



**UNIVERSITA' DEGLI STUDI DI PADOVA**  
**FACOLTA' DI INGEGNERIA**

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA**  
**AEROSPAZIALE**

TESI DI LAUREA

**PROGETTO E VERIFICA DI ALCUNI**  
**COMPONENTI STRUTTURALI DI UN**  
**VELIVOLO ULTRALEGGERO**

Relatore : Ch.mo Prof. GALVANETTO UGO

Correlatore : Ing. ZACCARIOTTO MIRCO

Studente GORI LUCA

Matricola N° 1020314 – IAS

ANNO ACCADEMICO 2012 / 2013



*“L'ingegnere non può seppellire i suoi errori nella tomba come i medici; né può trasformarli in aria sottile o darne colpa ai giudici come gli avvocati. Egli non può coprire i suoi insuccessi con alberi o rampicanti come gli architetti, né, come i politici, riversare gli errori sugli oppositori sperando che la gente dimentichi. L'ingegnere, semplicemente, non può negare quello che ha fatto e viene condannato se l'opera non regge.”*

Herbert Clark Hoover (1874 – 1964), 31° Presidente degli Stati Uniti d'America.





# *Indice*

Sommario	pag	1
1 – Velivoli Ultraleggeri	pag	3
1.1 – “Merlo” ULM	pag	8
2 – Castello motore	pag	11
2.1 – Geometrie del castello	pag	13
2.2 – Analisi statica	pag	19
2.2.1 – Geometria 1	pag	22
2.2.2 – Geometria 2	pag	32
2.2.3 – Geometria 3	pag	36
2.3 – Analisi Modale	pag	41
2.3.1 – Geometria 1	pag	42
2.3.2 – Geometria 2	pag	46
2.3.3 – Geometria 3	pag	49
2.3.4 – Gommini antivibranti	pag	51
2.4 – Conclusioni	pag	57
3 – Carrello d’atterraggio	pag	59
3.1 – Caratteristiche del Taildragger	pag	64
3.2 – Geometria del carrello	pag	67
3.3 – Analisi FEM del carrello	pag	76
3.3.1 – Carichi agenti	pag	76
3.3.2 – Analisi Preliminare	pag	77
3.3.3 – Analisi tridimensionali	pag	80
3.4 – Sistema di aggancio in fusoliera	pag	86

3.5 – Analisi dell’assieme e conclusioni	pag 92
3.6 – Ruotino di coda	pag 94
4 – Comandi volo	pag 97
4.1 – Pedaliera	pag 100
4.1.1 – Definizione carichi	pag 100
4.1.2 – Definizione geometria	pag 102
4.1.3 – Verifica	pag 106
4.2 – Cloche	pag 110
4.2.1 – Equilibratori – definizione carichi	pag 111
4.2.2 – Equilibratori – definizione geometria della trasmissione	pag 112
4.2.3 – Equilibratori – verifica	pag 117
4.2.1 – Flapperoni – definizione carichi	pag 120
4.2.2 – Flapperoni – definizione geometria della trasmissione	pag 121
4.2.3 – Flapperoni – verifica	pag 127
4.3 – Conclusioni	pag 131
5 – Ringraziamenti	pag 134
6 – Bibliografia	pag 136
Appendice – Normativa	pag 137
Appendice – Tavole	pag 144

# *Indice delle figure*

Figura 1 – Vista superiore “Merlo”	pag 8
Figura 2 – Vista laterale “Merlo”	pag 9
Figura 3 – Vista frontale “Merlo”	pag 9
Figura 4 – Polini Thor 250 – fonte <a href="http://www.polini.com">www.polini.com</a>	pag 11
Figura 1 – Particolare velivolo ULM Storch - fonte <a href="http://www.festivaldellaria.it">www.festivaldellaria.it</a>	pag 14
Figura 6 – Geometria castello 1	pag 15
Figura 7 – Geometria castello 2	pag 16
Figura 8 – Geometria castello 3	pag 17
Figura 9 – Diagramma involuppo di volo	pag 19
Figura 10 – Vista motore – fonte [3]	pag 21
Figura 11 – Modello geometria 1 senza pannello	pag 22
Figura 12 – Von Mises in Z2 geometria 1 senza pannello	pag 23
Figura 13 – Particolare di Figura 10	pag 24
Figura 14 – Visualizzazione spessori in Patran	pag 26
Figura 15 – Displacements geometria 1, Gy negativo	pag 30
Figura 16 – Geometria 1 con motore e pannello parafiamma	pag 31
Figura 17 – Modello completo geometria 2	pag 32
Figura 18 – Geometria 2 con motore e pannello parafiamma	pag 35
Figura 19 – Modello FEM della geometria 3	pag 36
Figura 20 – Tensioni struttura e pannello – statica – geometria 3	pag 34
Figura 21 – Failure indices nuova geometria 3	pag 34
Figura 22 – Failure indices del pannello	pag 34
Figura 23 – Geometria 3 con motore e pannello parafiamma	pag 40

Figura 24 – Primo modo geometria 1	pag 43
Figura 25 – Secondo modo geometria 1	pag 43
Figura 26 – Terzo modo geometria 1	pag 44
Figura 27 – Quarto modo geometria 1	pag 44
Figura 28 – Primo modo geometria 2	pag 47
Figura 29 – Secondo modo geometria 2	pag 47
Figura 30 – Terzo modo geometria 2	pag 48
Figura 31 – Quarto modo geometria 2	pag 48
Figura 32 – Primo modo geometria 3	pag 50
Figura 33 – Secondo modo geometria 3	pag 50
Figura 34 – Terzo modo geometria 3	pag 51
Figura 35 – Gomme antivibranti	pag 51
Figura 36 – Accelerazione trasmessa lungo x	pag 54
Figura 37 – Accelerazione trasmessa lungo y	pag 55
Figura 38 – Accelerazione trasmessa lungo z	pag 55
Figura 39 – Schema taildragger – Fonte [2]	pag 60
Figura 40 – Schema tricycle – Fonte [2]	pag 60
Figura 41 – Schema bicycle – Fonte [1]	pag 61
Figura 42 – Schema single main – Fonte [1]	pag 61
Figura 43 – Schema quadricycle – Fonte [1]	pag 62
Figura 44 – Schema multi-bogey – Fonte [1]	pag 62
Figura 45 – Equilibrio a terra – Fonte [2]	pag 65
Figura 46 – Geometria di massima del carrello	pag 74
Figura 47 – Modifiche alla geometria	pag 77
Figura 48 – Modello monodimensionale e risultati ottenuti	pag 78
Figura 49 – Risultati modello 1D diametro esterno 50x2	pag 79

Figura 50 – Disegno 3D della gamba de carrello 50x2	pag 80
Figura 51 – Tensioni di VonMises - statica	pag 81
Figura 52 – Tensioni di VonMises – statica – cambio posizione dell’incastro	pag 82
Figura 53 – Tensioni di VonMises – statica – gamba in alluminio 50x5	pag 84
Figura 54 – Disegno 3D del sistema di aggancio alla fusoliera	pag 87
Figura 55 – Vista laterale sistema di aggancio	pag 87
Figura 56 – Vista superiore sistema di aggancio	pag 88
Figura 57 – Modello FEM del sistema di aggancio	pag 89
Figura 58 – Displacements del sistema di aggancio n=3	pag 90
Figura 59 – Tensioni di VonMises al sistema di aggancio n=3	pag 90
Figura 60 – Displacements dell’assieme n=3	pag 92
Figura 61 – Disegno 3D della pedaliera	pag 103
Figura 62 – Disegno 3D perno longherone pedaliera 1	pag 104
Figura 63 – Disegno 3D perno longherone pedaliera 2	pag 105
Figura 64 – Tensione di VonMises leva del perno 1	pag 108
Figura 65 – Tensione di VonMises leva del perno 2	pag 108
Figura 66 – Schema comandi volo ad aste rigide – fonte [2]	pag 110
Figura 67 – Schema comandi equilibratori	pag 115
Figura 68 – Schema aste equilibratori comando a cabrare	pag 116
Figura 69 – Leva longherone equilibratori – posizione di null	pag 118
Figura 70 – Leva longherone equilibratori – tutta cabrata	pag 118
Figura 71 – Leva longherone equilibratori – tutta picchiata	pag 118
Figura 72 – Comandi per puro movimento da alettoni	pag 122
Figura 73 – Modifica per comando flap	pag 124
Figura 74 – Particolari comando flap	pag 125
Figura 75 – Braccio resistente comando flap	pag 126

Figura 76 – Blocco posizioni flap	pag 130
Figura 77 – Gommino blocco flap	pag 130
Figura 78 – Assieme comandi volo	pag 131
Figura 79 – Assieme comandi volo 2	pag 132

# *Indice delle tabelle*

Tabella 1 – Proprietà acciaio 42CrMo4	pag 15
Tabella 2 – Tensioni di Von Mises geometria 1 senza pannello	pag 23
Tabella 3 – Caratteristiche del composito	
– fonte <a href="http://www.performance-composites.com">http://www.performance-composites.com</a>	pag 25
Tabella 4 – Von Mises geometria 1 completa	pag 27
Tabella 5 – Failure indices del pannello– statica – geometria 1	pag 28
Tabella 6 – Risultato analisi statica	pag 33
Tabella 7 – Failure indices pannello – statica – geometria 2	pag 33
Tabella 8 - Failure indices pannello – statica – geometria 3	pag 38
Tabella 9 – Frequenze proprie geometria 1	pag 42
Tabella 10 – Partecipazione modale geometria 1	pag 45
Tabella 11 – Frequenze proprie geometria 2	pag 46
Tabella 12 – Frequenze proprie geometria 3	pag 49
Tabella 13 – Masse e posizioni relative componenti velivolo	pag 68
Tabella 14 – Posizione calcolata del baricentro	pag 68
Tabella 15 – Angolo verticale/punto contatto al suolo	pag 70
Tabella 16 – Limiti alla forza applicabile imposti da normativa	pag 98

# *Sommario*

Lo scopo che si prefigge questo lavoro di tesi magistrale è quello di proseguire il lavoro di progettazione strutturale del velivolo ultraleggero (generalmente denominati semplicemente ULM, acronimo di ultra leggero motorizzato) “Merlo”, disegnato dal Professore Marco Sambin. Egli ha infatti disegnato la geometria del mezzo e preparato gli stampi per la laminazione degli strati di materiale composito di cui sarà costituita la struttura dell’aereo.

Stiamo parlando di prosecuzione in quanto il collega Fjorim Ferus per la sua tesi magistrale, ha condotto una verifica aerodinamica preliminare, ha ricavato il diagramma di involuppo di volo, i carichi aerodinamici agenti sulla struttura alare e ne ha verificato la resistenza. Tutto questo risulta essere quindi il punto di partenza del mio lavoro di tesi, unitamente alle idee di base del Professor Sambin.

Le parti di cui è stata richiesta la progettazione sono tre, di cui solo due hanno funzione prettamente strutturale: parliamo infatti del carrello d’atterraggio ed il cosiddetto castello motore; la terza parte sono i comandi volo, che comprendono tutti i componenti attraverso i quali vengono trasferiti i movimenti di pedaliera e della barra di comando alle varie superfici mobili dell’aeroplano. Ognuna di queste parti presenta delle difficoltà peculiari, che verranno esposte e risolte nei capitoli relativi: castello motore capitolo 2, carrello



capitolo 3 e comandi volo capitolo 4. Per ognuno di essi viene data una descrizione dei “compiti” della struttura, vengono esposte geometrie e modalità di discretizzazione della struttura agli elementi finiti ed i risultati ottenuti con le relative conclusioni. Diversamente dalla scelta di Ferus, che ha effettuato le sue analisi con il software ANSYS, quello che è stato utilizzato per le analisi strutturali agli elementi finiti è MSC PATRAN per la parte di pre e post processing e MSC NASTRAN come solutore vero e proprio; infatti nonostante la maggiore macchinosità nell’utilizzo di PATRAN, sono i software con i quali l’ESA (European Space Agency) richiede la convalida di una qualunque struttura tramite analisi agli elementi finiti.

# ***1 – Velivoli Ultraleggeri***

L'immagine che la mente delle persone richiama al sentire la parola "aeroplano" è molto probabilmente quella di un velivolo da trasporto civile come l'Airbus A380 o il Boeing 787, o, per i più appassionati, quella di velivolo da combattimento militare come il famigerato F35. Il volo in sé è nato, e rimane, come desiderio dell'essere umano di liberarsi della forza di gravità che lo tiene ancorato al terreno. Negli esempi di aerei appena fatti, a questo desiderio viene anteposto l'utilizzo delle equazioni dell'aerodinamica e delle strutture che consentono il volo, con finalità chiaramente economica. Esiste però una categoria di mezzi che conserva ancora quel desiderio che è stato il motore delle scoperte in campo aeronautico, e che vengono utilizzati per il puro e semplice piacere di non avere più i piedi posati a terra: i velivoli ultraleggeri. Stiamo parlando di velivoli che conservano la maggior parte delle caratteristiche costruttive degli aerei, ma che, come il nome fa intuire, hanno una massa di gran lunga inferiore. Inoltre, sotto questa definizione si possono individuare diverse categorie di mezzi, corrispondenti alle diverse caratteristiche strutturali e di pilotaggio:

- ***Motoaliate*** : come intuibile dal nome, si tratta di una via di mezzo tra un aliate "puro" ed un aeroplano; mantiene dunque le caratteristiche tipiche degli alianti, come la pulizia aerodinamica, la notevole apertura alare e l'elevata efficienza anche a motore

spento. A seconda delle caratteristiche del motore che montano, si dividono in motoalianti a decollo autonomo, nel caso in cui il motore sia in grado di esplicitare potenza sufficiente per alzare il mezzo dal suolo e portarlo in quota, o motoalianti con motore di sostentamento, necessario per il mantenimento agevole della quota senza che il pilota debba ricercare e sfruttare una corrente ascensionale termica come avviene negli alianti. I motori a loro volta possono essere fissi o retrattili in fusoliera.

- **Pendolare** : questa tipologia di ultraleggero unisce l'ala di Rogallo tipica dei deltaplani, con una piccola struttura reticolare a formare un abitacolo aperto con carrello triciclo fisso e motore posto alle spalle del pilota con elica in configurazione spingente. La dicitura impropria che gli viene assegnata genericamente è quella appunto, di deltaplano a motore.
- **Paramotore** : meglio conosciuto come parapendio a motore, è un mezzo ultraleggero che abbina la vela del parapendio ad un piccolo motore 2 tempi con elica spingente. Questo è collocato su un telaio che viene indossato dal pilota esattamente come fosse uno zaino. Il decollo avviene ancora con una breve corsa a piedi ma senza la necessità di utilizzare un pendio.

- **3 assi** : sono mezzi che hanno capacità di controllo sui 3 assi spaziali, rollio beccheggio ed imbardata; possono avere caratteristiche costruttive molto diverse (ala alta o bassa, elica spingente o tirante, monoposto o biposto) ma generalmente sono mezzi a cabina chiusa, riconoscibili per la loro elevata somiglianza con i fratelli maggiori dell'aviazione generale.
- **Autogiro** : è un mezzo ad ala rotante, in cui si trovano un rotore principale ed un'elica propulsiva. Durante il volo il motore infatti è collegato all'elica e non al rotore principale, come negli elicotteri, che garantisce la spinta propulsiva al mezzo; solo inizialmente lo si mette in collegamento anche al rotore principale in modo da metterlo in rotazione e quindi lasciarlo in folle.
- **Elicottero ultraleggero** : nella categoria di velivoli ultraleggeri è possibile trovare anche elicotteri ultraleggeri monoposto o biposto; in termini di caratteristiche costruttive per tutto simili ai loro fratelli maggiori sebbene dalle prestazioni meno elevate.

Come è già stato detto, questi mezzi esaudiscono il desiderio insito nell'uomo di potersi librare come un uccello e non sono utilizzati con scopo di lucro: per la normativa italiana, tutti questi aeromobili sono considerati mezzi da diporto sportivo. Per poterli utilizzare bisogna essere in possesso di un attestato VDS (Volo da Diporto Sportivo) conseguibile in una qualsiasi scuola certificata presso l'Aero club d'Italia, con un procedimento che non ha

nulla di diverso da quello che si segue per il conseguimento della patente di guida degli autoveicoli. E' necessario seguire un corso teorico che prepara il futuro pilota al volo con questi mezzi e sulle limitazioni dello stesso, descrive le problematiche legate al motore e fornisce le linee guida per il corretto orientamento durante il volo; a questo segue il corso pratico: dopo circa 8 ore di volo in coppia con l'istruttore dove viene insegnata la corretta esecuzione delle manovre e si prepara il neo pilota ad affrontare le eventuali situazioni di emergenza, seguono un paio di ore da solista per familiarizzare con il mezzo in presenza solo del proprio peso a bordo. Effettuata la visita medica e sostenuti entrambi gli esami, è finalmente possibile iniziare a volare con il mezzo prescelto all'atto dell'iscrizione alla scuola. Nel caso in cui l'ultraleggero sia in configurazione biposto, sarà necessario sostenere un secondo esame per l'abilitazione al volo con passeggeri dimostrando dal libretto di volo il superamento delle 30 ore di volo solista. Gli ultraleggeri inoltre si distinguono in maniera fondamentale dai loro fratelli maggiori per il fatto che il loro volo segue le regole del Volo a Vista (Visual Flight Rules – VFR). Secondo queste regole, è necessario mantenere sempre un contatto visivo con il suolo, non volare all'interno delle nubi, non superare la massima quota stabilita e non entrare negli spazi aerei controllati dagli aeroporti (ATZ,CTR,...) o comunque restare negli spazi aerei consentiti al volo VFR. Infatti, a bordo degli ultraleggeri la strumentazione è ridotta allo stretto necessario: è presente la radio ma non il radar ed il trasponder che comunichi la propria posizione a terra. Fondamentalmente le regole VFR si possono riassumere in “Vedere ed essere visti, vedere ed evitare”; ad esempio l'itinerario di volo può essere pianificato a terra ed eventualmente seguito grazie alle carte, ma in volo l'unico strumento in possesso del

pilota per stabilire la propria posizione è la sua vista. Gli aerei dell'aviazione generale seguono invece le IFR (Instrumental Air Rules) in quanto possiedono sia il trasponder per il ricevimento delle informazioni sul velivolo da parte dei radar di terra, sia il proprio radar per la determinazione del traffico aereo o delle formazioni metereologiche lungo la direzione di volo.

## ***1.1 - Merlo ULM***

Il mezzo aereo ultraleggero di cui si vuole progettare alcuni componenti è il “Merlo” ideato e disegnato dal Professor Marco Sambin. La sua esperienza decennale nel campo dell’aviazione ultraleggera unita al desiderio di volare con un mezzo che fosse interamente “suo”, lo ha spinto a cimentarsi con i problemi tipici della progettazione. Dopo una ricerca bibliografica relativa alle metodologie di progetto dei velivoli ULM, ha disegnato un mezzo che promette di stabilire nuovi record di leggerezza grazie al largo utilizzo dei materiali compositi.

Trattasi di un velivolo ULM a tre assi, monoposto ed ad ala bassa di cui vengono riportate le 3 viste prospettiche.

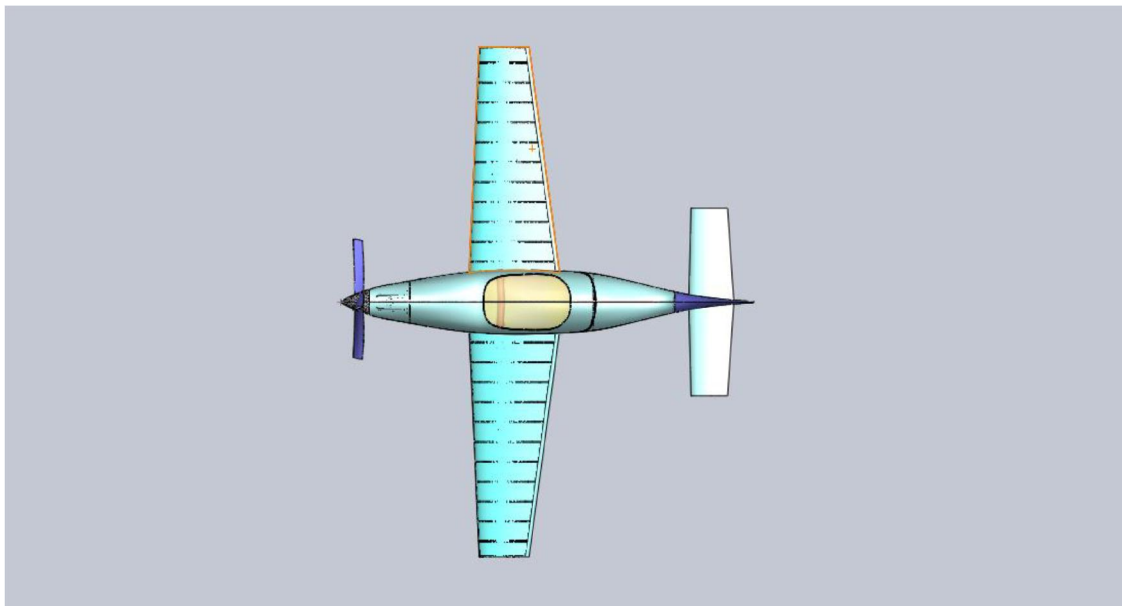


Figura 1 - Vista superiore "Merlo"

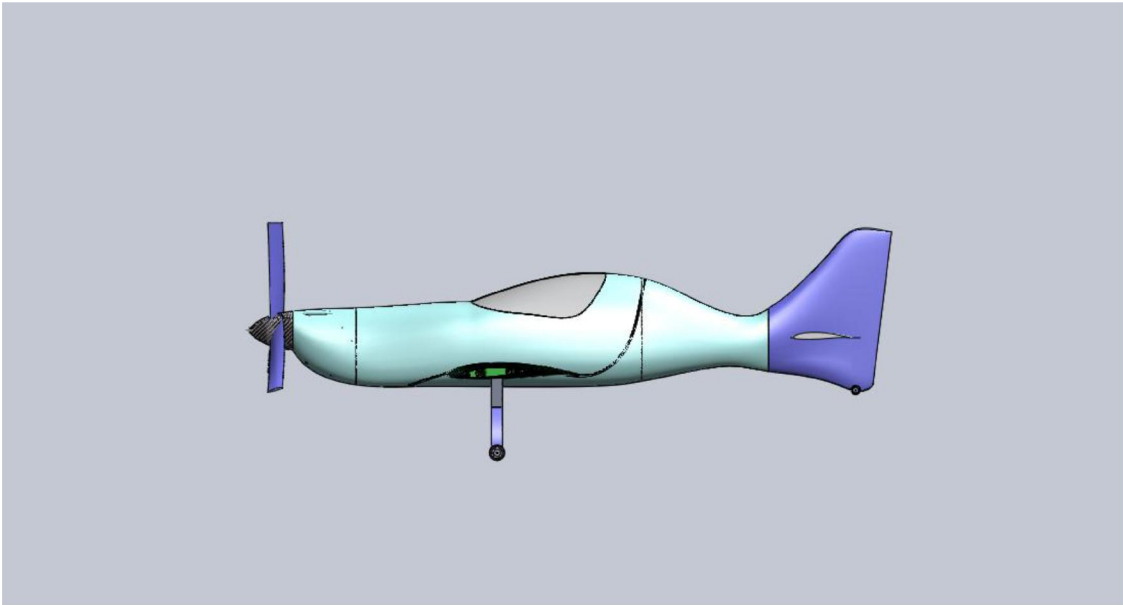


Figura 2 - Vista laterale "Merlo"



Figura 3 - Vista frontale "Merlo"

Nei prossimi capitoli saranno affrontate le modalità di progetto preliminare del castello motore, del carrello di atterraggio e dei comandi volo di questo velivolo, ed i risultati ottenuti.





## 2 - Castello motore

Come si può osservare dai calcoli effettuati dal collega Ferus, la potenza minima richiesta al motore nelle varie fasi del volo analizzate è abbastanza contenuta (16Hp in ascesa); questo ha permesso di scegliere un motore molto più piccolo, e di conseguenza leggero, rispetto a quelli che in genere sono montati sui velivoli ULM a 3 assi. Anziché i classici motori Rotax o Jabiru, a quattro tempi e quattro cilindri con circa 80-100 cavalli, il motore che si desidera montare sul “Merlo” invece, è solitamente utilizzato per mezzi pendolari o paramotori, il Polini Thor 250.



Figura 4 - Polini Thor 250 - fonte [www.polini.com](http://www.polini.com)

Contenuto in peso, 19kg a secco con avviamento elettrico, è un motore monocilindrico a 2 tempi raffreddato a liquido che sviluppa 36 HP a 7500 rpm. In questo capitolo viene quindi affrontata la progettazione del castello, cioè della struttura reticolare che lo collega al resto della fusoliera, per questo specifico motore. Nello specifico, il lavoro che è stato svolto è stato quello di preparare tre diverse geometrie, due da costruirsi in acciaio e una in materiale composito di cui però sarà necessario verificare sperimentalmente la temperatura di esercizio (esistono resine epossidiche per applicazioni a elevata temperatura che riescono a mantenere le loro proprietà fino a 170°C circa). Su tutte queste geometrie viene effettuata una prima analisi statica per verificare che la rigidità della struttura stessa sia sufficiente a mantenere il motore nella sua posizione di progetto in tutte le condizioni di carico e quindi una seconda analisi per verificare quali siano le frequenze proprie della struttura e la trasmissione delle vibrazioni dal motore alla struttura stessa. Un altro elemento di cui si è effettuata l'analisi è la parete parafiamma tramite la quale il castello è collegato alla fusoliera; infatti, l'idea del Professor Sambin è di costruire anch'essa, come tutto il mezzo, in materiale composito e risulta necessario verificarne la resistenza ai carichi definendo il numero di lamine e la loro orientazione. Prima di affrontare la descrizione delle analisi e dei risultati ottenuti, vengono illustrate le 3 geometrie ed i motivi che hanno portato ad una tale configurazione.

## 2.1 Geometrie del castello

Il castello motore non è altro che quella struttura reticolare che collega il motore alla fusoliera ed è presente in qualunque tipologia di velivolo, dagli ultraleggeri ai jumbo jet. Bibliograficamente non sono presenti informazioni dettagliate riguardo ai diversi tipi di configurazioni di castello per gli ULM, ma è molto più facile trovare quelle relative ai mezzi più grandi. Volendo mantenere la semplicità come linea guida, il progetto si è basato quindi su quanto osservato su mezzi esistenti nei campi volo e sulle fotografie che si sono potute osservare nei siti di produttori di componentistica per ULM. Queste sono servite da idee di partenza: sono infatti strutture che reggono motori molto più pesanti di quello prescelto e l'intero mezzo è generalmente costituito da uno scheletro in materiale metallico; la parete parafiamma del "Merlo", come già detto, è invece costituita totalmente in materiale composito e questo ha portato a ripensare il metodo del collegamento. Va inoltre precisato che la posizione del motore in altezza deriva dalla scelta di porre l'asse di trazione sulla linea che divide le due metà della fusoliera; unitamente alle tavole liberamente scaricabili dal sito ufficiale della Polini Motori, sono state ottenute tutte le misure che vincolano il progetto. Il Professor Sambin ha inoltre espresso il desiderio di lasciare dello spazio tra gli attacchi del motore e il pannello parafiamma, in modo da poter inserire un piccolo serbatoio per il carburante; contrariamente a quanto si fa di solito: i serbatoi del combustibile vengono ricavati nella parte iniziale delle ali ed il controllo del livello viene effettuato tramite oblò all'interno della cabina di pilotaggio, così da tenere sotto controllo il livello del carburante

anche durante il volo – un esempio è il velivolo ULM Storch di cui in figura sono evidenziati gli oblò della cabina per il controllo carburante nei serbatoi alari destro e sinistro.



Figura 5 - Particolare velivolo ULM Storch - fonte [www.festivaldellaria.it](http://www.festivaldellaria.it)

La distanza a cui si è pensato di mantenere il motore dal pannello parafiamma è di 200 mm, lasciando approssimativamente un volume  $V = (200 \cdot 217108.579) \cdot 10^{-6} = 43421715,8 \cdot 10^{-6} dm^3$  che consentirà l'installazione di un serbatoio dalla forma ad hoc contenente una quantità sufficiente di carburante a diverse ore di volo.

Tornando nello specifico delle due strutture in materiale metallico, è stato scelto un acciaio tipico per le costruzioni di telai di macchine da corsa e di elementi strutturali di aeroplani : il

42CrMo4. E' stato scelto principalmente per le sue proprietà meccaniche, che risultano essere eccellenti per quanto riguarda tensione di snervamento e tensione di rottura.

### Proprietà meccaniche e fisiche

Laminati a caldo caratteristiche meccaniche allo stato bonificato EN 10083-3: 2006

diametro /spess. mm		Prova di trazione e resilienza in longitudinale a 20 °C					
		<b>R</b>	<b>R<sub>p 0.2</sub></b>	<b>A%</b>	<b>C%</b>	<b>Kv</b>	<b>HB</b>
		N/mm <sup>2</sup>	N/mm <sup>2</sup> min.	min.	min.	J min.	<i>per informazione</i>
oltre	fino a	1100-1300	900	10	40		331-380
16/8	40/20	1000-1200	750	11	45	35	298-359
40/20	100/60	900-1100	650	12	50	35	271-331
100/60	160/100	800-950	550	13	50	35	240-286
160/100	250/160	750-900	500	14	55	35	225-271

Tabella 1 - Proprietà acciaio 42CrMo4

Definito il materiale, si è passati alla definizione delle geometrie, basandosi sulle idee del Professore: entrambe sono costituite da quattro lame di base, ciascuna saldata a dei tubi che terminano a loro volta con un collegamento di saldatura ad un'altra lama predisposta con il foro per l'aggancio del motore. Nelle figure sottostanti vengono mostrate tali geometrie accoppiate al pannello parafiamma per una migliore comprensione.

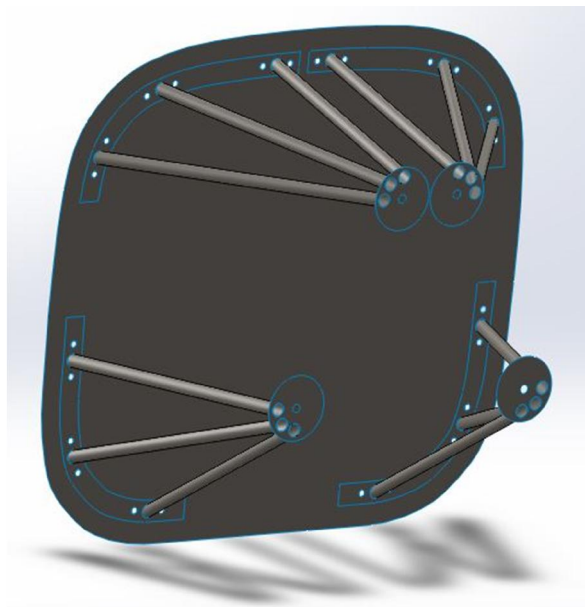


Figura 6 - Geometria castello 1

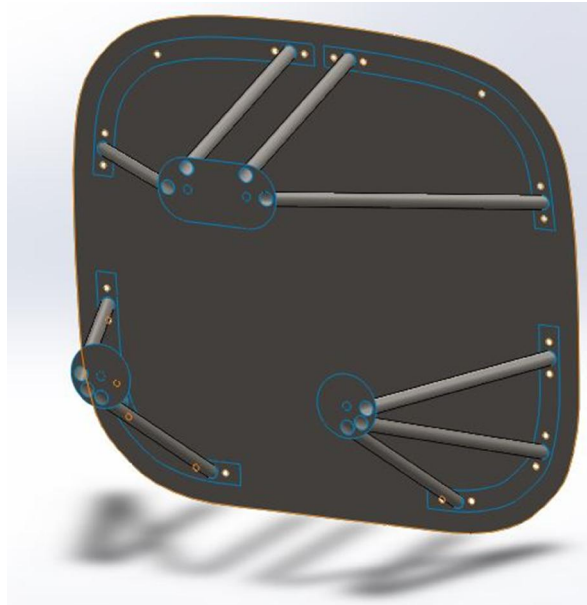


Figura 7 - Geometria castello 2

Le lame di collegamento al parafiamma sono larghe 20 mm, sono posizionate a 20 mm dal bordo e mantengono la forma della paratia stessa, mentre i tubi sono pensati a diametro esterno 14 mm e spessore 1 mm. Si è pensato di posizionare le lame di base quanto più vicine possibile al bordo esterno per far sì che le tensioni trasmesse dalla struttura arrivassero a scaricarsi anche, e per la maggior parte, sulla fusoliera. Come si vede dalle immagini, i fori per l'ancoraggio sono stati posizionati in prossimità dei tubi e prevedono l'utilizzo di viti M6. Le lame di collegamento al motore sono state invece pensate per lasciare lo spazio necessario per effettuare la saldatura e mantenere agevole l'accesso alla vite che collega il motore alla struttura. Lo spessore minimo delle lame è stato inizialmente posto a 2 mm, in quanto la saldatura dei tubi potrebbe portare a deformazioni che farebbero perdere la planarità ai componenti; l'analisi verificherà se tale spessore è sufficiente o se deve essere ulteriormente aumentato. Il motivo per cui non è stato pensato ad un anello totale che unisse le 4 lame di base al parafiamma, è quello di mantenere la

massa totale della struttura minore possibile; questo ha portato alla definizione della seconda geometria che differisce dalla prima per la forma dell'attacco superiore al motore e per il numero di tubi utilizzati; sperabilmente sarà questa la geometria finale, avendo una massa di 1,19 kg contro gli 1,25 kg della geometria 1 con un risparmio del 4,8%.

La struttura realizzata in materiale composito è costituita da due box aperti su un lato; anche in questo caso, la loro realizzazione dovrà avvalersi dell'uso di una dima.

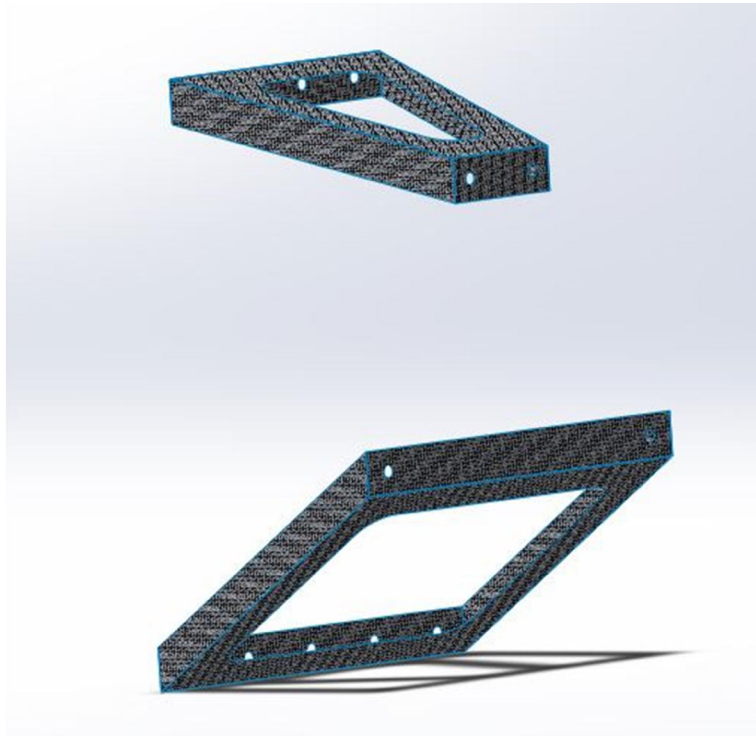


Figura 8 - Geometria castello 3

Dovendo mantenere alta la rigidezza, si è optato per la fibra di carbonio avente modulo elastico superiore a quelle di kevlar o di vetro ed anche in questo caso solo l'analisi potrà aiutare a definire esatta orientazione ed il numero di ply da applicare. Le proprietà di massa



saranno quindi ricavate in un secondo momento. In questo caso si è pensato di utilizzare delle viti M8 per collegare la struttura alla paratia.

## 2.2 Analisi Statica

L'analisi statica consente di verificare che gli spostamenti del motore restino nei limiti accettabili, sia ad aereo parcheggiato, che in condizioni di volo. Il Thor 250 nella sua versione con accensione elettrica ha una massa di 19 kg a secco ed in assenza del radiatore; per i calcoli si è scelto di aumentare questa massa al valore di 25 kg, considerando sia il radiatore, sia la nuova geometria del tubo di scappamento (che saranno progettati in un secondo momento) che fluidi presenti all'interno del motore e quant'altro. Se ci limitassimo al velivolo a terra, l'analisi potrebbe considerare quindi soltanto il vincolo alla struttura, la massa del motore e l'accelerazione di gravità; ma nel progetto di qualunque parte strutturale di un velivolo, è necessario considerare anche il coefficiente di carico derivante dall'involuppo di volo. Quest'ultimo è stato calcolato da Ferus e ne è riportato il grafico.

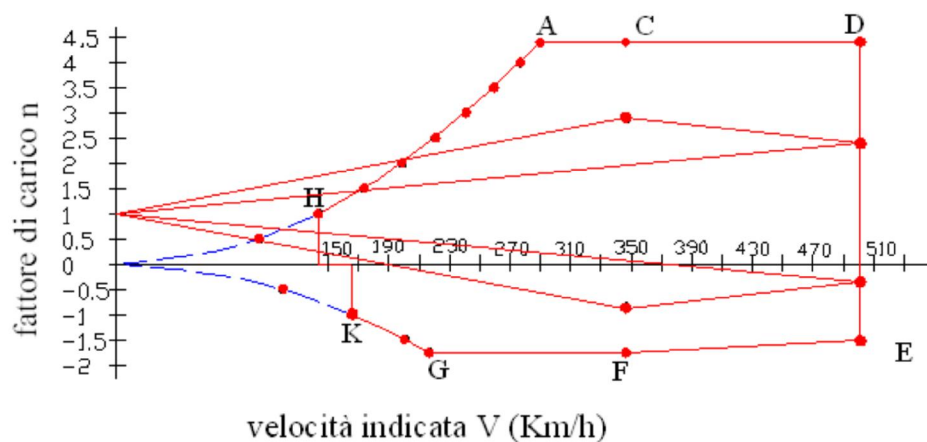


Figura 9 - Diagramma involuppo di volo

Come si vede il massimo coefficiente di carico per il “Merlo” è di poco inferiore a 4,5; le normative prescrivono che nel caso in cui il coefficiente effettivo sia minore di quello teorico per la categoria di velivolo, vada usato proprio quello teorico restando in favore di sicurezza. A questo coefficiente di carico va aggiunto il coefficiente di sicurezza che va sempre e comunque applicato, anch’esso prescritto dalle norme, del valore di 1,5 in assenza di altre indicazioni. La massa che va dunque applicata al modello da simulare non è quella stimata di 25 *kg*, ma  $25 \cdot 9 = 225 \text{ kg}$ .

Nelle analisi si è pensato di applicare la gravità nelle 3 direzioni spaziali ed in entrambi i versi, al fine di verificare che il castello svolga la sua funzione in qualunque configurazione di assetto del mezzo. Al fine di limitare i tempi di calcolo e semplificare i modelli, tutte le geometrie sono state importate come superfici, a cui applicare una proprietà recante materiale e spessore – paragrafi 2.2.1, 2.2.2 e 2.2.3 per i dettagli –. Il motore è stato modellato come massa concentrata in un punto le cui coordinate corrispondono a quelle del suo centro di massa, gentilmente fornito dalla Polini: unico passaggio è stato quello di riportare le sue coordinate rispetto alla terna utilizzata, tramite una banale matrice di rotazione. Risulta che esso non si trova sul piano mediano tra i punti di attacco, ma è spostato leggermente verso destra ( $\Delta x = 0.003151m$ ) e verso il basso ( $\Delta y = -0.031678m$ ): questo potrebbe portare a delle variazioni sui comportamenti della struttura in relazione alle diverse direzioni di applicazione del carico, ma ci si aspetta che siano di lieve entità. Il punto così ricavato è stato collegato ai nodi relativi all’attacco motore, utilizzando degli elementi rigidi denominati in ambiente Patran *RBE2*. Questi sono elementi che non subiscono alcuna deformazione, ma riportano i carichi e gli spostamenti

selezionati dal nodo indipendente a quello dipendente. Gli stessi elementi rigidi sono stati utilizzati per collegare i *beam* con cui sono state modellate le viti sia ai nodi dei fori della struttura, sia a quelli del parafiamma. La meshatura è stata effettuata imponendo una dimensione di edge degli elementi shell pari a 5 mm, ottenendo una mesh abbastanza fine e sufficiente allo scopo.

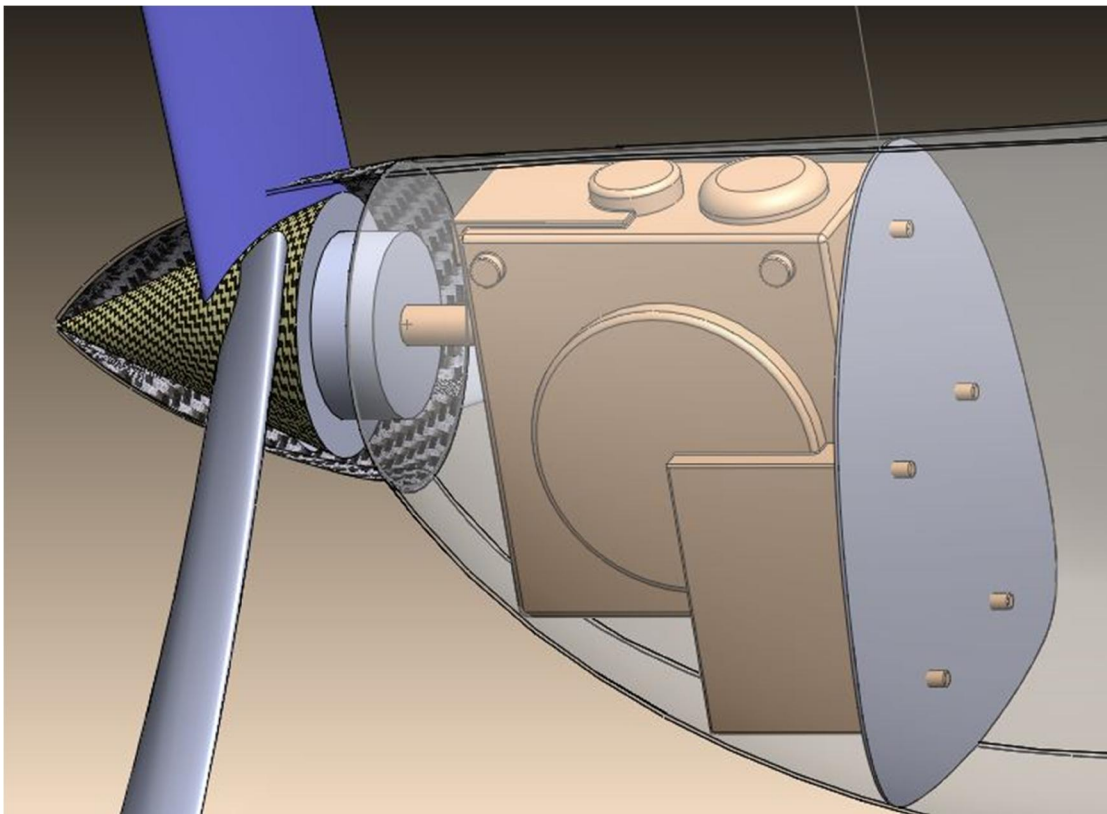


Figura 10 – Vista motore – fonte [3]

## 2.2.1 Geometria 1

La prima analisi compiuta sulla geometria uno, è servita a determinare lo spessore effettivo delle lame; è stata quindi ignorata la presenza della parete parafiamma e sono stati vincolati i punti

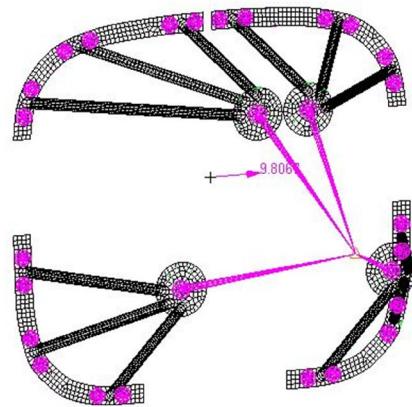


Figura 11 - Modello geometria 1 senza pannello

centrali dei fori collegati con degli RBE2 ai nodi dei fori stessi. In figura è possibile osservare la mesh e gli elementi rigidi di cui abbiamo appena parlato; inoltre è stata visualizzata l'accelerazione di gravità diretta nel verso positivo di X. In realtà sul modello sono state applicate le accelerazioni di gravità nelle 3 direzioni positive, e all'atto dell'analisi sono stati creati i 6 subcases separati per ricavare i risultati in tutti i versi di applicazione uno separato dall'altro. Dalle proprietà del materiale si ricava che la tensione di snervamento per uno spessore inferiore ad 8 mm – quindi valida sia per le lame che per i tubi – è di 900 MPa ed applicando il coefficiente di sicurezza prescritto dalle norme si ricava la massima tensione che può essere raggiunta senza arrivare a snervamento  $\sigma_{limite} = \frac{900}{1.5} = 600 \text{ MPa}$ . Una volta effettuata l'analisi sul modello di cui sopra, si sono ottenuti i seguenti risultati riassunti in tabella (vengono omessi i valori nei versi negativi degli assi, essendo numericamente identici nelle cifre significative).

direzione accelerazione di gravità	Tensione massima secondo VonMises - Z1 [MPa]	Tensione massima secondo VonMises - Z2 [MPa]
X positivo	564	586
Y positivo	517	570
Z positivo	337	348

Tabella 2 – Tensioni di VonMises geometria 1 senza pannello

La differenza tra la le due colonne di valori si riferisce alla posizione del punto rispetto alla superficie modellata: quando si assegna una proprietà di spessore ad un elemento shell, il software distribuisce lo spessore per metà lungo la normale negativa all'elemento e l'altra metà nella direzione della normale positiva. I due punti sono identificati alla visualizzazione dei risultati dalle lettere  $Z1 = -\frac{thickness}{2}$  e  $Z2 = +\frac{thickness}{2}$ . In figura è possibile osservare la visualizzazione grafica delle tensioni di VonMises nel caso peggiore, cioè con gravità diretta lungo la X ed il particolare del punto in cui si verifica tale risultato.

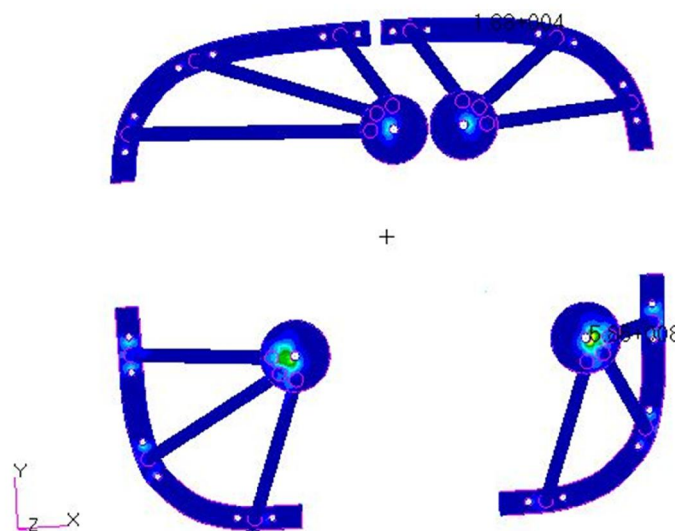


Figura 12 - von Mises in Z2 geometria 1 senza pannello

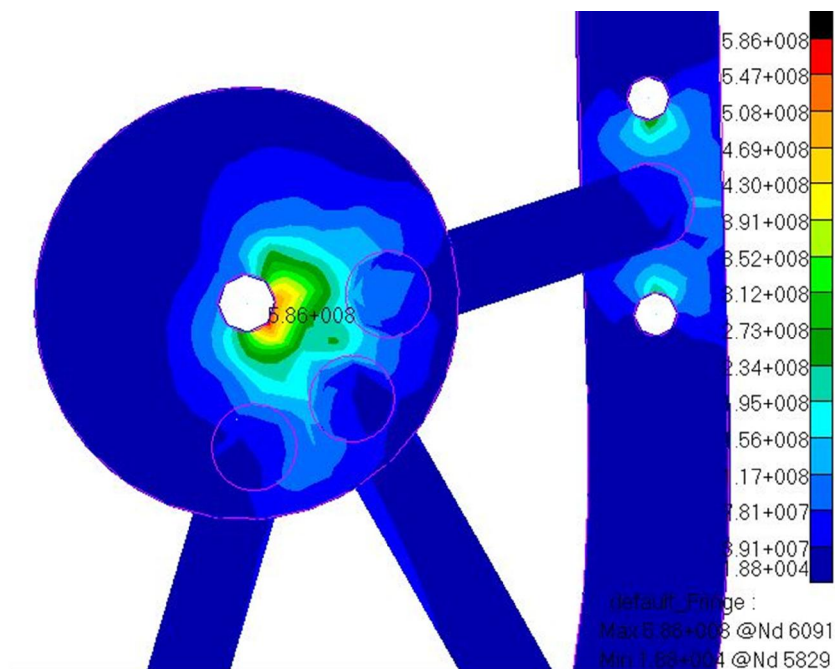


Figura 13 - Particolare di Figura 10

Si osserva che i valori sono tutti inferiori a quello limite di 600 MPa, con un coefficiente di sicurezza effettivo di 1,54 nel caso peggiore e di 2,67 nel caso migliore. La tensione più elevata si trova localizzata, come si vede dalla figura, in prossimità del foro di collegamento alla vite ed è conseguenza della modellazione del motore come massa concentrata e degli elementi rigidi che lo connettevano ai nodi di tale foro. Si potrebbe dunque ridurre ancora gli spessori dei componenti, ma si preferisce non farlo al fine di ottenere spostamenti minimi dell'intera struttura.

A questo punto è possibile procedere con l'analisi di un modello che tenga conto anche del pannello parafiamma e delle viti di collegamento. Il vincolo di incastro è stato quindi applicato al contorno esterno della superficie del pannello, lasciandolo libero di deformarsi a seguito dell'applicazione del carico. Sono stati aggiunti gli elementi monodimensionali beam, per simulare la presenza delle viti, assegnando loro una sezione circolare piena del

diametro corrispondente al diametro di nocciolo delle viti stesse. Per comodità di analisi il pannello è stato applicato leggermente separato dalle superfici di attacco della struttura, senza che la cosa vada ad incidere significativamente sui risultati; infatti discretizzando il modello in questo modo, le tensioni sono trasmesse al pannello solo in prossimità dei fori per la presenza degli elementi discretizzanti la vite e di quelli rigidi di collegamento. Dato che nella realtà le due superfici risultano essere appoggiate l'una all'altra, risulta evidente come il contatto porti all'applicazione di un carico distribuito dalla base al pannello e come le tensioni che si otterranno sullo stesso all'intorno dei fori, saranno sovrastimate. Non avendo nessun tipo di dato disponibile riguardo il tessuto plain wave 0/90° di materiale composito, sono stati utilizzati dei valori di proprietà meccaniche forniti da un costruttore; queste si riferiscono al materiale già curato con un rapporto tra volume di fibra e volume di resina del 50%:

Young's Modulus 0°	E1	70	GPa
Young's Modulus 90°	E2	70	GPa
In-plane Shear Modulus	G12	5	GPa
Major Poisson's Ratio	$\nu_{12}$	0,1	//
Ult. Tensile Strength 0°	Xt	600	MPa
Ult. Comp. Strength 0°	Xc	570	MPa
Ult. Tensile Strength 90°	Yt	600	MPa
Ult. Comp. Strength 90°	Yc	570	MPa
Ult. In-plane Shear Strength	S	90	MPa

Tabella 3 – Caratteristiche del composito – fonte <http://www.performance-composites.com>

La sequenza di tessuto utilizzata è stata ipotizzata considerando il fatto che la variazione d'assetto del velivolo porta ad una differente direzione di carico del pannello stesso: si è scelto di operare in sicurezza deponendo un totale di 16 strati dello spessore di 0,12 mm,



per uno spessore totale di 1,92 mm, con orientazione  $[0/30/45/60/30/45/60/0]_S$ . La massa del pannello così costruito risulta essere pari a 0,667 kg. Nella figura sottostante è possibile osservare la visualizzazione che fornisce Patran rispetto agli spessori degli elementi shell.

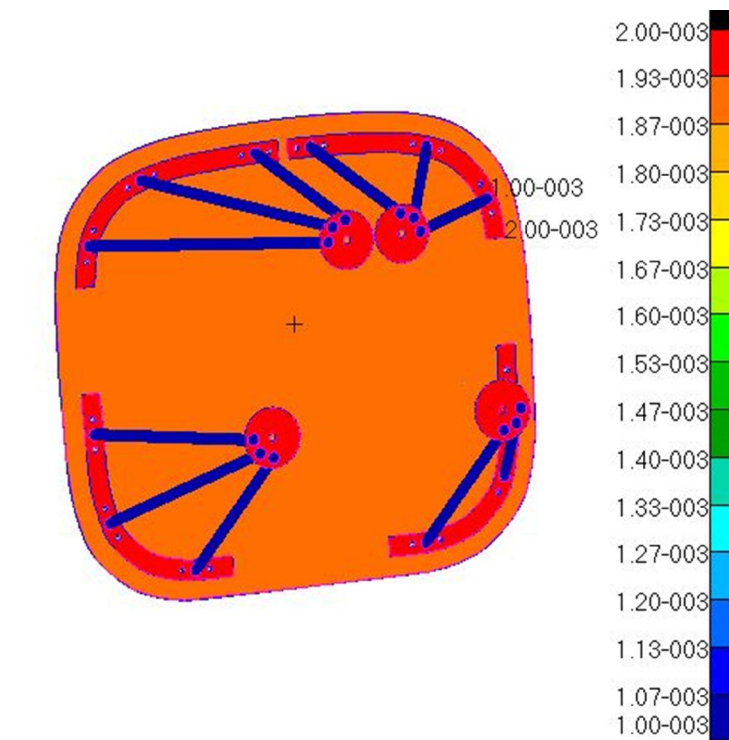


Figura 14 - Visualizzazione spessori in Patran

Nella tabella che segue, sono riassunti i valori di tensione di von Mises per quanto riguarda la struttura vera e propria ed il pannello in fibra di carbonio.

direzione accelerazione gravità	<b>STRUTTURA</b> <i>Tensione massima VonMises - Z1</i> [MPa]	<b>STRUTTURA</b> <i>Tensione massima VonMises - Z2</i> [MPa]	<b>PARAFIAMMA</b> <i>Tensione massima VonMises - Z1</i> [MPa]	<b>PARAFIAMMA</b> <i>Tensione massima VonMises - Z2</i> [MPa]
X positivo	567	555	354	369
Y positivo	362	395	305	320
Z positivo	422	429	173	181
X negativo	567	555	354	369
Y negativo	362	395	305	320
Z negativo	422	429	173	181

Tabella 4 – Von Mises geometria 1 completa

Si vede come le tensioni alla struttura si siano abbassate a causa della modifica del vincolo che ora è applicato al pannello e non al nodo centrale delle viti di collegamento. Bisogna inoltre dire che le tensioni di Von Mises relative al pannello non hanno molto senso; il criterio di Von Mises, così come quello di tresca, risulta ottimo per studiare i materiali isotropi ma non per quelli ortotropi come i materiali compositi. Per questi materiali è necessario utilizzare il criterio di Tsai-Wu, la cui formulazione è la seguente

$$F_{xx}\sigma_x^2 + F_{yy}\sigma_y^2 + F_{ss}\sigma_s^2 + 2F_{xy}\sigma_x\sigma_y + F_x\sigma_x + 2F_y\sigma_y = 1$$

dove sono presenti i coefficienti che legano tra loro le massime tensioni ammissibili a taglio, compressione e trazione nelle due direzioni principali

$$F_{xx} = \frac{1}{x_t x_c} \quad F_x = \frac{1}{x_t} - \frac{1}{x_c} \quad F_{yy} = \frac{1}{y_t y_c} \quad F_y = \frac{1}{y_t} - \frac{1}{y_c}$$

$$F_{ss} = \frac{1}{s^2}$$

L'ultimo coefficiente denominato di interazione  $F_{xy}$  deve essere determinato sperimentalmente. Anche in questo caso non sono presenti test su cui basare la nostra

verifica, quindi è stata scelta la stessa strada già percorsa dal collega Ferus nel suo lavoro di progettazione delle ali del “Merlo”. E’ stato imposto un coefficiente di iterazione pari a 0,5 e attraverso la formula  $F_{xy}^* = \frac{F_{xy}}{\sqrt{F_{xx}F_{yy}}}$  è stato ricavato quello da utilizzare nel criterio di Tsai-Wu, pari a 1,462e-6.

La verifica con questo criterio è affidata a Patran: richiamando il tool Laminate Modeler è possibile selezionare il Load Case di interesse, il risultato da verificare – in questo caso lo Stress Tensor –, inserire i valori di resistenza  $X_c, X_t, Y_c, Y_t, S, F_{xy}$  e selezionare il risultato desiderato; nel nostro caso si è andati a verificare che i Failure indices fossero sempre inferiori all’unità. Per i 6 Load cases analizzati si sono ottenuti i seguenti indici di failure

direzione gravità	Worst Failure Indices in all laminate
X positivo	0,652
Y positivo	0,405
Z positivo	0,158
X negativo	0,604
Y negativo	0,474
Z negativo	0,172

Tabella 5 – Failure indices del pannello– statica – geometria 2

Il fatto che siano diversi l’uno dall’atro nei due versi di una stessa direzione di applicazione del carico, è certamente dovuto alla posizione del centro di massa che non giace sul piano di simmetria della struttura, come già spiegato precedentemente.

Verificato che le tensioni sono inferiori al limite che è stato imposto, vengono riportati i valori degli spostamenti del punto rappresentativo del motore nelle sei condizioni di carico

così come ottenute dal comando *Create – Report – Append File* nel menù relativo ai risultati dell'analisi.

**Load Case: +x, A2: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	2	0.001493	0.001493	0.000012	-0.000013

**Load Case: +y, A2: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	3	0.001382	0.000012	0.001378	-0.000103

**Load Case: +z, A2: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	4	0.000387	-0.000013	-0.000102	0.000373

**Load Case: -x, A2: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	7	0.001493	-0.001493	-0.000012	0.000013

**Load Case: -y, A2: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	6	0.001382	-0.000012	-0.001378	0.000103

**Load Case: -z, A2: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	5	0.000387	0.000013	0.000102	-0.000373

Tutti i valori sono espressi in metri e sono assolutamente accettabili, rendendo così la prima geometria adeguata al compito che le viene richiesto. Come era logico aspettarsi, il maggiore spostamento si ha nel caso in cui la gravità agisca lungo la direzione X; nella realtà significa che il velivolo sta volando di “taglio” rispetto al suolo, manovra impossibile da mantenere con un velivolo ultraleggero, ma che può essere osservata dal solista delle

“Frecce Tricolori” nei video dei vecchi airshow, quando la pattuglia era ancora equipaggiata con il velivolo FIAT G-91 (l’attuale velivolo, l’AerMacchi MB339, non è in grado di esplicitare una spinta sufficiente e la manovra si è trasformata nel tonneaux in 4 tempi). Nell’immagine seguente è possibile osservare una visualizzazione degli spostamenti relativa al caso in cui l’accelerazione sia orientata lungo il verso negativo della Y, quindi ad aereo in assetto di volo livellato; per migliorare la visualizzazione è stata modificata la scala degli spostamenti aumentandola di un fattore 10, altrimenti gli stessi non sarebbero stati apprezzabili – in bianco e nero si vede la geometria indeformata e gli elementi rigidi RBE2 in fucsia – .

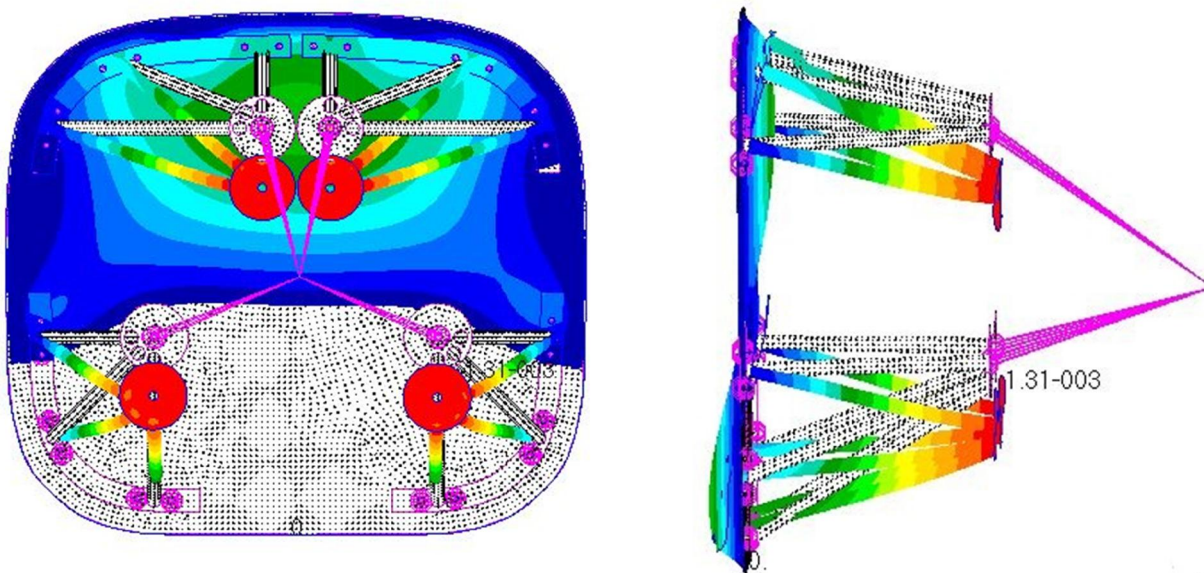


Figura 15 - Displacements geometria 1, Gy negativo

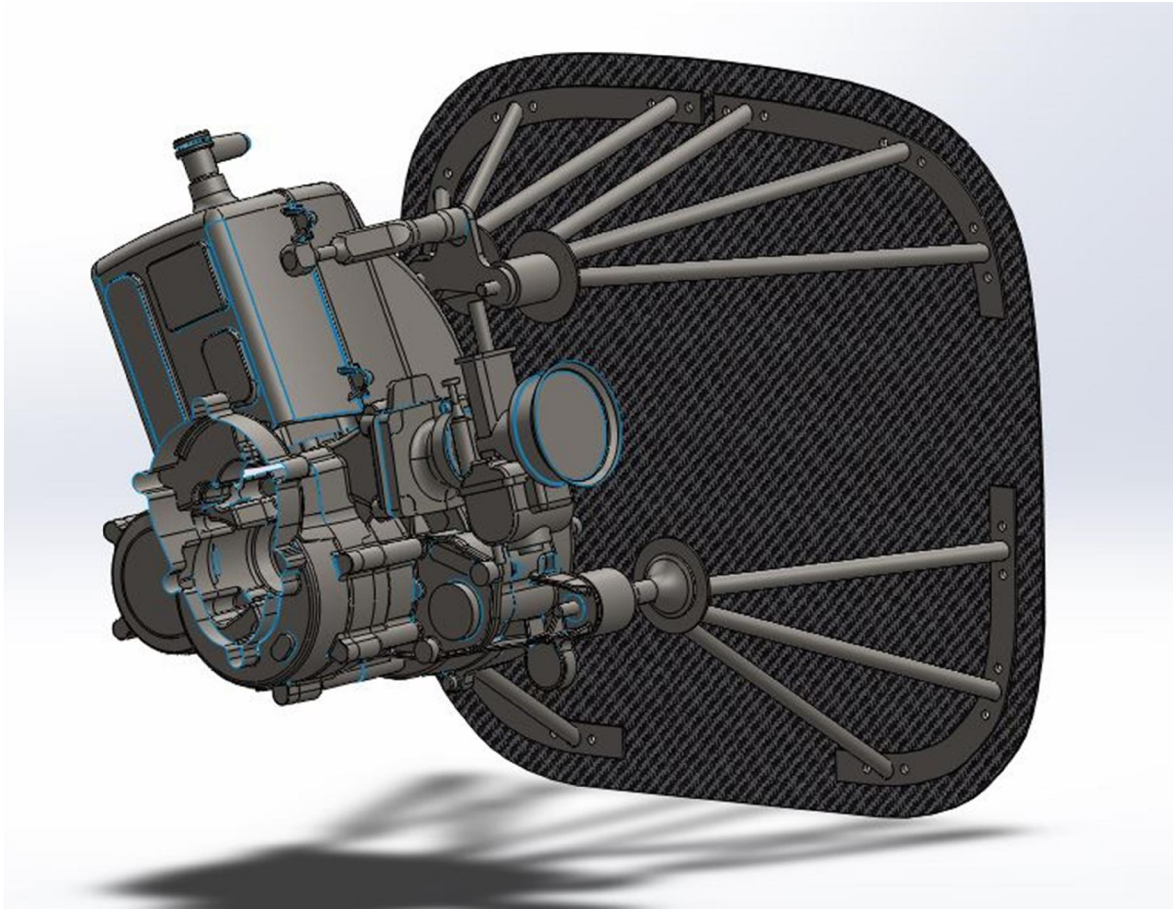


Figura 16 – Geometria 1 con motore e pannello parafiamma

### 2.2.2 Geometria 2

La seconda geometria che è stata analizzata presenta delle piccole differenze rispetto alla prima; cambia il numero di tubi nella parte superiore e la forma della lamina superiore di attacco al motore, mentre nella parte inferiore tutto resta invariato. La preparazione del modello è assolutamente identica a quella della geometria precedente, sia per quanto riguarda la meshatura che per la definizione delle lamine di tessuto di fibra di carbonio; in tale modo, i risultati che saranno ottenuti saranno confrontabili con quelli precedenti e viene eliminata la possibile influenza del modello. Sempre per questa motivazione è stata ritenuta superflua l'analisi preliminare per verificare che lo spessore di 2 mm fosse sufficiente, e si è passati direttamente all'analisi dell'insieme struttura-pannello. Di seguito è possibile osservare il modello pronto per l'analisi FEM. Si intravedono i 3 vettori indicanti le varie accelerazioni applicate, tutti gli elementi rigidi applicati in fucsia ed in celeste la visualizzazione del vincolo di incastro al perimetro esterno del pannello.

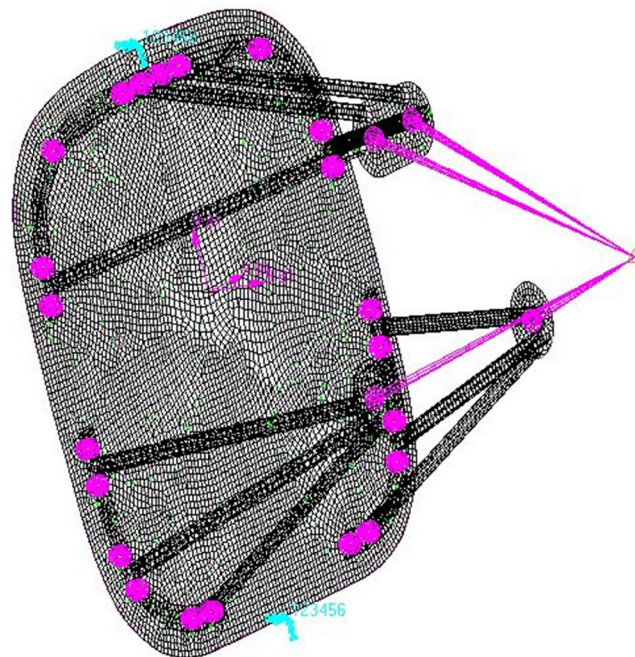


Figura 17 - Modello completo geometria 2

Il valore limite di tensione non cambia rispetto a quanto detto precedentemente, di seguito è riportata la tabella riassuntiva dei risultati ottenuti per l'analisi statica di questa configurazione, omettendo le direzioni negative per l'uguaglianza dei risultati a quelle in direzione positiva nelle cifre significative d'interesse.

Direzione accelerazione gravità	<b>STRUTTURA</b> Tensione massima secondo VonMises Z1 [MPa]	<b>STRUTTURA</b> Tensione massima secondo VonMises Z2 [MPa]	<b>PARAFIAMMA</b> Tensione massima secondo VonMises Z1 [MPa]	<b>PARAFIAMMA</b> Tensione massima secondo VonMises Z2 [MPa]
X positivo	519	552	374	390
Y positivo	437	438	402	410
Z positivo	376	391	191	201

Tabella 6 – Risultati analisi statica

Esattamente come nel caso precedente, si ricava che la condizione peggiore di carico per la struttura è quella lungo la X, mentre per il pannello parafiamma questa si verifica con l'accelerazione di gravità agente lungo la verticale Y. Come già detto, la tensione di Von Mises non è esplicativa della condizione del pannello parafiamma, ma è necessario applicare il criterio di Tsai-Wu; quello che ci si aspetta di trovare è una variazione degli indici di failure approssimativamente della stessa misura di cui sono aumentate o diminuite le tensioni nella struttura.

Tabella 7 – Failure indices pannello – statica – geometria 2

direzione accelerazione gravità	Worst Failure Indices in all laminate
X positivo	0,711
Y positivo	0,709
Z positivo	0,187
X negativo	0,657
Y negativo	0,677
Z negativo	0,205



I coefficienti sono tutti inferiori all'unità e assicurano l'integrità del pannello in tutte le condizioni di carico, proprio come ci si aspettava osservando i risultati ottenuti sull'analisi della prima configurazione del castello motore. Vengono riportati ora i valori di spostamento del nodo rappresentativo del motore.

**Load Case: +x, A1: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	2	0.001448	0.001448	0.000010	-0.000011

**Load Case: +y, A1: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	3	0.001729	0.000010	0.001710	-0.000253

**Load Case: +z, A1: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	4	0.000478	-0.000011	-0.000253	0.000405

**Load Case: -x, A1: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	5	0.001448	-0.001448	-0.000010	0.000011

**Load Case: -y, A1: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	6	0.001729	-0.000010	-0.001710	0.000253

**Load Case: -z, A1: Static Subcase**

Entity ID	Loadcase ID	Magnitude	X Component	Y Component	Z Component
1	7	0.000478	0.000011	0.000253	-0.000405

Gli spostamenti maggiori del motore si verificano nei casi di caricamento nelle direzioni Y ed X con un valore di 1,710 mm e 1,448 mm rispettivamente; anche in questo caso i valori

ottenuti sono assolutamente accettabili e rendono idonea anche questa seconda configurazione geometrica del castello motore.

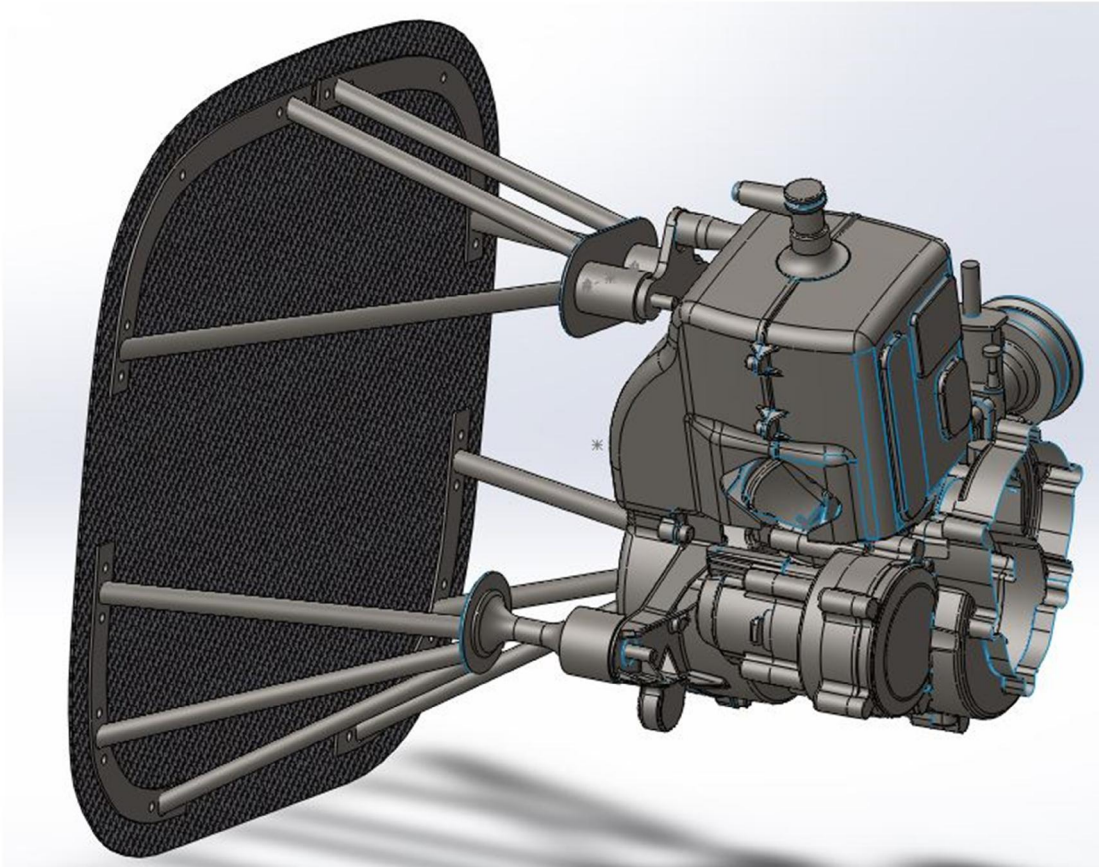


Figura 18 – Geometria 2 con motore e parafiamma

### 2.2.3 Geometria 3

La terza geometria che si è andati ad analizzare è quella costituita in materiale composito.

La definizione del composito è inizialmente la stessa utilizzata per il pannello parafiamma, un laminato simmetrico  $[0/30/45/60/30/45/60/0]_S$  di tessuti di fibra di carbonio

standard  $0/90^\circ$  che conferisce

alla struttura una massa di 0.297

kg. L'orientazione delle fibre sul

pannello parafiamma e sugli

elementi laterali della struttura

è stata assegnata utilizzando

come riferimento l'asse Y delle

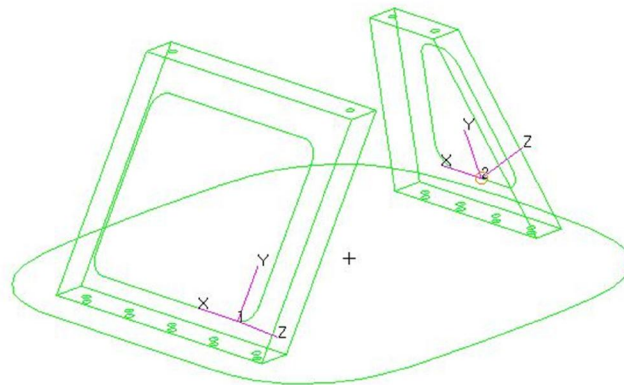


Figura 19 - modello FEM della geometria 3

coordinate globali; sulle facce inclinate dei due sostegni è stato necessaria la creazione di

altri due sistemi di coordinate – vedi Figura 16 –, in modo da garantire la corretta

orientazione delle fibre su entrambe. Anche in questo caso l'intero modello è stato meshato

con una *element global lenght* di 5 mm e sono stati inseriti gli RBE2 leganti la massa

concentrata del motore alla struttura e nei fori delle viti per simularne la presenza. L'analisi

evidenzia come la struttura rimanga sostanzialmente indeformata quando la gravità agisce

nelle direzioni Y e Z, mentre risulta particolarmente problematica la terza direzione di

caricamento.

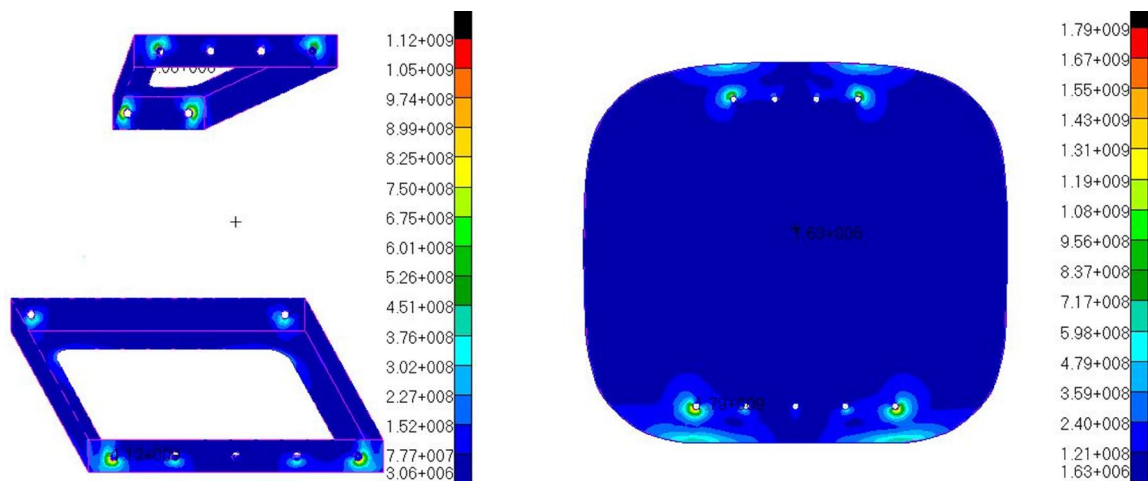


Figura 20 - Tensioni struttura e pannello - statica - geometria 3

Come evidenziato dall'immagine si registrano tensioni decisamente elevate e indici di failure tre volte superiori al limite, che pur essendo localizzati ai fori di collegamento non risultano accettabili. Si è proceduto dunque alla modifica della geometria del castello,

ampliando le superfici laterali ed aumentando il numero di fori di collegamento in modo da irrigidire maggiormente la struttura. Inoltre viene modificato il laminato applicando un totale di 22 strati di tessuto 0/90° orientati a 0° e 45°. Nell'immagine è possibile osservare i failure indices ricavati dall'analisi FEM.

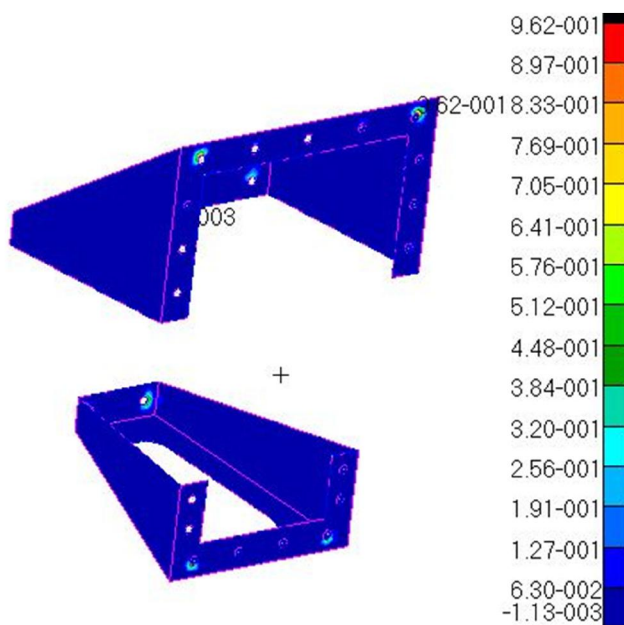


Figura 21 - Failure indices nuova geometria 3

Spostando l'attenzione sul pannello parafiamma si vede come quest'ultimo sia ancora in condizioni di carico critiche, con indici di failure prossimi a 4 in vicinanza dei fori.

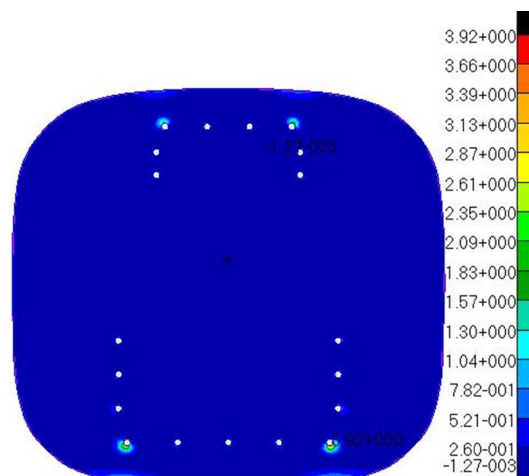


Figura 22 - Failure indices pannello

E' stato quindi modificata ulteriormente la definizione del laminato del pannello parafiamma, giungendo a 30 strati disposti secondo  $[0/30/45/60/30/45/60/0/45/0 / 45/0/30/60/0]_S$ . In questo modo si ottiene un indice di failure inferiore all'unità nel caso appena trattato di gravità lungo la direzione X positiva. Vengono quindi riassunti in tabella gli indici di failure massimi per tutte le direzioni di applicazione della gravità e di seguito riportati gli spostamenti del punto rappresentante il motore.

Tabella 8 – Failure indices pannello – statica – geometria 3 – nuovo laminato

direzione accelerazione gravità	Worst Failure Indices in all laminate
X positivo	0,779
Y positivo	0,260
Z positivo	0,259
X negativo	0,795
Y negativo	0,207
Z negativo	0,307

**Load Case: +x, A1: Static Subcase**

-Entity ID--	Subcase ID--	Magnitude----	X Component--	Y Component--	Z Component--
1	23	0.005406	0.005406	0.000017	-0.000044

**Load Case: +y, A1: Static Subcase**

-Entity ID--	Subcase ID--	Magnitude----	X Component--	Y Component--	Z Component--
1	24	0.001190	0.000017	0.001190	-0.000032

**Load Case: +z, A1: Static Subcase**

-Entity ID--	Subcase ID--	Magnitude----	X Component--	Y Component--	Z Component--
1	25	0.000679	-0.000044	-0.000031	0.000677

**Load Case: -x, A1: Static Subcase**

-Entity ID--	Subcase ID--	Magnitude----	X Component--	Y Component--	Z Component--
1	26	0.005406	-0.005406	-0.000017	0.000044

**Load Case: -y, A1: Static Subcase**

-Entity ID--	Subcase ID--	Magnitude----	X Component--	Y Component--	Z Component--
1	27	0.001190	-0.000017	-0.001190	0.000032

**Load Case: -z, A1: Static Subcase**

-Entity ID--	Sbucasse ID--	Magnitude----	X Component--	Y Component--	Z Component--
1	28	0.000679	0.000044	0.000031	-0.000677

Dal file di output generato si nota che nonostante si sia giunti ad una definizione di laminato che non comporta rotture al caricamento, gli spostamenti risultano essere contenuti nelle direzioni Z e Y e consistenti nella direzione X. Nel caso in cui la scelta del castello ricada su questa terza geometria, sarà necessario lasciare uno spazio minimo di 5,5 mm tra i componenti più esterni del motore e le pareti della carenatura, così da evitare il contatto tra le stesse ed evitare un possibile deterioramento o incendio del case motore. Nonostante questo piccolo accorgimento, anche questa struttura risulta essere adatta all'uso, con un

risparmio in peso rispetto alla seconda del 49,4%; la struttura infatti ha un peso complessivo di 0,614 kg, mentre il pannello con la nuova configurazione passa dai 0,667 kg ai 1,249 kg.

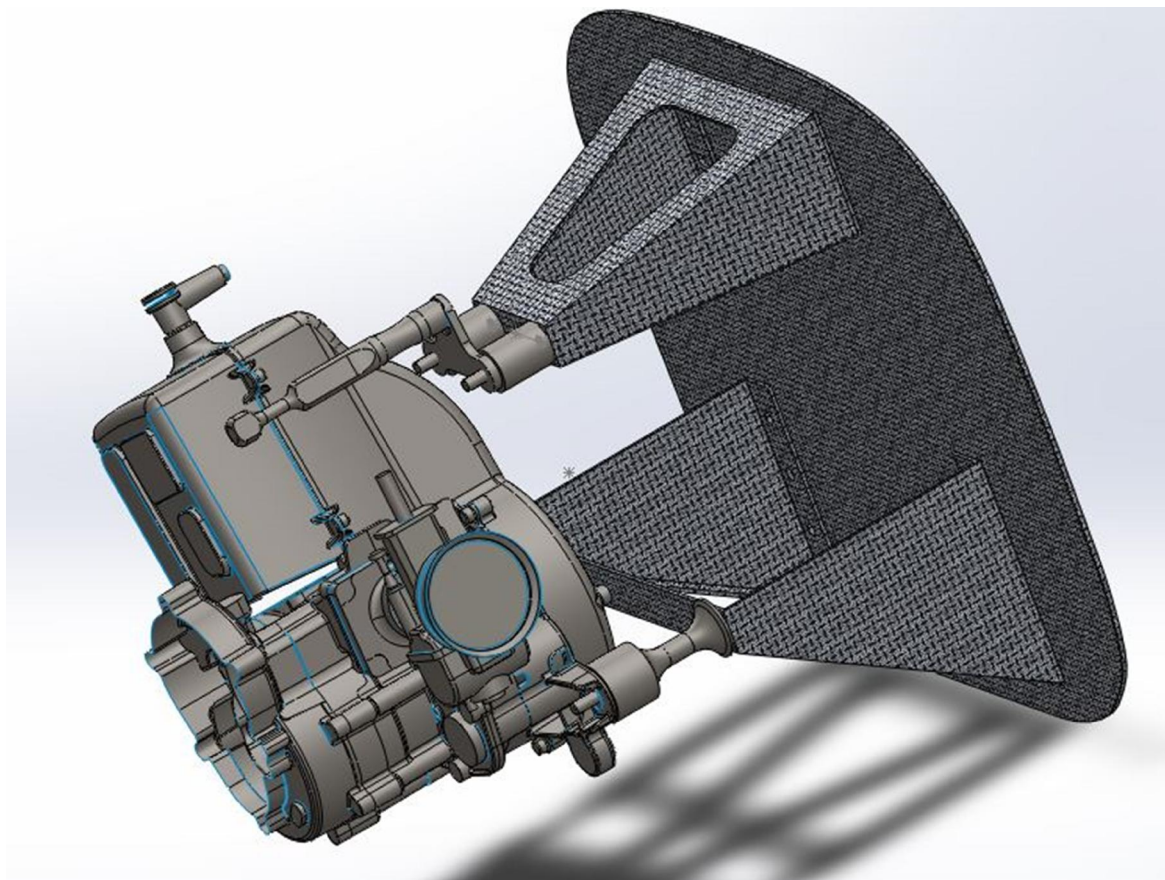


Figura 23 – Geometria 3 con motore e pannello parafiamma

## 2.3 Analisi modale

Nonostante il motore sia utilizzato prevalentemente da pendolari e paramotori e la Polini abbia fornito lo stesso di un contralbero di bilanciamento per attenuare le vibrazioni durante il funzionamento, non è possibile ignorare tali vibrazioni residue. L'analisi modale si rivela necessaria al fine di determinare le frequenze proprie dei modi di vibrare della struttura, e verificare che queste siano sufficientemente distanti dal range di frequenze vibrazionali del motore. Il Thor 250 ha infatti il minimo a circa 1600 rpm, crociera a 6500 rpm e massimo a 7500 rpm che si traducono in un range di frequenze di funzionamento compreso tra 26,7 Hz e 125 Hz. I modelli delle geometrie che sono stati utilizzati sono gli stessi utilizzati per l'analisi statica, con l'unica differenza nella massa del motore che è stata riportata al valore stimato di 25 kg.

Non è stato eliminato il pannello parafiamma poiché si vuole approssimare il più possibile il modello alla situazione reale; porre i vincoli di incastro ai punti di collegamento porterebbe ad una sopravvalutazione della rigidità del collegamento stesso, influenzando quindi sui risultati.



### 2.3.1 Geometria 1

Effettuata l'analisi modale, si ricavano i modi di vibrare propri della struttura e la frequenza alla quale questi si manifestano ricavabili nella colonna *CYCLES* del file *.F06* generato.

Tabella 9 – Frequenze proprie geometria 1

Mode N°	Cycles [Hz]
1	38,5
2	39,8
3	74,9
4	97,0
5	181,1
6	201,8
7	272,4
8	280,2
9	314,6
10	335,3
11	355,9
12	383,1
13	429,8
14	434,5
15	450,6
16	462,4
17	508,4
18	532,7
19	552,3
20	581,6

Le quattro frequenze evidenziate in rosso sono comprese nel campo di funzionamento del motore scelto e ne vengono riportate le immagini della deformate.

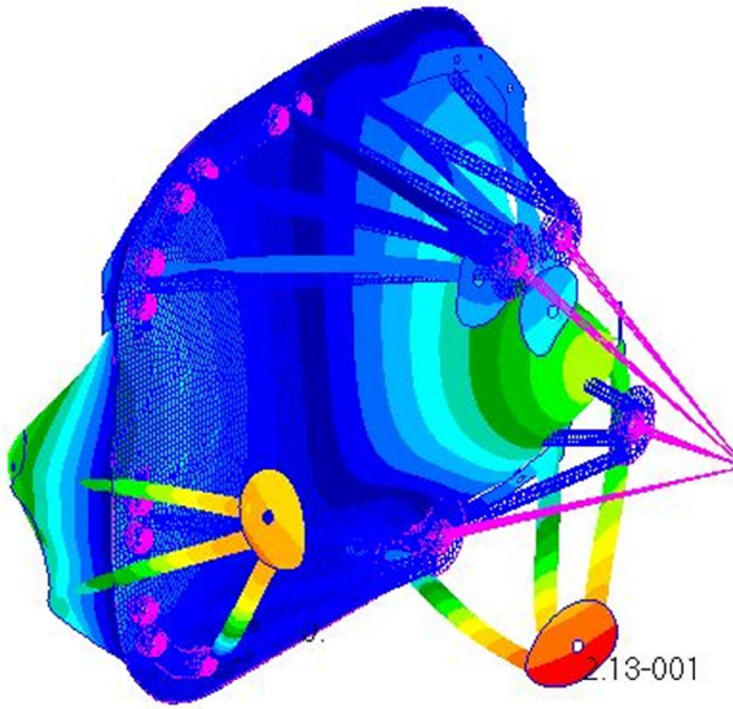


Figura 20 - Primo modo geometria 1

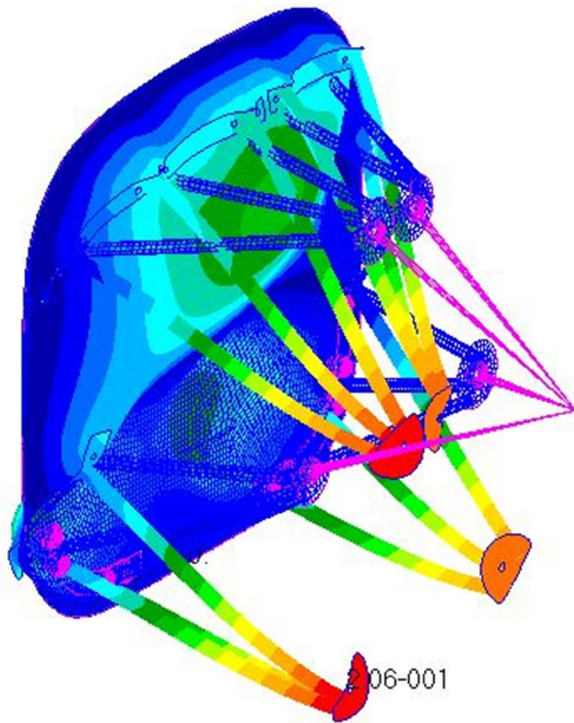


Figura 25 - Secondo modo geometria 1

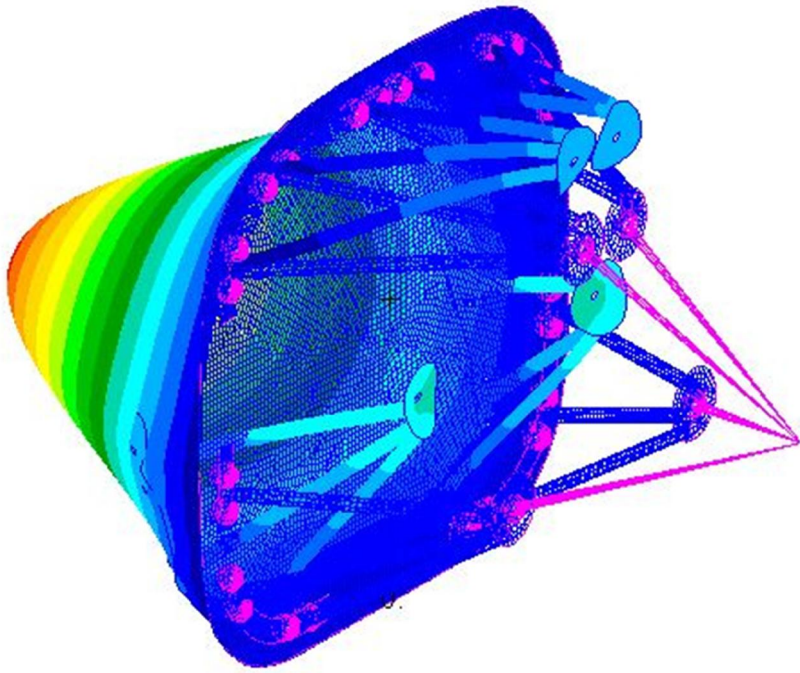


Figura 26 - Terzo modo geometria 1

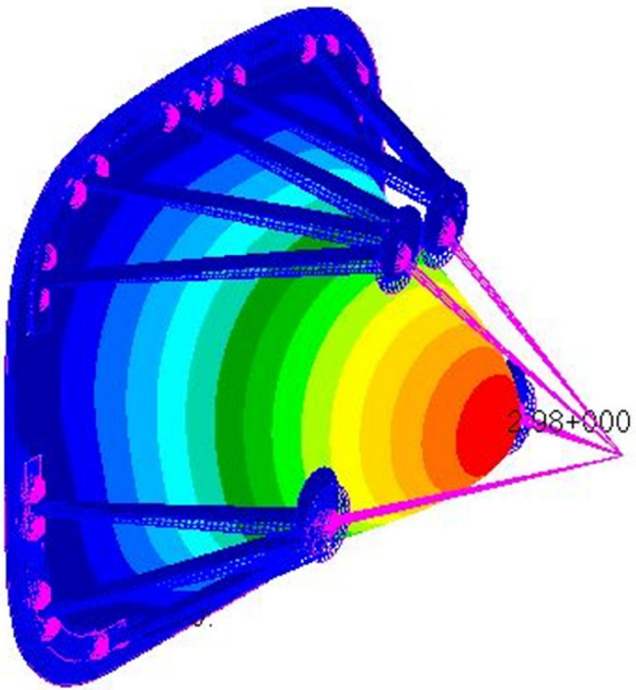


Figura 27 - Quarto modo geometria 1

Si nota come la terza e la quarta sono proprie del pannello, in riferimento ad una sollecitazione normale alla superficie dello stesso, e possono considerarsi quindi non eccitate dal funzionamento del motore. Non vale la stessa cosa per la prima e la seconda, rispettivamente relative ad una sollecitazione torsionale ortogonale al pannello ed ad una traslazionale nella direzione verticale. Questo risultato è confermato andando ad osservare la massa modale dal file .F06 dopo l'inserimento del comando

MEFFMASS(PRINT,GRID=0,PARTFAC,MEFFM,FRACSUM,SUMMARY)=YES

all'interno del file *pdf*, ottenendo la frazione di massa modale coinvolta in relazione alla frequenza.

MODAL EFFECTIVE MASS FRACTION (FOR TRANSLATIONAL DEGREES OF FREEDOM)									
MODE NO.	FREQUENCY	T1		T2		T3			
		FRACTION	SUM	FRACTION	SUM	FRACTION	SUM		
1	3.845958E+01	9.198560E-01	9.198560E-01	1.732367E-02	1.732367E-02	5.922145E-04	5.922145E-04		
2	3.982592E+01	1.757401E-02	9.374300E-01	9.224565E-01	9.397802E-01	1.074808E-02	1.134029E-02		
3	7.486935E+01	9.356812E-05	9.375236E-01	8.596590E-03	9.483768E-01	8.899481E-01	9.012884E-01		
4	9.702688E+01	9.258883E-06	9.375328E-01	2.719992E-04	9.486488E-01	4.662339E-02	9.479117E-01		
5	1.811394E+02	1.911459E-03	9.394443E-01	3.029015E-07	9.486490E-01	7.763253E-07	9.479125E-01		
6	2.018329E+02	1.774055E-12	9.394443E-01	2.235244E-03	9.508843E-01	5.159991E-03	9.530725E-01		
7	2.724174E+02	3.271784E-03	9.427161E-01	9.967855E-06	9.508943E-01	6.864881E-05	9.531412E-01		
8	2.802128E+02	1.417664E-07	9.427162E-01	2.381902E-03	9.532762E-01	3.856171E-02	9.917029E-01		
9	3.146113E+02	5.422827E-05	9.427704E-01	7.243014E-05	9.533486E-01	1.853272E-04	9.918882E-01		
10	3.353060E+02	2.309371E-03	9.450798E-01	5.164681E-06	9.533538E-01	8.662474E-05	9.919748E-01		
11	3.559456E+02	8.274043E-03	9.533539E-01	1.701427E-07	9.533539E-01	1.120478E-05	9.919860E-01		
12	3.830953E+02	1.361654E-06	9.533553E-01	6.459773E-04	9.539999E-01	1.479269E-03	9.934653E-01		
13	4.297947E+02	5.890562E-04	9.539443E-01	1.152298E-06	9.540011E-01	5.036796E-06	9.934704E-01		
14	4.345401E+02	6.209662E-06	9.539505E-01	1.615384E-04	9.541626E-01	8.223002E-05	9.935526E-01		
15	4.506499E+02	2.646273E-06	9.539531E-01	4.129470E-04	9.545755E-01	4.018592E-07	9.935530E-01		
16	4.624476E+02	4.513378E-05	9.539983E-01	5.726944E-06	9.545813E-01	1.370248E-07	9.935531E-01		
17	5.083661E+02	6.272124E-05	9.540610E-01	3.857552E-07	9.545817E-01	1.614895E-07	9.935533E-01		
18	5.327267E+02	7.231059E-07	9.540617E-01	5.933357E-04	9.551750E-01	7.522704E-04	9.943056E-01		
19	5.522780E+02	7.909165E-04	9.548526E-01	1.356497E-08	9.551750E-01	2.963192E-06	9.943085E-01		
20	5.815866E+02	2.924665E-05	9.548819E-01	4.766550E-05	9.552227E-01	1.531413E-04	9.944617E-01		
21	6.973187E+02	1.545247E-05	9.548973E-01	1.105256E-04	9.553332E-01	1.897314E-03	9.963590E-01		
22	8.065057E+02	5.553995E-04	9.554527E-01	3.646837E-03	9.589800E-01	1.047062E-04	9.964637E-01		
23	8.343728E+02	2.092553E-03	9.575453E-01	1.046595E-03	9.600266E-01	1.437369E-04	9.966074E-01		
24	9.099041E+02	1.902815E-03	9.594481E-01	6.362873E-06	9.600330E-01	9.814077E-08	9.966075E-01		
25	1.041323E+03	1.007428E-03	9.604555E-01	3.398914E-04	9.603729E-01	3.115467E-05	9.966387E-01		
26	1.066435E+03	2.785420E-04	9.607341E-01	6.343148E-04	9.610072E-01	2.948739E-06	9.966416E-01		

Tabella 10 – Partecipazione modale geometria 1

### 2.3.2 Geometria 2

Mode N°	Cycles [Hz]
1	35,4
2	39,1
3	76,0
4	97,8
5	184,8
6	203,4
7	273,5
8	298,7
9	324,8
10	332,1
11	364,9
12	380,1
13	411,7
14	419,4
15	455,6
16	462,3
17	522,8
18	549,2
19	574,0
20	585,7

Tabella 11 – Frequenze proprie geometria 2

Per la seconda geometria le frequenze proprie sono analoghe a quelle calcolate sulla prima, date le piccole differenze tra l'una e l'altra. Ancora una volta, sono 4 le frequenze che rientrano nel range di frequenze dato dalla forzante del motore in funzionamento e sono sempre quelle a maggior partecipazione di massa.



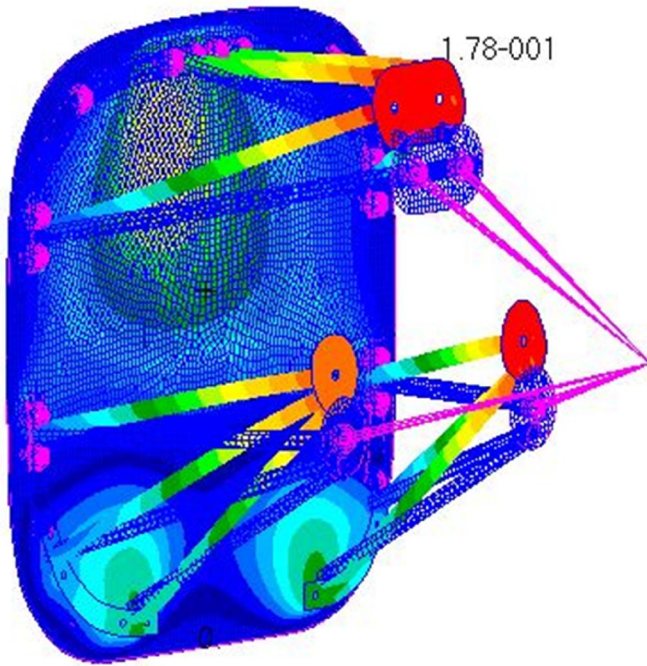


Figura 22 - Primo modo geometria 2

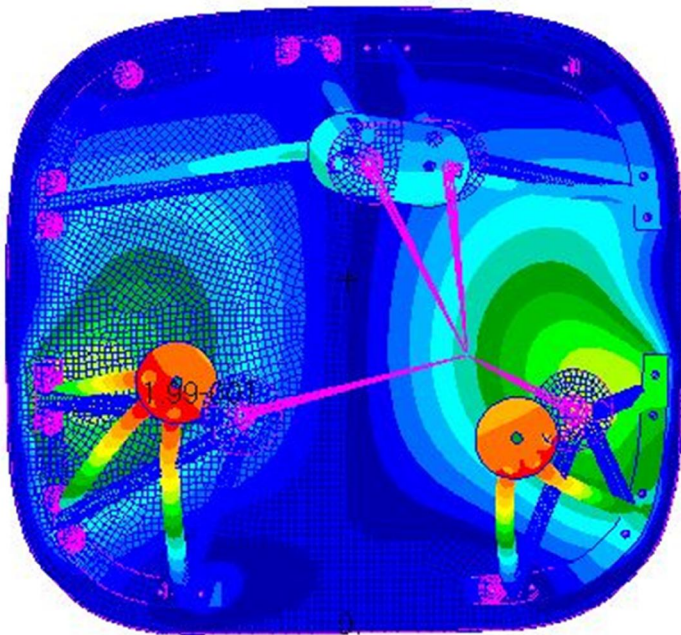


Figura 21 - Secondo modo geometria 2

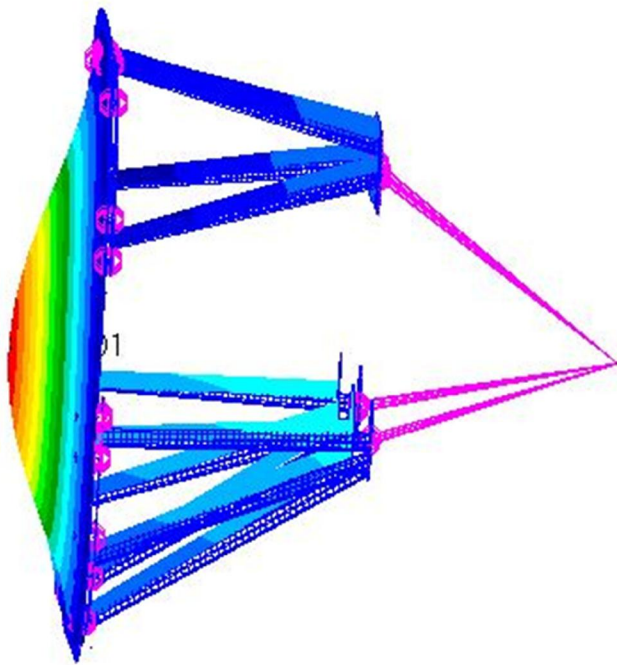


Figura 30 - Terzo modo geometria 2

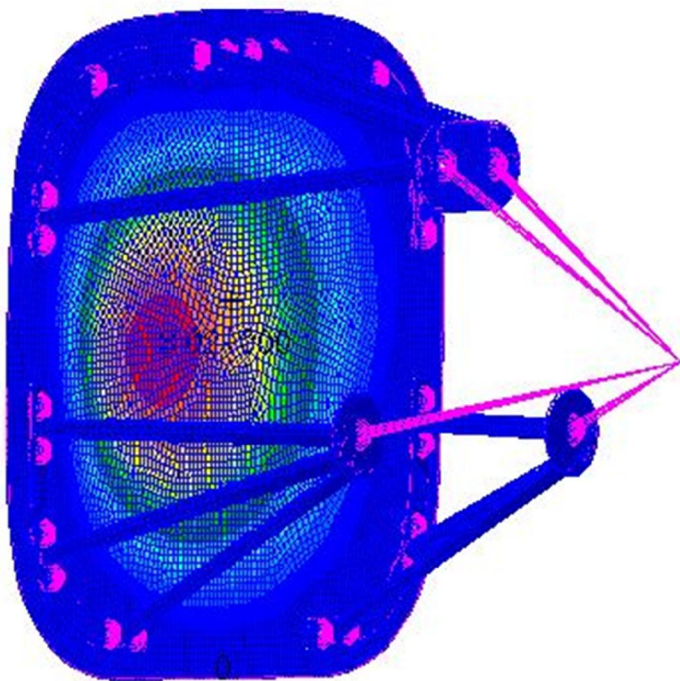


Figura 31- Quarto modo geometria 2

### 2.3.3 Geometria 3

Mode N°	Cycles [Hz]
1	20,3
2	43,2
3	56,3
4	249,8
5	339,5
6	422,6
7	448,9
8	506,3
9	516,9
10	530,8
11	565,9
12	600,0
13	642,3
14	652,7
15	773,4
16	802,6
17	841,5
18	959,8
19	993,6
20	1007,1

Tabella 12 – Frequenze proprie geometria 3

La geometria proposta in materiale composito invece presenta solo 3 frequenze proprie nell'intervallo di interesse, che coincidono con le tre frequenze a maggior partecipazione di massa modale e sono relative rispettivamente alle tre direzioni X,Y e Z.



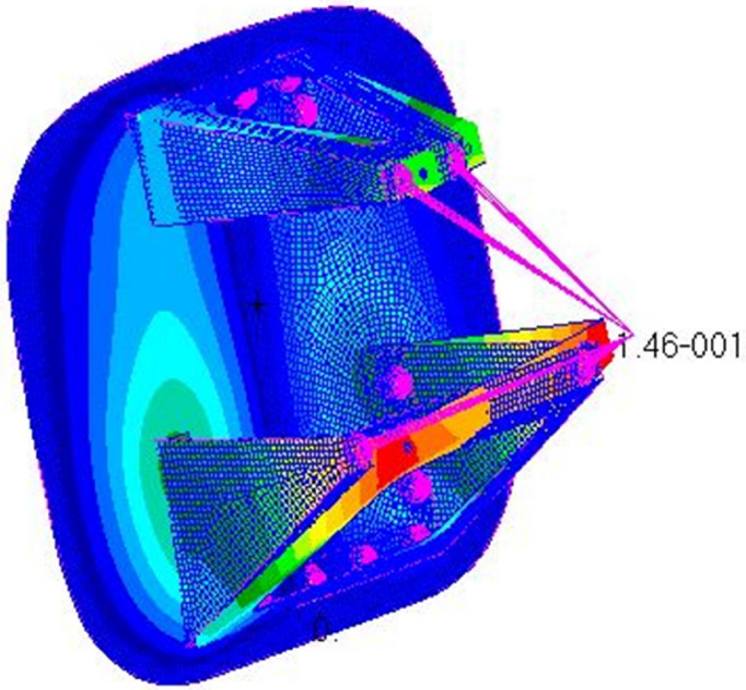


Figura 32 - Primo modo geometria 3

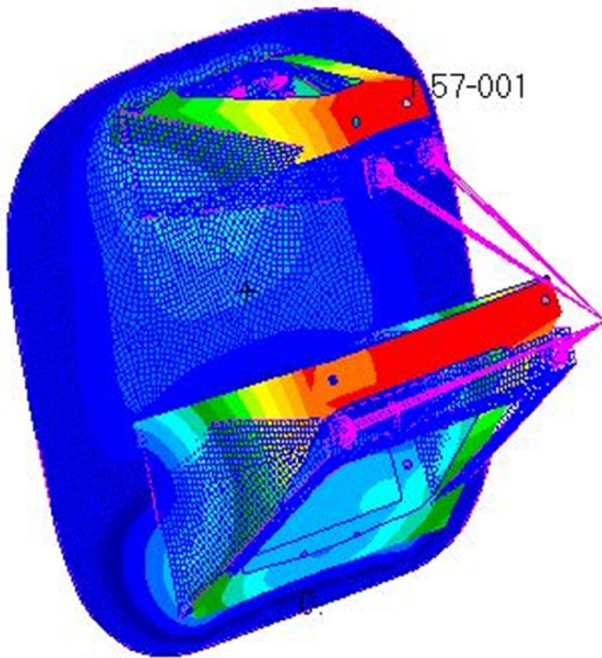


Figura 33 - Secondo modo geometria 3

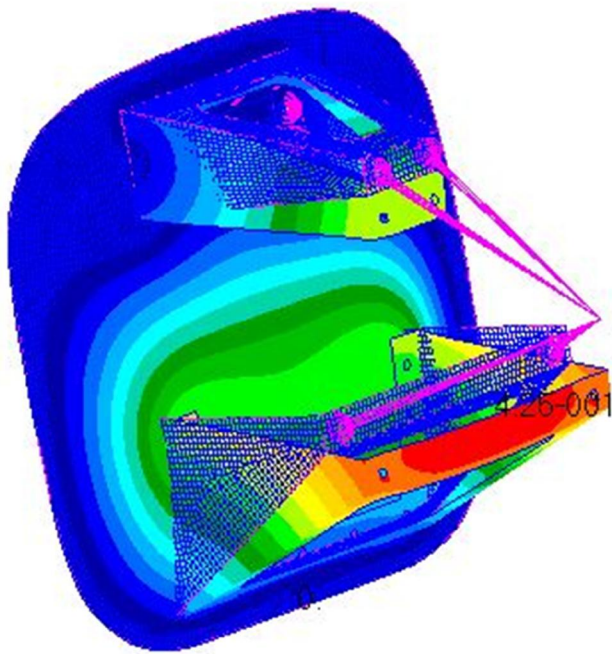


Figura 34 - Terzo modo geometria 3

### 2.3.4 Gommini antivibranti

Come detto, ai sostegni del motore sono frapposti dei piccoli cilindri in gomma che fungono da elemento antivibrante per la struttura del castello. Sono state chieste maggiori informazioni all'azienda produttrice del motore, in merito al loro comportamento da filtro passabasso, ma non sono mai stati effettuati dei test in tal senso; è stata però fornita la durezza Shore della gomma in questione e le dimensioni dei piedini, osservabili in figura 35 (sinistra superiori, destra inferiori).

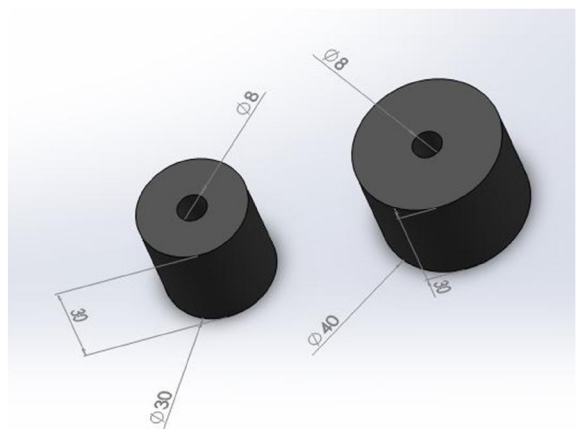


Figura 35 – Gommini antivibranti

Tramite ricerca bibliografica sono state ricavate due espressioni empiriche che legano la durezza Shore A di un materiale iperelastico con il suo modulo di Young; con il valore fornito dalla Polini di 70 *Sh*, si ricava con la prima relazione un valore di modulo elastico di

$$E_1 = \frac{0,0981(56 + 7,562336 \cdot S)}{0,137505(254 - 2,54 \cdot S)} = 5,52 \text{ MPa}$$

La seconda relazione tra le due grandezze in esame ha un migliore fittaggio dei dati sperimentali rispetto alla precedente

$$S = 100 \operatorname{erf}(3,186 \cdot 10^{-4} \sqrt{E})$$

Per essere utilizzata è necessario invertire la relazione e quindi anche la funzione di errore utilizzando lo sviluppo in serie di McLaurin per cui

$$\operatorname{erf}^{-1}(z) = \frac{1}{2} \sqrt{\pi} \left( z + \frac{\pi}{12} z^3 + \frac{7\pi^2}{480} z^5 + \frac{127\pi^3}{40320} z^7 + \frac{4369\pi^4}{5806080} z^9 + \frac{34807\pi^5}{182476800} z^{11} + \dots \right)$$

$$E_2 = \left[ \frac{\operatorname{erf}^{-1}\left(\frac{S}{100}\right)}{3,186 \cdot 10^{-4}} \right]^2 = 5,34 \text{ MPa}$$

Esiste una terza relazione di tipo lineare che nel caso in esame fornisce  $E_3 = e^{(0,0235 \cdot S - 0,6403)} = 2,73 \text{ MPa}$ ; data l'ipotesi di linearità e la grande differenza con i due risultati precedenti non è stata presa in considerazione, utilizzando invece  $E_2$  per riportarsi ad un valore di costante elastica da inserire al calcolatore per ricavare una

funzione di trasferimento che sperabilmente mostri un effettivo comportamento da filtro passabasso per le vibrazioni del motore.

Per ricavare la costante elastica equivalente si è andati ad utilizzare la legge di Hooke secondo l'uguaglianza

$$k\Delta l = F = \sigma A = E\varepsilon A \approx E \frac{\Delta l}{l} A$$

da cui si ricava  $k \approx \frac{EA}{l}$ ; sostituendo dunque il valore di  $E_2$  ricavato precedentemente, ed i valori di superficie ed altezza del gommino si sono ricavate le due costanti elastiche per i gommini superiori ed inferiori montati sul motore:

$$k_{superiore} = \frac{5,34 \cdot 10^6 \pi(0,015^2 - 0,004^2)}{0,030} = 116,8 \frac{KN}{m}$$

$$k_{inferiore} = \frac{5,34 \cdot 10^6 \pi(0,020^2 - 0,004^2)}{0,030} = 214,7 \frac{KN}{m}$$

Il modello che è stato creato per studiare il comportamento dei piedini è molto semplice ed è costituito da una superficie quadrata incastrata ai bordi, sufficientemente grande da far sì che questi vincoli non interferissero con i piedini. Si è scelto di applicare a questa lastra uno spessore di  $0,01 \text{ mm}$  con il modulo elastico dell'acciaio, ipotizzando una rigidità della struttura connessa inferiore a quella dei castelli in esame. I piedini sono stati discretizzati con 4 elementi monodimensionali cui è stata assegnata la proprietà di *Bush*, solitamente utilizzata per rappresentare il gruppo molla/ammortizzatore di una sospensione; in questo caso ci si è limitati all'inserimento della costante elastica precedentemente ricavata nelle

caselle relative, compiendo un'ulteriore approssimazione in quanto si suppone che tale rigidità sia la medesima per tutte le direzioni di sollecitazione. L'estremità libera dei piedini è stata dunque collegata con elementi rigidi al baricentro del motore immaginando ancora una volta che tutta la massa fosse ivi concentrata. L'analisi effettuata è stata quella di risposta in frequenza applicando un'accelerazione random con PSD unitaria al nodo rappresentante il motore per osservare l'entità delle forze e delle accelerazioni trasmesse alla base dei piedini. Si riportano ora i grafici relativi alle accelerazioni nelle tre direzioni al punto di base dei piedini con sollecitazione random nella direzione x.



Figura 36 – Accelerazione trasmessa lungo x

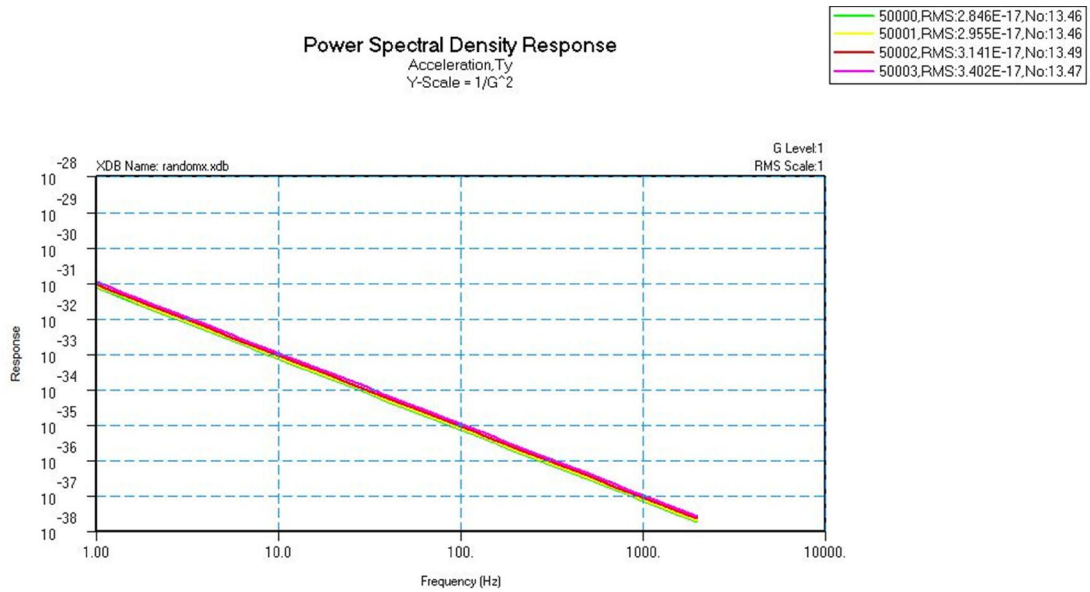


Figura 37 – Accelerazione trasmessa lungo y

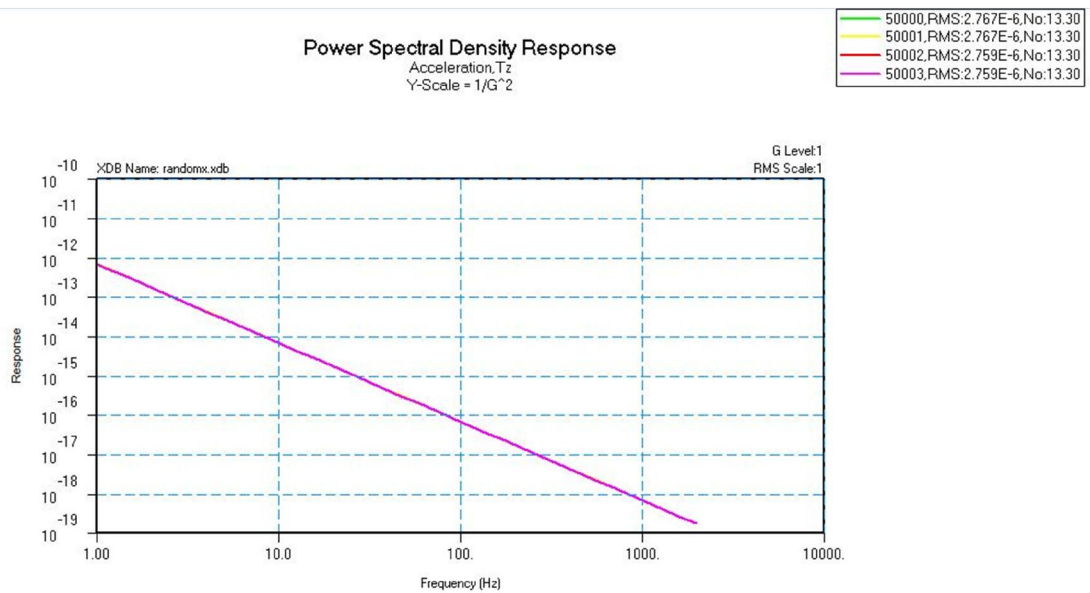


Figura 38 – Accelerazione trasmessa lungo z

Si ottengono i medesimi risultati anche applicando la sollecitazioni nelle altre due direzioni, per il fatto che è stata imposta la stessa costante elastica agli elementi rappresentanti i

pedini; nonostante le approssimazioni eseguite, si nota come le accelerazioni che arrivano alla base dei pedini siano molto basse. Questo consente di validare le strutture precedentemente studiate garantendo che le vibrazioni prodotte dal motore durante il funzionamento, non portino le stesse ad entrare in risonanza con conseguenti problemi strutturali.

## 2.4 Conclusioni

La conclusione di tale lavoro vede l'individuazione della migliore soluzione per quanto riguarda il castello motore. Nell'ottica del maggior risparmio possibile in massa, si ritiene che la struttura in materiale composito sia la migliore; gli spostamenti ricavati infatti si riferiscono ad un fattore di carico più elevato di quello nominale del progetto, come imposto dalla normativa e si prevede che quelli effettivi non supereranno i  $3\text{ mm}$  nel caso di accelerazione lungo la trasversale X.





## ***3 – Carrello d’atterraggio***

Il carrello d’atterraggio è l’elemento di un aeroplano che connette i due ambienti in cui si trova ad operare: la terra e l’aria. Nonostante nel gergo comune con questo termine si indichino spesso soltanto le ruote, in realtà esso comprende tutti i suoi organi costitutivi compresi gli impianti elettrici o idraulici per la sua movimentazione. Ognuno di questi elementi va attentamente dimensionato pena il rischio di incidente durante le fasi in cui si richiede che il carrello svolga i suoi compiti. Si parla di fasi al plurale in quanto oltre a garantire un comodo atterraggio, esso deve garantire decollo, stazionamento a terra e tutte le manovre di taxiing, assorbendo le sollecitazioni derivanti dalle irregolarità del suolo. Queste richieste portano alla definizione di un numero minimo di tre punti di contatto a terra, unitamente alla capacità di orientare almeno una delle ruote, alla presenza di freni ed eventualmente di ammortizzatori e di sistemi per la sua retrazione all’interno della fusoliera. Proprio da quest’ultima possibilità deriva la prima suddivisione in categorie dei carrelli d’aereo, fissi o retrattili, mentre la seconda suddivisione è invece relativa al numero ed alla disposizione geometrica dei punti di contatto di cui viene di seguito data una breve descrizione.

- **Taildragger or Tailwheel Gear**

E' chiamato anche carrello "normale"; costituito da due ruote in posizione avanzata rispetto al baricentro ed un ruotino – od eventualmente anche un pattino – posto in prossimità della coda, è stata la tipologia di carrello

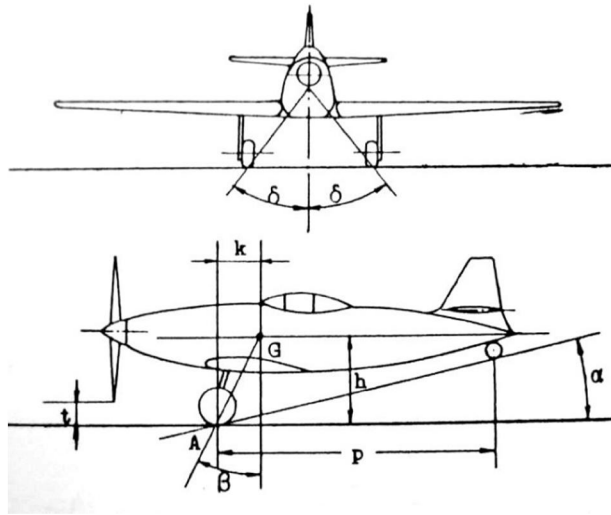


Figura 39 – Schema taildragger – fonte [2]

principalmente utilizzata fino alla seconda guerra mondiale. Le caratteristiche principali che ne ha favorito così largo impiego è l'assetto a cabrare mantenuto dal velivolo nelle fasi di movimentazione a terra; questa consente di accorciare la distanza necessaria a decollo ed atterraggio, conseguente al maggiore angolo di attacco cui si trovano le ali. Fornisce inoltre una maggiore "clearance" all'elica, assicurando che la stessa non impatti con il suolo in caso di piste accidentate. Il rovescio della medaglia è rappresentato dalla scarsa visibilità anteriore del pilota e dall'instabilità nei movimenti a terra causata dalla posizione del baricentro rispetto alle ruote principali.

- **Tricycle Landing Gear**

Il carrello triciclo è stata la naturale evoluzione del carrello "normale". Scompare il ruotino di coda, le due ruote centrali vengono poste alle spalle del baricentro e viene posta una ruota anteriore, orientabile o

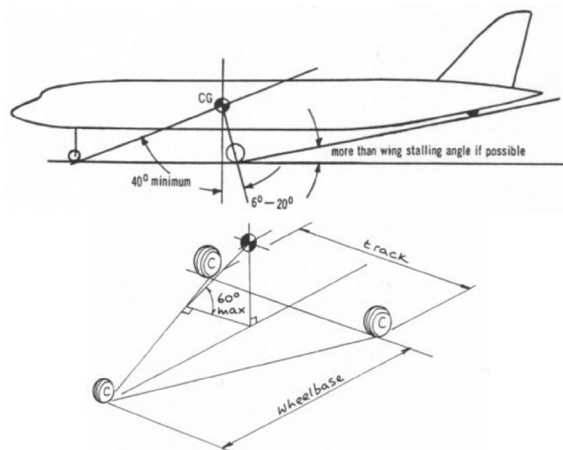


Figura 40 – Schema tricycle – fonte [2]

meno. Questa configurazione risolve i problemi della precedente riguardanti la visibilità e l'instabilità di manovra al suolo, ma non ne consente l'utilizzo su piste molto sconnesse a causa della ridotta rigidità del ruotino anteriore. Al giorno d'oggi è la tipologia più largamente utilizzata, sia sui velivoli militari che commerciali nella sua configurazione retrattile che negli aerei da turismo e ULM più spesso nella configurazione fissa. In questo caso vengono genericamente montate delle carenature al fine di ridurre la resistenza di questa tipologia di carrello, molto superiore rispetto a quella prodotta dal carrello taildragger.

- **Bicycle Gear**

Questa tipologia utilizza solo due ruote principali, poste sulla linea mediana dell'aeromobile, una in posizione anteriore e l'altra in posizione posteriore rispetto al baricentro.

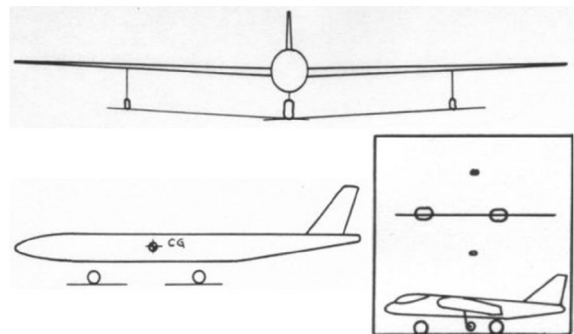


Figura 41 – Schema bicycle – fonte [1]

- **Single Main Gear**

Configurazione particolare del carrello a bicicletta in cui una delle due ruote principali viene spostata verso la coda e ridotta in dimensioni; a fianco dell'unica ruota

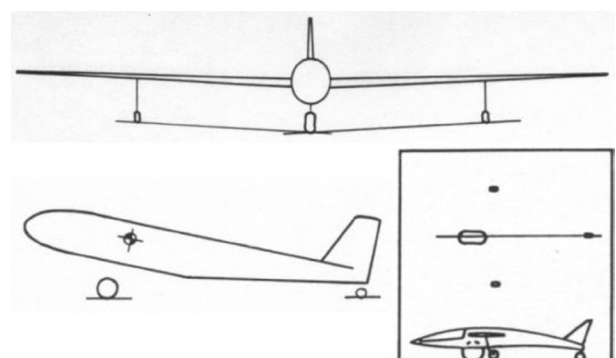


Figura 42– Schema single main – fonte [1]

principale possono essere presenti o meno altri due ruotini posti sotto le ali, in relazione al peso del velivolo. Tipicamente negli alianti e nei motoalianti queste sono assenti: una volta rallentata la corsa di atterraggio, il mezzo si ferma strisciando con una delle due estremità alari al suolo e sta all'abilità del pilota fare sì che questo accada nella maniera più dolce possibile; sono invece presenti in velivoli con massa maggiore e vengono ritratti all'interno della fusoliera quando l'inerzia del mezzo in corsa di decollo è sufficiente a mantenerlo in equilibrio.

- **Quadricycle Gear**

Come è intuibile dal nome prevede l'utilizzo di 4 ruote poste ai lati della fusoliera, in maniera simile al carrello biciclo, ed è montato prevalentemente su aerei cargo come il B-52 Stratofortress. Questo per il suo indiscusso vantaggio nelle operazioni di carico e scarico ma richiede un assetto piatto all'atto dell'atterraggio.

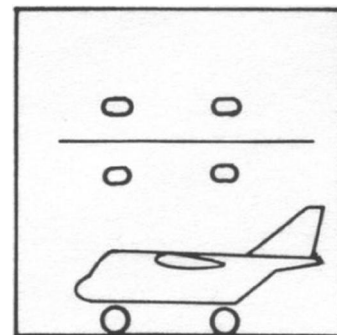


Figura 43– Schema quadricycle – fonte [1]

- **Multi-bogey Gear**

Ultima tipologia è quella che deriva dall'utilizzo di un elevato numero di ruote affiancate, in favore di sicurezza nel caso degli aerei commerciali o per il trasporto di merci molto pesanti come nel caso dell' Antonov AN-225.

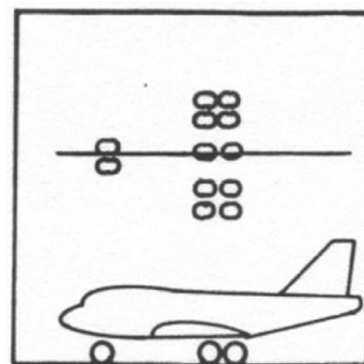


Figura 44 – Schema multi-bogey – fonte [1]

La configurazione che si è deciso di utilizzare nel “Merlo” è quella del *Taildragger fisso*, cercando all’atto della progettazione di limitarne gli svantaggi. Nei paragrafi successivi ne viene data una descrizione dettagliata delle caratteristiche e viene affrontato il design preliminare di questo componente fondamentale di qualunque velivolo.

### ***3.1 Caratteristiche del Taildragger***

Il carrello di tipo normale o taildragger è quello scelto per il “Merlo” e di seguito ne saranno analizzate le caratteristiche principali ed i vincoli geometrici che hanno portato alla sua definizione. È stato già accennato il problema dell’instabilità nei movimenti a terra e di seguito viene analizzata tale problematica nel dettaglio.

Il posizionamento delle due ruote principali davanti al baricentro è essenziale per la stabilità al rullaggio, evitando il ribaltamento in qualunque direzione. Affinché si verifichi tale condizione è necessario che la risultante di tutte le forze applicate al velivolo cada sempre entro il triangolo formato dai punti di contatto al suolo; le azioni di cui si deve tenere conto comprendono sia le forze di inerzia sia quelle di attrito con il suolo. Quindi una volta noto il coefficiente di attrito suolo pneumatico, è possibile determinare le minime distanze dalla verticale baricentrica ai punti di contatto. Per la tipologia di carrello in esame, le ruote principali devono essere in posizione tale che l’angolo  $\beta$  della figura 39 sia maggiore dell’angolo di attrito:  $\tan\beta \geq f$ ; in questo modo è garantito inoltre il mancato cappottamento durante l’atterraggio in seguito all’utilizzo dei freni. Questa condizione discende dall’equilibrio alla rotazione di tutte le forze applicate rispetto al punto di contatto delle ruote principali,  $M_A = 0$  unitamente al fatto che questo equilibrio si stabile e quindi si verifichi la condizione  $\frac{dM}{d\alpha} < 0$  (per convenzione si assumono come positivi tutti i momenti cabranti e gli angoli di incidenza a cabrare). In pratica, la differenza tra lo studio della stabilità al suolo dei velivoli e quella in volo risiede nel differente polo che viene assunto per il calcolo dei momenti. Qualitativamente si assume un coefficiente di attrito pneumatico

suolo pari a circa 0,465 corrispondente ad un angolo  $\beta = 25^\circ$ ; questo valore può anche essere inferiore fino al valore di  $16^\circ$ , demandando però al pilota una maggiore capacità di controllo del mezzo durante le fasi di movimentazione al suolo. Il secondo angolo  $\alpha$  invece viene solitamente assunto tra i  $10^\circ$  ed i  $15^\circ$  in modo da soddisfare la condizione  $\frac{dM}{d\alpha} < 0$ . Si è

già accennato nel paragrafo precedente alla naturale instabilità di manovra al suolo durante le virate tipica del carrello taildragger, caratteristica che ha portato la versione bombardiere del *Messerschmitt Bf 109* ad avere molti più aerei distrutti durante gli atterraggi che non in volo a causa degli Spitfire o della contraerea. Per la stabilità di manovra al suolo si richiede che se un'azione perturbatrice (urto di una ruota contro un'asperità del suolo, raffica di vento in deriva, asimmetria momentanea della trazione, etc...) devia l'aereo in rullaggio dalla sua

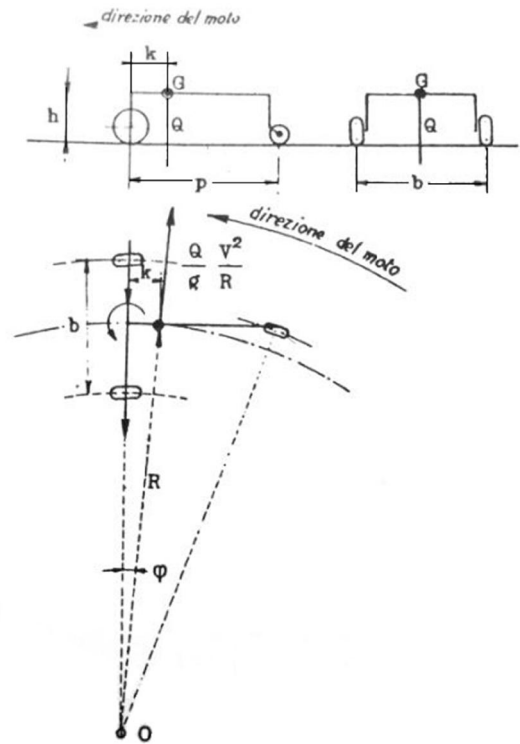


Figura 45 – Equilibrio a terra – fonte [2]

direzione di corsa, questo spontaneamente tende a ritornare sulla sua direzione primitiva al cessare della causa perturbatrice. In altre parole un aeroplano si dirà *stabile* se posto in regime di virata permanente sotto l'azione delle forze esterne, tenderà a raddrizzarsi appena abbandonato a sé ed *instabile* se la virata tenderà a stringersi. Considerando infatti un velivolo con carrello tailgear impegnato in una virata di raggio R ed abbandonato a sé stesso, al baricentro è applicata una forza centripeta  $\frac{Q V^2}{g R}$  a cui si oppongono le forze laterali sviluppate dall'aderenza degli pneumatici al suolo (viene tralasciato da quest'analisi



il ruotino di coda, che essendo “folle” è incapace di reagire lateralmente). Risulta quindi un equilibrio traslazionale ma non rotazionale, a causa della distanza  $k$  dall’asse delle ruote che genera il momento destabilizzante  $M_{inst} = \left(\frac{Q}{g} \frac{V^2}{R}\right) K \cos\varphi$ . A questo però si oppone un momento  $M_{st}$  dovuto alla distanza  $h$  del baricentro dal suolo che carica la in misura maggiore la ruota esterna ed il conseguente aumento della forza d’attrito tende a raddrizzare la traiettoria  $M_{st} = \left(\frac{Q}{g} \frac{V^2}{R}\right) h\mu$ . Al bilancio dei momenti e per un raggio elevato di curvatura (e quindi piccolo angolo  $\varphi$ ) si trova il momento causa dell’instabilità del mezzo  $M = \left(\frac{Q}{g} \frac{V^2}{R}\right) (K - h\mu)$  in quanto il termine  $h\mu$  è sempre minore di  $K$ . Non è possibile eliminare questo comportamento: diminuire la distanza  $K$  porterebbe ad un equilibrio longitudinale precario con il rischio di ribaltamento in atterraggio, mentre l’aumento dell’altezza dal suolo oltre a provocare instabilità trasversale causerebbe anche una maggiore sollecitazione alla struttura del carrello ed una visibilità ancora minore per il pilota. Ulteriore problematica di questa tipologia di carrello è legata all’atterraggio che deve essere eseguito a regola d’arte; in seguito all’urto delle ruote principali, il velivolo riprende l’assetto a cabrare entrando nel cosiddetto piastrellamento cioè una successione di salti e rimbalzi che possono arrivare a provocarne il ribaltamento.

Come già detto nel “Merlo” si prevede l’utilizzo di un ruotino folle senza alcun richiamo elastico e viene demandato all’impianto di frenata differenziale il compito di dare la capacità di manovra al suolo; lo stesso impianto di frenata differenziale consentirà al Professor Sambin il controllo del “sovrasterzo” del mezzo, agendo sul freno della ruota esterna alla virata per evitare il naturale comportamento appena illustrato.

### ***3.2 Geometria del carrello***

Bibliograficamente sono stati quindi ricavati gli angoli  $\alpha$  e  $\beta$  di cui si andrà a varificare la corrispondenza dopo aver definito tutti gli altri parametri geometrici del carrello. Il primo di questi parametri a essere ricavato è stata la distanza  $t$  dall'estremità dell'elica al suolo, tramite l'utilizzo della normativa CS-VLA (Certification Specifications for Very Light Aeroplanes di cui in appendice sarà data una breve spiegazione e saranno riportati gli articoli utilizzati), in particolare dell'articolo 925 paragrafo a. Come da questo prescritto, viene inizialmente posta una clearance dal suolo dell'elica pari a  $t = 250 \text{ mm}$ , superiore al minimo imposto dalla norma di  $230 \text{ mm}$  non conoscendo ancora l'entità della deflessione del carrello sotto l'azione del peso. Per ricavare l'altezza dal suolo del fondo del velivolo si è passati alla definizione dell'elica; dopo ricerca bibliografica è stata individuata un'elica tripala a passo variabile (*3-Blade Kit - Model 103*) del produttore americano *Competition Aircraft Inc.* del diametro di  $1220 \text{ mm}$  come adatta al velivolo in esame. L'aver posto l'asse di trazione del motore coincidente con la linea di mezzeria del "Merlo", posizionata a  $260 \text{ mm}$  dal fondo, consente di definire l'altezza dello stesso dal suolo.

$$h_{ground} = \frac{\phi_{propeller}}{2} + t - 260 = 610 + 250 - 260 = 600 \text{ mm}$$

La definizione dei restanti parametri geometrici del carrello passa attraverso la definizione della posizione avanzata ed arretrata del baricentro in relazione alle condizioni del serbatoio. In conformità con quanto già fatto dal collega nella sua tesi, è stato preso come polo di calcolo dei momenti la punta dell'ogiva e sono stati utilizzati gli stessi valori di massa

e distanza relativi a pilota, fusoliera ed ali. Quelli relativi ad elica, motore, parafiamma e castello sono stati ricavati grazie alle dimensioni di ingombro del motore ed alle caratteristiche geometriche ottenute dal capitolo precedente. Per il serbatoio invece ne è stata approssimata la posizione al centro del volume ricavato tra motore e parafiamma, e sono stati stimati una decina di litri di carburante.

	<b>Massa [kg]</b>	<b>Peso [N]</b>	<b>distanza [mm]</b>	<b>Momento [Nmm]</b>
<b>Elica</b>	3	29,4	200	5,884E+03
<b>Motore</b>	25	245,2	352	8,630E+04
<b>Parafiamma</b>	0,667	6,5	535	3,499E+03
<b>Castello 1</b>	1,2	11,8	447	5,260E+03
<b>Serb VUOTO</b>	0,3	2,9	434	1,277E+03
<b>Serb PIENO</b>	7,8	76,5	434	3,320E+04
<b>Pilota</b>	80	784,5	1760	1,381E+06
<b>Ali</b>	23	225,6	1565	3,530E+05
<b>Fusoliera</b>	81,5	799,2	2180	1,742E+06
<b>Totale</b>	222,467	2181,7		

Somma Wet	2178,7
Somma Dry	2105,2

3,610E+06
3,578E+06

Tabella 13 – Masse e posizioni relative componenti velivolo

Ottenuta quindi il momento complessivo all'ogiva si ricava la distanza della stessa dal baricentro del velivolo, considerando le tre geometrie di castello proposte nel capitolo precedente.

	<b>Xg – Wet [mm]</b>	<b>Xg – Dry [mm]</b>
<b>Castello motore 1</b>	1657	1700
<b>Castello motore 2</b>	1658	1701
<b>Castello motore 3</b>	1662	1705

Tabella 14 – Posizioni calcolate del baricentro

La variazione della posizione del baricentro in funzione della tipologia di castello scelto è minima nelle due geometrie in acciaio mentre arriva a 43 mm per il castello in materiale composito; soprattutto in questo caso, ma anche negli altri due, va tenuta in considerazione per il calcolo dell'angolo  $\beta$  tra la verticale del baricentro ed il punto di contatto delle ruote. Per quanto riguarda invece la coordinata verticale del baricentro non sono stati effettuati dei conti precisi, sia per il fatto che il lavoro che si sta facendo è un dimensionamento preliminare sia per il fatto che le coordinate baricentriche dei componenti più pesanti sono tutte in posizione più bassa rispetto alla linea mediana della fusoliera. Si parla di dimensionamento preliminare in quanto sarà necessaria una definizione più accurata del baricentro una volta definita nello specifico la fusoliera, i piani di coda e tutti gli altri componenti del mezzo che ne influiscono sulla posizione. In prima approssimazione si è ritenuto di poter assumere che il baricentro sia posizionato proprio su questa linea ( $Yg = 0$ ), e di utilizzare tale coordinata nei calcoli per determinare gli angoli  $\beta$  e  $\delta$  di figura 39. In questo modo, se la posizione del baricentro reale dovesse risultare più bassa influenzerebbe questi valori angolari in maniera positiva aumentandoli e restando dunque in favore di sicurezza.

L'idea di partenza del Professore era quella di collegare il carrello alla parte più rigida di tutta la fusoliera, cioè la scatola longherone. Si è proceduto quindi a verificare che tale posizione rispettasse i valori angolari di cui al paragrafo 3.1.

$$\beta = \tan^{-1} \left[ \frac{Xg - Xg_{wing}}{(h_{ground} + 260) - Yg} \right]$$

Inserendo: i valori relativi alle 3 coordinate baricentriche precedentemente ricavate, il valore della coordinata baricentrica alare  $Xg_{wing} = 1560 \text{ mm}$  e quelle precedentemente ricavate  $Yg = 0$  ed  $h_{ground} = 600 \text{ mm}$ , si ottengono i seguenti valori angolari

	$\beta$ - Wet	$\beta$ - Dry
<b>Castello motore 1</b>	6,110	8,908
<b>Castello motore 2</b>	6,161	8,960
<b>Castello motore 3</b>	6,411	9,215

Tabella 15 – Angolo verticale/punto contatto al suolo

Non risulta possibile quindi collegare un carrello perpendicolare alla linea mediana in posizione inferiore rispetto alla scatola longherone, ma va forzatamente spostato in posizione più avanzata o inclinato nella direzione del senso di marcia. Questa seconda opzione è stata scartata in quanto in caso di atterraggio in assetto livellato porterebbe ad un aumento dei momenti cabranti e potenzialmente innescando il moto di piastrellamento già illustrato, e in caso di contatto al suolo simultaneo delle tre ruote produrrebbe un intenso sforzo di torsione all'attacco delle gambe del carrello che si sommerebbe all'inevitabile sforzo dovuto al momento flettente della reazione vincolare alla ruota. Si è preferito quindi ricavare quale sia la posizione avanzata minima dell'asse con cui si schematizza il carrello per cui l'angolo  $\beta$  assume un valore di  $20^\circ$ , intermedio al range specificato al paragrafo precedente secondo la formula

$$\Delta x = [(h_{ground} + 260) \tan 20] - (Xg - Xg_{wing})$$

Il valore massimo che si ricava è di  $221 \text{ mm}$  relativo al caso Wet della prima geometria di castello motore, e sarà utilizzato nel dimensionamento del vincolo del carrello in modo che

qualunque sia la scelta del castello motore, sia garantito l'angolo minimo di 20°. La scatola longherone è stata presa come riferimento anche per quanto riguarda l'altezza da terra dell'asse del carrello; dal disegno tridimensionale del velivolo si ricava che la posizione dell'asse della scatola rispetto al fondo dell'aereo sia di 100 mm. Da questo valore, volendo che l'asse del carrello una volta in fusoliera sia alla stessa altezza risulta semplice definire l'altezza da suolo di tale punto come

$$h_{ground} + 100 = 600 + 100 = 700 \text{ mm}$$

Questa però non è l'altezza verticale della gamba del carrello in quanto non considera la presenza delle ruote. Tramite ricerca tra i principali produttori di cerchi, pneumatici e camere d'aria per velivoli ultraleggeri si è individuata nel modello 040104003 della *Marc-ingegno* il pneumatico (260 x 85 mm – max carico 170 kg per ruota) ed in quello 010102080 il cerchio completo di freni a tamburo (4"x70 – max carico per ruota 800 kg) che è in grado di sostenere senza alcun problema il peso del "Merlo". Ora che è noto il diametro della ruota che verrà montata sul velivolo, si ricava finalmente la lunghezza verticale minima della gamba del carrello come

$$700 - \frac{\Phi_{wheel}}{2} = 700 - 130 = 570 \text{ mm}$$

Resta da definire la cosiddetta *wheel track*, ovvero la distanza misurata a terra che intercorre tra la ruota destra e quella sinistra del carrello principale indicata con *b* in figura 39. I parametri che solitamente ne guidano la definizione sono tre : *ground lateral control*, *ground lateral stability* ed *integrità strutturale*. La *ground lateral control* fornisce il valore

minimo di *wheel track* per cui l'aereo non si inclina su un lato toccando il suolo con l'ala in una virata durante il taxiing a causa della forza centripeta, la stessa che genera il momento di sovrasterzo,

$$F_c = \frac{Q V^2}{g R}$$

Si assume come velocità massima per una svolta a terra quella di  $4 \frac{m}{s}$ , corrispondente a circa  $14 \frac{km}{h}$ , e come raggio di curvatura quello di  $4 m$  (valori che si considerano limite per le manovre a terra che vengono effettuate a velocità ben minore) e si ricava una  $F_c = \frac{2200 \cdot 4^2}{9,8 \cdot 0674} = 897,4 N$ ; dall'equilibrio del momento centrifugo e di quello generato dal peso per la semiapertura della *wheel track*, ne si ricava proprio questo valore

$$b = 2 \left( \frac{F_c Y_g}{mg} \right) = 2 \left( \frac{897,4 \cdot 860}{2200} \right) \cong 702 \text{ mm}$$

La *ground lateral stability* si riferisce invece alla possibilità di ribaltamento laterale dovuta ad una raffica di vento ed il suo calcolo si rifà alle leggi dell'aerodinamica: in questo caso è stata ipotizzata una velocità di vento laterale di  $25 \frac{m}{s}$  (circa  $90 \frac{km}{h}$ ), la superficie laterale è stata approssimata al rettangolo in cui può essere iscritto di superficie  $1,8 m^2$  ed il coefficiente di resistenza è stato assunto pari a 1,5 (quello di una lastra piana in posizione ortogonale alla corrente fluida è pari a 2, quindi si è in condizioni di sovrastima) ottenendo

$$F_{wind} = \frac{1}{2} c_d \rho S V^2 \cong 1034 N$$

Ancora una volta con l'equilibrio dei momenti si ricava il valore della *wheel track* necessaria

$$b = 2 \left( \frac{F_{wind} Y_g}{mg} \right) = 2 \left( \frac{1034 \cdot 860}{2200} \right) \cong 809 \text{ mm}$$

L'integrità strutturale è invece riferita alla massima freccia accettabile che si verifica una volta che l'aereo è a terra; questo calcolo è stato ignorato poiché riferito al caso in cui il carrello sia attaccato alle ali, come nel caso del *Mitsubishi A6M Zero* (caccia giapponese della seconda guerra mondiale). I valori che sono stati ricavati sono quelli minimi necessari per sopportare i carichi descritti; dopo un breve confronto con il Professor Sambin si è deciso di assumere una *wheel track* di 1,20 m restando così ampiamente in sicurezza; inoltre verificando l'angolo  $\delta$  si trova che questo assume un valore di

$$\tan^{-1} \left( \frac{b/2}{h_{ground} + 260} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{600}{860} \right) \cong 41^\circ$$

che supera il minimo di  $25^\circ$  consigliato dal testo [1]. Ultima misura che è necessario definire è la *wheel base* cioè la distanza tra il ruotino di coda e le ruote principali. Nel carrello *taildragger* una percentuale superiore all' 85% del peso è caricato sulle ruote principali e soltanto il restante 15% sul ruotino di coda. Dal disegno del "Merlo" si ricava che la posizione stimata dal Professore dello stesso rispetto all'ogiva è di 3830 mm ; utilizzando le posizioni del baricentro e quella delle ruote anteriori ricavate precedentemente, con l'equilibrio alla rotazione delle reazioni vincolari alle ruote ed una banale relazione di proporzionalità si ricavano le percentuali di carico 85,3% – 14,6% e 87,3% – 12,7% relative alle due posizioni più avanzata (castello motore 1 - Wet) e più arretrata (castello motore 3 - Dry) del baricentro. Infine dal disegno si ricava l'angolo



$$\alpha \cong \tan^{-1} \frac{(600 - 22)}{(3830 - 1340)} \cong 13,5^\circ$$

dato che il Professor Sambin aveva espresso il desiderio di lasciare il ruotino quasi totalmente nella fusoliera in maniera da non generare un'eccessiva resistenza all'avanzamento. Da [1] si ricava che il valore massimo per questo angolo è di 10 – 15°, rendendo assolutamente fattibile l'idea del Professore. Ulteriore caratteristica richiesta, è quella di avere un carrello che sia completamente smontabile, in modo da poter trasportare l'aereo senza la necessità di veicoli con elevato volume di carico; si è deciso quindi di modellarne la geometria in modo da rendere possibile ed agevole tale operazione, mantenendo il punto di collegamento interno alla fusoliera.

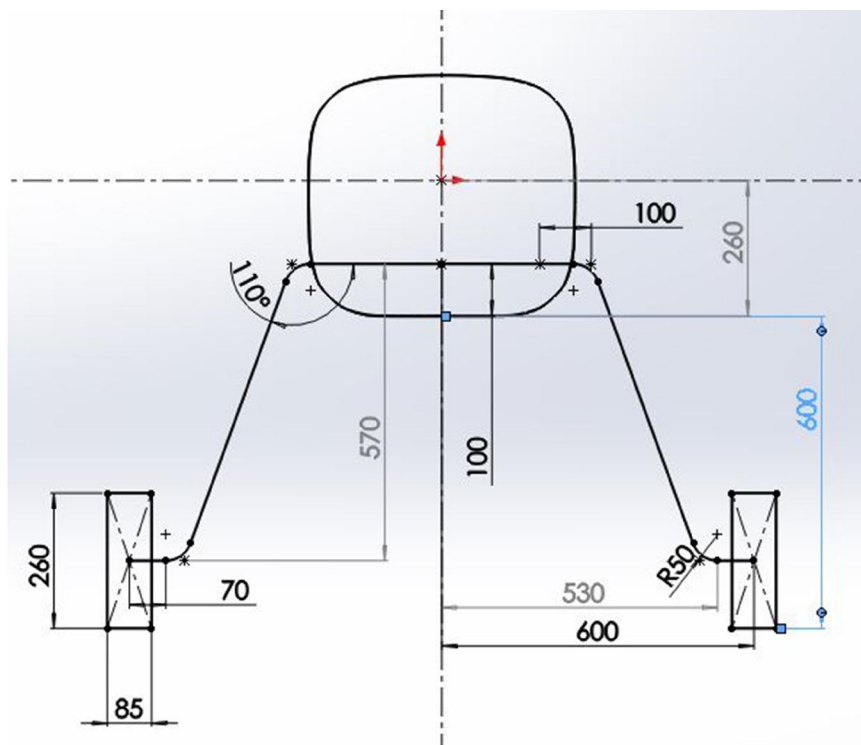


Figura 46 – Geometria di massima del carrello

In figura sono state riassunte le misure minime ricavate, schematizzando con dei rettangoli le ruote ed indicando il punto in cui si pensa di applicare il vincolo tra la gamba mobile e la parte fissa ancorata alla scatola longherone. Nel paragrafo successivo, relativo alle analisi effettuate, si potranno osservare le geometrie che sono state considerate, ma tutte presentano configurazione tubolare sfruttando quindi il fatto che il momento d'inerzia di tale sezione è lo stesso nelle due direzioni principali. Così facendo si previene la possibile rottura dovuta a sforzi troppo elevati in direzioni diverse da quella considerata.

## ***3.3 Analisi FEM del carrello***

### ***3.3.1 Carichi agenti***

L'analisi FEM è stata effettuata allo scopo di verificare quale sia la deformazione subita dal carrello sotto l'azione del peso del velivolo, in modo da garantire la clearance precedentemente definita per l'elica sia ad aereo parcheggiato che all'atto del contatto con il terreno in fase di atterraggio. Conseguentemente il carico che è stato applicato è il massimo peso al decollo del velivolo, già individuato dal collega Ferus in 2200 N. La normativa prescrive l'utilizzo di un coefficiente di sicurezza pari ad 1,5 ed un coefficiente di carico pari a 3 ; quest'ultimo viene definito come la metà di quello massimo di progetto per tutti i mezzi che montano flap o flapperoni e proprio quest'ultimo è il caso del "Merlo". Sempre dalla norma si osserva che tale coefficiente è lo stesso che deve essere applicato nel caso di un atterraggio di emergenza. Una volta determinate le proprietà di sezione della gamba del carrello, con un'analisi statica in cui non si considera il fattore di carico sarà ricavata anche la corretta inclinazione verso il basso dell'asse della ruota, per fare sì che questo risulti parallelo al suolo durante il taxi ed al parcheggio del velivolo. Sfruttando la simmetria del carrello, è stata modellata una sola gamba e gli è stato applicato un carico pari a

$$Load = \frac{W}{2}n = \frac{2200}{2}3 = 3300 N$$

Il punto in cui questa forza è stata applicata in prima approssimazione è stato quello mediano dello spessore della ruota, vincolando il punto relativo all'aggancio alla fusoliera; è

stata quindi applicata al modello la reazione vincolare che si esplica al punto di contatto con il terreno. Il coefficiente di sicurezza è stato ancora una volta applicato alla proprietà del materiale che anche in questo caso è stato individuato preliminarmente nel 42CrMo4. Valgono dunque le relazioni già utilizzate nel capitolo 2, per cui

$$\sigma_{limite} = \frac{\sigma_{snervamento}}{1.5}$$

Non è tuttavia possibile stabilire a priori quale sia il valore limite, poiché questo è funzione dello spessore del tubo utilizzato e sarà verificato di volta in volta su ogni modello esaminato.

### 3.3.2 Analisi preliminare

Una prima analisi monodimensionale è stata effettuata la fine di individuare il diametro del tubo ed il suo spessore necessari per sostenere il carico. La geometria è stata leggermente modificata in ottica della futura produzione del carrello stesso. E' stata impostata quindi una lunghezza che assicuri un margine sufficiente a fronte

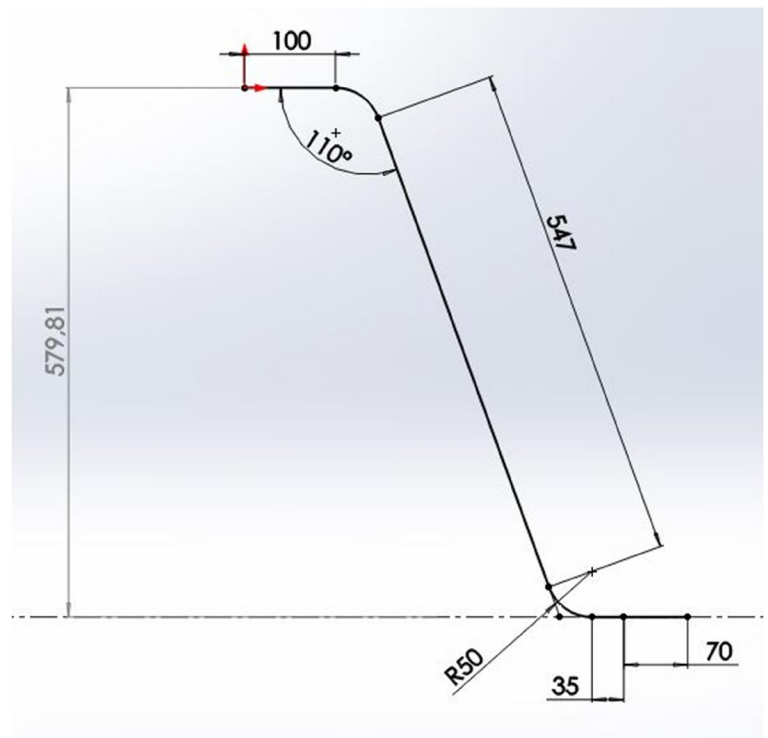


Figura 47 – Modifiche alla geometria

della deformazione conseguente all'applicazione del carico ( $579,81 > 570 \text{ mm}$  richiesti).

La stessa è stata disegnata anche in Patran assegnando il materiale e le due proprietà di sezione, una relativa al tubo ed una relativa al perno su cui si andrà a montare il cerchione; questa è stata in prima approssimazione considerata della stessa dimensione del cerchio anche se nella realtà dovrà essere maggiore.

La prima analisi ha considerato un tubo di diametro esterno  $28 \text{ mm}$  e spessore  $2 \text{ mm}$  per il tubo, mentre il perno è stato modellato come un tondino di diametro corrispondente a quello previsto per il montaggio del cerchione prescelto che è di  $20 \text{ mm}$ ; il carico è stato applicato ai due punti esterni del cerchio simulando quindi il contatto tra il cuscinetto ed il perno stesso.

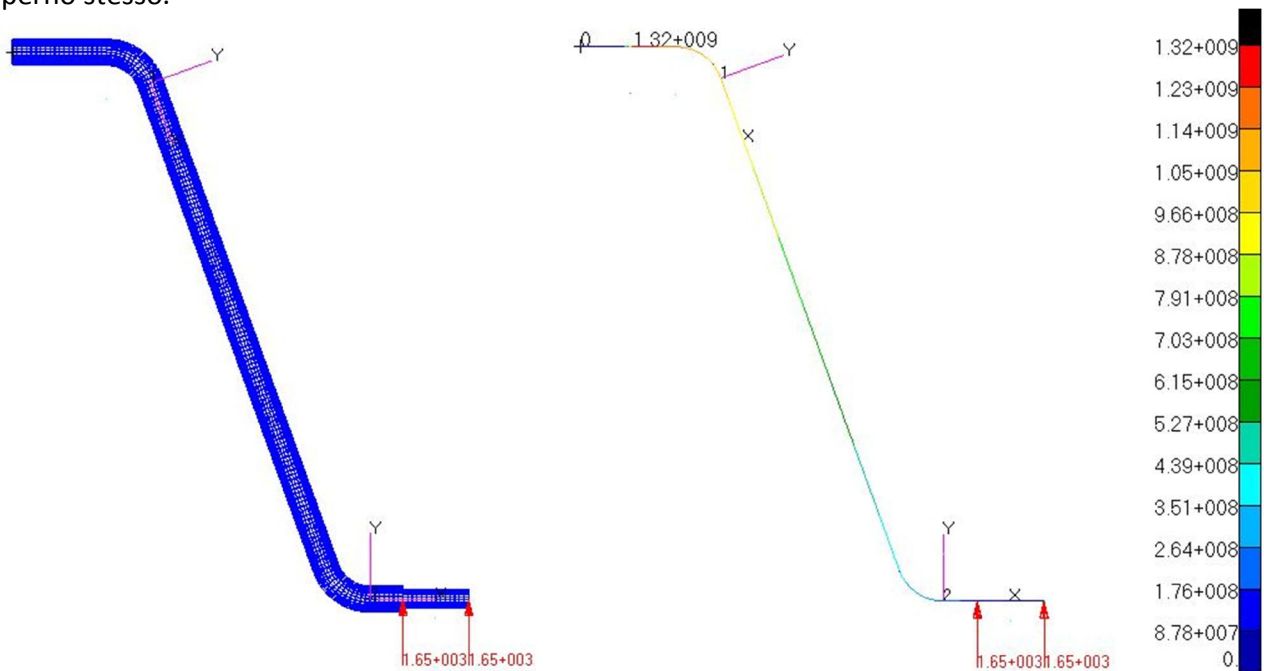


Figura 48 – Modello monodimensionale e risultati ottenuti

Come si osserva dalla figura, il diametro prescelto porta a tensioni di Von Mises al punto in cui si prevede il collegamento con giunto bullonato alla parte fissa con la fusoliera molto elevate, al punto di portare in ogni caso a rottura. Attraverso analisi successive si è giunti alla selezione di una sezione che rispondesse in maniera soddisfacente al carico applicato: con un diametro esterno di 50 mm e spessore 2 mm si ottiene una tensione di Von Mises

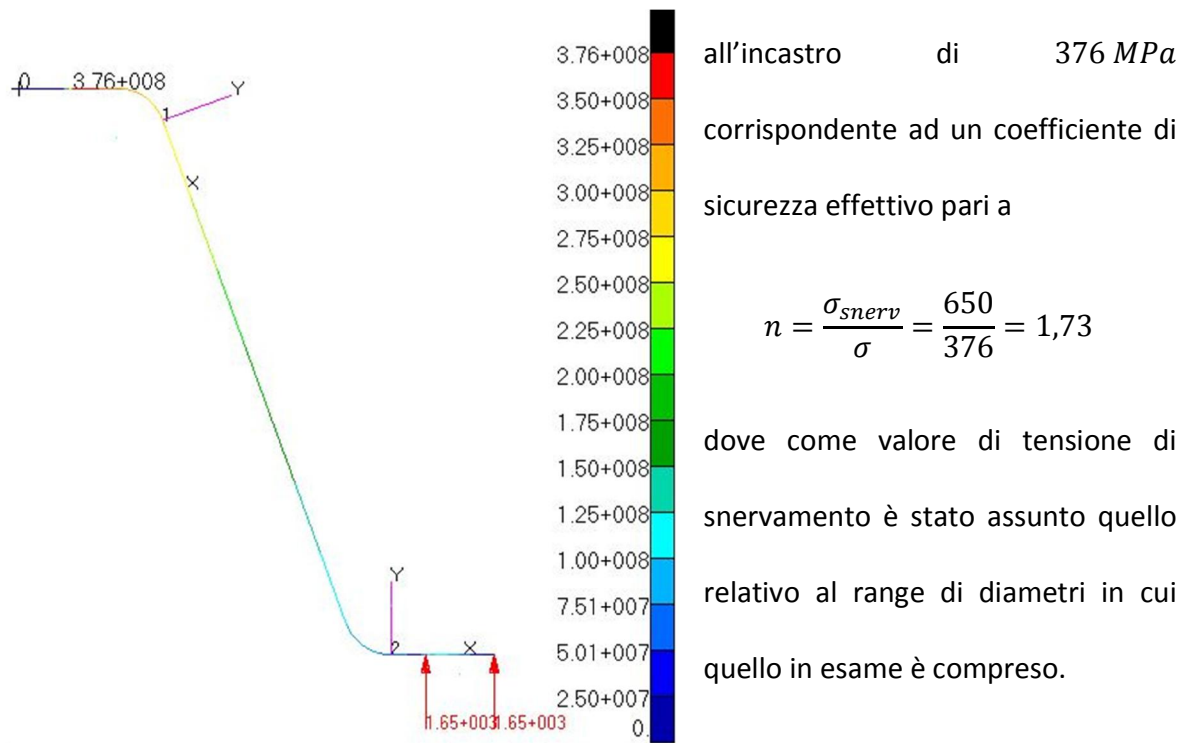


Figura 49 – Risultati modello 1D diametro esterno 50x2

Tale risultato è verificato dalla teoria delle travi a parete sottile soggette a flessione; ponendosi nella sezione di vincolo della gamba si ottiene

$$\sigma = \frac{M_f}{I_{xx}} y \approx \frac{3300 \cdot 0,4}{\frac{\pi}{4} (0,025^4 - 0,023^4)} 0,025 = 379 \text{ MPa}$$

### 3.3.3 Analisi tridimensionali

La fase di disegno della gamba del carrello si è avvalsa del software SolidWorks, ed è stata successivamente importata nel software di calcolo FEM in formato parasolid. In questo caso si è trascurato il perno necessario per il montaggio della ruota, modellandolo direttamente al preprocessore con elementi beam collegati alla gamba attraverso elementi MPC RBE2 per simularne il collegamento tramite saldatura di una flangia.

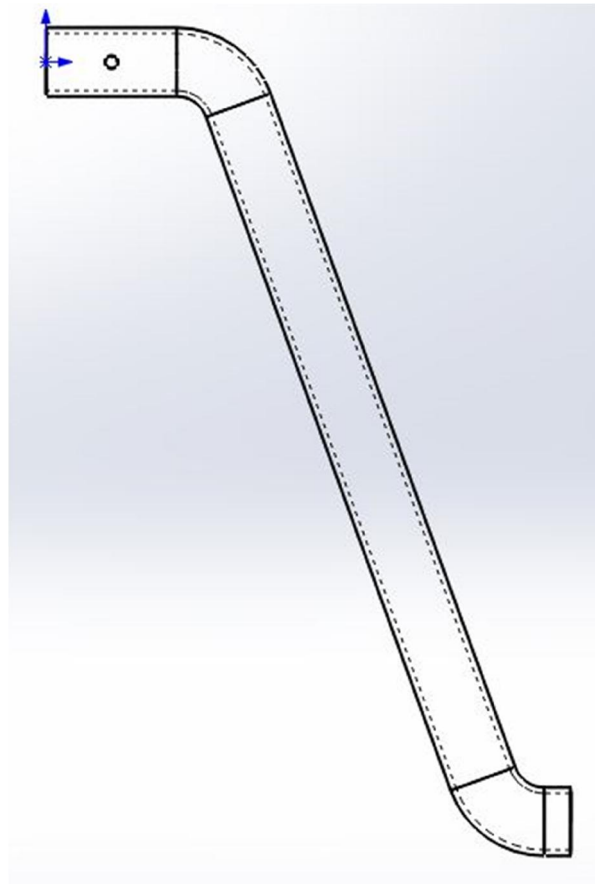


Figura 50 – Disegno 3D della gamba del carrello 50x2

Il vincolo di aggancio in questa fase non è ancora definito nel dettaglio; si è pensato che sia costituito da un “secchiello” a diametro interno prossimo a quello della gamba in modo da poterla infilare e successivamente bloccare con una vite M12. Questo vincolo va a sua volta connesso alla scatola dei longheroni, rispettando sia la necessità di mantenere una distanza tra gli assi di  $200\text{ mm}$  e l’idea del committente del progetto; la sua definizione nello specifico sarà affrontata successivamente. Supposto un tale collegamento alla scatola longherone, è ragionevole effettuare l’analisi sulla gamba vincolandola con un incastro ai nodi che non sono interessati dal vincolo proposto. In questo modo si va volutamente a sopravvalutare la tensione, cosicché mantenendo un coefficiente di sicurezza di 1,5 a livello progettuale, nella struttura reale questo sarà certamente superiore. Dall’analisi così definita si ottiene una tensione di Von Mises massima di  $452\text{ MPa}$  nella parte inferiore della curvatura, come ci si aspettava data la tipologia del carico e la forma della gamba.

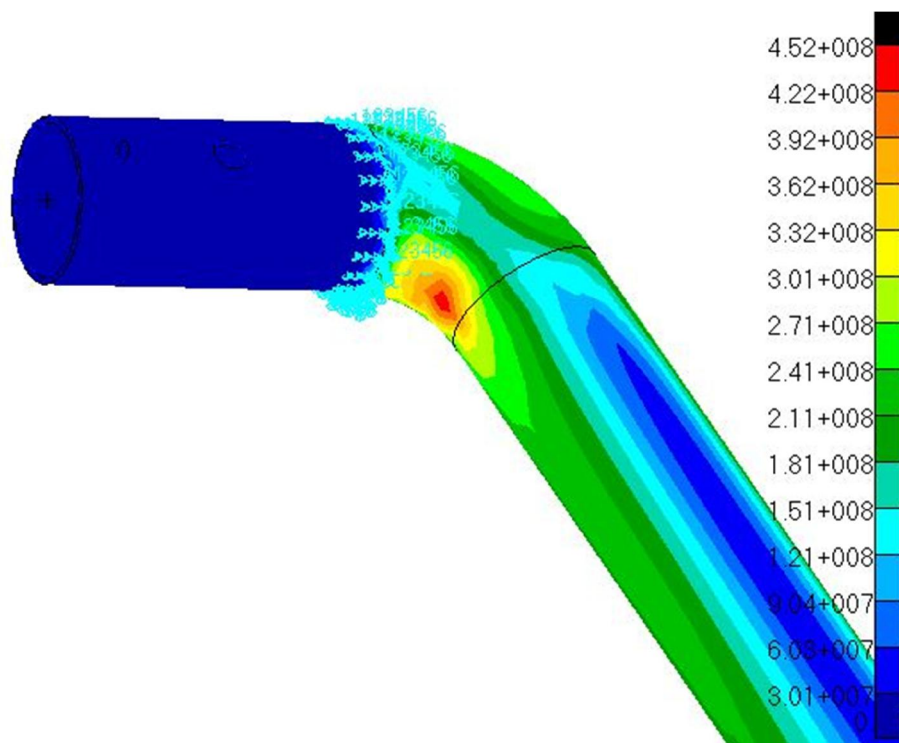


Figura 51 – Tensioni di VonMises - statica



Si ricava il coefficiente di sicurezza con il rapporto tra la tensione ricavata e quella di snervamento come è già stato fatto nel capitolo precedente

$$n = \frac{\sigma_{snerv}}{\sigma_{max\ analisi}} = \frac{650}{452} = 1,44$$

Non si ritiene necessario a questo punto andare ad aumentare ancora il diametro della gamba del carrello per ottenere un valore di  $n$  superiore a quello appena ricavato, poiché:

- La tensione di riferimento presa per il calcolo del coefficiente di sicurezza è quella di snervamento. Questo significa che in caso di atterraggio d'emergenza il carrello non subisce nessuna deformazione plastica e mantiene la sua forma originaria.
- Il vincolo di incastro è stato posto ai nodi di testa non interessati dal contatto con il "secchiello" che accoglierà la gamba; spostando il vincolo di incastro al termine della curvatura, si ottiene una tensione di von Mises leggermente inferiore come mostrato in figura. In entrambi i casi, si tratta di una sopravvalutazione della resistenza dell'attacco della gamba alla struttura dell'aeroplano.

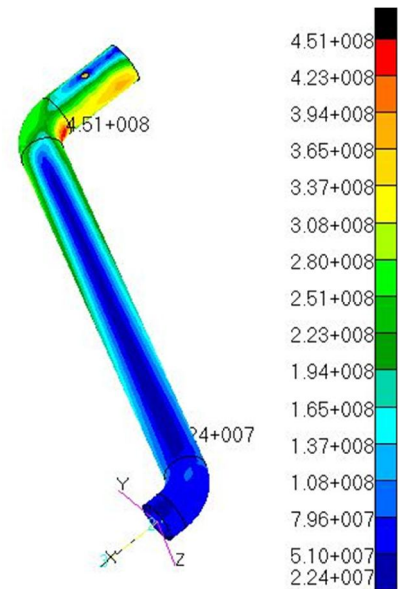


Figura 52 – Tensioni di VonMises – statica – cambio posizione dell'incastro

Dall'analisi viene ricavato anche il valore di tensione al perno su cui montare la ruota ed il suo spessore, essendo il diametro esterno vincolato dalla dimensione interna dei cuscinetti del cerchione prescelto. Con uno spessore di 1 mm si ottiene una tensione alla saldatura

alla flangia che lo collegherà alla gamba di  $611 \text{ MPa}$ , a cui corrisponde un coefficiente di sicurezza effettivo di

$$n = \frac{\sigma_{snerv}}{\sigma_{\max \text{ analisi}}} = \frac{900}{611} = 1,47$$

mentre aumentandolo a  $2 \text{ mm}$  si ricavano valori di  $356 \text{ MPa}$  e  $n = 2,53$ . Nei due casi la massa del perno è pari a  $0,049 \text{ kg}$  e  $0,093 \text{ kg}$ , mentre quella della gamba del carrello così definita è pari a  $1,841 \text{ kg}$ . Si precisa che la massa del perno calcolata è quella minima in quanto non si tiene conto della parte che fuoriuscirà dal cerchione per consentirne il bloccaggio. Sommando dunque la massa del perno a spessore minimo, ed ipotizzando una flangia forata in acciaio dello spessore di  $2 \text{ mm}$  si ottiene una massa minima della gamba del carrello, ruota e vincolo alla fusoliera esclusi, pari a  $1,916 \text{ kg}$ .

Al fine di limitare questo valore si è pensato di cambiare materiale, scegliendo un Al 7020T6 dalle caratteristiche meccaniche inferiori rispetto al 7075T6, di più classico utilizzo in campo aeronautico, ma con una maggiore saldabilità in modo da mantenere invariata la geometria pensata per l'aggancio alla fusoliera. Dopo ricerca tra i diversi produttori si è individuata nell'azienda "Trafilerie Alluminio Alexia S.p.a." quella che fornisce la maggiore scelta dimensionale anche nel materiale prescelto. Un' analisi preliminare è stata effettuata con un tubo identico a quello in acciaio per verificare quale tensione si fosse sviluppata; la modellazione è assolutamente identica e allo stesso modo sono stati confrontati i due valori di tensione ricavati ponendo il vincolo di incastro sia al termine della parte curva che alla testa della gamba. Quello che ci si aspettava è un comportamento identico con l'unica

necessità di aumentare lo spessore; ricavate infatti tensioni troppo elevate, è stato aumentato lo spessore scegliendo la sezione dal catalogo del fornitore.

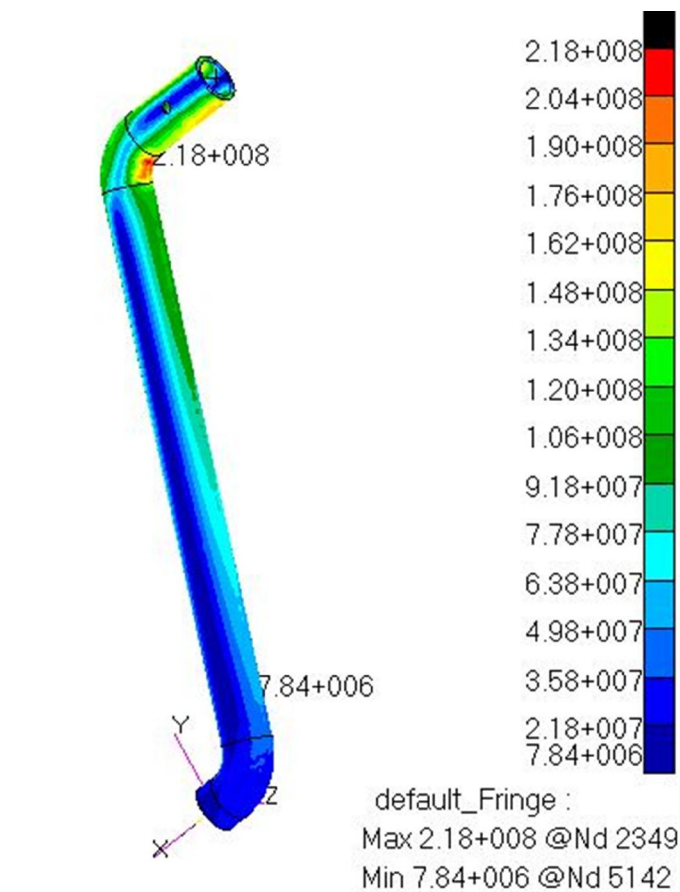


Figura 53 – Tensioni di VonMises – statica – gamba in alluminio 50x5

Prendendo la sezione con il medesimo diametro esterno ed uno spessore di 5 mm si ottengono le tensioni massime di 218 MPa e 212 MPa con una massa della gamba pari a 1,568 kg, a cui corrispondono un coefficiente di sicurezza effettivo pari a 1,42 ed un risparmio in massa di circa il 13%. Volendo realizzare il perno nello stesso materiale, si è costretti ad utilizzare una sezione piena, ottenendo una tensione di 210 MPa ( $n = 1,48$ ) ed una massa di 370 g. La gamba complessiva in alluminio ha dunque una massa minima di

1,947 *kg*, superiore a quella della gamba in acciaio; pensando di continuare ad utilizzare il perno in acciaio, questo valore si abbassa a 1,587 *kg* con un risparmio in massa del 37%.

Dalle analisi è possibile osservare le deformazioni della gamba nei due materiali considerati, in modo da definire quale sia l'inclinazione verso il basso che è necessario assegnare al perno al fine di mantenerlo parallelo al terreno durante il taxing. Nel caso della gamba in acciaio, per fattore di carico unitario, si ricava un'inclinazione di 0,5° mentre utilizzando l'alluminio tale valore è leggermente superiore e corrispondente a 0,8°. Una volta definito il vincolo, sarà possibile simulare il caricamento d'assieme della gamba e ricavare l'effettivo valore che garantisce il parallelismo tra l'asse della ruota ed il terreno.

### ***3.4 Sistema di aggancio in fusoliera***

Come si è detto al paragrafo precedente, è necessario definire il modo con cui la gamba sarà collegata alla scatola longherone; l'aver posto il vincolo alla testa della gamba nelle analisi precedenti, porta ad una sovrastima della rigidità del collegamento e delega alla stessa il compito di reggere al carico, aumentandone conseguentemente le dimensioni ed il peso. Si è cercato quindi di progettare un sistema di aggancio che rispondesse a tutte le caratteristiche richieste con la minore massa possibile. L'idea è quella di utilizzare un tubo che circonda la testa della gamba del carrello, saldato a due lastre che a loro volta verranno collegate alla scatola longheroni mentre una vite ad alta resistenza M12 garantisce che la gamba non ruoti e non esca dalla sede. Il collegamento alla scatola longherone risulta leggermente problematico; il Professore ha intenzione di realizzare quest'ultima in materiale composito e non è possibile quindi né saldare né collegare tramite giunto bullonato i bracci del "secchiello" che accoglierà la testa della gamba. Si è dunque costretti a studiare metodi di unione alternativi. Il migliore che è stato pensato, nell'ottica della facilità di sostituzione in caso di rotture, è quello di circondare la scatola longheroni con delle lastre in modo da "stringerla" e bloccare così anche il vincolo.

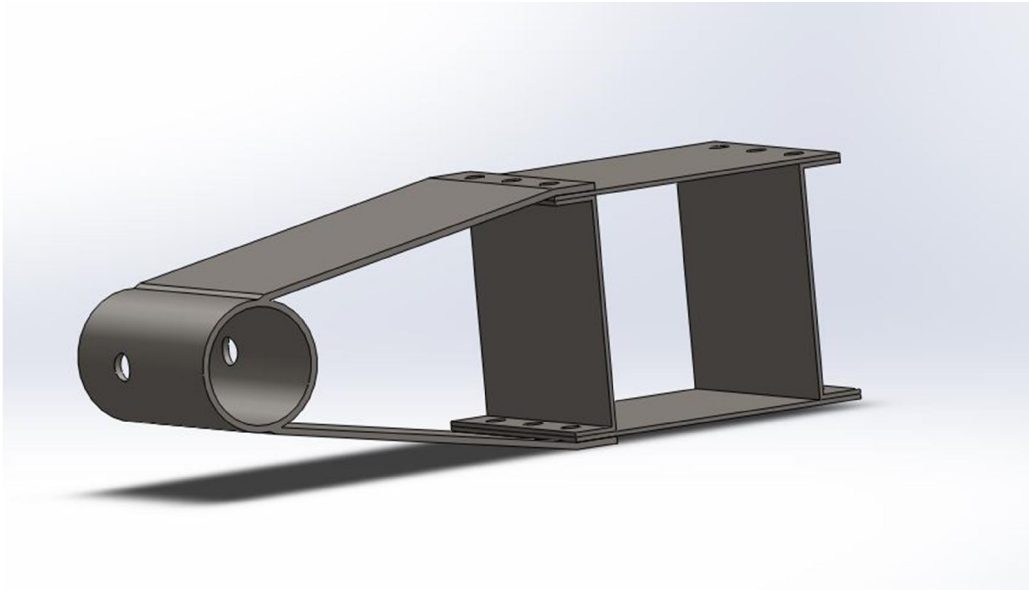


Figura 54 – Disegno 3D del sistema di aggancio alla fusoliera

E' necessario capire quale sia lo spostamento verticale del "secchiello" in seguito all'applicazione del carico; considerando solo la forza verticale con il fattore di carico visto e data la geometria del vincolo

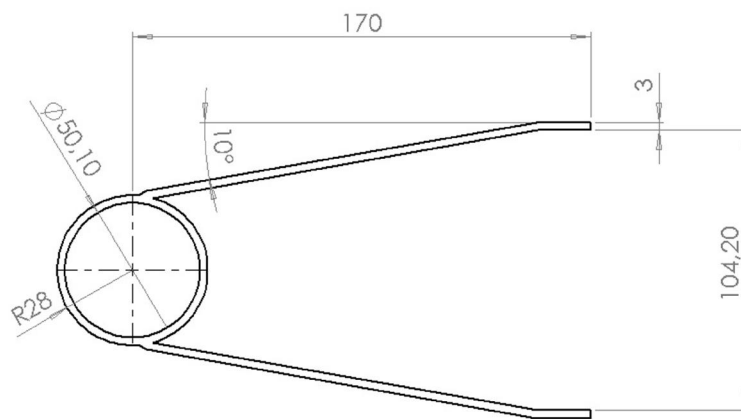


Figura 55 – Vista laterale sistema di aggancio

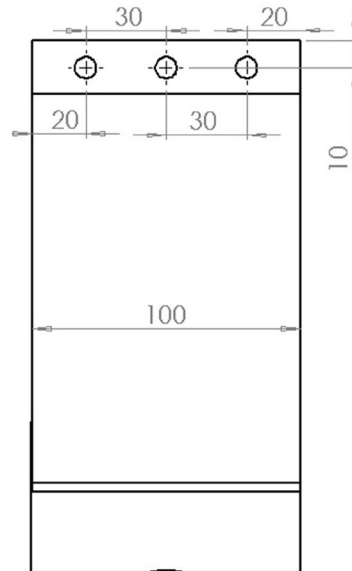


Figura 56 – Vista superiore sistema di aggancio

Si ricava, dalle relazioni per le travi incastrate con estremità libera sottoposte a taglio in estremità, la relazione che fornisce lo spostamento verticale del punto di saldatura al secchiello di uno dei due bracci;

$$y = \frac{Fl^3}{3EI} = \frac{F/2 \cos\alpha (l \cos\alpha)^3}{3E \frac{bh^3}{12}} \cos\alpha = \frac{3300/2 \cos 10 (0,16 \cos 10)^3}{3 \cdot 210 \cdot 10^9 \frac{0,1 \cdot 0,003^3}{12}} \cos 10 = 0,044 \text{ mm}$$

A questo spostamento in verticale va aggiunta la rotazione della gamba data dalla torsione al vincolo prodotta dal momento flettente che agisce alla testa della gamba del carrello, ed il momento torcente che si genera dall'applicazione del taglio per il fatto che questo non si trova applicato al centro di taglio della sezione proposta. Viene eseguita un'analisi su questa geometria di vincolo, ponendo gli incastri ai punti delle viti e collegando tutti i nodi interni alla sede con un unico punto in cui si applica sia la reazione verticale del terreno che il momento generato dalla stessa, calcolato alla sezione mediana del vincolo

$$M_f = Fb = 3300 \cdot 0,4 = 1320 \text{ Nm}$$

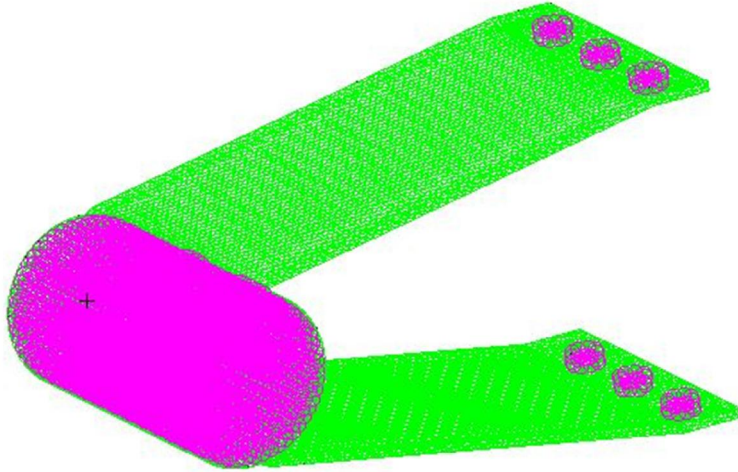


Figura 57 – Modello FEM del sistema di aggancio

Ci si aspettano degli spostamenti inferiori a quelli ricavati precedentemente, in quanto il calcolo effettuato non tiene conto del secchiello ma considera l'estremità del singolo braccio libera, ed è stato effettuato ignorando il fatto che gli stessi non arrivano sui punti diametrali del "secchiello" generando quindi anche un momento flettente agente lungo l'asse della sede della gamba. I risultati ottenuti rispecchiano nell'andamento quanto ci si aspetta, risultando molto minori di quanto calcolato precedentemente.



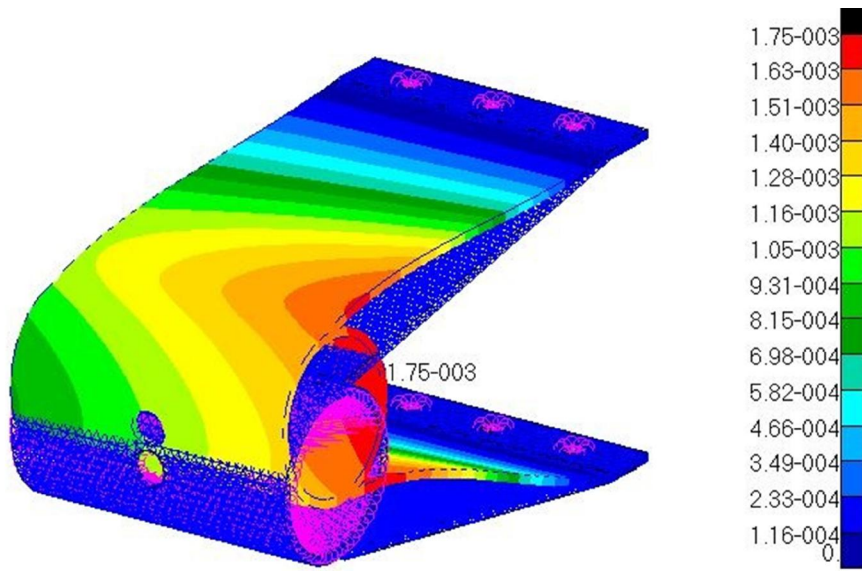


Figura 58 – Displacements del sistema di aggancio n=3

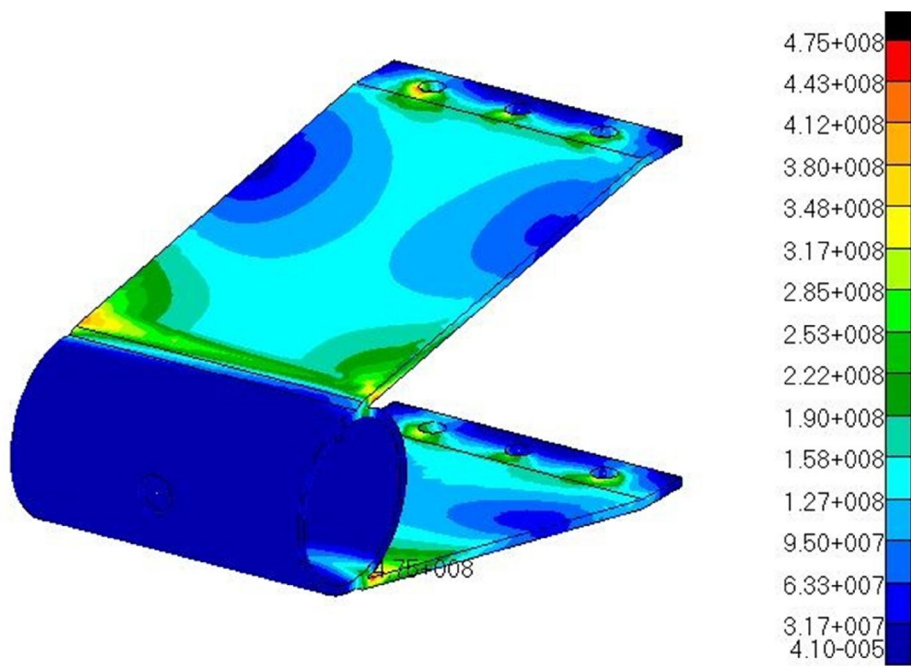


Figura 59 – Tensioni di VonMises al sistema di aggancio n=3

La tensione ottenuta rientra nelle specifiche di progetto, con un coefficiente di sicurezza effettivo  $n = \frac{900}{475} = 1,89$ . Sarà necessario, una volta che tutti i componenti del velivolo siano confermati ed il progetto sia entrato in una fase di maggior dettaglio, uno studio della vita a fatica dei componenti del carrello, in modo da imporre la sostituzione secondo il criterio della *safe life*.

### 3.5 Analisi dell'assieme e conclusioni

Come detto la definizione precedente delle dimensioni della gamba del carrello suppose l'infinita rigidità del vincolo mentre quello proposto non lo è; si procede dunque ad una analisi in cui si considerano entrambi i componenti, assegnando la condizione di contatto agli elementi della gamba e del vincolo interessati dallo stesso per la verifica degli spostamenti. La preparazione del modello si è avvalsa dell'utilizzo dei gruppi, al fine di semplificare e velocizzare il lavoro di selezione degli elementi per applicare questa condizione. Quello che ci si aspetta è che lo spostamento relativo del perno di montaggio della ruota, sia maggiore a quanto visto precedentemente nelle analisi relative ai singoli componenti.

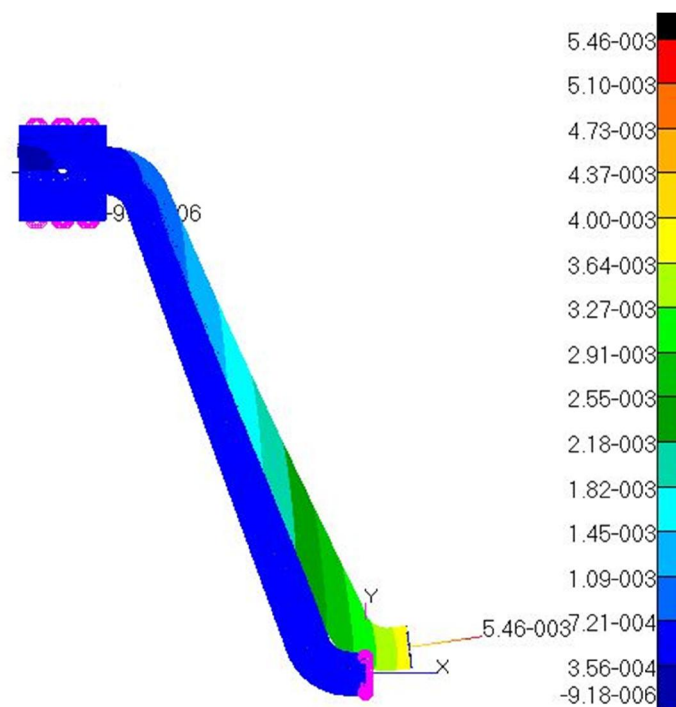


Figura 60 – Displacements dell'assieme n=3

L'analisi rivela uno spostamento massimo in verticale di  $5\text{ mm}$  nel caso di fattore di carico unitario, a cui corrisponde la necessità di montaggio del perno stesso con una deflessione di  $0,8^\circ$  al fine di garantire il parallelismo. Inoltre si osserva come nel caso di fattore di carico 3, l'altezza del velivolo dal suolo diminuisca di  $16\text{ mm}$  arrivando a ridurre la clearance imposta precedentemente al valore di  $234\text{ mm}$ , che rimane comunque superiore al limite imposto dalla normativa. Nel caso in cui si utilizzasse l'alluminio, la deflessione è maggiore ed intacca la clearance, obbligando quindi alla modifica della lunghezza della gamba.

Concludendo questa analisi preliminare del carrello, risulta validata la geometria proposta garantendo l'assenza di deformazioni permanenti anche in caso di atterraggio di emergenza come prescritto dalla normativa. Una volta definite nel dettaglio tutte le altre strutture del velivolo con i relativi pesi e coordinate sarà possibile confermare anche la posizione scelta per il suo aggancio alla fusoliera. Si precisa che l'applicazione della normativa allo scopo di una futura immatricolazione del mezzo, ha portato alla definizione di un carrello che resiste anche ad atterraggi molto pesanti; evitando il dimensionamento a tale fattore di carico, si sarebbe ottenuta una gamba molto più leggera e che garantirebbe un buon assorbimento di energia dovuta all'impatto nel caso di atterraggi molto pesanti.

Una volta che il progetto sarà maggiormente consolidato, sarà necessario effettuare una verifica a fatica di entrambi i componenti, e sarà dunque possibile migliorare la geometria della gamba al fine di renderla il più leggera possibile conservando la sua capacità di resistere ai carichi.

### ***3.6 Ruotino di coda***

Per il ruotino di coda non si è ritenuto necessario alcuno studio agli elementi finiti. Questo poiché risulta abbastanza semplice il dimensionamento dei suoi attacchi in relazione al peso caricato sullo stesso. Dai conti fatti precedentemente sulla ripartizione dei pesi tra carrello principale e ruotino sono stati ricavate le due percentuali limite di 14,6% e 12,7% a cui corrispondono, sempre considerando un fattore di carico pari a 3, dei pesi applicati di  $963,6 N$  ( $98,3 kg$ ) e  $838,2 N$  ( $85,5 kg$ ). Dopo una fase di ricerca tra i produttori di componentistica per aerei ultraleggeri, si è visto che non vi sono ruotini qualificati per tale carico. La soluzione adottata non è quella di dimensionare un ruotino di coda ad hoc in quanto questo avrebbe portato dato il carico, ad una ruota di dimensioni eccessive per restare in carena come richiesto dal Professor Sambin. Si è preferito aumentare l'interasse tra ruote del carrello principale ed il ruotino portandolo il più posteriormente possibile. La definizione della fusoliera è però attualmente ancora in corso e non si conosce né l'esatto punto in cui il ruotino dovrà essere posizionato, né la geometria interna della coda per dimensionarne gli attacchi. Si rimanda comunque al produttore "Marc-Ingegno" per le tipologie di ruotino disponibili in commercio.





## ***4 – Comandi volo***

Anche denominati organi di comando o semplicemente comandi, in assenza di altre precisazioni, comprendono tutto l'insieme di pedali, leve e volantini posti nell'abitacolo e le trasmissioni che trasmettono i movimenti di tali componenti alle superfici mobili del velivolo. La tipologia della trasmissione cambia in relazione alla forza che è necessaria per effettuare la movimentazione; è chiaro come non sia possibile manovrare un aereo commerciale senza l'ausilio di un sistema di amplificazione delle forze esercitate dal pilota sulla cloche. Non è questo il caso dei mezzi ultraleggeri, in cui non sono presenti né servomotori né sistemi oleodinamici, ma si utilizzano leve dimensionate opportunamente per consentire il controllo delle superfici mobili. Non cambiano però le tipologie di elementi presenti in cabina: si trova la pedaliera atta alla variazione di assetto lungo l'asse di imbardata ed al controllo del velivolo a terra tramite frenatura differenziale o con controllo diretto del ruotino di coda o anteriore; la barra di comando, detta anche cloche, che con i suoi movimenti avanti-indietro e destra-sinistra, comanda rispettivamente gli assi di beccheggio e di rollio agendo su alettoni ed equilibratori. Questi sono i comandi volo principali, mentre nei secondari è possibile avere l'escursione dei flap o i trim delle superfici: i primi servono ad aumentare il coefficiente di portanza alle basse velocità, mentre i secondi consentono la variazione della posizione di *null* della superficie (necessari in caso di disallineamento dei pesi a bordo o in caso di vento trasversale, in modo da non dover mantenere una forza alla cloche per avanzare in linea retta). Non fanno parte della categoria dei comandi volo tutti gli altri controlli presenti in cabina, come la manetta



motore o il comando di dispiegamento e retrazione del carrello nel caso questo sia retrattile.

La progettazione di tutto questo insieme di trasmissioni deve tenere conto sì della forza necessaria per applicare il momento torcente minimo atto alla movimentazione della superficie mobile in esame, ma anche dei limiti fisici del pilota che ne comanda il moto. Quella che si richiede dunque è una progettazione che una volta valutata l'entità dei carichi resistenti, vada a definire la geometria della trasmissione in modo che la forza massima esercitata dal pilota non venga mai superata. La normativa CS-VLA prescrive che l'entità dei momenti alle cerniere del velivolo sia valutata in relazione al peso delle superfici e dei punti notevoli del diagramma di inviluppo mentre i limiti massimi di forza applicabili dal pilota sono espressamente forniti.

<b>Control</b>	<b>Maximum Forces [daN] or Torques [daNm] (D=wheel diameter)</b>	<b>Maximum Forces [daN] or Torques [daNm] (D=wheel diameter)</b>
<b>Aileron - Stick</b>	30	17,8
<b>Aileron - Wheel</b>	22,2·D	17,8·D
<b>Elevator - Stick</b>	74	44,5
<b>Elevator - Wheel - Sym</b>	89	44,5
<b>Elevator - Wheel - Unsym</b>	/	44,5
<b>Rudder</b>	89	58

Tabella 16 – Limiti alla forza applicabile imposti da normativa

Non essendo ancora stato effettuato un design di tali componenti, si è deciso di stimare la forza agente, e quindi il momento che risulta applicato al punto di collegamento della trasmissione, ipotizzando che la superficie sia posta alla sua massima escursione angolare in una corrente fluida alla massima velocità indicata dal diagramma e che su di essa agisca la

sola pressione dinamica. La risultante di tale forza di pressione è stata applicata al baricentro geometrico delle superfici ottenendo così il momento resistente da vincere per il comando di variazione di assetto. Questa è una stima per eccesso del carico agente sulla superficie, quindi si ritiene che il dimensionamento preliminare che ne segue, porti alla certezza del non verificarsi di alcuna failure nella catena cinematica della trasmissione. Il lavoro è stato suddiviso in due parti, una relativa alla pedaliera e la seconda relativa alla cloche ed al metodo di miscelamento dei comandi alle superfici relative. Si ricorda che la trasmissione deve garantire una determinata risposta di assetto ai movimenti dei comandi: a barra in avanti deve corrispondere un assetto a picchiare e quindi equilibratori orientati verso il basso; barra a destra deve produrre una rotazione verso il basso dell'alettone destro e verso l'alto di quello sinistro con conseguente virata a destra; infine con la pedaliera affondata dal lato destro deve corrispondere un moto di imbardata nella stessa direzione.

## ***4.1 Pedaliera***

La pedaliera comanda principalmente il timone verticale della coda, consentendo le variazioni di heading del velivolo attorno all'asse di yaw. Nel velivolo in esame si è deciso che essa vada ad agire anche sull'impianto frenante del velivolo, consentendo le manovre a terra tramite l'applicazione differenziale della forza frenante ed eliminando quindi la connessione tra la pedaliera ed il ruotino di coda.

### ***4.1.1 Definizione carichi***

La norma CS-VLA 397 al punto b) specifica in  $890\text{ N}$  e  $580\text{ N}$  la massima e minima forza applicabile dal pilota alla pedaliera mentre al punto c) determina in  $1000\text{ N}$  il carico massimo a cui essa deve resistere, applicato simultaneamente ad entrambi i pedali. Il metodo di trasmissione che è stato scelto non è quello di classico utilizzo in questi mezzi; genericamente infatti il trasferimento dei comandi alle superfici avviene tramite aste rigide che possono lavorare sia in trazione che in compressione ed è chiamato anche *Push – Pull*. Nel caso della pedaliera del "Merlo" si è preferito utilizzare un sistema a cavi in acciaio che consente chiaramente l'utilizzo nel solo verso di trazione, ma che ha il significativo vantaggio di poter far scorrere in cavi comodamente in fusoliera, evitando gli ostacoli costituiti dalla scatola longherone o dagli attacchi del sedile.

La determinazione delle caratteristiche geometriche della pedaliera, come la distanza dei pedali dalla cerniera e la distanza dalla stessa dell'attacco dei cavi, discende come detto

dalla massima forza resistente che è necessario vincere. Non avendo dati in merito alle caratteristiche geometriche del timone, ne è stato assunto di  $S = 0,26 \text{ m}^2$  doppia rispetto a quella minima calcolata da Ferus, di forma rettangolare con altezza  $0,6 \text{ m}$  e larghezza  $0,4 \text{ m}$  (è stata sovrastimata soprattutto quest'ultima dimensione). La velocità massima del velivolo si è presa dal diagramma di inviluppo di volo del "Merlo" pari a  $91 \text{ m/s}$  mentre si è assunta la massima densità in cui si prevede operativo il velivolo, quella a  $0 \text{ m slm}$ , pari a  $1,225 \text{ kg/m}^3$ . Si considera il caso di massima apertura angolare del timone per ricavare la componente normale della velocità del flusso che, come richiesto dal Professore, vale  $30^\circ$ .

$$q = \frac{1}{2} \rho (V \sin 30) ^2 = 1268 \text{ N/m}^2$$

$$F = q S \cong 330 \text{ N}$$

Da questa forza normale discende quindi un momento alla cerniera del longherone pari a

$$M_t = F b = 330 \cdot 0.2 = 66 \text{ Nm}$$

dove  $b$  non è altro che la semilarghezza della superficie verticale. La normativa prescriverebbe a questo punto l'utilizzo di un coefficiente di sicurezza pari a  $1,25$  ma avendo sovrastimato sia le caratteristiche geometriche del timone, sia la forza aerodinamica agente sullo stesso, si ritiene che il suo utilizzo sia superfluo al fine del dimensionamento.

Ipotizzando ora la lunghezza del braccio della leva connessa al longherone del timone si ricava facilmente la forza a cui è sottoposto il cavo e di conseguenza il suo diametro per evitarne la rottura.

$$F_{cavo} = \frac{M_t}{l} = \frac{66}{0.020} = 3300 \text{ N}$$

Si individua nell'azienda "Tecnofuni" il fornitore del cavo adatto, e la scelta della tipologia dovrà essere fatta in funzione del percorso all'interno della fusoliera; per piccole variazioni di direzione del cavo sarà infatti sufficiente utilizzare un 1x19 spiroidale di diametro 2,5 mm mentre se si rivelerà necessario far compiere al cavo curvature non trascurabili si dovrà optare per un modello meno rigido del precedente, 7x7 o 7x19 entrambi a diametro di 3 mm. Le tre tipologie proposte sono tutte costituite da acciaio inox AISI316 con carico massimo rispettivamente di 4660 N – 4740 N – 4390 N e peso lineare di  $0,030 \frac{kg}{m}$  –  $0,035 \frac{kg}{m}$  –  $0,030 \frac{kg}{m}$ .

#### 4.1.2 Definizione geometria

Dal valore di tensione appena ricavato si passa alla pedaliera dove si applica l'equilibrio dei momenti rispetto al punto di rotazione utilizzando la forza massima prescritta dalla normativa. In questo modo si ricava il rapporto tra i bracci della forza applicata e di quella resistente

$$R = \frac{F_{cavo}}{F_{maxpilota}} = \frac{3300}{890} = 3,708$$

Per contenere l'ingombro laterale, si posiziona il cavo ad una distanza pari a quella della leva del longherone del timone, cioè 30 mm e si ottiene quindi una distanza tra l'asse del

pedale ed il fulcro di 111,24 *mm* che viene aumentata in favore di sicurezza a 120 *mm*. In questo modo si è certi che anche alla massima apertura angolare del timone, il pilota non arriverà mai ad applicare lo sforzo massimo previsto dalla normativa.

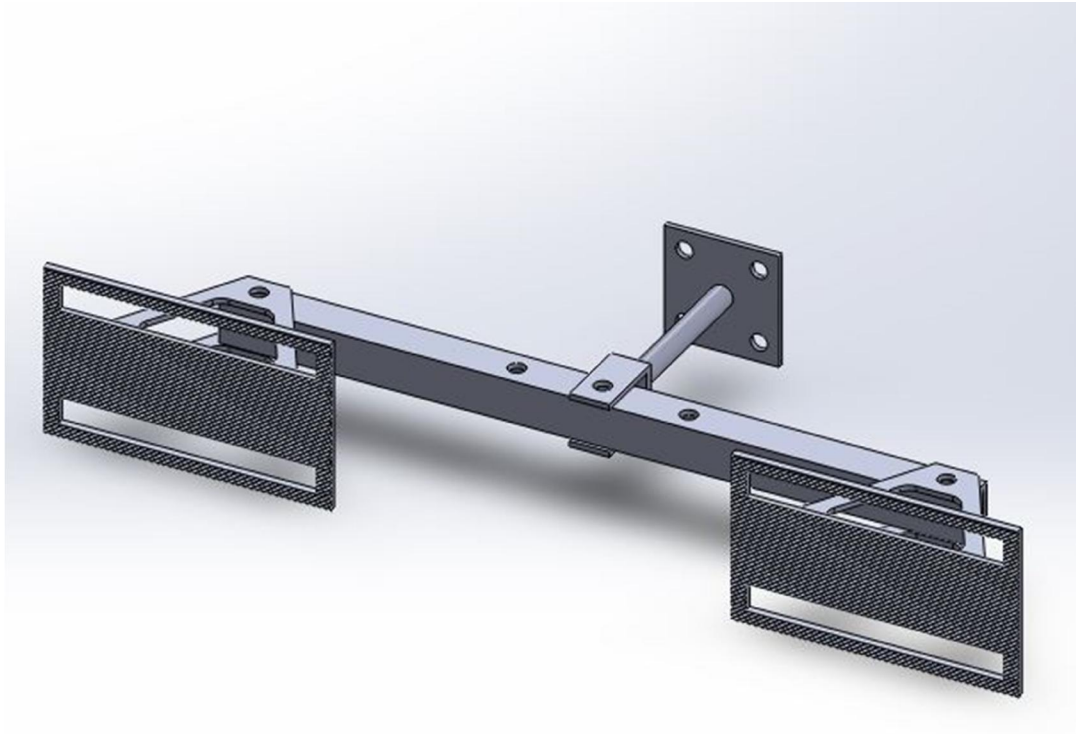


Figura 61 – Disegno 3D della pedaliera

A questo punto si passa alla definizione della leva che consente la rotazione della superficie. E' stato modellato un perno da inserire all'interno del longherone con due bracci orizzontali, in modo che la rotazione della barra della pedaliera attorno alla sua cerniera si rifletta in proporzione 1: 1 sul longherone stesso.

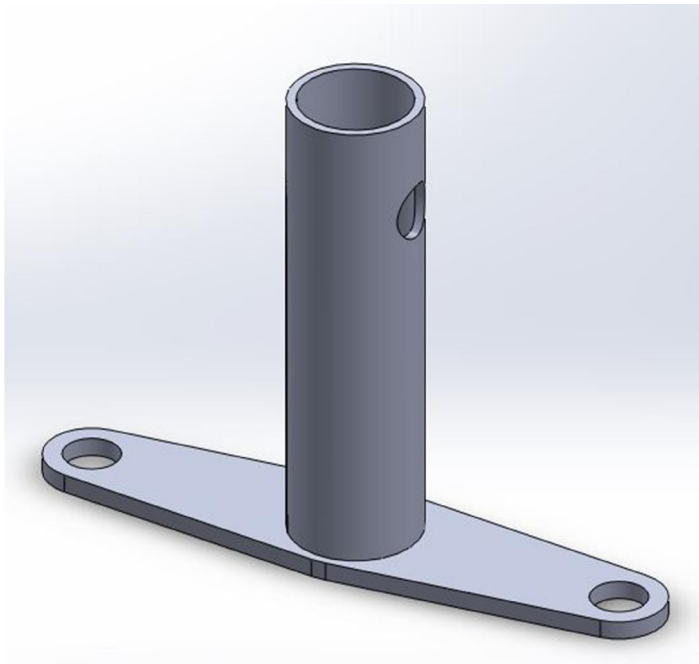


Figura 62 – Disegno 3D perno longherone pedaliera 1

Ne è stata creata anche una seconda geometria, nel caso in cui non fosse possibile avere i bracci della leva longherone ortogonali all'asse longitudinale del velivolo o si volesse limitare la rotazione della barra dei pedali pur mantenendo una rotazione  $\pm 30^\circ$  al timone. Volendo ridurre del 50% lo spostamento nella direzione longitudinale del cavo senza spostare il punto di attacco (la rotazione della barra scende dunque a  $\pm 14,47^\circ$ ), la definizione dell'angolo della leva passa attraverso un sistema a due equazioni e due incognite che legano le rotazioni e gli spostamenti dei punti di ancoraggio. Posto  $\vartheta$  l'angolo di cui la leva dovrà essere inclinata rispetto all'asse trasversale, si scrive il sistema

$$\begin{cases} l \sin(\vartheta + 30) - l \sin(\vartheta) = 7,5 \\ l \cos(\vartheta) = 30 \end{cases}$$

Si ricava  $l$  dalla seconda equazione, lo si sostituisce nella prima equazione ottenendo

$$\frac{\text{sen}(\vartheta + 30)}{\text{cos}(\vartheta)} - \tan(\vartheta) = 0,25$$

che, risolta utilizzando le formule per la scomposizione del seno di somma di angoli, porta a ricavare il valore dell'inclinazione della levetta che consente ancora una rotazione di  $\pm 30^\circ$  al timone,  $\vartheta = 22,326^\circ$  con una lunghezza di leva di  $32,43 \text{ mm}$ .

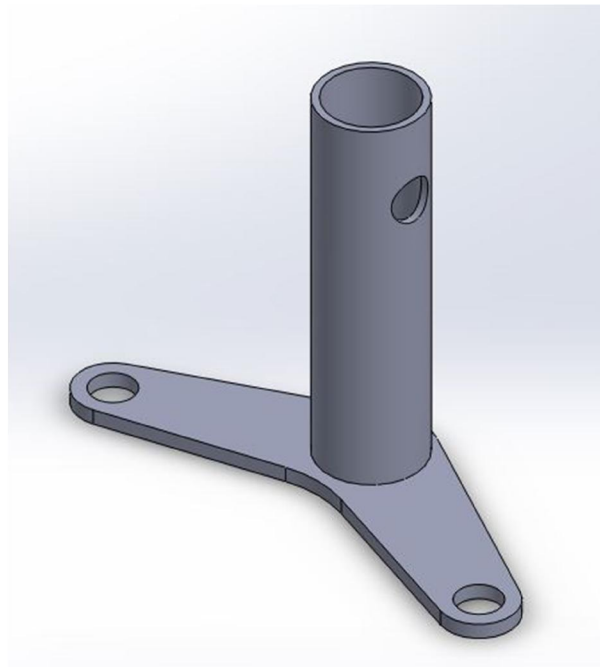


Figura 63 – Disegno 3D perno longherone pedaliera 2

Si ritiene che sia comunque migliore la soluzione precedente, in quanto fornisce una maggiore sensibilità al pilota sul comando del timone consentendo una più fine regolazione dell'apertura angolare in volo.



### 4.1.3 Verifica

Si passa ora alla verifica dei singoli componenti; si ricorda che le dimensioni del longherone del timone non sono e sono state quindi ipotizzate. Come prescritto dalla norma, la pedaliera deve sostenere un carico di  $1000\text{ N}$  applicato ad entrambi i pedali simultaneamente che corrisponde quindi ad una sollecitazione di flessione retta con diagramma di momento piramidale con vertice al vincolo. La barra è un tubolare a sezione quadrata di  $20\text{ mm}$  di lato e  $1,5\text{ mm}$  di spessore, a cui corrisponde un momento di inerzia pari a

$$I_x = I_y = \frac{l_e^4}{12} - \frac{l_i^4}{12} = \frac{20^4}{12} - \frac{17^4}{12} = 6373,25\text{ mm}^4$$

La distribuzione di tensione alla sezione assume il classico andamento a farfalla o di Navier, con massimo ai punti esterni

$$\sigma_{max} = \frac{M_x l_e}{I_x} \cdot \frac{20}{2} = \frac{1000 \cdot 120}{6373,25} \cdot \frac{20}{2} \cong 188,3\text{ MPa}$$

Applicando un coefficiente di sicurezza di  $1,5$  si ottiene un valore di  $282,4\text{ MPa}$ , individuando quindi nell'Ergal – nome commerciale dell'alluminio 7075T6 il materiale adatto a resistere tranquillamente alla sollecitazione. Non risulta necessaria la verifica nel caso della massima forza applicata, in quanto il momento flettente che si genera è inferiore a quello appena calcolato.

Il perno di sostegno, sezione piena di diametro  $8\text{ mm}$ , è invece soggetto a carico di punta

$$N_{cr} = \frac{\pi^2 E \pi}{4 h^2 64} \phi^4 = \frac{\pi^2 72 \cdot 10^9 \pi}{4 0,060^2 64} 0,008^4 \cong 9922 N$$

che è di gran lunga inferiore al carico applicato; considerando la medesima sezione ed il medesimo carico di 2000 N, l'instabilità dell'equilibrio avviene per una lunghezza del tubo pari a 134,6 mm (è possibile dunque aumentare la distanza del fulcro dal paraframma fino a questo valore senza incorrere nel buckling primario). Inoltre la dimensione dell'aggancio consente di limitare la rotazione al valore desiderato di rotazione del timone.

Per la verifica del perno del longherone prima di tutto è stata calcolata la tensione dovuta al momento torcente, ipotizzando le dimensioni del perno.

$$\tau = \frac{M_t d_e}{I_p 2} = \frac{66}{\frac{\pi}{32} (0.014^4 - 0.012^4)} 0,007 \cong 266,2 MPa$$

Moltiplicata per il coefficiente di sicurezza si ottiene una tensione inferiore al limite di snervamento dell'acciaio 42CrMo4 per le dimensioni considerate come indicato dalla tabella al capitolo 2; Questa tensione inoltre è quella che va ad agire sulla vite di collegamento tra perno e longherone e porta ad una scelta di una vite ad alta resistenza di classe 10.9.

Per la base che costituisce la leva, è stata effettuata una semplice analisi agli elementi finiti in cui è stato posto un vincolo di incastro alla circonferenza centrale ed è stata applicata la forza massima vista in precedenza a 90° e a 120° rispetto all'asse dei bracci, identificando quindi le due posizioni esterne di range angolare. Si premette che immaginando il vincolo al termine della sezione tubolare, si troveranno delle tensioni alla levetta sovrastimate

rispetto a quelle effettive durante l' utilizzo. Da questa analisi si ricava una tensione massima alla leva di  $1,15 \text{ MPa}$  nel caso di massima escursione angolare, ampiamente inferiore al limite di snervamento per l'acciaio scelto.

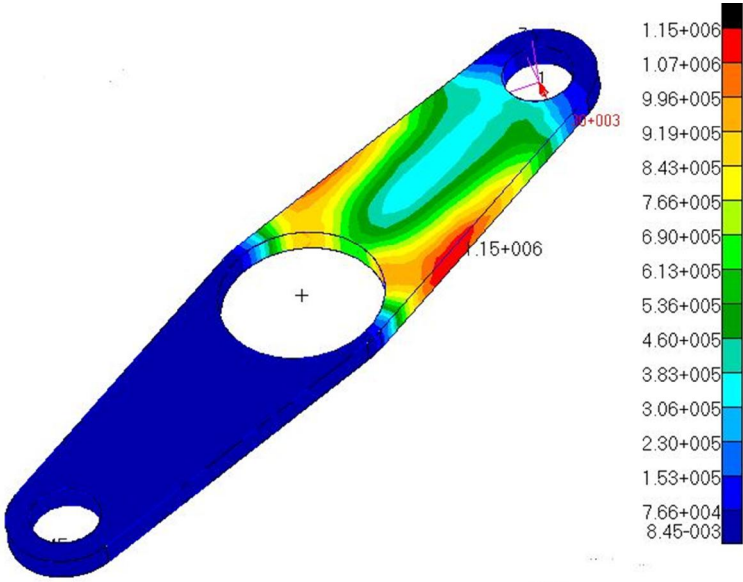


Figura 64 – Tensione di VonMises leva del perno 1

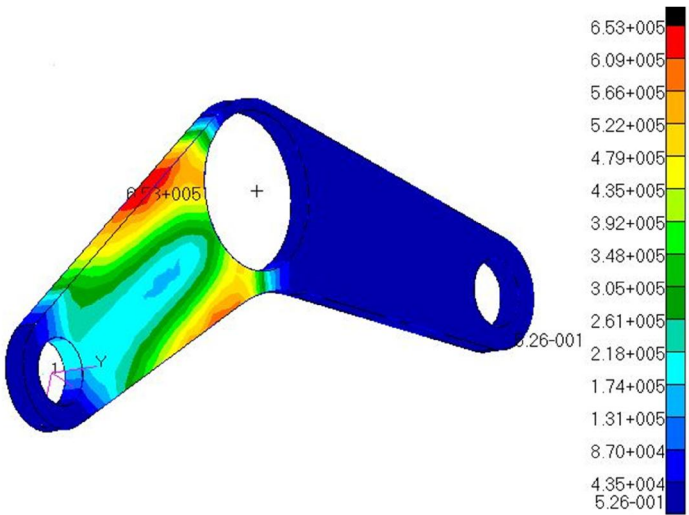


Figura 65 – Tensione di VonMises leva del perno 2

Sarebbe dunque possibile abbassare lo spessore della leva abbassando così il peso, ma il valore di  $2\text{ mm}$  è necessario per garantire deformazioni minime dopo la saldatura; viene quindi confermata la geometria preliminare del perno, la cui tavola è riportata in appendice. Analoga analisi è stata effettuata sulla seconda geometria, ricavando ancora una volta valori ben inferiori al limite imposto dalle caratteristiche del materiale. Quanto ricavato è indicato dalle figure corrispondenti alle due direzioni di applicazione del carico.

Si considera dunque conclusa la verifica dei componenti della pedaliera; per quanto concerne l'impianto frenante infatti, appena le ruote saranno disponibili, si potrà decidere il punto di attacco alla barra della pedaliera per avere la massima forza frenante alla massima escursione angolare della barra.

## 4.2 Cloche

La cloche o barra di comando è lo strumento che permette il controllo del velivolo lungo gli assi di rollio e di beccheggio. Con il movimento in avanti ed all'indietro si comandano le superfici degli equilibratori consentendo la picchiata e la cabrata, mentre con il movimento laterale si va a comandare in maniera differenziale gli alettoni che consentono quindi la virata. Contrariamente alla pedaliera, per la trasmissione di questi comandi alle superfici mobili si utilizza la configurazione *Push-Pull* costituita da aste rigide. In figura viene mostrata una tipica configurazione a comandi rigidi per il sistema di controllo del beccheggio e del rollio.

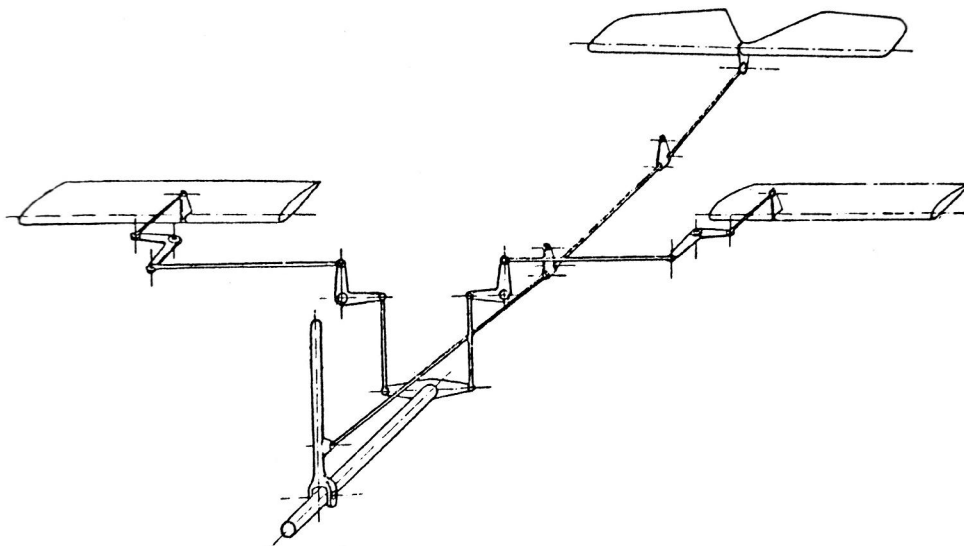


Figura 66 – Schema comandi volo ad aste rigide – fonte [2]

A differenza di quanto mostrato sopra, nel “Merlo” si richiede che la barra sia posizionata lateralmente alla seduta del pilota, sul lato destro; questo comporta un arrangiamento delle trasmissioni completamente differente da quello mostrato. Inoltre il Professore ha

espressamente specificato quali debbano essere i range di escursione angolare delle superfici, e saranno utilizzati i valori massimi per la definizione del carico agente in maniera analoga a quanto già fatto per la pedaliera. Viene ora affrontato il dimensionamento preliminare analizzando singolarmente i due controlli in esame per poi definire il sistema complessivo.

#### *4.2.1 Equilibratori - definizione carichi*

La procedura di definizione dei carichi agenti è la stessa che è stata utilizzata per il dimensionamento preliminare della pedaliera, con la differenza che in questo caso le caratteristiche geometriche degli equilibratori sono note e già verificato il superamento del minimo valore di estensione necessario al controllo. La loro forma è trapezoidale con dimensioni caratteristiche  $B = 0,18 \text{ m}$ ,  $b = 0,12 \text{ m}$ ,  $h = 0,8 \text{ m}$  e superficie  $S = 0,12 \text{ m}^2$  ognuna con un range angolare di  $\pm 30^\circ$ ; si ricava dunque lo stesso valore di pressione dinamica già trovato per il timone e lo si utilizza per ricavarne la risultante

$$q = \frac{1}{2} \rho (V \sin 30^\circ)^2 = 1268 \text{ N/m}^2$$

$$F = q S = 1268 \cdot 0,12 = 152,16 \text{ N}$$

Per ricavare il momento resistente si ricava la posizione del baricentro geometrico della superficie, ottenendo quindi un braccio alla risultante di  $0,104 \text{ m}$ ;

$$M_t = F Y_g = 152,16 \cdot 0,104 = 15,825 \text{ Nm}$$

Non viene applicato il coefficiente di sicurezza previsto dalla norma in quanto si ritiene che sia l'entità della forza sia il braccio rispetto all'asse del longherone con cui questa agisce siano stati sopravvalutati, portando quindi alla definizione di carichi che nella realtà saranno certamente inferiori. Dalla norma si assumono infine la forza massima di 740 N e minima di 445 N applicabile dal pilota alla barra di comando in direzione longitudinale ed è possibile passare alla definizione della trasmissione.

#### *4.2.2 Equilibratori - definizione geometria della trasmissione*

I longheroni degli equilibratori sono passanti all'interno della coda e sono uniti tra loro da una boccola; qui si pensa di sistemare la leva necessaria alla rotazione degli stessi. E' stata ipotizzata una leva lunga 60 mm, e si può ricavare la forza massima che dovrà essere applicata per vincere il momento resistente dato dal flusso sulla superficie quando questa si trovi alla sua massima escursione angolare.

$$F_{leva\ eq} = 2 \frac{M_t}{l \cos 30^\circ} = 2 \frac{15,825}{0,06 \cdot \cos 30^\circ} = 609,1\ N$$

La struttura della trasmissione dovrà dimostrare quindi di poter applicare tale forza senza subire danni. La figura 66 mostra come genericamente si colleghi la trasmissione alla parte alta della barra di comando e di quale sia l'orientazione della leva agli equilibratori; come detto è necessario garantire che ad un comando di barra in avanti, gli equilibratori rispondano con una deflessione verso il basso. Nel nostro caso siamo liberi di scegliere se mantenere questo tipo di configurazione, se porre il collegamento alla barra sotto il suo fulcro con la leva degli alettoni orientata verso l'alto o se mescolare le due tipologie

utilizzando delle squadrette di rinvio per invertire il senso di moto delle aste. Questa decisione discende dalla posizione della cloche in cabina: il Professor Sambin ha richiesto che questa si trovi sul lato destro del posto di guida con uno spostamento in direzione laterale massimo di  $60/80\text{ mm}$  e che sia lunga circa  $240\text{ mm}$  dal punto di fulcro; per questo dimensionamento preliminare si sceglie di impostare uno scostamento angolare alla barra di  $15^\circ$  a cui corrisponde uno spostamento laterale massimo di  $62\text{ mm}$ . Il punto di fulcro della barra è posizionato all'incirca a  $240\text{ mm}$  dal fondo del velivolo, rendendo così possibili entrambe le configurazioni di collegamento della trasmissione alla barra precedentemente descritte. Al fine di ridurre la distanza verticale che andrà coperta dalla trasmissione, si opta per una soluzione mista: l'aggancio alla cloche sarà posizionato inferiormente rispetto al fulcro, la leva dei longheroni sarà orientata verso il basso e si dovrà inserire una seconda leva al fine di garantire il corretto accoppiamento tra il movimento della cloche e quello delle superfici, ma anche in modo da amplificare lo spostamento nella direzione delle aste e garantire così l'escursione desiderata degli equilibratori. Si passa ora alla verifica delle tensioni agenti sulle barre per definirne la sezione, e quindi a determinare quale deve essere la distanza tra il fulcro della cloche e l'aggancio al fine di ridurre al minimo possibile la forza applicata dal pilota e mantenerla nei limiti prescritti dalle norme.

La verifica delle tensioni agenti va effettuata sia nel comando a cabrare comportante uno sforzo normale di trazione, sia nel caso di comando a picchiare che sollecita le strutture in esame a compressione. Nel primo caso si definisce la sezione minima affinché lo sforzo di trazione non superi la tensione di snervamento del materiale utilizzato (si è considerata quella minore di un range di spessori compresi tra  $0,04$  e  $50\text{ mm}$ )



$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_{snerv}}{1,5} = \frac{460}{1,5} = 306,7 \text{ MPa}$$

da cui si ricava la sezione minima ed il diametro esterno minimo per una barra in alluminio 7075T6

$$A_{min} = \frac{N}{\sigma_{max}} = \frac{609,1}{306} \cong 1,991 \text{ mm}^2$$

$$\varnothing_{min} = \sqrt{\frac{4A_{min}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,991}{\pi}} = 1,592 \text{ mm}$$

Avendo ottenuto un tale valore di diametro esterno, si è certi che scegliendone uno maggiore non si avranno problemi.

Per quanto concerne il caso di sforzo di compressione, è necessario verificare che l'asta non entri in instabilità primaria a causa del carico. La distanza orizzontale che intercorre tra la cloche e l'asse dei longheroni degli equilibratori è stimata dal disegno di massima in 1,2 m, quella verticale è di  $(240 - x) \text{ mm}$  – la  $x$  corrisponde alla distanza di aggancio dal fulcro della barra di comando – mentre quella trasversale, avendo posizionato la cloche a 70 mm dalla fusoliera, è di 230 mm. Per evitare complicazioni inutili della geometria delle aste al fine di mantenere gli attacchi ortogonali tra loro, si pensa di utilizzare le *teste a snodo* o *uniball joints* costituiti in materiale plastico evitando quindi anche la lubrificazione. Detto questo, si passa ora a definire quale sia la lunghezza critica per Eulero con il carico in esame, ipotizzando le aste come barre di alluminio 7075T6 a sezione circolare piena  $\varnothing_e = 0.016 \text{ m}$  e che il carico sia totalmente applicato lungo l'asse.

$$L_{cr} = \sqrt{\pi^2 \frac{E}{N} I} = \sqrt{\pi^2 \frac{72 \cdot 10^9}{609,1} \frac{\pi}{64} 0.016^4} = 1,937m$$

Al fine di fare maggiore chiarezza su quanto si sta facendo viene riportata la configurazione del comando schematizzando le aste con il loro asse in questa configurazione preliminare che si sta studiando, con una distanza  $x$  posta per il momento pari a  $50\text{ mm}$ .

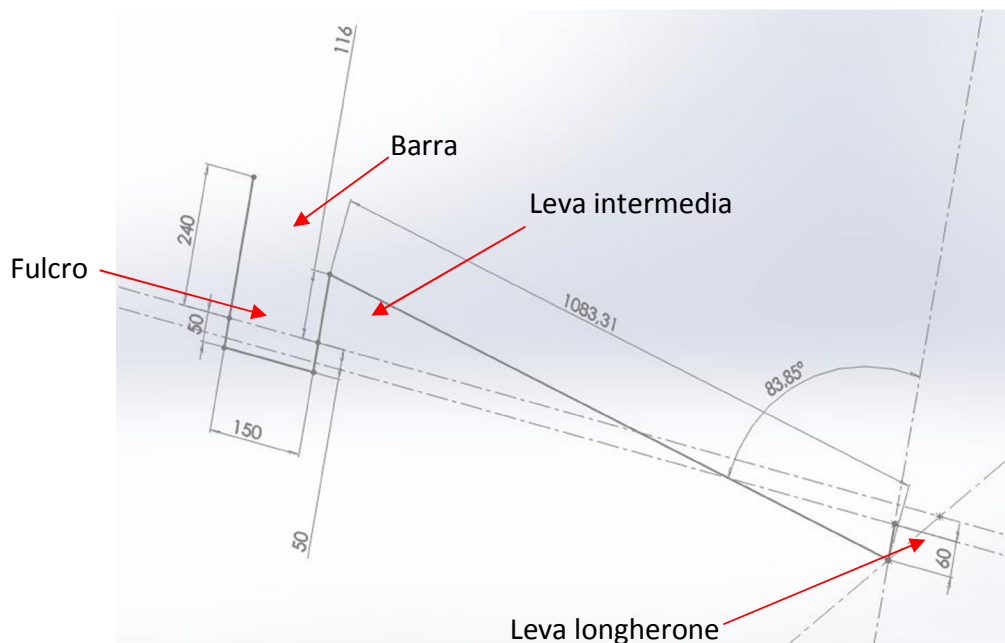


Figura 67 – Schema comandi equilibratori

Ora è possibile calcolare quali siano le forze nelle diverse aste al fine di verificare che lo sforzo alla barra sia inferiore a quello massimo consentito. Ignorando le componenti alle aste, e considerando solo il principio di azione e reazione nella configurazione di cabrata, si determina in  $321,2\text{ N}$  la forza applicata a  $20\text{ mm}$  dalla testa della cloche necessaria per l'attuazione.

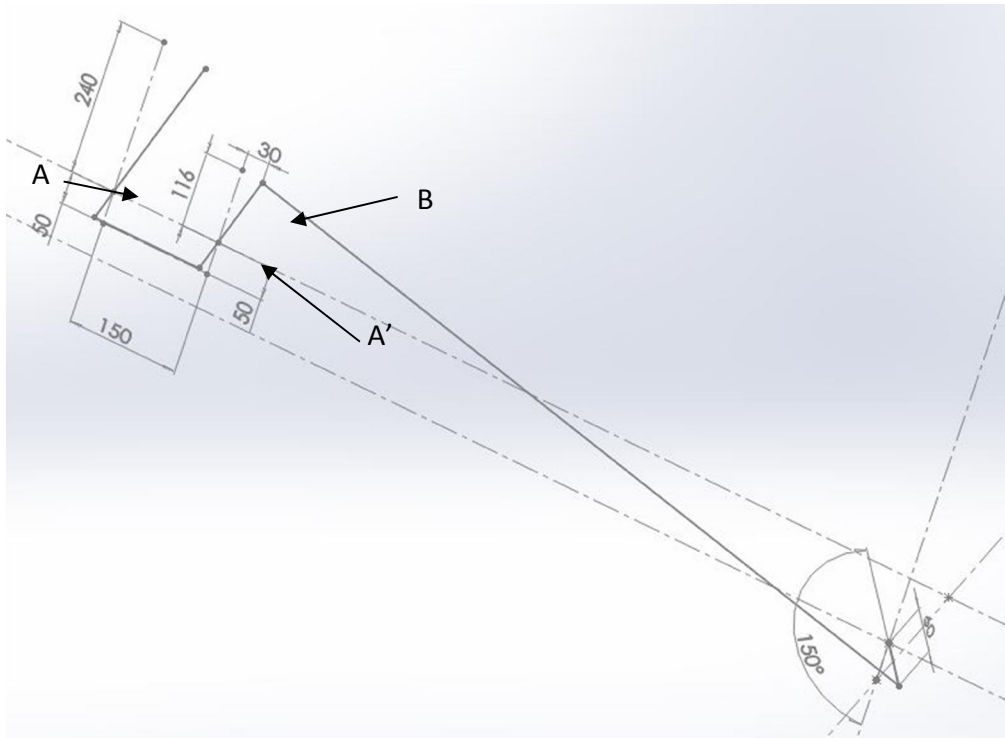


Figura 68 – Schema aste equilibratori comando a cabrare

La catena dei calcoli sfrutta la costanza del momento ai fulcri

$$F_{leva} = 609,1 \cdot \frac{0,116}{0,050} \cdot \frac{0,050}{0,220} = 321,16 \text{ N}$$

che risulta inferiore anche al limite prescritto dalla norma. Per innalzare questo valore è sufficiente diminuire la lunghezza della leva del longherone, con conseguente diminuzione del braccio superiore della leva intermedia; in questo modo le forze in gioco risultano maggiori ed è possibile rispettare la normativa. Il motivo per cui la parte superiore della leva intermedia è direttamente conseguente alla leva del longherone è la garanzia di una rotazione di 30° degli equilibratori con una inclinazione della cloche di 15° ovvero

$$l_{long} \text{ sen}30 = y \text{ sen}15 \text{ da cui } y = \frac{\text{sen}30}{\text{sen}15} l_{long}.$$

### 4.2.3 Equilibratori - verifica

Lo scopo di questo paragrafo è la definizione di massima delle sezioni delle parti di cui è composta la trasmissione, a cui dovrà seguire un accurato studio aerodinamico per la determinazione dell'effettiva entità dei carichi in gioco consentendo quindi un dimensionamento ad hoc con l'impiego della minore massa possibile. Inoltre sarà necessario condurre test a trazione e compressione delle teste a snodo per verificare la possibilità di impiegare quelle scelte dal Professore in materiale plastico o se sia necessario utilizzare quelle in materiale metallico. Per semplicità di compressione si percorre la catena dalla leva alla cloche, iniziando dunque dalla leva del longherone. Analogamente alla verifica della pedaliera, non è noto il diametro del longherone degli equilibratori; vengono assunte le stesse dimensioni già utilizzate e se ne verifica la resistenza a torsione

$$\tau = \frac{M_t d_e}{I_p} \frac{1}{2} \cong \frac{16}{\frac{\pi}{32} (0.014^4 - 0.012^4)} 0,007 = 64,6 \text{ MPa}$$

Tale risultato era atteso vista la minore entità del momento rispetto a quello ricavato per il timone. E' stata importata la geometria della leva al solutore FEM, impostando un vincolo di incastro al collegamento con la parte inserita nel longherone ed applicando le forze nei 3 casi caratteristici, corrispondenti alle inclinazioni degli elevatori di  $-30^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $30^\circ$  ottenendo i seguenti valori di tensione

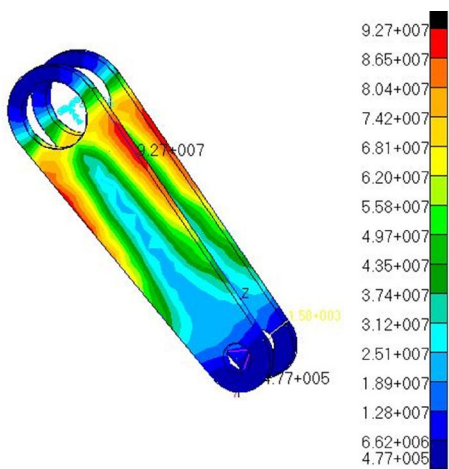


Figura 69 – Leva longherone equilibratori – posizione di null

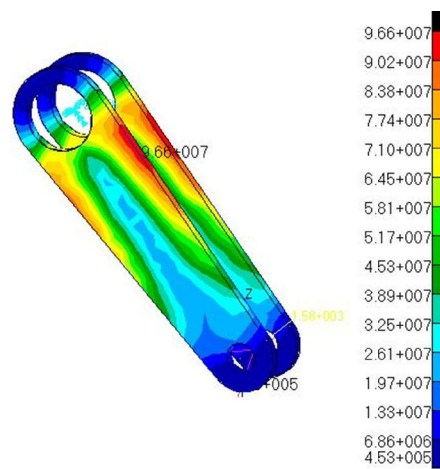


Figura 70 – Leva longherone equilibratori – tutta cabrata

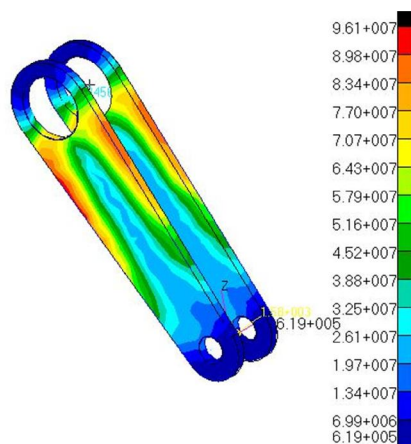


Figura 71 – Leva longherone equilibratori – tutta picchiata

La verifica a carico di punta sull'asta ad essa collegata è già stata effettuata nell'ipotesi che tutto il carico fosse assiale, mentre questo risulterà minore in virtù dei due angoli rispetto ai piani verticale ed orizzontale con cui agisce l'asta. La leva necessaria all'amplificazione dell'angolo può essere costituita da un tubo a diametro esterno 20 mm e spessore 2 mm in Ergal; infatti la tensione dovuta al momento flettente è massima al perno e vale

$$\sigma_{max} = \frac{M_i \phi_e}{I_i \cdot 2} = \frac{609,1 \cdot 0,116}{\frac{\pi}{64}(0,020^4 - 0,016^4)} \cdot \frac{0,020}{2} = 152,4 \text{ MPa}$$

Il pezzo successivo della trasmissione è ancora una volta soggetto a carico di punta, in cui la lunghezza efficace è uguale a quella geometrica dati i due collegamenti a cerniera alla testa ed alla coda. Si ricava il diametro minimo della barra affinché questa non entri in instabilità per il carico applicato

$$N = F_{leva\ eq} \frac{0,116}{0,050} = 1413,112 \cong 1450 \text{ N}$$

$$\phi_{min} = \sqrt[4]{\frac{N}{\pi^2 E} l^2 \frac{64}{\pi}} = \sqrt[4]{\frac{1450}{\pi^2 72 \cdot 10^9} 0,150^2 \frac{64}{\pi}} = 5,53 \text{ mm}$$

Ancora una volta si ricava la tensione al fulcro della cloche ipotizzando un diametro esterno ed uno spessore; ancora una volta viene utilizzato un tubo di alluminio da 20 mm e spessore 2 mm

$$\sigma_{max} = \frac{M_i \phi_e}{I_i \cdot 2} = \frac{321,16 \cdot 0,220}{\frac{\pi}{64}(0,020^4 - 0,016^4)} \cdot \frac{0,020}{2} = 152,4 \text{ MPa}$$

che è la medesima tensione ricavata precedentemente, dato che il momento al fulcro è il medesimo.

#### 4.2.4 Flapperoni - definizione carichi

I velivoli ultraleggeri più basilari, si limitano ai controlli primari descritti in precedenza; nel “Merlo”, su richiesta del Professor Sambin, si vogliono installare anche i flap per consentire un aumento della forza portante alle basse velocità e fornire un aiuto alla forza frenante durante l’atterraggio. Non si tratta però dei classici flap presenti nei velivoli più grandi, dove è la parte terminale del profilo alare a essere inclinata verso il basso grazie ad un attuatore oleopneumatico od elettrico, ma di una variazione di inclinazione di entrambi gli alettoni tramite un comando meccanico separato dalla cloche. Per dono quindi il nome di alettoni ed assumo quello di flapperoni per indicare proprio questa caratteristica. Prima di esaminare nello specifico il metodo che è stato scelto per la loro attuazione, si va a definire la geometria preliminare in relazione ai carichi che risultano applicati ai flapperoni quando funzionano solo da alettoni. Infatti l’utilizzo dei flap è limitato in un range di velocità definito, solitamente fino a 2 volte la velocità di stallo del mezzo senza il loro ausilio; pare chiaro che quindi il carico applicato a tale velocità sia comunque inferiore a quello che i flapperoni sperimentano durante il volo normale.

La loro superficie è pari a  $S = 0,315 \text{ m}^2$  ed anch’essi sono di forma trapezoidale. Pensandoli dunque alla massima inclinazione scelta dal professore nel funzionamento da puro alettone, si ricava la forza agente su ognuno di essi

$$q = \frac{1}{2} \rho (V_{sen25})^2 = 905,91 \text{ N/m}^2$$

$$F = q S = 905,91 \cdot 0.315 = 285,4 \text{ N}$$

Il valore del momento si ricava una volta ottenuta la coordinata baricentrica longitudinale della superficie: dalle misure dei lati  $B = 0,20 \text{ m}$ ,  $b = 0,15 \text{ m}$ ,  $h = 1,8 \text{ m}$  si ricava una distanza del baricentro dalla cerniera pari a  $Y_g = 0,088 \text{ m}$

$$M_t = F Y_g = 285,4 \cdot 0,088 = 25,1 \text{ Nm}$$

Questo è il momento che è necessario vincere per azionare i flapperoni alla massima velocità di progetto del velivolo, mentre la forza massima e quella minima da applicare alla barra è ancora una volta definita dalla normativa in  $300 \text{ N}$  e  $178 \text{ N}$ .

#### *4.2.5 Flapperoni - definizione geometria della trasmissione*

Portando la cloche a sinistra, l'effetto che si deve avere è quello di ruotare il flapperone sinistro verso il basso, mentre quello destro deve subirà la rotazione opposta; una possibile modalità di collegamento è quella mostrata nella figura 66. Nel velivolo in questione si preferisce però continuare a mantenere le leve che generano la rotazione delle superfici all'interno della fusoliera, in modo da non interferire con il flusso di aria e generando la conseguente resistenza. Come è già stato detto, la cloche sarà posizionata a destra della seduta e questo non consente di sviluppare il sistema di trasmissione posteriormente al punto di fulcro, ma è necessario riportare la stessa rotazione al centro del velivolo in modo da avere lo spazio necessario ai movimenti dei componenti; inoltre dati i limiti imposti alla barra, è necessario studiare le leve in modo da garantire un'amplificazione della rotazione lungo la catena di trasmissione, analogamente a quanto fatto per gli equilibratori, per farla



passare dai 15° della barra ai 25° richiesti dal committente. Quello che si è pensato di fare è dunque di trasferire la rotazione della cloche ad un secondo asse posto nella mezziera della fusoliera e tramite due bracci, trasferirla alla leva del longherone dei flapperoni, come si può vedere in figura.

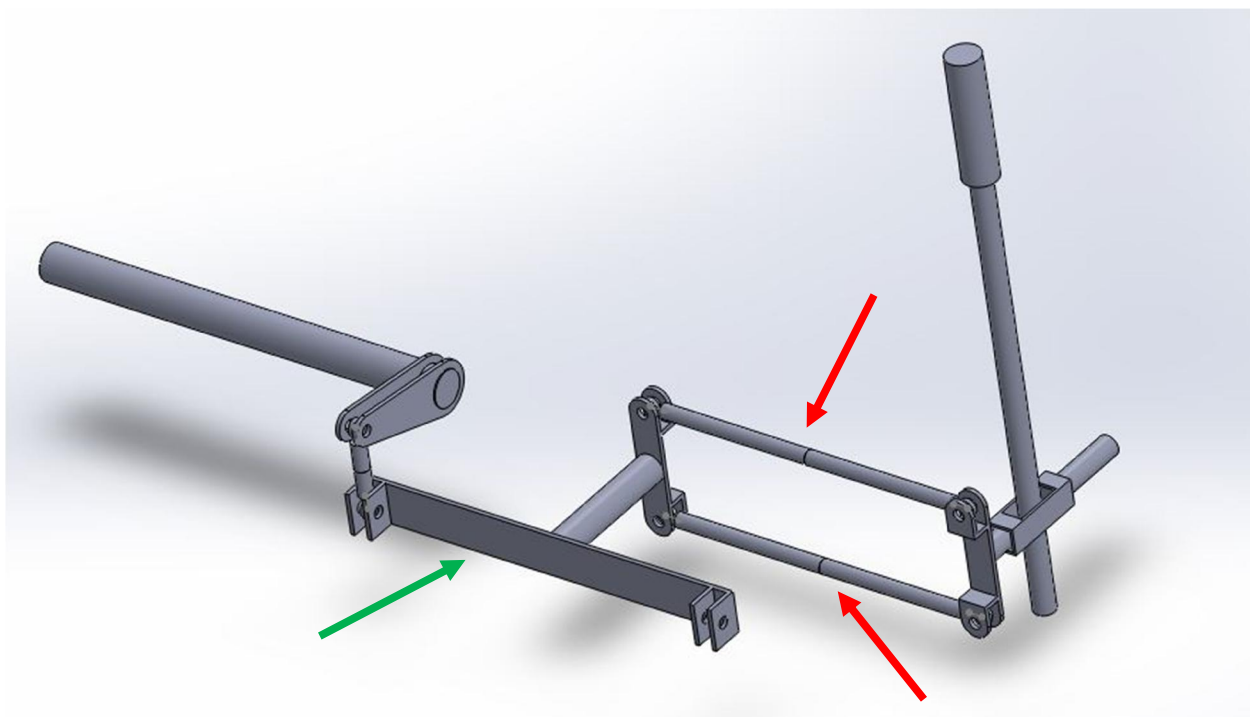


Figura 72 – Comandi per puro movimento da alettoni

Gli elementi indicati dalle frecce rosse sono quelli che garantiscono il trasferimento 1:1 della rotazione della cloche all'asse centrale, mentre con la freccia verde è indicato il componente che con la sua lunghezza, calcolata in funzione della leva collegata al longherone, consente l'amplificazione della rotazione. Per ricavare le forze in gioco sui componenti si procede analogamente a quanto fatto finora: al primo tentativo è ipotizzata una lunghezza di leva del longherone di 80 mm da cui discende uno sforzo su ogni astina di

$$F_{astina} = \frac{M_t}{l} = \frac{25,112}{0,080} \cong 314 \text{ N}$$

La distanza tra il punto di collegamento all'astina ed il perno rotante centrale si ricava dalla solita relazione tra seni degli angoli di rotazione applicando quindi un momento resistente al perno

$$l = l_{astina} \frac{\text{sen } 25^\circ}{\text{sen } 15^\circ} = 0,1306 \text{ m}$$

$$M' = 2F_{astina}l = 2 \cdot 314 \cdot 0,1306 = 82,02 \text{ Nm}$$

Che si trasferisce conseguentemente alla barra dato che i bracci di collegamento sono parte di un quadrilatero articolato; da questo valore di momento discende una forza da applicare a 20 mm dalla testa della cloche di

$$F = \frac{M'}{l_{cloche}} = \frac{82,02}{0,22} = 372,8 \text{ N}$$

che non rientra nel limite imposto dalla normativa di 300 N. L'unico modo per abbassare questo valore è quello di allungare la cloche; la modifica della lunghezza della leva al longherone degli alettoni non comporta nessun giovamento in quanto per mantenere l'escursione angolare scelta, aumenta anche il braccio della seconda leva ed il momento al tubo centrale rimane invariato. La causa di questo valore così elevato, è da ricercare nella definizione molto approssimativa del carico agente sulla superficie; in questa sede si dà comunque un dimensionamento di massima della struttura come è stato fatto precedentemente per la pedaliera e per i comandi degli equilibratori ma si sottolinea ancora una volta la necessità di uno studio aerodinamico focalizzato alla determinazione dei

carichi resistenti alla movimentazione delle superfici mobili, a cui far seguire una progettazione ad hoc degli elementi che compongono i comandi volo primari.

Si va ora a studiare quale sia la configurazione del meccanismo di azionamento dei flapperoni per la loro funzione di flap, che non deve interferire con i comandi appena descritti e deve garantire una rotazione concorde ad entrambe le superfici orientandole verso il basso. Osservando la configurazione appena scelta, si è deciso di andare a modificare il tubo centrale su cui si riporta il movimento della cloche con due giunti cardanici alle estremità; tramite una leva che verrà posizionata alla sinistra del pilota, si potrà quindi agire sull'inclinazione di questo tubo, facendo conseguentemente scendere la parte terminale del comando e generando la rotazione richiesta ai flapperoni per il loro funzionamento da flap.

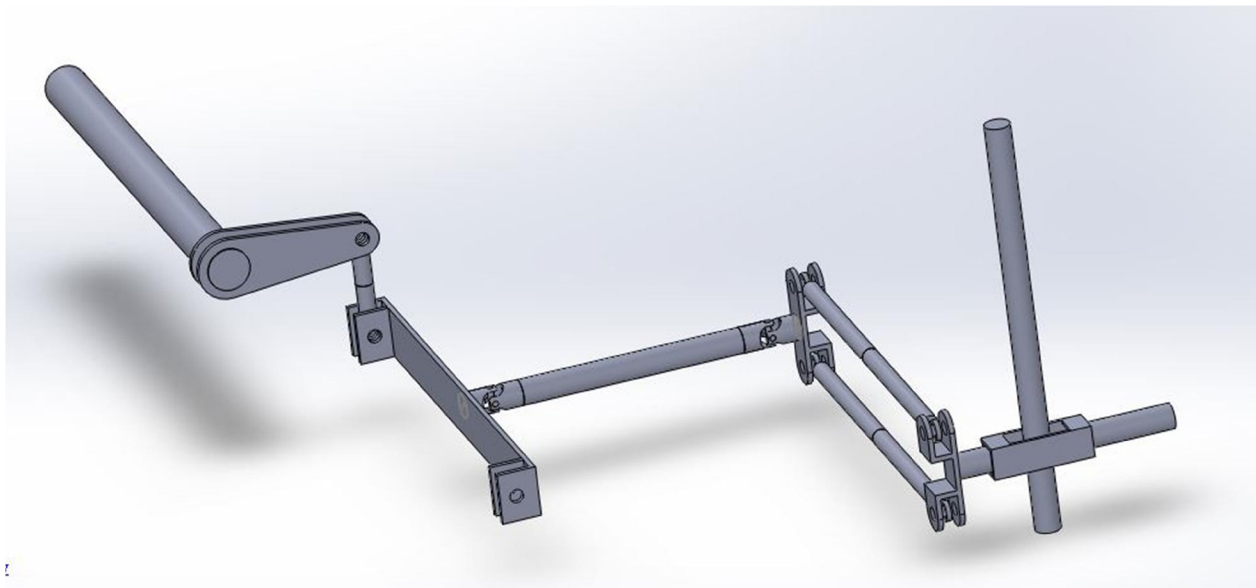


Figura 73 – Modifica per comando flap

Le diverse posizioni dei flap sono quindi conseguenti all'abbassamento della leva che

garantiva ad incidenza zero il passaggio da una rotazione di  $15^\circ$  della barra a quella di  $25^\circ$  del longherone; ad esempio per una incidenza di flap di  $5^\circ$ , la leva dovrà subire un abbassamento pari a  $80 \sin 5 \cong 7 \text{ mm}$  e così via. L'abbassamento sarà comandato da una leva posta alla sinistra del pilota, fornita di blocchi alle posizioni al fine di esplicitare una reazione che mantenga i flapperoni ribassati. Le posizioni richieste dal Professore sono  $-5^\circ, 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ$ .

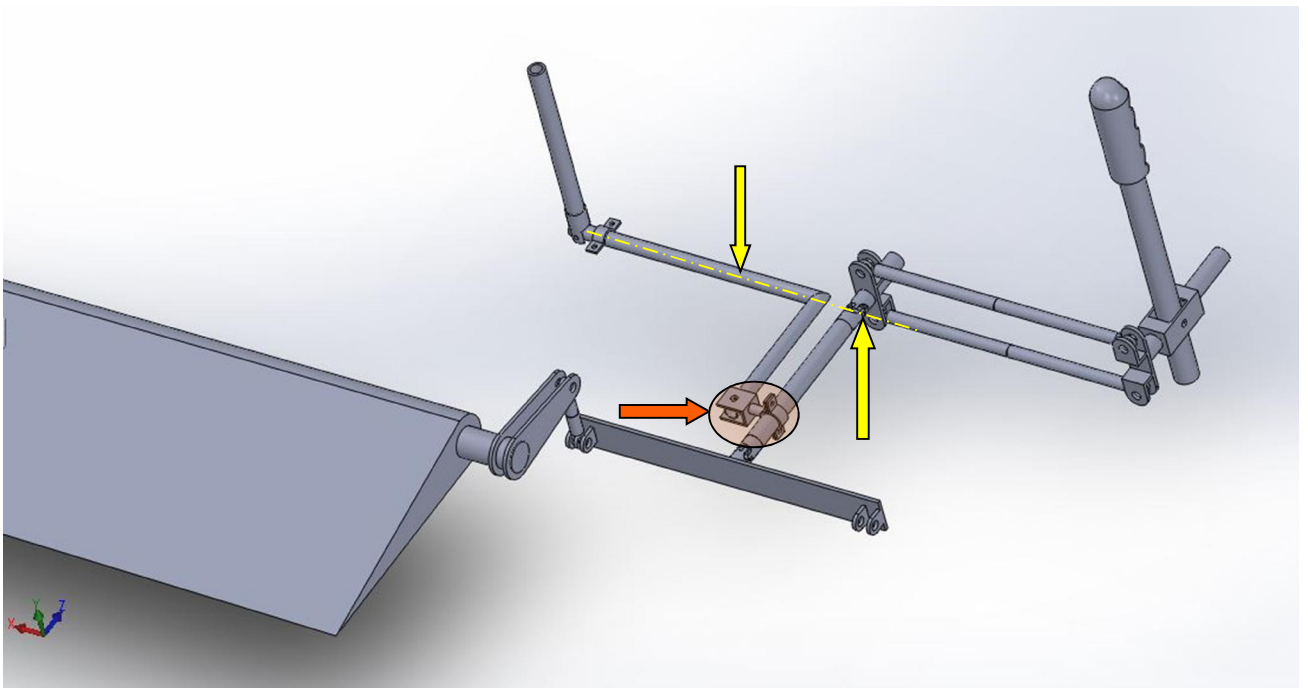


Figura 74 – Particolari comando flap

Nella figura è possibile osservare come sia stato necessario imporre che l'asse del braccio ad "L" della leva dei flap (freccie gialle) fosse coincidente con l'asse del giunto cardanico, in modo che non s'instauri alcun tipo di tensione o attrito al collegamento con il resto della struttura (freccia arancione). Al fine di mantenere limitata la forza da applicare, si posiziona il collegamento alla barra del giunto cardanico prossimo al suo termine rendendo così il

braccio motore prossimo a quello resistente; infatti per il comando del movimento dei flapperoni da flap, la forza resistente da vincere è pari al doppio di quella esercitata dal flusso sulle superfici alla loro massima deflessione, ovvero 30°

$$F_{flap} = 2 \frac{M_{per\ 30^\circ}}{l} = 2 \cdot \frac{35,15}{0,080} = 878,7\ N$$

Tale forza risulta elevata a causa delle approssimazioni eseguite, si raccomanda quindi uno studio aerodinamico sulle superfici mobili al fine di ricavare l'esatto valore di forza resistente da vincere. Considerando ora il giunto cardanico come fulcro, si ricava il valore di momento necessario all'asta della leva di comando dei flap

$$M_{comando\ flap} = F_{flap}b = 878,7 \cdot 0,196 = 172,2\ Nm$$

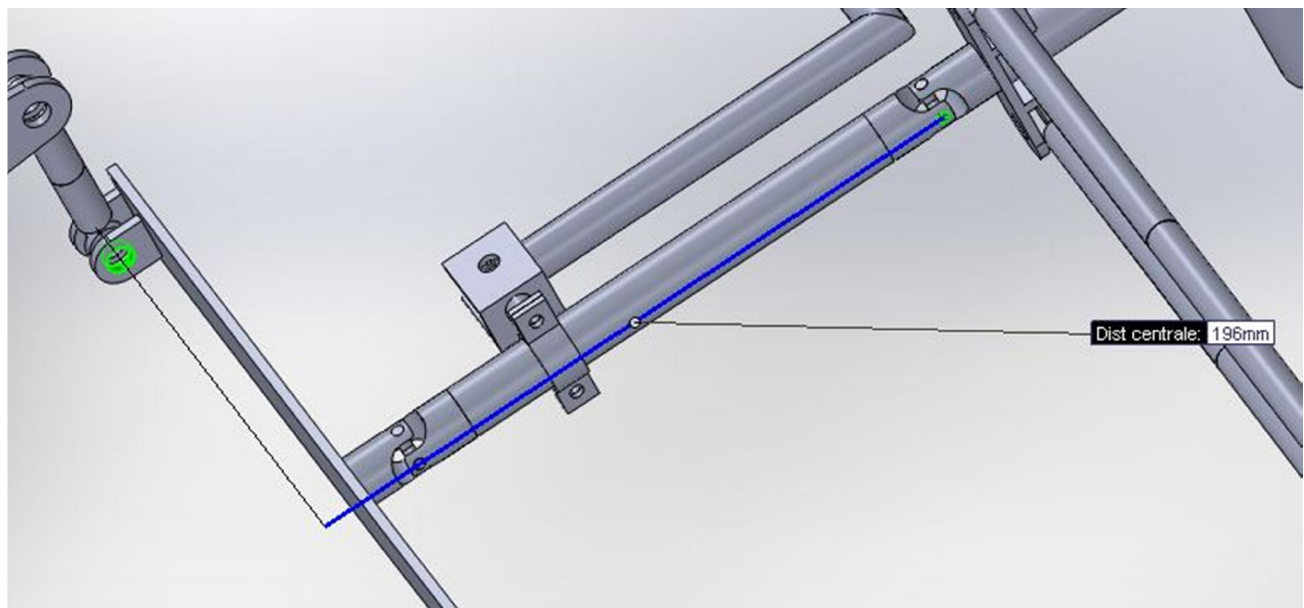


Figura 75 – Braccio resistente comando flap

Lo stesso momento deve risultare dall'applicazione della forza da parte del pilota alla testa delle leva di comando; minore sarà la lunghezza della leva, maggiore sarà la forza che il

pilota dovrà applicare per azionare i flap. L'elevata forza resistente obbliga dunque una lunghezza della leva superiore elevata; ponendola ad esempio a 300 mm, è necessario applicare 574 N alla testa della leva per poter azionare i flap nelle loro configurazioni più deflessa. Essendo un dimensionamento preliminare, si lascia tale misura di leva e tale forza da applicare e si progettano i componenti per tale valore nonostante sia chiaramente inapplicabile dal pilota.

#### 4.2.6 Flapperoni - verifica

La condizione di carico peggiore a cui è sottoposta la leva di amplificazione dell'angolo di rotazione risulta quella all'azionamento dei flap, in quanto al vincolo viene applicata, oltre al momento dato dalle forze resistenti, anche una reazione vincolare verticale, assente nell'azionamento degli alettoni da flapperoni.

$$\sigma_{max} = \frac{M_i h}{I_i} \frac{1}{2} \cong \frac{439,4 \cdot 0,1306}{\frac{1}{12} 0,003 \cdot 0,030^3} \cdot \frac{0,020}{2} \cong 85 MPa$$

Si è certi che in tutte le condizioni di carico, questa leva non raggiunga mai il limite imposto sulla tensione. La scelta del giunto cardanico sarà effettuata un secondo tempo, una volta stabiliti gli effettivi carichi da vincere; la torsione massima applicata alla barra di collegamento tra la leva amplificatrice della rotazione vale

$$\tau = \frac{M_t d_e}{I_p} \frac{1}{2} \cong \frac{82,02}{\frac{\pi}{32} (0,015^4 - 0,011^4)} 0,0075 \cong 174 MPa$$

a cui corrisponde un fattore di sicurezza pari circa a 2 rispetto alla tensione di snervamento; la cloche è invece soggetta a flessione al fulcro, con un momento leggermente superiore a quello dato dagli equilibratori di coda. La tensione che si ottiene per la medesima sezione ipotizzata ai paragrafi precedenti è di

$$\sigma_{max} = \frac{M_i \phi_e}{I_i} \frac{\phi_e}{2} \cong \frac{82,02}{\frac{\pi}{64} (0,020^4 - 0,016^4)} \cdot \frac{0,020}{2} \cong 177 \text{ MPa}$$

Per quanto riguarda le astine di collegamento con le teste a snodo, sono tutte soggette a carico di punta; si verifica dunque che non si abbia instabilità dell'equilibrio e si rimanda ai test che andranno effettuati sulle teste a snodo.

$$N_{cr \text{ asta flapperone}} = \pi^2 \frac{E}{l^2} \frac{\pi}{64} \phi^4 = \pi^2 \frac{72 \cdot 10^9}{0,060^2} \frac{\pi}{64} 0,010^4 \cong 96895 \text{ N}$$

$$N_{cr \text{ aste cloche}} = \pi^2 \frac{E}{l^2} \frac{\pi}{64} \phi^4 = \pi^2 \frac{72 \cdot 10^9}{0,240^2} \frac{\pi}{64} 0,010^4 \cong 6056 \text{ N}$$

Entrambi sono inferiori alle forze normali applicate, rispettivamente di 314 N e 3280,8 N con un fattore di sicurezza peggiore, nel caso delle due aste che portano il movimento al centro del velivolo, di  $n = 1,85$ . Le altre leve presenti nel meccanismo, se ipotizzate come un semplice parallelepipedo di dimensioni 3x70x20, risultano soggette ad una tensione massima al fulcro, dovuta a flessione, di

$$\sigma_{max} = \frac{M_i h}{I_i} \frac{h}{2} = \frac{3280,8 \cdot 0,050}{\frac{1}{12} 0,003 \cdot 0,070^3} \cdot \frac{0,020}{2} \cong 19 \text{ MPa}$$

calcolata considerando quella maggiormente sollecitata, ovvero quella collegata direttamente alla cloche. Si ricorda che tutte le tensioni ricavate saranno superiori a quelle effettive, di conseguenza non si ritiene necessario aumentare le dimensioni dei componenti al fine di aumentare il coefficiente di sicurezza in quanto si è in sovrastima dei carichi agenti. Infine si determina la geometria dei blocchi delle posizioni dei flap in relazione alle deflessioni richieste; come detto, ogni posizione corrisponde ad una traslazione in verticale della leva amplificatrice generata dalla rotazione della leva apposita. Dalle relazioni trigonometriche si ricava quindi lo spostamento in orizzontale dell'asse della leva di comando dei flap in relazione al punto in cui si vuole sia montato il sistema di blocco ed alla deflessione del flap  $\vartheta$ .

$$X = h_{blocco} \tan \left\{ \text{sen}^{-1} \left[ \frac{l_{leva\ longherone} \text{sen}(\vartheta)}{l_{interassi\ cardano}} \right] \right\}$$

Per le posizioni  $\vartheta$  richieste con posizionamento del blocco a 250 mm, si ricavano degli spostamenti dell'asse in orizzontali pari a -10,57 ; 0 ; 10,57 ; 31,89 ; 62,05. Si modifica la leva al punto di blocco per facilitarne l'inserimento ed il bloccaggio riducendo il diametro e viene così costruito il blocco per le diverse posizioni angolari.



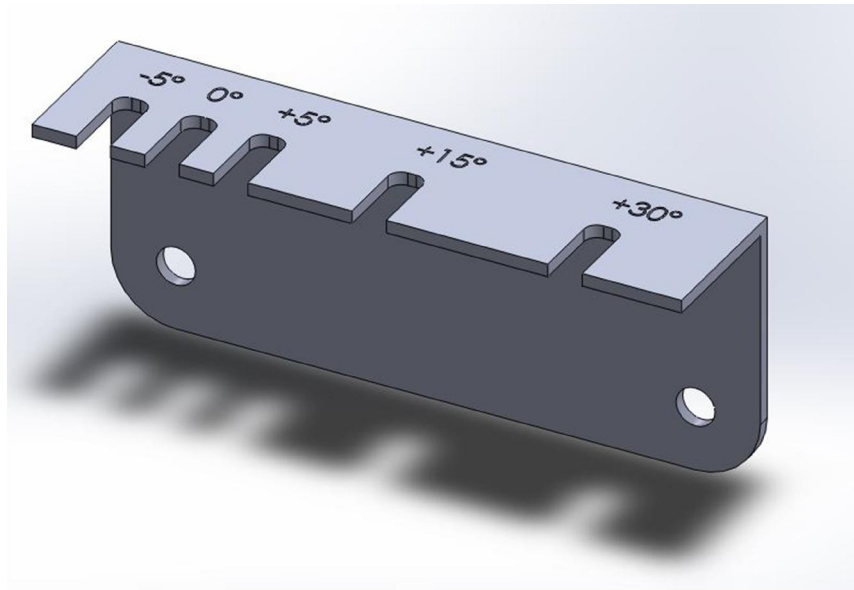


Figura 77 – Blocco posizioni flap

Non sono presenti sforzi trasversali che possono far spostare la barra dalla sede relativa, quindi il bloccaggio della stessa va affidato a piccoli pezzi di gomma posti all'ingresso di ogni canale di blocco.

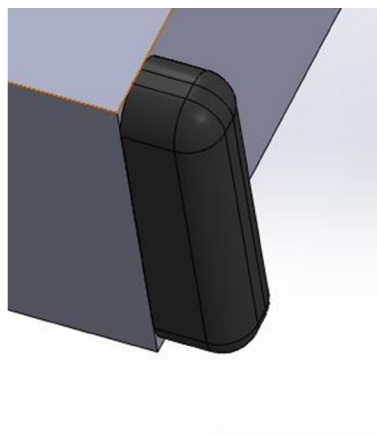


Figura 78 – Gommino blocco flap

Date le tensioni ottenute, unitamente alla sovrastima delle forze resistenti, si sceglie l'Ergal o Al 7075T6 come materiale costituente dei componenti.

### ***4.3 – Conclusioni***

Si considera conclusa la progettazione preliminare del sistema dei comandi volo primari; il lavoro svolto vuole essere una linea guida per chi proseguirà tale progetto nel dettaglio. Di seguito è mostrato il disegno 3D completo dell'insieme dei comandi alla cloche.

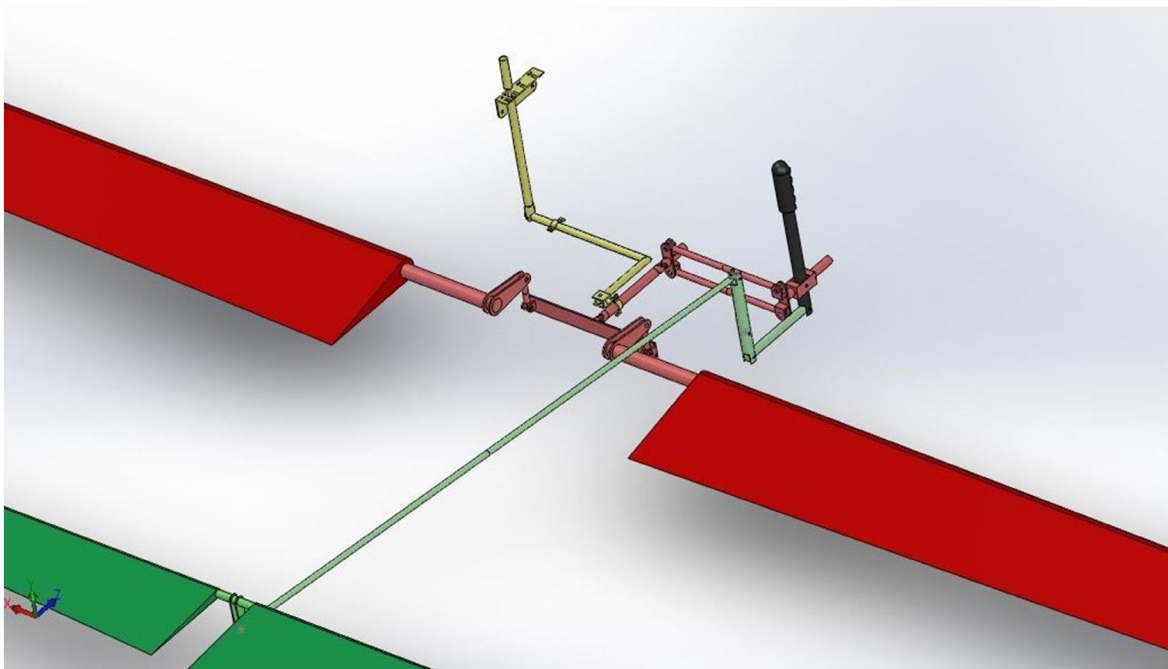


Figura 79 – Assieme comandi volo

Nell'assieme si sono evidenziate in verde i componenti relativi ai comandi lungo l'asse di beccheggio, in rosso quelli relativi al comando degli alettoni sull'asse di rollio ed in giallo le parti che comandano il movimento dei flapperoni da flap.

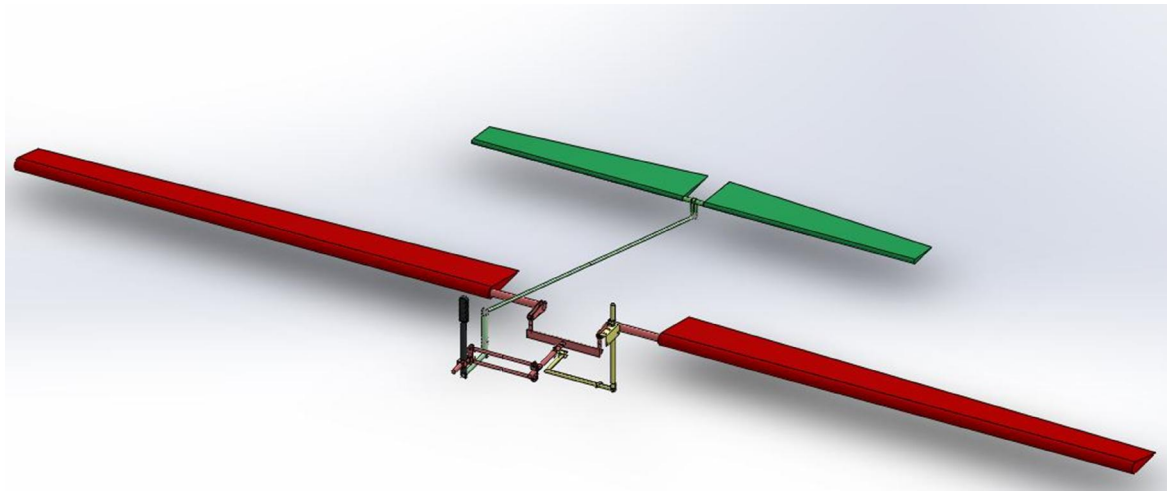


Figura 80 – Assieme comandi volo 2

Si fanno ora alcune precisazioni utili per la fase successiva e per il montaggio dei componenti. Per evitare che la variazione di inclinazione dell'asta centrale, dovuta al comando flap, porti a limitare la corsa angolare dei comandi, si consiglia l'utilizzo di un giunto cardanico allungabile così da mantenere i bracci di comando alle leve dei longheroni sempre verticali ed evitare lo spostamento all'indietro conseguente alla rotazione. Si ricorda inoltre che sarà necessario inserire delle boccole in materiale plastico in tutte le giunzioni in cui parti di alluminio sono sottoposte a spostamento relativo tra loro, per evitare l'elevato attrito che si genera in tali situazioni. Inoltre per la scelta fatta del metodo di controllo dei flap, è possibile sostituire il sistema meccanico con uno ad azionamento elettrico, utilizzando un motore che inclini la barra centrale a piacere.



## ***5 – Ringraziamenti***

E' finita. Un'avventura, un percorso di studio, un pezzo della mia vita iniziato 8 anni fa è ora giunto al termine. Un pensiero va alla mia famiglia che mi ha permesso di intraprenderlo, in particolare a mia mamma; grazie per tutto, davvero. Spero di poterti rendere ancora orgogliosa di me come in questo giorno. Grazie anche a Giovanni che mi hai aiutato a renderla meno apprensiva. Grazie a mia sorella Silvia perché so che se mai avrò bisogno, lei ci sarà sempre, così come io ci sarò per lei anche se non ce lo dimostriamo. Un grazie anche a tutti gli altri miei parenti, nessuno escluso.

Un pensiero a tutti i miei compagni di corso e a tutti gli amici di Padova, che “sono stati la mia famiglia lontano da casa”. Grazie dei consigli, degli appunti, delle cene, degli aperitivi, dei compleanni, delle griglie, delle sessioni di studio, di tutto. Grazie. Avete reso unici questi anni e li ricorderò con piacere. Un grazie ai miei coinquilini che mi hanno sopportato in questi anni.

A tutti voi, grazie.

*“E jé, ce disie?”*

*“Jé cui?”*

*Mandi barbe*

## ***6 – Bibliografia***

[1] *“Aircraft Design: A Conceptual Approach Fourth Edition”* Daniel P. Raymer - AIAA Education Series

[2] *“L’Aeroplano. Progetto, strutture, installazioni”* Attilio Lausetti – Levrotto & Bella

[3] *“Tesi di laurea magistrale in ingegneria aerospaziale”* Fjorim Ferus – AA 2012/2013

[4] Appunti del corso di Costruzioni e strutture aerospaziali 1

[5] Appunti del corso di costruzioni e strutture aerospaziali 2

[6] Appunti del corso di materiali compositi

[7] *“Aircraft Structures for Engineering Students”* T.H.G. Megson – Elsevier aerospace engineering series

[8] *“Certification Specifications for Very Light Aeroplanes”* EASA amendment 1-5 march 2009

# ***Appendice - Normativa***

Le Autorità Nazionali eseguono la maggior parte delle pratiche di tipo operativo, quali la certificazione dei singoli aeromobili o l'abilitazione al volo dei piloti; l'elaborazione delle norme di sicurezza e standard di progetto degli aeroplani è invece demandata a livello europeo dall'European Aviation Safety Agency o EASA. Questo ente con sede a Colonia, è diventato operativo nel 2003 in virtù del regolamento 1592/2002 del Parlamento Europeo e del Consiglio della Comunità Europea, ed ha il compito di promuovere i massimi livelli comuni di sicurezza e di protezione ambientale nel settore dell'aviazione civile. Le norme che questo ente produce coprono la totalità del settore dell'aviazione civile e sono redatte seguendo in parallelo le norme già esistenti e redatte dalla Federal Aviation Administration precedentemente alla nascita dell'EASA e dell'Unione Europea. Le norme che si sono seguite sono quelle CS-VLA, Certification Specification for Very Light Aircraft che non sono altro che una derivazione per i velivoli ULM delle norme EASA Part. 23, a loro volta derivate dalle FAA Part 23, per i velivoli di massa inferiore ai 5650 kg. Nello specifico sono ora riportati gli articoli che sono stati utilizzati in questo lavoro di tesi.

## ***CS-VLA 1 Applicability***

This airworthiness code is applicable to aeroplanes with a single engine (spark- or compression-ignition) having not more than two seats, with a Maximum Certificated Take-off Weight of not more than 750 kg and a stalling speed in the landing configuration of not more than 83 km/h (45 knots)(CAS), to be approved for day-VFR only. (See AMC VLA1).

## ***CS-VLA 303 Factor of safety***

Unless otherwise provided, a factor of safety of 1.5 must be used.

## ***CS-VLA 391 Control surface loads***

(a) The control surface loads specified in CS-VLA 397 to 459 are assumed to occur in the conditions described in CS-VLA 331 to 351.

(b) If allowed by the following paragraphs, the values of control surface loading in Appendix B may be used, instead of particular control surface data, to determine the detailed rational requirements of CS-VLA 397 to 459, unless these values result in unrealistic loads.

## ***CS-VLA 395 Control system loads***

(a) Each flight control system and its supporting structure must be designed for loads corresponding to at least 125% of the computed hinge moments of the movable control surface in the conditions prescribed in CS-VLA 391 to 459. In addition, the following apply:

(1) The system limit loads need not exceed the loads that can be produced by the pilot. Pilot forces used for design need not exceed the maximum forces prescribed in CS-VLA 397(b).

(2) The design must, in any case, provide a rugged system for service use, considering jamming, ground gusts, taxiing downwind, control inertia, and friction. Compliance with this sub-paragraph may be shown by designing for loads resulting from application of the minimum forces prescribed in CS-VLA 397(b).

(b) A 125% factor on computed hinge movements must be used to design elevator, aileron, and rudder systems. However, a factor as low as 1.0 may be used if hinge moments are based on accurate flight test data, the exact reduction depending upon the accuracy and reliability of the data.

(c) Pilot forces used for design are assumed to act at the appropriate control grips or pads as they would in flight, and to react at the attachments of the control system to the control surface horns.



## ***CS-VLA 397 Limit control forces and torques***

(a) In the control surface flight loading condition, the airloads on movable surfaces and the corresponding deflections need not exceed those that would result in flight from the application of any pilot force within the ranges specified in subparagraph (b) of this paragraph. In applying this criterion the effects of tabs must be considered.

(b) The limit pilot forces and torques as follows:

<b>Control</b>	<b>Maximum Forces [daN] or Torques [daNm] (D=wheel diameter)</b>	<b>Maximum Forces [daN] or Torques [daNm] (D=wheel diameter)</b>
<b>Aileron - Stick</b>	30	17,8
<b>Aileron - Wheel</b>	22,2·D	17,8·D
<b>Elevator - Stick</b>	74	44,5
<b>Elevator - Wheel - Sym</b>	89	44,5
<b>Elevator - Wheel - Unsym</b>	/	44,5
<b>Rudder</b>	89	58

(c) The rudder control system must be designed to a load of 100 daN per pedal, acting simultaneously on both pedals in forward direction.

## ***CS-VLA 471 General***

The limit ground loads specified in this subpart are considered to be external loads and inertia forces that act upon an aeroplane structure. In each specified ground load condition, the external reactions must be placed in equilibrium with the linear and angular inertia forces in a rational or conservative manner.

## ***CS-VLA 473 Ground load conditions and assumptions***

(a) The ground load requirements of this subpart must be complied with at the design maximum weight.

(b) The selected limit vertical inertia load factor at the centre of gravity of the aeroplane for the ground load conditions prescribed in this subpart may not be less than that which would be obtained when landing with a descent velocity (V), in metres per second, equal to 0.51

(Mg/S)<sub>z</sub> except that this velocity need not be more than 3.05 m/s and may not be less than 2.13 m/s.

(c) Wing lift not exceeding two-thirds of the weight of the aeroplane may be assumed to exist throughout the landing impact and to act through the centre of gravity. The ground reaction load factor may be equal to the inertia load factor minus the ratio of the above assumed wing lift to the aeroplane weight.

(d) If energy absorption tests are made to determine the limit load factor corresponding to the required limit descent velocities, these tests must be made under CS-VLA 725.

(e) No inertia load factor used for design purposes may be less than 2.67, nor may the limit ground reaction load factor be less than 2.00 at design maximum weight, unless these lower values will not be exceeded in taxiing at speeds up to take-off speed over terrain as rough as that expected in service.

### ***CS-VLA 477 Landing gear arrangement***

Paragraphs CS-VLA 479 to 483, or the conditions in Appendix C, apply to aeroplanes with conventional arrangements of main and nose gear, or main and tail gear.

### ***CS-VLA 479 Level landing conditions***

(a) For a level landing, the aeroplane is assumed to be in the following attitudes:

(1) For aeroplanes with tail wheels, a normal level flight attitude.

(2) For aeroplanes with nose wheels, attitudes in which – (i) The nose and main wheels contact the ground simultaneously; and (ii) The main wheels contact the ground and the nose wheel is just clear of the ground. The attitude used in sub-paragraph (a)(2)(i) of this paragraph may be used in the analysis required under sub-paragraph (a)(2)(ii) of this paragraph.

(b) A drag component of not less than 25% of the maximum vertical ground reactions (neglecting wing lift) must be properly combined with the vertical reactions. (See AMC VLA 479(b).)

### ***CS-VLA 481 Tail-down landing conditions***

(a) For a tail-down landing, the aeroplane is assumed to be in the following attitudes:

(1) For aeroplanes with tail wheels, an attitude in which the main and tail wheels contact the ground simultaneously.

(2) For aeroplanes with nose wheels, a stalling attitude, or the maximum angle allowing ground clearance by each part of the aeroplane, whichever is less.

(b) For aeroplanes with either tail or nose wheels, ground reactions are assumed to be vertical, with the wheels up to speed before the maximum vertical load is attained.

### ***CS-VLA 483 One-wheel landing conditions***

For the one-wheel landing condition, the aeroplane is assumed to be in the level attitude and to contact the ground on one side of the main landing gear. In this attitude, the ground reactions must be the same as those obtained on that side under CS-VLA 479.

### ***CS-VLA 681 Limit load static tests***

(a) Compliance with the limit load requirements must be shown by tests in which – (1) The direction of the test loads produces the most severe loading in the control system; and (2) Each fitting, pulley, and bracket used in attaching the system to the main structure is included. (b) Compliance must be shown (by analyses or individual load tests) with the special factor requirements for control system joints subject to angular motion.

### ***CS-VLA 673 Primary flight controls***

(a) Primary flight controls are those used by the pilot for the immediate control of pitch, roll and yaw. (b) The design of the primary flight controls must be such as to minimise the likelihood of failure of any connecting or transmitting element in the control system that could result in loss of control of any axis.

## ***CS-VLA779 Motion and effect of cockpit controls***

Cockpit controls must be designed so that they operate in accordance with the following movement and actuation: (a) Aerodynamic controls –

*Motion and effect (1) Primary controls:*

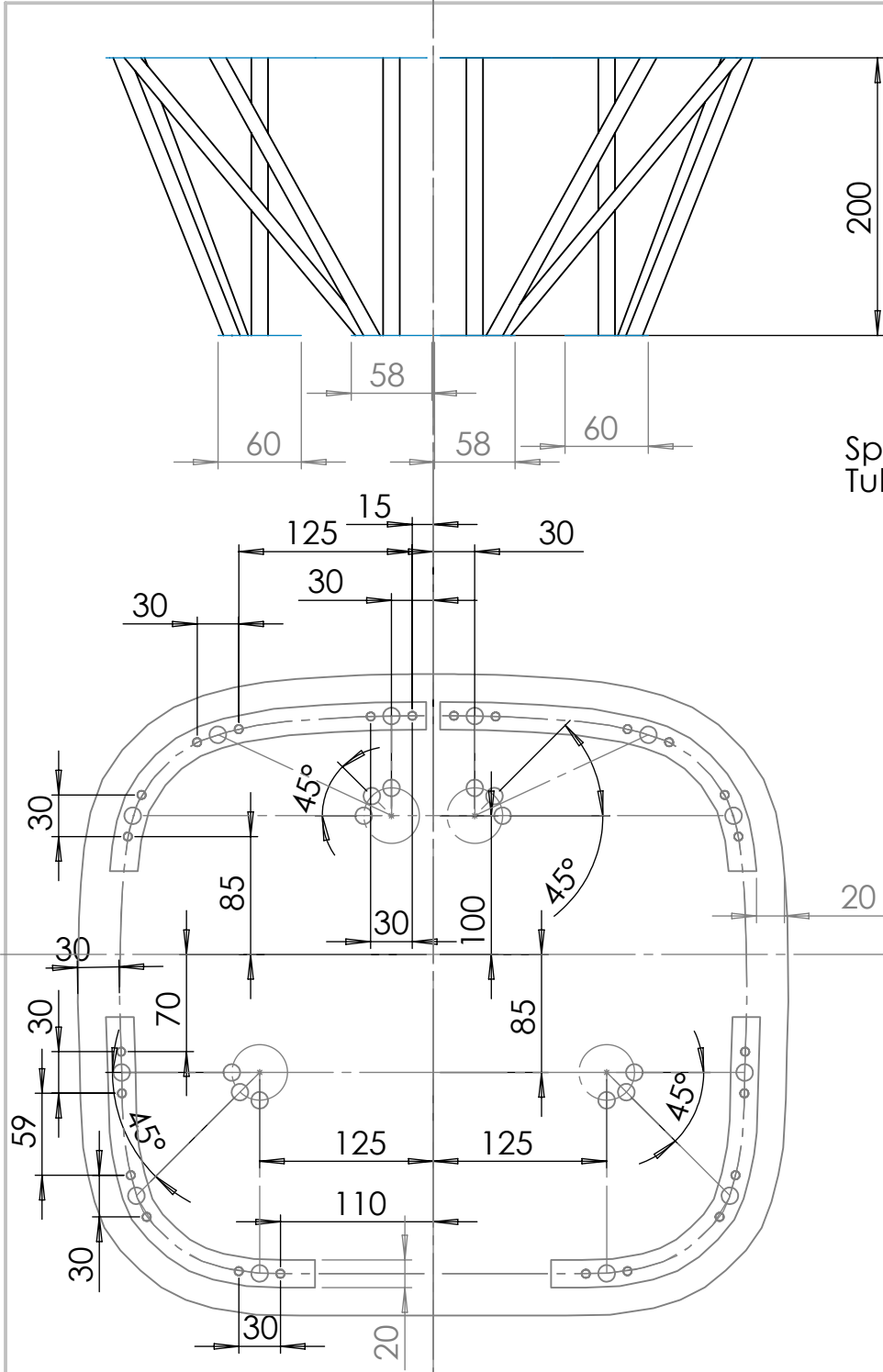
Aileron ----- Right (clockwise) for right wing down.

Elevator ----- Rearward for nose up.

Rudder ----- Right pedal forward for nose right.

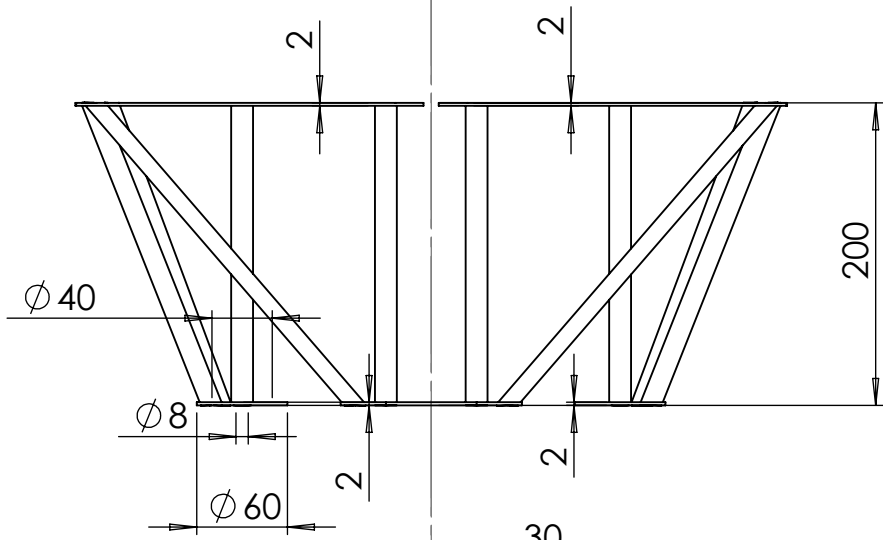


# ***Appendice - Tavole***



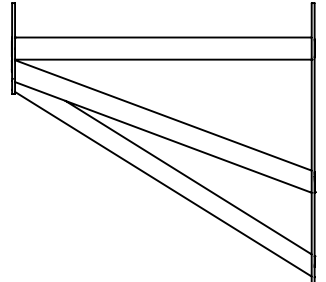
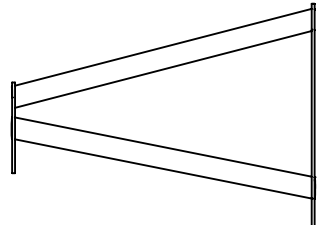
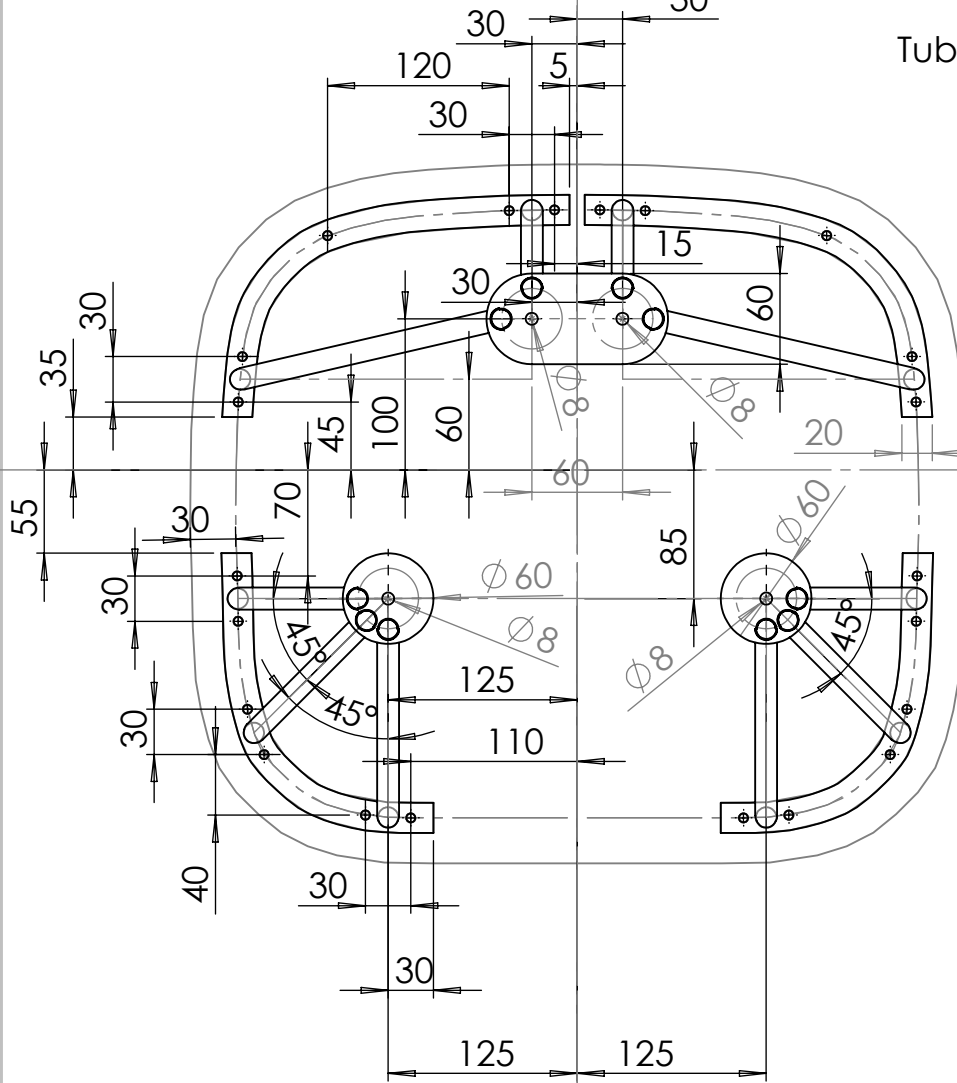
Spessore lame 2mm  
Tubi non quotati 14x1mm

SE NON SPECIFICATO: QUOTE IN MILLIMETRI FINITURA SUPERFICIE: TOLLERANZE: LINEARE: ANGOLARE:		FINITURA:		SBAVATURA E INTERRUZIONE DEI BORDI NETTI		REVISIONE	
NOME		FIRMA		DATA		TITOLO:	
DISEGNATO						Castello geometria 1	
VERIFICATO							
APPROVATO							
FATTO						N. DISEGNO	
QUALITA'				MATERIALE: 42CrMo4		Disegno 1	
						A4	
						SCALA:1:5	
						FOGLIO 1 DI 1	



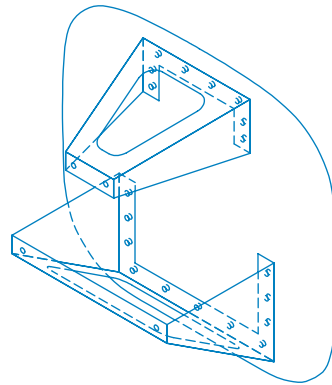
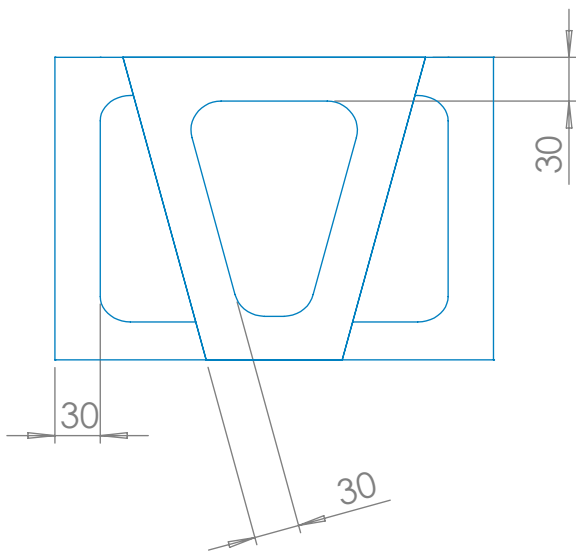
Fori non quotati  $\phi 6$

Tubi non quotati 14x1 mm



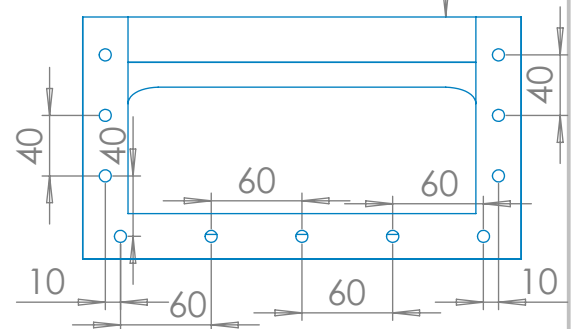
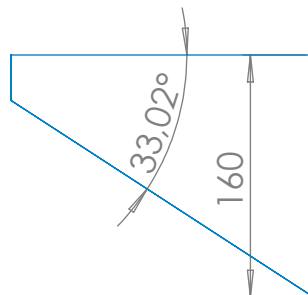
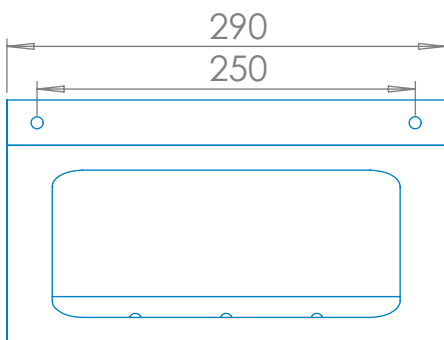
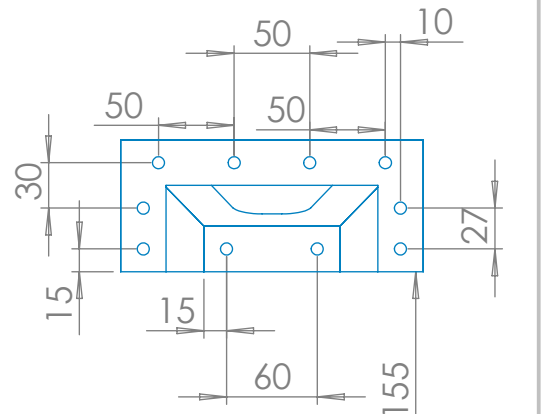
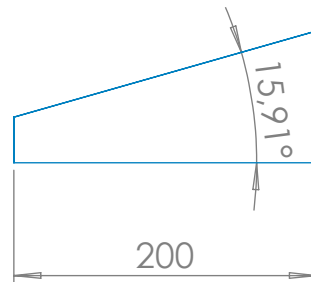
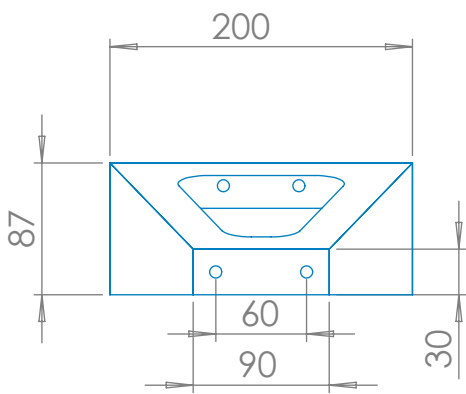
SE NON SPECIFICATO: QUOTE IN MILLIMETRI FINITURA SUPERFICIE: TOLLERANZE: LINEARE: ANGOLARE:		FINITURA:		SBAVATURA E INTERRUZIONE DEI BORDI NETTI		NON SCALARE IL DISEGNO		REVISIONE	
NOME		FIRMA		DATA		TITOLO:			
DISEGNATO		VERIFICATO		APPROVATO		Castello geometria 2			
FATTO		QUALITA'		MATERIALE: 42CrMo4					
						SCALA:1:5		FOGLIO 1 DI 1	
								A4	





Fori non quotati  $\varnothing 8$

Raggi di raccordo non quotati R20



SE NON SPECIFICATO:  
QUOTE IN MILLIMETRI  
FINITURA SUPERFICIE:  
TOLLERANZE:  
LINEARE:  
ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
INTERRUZIONE DEI  
BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'					
				MATERIALE:	
				Carbon fiber 0/90 plain wave	

TITOLO:

Castello geometria 3

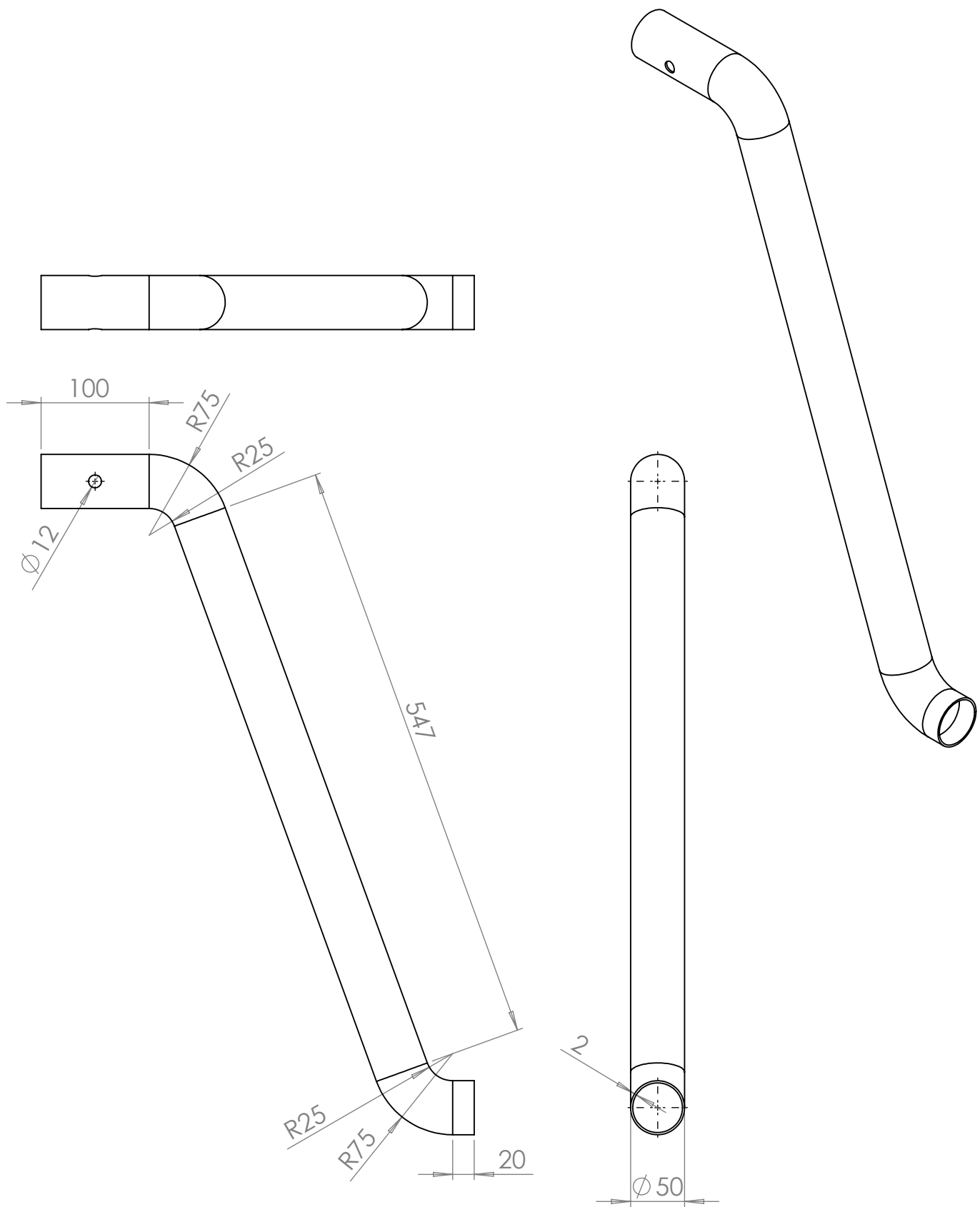
N. DISEGNO

Disegno 1

A4

SCALA:1:5

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				42CrMo4	

TITOLO:

Gamba carrello

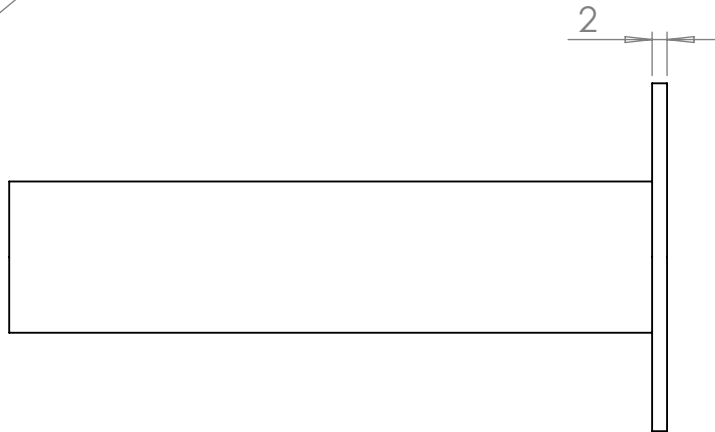
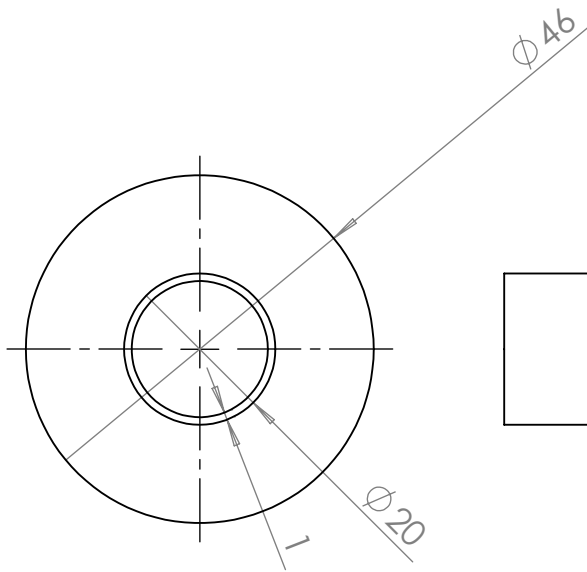
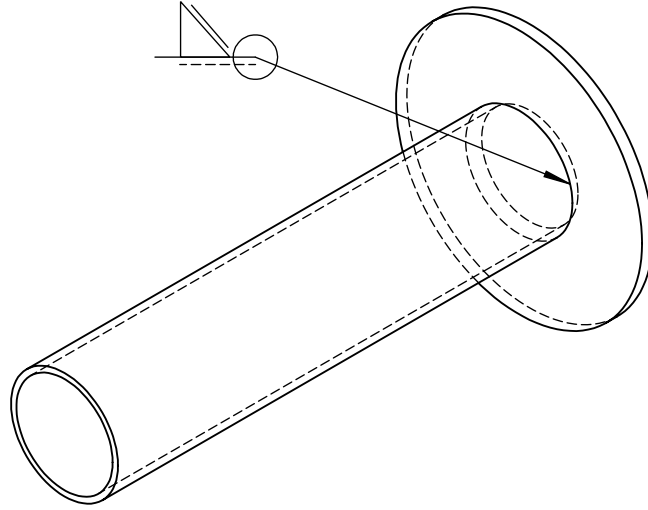
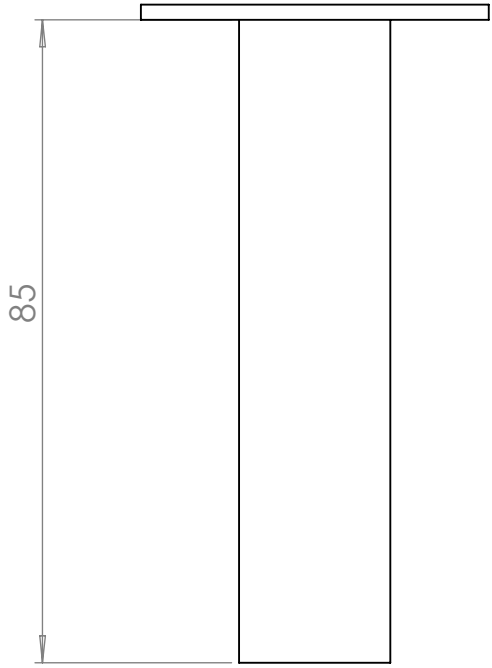
N. DISEGNO

Disegno 1

A4

SCALA:1:5

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				42CrMo4	

TITOLO:

Perno ruota e flangia

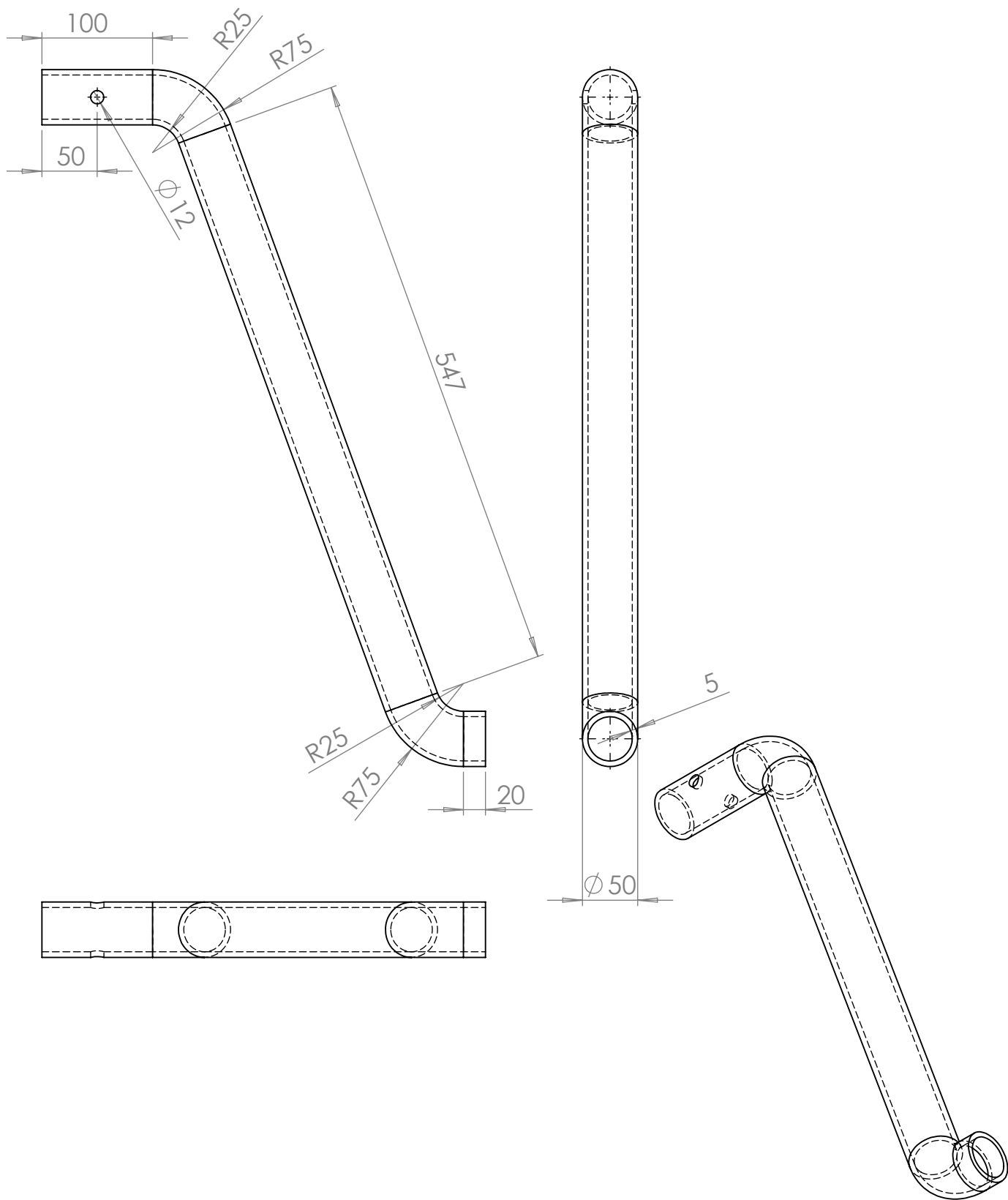
N. DISEGNO

Disegno 1

A4

SCALA:1:1

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				AI 7020T6	

TITOLO:

Gamba carrello 2

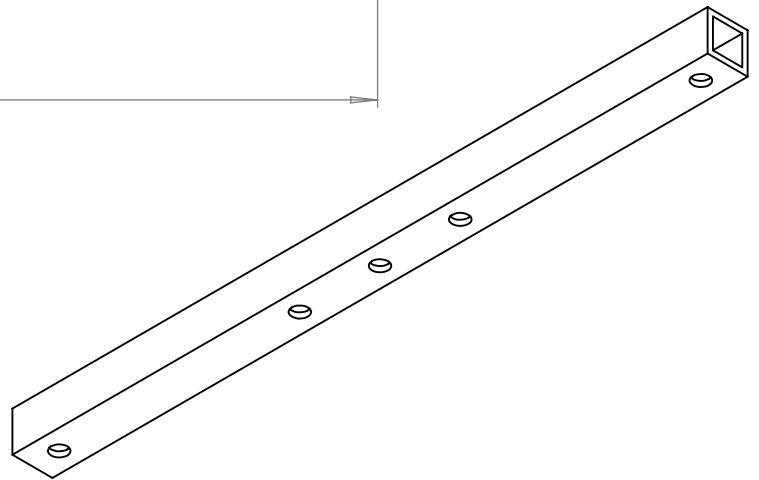
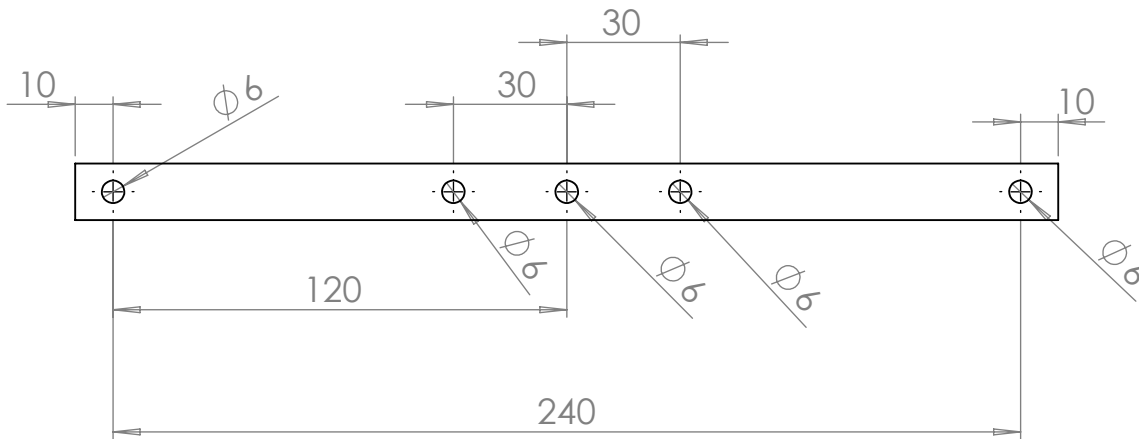
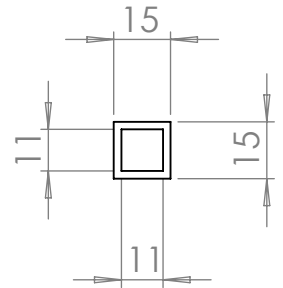
N. DISEGNO

Disegno 1

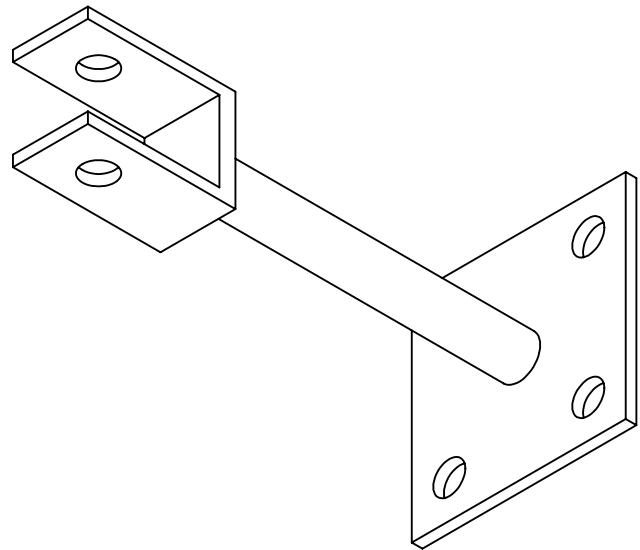
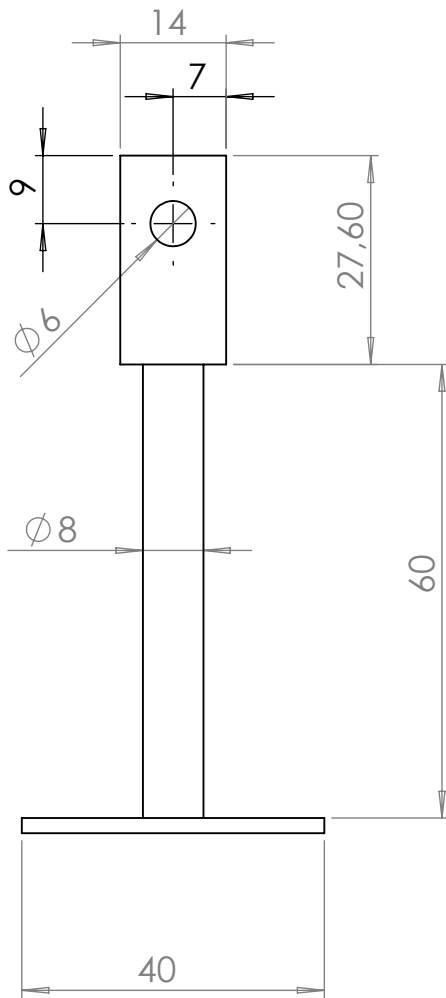
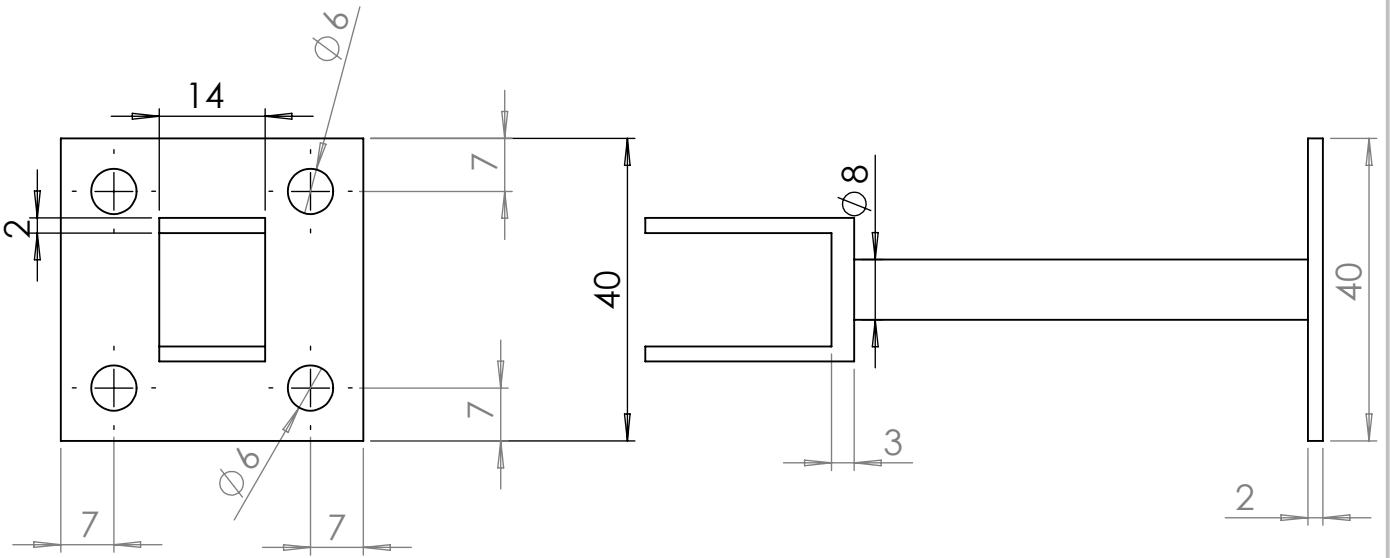
A4

SCALA:1:5

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO: QUOTE IN MILLIMETRI FINITURA SUPERFICIE: TOLLERANZE: LINEARE: ANGOLARE:		FINITURA:		SBAVATURA E INTERRUZIONE DEI BORDI NETTI		NON SCALARE IL DISEGNO		REVISIONE	
NOME		FIRMA		DATA		TITOLO:  <b>Barra pedaliera</b>			
DISEGNATO		VERIFICATO		APPROVATO		N. DISEGNO  <b>Disegno 1</b>			
FATTO		MATERIALE:  AI 7075T6		SCALA:1:2		FOGLIO 1 DI 1		A4	



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				AI 7075T6	

TITOLO:

Blocco pedaliera

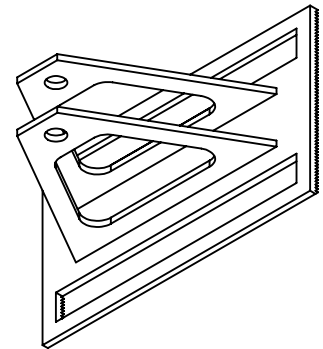
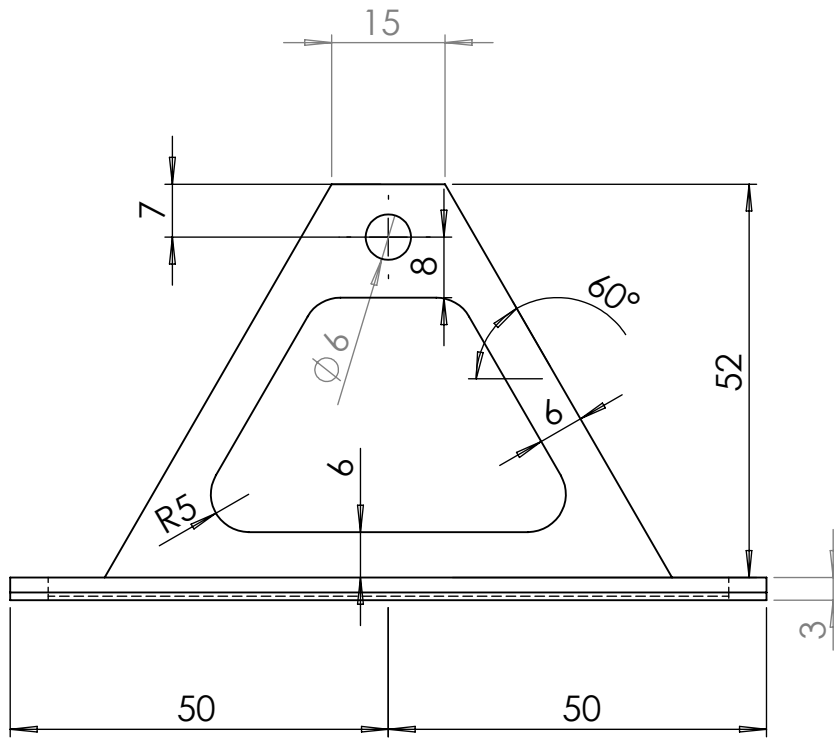
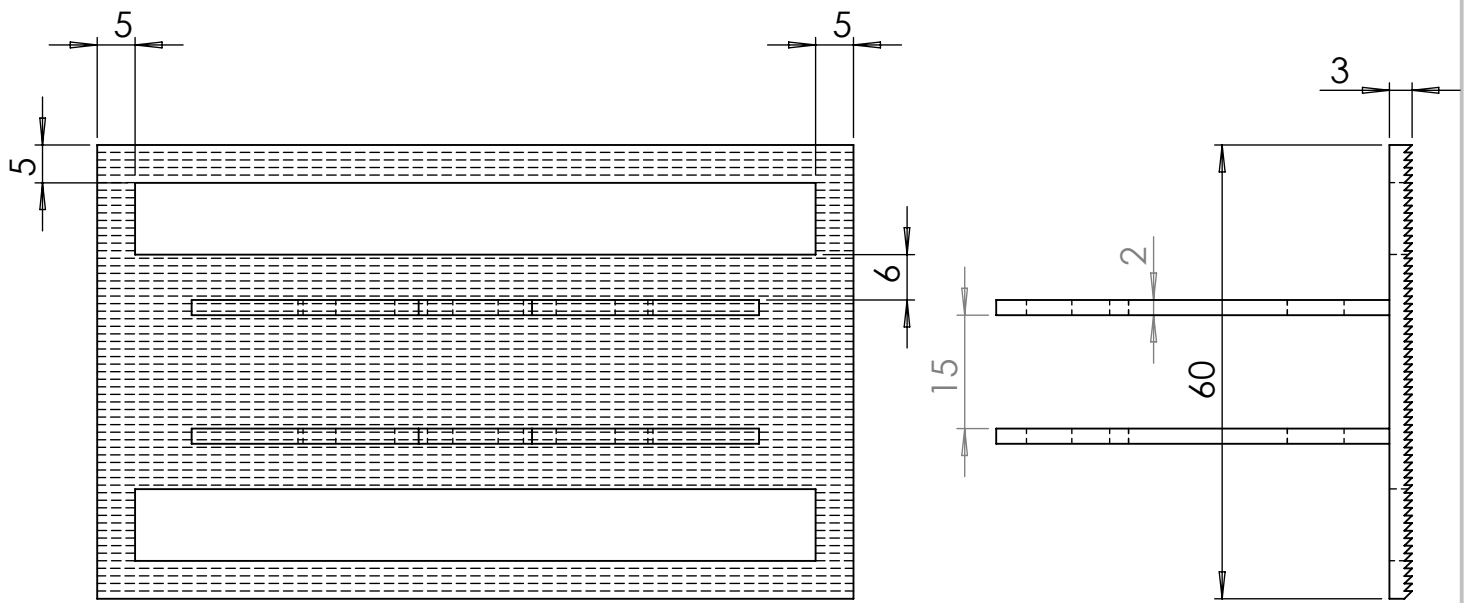
N. DISEGNO

Disegno 1

A4

SCALA:1:1

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'					
				MATERIALE:	
				AI 7020T6	

TITOLO:

Pedale

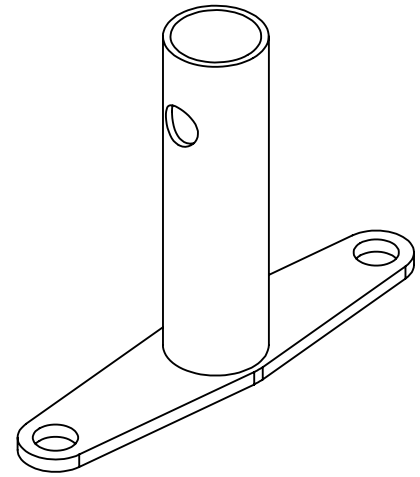
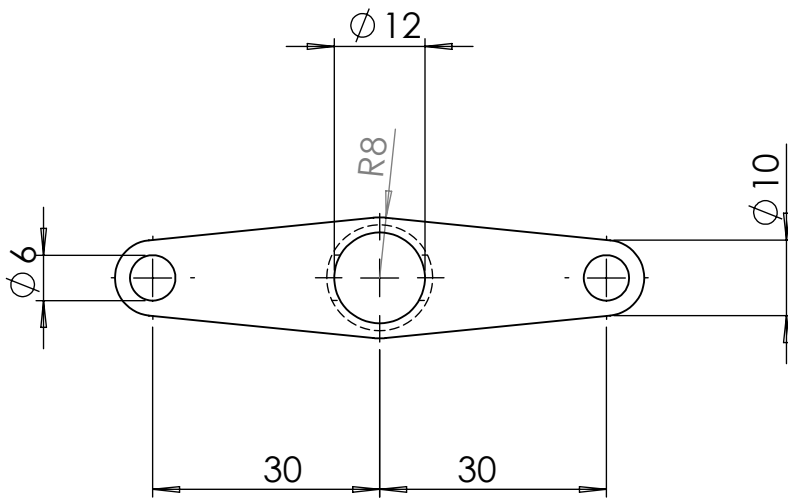
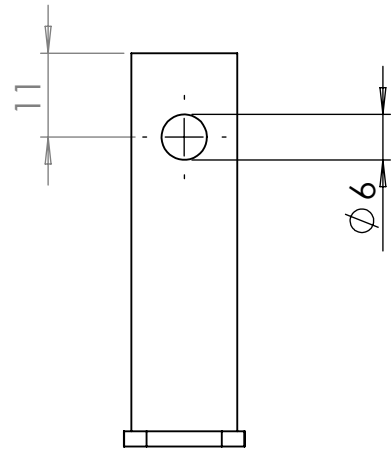
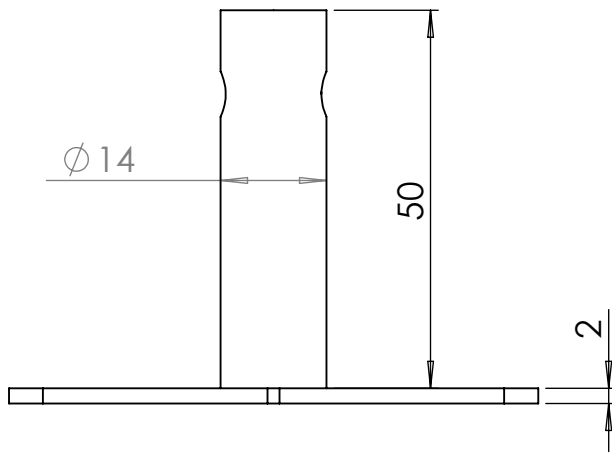
N. DISEGNO

Disegno 1

A4

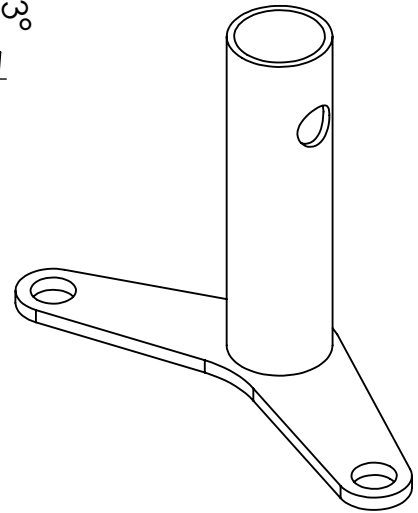
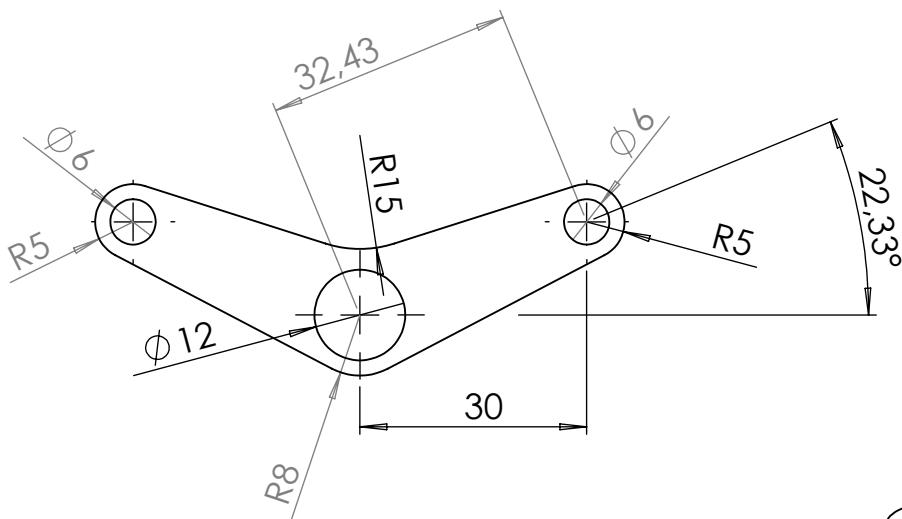
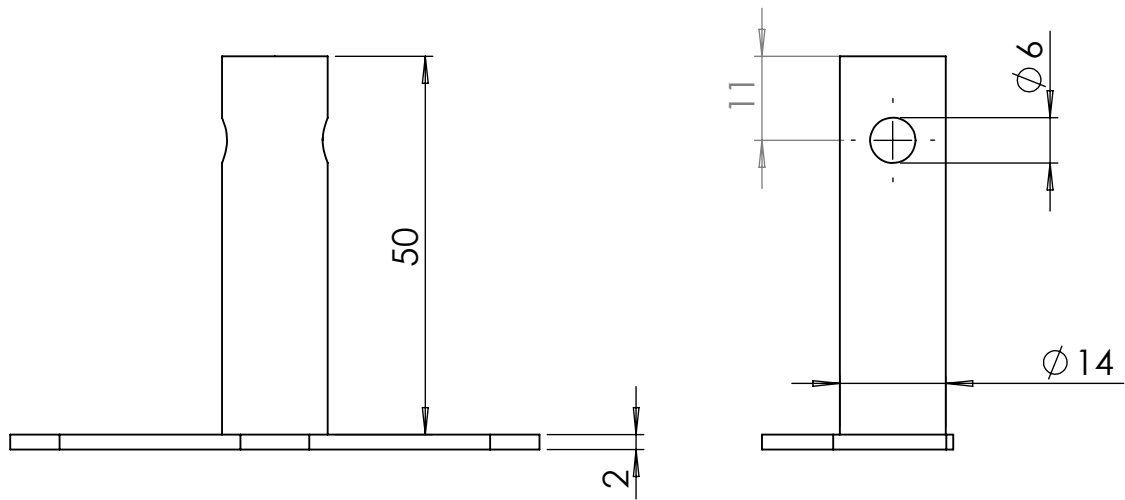
SCALA:1:1

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO: QUOTE IN MILLIMETRI FINITURA SUPERFICIE: TOLLERANZE: LINEARE: ANGOLARE:		FINITURA:		SBAVATURA E INTERRUZIONE DEI BORDI NETTI		NON SCALARE IL DISEGNO		REVISIONE	
NOME		FIRMA		DATA		TITOLO:			
DISEGNATO						Perno longherone timone			
VERIFICATO						N. DISEGNO			
APPROVATO						Disegno 1		A4	
FATTO						SCALA:1:1			
QUALITA'				MATERIALE: 42CrMo4		FOGLIO 1 DI 1			





SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				42CrMo4	

TITOLO:

Perno longherone timone 2

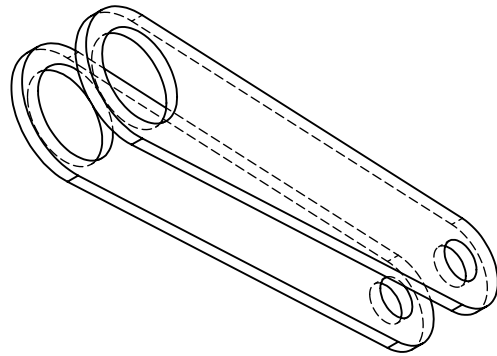
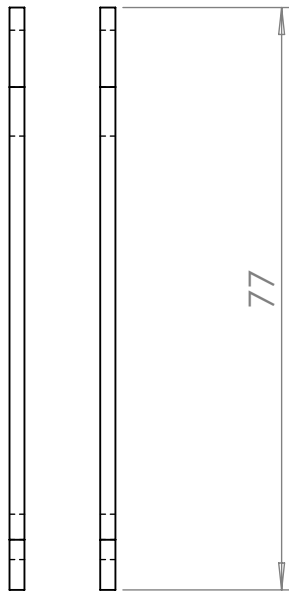
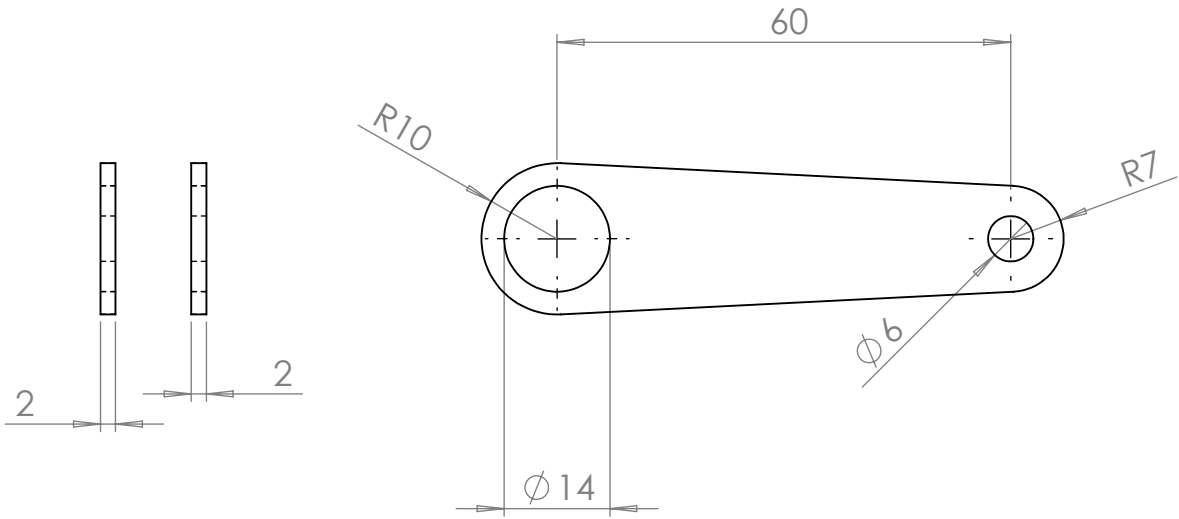
N. DISEGNO

Disegno 1

A4

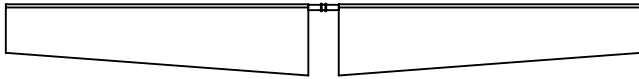
SCALA:1:1

FOGLIO 1 DI 1

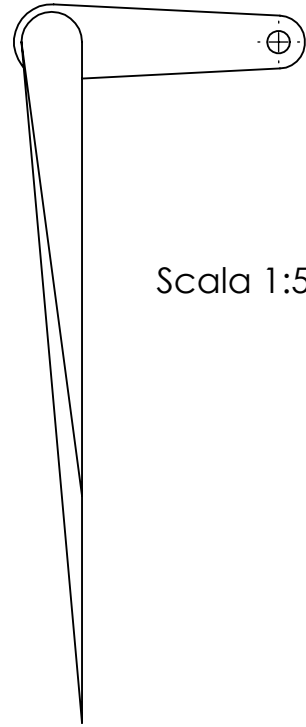


SE NON SPECIFICATO: QUOTE IN MILLIMETRI FINITURA SUPERFICIE: TOLLERANZE: LINEARE: ANGOLARE:		FINITURA:		SBAVATURA E INTERRUZIONE DEI BORDI NETTI		NON SCALARE IL DISEGNO		REVISIONE	
NOME		FIRMA		DATA		TITOLO:			
DISEGNATO		VERIFICATO		APPROVATO		Leva equilibratori			
FATTO		QUALITA'		MATERIALE: AI 7075T6					
						SCALA:1:1		FOGLIO 1 DI 1	
								A4	

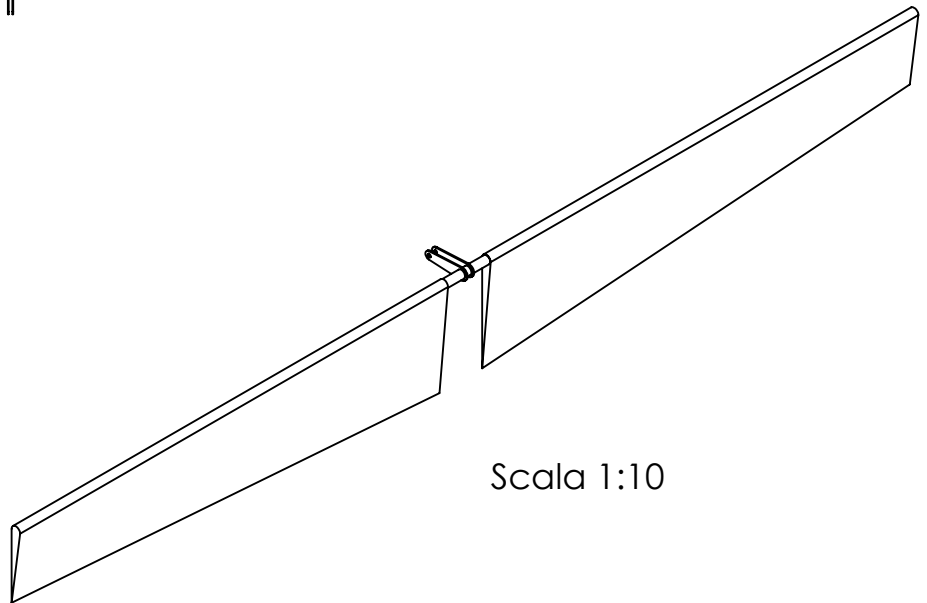
Scala 1:20



Scala 1:5

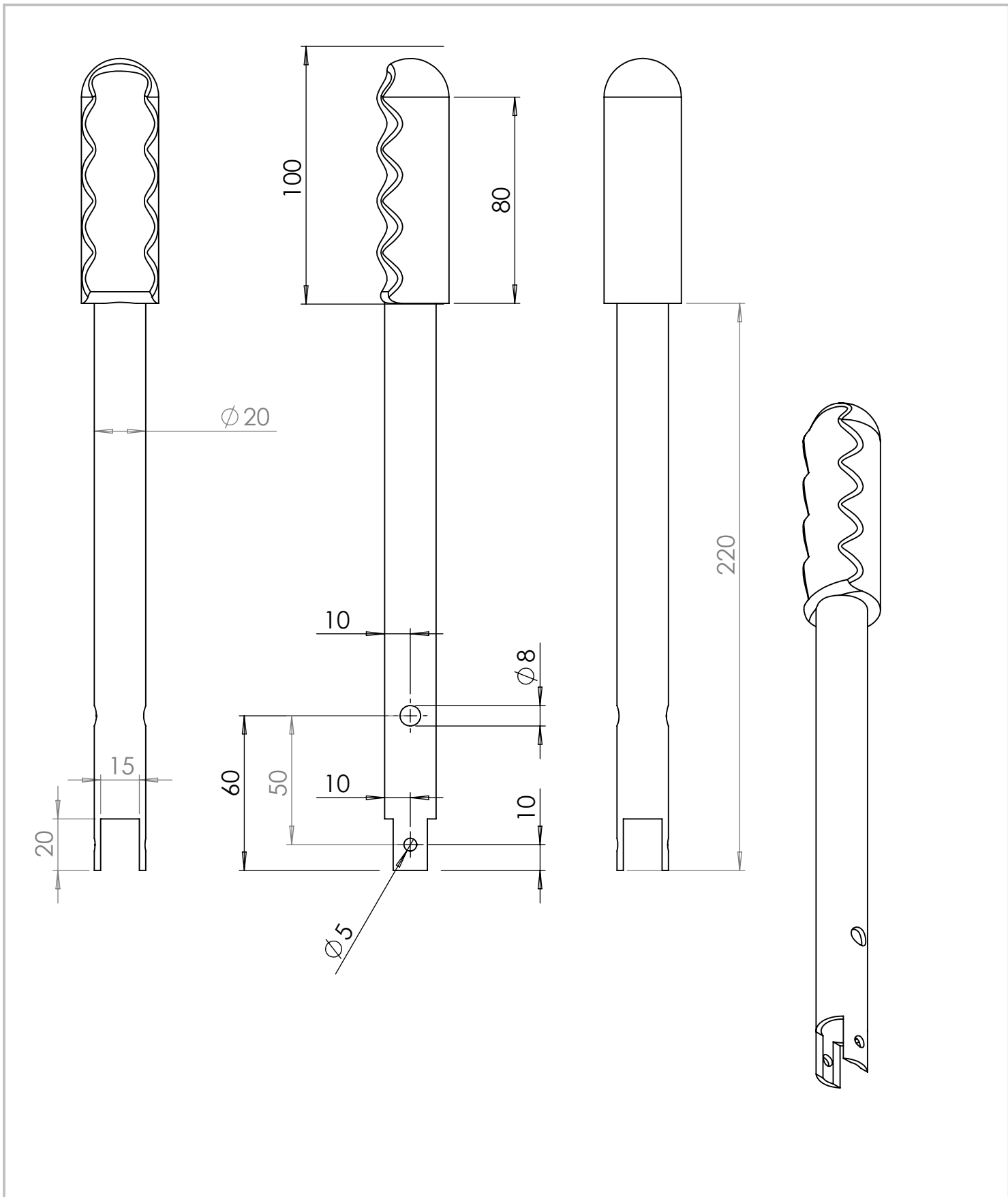


Scala 1:20

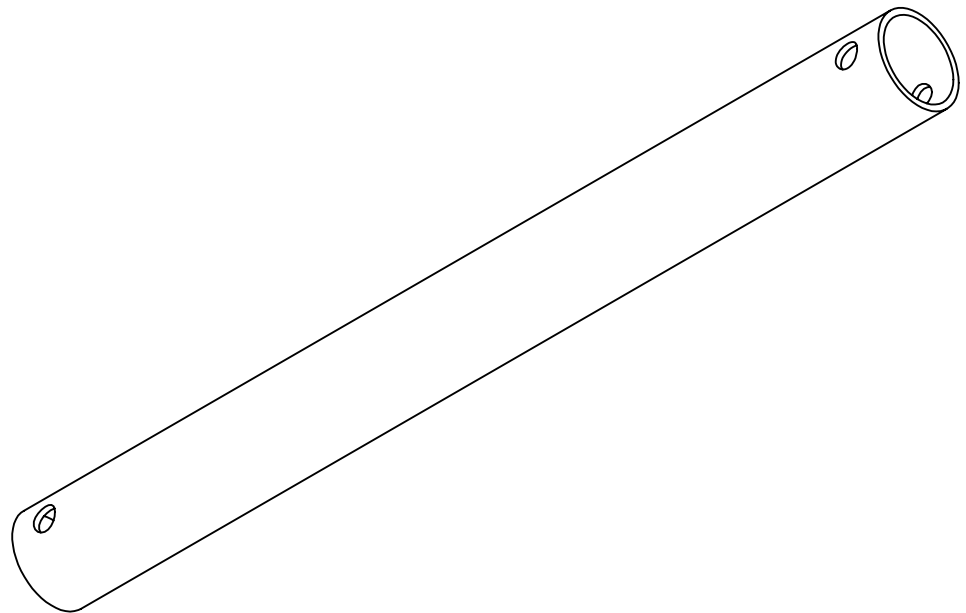


Scala 1:10

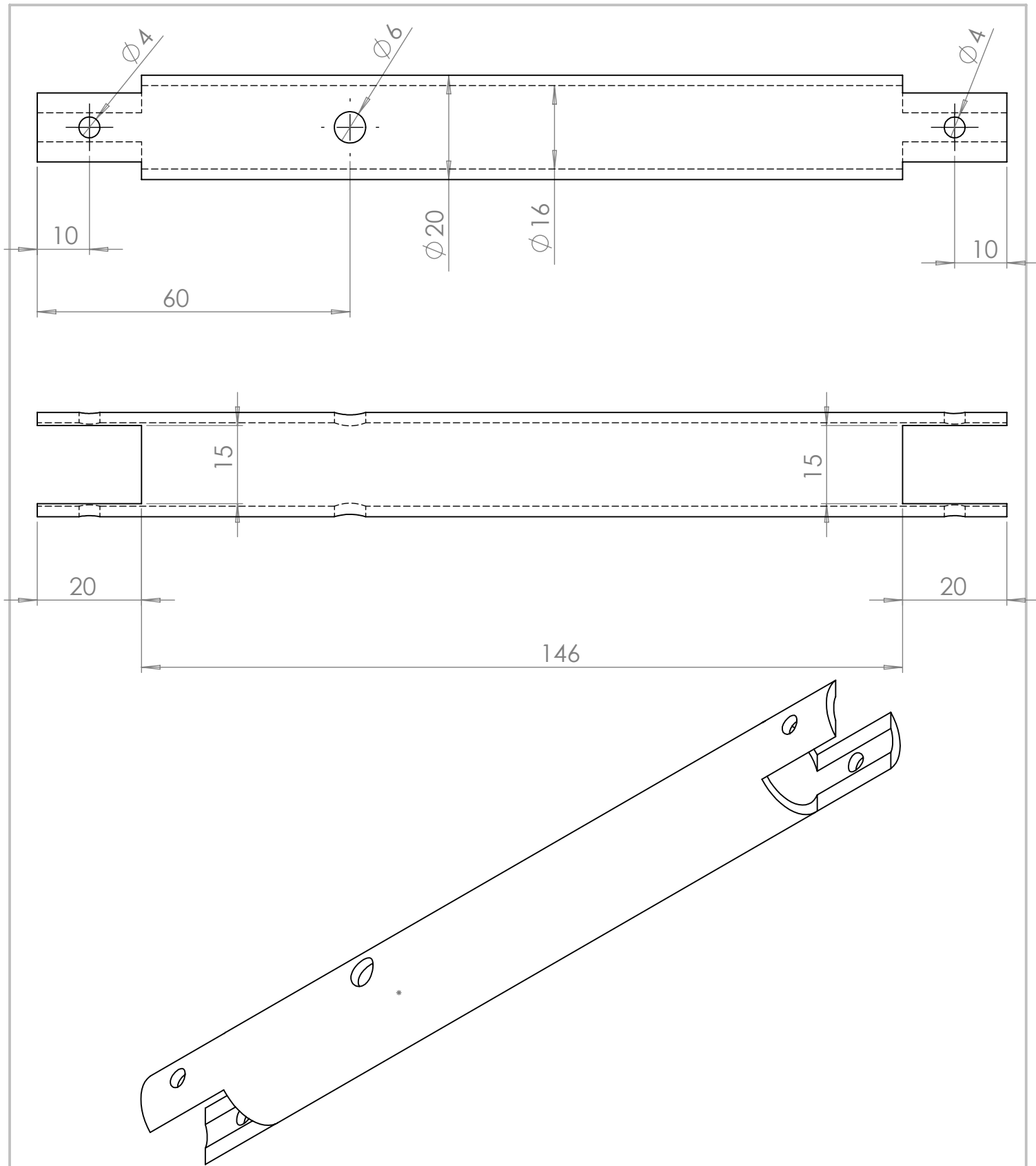
SE NON SPECIFICATO: QUOTE IN MILLIMETRI FINITURA SUPERFICIE: TOLLERANZE: LINEARE: ANGOLARE:		FINITURA:		SBAVATURA E INTERRUZIONE DEI BORDI NETTI		NON SCALARE IL DISEGNO		REVISIONE	
NOME		FIRMA		DATA		TITOLO:			
DISEGNATO						Montaggio leva equilibrat.			
VERIFICATO									
APPROVATO									
FATTO									
QUALITA'				MATERIALE:		N. DISEGNO		Disegno 2	
								A4	
								FOGLIO 1 DI 1	



SE NON SPECIFICATO: QUOTE IN MILLIMETRI FINITURA SUPERFICIE: TOLLERANZE: LINEARE: ANGOLARE:		FINITURA:		SBAVATURA E INTERRUZIONE DEI BORDI NETTI		NON SCALARE IL DISEGNO		REVISIONE	
NOME		FIRMA		DATA		TITOLO:			
DISEGNATO						Cloche			
VERIFICATO									
APPROVATO						Disegno 1			
FATTO									
QUALITA'				MATERIALE: AI 7075T6		N. DISEGNO		A4	
						SCALA:1:5		FOGLIO 1 DI 1	



SE NON SPECIFICATO: QUOTE IN MILLIMETRI FINITURA SUPERFICIE: TOLLERANZE: LINEARE: ANGOLARE:		FINITURA:		SBAVATURA E INTERRUZIONE DEI BORDI NETTI		NON SCALARE IL DISEGNO		REVISIONE	
DISEGNATO		FIRMA		DATA		TITOLO:		Equilibratori - trasmissione da cloche	
VERIFICATO						N. DISEGNO		Disegno 1	
APPROVATO						SCALA:1:2		FOGLIO 1 DI 1	
FATTO						MATERIALE:		A4	
QUALITA'				AI 7075T6					



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				AI 7075T6	

TITOLO:

Leva amplificatrice  
 equilibratori

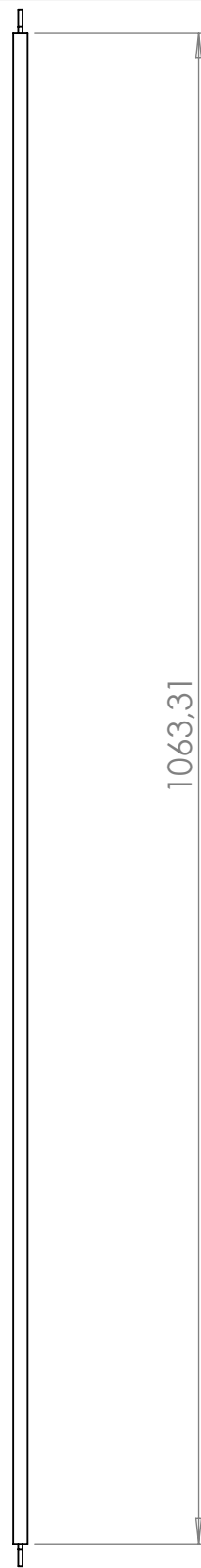
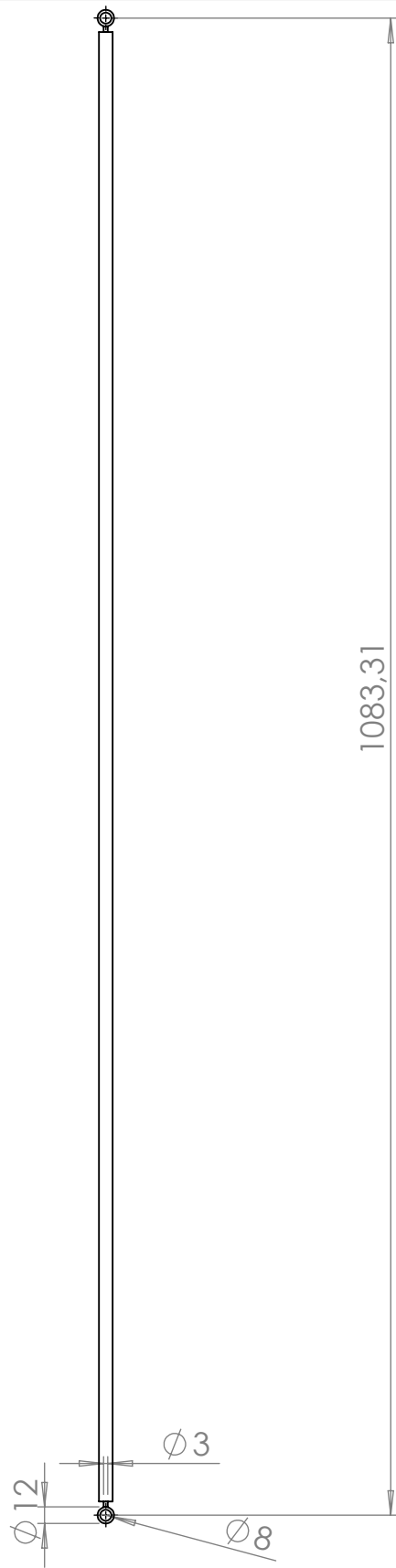
N. DISEGNO

Disegno 1

A4

SCALA:1:2

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				AI 7075T6	

TITOLO:

asta equilibratori

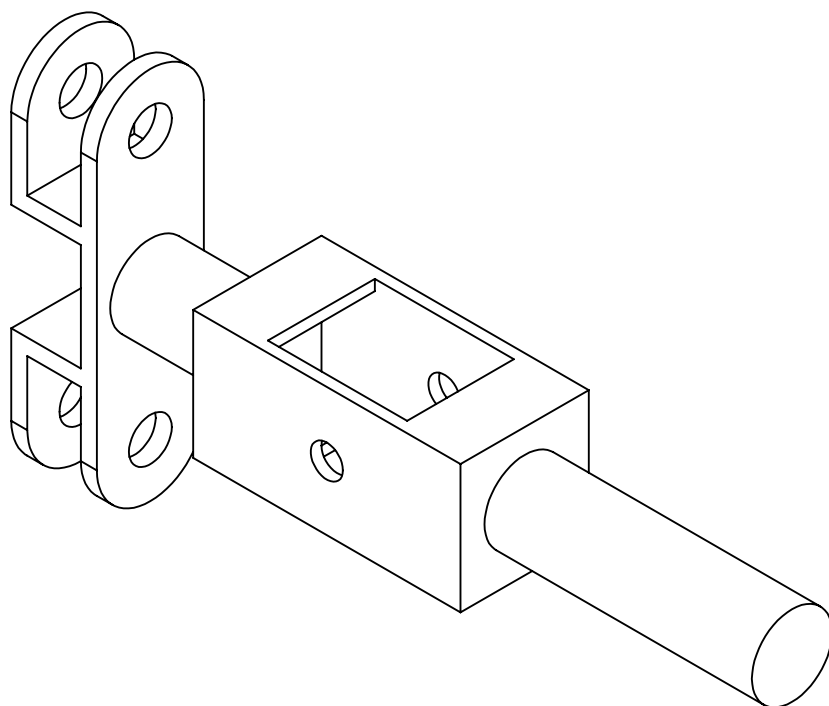
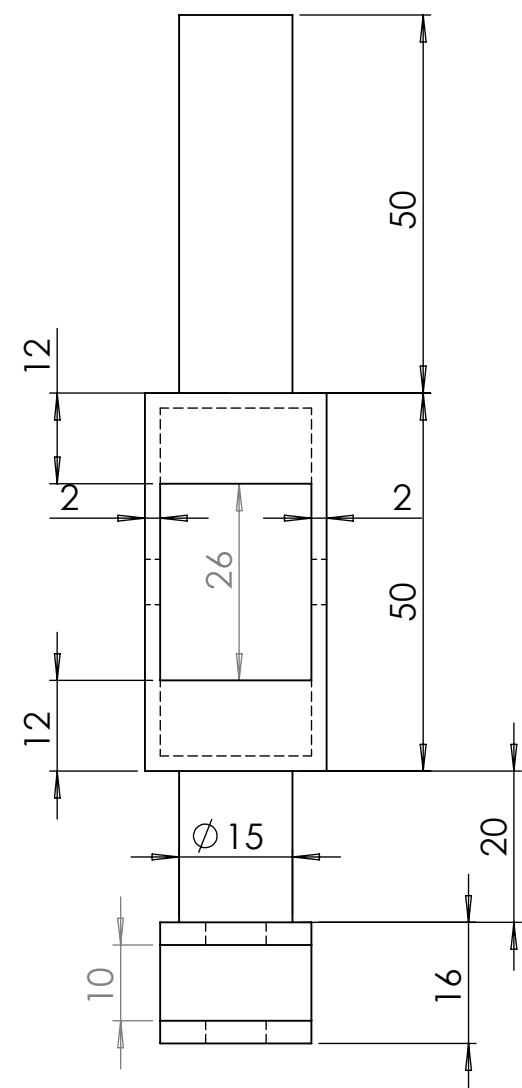
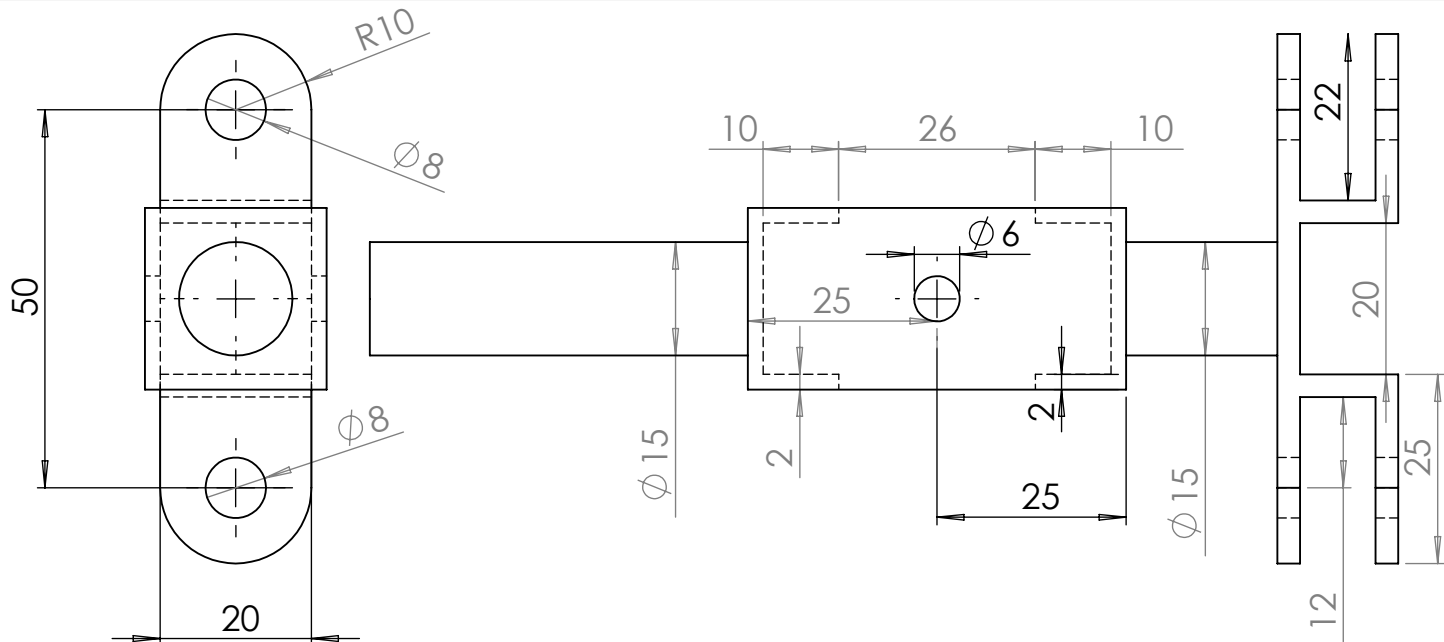
N. DISEGNO

Disegno 1

A4

SCALA 1:5

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

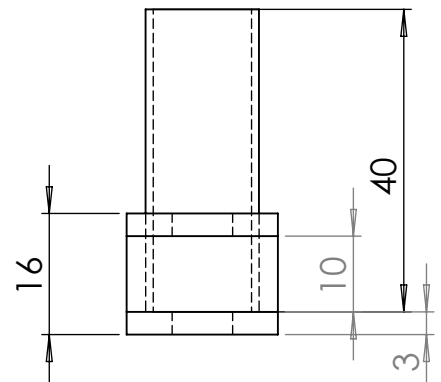
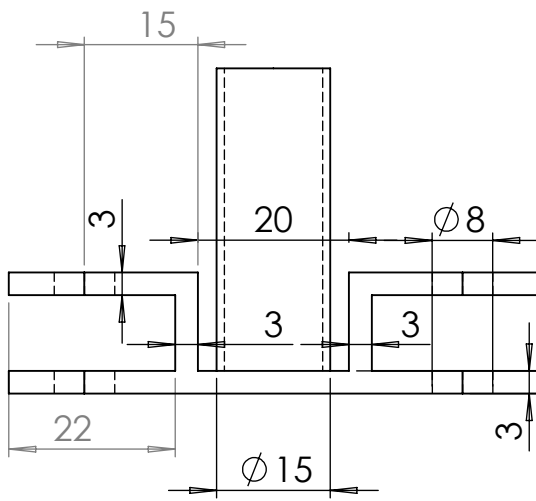
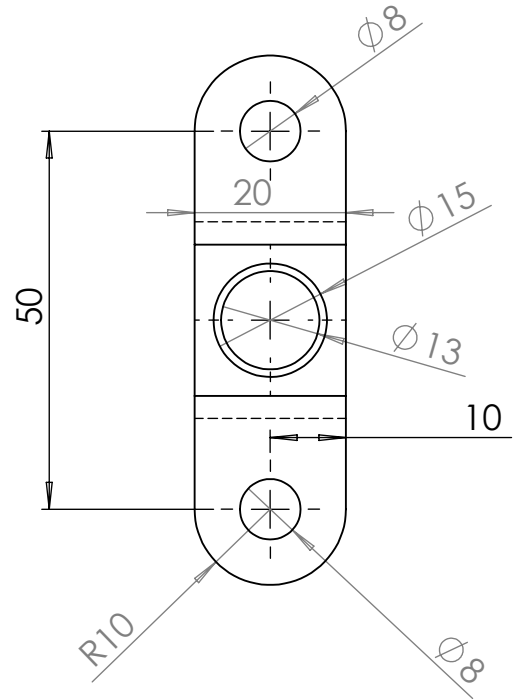
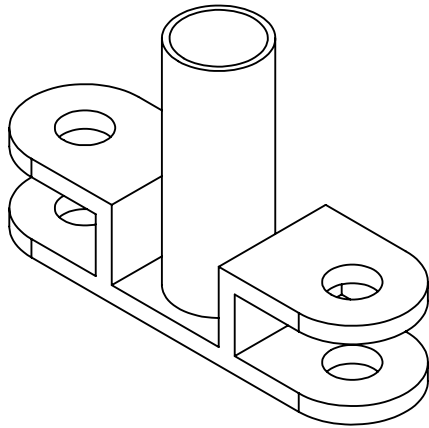
NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'					
				MATERIALE:	
				AI 7075T6	

TITOLO:		<h1>Sede cloche</h1> <h2>Disegno 1</h2>		A4
N. DISEGNO				
SCALA:1:1		FOGLIO 1 DI 1		





SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				AI 7075T6	

TITOLO:

Leva alettoni centrale

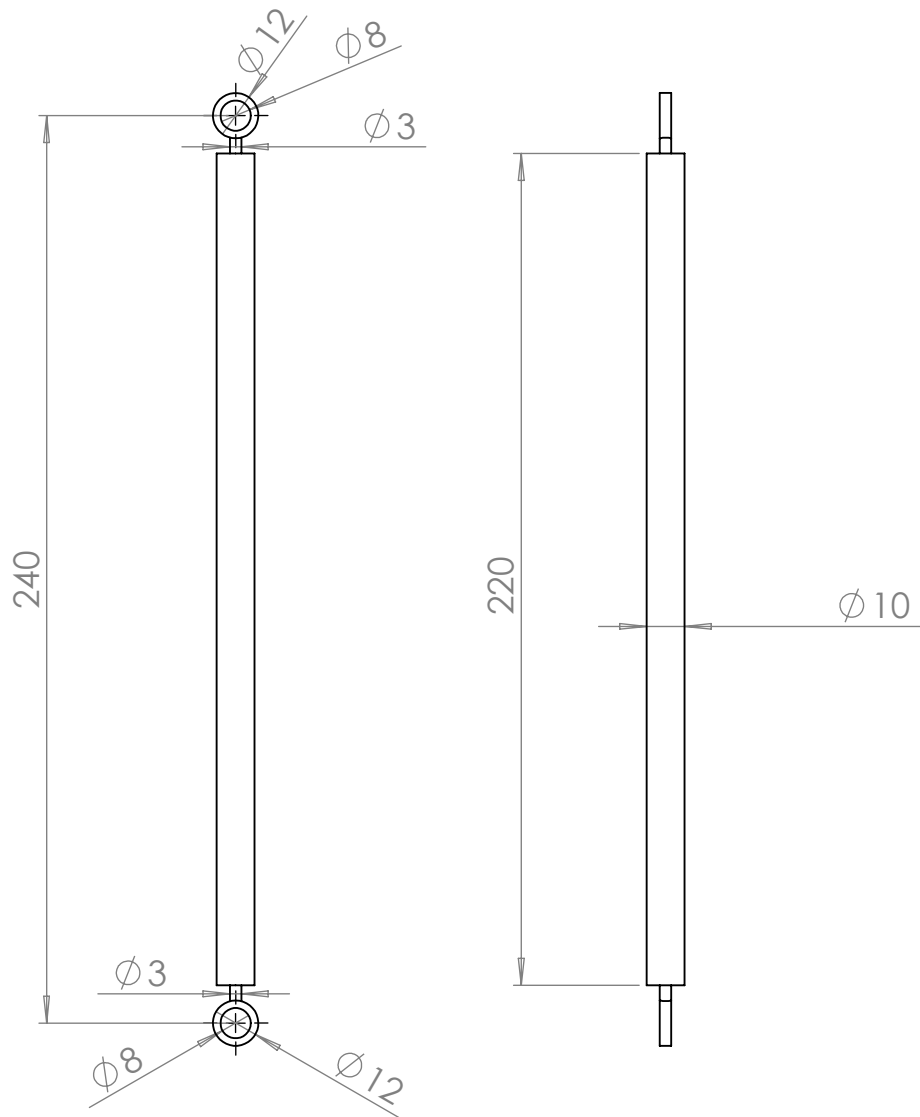
N. DISEGNO

Disegno 1

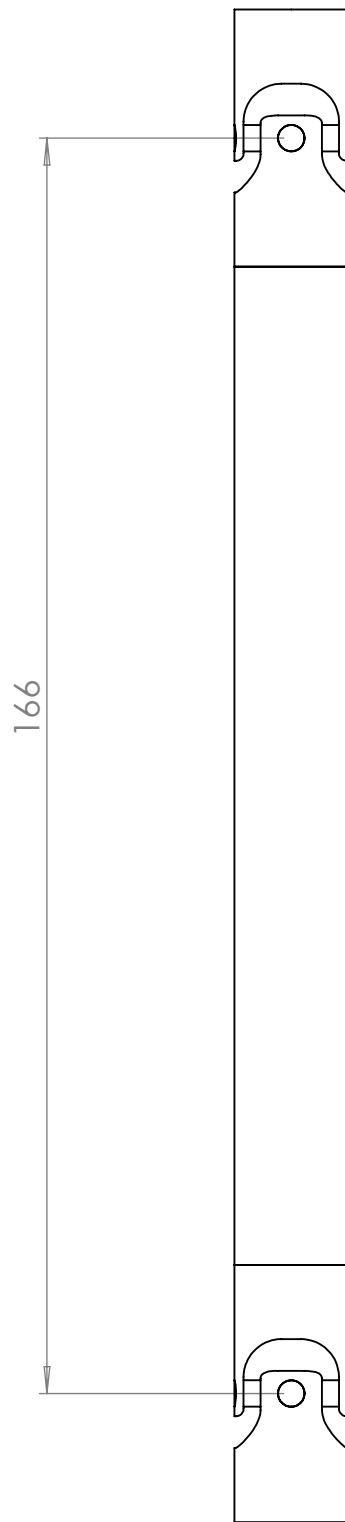
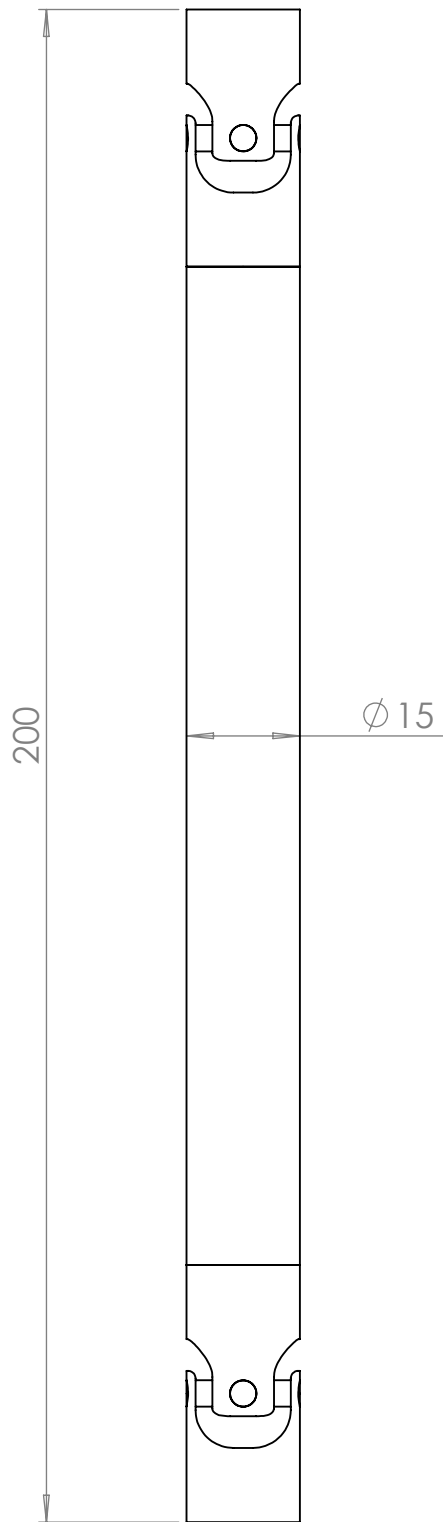
A4

SCALA:1:1

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO: QUOTE IN MILLIMETRI FINITURA SUPERFICIE: TOLLERANZE: LINEARE: ANGOLARE:		FINITURA:		SBAVATURA E INTERRUZIONE DEI BORDI NETTI		NON SCALARE IL DISEGNO		REVISIONE	
NOME		FIRMA		DATA		TITOLO:			
DISEGNATO						Barra cloche 1			
VERIFICATO									
APPROVATO									
FATTO						N. DISEGNO			
QUALITA'				MATERIALE: AI 7075T6		Disegno 1		A4	
						SCALA:1:2		FOGLIO 1 DI 1	



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				42CrMo4	

TITOLO:

Barra centrale e  
 cardanico

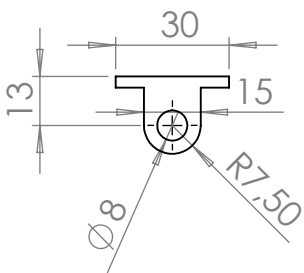
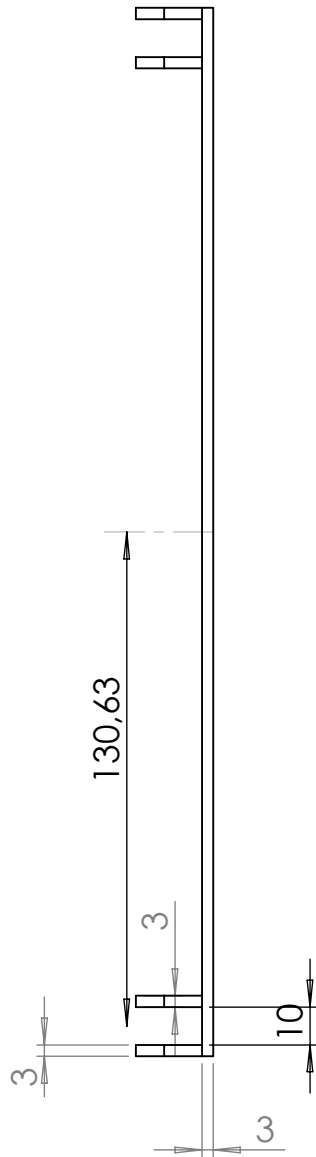
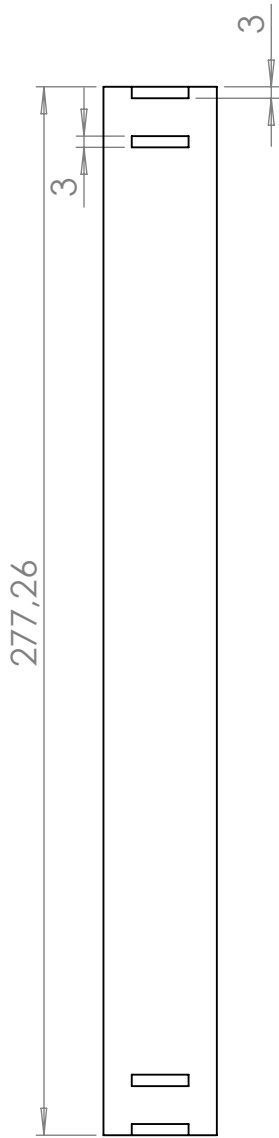
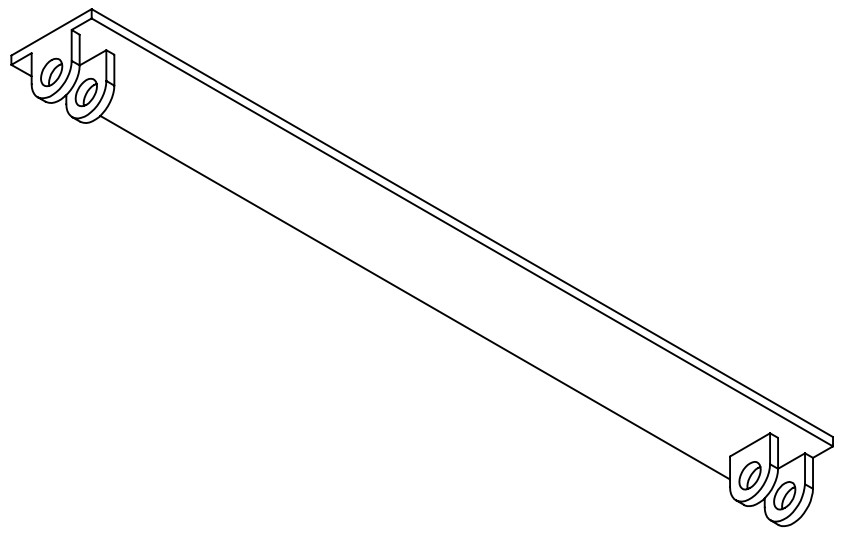
N. DISEGNO

Disegno 1

A4

SCALA:1:1

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				AI 7075T6	

TITOLO:

Leva amplificatrice  
 angolare alettoni

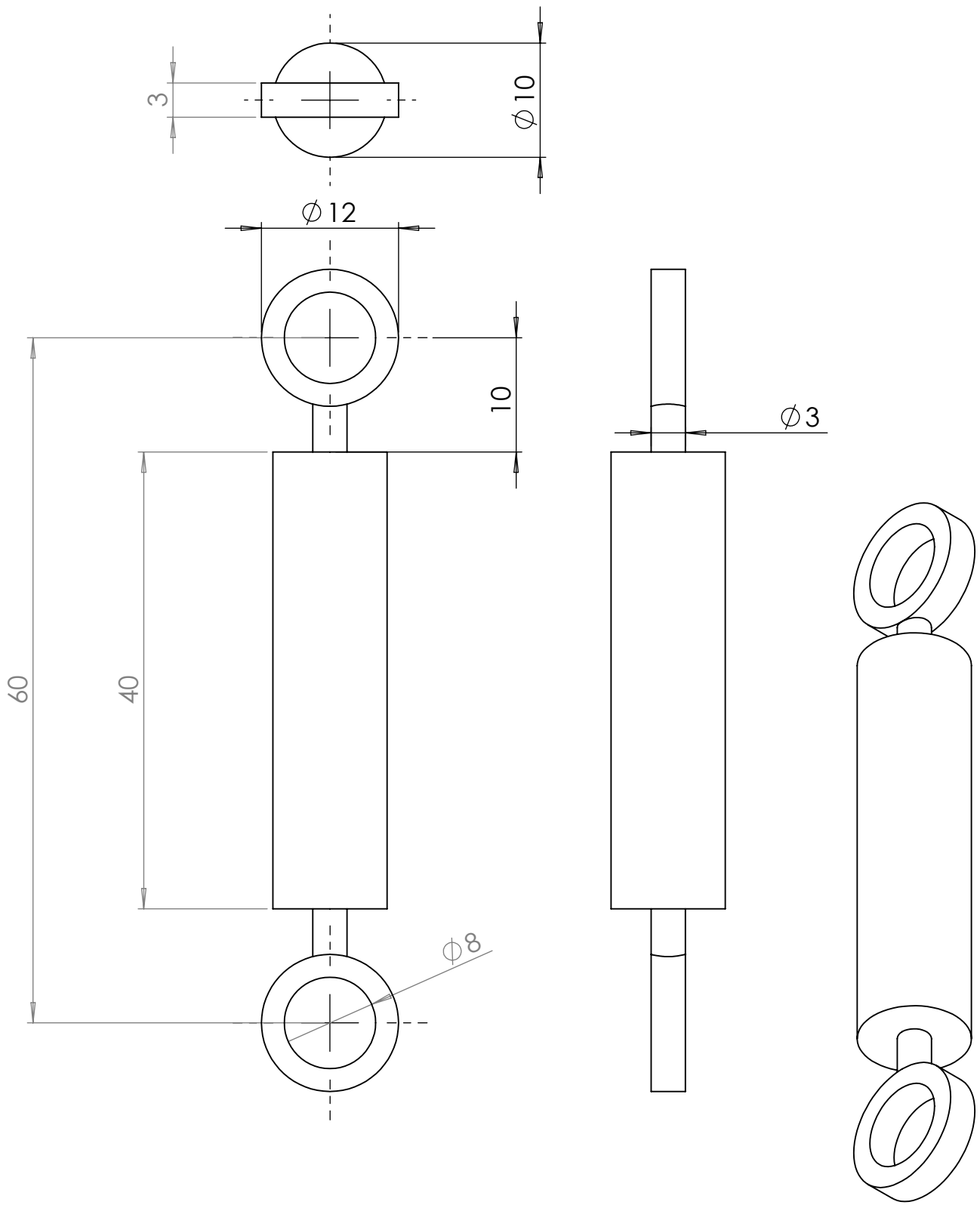
N. DISEGNO

Disegno 1

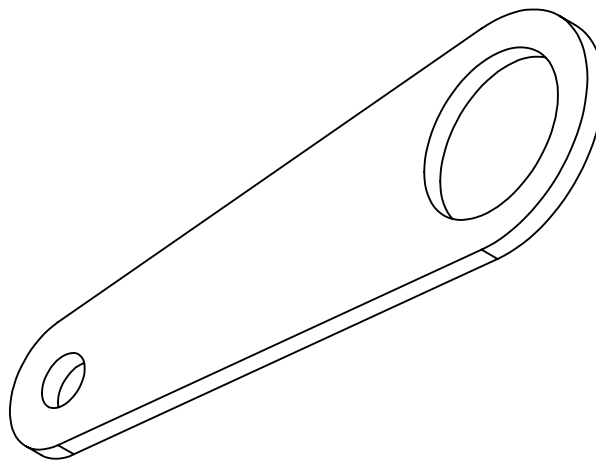
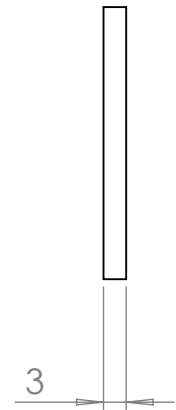
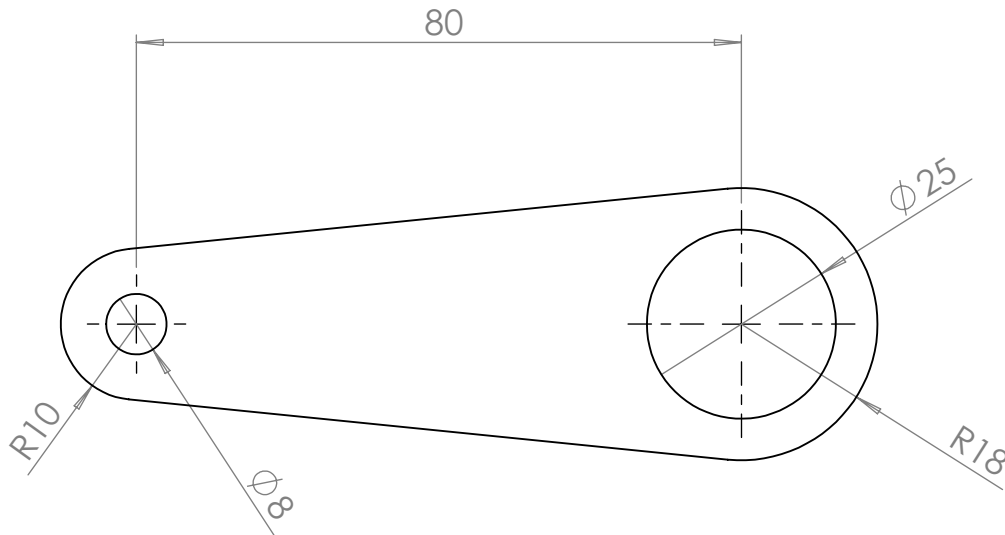
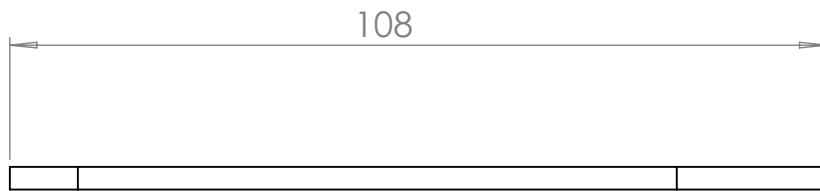
A4

SCALA:1:2

FOGLIO 1 DI 1



SE NON SPECIFICATO: QUOTE IN MILLIMETRI FINITURA SUPERFICIE: TOLLERANZE: LINEARE: ANGOLARE:		FINITURA:		SBAVATURA E INTERRUZIONE DEI BORDI NETTI		NON SCALARE IL DISEGNO		REVISIONE	
NOME		FIRMA		DATA		TITOLO:  <b>Barra alettoni 2</b>			
DISEGNATO		VERIFICATO		APPROVATO		N. DISEGNO  <b>Disegno31</b>			
FATTO		MATERIALE:  AI 7075T6		SCALA:2:1		FOGLIO 1 DI 1		A4	



SE NON SPECIFICATO:  
 QUOTE IN MILLIMETRI  
 FINITURA SUPERFICIE:  
 TOLLERANZE:  
 LINEARE:  
 ANGOLARE:

FINITURA:

SBAVATURA E  
 INTERRUZIONE DEI  
 BORDI NETTI

NON SCALARE IL DISEGNO

REVISIONE

	NOME	FIRMA	DATA		
DISEGNATO					
VERIFICATO					
APPROVATO					
FATTO					
QUALITA'				MATERIALE:	
				42CrMo4	

TITOLO:

Leva longherone alettoni

N. DISEGNO

Disegno 1

A4

SCALA:1:1

FOGLIO 1 DI 1