scelta dei cuscinetti più sui coefficienti di carico statico che non sulle

procedure di calcolo consigliate. Inoltre da prove di dimensionamento eseguite con tali procedure è emerso quanto queste fossero troppo dettagliate per il nostro caso. La durata di un cuscinetto dipende infatti, oltre che dai cicli di carico, anche da angoli di inclinazione, frequenze di carico e temperatura dell'ambiente di lavoro.

La determinazione in via preventiva di tutte queste informazioni sarebbe stata soggetta a inevitabili errori, per tener conto dei quali si sarebbero dovuti introdurre coefficienti di sicurezza tali da rendere vana la precisione del calcolo.

Si è quindi deciso di basare il dimensionamento più sui coefficienti di carico statico che sulla procedura indicata. Come unico margine di sicurezza ci si è limitati a scegliere, per ogni dimensione di cuscinetto, la tipologia più resistente.

Questa metodologia ha permesso di ridurre le dimensioni di ogni cuscinetto presente in vettura, con vantaggio su ingombri e pesi.

La tabella sottostante mostra il guadagno diretto ottenuto in seguito all'utilizzo di una strategia di calcolo più "aggressiva". Si parla di guadagno diretto perché la scelta di un cuscinetto di minori dimensioni comporta un'ulteriore riduzione delle masse dovuta al fatto che anche tutto ciò che si interfaccia con esso ha dimensioni più piccole.

**Tabella 5.6**

Tipologie, dimensioni e pesi dei cuscinetti da alloggiare in vettura secondo le procedure di calcolo interne e del costruttore.

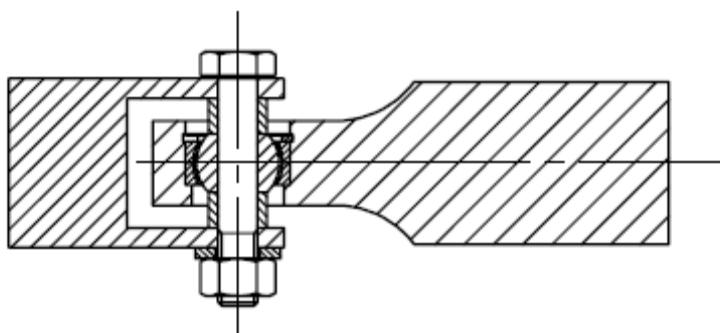
Tipologia	Calcolo	Dim. [mm]	Sigla	Massa unitaria [g]	Quantità a bordo	Guadagno [g]
Rod – ends tiranti e push	Procedura interna	6	GAKR 6-PW	20	22	396
	Procedura FAG	8	GAKR 8-PW	38		
Rod – ends triangoli	Procedura interna	8	GAKR 8-PW	38	16	272
	Procedura FAG	10	GAKR 10- PW	55		
Uniball	Procedura interna	6	GE 6-PW	10	8	56
	Procedura FAG	8	GE 8-PW	17		

È chiaro come l'utilizzo della procedura di calcolo interna abbia permesso ogni volta di poter scegliere cuscinetti di una misura più piccoli. Il risparmio diretto in termini di peso è stato superiore ai 700 grammi.

Se paragonato ai 1128 grammi complessivi di cuscinetti presenti sul veicolo (del solo settore sospensioni ovviamente), un risparmio del genere sembra molto. In realtà con i rod – ends di attacco tra triangoli e telaio si sarebbe potuti scendere di una ulteriore misura (limando ancora 288 grammi), dato che il margine era ancora elevato. Tuttavia, trattandosi di una procedura non collaudata, si è preferito mantenere un certo margine di sicurezza.

Sulla ET2ev tutti i cuscinetti presi in esame erano da 8, per una massa complessiva di 1370 grammi (a fronte dei 1128 della ET3). È evidente come anche in questo caso l'obiettivo di una forte riduzione dei pesi (superiore al 17 %) sia stato raggiunto, pur non essendo andati al limite.

Per quanto riguarda il secondo vincolo che si aveva nella scelta dei cuscinetti, ossia garantire un angolo di inclinazione tale da permettere il moto di scuotimento della sospensione, c'è da dire che rod – ends o uniball raramente permettono inclinazioni superiori a 15°. La soluzione è stata quindi obbligata: forcelle corte con grande apertura per i rod – ends (si riveda la figura 5.21), alloggi molto sottili e svasati per quanto riguarda gli uniball (figura 5.24).



**Figura 5.24** Dettaglio dell'attacco tra il triangolo della sospensione e la piastrina realizzata sul portamozzo.

## 6 PROGETTO DEL MECCANISMO ANTIROLLIO

Il dimensionamento delle rigidezze a rollio dei due assali del veicolo è stato esposto nel capitolo 4. In questo ci occuperemo del progetto del meccanismo dal punto di vista cinematico – strutturale.

Tutte le grandezze ricavate in precedenza erano infatti relative ai centri ruota. Si deve quindi passare dai rapporti di installazione per ottenere le corrispondenti grandezze a bordo veicolo.

Dal punto di vista cronologico questa parte della progettazione è stata lasciata per ultima in quanto si hanno molti aspetti su cui agire per ovviare ad eventuali problemi di layout. Per ottenere determinate rigidezze si possono infatti sfruttare gli effetti di diversi materiali delle barre e delle loro dimensioni (lunghezza, diametro e tipo di sezione), e lo stesso per quanto riguarda i coltelli.

Per quanto riguarda invece il rapporto di installazione, si devono fare alcune considerazioni. Infatti la posizione e le dimensioni di massima dei rocker vengono fissate in base alle rigidezze a scuotimento. Questo perché le rigidezze delle molle devono necessariamente essere quelle disponibili in commercio, il cui rapporto di installazione risulta quindi imposto. Per la barra antirollio questo problema non esiste dato l'elevato numero di parametri da cui dipende la rigidezza. Considerando che uno steso rocker accoppia il gruppo ruota con entrambi gli elementi elastici (molla e barra), e che dimensioni e pesi devono essere ridotti, ne discende che la scelta sul rapporto di installazione della barra non è molto ampia.

### 6.1 Dimensionamento di barre e coltelli

Vista la quantità di parametri a disposizione, l'obiettivo non è semplicemente quello di ottenere le rigidezze desiderate, si vuole infatti ridurre le dimensioni dei coltelli per limitare i problemi di layout, ma soprattutto ridurre le tensioni che andranno ad agire sulla barra. Si tratta infatti di un componente molto sollecitato, quindi da realizzare con materiali ad alta resistenza. Scarsa attenzione sotto questo aspetto può far lievitare i costi di questa parte.

Di seguito riportiamo come si arriva ad una espressione analitica della lunghezza dei coltelli e delle tensioni agenti sulla barra.

Il rapporto di installazione dei coltelli  $IR_c$  è dato dal rapporto tra gli spostamenti verticali del loro punto estremo  $\delta$  e del centro ruota  $\delta_{CR}$ :

$$IR_c = \frac{\delta}{\delta_{CR}} \quad (6.1)$$

da cui:

$$\delta = IR_c \delta_{CR} \quad (6.2)$$

Ma lo spostamento verticale del centro ruota è dato da:

$$\delta_{CR} = \phi \frac{t}{2} \quad (6.3)$$

in cui:

$t$  = carreggiata;

$\phi$  = angolo di rollio.

Sostituendo quest'ultima nella (6.2) si ha:

$$\delta = \phi \frac{t}{2} IR_c \quad (6.4)$$

A questo punto possiamo legare la lunghezza dei coltelli  $l$  con lo spostamento verticale del loro punto estremo  $\delta$  tramite l'angolo di inclinazione *totale*  $\theta$  quando la barra “lavora”:

$$\theta = \frac{2\delta}{l} \quad (6.5)$$

Sostituendo l'espressione di  $\delta$  ricavata in precedenza ed esplicitando  $l$  si ha:

$$l = IR_c t \frac{\phi}{\theta} = t \frac{IR_c}{IR_b} \quad (6.6)$$

in cui è comparso anche il rapporto di installazione della barra  $IR_b$  definito come rapporto tra l'angolo di inclinazione dei coltelli  $\theta$  e l'angolo di rollio del veicolo  $\phi$ .

$IR_c$  è stato fissato in modo che i coltelli stessi non risultassero troppo lunghi, sia per esigenze di layout che strutturali (i coltelli sono assimilabili a travi incastrate ad una estremità e caricate all'altra, si capisce quindi quanto sia importante contenerne la lunghezza).

$IR_b$  invece è dato da:

$$IR_b = \sqrt{\frac{K_\phi}{K_b}} \quad (6.7)$$

in cui:

$K_\phi$  = rigidezza a rollio a centro ruota dovuta alla sola barra antirollio;

$K_b$  = rigidezza torsionale della barra (a sua volta dipendente dal materiale, dalla lunghezza e da forma e dimensioni della sezione).

Una volta fissati materiale e lunghezza della barra, la lunghezza dei coltelli varia con  $d^2$  (diametro della barra):

$$l = tIR_c \sqrt{\frac{K_b}{K_\phi}} = tIR_c \sqrt{\frac{GJ_0}{L} \frac{1}{K_\phi}} = tIR_c \sqrt{\frac{G\pi d^4}{32L} \frac{1}{K_\phi}} = tIR_c \sqrt{\frac{G\pi}{32L} \frac{1}{K_\phi} d^2} \quad (6.8)$$

Questa espressione mostra chiaramente tutte le grandezze che influiscono sulla lunghezza dei coltelli. Si fa notare però che sulla carreggiata  $t$  e rigidezza a rollio a centro ruota  $K_\phi$  non si può agire, e la lunghezza della barra  $L$  dipende soprattutto dalla possibilità di posizionare gli attacchi al telaio.

Una certa libertà di scelta si ha quindi solamente su materiale e diametro della barra, fattori che ne influenzano però la resistenza, e sul rapporto di installazione dei coltelli, di cui abbiamo già parlato.

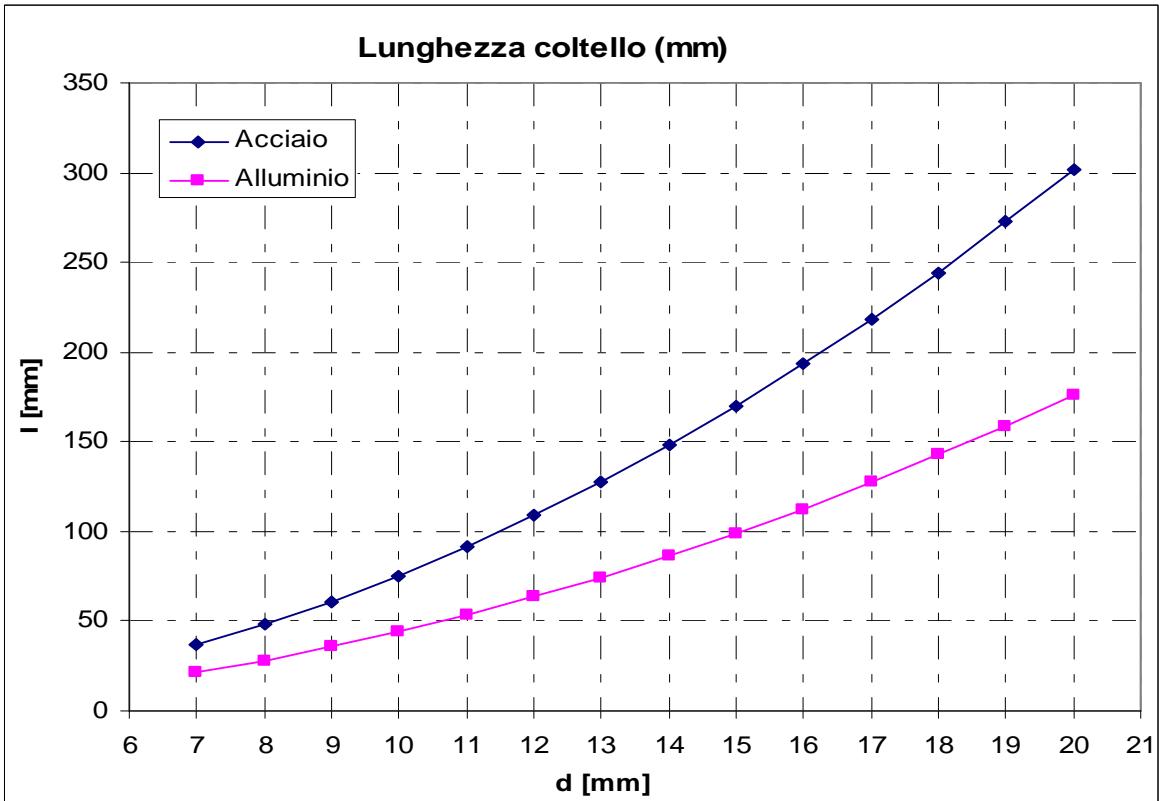
Il grafico di figura 6.1, relativo alla barra anteriore dell'ET3, mostra come evolvono le lunghezze dei coltelli nel caso di barra in acciaio (in blu) e alluminio (in rosa), con:

$t = 1220$  mm;

$IR_c = 0.265$ ;

$L = 476$  mm;

$K_\phi = 3000$  Nm/rad (sulla barra si hanno a disposizione più settaggi così da poter realizzare diverse rigidezze a rollio, da 3000 a 12000 Nm/rad. Il dimensionamento dei coltelli è stato eseguito con il set più morbido perché comporta le maggiori lunghezze dei coltelli.).



**Figura 6.1** Lunghezza dei coltelli necessaria a realizzare una stessa rigidezza a rollio in caso di barra in acciaio (in blu in figura) e in alluminio (in rosa).

Appare subito evidente come oltre certi diametri di barra non si possa andare a causa delle eccessive lunghezze dei coltelli che ne deriverebbero. Un aiuto in questo senso sarebbe rappresentato dall'adozione di leghe di alluminio, grazie al loro ridotto modulo di elasticità (circa 1/3 rispetto all'acciaio).

Con il diametro della barra si è quindi limitati superiormente, oltre che da motivi di peso, anche da ingombri e resistenza dei coltelli.

Passiamo ora ad analizzare la barra dal punto di vista strutturale.

In questo caso l'influenza di fattori non direttamente riconducibili al reparto sospensioni si fa sentire maggiormente, infatti la barra non risulta soggetta solo a torsione, ma anche a flessione. Quest'ultima dipende principalmente dalla distanza tra i coltelli e gli attacchi tra barra e telaio. Il layout del meccanismo risulta quindi di notevole importanza non a causa di eventuali interferenze, ma proprio per la sua influenza sullo stato di tensione dei componenti.

Per quanto riguarda le sollecitazioni di torsione, si deve stimare l'angolo di rotazione della barra. Infatti il rollio del veicolo dipende dalla rigidezza di questo componente, valore che

in questa fase della progettazione ancora non è noto. È stato quindi assunto un angolo massimo di rollio pari a 2.8 gradi, e tramite il rapporto di installazione della barra, si è risaliti alla torsione della stessa:

$$\theta_{\max} = \phi_{\max} IR_b \quad (6.9)$$

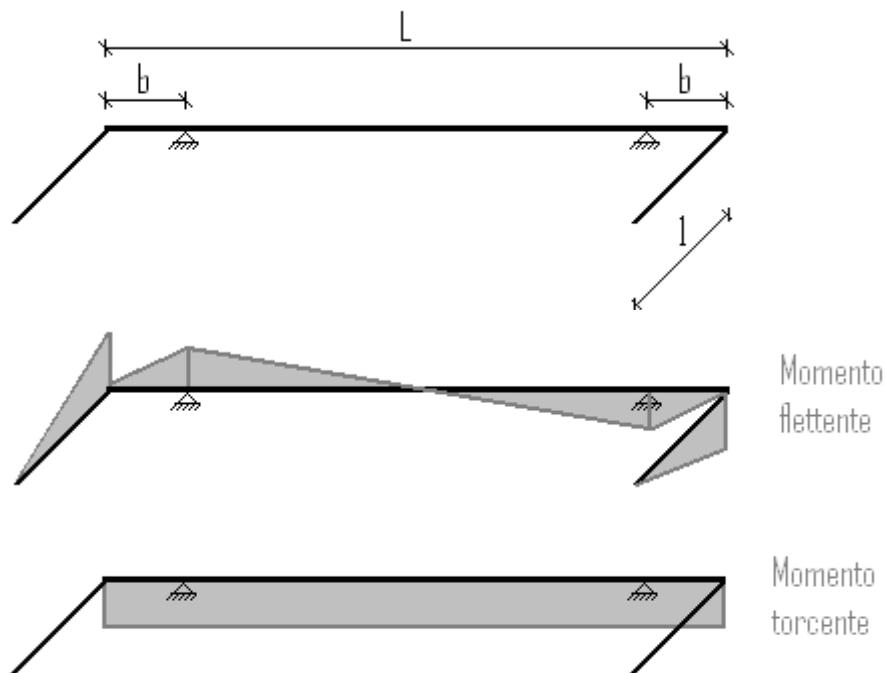
A questo punto è facile risalire al momento torcente e alla forza che agiscono sulla barra:

$$M_t = K_b \theta_{\max} = K_b \phi_{\max} IR_b \quad (6.10)$$

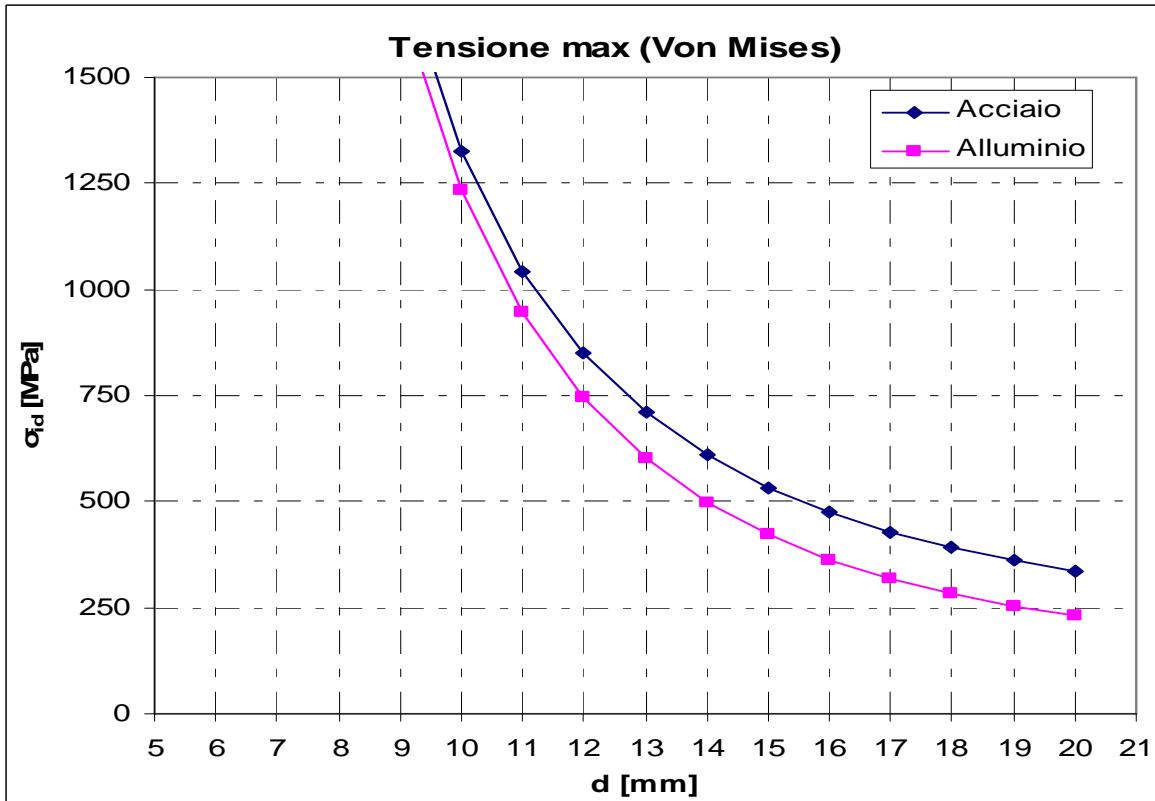
e

$$F = \frac{M_t}{l} = \frac{K_b \phi_{\max} IR_b}{l} \quad (6.11)$$

e da questi è immediato determinare le caratteristiche di sollecitazione agenti sulla barra. Le tensioni massime si hanno in corrispondenza degli attacchi al telaio, infatti il momento torcente è costante in tutta la barra, mentre è qui che è massima la flessione, come si può vedere negli schemi riportati in figura 6.2:



**Figura 6.2** Caratteristiche di sollecitazione dell'insieme barra – coltelli.



**Figura 6.3** Tensioni equivalenti massime (agenti nella sezione di attacco della barra al telaio) al variare del diametro della barra, nei casi in cui questa si realizzata in acciaio (in blu in figura) o in alluminio (in rosa).

Il grafico di figura 6.3 mostra la variazione delle tensioni in tale zona per diversi diametri della barra, con:

$b = 64$  mm (braccio della forza rispetto al punto di attacco tra barra e telaio);

$K_\phi = 12000$  Nm/rad (in questo caso, tra i vari settaggi a disposizione, è stato preso il più rigido, perché comporta le maggiori tensioni).

Si vede chiaramente come in questo caso si sia limitati inferiormente, infatti sotto gli 11 mm le sollecitazioni sarebbero troppo elevate. Anche in questo caso sono evidenti i vantaggi conseguenti all'adozione di un materiale meno rigido (alluminio).

Una piccola nota deve essere fatta: dai risultati delle simulazioni dei modelli Simulink e multibody e dall'esperienza degli anni precedenti è emerso che un angolo di rollio di 2.8 gradi (pari a quello assunto per il dimensionamento della barra) non verrebbe raggiunto neanche in condizioni di transitorio. Tuttavia, dovendo la barra lavorare in campo elastico (un eventuale ingresso in campo plastico, comportandone la deformazione, implicherebbe la sostituzione della barra) è stato necessario cautelarsi nei confronti di eventuali urti e sovraccarichi. Si è poi rinunciato ad adottare un coefficiente di sicurezza ritenendo che il componente così progettato fosse sufficientemente in sicurezza.

### **6.1.1 Scelta del materiale**

Analizzando più nel dettaglio i grafici riportati sopra, volendo stare al di sotto dei 150 mm con la lunghezza dei coltelli, si vede come non si possa andare oltre i 14 mm sul diametro della barra nel caso dell'acciaio, mentre con l'alluminio si può salire addirittura a 18 mm.

Sotto l'aspetto della resistenza i vincoli sono però maggiori: con l'acciaio ci si potrebbe spingere anche oltre i 1000 MPa, corrispondenti ad un diametro di barra di 11 mm, mentre con una lega leggera come l'Ergal non si possono superare i 500 MPa, corrispondenti ad un diametro di 14 mm.

Nonostante le maggiori dimensioni di una barra in lega leggera, si avrebbe comunque un forte vantaggio in termini di peso. Infatti, ipotizzando una barra in acciaio da 13 mm o in lega leggera da 16 mm, le masse risulterebbero rispettivamente di 493 e 258 grammi (all'anteriore la barra è lunga 476 mm). Si avrebbe quindi un guadagno di quasi 250 grammi.

Inoltre con l'alluminio i coltelli risulterebbero più corti, e quindi meno sollecitati nella loro sezione d'incastro, cosa che permetterebbe di adottare dimensioni trasversali più piccole, ad ulteriore vantaggio della leggerezza.

Tra anteriore e posteriore quindi una soluzione del genere permetterebbe di alleggerire il tutto di oltre mezzo chilo.

Si devono però fare anche alcune considerazioni che vanno al di là della prestazione pura:

- raggiungere i 7÷800 MPa con un buon acciaio non rappresenta un problema, neanche dal punto di vista economico, mentre per superare i 4÷500 MPa con una lega di alluminio si deve necessariamente far ricorso a materiali molto più al limite (Ergal o Avional);
- tali materiali non si prestano troppo all'uso ai limiti del campo elastico, come richiesto ad una barra antirollio, perché molto fragili.

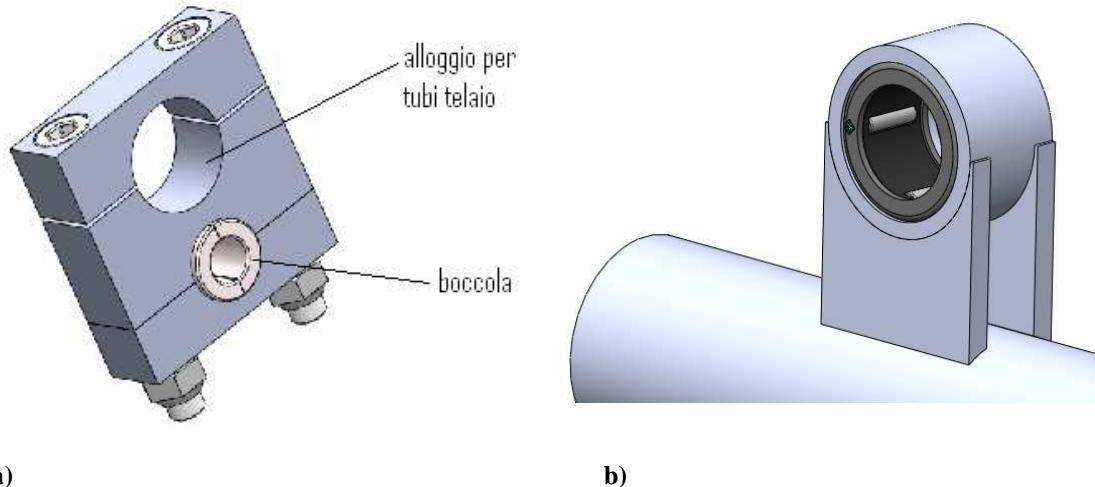
Data la scarsa esperienza in questo campo, si è preferito fare una scelta conservativa, adottando una barra in acciaio da 13 mm, sia all'anteriore che al posteriore.

Così facendo, anche a causa della maggiore rigidezza richiesta alle barre rispetto al vecchio veicolo, come discusso nel capitolo 3, il sistema antirollio nel complesso ha avuto un appesantimento globale di 520 grammi.

### **6.1.2 Caratteristiche costruttive**

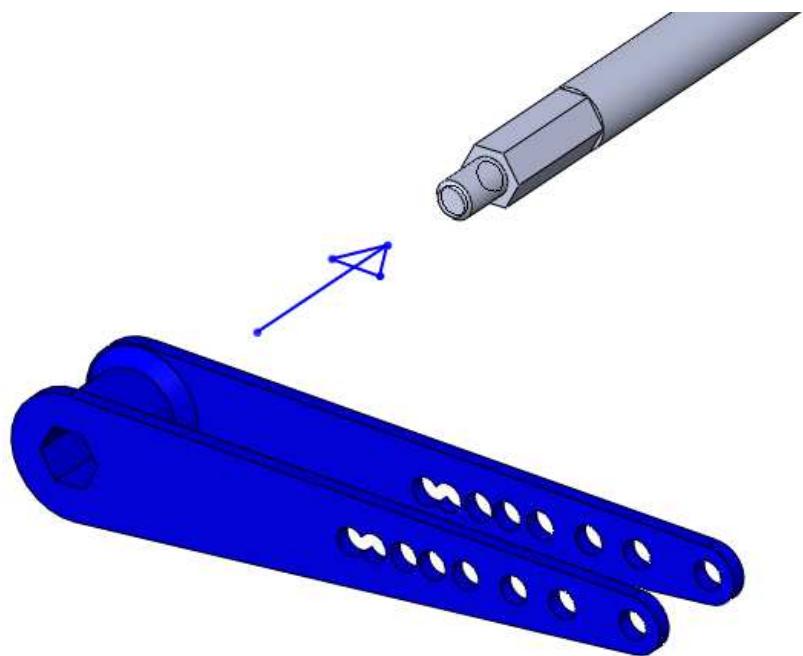
Sulla vecchia ET2ev barra e coltelli erano realizzati separatamente e poi saldati, a formare così un unico componente. Gli attacchi al telaio erano del tipo "a C" serrati tramite viti,

mostrati in figura 6.4a. Tra attacchi e barra era interposta una boccola per permettere la rotazione della stessa.



**Figura 6.4** Metodologie di attacco tra barra antirollio e telaio: attacco “a C” (a, sistema adottato sulla ET2ev), attacco saldato direttamente al telaio (b, adottato sulla ET3).

Sulla ET3 questa soluzione è stata abbandonata. I coltelli vengono accoppiati alla barra tramite un profilo esagonale realizzato su entrambi, come mostrato in figura 6.5, il tutto quindi è smontabile. Questo ha permesso di alloggiare la barra su cuscinetti a rullini, a vantaggio della riduzione degli attriti. Inoltre così facendo l'alloggiamento sul telaio può essere realizzato in una forma molto più semplice e saldato ai tubi (fig. 6.4b), rendendo così non necessario l'uso di viti o altri mezzi per il bloccaggio delle varie parti. Il tutto è andato quindi a vantaggio di peso e ingombri.

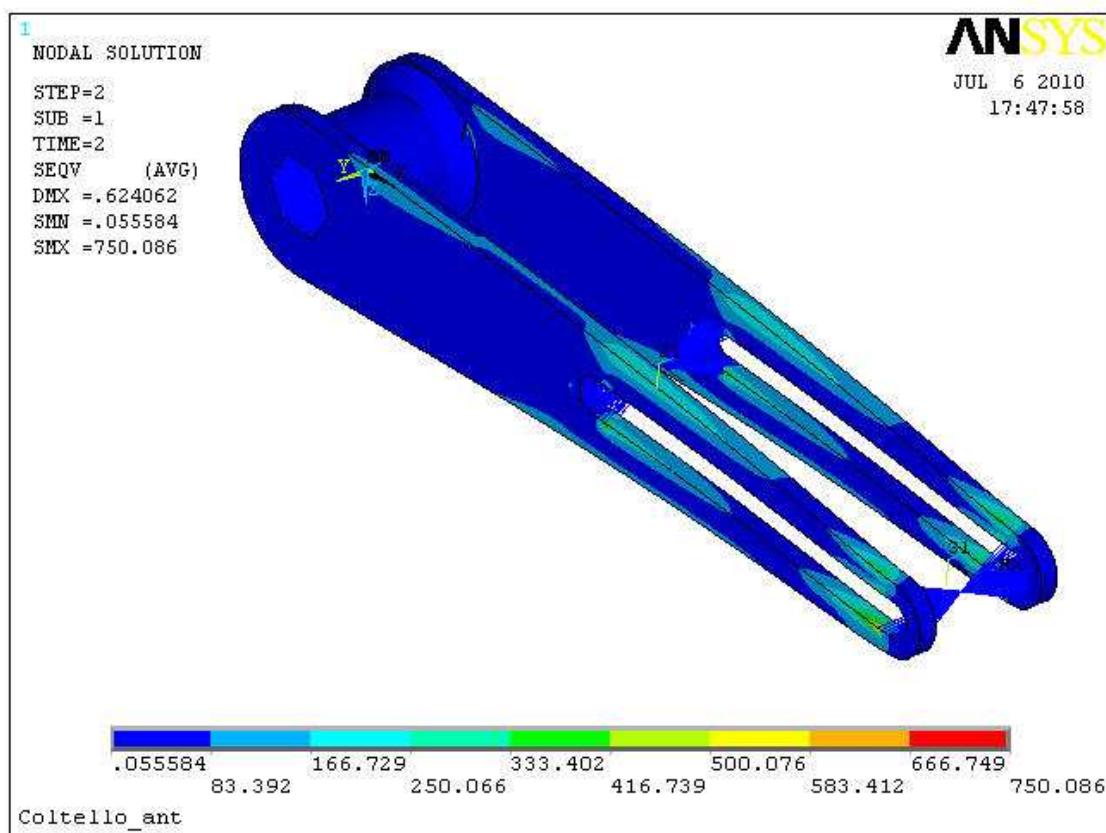


**Figura 6.5** Montaggio del coltello sulla barra sulla ET3 tramite accoppiamento di profili esagonali.

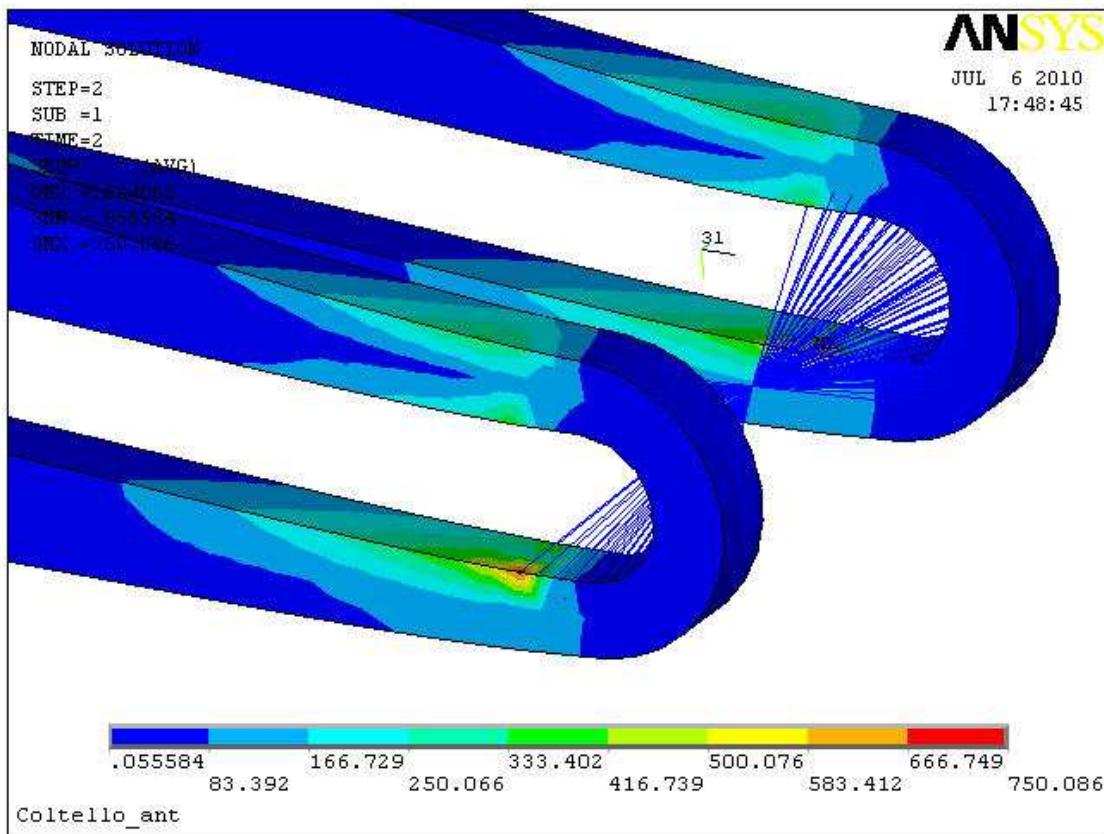
Dal punto di vista della torsione la sezione critica della barra è rappresentata proprio dal profilo esagonale, però con l'aggiunta della flessione la sezione più sollecitata diviene proprio da quella in corrispondenza dell'attacco al telaio. Questa scelta quindi non ha comportato problemi di natura strutturale.

Come si può vedere, il coltello è realizzato con due lastre in acciaio AISI 4340 di 3 mm di spessore (la stessa lamiera adottata per realizzare le alette dei rocker) saldate ad una boccola.

Per dimensionare la barra ci si è limitata al modello a trave, mentre per i coltelli si è fatto ricorso a simulazioni con modelli FEM, i cui risultati sono riportati in figure 6.6 e 6.7.



**Figura 6.6** Andamento delle tensioni nel coltello della barra antirollio nella peggior condizione di carico.



**Figura 6.7** Dettaglio dell'andamento delle tensioni nel coltello nella zona di trasmissione del carico ad opera del tirante della barra antirollio.

Come si vede il coltello, nel complesso, non risulta molto sollecitato. Questo grazie all'adozione delle lamiere da 3 mm in acciaio, così come avvenuto nel caso dei rocker. I picchi di tensione nella zona di applicazione del carico sono dovuti al metodo con cui questo è stato modellato.

Una distribuzione delle pressioni di contatto effettive sarebbe stata difficilmente riproducibile, quindi ci si è limitati a vincolare un nodo master centrale (corrispondente al punto di collegamento tra il coltello ed i tiranti della barra) ad una serie di nodi slave (posti sulla superficie delle piastre del coltello) tramite elementi trave caratterizzati da una rigidezza elevatissima, in modo da distribuire il carico trasmesso dal tirante della barra.

Le tensioni raggiungono valori molto elevati a causa del ridotto numero di nodi presente in prossimità delle asole. Un'indagine più dettagliata ha mostrato che riducendo la dimensione degli elementi i picchi di tensione calano. Tuttavia questo fatto non è stato indagato ulteriormente in quanto dai risultati della simulazione era evidente come il coltello fosse sufficientemente in sicurezza.

I risultati del FEM mostrano inoltre come sul coltello sia presente un’asola, così da poter realizzare una regolazione continua della rigidezza a rollio, mentre in precedenza avevamo mostrato che sul coltello erano presenti dei fori. Solo in un secondo momento infatti si è deciso di passare ad una regolazione discreta, le cui caratteristiche sono riportate nel prossimo paragrafo. Le analisi di resistenza non sono state rieseguite perché ritenute non necessarie.

### 6.1.3 Regolazione delle rigidezze

Dalla (6.7) si ha:

$$K_\phi = K_b IR_b^2 \quad (6.12)$$

ma dalla (6.6) si può esplicitare  $IR_b$ :

$$IR_b = \frac{t}{l} IR_c \quad (6.13)$$

Che sostituita nella precedente fornisce un’espressione di  $K_\phi$  con tutti i parametri da cui questa dipende:

$$K_\phi = K_b \left( \frac{t}{l} \right)^2 IR_c^2 \quad (6.14)$$

come ovvio, per modificare la rigidezza a rollio dell’assale non si può agire su carreggiata, rigidezza della barra o rapporto di installazione dei coltelli (in modo diretto) in quanto sono tutte grandezze non modificabili. L’unica vera variabile è rappresentata quindi dalla lunghezza dei coltelli  $l$  (che influisce indirettamente sul rapporto di installazione), grandezza modificabile semplicemente dotando i coltelli stessi di più fori dove attaccare i tiranti che li collegano ai rocker.

In tabella 6.1 sono riportati i valori della rigidezza a rollio a centro ruota dovuta alla sola barra antirollio, le frazioni rispetto alla massima rigidezza e le corrispondenti lunghezze dei coltelli che sono state adottate, all’anteriore e al posteriore:

**Tabella 6.1**

Rigidezze al rollio, frazioni di rigidezza rispetto al valore massimo e corrispondenti lunghezze dei coltelli all'anteriore e al posteriore.

$k_\phi / k_{\phi max}$	$k_\phi$ [Nm/rad]	l [mm]	
		Anteriore	Posteriore
1	12000	64	56
0.85	10200	69	61
0.7	8400	76	67
0.6	7200	82.5	<b>72.5</b>
0.5	6000	90	79.5
0.4	4800	<b>101</b>	89
0.325	3900	112	98.5
0.25	3000	128	112.5
0	0	---	---

Come si vede, per ogni assale sono disponibili 9 diversi settaggi, dati da 8 diverse lunghezze dei coltelli (o meglio 8 punti di attacco tra i tiranti della barra ed i coltelli) e dalla possibilità di non montare la barra.

In neretto sono rappresentate le lunghezze dei coltelli relative ai valori di rigidezza di progetto.

Rispetto alla ET2ev, su cui erano presenti solo quattro settaggi per assale, le possibilità di regolazione sono lievitate. Il grafico di figura 6.8 riporta un confronto tra i campi di regolazione possibili sulle due vetture, nel caso in cui su entrambe fosse montato il set di molle con rigidezza da progetto.

In ordinate è riportata la rigidezza a rollio totale del veicolo  $K_\phi$ , data dai contributi di pneumatici e molle (rigidezze poste in serie), all'anteriore e al posteriore (in parallelo), a cui vanno sommati gli apporti delle barre antirollio, cioè:

$$K_\phi = \frac{k_1 p}{k_1 + p} \frac{t_1^2}{2} + k_{\Phi 1} + \frac{k_2 p}{k_2 + p} \frac{t_2^2}{2} + k_{\Phi 2} \quad (6.15)$$

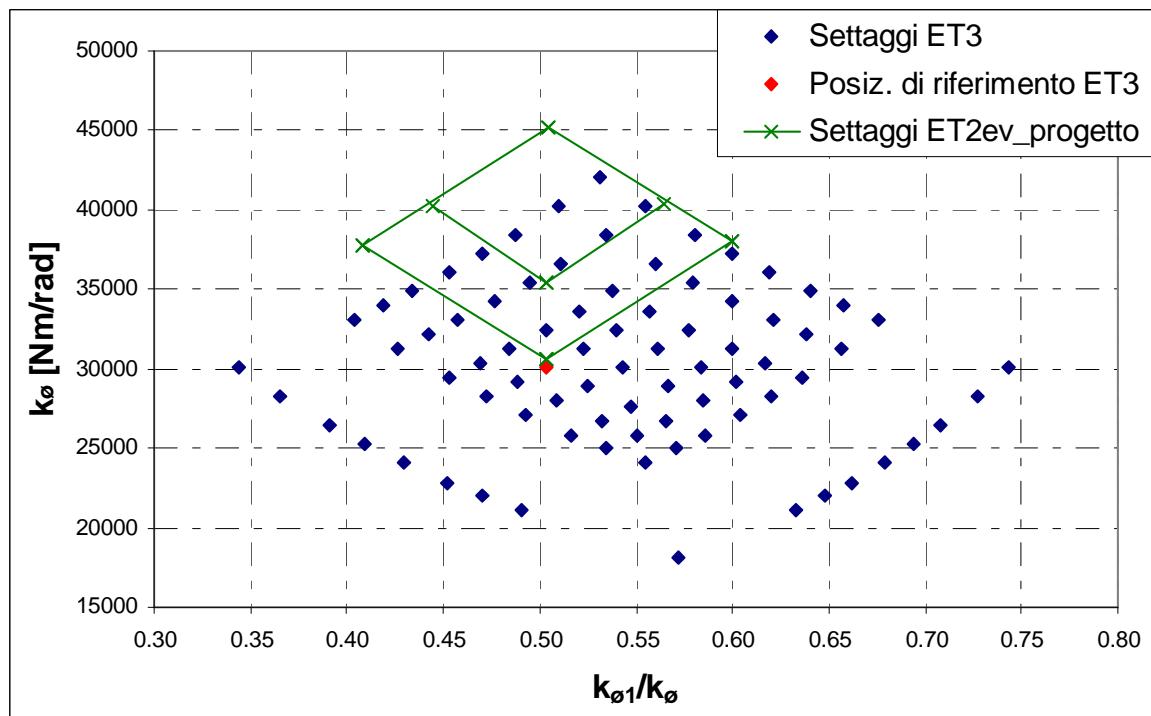
in cui:

$k_{I,2}$  = rigidezze ridotte a centro ruota degli assali anteriore e posteriore, in N/m;

$p$  = rigidezza radiale dei pneumatici, in N/m;

$t_{I,2}$  = carreggiate anteriore e posteriore, in m;

$k_{\phi 1,2}$  = rigidezze a rollio dovute alle barre, anteriore e posteriore, in Nm/rad.



**Figura 6.8** Confronto tra i settaggi a disposizione sulla ET3 (punti blu) ed il range di regolazione presente sulla ET2ev (rombo verde).

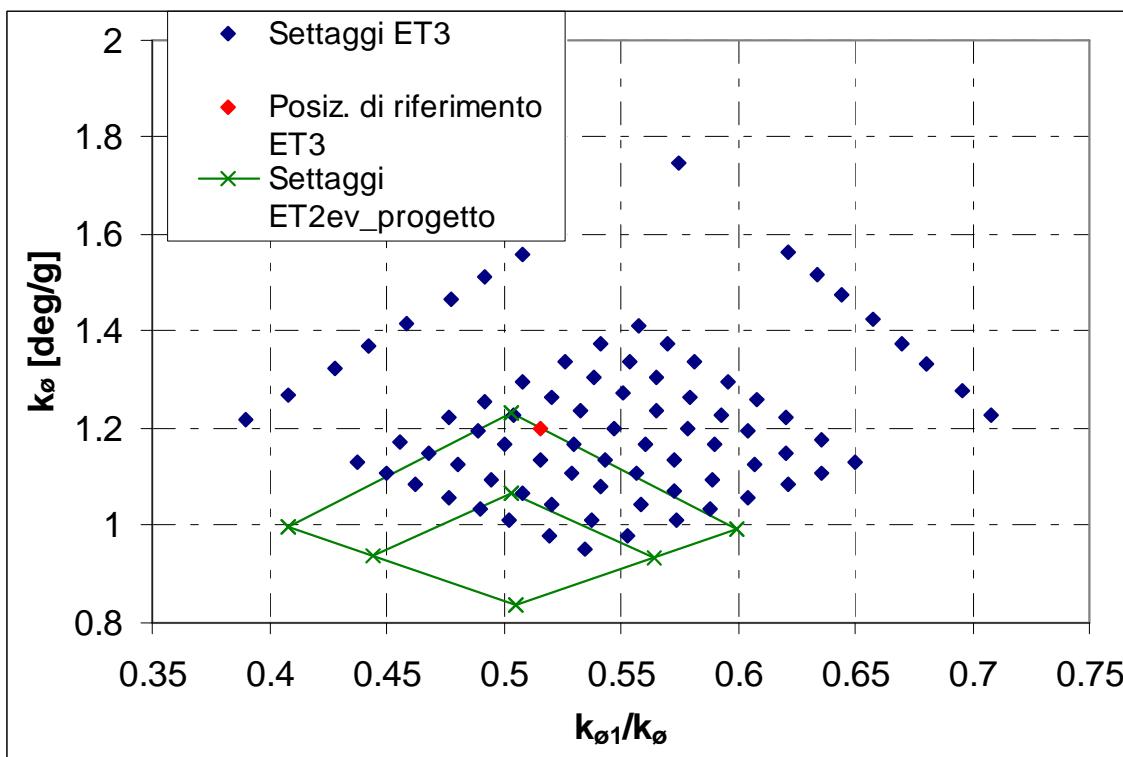
Il rombo in verde rappresenta il campo di regolazione che si aveva sulla vecchia vettura (si avevano 16 diversi settaggi). I punti blu rappresentano invece tutte le possibili regolazioni (81) che si hanno sul nuovo veicolo. Non solo è stato ridotto il gap tra una regolazione e l'altra, migliorandone quindi la precisione, ma è stato ampliato il campo di regolazione sia sulle rigidezze (24000 contro 14468 Nm/rad), che sul bilanciamento tra anteriore e posteriore di tale rigidezza (0.399 contro 0.191).

Il punto rosso rappresenta quello che è stato assunto come set up di riferimento per il veicolo, in fase di progetto. Come si vede, siamo al di sotto della più morbida delle regolazioni disponibili sulla ET2ev. Questo però non comporta maggiori angoli di rollio, grazie alla forte riduzione di peso rispetto alla vettura 2009. Inoltre si deve considerare che

alla rigidezza a rollio del veicolo contribuiscono anche altri parametri caratteristici, come spiegato nel paragrafo successivo.

#### 6.1.3.1 Rigidezza in deg/g

In campo automobilistico è prassi utilizzare come unità di misura della rigidezza a rollio i gradi di tale angolo per g di accelerazione laterale, si riporta quindi il medesimo grafico con le nuove unità di misura (figura 6.9). In realtà, in questo caso sarebbe più corretto parlare di cedevolezza, dato che maggiori valori di rigidezza in “unità classiche” (Nm/rad) comportano minori valori di rigidezza nelle nuove unità (deg/g).

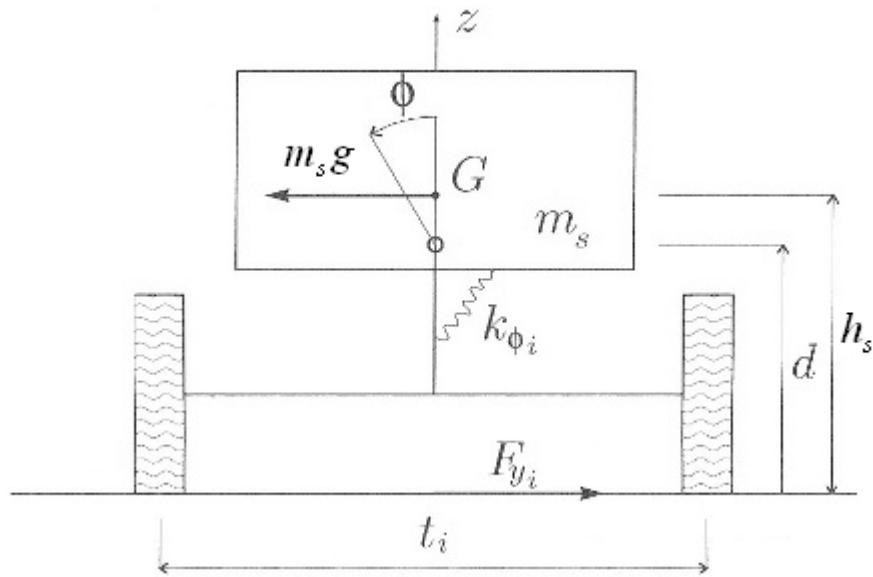


**Figura 6.9** Confronto tra i settaggi a disposizione sulla ET3 (punti blu) ed il range di regolazione presente sulla ET2ev (rombo verde). In questo caso la rigidezza a rollio è espressa in deg/g.

Apparentemente i due grafici sembrano non concordare tra di loro, infatti nel secondo la posizione di riferimento della ET3 è entrata, seppur di poco, all'interno del rombo verde. Questo perché nella rigidezza misurata in deg/g entrano in gioco anche grandezze caratteristiche del veicolo, come massa sospesa, altezza del suo baricentro e del centro di rollio, oltre che ovviamente la rigidezza a rollio propriamente detta. Le differenze tra i due grafici sono dovute al fatto che tutte queste grandezze sono diverse tra le due vetture.

La rigidezza a rollio è data dai contributi anteriore e posteriore di molle, barre e pneumatici, come descrive la (6.15). Proprio la presenza dell'elasticità dei pneumatici comporterebbe di dover trattare il veicolo come un sistema a due gradi di libertà. Tuttavia, dato che questa analisi ha il solo fine di evidenziare le differenze tra le due diverse definizioni della rigidezza a rollio, per semplicità prescinderemo dall'elasticità dei pneumatici.

Nel caso della rigidezza a rollio in deg/g, si impone un'accelerazione laterale pari a  $g$  alla massa sospesa del veicolo  $m_s$ , che ruoterà rispetto al centro di rollio, come mostrato in figura 6.10.



**Figura 6.10** Vista frontale del modello di veicolo in cui la massa sospesa è connessa con l'assale tramite una rigidezza equivalente.

L'angolo di rollio  $\phi$  che ne consegue sarà dato da:

$$\phi \approx \frac{m_s g (h_s - d)}{K_\phi} \quad (6.16)$$

in cui:

$m_s$  = massa sospesa, in kg;

$h_s$  = altezza da terra del baricentro della massa sospesa, in m;

$d$  = altezza da terra del centro di rollio alla coordinata longitudinale del baricentro G del veicolo, in m.

Dato che l'accelerazione imposta è unitaria, l'espressione dell'angolo ricalca quella della rigidezza  $R_\phi$  misurata in deg/g, salvo alcuni aggiustamenti dovuti al fatto che  $K_\phi$  è espressa in Nm/rad, anziché Nm/deg.

Si ha quindi:

$$R_\phi \approx \frac{m_s g (h_s - d)}{K_\phi} \frac{180}{\pi} \quad (6.17)$$

Di seguito (tabella 6.2) si riportano i valori delle grandezze che influenzano la rigidezza  $R_\phi$  per le due vetture.

**Tabella 6.2**

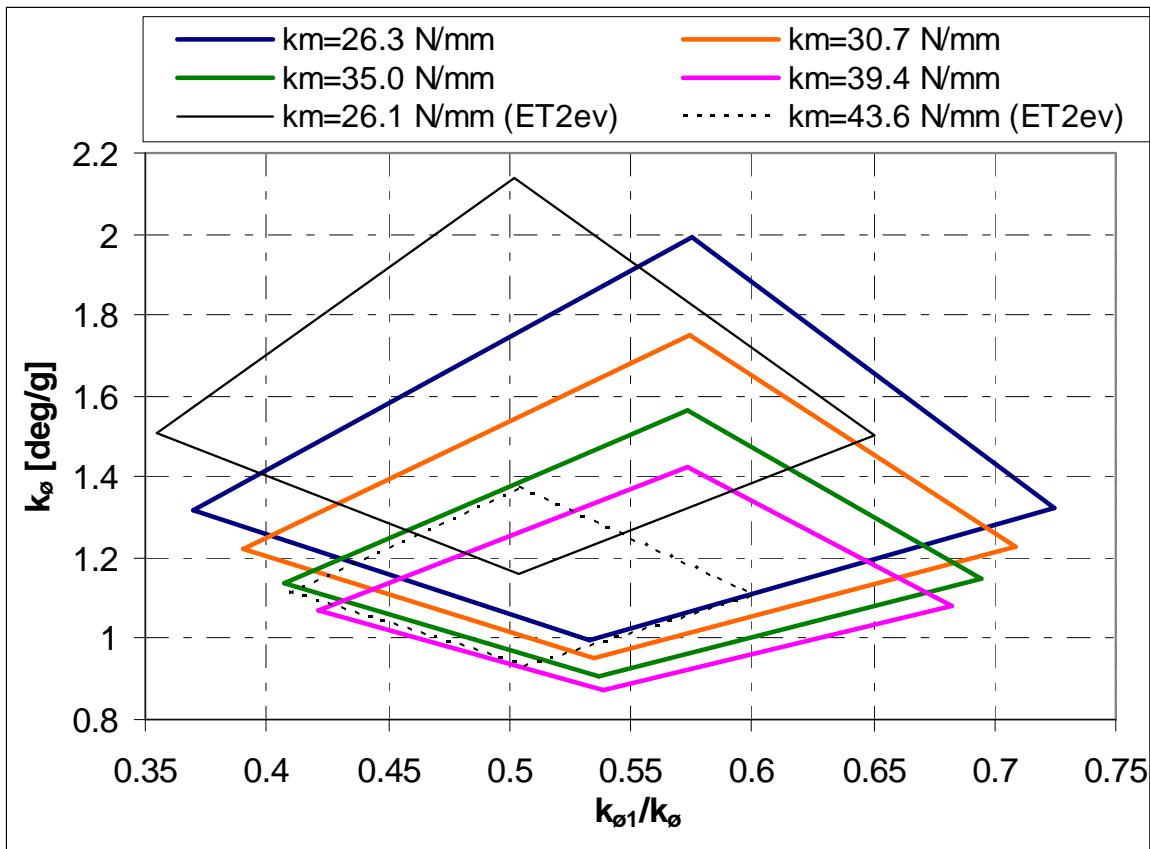
Valori di massa sospesa e altezza del suo baricentro, altezza del centro di rollio e del termine che esprime la differenza tra la rigidezza a rollio espressa in deg/g e quella espressa in Nm/rad, per i veicoli ET3 ed ET2ev

	ET3	ET2ev
$m_s$ [kg]	225	281.5
$h_s$ [m]	0.309	0.312
$d$ [m]	0.074	0.054
$m_s(h_s-d)$ [kgm]	52.9	72.6

Come si vede, buona parte dell'ammorbidimento rispetto alla ET2ev (oltre il 27 %) è dovuto ad una minore massa sospesa e ad un centro di rollio più alto.

Dopo queste analisi appare chiaro come rigidezza misurata in deg/g sia più significativa rispetto a quella "classica" in quanto tiene in conto parametri caratteristici del veicolo.

Il fatto che il punto di riferimento dell'ET3, in condizioni di progetto, fosse al limite del campo di regolazione della ET2ev, non significa che ci si sia sbilanciati troppo. Si deve infatti tenere in conto che anche a livello di molle si ha un campo di regolazione molto ampio, data la possibilità di montare molle di quattro rigidezze diverse, contro le sole due della vecchia vettura. Il grafico di figura 6.11 mostra i campi di regolazione che ne derivano (sono mostrati solo accoppiamenti di molle di uguale rigidezza tra anteriore e posteriore, anche se in realtà sono possibili anche soluzioni miste che estendono ulteriormente il campo a disposizione).

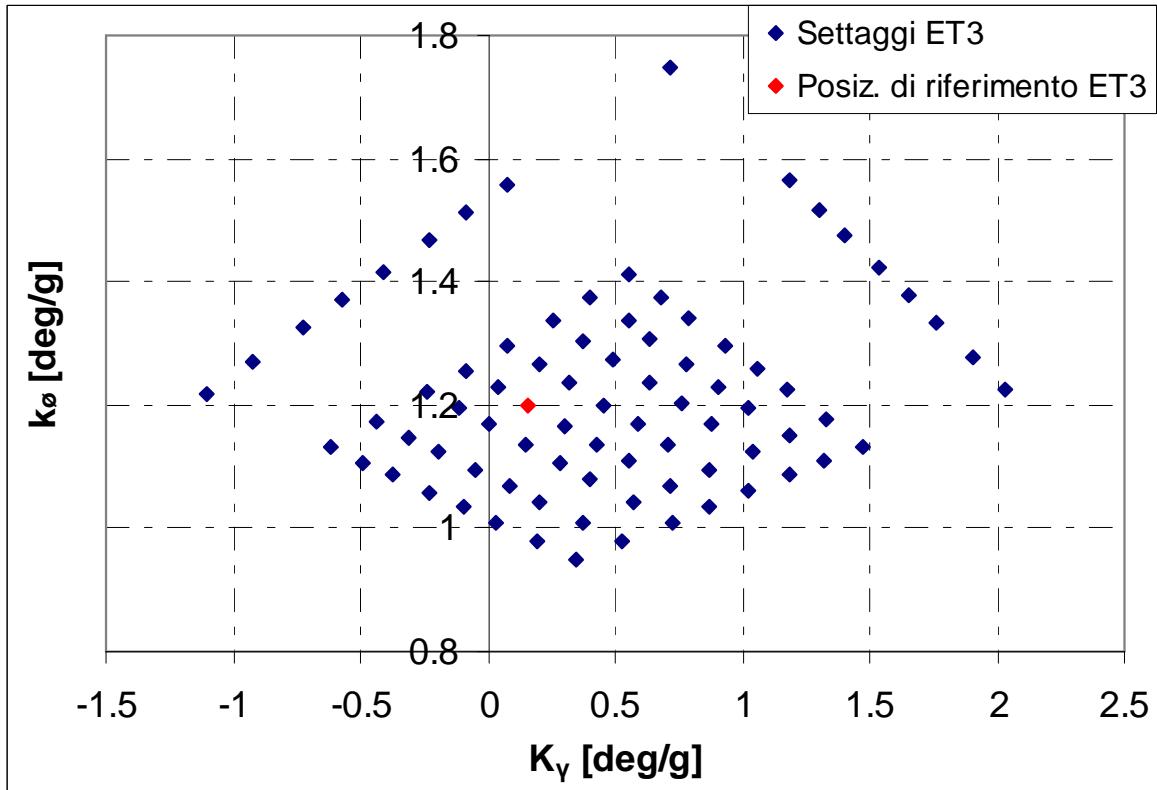


**Figura 6.11** Campi di regolazione resi disponibili dall’uso di quattro diverse molle sulla ET3, a fronte delle sole due della ET2ev.

#### 6.1.3.2 Considerazioni sul gradiente di sottosterzo $K_{\gamma}$

Come già mostrato nel capitolo 4 (figura 4.4), uno dei fattori principali per il dimensionamento delle rigidezze è stato il gradiente di sottosterzo  $K_{\gamma}$ , che è legato alla ripartizione della rigidezza all’anteriore da una relazione praticamente lineare. Da un punto di vista qualitativo quindi i grafici  $k_{\phi}$  -  $k_{\phi1}/k_{\phi tot}$  e  $k_{\phi}$  -  $K_{\gamma}$  danno esattamente le stesse informazioni. Tuttavia è interessante notare come alcune delle regolazioni possibili comportino gradienti di sottosterzo negativi, e quindi tendenza al sovrasterzo da parte del veicolo (figura 6.12).

Si vede anche come la configurazione di riferimento sia caratterizzata da un leggero sottosterzo.



**Figura 6.12** Settaggi a disposizione sulla ET3 al variare del gradiente di sottosterzo.

Si tratta comunque di considerazioni a carattere teorico, che necessitano di un riscontro sperimentale, perché in fase di progetto grandezze come i semipassi, l'altezza del baricentro, percentuali di bloccaggio del differenziale sono note solo in modo approssimativo. L'aver lasciato un ampio margine di regolazione anche in campo teoricamente sovrasterzante garantisce ottime possibilità di trovare un ottimo assetto durante prove su pista.

## 7 PROGETTO DEL SISTEMA DI STERZO

Lunghezza e posizionamento dei braccetti sono già stati eseguiti nel capitolo 3, in quanto parte integrante della cinematica di tutta la sospensione.

In questo capitolo ci occuperemo di dimensionamento e scelta dei componenti per tutto il resto del meccanismo, a partire dalla scatola con pignone e cremagliera, fino allo sgancio rapido del volante.

### 7.1 Scatola dello sterzo

Le specifiche sulla scatola dello sterzo erano poche, ma molto stringenti:

- Coordinata y della posizione degli attacchi dei braccetti compresa tra 220 e 235 mm, con 223 come valore ideale;
- rapporto di trasmissione tra pignone e cremagliera compreso tra 55 e 75 mm/giro.

Ulteriori specifiche riguardavano gli ingombri: dimensioni contenute in punti chiave, quali la zona centrale che alloggia il pignone e in generale lungo tutta la zona centrale, permettono maggiori libertà sul posizionamento della stessa in direzione verticale e longitudinale, grazie ad una minore interferenza con i tubi del telaio.

Il peso, come sempre, non è una componente da trascurare, tuttavia in questo caso lo si ritiene di importanza secondaria a causa della severa selezione fatta dalla prima specifiche.

#### 7.1.1 Make or buy

- **Make:**

Le motivazioni che porterebbero a questa scelta sono principalmente 3:

- 1) Le specifiche molto stringenti rendono difficile la ricerca sul mercato di una scatola già in commercio (requisito molto importante dal punto di vista economico affinché il prezzo sia contenuto);
- 2) La scatola andrà montata su di un veicolo che tra quelli della sua categoria (tipo Formula) è tra i più piccoli, di conseguenza le dimensioni della scatola, che dovrà avere il pignone centrale, sono inusuali. Anche questo fattore rende difficoltosa la ricerca sul mercato;
- 3) Trattandosi di un sistema meccanico conosciuto, non servono particolari conoscenze, quindi la progettazione fatta in casa non è al di fuori della nostra portata.

- ***Buy:***

- 1) Nonostante la semplicità del componente in oggetto, la progettazione dettagliata di ogni singolo particolare e la successiva fase di produzione assorbirebbero tempo ed energie all'intero settore sospensioni/sterzo;
- 2) Dal punto di vista economico, data la scarsa esperienza sul tema, non necessariamente una produzione fatta in casa comporterebbe dei vantaggi. In particolare ci si riferisce al fatto che, nel caso di componenti già in commercio, l'impatto di ogni singola lavorazione è molto limitato (l'alloggio della cremagliera ad esempio è realizzato per fusione, procedura impensabile da fare internamente).

Dopo la ricerca di alcuni produttori di scatole di sterzo di questo tipo, la scelta è ricaduta sul buy, ed in particolare è stata acquistata la medesima scatola presente sulla ET2ev. Hanno infatti prevalso le motivazioni legate alla mancanza di tempo per una progettazione/produzione interna.

## **7.2 Colonna dello sterzo**

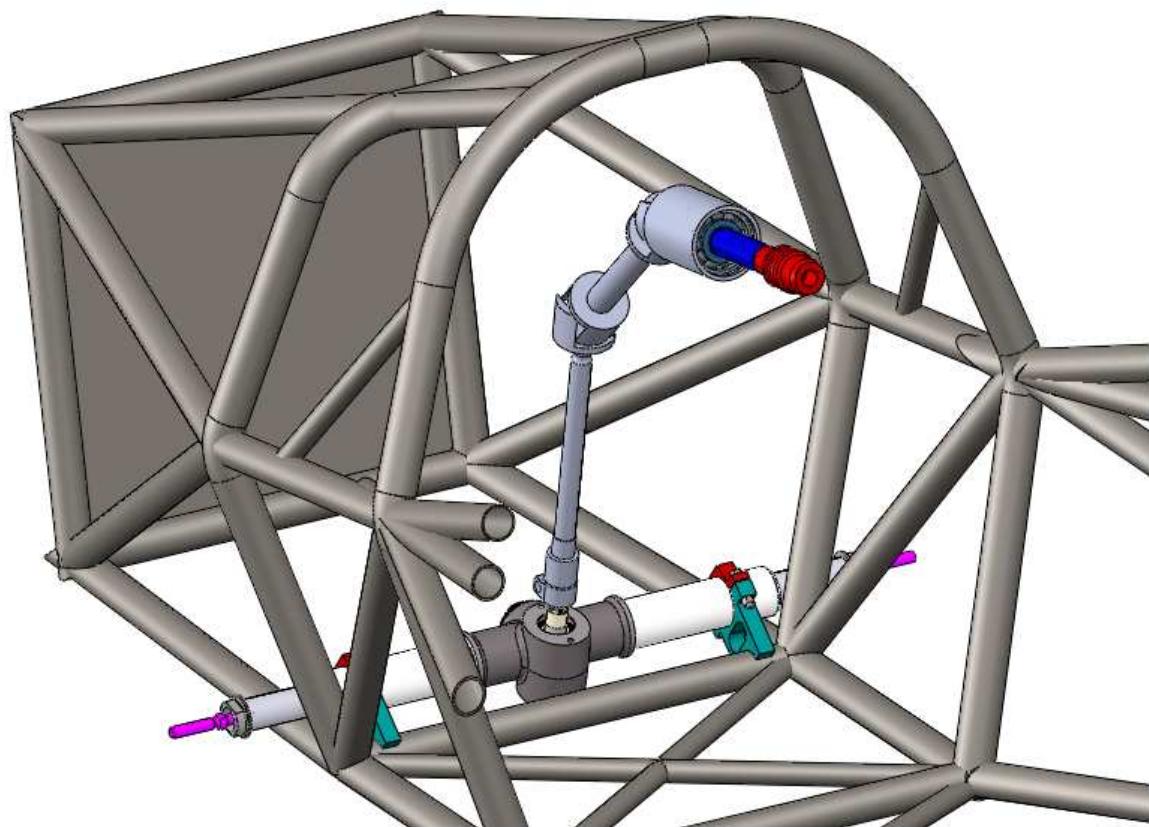
Per colonna dello sterzo si intende tutto ciò che partecipa al collegamento tra scatola dello sterzo e piantone lato volante.

Il fatto che gli assi del volante e del pignone della scatola di sterzo non fossero allineati ha richiesto la presenza di un giunto omocinetico.

La scelta su come realizzare il collegamento è stata frutto di una serie di compromessi, infatti:

- a) dal punto di vista cronologico questa parte del sistema di sterzo è l'ultima che è stata progettata, quando layout del telaio e posizione del volante erano già fissati. A causa di questo l'angolo di lavoro del giunto è risultato molto elevato, di ben 68° (si veda figura 7.1);
- b) la scatola dello sterzo, come già detto, è stata acquistata esternamente. Il tipo di interfaccia tra il pignone e la colonna dello sterzo è stato quindi obbligato (profilo scanalato da 9/16", 36 denti). Inoltre, il fatto che la ditta fornitrice della scatola di sterzo fosse inglese ha comportato misure inglesi anche per il profilo scanalato, rendendone ancor più difficile l'interfaccia;
- c) la lunghezza del giunto, anche se non è un requisito essenziale perché si può compensare con opportuni "adattatori", faceva parte delle specifiche per evitare di

- avere un sistema troppo “composto”. Da questo punto di vista il giunto ideale sarebbe stato di tipo telescopico;
- d) fermi restando i vincoli enunciati nei due punti precedenti, si voleva un giunto che fosse già in commercio, per motivi sia di costo che di tempi di consegna.



**Figura 7.1** Posizionamento del sistema di sterzo all'interno del telaio.

Nonostante i vincoli molto stringenti, anche in questo caso si è riusciti ad individuare un pezzo che soddisfacesse quasi tutte le specifiche. L'unico vincolo non rispettato ha riguardato la lunghezza, infatti il giunto trovato, non essendo di tipo telescopico e quindi di lunghezza regolabile, sarebbe risultato troppo corto per la nostra applicazione.

A questo si è ovviato introducendo una prolunga tra il giunto stesso ed il pignone, prolunga fornita dalla stessa ditta fornitrice la scatola dello sterzo, senza quindi comportare altre problematiche di interfaccia.

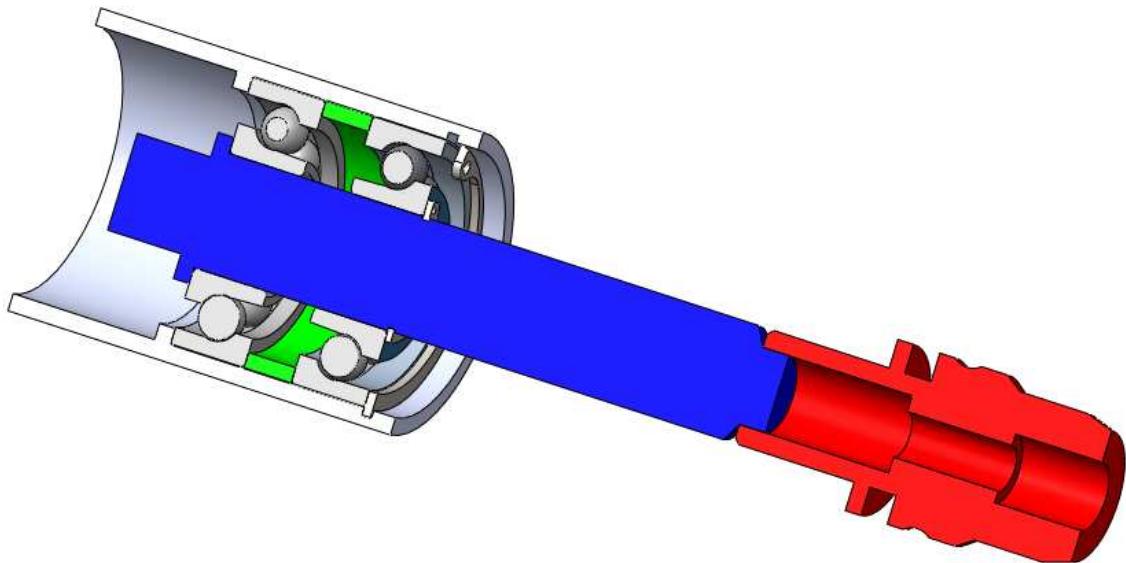
Un angolo di lavoro così elevato ha comportato la scelta di un doppio giunto di Cardano, così da poter dimezzare l'angolo di lavoro. Nonostante questo, i  $34^\circ$  a cui si è scesi hanno coinciso proprio con il valore massimo permesso da ognuno dei due giunti. In questo caso

l'essere al limite di uno dei requisiti essenziali ci ha privato di una certa tranquillità in fase realizzativa.

Qualora non si fosse riusciti a soddisfare tutte le specifiche ricercate per uno schema del genere, sarebbero state possibili altre soluzioni, ma tutte avrebbero comportato maggiori complessità, e quindi costi, pesi e imprecisioni (in particolare si fa riferimento al fatto che sarebbero stati necessari più “rinvii” per collegare piantone dello sterzo e pignone della scatola).

### 7.3 *Cannotto e piantone dello sterzo*

Si tratta degli unici due componenti progettati internamente. La figura 7.2 mostra uno spaccato dell'assieme cannotto – piantone – cuscinetti.

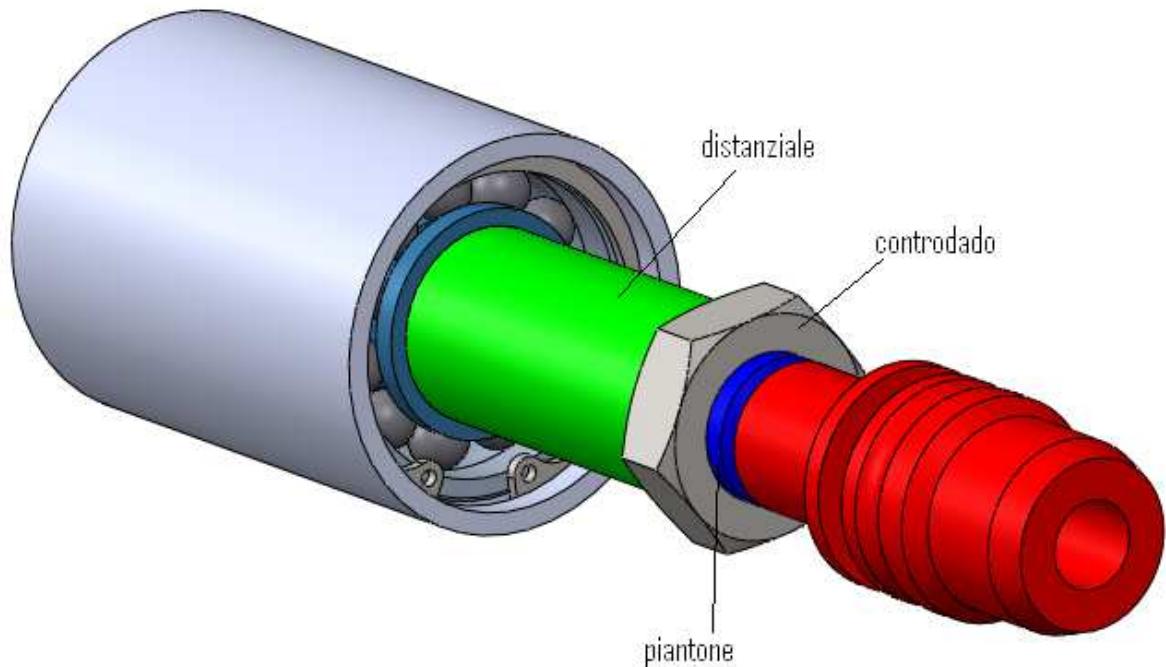


**Figura 7.2** Spaccato del gruppo cannotto – piantone dello sterzo.

Si intuisce come dal punto di vista strutturale (sia a livello di tensioni agenti sui componenti che di rigidezza dell'assieme), la soluzione non sia ottimale. Infatti i due cuscinetti sono molto vicini tra di loro, mentre il carico, dato dalle forze che il pilota esercita sul volante, ha un braccio notevole (il volante, non rappresentato, sta alla destra del perno dello sgancio rapido, in rosso in figura).

In fase di progettazione, era stato previsto un gioco di funzionamento dei cuscinetti nullo. Il bloccaggio era veniva quindi realizzato tramite un seeger. Durante la fase di montaggio si sono manifestati però giochi radiali del piantone rispetto alla sua sede molto marcati. La

soluzione è stata quindi modificata filettando il piantone e utilizzando un dado ed un distanziale per realizzare il precarico, come visibile in figura 7.3, soluzione che ha però comportato un aumento del peso di circa 70 grammi.

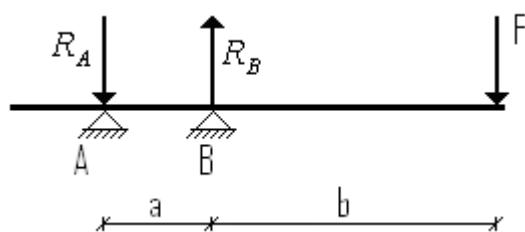


**Figura 7.3** Soluzione adottata per la riduzione del gioco radiale dei cuscinetti del piantone dello sterzo.

Anche in questa fase del progetto alcune scelte sono dovute a compromessi conseguenti all'aver lasciato al termine della progettazione l'intero sistema di sterzo. Infatti lato giunto il piantone non poteva essere allungato a causa degli angoli di lavoro al limite, mentre lato volante la lunghezza del canotto era limitata per motivi di layout in quanto era già stata fissata la posizione del cruscotto.

### 7.1.1 Dimensionamento strutturale sterzo

Lo schema di carico del piantone è riportato in figura 7.4.



**Figura 7.4** Schema di carico del piantone dello sterzo.

I carichi in A e B valgono rispettivamente:

$$R_A = F \frac{b}{a} \quad (7.1)$$

$$R_B = R_A + F = F \left( 1 + \frac{b}{a} \right) \quad (7.2)$$

Per quanto riguarda le caratteristiche di sollecitazione, il momento torcente è ovviamente costante su tutto il piantone e pari alla coppia di sterzatura, mentre la flessione è massima in B e vale  $Fb$ .

Si capisce quindi come per ridurre le tensioni sul materiale sia fondamentale contenere la quota  $b$ , mentre il rapporto  $b/a$  ha una forte influenza sulla rigidezza dell'insieme. Quest'ultima proprietà è molto importante in quanto un sistema poco compatto non darebbe al pilota sensazioni positive, oltre a ridurne la sensibilità.

A causa dei vincoli sopraesposti, per modificare le quote  $a$  e  $b$  non si è potuti agire direttamente sulla posizione dei cuscinetti, si è quindi lavorato sulla tipologia e sul montaggio dei cuscinetti. Come si vede dallo spaccato di figura 7.2, sono stati utilizzati due cuscinetti a sfere a contatto obliqui montati "ad O", così da spostare verso sinistra il punto di applicazione della reazione vincolare in A, e verso destra quella in B.

La tabella 7.1 riporta i valori delle quote  $a$ ,  $b$  e  $b/a$  nei casi di cuscinetti a sfere a contatto obliqui con montaggio ad O e cuscinetti a sfere radiali (soluzione che era stata adottata sulla ET2ev):

**Tabella 7.1**

Bracci di leva dello schema di carico del piantone dello sterzo (figura 7.4).

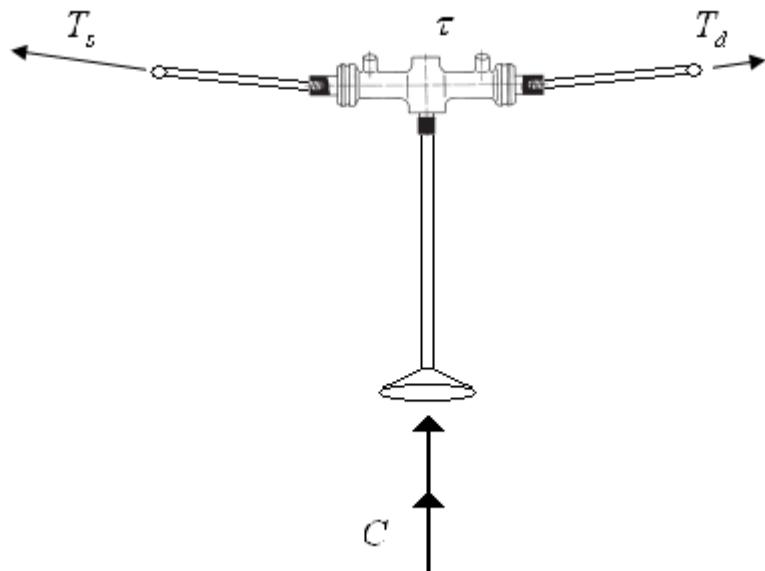
	$a$ [mm]	$b$ [mm]	$b/a$
Cuscinetti a sfere a contatto obliqui	51	162	3.18
Cuscinetti a sfere radiali	23	176	7.65

Si vede chiaramente come si sia riusciti a limitare gli effetti di una geometria sfavorevole.

Il passo più difficile è stato tuttavia la determinazione della forza  $F$ , una cui stima è stata ricavata da considerazioni di equilibrio sul sistema di sterzo.

La situazione peggiore si ha nella condizione combinata di sterzatura e frenata. Lo schema di figura 7.4 è relativo ad una curva verso destra (si rammenta che i tiranti di sterzo sono

posizionati oltre l'asse delle ruote anteriori, come visibile in figura 3.24). Il fatto che le forze fatte dai braccetti sulla scatola di sterzo siano di verso opposto è dovuto proprio alla presenza delle forze di frenata.



**Figura 7.4** Schema di corpo libero del sistema di sterzo.

Il lavoro fatto dalle forze agenti sui braccetti viene equilibrato dalla coppia esercitata dal pilota sul volante (grazie al ridotto angolo di inclinazione dei braccetti, di appena  $2.4^\circ$ , si assume che le forze siano dirette come l'asse della scatola dello sterzo):

$$C\alpha = (T_s - T_d)\delta \quad (7.3)$$

in cui:

$T_s$  = forza esercitata dal braccetto di sterzo sinistro;

$T_d$  = forza esercitata dal braccetto di sterzo destro;

$C$  = coppia di sterzo al volante;

$\alpha$  = angolo di rotazione del volante;

$\delta$  = traslazione della cremagliera.

Da questa si riesce a ricavare il valore della coppia  $C$  esercitata dal pilota:

$$C = (T_s - T_d) \frac{\delta}{\alpha} = (T_s - T_d)\tau \quad (7.4)$$

in cui è comparso il rapporto di trasmissione tra pignone e cremagliera  $\tau$  (si ricorda che vale 57.4 mm/giro, corrispondente a 9.14 mm/rad).

Nella condizione analizzata le forze  $T_s$  e  $T_d$  valgono rispettivamente 1148 e 88 N, da cui una coppia di sterzo di 9.7 Nm (pari al momento torcente agente sul piantone).

Considerando che il diametro del volante è di 250 mm, si ha che le forze esercitate dal pilota valgono 38.8 N.

A questo punto si devono fare alcune precisazioni, infatti la condizione che si è analizzata è di tipo statico, quindi nei transitori le forze saranno necessariamente maggiori. Per tener conto di questo si è adottato un coefficiente di maggiorazione del carico pari a 2.

Inoltre, se si considera che l'azione del pilota è una coppia di forze, in teoria il piantone dello sterzo sarebbe soggetto solo a torsione ma non a flessione. Questa condizione ovviamente non corrisponde a verità perché ben difficilmente le forze fatte dal pilota avranno stessa entità e direzione e versi opposti. Per tener conto di questo si è supposto che la coppia di forze si traduca in due forze della stessa entità e dello stesso verso. Questa assunzione è molto cautelativa, ma in assenza di dati a riguardo non è stato possibile niente di più preciso.

Ritornando al dimensionamento del piantone dello sterzo, la forza  $F$  applicata all'estremità lato volante vale circa 150 N, da cui un momento flettente massimo di 24300 Nmm.

Considerando che il diametro del piantone è di 20 mm, si hanno delle tensioni molto basse, 30.9 MPa dovute alla flessione e 6.2 alla torsione, per una tensione equivalente di soli 32.7 MPa. Data l'esiguità della sollecitazione, si è deciso di non considerare gli effetti delle concentrazioni delle tensioni (cave per i seeger) e della fatica.

Si capisce quindi come gli accorgimenti adottati per ridurre la distanza dei cuscinetti dal volante sia dovuti più a motivi di rigidezza che non a necessità di strutturali.

Le estremità del piantone dello sterzo sono state disegnate in modo da assecondare i collegamenti con gli altri componenti: accoppiamento forzato/saldatura con il doppio giunto di Cardano, saldatura con lo sgancio rapido del volante.

Per quanto riguarda la scelta dei cuscinetti, è stata frutto di un compromesso tra dimensioni (vincoli dovuti al layout già definito) e rigidezza, infatti dal punto di vista strutturale risultano fortemente dimensionati (il coefficiente di carico statico è di 7800 N a fronte di un carico massimo inferiore ai 700 N).

La scelta dei cuscinetti ha poi imposto le dimensioni del cannotto dello sterzo. Dato che questo verrà saldato ai tubi del telaio, una sua parte ha uno spessore ben al di sopra di

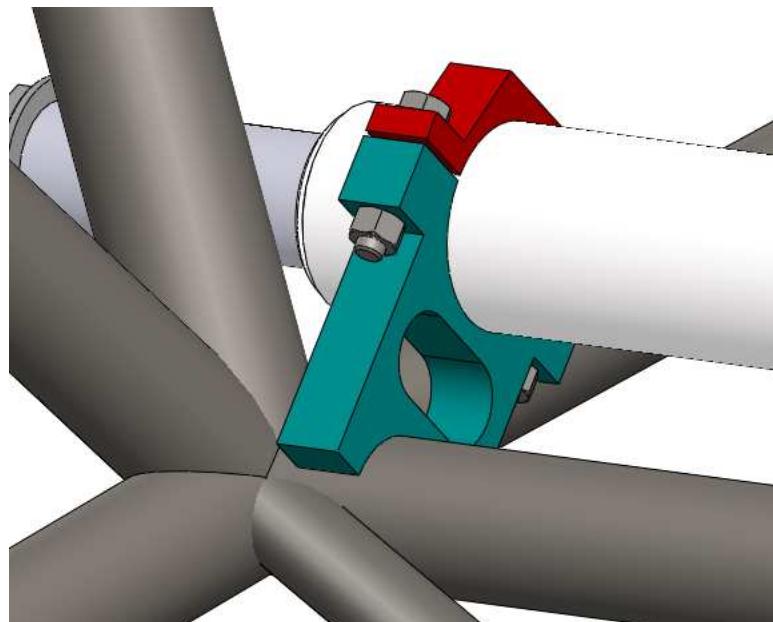
quello quanto necessario per motivi di rigidezza o strutturali. L'effetto di una maggior dimensione dei cuscinetti si fa quindi sentire molto in termini di peso dell'assieme.

#### 7.4 Attacchi al telaio

Dalla figura 7.1 è evidente come avvenga il fissaggio della scatola dello sterzo. Un dettaglio degli attacchi (realizzati come sulla ET2ev) è rappresentato in figura 7.5.

Come si vede, sono composti da due parti: la prima (in turchese) viene saldata al telaio, mentre con la seconda (in rosso) viene serrato il corpo centrale della scatola tramite due viti. Il bloccaggio della scatola avviene quindi per attrito.

Dal punto di vista costruttivo, entrambe le parti sono realizzate in acciaio, così da poter produrre l'intero attacco da un'unica piastra, tagliata successivamente in corrispondenza dello stacco tra i due diversi componenti. In questo modo si realizza, per effetto del materiale asportato dal taglio, un parte di "vuoto" che permette un forte serraggio della scatola.



**Figura 7.5** Modello CAD 3D dell'attacco tra scatola dello sterzo e telaio. La parte in turchese viene resa solidale al telaio tramite saldatura.

Data la grande distanza tra tubo del telaio e scatola (54 mm tra i rispettivi assi), la parte solidale al telaio risulta di dimensioni abbastanza generose. Per alleggerirla, questa è stata forata, mantenendo comunque una rigidezza elevata ed una geometria molto semplice.

Una soluzione migliore da questo punto di vista avrebbe previsto l’impiego dell’alluminio. Tuttavia questo sarebbe stato limitato alla parte superiore dell’attacco, dato che quella inferiore deve essere saldata. In questo modo non sarebbe stato possibile realizzare tutto il gruppo da un unico pezzo. Inoltre il risparmio in termini di peso sarebbe stato molto limitato, inferiore ai 50 grammi.

In seguito a queste considerazioni si è optato per la soluzione più semplice (ed economica).

### **7.1 Considerazioni aggiuntive**

Come abbiamo visto, parte della progettazione del sistema di sterzo si è ridotta ad una serie di accoppiamenti tra componenti acquistati esternamente. Ad esclusione della posizione dei braccetti e del rapporto di sterzatura (grandezze decise infatti in fase di progetto cinematico della sospensione), il sistema di sterzo ha un impatto abbastanza ridotto sulle prestazioni del veicolo. È stato quindi deciso di “sacrificare” il sistema meno importante, nonostante ci fossero le capacità per fare meglio, lasciandone cronologicamente per ultima la progettazione.

Di conseguenza, essendo molti altri sistemi già definiti, i vincoli di layout sono stati stringenti, causando un sovrardimensionamento di cuscinetti, piantone e cannotto dello sterzo, che nel complesso pesano ben 800 grammi. Con lievi modifiche al layout del sistema si stima che si potrebbe ottenere un alleggerimento di circa 200 grammi.

Dal punto di vista economico invece, nonostante i molteplici acquisti esterni, si è ottenuto un sistema molto semplice e dal costo ridotto.

## **8 CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI**

### **8.1 Sospensioni**

Nel confronto con la vecchia ET2ev tutto il settore sospensioni è stato decisamente migliorato, in ognuno dei suoi sottosistemi. Sono state adottate soluzioni e concetti nuovi, e sono emersi alcuni aspetti che hanno fatto nascere idee per sviluppi e innovazioni per il futuro.

#### **8.1.1 Cinematica**

Nonostante l'esigenza di un continuo compromesso, tutte le caratteristiche cinematiche principali sono state migliorate rispetto alla vettura 2009. Sono rimaste da analizzare nel dettaglio alcuni aspetti secondari, il cui apporto può comunque essere importante, quali il guadagno di camber con la sterzatura o le variazioni di convergenza dettate più dalle forze laterali che non dalle escursioni delle sospensioni.

#### **8.1.2 Rigidezze e smorzamenti**

La procedura utilizzata per la determinazione delle rigidezze è stata, internamente al team, innovativa. Grazie ai dati sperimentali dei due anni precedenti è stato possibile realizzare un veicolo che, una volta in pista, non ha avuto bisogno di forti correzioni di assetto rispetto ai valori di progetto. Infatti non è mai stato necessario lavorare ai limiti dei range di regolazione di molti componenti (molle, ammortizzatori e barre antirollio).

Quanto fatto ha gettato le basi per studi più dettagliati. Infatti ci sono ancora numerosi elementi che nei modelli di calcolo adottati non sono stati considerati (in particolare si fa riferimento alle caratteristiche non lineari degli ammortizzatori, ma anche a coppie motrici e frenanti irregolari, colpi di sterzo da parte del pilota e forze aerodinamiche). La presenza di questi elementi infatti discosta il comportamento effettivo del veicolo dal relativo modello analitico.

#### **8.1.3 Aspetto strutturale**

Il passaggio da tecnologie convenzionali (saldature, lavorazioni per asportazione di truciolo) a tecnologie innovative (incollaggi strutturali, taglio laser) ha rappresentato una svolta rispetto alla vecchia vettura. Lo stesso si può dire per i materiali (leghe leggere al posto dell'acciaio).

Per quanto riguarda l’incollaggio strutturale, trattandosi di un campo innovativo ed essendo stato realizzato internamente, si può dire che sono state gettate le basi per un suo sfruttamento anche in altri settori del veicolo, dati i notevoli vantaggi in termini di leggerezza rispetto a metodi di unione tradizionali.

A livello di materiali, sono stati superati tutti i dubbi dovuti al fatto che materiali come ergal e carbonio sono notoriamente fragili. Anche in questo caso è stata aperta una via per un loro maggior sfruttamento in futuro.

Per quanto riguarda il meccanismo antirullo, l’idea di realizzare la barra antirullo in lega di alluminio (già approfondita in § 6.1.1) è da ritenersi uno step evolutivo molto valido. Infatti, con uno sforzo relativamente piccolo (è sufficiente una maggiore conoscenza del comportamento dei materiali, affiancata eventualmente da prove sperimentali), i vantaggi che si otterrebbero sarebbero indiscutibili: oltre ad un alleggerimento piuttosto consistente del sistema, si ridurrebbero fortemente gli ingombri, e con essi le problematiche dovute al layout, problematiche molto stringenti dato che i sistemi antirullo sono, cronologicamente, tra gli ultimi ad essere posizionati in vettura.

### **8.2 *Sistema di sterzo***

Già nella fase di definizione cinematica dell’asse di sterzo si è accennato ai numerosi compromessi che sono stati fatti. Un’analisi più dettagliata dell’influenza di alcuni fattori come la percentuale di Ackermann (intesa come scostamento dalla sterzatura cinematica) potrebbe dare grossi vantaggi in termini di guidabilità e tenuta di strada del veicolo.

Il sistema ottenuto è risultato semplice, preciso ed economico sia in termini economici che temporali, caratteristiche non secondarie dato che quanto risparmiato è stato sfruttato dal settore sospensioni, che ha un impatto sulle prestazioni del veicolo ben più marcato.

### **8.3 *Considerazioni generali***

Molti dei modelli analitici sviluppati sono stati rinforzati grazie all’esperienza acquisita in seguito ad un anno di progettazione.

I codici di calcolo per la definizione della cinematica sono stati integrati con parametri caratteristici del veicolo (ad esempio la definizione degli attacchi delle sospensioni in base ai parametri da cui dipendono le variazioni di assetto del veicolo) in modo che già in una fase di progettazione preliminare possano essere raggiunti risultati validi che altrimenti necessiterebbero di numerose iterazioni per rientrare nelle specifiche.

Sono stati sviluppati programmi per il posizionamento ottimale di componenti, come i rocker o coltelli della barra antirollio, in modo da ottenere condizioni di carico favorevoli e ridurne quindi dimensioni e pesi.

Una volta ultimata la realizzazione del veicolo, l'uso di potenziometri su ammortizzatori e scatola dello sterzo ha permesso di avere a disposizione un'enorme bagaglio tecnico sia per la calibrazione dei modelli multibody che per il settore dinamica del veicolo.

#### **8.4 Prestazioni e risultati**

Non appena messa in pista la ET3 si è dimostrata subito valida in termini di prestazioni. I più svariati obiettivi ricercati in fase di progettazione sono stati raggiunti: sterzo leggero per i piloti, comportamento prevedibile e facilità di guida, buona risposta al variare delle regolazioni. Tutte queste considerazioni sono supportate dai giudizi dei piloti e dai punteggi (parametri oggettivi e quantitativi) ottenuti in gara, riportati in tabella 8.2, confrontati con le prestazioni del 2009.

**Tabella 8.2**

Risultati ottenuti dal team Formula SAE dell'Università di Pisa

	<b>FSAE Germany</b>		<b>FSAE Italy</b>	
<b>Event</b>	<b>2009</b>	<b>2010</b>	<b>2009</b>	<b>2010</b>
Cost (100)	83.62	68	86.498	82.059
Presentation (75)	36.01	52.93	43.207	48.98
Engineering Design (150)	40	80	115	112
<b>Static events (325)</b>	<b>159.63</b>	<b>200.93</b>	<b>244.705</b>	<b>243.039</b>
Acceleration (75)	-	-	35.775	45.569
Skid – Pad (50)	-	-	25.990	21.809
Autocross (150)	4.50	62.23	79.233	107.271
Endurance – Fuel Economy (300+100)	14.51	-	224.917	294.955
<b>Dynamic Events (675)</b>	<b>19.010</b>	<b>62.23</b>	<b>365.915</b>	<b>469.604</b>
<b>Total score (1000)</b>	<b>178.64</b>	<b>263.16</b>	<b>610.620</b>	<b>712.643</b>
<b>Place</b>	<b>64/78</b>	<b>55/75</b>	<b>12/39</b>	<b>9/41</b>

I punteggi riportati in tabella vengono calcolati in base alla propria prestazione rapportata alla miglior prestazione dell'evento, anziché in base alla prestazione assoluta della propria vettura. In questo modo si riesce a capire la "bontà" della performance offerta dal veicolo più di quanto non facciano i riscontri cronometrici nel caso delle prove dinamiche (senza la conoscenza del percorso i tempi sul giro non sono facilmente interpretabili, inoltre i regolamenti cambiano, seppur lievemente, di anno in anno).

La bontà del progetto 2010 è messa in evidenza dal punteggio sull'Engineering Design della FSAE Germany, che è stato raddoppiato rispetto all'anno precedente. Qualcosa è stato perso in termini di costo, si tratta comunque di una perdita inevitabile, dato che, purtroppo, i team che raggiungono le posizioni di vertice delle varie manifestazioni sono quelli che spendono di più.

Per quanto riguarda la FSAE Germany 2010, bisogna dire che si sono manifestati alcuni problemi di affidabilità (motore, cambio, sospensioni), dovuti al fatto che, a causa di ritardi iniziati al termine della fase di progettazione e sfociati poi nelle fasi di produzione e montaggio (ma non tutti imputabili al team), prima della gara sono stati fatti solo alcuni giorni di test. Di fatto, la gara della Germania si è rivelata un prolungamento dei test iniziati solo la settimana precedente. In seguito a questo le prove dinamiche non terminate non hanno portato punteggio, mentre nelle altre sono state ottenute prestazioni inferiori alle potenzialità del veicolo a causa di un assetto non ottimale.

Il maggior punteggio e la miglior posizione in classifica ottenuti in queste condizioni assumono quindi maggiore importanza, specie considerando che la vettura del 2009 aveva motivo di essere soggetta agli stessi problemi solo in misura limitata, dato che si trattava di una modifica, per quanto pesante, della vettura 2008. C'è quindi ancora ampio margine in termini di punteggio, semplicemente dando più importanza ai test che non all'ultima fase della progettazione (che spesso consiste solamente in alcuni affinamenti resi poi inutili da imprevisti quali errori di montaggio, mancanze di affidabilità, settaggi errati, ecc.).

Per quanto riguarda la seconda manifestazione, la FSAE Italy, non sono emersi problemi di affidabilità, quindi la vettura ha espresso effettivamente il proprio potenziale. In 3 delle 4 prove dinamiche il punteggio ottenuto è stato superiore rispetto al 2009, a dimostrazione della qualità del veicolo.

In generale, in termini di tempi sul giro, la ET2ev girava mediamente  $7 \div 8$  secondi al giro più lenta delle migliori vetture (su un giro di circa 1 minuto). Con la ET3 questo gap è stato ridotto a circa  $1 \div 1.5$  secondi. In termini cronometrici il guadagno è quindi stato enorme.

Nel complesso, nel 2010 sono stati ottenuti ben 186.543 punti (che su 2000 totali disponibili corrispondono al 9.3%) in più rispetto al 2009. Questo ha comportato un balzo nel ranking mondiale della Formula SAE di 50 posizioni, raggiungendo così l'83° posto (su oltre 450 partecipanti).



**Figura 8.1** ET3 in gara alla Formula Student Germany 2010

## BIBLIOGRAFIA

- [1] 2010 FSAE Rules
- [2] Massimo Guiggiani, Dinamica del Veicolo, Città Studi Edizioni
- [3] Robert C. Juvinall – Kurt M. Marchek, Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine, Edizioni ETS
- [4] William F. Milliken & Douglas L. Milliken, Race Car Vehicle Dynamics, SAE International
- [5] Jörnsen Reimpell – Helmut Stoll – Jürgen W. Betzler, The Automotive Chassis: Engineering Principles, Butterworth Heinemann
- [6] Allan Staniforth, Competition Car Suspension, Heynes Publishing
- [7] E. Vitale – F. Frendo, dispense per il corso di Costruzioni Automobilistiche I e II
- [8] Massimo Baldacci, Sviluppo di un Sistema di Sospensioni per Veicolo per Formula SAE, tesi di laurea
- [9] Valerio Rossi, Studio e Realizzazione di un Sistema di Sterzatura per Vettura Formula SAE, tesi di laurea
- [10] *Loctite Hysol® 9466™*, Techincal Data Sheet
- [11] *Loctite Hysol® 9514™*, Techincal Data Sheet

## SOFTWARE

- [a] Microsoft Excel
- [b] Matlab R2008b
- [c] Ansys 11.0
- [d] Adams View
- [e] SolidWorks 2009

## **Appendice A**

### **DISEGNI COSTRUTTIVI**

# SEZIONE B-B

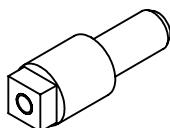
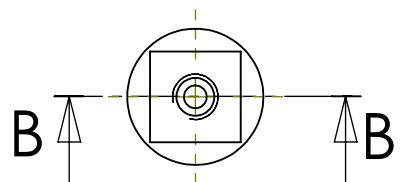
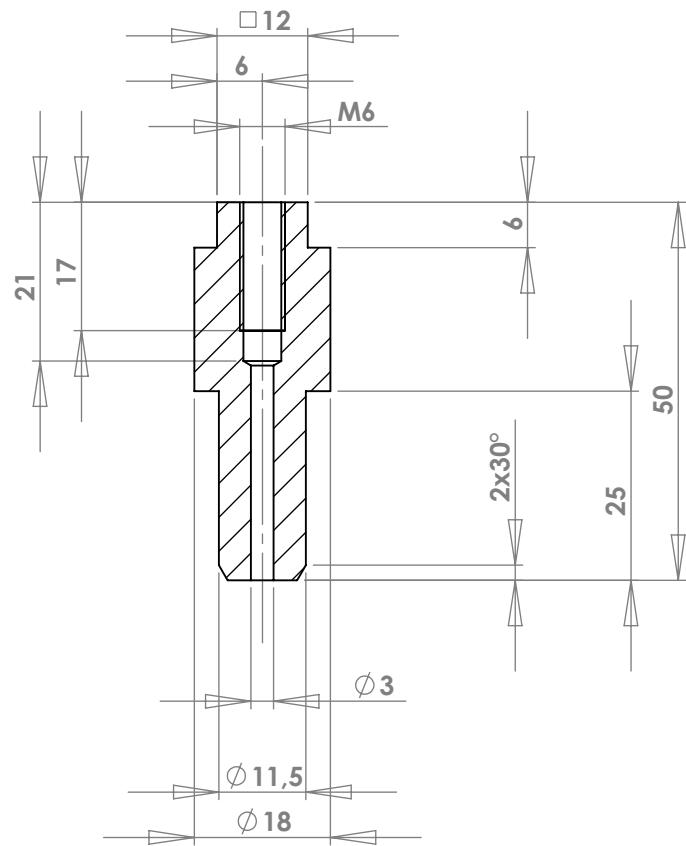
A

B

C

D

E



Trattamento termico:

Rugosità:

3.2

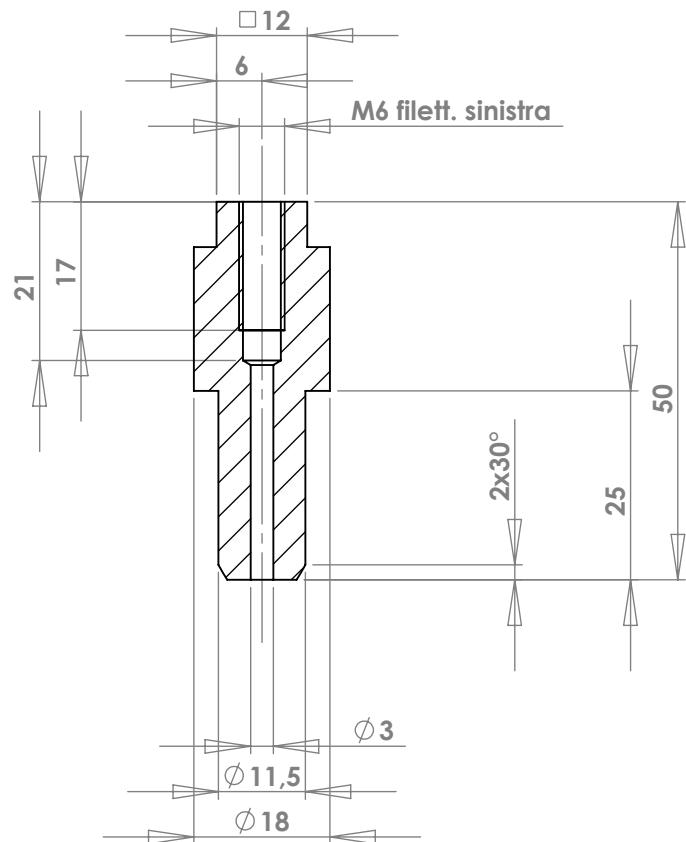
Smussi non  
quotati:

**E-TEAM Squadra Corse**  
**Università di Pisa**

	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME	TITOLO:  INSERTO_ROD_6 Nº PEZZI: 12
DATA					
FIRMA	ANDREUCCI				
F					
			MATERIALE: <b>ANTICORODAL</b> 6060 (6082)	QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:	A4
				SCALA:1:1	
					PARTE 1 di 1

# SEZIONE B-B

A

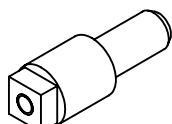
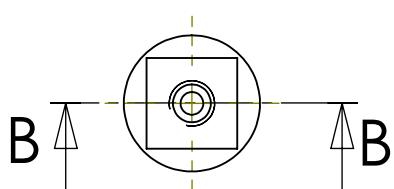


B

C

D

E



Trattamento termico:

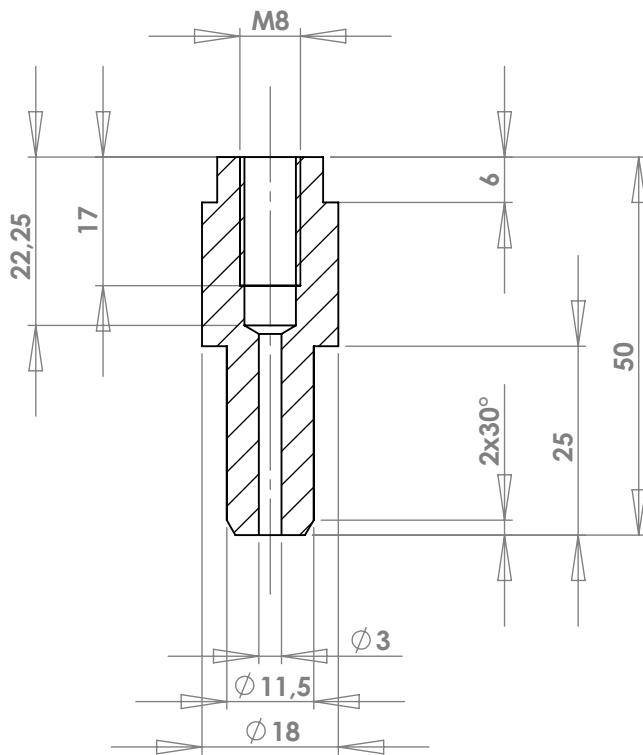
Rugosità:  
3.2Smussi non  
quotati:
**E-TEAM Squadra Corse**  
**Università di Pisa**

	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME	TITOLO:  INSERTO_ROD_6_sn N° PEZZI: 14
DATA					
FIRMA	ANDREUCCI				
F					QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:
			MATERIALE: <b>ANTICORODAL 6060 (6082)</b>		SCALA:1:1
					A4
					PARTE 1 di 1

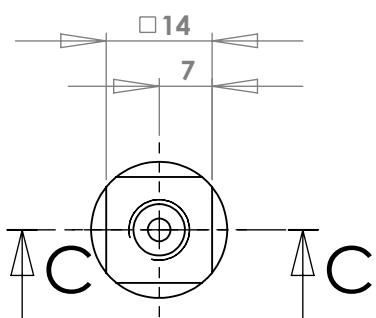
A

# SEZIONE C-C

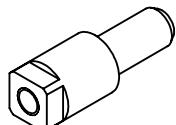
B



C



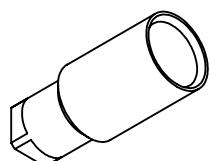
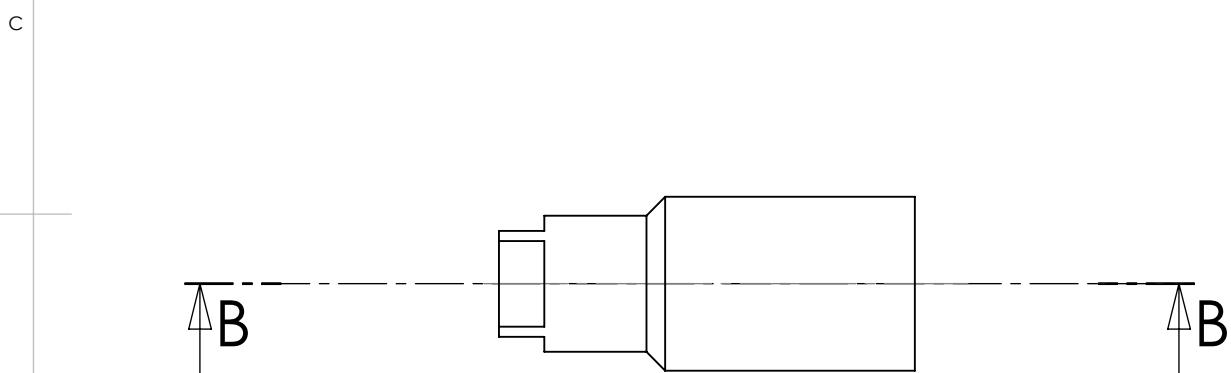
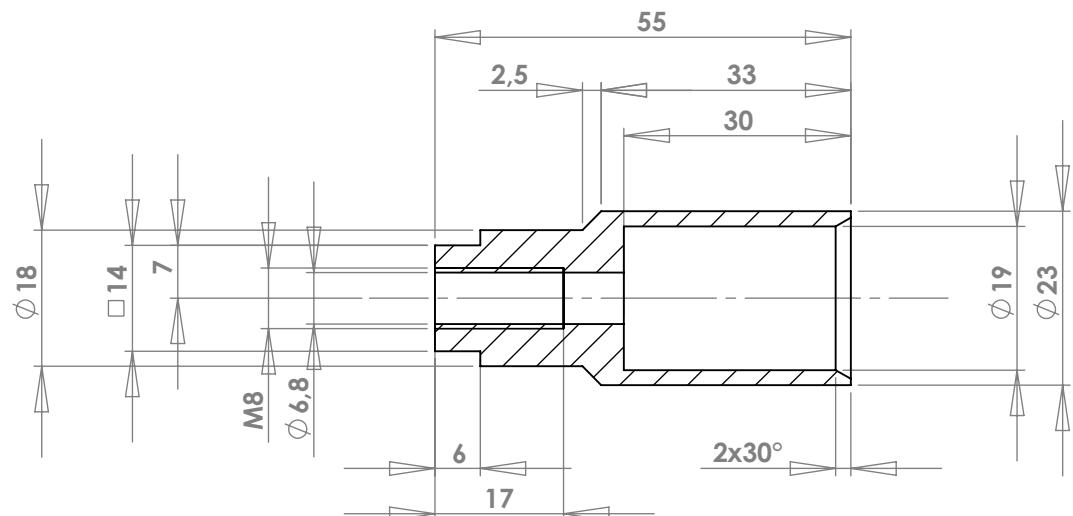
D



E

Trattamento termico:		Rugosità:	Smussi non quottati:		
		3.2			
	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME	
DATA					TITOLO:
FIRMA	ANDREUCCI				INSERTO_ROD_8 N° pezzi: 14
F					
		MATERIALE: <b>ANTICORODAL 6060 (6082)</b>	QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:		
			SCALA:1:1	PARTE 1 di 1	
				A4	

# SEZIONE B-B



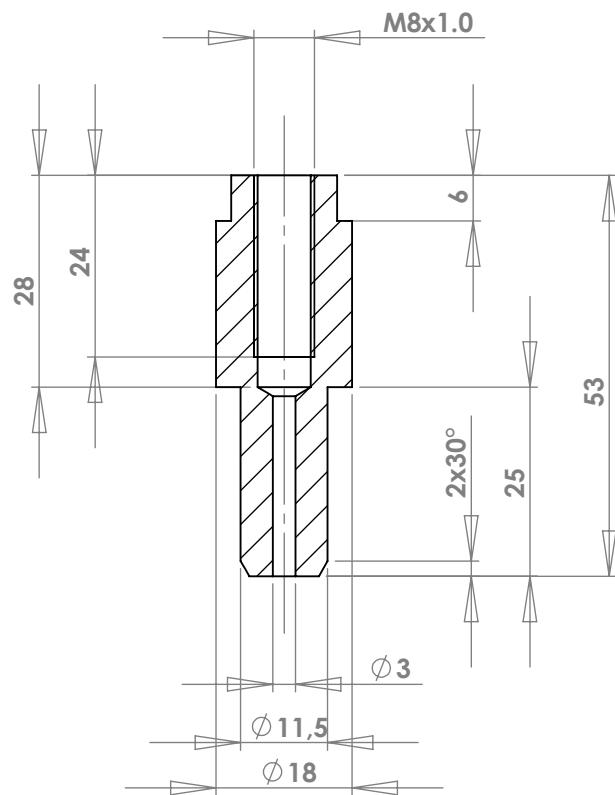
Trattamento termico:		Rugosità:	Smussi non quottati:	E-TEAM Squadra Corse Università di Pisa
		3.2		TITOLO: <b>INSERTO_ROD_8_EXT</b> Nº pezzi: 8

	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME	MATERIALE: ANTICORODAL 6060 (6082)	QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:	A4
DATA							
FIRMA	ANDREUCCI						
F							
						SCALA:1:1	PARTE 1 di 1

A

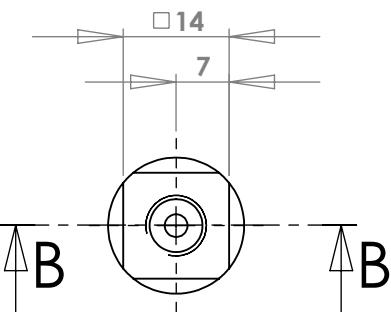
# SEZIONE B-B

B

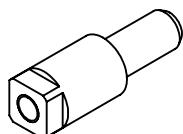


C

D



E



Trattamento termico:

Rugosità:

3.2

Smussi non  
quotati:

**E-TEAM Squadra Corse**  
**Università di Pisa**

	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME
--	-----------	-------------	-----------	----------------

DATA				
------	--	--	--	--

FIRMA	ANDREUCCI			
-------	-----------	--	--	--

TITOLO:

INSERTO\_ROD\_8x1.0  
N° pezzi: 3

	MATERIALE:
--	------------

ANTICORODAL 6060 (6082)
----------------------------

QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

A4

SCALA:1:1

PARTE 1 di 1

A

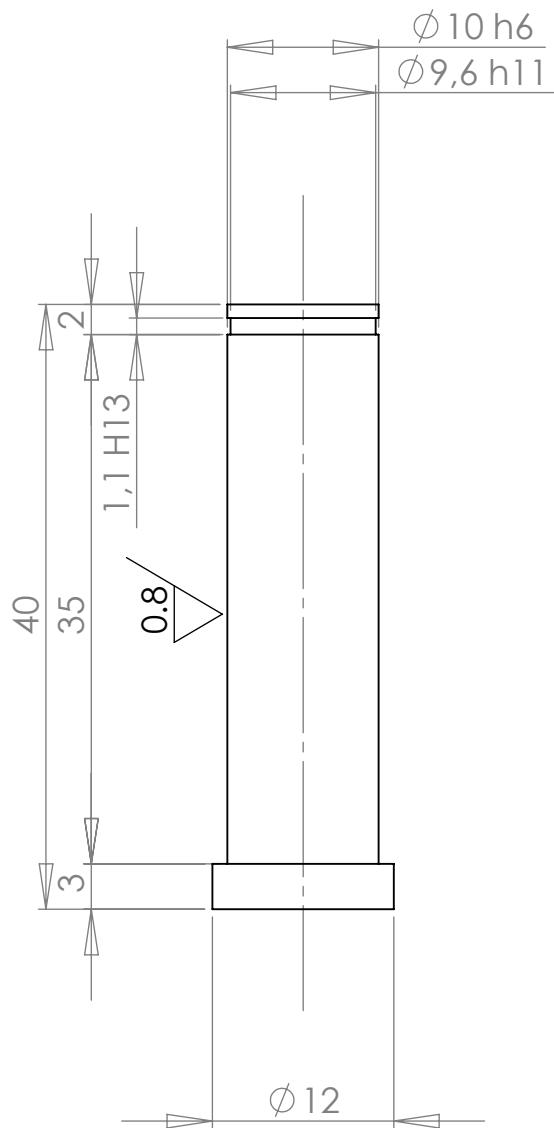
B

C

D

E

F



Trattamento termico:

Rugosità:

 $3.2 \sqrt{ } ( \sqrt{ } 0.8 \sqrt{ } )$ 

Smussi non quottati:

**E-TEAM Squadra Corse**  
Università di Pisa

DATA

DISEGNATO

CONTROLLATO

APPROVATO

VERIFICA NORME

TITOLO:

**PERNO\_ROCKER**  
Nº pezzi: 4

FIRMA

ANDREUCCI

MATERIALE:

AISI 4340

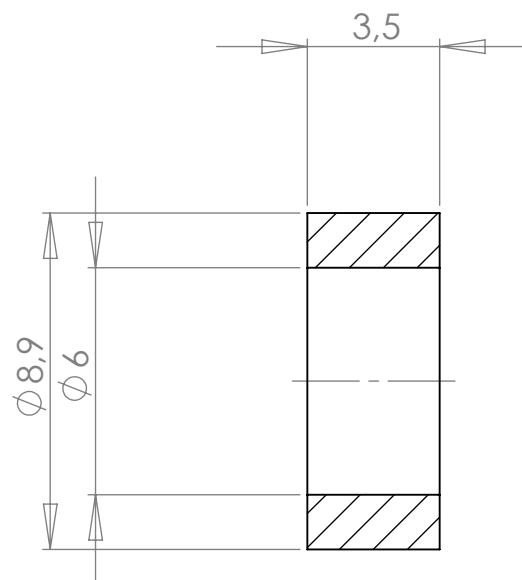
QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

A4

SCALA: 5:1

PARTE 1 di 1

A



B

C

D

E

Trattamento termico:

Rugosità:

Smussi non  
quotati:

**E-TEAM Squadra Corse  
Università di Pisa**

TITOLO:

**SPESSORE 6x3,5****N° pezzi: 4**

F

DISEGNATO

CONTROLLATO

APPROVATO

VERIFICA NORME

DATA

FIRMA

ANDREUCCI

MATERIALE:  
**ALLUMINIO**

QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

A4

SCALA:5:1

PARTE 1 di 1

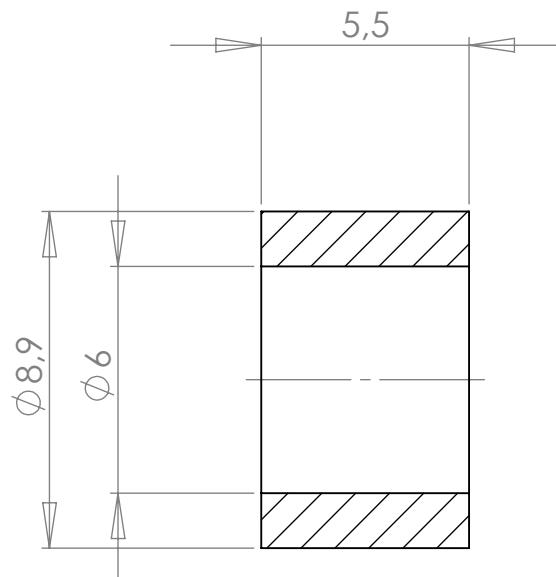
A

B

C

D

E



Trattamento termico:

Rugosità:

Smussi non  
quotati:

**E-TEAM Squadra Corse  
Università di Pisa**

TITOLO:

**SPESSORE 6x5,5****N° pezzi: 46**

DATA

FIRMA

DISEGNATO

CONTROLLATO

APPROVATO

VERIFICA NORME

TITOLO:

**SPESSORE 6x5,5****N° pezzi: 46**

F

MATERIALE:

**ALLUMINIO**

QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

**A4**

SCALA:5:1

PARTE 1 di 1

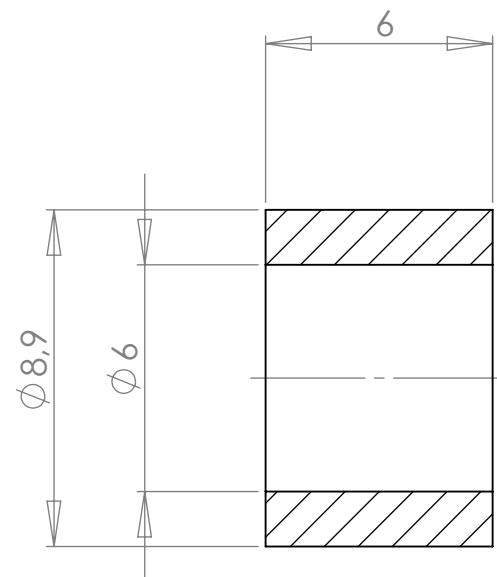
A

B

C

D

E



Trattamento termico:

Rugosità:

Smussi non  
quotati:

**E-TEAM Squadra Corse  
Università di Pisa**

DATA

DISEGNATO

CONTROLLATO

APPROVATO

VERIFICA NORME

TITOLO:

**SPESSORE 6x6.0**

N° pezzi: 20

FIRMA

ANDREUCCI

F

MATERIALE:  
**ALLUMINIO**

QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

A4

SCALA:5:1

PARTE 1 di 1

A

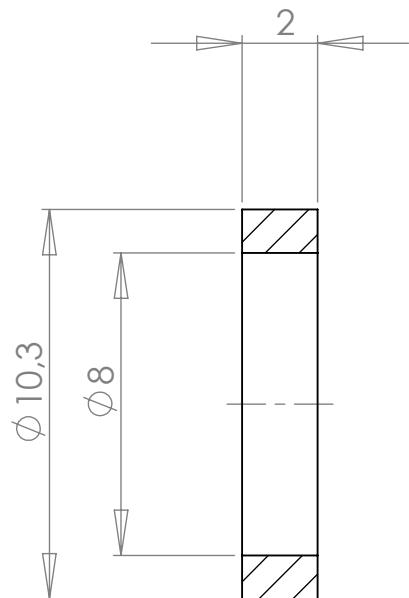
B

C

D

E

F



Trattamento termico:

Rugosità:



Smussi non quotati:

**E-TEAM Squadra Corse  
Università di Pisa**

DATA

FIRMA

DISEGNATO

CONTROLLATO

APPROVATO

VERIFICA NORME

TITOLO:

**SPESSORE 8x2.0**

Nº pezzi: 34

MATERIALE:  
**ALLUMINIO**

QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

A4

SCALA:5:1

PARTE 1 di 1

A

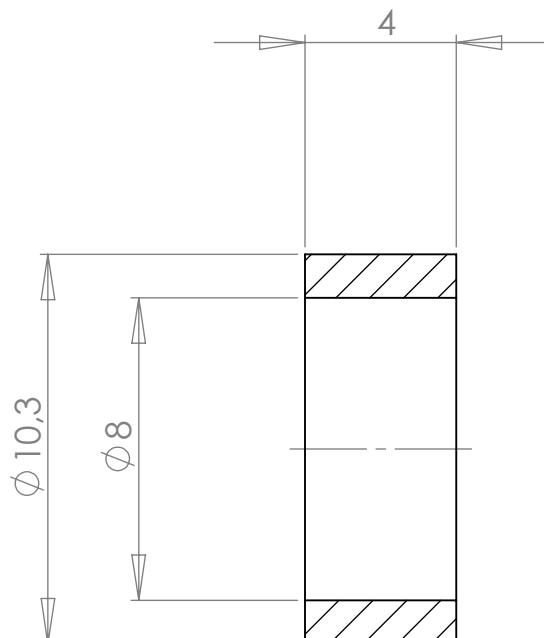
B

C

D

E

F



Trattamento termico:

Rugosità:

3.2

Smussi non  
quotati:

**E-TEAM Squadra Corse**  
**Università di Pisa**

DATA

DISEGNATO

CONTROLLATO

APPROVATO

VERIFICA NORME

FIRMA

ANDREUCCI

TITOLO:

**SPESSORE 8x4****Nº pezzi: 4**

MATERIALE:  
**ALLUMINIO**

QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

A4

SCALA:5:1

PARTE 1 di 1

A

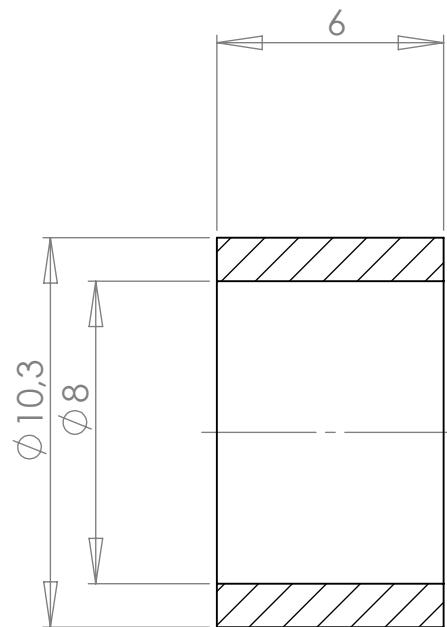
B

C

D

E

F



Trattamento termico:

Rugosità:

Smussi non  
quotati:

**E-TEAM Squadra Corse  
Università di Pisa**

DATA

DISEGNATO

CONTROLLATO

APPROVATO

VERIFICA NORME

FIRMA

ANDREUCCI

TITOLO:

**SPESSORE 8x6.0****Nº pezzi: 12**

F

MATERIALE:  
**ALLUMINIO**

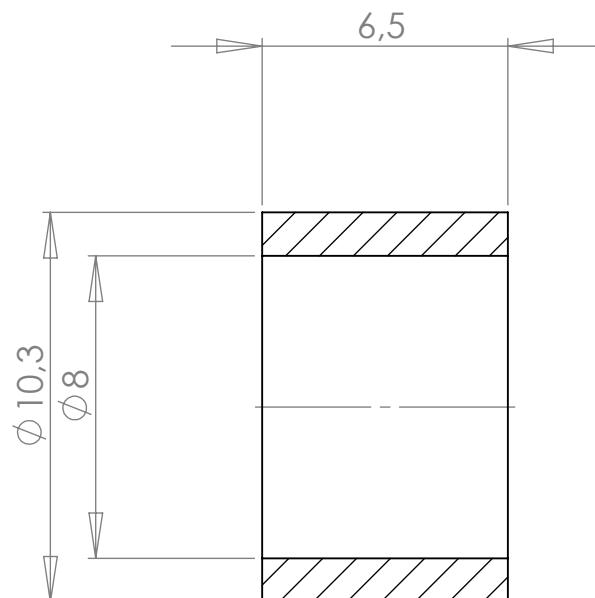
QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

**A4**

SCALA:5:1

PARTE 1 di 1

A



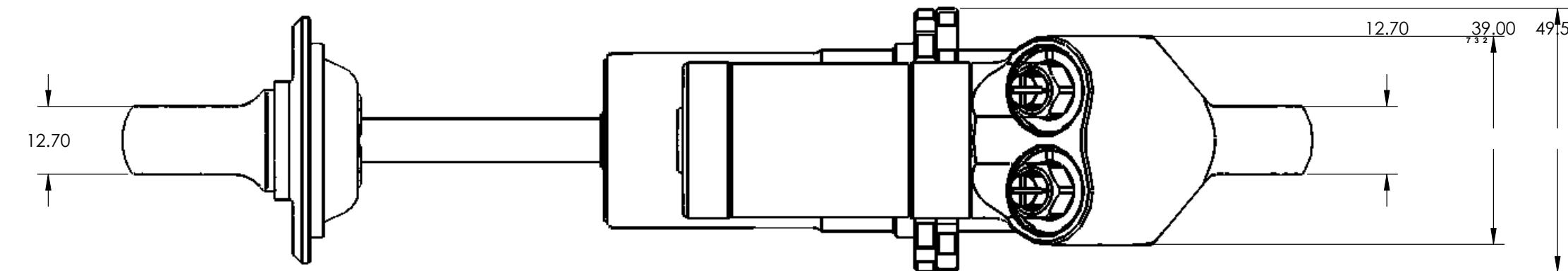
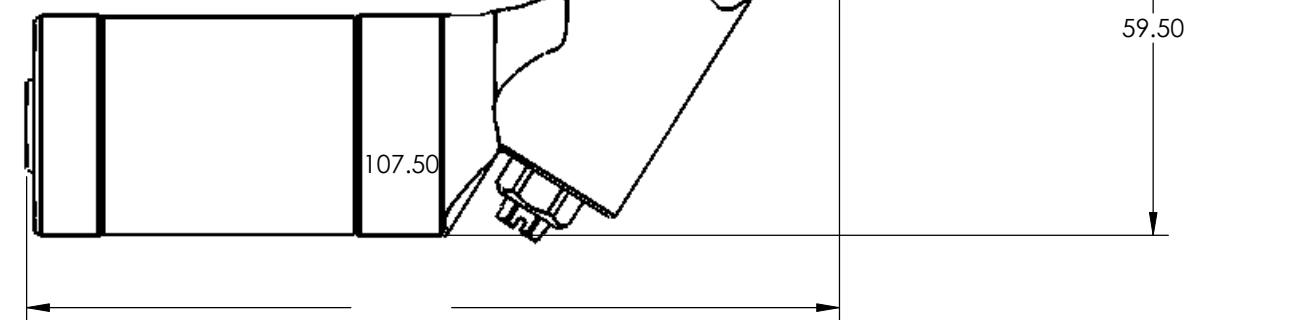
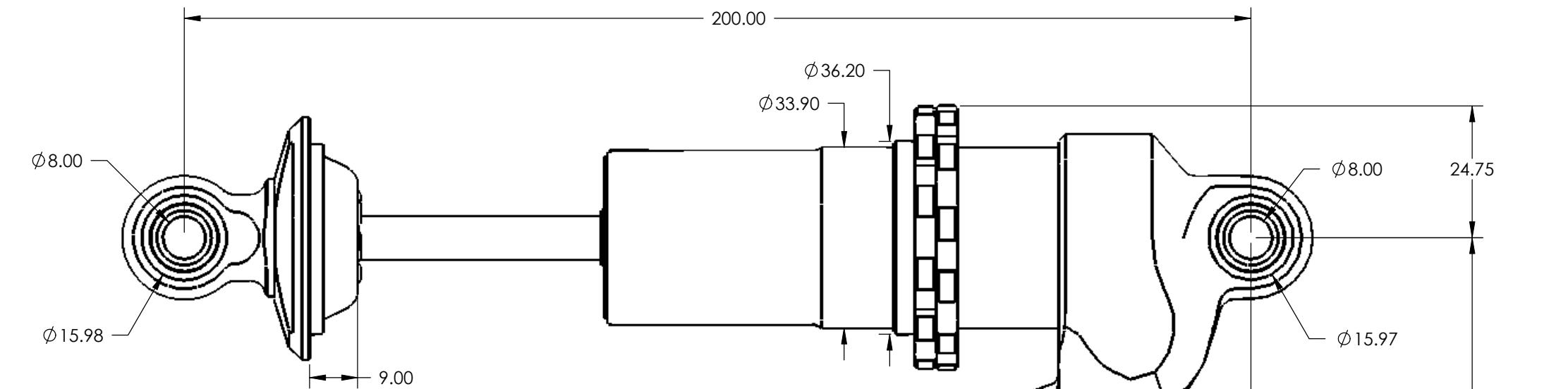
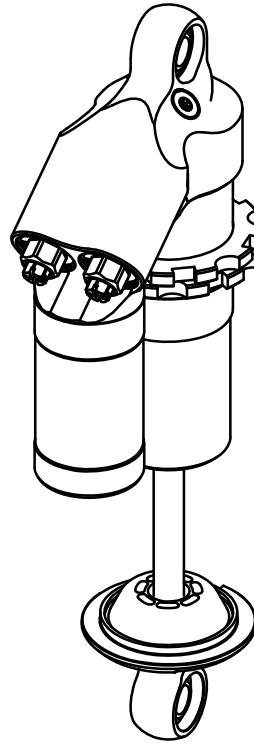
B

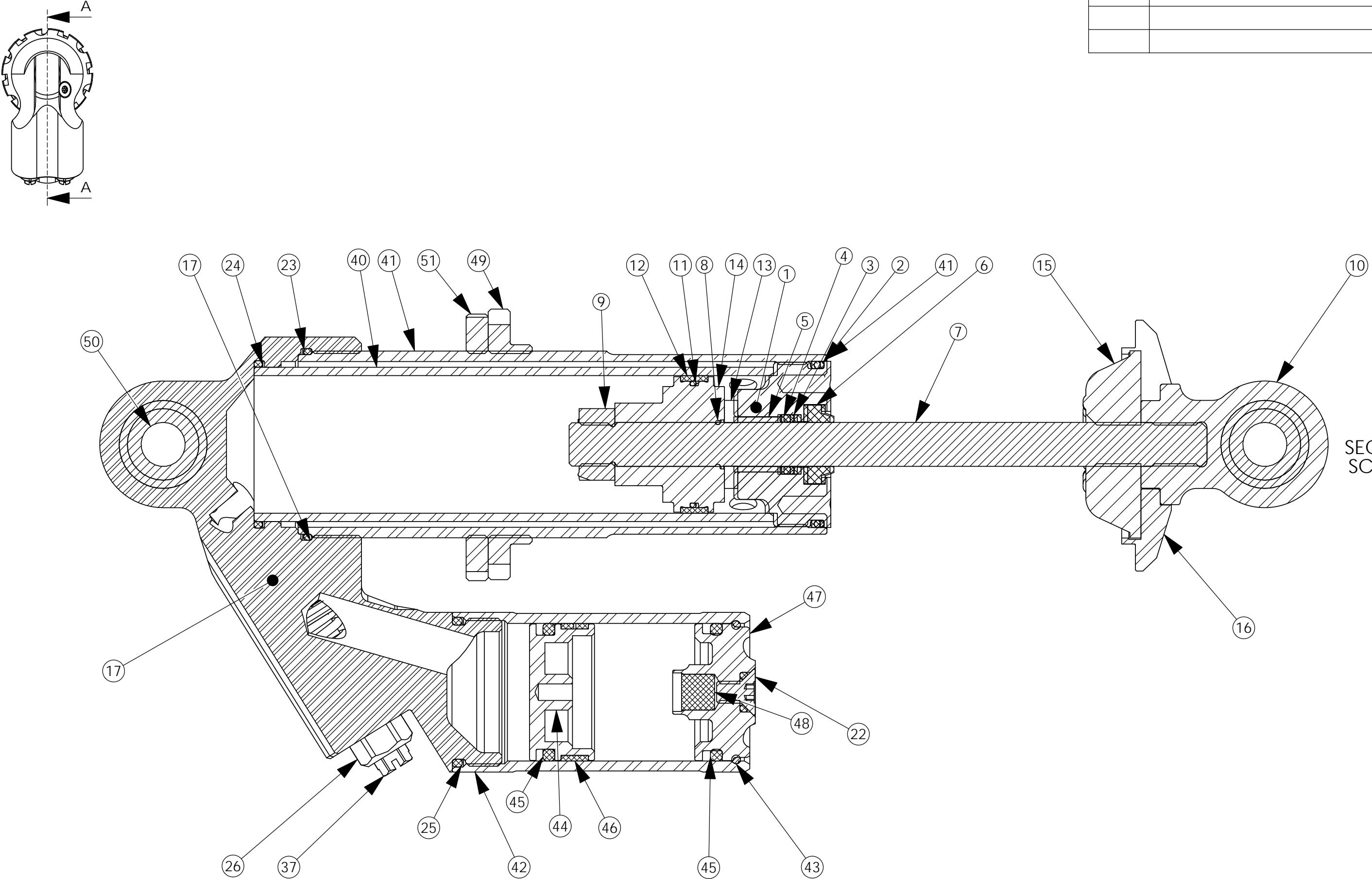
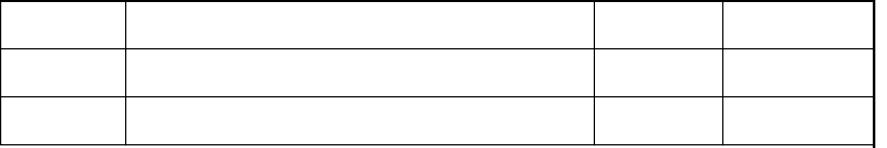
C

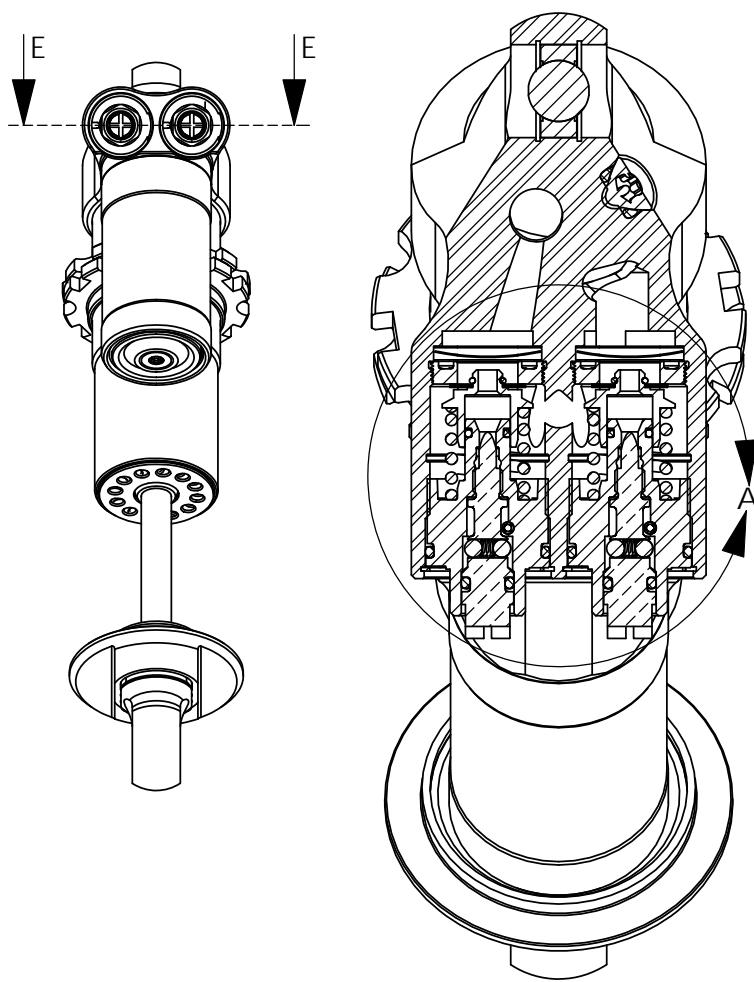
D

E

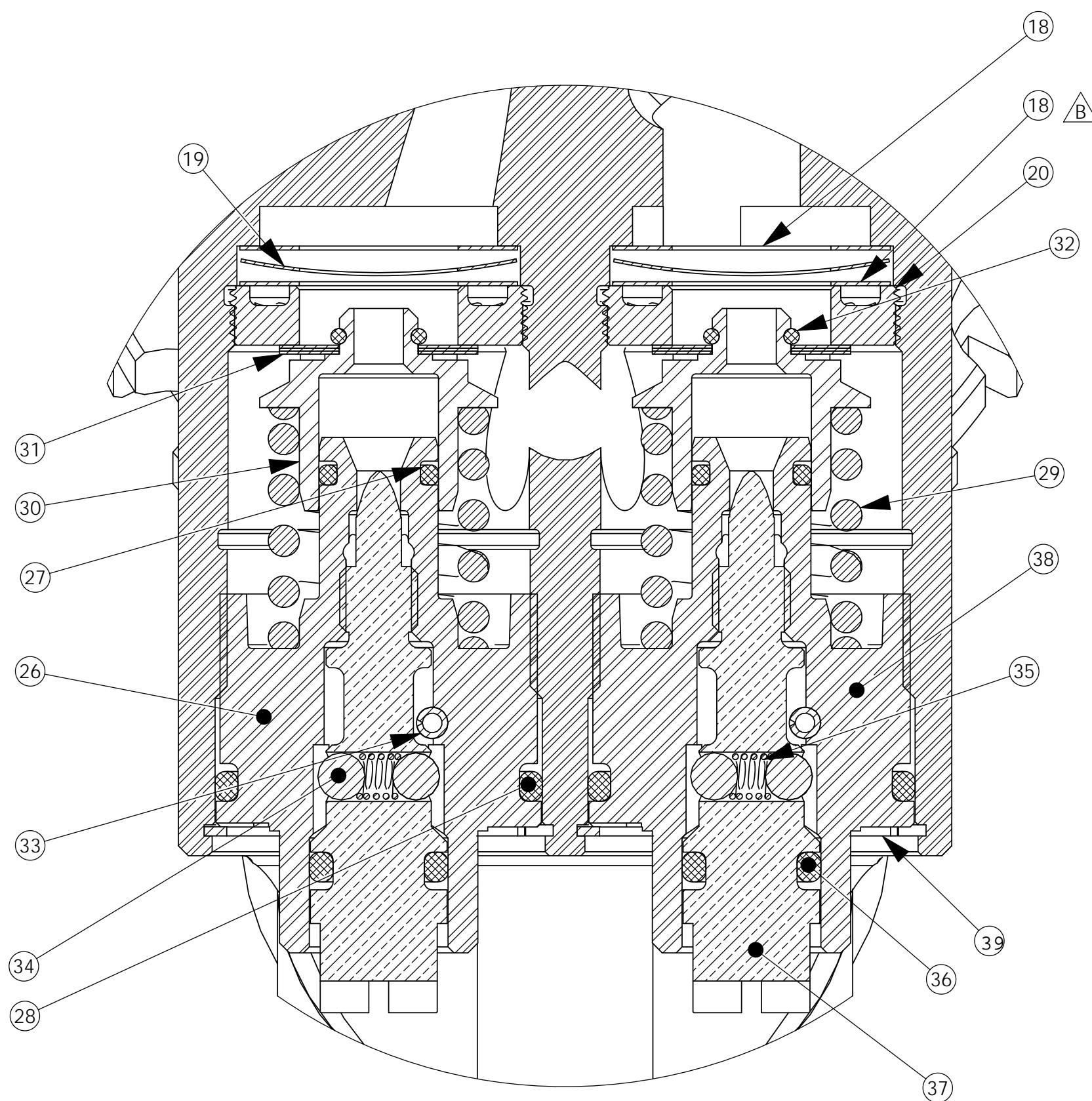
Trattamento termico:		Rugosità: 3.2	Smussi non quottati:			
DATA	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME	TITOLO:	
FIRMA	ANDREUCCI				<b>SPESSORE 8x6,5</b>	
F					<b>N° pezzi: 12</b>	
			MATERIALE: <b>ALLUMINIO</b>	QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:		
				SCALA:5:1	PARTE 1 di 1	
					A4	







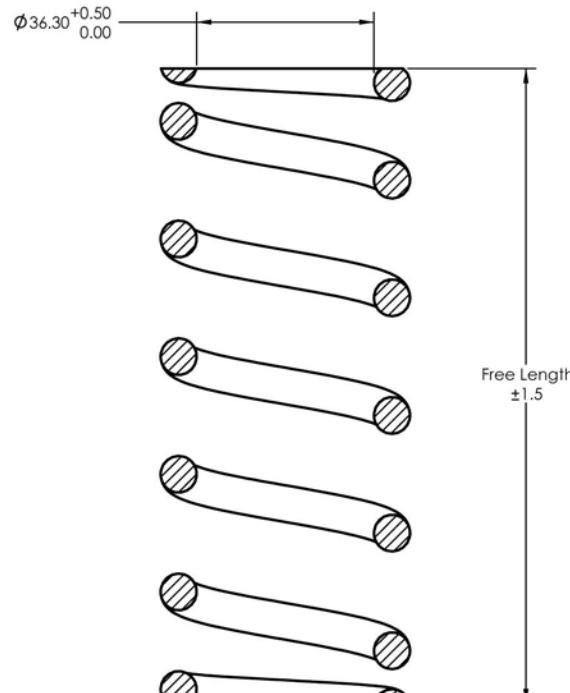
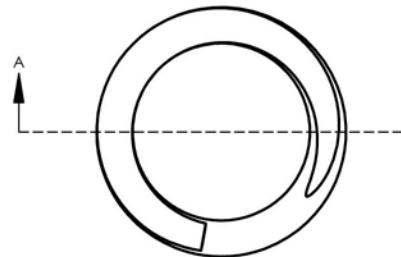
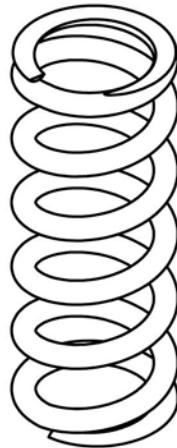
SECTION E-E  
SCALE 1 : 1



DETAIL A  
SCALE 4 : 1

<b>Item No.</b>	<b>Description</b>	<b>Qty.</b>
1	Seal Head	2
2	O-ring 26.7x1.78-a	2
3	Back Up Ring	2
4	Quad Ring	2
5	Bearing - Shaft	2
6	Rod Wiper	2
7	Shaft 115.8mm	1
8	CirClip 8x0.8-a	1
9	Lock Nut - M8	1
10	End Eye	1
11	O-ring 20.0x1.00-a	1
12	Piston Ring	1
13	Top Out Bumper	1
14	Piston	1
15	Bump Rubber	1
16	Spring Clip version 2.0	1
17	Cylinder Head	1
18	Shim - 00186-14	4
19	Wave Washer	2
20	Valve Seat	2
21	O-ring 4.5x1.50-b	2
22	Screw - flat head torx	2
23	O-ring 32.5x1.50-a	1
24	O-ring 28.0x1.50-a	1
25	O-ring 23.52x1.78-a	1
26	End Piece	1
27	O-ring 4.0x1.00-a	2
28	O-ring 13.5x1.50-a	2
29	Spring - valve 10N/mm	2
30	Poppet Valve	2
31	Shim - 4mm ID, T.15-10	6
32	O-ring 3.18x0.79-a	2
33	Spring Pin	2
34	Ball - Detent	4
35	Spring - Detent	2
36	O-ring 4.5x1.50-a	2
37	Adjustment Needle 2.2mm	2
38	End Piece	1
39	CirClip flat	2
40	Cylinder Tube - Inner	1
41	Cylinder Tube - Outer	1
42	Reservoir Tube	1
43	CirClip 25x1.60	1
44	Dividing Piston	1
45	CirClip 4.0x1.00	2
46	Piston Ring	1
47	Reservoir End	1
48	Seal - gas fill	1
49	Adjustment Nut - spring preload	1
50	Bearing - Spherical	2
51	Lock Nut - spring preload	1

REV.	DESCRIPTION	ENGR	DATE
A	Production release	TR	10/11/2005



SECTION A-A

Part No.	Spring Rate lb/in	Spring Rate kg/mm	Free Length mm	Material	Finish
DBB2.25/250	250	4.46	122	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/300	300	5.36	122	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/350	350	6.25	123	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/400	400	7.14	124	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/450	450	8.04	125	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/500	500	8.93	125	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/550	550	9.82	126	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/600	600	10.71	130	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/650	650	11.61	134	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/700	700	12.50	136	SRS60 Steel	Black Enamel
DBB2.25/750	750	13.39	140	SRS60 Steel	Black Enamel

Notes:

1. Material: Per part number table
2. Finish: Per part number table
3. Treatment: Heat treated, shot peened, and prestressed.
4. End turns closed and ground (min. 75% of end plane must be flat).
5. Spring rate tolerance  $\pm 5\%$
6. No hook marks allowed.
7. Right hand winding.
8. Marking: "Spring rate X Stroke" in 4mm text height placed on third coil. Text is white.

Example: **300 x 2.25**

mm Dimensions	This drawing and all information therein is the property of Cane Creek Cycling Components and is confidential and must not be made public or copied. It is loaned subject to return upon demand and may not be used in any way that is detrimental to our interests.
Tolerances: X: ±0.10 XXX: ±0.050 Angular: ± 0.5 Concentricity: N/A	Third Angle Projection
Material: See Table	SIZE
Weight: varies by part number	Part No.
Finish: See Table	REV.
See Table	
Color: See Table	SCALE: 1:1
SHEET 1 OF 1	

**CANE CREEK CYCLING COMPONENTS, INC.**  
355 Cane Creek Road, Fletcher, NC 28732  
TITLE: Spring  
2.25" Travel

A

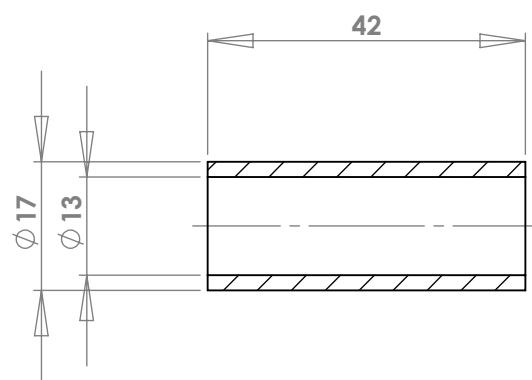
B

C

D

E

F



Trattamento termico:

Rugosità:

3.2  
▽

Smussi non quotati:

**E-TEAM Squadra Corse  
Università di Pisa**

TITOLO:

**BOCCOLA\_TEFILON\_ANT  
Nº pezzi: 2**

	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME	
DATA					
FIRMA	ANDREUCCI				

MATERIALE:  
**TEFLON**

QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

A4

SCALA:1:1

PARTE 1 di 1

A

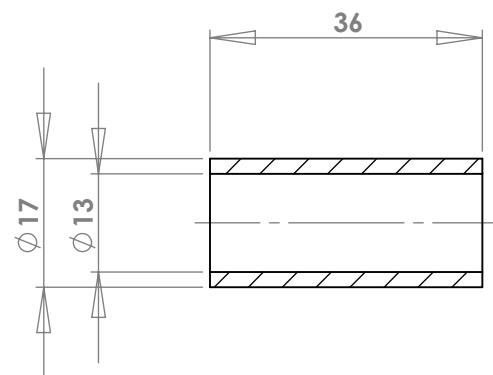
B

C

D

E

F



Trattamento termico:

Rugosità:

3.2

Smussi non  
quotati:

**E-TEAM Squadra Corse  
Università di Pisa**

DATA

FIRMA

DISEGNATO

CONTROLLATO

APPROVATO

VERIFICA NORME

TITOLO:

**BOCCOLA\_TEFLON\_POST**  
Nº pezzi: 2

ANDREUCCI

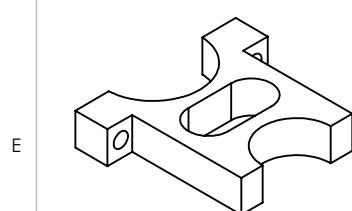
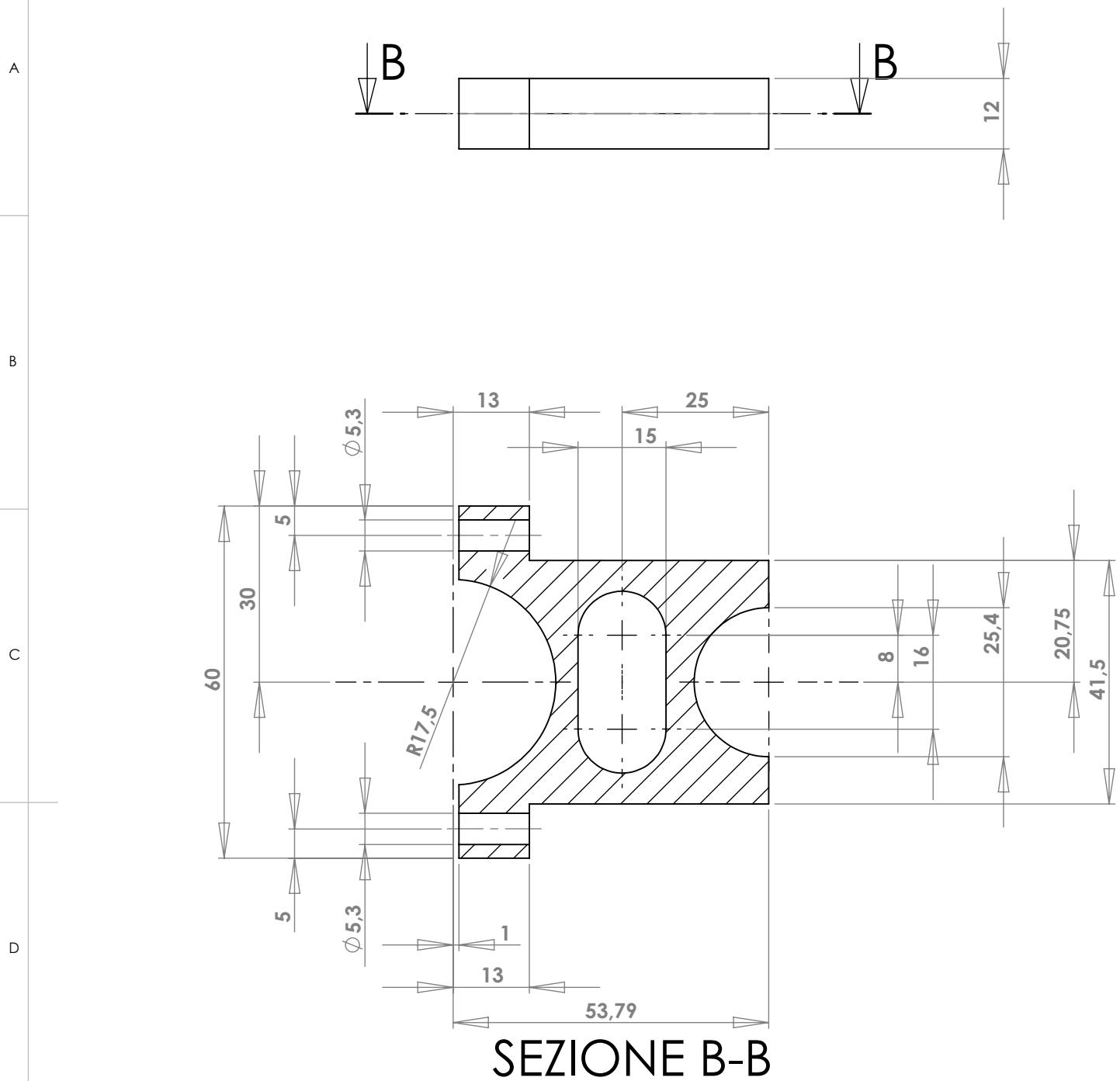
MATERIALE:  
**TEFLON**

QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

A4

SCALA: 1:1

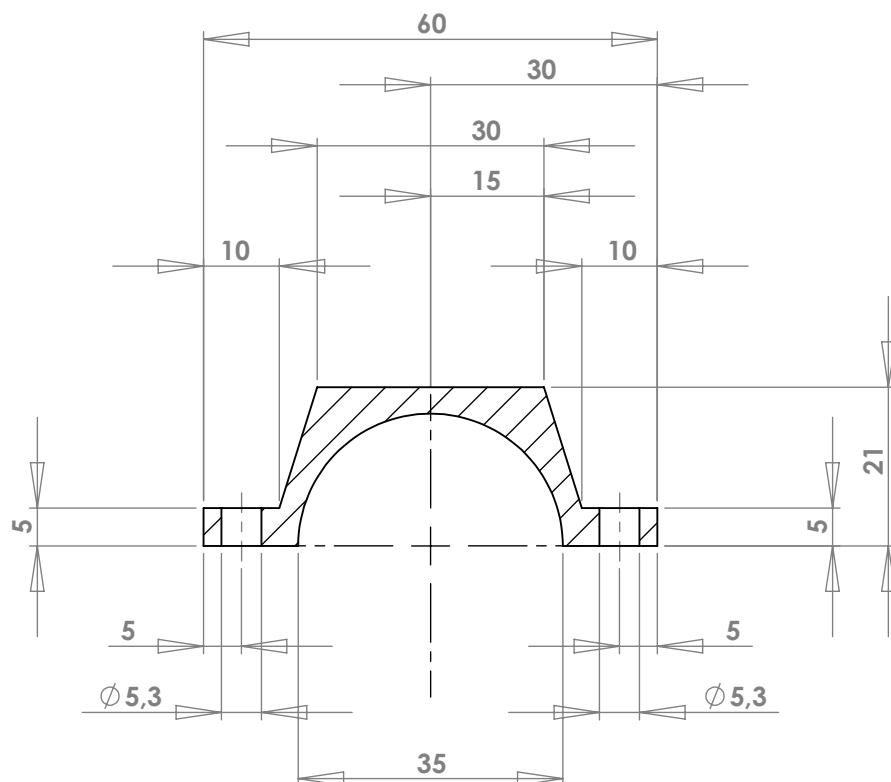
PARTE 1 di 1



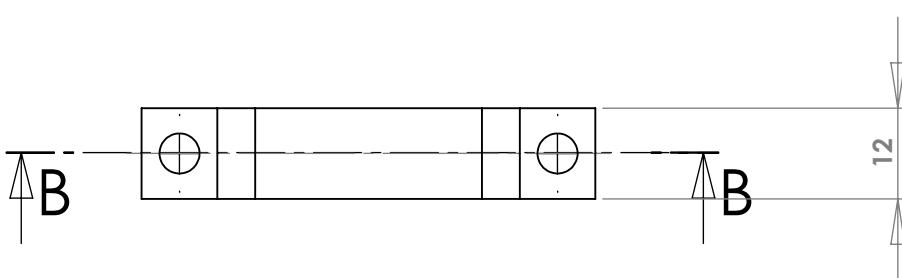
Trattamento termico:		Rugosità:	Smussi non quottati:	E-TEAM Squadra Corse Università di Pisa	
	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME	
DATA					
FIRMA	ANDREUCCI				
F			TITOLO: <b>ATTACCO_SCATOLA_INF</b> N° pezzi: 2		
		MATERIALE: <b>ACCIAIO</b> (saldabile)	QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:		
			SCALA:1:1	PARTE 1 di 1	
				A4	

# SEZIONE B-B

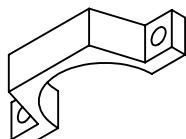
A



B



C



E

Trattamento termico:		Rugosità: 3.2	Smussi non quottati:	E-TEAM Squadra Corse Università di Pisa	
	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME	
DATA					TITOLO:
FIRMA	ANDREUCCI				ATTACCO_SCATOLA_SUP Nº pezzi: 2
		MATERIALE: ACCIAIO		QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:	
				SCALA:1:1	A4
				PARTE 1 di 1	

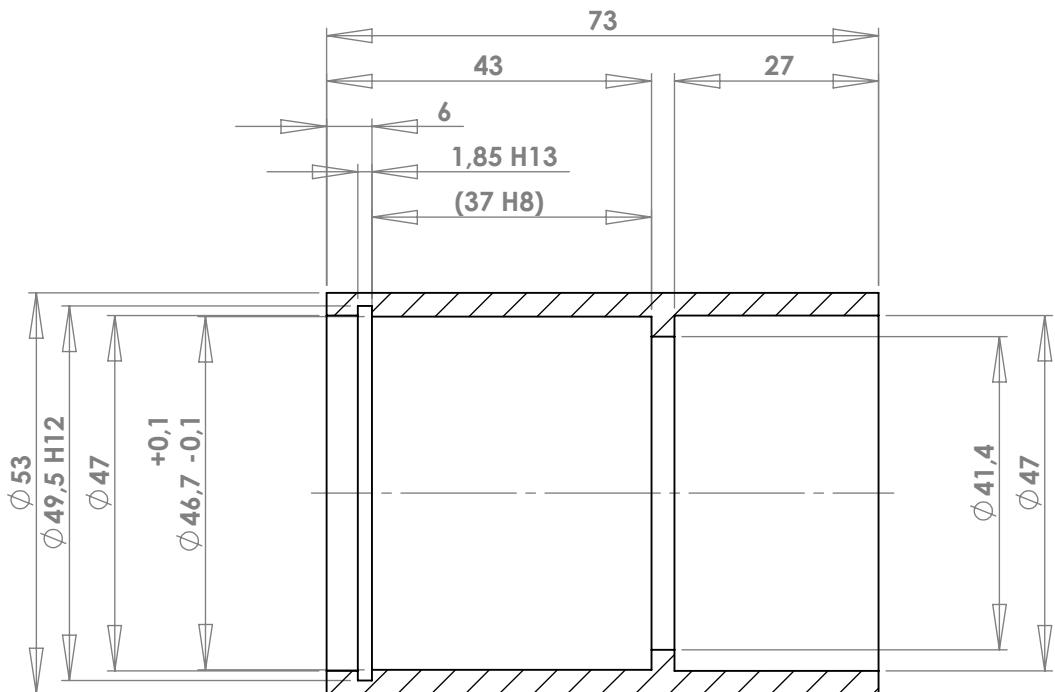
A

B

C

D

E



Trattamento termico:

Rugosità:

Smussi non  
quotati:

**E-TEAM Squadra Corse**  
**Università di Pisa**

DATA

DISEGNATO

CONTROLLATO

APPROVATO

VERIFICA NORME

FIRMA

ANDREUCCI

TITOLO:

**CANNOTTO\_STERZO**  
Nº pezzi: 1

F

MATERIALE:  
**ACCIAIO**  
(saldabile)

QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

A4

SCALA: 1:1

PARTE 1 di 1

A

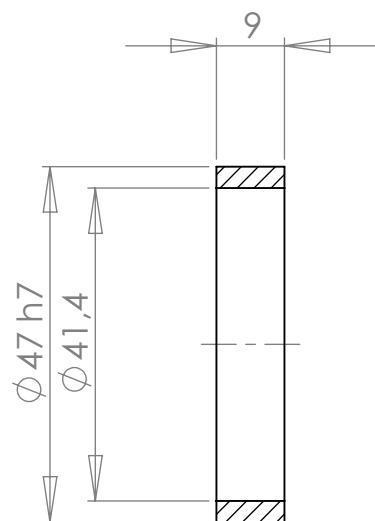
B

C

D

E

F



Trattamento termico:

Rugosità:  
3.2

Smussi non  
quotati:

**E-TEAM Squadra Corse  
Università di Pisa**

DATA

FIRMA

DISEGNATO

CONTROLLATO

APPROVATO

VERIFICA NORME

TITOLO:

**DISTANZIALE**  
N° pezzi: 1

MATERIALE:  
**ACCIAIO**

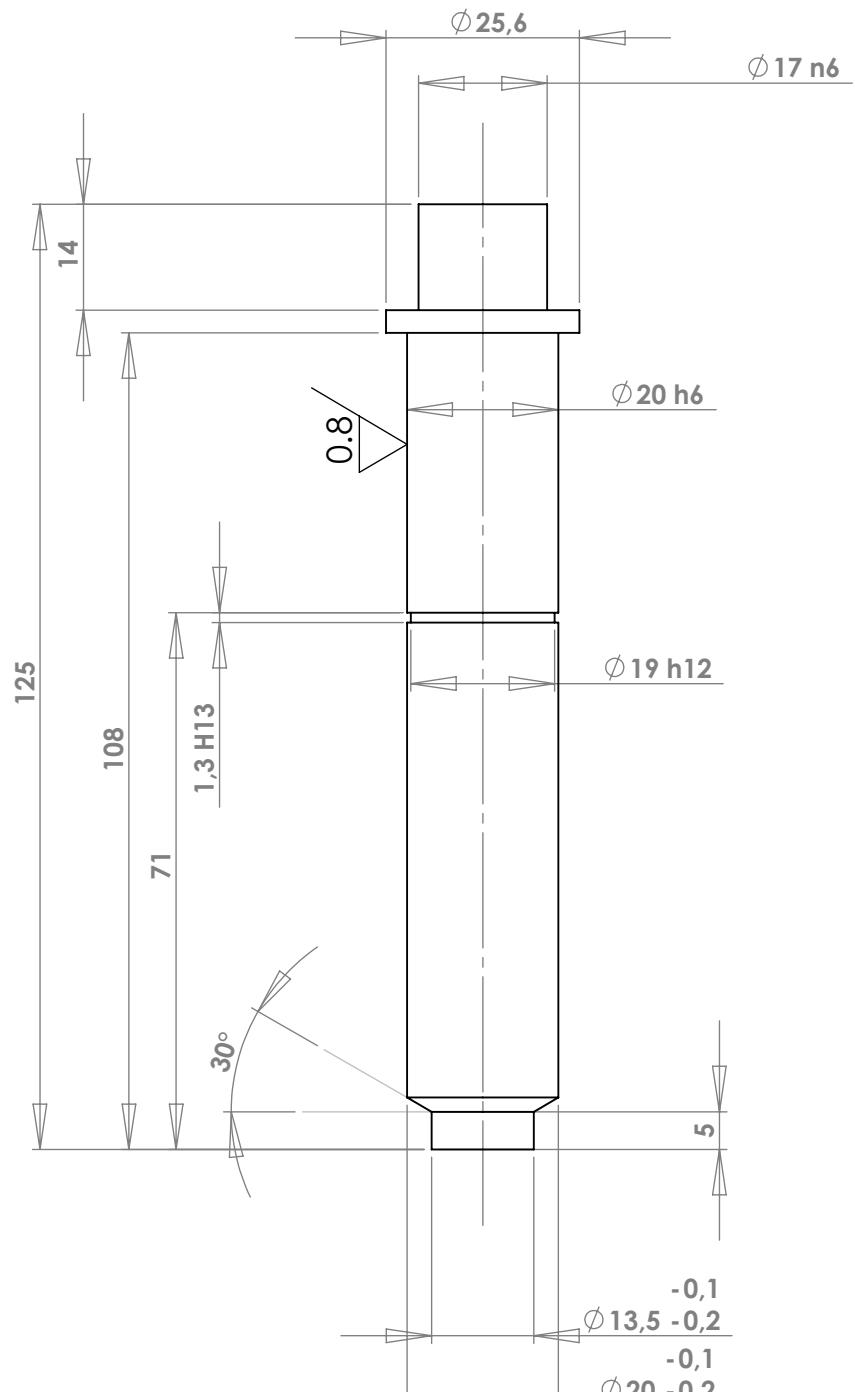
QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

**A4**

SCALA:1:1

PARTE 1 di 1

A



F

Trattamento termico:	Rugosità: 	Smussi non quotati:	
----------------------	--	------------------------	--

TITOLO:

**PIANTONE STERZO**  
N° pezzi: 1

F

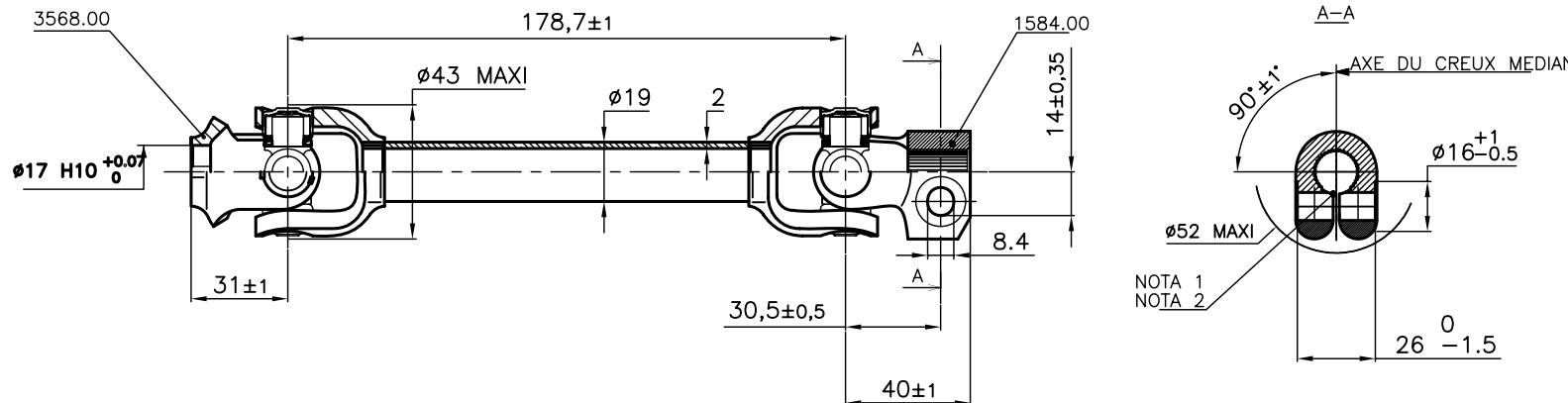
MATERIALE:  
**ACCIAIO**  
(saldabile)

QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA:

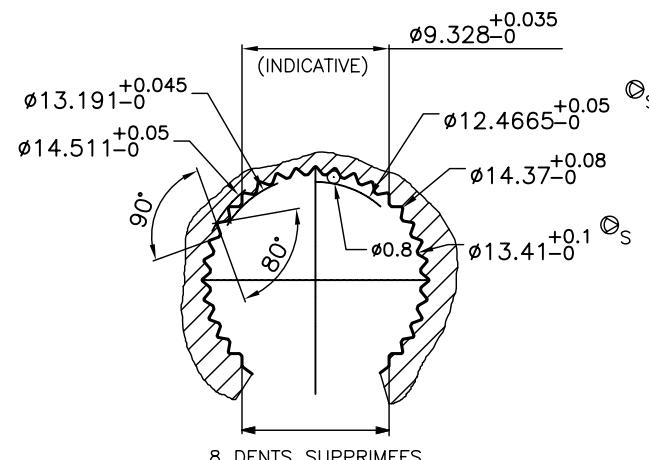
SCALA: 1:1

PARTE 1 di 1

A4



DETAIL CANNELURE 1584.00



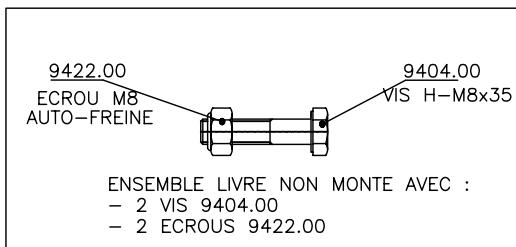
CANNELURE A FLANCS DROITS  
9/16" - 28 DENTS/36 DIV  
ECHELLE 5/1  
CANNELURE 8010.07

— NON VERNICIATO

— NO COATING

NOTA 1: BURS ALLOWED PROVIDING NOT OBSTRUCT  
THE GAUGES CROSSING AND THE YOKE CLAMPING

NOTA 2: TIGHTENING TORQUE RECOMMENDED: 20 TO 25 Nm



Nadella

Descrizione  
DBL42+B

Riferim.: STA 09014/2a

Form. A4	Scala	Dis. F. Pirotta
Data 08/04/09	Verif.	
Codice 09.029.001		Rev.

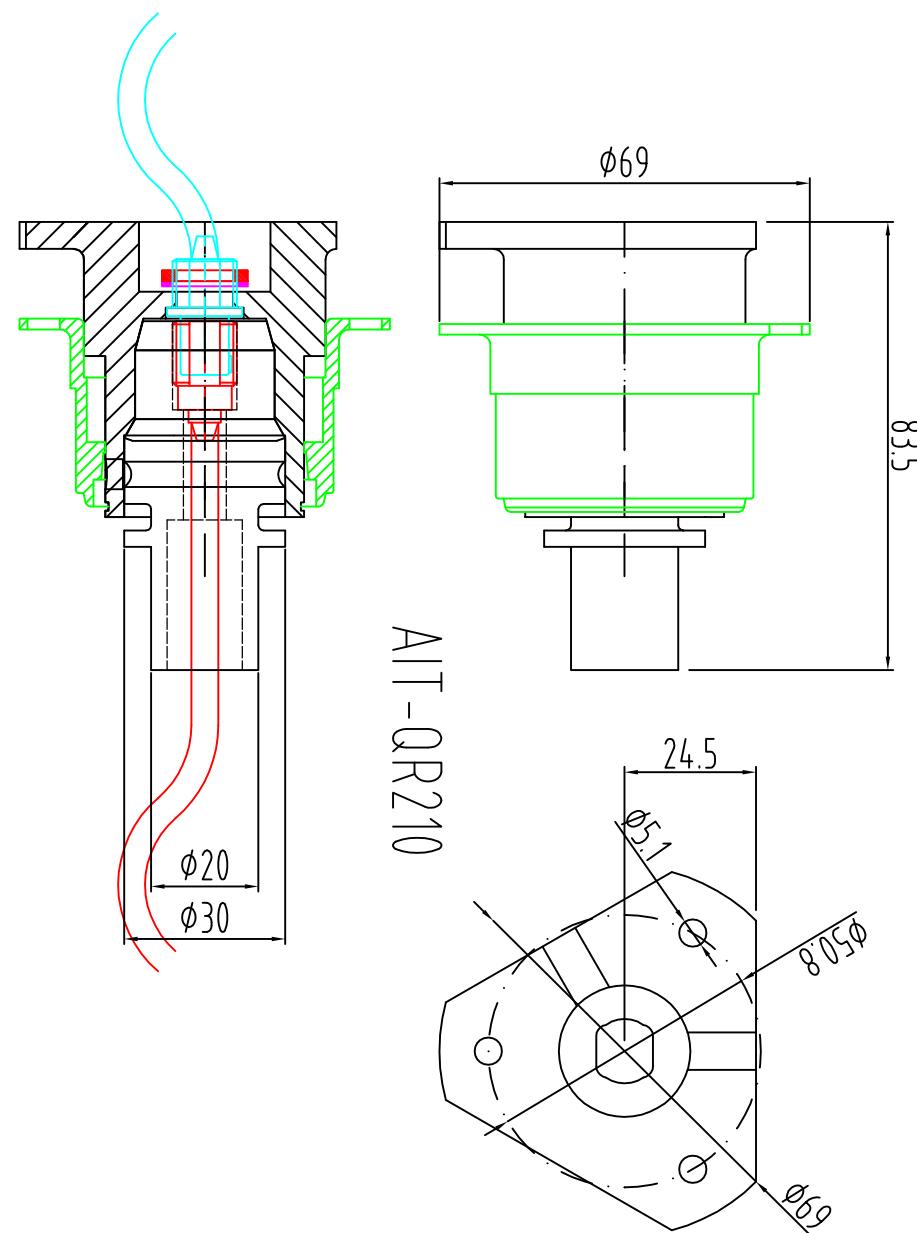
L'innesto rapido A.I.-QR210 è realizzato per potere montare i connettori elettrici LEMO : ECG.1B.314.CLL - FAG.1B.314.CL  
I connettori Lemo NON vengono forniti con gli innesti rapidi A.I.TECH.

AI-URZ10 has been project and manufactured to suit the Lemo connectors :  
ECG.1B.314.CLL - FAG.1B.314.CL

AI-URZ10 has been project and manufactured to suit the Lemo connectors :  
ECG.1B.314.CLL - FAG.1B.314.CL

AI-URZ10 has been project and manufactured to suit the Lemo connectors :  
ECG.1B.314.CLL - FAG.1B.314.CL

AI-URZ10 has been project and manufactured to suit the Lemo connectors :  
ECG.1B.314.CLL - FAG.1B.314.CL

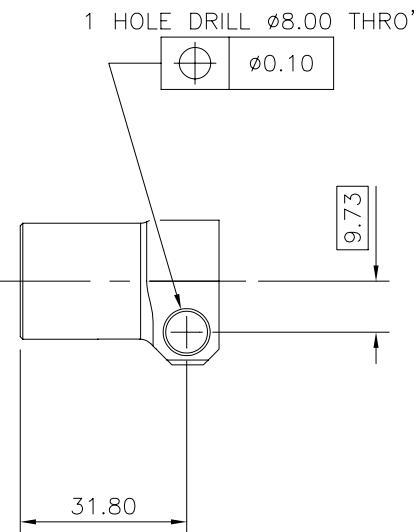


MODIFICA					
Indice	Data	Compilato	Controllato	Scalo	Data:
Toll. Generali:	<input type="text" value="Ø"/>	<input text"="" type="text" value="Ø"/>	<input 3"="" text"="" type="text" value="Lungh:&lt;/td&gt; &lt;td colspan="/> <b>DESCRIZIONE</b>		
Dim.mat:	<input 3"="" text"="" type="text" value="Quant.&lt;/td&gt; &lt;td colspan="/> <b>SGANCIO RAPIDO</b>				
			<b>pz.</b>	<b>ATT-QR210</b>	
			<b>TECNO2</b>		
			PERFORMANCE PRODUCTS S.p.A.		
Codice Materiale:		<input 2"="" text"="" type="text" value="Form.&lt;/td&gt; &lt;td colspan="/> N° DIS:			
Trattamento:		<input 2"="" text"="" type="text" value="Norme:&lt;/td&gt; &lt;td colspan="/> <input type="text" value="Norme:</td>			

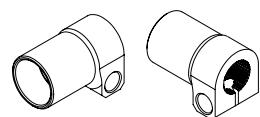
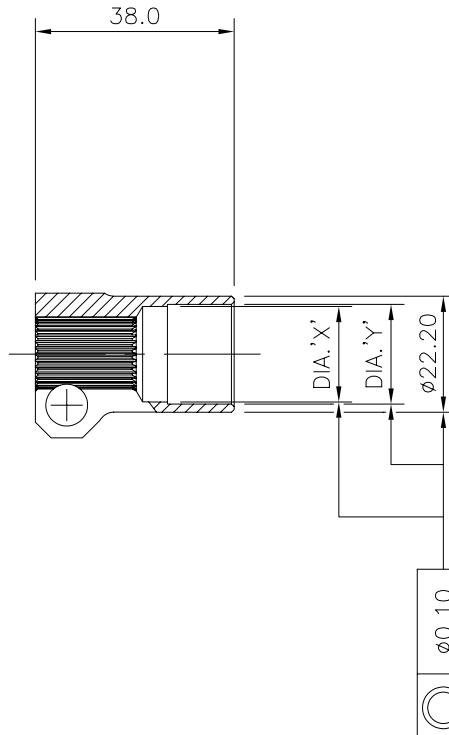
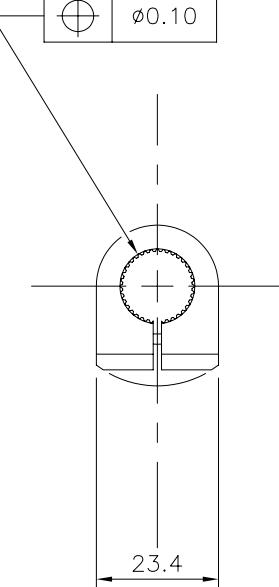
A02 621 111 -- A3

THIRD ANGLE PROJECTION  - BS 308

DO NOT SCALE



1 HOLE BORE  $\phi 13.30 \pm 0.02$  THRO'  
& BROACH 36 SERRATIONS ON  $\phi 9/16"$   
NOMINAL TO BS 2059.

AUXILIARY ISOMETRIC VIEWS  
(HALF FULL SIZE).

DRAWING NUMBER	DIAMETER 'X'	DIAMETER 'Y'	MATERIAL
A02 621 111 01 A3	$\phi 18.30$	$\phi 19.05$	220M07 (EN1A)
A02 621 111 02 A3	$\phi 15.10$	$\phi 15.90$	220M07 (EN1A)
A02 621 111 11 A3	$\phi 18.30$	$\phi 19.05$	150M19 (EN14A)
A02 621 111 12 A3	$\phi 15.10$	$\phi 15.90$	150M19 (EN14A)

Issue:  
Date:  
Grid:  
Details:

Drawn by: tar August '99

Approved: tws Aug'99

Sheet No: 1/1



Certificate No: 2255/00



Casting Limits:  
1 decimal place  $\pm 0.50$   
2 decimal places  $\pm 0.20$   
Angular  $\pm 1^\circ$

Machining Limits:  
1 decimal place  $\pm 0.20$   
2 decimal places  $\pm 0.10$   
Angular  $\pm 0.5^\circ$

Scale:  
FULL SIZE.  
Dimensions  
in: mm.

Material Spec:

Treatment:

Finish:  
NATURAL.

Copyright: This drawing is confidential and remains the property of TITAN Motorsport at all times. It is issued on express condition that it shall not be copied or disclosed to a third party, either wholly or in part, for any purpose without the written consent of TITAN Motorsport.

Computed Weight:

Title:  
STEERING COLUMN END

A02 621 111 -- A3

1

2

3

4

5

6

A3

A11 622 101 --

A11

THIRD ANGLE PROJECTION  BS 308

DO NOT SCALE

A

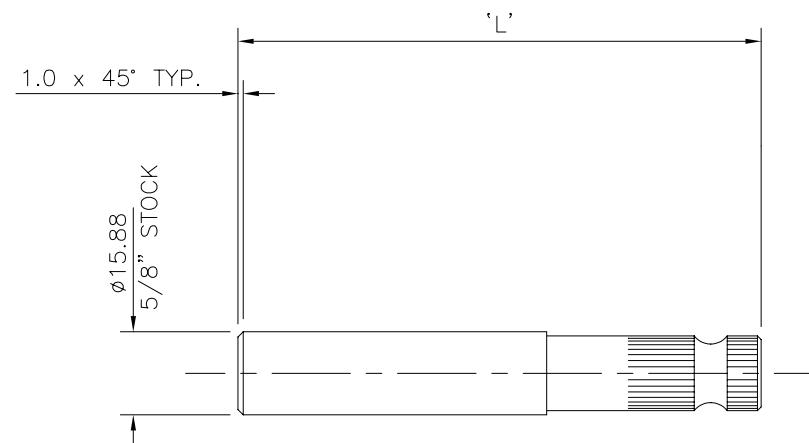
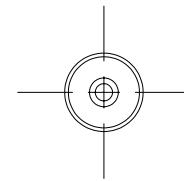
A

B

B

C

C



COMPONENT TO SUIT TITAN STEERING COUPLING A11 621 111 --

## SPLINE DATA

NUMBER OF SERRATIONS.	36
FORM.	BS 2059

DIMENSION L	PART NUMBER	COMPUTED WEIGHT
75	A11 622 101 01 A3	101g
190	A11 622 101 02 A3	280g
*	A11 622 101 03 A3	*
*	A11 622 101 04 A3	*
*	A11 622 101 05 A3	*
*	A11 622 101 06 A3	*
*	A11 622 101 07 A3	*



Casting Limits:

1 decimal place  $\pm 0.50$   
 2 decimal places  $\pm 0.20$   
 Angular  $\pm 1^\circ$

Machining Limits:

1 decimal place  $\pm 0.20$   
 2 decimal places  $\pm 0.10$   
 Angular  $\pm 0.5^\circ$

Scale:

FULL SIZE.  
 Dimensions  
 in: mm.

Material Spec:

Treatment:

Finish:  
 OIL LIGHTLY.

Copyright: This drawing is confidential and remains the property of TITAN Motorsport at all times. It is issued on express condition that it shall not be copied or disclosed to a third party, either wholly or in part, for any purpose without the written consent of TITAN Motorsport.

Computed Weight:

\*

Title: STEERING COLUMN  
 END-(MALE).

A11 622 101 -- A3

proto-a  
 Issue: 11/02  
 Date: 11/02  
 Grid:  
 Details:  
 Released for prototype  
 manufacture.  
 Replaces A02 621 117 00 A3

Drawn by: dsr Nov '02

Approved: tws Nov'02

Sheet No: 1 of 1

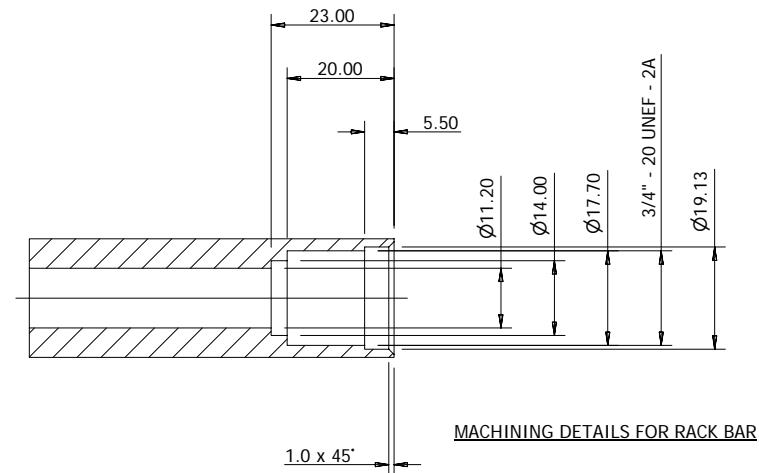
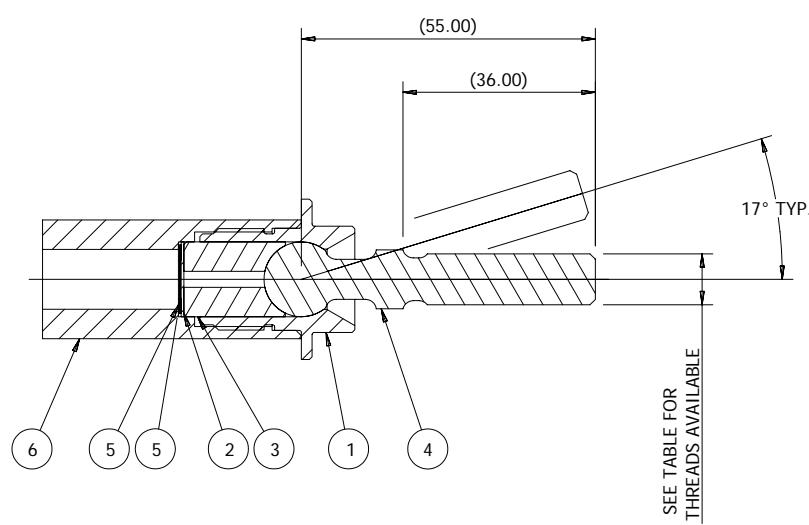
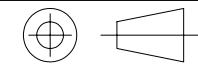


Certificate No: 2255/00

A3

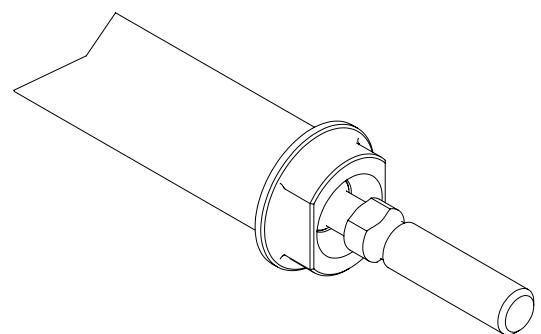
SS 003

BS 8888



PARTS LIST			
ITEM	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY
1	A11 616 101 00	SOCKET - BALL END	1
2	A10 913 103 - -	SHIM - Ø14	1
3	A11 616 120 00	SHOE - BALL END	1
4	SEE TABLE	BALL END	1
5	RDS 072 128 25	SPRING - DISC (Ø7.2xØ12.8x0.25)	2
6	-----	RACK BAR	1

THREAD	DRAWING NUMBER
MF8 x 1.0	A11 616 140 00 A2
MF10 x 1.25	A11 616 141 00 A2
MF8 x 1.0 - LH	A11 616 150 00 A2
MF10 x 1.25 - LH	A11 616 151 00 A2
5/16" x 24 UNF	A11 616 160 00 A2
3/8" x 24 UNF	A11 616 161 00 A2
5/16" x 24 UNF - LH	A11 616 170 00 A2
3/8" x 24 UNF - LH	A11 616 171 00 A2

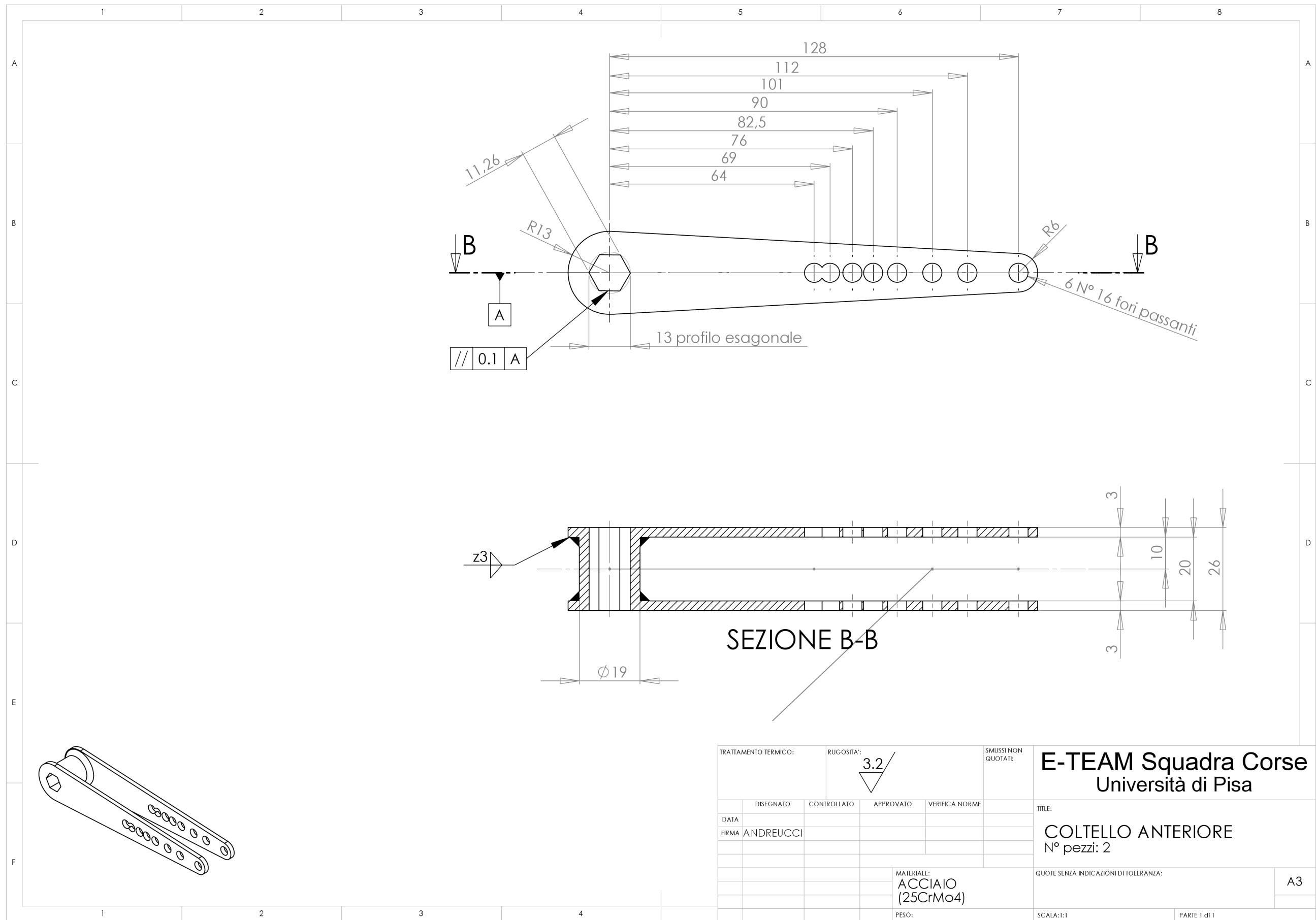


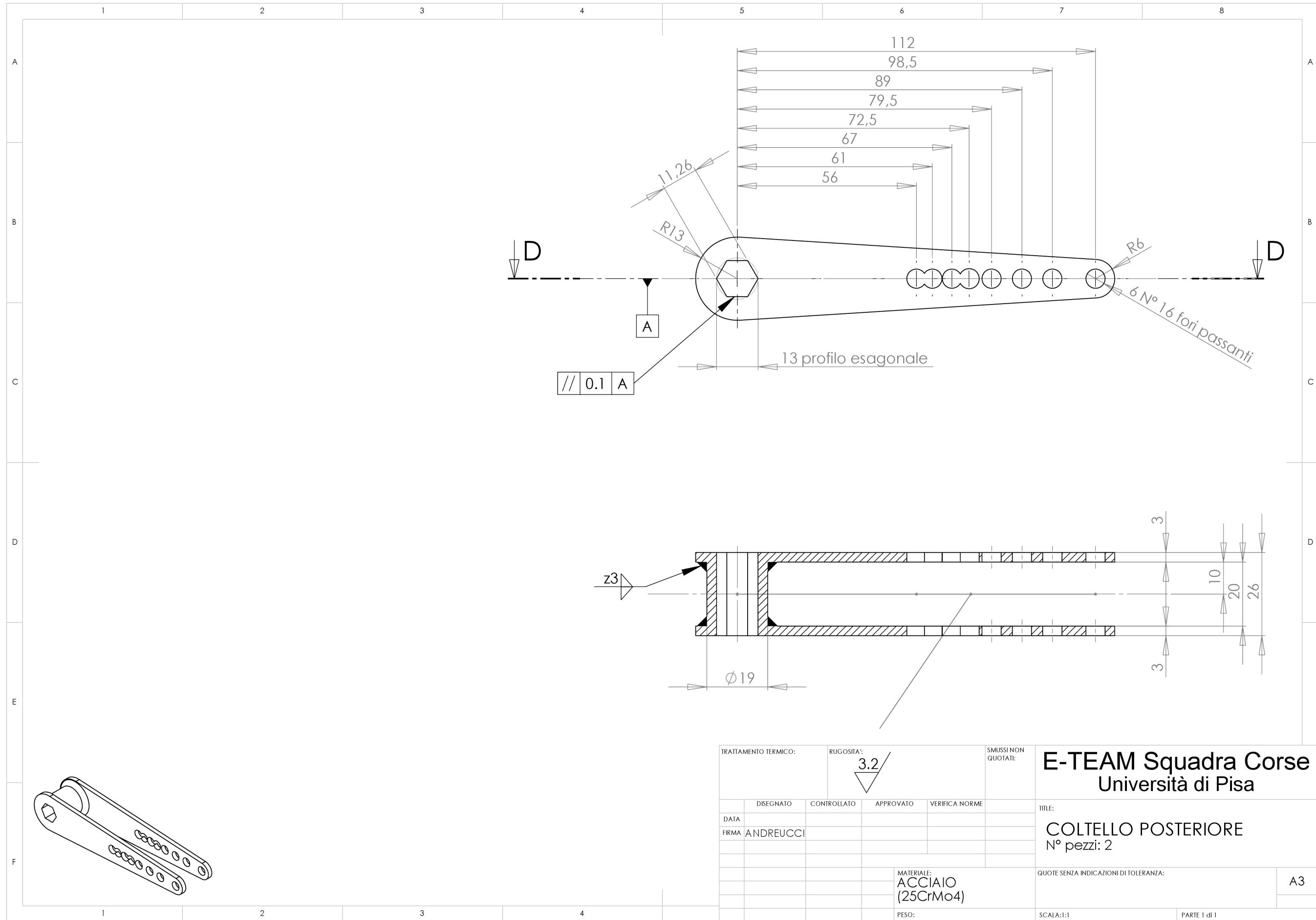
A	Released for prototype manufacture.	MGB	9.05	
ISSUE	REVISION	ECN	SIGNED	DATE
 e-mail - design@titan-motorsport.com		Design: DSR Drawn: MGB Project: Weight: Material: AS LISTED Treatment: Finish:		
Approved: Sheet: 1 of 1		Scale: 1:1 Title: SPEC FOR COMPACT END JOINTS.		

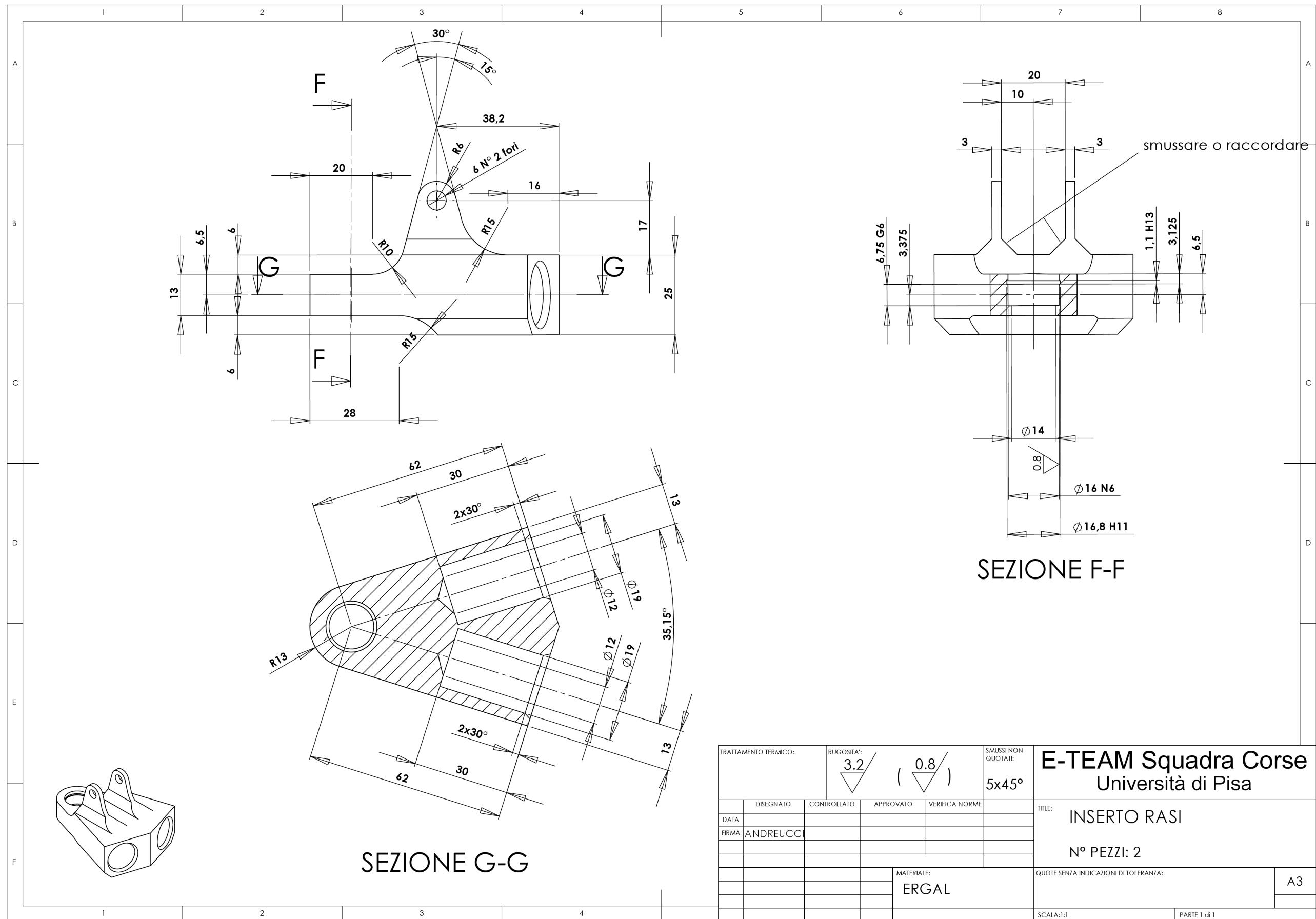
ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS UNLESS OTHERWISE STATED  
 GENERAL TOLERANCES  
 0 DEC PL  $\pm$  0.50mm ; 1 DEC PL  $\pm$  0.20mm  
 2 DEC PL  $\pm$  0.10mm ; ANGULAR  $\pm$  0.25°  
 BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE ALL BURRS  
 NOTICE: This drawing is the property of Titan Motorsport Ltd it must not be reproduced or copied and must be returned at any time upon demand. This drawing is also confidential and must be disclosed to no one other than an employee requiring it for the job. It is a condition under which this job is placed that no goods will be made modified or repaired from this drawing except in accordance with an official order from Titan Motorsport Ltd.

SS 003

A3

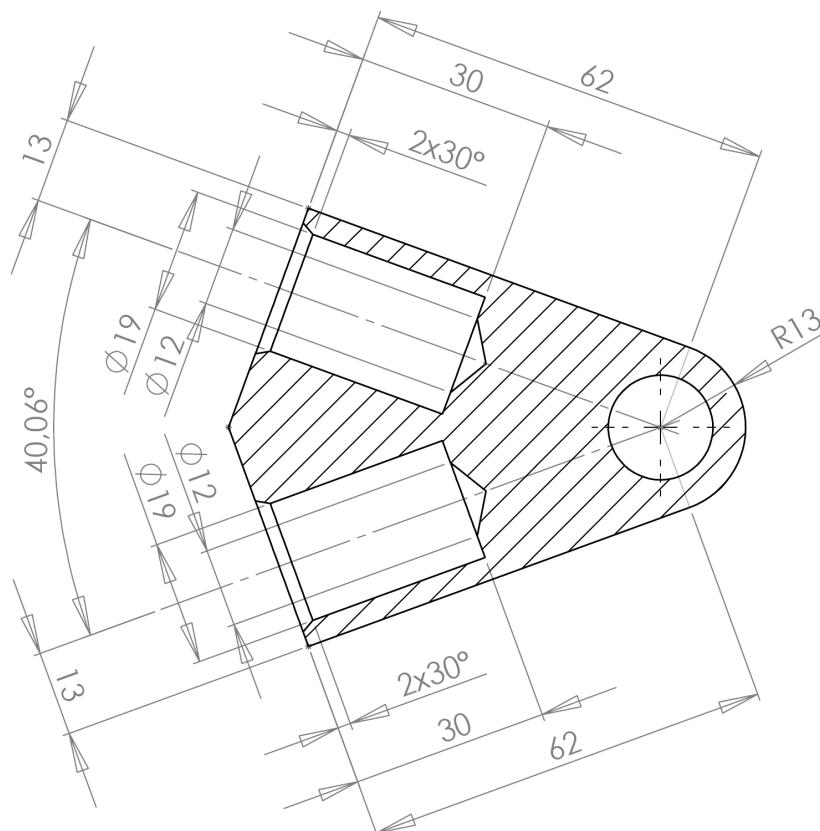
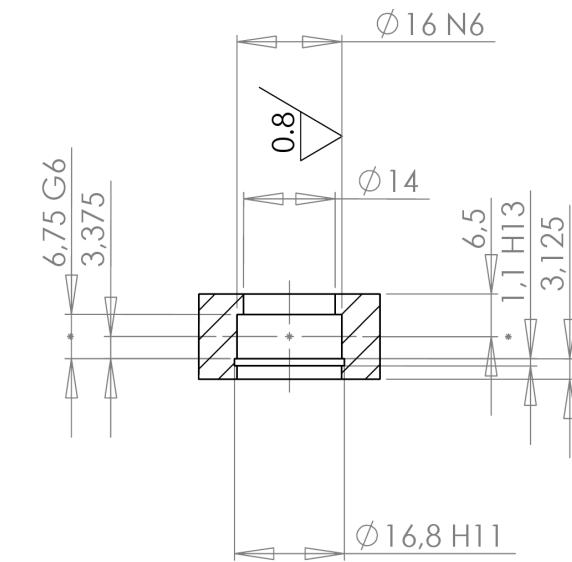
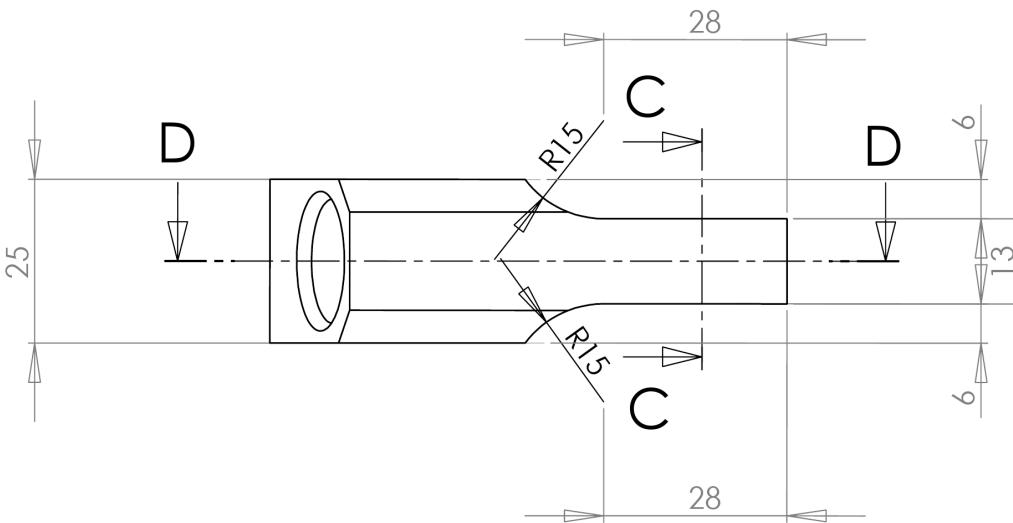




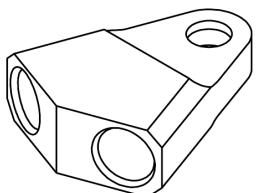


SEZIONE G-G

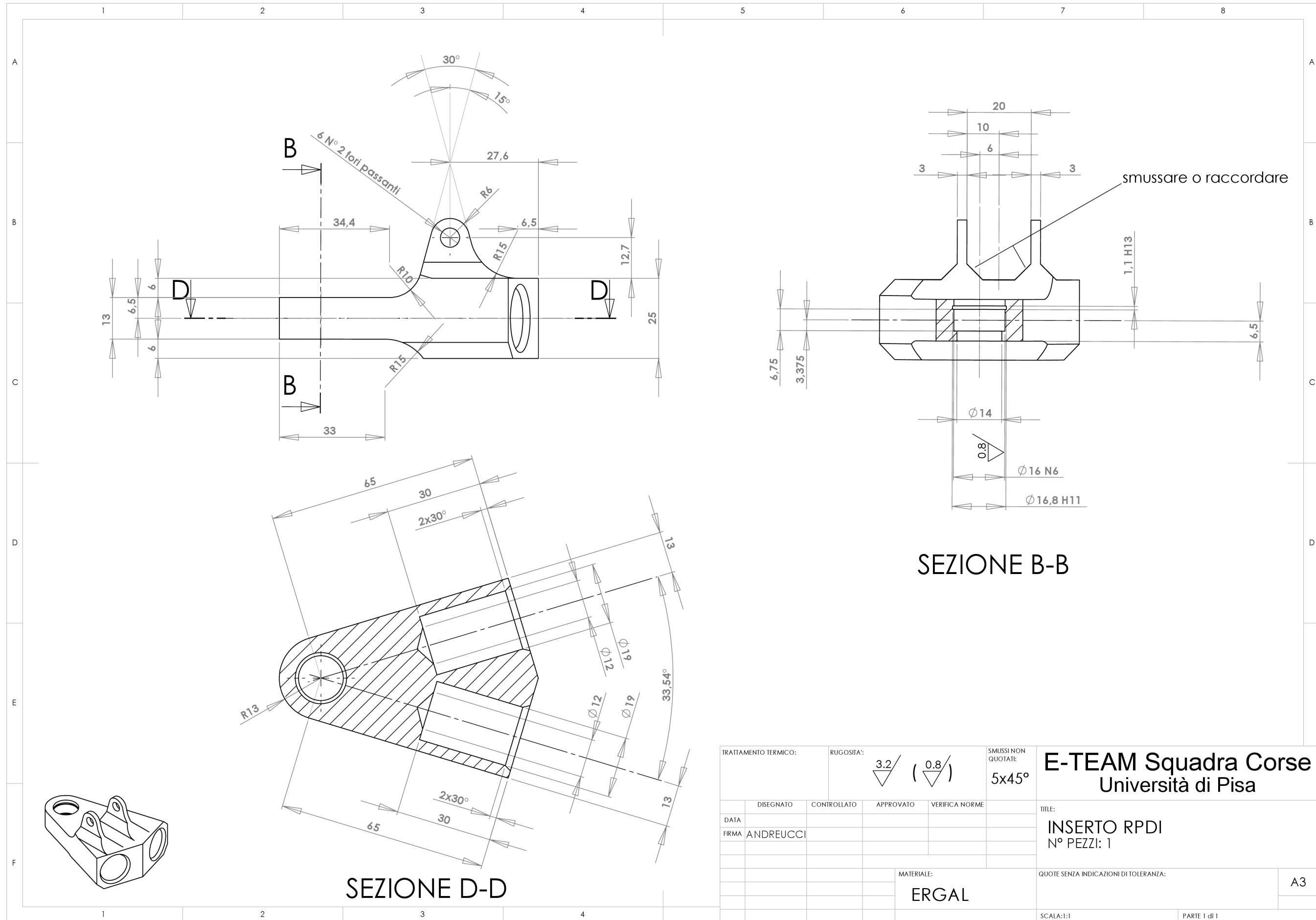
## SEZIONE C-C

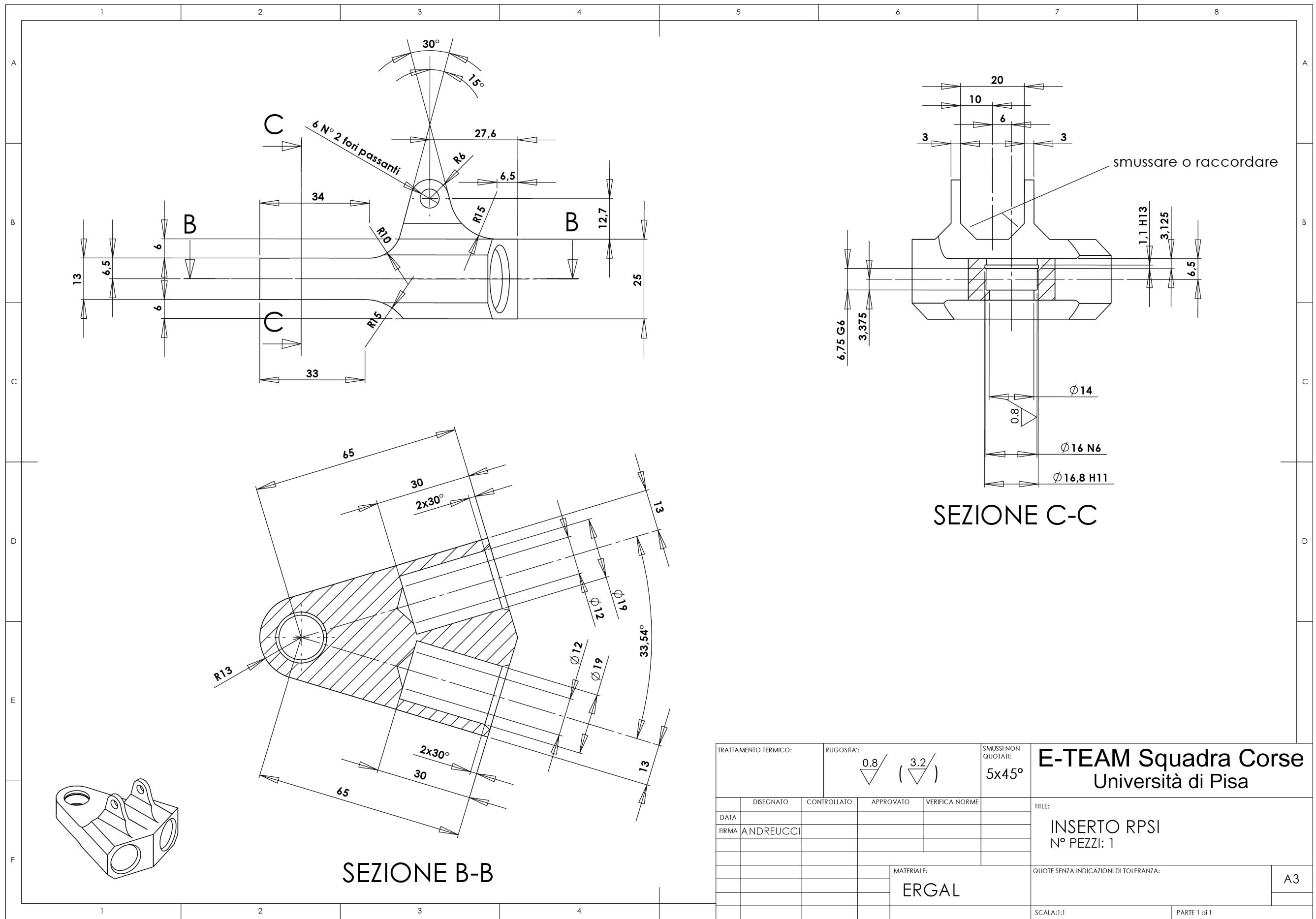


## SEZIONE D-D

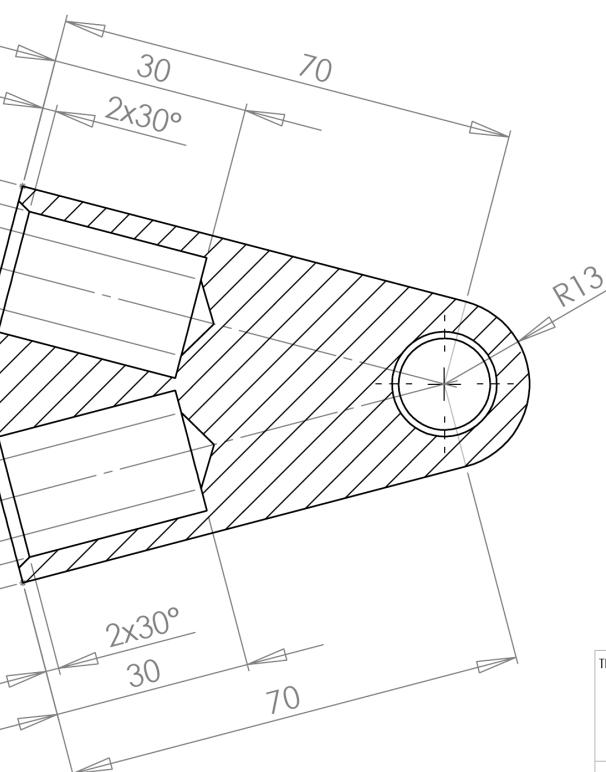
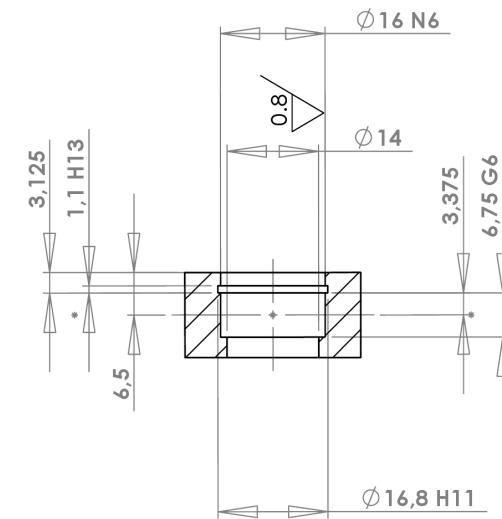
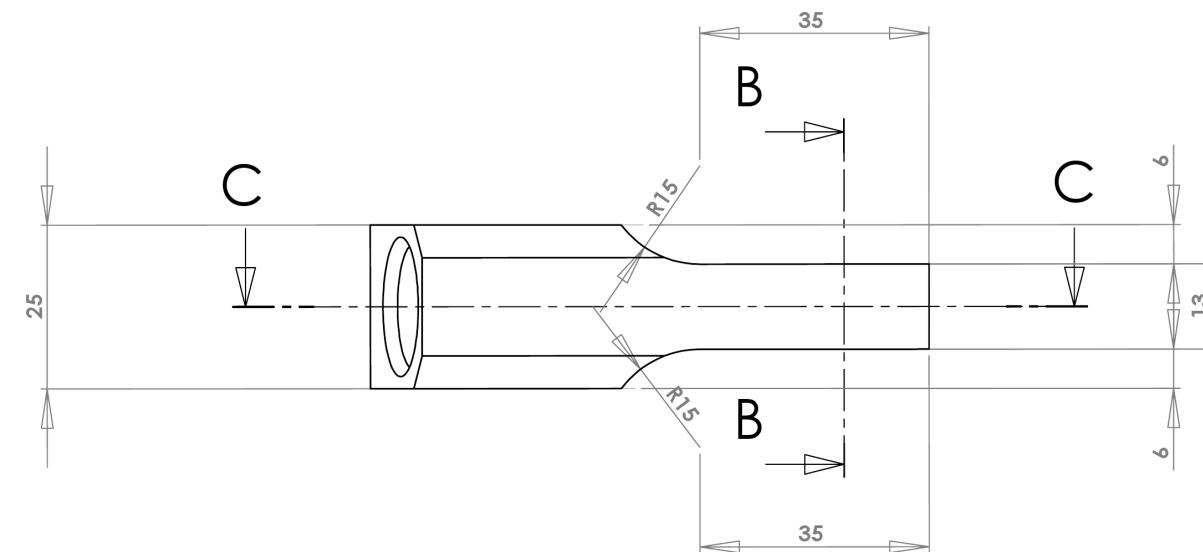


TRATTAMENTO TERMICO:	RUGOSITA':	SMUSSI NON QUOTATI:	E-TEAM Squadra Corse Università di Pisa	
	3.2 / ( 0.8 / )	5x45°		
DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME	
DATA				
FIRMA	ANDREUCCI			
		MATERIALE:	QUOTE SENZA INDICAZIONI DI TOLERANZA: ERGAL	
		PESO:	SCALA:1:1	A3
				PARTE 1 di 1

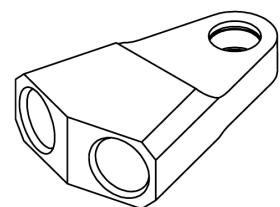




## SEZIONE B-B



## SEZIONE C-C



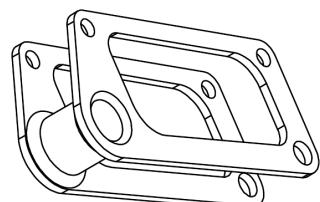
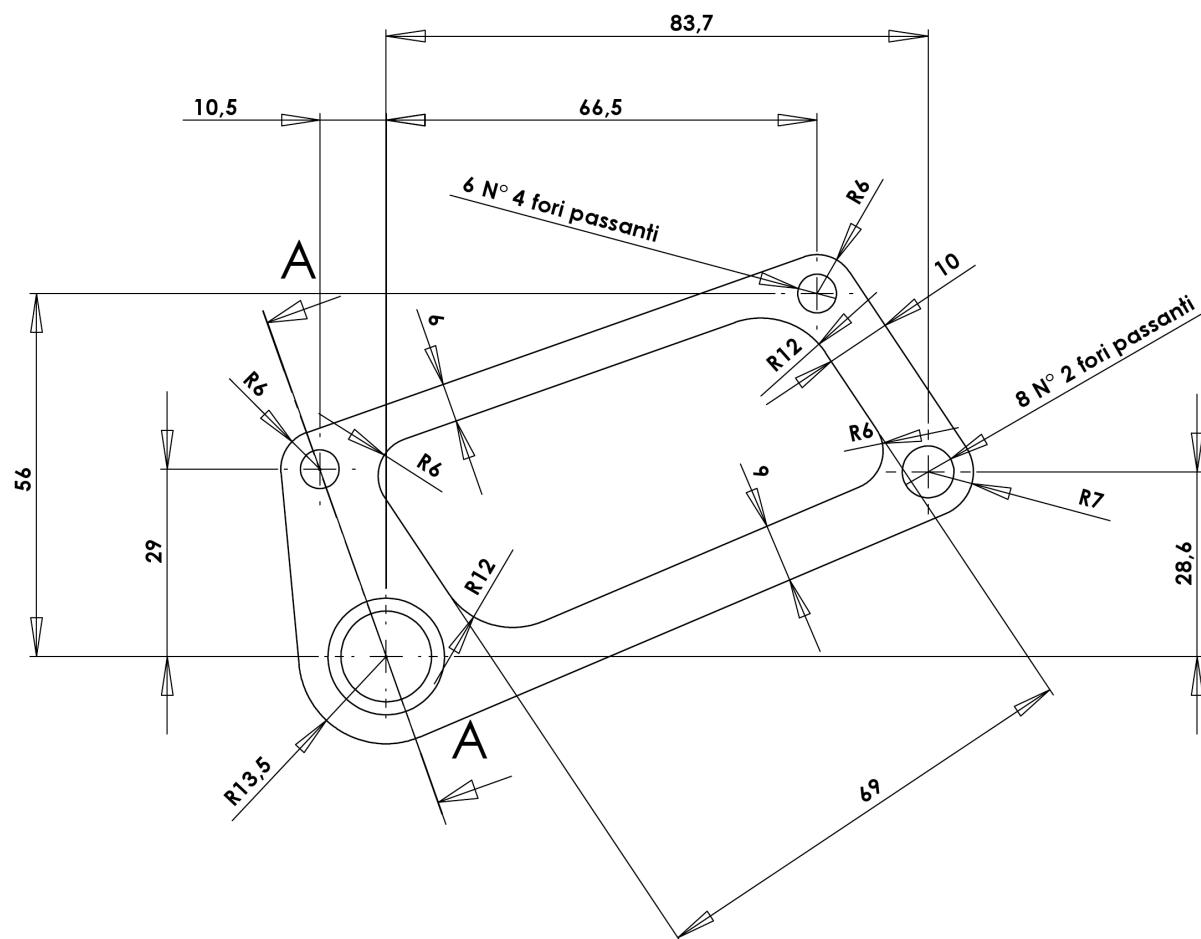
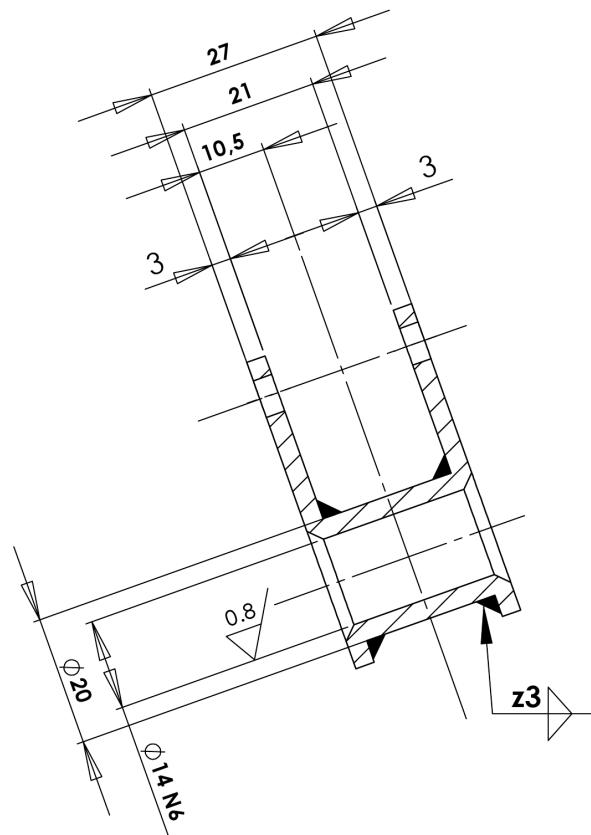
TRATTAMENTO TERMICO:	RUGOSITA':	SMUSI NON QUOTATI:
	3,2 / ( 0,8 / )	5x45°
DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO
DATA		VERIFICA NORME
FIRMA ANDREUCCI		
	MATERIALE:	QUOTE SENZA INDICAZIONI DI TOLERANZA:
	ERGAL	
	PESO:	SCALA:1:1
		PARTE 1 di 1

**E-TEAM Squadra Corse  
Università di Pisa**

TITLE:  
**INSERTO\_RPSS**  
Nº pezzi: 2

A3

# SEZIONE A-A SCALA 1 : 1



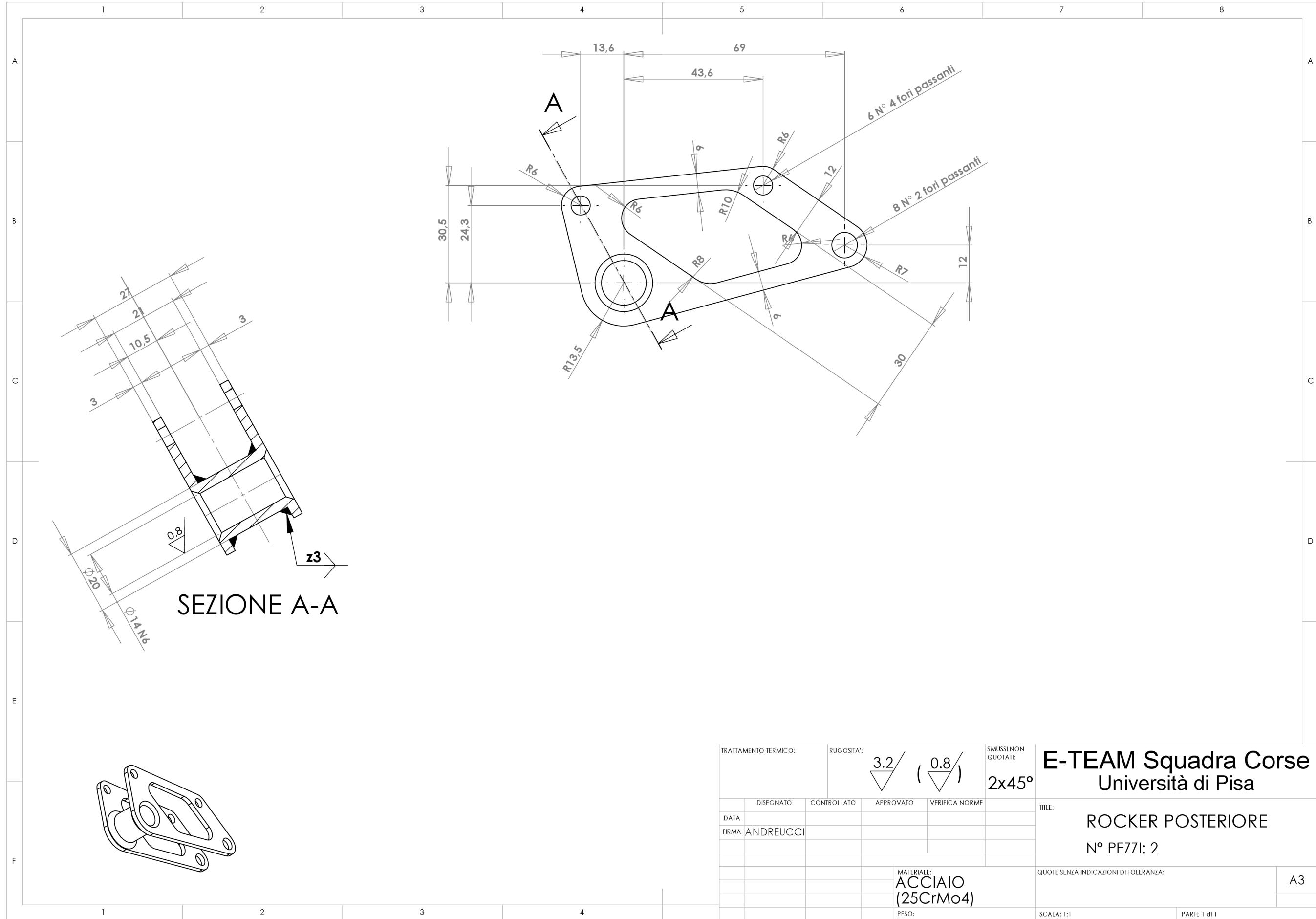
TRATTAMENTO TERMICO:	RUGOSITA':	 	SMUSSI NON QUOTATI:
			$2 \times 45^\circ$

E-TEAM Squadra Corse  
Università di Pisa

ROCKER ANTERIORE

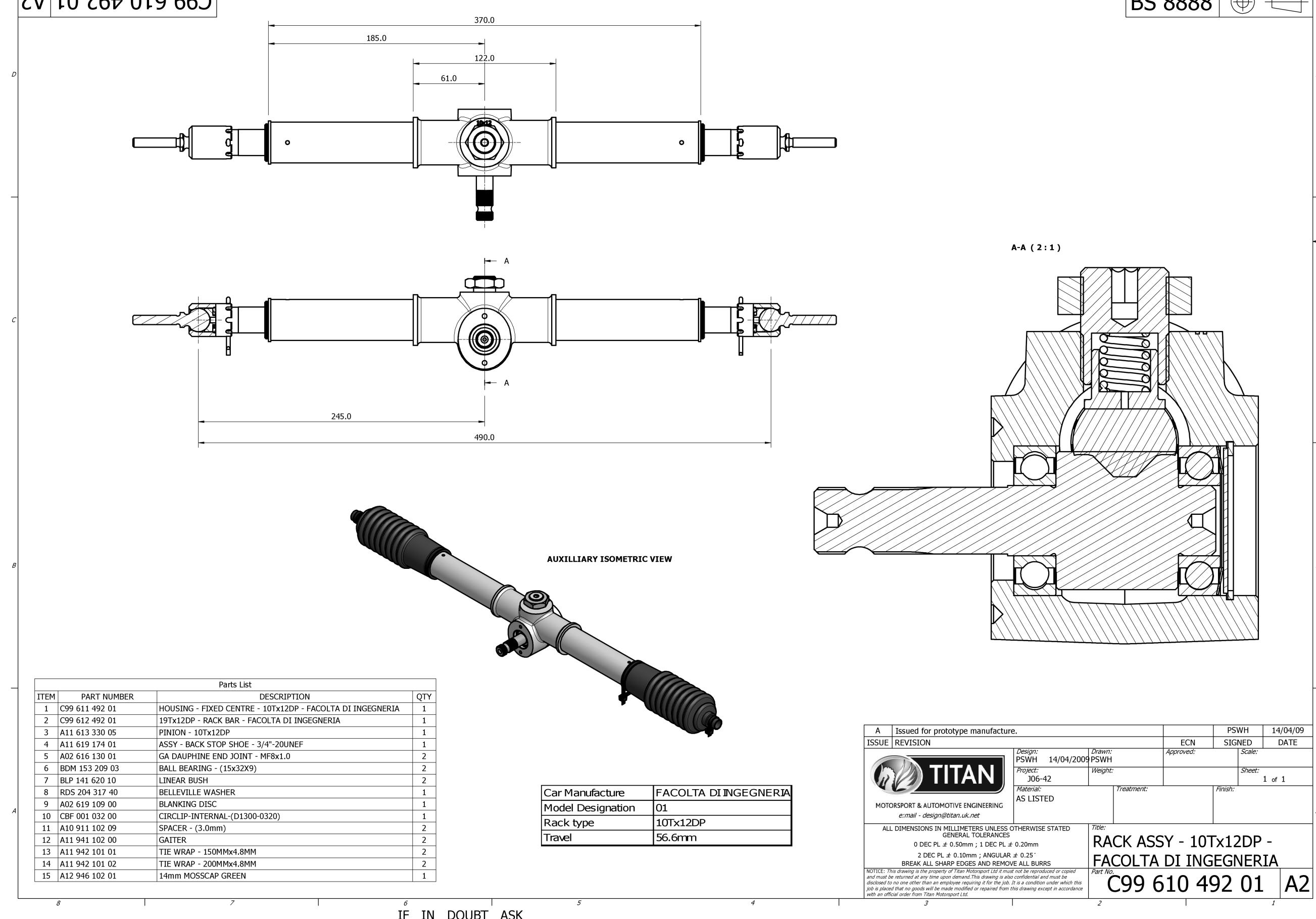
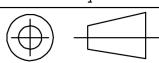
Nº PEZZI: 2

DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	VERIFICA NORME	TITLE:  ROCKER ANTERIORE  N° PEZZI: 2
DATA				
FIRMA	ANDREUCCI			
		MATERIALE: <b>ACCIAIO (25CrMo4)</b>		QUOTE SENZA INDICAZIONI DI TOLERANZA:
				A3
		SCALA: 1:1		PARTE 1 di 1



C99 610 492 01 A2

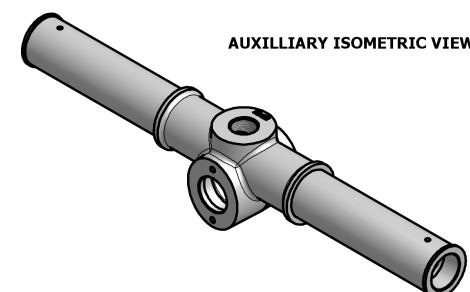
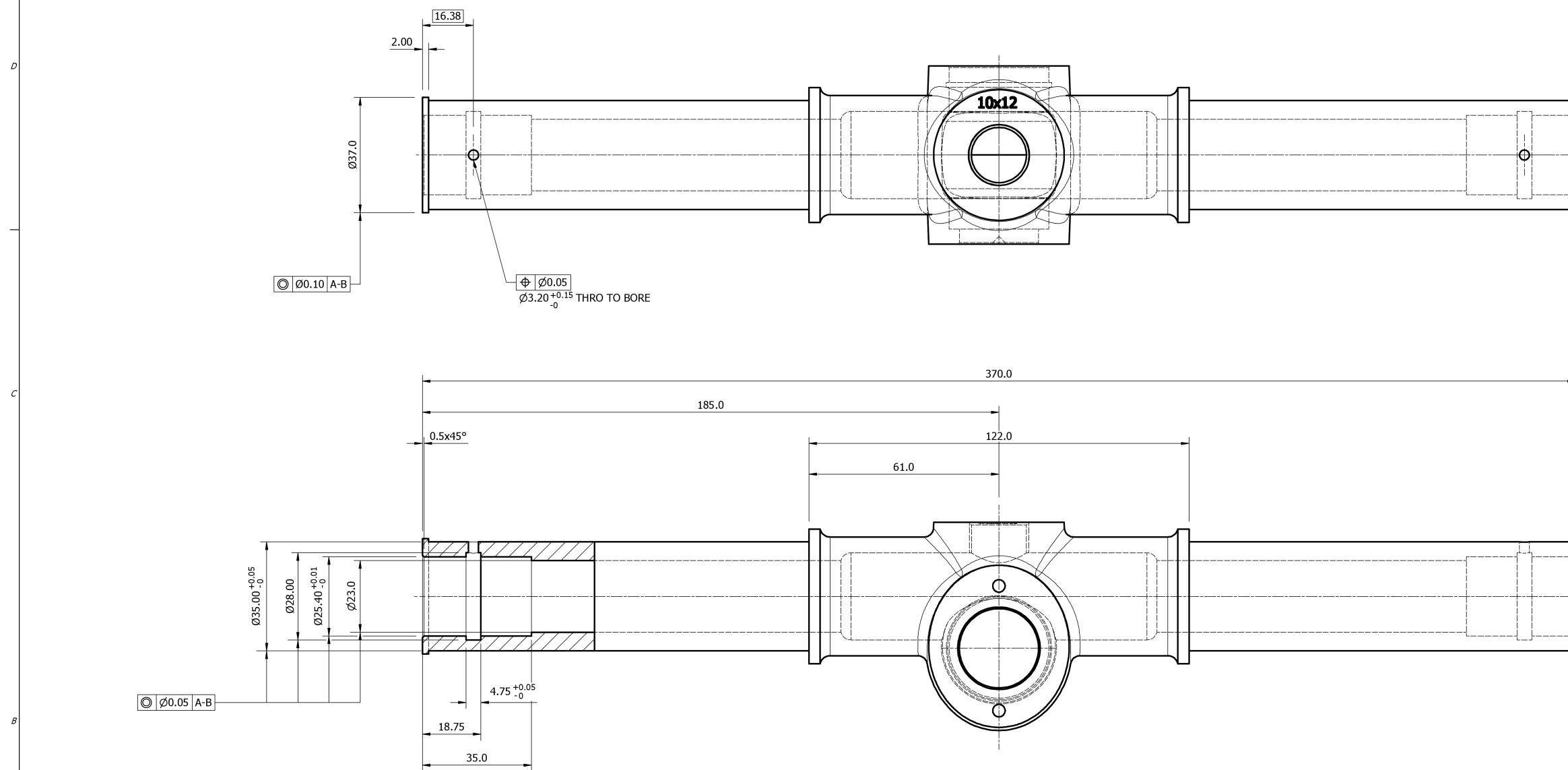
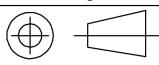
BS 8888



IF IN DOUBT ASK

C99 611 492 01 A2

BS 8888



AUXILIARY ISOMETRIC VIEW

## NOTES:-

MACHINING DETAIL IS TYPICAL FOR BOTH ENDS.  
UNLESS OTHER STATED MACHINE N6 ALL OVER.

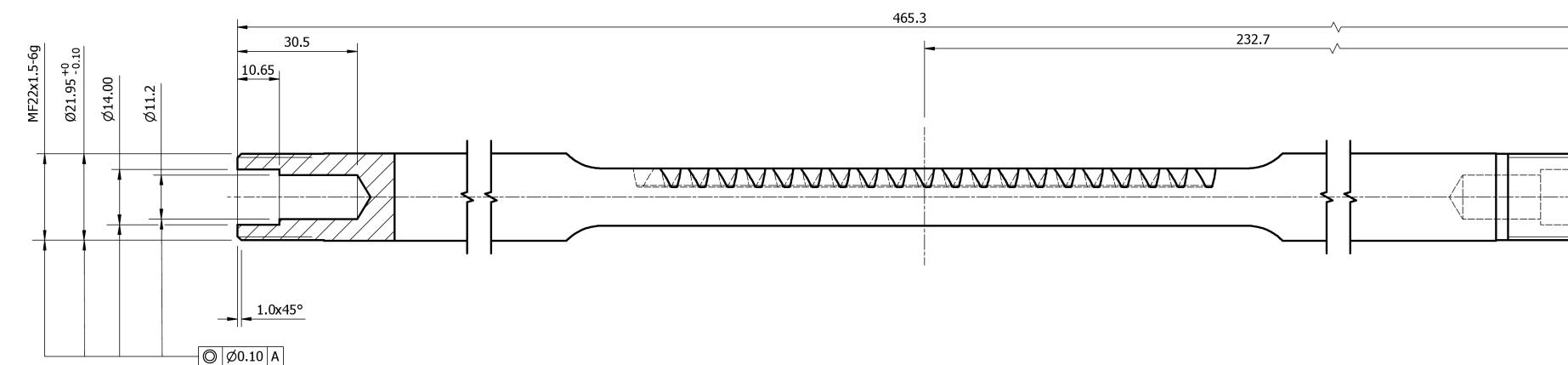
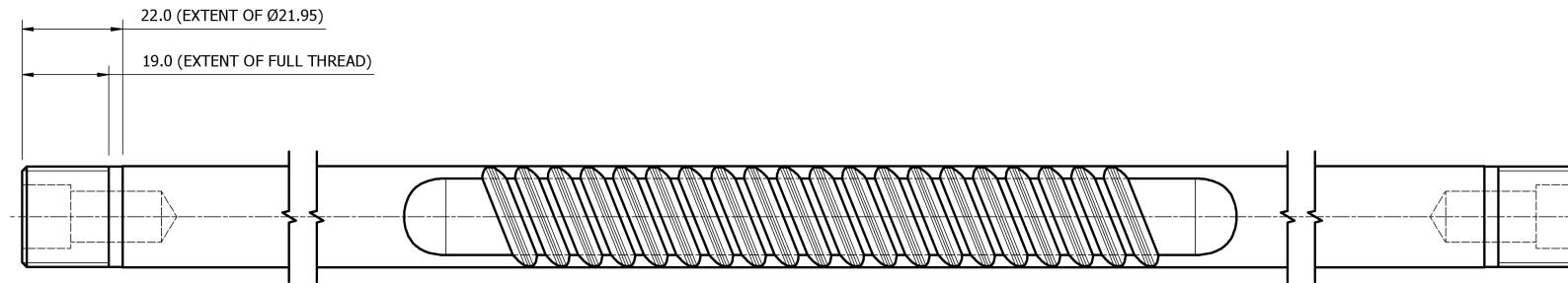
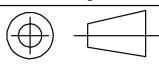
CUSTOMER REF :- 01

IF IN DOUBT ASK

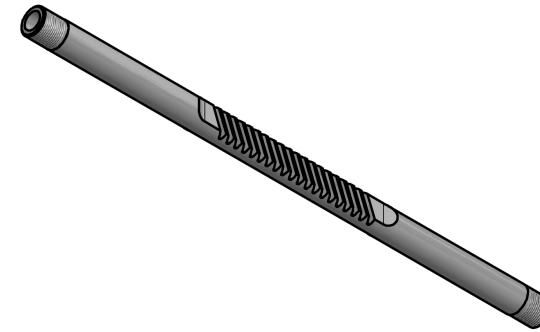
A	Issued for prototype manufacture.	PSWH	14/04/09
ISSUE	REVISION	ECN	SIGNED
			DATE
			Scale:
	TITAN	PSWH 14/04/2009	1:1
MOTORSPORT & AUTOMOTIVE ENGINEERING	Project: J06-42	Weight:	Sheet: 1 of 1
e-mail - design@titan.uk.net	Material: A11 611 120 07	Treatment:	Finish:
	1ST M/C DET HOUSING		
ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS UNLESS OTHERWISE STATED		Title: HOUSING - FIXED CENTRE - 10Tx12DP -	
GENERAL TOLERANCES		FACOLTA DI INGEGNERIA	
0 DEC PL ± 0.50mm ; 1 DEC PL ± 0.20mm		Part No. C99 611 492 01 A2	
2 DEC PL ± 0.10mm ; ANGULAR ± 0.25°			
BREAK ALL SHARP EDGES AND REMOVE ALL BURRS			
NOTICE: This drawing is the property of Titan Motorsport Ltd it must not be reproduced or copied and must be returned at any time upon demand. This drawing is also confidential and must be disclosed to no one other than an employee requiring it for the job. It is a condition under which this job is placed that no goods may be made modelled or derived from this drawing except in accordance with an official order from Titan Motorsport Ltd.			

C99 612 492 01 A2

BS 8888



## AUXILIARY ISOMETRIC VIEW



## NOTES:-

MACHINING DETAIL IS TYPICAL FOR BOR BOTH ENDS.

UNLESS OTHER STATED MACHINE N6 / ALL OVER.

CUSTOMER REF :- 01

A		Released for prototype manufacture				PSWH	14/04/09
ISSUE	REVISION			ECN	SIGNED	DATE	
			<b>TITAN</b>			Approved:	Scale: 1:1
		MOTORSPORT & AUTOMOTIVE ENGINEERING	e-mail - design@titan.uk.net	Design: PSWH 14/04/2009	Drawn: PSWH		Sheet: 1 of 1
		Project: J06-42		Weight:			
		Material: A11 612 105 02		Treatment:			
		12DP RACK BAR		Finish:			
ALL DIMENSIONS IN MILLIMETERS UNLESS OTHERWISE STATED		GENERAL TOLERANCES		Title: 19Tx12DP - RACK BAR - FACOLTA DI INGEGNERIA			
0 DEC PL ± 0.50mm ; 1 DEC PL ± 0.20mm		0 DEC PL ± 0.10mm ; ANGULAR ± 0.25°		Part No. C99 612 492 01 A2			
NOTICE: This drawing is the property of Titan Motorsport Ltd it must not be reproduced or copied and must be returned at any time upon demand. This drawing is also confidential and must be disclosed to no one other than an employee requiring it for the job. It is a condition under which this job is placed that no goods may be made modelled or repaired from this drawing except in accordance with an official order from Titan Motorsport Ltd.							

IF IN DOUBT ASK