



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

Dipartimento di Ingegneria Industriale DII

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi Sperimentale di Laurea Magistrale

Progettazione di un forcellone motociclistico innovativo in alluminio e fibra di carbonio per la categoria Moto2

Relatore: Prof. Ugo **GALVANETTO**

Correlatori: Ing. Pierluigi **MARCONI**

Per. Ind. Andrea **ACQUAVIVA**

Laureando: Michele **CHIARELLO**

Matricola: **1128812**

Anno Accademico **2017/2018**

Indice

Lista delle figure.....	v
Lista delle tabelle.....	ix

Introduzione.....	xi
--------------------------	-----------

Capitolo 1

Bimota	1
1.1 Il nome dei modelli	1
1.2 Un po' di storia.....	2
1.2.1 Gli anni '60.....	2
1.2.2 Gli anni '70.....	3
1.2.3 Gli anni '80.....	4
1.2.4 Gli anni '90 e 2000	7
1.3 Le competizioni.....	8

Capitolo 2

Tipologie di forcellone.....	13
2.1 Metodologie costruttive	13
2.2 Struttura.....	15
2.3 Elementi di rinforzo	16
2.4 Regolazione della catena.....	17
2.5 Accorgimenti.....	18

Capitolo 3

La sospensione posteriore.....	21
3.1 Mono-shock e Dual-shock	22
3.1.1 Il forcellone oscillante classico	22
3.1.2 Il forcellone oscillante Cantilever	22

3.2 La rigidezza ridotta.....	23
3.3 I leveraggi introdotti	26

Capitolo 4

Le Bimota HB4 Moto2 e BB3 EVO Superbike.....	29
4.1 Principali caratteristiche tecniche	30
4.2 Il forcellone in alluminio	32
4.3 Punti notevoli della sospensione.....	33

Capitolo 5

Il modello ad elementi finiti.....	37
5.1 La geometria	37
5.2 La mesh.....	38
5.3 Materiali utilizzati.....	41
5.4 Vincoli	41
5.4.1 Pivot forcellone	42
5.4.2 Cinematismo della sospensione	43
5.4.3 Perno ruota	44
5.5 Validazione sperimentale del modello	45
5.5.1 Rigidezza torsionale del forcellone.....	46
5.5.2 Carico assiale sulla biella e sulla molla della sospensione	47
5.6 Carichi ed analisi effettuate	48
5.7 Stima delle rigidzze caratteristiche dell'assieme	49
5.7.1 Metodo diretto.....	50
5.7.2 Metodo algebrico	51

Capitolo 6

Il forcellone originario	53
6.1 Spessori caratteristici.....	53
6.2 Analisi lineare statica nella condizione di massimo carico	54
6.3 Frequenze proprie e modi di vibrare.....	57

6.4 Rigidezze caratteristiche del forcellone	58
6.4.1 Metodo diretto	58
6.4.2 Metodo algebrico.....	58
6.4.3 Confronto con il dato sperimentale	62

Capitolo 7

Il forcellone innovativo in alluminio e fibra di carbonio..... 63

7.1 Obiettivo del lavoro.....	63
7.2 Il laminato in fibra di carbonio.....	64
7.2.1 Caratteristiche e orientazione delle fibre	64
7.2.2 Criterio di rottura Tsai–Wu	66
7.3 Incollaggio strutturale metallo-composito	68

Capitolo 8

Le versioni intermedie del forcellone

8.1 Forcellone nervato interamente in alluminio con pareti di spessore 2 mm.....	71
8.2 Forcelloni ibridi in alluminio e composito.....	73
8.2.1 Chiusure inferiori in laminato (spessore pareti in alluminio: 2 mm)	74
8.2.2 Chiusure inferiori e trasverso in laminato (spessore pareti in alluminio: 2 mm)	76
8.2.3 Chiusure inferiori in laminato (spessore pareti in alluminio: 1.5 mm)	78
8.2.4 Parte centrale e chiusure inferiori in laminato (spessore pareti in alluminio: 1.5 mm).....	80

Capitolo 9

La configurazione definitiva..... 89

9.1 Descrizione della geometria.....	89
9.2 Layup valutati e sequenza di laminazione scelta	93
9.3 Analisi lineare statica nella condizione di massimo carico.....	94
9.4 Stato di sollecitazione delle parti in composito.....	97
9.5 Analisi di buckling	99
9.6 Frequenze proprie e modi di vibrare	100

9.7 Rigidezze caratteristiche del forcellone.....	101
9.7.1 Metodo diretto.....	101
9.7.2 Metodo algebrico	102
Conclusioni e sviluppi futuri	105
Appendici	107
Appendice A: <i>Script Matlab®: Metodo algebrico</i>	107
Appendice B: <i>Metodo degli elementi finiti</i>	109
Bibliografia.....	111
Sitografia	111
Ringraziamenti	113

Lista delle figure

Figura 1.1: Logo Bimota tratto da bimota.it .	1
Figura 1.2: Massimo Tamburini e la sua trasformazione della MV Agusta 600. Immagine tratta da [5].	3
Figura 1.3: Sede di Via Covignano 103 della Idrotermica Bimota. Immagine tratta da [5].	3
Figura 1.4: Honda CB 750 Four. Immagine tratta da [5].	4
Figura 1.5: Lo stabilimento finito della nuova sede in via Giaccaglia a Rimini. Immagine tratta da [5].	5
Figura 1.6: Da destra a sinistra: Giuseppe Morri, Pierluigi Marconi e Roberto Ugolini mostrano il primo prototipo della Bimota Tesi. Immagine tratta da [5].	6
Figura 1.7: Il prototipo della Bimota Tesi esposto al Salone della Moto di Milano. Immagine tratta da [5].	6
Figura 1.8: Cecotto in azione con la YB1. Immagine tratta da [5].	9
Figura 1.9: Giuseppe Morri con il giovane Randy Mamola. Immagine tratta da [5].	9
Figura 1.10: Davide Tardozzi sulla YB4 750 E.I. Immagine tratta da [5].	10
Figura 2.1: Esempio di forcellone stampato. Immagine tratta da wikipedia.it .	14
Figura 2.2: Forcellone misto della Bimota DB5. Immagine tratta da moto.it .	15
Figura 2.3: Forcellone monobraccio Triumph Speed Triple 1050. Foto tratta da eramicambi.it .	16
Figura 2.4: Capriata di rinforzo inferiore del forcellone della Yamaha R1. Immagine tratta da dueruote.it .	16
Figura 2.5: Nervature di rinforzo di un forcellone. Immagine tratta da kaemart.it .	17
Figura 2.6: Forcellone scatolato in titanio per la MV Agusta F4 in fase di lavorazione nelle officine Poggipolini. Sulla destra si può notare il tubo che attraversa longitudinalmente tutta la struttura. Immagine tratta da ing.unitn.it .	17
Figura 2.7: Tendicatena con vite e piastra. Immagine tratta da xparts.net .	18
Figura 2.8: Tamponi per forcella anteriore e forcellone. Immagine tratta da avdb-moto.fr .	19
Figura 3.1: Il forcellone oscillante classico. Immagine tratta da [2].	22
Figura 3.2: Il forcellone oscillante Cantilever. Immagine tratta da [2].	22
Figura 3.3: Mono-ammortizzatore in posizione decentrata sulla Kawasaki ER-6n. Immagine tratta da moto.it .	23
Figura 3.4: Semplificazione della sospensione. Immagine tratta da [2].	23
Figura 3.5: Rappresentazione di un semplice schema sospensivo. Immagine tratta da [6].	24
Figura 3.6: Andamento della forza verticale e della rigidezza ridotta in funzione dell'escursione verticale della ruota. Immagine tratta da [2].	25
Figura 3.7: Schemi sospensivi a quadrilatero e a esalatero. Immagine tratta da [2].	26
Figura 3.8: Versioni della sospensione a quadrilatero introdotte dalle varie case motociclistiche. Immagine tratta da [2].	27
Figura 4.1: Bimota HB4 Moto 2 con livrea Bimota. Immagine tratta da motocorse.com .	29
Figura 4.2: Ratthapark Willairot e la Bimota HB4 Moto 2 con la livrea del Team SAG con la quale ha preso parte al campionato Moto2. Immagine tratta da corsedimoto.com .	29
Figura 4.3: Bimota BB3 EVO SBK con la livrea del team Astore. Immagine tratta da motociclismo.it .	30
Figura 4.4: Ayrton Badovini con la sua Bimota BB3 EVO al Misano World Circuit Marco Simoncelli durante il Gran Premio SBK di San Marino. Immagine fornita da Andrea Acquaviva.	30
Figura 4.5: Forcellone della BB3 senza le chiusure e con evidenziate le 5 parti ricavate dal pieno (Rendering del modello CAD).	32
Figura 4.6: Forcellone della BB3 senza le chiusure (a sinistra) e con le chiusure avvitate (a destra). Rendering del modello CAD.	33
Figura 4.7: Il forcellone in alluminio in evidenza durante una piega di Badovini sul circuito di Sepang. Immagine fornita da Andrea Acquaviva.	33
Figura 4.8: Posizione degli elementi della sospensione posteriore della Bimota BB3 nelle condizioni di riposo e a finecorsa (con regolazione standard del precarico). Quote in millimetri.	34

Figura 5.1: Dettaglio dei vari elementi che compongono il forcellone (Rendering del modello CAD).	38
Figura 5.2: Modello ad elementi finiti del forcellone.	38
Figura 5.3: Dettaglio del modello ad elementi finiti di una versione del forcellone innovativo nel quale si può notare la modellazione del cinematismo della sospensione, delle parti in alluminio e delle chiusure in composito.	39
Figura 5.4: Dettaglio di alcuni elementi distorti (evidenziati in giallo a sinistra) e della mesh manualmente modificata (in bianco a destra) al fine di rientrare nei parametri di qualità imposti.	40
Figura 5.5: Valori dei parametri della Glued connection property (tipo weld) utilizzata nel modello.	40
Figura 5.6: Sezione di montaggio del perno del forcellone.	42
Figura 5.7: Modellazione del vincolo in corrispondenza del fulcro del forcellone.	42
Figura 5.8: Modellazione del cinematismo della sospensione.	43
Figura 5.9: Modellazione del perno che collega la parte inferiore del forcellone alla biella della sospensione.	43
Figura 5.10: Sezione di montaggio del perno che collega il forcellone alla biella della sospensione.	44
Figura 5.11: Rappresentazione in sezione del montaggio in corrispondenza del perno ruota.	44
Figura 5.12: Modellazione del perno ruota e della boccola esterna.	45
Figura 5.13: Apparato sperimentale usato per stimare la rigidità torsionale del forcellone.	46
Figura 5.14: Schema concettuale della prova e della misura effettuata.	47
Figura 5.15: Posizione del punto di applicazione del carico in corrispondenza del perno ruota.	49
Figura 5.16: Metodo diretto di valutazione delle rigidità. Immagine tratta da [2].	50
Figura 5.17: Scomposizione delle matrici di rigidità e cedevolezza.	52
Figura 5.18: Schema concettuale sulle matrici.	52
Figura 6.1: Zone in cui si sono suddivise le fiancate. Ogni zona ha spessore di parete costante.	54
Figura 6.2: Dettagli geometrici della fiancata del forcellone originario.	54
Figura 6.3: Andamento delle deformazioni del forcellone originario.	55
Figura 6.4: Andamento delle tensioni del forcellone originario.	56
Figura 6.5: Primi 5 modi di vibrare del forcellone originario.	57
Figura 6.6: Sistemi di riferimento principali (forcellone originario). In arancione è riportato quello flessionale e in verde quello torsionale.	61
Figura 7.1: Caratteristiche fisico-meccaniche del ply e sollecitazioni che è in grado di sostenere.	65
Figura 7.2: Chiusure in laminato composito incollate sulla parte interna delle fiancate con le direzioni e i versi di riferimento per l'orientazione delle fibre del laminato.	66
Figura 7.3: Caratteristiche dell'adesivo strutturale ADEKIT A 170 GY di produzione Axson.	69
Figura 7.4: Caratteristiche dell'adesivo strutturale Loctite Hysol 9466 A&B prodotto dalla Henkel.	70
Figura 8.1: Dettagli delle fiancate del forcellone interamente in alluminio con spessori di parete più esigui rispetto all'originario.	71
Figura 8.2: Spessori di parete delle fiancate del forcellone ibrido con chiusure in composito e spessore caratteristico 2 mm.	74
Figura 8.3: Superfici estese per permettere l'incollaggio del traverso in carbonio.	76
Figura 8.4: Spessori di parete delle fiancate del forcellone ibrido con chiusure in composito e spessore caratteristico 1.5 mm.	78
Figura 8.5: Parete trasversale modificata per permettere di raccordare le chiusure superiori con il traverso e creare un unico pezzo centrale in carbonio.	81
Figura 8.6: Chiusure inferiori e zone in cui è stato suddiviso il pezzo centrale in laminato composito.	82
Figura 8.7: Dettaglio della sollecitazione localizzata del laminato in corrispondenza della parete trasversale modificata.	85
Figura 8.8: Nervatura longitudinale aggiunta per limitare la deformazione laterale delle pareti superiori delle fiancate.	86
Figura 8.9: Confronto tra le deformazioni delle pareti delle fiancate del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) in assenza (a sinistra) e in presenza (a destra) della nervatura.	87

Figura 9.1: Confronto tra il traverso in alluminio del forcellone originario e il traverso in carbonio della configurazione finale del forcellone innovativo.	89
Figura 9.2: Confronto tra la fiancata sinistra del forcellone originario e quella corrispondente della configurazione definitiva del forcellone innovativo in cui si possono notare le curvature molto più dolci del profilo interno.	90
Figura 9.3: Deformazione localizzata delle chiusure in laminato in corrispondenza delle curvature più accentuate del profilo interno delle fiancate.	90
Figura 9.4: Modifiche finali alle fiancate del forcellone innovativo finale.	91
Figura 9.5: Spessori di parete delle fiancate del forcellone ibrido innovativo finale.	92
Figura 9.6: Andamento delle deformazioni sulla versione definitiva del forcellone innovativo.	95
Figura 9.7: Andamento delle tensioni sulla versione definitiva del forcellone innovativo.	96
Figura 9.8: Sollecitazione delle parti in laminato (Max Failure Index) nelle condizioni di massimo carico verticale. A sinistra visione superiore, a destra visione inferiore.	97
Figura 9.9: Sollecitazioni delle parti in laminato (Max Failure Index) nel caso laterale e in quello torsionale.	97
Figura 9.10: Andamento degli sforzi nelle zone di incollaggio (Valori in MPa, fondoscala 30 Mpa).	98
Figura 9.11: Dettaglio dell'andamento degli sforzi nelle zone di incollaggio (Valori in MPa, fondoscala 10 Mpa).	98
Figura 9.12: Primi cinque modi di vibrare della versione definitiva del forcellone innovativo.	101
Figura 9.13: Sistemi di riferimento principali del forcellone innovativo finale. In arancione è riportato quello flessionale e in verde quello torsionale.	104

Lista delle tabelle

Tabella 4.1: Principali dati tecnici delle Bimota BB3 e HB4 Moto2. Dati tratti da wikipedia.it, omnimoto.it, moto.it.....	31
Tabella 5.1: Caratteristiche fisiche-meccaniche dell'alluminio e dell'acciaio utilizzati nel modello ad elementi finiti.....	41
Tabella 6.1: Masse della geometria CAD importata in Femap® e del modello ad elementi finiti.....	53
Tabella 6.2: Deformazioni e tensioni massimi in ogni fiancata del forcellone originario.....	55
Tabella 6.3: Prime 5 frequenze proprie del forcellone originario.....	57
Tabella 6.4: Rigidezze caratteristiche del forcellone originario (Metodo Diretto).....	58
Tabella 6.5: Rigidezze caratteristiche del forcellone originario (Metodo algebrico).....	59
Tabella 6.6: Angoli tra forze e spostamenti ottenuti dalla sottomatrice flessionale della matrice di cedevolezza (forcellone originario).....	60
Tabella 6.7: Angoli tra forze e spostamenti ottenuti dalla sottomatrice flessionale della matrice di rigidezza (forcellone originario).....	60
Tabella 6.8: Angoli tra momenti e rotazioni ottenute dalla sottomatrice torsionale della matrice di cedevolezza (forcellone originario).....	61
Tabella 6.9: Angoli tra momenti e rotazioni ottenute dalla sottomatrice torsionale della matrice di rigidezza (forcellone originario).....	61
Tabella 6.10: Errori rispetto al dato sperimentale di rigidezza torsionale (Forcellone originario).....	62
Tabella 6.11: Confronto tra i valori di rigidezza ottenuti con il metodo diretto e quello algebrico.....	62
Tabella 7.1: Composizione del prepreg utilizzato nelle simulazioni.....	64
Tabella 8.1: Rigidezze caratteristiche del forcellone nervato in alluminio (2mm).....	72
Tabella 8.2: Tensioni e deformazioni massime del forcellone nervato in alluminio (2mm).....	72
Tabella 8.3: Massa delle parti del forcellone nervato in alluminio (2mm).....	72
Tabella 8.4: Laminati utilizzati nelle simulazioni FEM per le versioni intermedie del forcellone innovativo.....	73
Tabella 8.5: Massa delle parti in alluminio del forcellone ibrido (2mm + chiusure).....	74
Tabella 8.6: Rigidezze caratteristiche del forcellone ibrido (2mm + chiusure).....	74
Tabella 8.7: Masse stimate del forcellone ibrido (2mm + chiusure).....	75
Tabella 8.8: Deformazioni massime del forcellone ibrido (2mm + chiusure).....	75
Tabella 8.9: Tensioni massime del forcellone ibrido (2mm + chiusure).....	75
Tabella 8.10: Masse delle parti in alluminio del forcellone ibrido (2 mm + chiusure + traverso).....	76
Tabella 8.11: Rigidezze caratteristiche del forcellone ibrido (2 mm + chiusure + traverso).....	77
Tabella 8.12: Masse stimate del forcellone ibrido (2 mm + chiusure + traverso).....	77
Tabella 8.13: Deformazioni massime del forcellone ibrido (2 mm + chiusure + traverso).....	77
Tabella 8.14: Tensioni massime del forcellone ibrido (2 mm + chiusure + traverso).....	78
Tabella 8.15: Masse delle parti in alluminio del forcellone ibrido (1.5 mm + chiusure).....	79
Tabella 8.16: Rigidezze caratteristiche del forcellone ibrido (1.5 mm + chiusure).....	79
Tabella 8.17: Masse stimate del forcellone ibrido (1.5 mm + chiusure).....	79
Tabella 8.18: Deformazioni massime del forcellone ibrido (1.5 mm + chiusure).....	80
Tabella 8.19: Tensioni massime del forcellone ibrido (1.5 mm + chiusure).....	80
Tabella 8.20: Masse delle parti in alluminio del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale).....	81
Tabella 8.21: Legenda delle configurazioni di layup utilizzati per il forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale).....	82
Tabella 8.22: Rigidezze caratteristiche del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) ottenute con i layup "convenzionali".....	83
Tabella 8.23: Laminati sviluppati ad hoc per la parte centrale in laminato del forcellone ibrido.....	83

Tabella 8.24: Rigidezze caratteristiche del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) ottenute con i laminati sviluppati ad hoc.	84
Tabella 8.25: Masse stimate del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) ottenute con i laminati sviluppati ad hoc.	84
Tabella 8.26: Deformazioni massime del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) ottenute con i laminati sviluppati ad hoc.	84
Tabella 8.27: Tensioni massime del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) ottenute con i laminati sviluppati ad hoc.	84
Tabella 8.28: Impatto della nervatura sulle rigidezze caratteristiche del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale).	86
Tabella 9.1: Masse della geometria CAD importata in Femap® e del modello ad elementi finiti.	92
Tabella 9.2: Rigidezze caratteristiche della versione finale del forcellone innovativo.	93
Tabella 9.3: Masse stimate della versione finale del forcellone innovativo.	93
Tabella 9.4: Laminati scelti per la versione definitiva del forcellone finale.	94
Tabella 9.5: Deformazioni e tensioni massime della versione definitiva del forcellone innovativo.	94
Tabella 9.6: Load Factor nei casi verticale, laterale e torsionale per la versione definitiva del forcellone ibrido.	99
Tabella 9.7: Prime cinque frequenze proprie della versione definitiva del forcellone innovativo.	100
Tabella 9.8: Rigidezze caratteristiche della versione definitiva del forcellone innovativo (Metodo Diretto).	101
Tabella 9.9: Rigidezze caratteristiche della versione definitiva del forcellone innovativo (Metodo Algebrico).	102
Tabella 9.10: Confronto tra il metodo diretto e quello algebrico nel caso della versione definitiva del forcellone innovativo.	103
Tabella 9.11: Angoli tra forze e spostamenti ottenuti dalla sottomatrice flessionale della matrice di cedevolezza (forcellone innovativo finale).	103
Tabella 9.12: Angoli tra forze e spostamenti ottenuti dalla sottomatrice flessionale della matrice di rigidezza (forcellone innovativo finale).	103
Tabella 9.13: Angoli tra momenti e rotazioni ottenuti dalla sottomatrice torsionale della matrice di cedevolezza (forcellone innovativo finale).	104
Tabella 9.14: Angoli tra momenti e rotazioni ottenuti dalla sottomatrice torsionale della matrice di rigidezza (forcellone innovativo finale).	104

Introduzione

Questa tesi di laurea magistrale, svolta presso Hypertec Solution Srl nella sede di Bertinoro (FC), ha lo scopo di valutare la bontà del progetto di un innovativo forcellone *racing* scatolato per la classe Moto2 del Motomondiale, caratterizzato da una struttura esterna ricavata dal pieno in alluminio rinforzata da alcune chiusure interne in laminato composito in fibra di carbonio. Come punto di partenza si è preso il forcellone montato sulla *Bimota BB3 EVO*, utilizzato con successo nel campionato Superbike e che a sua volta è frutto della precedente esperienza della casa riminese proprio nella categoria Moto2 con la *Bimota HB4*.

L'idea che sta alla base del lavoro descritto è quella di unire gli aspetti vantaggiosi del carbonio e dell'alluminio in modo tale da ottenere un oggetto più leggero di quello iniziale, caratterizzato dalla presenza del metallo nelle zone più critiche (collegamento alla biella del leveraggio, pivot forcellone, zona di alloggiamento del perno ruota) e del laminato, che è molto difficile da riparare in caso di danneggiamento, sulle chiusure da applicare nella parte interna. Così facendo si possono sfruttare contemporaneamente le proprietà isotrope dell'alluminio per garantire una resistenza uniforme alle varie sollecitazioni nelle zone dei vincoli, e quelle ortotrope del composito per cercare di gestire a piacimento le rigidità flessionali e torsionali del forcellone per ricercare la massima performance in pista.

L'obiettivo che ci è prefissati è stato massimizzare la rigidità verticale facendo lavorare solo la sospensione e lo pneumatico e, allo stesso tempo, mantenere la torsionale e la laterale il più possibile vicine a quelle del componente montato sulla *Bimota BB3 EVO Superbike*.

Tale configurazione strutturale rappresenta un'innovazione tecnica a livello mondiale in quanto attualmente nelle massime categorie motociclistiche quasi tutti i forcelloni sono costruiti in alluminio e solo alcune case, come ad esempio la Ducati, ne utilizzano versioni interamente in carbonio, ma nessuno ha mai impiegato versioni ottenute combinando le due tipologie di materiali, se non per piccoli inserti.

La tesi, dopo alcuni cenni sulla storia dell'azienda Bimota e sulle sue partecipazioni alle competizioni motociclistiche, offre una descrizione dei principali tipi di forcelloni e schemi sospensivi esistenti, per poi concentrarsi sul modello ad elementi finiti e sulle simulazioni FEM eseguite a fini del lavoro.

Dopo aver analizzato nel dettaglio il forcellone di partenza e aver confrontato gli output con i dati sperimentali in possesso, si sono utilizzati i valori massimi delle rigidità,

delle deformazioni e delle tensioni per rendere adimensionali i risultati ed esprimere il tutto in termini percentuali, al fine di rendere più agevole il confronto con le successive versioni del forcellone che si sono prese in considerazione.

Esse rappresentano configurazioni sempre più spinte dell'oggetto, nelle quali si è progressivamente diminuito lo spessore delle pareti in alluminio e dalle quali, dopo averne valutato i pregi e i difetti, si è pervenuti al design definitivo del forcellone innovativo.

Capitolo 1

Bimota

Bimota (Figura 1.1) è sempre stata un'azienda di nicchia che ha affiancato a motori di serie di affermati produttori europei e giapponesi, spesso sottoposti ad elaborazione, una parte ciclistica all'avanguardia con l'impiego di materiali particolarmente pregiati per i componenti. Questo *imprinting*¹ aziendale di esaltazione delle qualità sportive delle sue motociclette, ha sempre portato Bimota a produrre serie dai numeri limitati, in genere nell'ordine di poche centinaia, ma a volte anche solo di alcune decine di esemplari.



Figura 1.1: Logo Bimota tratto da bimota.it.

1.1 Il nome dei modelli

Ad eccezione di pochi casi, la denominazione dei modelli Bimota ha sempre seguito lo schema costituito da due lettere e un numero:

- la prima lettera è l'iniziale del produttore del motore: H per Honda, K per Kawasaki, S per Suzuki, Y per Yamaha, D per Ducati, G per Gilera (quest'ultima unicamente per moto da corsa);
- la seconda lettera è la B di Bimota;
- il numero invece indica progressivamente il modello con motore fornito dal medesimo costruttore al quale ci si riferisce: ad esempio *SB3* indica la terza Bimota equipaggiata con propulsore Suzuki.

Esistono tuttavia alcune eccezioni a questo schema a tre caratteri alfanumerici:

- nel caso dei prototipi da competizione equipaggiati con motore Harley Davidson, la B di Bimota è preceduta dalla sigla HD;
- alcuni modelli hanno un nome esteso a completamento della denominazione (ad es. *YB6 Tuatara*, *YB8 Furano*, *YB9 Bellaria*, *YB10 Dieci* e *DB3 Mantra*);

¹ Carattere distintivo

Infine, la *Tesi*, la *Supermono* (commercializzata in alcuni mercati come *BBI*) e la *500-V due* sono le uniche Bimota ad avere un appellativo completamente svincolato dalle regole precedenti.

1.2 Un po' di storia

1.2.1 Gli anni '60

La nascita di Bimota è avvenuta in modo casuale senza un preciso piano industriale che facesse pensare a quello che sarebbe successo nell'immediato futuro, anche perché le tre persone che l'hanno costituita (Giuseppe Morri, Valerio Bianchi e Massimo Tamburini) all'epoca realizzavano impianti termotecnici. La società è stata istituita formalmente il 15 maggio 1966 con il nome di *Idrotermica BI.MO.TA*, ossia l'acronimo composto dalle prime due lettere dei cognomi dei tre fondatori, e la sede è stata posta a Rimini, al numero 18 di via Crocefisso. Morri si occupava della gestione delle attività commerciali e amministrative, mentre Bianchi e Tamburini curavano maggiormente le fasi esecutive assieme a dipendenti qualificati.

Negli anni successivi la forte passione di Massimo per le moto ha indirizzato la società verso la produzione di componenti per dare un'impronta più sportiva alle motociclette di serie e da corsa del tempo. Tuttavia, il suo carattere estroso, persuasivo e coinvolgente si scontrava con quello non troppo espansivo di Valerio e tra i due sono sorti ben presto dei dissapori, accentuati dall'inadeguatezza dei ritorni economici dell'azienda rispetto alla mole di lavoro. A far incrinare definitivamente il rapporto con Bianchi, che ha presentato le dimissioni nel giugno 1972, è stato il progressivo emergere dell'attività di Tamburini legata alla "trasformazione" della sua *Moto Guzzi V7* e poi alla costruzione della sua prima *special*² sulla base di una *MV Agusta 600 Turismo 4C 6* (Figura 1.2).

Questa separazione non proprio amichevole ha portato alla cessazione della *Idrotermica BI.MO.TA* e, contemporaneamente, alla costituzione della *Idrotermica Bimota Snc di Giuseppe Morri & C.* con sede in via Comignano 103 (Figura 1.3).

² Motocicletta realizzata o modificata artigianalmente.

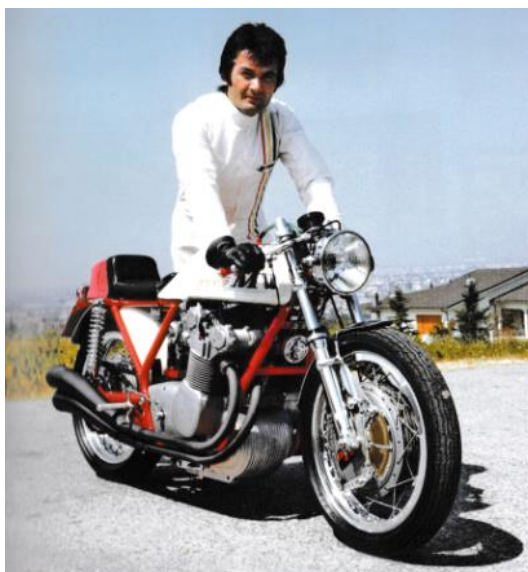


Figura 1.2: Massimo Tamburini e la sua trasformazione della MV Agusta 600. Immagine tratta da [5].



Figura 1.3: Sede di Via Covignano 103 della Idrotermica Bimota. Immagine tratta da [5].

1.2.2 Gli anni '70

Verso la fine del 1972 è stato costituito un piccolo nucleo sotto la guida di Tamburini che forma la *Bimota meccanica* con lo scopo di realizzare una sportiva utilizzando come base di partenza il motore della Honda CB 750 Four di Massimo, ossia l'unico pezzo che si è salvato da una sua caduta al circuito di Misano. Questo ha rappresentato l'inizio dell'attività che avrebbe reso Bimota uno dei marchi di riferimento del settore

motociclistico e il 1973 è diventato così il suo anno zero in termini di azienda motociclistica com'è conosciuta oggi in tutto il mondo.

La tappa successiva è stata la produzione e la commercializzazione di modelli stradali a proprio nome, iniziata nel 1975 con la vendita di alcune repliche della *special* ideata da Tamburini. Questo primo modello stradale è stato la *HBI*, prodotta in sole dieci unità e più precisamente si trattava di un kit (dotato di regolare certificato di omologazione) costituito da telaio, forcella, forcellone e altre componenti da applicare sulla Honda CB 750 Four (Figura 1.4).



Figura 1.4: Honda CB 750 Four. Immagine tratta da [5].

Gli anni successivi hanno visto la partecipazione a varie competizioni e la vendita nel 1977 dell'attività del settore termoidraulico (che era stata l'origine della società) mentre il decennio è terminato con la posa del primo mattone per la sede di via Giaccaglia nella zona industriale di Rimini, con il ritorno ad avere una propria squadra corse e con la conquista dello status di costruttore (da quel momento in poi nell'albo d'oro delle competizioni apparirà il marchio Bimota).

1.2.3 Gli anni '80

L'inizio degli anni '80 ha messo in luce l'esigenza di uno sforzo organizzativo per pianificare il futuro e la crescita continua della piccola casa riminese che era ormai

arrivata ad essere una delle protagoniste principali delle competizioni motociclistiche sia in Italia che nel *Continental Circus*³.

Continuava anche l'opera di insediamento e di completamento della nuova sede di via Giaccaglia (Figura 1.5), che però incideva rallentando leggermente il lavoro di ricerca e sviluppo. Ciononostante, lo staff tecnico diretto da Tamburini stava sviluppando alcuni progetti che riguardavano sia la realizzazione di cerchi ruota innovativi in alluminio stampato sia nuove ciclistiche in grado di accogliere motorizzazioni di differenti marche e diverse cilindrata.



Figura 1.5: Lo stabilimento finito della nuova sede in via Giaccaglia a Rimini. Immagine tratta da [5].

Il periodo a cavallo tra il 1982 e il 1983 ha rappresentato uno snodo cruciale della storia di Bimota. Sul finire del 1982 due studenti, Pierluigi Marconi e Roberto Ugolini (Figura 1.6), hanno bussato alle porte dell'azienda per preparare la loro tesi di laurea. La frequentazione dei due laureandi ha portato ad ipotizzare la costruzione di un prototipo con forti innovazioni tecniche come, ad esempio, una sospensione anteriore anticonvenzionale. Al posto della classica forcella telescopica era presente un forcellone a due bracci che prevedeva un azionamento indiretto dello sterzo con conseguenti evidenti vantaggi in termini di stabilità in frenata e bassa collocazione del baricentro. Alla fine del 1983, la *Bimota Tesi* è divenuta realtà (Figura 1.7) ed è stata presentata al Salone della Moto di Milano (EICMA), destando molto scalpore.

³ Era la denominazione con la quale veniva indicata la moltitudine di piloti, familiari e addetti che, a partire dal secondo dopoguerra e fino all'inizio degli anni ottanta, con mezzi propri si spostavano di circuito in circuito per gareggiare nelle competizioni internazionali e nelle prove in calendario del Campionato mondiale di Motociclismo, sostanzialmente conducendo una vita itinerante al pari delle carovane circensi. Il termine *Continental* deriva dal fatto che, fino alla stagione 1986, i Gran Premi di motociclismo si sono disputati quasi esclusivamente nel continente europeo.



Figura 1.6: Da destra a sinistra: Giuseppe Morri, Pierluigi Marconi e Roberto Ugolini mostrano il primo prototipo della Bimota Tesi. Immagine tratta da [5].



Figura 1.7: Il prototipo della Bimota Tesi esposto al Salone della Moto di Milano. Immagine tratta da [5].

Nei primi mesi dell'anno invece Bimota ha dovuto superare l'ostacolo più duro e difficile mai affrontato, ossia l'improvvisa separazione da Massimo Tamburini che presentava un atteggiamento di sempre maggior distacco dalla realtà societaria ed aziendale e la volontà di cercare nuove sfide per la sua vita. Massimo è passato poi alla

Cagiva per seguire il progetto Ducati Paso⁴ e a sostituirlo come guida tecnica in Bimota è stato Federico Martini, al quale venne affidato il compito di ricostruire tutta la credibilità tecnica del marchio.

A questo si aggiunsero l'addio al Campionato Mondiale di Velocità a causa della mancanza di una moto competitiva e un mercato che stentava a raggiungere quei numeri che sarebbero stati necessari per garantire un minimo di prospettiva futura. Il calo delle vendite era dovuto anche alle aspettative dei clienti dopo la presentazione della Tesi in quanto ai loro occhi gli altri modelli già in produzione sembravano tecnicamente obsoleti in confronto alla futuristica Tesi, che però non era ancora pronta per il mercato. Tutto questo ha segnato l'inizio di un periodo molto complicato per Bimota, che nel luglio 1984 è finita anche in amministrazione controllata.

Le vendite che hanno risollevato l'azienda e le hanno permesso di uscire da questo stato entro i 24 mesi concessi dalla legge sono state quelle della *Bimota DB1*, progettata da Martini nel 1985 e costruita intorno al motore della *Ducati 750 F1*. Lo stesso progettista ha disegnato la *YB4*, che nel periodo successivo darà molte soddisfazioni in pista, e ha introdotto l'utilizzo di telai in alluminio scatolato e l'iniezione elettronica sui motori 750 cm³, sia in gara sia nella produzione di serie.

Tuttavia, a metà marzo 1989, Martini ha rassegnato le dimissioni per passare alla Gilera e la Direzione Tecnica è stata assunta dall'ingegner Pierluigi Marconi, ideatore della *Tesi*.

1.2.4 Gli anni '90 e 2000

Il 1991 è stato proprio l'anno dell'entrata in produzione della *Tesi* mentre l'anno seguente ha evidenziato l'insanabile distanza tra l'amministratore delegato Giuseppe Morri e il Consiglio di Amministrazione. Questa frattura ha portato alle dimissioni anche dell'ultimo socio fondatore di Bimota.

Nella prima parte del decennio conclusivo del secondo millennio sono stati utilizzati i motori Ducati e Yamaha mentre nel 1994 è ritornato l'abbinamento ai propulsori Suzuki e l'anno successivo si è adoperato per la prima volta un motore BMW.

⁴ La Ducati Paso fu la prima moto prodotta dalla Ducati in seguito all'acquisizione del marchio da parte del gruppo Cagiva.

Alla fine degli anni novanta è arrivato il declino, dovuto a problemi finanziari, culminato con il fallimento dell'azienda Bimota originale nel 2001. Due anni più tardi però, il nuovo proprietario, il milanese Roberto Comini, ha riavviato l'attività effettuando importanti investimenti e la prima moto del nuovo corso è stata la *DB5* con motore Ducati di un litro di cilindrata.

Nel 2007, al Salone di Milano, Bimota ha presentato la *DB7*, moto progettata dal team di Andrea Acquaviva e che presentava diverse innovazioni tecniche come il sistema della sospensione posteriore infulcrato sul motore (soluzione impiegata in MotoGP), una struttura posteriore interamente in fibra di carbonio autoportante e un telaio misto con un traliccio di tubi a sezione ovale e piastre in alluminio ricavate dal pieno. La *DB7* vantava una dotazione ciclistica di prim'ordine, mentre la motorizzazione era affidata all'unità Ducati da 1099 cm³ che equipaggia la 1098.

Il 30 agosto 2013 *Bimota S.P.A.* è stata ceduta agli imprenditori svizzeri Marco Chiancianesi e Daniele Longoni e la sede legale è stata spostata a Lugano, lasciando invece a Rimini la sede amministrativa e quella produttiva.

1.3 Le competizioni

La prima stagione di gare per Bimota è stato il 1974 e nel suo palmarès sono comparsi subito risultati importanti. Giuseppe Elementi ha ottenuto i primi podi nelle gare del campionato italiano e il secondo posto nella classifica finale della classe 350, Mario Lega ha conquistato il titolo della stessa categoria vincendo una gara con la *YB1*, che venne poi portata all'esordio nel Campionato Mondiale da Roberto Gallina in occasione del Gran Premio d'Austria sul circuito del Salzburgring. La prima vittoria assoluta per Bimota è arrivata invece in una gara internazionale con Silvio Grassetti.

L'anno seguente, a campionato già iniziato, il pilota Venezuelano Johnny Alberto Cecotto ha chiesto a Bimota due telai della *YB1* fermamente convinto della bontà della ciclistica della motocicletta e, utilizzando il pacchetto negli ultimi cinque Gran Premi della stagione (Figura 1.8) si è laureato Campione del Mondo classe 350 addirittura con una gara di anticipo.

Nel 1978 la nuova *YB3* ha riscosso grandi consensi tra piloti di fama che quindi hanno deciso di utilizzarla in gara ma in quell'anno è avvenuto anche l'incrocio con l'astro nascente americano Randy Mamola (Figura 1.9) che ha partecipato ai campionati iridati

classe 250 e 350 con il team Adriatica-Bimota-MDS. Sfortunatamente, le numerose intemperanze caratteriali del giovanissimo pilota americano hanno avuto il sopravvento sul suo grande talento e hanno portato alla fine prematura del “matrimonio” con Bimota. Ad ogni modo, nel 1980 Jon Ekerold ha vinto il Campionato del Mondo Classe 350 proprio con la *Bimota YB3*.



Figura 1.8: Cecotto in azione con la YB1. Immagine tratta da [5].



Figura 1.9: Giuseppe Morri con il giovane Randy Mamola. Immagine tratta da [5].

Nel 1984 Bimota ha debuttato nel campionato del Mondo Endurance con una fugace apparizione della *Tesi* ma, allo stesso tempo, a causa del periodo difficile che stava passando l'azienda ha abbandonato il Campionato del Mondo Velocità. Nel 1986 la neonata *YB4* ha fatto il suo esordio a Misano in una gara del Trofeo Grand Prix classe TT1, corsa in notturna, con Davide Tardozzi che ha conquistato un buon secondo posto,

mentre l'anno successivo Virginio Ferrari ha vinto il Campionato del Mondo TT F1 pilotando la *YB4 R*.

Lo stesso Tardozi (Figura 1.10), nel 1988 ha vinto la prima gara della storia del Campionato Mondiale Superbike (SBK) con la *Bimota YB4 E.I. (Electronic Injection)*. Quell'anno ha ottenuto poi altre sei vittorie sfiorando la vittoria nella classifica costruttori (il secondo posto è il miglior risultato di sempre tra i costruttori per Bimota) e perdendo il titolo piloti all'ultima gara a causa di una caduta. Tuttavia, Bimota si è sempre sentita negata quel mondiale in quanto le sono stati tolti i punti materialmente guadagnati in pista nella prima manche di Donington, in ragione di una interpretazione di fantasia del regolamento, che poi è stato corretto a partire dalla gara successiva, senza però restituire il maltolto. Inoltre, nel Gran Premio successivo a Le Mans non è stata disputata la seconda manche dando il doppio dei punti in base alla classifica di gara 1. Senza questo il primo mondiale SBK della storia sarebbe stato di Davide Tardozi e di Bimota.



Figura 1.10: Davide Tardozi sulla YB4 750 E.I. Immagine tratta da [5].

Nel 1994, Gianluca Galasso con la *Bimota Supermono*, equipaggiata con motore derivato BMW, ha vinto il titolo italiano e ha anche conteso alla *Ducati "batacchio"*⁵ pilotata da Pierfrancesco Chili la vittoria nella gara del Campionato Europeo di categoria al Mugello.

Nel 2000, con la *SB8 K*, Bimota è tornata alle competizioni nel Campionato Mondiale SBK, e già alla seconda gara si è aggiudicata la prima vittoria, sul bagnato, con Anthony Gobert, ma ha partecipato solo alle prime gare del campionato non terminando la stagione.

⁵ Denominazione data alla *Ducati Supermono* per l'unicità del suo sistema di abbattimento delle vibrazioni, il quale prevedeva una seconda biella e una massa oscillante al fine di ricreare la configurazione di bilanciamento tipica del bicilindrico a V a 90°.

Dopo il fallimento, con il rilancio dell'azienda parecchie sono state le Bimota impegnate in gara nei trofei nazionali ed internazionali con team privati; tra esse ci sono state la *Tesi 3D*, la *DB5*, la *DB6* e la *DB7*. Proprio una *DB7* in configurazione standard ha partecipato alla gara del Mugello del Desmo Challenge 2008 con Danilo Marrancone, centrando la vittoria all'esordio.

Sotto la responsabilità tecnica di Andrea Acquaviva, Bimota è poi ritornata alle competizioni motociclistiche con un proprio team nel 2010 nella nuova categoria intermedia del motomondiale (Moto2) con la Bimota HB4 e nel 2014 ha partecipato al Campionato Mondiale Superbike nella categoria EVO con la BB3. Infine, l'anno seguente, sempre con due BB3 ha preso parte alle quattro principali competizioni su strada: Tourist Trophy, Northwest 200, Ulster GP, Macao GP.

Capitolo 2

Tipologie di forcellone

Con il termine “forcellone” si indica convenzionalmente la parte della motocicletta che collega la ruota posteriore al telaio e che regola il movimento di quest’ultimo rispetto allo pneumatico attraverso l’utilizzo di uno schema sospensivo.

La progettazione di un forcellone per motocicli stradali deve essenzialmente rispondere sia ad esigenze di tenuta di strada che di facilità di guida con l’obiettivo finale di ottenere un oggetto con caratteristiche tali da garantire un soddisfacente compromesso tra un’ottimale stabilità del veicolo e un elevato comfort per il conducente e l’eventuale passeggero.

In ambito Racing invece, lo sviluppo di tutta la sospensione posteriore ha lo scopo di massimizzare la performance trasmettendo una certa fiducia al pilota e garantendo una buona percorrenza e un’elevata trazione in uscita curva senza mettere eccessivamente in crisi lo pneumatico durante la gara.

Oltre alle differenze per l’utilizzo finale a cui l’oggetto è destinato, i forcelloni possono avere varie forme e si distinguono in varie tipologie sulla base del metodo costruttivo, della conformazione e dei differenti sistemi che si utilizzano per gestire il movimento relativo fra telaio e ruota posteriore.

È bene pertanto chiarire tutti questi concetti prima di entrare nel dettaglio del lavoro relativo alla presente tesi di laurea.

2.1 Metodologie costruttive

Il forcellone può assumere diverse conformazioni ed essere prodotto seguendo varie logiche:

- ***Ricavato dal pieno***

Ogni pezzo viene ottenuto con macchine utensili a controllo numerico da un pezzo grezzo della lega desiderata tramite asportazione di truciolo. Eventualmente, se la forma è complessa, le varie parti che formano l’assieme vengono saldate tra loro. Questa tecnica permette di gestire con elevata precisione spessori di parete variabili in ogni zona del lavorato ma,

essendo economicamente molto più onerosa delle altre, il suo utilizzo è giustificato solo in alcuni ambiti, come ad esempio quello delle competizioni.

- **Scatolato**

È un forcellone internamente vuoto, caratterizzato da bracci a sezione cava e chiusa. Ad essi vengono poi aggiunti i piedini per il montaggio della ruota mediante saldatura o attraverso inserti opportunamente fresati. A loro volta i forcelloni scatolati possono essere suddivisi in:

- *Tubolari o laminati*: costituiti da tubi di sezione rettangolare e/o lamiere ripiegate saldate tra loro;
- *Stampati*: ottenuti dalla giunzione di 2 o più gusci con forma a “U” (Figura 2.1);
- *Idroformati*: formati da elementi tubolari ricavati per idroformatura.



Figura 2.1: Esempio di forcellone stampato. Immagine tratta da wikipedia.it.

- **Ottenuto mediante fusione**

Generalmente realizzato in lega mediante fusione in uno stampo, la quale può essere:

- *Fusione piena*: ottenimento di bracci a U non chiusi, spesso rinforzati da numerose nervatura sul lato aperto che è generalmente posto verso l'interno in modo da essere meno visibile;
- *Fusione cava*: caratterizzata da elementi tubolari cavi, del tutto analoghi agli scatolati.

- **A tubi o traliccio**

Composto da più tubi, in acciaio o anche in lega leggera, saldati tra loro.

- **Misto**

È un forcellone in cui i tubi costituiscono l'elemento principale mentre le piastre, oltre a fornire una superficie dove vengono avvitate tutti i tubi, vengono usate per le estremità del forcellone in corrispondenza dei punti dell'alloggiamento della ruota e del vincolo a telaio. Tale tipologia è stata introdotta proprio dalla Bimota nel 2005 con l'uscita della *DB5* (Figura 2.2).



Figura 2.2: Forcellone misto della Bimota DB5.
Immagine tratta da moto.it.

2.2 Struttura

A seconda della loro configurazione strutturale e, in particolare, al numero di bracci che li compongono, i forcelloni si differenziano in:

- **Bibraccio**

Sono i più comuni e tradizionali. Questa configurazione, che prevede un braccio per ogni lato della ruota, è la più economica e la più semplice da progettare.

- **Monobraccio**

Sono composti da un unico braccio con una forma a “S”, che parte dal telaio e termina generalmente sul lato sinistro⁶ della ruota posteriore (Figura 2.3). Hanno il pregio di permettere una manutenzione più rapida e sono caratterizzati da una rigidità laterale maggiore e da una rigidità torsionale minore rispetto a quelli bibraccio. Tra le case motociclistiche che ne fanno largo uso spiccano Ducati e MV Agusta.

⁶ Si è preso come riferimento il verso di avanzamento del veicolo.



Figura 2.3: Forcellone monobraccio Triumph Speed Triple 1050. Foto tratta da eraricambi.it

A loro volta, i forcelloni bibraccio possono essere suddivisi in due macro-categorie in base alla simmetria o asimmetria reciproca dei loro bracci. Come è logico aspettarsi, quelli appartenenti alla prima sono i più semplici ed economici in quanto spesso i bracci sono rettilinei, mentre quelli facenti parte della seconda presentano fiancate con curvature più o meno accentuate per permettere ad altri componenti del mezzo di avere un percorso più lineare.

2.3 Elementi di rinforzo

Le caratteristiche di rigidezza di un forcellone sono la conseguenza del materiale utilizzato, della forma conferita all'oggetto e di saldature e/o eventuali incollaggi strutturali presenti nell'oggetto. In alcuni casi, per soddisfare le specifiche di progetto, si ricorre ai seguenti elementi di irrigidimento:

- *Capriata di rinforzo*: può essere inferiore (Figura 2.4) o superiore e permette di aumentare la rigidezza e modificare la posizione del centro di taglio dell'oggetto, senza avere un impatto notevole sulla massa dello stesso;



Figura 2.4: Capriata di rinforzo inferiore del forcellone della Yamaha R1. Immagine tratta da dueruote.it.

- *Nervature* (Figura 2.5): sono soprattutto usate per conferire la desiderata rigidità torsionale ai forcelloni con bracci aventi sezione a “U”;



Figura 2.5: *Nervature di rinforzo di un forcellone.*
Immagine tratta da kaemart.it

- *Paratie interne:* sfruttate per rinforzare i forcelloni scatolati, possono presentare generose forature di alleggerimento e, a volte, essere accoppiate a tubi che attraversano longitudinalmente la struttura, rimanendovi all’interno (Figura 2.6);



Figura 2.6: *Forcellone scatolato in titanio per la MV Agusta F4 in fase di lavorazione nelle officine Poggipolini. Sulla destra si può notare il tubo che attraversa longitudinalmente tutta la struttura. Immagine tratta da ing.unitn.it.*

- *Inserti e/o puntali:* utilizzati soprattutto nelle zone in corrispondenza del vincolo a telaio e del fissaggio della ruota.

2.4 Regolazione della catena

La regolazione della tensione della catena o della cinghia di trasmissione può avvenire in differenti modi:

- *Vite e piastra*

Il perno ruota è inserito in una piastra, che può essere esterna (alloggiata in una guida) o interna al forcellone, la quale viene portata spostata l'estremità del forcellone mediante la vite (Figura 2.7). Questo tipo di regolazione, che rappresenta lo standard, è agevolata dalla presenza di tacche di riferimento sul forcellone.



Figura 2.7: Tendicatena con vite e piastra. Immagine tratta da xparts.net.

- *Mozzo eccentrico*

Il foro del perno ruota è decentrato rispetto all'asse e quindi è possibile modificare la tensione della catena solamente ruotando il mozzo. È il sistema solitamente utilizzato nei forcelloni monobraccio.

- *Piastra a spirale*

Tale elemento sfrutta la sua forma particolare, che cresce in un verso, per distanziare la ruota, facendola scorrere sulla sua guida, che ne garantisce la corretta posizione.

2.5 Accorgimenti

Al fine di migliorare il complessivo utilizzo del motociclo, soprattutto in ambito stradale, vengono aggiunti al forcellone vari accorgimenti:

- *Pattino catena o scorricatena:* è generalmente presente sia inferiormente che superiormente ed evita l'usura del forcellone dovuta a contatti ripetuti con l'organo di trasmissione (catena o cinghia dentata);
- *Paracatena:* viene montato verso l'estremità del forcellone nella sua parte superiore in modo che la catena non schizzi via l'olio di trasmissione durante il suo moto rotatorio attorno all'asse della ruota;

- *Guidacatena*: alloggiato inferiormente, riduce la possibilità che la catena non ingrani con i denti della corona non trasmettendo il moto;
- *Crana catena*: è un elemento simile al precedente ma, oltre a permettere un miglior ingranamento, riduce l'accumulo di terra sulla catena e ne previene movimenti laterali eccessivi che potrebbero portarla a contatto con il forcellone;
- *Tamponi* (Figura 2.8): vengono utilizzati come protezione per i piedi (parte terminale) del forcellone che, in caso di scivolata, potrebbero consumarsi;



Figura 2.8: Tamponi per forcella anteriore e forcellone. Immagine tratta da avdb-moto.fr.

- *Alloggiamenti per i nottolini*: sono dei fori sui quali, una volta filettati, vanno avvitati i nottolini, permettendo l'uso di cavalletti con braccia che terminano a forchetta; è una soluzione valida per mezzi stradali che vengono usati anche in pista.

Capitolo 3

La sospensione posteriore

Sui primi motocicli non era previsto nessun sistema di assorbimento degli urti tra ruota posteriore e telaio, in quanto il forcellone era fisso e l'unico accorgimento per aumentare la comodità del pilota erano le molle che sostenevano il sellino. Nel corso degli anni però, di pari passo con il continuo incremento delle prestazioni motoristiche, si sono sviluppate svariate soluzioni sospensive, atte ad assolvere principalmente tre funzioni:

- consentire alle ruote di seguire il profilo della strada, assicurando l'aderenza e la massima capacità di trasmettere le forze longitudinali (trazione e frenata) e laterali (in curva);
- controllare l'assetto del veicolo nelle varie condizioni di utilizzo;
- ridurre la trasmissibilità delle forze verticali e delle vibrazioni dovute alle irregolarità del terreno, al fine di migliorare il comfort, ottenendo un certo grado di isolamento delle masse sospese.

L'ottimizzazione contemporanea di tutti questi aspetti non è praticamente possibile in quanto, ad esempio, per soddisfare pienamente l'ultima esigenza sarebbe necessario ridurre le rigidità delle molle ma, a parità di accelerazioni ed irregolarità stradali, l'escursione massima aumenterebbe proporzionalmente fino a costituire un problema per la stabilità e l'assetto. Allo stesso tempo, se un set-up di compromesso risulta valido in una determinata condizione, non è detto che si mantenga tale al mutare di quest'ultima (differenti condizioni meteorologiche o anche solo di temperatura del manto stradale); lo stesso dicasi nel caso usuale di variazione del carico sulla moto e della distribuzione del peso sulle due ruote (differenze di statura e/o corporatura del pilota o trasporto di un passeggero). La scelta di privilegiare un aspetto o un altro è dunque funzione dell'utilizzo finale del mezzo (*touring*, stradale, sportivo, pista, *off-road*) e delle caratteristiche di aderenza della superficie a contatto con gli pneumatici.

3.1 Mono-shock e Dual-shock

Le sospensioni posteriori motociclistiche presentano molte differenti soluzioni ma innanzitutto possono essere differenziate sulla base del numero di smorzatori ed elementi elastici impiegati. Se agli albori il sistema dual-shock (due gruppi molla-smorzatore) era l'unico presente, ora quello mono-shock (con una molla e un ammortizzatore), introdotto dalla Yamaha con il nome commerciale *Monocross*, è senza dubbio il più diffuso. I vantaggi e gli svantaggi delle due soluzioni vengono di seguito discussi.

3.1.1 Il forcellone oscillante classico

È la soluzione classica (Figura 3.1), nella quale si impiega una sospensione Dual-shock insieme ad un forcellone bibraccio. I suoi punti di forza sono la semplicità di costruzione, il maggior controllo dello smorzamento e la posizione degli ammortizzatori che ne previene il surriscaldamento e le conseguenti fastidiose variazioni delle caratteristiche di funzionamento durante percorsi impegnativi. Il principale svantaggio è invece rappresentato dal non poter garantire una sufficiente ampiezza del movimento verticale della ruota per tutte le condizioni e il rischio di generare torsioni del forcellone in seguito al comportamento differente dei due smorzatori.

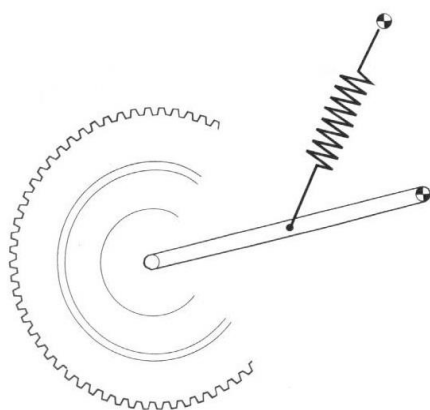


Figura 3.1: Il forcellone oscillante classico.
Immagine tratta da [2].

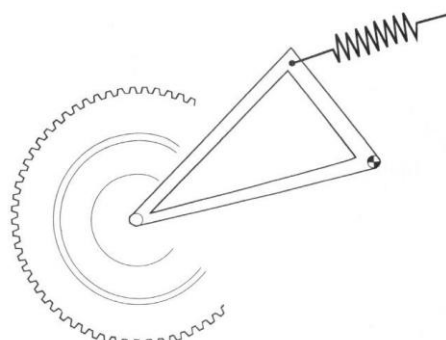


Figura 3.2: Il forcellone oscillante Cantilever.
Immagine tratta da [2].

3.1.2 Il forcellone oscillante Cantilever

Questa variante presenta un forcellone (Figura 3.2) a struttura triangolare in grado di generare un opportuno braccio di leva per la compressione/estensione del gruppo molla-

smorzatore di un sistema mono-shock. Con tale configurazione vengono semplificate le operazioni di taratura dell'ammortizzatore e le rigidità (torsionale e flessionale) risultano notevolmente aumentate; si elimina così uno dei difetti della soluzione precedente. A maggior ragione, sono annullati anche eventuali momenti torcenti generati dalla posizione di ancoraggio del mono-ammortizzatore, in quanto esso si trova in asse rispetto alla ruota. Per completezza, è altresì vero che esistono anche esempi di questo schema sospensivo con un solo dissipatore montato in posizione decentrata, previo opportuno dimensionamento del telaio e del forcellone, come nel caso della *Kawasaki ER-6n* (Figura 3.3). Infine ma non meno importante, con la soluzione *mono-shock* si riduce la massa non sospesa (e di conseguenza anche quella complessiva) ma di contro la posizione dell'ammortizzatore, che risulta più vicino al motore, complica lo smaltimento del calore.



Figura 3.3: Mono-ammortizzatore in posizione decentrata sulla *Kawasaki ER-6n*. Immagine tratta da *moto.it*.

3.2 La rigidità ridotta

Per poter confrontare il comportamento delle varie sospensioni si è ricavato un parametro che ne riassume le peculiarità. Usualmente, si sintetizza il sistema complesso, composto da una molla di rigidità K_S che viene sollecitata tramite un certo meccanismo, con una molla agente direttamente sul perno ruota (Figura 3.4). Il particolare valore di rigidità che si ottiene è denominato rigidità ridotta K_W .

La rigidità K_S è relativa alla taratura della molla montata (*spring rate* in inglese) mentre quella ridotta K_W corrisponde alla taratura della sospensione (*wheel rate*).

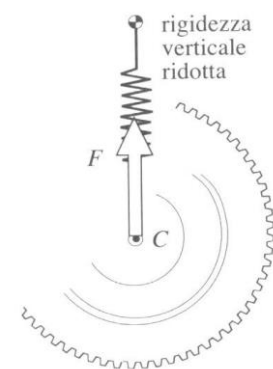


Figura 3.4: Semplificazione della sospensione. Immagine tratta da [2].

Esse sono definite come la forza necessaria rispettivamente per comprimere la molla della sospensione ed alzare la ruota posteriore di un valore di lunghezza unitario.

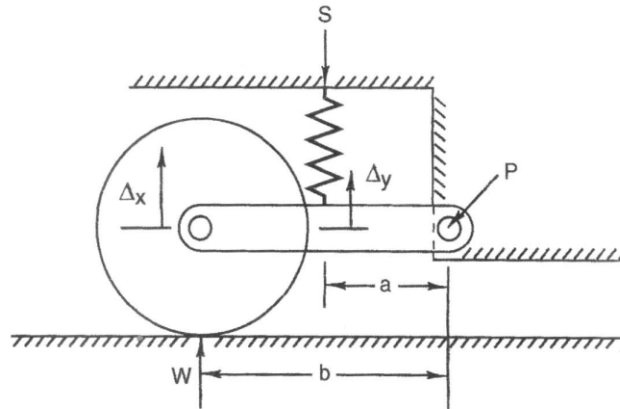


Figura 3.5: Rappresentazione di un semplice schema sospensivo. Immagine tratta da [6].

Per spiegare meglio il tutto si può fare riferimento alla Figura 3.5, nella quale il braccio oscillante è imperniato al telaio nel punto P e la molla agisce ad una distanza “a” da quest’ultimo. Il centro ruota si trova invece ad una distanza “b” da P. Queste due distanze caratterizzano il rapporto tra gli spostamenti del punto d’attacco della molla (Δy) e del perno ruota (Δx), che è detto rapporto di installazione o *installation ratio* e definito come:

$$\tau = \Delta y / \Delta x \quad (3.1)$$

La rigidità ridotta K_w può essere ottenuta partendo dalla forza elastica F_s della molla, la quale è proporzionale proprio alla deformazione della molla stessa:

$$F_s = K_s \cdot \Delta y \quad (3.2)$$

La forza ridotta vale:

$$F_{ridotta} = F_s \cdot \tau \quad (3.3)$$

Ora, dividendo ambo i membri per Δx , si risale alla rigidità ridotta:

$$K_w = K_s \cdot \tau^2 \quad (3.4)$$

In definitiva, è evidente come la forza ridotta dipenda linearmente dal rapporto τ mentre la rigidità ridotta abbia una dipendenza quadratica da tale parametro.

Rappresentando in un grafico (Figura 3.6) i possibili andamenti della rigidità ridotta in funzione dell'escursione della ruota, si evidenziano tre possibili comportamenti della sospensione:

- Lineare: il valore si mantiene costante;
- Progressivo: la curva presenta un sempre più elevato aumento della pendenza;
- Regressivo: la rigidità ridotta cala man mano che l'escursione verticale aumenta.

È bene ricordare che invece la forza F_S è sempre crescente con la compressione della molla con un andamento più o meno accentuato in relazione al valore della rigidità K_S che è il coefficiente angolare della curva.

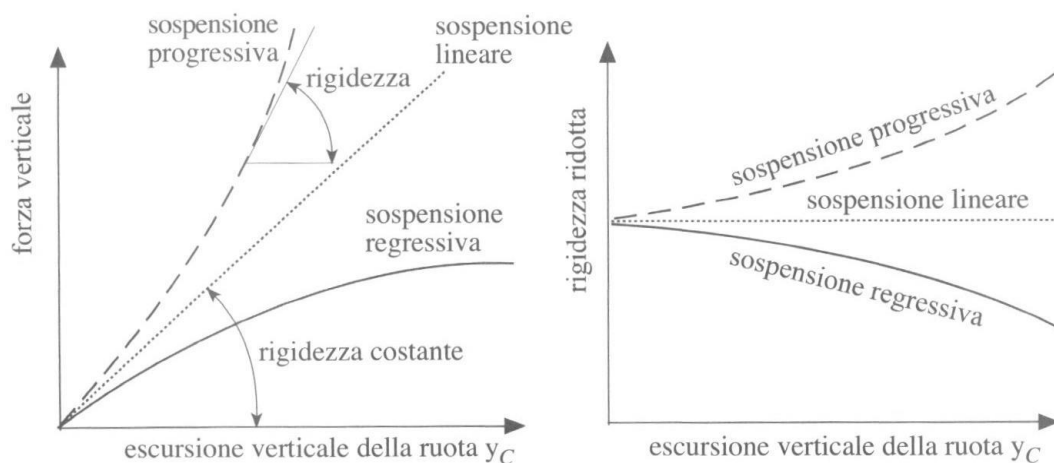


Figura 3.6: Andamento della forza verticale e della rigidità ridotta in funzione dell'escursione verticale della ruota. Immagine tratta da [2].

L'utilizzo di sospensioni di tipo regressivo è poco diffuso ma comunque valido in casi particolari e prevalentemente in ambito *off-road*, dove è fondamentale garantire un buon controllo e un'elevata presa a terra, nonostante il fondo cedevole e la poca aderenza. Il comportamento progressivo è invece quello più impiegato e i principali vantaggi che permette di ottenere sono:

- Un buono assorbimento delle piccole irregolarità della superficie stradale grazie alla morbidezza della sospensione nel tratto iniziale ma allo stesso tempo un buon sostegno in caso di escursioni elevate della ruota;
- La minimizzazione della variazione delle frequenze proprie del mezzo conseguente a variazione della massa m dello stesso (presenza di un passeggero, maggior carburante imbarcato, ecc.) in quanto, essendo:

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad \text{e} \quad \omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (3.5)$$

l'eventuale aumento di m è compensato da quello della rigidità K .

3.3 I leveraggi introdotti

Proprio la volontà di ottenere comportamenti più o meno progressivi e l'incapacità di poterlo fare sia con il forcellone oscillante classico che con la soluzione Cantilever, hanno portato all'introduzione di un meccanismo nello schema sospensivo.

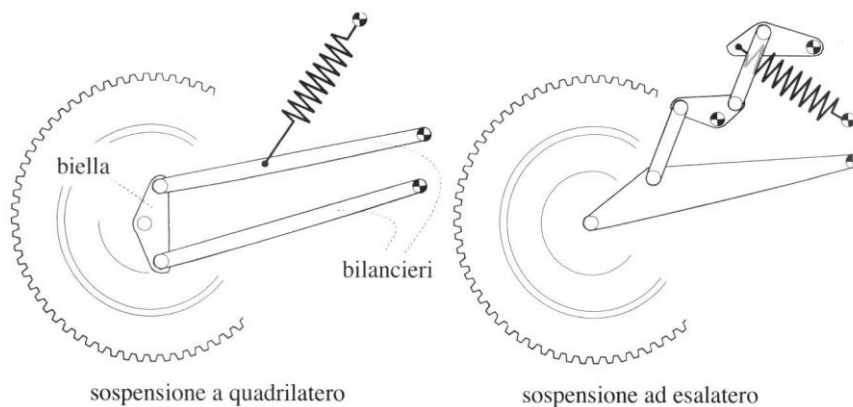


Figura 3.7: Schemi sospensivi a quadrilatero e a esalatero. Immagine tratta da [2].

Nel corso degli anni sono state sperimentate anche soluzioni basate sull'esalatero (ad es. Morbidelli 500 GP) ma la loro complessità costruttiva ne ha impedito ulteriori sviluppi e una larga diffusione. Il cinematismo comunemente utilizzato è invece il quadrilatero articolato (Figura 3.7), e ogni casa motociclistica ne ha introdotto una sua versione con una diversa denominazione commerciale (Figura 3.8):

- *Pro-Link* (Honda)
Collega un'estremità del gruppo molla-ammortizzatore al telaio e l'altra alla biella del quadrilatero. Una sua variante, sempre di brevetto Honda, è la *Unit-Pro-Link*, nella quale l'ammortizzatore non si collega al telaio ma ad un supporto e viene mantenuto all'interno dell'ingombro del forcellone.
- *Unitrak* (Kawasaki)
Simile al precedente ma prevede il collegamento con il bilanciante anziché con la biella.
- *Full Floater* (Suzuki)
È un sistema particolare nel quale il mono-ammortizzatore è montato tra bilanciante e forcellone, senza avere un collegamento diretto al telaio.

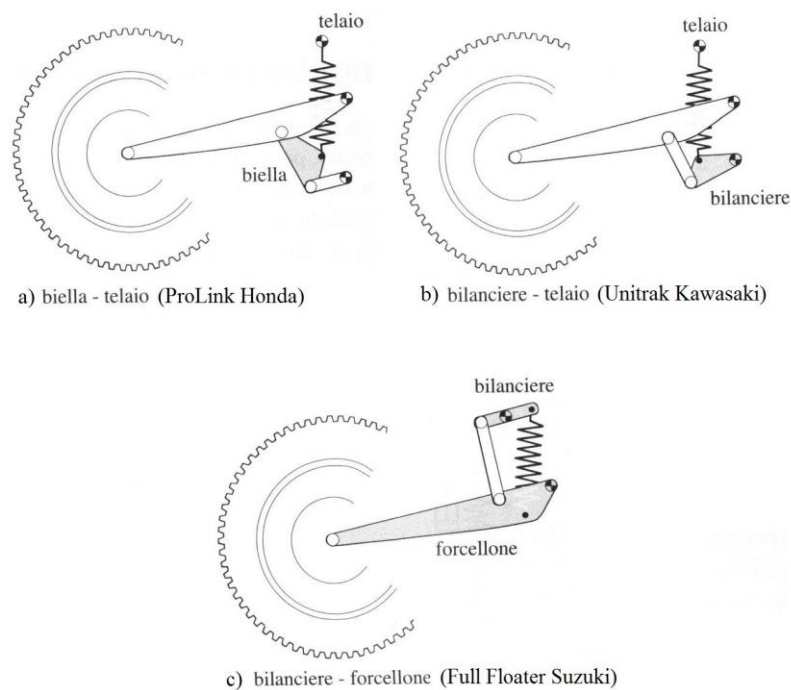


Figura 3.8: Versioni della sospensione a quadrilatero introdotte dalle varie case motociclistiche. Immagine tratta da [2].

Differenti schemi a quadrilatero si trovano anche abbinati a trasmissioni ad albero a giunti cardanici (in sostituzione della comune catena) come nel “*Paralever*” BMW e in alcune applicazioni Magni su base Moto Guzzi.

Capitolo 4

Le Bimota HB4 Moto2 e BB3 EVO Superbike

La Bimota HB4 (Figura 4.1) è la motocicletta con cui la casa riminese è tornata alle competizioni dedicate ai prototipi, prendendo parte nel 2010 alla neonata categoria Moto2 del motomondiale. Il suo esordio risale al 14 aprile 2010 nel Gran Premio del Qatar, gara di apertura della stagione, nel corso della quale il Team SAG di Eduardo Perales ha affidato le proprie moto allo spagnolo Bernat Martinez e al thailandese Ratthapark Willairot (Figura 4.2). Proprio quest'ultimo ha ottenuto il miglior risultato stagionale con un 4° posto ad Assen in Olanda ed ha terminato il campionato in ventiduesima posizione (30 punti) nella classifica piloti, con la Bimota decima tra i costruttori.



Figura 4.1: Bimota HB4 Moto 2 con livrea Bimota. Immagine tratta da motocorse.com.



Figura 4.2: Ratthapark Willairot e la Bimota HB4 Moto 2 con la livrea del Team SAG con la quale ha preso parte al campionato Moto2. Immagine tratta da corsesdimoto.com.

La *BB3* invece è entrata in produzione nel 2014 ed ha partecipato al campionato del mondo *Superbike*, destinato alle derivate di serie. La motocicletta, tramite il team Alstare (Figura 4.3) gestito da Francis Batta, è stata iscritta nella categoria EVO nella

quale si dovevano rispettare i dettami tecnici delle *Superstock*⁷ per quel che concerne parte motoristica ed elettronica e il regolamento Superbike per la ciclistica. Nonostante l'alto potenziale della *BB3*, nelle mani dell'italiano Ayrton Badovini (Figura 4.4) e del britannico Christian Iddon, il mancato raggiungimento del numero minimo di esemplari prodotti per la partecipazione al campionato non ha consentito il rinnovo della deroga concessa, ponendo fine all'esperienza in *SBK* e non consentendo l'omologazione dei risultati ottenuti nelle gare degli otto Gran Premi disputati.



Figura 4.3: Bimota BB3 EVO SBK con la livrea del team Astore. Immagine tratta da motociclismo.it.



Figura 4.4: Ayrton Badovini con la sua Bimota BB3 EVO al Misano World Circuit Marco Simoncelli durante il Gran Premio SBK di San Marino. Immagine fornita da Andrea Acquaviva.

4.1 Principali caratteristiche tecniche

Nate entrambe da progetti di Andrea Acquaviva e arricchite dal gusto estetico del designer Enrico Borghesan, queste due motociclette condividono la stessa concezione del telaio, formato da una parte a traliccio di tubi in acciaio al cromo-molibdeno e da piastre in lega leggera ricavate dal pieno, secondo una tecnologia di derivazione aeronautica. Di seguito, prima di andare ad analizzare in maggior dettaglio il retrotreno, sono riportate le loro schede tecniche⁸.

⁷ La *Superstock 1000* è un campionato motociclistico riservato a moto da corsa derivate da modelli prodotti in serie, alle quali il regolamento permette di apportare solo modifiche minime.

⁸ I dati della *Bimota BB3* sono relativi al modello stradale, che comunque è molto vicino a quello da competizione.

Tabella 4.1: Principali dati tecnici delle Bimota BB3 e HB4 Moto2. Dati tratti da wikipedia.it, omnimoto.it, moto.it.

Scheda Tecnica	Bimota BB3	Bimota HB4 Moto2
Passo [mm]	1430	1480
Massa a secco [kg]	179	135
Capacità serbatoio [l]	17	21
Avviamento	Elettrico	A spinta
Pneumatici		
Fornitore	Pirelli	Dunlop
Anteriore	120/70 17"	125/80 ZR 17"
Posteriore	190/55 17"	195/65 ZR 17"
Sopsensioni		
Anteriore	Forcella a steli rovesciati (diametro 43mm)	Showa MotoGp
Posteriore	Monoammortizzatore Ohlins TTX	Showa MotoGp
Motore		
Cilindrata [cm3]	999	599
Alesaggio x Corsa [mm]	80 x 49,7	67 x 42,5
Numero cilindri	4	4
Disposizione cilindri	in linea	in linea
Tipologia Motore	Ciclo Otto	ciclo Otto
Raffreddamento motore	liquido	liquido
Distribuzione	DOHC	DOHC
Numero valvole per cilindro	4	4
Potenza [KW]	147	n/d
Potenza [CV]	200	n/d
Rpm massimi [giri/minuto]	13000	n/d
Coppia Max [Nm]	112 Nm a 9750 rpm	n/d
Trasmissione		
Numero marce	6	6
Frizione	Multidisco a secco	Multidisco a bagno d'olio
Impianto frenante		
Fornitore	Brembo	Brembo
Anteriore	Doppio disco (320mm)	Doppio disco (300mm)
Posteriore	Disco singolo (220mm)	Disco singolo (218mm)

4.2 Il forcellone in alluminio

Entrambe le motociclette sono equipaggiate con un forcellone bibraccio in alluminio. Quello della *HB4* è scatolato e presenta sia elementi ricavati dal pieno che fogli in lamiera stampata; il tutto è poi corredato da un retrotreno in carbonio monoscocca. Il forcellone della *BB3* è invece aperto e si compone di cinque parti in alluminio, tutte ricavate dal pieno e successivamente saldate a mano (Figura 4.5). Ad esse possono essere aggiunte anche due chiusure, sempre dello stesso materiale, da avvitare alla parete interna delle due fiancate in modo da ricreare uno scatolato (Figura 4.6).

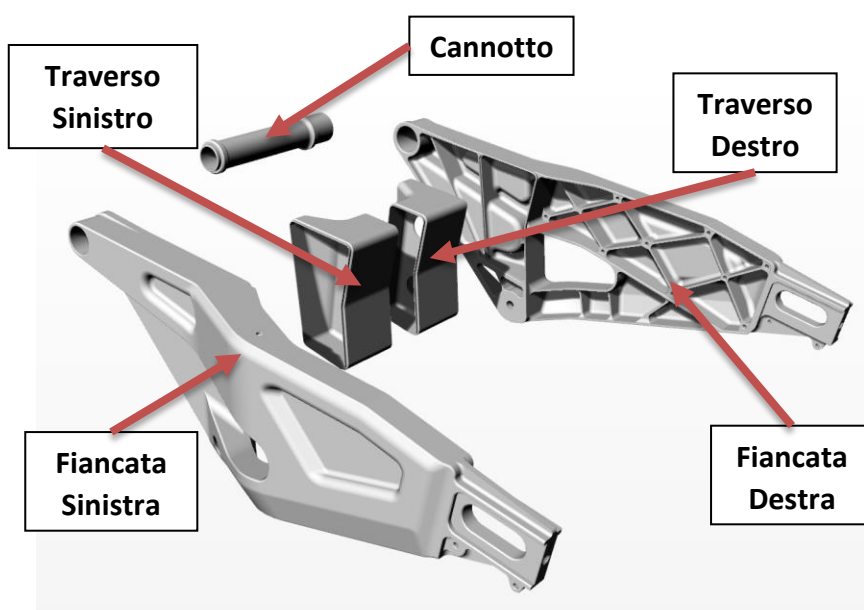


Figura 4.5: Forcellone della BB3 senza le chiusure e con evidenziate le 5 parti ricavate dal pieno (Rendering del modello CAD).

Il forcellone che equipaggia la Bimota *Superbike*, essendo il più recente, porta con sé tutta l'esperienza maturata con la *HB4* nella categoria *Moto2* e, viste anche le sue positive performance in pista, verrà usato come punto di partenza e parametro di confronto nel corso di tutta questa tesi.

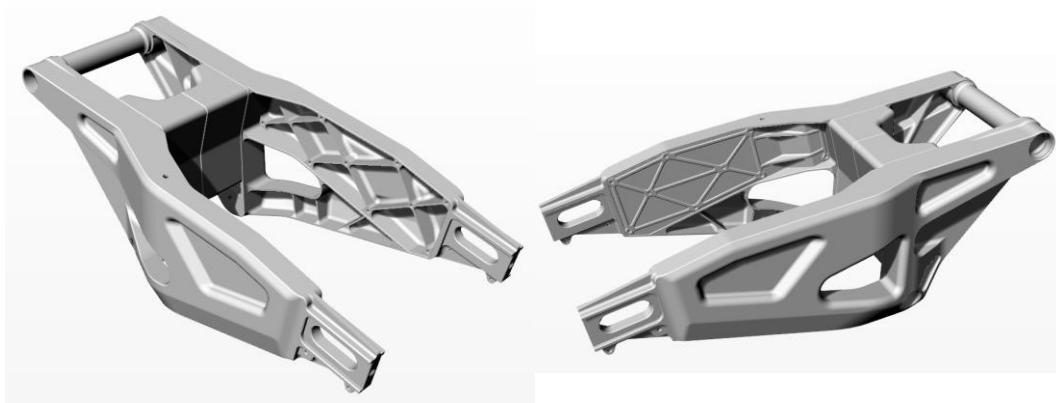


Figura 4.6: Forcellone della BB3 senza le chiusure (a sinistra) e con le chiusure avvitate (a destra). Rendering del modello CAD.



Figura 4.7: Il forcellone in alluminio in evidenza durante una piega di Badovini sul circuito di Sepang. Immagine fornita da Andrea Acquaviva.

4.3 Punti notevoli della sospensione

Gli schemi sospensivi posteriori della *HB4* e della *BB3* sono entrambi del tipo bilanciere-telaio e, per coerenza con quanto fatto con il forcellone, quello della Bimota *SBK* è stato preso come punto di partenza per ricavare le quote del leveraggio.

È abbastanza intuitivo che al variare del pilota, di altre parti del mezzo o dell'aderenza della pista, si presenti la necessità di variare le distanze reciproche tra i vari elementi della sospensione proprio per meglio adattarsi ad ogni situazione. Nello specifico della *BB3 EVO SBK* è possibile agire sia sul registro ad eccentrico per regolare l'altezza del retrotreno, e di conseguenza il bilanciamento ciclistico, sia sulla posizione del pivot del

forcellone (perno di collegamento con il telaio). A tutto questo, va inoltre aggiunta l'opportunità di sostituire il mono-ammortizzatore e/o precaricarlo⁹ differentemente la molla.

Ne derivano due condizioni limite della sospensione (a riposo e a finecorsa) che determinano il *range* entro il quale il forcellone può oscillare. La posizione di tutti gli elementi del retrotreno della *BB3 Superbike* con sospensione a riposo e regolazione standard è illustrata in Figura 4.8 e da quest'ultima si è deciso di stimare le dimensioni della biella del leveraggio (130 mm), del rocker (90 x 94 x 87 mm) e le coordinate dei punti di aggancio al telaio.

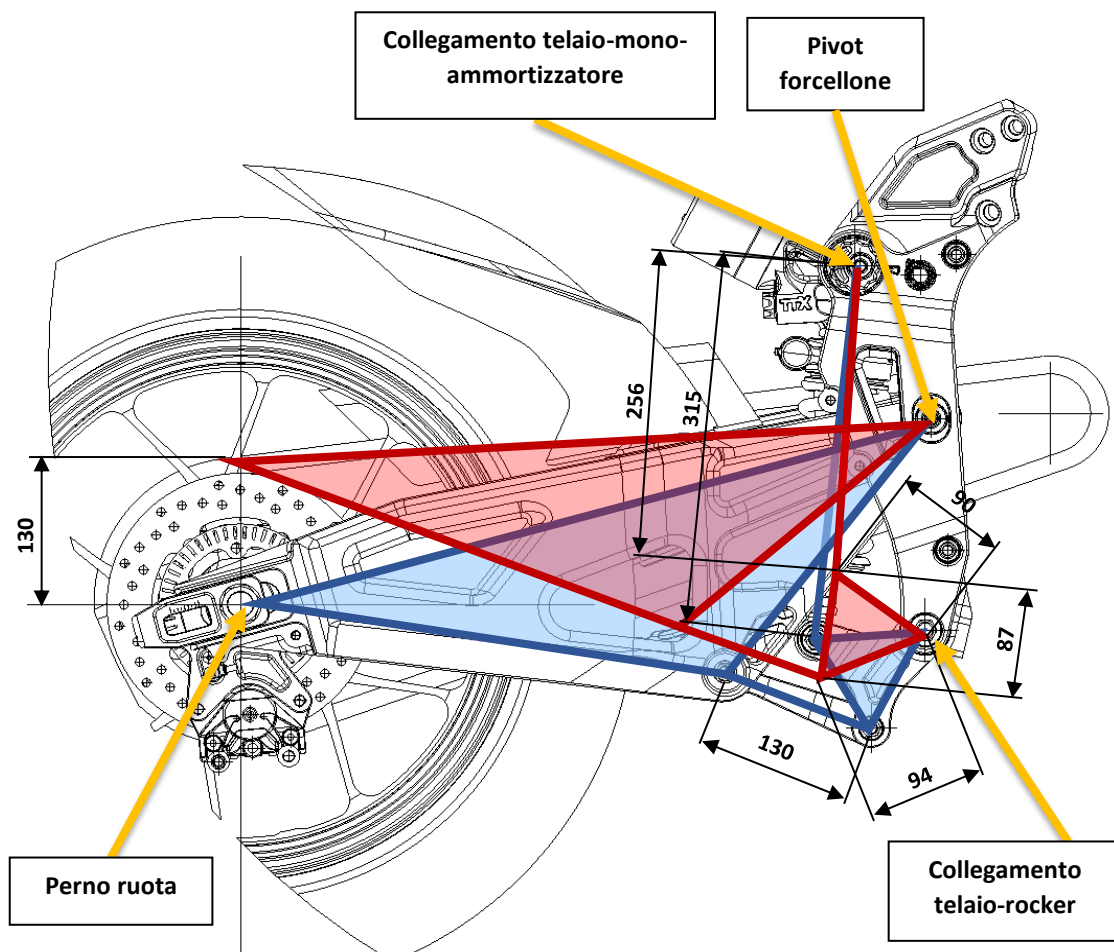


Figura 4.8: Posizione degli elementi della sospensione posteriore della Bimota BB3 nelle condizioni di riposo e a finecorsa (con regolazione standard del precarico). Quote in millimetri.

Per quanto riguarda invece la condizione di sospensione a finecorsa (molla completamente compressa), non ci si è basati sulla BB3, bensì si è scelto di imporre un'escursione verticale massima di 130 mm alla ruota posteriore e, mantenendo fermo il

⁹ Precompressione della molla dell'ammortizzatore per mezzo di una ghiera a passo micrometrico, che implica la riduzione di lunghezza della molla stessa ma non dell'interasse del gruppo molla-smorzatore.

telaio, ricavare le nuove coordinate. Il forcellone ruota intorno all'asse del *pivot*, il *rocker* attorno al perno che lo collega al telaio mentre il mono-ammortizzatore è limitato inferiormente dal bilanciante e superiormente dalla posizione dell'eccentrico. Ne risulta un gruppo molla-ammortizzatore con un interasse di 256 mm e una corsa utile¹⁰ di 59 mm.

Come già precedentemente spiegato, si è consapevoli delle innumerevoli possibilità di variazione di tali parametri e quindi, anche nell'ottica di un futuro utilizzo del forcellone in una motocicletta con caratteristiche diverse dalla *HB4* e dalla *BB3*, lo scopo che ci si è prefissati non è stato quello di riprodurre fedelmente uno dei due schemi sospensivi delle motociclette prese in considerazione, bensì quello di ottenere una posizione verosimile del forcellone nelle condizioni di massimo carico sulla quale poter effettuare le analisi.

¹⁰ Corsa massima diminuita del precarico della molla.

Capitolo 5

Il modello ad elementi finiti

Per la simulazione del comportamento dei vari forcelloni si è utilizzato il solutore NX Nastran® abbinato al pre/post-processor Femap® e tutte le analisi FEM¹¹ sono state condotte con la sospensione nella posizione di finecorsa, secondo quanto descritto nel paragrafo 4.3. Nel corso di questo capitolo verranno illustrate in dettaglio la geometria importata, la *mesh*¹², i materiali ad essa associati ed infine i vincoli e i carichi applicati. Per verificare l'attendibilità del modello ad elementi finiti creato si sono confrontati alcuni risultati con i dati sperimentali disponibili e si è considerato accettabile un errore nell'ordine del 10%.

5.1 La geometria

Il forcellone della BB3 EVO SBK, come descritto nel paragrafo 4.2, si compone di cinque pezzi in alluminio uniti tra loro mediante saldatura. Ogni parte è ricavata dal pieno attraverso macchine a controllo numerico e tale metodologia produttiva permette di gestire con elevata precisione anche forme molto complesse o sottosquadri che in caso di colata in stampo, ad esempio, sarebbero più problematici.

Entrando nel dettaglio dei vari elementi (Figura 5.1), i due pezzi che costituiscono il traverso sono svasati nella parte anteriore per permettere il passaggio del monoammortizzatore, invece il canotto è un cilindro cavo caratterizzato da tre diametri diversi, uno per ogni zona di accoppiamento con le fiancate e il terzo per quella intermedia in vista. Tuttavia, le parti che propongono le soluzioni più ricche di particolari sono le due fiancate. Innanzitutto, esse non sono simmetriche ma sono entrambe caratterizzate da due grandi fori (quello sul lato sinistro permette il passaggio del ramo inferiore della catena), da due rientranze quasi triangolari nella zona superiore atte a conferire maggior inerzia e da svariate nervature di rinforzo sulla parte interna, aventi lo scopo di aumentare la rigidità complessiva dell'assieme. Infine, in ogni fiancata, sono presenti due tasche di alleggerimento (di cui una passante sul lato destro) nella zona vicina al collegamento con la biella della sospensione.

¹¹ Apendice B: Metodo degli elementi finiti.

¹² Discretizzazione della geometria in elementi più o meno fitti.

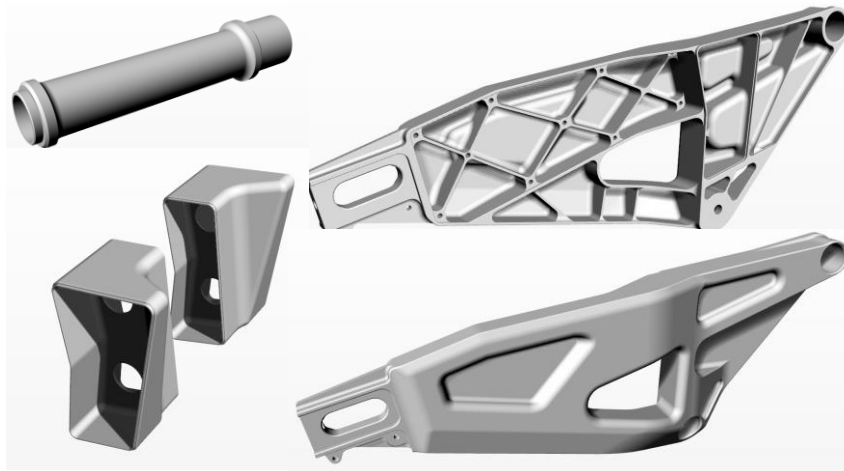


Figura 5.1: Dettaglio dei vari elementi che compongono il forcellone (Rendering del modello CAD).

5.2 La mesh

La geometria è stata importata nel software Femap[®] in formato STEP dal file CAD creato con CATIA[®] e ripulita di tutti i dettagli non significativi ai fini dell'analisi FEM quali, ad esempio, raccordi e smussi di piccola dimensione (circa 1 mm). In seguito, è stata suddivisa in elementi più o meno fitti al fine di creare un modello discreto, il più attinente possibile alla realtà, sul quale applicare carichi e vincoli (Figura 5.2).

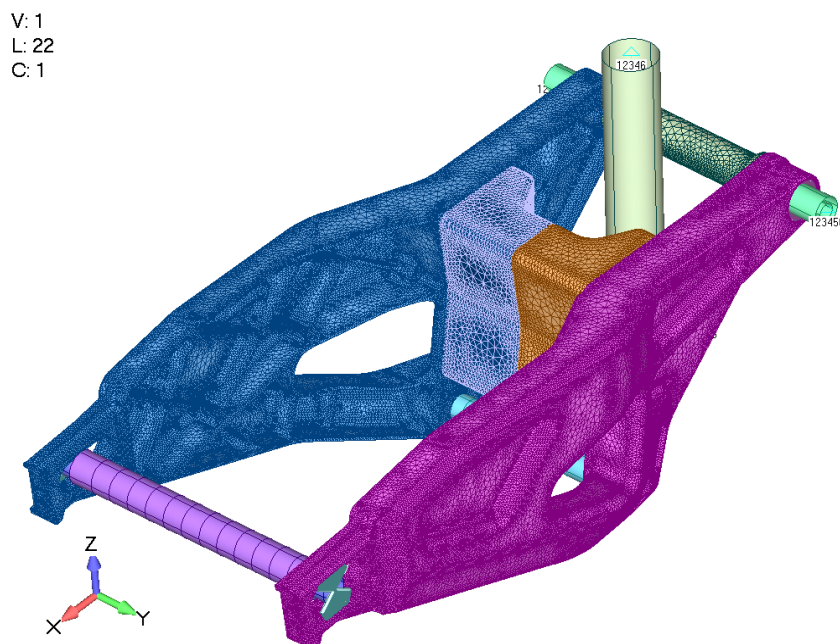


Figura 5.2: Modello ad elementi finiti del forcellone.

A seconda della tipologia di proprietà associata alla geometria, si sono utilizzati elementi 1D, 2D o 3D con differenti dimensioni (*size*) base e alcuni infittimenti o diradamenti nelle zone che si sono rivelate più o meno critiche o dove sono presenti o meno particolari geometrici che altrimenti non sarebbero stati ben modellati.

La Figura 5.3 illustra alcuni dettagli della *mesh*, dai quali si possono ben distinguere gli elementi (*rod*, *bar* e *plate*) utilizzati per modellare il cinematiso della sospensione, a quelli solidi (*tetraedri parabolici*) impiegati in tutte le parti in alluminio del forcellone e quelli piani (*laminare plate*) usati per discretizzare le parti in composito, le quali verranno discusse in dettaglio nel capitolo 7.

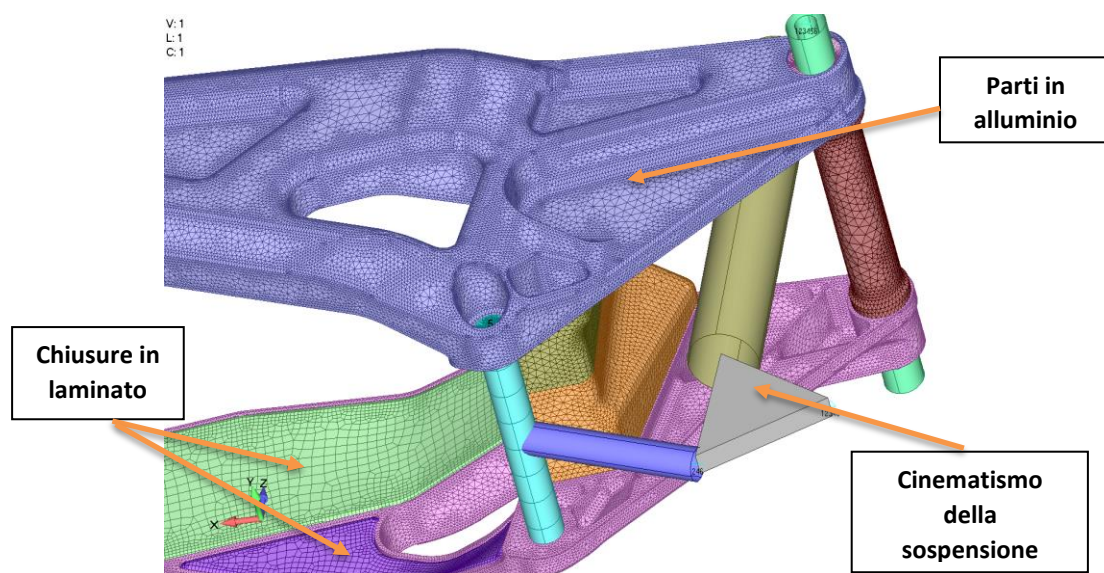


Figura 5.3: Dettaglio del modello ad elementi finiti di una versione del forcellone innovativo nel quale si può notare la modellazione del cinematiso della sospensione, delle parti in alluminio e delle chiusure in composito.

Al fine di prevenire errori grossolani sui risultati dovuti a distorsione degli elementi utilizzati, si è scelto di imporre che le facce degli elementi (siano esse triangolari o quadrangolari) che giacciono su ogni superficie della geometria CAD abbiano un *Aspect Ratio*¹³ massimo di 10 e un *Jacobian Ratio*¹⁴ non superiore a 0.8. È bene ricordare che nel caso dello jacobiano, Femap®, a differenza di altri preprocessori, restituisce il valore 0 per gli elementi “ideali” e il valore 1 per quelli distorti. Tutti gli elementi che non hanno superato il controllo di qualità della *mesh* nei termini appena espressi, sono stati modificati manualmente con lo scopo di farli rientrare nei parametri imposti (Figura 5.4).

¹³ Indica il rapporto fra la dimensione più lunga e quella più corta di una figura bidimensionale.

¹⁴ Rappresenta un indice dell'affidabilità dal punto di vista computazionale della trasformazione tra lo spazio degli elementi del modello e lo spazio reale.

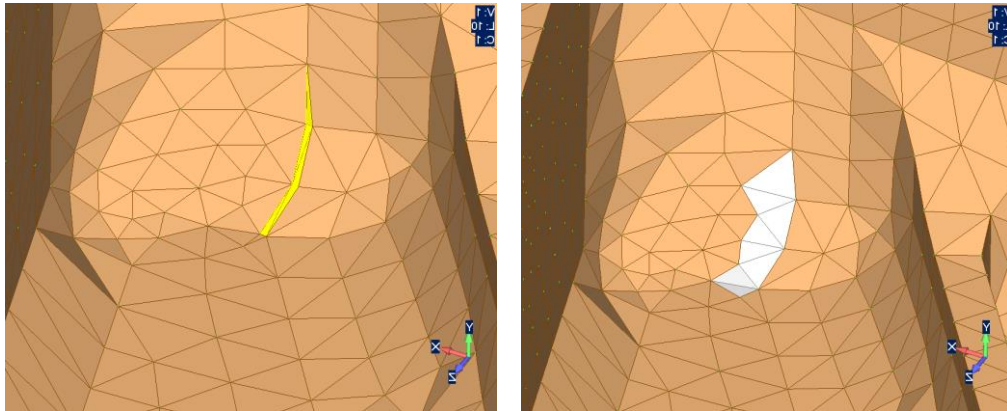


Figura 5.4: Dettaglio di alcuni elementi distorti (evidenziati in giallo a sinistra) e della mesh manualmente modificata (in bianco a destra) al fine di rientrare nei parametri di qualità imposti.

Infine, per unire i cinque pezzi del forcellone, non si sono modellati i singoli cordoni di saldatura bensì si è proceduto ad “incollare” le *mesh* dei singoli componenti nelle zone di contatto tramite l’apposita funzione del software Femap® e una *Glued Connection Property* (Figura 5.5) del tipo *weld* (saldatura appunto). Essa permette di collegare in maniera molto semplice *mesh* differenti in quanto non richiede che i nodi che giacciono sulle superfici da congiungere siano coincidenti. In aggiunta, tale connessione trasferisce correttamente spostamenti e carichi all’interfaccia, garantendo anche una corretta distribuzione delle tensioni. Lo stesso metodo è stato anche impiegato per l’incollaggio strutturale tra alluminio e carbonio.

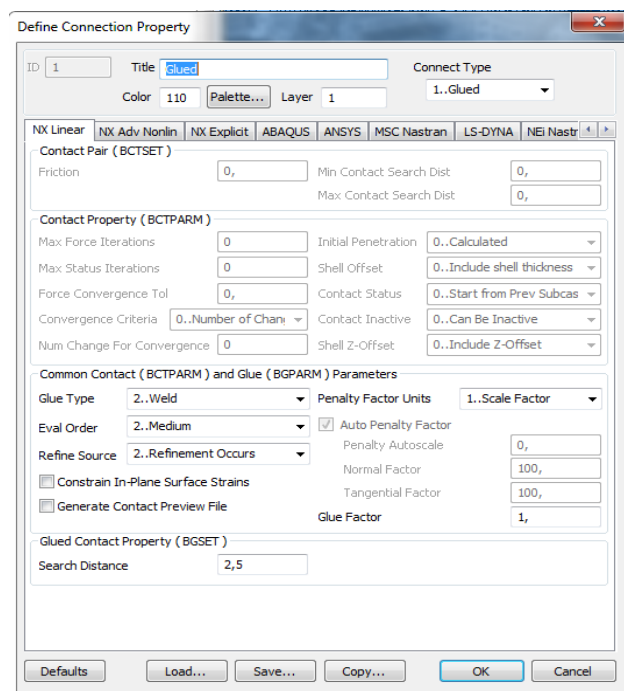


Figura 5.5: Valori dei parametri della *Glued connection property* (tipo *weld*) utilizzata nel modello.

5.3 Materiali utilizzati

L'alluminio del forcellone è un Anticorodal Lega 6082¹⁵ mentre, per quanto riguarda i componenti del cinematismo, si è scelto di modellarli come elementi molto rigidi in acciaio, dal momento che la sospensione si trova nella sua posizione di finecorsa. Lo stesso tipo di acciaio è stato anche utilizzato per alcuni bar di collegamento in modo da poter gestire la cedevolezza dei vincoli (paragrafo 5.4) in maniera più appropriata rispetto a connessioni infinitamente rigide, come ad esempio i *multi-point constraint (MPCs)*¹⁶ RB2 e RB3.

La Tabella 5.1 riepiloga le caratteristiche fisico-meccaniche dell'alluminio e dell'acciaio utilizzati nei modelli ad elementi finiti.

Tabella 5.1: Caratteristiche fisiche-meccaniche dell'alluminio e dell'acciaio utilizzati nel modello ad elementi finiti.

Materiale	Modulo elastico E [Gpa]	Coefficiente di Poisson	Densità [g/cm3]
Alluminio	69	0,3	2,7
Acciaio	210	0,33	7,8

A tutto questo, va aggiunto il laminato composito che verrà usato per le versioni innovative del forcellone e di cui si parlerà estesamente nel paragrafo 7.2.

5.4 Vincoli

Per applicare le condizioni di vincolo al modello si è fatto riferimento ad alcune rappresentazioni bidimensionali in sezione delle condizioni di montaggio del forcellone della Bimota SBK, in modo tale da valutare più attentamente ogni componente presente in corrispondenza del perno ruota e dei perni di collegamento al telaio e alla biella della sospensione.

¹⁵ Per Anticorodal si intende una serie di leghe di alluminio alligate con magnesio (0,4-1,7%), manganese (0,5-1%) e silicio (1-5%). In particolare la lega 6082 è caratterizzata da ottima saldabilità, buone caratteristiche meccaniche, lavorabilità alle macchine utensili e resistenza alla corrosione.

¹⁶ Sono delle connessioni che collegano rigidamente all'interno dell'analisi, i gradi di libertà di una serie di nodi dipendenti con quelli di un nodo indipendente.

5.4.1 Pivot forcellone

Il collegamento al telaio avviene tramite un perno cavo avvolto da una serie di distanziali per mantenere le distanze reciproche tra i vari elementi ed il tutto è inserito all'interno del cannotto del forcellone e poggia su cuscinetti a rulli sulla parte sinistra e su cuscinetti a sfere su quella destra (Figura 5.6).

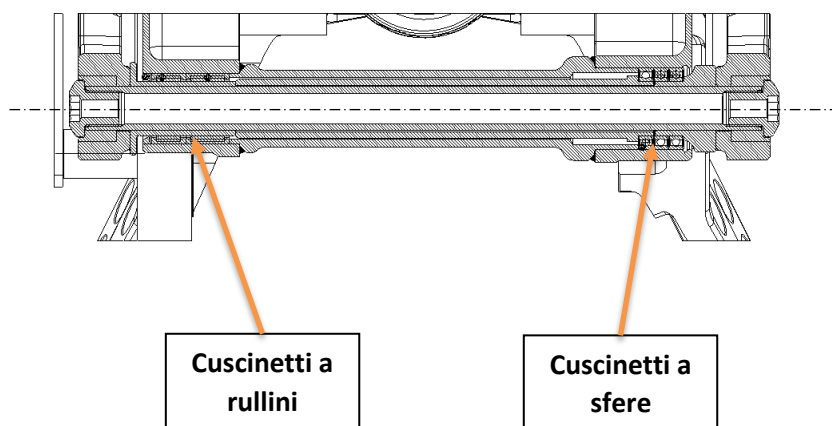


Figura 5.6: Sezione di montaggio del perno del forcellone.

Il perno è stato modellato con elementi *bar* cilindrici in acciaio con diametro esterno di 13.5 mm e spessore di parete di 6 mm, per tener conto del contributo offerto dai distanziali. Il tutto è stato vincolato con due incastri alle estremità e ad esso sono stati collegati i nodi che giacciono sulle superfici a contatto con i cuscinetti tramite elementi *bar* cilindrici in acciaio aventi un raggio di 0.5 mm. Sul lato destro (cuscinetti a sfere) sono stati rilasciati i gradi di libertà riguardanti la traslazione e la rotazione assiale del perno (asse globale Y del modello) mentre su quello sinistro (cuscinetti a rulli) si è permessa sola rotazione assiale. Il tutto è riassunto in Figura 5.7.

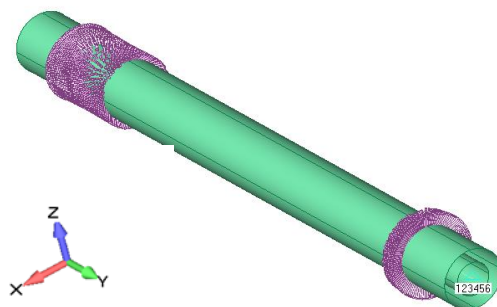


Figura 5.7: Modellazione del vincolo in corrispondenza del fulcro del forcellone.

5.4.2 Cinematismo della sospensione

Come già spiegato nell'introduzione del capitolo 5, tutte le analisi sono state condotte con la sospensione nella posizione di finecorsa e per questo ogni componente del cinematismo è stato modellato in acciaio secondo l'ipotesi di considerarlo infinitamente rigido (o comunque molto più del forcellone).

La biella e il mono-ammortizzatore sono stati schematizzati con elementi *rod* cilindrici pieni con aree rispettivamente di 350 mm^2 e 1800 mm^2 mentre il bilanciante è rappresentato da un elemento *plate* bidimensionale con le dimensioni stimate nel paragrafo 4.3 e spessore di 15 mm. Si sono poi applicati dei vincoli di simmetria in modo da mantenere il cinematismo sul piano XZ mediano del forcellone e si è permessa la rotazione reciproca degli elementi attorno agli assi dei perni (Figura 5.8).

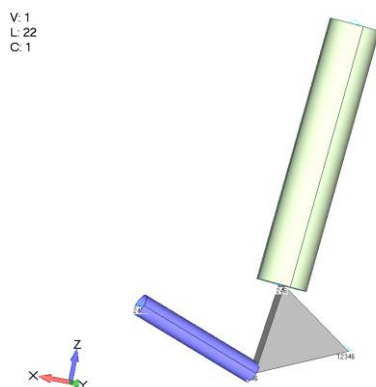


Figura 5.8: Modellazione del cinematismo della sospensione.

Infine, il collegamento della biella al forcellone (Figura 5.9) è stato modellato con una serie di elementi bar cilindrici, liberi di ruotare attorno al suo asse, aventi una sezione piena in acciaio di 24 mm di diametro in modo tale da tenere in considerazione anche la struttura esterna che circonda il perno reale (Figura 5.10).

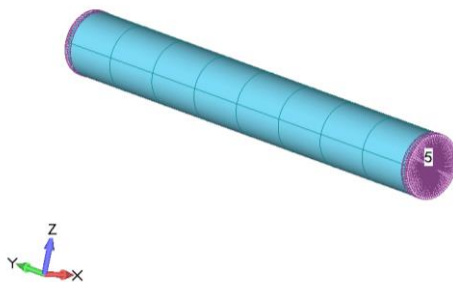


Figura 5.9: Modellazione del perno che collega la parte inferiore del forcellone alla biella della sospensione.

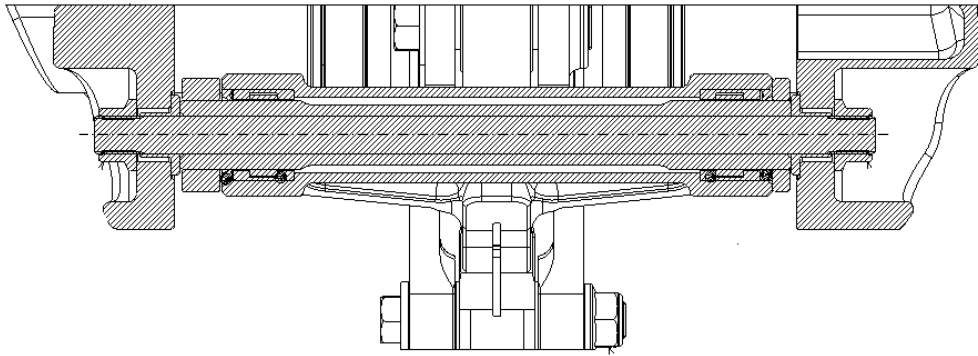


Figura 5.10: Sezione di montaggio del perno che collega il forcellone alla biella della sospensione.

5.4.3 Perno ruota

La sezione più complessa da modellare è sicuramente quella in corrispondenza del perno ruota per la quantità di elementi presenti e, per tale motivo, è anche la sezione dove si sono fatte le ipotesi più forti. Per semplicità e anche per un confronto più veritiero con i dati sperimentali si è scelto di basarsi più sulle condizioni di montaggio utilizzate nella misura della rigidità torsionale del forcellone (sottoparagrafo 5.5.1) rispetto a quelle nella moto completa (Figura 5.11).

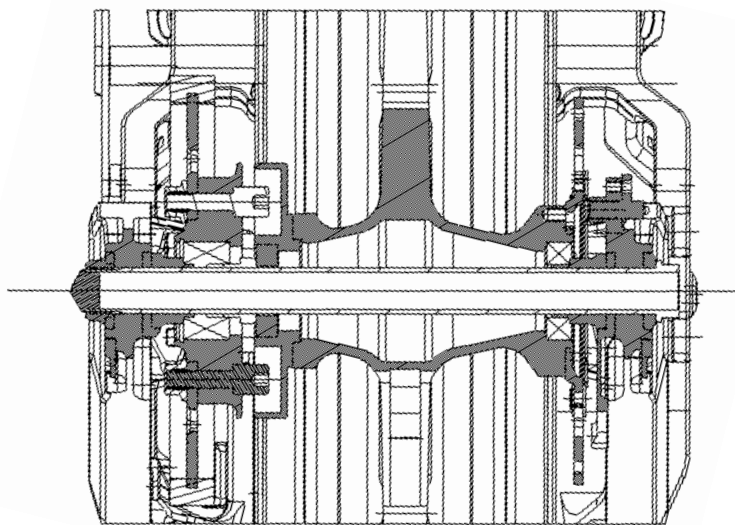


Figura 5.11: Rappresentazione in sezione del montaggio in corrispondenza del perno ruota.

Di conseguenza, il perno ruota in acciaio e la boccia esterna in alluminio sono stati schematizzati con elementi *bar* con le seguenti caratteristiche:

- A sezione circolare piena di 25 mm di diametro quelli che costituiscono il perno ruota;
- A sezione circolare cava con diametro esterno di 25 mm e spessore di parete 2.5 mm quelli della boccia esterna.

Si è rilasciata la rotazione lungo l'asse globale Y per permettere al perno di ruotare attorno al proprio asse e si è collegato il tutto con il forcellone tramite elementi *bar* cilindrici in acciaio aventi un raggio di 2 mm (Figura 5.12).

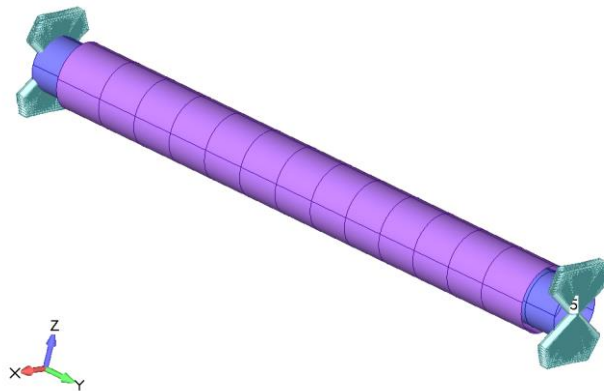


Figura 5.12: Modellazione del perno ruota e della boccia esterna.

5.5 Validazione sperimentale del modello

Al fine di valutare l'attendibilità del modello creato si sono sfruttati i dati sperimentali di cui si dispone che derivano da misure effettuate sul forcellone della BB3 EVO SBK. Nel dettaglio, si è a conoscenza della rigidità torsionale del forcellone e del carico assiale che sollecita alcuni elementi della sospensione nella condizione di finecorsa.

5.5.1 Rigidezza torsionale del forcellone

La prova sperimentale per la stima della rigidezza torsionale (Figura 5.13) è eseguita assicurando il forcellone ad una piastra massiccia, a sua volta imbullonata a una parete a simulare un incastro perfetto. Il fissaggio alla piastra avviene in corrispondenza del pivot con un perno cilindrico pieno in acciaio, mentre il mantenimento del componente in posizione pressoché orizzontale è affidato ad una biella (collegata in maniera analoga a quella della sospensione), anch'essa con un'estremità vincolata alla piastra.

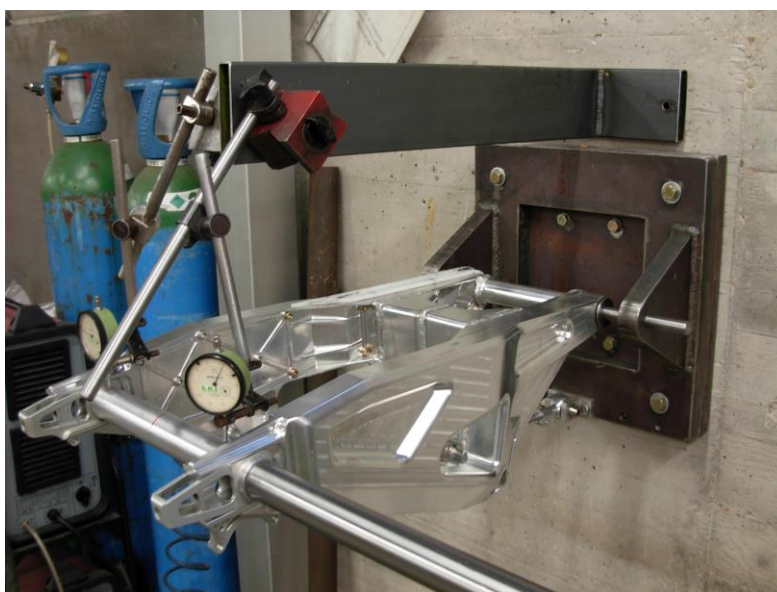


Figura 5.13: Apparato sperimentale usato per stimare la rigidezza torsionale del forcellone.

Le differenze con il modello ad elementi finiti riguardano la disposizione del forcellone, che comunque differisce in maniera non apprezzabile, e l'utilizzo di un perno a sezione piena. Data l'elevata rigidezza di questo vincolo, anche in quest'ultimo caso, l'errore introdotto può considerarsi di piccola entità e si è quindi deciso di considerare attendibile il confronto dei risultati tra prove sperimentali e analisi FEM.

Per quanto riguarda il perno ruota invece, si è usato un cilindro a sezione piena in acciaio sufficientemente lungo da permettere l'applicazione di un carico verticale a una distanza di 1 m dal piano di simmetria longitudinale del forcellone in modo da solleccarlo torsionalmente. Per meglio simulare le condizioni operative e di montaggio nella zona della ruota si è utilizzata infine una boccia in alluminio tra le due fiancate che fa da camicia al perno.

La misura è stata eseguita mediante due comparatori posti uno per lato, ognuno a distanza pari a 110 mm dalla mezzeria (Figura 5.14).

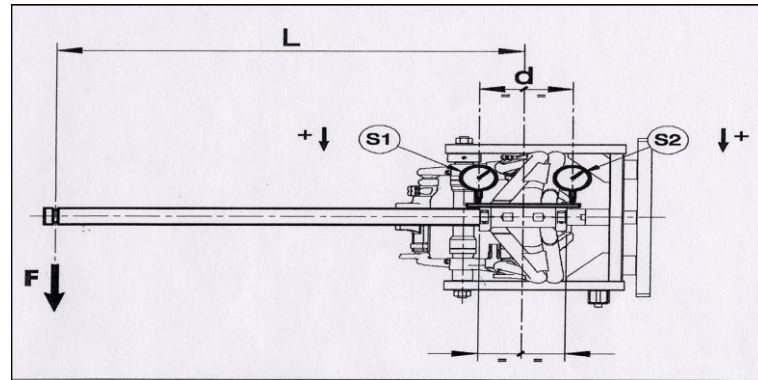


Figura 5.14: Schema concettuale della prova e della misura effettuata.

Si è rilevato lo spostamento in quei punti per poi risalire al valore della rigidezza torsionale attraverso la formula:

$$\theta = \frac{F \cdot L}{\frac{(S1 - S2)}{d} \cdot 180/\pi} \quad (5.1)$$

La rigidezza definitiva è quello che deriva dalla media delle tre ottenute ripetendo la prova applicando rispettivamente una massa di 10 kg, 20 kg e 30 kg all'estremità della barra d'acciaio che funge da perno ruota. Nel capitolo 6, Il valore sarà confronto con i risultati restituiti dall'analisi FEM.

Replicando l'esperimento con le chiusure in alluminio avvitate alla parte interna delle fiancate, si è dimostrato che la rigidezza torsionale subisce una maggiorazione nell'ordine del 2% a fronte invece di un aumento di massa pari quasi all'8% (si passa da 4.752 kg a 5.127 kg). Questi dati spiegano il perché esse non siano praticamente mai state utilizzate e quindi non saranno prese in considerazione nella simulazione di questa versione del forcellone.

5.5.2 Carico assiale sulla biella e sulla molla della sospensione

Un altro confronto con i dati sperimentali può essere eseguito per quanto riguarda la sollecitazione assiale che devono sopportare la biella del cinematismo e la molla del mono-ammortizzatore della sospensione della *BB3 EVO SBK*. Montando sulla moto una molla con costante elastica K di 90 N/mm e precaricandola di 14 mm, si è misurato

sperimentalmente che la sua massima compressione avviene quando si applica un carico verticale (lungo l'asse globale Z positivo del modello) di 3500 N sul perno ruota. Da ciò, tramite la formula:

$$F = K \cdot (corsa_utile + precarico) \quad (5.2)$$

si risale al carico assiale che sollecita la molla, che risulta essere di 6210 N (la corsa utile del gruppo molla-smorzatore nello schema sospensivo della BB3 è di 55 mm).

Tenendo presente che, come spiegato nel paragrafo 4.3, il modello non riproduce esattamente la geometria della sospensione della Bimota Superbike, si è generalizzato il confronto ricalcolando il carico assiale con il valore di corsa utile utilizzato nel modello ad elementi finiti e ricavato imponendo un'escursione verticale di 130 mm alla ruota, ossia 59 mm. Ne consegue un carico assiale di compressione di 6570 N che può essere ora confrontato con quello restituito dall'analisi *FEM*, il quale è di 7184 N. L'errore si attesta sul 9% e, essendo in linea con le aspettative elencate all'inizio del capitolo 5, lo si ritiene accettabile.

La biella del cinematismo invece è stata dimensionata per resistere in sicurezza a una sollecitazione di trazione lungo il suo asse di almeno 13000 N nella condizione di massimo carico che, come verrà meglio specificato nel paragrafo 5.6, si è simulata eseguendo un'analisi lineare statica applicando 4500 N verticalmente sul perno ruota. Il carico assiale sulla biella restituito dal solutore è di circa 11500 N e quindi inferiore al valore massimo accettabile.

5.6 Carichi ed analisi effettuate

Ogni versione del forcellone presa in considerazione è stata sottoposta ad una analisi lineare statica (SOL 101 in Nastran[®]) nella quale si è applicato un carico verticale (lungo l'asse Z globale del modello) di 4500 N sul perno ruota in corrispondenza del piano di simmetria verticale della ruota stessa (Figura 5.15). Pertanto, il punto di applicazione non coincide con la mezzeria del perno ruota dal momento che i due bracci del forcellone non sono simmetrici (il lato sinistro sporge maggiormente per ospitare la corona e la catena di trasmissione). Inoltre, tale sollecitazione permette di porsi in vantaggio di sicurezza in quanto essa non è mai raggiunta dal forcellone nelle condizioni operative.

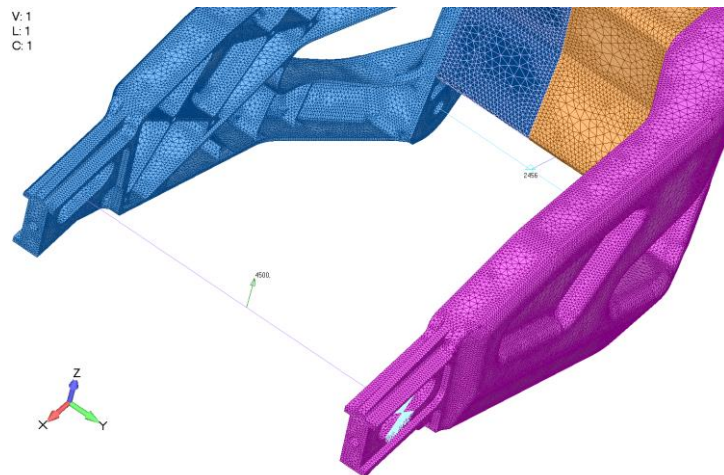


Figura 5.15: Posizione del punto di applicazione del carico in corrispondenza del perno ruota.

Oltre a questo, sono state ricavate le frequenze proprie e i relativi modi di vibrare tra 0 e 500 Hz del forcellone della BB3 EVO SBK e della configurazione definitiva di quello innovativo presentato. Consapevoli della massa introdotta con la modellazione della sospensione e dei collegamenti tramite elementi *bar*, l'analisi modale (SOL 103) si è eseguita con lo scopo di confrontare qualitativamente il comportamento complessivo tra la versione iniziale e quella finale proposta e non con l'obiettivo di ricavare in maniera rigorosa il valore delle frequenze proprie del solo forcellone.

Su l'ultima configurazione è stata anche condotta un'analisi di *buckling* (SOL 105) sempre con 4500 N sul perno ruota per scongiurare eventuali problemi dovuti al carico di punta sulle parti in laminato composito.

5.7 Stima delle rigidità caratteristiche dell'assieme

Per poter confrontare i vari forcelloni analizzati e valutare la bontà delle soluzioni proposte, accanto all'analisi a massimo carico illustrata nel paragrafo precedente, si sono stimate le rigidità dell'oggetto per chiarirne il comportamento flessionale e torsionale. Tali valutazioni sono state condotte sia con un metodo più rapido e simile alle prove sperimentali (metodo diretto) sia con uno più rigoso e algebrico che però è stato applicato solo alla versione iniziale e a quella finale del forcellone.

5.7.1 Metodo diretto

Una semplice stima delle rigidità flessionali del forcellone può essere fatta tramite un'analisi lineare statica, applicando una forza nota (ad es. 1000 N) sul perno ruota in corrispondenza del nodo che giace sul piano di simmetria verticale della ruota e misurando lo spostamento che ne deriva. A questo punto, tramite la formula:

$$F = K_{fless} \cdot x \quad (5.3)$$

si ricava il valore di rigidità K_{fless} . A seconda della direzione del carico statico applicato si può determinare la rigidità flessionale verticale (asse Z globale del modello) o quella flessionale laterale (asse Y globale) del forcellone.

Il tutto può essere ripetuto in maniera analoga, applicando però questa volta un momento torcente (1000 Nm) lungo l'asse X globale per ottenere la rigidità torsionale K_{tors} tramite la formula:

$$M = K_{tors} \cdot \vartheta \quad (5.4)$$

Tale metodo, il cui concetto è esemplificato in Figura 5.16, è sicuramente rapido e anche quello che si avvicina maggiormente alla misura sperimentale della rigidità torsionale descritta nel sottoparagrafo 5.5.1. Per tali motivi, ci si è basati sui valori da esso restituiti per confrontare le rigidità delle varie versioni del forcellone proposte.

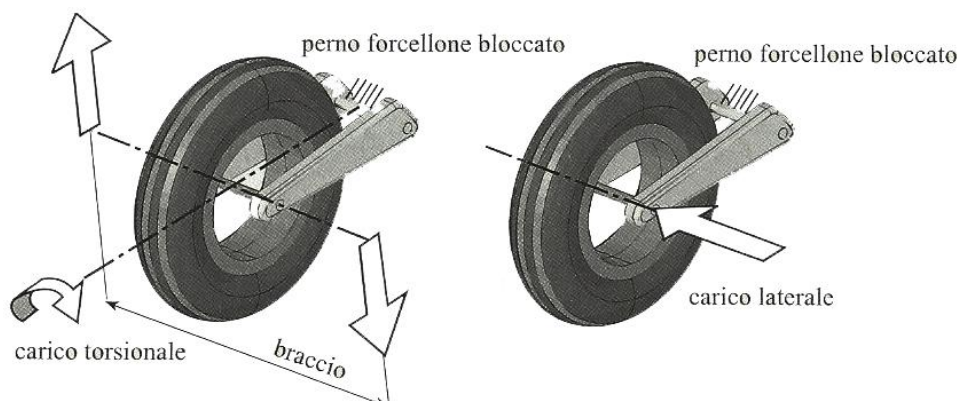


Figura 5.16: Metodo diretto di valutazione delle rigidità. Immagine tratta da [2].

5.7.2 Metodo algebrico

Un approccio più rigoroso per una corretta valutazione della rigidità del forcellone lungo e attorno le tre direzioni globali X, Y e Z del modello è rappresentato dalla teoria della vite [7]. Questa metodologia (che si è eseguita con l'ausilio di Matlab®)¹⁷ consiste nell'applicare in un preciso punto della struttura (in questo caso sarà il punto del perno ruota giacente sul piano di simmetria della ruota) tre forze e tre rotazioni lungo i tre assi e di valutare spostamenti e rotazioni. Successivamente, è possibile risalire alle matrici 6x6 di cedevolezza **C** e a quella di rigidità **K** con i seguenti semplici passaggi matematici:

$$F = K \cdot x \quad (5.5)$$

$$x = C \cdot F \quad (5.6)$$

$$C_{ij} = \frac{x_i}{F_j} \quad (5.7)$$

$$K = C^{-1} \quad (5.8)$$

con $x = \{\Delta x, \Delta y, \Delta z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}$ e $F = \{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\}$.

Entrambe queste matrici possono essere suddivise in quattro sottomatrici che evidenziano rispettivamente il contributo flessionale e torsionale dei termini e gli accoppiamenti rotazioni-forze e spostamenti-momenti (Figura 5.18).

Eseguendo un'analisi degli autovettori e degli autovalori delle sottomatrici flessionali e torsionali della matrice di cedevolezza e di quella di rigidità è possibile determinare:

- le rigidità caratteristiche del sistema lungo e attorno ad ogni asse;
- un sistema di riferimento (X'Y'Z') in cui applicando una forza lungo ad un asse, si ottiene uno spostamento esattamente lungo quella direzione;
- un sistema di riferimento (X''Y''Z'') in cui applicando un momento attorno ad un asse, si ottiene una rotazione solo attorno a quella direzione.

¹⁷ Appendice A: Script Matlab per il metodo algebrico.

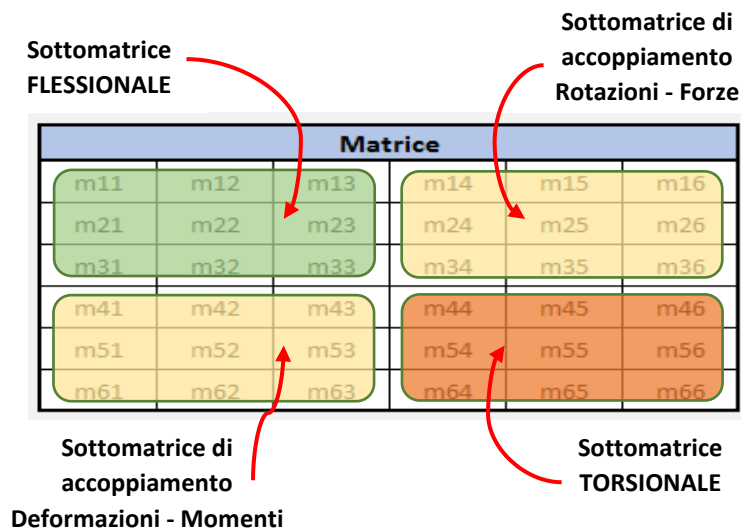


Figura 5.18: Scomposizione delle matrici di rigidezza e cedevolezza.

Come sarà più evidente nel capitolo 6, nel quale si analizzeranno i risultati e si confronteranno i sistemi di riferimento ottenuti, per stabilire le direzioni principali lungo cui applicare forze o momenti vanno prese in considerazione le sottomatrici della matrice di cedevolezza (i cui autovettori rappresentano i coseni direttori del sistema di riferimento flessionale o torsionale preferenziale), mentre per stabilire le rigidezze proprie del sistema occorre basarsi sugli autovalori estratti dalle sottomatrici della matrice di rigidezza. La Figura 5.17 riassume concettualmente quanto qui descritto. Tutto ciò deriva dal fatto che nell'inversione della matrice di cedevolezza si ottiene una matrice di rigidezza la cui parte flessionale contiene termini che dipendono dalla parte torsionale e viceversa.

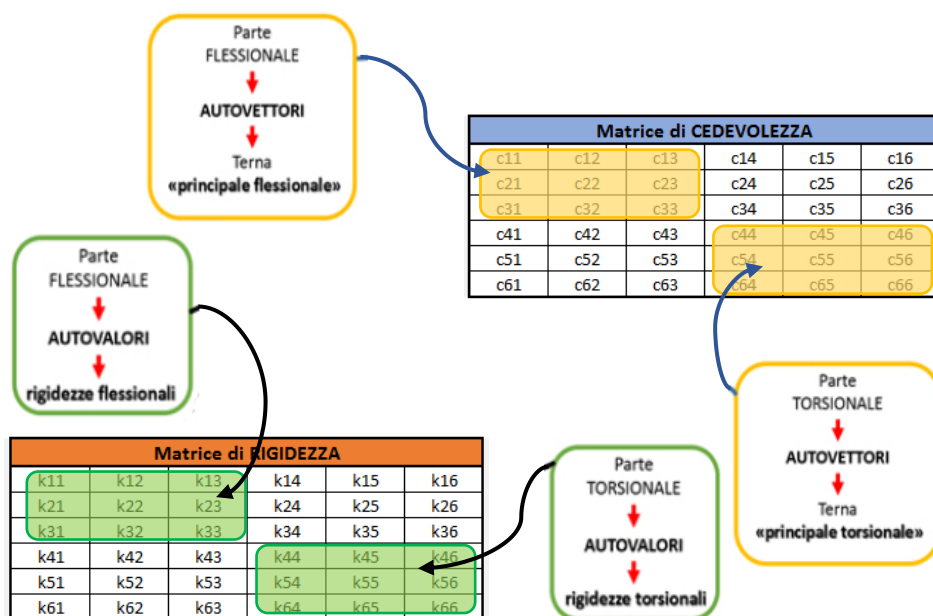


Figura 5.17: Schema concettuale sulle matrici.

Capitolo 6

Il forcellone originario

La geometria importata in Femap[®] è stata ripulita dei particolari non di rilievo ai fini dell'analisi (smussi e raccordi nell'ordine del millimetro) per semplificare le operazioni di discretizzazione che, a loro volta hanno introdotto qualche approssimazione soprattutto nelle zone non critiche dell'oggetto, nelle quali non si sono effettuati particolari infittimenti della *mesh*. In definitiva, la geometria iniziale, quella semplificata e quella modellata sulla quale sono state condotte le analisi differiscono leggermente in termini di massa. Tali discrepanze, come si evince dalla Tabella 6.1, sono di piccola entità e in quanto tali vengono considerate accettabili, dal momento che non introducono errori apprezzabili nei risultati.

Tabella 6.1: Masse della geometria CAD importata in Femap[®] e del modello ad elementi finiti.

Forcellone Bimota BB3 SBK	Parte del forcellone	Geometria importata	Geometria semplificata	Modello ad elementi finiti
Massa delle parti in alluminio [kg]	Fiancata DX	2,032	2,034	2,044
	Fiancata SX	1,927	1,929	1,939
	Traverso DX	0,315	0,316	0,322
	Traverso SX	0,309	0,310	0,315
	Cannotto	0,169	0,170	0,172
	Totale	4,752	4,759	4,792

6.1 Spessori caratteristici

Le successive versioni del forcellone che saranno confrontate nel capitolo 8 sono caratterizzate, oltre che dalla presenza di parti in laminato composito, anche da un progressivo assottigliamento degli spessori delle pareti in alluminio delle fiancate. Il fatto che queste parti siano ricavate dal pieno semplifica l'opera in quanto potenzialmente si potrebbe variare lo spessore in ogni parete. Tuttavia, per avere una certa uniformità e gestire in maniera più semplice il tutto, sono state distinte tre zone (Figura 6.1) in cui apportare queste modifiche:

- Zona anteriore e del traverso;
- Zona inferiore;
- Zona superiore.

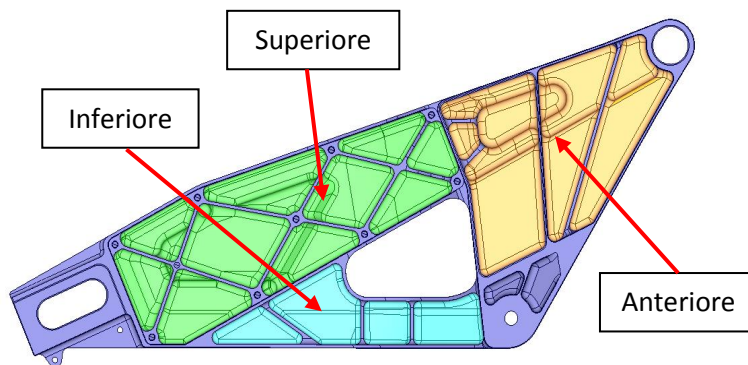


Figura 6.1: Zone in cui si sono suddivise le fiancate. Ogni zona ha spessore di parete costante.

Gli spessori delle pareti e delle nervature utilizzate per le fiancate del forcellone della *BB3 EVO SBK* sono riassunti in Figura 6.2.

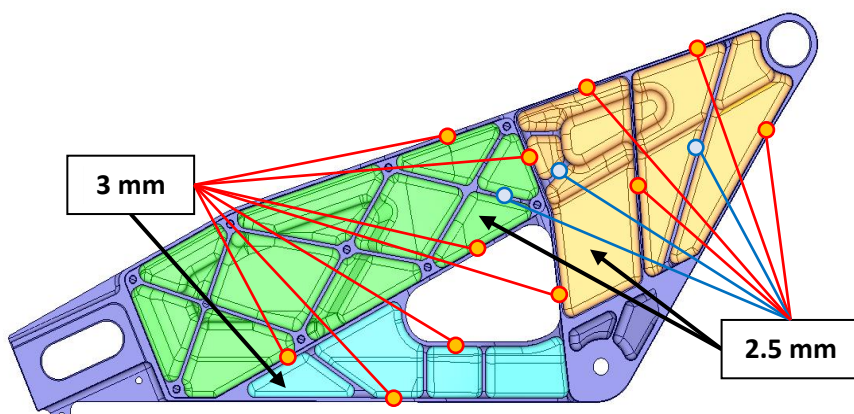


Figura 6.2: Dettagli geometrici della fiancata del forcellone originario.

6.2 Analisi lineare statica nella condizione di massimo carico

Nelle condizioni di massimo carico verticale, ossia con la sospensione a finecorsa e un carico verticale di 4500 N in corrispondenza del perno ruota, il forcellone della *Bimota BB3 EVO* presenta le deformazioni e le tensioni più elevate sulla fiancata sinistra¹⁸. Dal momento che tali valori saranno usati come parametro di confronto per tutte le successive versioni del forcellone si è deciso di renderli adimensionali e porli arbitrariamente pari a 100 in modo tale da esprimere tutti gli altri di conseguenza e rendere immediate le variazioni in termini percentuali. È bene ribadire che i valori reali

¹⁸ Vengono considerate non attendibili le tensioni ottenute in corrispondenza dei vincoli e per questo non compariranno nelle varie figure gli elementi relativi a quelle zone.

corrispondenti al 100% impiegati in questo capitolo per adimensionalizzare sono gli stessi che saranno usati in tutto il proseguo di questo elaborato.

I dati più significativi sono evidenziati in Tabella 6.2 mentre gli andamenti delle deformazioni e delle tensioni sono raffigurati rispettivamente in Figura 6.3 e Figura 6.4.

Tabella 6.2: Deformazioni e tensioni massimi in ogni fiancata del forcellone originario.

Forcellone Bimota BB3 SBK		
Valori adimensionali	Lato SX	Lato DX
Deformazioni massime	100	90,9
	Delta Sx -Dx :	100
Tensioni massime	100	97

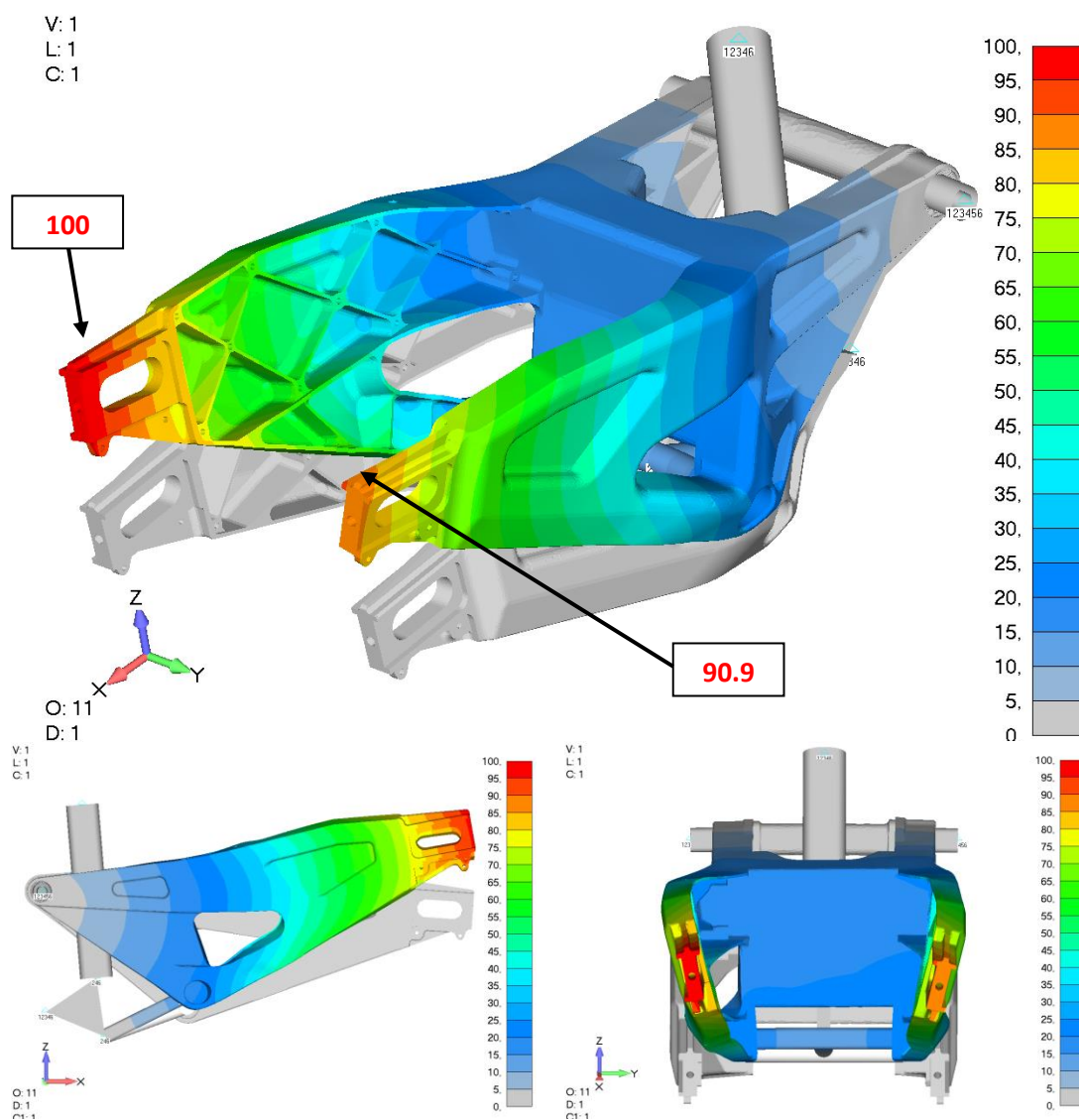
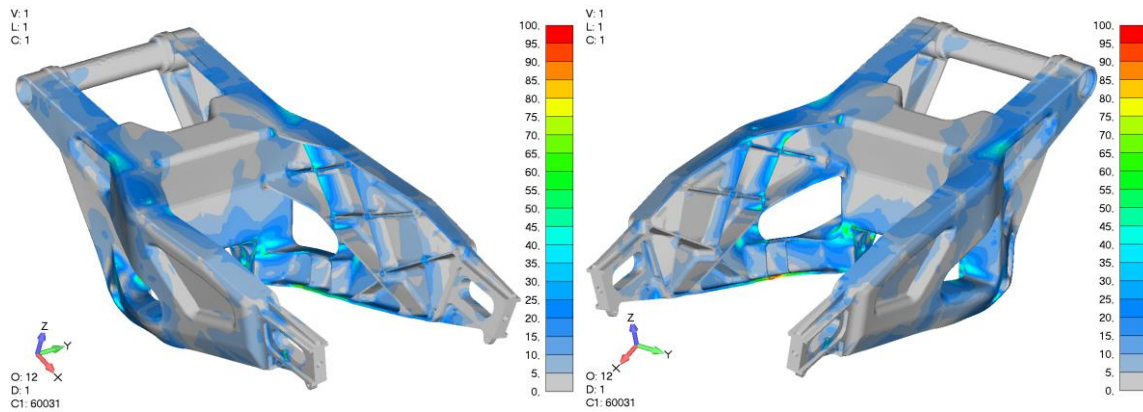
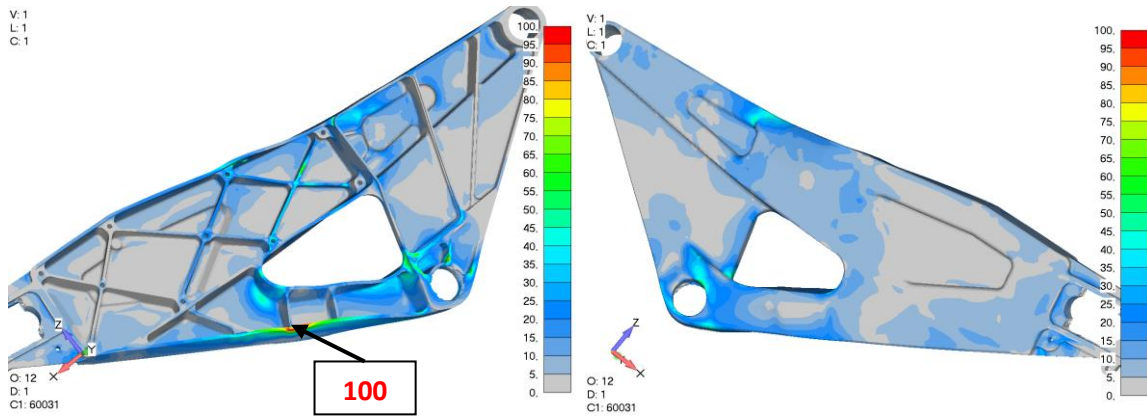


Figura 6.3: Andamento delle deformazioni del forcellone originario.



Fiancata SX



Fiancata DX

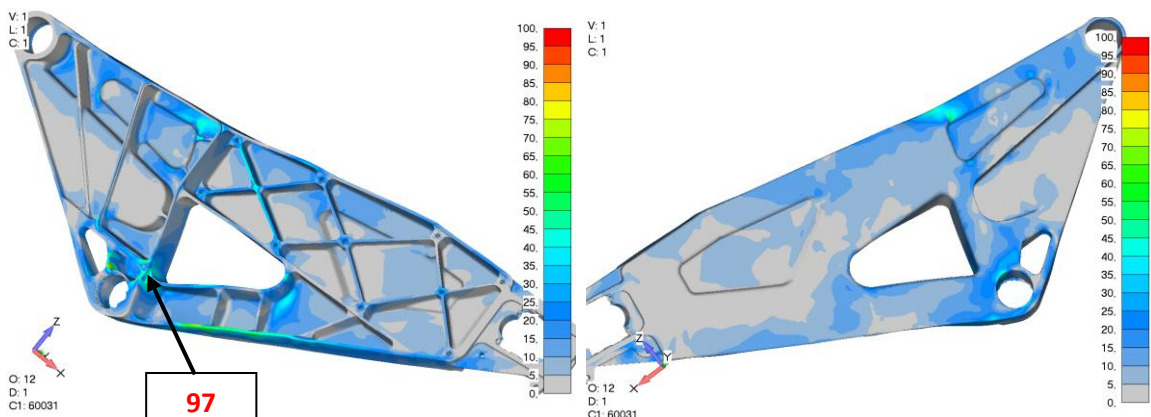


Figura 6.4: Andamento delle tensioni del forcellone originario.

6.3 Frequenze proprie e modi di vibrare

Attraverso un'analisi modale si sono estratte le prime cinque frequenze proprie (Tabella 6.3) e i relativi modi di vibrare (Figura 6.5). Il primo modo è quello flessionale laterale, il secondo quello flessionale verticale mentre il terzo quello torsionale.

Tabella 6.3: Prime 5 frequenze proprie del forcellone originario.

Frequenze proprie [Hz]	
1°	69
2°	111
3°	187
4°	424
5°	495

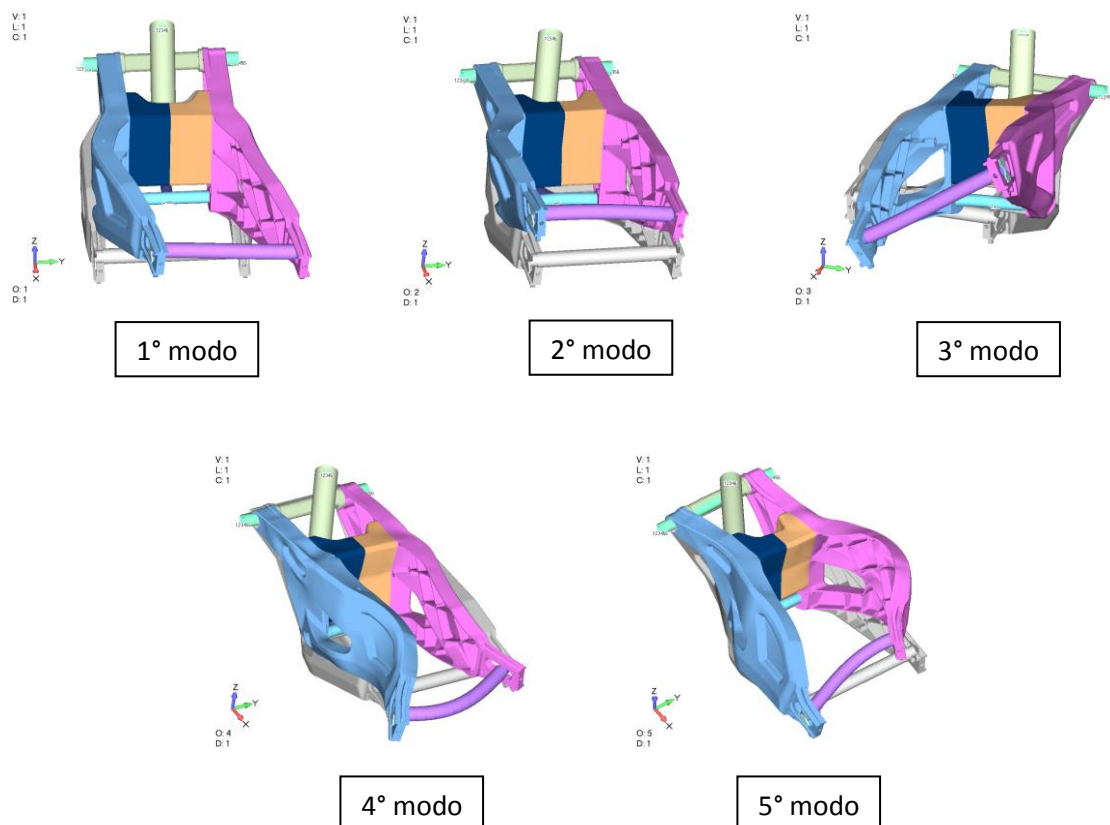


Figura 6.5: Primi 5 modi di vibrare del forcellone originario.

6.4 Rigidezze caratteristiche del forcellone

In modo analogo a quanto fatto per le tensioni e le deformazioni, anche per le tre rigidezze caratteristiche del forcellone della *BB3 EVO SBK* si è scelto di utilizzare il loro valore massimo per renderle adimensionali ed esprimere il tutto in termini percentuali. Tuttavia, per evitare le disomogeneità dovute alle diverse unità di misura (ad es. KN/mm per le rigidezze flessionali e KNm/° per quelle torsionali), si sono effettuate due adimensionalizzazioni differenti, ognuna per un gruppo di grandezze omogenee tra loro.

6.4.1 Metodo diretto

Le tre rigidezze adimensionali stimate applicando forze (o momenti) nel nodo del perno ruota in corrispondenza della mezzeria della ruota e misurando lo spostamento (o rotazione) risultante sono quelle riportate in Tabella 6.4.

Tabella 6.4: Rigidezze caratteristiche del forcellone originario (Metodo Diretto).

Rigidezze caratteristiche (Metodo Diretto)	
Flessionale verticale	100
Flessionale laterale	43,1
Torsionale	100

6.4.2 Metodo algebrico

Come anticipato nel paragrafo 5.7, si è deciso di sfruttare le matrici di cedevolezza e rigidezza calcolate in corrispondenza del nodo in cui sono stati applicati i carichi delle analisi FEM, per risalire alle rigidezze caratteristiche e ai sistemi di riferimento principali del forcellone.

Autovalori e rigidezze

Dal confronto tra gli autovalori delle sottomatrici della matrice di cedevolezza e di quella rigidezza si nota subito l'enorme differenza di ordine di grandezza tra gli uni e gli altri e risulta evidente che quelli rappresentativi delle rigidezze dell'oggetto siano i secondi. Com'è logico, quelli della sottomatrice flessionale rappresentano le tre

rigidezze flessionali (ognuna lungo un asse) e quelli della sottomatrice torsionale corrispondono alle tre torsionali. Ai fini del lavoro descritto in questa tesi, quelle di maggior interesse sono però la flessionale verticale (asse Z globale del modello), la flessionale laterale (asse Y globale) e quella torsionale lungo l'asse longitudinale del forcellone. I loro valori, sempre resi adimensionali, sono riportati in Tabella 6.5.

Tabella 6.5: Rigidezze caratteristiche del forcellone originario (Metodo algebrico).

Rigidezze caratteristiche (Metodo Algebrico)	
Flessionale verticale	104,5
Flessionale laterale	45,0
Torsionale	107,9

Autovettori e sistemi di riferimento

L'analisi degli autovettori invece è leggermente più complessa poiché tutti quelli delle quattro sottomatrici sono in sostanza tre versori mutualmente ortogonali tra loro e costituiscono un riferimento cartesiano che si avvicina a quello globale del modello.

Per stabilire quali di essi siano effettivamente il riferimento principale flessionale e quello principale torsionale, si sono applicate nel nodo a cui sono riferite le matrici, delle forze (o momenti per gli assi dei sistemi torsionali) aventi come componenti nelle tre direzioni proprio i coseni direttori degli assi trovati e si è effettuata un'analisi lineare statica per valutare gli spostamenti (o rotazioni) risultanti. Quest'ultimi sono espressi rispetto all'origine del sistema di riferimento globale del modello ad elementi finiti e per verificare che siano lungo la stessa direzione del carico applicato, si è eseguito un prodotto vettoriale dal quale si è risaliti all'angolo compreso tra i due vettori nel modo seguente:

$$|c| = |a| \cdot |b| \cdot \sin(\text{angolo}) \quad (6.1)$$

$$\text{angolo} = \frac{\arcsin(|c|)}{(|a| \cdot |b|)} \cdot 180/\pi \quad (6.2)$$

Dove a è il vettore della forza (momento), b lo spostamento (rotazione) risultante e c il loro prodotto vettoriale.

Nei casi in cui tale angolo è prossimo allo zero, si conclude che lo spostamento (o rotazione) risultante è parallelo alla direzione della forza (momento) applicato e si è quindi in presenza di un asse appartenente al riferimento principale.

Per quanto riguarda le sottomatrici flessionali, gli angoli calcolati sono:

- *Sottomatrice flessionale della matrice di Cedevolezza*

Tabella 6.6: Angoli tra forze e spostamenti ottenuti dalla sottomatrice flessionale della matrice di cedevolezza (forcellone originario).

Angoli tra forze e spostamenti [°]	
Asse 1	3,32E-02
Asse 2	2,50E-03
Asse 3	2,60E-04

- *Sottomatrice flessionale della matrice di Rigidezza*

Tabella 6.7: Angoli tra forze e spostamenti ottenuti dalla sottomatrice flessionale della matrice di rigidità (forcellone originario).

Angoli tra forze e spostamenti [°]	
Asse 1	2,71
Asse 2	0,73
Asse 3	1,61

È lampante come gli autovettori da considerare siano quelli derivanti dalla matrice di cedevolezza.

Ripetendo quanto fatto per le sottomatrici torsionali risulta:

- *Sottomatrice torsionale della matrice di Cedevolezza*

Tabella 6.8: Angoli tra momenti e rotazioni ottenute dalla sottomatrice torsionale della matrice di cedevolezza (forcellone originario).

Angoli tra momenti e rotazioni [°]	
Asse 1	1,20E-02
Asse 2	6,30E-03
Asse 3	4,94E-04

- *Sottomatrice torsionale della matrice di Rigidezza*

Tabella 6.9: Angoli tra momenti e rotazioni ottenute dalla sottomatrice torsionale della matrice di rigidezza (forcellone originario).

Angoli tra momenti e rotazioni [°]	
Asse 1	2,09
Asse 2	0,55
Asse 3	1,79

Anche in questo caso i valori più precisi sono quelli figli della matrice di cedevolezza.

In conclusione, i due riferimenti principali sono raffigurati in Figura 6.6. In arancione è riportato quello flessionale e in verde quello torsionale.

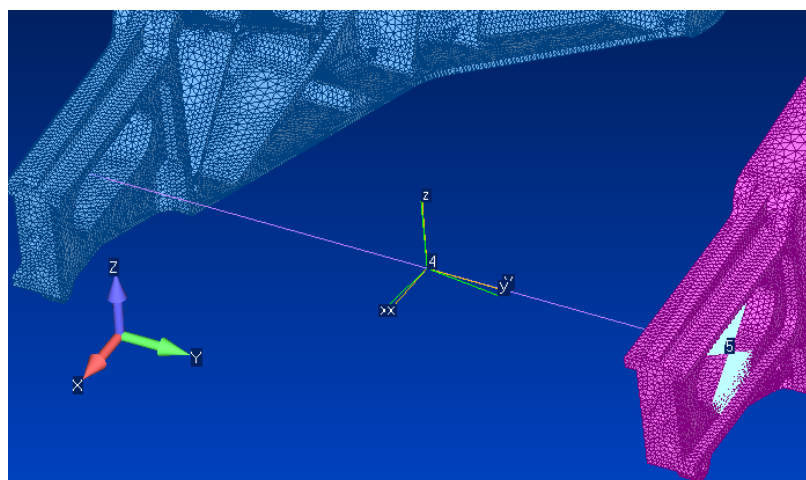


Figura 6.6: Sistemi di riferimento principali (forcellone originario). In arancione è riportato quello flessionale e in verde quello torsionale.

6.4.3 Confronto con il dato sperimentale

L'unico riscontro sperimentale a disposizione è quello relativo alla rigidità torsionale del forcellone e perciò un confronto è possibile solo per tali valori. In Tabella 6.10 sono riportati gli errori percentuali rispetto al dato sperimentale delle rigidità stimate dalle analisi con il metodo FEM attraverso il metodo diretto e quello algebrico¹⁹.

Tabella 6.10: Errori rispetto al dato sperimentale di rigidità torsionale (Forcellone originario).

Errori rispetto al dato sperimentale di rigidità torsionale		
Valore Reale	Metodo Diretto	Metodo Algebrico
/	+ 3,8%	+ 12%

Come si può vedere, il metodo diretto, che concettualmente è molto simile alla misura sperimentale effettuata, restituisce un errore vicino al 4% e, per i criteri espressi nel capitolo 5, lo si ritiene accettabile. Invece, il valore ottenuto con il metodo algebrico si discosta del 12% ma questo non significa che tale metodo sia meno preciso dal momento che esso tiene conto dell'oggetto e del modello ad elementi finiti nel suo complesso. Quindi, più che un valore assoluto di confronto rappresenta un'ulteriore conferma dell'attendibilità delle stime effettuate, in quanto rispetto al metodo diretto la discrepanza su tutti i valori di rigidità è comunque contenuta (Tabella 6.11).

Tabella 6.11: Confronto tra i valori di rigidità ottenuti con il metodo diretto e quello algebrico.

Confronto tra i 2 metodi			
Rigidità	Diretto	Algebrico	Differenza
Flessionale verticale	100	104,5	+ 4,5%
Flessionale laterale	43,1	45,0	+4,4%
Torsionale	100	107,9	+7,9%

¹⁹ Si ricorda che i valori di rigidità adimensionali utilizzati per i vari confronti tra le versioni del forcellone sono quelli calcolati con il metodo diretto.

Capitolo 7

Il forcellone innovativo in alluminio e fibra di carbonio

Nel mondo delle competizioni sportive, il forcellone più utilizzato è sicuramente quello tradizionale bibraccio ma, nonostante la sua forma rimanga pressoché immutata al variare della casa costruttrice, esso può assumere proprietà meccaniche anche molto diverse a seconda dei materiali con i quali è fabbricato.

Se l'alluminio è da sempre considerato l'elemento principe in termini di leggerezza e resistenza, da qualche decina di anni alcune case motociclistiche si sono cimentate nella progettazione di forcelloni realizzati in fibra di carbonio. Tra le motociclette che hanno adottato questa soluzione si possono citare l'ultima versione della *Cagiva C594*²⁰ che ha vinto la gara inaugurale del mondiale 1994 della classe 500, la *Ducati GP07* che ha conquistato il campionato *MotoGP* nel 2007 e la *S12 Moto2* utilizzata nel 2012 dal team Speed Up.

Il carbonio garantisce ottime prestazioni e amplia nettamente i margini progettuali perché fornisce agli ingegneri grande libertà sulla scelta del tipo di fibre, sulla loro orientazione all'interno del laminato e sul rapporto tra la quantità di rinforzo e matrice.

7.1 Obiettivo del lavoro

Lo scopo del lavoro descritto in questa tesi di laurea è quello di unire gli aspetti vantaggiosi del carbonio e dell'alluminio in modo tale da ottenere un forcellone scatolato più leggero caratterizzato dalla presenza del metallo nelle zone più critiche (collegamento alla biella del leveraggio, pivot forcellone, zona di alloggiamento del perno ruota) e del laminato, che è molto difficile da riparare in caso di danneggiamento, sulle chiusure da applicare nella parte interna. Così facendo si sfruttano contemporaneamente le proprietà isotrope dell'alluminio per garantire una resistenza uniforme alle varie sollecitazioni nelle zone dei vincoli, e quelle ortotrope del composito per cercare di massimizzare la rigidità verticale facendo lavorare solo la

²⁰ Motocicletta ideata da Giovanni Castiglioni e da Massimo Tamburini (socio fondatore di Bimota).

sospensione e lo pneumatico e, allo stesso tempo, mantenere la torsionale e la laterale il più possibile vicine a quelle del forcellone della *BB3 EVO SBK*.

Inoltre, nel caso le performance in pista non fossero incoraggianti, questa concezione del forcellone permette di modificare, anche profondamente, le suddette caratteristiche di rigidità solo intervenendo sulle parti in laminato, senza dover rivedere l'intero progetto.

7.2 Il laminato in fibra di carbonio

7.2.1 Caratteristiche e orientazione delle fibre

Tra l'enorme varietà di tipi e tessiture di carbonio disponibili in commercio, per ogni *ply*²¹ del laminato si è scelto di utilizzare un *prepreg*²² unidirezionale (UD), ossia composto da fibre tutte disposte parallelamente lungo la stessa direzione. È intuitivo che le proprietà meccaniche siano migliori lungo la direzione preferenziale e molto più modeste lungo le altre e in particolare lungo la trasversale. Questa scelta permette però di orientare le fibre in base allo sforzo a cui sono localmente soggette, massimizzando il loro contributo e garantendo un risparmio di materiale a parità di prestazioni del pezzo finito.

Di seguito sono riportate la composizione del preimpregnato (Tabella 7.1) e le principali proprietà fisico-meccaniche del *ply* utilizzato nelle simulazioni (Figura 7.1).

Tabella 7.1: Composizione del prepreg utilizzato nelle simulazioni.

Composizione Prepreg	
Fibre	HM124 M46J 12K (fibre di carbonio ad alto modulo)
Matrice	ER450
Percentuale in massa di resina	36%
Spessore ply	0,124 mm

²¹ Ogni pelle che compone il laminato.

²² Termine utilizzato per indicare generalmente fogli di materiali composito nei quali le fibre coesistono già con la matrice semi-reticolata, ossia sono pre-impregnate.

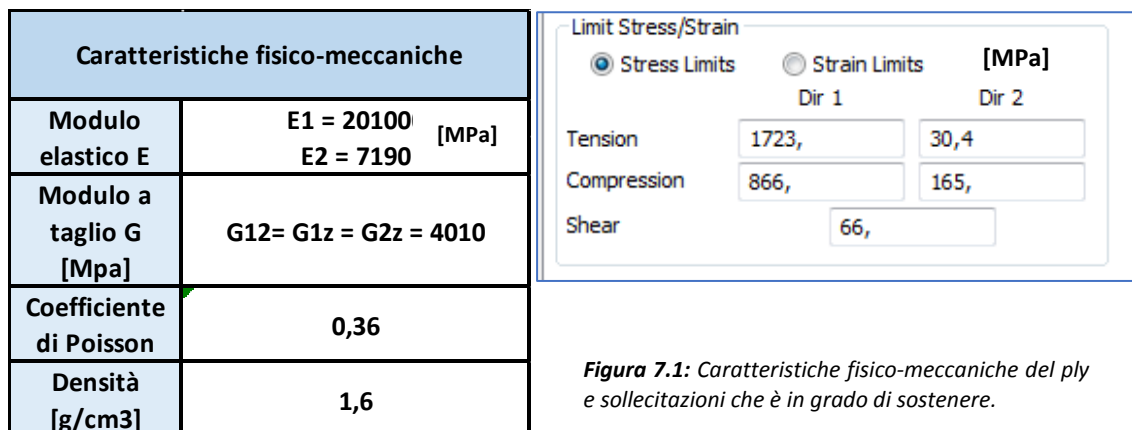


Figura 7.1: Caratteristiche fisico-meccaniche del ply e sollecitazioni che è in grado di sostenere.

Per quanto riguarda invece l’effettiva realizzazione, una volta definite le varie sequenze di laminazione²³, nulla vieta di usare dei tessuti con trama e ordito per sostituire due pelli adiacenti (ad esempio a 0 e 90°, oppure a +45° e -45°) a patto che tutte le caratteristiche fisico-meccaniche siano equivalenti a quelle dell’unione dei due ply unidirezionali. Ciò può rivelarsi utile per velocizzare il processo manuale o per conferire ai pezzi in carbonio una finitura esterna particolare.

Per orientare correttamente le fibre in ogni pezzo in composito, come direzioni 0° di riferimento si sono prese:

- la congiungente tra l’asse del pivot forcellone e del perno ruota per le chiusure superiori della fiancata;
- il segmento che collega il perno ruota con il perno di attacco alla biella della sospensione per quelle inferiori;
- l’asse Y globale del modello per il traverso.

In Figura 7.2 sono riassunti anche i versi di riferimento, rispetto ai quali l’angolo viene assunto in senso antiorario. Tuttavia, si è verificato che un’inversione del suddetto verso (ossia invertire le pelli disposte a +45° con quelle a -45°) non altera apprezzabilmente i risultati.

²³ Il processo produttivo avviene con la tecnica *hand lay-up* (laminazione manuale) mediante la quale il laminato viene progressivamente composto attraverso il posizionamento in sequenza di tutte le pelli che ne caratterizzano il *lay-up* finale.

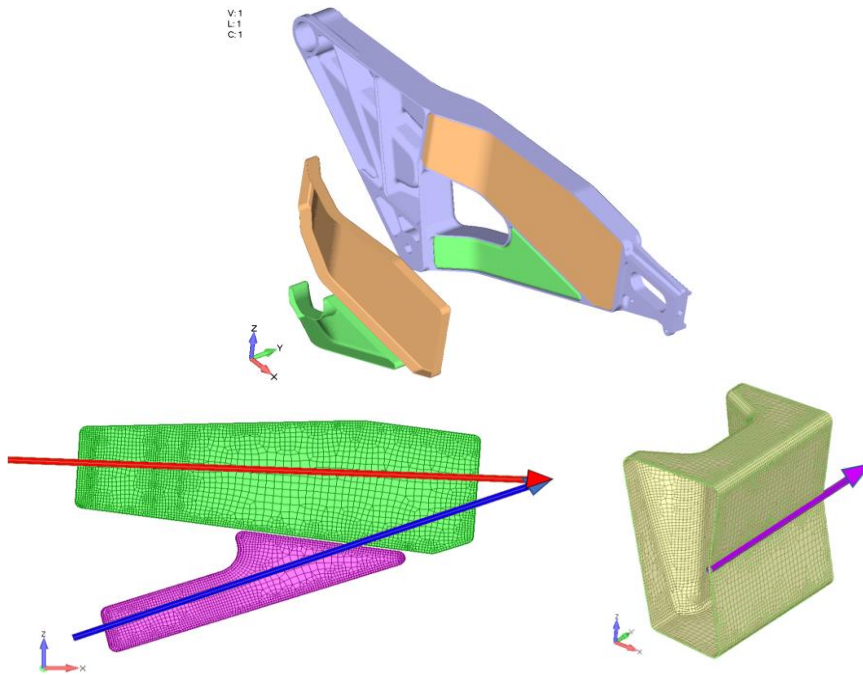


Figura 7.2: Chiusure in laminato composito incollate sulla parte interna delle fiancate con le direzioni e i versi di riferimento per l'orientazione delle fibre del laminato.

Le sequenze di laminazione simulate con il metodo degli elementi finiti verranno specificate nel capitolo 8, quando saranno descritte in dettaglio tutte le versioni del forcellone innovativo che si sono analizzate al fine di arrivare a quella definitiva.

7.2.2 Criterio di rottura Tsai–Wu

Per scegliere un numero di *ply* e una sequenza di orientazione ragionevole, si è adottato un criterio per stimare gli stress che sollecitano le singole pelli e ogni zona interlaminare. A tal proposito, si è scelto di utilizzare il criterio tensoriale che Tsai e Wu proposero nel 1971 per i materiali compositi anisotropi e in particolare per le lamine ortotrope con differenti resistenze alla trazione e alla compressione. La loro formulazione è una specializzazione di quella proposta nel 1965 da Gol'denblat and Kopnov e contempla un numero di parametri di resistenza superiore rispetto a quello degli altri criteri (Tsai-Hill e Hoffmann) per meglio interpolare i dati dell'esperienza.

Il criterio, espresso nel riferimento della lamina ortotropa (l'asse X nella direzione preferenziale, l'asse Y in quella perpendicolare e l'asse Z a completare la terna) assume la forma:

$$F_i \cdot \sigma_i + f_{ij} \cdot \sigma_i \cdot \sigma_j < 1 \quad (7.1)$$

nella quale le tensioni σ_i sono espresse in notazione di Voigt²⁴ mentre \mathbf{F} e \mathbf{f} sono due tensori simmetrici di resistenza, il primo di ordine 2 e il secondo di ordine 4, i cui elementi sono determinati sperimentalmente.

In particolare, ammettendo uno stato di tensione piana su ogni lamina, le tensioni lungo l'asse z si annullano e quindi $\sigma_3 = \sigma_4 = \sigma_5 = 0$. La (7.1) in forma estesa diventa quindi:

$$F_1 \cdot \sigma_1 + F_2 \cdot \sigma_2 + f_{11} \cdot \sigma_1^2 + f_{22} \cdot \sigma_2^2 + 2 f_{12} \sigma_1 \sigma_2 + f_{66} \cdot \sigma_6^2 < 1 \quad (7.2)$$

I termini dei due tensori sono così calcolati:

$$F_1 = \frac{1}{X_t} - \frac{1}{X_c}$$

$$F_2 = \frac{1}{Y_t} - \frac{1}{Y_c}$$

$$f_{11} = + \frac{1}{X_t X_c}$$

$$f_{22} = + \frac{1}{Y_t Y_c}$$

$$f_{66} = + \frac{1}{S^2}$$

con X_t e X_c i massimi sforzi tollerabili in tensione e compressione lungo la direzione X, Y_t e Y_c i loro analoghi per la direzione Y, S il massimo sforzo di taglio ammissibile.

Il termine f_{12} di interazione tra gli sforzi principali è invece di default posto uguale a zero nel software Femap[®].

Il criterio Tsai–Wu è quindi un criterio fenomenologico che predice la rottura del composito quando la parte sinistra dell'equazione (7.2) assume il valore 1, ma non dà informazioni sulla causa della frattura. Per investigare quest'ultima occorre osservare gli stress sostenuti da ogni singolo *ply* e dalle zone interlaminari, nelle quali come massimo sforzo di taglio ammissibile si è usato il valore di 79.6 MPa (tipico del *ply* utilizzato).

²⁴ Le tensioni σ_i con $i=1,2,3$ sono rispettivamente le tensioni lungo gli assi X, Y e Z del riferimento preso in considerazione mentre le tensioni σ_i con $i=4,5,6$ sono gli sforzi di taglio τ_{xy} , τ_{yx} e τ_{xy} .

Per quanto riguarda le simulazioni FEM, il solutore Nastran[®] fornisce il *Max Failure Index* che rappresenta il più alto tra gli indici di rottura delle fibre di ogni *ply* (*Fiber Fail Index*) e delle zone di interfaccia tra le pelli (*Bond Fail Index*) di quel laminato.

7.3 Incollaggio strutturale metallo-composito

Le cosiddette colle strutturali sono quegli adesivi, a base di resine acriliche modificate, poliuretatiche, epossidiche o siliconiche, in grado di sopportare grandi sforzi meccanici e di sostituire i tradizionali metodi di giunzione con notevoli vantaggi tecnologici. Si definiscono strutturali perché possono sopportare carichi oltre i 10 N/mm² (10 MPa) anche se molto dipende dalla geometria e dalle caratteristiche fisiche e di finitura delle superfici da incollare. Ad ogni modo, questi adesivi consentono di avere una distribuzione continua delle sollecitazioni nei punti di contatto, ed anche una maggiore resistenza alle vibrazioni.

Gli adesivi strutturali sono generalmente "bicomponenti" e la loro polimerizzazione²⁵ avviene con l'aggiunta di un accelerante e indipendentemente da umidità, temperatura, pressione e altre cause esterne.

Tra le varie tipologie, gli adesivi poliuretatici sono i più utilizzati, ma non resistono alle temperature elevate, ai raggi solari e all'umidità persistente. Gli epossidici invece resistono a temperature maggiori, all'esterno e all'umidità ma di contro sono più rigidi. Gli strutturali siliconici trovano infine utilizzo nelle facciate in vetro, in quanto flessibili, durevoli all'esterno e con un alto potere adesivo e sigillante su vetro.

Per quanto riguarda l'applicazione richiesta nel forcellone, in commercio sono disponibili svariati prodotti per garantire un fissaggio strutturale di qualità tra alluminio e carbonio. La scelta può essere orientata su colle epossidiche tenaci con elevata resistenza a trazione, taglio e alla pelatura. Per evitare problemi di corrosione galvanica tra le due superfici congiunte si potrebbero usare anche fibre di vetro, le quali però aumenterebbero il rischio di delaminazione e ridurrebbero l'adesione. In definitiva, essendo un componente *racing* soggetto a una vita relativamente breve il problema della corrosione non si pone.

²⁵ Con il termine polimerizzazione s'intende la reazione chimica che porta alla formazione di una catena polimerica, ossia di una molecola costituita da molte parti uguali che si ripetono in sequenza (dette "unità ripetitive"), a partire da molecole più semplici (dette "monomeri", o "unità monomeriche"). [<http://goldbook.iupac.org/html/P/P04740.html>]

Di seguito, per avere dei valori con i quali confrontare i risultati delle simulazioni, sono riportate le caratteristiche e le sollecitazioni meccaniche tollerate dagli adesivi *ADEKIT A 170 GY* (Figura 7.3), di produzione *Axson*, e *Loctite Hysol 9466 A&B* (Figura 7.4), commercializzato dalla *Henkel*, che con i suoi marchi è da tempo legata agli sport motoristici di tutto il mondo, essendo stata partner del team McLaren Mercedes F1 dal 1995 al 2009 e ora presente anche nel Rally Dakar. Come si può vedere, tali adesivi resistono a sforzi nell'ordine dei 40 MPa.



ADEKIT A 170 GY

ADESIVO EPOSSIDICO STRUTTURALE TISSOTROPICO

APPLICAZIONI

Incollaggi di elementi di strutture metalliche o composite, incollaggi di carrozzerie d'auto, applicazioni aeronautiche.

CARATTERISTICHE

- *Adesivo epossidico bi-componente ad elevate prestazioni che indurisce a temperatura ambiente*
- *Prodotto che permette la realizzazione di assemblaggi in costa*
- *Prodotto a presa lenta che facilita l'incollaggio di grandi superfici*
- *Eccellenti prestazioni meccaniche e termiche fino a 100°C*
- *Prodotto resistente all'invecchiamento e ad ambienti aggressivi*

PROPRIETA' FISICHE				
Composizione		RESINA	INDURENTE	MISCELA
Rapporto di miscela in peso		100	90	
Rapporto di miscela in volume a 25°C		100	100	
Colore		bianco	grigio chiaro	grigio chiaro
Densità parti prima della miscela a 25°C	ISO 1675 : 1985	1,23	1,23	1,23
Pot life a 25°C su 100 g (min)	Gel Timer TECAM			23
Durata pratica d'utilizzo (min)				30

PROPRIETA' MECCANICHE E TERMICHE (2)			
Durezza	ISO 868 : 2003	Shore D1/ D15	83 / 80
Resistenza a trazione	ISO 527 : 1993	MPa	40
Allungamento a rottura	ISO 527 : 1993	%	5
Temperatura di transizione vetrosa (tg)	ISO 11359 : 2002	°C	60
Coefficiente di dilatazione lineare (CTE) (-40°C a +50°C)	ISO 11359 : 1999	10 ⁻⁶ K ⁻¹	90
Temperatura di servizio	-	°C	-40; +100

Figura 7.3: Caratteristiche dell'adesivo strutturale ADEKIT A 170 GY di produzione Axson.

<div style="background-color: #0056b3; color: white; padding: 5px; display: inline-block; border-radius: 5px;">Soluzione</div>		Multi uso
		9466 A&B
Descrizione	Epossidica bicomponente	
Miscelazione in volume (A:B)	2:1	
Miscelazione in peso (A:B)	100:50	
Tempo di lavoro	60 min.	
Tempo di fissaggio	180 min.	
Colore	Biancastro	
Viscosità	30 Pa.s	
Resistenza a trazione (GBMS)	37 N/mm ²	
Resistenza alla pelatura (GBMS)	8,0 N/mm	
Temperatura di esercizio	da -55 °C a 120 °C	
Confezioni	50 ml doppia cartuccia 400 ml doppia cartuccia 1 kg barattolo 20 kg secchio	

Loctite® Hysol® 9466 A&B

- Media viscosità
- Bassa densità – SG = 1,0
- Alta resistenza meccanica

Loctite® Hysol® 9466 A&B è un adesivo epossidico bicomponente tenace, indicato per applicazioni multiuso che richiedono un tempo di lavoro lungo ed un'elevata forza di incollaggio. Ideale per una grande varietà di substrati come metalli, ceramica e la maggior parte delle plastiche.

Figura 7.4: Caratteristiche dell'adesivo strutturale Loctite Hysol 9466 A&B prodotto dalla Henkel..

Capitolo 8

Le versioni intermedie del forcellone

Per procedere in modo graduale e valutare in modo adeguato ogni cambiamento operato sul progetto, si è scelto di confrontare varie versioni sempre più spinte, assottigliando sempre di più lo spessore delle pareti in alluminio delle fiancate, eliminando o aggiungendo nervature di rinforzo ed utilizzando delle chiusure in carbonio sul lato interno per ricreare un forcellone scatolato. Ogni versione presentata sarà identificata con lo spessore di parete utilizzato, al fine di rendere più semplice l'associazione con le modifiche effettuate. Per ogni forcellone, si è creato un modello ad elementi finiti analogo a quello descritto nel capitolo 5, mantenendo quindi gli stessi vincoli e eseguendo le stesse analisi.

8.1 Forcellone nervato interamente in alluminio con pareti di spessore 2 mm

Il primo passo è stato uniformare gli spessori delle pareti della zona anteriore e superiore delle fiancate a 2 mm, lasciando inalterato tutto il resto, compresa la zona inferiore che è caratterizzata da superfici spesse 3 mm (Figura 8.1). La scelta di non modificarla deriva dal fatto che essa è più esposta a urti e si trova nelle vicinanze del collegamento con la biella della sospensione, perciò un eventuale problema localizzato in questa area sarebbe anche molto pericoloso per il pilota. Per questo, in tutti i forcelloni che sono stati valutati, lo spessore della parete di tale zona non è mai stato variato ed è rimasto sempre pari a 3 mm, come sul forcellone montato sulla *BB3 EVO SBK*.

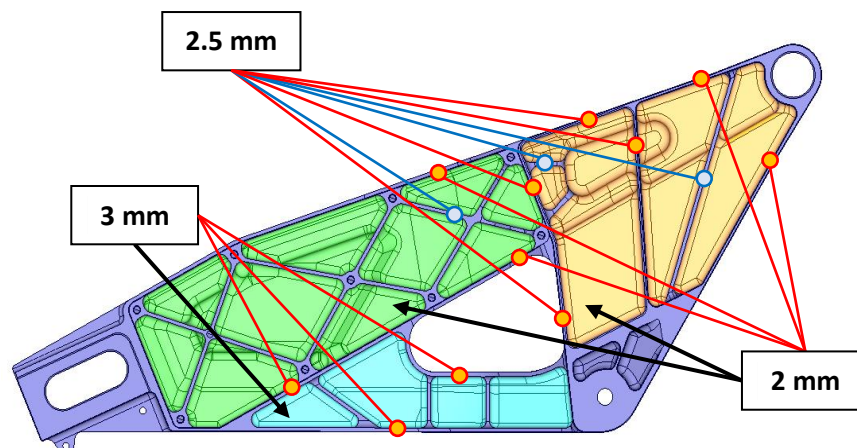


Figura 8.1: Dettagli delle fiancate del forcellone interamente in alluminio con spessori di parete più esigui rispetto all'originario.

Questo primo assottigliamento delle pareti ha avuto lo scopo di comprendere meglio la loro influenza sulle tre rigidezze caratteristiche che, in questo caso, assumono i valori adimensionali riassunti nella Tabella 8.1.

Tabella 8.1: Rigidezze caratteristiche del forcellone nervato in alluminio (2mm).

Forcellone nervato in alluminio 2 mm		
Rigidezze caratteristiche		Variazione rispetto al forcellone originario
Flessionale verticale	93,5	-6.5%
Flessionale laterale	38,7	-10.2%
Torsionale	93,5	-6,5%

La Tabella 8.2 invece riporta le corrispondenti deformazioni e tensioni massime che si sono riscontrate.

Tabella 8.2: Tensioni e deformazioni massime del forcellone nervato in alluminio (2mm)

Forcellone interamente in alluminio (2 mm)		
Valori adimensionali	Lato SX	Lato DX
Deformazioni massime	106,1	99,5
	+6,1%	+9,38%
	Delta Sx -Dx :	73,6
		-26,4%
Tensioni massime	130,9	108,1
	+30,9%	+11,1%

Ovviamente le prestazioni sono peggiorate in quanto tutte e tre le rigidezze sono inferiori a quelle originarie mentre le deformazioni e le tensioni si sono amplificate. In compenso, il forcellone possiede una massa inferiore di 0.420 kg, che corrisponde ad un risparmio percentuale quasi del 9% (Tabella 8.3).

Tabella 8.3: Massa delle parti del forcellone nervato in alluminio (2mm)

Forcellone nervato in alluminio (2 mm)	Parte del forcellone	Geometria importata	Variazione % rispetto all'iniziale
Massa delle parti in alluminio [kg]	Fiancata DX	1,800	-11,4%
	Fiancata SX	1,739	-10,8%
	Traverso DX	0,315	/
	Traverso SX	0,309	/
	Cannotto	0,169	/
	Totale	4,332	-8,84% (-0,420 kg)

8.2 Forcelloni ibridi in alluminio e composito

A questo punto, per recuperare le prestazioni perse si sono introdotte le chiusure in laminato composito e per determinarne qualitativamente lo stato di sollecitazione si sono adoperati, come detto nel sottoparagrafo 7.2.2, il criterio di rottura di Tsai-Wu e il *Max Failure Index* restituito dal solutore Nastran®.

Per ogni versione di questi forcelloni “ibridi” si sono valutati vari *layup* per le parti in carbonio, nell’intento di massimizzare la rigidezza flessionale verticale e mantenere le altre due vicine a quelle originarie. Per semplicità, ad ogni sequenza di laminazione ipotizzata è stato assegnato un nome identificativo, che è ripetuto nella Tabella 8.4.

Tabella 8.4: Laminati utilizzati nelle simulazioni FEM per le versioni intermedie del forcellone innovativo.

Laminati presi in considerazione				
Nome identificativo	Numero di plies	Spessore totale [mm]	Orientazione plies [°]	Note
7 (45)	7	0,868	[+45/ -45/ 0/ <u>90</u>]simm	simmetrico
7 (90)	7	0,868	[0/ 90/ +45/ <u>-45</u>] simm	simmetrico
10 (45)	10	1,240	+45/ -45/ +45/ -45/ 0/ 90/ -45/ +45/ -45/ +45	/
10 (90)	10	1,240	0/ 90/ 0/ 90/ +45/ -45/ 90/ 0/ 90/ 0	bilanciato
10 (normal)	10	1,240	0/ 90/ 0/ +45/ -45/ +45/ -45/ 0/ 90/ 0	bilanciato
12 (45)	12	1,488	+45/ -45/ +45/ -45/ 90/ 0/ 90/ 0/ +45/ -45/ +45/ -45	/
12 (90)	12	1,488	90/ 0/ 90/ 0/ +45/ -45/ +45/ -45/ 0/ 90/ 0/ 90	bilanciato
12 test	12	1,488	0/ 90/ 0/ 90/ 0/ -45/ +45/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0	bilanciato
14 (90)	14	1,736	0/ 90/ 0/ 90/ 0/ +45/ -45/ +45/ -45/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0	bilanciato
15 (45)	15	1,860	+45/ -45/ +45/ -45/ +45/ 0/ 90/ 0// 90/ 0/ -45/ +45/ -45/ +45/ -45	bilanciato
15 (90)	15	1,860	[0/ 90/ 0/ 90/ 0/ +45/ -45/ <u>+45</u>] simm	simmetrico
17 (45)	17	2,108	+45/ -45/ +45/ -45/ +45/ -45/ 0/ 90/ 0/ / 90/ 0/ +45/ -45/ +45/ -45/ +45/ -45	bilanciato
17 (90)	17	2,108	[0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ +45/ <u>-45</u>] simm	simmetrico
19 (45)	19	2,356	+45/ -45/ +45/ -45/ +45/ -45/ +45/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ -45/ +45/ -45/ +45/ -45/ +45/ -45	bilanciato
19 (90)	19	2,356	[0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ +45/ -45/ <u>+45</u>] simm	simmetrico
19 (45 normal)	19	2,356	[+45/ -45/ +45/ -45/ 90/ 0/ 90/ -45/ +45/ <u>-45</u>] simm	simmetrico
19 (90 normal)	19	2,356	[90/ 0/ 90/ 0/ +45/ -45/ +45/ 90/ 0/ <u>90</u>] simm	simmetrico
23 (45)	23	2,852	[+45/ -45/ +45/ -45/ +45/ -45/ 90/ 0/ 90/ +45/ -45/ <u>+45</u>] simm	simmetrico
23 (90)	23	2,852	[0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ +45/ -45/ <u>+45</u>] simm	simmetrico

Nota: le orientazioni sottolineate all’interno delle parentesi quadrate indicano che quel *ply* non viene replicato simmetricamente nel laminato.

8.2.1 Chiusure inferiori in laminato (spessore pareti in alluminio: 2 mm)

Questa versione è stata ottenuta a partire da quella completamente in alluminio con lo stesso spessore di parete, eliminando tutte le nervature sulla parte interna delle fiancate (Figura 8.2) e incollando strutturalmente le chiusure in carbonio. La Tabella 8.5 riassume le masse delle parti in alluminio.

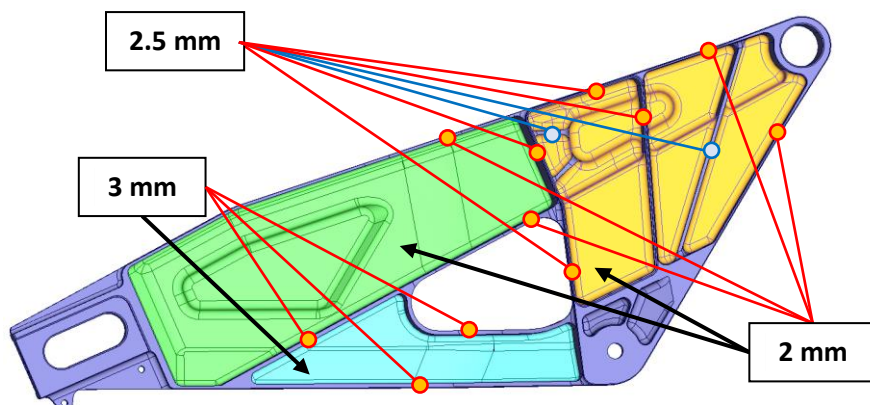


Figura 8.2: Spessori di parete delle fiancate del forcellone ibrido con chiusure in composito e spessore caratteristico 2 mm.

Tabella 8.5: Massa delle parti in alluminio del forcellone ibrido (2mm + chiusure).

Forcellone ibrido (2mm + chiusure)	Parte del forcellone	Geometria importata
Massa delle parti in alluminio [kg]	Fiancata DX	1,517
	Fiancata SX	1,464
	Traverso DX	0,315
	Traverso SX	0,309
	Cannotto	0,169
	Totale	3,774

I layup valutati hanno permesso di ottenere i valori di rigidità elencati in Tabella 8.6:

Tabella 8.6: Rigidità caratteristiche del forcellone ibrido (2mm + chiusure).

Forcellone 2 mm con solo le chiusure in laminato composito						
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori]	Rigidità verticale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidità laterale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidità torsionale	Differenza % rispetto iniziale
7 (90) + 7 (90)	↓ 106,5	6,5	↓ 41,0	-5,0	↓ 100,9	0,9
7 (45) + 7 (45)	↘ 107,8	7,8	↓ 41,3	-4,3	↓ 101,4	1,4
7 (90) + 7 (45)	↓ 106,7	6,7	↓ 41,1	-4,8	↓ 101,1	1,1
7 (45) + 7 (90)	↓ 107,6	7,6	↓ 41,2	-4,5	↓ 101,3	1,3
10 (normal) + 7 (45)	↘ 108,8	8,8	↑ 43,0	-0,4	↑ 103,2	3,2
10 (45) + 7 (45)	→ 109,7	9,7	→ 41,8	-3,0	→ 102,3	2,3
7 (45) + 10 (normal)	↘ 110,6	10,6	↘ 42,4	-1,6	↘ 103,0	3,0
7 (45) + 10 (45)	↘ 108,5	8,5	↘ 41,4	-4,0	↘ 101,7	1,7
7 (45) + 10 (90)	→ 110,0	10,0	↘ 42,2	-2,1	↘ 102,6	2,6
10 (45) + 10 (normal)	↑ 112,4	12,4	↑ 43,0	-0,4	↑ 103,7	3,7

Gli altri dettagli sono riportati nelle tabelle seguenti.

Tabella 8.9: Masse stimate del forcellone ibrido (2mm + chiusure).

Forcellone 2 mm con solo le chiusure in laminato composito				
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori]	Max Failure Index composito [0-1]	Massa Chiusure [kg]	Massa Totale [kg]	Differenza % rispetto iniziale
7 (90) + 7 (90)	0,305	0,184	3,958	-16,7
7 (45) + 7 (45)	0,272	0,184	3,958	-16,7
7 (90) + 7 (45)	0,302	0,184	3,958	-16,7
7 (45) + 7 (90)	0,302	0,184	3,958	-16,7
10 (normal) + 7 (45)	0,271	0,210	3,984	-16,2
10 (45) + 7 (45)	0,270	0,210	3,984	-16,2
7 (45) + 10 (normal)	0,250	0,210	3,984	-16,2
7 (45) + 10 (45)	0,273	0,210	3,984	-16,2
7 (45) + 10 (90)	0,252	0,210	3,984	-16,2
10 (45) + 10 (normal)	0,249	0,262	4,036	-15,1

Tabella 8.8: Deformazioni massime del forcellone ibrido (2mm + chiusure)

Forcellone 2 mm con solo le chiusure in laminato composito						
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori]	Def. Max Lato SX	Differenza % rispetto iniziale	Def. Max Lato DX	Differenza % rispetto iniziale	Delta Def. Sx - Dx	Differenza % rispetto iniziale
7 (90) + 7 (90)	89,5	-10,5	89,0	-2,2	5,9	-94,1
7 (45) + 7 (45)	88,0	-12,0	88,5	-2,7	-5,0	-95,0
7 (90) + 7 (45)	89,3	-10,7	88,8	-2,4	5,9	-94,1
7 (45) + 7 (90)	88,7	-11,3	88,3	-2,9	5,0	-95,0
10 (normal) + 7 (45)	87,3	-12,7	87,0	-4,3	2,7	-97,3
10 (45) + 7 (45)	86,8	-13,2	87,1	-4,3	-2,7	-97,3
7 (45) + 10 (normal)	85,9	-14,1	85,5	-6,0	5,0	-95,0
7 (45) + 10 (45)	87,6	-12,4	87,7	-3,5	-1,4	-98,6
7 (45) + 10 (90)	86,5	-13,5	85,9	-5,5	6,8	-93,2
10 (45) + 10 (normal)	84,4	-15,6	84,5	-7,0	-1,8	-98,2

Tabella 8.7: Tensioni massime del forcellone ibrido (2mm + chiusure).

Forcellone 2 mm con solo le chiusure in laminato composito				
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori]	Tensione Max Lato SX	Differenza % rispetto iniziale	Tensione Max Lato DX	Differenza % rispetto iniziale
7 (90) + 7 (90)	99,0	-1,0	87,9	-9,3
7 (45) + 7 (45)	96,9	-3,1	87,5	-9,7
7 (90) + 7 (45)	98,4	-1,6	87,7	-9,5
7 (45) + 7 (90)	97,5	-2,5	87,7	-9,5
10 (normal) + 7 (45)	96,8	-3,2	87,8	-9,5
10 (45) + 7 (45)	93,3	-6,7	87,2	-10,1
7 (45) + 10 (normal)	92,6	-7,4	87,2	-10,1
7 (45) + 10 (45)	95,2	-4,8	87,4	-9,9
7 (45) + 10 (90)	93,8	-6,2	86,4	-10,9
10 (45) + 10 (normal)	89,2	-10,8	87,4	-9,8

Nota: le variazioni percentuali sono relative al forcellone iniziale (pareti di spessore 3 mm, nervato e saldato). Le frecce invece evidenziano i trend e forniscono un immediato confronto tra i valori di rigidità riportati, senza però considerare le rigidità del forcellone di partenza.

Le due configurazioni evidenziate sono quelle che più si avvicinano alle prestazioni volute dal momento che garantiscono un aumento della rigidità verticale tra il 10% e il 12 % e un risparmio di massa nell'ordine del 15%.

8.2.2 Chiusure inferiori e traverso in laminato (spessore pareti in alluminio: 2 mm)

Questo forcellone differisce dal precedente solamente per il fatto che il traverso è in carbonio e non più in due pezzi di alluminio saldati tra loro. Anche le saldature di collegamento alle fiancate non sono più necessarie in quanto il tutto è incollato strutturalmente ma, di contro, devono essere estese le superfici di interfaccia dove avviene l'incollaggio (Figura 8.3).

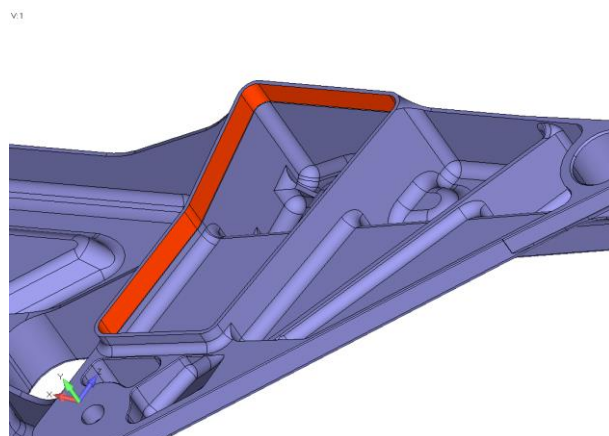


Figura 8.3: Superfici estese per permettere l'incollaggio del traverso in carbonio.

La massa delle parti in alluminio assume ora i valori elencati in Tabella 8.10.

Tabella 8.10: Masse delle parti in alluminio del forcellone ibrido (2 mm + chiusure + traverso).

Forcellone ibrido (2mm + chiusure + traverso)	Parte del forcellone	Geometria importata
Massa delle parti in alluminio [kg]	Fiancata DX	1,546
	Fiancata SX	1,493
	Cannotto	0,169
	Totale	3,208

I vari *layup* consentono di ottenere forcelloni con le seguenti caratteristiche:

Tabella 8.11: Rigidezze caratteristiche del forcellone ibrido (2 mm + chiusure + traverso).

Forcellone 2 mm con chiusure e traverso in composito						
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori + traverso]	Rigidezza verticale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidezza laterale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidezza torsionale	Differenza % rispetto iniziale
7 (45) + 10 (normal) + 10	↓ 104,8	4,8	↓ 37,7	-12,6	↓ 89,9	-10,1
7 (45) + 10 (normal) + 15	↓ 105,2	5,2	↘ 39,7	-8,1	→ 94,7	-5,3
7 (45) + 10 (normal) + 19 (90)	↓ 106,5	6,5	↘ 40,2	-6,9	→ 94,4	-5,6
7 (45) + 10 (normal) + 19 (45)	↓ 105,3	5,3	→ 40,6	-5,9	↘ 97,7	-2,3
7 (45) + 10 (normal) + 23 (90)	↘ 107,6	7,6	→ 40,6	-5,9	→ 94,6	-5,4
7 (45) + 10 (normal) + 23 (45)	↓ 105,9	5,9	→ 41,3	-4,2	↑ 99,7	-0,3
12 (45) + 12 (90) + 23 (90)	↘ 111,4	11,4	↘ 42,5	-1,5	↘ 96,7	-3,3
15 (45) + 15 (90) + 23 (90)	↑ 114,6	14,6	↑ 44,3	2,6	↑ 98,6	-1,4

Tabella 8.12: Masse stimate del forcellone ibrido (2 mm + chiusure + traverso).

Forcellone 2 mm con chiusure e traverso in laminato composito				
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori + traverso]	Max Failure Index composito [0-1]	Massa Chiusure [kg]	Massa Totale [kg]	Differenza % rispetto iniziale
7 (45) + 10 (normal) + 10	0,283	0,350	3,558	-25,1
7 (45) + 10 (normal) + 15	0,277	0,420	3,628	-23,7
7 (45) + 10 (normal) + 19 (90)	0,267	0,476	3,684	-22,5
7 (45) + 10 (normal) + 19 (45)	0,274	0,476	3,684	-22,5
7 (45) + 10 (normal) + 23 (90)	0,260	0,532	3,740	-21,3
7 (45) + 10 (normal) + 23 (45)	0,271	0,532	3,740	-21,3
12 (45) + 12 (90) + 23 (90)	0,228	0,636	3,844	-19,1
15 (45) + 15 (90) + 23 (90)	0,233	0,715	3,923	-17,4

Tabella 8.13: Deformazioni massime del forcellone ibrido (2 mm + chiusure + traverso).

Forcellone 2 mm con chiusure e traverso in composito						
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori + traverso]	Def. Max Lato SX	Differenza % rispetto iniziale	Def. Max Lato DX	Differenza % rispetto iniziale	Delta Def. Sx - Dx	Differenza % rispetto iniziale
7 (45) + 10 (normal) + 10	91,0	-9,0	91,1	0,2	-1,8	-98,2
7 (45) + 10 (normal) + 15	91,0	-9,0	90,4	-0,5	5,9	-94,1
7 (45) + 10 (normal) + 19 (90)	89,5	-10,5	89,3	-1,8	1,8	-98,2
7 (45) + 10 (normal) + 19 (45)	91,1	-8,9	90,1	-0,9	10,9	-89,1
7 (45) + 10 (normal) + 23 (90)	88,4	-11,6	88,3	-2,9	0,9	-99,1
7 (45) + 10 (normal) + 23 (45)	90,7	-9,3	89,6	-1,5	12,3	-87,7
12 (45) + 12 (90) + 23 (90)	84,8	-15,2	85,6	-5,8	-8,6	-91,4
15 (45) + 15 (90) + 23 (90)	82,1	-17,9	82,9	-8,8	-9,5	-90,5

Tabella 8.14: Tensioni massime del forcellone ibrido (2 mm + chiusure + traverso).

Forcellone 2 mm con chiusure e traverso in composito				
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori + traverso]	Tensione Max Lato SX	Differenza % rispetto iniziale	Tensione Max Lato DX	Differenza % rispetto iniziale
7 (45) + 10 (normal) + 10	70,9	-29,1	97,2	0,3
7 (45) + 10 (normal) + 15	71,7	-28,3	96,6	-0,4
7 (45) + 10 (normal) + 19 (90)	72,6	-27,4	96,6	-0,4
7 (45) + 10 (normal) + 19 (45)	72,1	-27,9	96,1	-0,9
7 (45) + 10 (normal) + 23 (90)	73,8	-26,2	96,3	-0,7
7 (45) + 10 (normal) + 23 (45)	72,3	-27,7	95,9	-1,1
12 (45) + 12 (90) + 23 (90)	72,1	-27,9	97,3	0,4
15 (45) + 15 (90) + 23 (90)	69,1	-30,9	101,5	4,7

Si nota che, per ottenere prestazioni di rilievo, l'ulteriore risparmio di massa dovuto all'adozione del traverso in carbonio viene quasi annullato dalla necessità di aumentare gli spessori di tutte le parti in composito e quindi i vantaggi di questa versione sono poco maggiori rispetto alla precedente. Infine, in questo caso, la tensione massima si registra sulla fiancata destra ma assume picchi simili a quelli che si verificavano sulla sinistra del forcellone originario.

8.2.3 Chiusure inferiori in laminato (spessore pareti in alluminio: 1.5 mm)

In tale versione, si è fatto un passo indietro, reintroducendo il traverso in alluminio ma si sono ulteriormente ridotti gli spessori di parete delle fiancate, fino ad arrivare a 1.5 mm (Figura 8.4), guadagnando circa altri 100 grammi su ogni fiancata (Tabella 8.15).

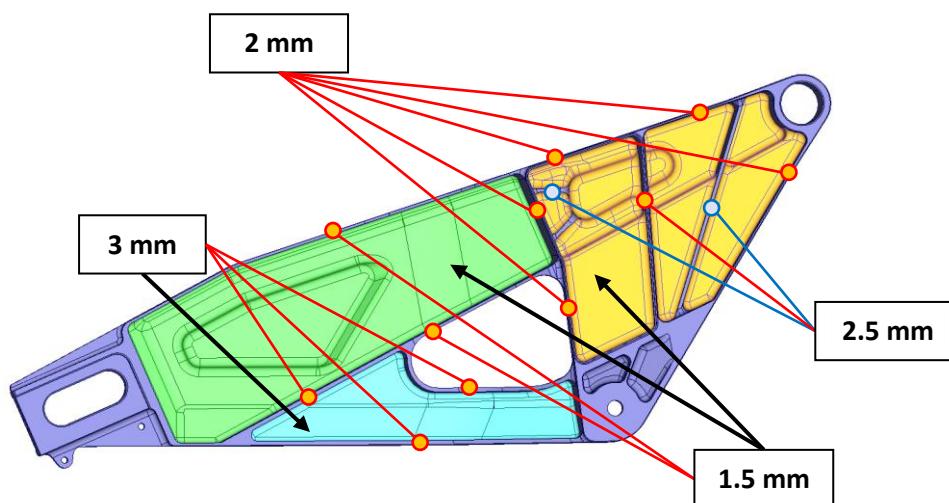


Figura 8.4: Spessori di parete delle fiancate del forcellone ibrido con chiusure in composito e spessore caratteristico 1.5 mm.

Tabella 8.15: Masse delle parti in alluminio del forcellone ibrido (1.5 mm + chiusure).

Forcellone ibrido (1,5 mm + chiusure)	Parte del forcellone	Geometria importata
Massa delle parti in alluminio [kg]	Fiancata DX	1,425
	Fiancata SX	1,347
	Traverso DX	0,327
	Traverso SX	0,321
	Cannotto	0,169
	Totale	3,589

I riscontri in termini di rigidezza (Tabella 8.16) e le caratteristiche elencate nelle tabelle seguenti mostrano che questa scelta può rappresentare una soluzione valida, anche nell'ottica di riutilizzare eventualmente il traverso in carbonio.

Tabella 8.16: Rigidezze caratteristiche del forcellone ibrido (1.5 mm + chiusure).

Forcellone 1,5 mm con chiusure in laminato composito							
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori]	Rigidezza verticale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidezza laterale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidezza torsionale	Differenza % rispetto iniziale	
12 (45) + 12 (90)	↓ 109,7	9,7	↓ 39,7	-8,1	↓ 98,8	-1,2	
15 (45) + 15 (90)	↔ 112,7	12,7	→ 41,4	-4,0	→ 101,4	1,4	
19 (45) + 15 (90)	↑ 113,8	13,8	↑ 42,2	-2,3	↔ 102,3	2,3	
19 (90) + 15 (90)	↔ 113,1	13,1	↑ 42,7	-1,1	↑ 103,3	3,3	
19 (45 normal) + 15 (90)	↔ 113,4	13,4	↔ 41,9	-2,9	↔ 101,9	1,9	
19 (90 normal) + 15 (90)	↔ 113,1	13,1	↑ 42,4	-1,6	↑ 103,0	3,0	
17 (45) + 17 (90)	↑ 114,0	14,0	↑ 42,1	-2,4	↔ 102,3	2,3	
19 (45) + 17 (90)	↑ 114,5	14,5	↑ 42,5	-1,5	↑ 102,8	2,8	

Tabella 8.17: Masse stimate del forcellone ibrido (1.5 mm + chiusure).

Forcellone 1,5 mm con chiusure in laminato composito				
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori]	Max Failure Index composito [0-1]	Massa Chiusure [kg]	Massa Totale [kg]	Differenza % rispetto iniziale
12 (45) + 12 (90)	0,222	0,287	3,876	-18,4
15 (45) + 15 (90)	0,188	0,359	3,948	-16,9
19 (45) + 15 (90)	0,187	0,386	3,975	-16,4
19 (90) + 15 (90)	0,189	0,386	3,975	-16,4
19 (45 normal) + 15 (90)	0,188	0,386	3,975	-16,4
19 (90 normal) + 15 (90)	0,189	0,386	3,975	-16,4
17 (45) + 17 (90)	0,170	0,407	3,996	-15,9
19 (45) + 17 (90)	0,168	0,441	4,030	-15,2

Tabella 8.18: Deformazioni massime del forcellone ibrido (1.5 mm + chiusure).

Forcellone 1,5 mm con chiusure in laminato composito						
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori]	Def. Max Lato SX	Differenza % rispetto iniziale	Def. Max Lato DX	Differenza % rispetto iniziale	Delta Def. Sx - Dx	Differenza % rispetto iniziale
12 (45) + 12 (90)	87,3	-12,7	86,9	-4,5	4,5	-95,5
15 (45) + 15 (90)	84,3	-15,7	84,3	-7,3	0,0	-100,0
19 (45) + 15 (90)	83,5	-16,5	83,6	-8,1	-0,9	-99,1
19 (90) + 15 (90)	83,7	-16,3	83,3	-8,4	5,0	-95,0
19 (45 normal) + 15 (90)	83,9	-16,1	83,9	-7,7	0,0	-100,0
19 (90 normal) + 15 (90)	83,8	-16,2	83,5	-8,2	2,7	-97,3
17 (45) + 17 (90)	83,3	-16,7	83,1	-8,6	2,3	-97,7
19 (45) + 17 (90)	82,9	-17,1	82,9	-8,9	0,5	-99,5

Tabella 8.19: Tensioni massime del forcellone ibrido (1.5 mm + chiusure).

Forcellone 1,5 mm con chiusure in laminato composito				
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori]	Tensione Max Lato SX	Differenza % rispetto iniziale	Tensione Max Lato DX	Differenza % rispetto iniziale
12 (45) + 12 (90)	80,6	-19,4	90,2	-7,0
15 (45) + 15 (90)	77,8	-22,2	93,7	-3,4
19 (45) + 15 (90)	77,9	-22,1	93,9	-3,2
19 (90) + 15 (90)	78,1	-21,9	92,6	-4,6
19 (45 normal) + 15 (90)	77,9	-22,1	94,0	-3,1
19 (90 normal) + 15 (90)	78,1	-21,9	92,9	-4,2
17 (45) + 17 (90)	77,0	-23,0	92,8	-4,3
19 (45) + 17 (90)	77,0	-23,0	92,9	-4,2

8.2.4 Parte centrale e chiusure inferiori in laminato (spessore pareti in alluminio: 1.5 mm)

Rispetto a quanto presentato fino ad ora, questo forcellone rappresenta sicuramente la versione più ardita che si è valutata. Prendendo come base quello precedente si è eliminato il traverso in alluminio e si sono modificate le pareti trasversali in quella zona delle fiancate (Figura 8.5) per permettere di raccordare le chiusure superiori con il traverso in laminato, in modo tale da ottenere un unico pezzo centrale in carbonio. Da esso esulano quindi solo le chiusure inferiori.

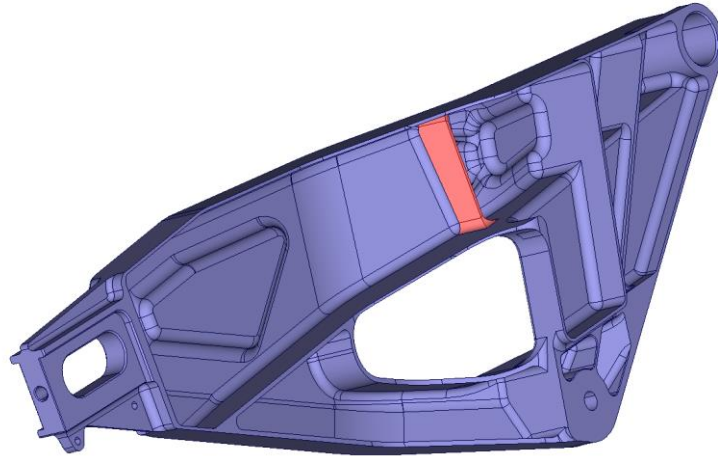


Figura 8.5: Parete trasversale modificata per permettere di raccordare le chiusure superiori con il traverso e creare un unico pezzo centrale in carbonio.

La massa delle parti in alluminio così ottenute è riassunta in Tabella 8.20.

Tabella 8.20: Masse delle parti in alluminio del forcello ibrido (1.5 mm + parte centrale).

Forcellone ibrido (1.5mm + inferiori + parte centrale)	Parte del forcellone	Geometria importata
Massa delle parti in alluminio [kg]	Fiancata DX	1,442
	Fiancata SX	1,367
	Cannotto	0,169
	Totale	2,978

Dal momento che questa parte centrale in carbonio comprende zone che sono maggiormente sollecitate a flessione ed altre a torsione, si è adottato un diverso approccio, e si è deciso di suddividerla in cinque aree (Figura 8.6):

- Parte Anteriore;
- Parte Alta;
- Parte Bassa;
- Raccordo;
- Chiusure Superiori.

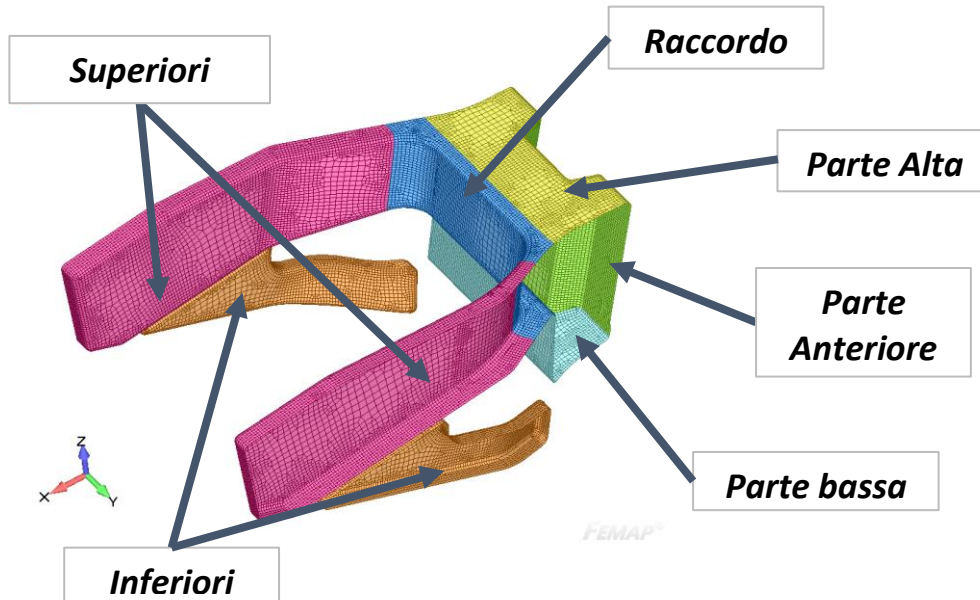


Figura 8.6: Chiusure inferiori e zone in cui è stato suddiviso il pezzo centrale in laminato composito.

La Tabella 8.21 mostra gli abbinamenti di laminati che si sono analizzati.

Tabella 8.21: Legenda delle configurazioni di layup utilizzati per il forcellone ibrio (1.5 mm + parte centrale).

Legenda configurazioni						
Nome identificativo	laminato utilizzato					
	Inferiori	Superiori	Raccordo	Parte Alta	Parte Bassa	Traverso
1	17 (90)	17 (45)	17 (45)	17 (45)	17 (45)	17 (45)
2	12 (90)	12 (45)	23 (90)	23 (90)	23 (90)	23 (90)
3	15 (90)	15 (45)	23 (90)	23 (90)	23 (90)	23 (90)
4	17 (90)	19 (45)	19 (45)	19 (45)	19 (45)	19 (45)
5	inf v1	sup v1	rac v1	alta v1	bassa v1	trav v1
6	inf v1	sup v1	rac v1	alta v2	bassa v1	trav v2
7	inf v1	sup v1	rac v1	alta v3	bassa v1	trav v2
8	inf v1	rac v1	rac v1	alta v3	bassa v1	trav v2
9	inf v2	rac v1	rac v1	alta v3	bassa v1	trav v2

Le prime quattro configurazioni contengono i layup che nelle precedenti versioni del forcellone hanno garantito le prestazioni migliori ma, come si evince dalla Tabella 8.22,

in questo caso essi non permettono di gestire in maniera efficace l'andamento delle rigidzze per gli obiettivi che si vogliono raggiungere.

Tabella 8.22: Rigidzze caratteristiche del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) ottenute con i layup "convenzionali".

Forcellone 1,5 mm con pezzo centrale unico in composito							
Configurazione di layup utilizzati	Rigidzza verticale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidzza laterale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidzza torsionale	Differenza % rispetto iniziale	
1	↓ 106,1	6,1	↑ 48,4	12,1	↑ 106,4	6,4	
2	↓ 105,8	5,8	⇒ 45,8	6,1	⇒ 99,1	-0,9	
3	⇒ 108,6	8,6	⇒ 47,9	11,0	⇒ 101,5	1,5	
4	⇒ 107,2	7,2	↑ 49,6	15,0	↑ 108,2	8,2	

A questo punto, per ognuna delle cinque parti si sono sviluppate ad hoc una o più sequenze di laminazione, le quali sono riportate nella Tabella 8.23.

Tabella 8.23: Laminati sviluppati ad hoc per la parte centrale in laminato del forcellone ibrido.

Laminati pensati ad hoc per forcellone con parte centrale in carbonio				
Nome identificativo	Numero di plies	Spessore totale [mm]	Orientazione plies [°]	Note
Inf V1	22	2,728	0/ 90/ 0/ +45/ -45/ 0/ 0/ 90/ 0/ 0/ +45/ -45/ 0/ 0/ 90/ 0/ 0/ +45/ -45/ 0/ 90/ 0	bilanciato
Inf V2	24	2,976	0/ 90/ 0/ 0/ +45/ -45/ 0/ 0/ 90/ 0/ 0/ 90/ 90/ 0/ 0/ 90/ 0/ 0/ +45/-45/ 0/ 0/ 90/ 0	bilanciato
Alta V1	12	1,488	90/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 90	bilanciato
Alta V2	16	1,984	90/ 0/ +45/ -45/ 90/ 0/ 90/ 0/ 0/ 90/ 0/ 90/ +45/ -45/ 0/ 90	bilanciato
Alta V3	16	1,984	90/ 0/ 0/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 0/ 90	bilanciato
Bassa V1	20	2,480	90/ 0/ 0/ 0/ 0/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 0/ 0/ 90	bilanciato
Trav V1	12	1,488	90/ 0/ -45/ +45/ 90/ 0/ 0/ 90/ -45/ +45/ 0/ 90	bilanciato
Trav V2	20	2,480	90/ 0/ -45/ +45/ 90/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ 90/ -45/ +45/ 0/ 90	bilanciato
Rac V1	20	2,480	90/ 0/ -45/ +45/ -45/ +45/ -45/ +45/ 90/ 0/ 0/ 90/ -45/ +45/ -45/ +45/ -45/ +45/ 0/ 90	bilanciato
Sup V1	20	2,480	+45/ -45/ +45/ -45/ +45/ 0/ 90/ 0/ 90/ 0/ -45/ +45/ -45/ +45/ -45	bilanciato

I risultati che si sono ottenuti con questi laminati, sono elencati nelle tabelle seguenti.

Tabella 8.24: Rigidezze caratteristiche del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) ottenute con i laminati sviluppati ad hoc.

Forcellone 1,5 mm con pezzo centrale unico in composito						
Configurazione di layup utilizzati	Rigidezza verticale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidezza laterale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidezza torsionale	Differenza % rispetto iniziale
5	↑ 111,9	11,9	↓ 41,8	-3,0	↓ 92,9	-7,1
6	↑ 112,3	12,3	↑ 48,8	13,1	↔ 104,0	4,0
7	↑ 112,2	12,2	↔ 43,5	0,8	↓ 95,5	-4,5
8	↑ 112,1	12,1	↓ 43,0	-0,3	↓ 94,9	-5,1
9	↑ 112,7	12,7	↓ 43,1	0,0	↓ 95,1	-4,9

Tabella 8.25: Masse stimate del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) ottenute con i laminati sviluppati ad hoc.

Forcellone 1,5 mm con pezzo centrale unico in composito				
Configurazione di layup utilizzati	Max Failure Index composito [0-1]	Massa Chiusure [kg]	Massa Totale [kg]	Differenza % rispetto iniziale
5	0,350	0,757	3,735	-21,4
6	0,346	0,813	3,791	-20,2
7	0,347	0,813	3,791	-20,2
8	0,379	0,813	3,791	-20,2
9	0,377	0,827	3,805	-19,9

Tabella 8.26: Deformazioni massime del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) ottenute con i laminati sviluppati ad hoc.

Forcellone 1,5 mm con pezzo centrale unico in composito						
Configurazione di layup utilizzati	Def. Max Lato SX	Differenza % rispetto iniziale	Def. Max Lato DX	Differenza % rispetto iniziale	Delta Def. Sx - Dx	Differenza % rispetto iniziale
5	83,6	-16,4	84,2	-7,4	-5,9	-94,1
6	83,6	-16,4	83,7	-7,9	-1,8	-98,2
7	83,5	-16,5	83,9	-7,7	-5,0	-95,0
8	83,9	-16,1	84,7	-6,8	-9,1	-90,9
9	83,4	-16,6	84,2	-7,4	-8,2	-91,8

Tabella 8.27: Tensioni massime del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) ottenute con i laminati sviluppati ad hoc.

Forcellone 1,5 mm con pezzo centrale unico in composito				
Configurazione di layup utilizzati	Tensione Max Lato SX	Differenza % rispetto iniziale	Tensione Max Lato DX	Differenza % rispetto iniziale
5	104,9	4,9	75,1	-22,5
6	103,7	3,7	75,0	-22,7
7	103,9	3,9	75,0	-22,7
8	113,8	13,8	75,0	-22,7
9	113,0	13,0	74,8	-22,9

È evidente come la situazione riguardante le rigidità sia nettamente migliorata e il risparmio di massa sia considerevole (intorno al 20%). Tuttavia le tensioni sul lato sinistro raggiungono valori di picco più alti rispetto a quanto accadeva per il forcellone originario.

Ad ogni modo, dal punto di vista realizzativo, questo forcellone richiederebbe uno stampo per la parte centrale decisamente più complesso rispetto a quello di un normale traverso e, nonostante il tentativo di uniformare leggermente i *layup* effettuato sull'ultima configurazione, il processo di laminazione si complicherebbe moltissimo, poiché si dovrebbe variare il numero e l'orientazione delle pelli da zona a zona dello stesso pezzo. Ciò implica una maggiore possibilità di errore nel processo, una minor ripetibilità dello stesso e, soprattutto, un impatto non indifferente sul costo finale dell'oggetto.

Altre problematiche riscontrate sono:

- la deformazione eccessiva della zona in corrispondenza della quale si è ridotta la parete trasversale, con conseguente aumento localizzato della sollecitazione riscontrata nel composito (Figura 8.7);
- l'eccessiva deformazione delle pareti superiori delle fiancate.

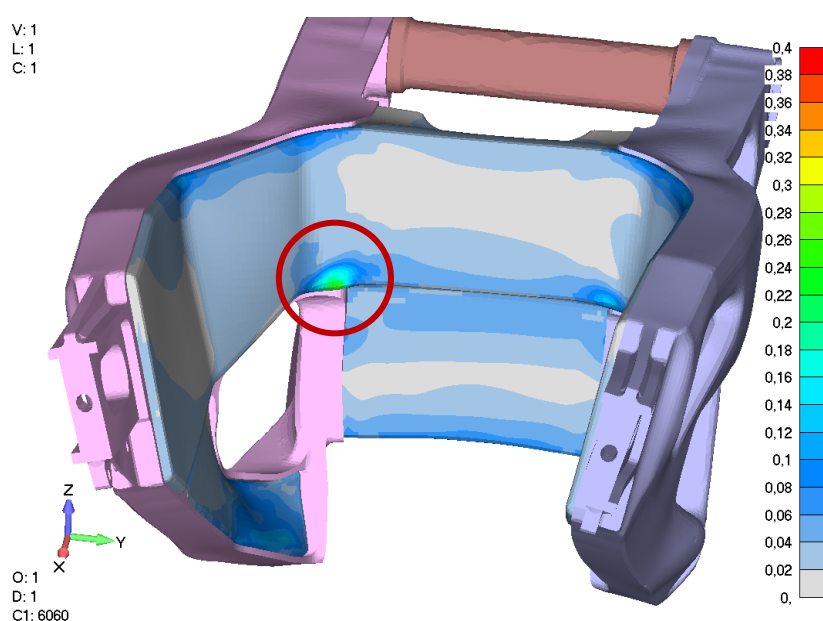


Figura 8.7: Dettaglio della sollecitazione localizzata del laminato in corrispondenza della parete trasversale modificata.

Per ovviare in parte a quest'ultimo problema si è valutata una geometria differente delle nervature (Figura 8.8) sul alto interno delle fiancate con lo scopo di ridurre la superficie libera di alluminio sulla parte superiore e contenere così la deformazione. Il risultato (Figura 8.9) è migliorativo ma non ottimale e probabilmente una nervatura a X sarebbe stata più efficace. Inoltre anche l'impatto della nervatura sulle rigidità si è rilevato di rilievo infatti, come si può vedere in Tabella 8.28, ci si è ulteriormente avvicinati alle prestazioni volute.

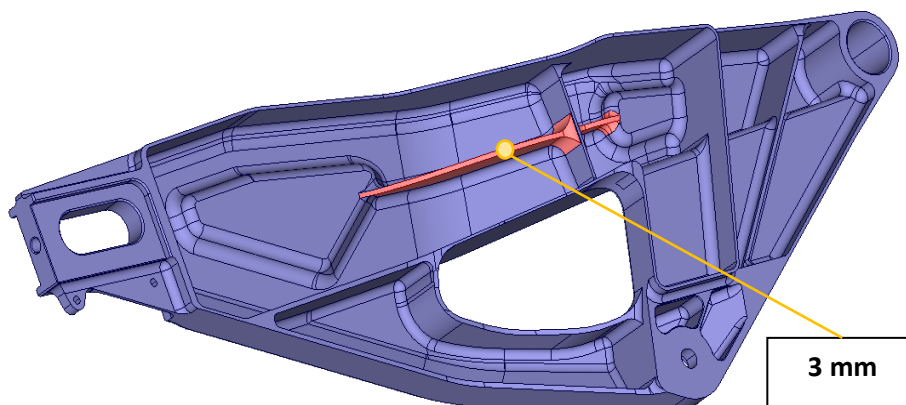


Figura 8.8: Nervatura longitudinale aggiunta per limitare la deformazione laterale delle parete superiori delle fiancate.

Tabella 8.28: Impatto della nervatura sulle rigidità caratteristiche del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale).

Configurazione di layup utilizzati	Rigidezza verticale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidezza laterale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidezza torsionale	Differenza % rispetto iniziale
9	↓ 112,7	12,7	↓ 43,1	0,0	↓ 95,1	-4,9
9 + nervatura	↑ 115,4	15,4	↑ 44,2	2,5	↑ 100,0	0,0

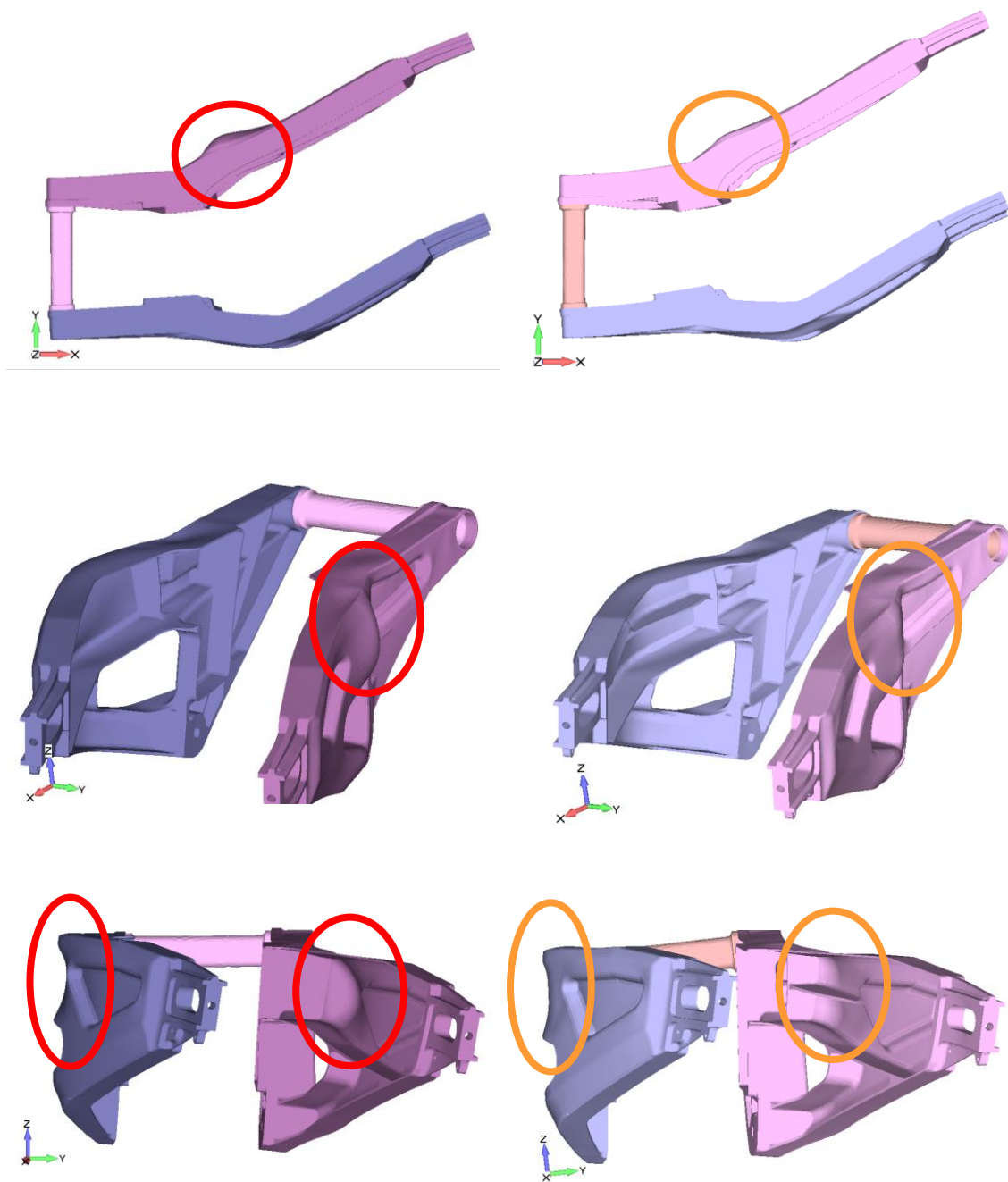


Figura 8.9: Confronto tra le deformazioni delle pareti delle fiancate del forcellone ibrido (1.5 mm + parte centrale) centrale) in assenza (a sinistra) e in presenza (a destra) della nervatura.

Capitolo 9

La configurazione definitiva

Tutti i forcelloni proposti nel capitolo 8, sono stati ottenuti modificando progressivamente la geometria CAD di quello montato sulla *Bimota BB3*, e hanno offerto un'ampia panoramica sulle prestazioni ottenibili impiegando il carbonio, agendo sugli spessori delle pareti in alluminio e modificando la composizione dei *layup*.

A questo punto, si è rivisto l'intero progetto al fine di ottenere la versione definitiva del forcellone innovativo, la quale verrà analizzata nei prossimi paragrafi.

9.1 Descrizione della geometria

Da quanto emerso nel sottoparagrafo 8.2.4, l'utilizzo di una parte centrale unica in carbonio è una scelta non conveniente perché i vantaggi che ne derivano sono oscurati dall'enorme complessità costruttiva introdotta, la quale si ripercuote inevitabilmente in maniera sensibile sul costo complessivo dell'oggetto. Nonostante sia stata abbandonata questa soluzione, si è comunque deciso di ispirarsi ad essa per la forma del traverso in laminato composito (Figura 9.1) da abbinare alle fiancate in alluminio con spessori di parete di 1.5 mm.

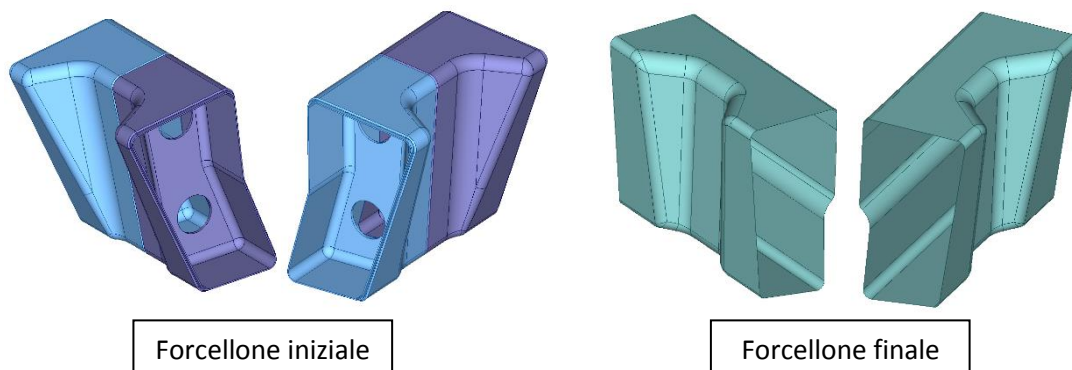


Figura 9.1: Confronto tra il traverso in alluminio del forcellone originario e il traverso in carbonio della configurazione finale del forcellone innovativo.

Dal momento che si è ridisegnata l'intera geometria al CAD, si sono rese più ampie le curvature evidenziate in Figura 9.2 per rendere il più graduale possibile la variazione del profilo interno delle fiancate, il quale definisce la forma esterna delle chiusure in

carbonio. Tale esigenza è dettata dal fatto che in tutte le versioni intermedie proposte, i laminati tendono a deformarsi maggiormente proprio in corrispondenza delle zone dove si verificano i cambi di direzione più accentuati (Figura 9.3), e di conseguenza, non distribuiscono in maniera efficiente la sollecitazione e risultano nel complesso meno efficaci.

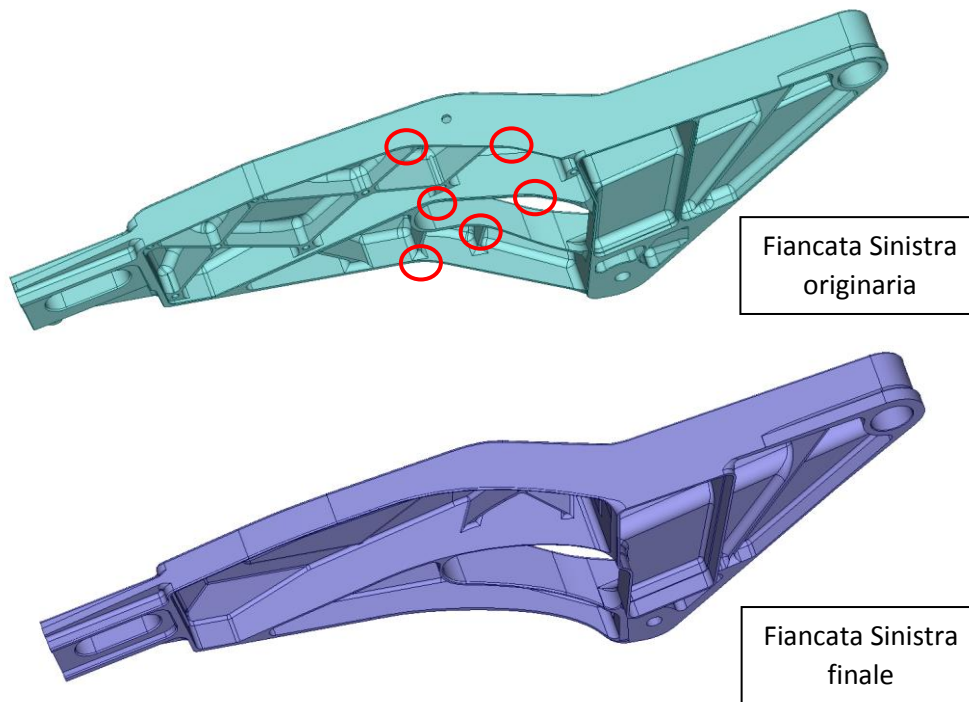


Figura 9.2: Confronto tra la fiancata sinistra del forcellone originario e quella corrispondente della configurazione definitiva del forcellone innovativo in cui si possono notare le curvature molto più dolci del profilo interno.

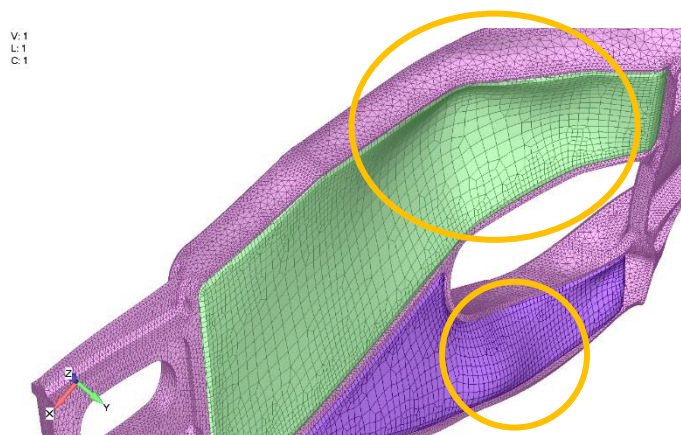


Figura 9.3: Deformazione localizzata delle chiusure in laminato in corrispondenza delle curvature più accentuate del profilo interno delle fiancate.

Le altre modifiche introdotte, evidenziate in Figura 9.4, consistono:

- nell'utilizzo di una nervatura a X spessa 2 mm (in azzurro in figura) per risolvere il problema dell'eccessiva deformazione delle pareti superiori delle fiancate, discusso nel sottoparagrafo 8.2.4;
- nell'uniformare anche le altre nervature (raffigurate in rosso) ad uno spessore di 2 mm;
- nel ridefinire le tasche di alleggerimento (in verde) in prossimità del collegamento alla biella della sospensione;
- nell'introduzione di alcune superfici di appoggio (in giallo) in modo tale da agevolare il montaggio e mantenere in posizione le parti in carbonio durante il periodo necessario all'adesivo strutturale per sviluppare le sue caratteristiche di presa.

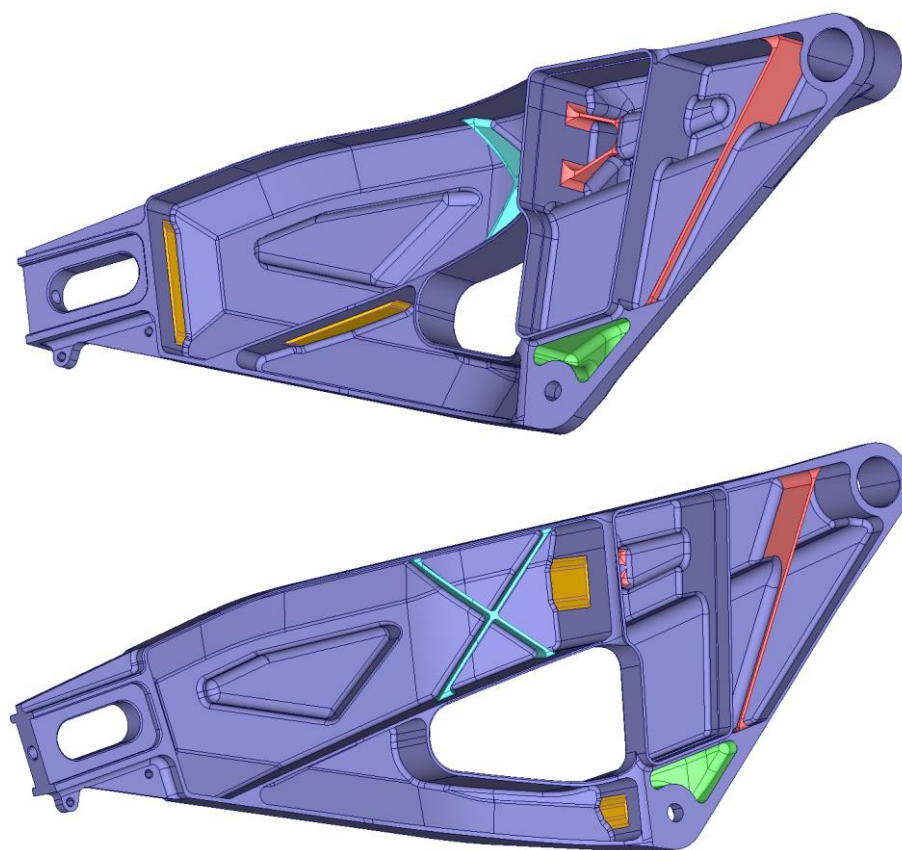


Figura 9.4: Modifiche finali alle fiancate del forcellone innovativo finale.

Tutti gli spessori di parete della geometria delle fiancate, sono riassunti in Figura 9.5.

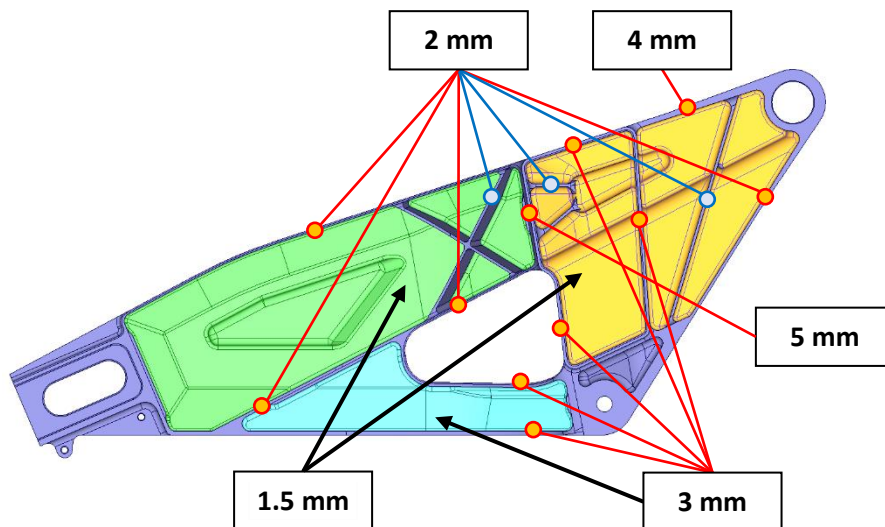


Figura 9.5: Spessori di parete delle fiancate del forcellone ibrido innovativo finale.

Una volta importata in Femap® la geometria CAD, la si è ripulita dei particolari non di rilievo ai fini dell'analisi (smussi e raccordi nell'ordine del millimetro) per semplificare le operazioni di discretizzazione che, a loro volta hanno introdotto qualche approssimazione soprattutto nelle zone non critiche dell'oggetto, nelle quali non si sono effettuati particolari infittimenti della *mesh*. Di conseguenza, come per tutte le altre versioni del forcellone, la geometria iniziale, quella semplificata e quella modellata sulla quale sono state condotte le analisi, differiscono leggermente in termini di massa. Tali piccole discrepanze non introducono errori significativi e sono riportate in Tabella 9.1.

Tabella 9.1: Masse della geometria CAD importata in Femap® e del modello ad elementi finiti.

Forcellone Innovativo Finale	Parte del forcellone	Geometria importata	Geometria semplificata	Modello ad elementi finiti
Massa delle parti in alluminio [kg]	Fiancata DX	1,485	1,486	1,505
	Fiancata SX	1,471	1,472	1,488
	Cannotto	0,169	0,170	0,172
	Totale	3,125	3,128	3,165

9.2 Layup valutati e sequenza di laminazione scelta

Anche per questa versione “ibrida” con alluminio e carbonio, si sono dovuti confrontare vari *layup* per le parti in composito, al fine di determinare quelli più vantaggiosi. La Tabella 9.2 riassume i valori di rigidezza ottenuti con le varie sequenze di laminazione provate.

Tabella 9.2: Rigidezze caratteristiche della versione finale del forcellone innovativo.

Forcellone Finale						
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori + trasverso]	Rigidezza verticale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidezza laterale	Differenza % rispetto iniziale	Rigidezza torsionale	Differenza % rispetto iniziale
17 (45) + 17 (90) + 23 (90)	↑ 121,1	21,1	↑ 46,8	8,4	↑ 108,6	8,6
15 (45) + 15 (90) + 23 (90)	↔ 119,5	19,5	↑ 46,0	6,6	↑ 107,6	7,6
15 (45) + 15 (90) + 19 (90)	↔ 118,9	18,9	↔ 45,3	5,0	↑ 106,8	6,8
15 (45) + 15 (90) + 15 (90)	⇒ 118,2	18,2	↔ 44,6	3,3	↔ 105,8	5,8
15 (45) + 15 (90) + 12 (90)	↔ 117,2	17,2	↔ 43,1	-0,1	⇒ 103,2	3,2
12 (45) + 12 (90) + 15 (90)	↓ 114,7	14,7	↔ 42,4	-1,6	⇒ 103,2	3,2
15 (45) + 15 (90) + 14 (90)	⇒ 118,0	18,0	⇒ 43,8	1,5	⇒ 104,0	4,0
15 (45) + 15 (90) + 12 test	⇒ 117,6	17,6	↓ 41,1	-4,8	↓ 98,6	-1,4

Tabella 9.3: Masse stimate della versione finale del forcellone innovativo.

Forcellone Finale				
Layup utilizzati [chiusure superiori + inferiori + trasverso]	Max Failure Index [0-1] Caso verticale (torsionale)	Massa Composito [kg]	Massa Totale [kg]	Differenza % rispetto iniziale
17 (45) + 17 (90) + 23 (90)	0,142 (0,273)	0,768	3,893	-18,1
15 (45) + 15 (90) + 23 (90)	0,15 (0,272)	0,718	3,843	-19,1
15 (45) + 15 (90) + 19 (90)	0,153 (0,284)	0,658	3,783	-20,4
15 (45) + 15 (90) + 15 (90)	0,157 (0,298)	0,599	3,724	-21,6
15 (45) + 15 (90) + 12 (90)	0,161 (0,353)	0,554	3,679	-22,6
12 (45) + 12 (90) + 15 (90)	0,178 (0,295)	0,524	3,649	-23,2
15 (45) + 15 (90) + 14 (90)	0,157 (0,341)	0,584	3,709	-21,9
15 (45) + 15 (90) + 12 test	0,160 (0,511)	0,554	3,679	-22,6

La penultima configurazione garantisce prestazioni di rilievo con un risparmio considerevole di massa, invece quella successiva mostra che per avvicinarsi ulteriormente alle rigidezze del forcellone originario occorre togliere uno o più *ply* disposti a 45° dal laminato utilizzato per il trasverso. Questo implica però un notevole aumento della sollecitazione che le rimanti pelli con la medesima orientazione devono sostenere, con conseguente ripercussione sul *Max Failure Index*, soprattutto nel caso torsionale (cella evidenziata in rosso in Tabella 9.3).

Tale considerazione, aggiunta al fatto che, essendo il processo di laminazione effettuato manualmente, il pezzo finale differirà sempre leggermente da quello simulato con il metodo degli elementi finiti, si è preferito mantenere un margine sulle rigidità e preferire la penultima configurazione all'ultima.

L'unica ulteriore variazione che si è deciso di apportare riguarda il *layup* delle chiusure inferiori, nel quale si è modificata l'orientazione del *ply* centrale da +45° a 0°, per rendere anche questo laminato bilanciato come gli altri. In definitiva, in Tabella 9.4 sono descritte le sequenze di laminazione scelte.

Tabella 9.4: Laminati scelti per la versione definitiva del forcellone finale.

Sequenze di laminazione scelte per il forcellone finale				
Nome identificativo	Numero di plies	Spessore totale [mm]	Orientazione plies [°]	Note
15 (45)	15	1,860	+45/-45/+45/-45/+45/0/90/0/90/0/-45/+45/-45/+45/-45	bilanciato
15 (90)_mod	15	1,860	0/90/0/90/0/+45/-45/0/+45/-45/0/90/0/90/0	bilanciato
14 (90)	14	1,736	0/90/0/90/0/+45/-45/+45/-45/0/90/0/90/0	bilanciato

Nei paragrafi successivi è riportata l'analisi dettagliata di questa versione definitiva del forcellone innovativo.

9.3 Analisi lineare statica nella condizione di massimo carico

Nelle condizioni di massimo carico, questo forcellone innovativo presenta deformazioni minori rispetto a quello preso come riferimento e, allo stesso tempo, è caratterizzato da tensioni minori e abbastanza omogenee sulle parti in alluminio. Il tutto è sintetizzato nella Tabella 9.5 e nelle figure successive.

Tabella 9.5: Deformazioni e tensioni massime della versione definitiva del forcellone innovativo.

Forcellone Innovativo		
Valori adimensionali	Lato SX	Lato DX
Deformazioni massime	78,6	80
	-21,4%	-12,0%
	Delta Sx -Dx :	-15,5
Tensioni massime	57,2	74,3
	-42,80%	-23,40%

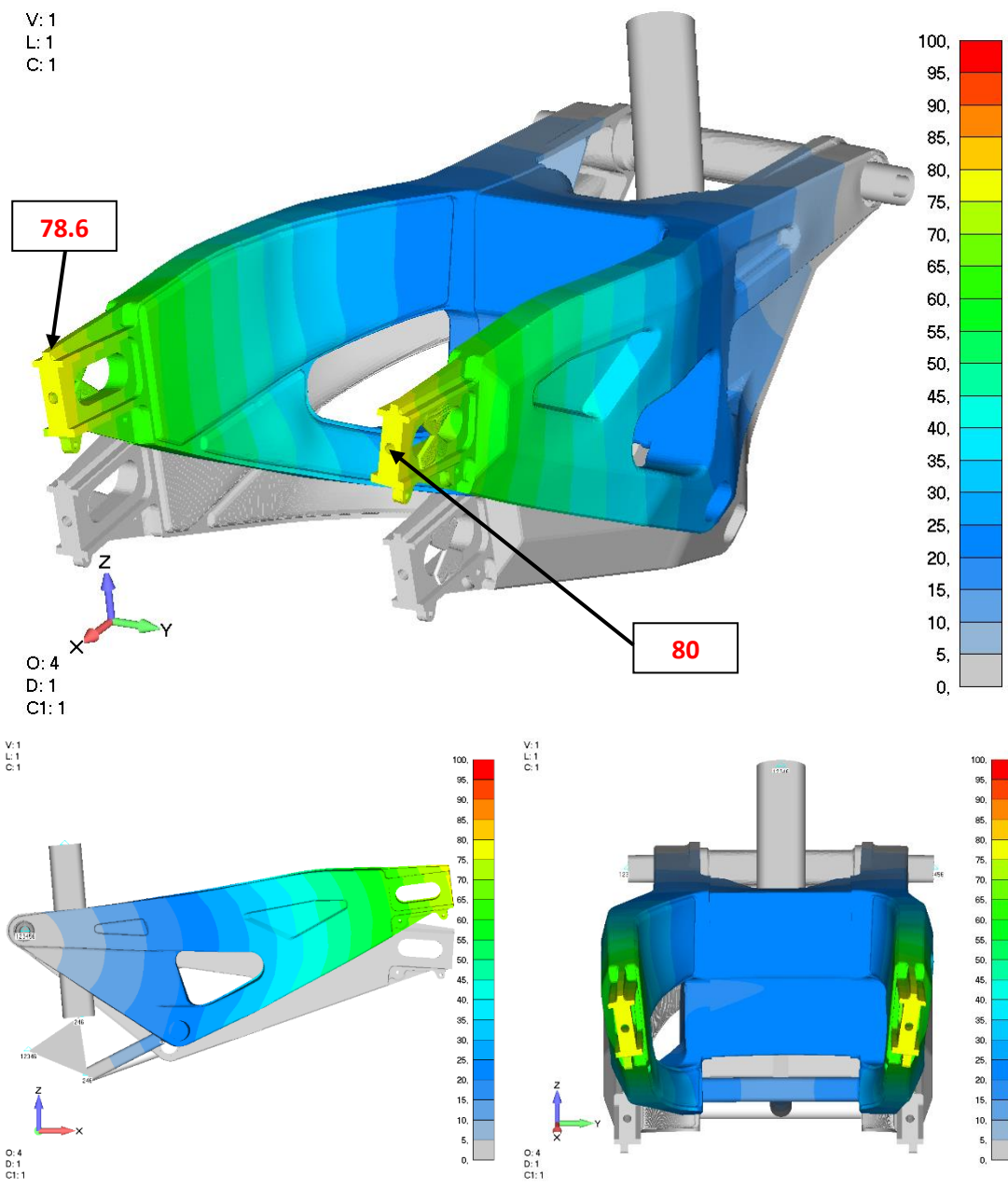


Figura 9.6: Andamento delle deformazioni sulla versione definitiva del forcellone innovativo.

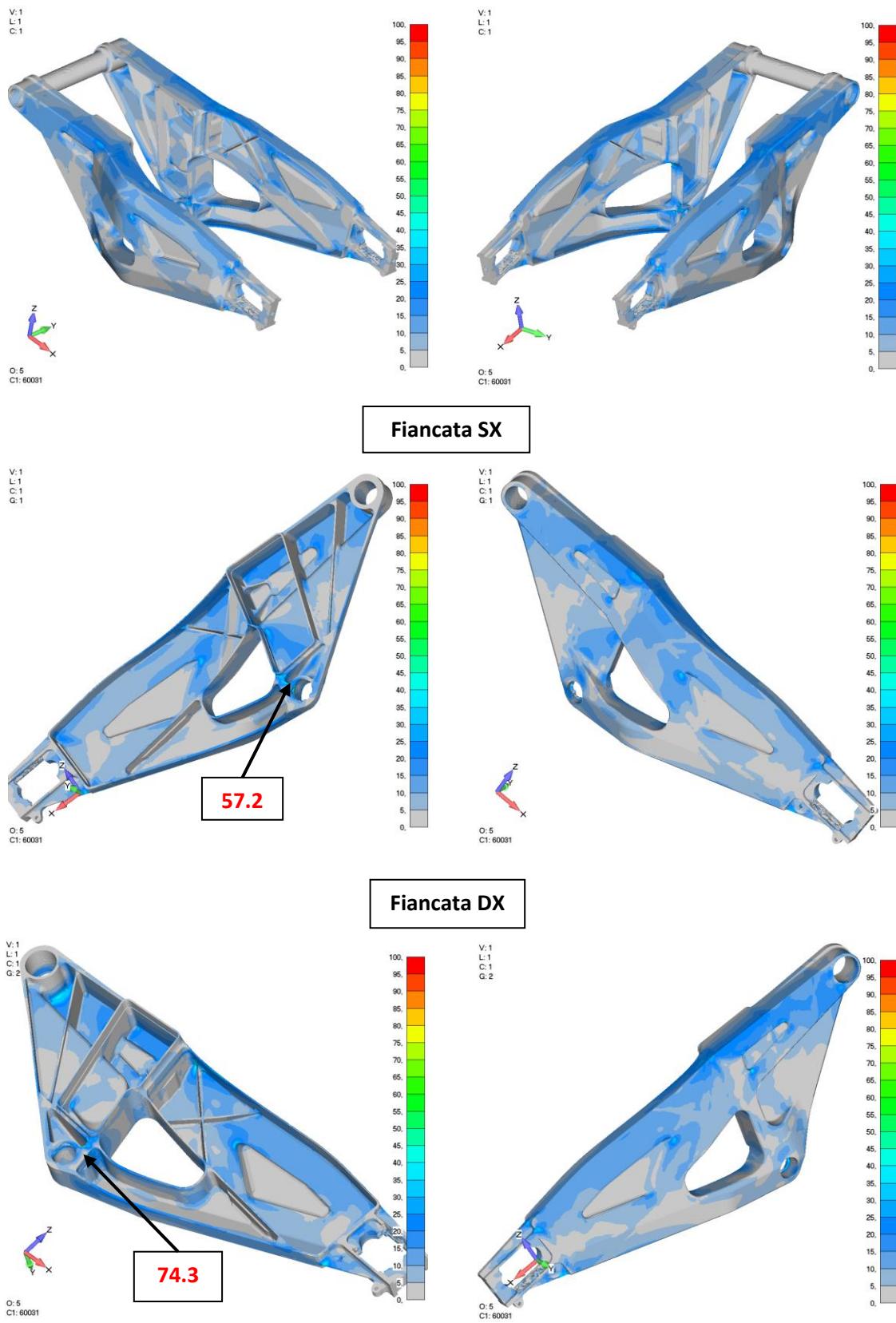


Figura 9.7: Andamento delle tensioni sulla versione definitiva del forcellone innovativo.

9.4 Stato di sollecitazione delle parti in composito

Per quanto riguarda la salute dei laminati utilizzati, i valori del *Max Failure Index* ottenuti nelle condizioni di massimo carico verticale (Figura 9.8) mostrano che le parti in composito rimangono ampiamente in condizioni di sicurezza e che lavorano quasi nella loro totalità senza avere punti localizzati nei quali si concentra la sollecitazione.

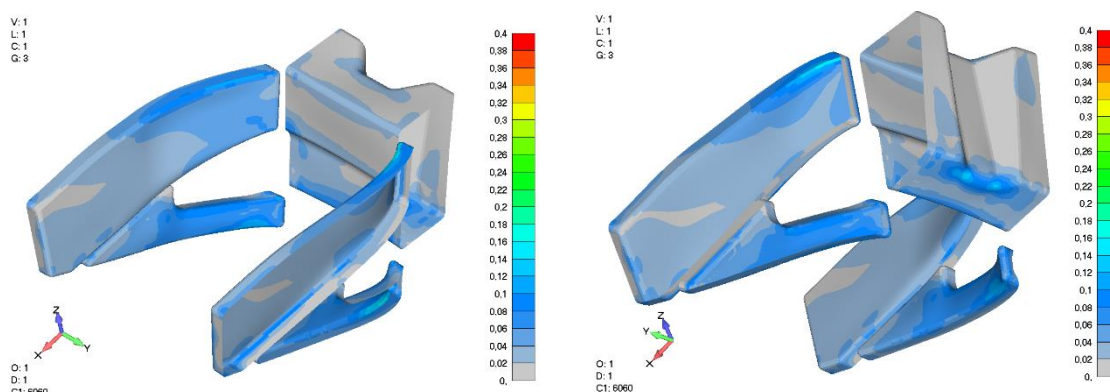


Figura 9.8: Sollecitazione delle parti in laminato (*Max Failure Index*) nelle condizioni di massimo carico verticale. A sinistra visione superiore, a destra visione inferiore.

Per completezza, anche se nelle stime di rigidezza si sono utilizzati carichi fittizi (una forza di 1000 N per la laterale e un momento di 1000 Nm per la torsionale), si riportano in Figura 9.9 i *Max Failure Index* relativi a questi casi. Si nota come nel caso torsionale, il valore aumenti leggermente ma il tutto rimanga ancora una volta abbondantemente in condizioni di sicurezza.

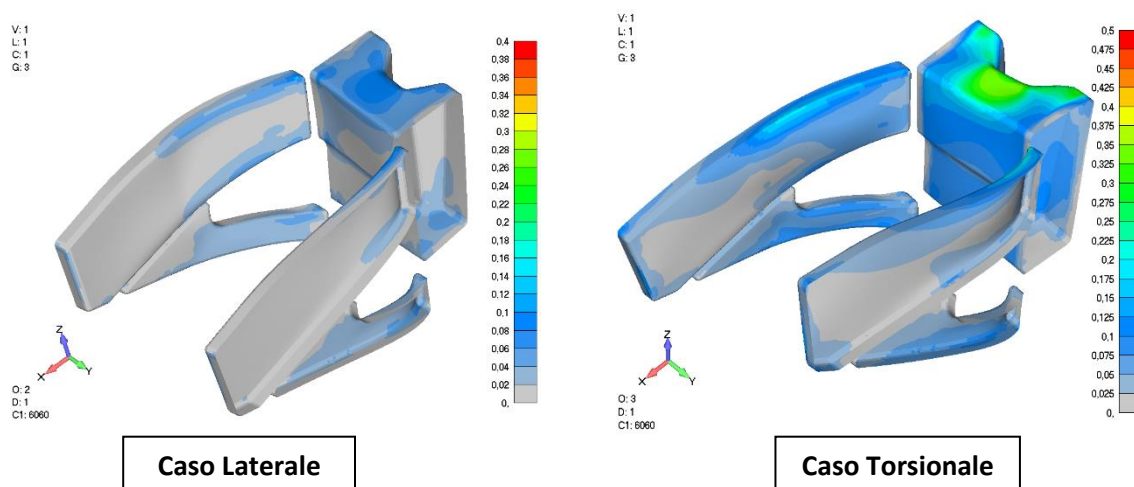


Figura 9.9: Sollecitazioni delle parti in laminato (*Max Failure Index*) nel caso laterale e in quello torsionale.

Le figure seguenti mostrano invece l'andamento della *Total Glue Traction* ossia della combinazione degli sforzi nelle tre direzioni in corrispondenza delle superfici di interfaccia dove avviene l'incollaggio strutturale. La Figura 9.10 ha un fondo scala di 30 MPa, ossia inferiore alla massima sollecitazione tollerabile dagli adesivi commerciali presentati nel sottoparagrafo 7.3. La Figura 9.11, grazie al fondo scala di 10 MPa, evidenzia invece quali sono le zone più critiche.

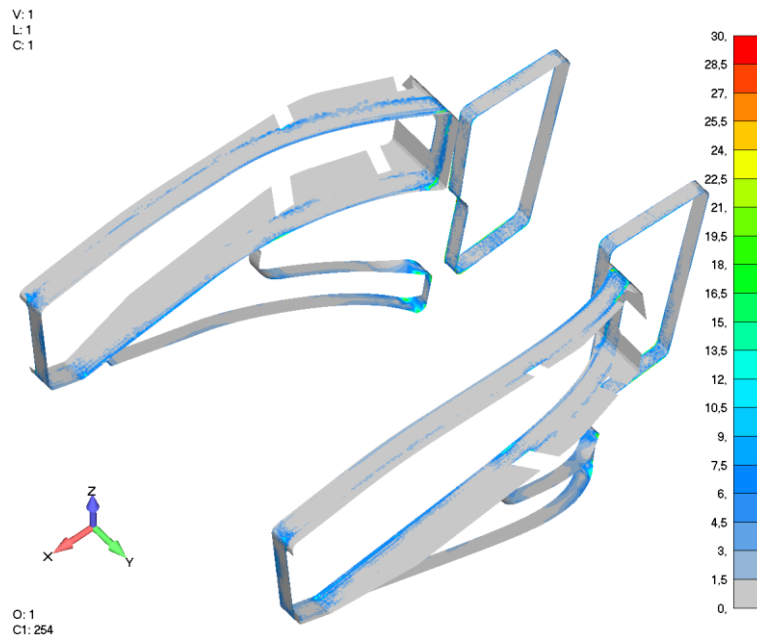


Figura 9.10: Andamento degli sforzi nelle zone di incollaggio (Valori in MPa, fondoscala 30 Mpa).

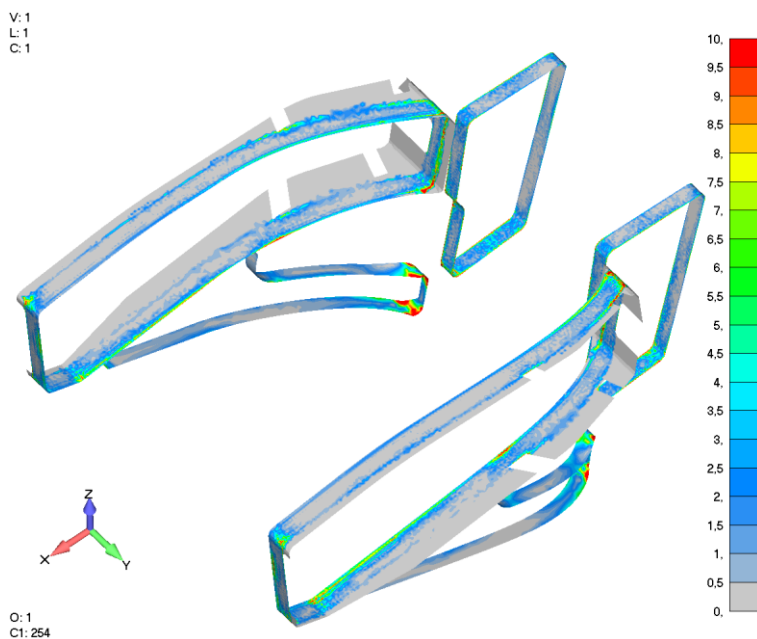


Figura 9.11: Dettaglio dell'andamento degli sforzi nelle zone di incollaggio (Valori in MPa, fondoscala 10 Mpa).

9.5 Analisi di buckling

Nelle analisi lineari statiche condotte, la struttura si trova normalmente in condizioni di equilibrio e quindi, se la sollecitazione applicata viene rimossa, essa deve tornare nella sua posizione originale. Tuttavia, quando è soggetta a carichi di compressione, la struttura può diventare instabile e instaurarsi il *buckling*. Tale instabilità può comportare la completa perdita della capacità di carico da parte dell'elemento strutturale o comunque una sua deflessione improvvisa, la quale può verificarsi anche se le tensioni che si sviluppano nella struttura sono ben al di sotto di quelle necessarie a causare la rottura del materiale di cui essa è composta.

Dal punto di vista matematico, l'inizio del *buckling* corrisponde al punto di biforcazione nella soluzione delle equazioni di equilibrio statico oltre il quale è ammessa una soluzione stabile e una instabile.

Nella pratica ingegneristica è però più conveniente ragionare in termini di *Load Factor* (*LF*), ossia del rapporto tra il carico critico euleriano²⁶ e il carico applicato. Il *Load Factor* è quindi un indice di quanto la struttura possa ancora essere sollecitata prima che insorga il *buckling*, in quanto:

$$F_{max\ ammissibile} = LF \cdot F_{applicata} \quad (9.1)$$

Lo scopo delle analisi lineari di *buckling* eseguite è stato proprio quello di determinare questi *Load Factor* per la sollecitazione verticale, laterale e torsionale. Ovviamente, valori inferiori a 1 indicano che si è già oltre al carico per il quale insorge il *buckling*. Nella Tabella 9.6 sono riassunti i *Load Factor* riscontrati che, essendo particolarmente elevati, garantiscono l'assenza di problemi di instabilità sia per le parti in carbonio che per le pareti in alluminio. Oltretutto, il forcellone si romperebbe ben prima di raggiungere le forze per le quali si verificherebbe l'instabilità.

Tabella 9.6: Load Factor nei casi verticale, laterale e torsionale per la versione definitiva del forcellone

Verifica di instabilità		
Caso	Carico Applicato	Load Factor
Verticale	4500 N	2,3
Laterale	1000 N	5,7
Torsionale	1000 Nm	4,9

²⁶ Si dice carico critico euleriano quella forza di compressione il cui valore porta indefinitamente ad inflessione il solido snello su cui agisce, generando instabilità a carico di punta.

9.6 Frequenze proprie e modi di vibrare

Le prime cinque frequenze proprie e i relativi modi di vibrare di questa versione definitiva del forcellone sono riportati rispettivamente nella Tabella 9.7 e in Figura 9.12. Anche in questo caso, il primo modo è quello flessionale laterale, il secondo quello flessionale verticale mentre il terzo quello torsionale. I valori delle frequenze proprie sono decisamente più elevate di quelle del forcellone della *Bimota BB3 EVO* ma questo è comunque in pieno accordo con ciò che ci si aspettava poiché tale fatto è facilmente deducibile dalla formula:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (9.2)$$

dove f_n è la frequenza propria, K è la rigidezza ed m la massa del sistema.

La relazione analitica evidenzia che f_n è proporzionale al rapporto tra K ed m e perciò un aumento della prima e/o una riduzione della seconda provocano il conseguente innalzamento del valore della frequenza propria.

Tabella 9.7: Prime cinque frequenze proprie della versione definitiva del forcellone innovativo.

Frequenze proprie [Hz]		Variazione rispetto al forcellone originario
1°	78	+13,0%
2°	134	+20,7%
3°	230	+23,0%
4°	504	+18,9%
5°	594	+20,0%

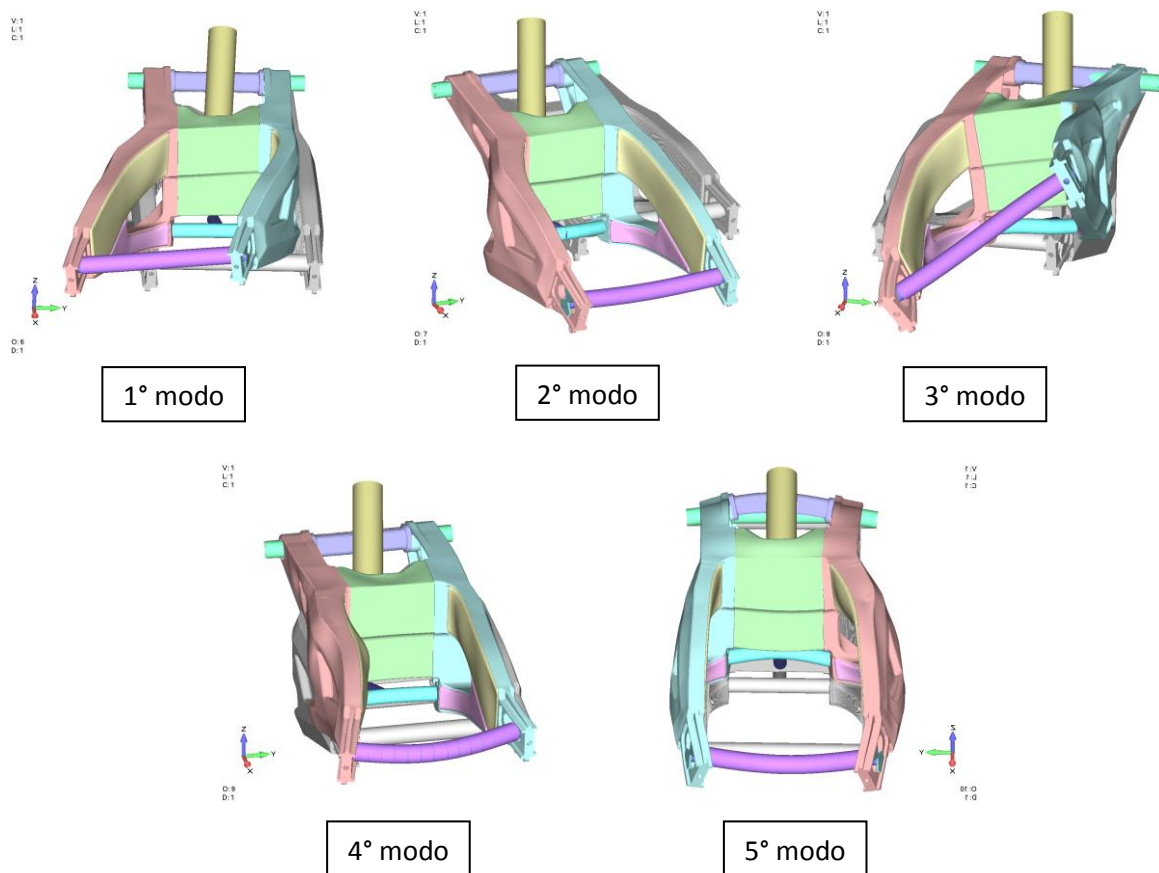


Figura 9.12: Primi cinque modi di vibrare della versione definitiva del forcellone innovativo.

9.7 Rigidezze caratteristiche del forcellone

9.7.1 Metodo diretto

Le tre rigidezze caratteristiche del forcellone stimate con il metodo diretto sono riassunte in Tabella 9.8.

Tabella 9.8: Rigidezze caratteristiche della versione definitiva del forcellone innovativo (Metodo Diretto).

Rigidezze caratteristiche		
(Metodo Diretto)		Variazione rispetto al forcellone originario
Flessionale verticale	118,4	+18,4%
Flessionale laterale	43,9	+1,8%
Torsionale	104,1	+4,1%

9.7.2 Metodo algebrico

Anche per questo forcellone, si è ripetuto tutto il procedimento algebrico basato sulla teoria della vite e si sono ottenute le rigidzze dagli autovalori delle sottomatrici di rigidzza e gli assi dei sistemi di riferimento principali dagli autovettori delle sottomatrici di cedevolezza.

Autovalori e rigidzze

Come nel caso del forcellone originario della *Bimota BB3 EVO*, anche qui si nota subito l'enorme differenza di ordine di grandezza tra gli autovalori delle sottomatrici di cedevolezza e quelli delle sottomatrici di rigidzza. Quest'ultimi sono perciò i dati da considerare e i valori delle tre rigidzze caratteristiche, sempre in termini adimensionali rispetto al forcellone iniziale, sono riportati in Tabella 9.9.

Tabella 9.9: Rigidzze caratteristiche della versione definitiva del forcellone innovativo (Metodo Algebrico).

Rigidzze caratteristiche		
(Metodo Algebrico)		Variazione rispetto al forcellone originario
Flessionale verticale	121,7	+16,5%
Flessionale laterale	49,7	+10,4%
Torsionale	118,6	+9,9%

La Tabella 9.10 mostra che con i due metodi si ottengono rigidzze diverse soprattutto per il caso laterale e quello torsionale. Un motivo può essere quello del maggior accoppiamento tra la flessione laterale e la torsione in questa configurazione del forcellone rispetto a quella iniziale. Il metodo algebrico, tenendo conto dell'intero modello e di tutti gli spostamenti/rotazioni può registrare queste reciproche influenze mentre quello diretto non può farlo in quanto si concentra su uno spostamento/rotazione alla volta.

Tabella 9.10: Confronto tra il metodo diretto e quello algebrico nel caso della versione definitiva del forcellone innovativo.

Confronto tra i 2 metodi			
Rigidezze	Diretto	Algebrico	Differenza
Flessionale verticale	118,4	121,7	+ 2,8%
Flessionale laterale	43,9	49,7	+13,2%
Torsionale	104,1	118,6	+13,9%

Autovettori e sistemi di riferimento

Per stabilire quali autovettori abbiano come componenti i coseni direttori degli assi di un riferimento principale, si è valutato il parallelismo tra la direzione delle forze (momenti) applicate e la direzione degli spostamenti (rotazioni) risultanti, in modo analogo a quanto fatto nel sottoparagrafo 6.4.2.

Per quanto riguarda le sottomatrici flessionali, si sono ottenuti i seguenti angoli tra le direzioni:

- *Sottomatrice flessionale della matrice di Cedevolezza*

Tabella 9.11: Angoli tra forze e spostamenti ottenuti dalla sottomatrice flessionale della matrice di cedevolezza (forcellone innovativo finale).

Angoli tra forze e spostamenti [°]	
Asse 1	3,14E-02
Asse 2	1,60E-03
Asse 3	1,00E-03

- *Sottomatrice flessionale della matrice di Rigidezza*

Tabella 9.12: Angoli tra forze e spostamenti ottenuti dalla sottomatrice flessionale della matrice di rigidezza (forcellone innovativo finale).

Angoli tra forze e spostamenti [°]	
Asse 1	6,24
Asse 2	0,86
Asse 3	0,59

Come per il forcellone iniziale, i dati della matrice di cedevolezza sono i più precisi.

Ripetendo il tutto per le sottomatrici torsionali si ha:

- *Sottomatrice torsionale della matrice di Cedevolezza*

Tabella 9.13: Angoli tra momenti e rotazioni ottenuti dalla sottomatrice torsionale della matrice di cedevolezza (forcellone innovativo finale).

Angoli tra momenti e rotazioni [°]	
Asse 1	1,08E-02
Asse 2	7,70E-03
Asse 3	7,08E-04

- *Sottomatrice torsionale della matrice di Rigidezza*

Tabella 9.14: Angoli tra momenti e rotazioni ottenuti dalla sottomatrice torsionale della matrice di rigidezza (forcellone innovativo finale).

Angoli tra momenti e rotazioni [°]	
Asse 1	5,98
Asse 2	2,50
Asse 3	0,34

Ancora una volta, occorre considerare gli autovettori della matrice di cedevolezza.

I due riferimenti principali ottenuti sono raffigurati in Figura 9.13. In arancione è riportato quello flessionale e in verde quello torsionale.

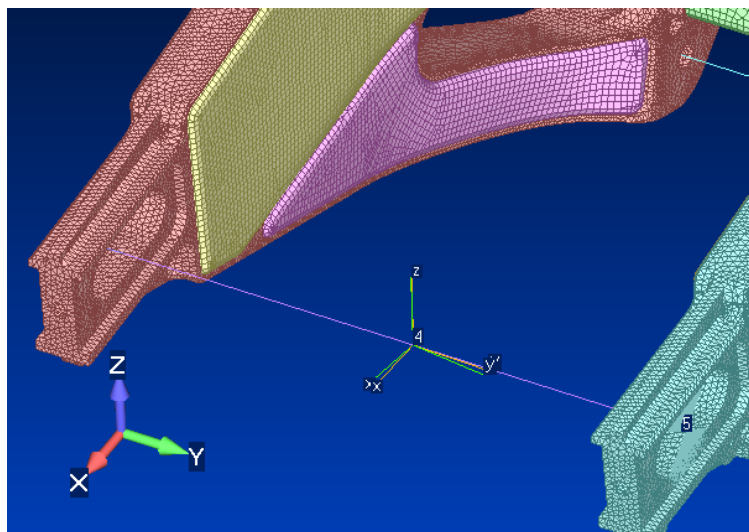


Figura 9.13: Sistemi di riferimento principali del forcellone innovativo finale. In arancione è riportato quello flessionale e in verde quello torsionale.

Conclusioni e sviluppi futuri

Il presente lavoro, svolto presso Hypertec Solution Srl nella sede di Bertinoro (FC), ha sancito la bontà dell'idea di un forcellone innovativo per motociclette da competizione, composto da una struttura esterna in alluminio e da alcune parti in laminato composito in fibra di carbonio incollate strutturalmente ad essa.

Rispetto al forcellone da cui si è partiti, ossia quello montato sulla *Bimota BB3* che ha partecipato al Campionato Superbike 2014 nella categoria EVO, si è riusciti a diminuire la massa complessiva già esigua dell'oggetto e gestire le rigidità flessionali e torsionali solo modificando le sequenze di laminazione dei pezzi in carbonio.

L'obiettivo che ci si era prefissato risulta pienamente raggiunto poiché si è aumentata del 18% la rigidità flessionale verticale del forcellone e si sono mantenute il più possibile inalterate quella flessionale laterale (+2%) e quella torsionale (+4%). Il tutto con un risparmio di massa pari al 22%.

Per quanto riguarda invece il comportamento nelle condizioni di massimo carico verticale si è praticamente annullata la differenza tra la deformazione della fiancata sinistra e quella della fiancata destra (-85%) e si è riscontrato un andamento delle tensioni sulle parti in alluminio molto simile a quello che si ha per il forcellone originario della *Bimota BB3 EVO*, ma con picchi massimi nettamente inferiori (-43% sulla fiancata sinistra e -23% su quella destra).

Sebbene la progettazione qui descritta si concentri maggiormente sugli aspetti legati alle rigidità e sulle sollecitazioni che si riscontrano a massimo carico quando la moto è perfettamente verticale, è comunque da considerarsi il primo passo verso lo sviluppo di un forcellone ibrido alluminio-carbonio che possa essere realmente impiegato nel mondo delle competizioni. Una volta definite con maggior precisione le caratteristiche della motocicletta alla quale dovrà essere abbinato, si dovranno però valutare forze e momenti che agiscono sul forcellone durante le manovre di accelerazione, frenata, piega in curva e, non meno importante, corredare il tutto con prove sperimentali in laboratorio e test in pista al fine di poter estrarre la massima performance dal connubio moto-pilota.

Appendici

Appendice A:

Script Matlab®: Metodo algebrico

```
%% Ingegneria Aerospaziale
%% Tesi laurea magistrale
%% Chiarello Michele
%% Matricola 1128812

%% Metodo algebrico

clear all
clc

% Lettura degli spostamenti del nodo da file esterno
f1 = fopen('Spost_Finale.txt');
spost= fscanf(f1,'%g %g %g %g %g %g',[6 inf]);
fclose(f1);
spost=spost';

% Inizializzazione matrici di cedevolezza
ced = zeros(6); % matrice di cedevolezza

% Vettore delle forze (1000 N) e dei momenti (1000 Nm) applicati
F = [1000, 1000, 1000, 1e6, 1e6, 1e6];

% Spostamenti e rotazioni restituite dal modello per ogni caso di
carico
% Calcolo dei termini della matrice di cedevolezza

for i=1:6
    for j=1:6
        ced(i,j) = spost(i,j)/F(i);
    end
end

% Calcolo della matrice di rigidezza
rig = inv(ced);

% Estrazione delle sottomatrici flessionali e torsionali
c_fless = ced(1:3,1:3);
c_tors = ced(4:6,4:6);
k_fless = rig(1:3,1:3);
k_tors = rig(4:6,4:6);

% Autovettori e autovalori delle sottomatrici
[v_cf,e_cf] = eig(c_fless);
[v_ct,e_ct] = eig(c_tors);

[v_kf,e_kf] = eig(k_fless);
[v_kt,e_kt] = eig(k_tors);

v_c = [v_cf,v_ct];
```

```

v_k = [v_kf,v_kt];

% Sistemi di riferimento principali flessionale e torsionale

% Spostamenti e rotazioni ottenute applicando come forze e momenti gli
% autovettori ottenuti dalle sottomatrici

%far leggere da file esterno per non far comparire dati
% Lettura dei risultati da file esterno
f2 = fopen('Spost_Ced.txt');
c_disp = fscanf(f2, '%g %g %g %g %g %g', [3 inf]);
fclose(f2);
c_disp=c_disp';

f3 = fopen('Spost_Rig.txt');
k_disp = fscanf(f3, '%g %g %g %g %g %g', [3 inf]);
fclose(f3);
k_disp=k_disp';

% Calcoli angoli tra forze (momenti) applicati e spostamenti
(rotazioni)
% restituiti dall'analisi FEM

% Inizializzazione
c_ang = zeros(6,1); % angoli cedevolezza
k_ang = zeros(6,1); % angoli rigidezza

% Calcolo degli angoli di errore in gradi

for h=1:6
    c_ang(h) = asend(cross(c_disp(h,:),v_c(:,h))/...
                    (norm(c_disp(h,:))*norm(v_c(:,h))));
    k_ang(h) = asend(cross(k_disp(h,:),v_k(:,h))/...
                    (norm(k_disp(h,:))*norm(v_k(:,h))));
end

```

Appendice B:

Metodo degli elementi finiti

Il metodo degli elementi finiti (FEM) permette di risolvere il problema della determinazione delle deformazioni e degli sforzi anche per corpi sottoposti a condizioni di carico e di vincolo per le quali non è reperibile o ricavabile la soluzione analitica.

Il metodo si fonda sull'espressione del principio dei lavori virtuali (PLV):

$$\int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = \{\delta u\}^T \{F\} + \int_S \{\delta u\}^T \{t\} ds + \int_V \{\delta u\}^T \{b\} dV$$

nella quale il vettore $\{\delta \varepsilon\}$ indica le deformazioni virtuali prodotte dagli spostamenti virtuali $\{\delta u\}$, $\{F\}$ il vettore dei carichi puntuali, $\{t\}$ le forze di superficie e $\{b\}$ quelle di volume, V il volume della struttura e S la sua superficie esterna.

L'idea è quella di discretizzare il continuo deformabile, che ha infiniti gradi di libertà, in un insieme di elementi di dimensioni finite, tra loro interconnessi in punti predefiniti (nodi) al fine di creare la cosiddetta *mesh*. Gli integrali di volume e di superficie dell'equazione del PLV sono trasformati nella 'somma' di tanti integrali definiti in tali elementi. È quindi possibile ridurre il problema statico ad un sistema di equazioni algebriche con un numero finito di incognite (gli spostamenti nodali), passando quindi dal dominio continuo al dominio discreto.

Per avere però una distribuzione delle deformazioni in tutti i punti della struttura si assume per esse una legge di variazione (che viene detta funzione di forma e che può essere lineare, parabolica, cubica ecc.) all'interno del singolo elemento, in modo tale da esprimere le componenti di spostamento di ogni generico punto in funzione di quelle dei nodi.

Una volta ricavati gli spostamenti nodali è possibile quindi ottenere le deformazioni e, mediante la matrice che lega sforzi e deformazioni, risalire successivamente alle tensioni a cui il sistema è sottoposto.

Sintetizzando, il metodo degli elementi finiti si compone di 10 passi:

1. Scelta delle funzioni di forma

$$u = [N] \cdot \{u\}$$

con u il generico spostamento, $[N]$ la matrice delle funzioni di forma e $\{u\}$ il vettore degli spostamenti nodali.

2. Relazione deformazioni-spostamenti

$$\{\varepsilon\} = [B] \cdot \{u\}$$

dove $\{\varepsilon\}$ è il vettore delle deformazioni e $[B]$ è la matrice che si ottiene dalla differenziazione di $[N]$.

3. Definizione delle proprietà del materiale

Consiste nell'introduzione della matrice $[D]$ che ingloba in sé le caratteristiche del materiale.

4. Relazione tensioni-spostamenti

$$\{\sigma\} = [D][B]\{u\}$$

dove $\{\sigma\}$ è il vettore delle tensioni.

5. Calcolo della matrice di rigidezza dell'elemento e assegnazione dei carichi

A questo punto, si determina la matrice di rigidezza dell'elemento nel sistema locale dell'elemento stesso, secondo l'espressione:

$$[K]_{el} = \int_{V_{el}} [B]^T [D] [B] dV_{el}$$

con $[K]_{el}$ la matrice di rigidezza dell'elemento e V_{el} il volume dell'elemento. In modo simile si definiscono i carichi sull'elemento.

6. Trasformazione di coordinate dal sistema locale a quello globale

Non necessariamente il sistema di riferimento dell'elemento coincide con quello globale usato per caratterizzare tutto il modello ad elementi finiti e perciò occorre introdurre una trasformazione di coordinate $[T]$ che permetta di passare dall'uno all'altro:

$$\{u\} = [T]\{U\}$$

nella quale $\{U\}$ rappresenta il vettore degli spostamenti espressi nel sistema di riferimento globale.

7. Assemblaggio

L'assemblaggio consiste nell'unire i contributi di tutti gli elementi al fine di creare la matrice di rigidezza complessiva del modello.

8. Assegnare le condizioni al contorno, ossia i vincoli

Questa operazione si ripercuote nell'eliminazione dalla matrice di rigidezza delle righe e delle colonne corrispondenti ai gradi di libertà vincolati.

9. Risoluzione del sistema per gli spostamenti incogniti e le reazioni vincolari

Si risolve ora il sistema di equazioni risultante e, una volta ottenuti gli spostamenti che erano incogniti, essi vengono utilizzati per determinare le reazioni vincolari in corrispondenza dei vincoli.

10. Determinazione dello stato di tensione dell'elemento

Come ultimo passaggio, si procede a ritroso e si risale alle tensioni in ogni elemento grazie all'equazione:

$$\{\sigma\} = [D][B]\{u\}$$

Bibliografia

- [1] Cossalter Vittore, “*Meccanica applicata alle macchine*”, 5a edizione, Edizioni Progetto, Padova, 2006.
- [2] Cossalter Vittore, “*Motorcycle Dynamics*”, Ed. italiana, Padova, 2008.
- [3] Galvanetto U., *Costruzioni e strutture aerospaziali* [lezioni frontali e materiale didattico], Università degli Studi di Padova, 2017.
- [4] Gianini Claudio, “La progettazione strutturale con il calcolatore”, 1a edizione italiana, Athena Audiovisuals, 2003.
- [5] Livolsi Saverio, “L’era d’oro Bimota”, Giorgio Nada Editore, 2017.
- [6] Milliken William F., Milliken Douglas L., “*Race Car Vehicle Dynamics*”, SAE, 1995.
- [7] Tesi di Laurea Magistrale di Giacomo Sarti, “Progettazione di un forcellone motociclistico innovativo per motociclette da competizione”, Relatore: Prof. Roberto Lot, A.A. 2012/2013.

Sitografia

- [A] <http://bimota.it/>
- [B] <http://it.wikipedia.org/>
- [C] NX Nastran User’s Guide:
https://docs.plm.automation.siemens.com/data_services/resources/nxnastran/10/help/en_US/tdocExt/pdf/User.pdf
- [D] http://www.predictiveengineering.com/sites/default/files/compositestutorial_2010.pdf
- [E] <http://www.loctite.it/homepage.htm>
- [F] <http://www.axson-technologies.com/it/index.html>

Ringraziamenti

Dopo anni di sacrifici e costante impegno, questo percorso accademico volge al termine e mi appresto ad intraprendere quello lavorativo con grandi aspirazioni e con la determinazione che sempre mi ha contraddistinto.

Colgo l'occasione per ringraziare tutte le persone che hanno creduto in me, mi hanno sostenuto e hanno contribuito a questo importante traguardo. A proposito, vorrei citare il mio relatore, il professor Galvanetto, per la disponibilità dimostratami, il controrelatore, ossia il professor Massaro, per il tempo dedicato alla lettura e alla valutazione di questa tesi di laurea magistrale e tutti i professionisti di Hypertec Solution Srl con i quali ho avuto il piacere e l'onore di collaborare durante gli ultimi mesi. In particolare, desidero ringraziare Pierluigi Marconi e Andrea Acquaviva per aver messo a mia disposizione la loro enorme esperienza lavorativa e avermi dato la possibilità di seguire in prima persona lo sviluppo di un componente motociclistico destinato al mondo delle competizioni, le quali rappresentano una delle mie più grandi passioni.

Un immenso grazie va anche a Simone per la parte di modellazione CAD, a Leonardo per l'aiuto con le simulazioni FEM e a Michele, Stefano, Luca e Andrea per avermi messo subito a mio agio in un ambiente completamente nuovo per me.

Un pensiero va infine a Matteo, Piermario e Riccardo, con i quali ho quotidianamente condiviso gioie e dolori durante questi anni universitari.

Spero ora di iniziare una vita professionale che possa sempre onorare il titolo di studio che mi accingo a conseguire e che sia ricca di opportunità da cogliere e sfide da affrontare.

Michele Chiarello

Febbraio 2018