

Politecnico di Torino

Laurea magistrale in Ingegneria Meccanica



**PROGETTAZIONE E PRODUZIONE DI SOSPENSIONI E
MASSE NON SOSPENSE PER UNA VETTURA DI
FORMULA SAE**



Relatore Prof. Andrea Tonoli

Tesi di laurea di Elisabetta Carboneri 240058

Anno accademico 2017/2018

Dedicata a me perché, vaffanculo, ce l'ho fatta.

Abstract

Questa tesi è la descrizione dettagliata del processo di design e di produzione degli assiemi Masse non Sospese e Sospensioni di una vettura che ha partecipato al campionato di Formula SAE nell'anno 2016/2017. Gli strumenti utilizzati per la progettazione sono stati software CAD e per analisi agli elementi finiti, è stata sviluppata un'attenta analisi della soluzione tecnica precedente e delle soluzioni adottate dai principali competitor. Verranno anche dettagliate le validazioni sperimentali, i test in pista e i risultati ottenuti per ciascuno dei componenti principali.

L'impostazione generale di progettazione seguita prevede una prima fase di sviluppo CAD dei componenti in cui viene definita la geometria di massima, gli ingombri e la tecnica costruttiva. Segue poi una fase di ottimizzazione strutturale al fine di ridurre le masse con analisi agli elementi finiti. I componenti vengono ridisegnati a CAD e infine viene effettuata una verifica statica nuovamente con tecniche di analisi FEM. Una volta congelato il design di tutti i componenti dei due assiemi inizia la fase di produzione: vengono realizzati i disegni costruttivi dei pezzi realizzati mediante tornio-fresa e vengono definiti i plybook per i componenti in composito. Segue poi la costruzione e l'assemblaggio complessivo di tutta la vettura e la partecipazione alle gare.

I risultati globalmente ottenuti per le masse non sospese e le sospensioni sono un ottimo comportamento meccanico in esercizio, un'elevata affidabilità e una modesta riduzione di peso.

Indice

| | |
|---|-----------|
| INDICE DELLE FIGURE | 8 |
| INDICE DELLE TABELLE | 12 |
| 1. INTRODUZIONE | 13 |
| 1.1. FORMULA SAE | 13 |
| 1.2. SC17 | 14 |
| 1.3. RUOLO DELLE MASSE NON SOSPESSE E DELLE SOSPENSIONI NELLE PRESTAZIONI DI UN VEICOLO | 17 |
| 2. METODO DI PROGETTAZIONE | 27 |
| 2.1. ANALISI DELLA STAGIONE PRECEDENTE | 28 |
| 2.2. BENCHMARKING | 33 |
| 2.2.1 NTNU Throdheim | 34 |
| 2.2.2 AMZ Racing | 35 |
| 2.2.3 TU Delft | 36 |
| 2.2.4 Tu Graz Racing Team | 38 |
| 2.3. SPECIFICHE DI SISTEMA | 38 |
| 2.4. DESIGN WORKFLOW | 39 |
| 3. DESIGN | 41 |
| 3.1. CONDIZIONI OPERATIVE | 41 |
| 3.2. MASSE NON SOSPESSE | 43 |
| 3.2.1. <i>Montante</i> | 46 |
| 3.2.1.1. Trade off | 46 |
| 3.2.1.2. Scelta del materiale | 49 |
| 3.2.1.3. Scelta del processo produttivo | 50 |
| 3.2.1.4. Definizione del grezzo | 52 |
| 3.2.1.5. Verifiche cinematiche | 56 |
| 3.2.1.6. Ottimizzazione del grezzo | 58 |
| 3.2.1.7. Verifiche statiche | 61 |
| 3.2.1.8. Verifiche a fatica | 71 |
| 3.2.1.9. Produzione | 72 |
| 3.2.2. <i>Distanziale</i> | 76 |
| 3.2.2.1. Definizione della geometria | 77 |
| 3.2.2.2. Analisi FEM | 80 |
| 3.2.3. <i>Assemblaggio dell'assieme Masse non Sospese</i> | 82 |
| 3.3. SOSPENSIONI | 84 |
| 3.3.1. <i>Braccetti</i> | 86 |
| 3.3.1.1. Scelta del materiale | 87 |
| 3.3.1.2. Definizione della geometria | 87 |
| 3.3.1.3. Verifiche strutturali | 89 |
| 3.3.1.4. Produzione | 93 |
| 3.3.2. <i>Rocker</i> | 97 |
| 3.3.2.1. Definizione della geometria | 98 |
| 3.3.2.2. Scelta del materiale | 102 |
| 3.3.2.3. Verifiche strutturali | 105 |
| 3.3.2.4. Produzione | 109 |
| 3.3.3. <i>Barre anti-rollio</i> | 113 |
| 3.3.3.1. Scelta del materiale | 113 |
| 3.3.3.2. Definizione della geometria | 116 |

| | | |
|-----------|--|------------|
| 3.3.3.3. | Verifiche strutturali..... | 119 |
| 3.3.3.4. | Produzione..... | 126 |
| 3.3.4. | <i>Assemblaggio dell'assieme Sospensioni</i> | 129 |
| 3.3.5. | <i>Validazione sperimentale della rigidità delle barre anti-rollio</i> | 131 |
| 4. | CONCLUSIONI E FUTURI SVILUPPI | 138 |
| 5. | RIFERIMENTI | 140 |

Indice delle figure

| | |
|--|----|
| Figura 1: SC 17 | 15 |
| Figura 2: Vista in sezione della vettura SC 17 | 16 |
| Figura 3: Studio dell'aerodinamica della vettura SC 17 | 16 |
| Figura 4: Masse non Sospese di un veicolo stradale [3]..... | 17 |
| Figura 5: Andamento della forza laterale vs l'angolo di deriva | 18 |
| Figura 6: Ellisse di aderenza..... | 18 |
| Figura 7: Risposta in frequenza del telaio in blu e delle Masse non Sospese in rosso [4] | 19 |
| Figura 8: Schema di MNS e Sospensione SLA [3] | 20 |
| Figura 9: Costruzione geometrica del centro di rollio [2]..... | 21 |
| Figura 10: Effetto delle jacking force con un alto CG [2] | 21 |
| Figura 11: Rappresentazione dell'angolo di camber [2] | 21 |
| Figura 12: Effetto del camber sulle forze laterali sviluppate dalle gomme [2] | 22 |
| Figura 13: Sterzo (a) in condizione di Ackermann, (b) parallelo, (c) in condizione di Anti Ackermann [2]..... | 22 |
| Figura 14: Costruzione geometrica di Anti-dive, Anti-lift e Anti-squat [2]..... | 23 |
| Figura 15: Disegni costruttivi di diversi ammortizzatori [2]..... | 24 |
| Figura 16: Esempio dell'andamento della forza dei damper in funzione della velocità..... | 25 |
| Figura 17: Diagramma di Bode per un sistema a un grado di libertà [5]..... | 25 |
| Figura 18: CAD assieme masse non sospese della vettura SC XV | 28 |
| Figura 19: Masse non sospese della vettura SC XV..... | 29 |
| Figura 20: Punti forti e deboli delle MNS della vettura SC XV..... | 29 |
| Figura 21: CAD assieme sospensioni della vettura SC XV..... | 30 |
| Figura 22: Barre antirollio della vettura SC XV, CAD a sinistra e prototipo a destra | 30 |
| Figura 23: Rigidezza delle ARB della vettura SC XV in funzione dell'angolo di rotazione del coltello | 31 |
| Figura 24: Punti forti e deboli delle ARB della vettura SC XV | 31 |
| Figura 25: Rocker della vettura SC XV, CAD a sinistra e prototipo a destra..... | 32 |
| Figura 26: Punti forti e deboli dei rocker della vettura SC XV | 32 |
| Figura 27: Bracci sospensione della vettura SC XV, CAD a sinistra e prototipo a destra | 33 |
| Figura 28: Punti forti e deboli dei bracci sospensione della vettura SC XV | 33 |
| Figura 29: Soluzione tecnica del montante del team NTNU Thronheim [6]..... | 34 |
| Figura 30: Esploso assieme masse non sospese del team AMZ Racing [7] | 35 |
| Figura 31: Sospensioni idrauliche del team AMZ Racing [7]..... | 36 |
| Figura 32: Asse posteriore del team TU Delft [8] | 36 |
| Figura 33: Montanti del team TU Delft [8] | 37 |
| Figura 34: Sospensioni del team TU Delft [8]..... | 37 |
| Figura 35: Montante in carbonio del team TU Graz Racing Team [9] | 38 |
| Figura 36: Workflow del design preliminare per entrambi gli assiemi | 39 |
| Figura 37: Workflow del design dettagliato per entrambi gli assiemi | 39 |
| Figura 38: Definizione delle priorità per la progettazione delle Masse non Sospese..... | 43 |
| Figura 39: Architettura delle Masse non Sospese | 43 |
| Figura 40: Trasmissioni | 44 |
| Figura 41: Disco e pinza freno anteriori a sinistra e posteriori a destra | 45 |
| Figura 42: MNS della vettura SC 17 | 45 |
| Figura 43: Montante della vettura SC 17: a destra il CAD e a sinistra il prototipo | 46 |
| Figura 44: Confronto regolazione camber tra la soluzione della vettura SCXV, a sinistra, e della vettura SC 17, a destra | 47 |
| Figura 45: Cinematica della condizione di Ackermann | 48 |
| Figura 46: Geometria delle piastrine camber a sinistra e geometria delle piastrine tie a destra | 48 |

| | |
|--|----|
| Figura 47: Grafico tensione-durata per l'Ergal 7075 T6 | 49 |
| Figura 48: grafico tensione-deformazione per l'Ergal | 50 |
| Figura 49: Punti forti e punti deboli delle tecniche produttive considerate per la realizzazione del montante..... | 51 |
| Figura 50: Sezione della cava trasmissione..... | 52 |
| Figura 51: Sezione dell'assieme MNS della SC XV..... | 53 |
| Figura 52: Dettaglio dell'attacco della flangia motore..... | 53 |
| Figura 53: Grezzo del montante anteriore..... | 55 |
| Figura 54: Grezzo montante posteriore..... | 55 |
| Figura 55: Interferenza del lower control arm con il cerchio..... | 56 |
| Figura 56: Interferenza della testa della vite del tie rod con il cerchio..... | 57 |
| Figura 57: Upper control arm irrealizzabile con questa geometria di punti sospensione..... | 57 |
| Figura 58: Condizione di massimo bump 25 mm +/-30 ° di angolo di sterzo..... | 57 |
| Figura 59: Condizione di massimo rebound 25 mm +/-30 ° di angolo di sterzo..... | 58 |
| Figura 60: Modello di ottimizzazione del grezzo del montante front, a sinistra, e del rear a destra..... | 59 |
| Figura 61: Volume ottimizzabile in verde per il montante front a sinistra e per il montante rear a destra | 60 |
| Figura 62: Risultati dell'ottimizzazione del montante posteriore grezzo..... | 60 |
| Figura 63: Risultati dell'ottimizzazione del montante anteriore grezzo | 61 |
| Figura 64: Modello statico per il montante front a sinistra e per il montante rear a destra | 62 |
| Figura 65: Montante rear, iterazione 1..... | 63 |
| Figura 66: Montante rear, iterazione 2..... | 63 |
| Figura 67: Montante rear, iterazione 3..... | 64 |
| Figura 68: Montante rear, iterazione 4..... | 64 |
| Figura 69: Montante rear, iterazione 5..... | 65 |
| Figura 70: Montante rear, iterazione 6..... | 65 |
| Figura 71: Montante front, iterazione 1 | 66 |
| Figura 72: Montante front, iterazione 2 | 66 |
| Figura 73: Montante front, iterazione 3 | 67 |
| Figura 74: Montante front, iterazione 4 | 67 |
| Figura 75: Riduzione della massa per ogni iterazione del montante front | 68 |
| Figura 76: Riduzione della massa per ogni iterazione del montante rear | 68 |
| Figura 77: Caso di carico "Braking" per il montante anteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni | 69 |
| Figura 78: Caso di carico "Turn" per il montante anteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni | 69 |
| Figura 79: Caso di carico "Brake in Turn" per il montante anteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni ... | 69 |
| Figura 80: Caso di carico "Acceleration" per il montante posteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni ... | 70 |
| Figura 81: Caso di carico "Turn" per il montante posteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni..... | 70 |
| Figura 82: Caso di carico "Brake in Turn" per il montante posteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni.. | 70 |
| Figura 83: Configurazione deformata con fattore di scala 25 del montante front a sinistra e rear a destra | 71 |
| Figura 84: Tavola costruttiva del montante anteriore..... | 73 |
| Figura 85: Tavola costruttiva del montante posteriore | 74 |
| Figura 86: Montanti della vettura SC 17 dopo la fresatura | 76 |
| Figura 87: Distanziale ruota..... | 77 |
| Figura 88: Geometria del distanziale ruota | 78 |
| Figura 89: Tavola costruttiva del distanziale ruota | 79 |
| Figura 90: Modello per l'ottimizzazione del distanziale ruota | 80 |
| Figura 91: Risultati dell'ottimizzazione del distanziale ruota | 81 |
| Figura 92: Modello per la verifica statica del distanziale ruota..... | 81 |
| Figura 93: Tensioni a sinistra e deformazioni a destra del distanziale ruota in esercizio | 82 |
| Figura 94: Architettura dell'assieme Masse non Sospese..... | 82 |
| Figura 95: Fotografia dell'assieme Masse non Sospese..... | 83 |
| Figura 96: Architettura dell'assieme Sospensioni | 85 |

| | |
|---|-----|
| <i>Figura 97: CAD dell'assieme Sospensioni e Masse non Sospese</i> | 86 |
| <i>Figura 98: Braccetti della vettura SC 17</i> | 86 |
| <i>Figura 99: CAD dei bicchierini</i> | 88 |
| <i>Figura 100: Insetto tie e push</i> | 88 |
| <i>Figura 101: Deformate nel caso di carico di punta</i> | 89 |
| <i>Figura 102: CAD del tie rod</i> | 89 |
| <i>Figura 103: Deformazioni e tensioni dei bracci anteriori nel caso di carico brake</i> | 90 |
| <i>Figura 104: Deformazioni e tensioni dei bracci anteriori nel caso di carico brake in turn</i> | 90 |
| <i>Figura 105: Deformazioni e tensioni dei bracci anteriori nel caso di carico turn</i> | 90 |
| <i>Figura 106: Deformazioni e tensioni dei bracci posteriori nel caso di carico acceleration</i> | 91 |
| <i>Figura 107: Deformazioni e tensioni dei bracci posteriori nel caso di carico brake in turn</i> | 91 |
| <i>Figura 108: Deformazioni e tensioni dei bracci posteriori nel caso di carico turn</i> | 91 |
| <i>Figura 109: Modello per la verifica delle saldature</i> | 92 |
| <i>Figura 110: Risultati in termini di stress per la verifica delle saldature</i> | 92 |
| <i>Figura 111: Carichi di buckling</i> | 93 |
| <i>Figura 112: Disegno costruttivo per i bicchierini</i> | 94 |
| <i>Figura 113: Disegno costruttivo per gli inserti Tie e Push</i> | 94 |
| <i>Figura 114: Operazione di saldatura di push rod e tie rod</i> | 95 |
| <i>Figura 115: Disegno costruttivo della dima per la realizzazione dei bracci sospensione</i> | 96 |
| <i>Figura 116: Assemblaggio della dima per la produzione dei bracci sospensione</i> | 97 |
| <i>Figura 117: Bracci sospensione</i> | 97 |
| <i>Figura 118: Rocker della vettura SC 17</i> | 98 |
| <i>Figura 119: Andamento delle proprietà meccaniche in funzione del tempo di polimerizzazione [16]</i> | 99 |
| <i>Figura 120: Andamento delle proprietà meccaniche in funzione della temperatura di esercizio [16]</i> | 99 |
| <i>Figura 121: Boccola rocker</i> | 100 |
| <i>Figura 122: Piastre rocker anteriore e posteriore in alluminio</i> | 100 |
| <i>Figura 123: Piastre rocker anteriore e posteriore in fibra di carbonio</i> | 101 |
| <i>Figura 124: CAD complessivo dei Rocker</i> | 101 |
| <i>Figura 125: Ashib map; confronto tra densità e modulo elastico di diversi materiali [17]</i> | 102 |
| <i>Figura 126: Confronto tra le curve tensione-deformazione di diversi materiali [17]</i> | 103 |
| <i>Figura 127: Confronto tra diversi materiali prodotti da Torayca [18]</i> | 104 |
| <i>Figura 128: Risultati della prova di trazione per un provino di m46j</i> | 105 |
| <i>Figura 129: Modello FEM per i rocker anteriori</i> | 106 |
| <i>Figura 130: Modello FEM per i rocker posteriori</i> | 107 |
| <i>Figura 131: Deformazioni per il rocker anteriore</i> | 107 |
| <i>Figura 132: Tensioni per il rocker anteriore</i> | 108 |
| <i>Figura 133: Deformazioni per il rocker posteriore</i> | 108 |
| <i>Figura 134: Tensioni per il rocker posteriore</i> | 109 |
| <i>Figura 135: Operazione di taglio delle pelli per la laminazione dei rocker</i> | 110 |
| <i>Figura 136: Andamento della temperatura e della pressione in funzione del tempo per la cura dei rocker in autoclave</i> | 111 |
| <i>Figura 137: Incollaggio dei rocker</i> | 112 |
| <i>Figura 138: Rocker in esercizio</i> | 112 |
| <i>Figura 139: Barre anti-rollio</i> | 113 |
| <i>Figura 140: Prova sperimentale di flessione su un provino in fibra di vetro</i> | 115 |
| <i>Figura 141: Grafico Forza/Spostamento per un provino in fibra di vetro</i> | 115 |
| <i>Figura 142: Grafico Tensione/Deformazione per un provino in fibra di vetro</i> | 116 |
| <i>Figura 143: Geometria delle ARB</i> | 116 |
| <i>Figura 144: Geometria dei coltelli delle ARB</i> | 117 |
| <i>Figura 145: Hub delle barre anti-rollio</i> | 117 |

| | |
|---|------------|
| <i>Figura 146: Tip delle barre anti-rollio</i> | <i>118</i> |
| <i>Figura 147: Barre anti-rollio anteriori.....</i> | <i>118</i> |
| <i>Figura 148: Barre anti-rollio posteriori</i> | <i>119</i> |
| <i>Figura 149: Modello per analisi FEM delle barre anti-rollio</i> | <i>120</i> |
| <i>Figura 150: Deformazioni e tensioni dei coltelli con angolo di rotazione di 0 gradi</i> | <i>122</i> |
| <i>Figura 151: Deformazioni e tensioni dei coltelli con angolo di rotazione di 20 gradi</i> | <i>123</i> |
| <i>Figura 152: Deformazioni e tensioni dei coltelli con angolo di rotazione di 40 gradi</i> | <i>123</i> |
| <i>Figura 153: Deformata delle barre anti-rollio in esercizio</i> | <i>123</i> |
| <i>Figura 154: Rigidezza in funzione dell'angolo di rotazione.....</i> | <i>124</i> |
| <i>Figura 155: Modello FEM per il supporto posteriore delle barre anti rollio.....</i> | <i>125</i> |
| <i>Figura 156: Tensioni e deformazioni del supporto posteriore delle ARB con molle in compressione</i> | <i>125</i> |
| <i>Figura 157: Tensioni e deformazioni del supporto posteriore delle ARB con molle in estensione</i> | <i>125</i> |
| <i>Figura 158: Tensioni e deformazioni del supporto posteriore delle ARB in rollio</i> | <i>126</i> |
| <i>Figura 159: Disegno costruttivo dell'Hub.....</i> | <i>127</i> |
| <i>Figura 160: Disegno costruttivo del Tip</i> | <i>127</i> |
| <i>Figura 161: Disegno costruttivo del supporto di fissaggio delle ARB posteriori alla scocca</i> | <i>128</i> |
| <i>Figura 162: Supporto posteriore durante la fresatura</i> | <i>128</i> |
| <i>Figura 163: Stampi prima e durante il processo di laminazione delle lastre di fibra di vetro</i> | <i>129</i> |
| <i>Figura 164: Architettura dell'assieme Sospensioni</i> | <i>129</i> |
| <i>Figura 165: Fase di montaggio delle Sospensioni</i> | <i>130</i> |
| <i>Figura 166: Sospensioni posteriori e anteriori montante sulla vettura</i> | <i>131</i> |
| <i>Figura 167: Prova sperimentale per la validazione delle rigidezze delle ARB.....</i> | <i>132</i> |
| <i>Figura 168: Andamento del carico in funzione dello spostamento per un angolo di rotazione di 0 gradi.....</i> | <i>133</i> |
| <i>Figura 169: Andamento del carico in funzione dello spostamento per un angolo di rotazione di 20 gradi.....</i> | <i>134</i> |
| <i>Figura 170: Andamento del carico in funzione dello spostamento per un angolo di rotazione di 40 gradi.....</i> | <i>134</i> |
| <i>Figura 171: Interpolazione lineare dei dati raccolti a 0 gradi</i> | <i>135</i> |
| <i>Figura 172: Interpolazione lineare dei dati raccolti a 20 gradi</i> | <i>135</i> |
| <i>Figura 173: Interpolazione lineare dei dati raccolti a 40 gradi</i> | <i>135</i> |
| <i>Figura 174: Confronto tra la rigidezza teorica e quella sperimentale.....</i> | <i>136</i> |
| <i>Figura 175: Provino portato a rottura</i> | <i>137</i> |
| <i>Figura 176: Fotografia della vettura SC 17 durante l'Autocross della Repubblica Ceca</i> | <i>138</i> |
| <i>Figura 177: Team e vettura della stagione 2017 durante la prova di design</i> | <i>139</i> |

Indice delle tabelle

| | |
|--|-----|
| <i>Tabella 1: Forze scambiate tra le Sospensioni e i montanti</i> | 41 |
| <i>Tabella 2: Forze a terra</i> | 42 |
| <i>Tabella 3: Forze sulle barre anti-rollio anteriori</i> | 42 |
| <i>Tabella 4: Forze sulle barre anti-rollio posteriori</i> | 42 |
| <i>Tabella 5: Forze sui rocker</i> | 42 |
| <i>Tabella 6: Angolo di camber in funzione del numero di piastrine</i> | 47 |
| <i>Tabella 7: Confronto delle proprietà dei materiali considerati per la realizzazione del montante</i> | 49 |
| <i>Tabella 8: Load case per i montanti</i> | 59 |
| <i>Tabella 9: Carichi a terra</i> | 62 |
| <i>Tabella 10: Hard Points anteriori</i> | 84 |
| <i>Tabella 11: Hard Points posteriori</i> | 85 |
| <i>Tabella 12: Confronto tra le varie tecniche realizzative per i bracci sospensione</i> | 87 |
| <i>Tabella 13: Carichi di buckling dei braccetti</i> | 93 |
| <i>Tabella 14: Confronto tra le tecniche realizzative per i rocker</i> | 98 |
| <i>Tabella 15: Dati principali della resina DT120 [19]</i> | 104 |
| <i>Tabella 16: Proprietà meccaniche dell' m46j</i> | 105 |
| <i>Tabella 17: Laminato dei rocker</i> | 106 |
| <i>Tabella 18: Confronto della flessibilità di diversi materiali</i> | 114 |
| <i>Tabella 19: Dati dei provini per le prove sperimentali per la determinazione di modulo elastico e tensione di rottura del GFRP utilizzato</i> | 114 |
| <i>Tabella 20: Proprietà meccaniche dei materiali per la simulazione FEM delle ARB</i> | 119 |
| <i>Tabella 21: Forze applicate per la determinazione della rigidità delle ARB</i> | 120 |
| <i>Tabella 22: Calcolo delle rigidità per i coltelli di spessore 3,8 mm</i> | 121 |
| <i>Tabella 23: Calcolo delle rigidità per i coltelli di spessore 4,8 mm</i> | 121 |
| <i>Tabella 24: Carichi di verifica per i coltelli di spessore 3,8 mm</i> | 122 |
| <i>Tabella 25: Carichi di verifica per i coltelli di spessore 4,8 mm</i> | 122 |
| <i>Tabella 26: Caratteristiche della strumentazione utilizzata per la validazione sperimentale delle ARB</i> | 131 |
| <i>Tabella 27: Valori sperimentali di rigidità a 0 gradi</i> | 132 |
| <i>Tabella 28: Valori sperimentali di rigidità a 20 gradi</i> | 133 |
| <i>Tabella 29: Valori sperimentali di rigidità a 40 gradi</i> | 133 |
| <i>Tabella 30: Valutazione dell'errore tra la rigidità teorica e quella sperimentale</i> | 136 |

1. Introduzione

Questo lavoro di tesi riguarda la mia esperienza all'interno del team Squadra Corse del Politecnico di Torino. Il team realizza ogni anno una monoposto completamente elettrica per partecipare alle competizioni di Formula SAE. Il mio lavoro come progettista delle Masse non Sospese e delle Sospensioni per la vettura SC 17 sarà descritto nei dettagli in questo lavoro di tesi. Verranno descritti i componenti e la loro funzionalità; le scelte tecniche verranno motivate e analizzate nell'ottica di un continuo e progressivo miglioramento. La peculiarità è che una volta concluso il progetto questo verrà realizzato e la vettura risultante parteciperà a competizioni mondiali. Per la prima volta, come studente, un progetto non rimane sulla carta: si traduce nella responsabilità verso i compagni del team, verso il Professore e verso gli sponsor di realizzare un progetto funzionante, affidabile e senza margine di errore.

1.1. Formula SAE

La Formula SAE è una competizione ingegneristica mondiale dove team provenienti da diverse università devono progettare e costruire una monoposto che sarà valutata in prove statiche e dinamiche. L'obiettivo di questa competizione è valutare il progetto non solo in termini di performance ma anche in termini di costi e management. Durante una stagione sono previsti dieci eventi ufficiali in tutto il mondo, come in Italia, in Germania, in Inghilterra e molti altri eventi non ufficiali.

Ciascuna gara è suddivisa in eventi statici e dinamici e a ciascun evento è assegnato un punteggio. Il punteggio complessivo massimo è sempre pari a 1000 punti, mentre i punteggi parziali differiscono per ciascun evento e sono descritti nel regolamento della Formula SAE [1]. Alla fine di ciascuna gara viene stilata una classifica sommando i punteggi ottenuti in tutti gli eventi per decretare la squadra vincitrice. Esiste un ranking mondiale che tiene conto delle ultime sei gare sostenute dai team e del peso delle gare stesse.

La Formula SAE prevede tre categorie: internal combustion engine vehicles, electric vehicles e classe tre. Le prime due categorie affrontano sia le prove statiche che quelle dinamiche mentre la terza solo quelle statiche. Per accedere alle prove dinamiche tutti i team devono superare le ispezioni tecniche volte a verificare il rispetto del regolamento [1].

Le prove statiche sono:

- Cost and Manufacturing report (max 100 punti). Per ciascun componente del veicolo è analizzata la tecnica di produzione e il costo facendo riferimento a tabelle standard. Viene così determinato il costo complessivo del veicolo. Durante l'evento, i giudici verificano la correttezza del report e valutano come il team risolverebbe un problema di riduzione dei costi;
- Business Plan Presentation (max 75 punti). Il team deve dimostrare attraverso una presentazione che il veicolo risponde alle esigenze di un possibile mercato e può quindi essere prodotto e venduto;
- Engineering design (max 150 punti). Il team espone ai giudici l'intero progetto del veicolo. E' una discussione tecnica e deve coprire ciascun aspetto: giustificazione dei target e dei vincoli della

progettazione, giustificazione delle scelte adottate, confronto con altre soluzioni e validazioni sperimentali.

Le prove dinamiche sono:

- Acceleration (max 75 punti). Viene valutata l'accelerazione del veicolo misurando il tempo necessario per percorrere 75 m in linea retta con partenza da fermi;
- Skid pad (max 50 punti). Viene valutato il comportamento del veicolo in curva misurando il tempo medio per percorrere due curve a raggio costante, una a destra e una a sinistra;
- Autocross (max 150 punti). Vengono valutate le performance del veicolo misurando il tempo necessario per percorrere un giro di pista lungo 1 km;
- Endurance (max 300 punti). Viene valutato il comportamento del veicolo in percorrenza andando a misurare il tempo complessivo per effettuare 22 km;
- Efficiency (max 100 punti). Viene valutata l'efficienza del veicolo andando a calcolare i consumi durante la prova di Endurance.

1.2. SC17

SC 17 è una vettura completamente elettrica progettata e realizzata dalla Squadra Corse del Politecnico di Torino per partecipare alle competizioni di Formula SAE nell'anno 2017. Il progetto è stato realizzato da zero sfruttando il know how sviluppato dal team negli anni precedenti.

Le principali caratteristiche della vettura sono:

- 4 ruote motrici con un motore elettrico montato su ogni ruota;
- Motori AMK con 35 kW di potenza di picco;
- Trasmissioni epicicloidali alloggiato nei montanti ruota;
- Monoscocca in fibra di carbonio;
- Sospensioni di tipo "push rod" su entrambi gli assi con barre anti rollio a coltello in fibra di vetro;
- Pneumatici Pirelli da 13 pollici;
- Pacchetto aerodinamico completo di ala anteriore, ala posteriore, diffusore e sidepods;
- Pacco batterie realizzato con celle litio-polimero di capacità complessiva di 7,46 kWh;
- Telemetria.



Figura 1: SC 17

La monoposto ha un peso totale di 215 kg e una potenza di 80 kW limitata dal regolamento [1]. Ciò si traduce in un rapporto potenza/peso molto alto e infatti la vettura riesce a raggiungere i 100 km/h partendo da ferma in circa 2 secondi.

L'obiettivo del progetto è stato quello di realizzare una macchina che fosse affidabile, caratteristica che è mancata gli anni precedenti e che ne ha condizionato i risultati. In questo senso sono stati fatti passi enormi dal punto di vista elettronico: si è scelto di utilizzare dove possibile componenti commerciali in modo da avere il minor numero di incognite. Anche dal punto di vista meccanico si sono preferite soluzioni tecniche semplici e sicure. Questo approccio è risultato vincente: il team è riuscito a realizzare la vettura nel rispetto dei tempi e ha partecipato a 3 gare europee conquistando il terzo posto nella classifica over-all della gara italiana. Questa monoposto ha ottenuto i migliori risultati dal 2012, ossia da quando la Squadra Corse ha deciso di approcciarsi all'elettrico.

Sempre nell'ottica dell'affidabilità e della sicurezza, il team ha fatto modifiche significative nell'architettura della vettura. Il primo grande cambiamento rispetto alle soluzioni tecniche delle stagioni precedenti risiede nella diversa posizione di guida del pilota: è stato effettuato uno studio ergonomico per determinare la minima inclinazione della schiena del pilota che permettesse una visuale corretta. Tale inclinazione è risultata essere di 30° da terra e ha permesso una riprogettazione del packaging a bordo veicolo: l'inverter è posizionato dietro la schiena del pilota e non sopra il pacco batterie. Questo si è tradotto in una migliore distribuzione dei pesi con un abbassamento del baricentro del veicolo (280 mm da terra) e in una scocca più contenuta e quindi in una riduzione del peso.

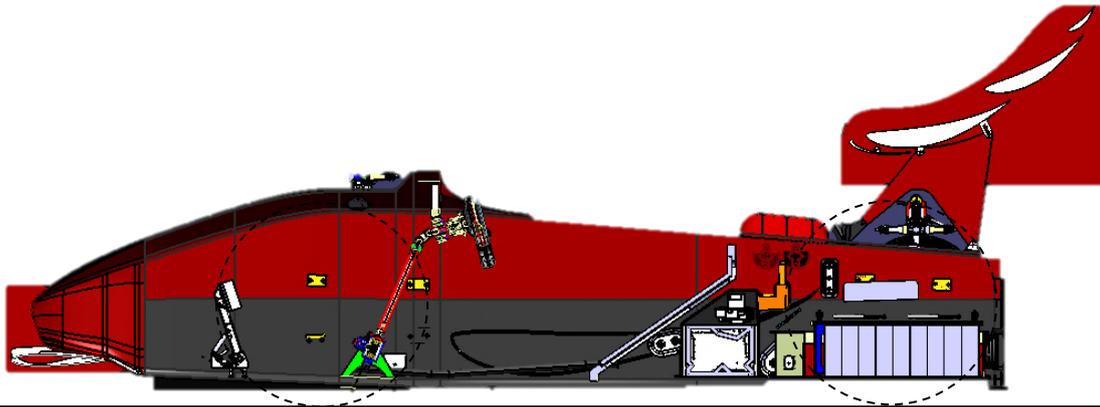


Figura 2: Vista in sezione della vettura SC 17

Una seconda innovazione risiede nell'utilizzo di nuove tecnologie: l'additive manufacturing è stato utilizzato per ottenere geometrie che permettessero uno scambio termico ottimale per il sistema di raffreddamento dei motori e degli inverter e materiali più leggeri sono stati utilizzati per realizzare l'aerodinamica della vettura. Quest'ultima è stata studiata utilizzando software di simulazione CFD e valida in galleria del vento: sperimentalmente il pacchetto aerodinamico sviluppa 350 N di downforce a 60 km/h e presenta un c_x pari a 1,13 e un c_z pari a 1,96.

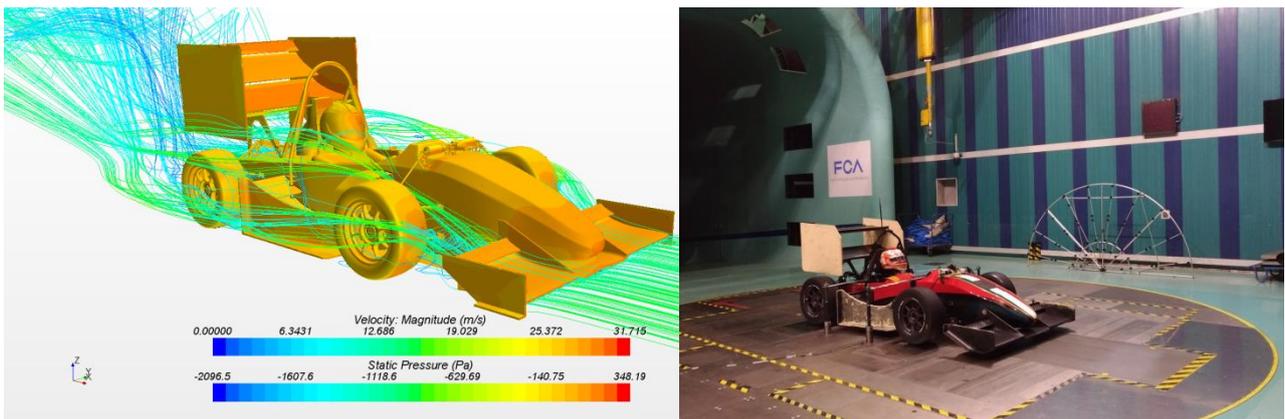


Figura 3: Studio dell'aerodinamica della vettura SC 17

L'architettura delle Masse non Sospese, delle Sospensioni e del power train è rimasta la medesima della stagione precedente e questi assiemi sono stati riprogettati avendo come obiettivo la riduzione dei pesi e l'affidabilità. Come già detto, su ciascuna ruota è installato un motore elettrico: in questo modo si realizza una vettura con quattro ruote motrici indipendenti permettendo così di scaricare a terra una coppia maggiore e di implementare un torque vectoring che permette di controllare la dinamica del veicolo gestendo la coppia su ciascuna ruota a seconda delle diverse situazioni di guida. I motori elettrici sono caratterizzati da un basso valore di coppia, 21 Nm, e da un'elevata velocità di rotazione, 20000 rpm. Un sistema di trasmissioni risulta quindi necessario per aumentare la coppia trasmessa e diminuire la velocità di rotazione. Le trasmissioni sono situate all'interno del montante e sono epicicloidali a doppio stadio con un rapporto di trasmissione di 1:16. Chiaramente il principale svantaggio di questa soluzione tecnica risulta essere un notevole aumento di peso delle Masse non Sospese.

1.3. Ruolo delle Masse non Sospese e delle Sospensioni nelle prestazioni di un veicolo

Si vuole illustrare in questo paragrafo che cosa sono le Masse non Sospese e le Sospensioni di un veicolo: si vogliono evidenziare i componenti facenti parte di questi assiemi, come sono fatti e il loro funzionamento. Ciò che verrà esposto sarà del tutto generale e valido per qualunque veicolo da competizione; si fa riferimento ai testi presenti in letteratura [2].

Le Masse non Sospese di un veicolo sono tutti i componenti che stanno tra le Sospensioni e il terreno. In condizioni normali, queste non variano la loro distanza dal suolo. Ciò che invece sta oltre le Sospensioni prende il nome di Massa sospesa. I principali componenti delle Masse non Sospese sono: il pneumatico, il cerchione, il montante ruota, il mozzo, i cuscinetti ruota e il sistema frenante. Si riporta uno schematico della Massa non Sospesa di un veicolo stradale [3].

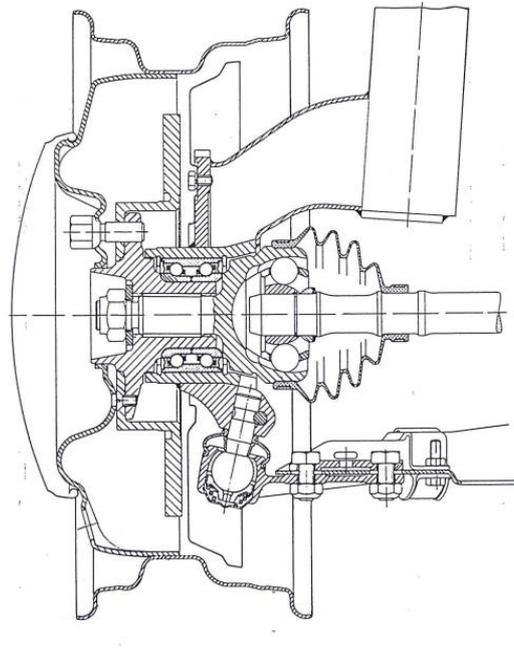


Figura 4: Masse non Sospese di un veicolo stradale [3]

Il pneumatico è un elemento fondamentale in quanto permette di sviluppare le forze necessarie per il moto del veicolo. Il pneumatico è un componente deformabile e la sua interazione con il suolo permette di sviluppare forze longitudinali, di trazione o di frenatura, e forze laterali necessarie per impostare una curva. Le forze longitudinali si sviluppano in seguito a uno scorrimento S del pneumatico definito dalla SAE J670 come:

$$S = \frac{\Omega - \Omega_0}{\Omega_0}$$

Dove Ω è la velocità angolare della ruota e Ω_0 è la velocità angolare in puro rotolamento.

Le forze laterali invece si sviluppano dopo aver messo in deriva la ruota. L'angolo di deriva α è l'angolo compreso tra il piano mediano della ruota in vista dall'altro e la direzione della velocità della ruota. Con una

forza laterale nasce sulla gomma anche un momento di auto allineamento dovuto alla distribuzione asimmetrica delle tensioni sul pneumatico.

Considerando di sviluppare solo forze longitudinali o solo forze laterali, il loro andamento è il medesimo ed è riportato in figura 5. La caratterizzazione degli pneumatici è di tipo semi-empirico e i modelli comunemente utilizzati sono quelli di Pacejka.

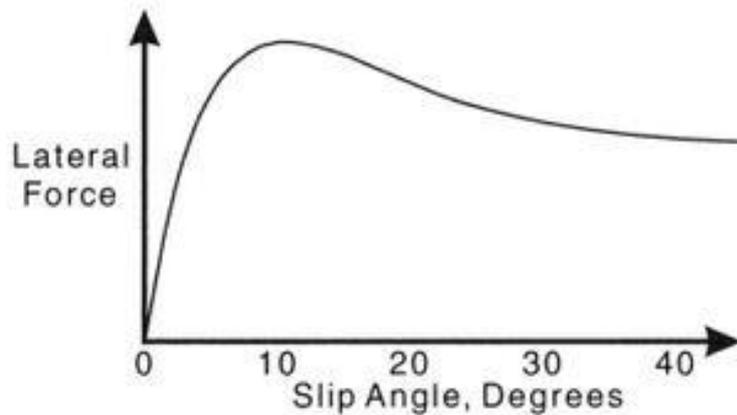


Figura 5: Andamento della forza laterale vs l'angolo di deriva

Queste curve vengono influenzate da molti fattori: il più importante è il carico verticale sulla ruota che se aumenta fa aumentare anche le forze sviluppate a terra. Il carico verticale costituito dal peso del veicolo e dal carico aerodinamico. Altri fattori che influenzano le curve sono le condizioni di aderenza del terreno, il camber, etc.

Se si considera invece il caso più generico, ossia il caso di carico combinato, si osserva una dipendenza di una forza dall'altra. Il diagramma che descrive questa dipendenza prende il nome di diagramma di aderenza. Sull'asse orizzontale è riportata l'aderenza impiegata in longitudinale μ_x e sull'asse verticale l'aderenza impiegata in laterale μ_y . Queste grandezze sono definite come il rapporto tra il carico verticale e il carico rispettivamente longitudinale e laterale. Le curve traslano verso l'altro o il basso in funzione dell'angolo di deriva e verso destra o verso sinistra in funzione dello scorrimento.

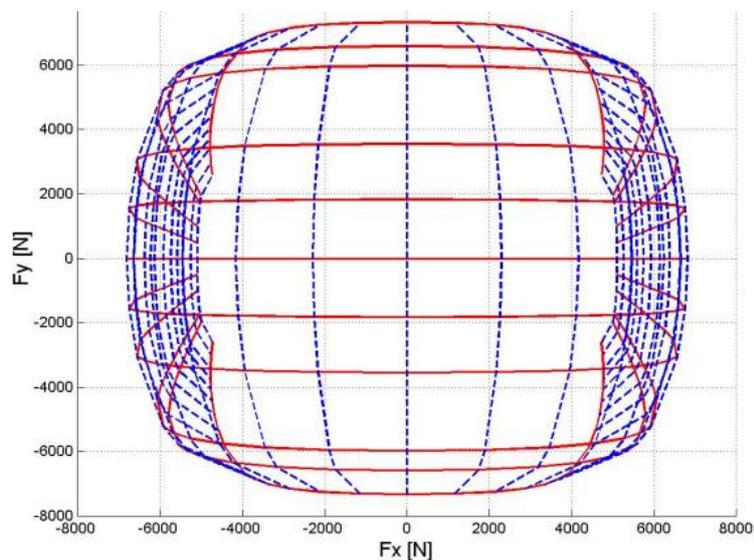


Figura 6: Ellisse di aderenza

Per quanto riguarda invece il montante, questo è un elemento strutturale che deve garantire una certa rigidità per sostenere il movimento della ruota. Esso ospita al suo interno i cuscinetti ruota che trasmettono le forze a terra al telaio. Il montante è anche il componente a cui sono ancorate le Sospensioni e il tirante di sterzo.

Il sistema frenante ha il compito di modificare la velocità del veicolo fino all'arresto senza compromettere la traiettoria impostata. Nelle Masse non Sospese sono allocati i dischi freno, le pinze e i sensori necessari ai controlli di stabilità.

In generale, quando si progetta una Massa non Sospesa bisogna cercare di minimizzarne il peso per tre ragioni:

- Prima di tutto, ridurre la massa totale del veicolo permette una migliore performance in termini di accelerazione a parità di potenza disponibile alle ruote se si assume che le gomme possano trasmettere la massima forza senza slittamento;
- Successivamente bisogna considerare che le Masse non Sospese sono delle masse rotanti accelerate dal motore e il loro momento di inerzia influenza direttamente le performance del veicolo;
- Infine, il peso delle Masse non Sospese ha influenza sull'handling del veicolo: da questa massa dipende il secondo picco di risonanza della macchina. Questa frequenza deve essere la più grande possibile per evitare una drammatica perdita di capacità di generare forze delle gomme, dovuto a una grande variazione di carico verticale.

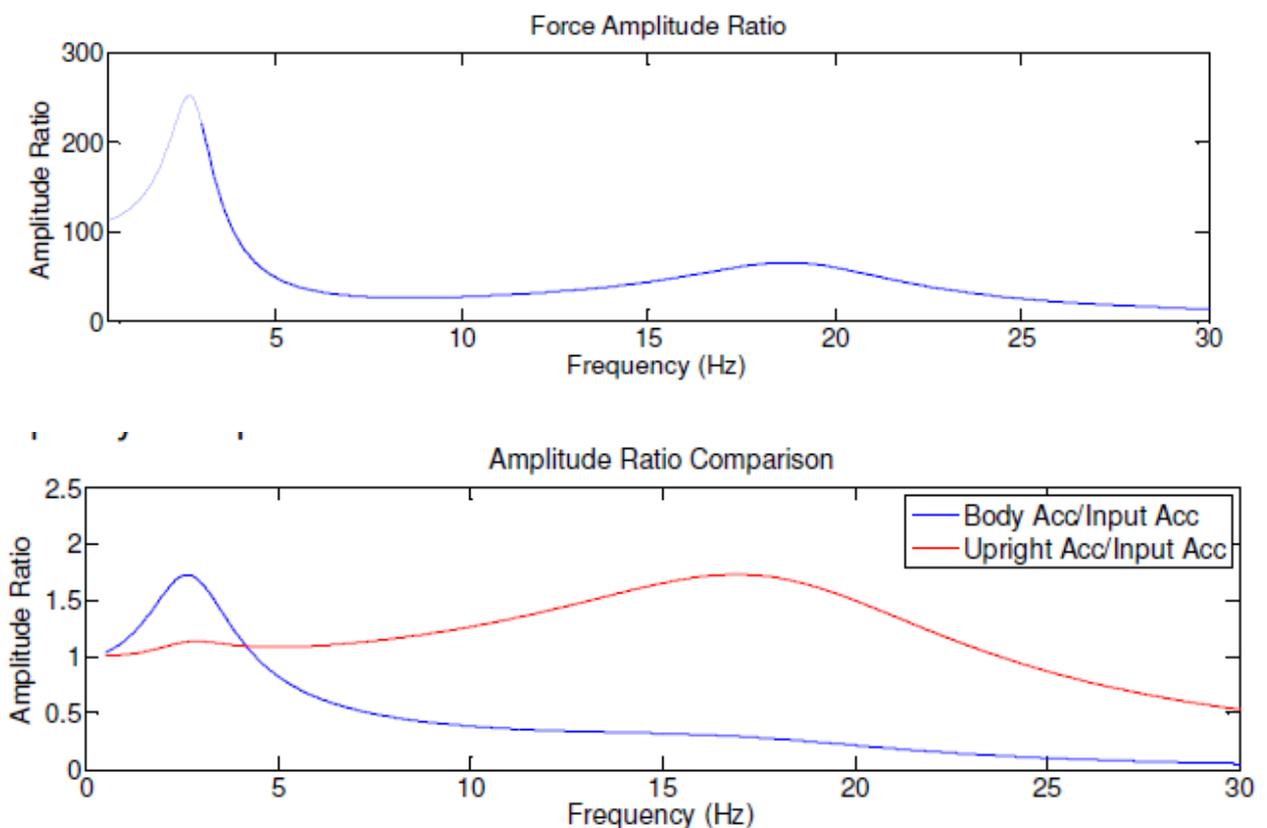


Figura 7: Risposta in frequenza del telaio in blu e delle Masse non Sospese in rosso [4]

Per quanto riguarda le Sospensioni, queste sono generalmente composte da una molla, uno smorzatore, una barra anti-rollio e un sistema di bracci. La loro funzione principale per un veicolo stradale è quella di garantire il confort a bordo veicolo disaccoppiando il moto della cassa da quello delle ruote costrette a seguire un profilo stradale irregolare. Per una vettura da competizione invece la funzione principale delle Sospensioni è quella di gestire le performance del veicolo del punto di vista dinamico.

Per la dinamica del veicolo è importante sia la cinematica delle Sospensioni, influenzata dalla geometria e da angoli caratteristici, sia la dinamica delle Sospensioni, influenzata da caratteristiche come la rigidità delle molle e delle barre anti-rollio e dei coefficienti di smorzamento degli ammortizzatori.

Quando si parla di geometria delle sospensioni si intende il modo in cui la massa non sospesa è collegata al telaio. Questa connessione non influenza solo il moto relativo tra le due parti, ma controlla anche le forze scambiate tra le due. Esistono moltissimi tipi di geometria di Sospensione e ogni particolare tipo di geometria deve essere progettato in modo da incontrare i particolari requisiti della specifica applicazione. Per brevità viene descritta solo geometria scelta in questo lavoro di tesi: SLA (Short-Long Arm). I bracci sospensione sono due triangoli, uno superiore UCA (upper control arm) e uno inferiore LCA (lower control arm). Molle e ammortizzatori lavorano in parallelo e ricevono il moto attraverso un push rod collegato direttamente ai bracci. L'entità dello spostamento imposto agli elementi elastici è proporzionale al movimento della ruota in funzione del rapporto di installazione che dipende unicamente dalla geometria della sospensione.

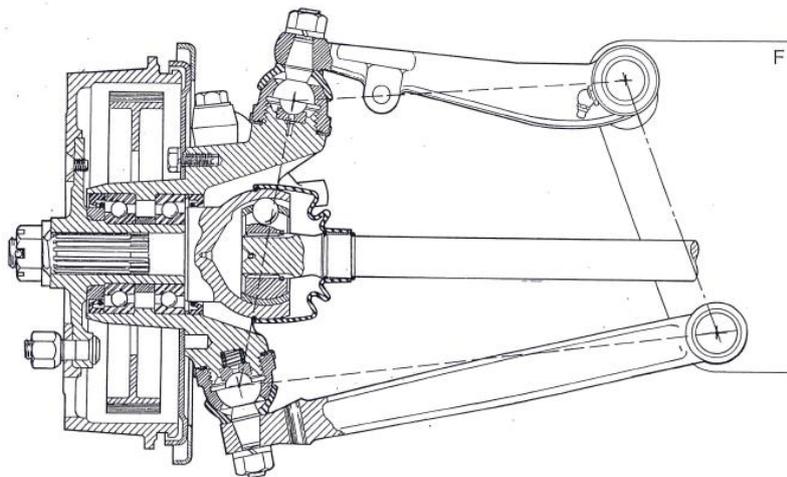


Figura 8: Schema di MNS e Sospensione SLA [3]

I punti caratteristici della geometria di una Sospensione prendono il nome di Hard Points e questi sono il centro degli snodi sferici dei bracci sospensione, del tirante di sterzo e degli ammortizzatori. Le coordinate degli Hard Points determinano angoli e punti caratteristici che influenzano le prestazioni del veicolo.

Altezza del centro di rollio: il centro di rollio CG si determina geometricamente prolungando in vista frontale le linee aventi la direzione dei bracci sospensione. La loro intersezione è il centro di istantanea rotazione della massa non sospesa. Infine è necessario unire con una retta questo punto con il centro dell'orma di contatto del pneumatico. Facendo questa operazione per la ruota destra e sinistra, l'intersezione tra le due rette risultanti è il centro di rollio. Se le sospensioni sono simmetriche, il centro di rollio sarà sul piano di simmetria della vettura.

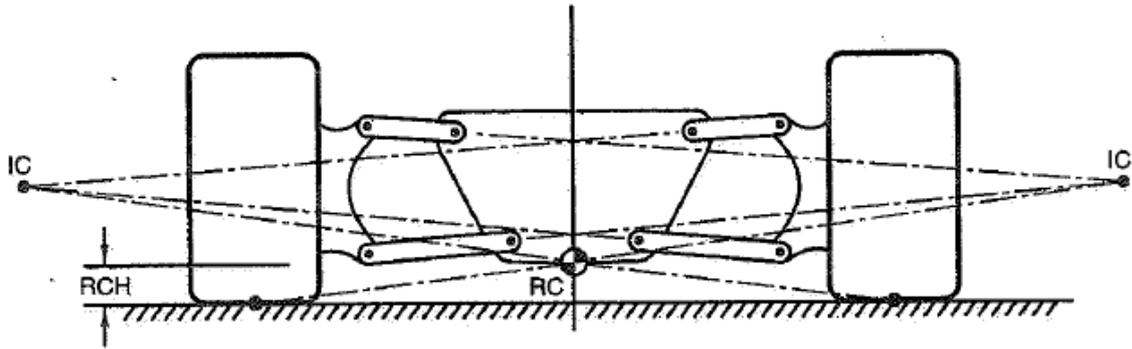


Figura 9: Costruzione geometrica del centro di rollio [2]

Il centro di rollio è importante perché è il punto in cui vengono scambiate le forze laterali tra masse non sospese e masse sospese: più il CG è basso, più il momento rollante aumenta. Inoltre più l'altezza del CG aumenta, più aumentano le così dette *jacking force*, ossia delle forze che spingono verso l'alto la cassa e causano variazioni significative nell'assetto della vettura. Infine è importante tenere l'altezza del CG più bassa possibile per ridurre i trasferimenti di carico.

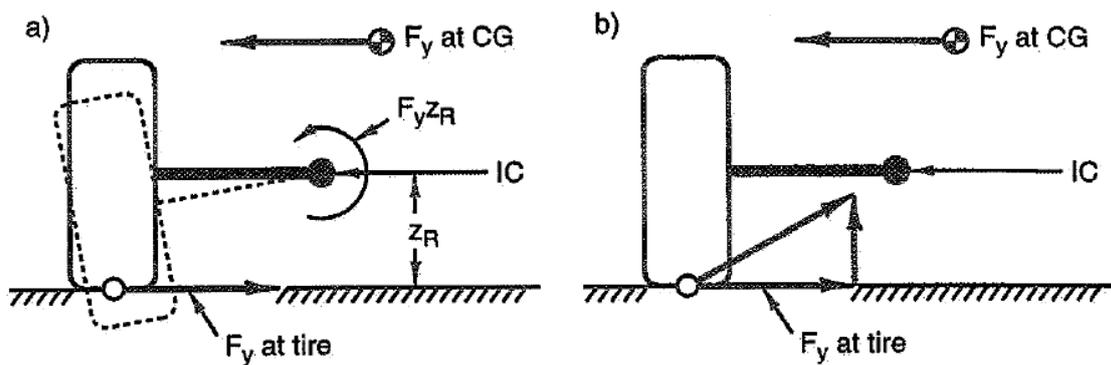


Figura 10: Effetto delle jacking force con un alto CG [2]

Angolo di Camber: l'angolo di camber ϕ è l'angolo compreso tra il piano mediano della ruota e la normale al suolo in vista frontale del veicolo. L'angolo di camber è positivo se la parte alta della ruota tende ad "uscire" dal veicolo e negativo viceversa.

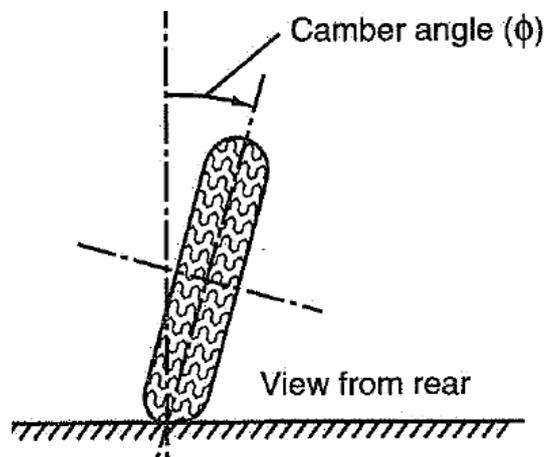


Figura 11: Rappresentazione dell'angolo di camber [2]

In generale un angolo di camber genera una forza laterale sulla gomma anche con un angolo di deriva pari a zero. E' possibile valutare come varia la forza laterale di picco a parità di angolo di deriva in funzione dell'angolo di camber (Figura 12). La curva della forza laterale non trasla semplicemente verso l'alto parallela a se stessa ma diminuisce leggermente; questo fenomeno viene chiamato "roll-off": si osserva che nel tratto lineare di lavoro della gomma, l'effetto additivo del camber diminuisce. Risulta comunque chiara la necessità di riservarsi la possibilità di regolare l'angolo di campanatura su un veicolo.

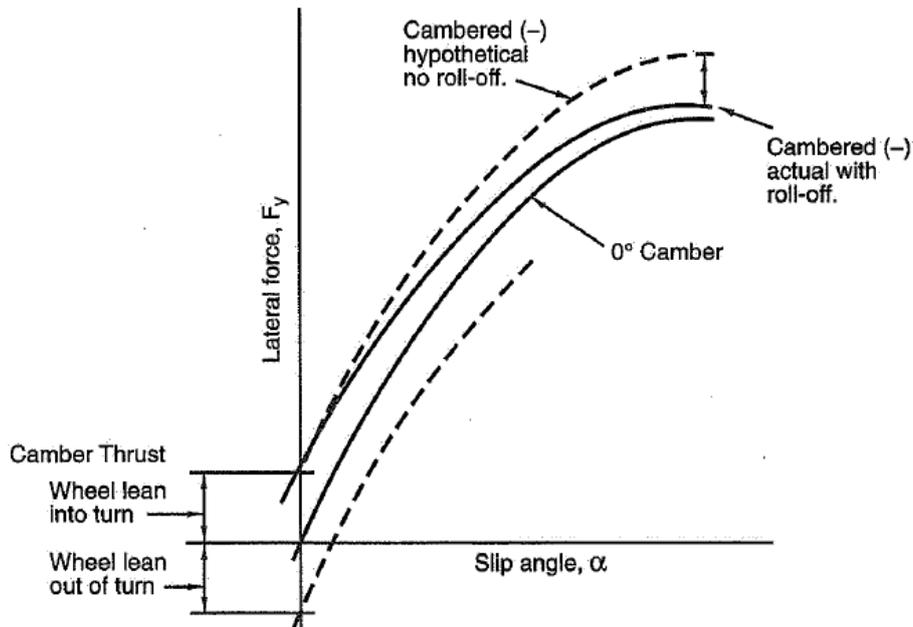


Figura 12: Effetto del camber sulle forze laterali sviluppate dalle gomme [2]

Condizione di Ackermann: in curva, il centro di rotazione è definito come l'intersezione tra le rette normali alla ruota anteriore e alla ruota posteriore. Il centro di rotazione del veicolo è chiaramente uno solo ma le ruote sterzanti compiono un raggio diverso, il che significa che per ottenere l'intersezione delle normali alle ruote in un unico punto (condizione di Ackermann) la ruota interna alla curva dovrà sterzare di un angolo maggiore rispetto a quella esterna. La condizione di Ackerman dipende unicamente dalla geometria dei punti sospensione.

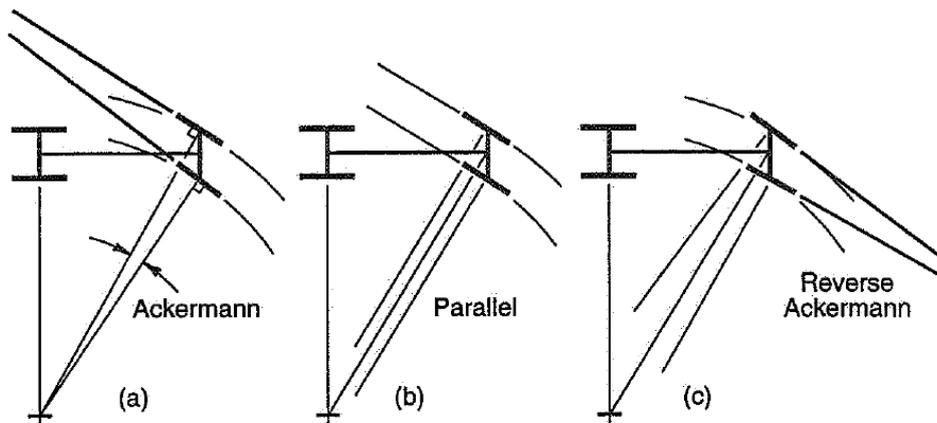


Figura 13: Sterzo (a) in condizione di Ackermann, (b) parallelo, (c) in condizione di Anti Ackermann [2]

Nelle vetture da competizione è preferibile una condizione di “Reverse Ackermann” perché se la ruota esterna è più sterzata svilupperà una forza laterale maggiore sia per il maggiore angolo di deriva sia perché più caricata verticalmente grazie al trasferimento di carico laterale.

Anti-dive, anti-lift e anti-squat: sono condizioni cinematiche rappresentate nelle seguenti figure osservando il veicolo in vista laterale.

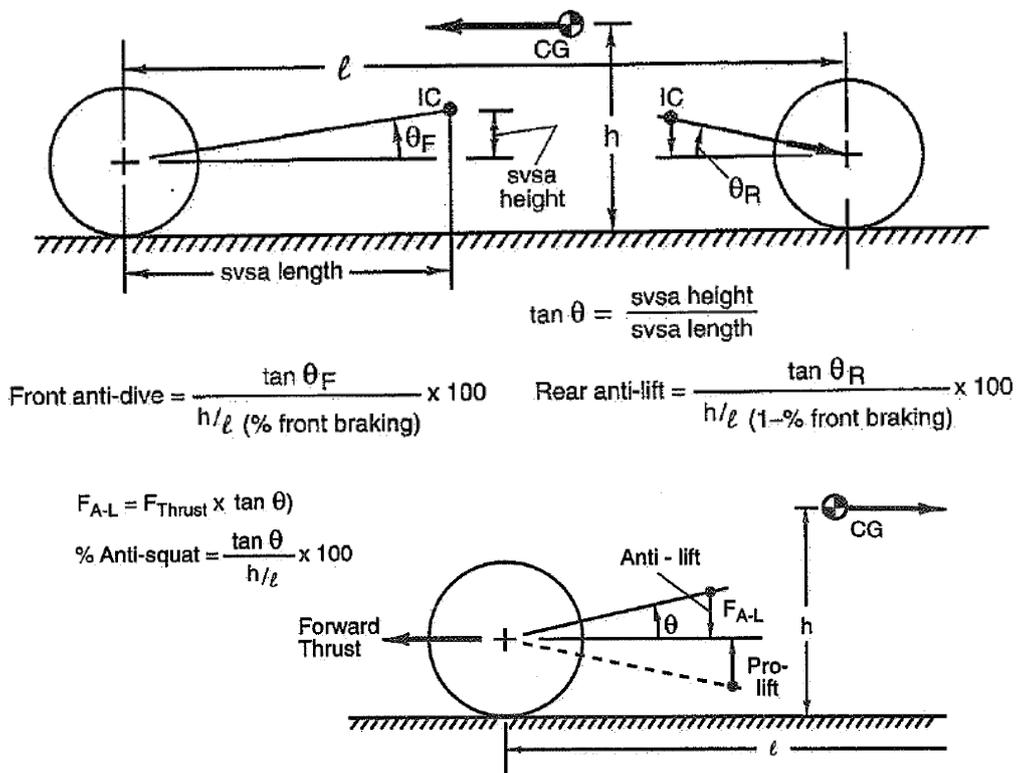


Figura 14: Costruzione geometrica di Anti-dive, Anti-lift e Anti-squat [2]

L’anti-dive riduce l’affondamento dell’anteriore in frenatura; ha senso definirlo solo per le sospensioni anteriori. L’anti-lift invece riduce il sollevamento dell’anteriore in accelerazione e il sollevamento del posteriore in frenatura. Infine l’anti-squat riduce l’affondamento del posteriore in accelerazione. In generale queste tre condizioni geometriche servono per gestire al meglio i trasferimenti di carico in transitorio: il carico sulle gomme dovrebbe essere mantenuto il più costante possibile per far lavorare sempre i pneumatici intorno al loro massimo.

Illustriamo brevemente adesso gli elementi che influenzano la dinamica delle Sospensioni: le molle, gli ammortizzatori e le barre anti rollio.

Le molle sono un elemento elastico in grado di opporre una forza in verso opposto allo spostamento e proporzionale ad esso in funzione della costante di rigidezza della molla. Normalmente le molle sono di tipo elicoidale e la rigidezza k è definita come:

$$k = \frac{Gd^4}{8D^3N}$$

Dove G è il modulo di elasticità tangenziale, d è il diametro interno delle spire, D è il diametro esterno delle spire e N è il numero di spire. La caratteristica di rigidezza è costante per un primo tratto di lavoro in modo da avere una caratteristica in prima battuta lineare; quando la molla è però vicina al suo fondo corsa la sua

rigidezza aumenta esponenzialmente. Meccanicamente è ottenuto aggiungendo in parallelo un tampone elastomerico che va a sommare la sua rigidezza a quella della molla.

Gli ammortizzatori sono degli elementi che oppongono una forza resistente di tipo viscoso in funzione della velocità. Per ogni damper esistono quattro coefficienti di smorzamento caratteristici: in bump a basse e ad alte velocità e in rebound a basse e alte velocità. I damper sono costituiti da uno stelo che scorre all'interno di un cilindro; il moto è ostacolato da un fluido viscoso contenuto nel cilindro.

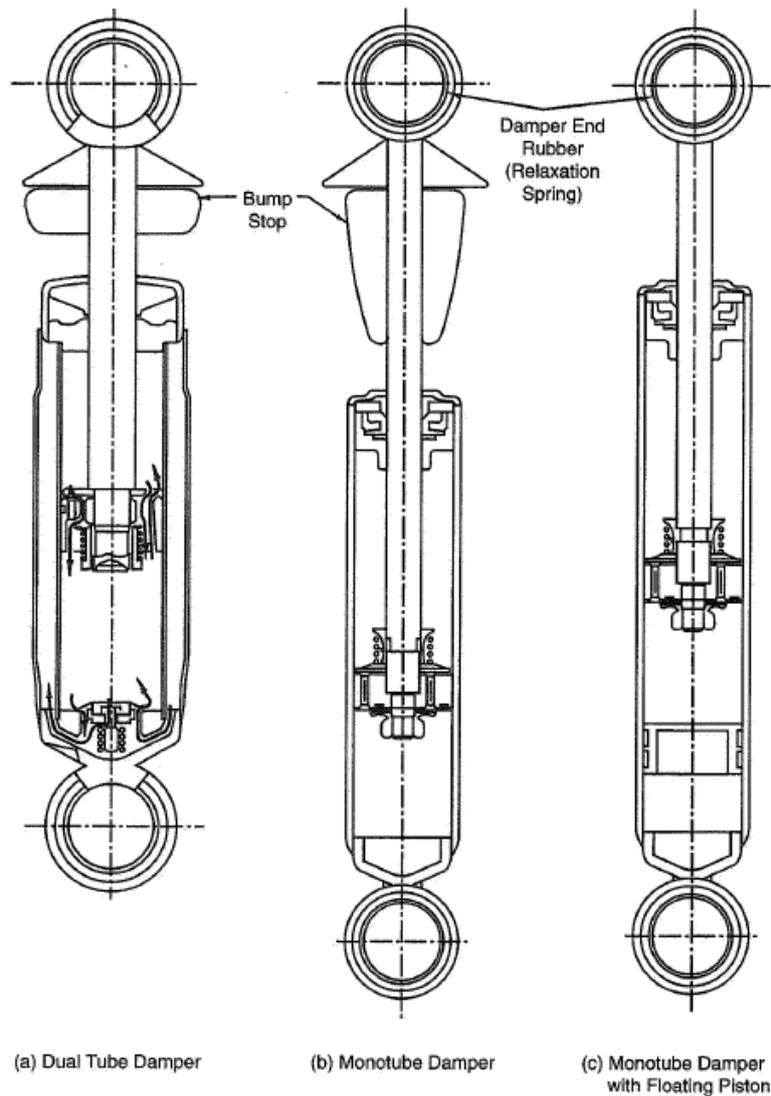


Figura 15: Disegni costruttivi di diversi ammortizzatori [2]

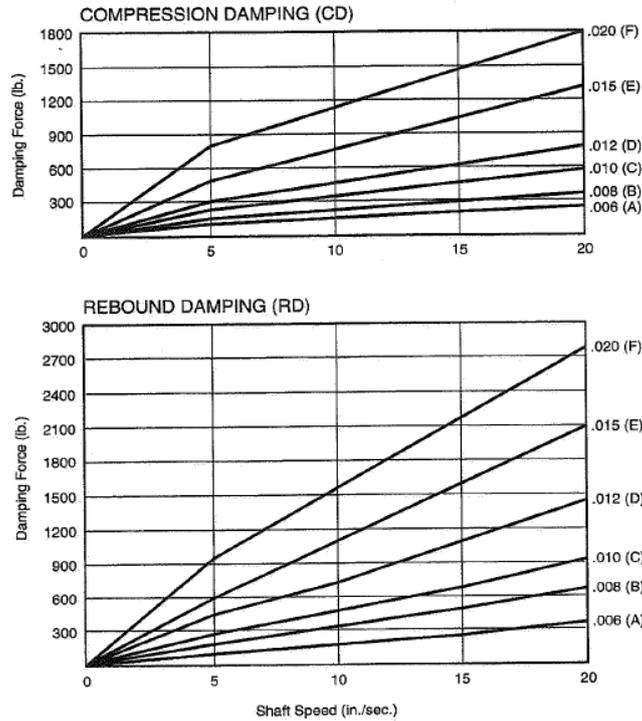


Figura 16: Esempio dell'andamento della forza dei damper in funzione della velocità

Dal punto di vista della risposta dinamica di un sistema meccanico, la rigidità delle molle influenza la frequenza di risonanza mentre il coefficiente di smorzamento abbassa l'ampiezza del picco. Si considera come esempio un sistema a un grado di libertà con una massa m supportata da una molla di rigidità k e da uno smorzatore con costante di smorzamento pari a c in parallelo ed eccitata da un carico dinamico. Si riporta la risposta in frequenza del sistema. Si ottiene che la frequenza di risonanza vale $\sqrt{\frac{k}{m}}$ e si osserva dal Diagramma di Bode che il picco si abbassa e si sposta verso destra se ζ aumenta (con $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$). Le osservazioni fatte per un sistema a un grado di libertà possono essere generalizzate per sistemi con molti gradi di libertà.

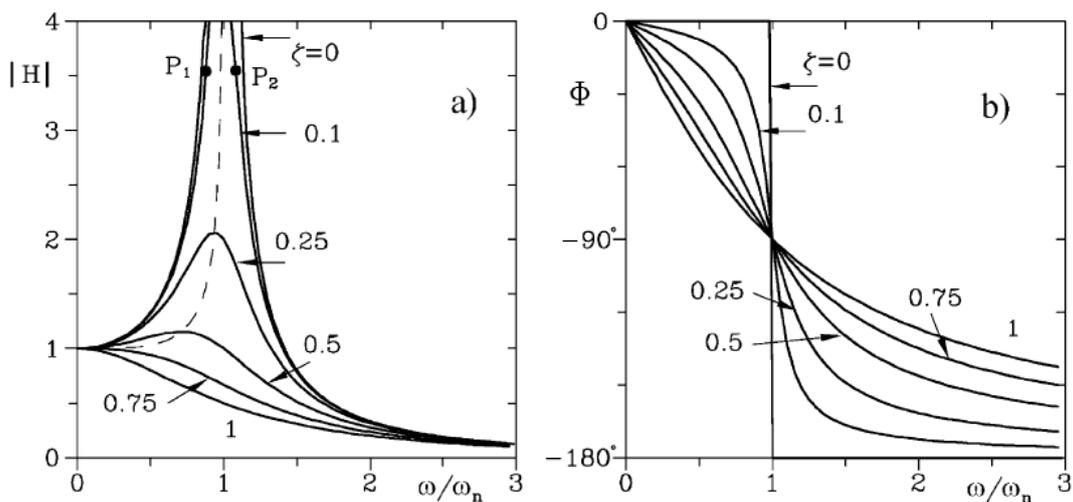


Figura 17: Diagramma di Bode per un sistema a un grado di libertà [5]

Infine le barre anti rollio sono degli elementi elastici che possono lavorare a torsione o a flessione per contrastare il rollio della vettura. Le barre anti rollio cambiano la distribuzione del trasferimento di carico laterale tra l'asse anteriore e quello posteriore.

2. Metodo di progettazione

Il processo di design non è sequenziale ma un susseguirsi di revisioni e di affinamenti. In questo capitolo si vuole illustrare la procedura per progettare una nuova macchina da corsa: sono necessarie conoscenze tecniche ingegneristiche, strumenti di analisi e una certa esperienza maturata nel tempo dal team. Per le competenze tecniche si può far riferimento a molti libri tecnici; per quanto riguarda nel dettaglio questo lavoro di tesi si fa riferimento al libro "Race car vehicle dynamics" di William e Douglas Milliken [2].

E' importante riconoscere la relazione tra risorse disponibili e obiettivi. Le risorse includono il budget, il tempo, le esperienze passate e i mezzi ingegneristici a disposizione, come i computer, le licenze software, l'officina, etc. Queste condizioneranno molto il progetto della vettura. Il progetto dovrà rispettare anche una serie di vincoli e di specifiche. Il vincolo principale è rappresentato dal regolamento di gara [1] che il progettista deve conoscere approfonditamente: per realizzare una macchina che abbia successo nelle competizioni è necessario lavorare al limite dei vincoli imposti. Le specifiche possono essere numeriche, descritte nel paragrafo 2.3 Specifiche di sistema, o più generali quali:

- **Performance:** capacità di accelerazione in tutte le direzioni ("g-g diagram"), velocità massima, consumi in termini di carburante e di gomme, cooling, etc. Queste specifiche possono cambiare durante lo sviluppo del progetto e generalmente derivano da semplici calcoli, dal regolamento [1], o magari dall'esperienza del progetto precedente.
- **Handling:** design accurato del sistema di sterzo, dei controlli, del sistema sospensioni, della rigidità del telaio e dell'aerodinamica.
- **Struttura:** si intendono le specifiche di rigidità flessionale o torsionale e le tensioni in esercizio sotto i carichi massimi sviluppabili. Queste caratteristiche possono essere studiate e ottimizzate con metodi agli elementi finiti.
- **Sicurezza:** la sicurezza del pilota deve essere garantita a discapito di qualunque altra cosa.
- **Flessibilità di assetto:** differenti situazioni di gara richiedono differenti assetti del veicolo. E' importante avere la possibilità di modificare alcuni parametri quali la distribuzione dei pesi, la convergenza, il camber, la rigidità delle molle, l'aerodinamica, etc.

Un buon design di una macchina da corsa si basa su molti compromessi: è impossibile progettare qualcosa di così complesso in modo sequenziale, risultano infatti necessarie moltissime iterazioni e revisioni. Un approccio efficace è quello di definire inizialmente il concept della vettura, studiare un design preliminare e infine sviluppare il progetto in tutti i suoi più piccoli dettagli. La fase di progettazione include anche la scelta delle tecnologie produttive e la progettazione delle attrezzature necessarie per il manufacturing. Questo sistema permette di risparmiare tempo e denaro quando la macchina verrà costruita.

Quanto detto finora è generale ed è stato il metodo di progettazione applicato nella realizzazione del progetto SC 17 articolato in ciascun sotto assieme.

2.1. Analisi della stagione precedente

E' buona norma ingegneristica prima di iniziare un progetto, fare un'accurata analisi della versione precedente per evidenziarne gli aspetti positivi, da mantenere quindi nel nuovo progetto, e gli aspetti negativi da migliorare per trovare una soluzione migliore.

Segue un'immagine del complessivo delle masse non sospese della vettura dell'anno 2015/2016, denominata SC XV.

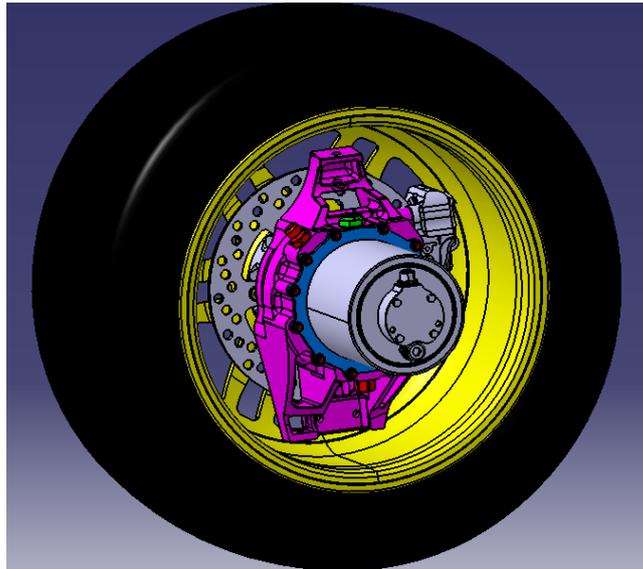


Figura 18: CAD assieme masse non sospese della vettura SC XV

L'aspetto positivo della vettura SC XV è che le Masse non Sospese hanno lavorato correttamente senza dare problemi a livello meccanico. Questo ha convinto a mantenere la stessa impostazione progettuale cercando di ottimizzare ove possibile ma senza stravolgere il progetto.

Nonostante questo ci sono state delle criticità che dovranno essere risolte o migliorate nel nuovo prototipo. Prima fra tutte è il peso: i montanti della SC XV era sovra dimensionati a causa di un errore nell'assegnazione dei target e il che si è tradotto in peso eccessivo (1,5 Kg per il montante rear e 1,7 Kg per il montante front). L'errore è stato suddividere la deformazione corrispondente al target di variazione di camber tra le sospensioni e i montanti in modo asimmetrico: i bracci sospensione sono stati dimensionati con una deformazione al decimo di millimetro mentre i montanti con una deformazione al centesimo di millimetro. Tenedo conto di questo, si è dedicata molta attenzione nella fase di assegnazione dei target per poter ridurre la massa.

Un secondo problema riscontrato è la differenza tra la sterzata minima richiesta 26°, e quella effettiva 22°. Questo deriva dal fatto che non sono state verificate tutte le interferenze nei casi peggiori a CAD e nella pratica in sterzata il montante risultava in interferenza con l'upper control arm. Questo è un problema grave in quanto da regolamento è richiesto di effettuare una curva a raggio minimo per cui i 22° di sterzo risultavano insufficienti. I ragazzi dell'anno precedente vi hanno posto rimedio facendo riprendere il montante in fresa compatibilmente con i vincoli strutturali e progettando dei cerchi in carbonio con un offset ridotto per aumentare la sterzata; sono riusciti ad ottenere infine un angolo di sterzo di 28°. Facendo tesoro della loro esperienza, la prima fase di progetto delle Masse non Sospese ha previsto la realizzazione di un CAD parametrico e cinematico: è stato parametrizzato rispetto ai punti sospensione ed è in grado di simulare sia la sterzata $\pm 30^\circ$ e lo scuotimento ± 25 mm contemporaneamente. Il processo è stato iterativo

ma ha permesso di verificare che nelle quattro condizioni limite non ci fosse interferenza tra nessun componente.

Un altro problema riscontrato durante la fase di test in pista invece è stata la perdita delle piastrine camber. La regolazione camber veniva effettuata sul lower control arm e le piastrine si infilavano dal basso. Durante il funzionamento, si è osservato un allentamento dei dadi autobloccati, probabilmente causato da assestamenti dovuti a carichi e vibrazioni, che causava uno sfilamento indesiderato delle piastrine.

In fine, l'ultima criticità riguarda l'ergonomia delle regolazioni: sul montante e sulle sospensioni sono implementate delle regolazioni possibili per fare assetti della vettura diversi a seconda dell'evento; queste regolazioni erano scomode e difficili da fare. L'obiettivo per il nuovo prototipo sarà dunque quello di rendere queste regolazioni più accessibili.

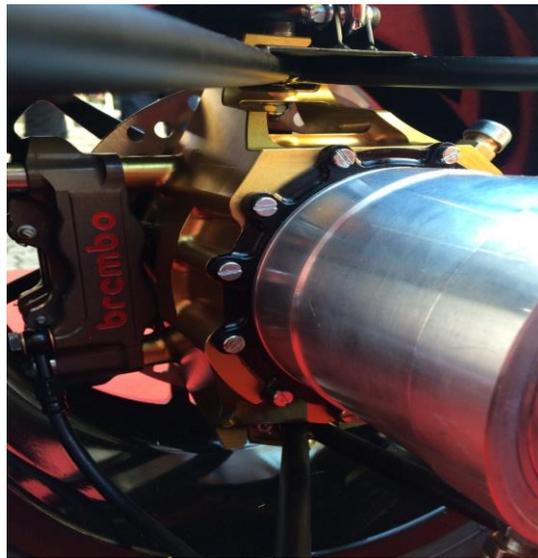


Figura 19: Masse non sospese della vettura SC XV

Riassumendo, il punto di forza delle Masse non Sospese della vettura precedente è stato il corretto funzionamento mentre i punti deboli sono stati il peso elevato, un angolo di sterzata non conforme alle specifiche, la perdita delle piastrine camber e le difficili regolazioni.



Figura 20: Punti forti e deboli delle MNS della vettura SC XV

Viene ora effettuata la medesima analisi per l'assieme Sospensioni della vettura SC XV di cui si riporta il CAD. Le sospensioni sono di tipo Double wishbone con push rod su entrambi gli assali e sono dotate di barre antirollio a coltello in fibra di vetro.

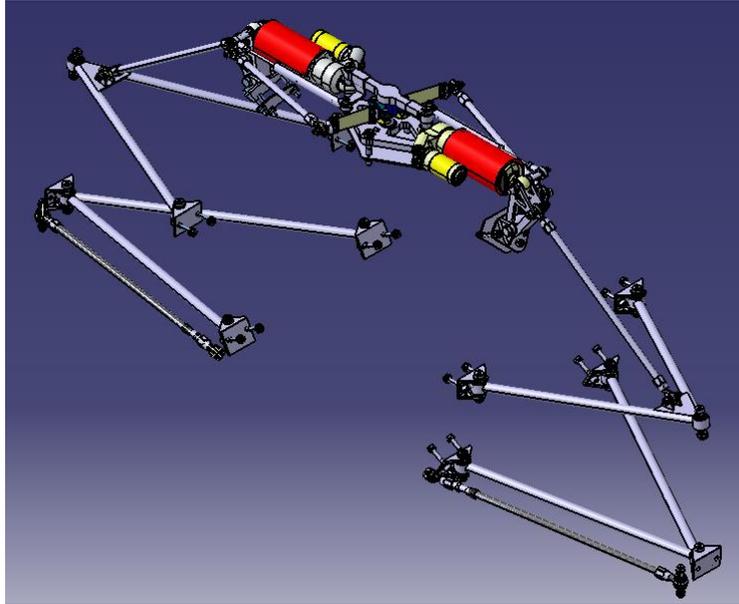


Figura 21: CAD assieme sospensioni della vettura SC XV

Le barre antirollio (ARB) sono realizzate in fibra di vetro per permettere una rigidità compresa tra i 10 e i 40 N/mm. Questa rigidità è decisamente bassa ed essere riusciti a realizzare un componente in grado di ottenerla è sicuramente il punto forte di questo sotto assieme. Il sistema di fissaggio delle ARB alla scocca è costituito da un perno centrale a cui sono solidali i coltelli e che ruota appoggiato a due cuscinetti di supporto. Con questa architettura risulta possibile variare la rigidità semplicemente ruotando il coltello rispetto al perno centrale: la rigidità aumenta, aumentando la rotazione del coltello. Per conoscere esattamente la rigidità sono state realizzate delle tacche sul sistema di afferraggio (in grigio e giallo nella figura 22). Le tacche sono state realizzate ogni 10° di rotazione a cui corrisponde una determinata rigidità. Questo permette una grande flessibilità in fase di assetto della vettura e sarà un punto da mantenere per la vettura SC 17.

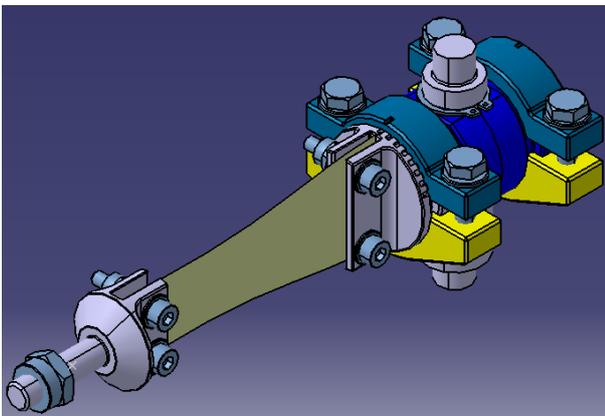


Figura 22: Barre antirollio della vettura SC XV, CAD a sinistra e prototipo a destra

Si riporta l'andamento della rigidità delle ARB in funzione dell'angolo di rotazione del coltello.

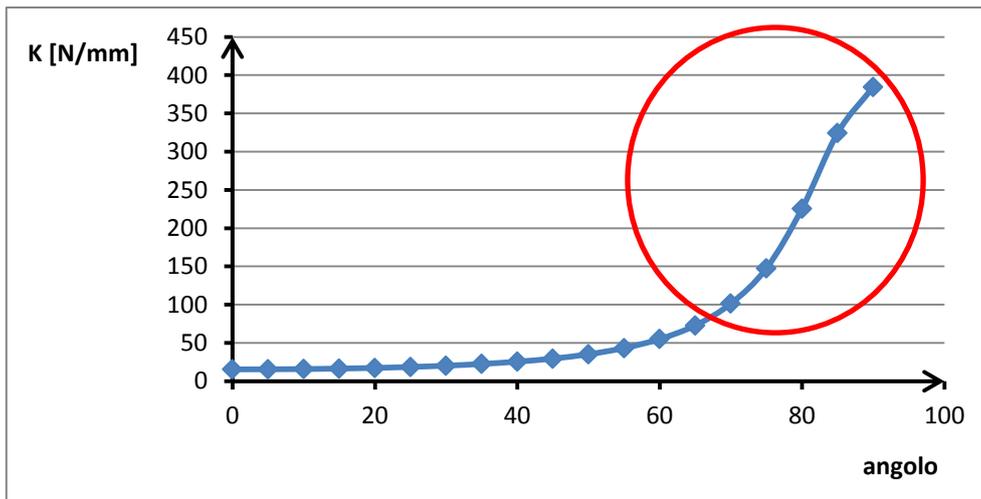


Figura 23: Rigidezza delle ARB della vettura SC XV in funzione dell'angolo di rotazione del coltello

Il punto debole delle ARB è il cattivo comportamento meccanico sotto carico: in corrispondenza dell'afferraggio centrale, l'Hub, il coltello presenta fibre di vetro rotte in esercizio. Questo è dovuto a un errata progettazione dell'Hub poichè in questa configurazione crea effetto di intaglio e concentra le tensioni alla sue estremità portando a delaminazione la fibra di vetro. Tale situazione è stata risolta nel progetto SC 17.



Figura 24: Punti forti e deboli delle ARB della vettura SC XV

Per quanto riguarda i rocker, questi sono realizzati in Ergal dal pieno. Sono componenti molto rigidi e presentano un buon comportamento meccanico. L'architettura dei rocker prevede il collegamento fisico tra damper, push rod e scocca: questi rappresentano i vertici del triangolo che costituisce il rocker. Il pivot, punto di collegamento della scocca, deve essere in grado di ruotare per permettere il movimento relativo degli ammortizzatori rispetto ai bracci sospensione. Questo movimento viene realizzato con una vite calibrata appoggiata su due cuscinetti calettati sul pivot del rocker. Il drop-link, elemento di collegamento con le barre antirollio, è solidale al rocker grazie a un supporto su una faccia del rocker. Il supporto è realizzato in modo che sia normale alla direzione del drop-link in posizione statica; questa condizione è tale da far lavorare lo snodo sferico del drop-link a zero gradi in condizioni statiche.

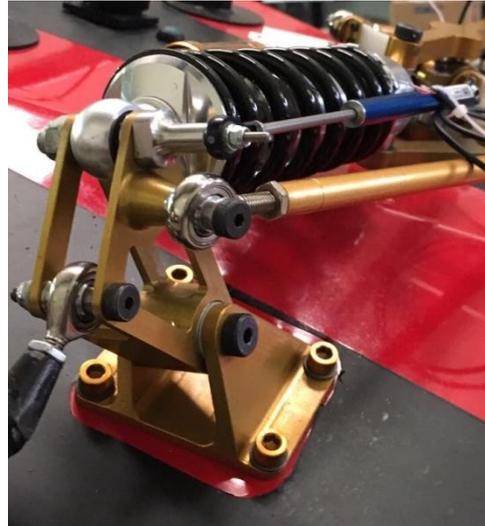
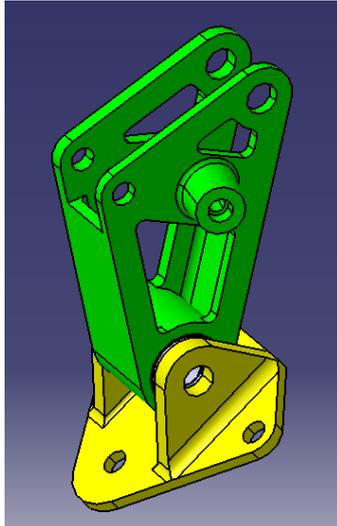


Figura 25: Rocker della vettura SC XV, CAD a sinistra e prototipo a destra

I rocker della vettura SC XV presentano però alcune criticità dal punto di vista del manufacturing. Questa soluzione tecnica richiede infatti una lavorazione alle macchine utensili in 5 assi e il che rende tale soluzione complessa e costosa. Inoltre il supporto inclinato per il drop-link è realizzato su una sola faccia e porta a carichi sul componente di torsione: poiché tutta la forza scambiata con le barre antirollio si scarica su un'unica faccia è necessario mantenere uno spessore elevato di questa per limitare le deformazioni del rocker. Risulta quindi possibile, rivedendo il sistema di collegamento tra rocker e drop-link, ridurre il peso e i costi del componente.



Figura 26: Punti forti e deboli dei rocker della vettura SC XV

Infine i bracci sospensione sono realizzati con tubi in acciaio 25CrMo4 saldati tra loro. Le sezioni dei triangoli sono circolari cave con diametro esterno di 13 mm e spessore 1,5 mm. Ai vertici dei triangoli sono saldati degli appositi bicchieri, sedi degli snodi sferici per il collegamento alla scocca e al montante. Le sezioni dei puntoni, quali push rod, tie rod e drop-link sono circolari cave con diametro esterno di 10 mm e spessore 1 mm. Alle estremità sono saldati degli inserti filettati per permettere diversi assetti della vettura: andando a modificare la lunghezza dei tie rod si può regolare la convergenze e andando a modificare la lunghezza dei push rod si può controllare la distribuzione dei pesi della vettura. Dopo la saldatura, per tutti i

bracci, è stato prescritto un trattamento di cataforesi per preservare e proteggere la saldatura. Questa soluzione risulta molto semplice e si comporta bene meccanicamente in esercizio.



Figura 27: Bracci sospensione della vettura SC XV, CAD a sinistra e prototipo a destra

Il punto debole di questa soluzione è sicuramente il peso: l'acciaio è un materiale molto pesante ed è possibile ottimizzare questo aspetto andando a modificare le sezioni dei tubi o scegliendo un materiale differente.



Figura 28: Punti forti e deboli dei bracci sospensione della vettura SC XV

2.2. Benchmarking

La fase di benchmarking prevede l'analisi dei pro e dei contro delle soluzioni tecniche adottate dai nostri principali competitor.

2.2.1 NTNU Thronheim

Il team norvegese ha optato per la produzione dei montanti mediante l'utilizzo dell'additive manufacturing, più specificatamente della sinterizzazione laser di una lega di Titanio.



Figura 29: Soluzione tecnica del montante del team NTNU Thronheim [6]

Questa tecnologia permette di ottenere geometrie molto complesse per una riduzione peso ancora più estremizzata: il peso di questi montanti è di circa 700 g che significa una riduzione del 50% in peso rispetto agli altri team che montano la stessa taglia di cerchione (13 pollici). Come si vede dalla foto, la parte della cava trasmissione risulta canonica mentre invece quella ottimizzata è la parte degli attacchi sospensione e freni. Queste forme sono le stesse che si ottengono come risultato dall'ottimizzazione topologica di un solutore agli elementi finiti e tutte queste le nervature sono cave. Una geometria così è realizzabile solo con l'utilizzo di tecniche di additive manufacturing. I risvolti negativi di tale soluzione tecnica risiedono nella garanzia che in fase di sinterizzazione si ottenga un materiale omogeneo con le caratteristiche meccaniche e dimensionali richieste e le potenziali difficoltà che si possono riscontrare durante la fase produttiva a causa della scarsità di esperienza riguardo alle lavorazioni in additive, specialmente se paragonata alla più classica fresatura dal pieno. In fine il team non dispone di un macchinario adatto per questa tecnica.

Per quanto riguarda invece i bracci sospensione, sono realizzati in fibra di carbonio con inserti in alluminio incollati. Gli inserti sono necessari in corrispondenza dei punti di collegamento con il montante e con il telaio, ossia dove c'è necessità di realizzare uno scambio di forze. Il punto forte di questa soluzione tecnica è la riduzione di peso rispetto a una soluzione completamente in acciaio. Le criticità invece risiedono nel dimensionare correttamente l'incollaggio e nel realizzarlo operativamente. Risulta comunque necessario realizzare una dima per l'assemblaggio dei triangoli. Questa soluzione è un compromesso intermedio tra i bracci completamente in acciaio, soluzione più affidabile ma più pesante, e i bracci completamente in composito, soluzione più complessa a livello di progettazione e manufacturing ma con notevoli vantaggi in termini di peso. Questa soluzione intermedia trova larga diffusione nei team di Formula SAE.

2.2.2 AMZ Racing

Il team svizzero ha optato per una più tradizionale architettura delle masse non sospese.

Il montante è realizzato da pieno in Ergal 7075, ospita le trasmissioni e il mozzo ruota, supporta il motore e il freno e infine si collega ai braccetti sospensione. Questa impostazione più classica permette una maggiore affidabilità dovuta alla vasta esperienza sviluppata dal team negli anni precedenti. Risulta anche molto più facile e più sicura la tecnica di produzione. I limiti sono legati a una poca flessibilità in fase di ottimizzazione delle geometrie perché bisogna rispettare i vincoli tecnologici del metodo di produzione. Questo si traduce in una più contenuta riduzione peso. Il peso risulta comunque circa di 900 g.

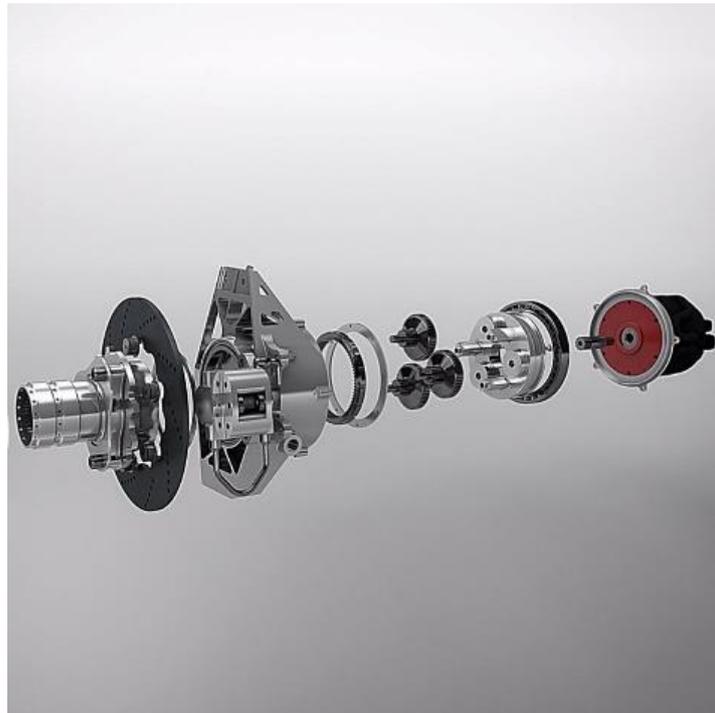


Figura 30: Esploso assieme masse non sospese del team AMZ Racing [7]

Per quanto riguarda le Sospensioni, il team propone un architettura nuova per il contesto della Formula SAE: gli elementi molla e ammortizzatore sono di tipo idraulico. Questo tipo di sospensione disaccoppia completamente i modi di muoversi del veicolo. L'aumento dei gradi di libertà nel settaggio si traduce nella possibilità di ottimizzare al meglio i coefficienti di smorzamento e di rigidità delle sospensioni. Scuotimento e rollio sono controllati ciascuno da una molla dedicata. La regolazione del coefficiente di smorzamento viene effettuata usando un fluido magnetorologico la cui viscosità è sensibile al campo magnetico; il coefficiente di smorzamento varia in un centesimo di secondo. In questo modo viene ridotta la forza trasmessa al veicolo e l'aderenza aumenta. Costruttivamente il sistema è realizzabile ma le sue regolazioni risultano veramente complesse in quanto la letteratura in proposito è poca.

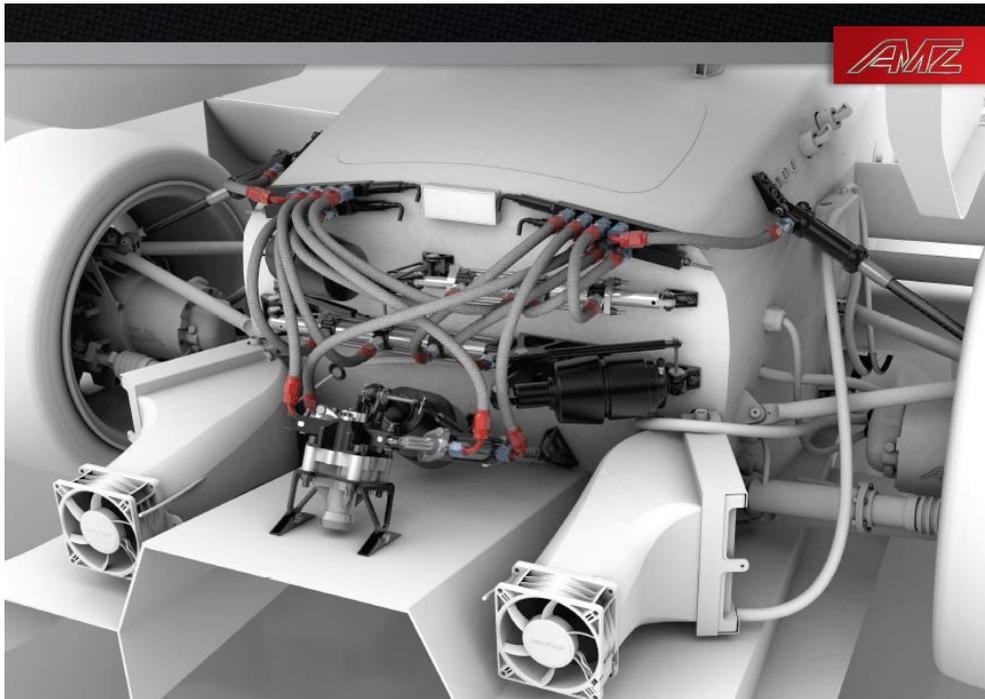


Figura 31: Sospensioni idrauliche del team AMZ Racing [7]

2.2.3 TU Delft

Il team olandese mostra un layout delle Masse non Sospese non convenzionale. Montano cerchi da 8 pollici, diametro minimo consentito dal regolamento [1], poiché hanno la possibilità di realizzarsi loro stessi le gomme su misura che non sarebbero acquistabili sul mercato. Una taglia così piccola si traduce in un peso estremamente basso delle Masse non Sospese ma comporta molte difficoltà a livello di packaging della ruota. Loro possono contare comunque sull'esperienza sviluppata all'interno del team, tale soluzione è adottata infatti da diversi anni.



Figura 32: Asse posteriore del team TU Delft [8]

La loro soluzione prevede un cerchio completamente in carbonio costituito solo dal canale in quanto la corona delle trasmissioni è solidale direttamente al cerchio. Sempre al canale è solidale anche la campana freno che supporta il disco. La pinza freno lavora quindi sulla circonferenza più interna del disco. Il montante ha la funzionalità di accogliere le trasmissioni e essere l'elemento di collegamento con le sospensioni. La sua geometria risulta molto diversa da una classica.



Figura 33: Montanti del team TU Delft [8]

Delft propone per le sospensioni braccetti in carbonio incollati, un sistema tradizionale per molle e damper e come barra anti rollio una barra di torsione. Quest'ultima risulta la soluzione più semplice a livello costruttivo: essa è un tubo sollecitato a torsione la cui rigidità torsionale è regolata con dei coltelli. Lo svantaggio è però il peso maggiore rispetto a una soluzione di barra anti rollio costituita da soli coltelli che lavorano a flessione.



Figura 34: Sospensioni del team TU Delft [8]

2.2.4 Tu Graz Racing Team

La soluzione tecnica caratteristica di questo team è la realizzazione del montante in materiale composito.



Figura 35: Montante in carbonio del team TU Graz Racing Team [9]

I montanti sono laminati su due stampi esterni, sono previsti un inserto in alluminio centrale per le trasmissioni e una serie di inserti più piccoli in alluminio per gli attacchi sospensioni e freni. La geometria è piena per facilitare il processo produttivo e il carbonio esterno è supportato internamente da un core di Rohacell. La fase di progettazione comprensiva di geometria e analisi strutturali risulta molto complessa e il manufacturing, che è realizzato operativamente da ragazzi interni al team, risulta molto critico dal punto di vista dell'affidabilità. Note positive di questa soluzione sono le forme semplici e la riduzione di peso.

2.3. Specifiche di sistema

Si riportano adesso tutte le specifiche e gli obiettivi per ciascun sottoassieme. Le specifiche possono essere di tipo numerico o di tipo funzionale. Alcune di esse sono definite internamente alla divisione Masse non Sospese e Sospensioni, altre vengono fornite dalla divisione di dinamica del veicolo.

Montante

- Riduzione del peso della Massa non Sospesa del 10%
- Variazione dell'angolo di camber inferiore a 0,3 gradi
- Variazione dell'angolo di toe inferiore a 0,2 gradi
- Una più semplice e accessibile regolazione degli assetti
- Risoluzione del problema della perdita delle piastrine camber
- Riduzione dei costi di produzione

Bracci sospensione e Rocker

- Affidabilità
- Buon comportamento meccanico in esercizio

- Hard points

Barre anti rollio

- Rigidezza della barra anteriore variabile nell'intervallo 30-70 N/mm
- Rigidezza della barra posteriore variabile nell'intervallo 20-40 N/mm
- Affidabilità
- Risoluzione della delaminazione dei coltelli in esercizio

Resta sottointesa come specifica per tutti i componenti il rispetto delle dead line di progettazione e di produzione.

2.4. Design workflow

La progettazione degli assiemi Masse non Sospese e Sospensioni è stata sviluppata in due fasi: una fase preliminare e una fase di dettaglio.

L'obiettivo del design preliminare è quello di definire tutti i componenti facenti parte dell'assieme nelle loro funzioni e nei loro ingombri di massima. Devono essere rispettati i requisiti di packaging, i vincoli imposti dal regolamento [1] e le specifiche di sistema. E' importante utilizzare dati reali, o stimarli correttamente se non disponibili, per ottenere un layout grezzo ma affidabile degli assiemi.



Figura 36: Workflow del design preliminare per entrambi gli assiemi

La fase dettagliata dipende da componente a componente: ogni componente ha infatti specifiche diverse e per ottenerle si è seguito un processo ad hoc per ciascuno di essi. In generale possiamo dire che una volta fissata la geometria di massima, il materiale e il processo produttivo, sono state eseguite verifiche strutturali e ottimizzazioni su tutti i componenti.



Figura 37: Workflow del design dettagliato per entrambi gli assiemi

Infine, un ulteriore punto cruciale per la corretta riuscita del progetto è la definizione delle dead line per la conclusione della progettazione e della produzione. Questo è un aspetto spesso sottovalutato ma è fondamentale per evitare ritardi in fase di produzione che potrebbero portare ad errori dovuti alla fretta. La

progettazione è iniziata nell'Ottobre 2016, si è valutato possibile concludere questa fase entro Gennaio 2017 in modo da avere quattro mesi per la produzione e l'assemblaggio degli assiemi. La dead line per la costruzione della vettura era fine Maggio 2017 per avere il tempo per poter testare in pista la vettura prima della prima gara nel Luglio 2017.

3. Design

3.1. Condizioni operative

Prima di procedere con la descrizione dettagliata della fase di progettazione di ciascun componente facente parte degli assiemi Masse non Sospese e Sospensioni si riportano le condizioni operative, ossia i carichi a cui sono sottoposti in esercizio. Tali condizioni sono state calcolate dalla sezione di dinamica veicolo. Le ipotesi sotto le quali sono state calcolate sono:

- 2 g di accelerazione longitudinale in frenata,
- 1 g di accelerazione longitudinale in accelerazione,
- 2 g di accelerazione laterale in curva,
- 1,5 g di accelerazione longitudinale e trasversale durante la frenata in curva.

Le forze scambiate tra le sospensioni e i montani risultano:

| BRAKING 2.0g | | | | |
|---------------------------------------|-----------|------|-------|--------|
| Forze su montante (ruota esterna) [N] | | | | |
| Asse | Direzione | LCA | UCA | Tierod |
| Front | x | 4119 | -1715 | 0 |
| | y | -708 | 279 | -432 |
| | z | -179 | -998 | 14 |
| ACCELERATION 1.0g | | | | |
| Forze su montante (ruota esterna) [N] | | | | |
| Asse | Direzione | LCA | UCA | Tierod |
| Rear | x | 1701 | -621 | 0 |
| | y | -120 | 251 | -130 |
| | z | 96 | -976 | -13 |
| TURN 2.0g | | | | |
| Forze su montante (ruota esterna) [N] | | | | |
| Asse | Direzione | LCA | UCA | Tierod |
| Front | x | 748 | -170 | -4 |
| | y | 3373 | -1520 | 641 |
| | z | 210 | -1487 | 36 |
| Rear | x | 31 | -31 | 0 |
| | y | 4313 | -1340 | 156 |
| | z | 163 | -1545 | 3 |
| BRAKE IN TURN | | | | |
| Forze su montante (ruota esterna) [N] | | | | |
| Asse | Direzione | LCA | UCA | Tierod |
| Front | x | 4568 | -1811 | -6 |
| | y | 1533 | -825 | 1016 |
| | z | -31 | -1534 | 73 |
| Rear | x | 2291 | -833 | 0 |
| | y | 2121 | 583 | -83 |
| | z | 189 | -964 | -10 |

Tabella 1: Forze scambiate tra le Sospensioni e i montanti

Le forze a terra, ossia quelle sviluppate dal pneumatico sull'asfalto, sono:

| | x | y | z | | |
|--------------|-------|-------|------|----|---------------|
| Front | 0 | 605 | -260 | mm | Contact Patch |
| | 0 | -2560 | 1280 | N | turn |
| | 2405 | 0 | 1203 | N | braking |
| | 2296 | -2296 | 1531 | N | brake in turn |
| Rear | -1525 | 600 | -260 | mm | Contact Patch |
| | 0 | -3129 | 1565 | N | turn |
| | 1456 | -1456 | 971 | N | brake in turn |
| | 1080 | 0 | 1080 | N | acc |

Tabella 2: Forze a terra

Le forze massime sulle barre anti-rollio anteriori e posteriori sono:

| Arb anteriori | |
|----------------------|---|
| Durezza barra [N/mm] | Forza massima sulla asse del droplink [N] |
| 20 | 210 |
| 50 | 450 |
| 100 | 740 |

Tabella 3: Forze sulle barre anti-rollio anteriori

| Arb posteriori | |
|-----------------------|--|
| Durezza barra [N/mm] | Forza massima sulla asse del droplink (2g lat) [N] |
| 20 | 190 |
| 40 | 360 |

Tabella 4: Forze sulle barre anti-rollio posteriori

Infine, le forze a cui sono soggetti i rocker sono:

| Rocker | Carico sull'asse del pushrod [N] | Carico sull'asse del droplink della arb [N] |
|------------|----------------------------------|---|
| Anteriore | 1300 | 740 |
| Posteriore | 2000 | 360 |

Tabella 5: Forze sui rocker

3.2. Masse non Sospese

Il primo passo che precede anche la progettazione è quello di definire un sistema gerarchico delle priorità.



Figura 38: Definizione delle priorità per la progettazione delle Masse non Sospese

Durante la fase di progettazione è stata tenuta bene in mente tale scaletta: la priorità principale è quella di realizzare un assieme che garantisca nel tempo la sicurezza del funzionamento; in secondo luogo, davanti a due possibili soluzioni tecniche alternative si è scelta quella che permetteva il rispetto dei tempi anche se leggermente meno performante e infine si è cercato ridurre le masse e di aumentare la flessibilità e l'ergonomia.

L'architettura complessiva delle Masse non Sospese è riportata nel seguente schema.

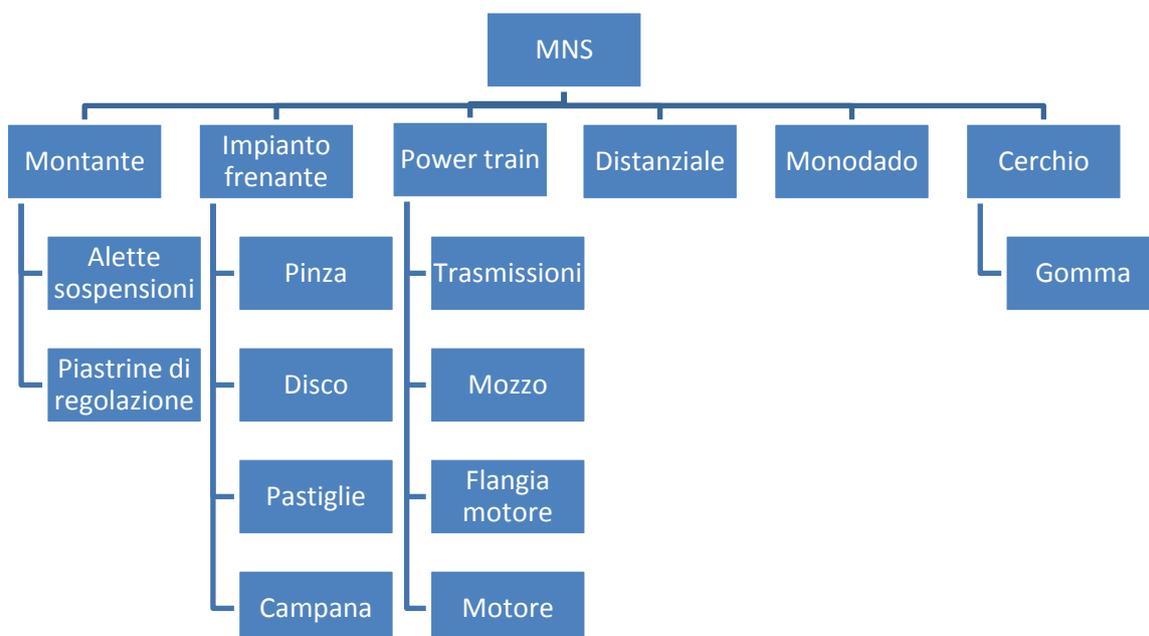


Figura 39: Architettura delle Masse non Sospese

Il componente principale delle MNS è il montante: questo ha il compito di supportare l'intera ruota, ospita al suo interno le trasmissioni, il mozzo e i cuscinetti ruota, su di esso viene fissata la flangia motore e la pinza freno e infine è l'elemento rigido di collegamento tra i braccetti sospensione.

Le trasmissioni sono un rotismo epicicloidale bistadio con rapporto di trasmissione pari a 1:16. Il moto in input arriva dal motore elettrico al solare, il moto in output si ha sul portatreno mentre la corona è fissa. Le ruote dentate sono realizzate in acciaio 18CrNiMo7 e sottoposte a un trattamento di carbo-nitrurazione. Sono ruote dentate a denti dritti con modulo normale pari a 1,25 mm mentre il numero di denti viene dimensionato in funzione del rapporto di trasmissione voluto. La dentatura viene realizzata con un "taglio con profili spostati" ossia applicando un coefficiente correttivo, in questo caso pari a 0,2827 sul primo stadio e a 0,3588 sul secondo stadio, che permette di modificare la resistenza meccanica del dente aumentandone lo spessore alla base mantenendo le dimensioni delle ruote contenute. Il mozzo è realizzato in titanio e trasmette infine il moto alla ruota.

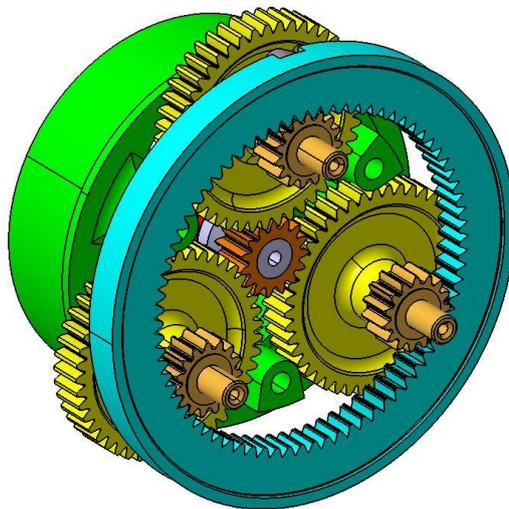


Figura 40: Trasmissioni

Un altro sotto assieme importante delle Masse non Sospese è il sistema frenante: il disco freno è calettato sul mozzo attraverso la campana freno (realizzata in Ti6Al4V), la pinza freno è solidale al montante mentre le linee freno e la pompa doppia sono a bordo veicolo. L'intero sistema frenante viene dimensionato in modo da rendere possibile l'arresto del veicolo in sicurezza: il sistema frenante deve essere in grado di sviluppare una coppia in grado di bloccare tutte e quattro le ruote come previsto dal regolamento della formula SAE [1]. Pinze e dischi sono stati acquistati da Brembo e si fa riferimento al suo catalogo [10]. La pinza montata sulle ruote anteriori è la P4 30 34, presenta un attacco di tipo radiale e pesa 600 g. La pinza montata sulle ruote posteriori è invece la P4 24, presenta un attacco assiale e pesa 262 g. Non è necessario alcun sistema di raffreddamento dei freni perché, essendo di elevate dimensioni le pinze, queste riescono a scambiare per convezione tutto il calore generato in frenata. Il sistema risulta sovradimensionato ed è sicuramente un aspetto che potrebbe essere ottimizzato nella stagione successiva. Nella seguente figura si riporta uno schema del sistema frenante sulla ruota: con 1 viene indicata la campana freno, con 2 il disco, con 3 la pinza e con 4 le pastiglie.

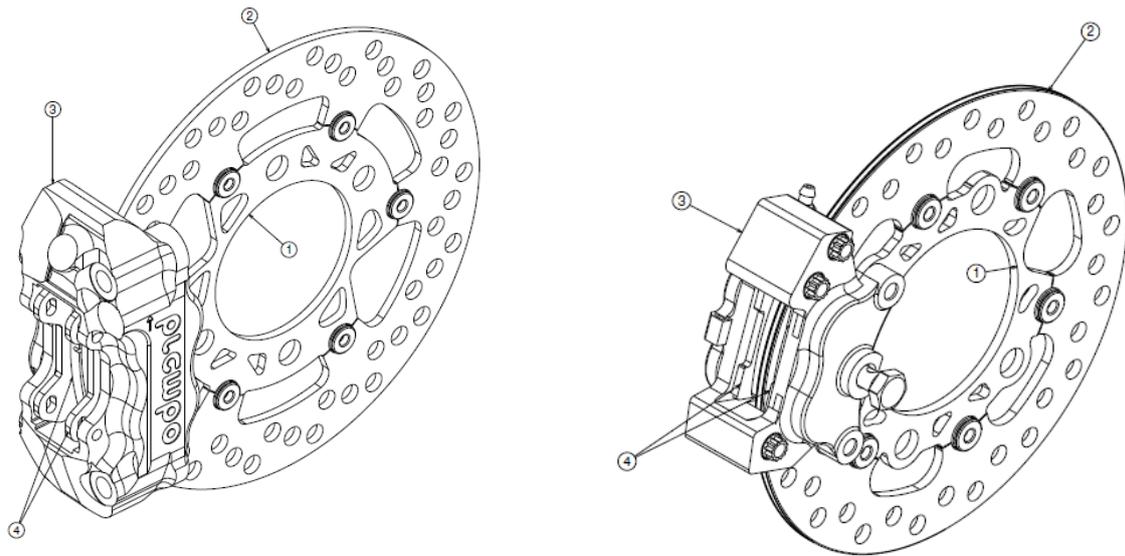


Figura 41: Disco e pinza freno anteriori a sinistra e posteriori a destra

Infine fanno parte dell'assieme Masse non Sospese il cerchione e il pneumatico. Il cerchione è acquistato da OZ, è realizzato in lega di magnesio e pesa 2,2 kg. Si è scelto di acquistare i cerchi perché risultano più affidabili dei cerchi in carbonio sviluppati all'interno del team la stagione precedente. Le gomme invece sono state acquistate da Pirelli. La collaborazione con Pirelli ha permesso di avere gomme nuove sul mercato molto alleggerite, nello specifico una riduzione di 2,2 Kg per ruota. Il cerchio viene mantenuto nella giusta posizione dal distanziale ruota e il tutto viene serrato sul mozzo con un monodado. Il monodado esagonale è realizzato in Ergal ma viene sottoposto a un trattamento di anodizzazione dura per incrementarne la durezza superficiale. La coppia di serraggio della ruota è di 550 Nm.

La Massa non Sospesa dell'intera vettura è di 56,18 kg. Se ne riporta uno schema complessivo.

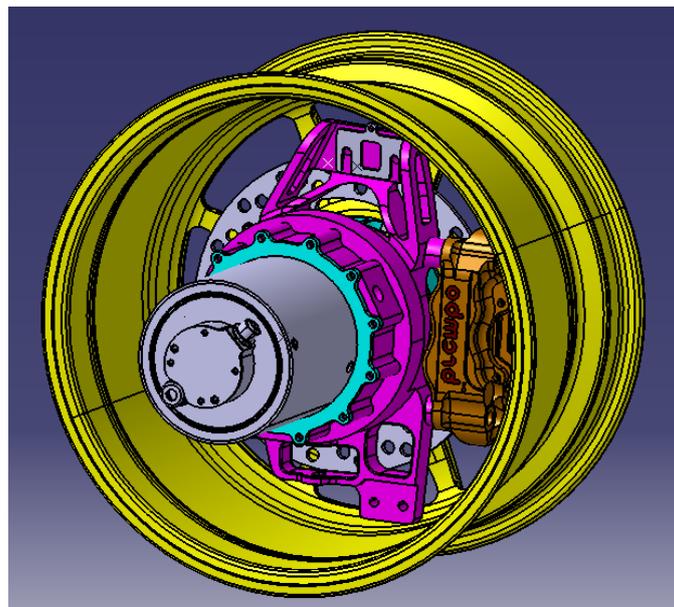


Figura 42: MNS della vettura SC 17

Nel presente lavoro di tesi vengono analizzati nel dettaglio solamente il montante e il distanziale in quanto sono gli unici componenti che sono stati significativamente riprogettati rispetto alle soluzioni tecniche del veicolo della stagione precedente.

3.2.1. Montante

Il componente principale delle Masse non Sospese è il montante il quale ha il compito di ospitare le trasmissioni e il mozzo ruota e di essere l'elemento strutturale di collegamento con le sospensioni e con i freni.

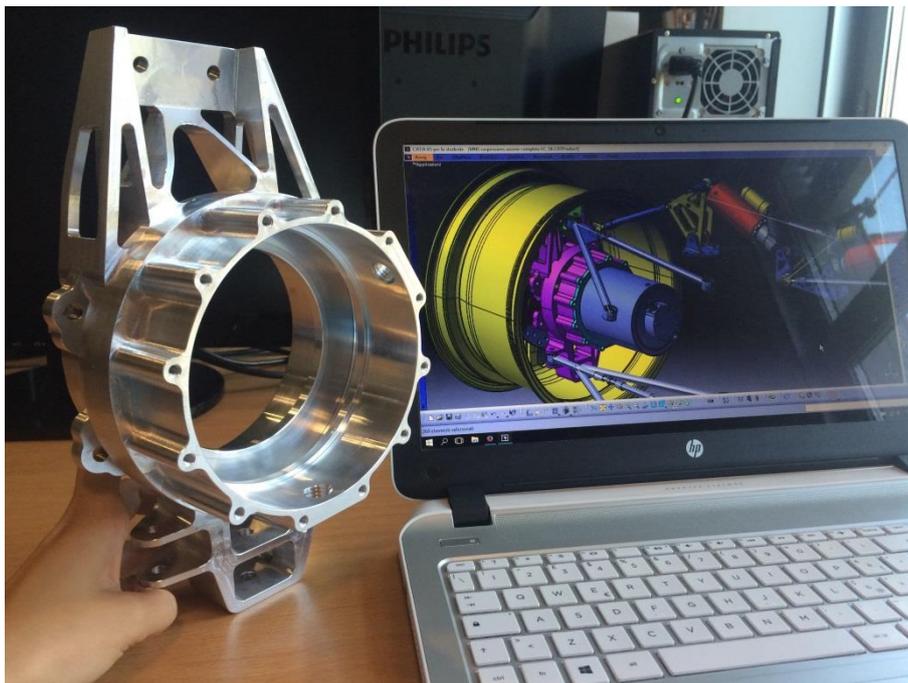


Figura 43: Montante della vettura SC 17: a destra il CAD e a sinistra il prototipo

3.2.1.1. Trade off

Per quanto riguarda l'attacco dei freni, questo dipende direttamente dalla scelta delle pinze quali P4 30 34 per l'asse anteriore e P4 24 per l'assa posteriore, facendo riferimento al catalogo Brembo [10]. In questa sezione consideriamo come vincoli di progetto per il montante, l'attacco radiale della pinza anteriore e l'attacco assiale della pinza posteriore.

Il montante deve prevedere l'alloggiamento delle trasmissioni. Tale soluzione risulta necessaria per avere un'architettura della vettura con quattro motori indipendenti. I vantaggi di avere quattro motori è sicuramente la possibilità di scaricare più coppia a terra ed è possibile implementare un torque vectoring andando ad agire direttamente sulla corrente che fluisce in ciascun motore. Montare i motori direttamente sul montante permette di avere una riduzione di componenti rispetto alla possibilità di montarli a bordo della vettura: il sistema di trasmissione del moto non richiede semiassi e giunti. Lo svantaggio grande è

però un notevole aumento della massa non sospesa che comporta un abbassamento della frequenza di risonanza del gruppo ruota.

Un ulteriore obiettivo per il montante è quello di migliorare il sistema di regolazioni rispetto alla soluzione tecnica precedente in termini di ergonomia e di varietà. Per risolvere il problema della perdita delle piastrine per la regolazione del camber, si è scelto di non effettuare più tale regolazione sul lower control arm ma sull'upper control arm. In questo modo, anche se ci fosse un allentamento dei dadi, le piastrine non possono cadere per ovvi motivi geometrici. Questa scelta comporta una regolazione opposta a quella della soluzione precedente: per aumentare l'angolo di camber sulla vettura SC XV bisogna aggiungere piastrine, mentre sulla vettura SC 17 per aumentare il camber bisogna togliere piastrine.

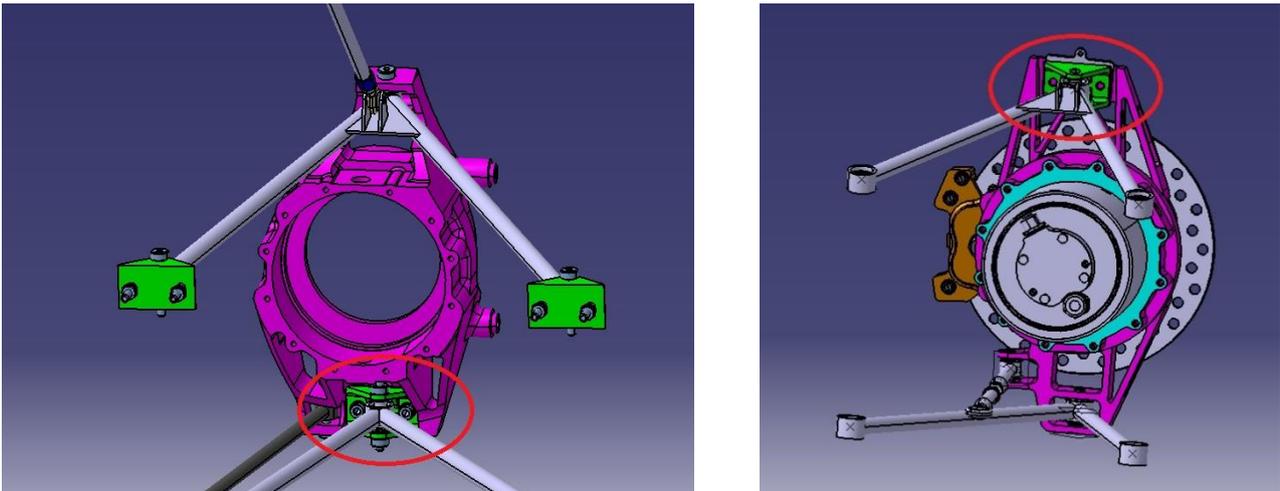


Figura 44: Confronto regolazione camber tra la soluzione della vettura SCXV, a sinistra, e della vettura SC 17, a destra

Tale regolazione dipende solo dalla geometria dei punti sospensione e dello spessore delle piastrine (2mm); segue la tabella per la regolazione per la vettura SC 17.

| FRONT | | REAR | |
|------------------|------------|------------------|------------|
| numero piastrine | camber [°] | numero piastrine | camber [°] |
| 5 | 0 | 6 | 0 |
| 4 | -0,275 | 5 | -0,232 |
| 3 | -0,824 | 4 | -0,697 |
| 2 | -1,375 | 3 | -1,163 |
| 1 | -1,928 | 2 | -1,63 |
| 0 | -2,482 | 1 | -2,098 |
| | | 0 | -2,567 |

Tabella 6: Angolo di camber in funzione del numero di piastrine

Ricordando che l'obiettivo è ottenere una variazione di camber compresa tra 0 e 2,5 gradi, tale soluzione risulta efficace. L'ingombro delle piastrine camber rappresenta un vincolo di progetto da tenere in considerazione nella fase di definizione del grezzo del montante discussa successivamente.

Un'ulteriore innovazione rispetto alla soluzione tecnica dell'anno precedente, è quella di aumentare la possibilità di fare regolazioni per ottenere assetti più precisi e personalizzabili: si è introdotta la regolazione dell'angolo di Ackermann. La condizione di Ackermann prevede che le rette perpendicolari a tutte e quattro le ruote durante la sterzata si incontrino in un solo punto. Questa condizione è necessaria per non avere

slittamento. A livello teorico per ottenere questa condizione bisogna realizzare una cinematica come quella mostrata in figura.

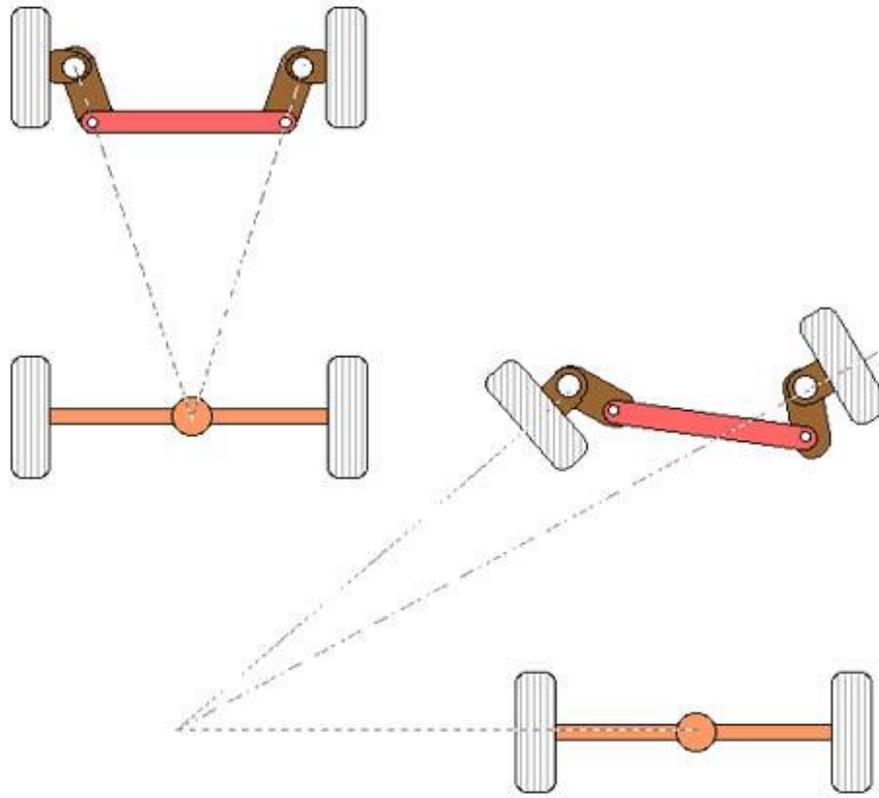


Figura 45: Cinematica della condizione di Ackermann

In vista dall'alto, le rette passanti per l'asse di sterzo e per il punto esterno del tierod delle ruote sterzanti si devono intersecare sull'asse posteriore. Risulta quindi chiaro che per regolare tale condizione basta spostare il punto più esterno del tierod. La soluzione più semplice è quella di utilizzare un sistema di spessori come nel caso del camber. E' possibile muoversi in entrambi le direzioni. Il tie rod si collega al montante nella parte inferiore e quindi si sarebbe potuto ripresentare lo stesso problema delle piastrine camber della stagione precedente. Per evitare questo problema si è pensato di infilare le piastrine lateralmente per evitarne lo sfilamento indesiderato e imprevisto. Viene di seguito riportata la geometria delle piastrine camber e delle piastrine tie.

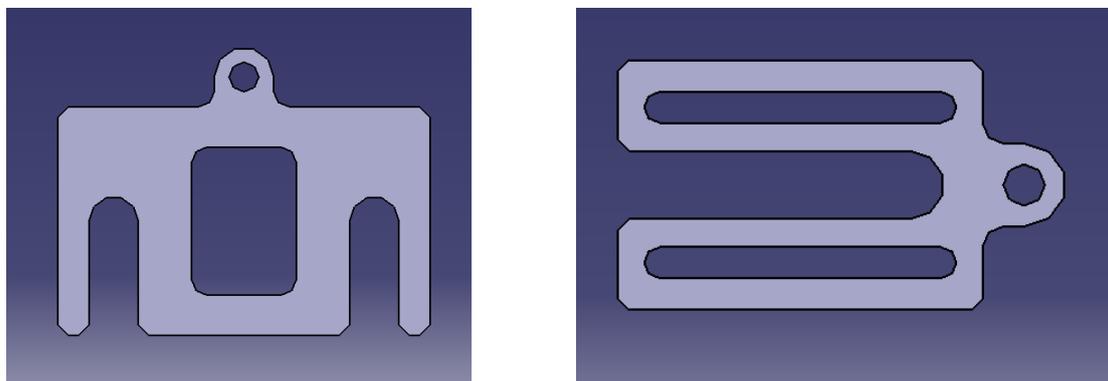


Figura 46: Geometria delle piastrine camber a sinistra e geometria delle piastrine tie a destra

3.2.1.2. Scelta del materiale

Il materiale scelto per i montanti è l'Ergal 7075 T6. Il motivo principale che ha guidato verso questa scelta è la bassa densità della lega d'alluminio che viene incontro all'esigenza di tenere contenuto il peso delle Masse non Sospese. Segue una tabella di confronto con i più comuni materiali strutturali:

| Material | Ergal 7075 T6 | Ti6Al4V (grade V) | 25CrMo4 |
|-------------------------------|---------------|-------------------|---------|
| Densità [Kg/m ³] | 2180 | 4430 | 7800 |
| Tensione di snervamento [MPa] | 450 | 880 | 700 |
| Modulo di Young [GPa] | 71,7 | 113,5 | 210 |
| Coefficiente di Poisson | 0,33 | 0,342 | 0,3 |

Tabella 7: Confronto delle proprietà dei materiali considerati per la realizzazione del montante

L'Ergal presenta una tensione di snervamento inferiore agli altri materiali ma secondo l'esperienza degli anni scorsi tale tensione è sufficientemente alta da non costituire una limitazione durante la fase di design.

Si è presa in considerazione anche la possibilità di realizzare il montante in materiale composito per ridurre ulteriormente il peso, ma tale soluzione è stata subito scartata perchè la riduzione in peso si sarebbe verificata solo nelle zone limitate agli attacchi sospensione in quanto sarebbero stati necessari numerosi inserti metallici risultando insufficiente per giustificare una tale complicazione a livello di design e di manufacturing.

Data la difficoltà di simulazione con i software a nostra disposizione il comportamento a fatica del materiale, si è scelto di tenerne in considerazione nella fase iniziale di progetto. Per la fatica ad alto numero di cicli vale la teoria di Wholer con la quale si può calcolare una tensione al di sotto della quale il componente risulta verificato a vita infinita ($3 \cdot 10^6$ cicli). Questo discorso non è valido per gli allumini perchè questi non presentano asintoto orizzontale dopo il ginocchio nella curva σ -N; si è scelto di calcolare comunque un valore indicativo consapevoli che però non rappresenta la vita infinita. Il limite a fatica dell'Ergal 7075 T6 è stato trovato in letteratura [11] facendo riferimento a prove sperimentali di flessione alternata. Tale condizione di carico risulta compatibile con quella di lavoro del montante.

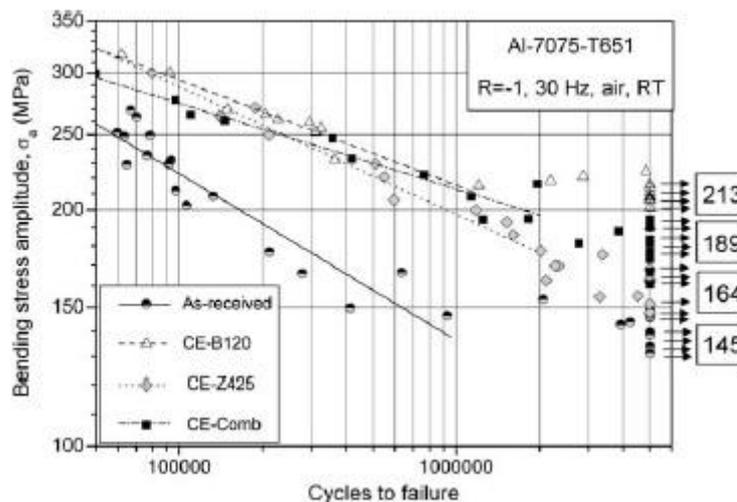


Figura 47: Grafico tensione-durata per l'Ergal 7075 T6

Si considera la curva “as received” perchè le altre curve fanno riferimento a trattamenti di pallinatura benefici per la fatica ma non previsti nella nostra applicazione.

Per quanto riguarda invece la valutazione della fatica a basso numero di cicli, si è verificato sempre dalla letteratura [12] che l'Ergal non presenta fenomeno di hardening o di softening che posso essere critici nella fase transitoria. Il seguente grafico mostra il comportamento stabile dell'Ergal; tale grafico mette a confronto la curva monotona crescente tensione-deformazione ottenuta con una classica prova di trazione, indicata con la lettera M, con la curva ciclica tensione deformazione, indicata con la lettera C.

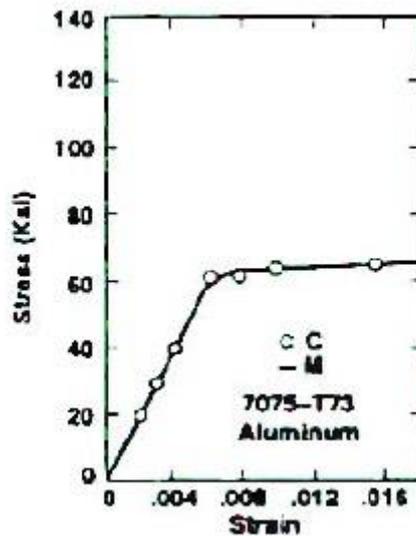


Figura 48: grafico tensione-deformazione per l'Ergal

Infine per il dimensionamento statico si è scelto un coefficiente di sicurezza pari almeno a 3 perchè il montante rappresenta un elemento critico per la vettura, ossia la sua rottura o anche solo il suo danneggiamento comporterebbe l'impossibilità di correre per la vettura perchè per l'elevato costo è impensabile avere un componente di scorta. La tensione ammissibile dovrà quindi essere inferiore a 150 MPa.

3.2.1.3. Scelta del processo produttivo

La scelta del metodo di produzione dei componenti deve essere contemporanea alla progettazione perchè questa sarà fortemente influenzata dai limiti e dai vincoli tecnologici del processo scelto.

I tre processi produttivi presi in considerazione sono stati la fresatura utilizzando una macchina a controllo numerico, l'additive manufacturing e la fusione.



Figura 49: Punti forti e punti deboli delle tecniche produttive considerate per la realizzazione del montante

La tecnica di fresatura prevede l'utilizzo di una macchina in 5 assi data la complessità del pezzo. Questa tecnica permette di avere tolleranze al centesimo di millimetro e finiture superficiali di 50 µm. Il costo è relativamente contenuto e i tempi stimabili sono di 15 ore macchina a montante tenendo conto della fase di sgrossatura, realizzata su una macchina in 3 assi, e della fase di finitura realizzata su una macchina in 5 assi.

La prototipazione rapida prevede limitate lavorazioni con asportazione di truciolo e può realizzare oggetti molto più complessi rispetto alla fresa tradizionale: può, per esempio, realizzare sezioni cave e sottosquadri. Questa tecnica prevede la sinterizzazione di polveri di metallo, un layer alla volta fino ad ottenere la struttura completa. Si potrebbero adottare tecniche di Selective Laser Sintering (SLS) o Selective Laser Melting (SLM) in quanto sono le più diffuse e affidabili presenti sul mercato. I tempi di processo sono più corti rispetto a quelli di una lavorazione tradizionale ma le tolleranze ottenibili sono dell'ordine del decimo di millimetro. La scarsa precisione è dovuta agli errori che si commette nell'approssimare le superfici con dei poligoni (errore cordale) e agli errori di approssimazione durante l'operazione di slicing. Sarebbero necessarie inoltre operazioni di finitura come la rimozione dei supporti (necessari per questa tecnologia per ancorare il pezzo alla piattaforma e per limitare il ritiro del materiale) e la ripresa in macchina nelle zone dove sono richieste tolleranze specifiche. Infine l'affidabilità di questo processo risulta molto minore rispetto a quello tradizionale: l'elevata porosità intrinseca nella sinterizzazione aumenta la possibilità dell'innesco di cricche che porterebbero alla rottura del componente. Dei controlli non distruttivi risulterebbero necessari. I costi complessivi di tutto il processo di lavorazione risultano molto superiori rispetto a quelli di una lavorazione per fresatura.

Per quanto riguarda la fusione, tale processo prevederebbe di realizzare uno stampo dentro il quale colare il materiale fuso. Poichè i quattro montanti sono tutti diversi tra di loro, simmetrici a due a due, bisognerebbe costruire quattro stampi differenti e questo avrebbe un costo decisamente elevato. Dopo il processo di fusione, dovrebbero seguire una serie di operazioni di pulizia, come la trancitura delle bave, e di finitura; in particolare la fusione non garantisce tolleranze strette e quindi i montanti dovrebbero poi essere ripresi in macchina per assicurare le tolleranze necessarie negli attacchi sospensione e nella cava

trasmissione. Tale processo risulterebbe adeguato per una produzione di massa e non per la produzione di un prototipo.

Il processo produttivo scelto pertanto è stato la fresatura per una maggiore qualità di lavorazione, una maggiore affidabilità e un minor costo. I vincoli conseguenti a tale scelta, sono pochi e riguardano solo gli ingombri della fresa stessa ossia evitare i sottosquadri e cercare di limitare i riposizionamenti.

3.2.1.4. *Definizione del grezzo*

Questa fase prevede di disegnare un montante grezzo, ossia senza alleggerimenti di alcun tipo ma che rispetti i vincoli geometrici di accoppiamento con gli altri componenti. Il risultato finale dovrà essere funzionante: in tutti i casi limite di sterzata e scuotimento non dovrà essere in interferenza e deve essere in grado di espletare tutte le funzionalità richieste come la possibilità di effettuare le regolazioni. In questo modo, il grezzo avrà l'ingombro massimo, e nelle fasi successive di alleggerimento, dove le operazioni consentite sono solo di svuotamento, la verifica cinematica risulterà automaticamente verificata.

Per iniziare a disegnarlo si è partiti dall'unico punto fermo, ossia su cui non era possibile fare cambiamenti: la cava trasmissione e l'attacco motore. Gli ingombri di questi due componenti sono rimasti invariati dall'anno precedente.

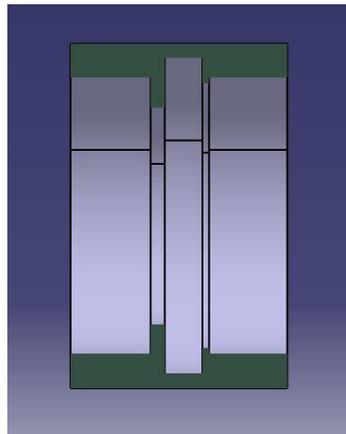


Figura 50: Sezione della cava trasmissione

Entrambi gli spallamenti sono spallamenti di posizione e di forza, infatti quello di sinistra fa da centraggio per la corona e scarica le forze assiali del cuscinetto ruota di sinistra mentre quello di destra serve per centrare e scaricare le forze del cuscinetto di destra. Il vano centrale a massimo diametro serve per la rotazione dei satelliti; questi devono girare liberamente ed è opportuno che non ci sia contatto né in senso radiale né in senso assiale. La corona è centrata poi sul suo spallamento con due spine.

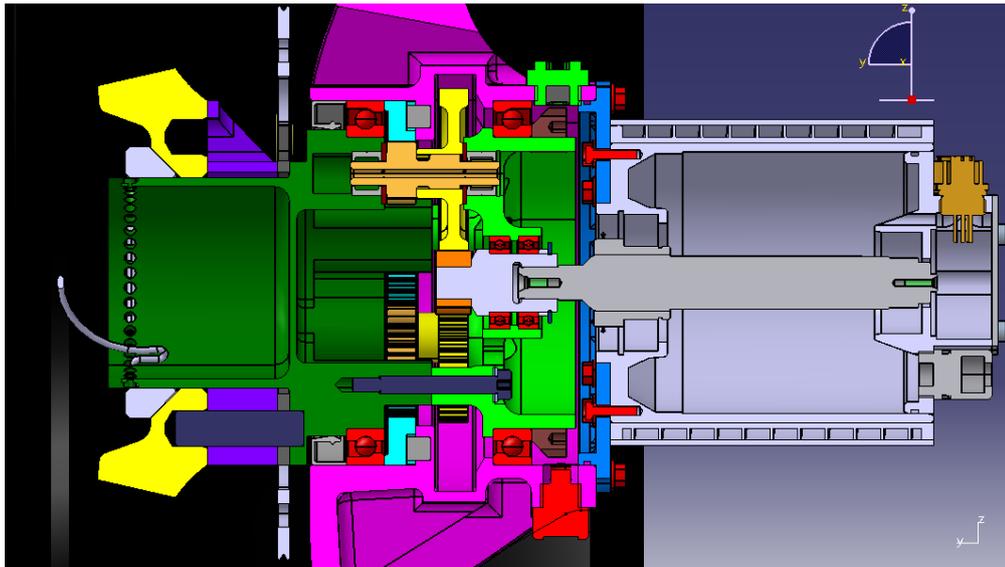


Figura 51: Sezione dell'assieme MNS della SC XV

La figura 51 mostra la sezione del montante del veicolo precedente e serve per mostrare che la geometria della cava trasmissione è rimasta invariata perché si è scelto di mantenere la stessa soluzione tecnica per gli ingranaggi. Da questa sezione si capisce anche bene il sistema di calettamento del motore: il motore è fissato alla flangia, elemento azzurro, attraverso quattro viti M6 e la flangia è resa solidale al montante attraverso una seconda corona di viti più esterna. Le trasmissioni sono chiaramente a bagno d'olio per garantire una corretta lubrificazione dei cuscinetti e degli ingranaggi e sono necessarie sulla flangia 12 viti M5 per garantire la tenuta dell'o-ring incassato nella flangia. Queste 12 viti nella flangia del veicolo SC XV non sono simmetriche a causa della spianatura necessaria per il sensore di Hall. Tale sensore non è mai stato montato perché già integrato nei motori AMK, quindi per il nuovo veicolo non è stato previsto da progetto e le 12 viti sono disposte simmetricamente lungo la circonferenza. Questa rappresenta l'unica modifica progettuale per quanto riguarda l'integrazione del montante con il power train.

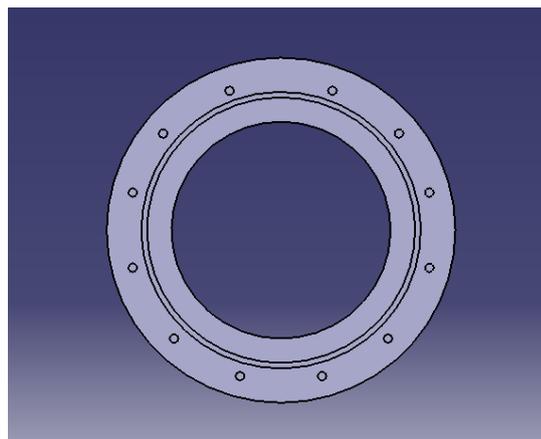


Figura 52: Dettaglio dell'attacco della flangia motore

Le trasmissioni e i cuscinetti all'interno del montante, per ragioni di usura, richiedono di lavorare a bagno d'olio. Risulta quindi necessario prevedere un sistema di riempimento e svuotamento per l'olio. Tale sistema prevede due fori filettati sul montante per l'accoppiamento con i tappi per l'olio: un tappo nella parte alta del montante per rendere più agevole il riempimento e un tappo nella parte bassa del montante per facilitare lo svuotamento. Il tappo inferiore è previsto inoltre che sia magnetico: in questo modo,

durante la fase di rodaggio delle trasmissioni, la limatura di ferro prodotta verrà attratta magneticamente verso il basso e risulterà più facile la pulizia interna del volume di lavoro.

Successivamente si è passati a definire la zona degli attacchi sospensione. Prima di tutto si sono importati nel CAD i punti sospensione. Intorno a questi punti si sono definiti poi gli ingombri di massima dei braccetti. Si è scelto di avere la possibilità di regolare la campanatura sul braccetto superiore ed è stato quindi prevista un'aletta e un sistema di piastrine per la regolazione. L'aletta deve avere le facce inclinate in modo tale che in condizioni statiche, lo snodo in corrispondenza del punto sospensione lavori a zero gradi. Fatte queste considerazioni e definiti gli ingombri, sul montate grezzo si è disegnata quella che dovrà essere la faccia di accoppiamento con l'upper control arm.

Il lower control arm invece è possibile vincolarlo direttamente al montante utilizzando una vite con il gambo calibrato. La geometria dei punti sospensione sul montante rear permetteva la possibilità fare una tasca per venire incontro agli ingombri del dado e della chiave per la chiusura della vite. Sul montante front questo non è stato possibile perché il punto sospensione risulta troppo vicino alla cava trasmissione. L'unica soluzione possibile è quella di realizzare un foro cieco nel montate. L'alluminio è un materiale molto morbido e per evitare il rischio di rovinare la filettatura durante le operazioni di montaggio e smontaggio è stato previsto un inserto in acciaio. E' stata scelta la Boccola Ensat serie 308 M6x1 di lunghezza 12 di Special Insert. Tale boccola è un inserto metallico autofilettante con filettatura esterna e interna, avente delle fenditure con funzione maschiante. Il montaggio risulta rapido e facile: il pezzo richiede una foratura di un diametro a catalogo [13] (9,4 mm per questa applicazione), la boccola deve essere posizionata su un attrezzo fornito dal costruttore e poi inserita nel preforo mediante la rotazione del tool.

In entrambi i casi comunque la tasca per il braccetto sospensione ha le facce parallele al piano del triangolo per far lavorare l'uniball del braccetto in condizioni statiche a zero gradi, e deve essere abbastanza ampia da evitare interferenza durante lo scuotimento e la sterzata.

L'attacco del tie rod prevede due soluzioni tecniche differenti sull'asse anteriore e su quello posteriore.

Uno degli obiettivi è realizzare un sistema di regolazione della condizione di Ackermann e per tanto il fissaggio del tie rod front prevede un sistema di spessori per cambiare la posizione del punto sospensione geometrico. Nella fase di definizione del grezzo sono stati considerati gli ingombri di tale regolazione e si è disegnata la faccia di appoggio sul montante. Tale regolazione è da effettuare solo sulle ruote sterzanti, ossia quelle dell'asse anteriore. Per l'asse posteriore è stato previsto un sistema di afferraggio più semplice: il tierod è reso direttamente solidale al montante utilizzando la medesima soluzione prevista per il lower control arm.

Infine il grezzo è stato modellato per l'accoppiamento con la pinza freno. La pinza anteriore ha un attacco radiale perciò sono state definite due colonnette filettate per rendere possibile l'avvitamento della pinza sul montante. La pinza posteriore invece ha un attacco assiale perciò sono state previste due "orecchie" con la funzione di rendere possibile il collegamento attraverso due viti passanti. Poiché la pinza posteriore è molto piccola risulta molto più vicina al montante di quella anteriore: è stata posta particolare attenzione agli ingombri necessari per avere lo spazio di manovra per poter inserire il dado la vite e la chiave. In entrambi i casi il grezzo è stato scavato in modo da evitare interferenza con ogni parte della pinza.

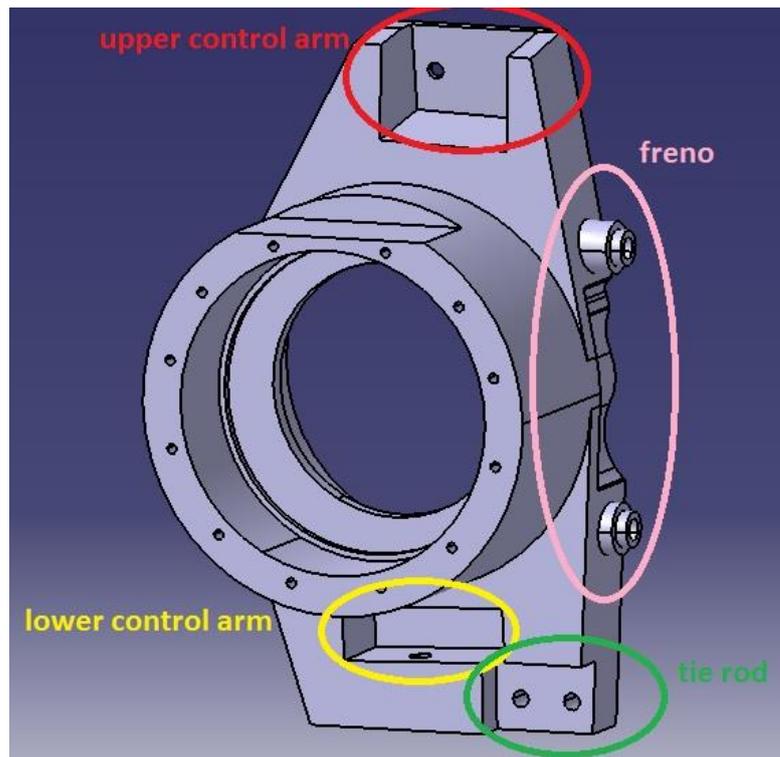


Figura 53: Grezzo del montante anteriore

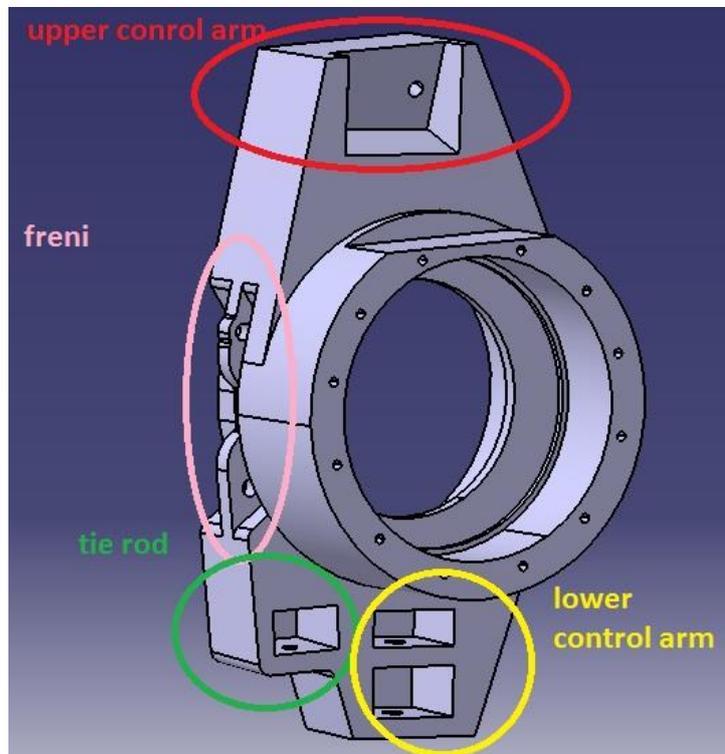


Figura 54: Grezzo montante posteriore

3.2.1.5. Verifiche cinematiche

Definiti i vincoli geometrici del grezzo, per evitare il problema della soluzione tecnica precedente, ossia la presenza di interferenze indesiderate, si è costruito un assieme cinematico a CAD. Tale assieme permette di simulare con continuità il movimento della sospensione e della massa non sospesa fino ai casi limite richiesti: $\pm 30^\circ$ in sterzata e ± 25 mm in scuotimento. Chiaramente questo è un processo iterativo: l'iterazione di partenza è il grezzo definito come spiegato nel paragrafo precedente, poi si simula il movimento e se si identifica un'interferenza si modifica il grezzo e si ripete la verifica. Nei casi peggiori è stato necessario modificare la geometria dei punti sospensione per venire in contro a ragioni di realizzabilità dei componenti.

Seguono esempi di interferenze riscontrate.

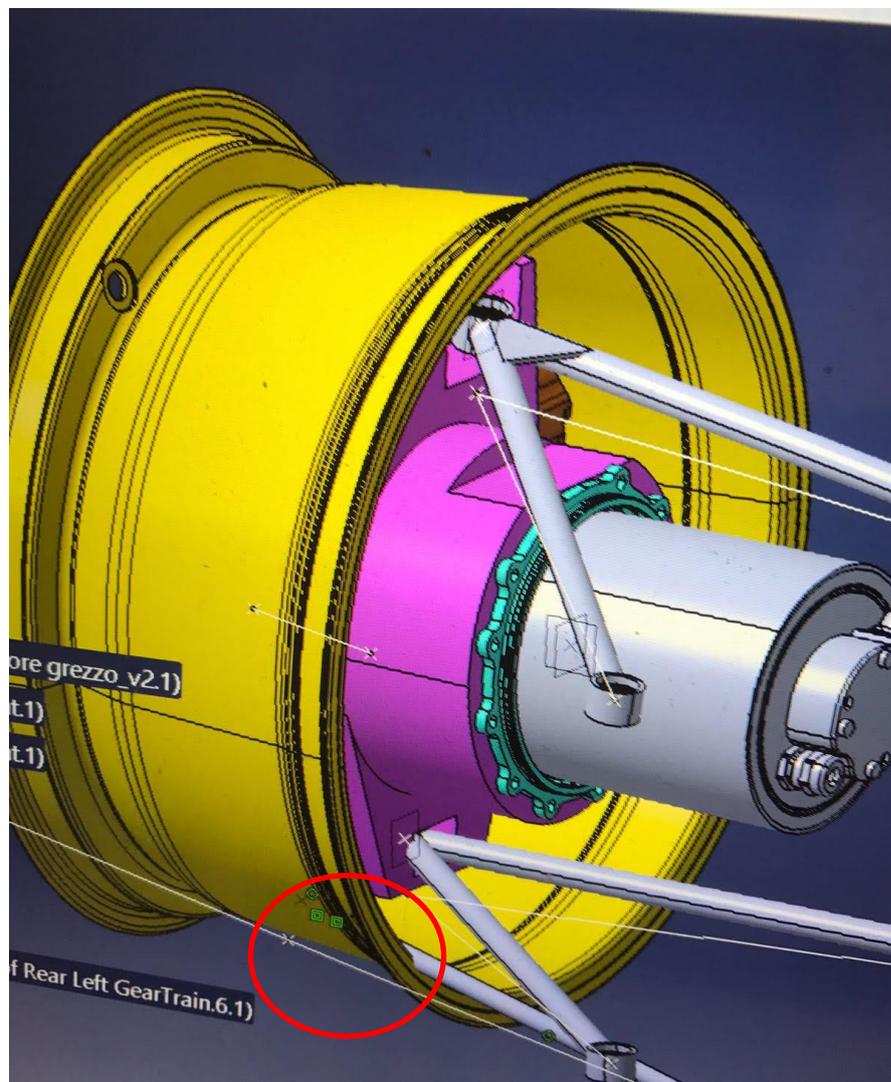


Figura 55: Interferenza del lower control arm con il cerchio

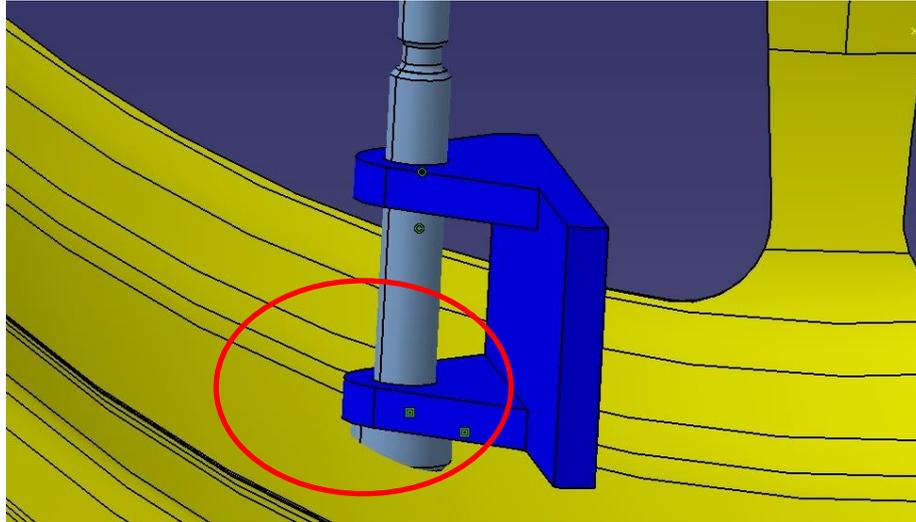


Figura 56: Interferenza della testa della vite del tie rod con il cerchio

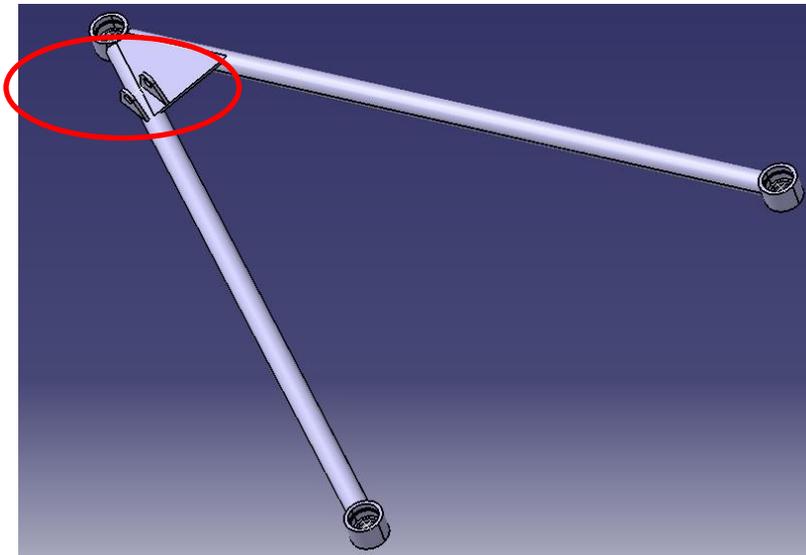


Figura 57: Upper control arm irrealizzabile con questa geometria di punti sospensione

Una volta superate le verifiche in tutti i possibili movimenti, la geometria del grezzo risulta fissata e si passa alla fase di ottimizzazione. Seguono infine le verifiche nei casi peggiori dei grezzi definitivi:

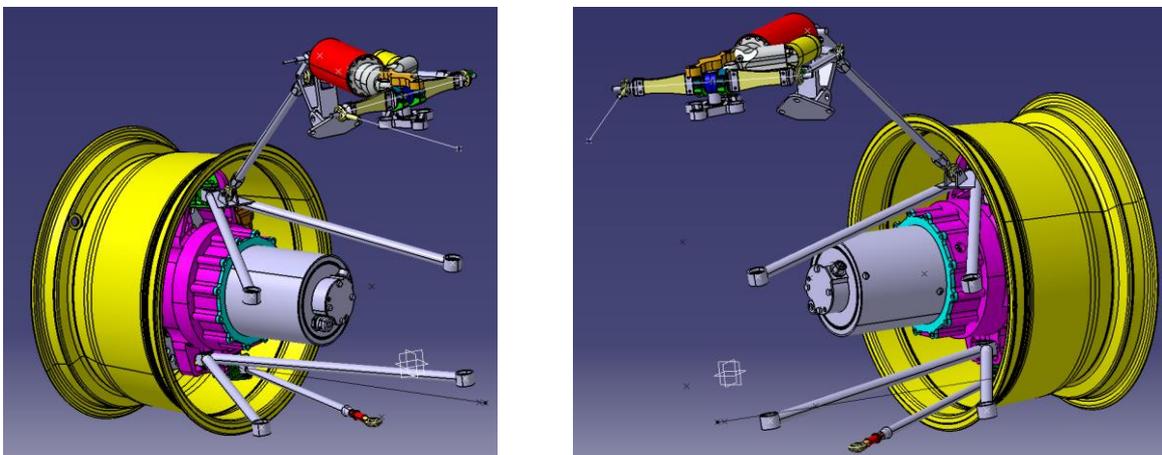


Figura 58: Condizione di massimo bump 25 mm +/- 30 ° di angolo di sterzo

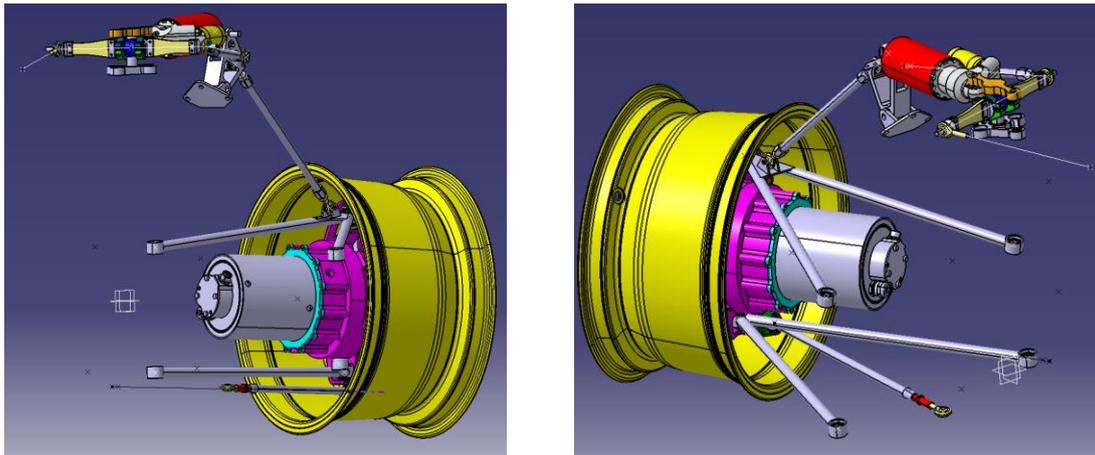


Figura 59: Condizione di massimo rebound 25 mm +/-30 ° di angolo di sterzo

3.2.1.6. Ottimizzazione del grezzo

Il processo di ottimizzazione consiste nella costruzione di un modello agli elementi finiti che permetta di ridurre la massa rispettando i vincoli di rigidità richiesti. Il software utilizzato è Hypermesh 2013.

La geometria del grezzo è stata importata in Hypermesh e su di essa è stata creata prima una mesh 2D e poi 3D. E' stata assegnata una proprietà PSOLID al montante con le caratteristiche del materiale: isotropo, tensione di snervamento 450MPa, modulo elastico 71,7 GPa e coefficiente di Poisson di 0,33.

Sono stati vincolati i nodi della cava trasmissione in corrispondenza dei due cuscinetti e le forze sono state applicate sui punti sospensione. I punti geometrici delle sospensioni dove è lecito pensare che vengano scambiate le forze, sono stati collegati al montante attraverso degli RBE3 per simulare il collegamento che nella realtà è ottenuto con delle viti. Nel modello sono state importate anche le alette dell'upper control arm e del tierod per tenere conto anche della loro deformazione nel rispetto dei target.

I casi di carico sono riportati nella seguente tabella:

| BRAKING 2.0g | | | | |
|---------------------------------------|-----------|------|-------|--------|
| Forze su montante (ruota esterna) [N] | | | | |
| Asse | Direzione | LCA | UCA | Tierod |
| Front | x | 4119 | -1715 | 0 |
| | y | -708 | 279 | -432 |
| | z | -179 | -998 | 14 |
| ACCELERATION 1.0g | | | | |
| Forze su montante (ruota esterna) [N] | | | | |
| Asse | Direzione | LCA | UCA | Tierod |
| Rear | x | 1701 | -621 | 0 |
| | y | -120 | 251 | -130 |
| | z | 96 | -976 | -13 |
| TURN 2.0g | | | | |
| Forze su montante (ruota esterna) [N] | | | | |
| Asse | Direzione | LCA | UCA | Tierod |
| Front | x | 748 | -170 | -4 |

| | y | 3373 | -1520 | 641 |
|---------------------------------------|-----------|------|-------|--------|
| | z | 210 | -1487 | 36 |
| Rear | x | 31 | -31 | 0 |
| | y | 4313 | -1340 | 156 |
| | z | 163 | -1545 | 3 |
| BRAKE IN TURN | | | | |
| Forze su montante (ruota esterna) [N] | | | | |
| Asse | Direzione | LCA | UCA | Tierod |
| Front | x | 4568 | -1811 | -6 |
| | y | 1533 | -825 | 1016 |
| | z | -31 | -1534 | 73 |
| Rear | x | 2291 | -833 | 0 |
| | y | 2121 | 583 | -83 |
| | z | 189 | -964 | -10 |

Tabella 8: Load case per i montanti

Si ricorda che questi casi di carico sono stati forniti dalla sezione di dinamica veicolo e sono stati calcolati considerando 2 g di accelerazione longitudinale in frenata, 1 g di accelerazione longitudinale in accelerazione, 2 g di accelerazione laterale in curva e 1,5 g di accelerazione longitudinale e trasversale durante la frenata in curva. Il sistema di riferimento delle forze è concorde con quello vettura.

I parametri per l'ottimizzazione sono stati impostati in modo da avere come obiettivo la minimizzazione della massa e come vincolo è stato imposto uno spostamento relativo tra i punti sospensione di 3 decimi di millimetro al massimo.

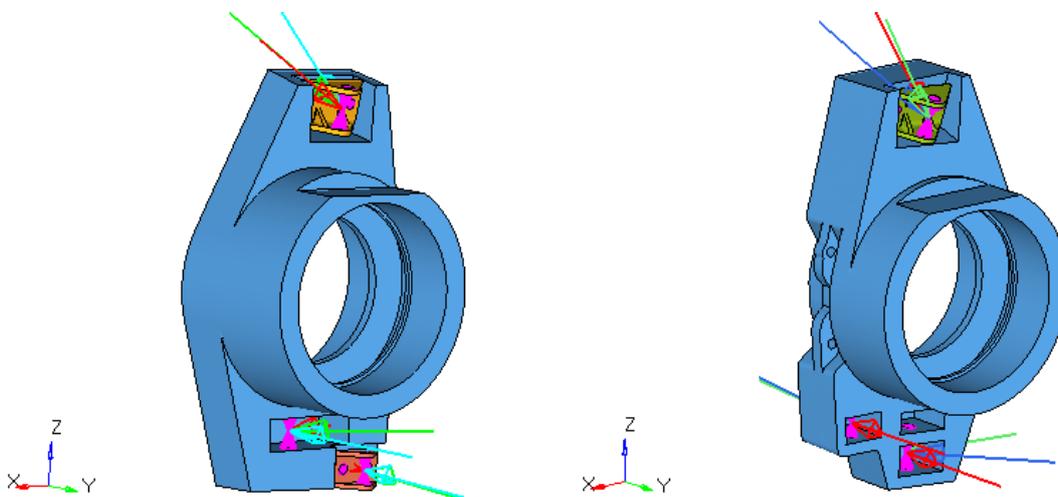


Figura 60: Modello di ottimizzazione del grezzo del montante front, a sinistra, e del rear a destra

E' stato permesso al solutore di lavorare dappertutto tranne che nella cava trasmissione e nella zona più prossima degli attacchi sospensione e freni. Il volume ottimizzabile è rappresentato nella seguente figura di colore verde:

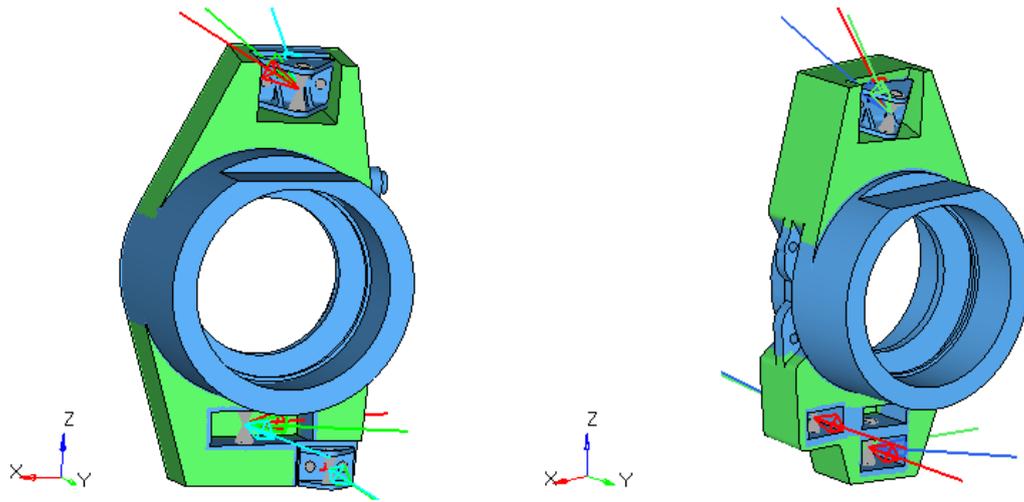


Figura 61: Volume ottimizzabile in verde per il montante front a sinistra e per il montante rear a destra

I risultati dell'ottimizzazione sono i seguenti:

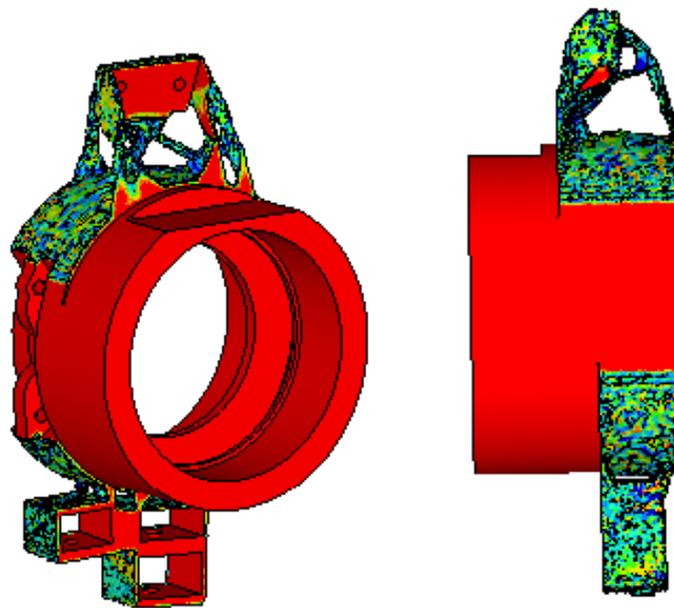


Figura 62: Risultati dell'ottimizzazione del montante posteriore grezzo

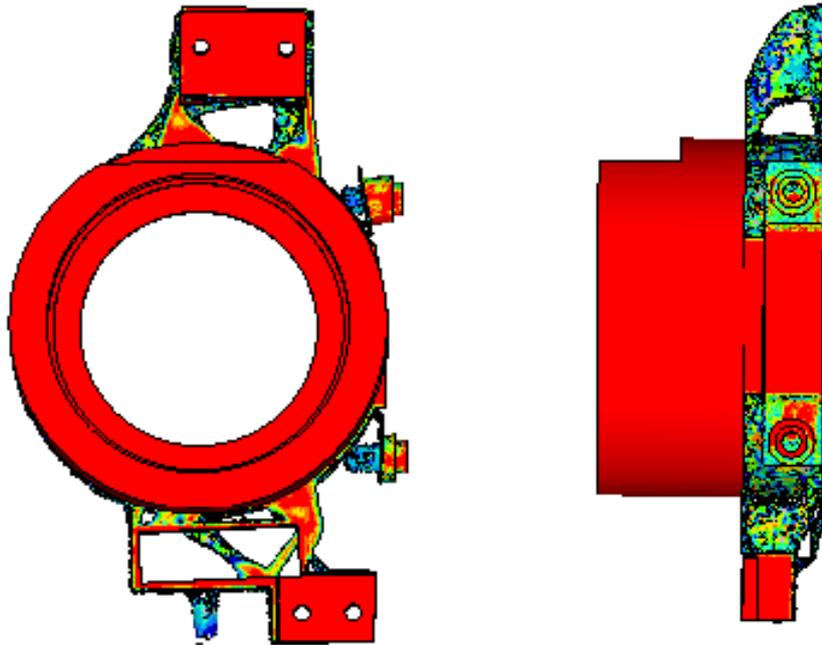


Figura 63: Risultati dell'ottimizzazione del montante anteriore grezzo

Questi risultati non possono essere usati direttamente nel progetto ma devono essere interpretati: rappresentano la minima geometria che rispetta i vincoli di progetto ma tale geometria non è realizzabile con la tecnologia produttiva scelta.

Si è scelto quindi di togliere materiale dal grezzo cercando di ricalcare le forme ottenute come risultato dell'ottimizzazione ma tenendo bene in mente che il pezzo finale dovrà essere producibile con meno riposizionamenti possibile. Questo è un processo iterativo: ad ogni iterazione si è tolto materiale cercando di avvicinarsi sempre di più all'ottimizzazione e poi si è effettuata una verifica statica per verificare di rientrare sempre nei target.

3.2.1.7. Verifiche statiche

Il modello per la verifica statica non si limita a simulare il comportamento del montante sotto i carichi applicati, ma simula il comportamento del montante, delle alette e dei braccetti, ossia di tutti i componenti che con la loro deformazione danno contributo alla variazione di camber e di toe. Si vogliono anche tenere sotto controllo, con questo modello, la distribuzione e i picchi di tensione del montante.

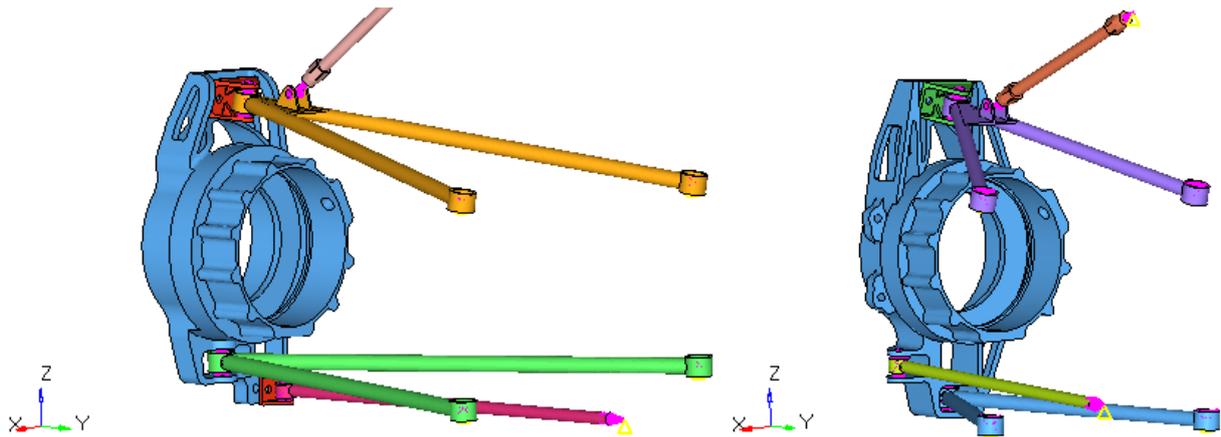


Figura 64: Modello statico per il montante front a sinistra e per il montante rear a destra

Su tutti i componenti è stata realizzata una mesh 2D e poi 3D. Sono state assegnate le proprietà dei materiali ai componenti: Ergal per montante e alette e acciaio 25CrMo4 per i braccetti sospensione. I vincoli reali, quindi tutti i collegamenti tra i componenti che prevedono delle viti, sono stati simulati con degli elementi RBE2.

Sono state vincolate le tre traslazioni dei punti sospensione lato scocca, le rotazioni sono state libere in quanto lo sono anche nella realtà.

Si riportano i carichi, sempre forniti dal reparto di dinamica veicolo. Questi sono stati applicati nel punto a terra e sono stati riportati sui nodi in corrispondenza dei cuscinetti.

| | x | y | z | | |
|--------------|-------|-------|------|----|---------------|
| Front | 0 | 605 | -260 | mm | Contact Patch |
| | 0 | -2560 | 1280 | N | turn |
| | 2405 | 0 | 1203 | N | braking |
| | 2296 | -2296 | 1531 | N | brake in turn |
| Rear | -1525 | 600 | -260 | mm | Contact Patch |
| | 0 | -3129 | 1565 | N | turn |
| | 1456 | -1456 | 971 | N | brake in turn |
| | 1080 | 0 | 1080 | N | acc |

Tabella 9: Carichi a terra

La variazione degli angoli è stata calcolata come l'angolo compreso tra la linea che unisce due punti della cava trasmissione diametralmente opposti nella configurazione deformata e tra il piano verticale che rappresenta la configurazione statica.

Un modello di verifica statica è stato costruito a ciascuna iterazione della fase ottimizzazione per verificare sempre il rispetto dei target. Si riportano adesso tutte le iterazioni per il montante rear e per il montante front e la verifica statica in tutti i casi di carico per l'ultima iterazione.

Rear

- Iterazione 1

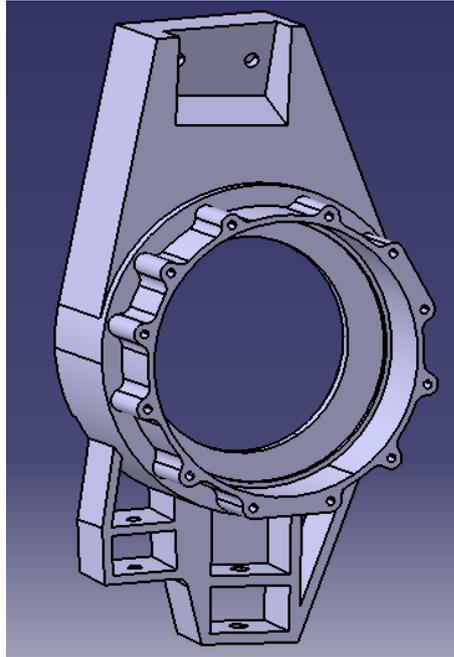


Figura 65: Montante rear, iterazione 1

Si è lavorato sulla parte esterna della cava trasmissioni lasciando uno spessore di 3 mm. Il profilo a margherita sarà lo stesso della flangia motore per garantire continuità nell'accoppiamento. Si è tolto materiale anche nella zona del lower control arm e del tie rod: lo spessore lasciato è di 5mm e la tasca del lower control arm è chiusa nell'estremità posteriore.

- Iterazione 2

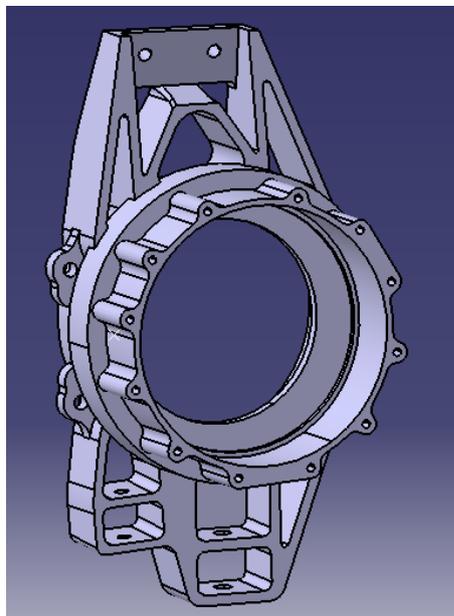


Figura 66: Montante rear, iterazione 2

Si è lavorato principalmente sulla parte superiore del montante: sono state create delle nervature che avessero lo stesso andamento di quelle suggerite dall'ottimizzazione ma che fossero realizzabili con un solo riposizionamento sulla macchina utensile. Si è definita anche la zona dell'attacco della pinza freno e si è raccordata la zona inferiore del montante per distribuire meglio le tensioni.

- Iterazione 3

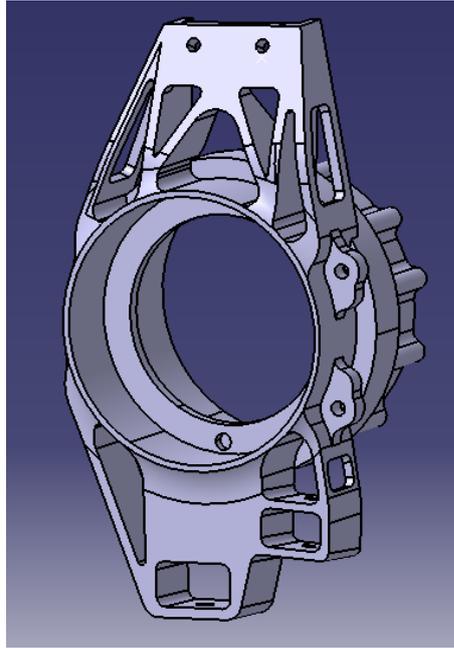


Figura 67: Montante rear, iterazione 3

In questa iterazione si è lavorato sulla parte posteriore del montante assottigliando la cava fino ad avere uno spessore di 3 mm. Si sono anche aperte le nervature laterali nella zona dell'upper control arm. Invece nella zona del lower control arm si è raccordato più ampio per distribuire meglio le tensioni.

- Iterazione 4

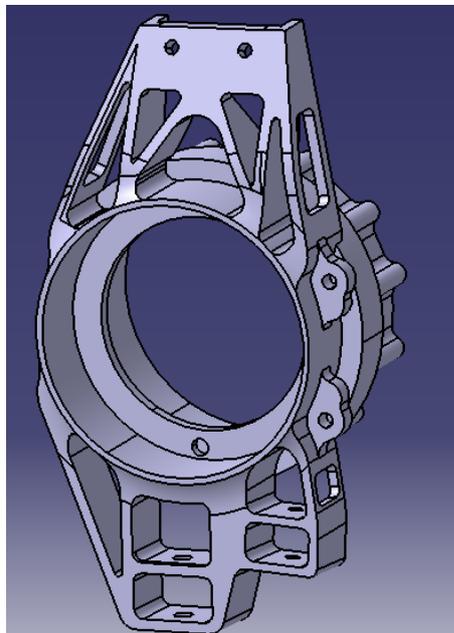


Figura 68: Montante rear, iterazione 4

In questa iterazione si è solamente resa passante la tasca del lower control arm.

- Iterazione 5

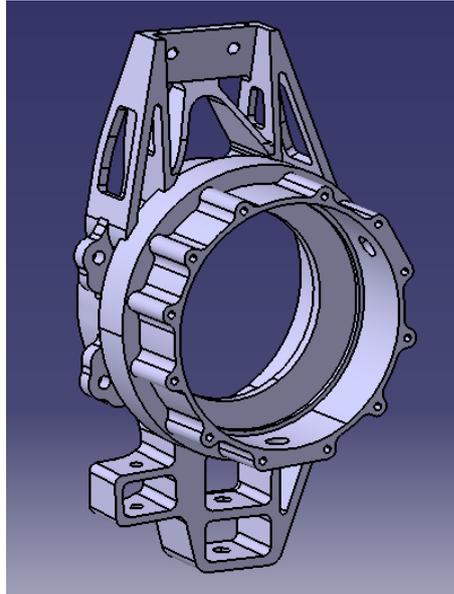


Figura 69: Montante rear, iterazione 5

Sono state assottigliate le nervature dell'upper control arm fino a portarle a uno spessore di 4 mm e quelle più interne sono state forate per togliere ancora peso; la direzione della tasca di alleggerimento è tale da essere realizzato con lo stesso riposizionamento della tasca più esterna. L'attacco del tie rod è stato alleggerito dalle nervature poiché molto scarico.

- Iterazione 6

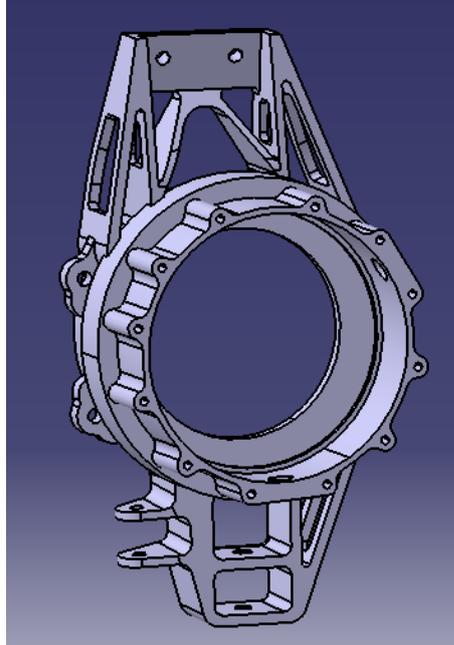


Figura 70: Montante rear, iterazione 6

L'attacco del tie rod è stato completamente alleggerito, si è lasciato solo l'appoggio necessario per vincolare il braccetto.

Non risulta più possibile geometricamente togliere altro materiale anche se dal punto di vista di rispetto dei target si sarebbe potuto proseguire. Risulta quindi questa la forma finale del montante.

Front

- Iterazione 1

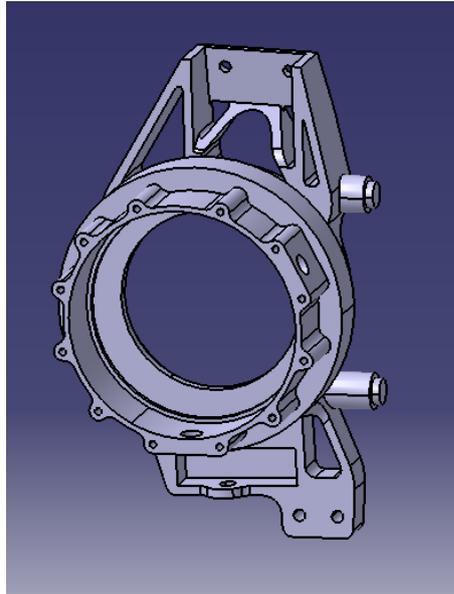


Figura 71: Montante front, iterazione 1

Si è cercato di avere una geometria simile a quella del rear, compatibilmente con la geometria dei punti sospensione. La parte superiore non sembrava comunque soddisfacente a causa della sua forte non simmetria e sarà modificata successivamente.

- Iterazione 2

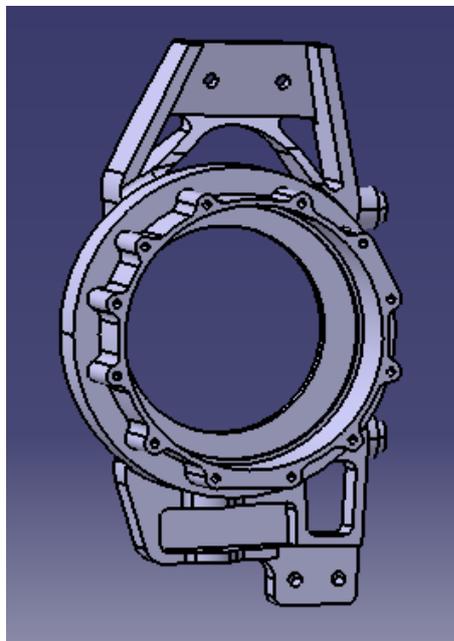


Figura 72: Montante front, iterazione 2

Si è passati da tre nervature a solo due per l'attacco dell'upper control arm. Si è anche modificata la zona del tie rod: l'attacco della pinza freno risulta affogato nella nervatura e la tasca di alleggerimento ha una geometria più lineare e facile da costruire.

- Iterazione 3

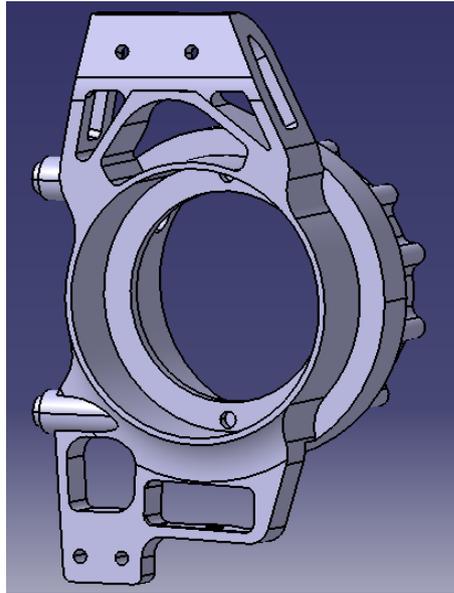


Figura 73: Montante front, iterazione 3

Si è alleggerita la parte posteriore del montante fino ad ottenere sulla cava trasmissione uno spessore di 3 mm. Si è anche resa passante la tasca del lower control arm, facilitando così le operazioni di montaggio e smontaggio e riducendo la massa.

- Iterazione 4

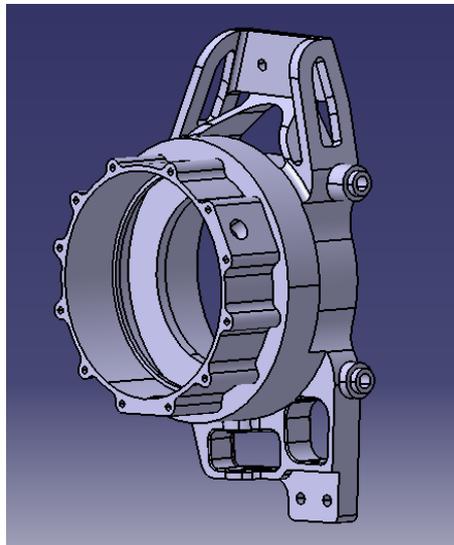


Figura 74: Montante front, iterazione 4

E' stata alleggerita ulteriormente la zona per l'attacco del tie rod. Tutto il montante è stato raccordato ed è pronto per la produzione.

Questo processo iterativo risulta molto lungo per il bisogno di costruire un modello agli elementi finiti di validazione ad ogni iterazione. Risulta però necessario perché è l'unico modo per garantire di essere sempre nelle condizioni dei target richiesti. La riduzione di peso è notevole nelle prime iterazioni e poi si stabilizza intorno al valore finale. Segue un grafico che mostra la riduzione di peso ad ogni iterazione;

l'iterazione zero rappresenta il grezzo di partenza, 2,669 Kg per il montante front e 3,103 Kg per il montante rear.

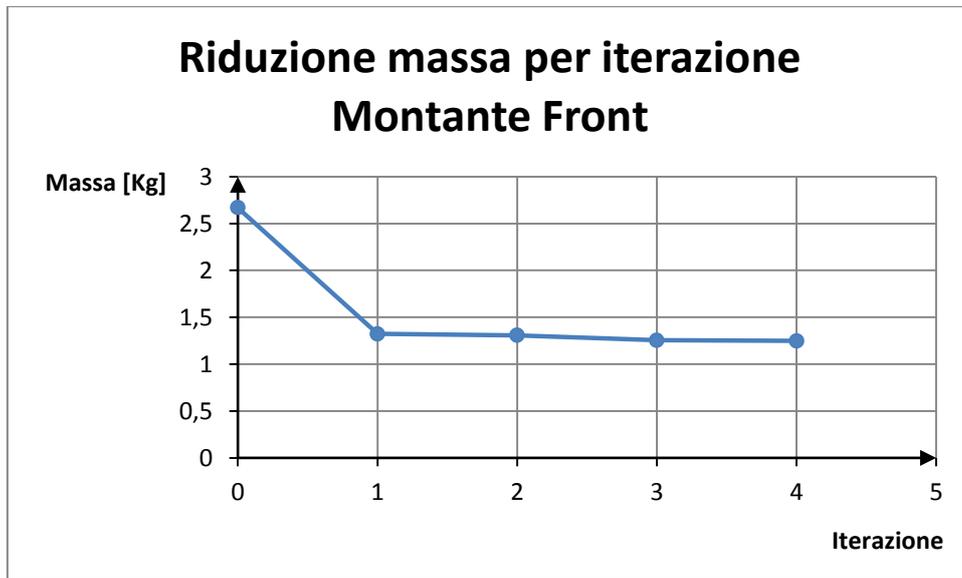


Figura 75: Riduzione della massa per ogni iterazione del montante front



Figura 76: Riduzione della massa per ogni iterazione del montante rear

Seguono i risultati solo per l'ultima e definitiva configurazione dei montanti in tutti i casi di carico.

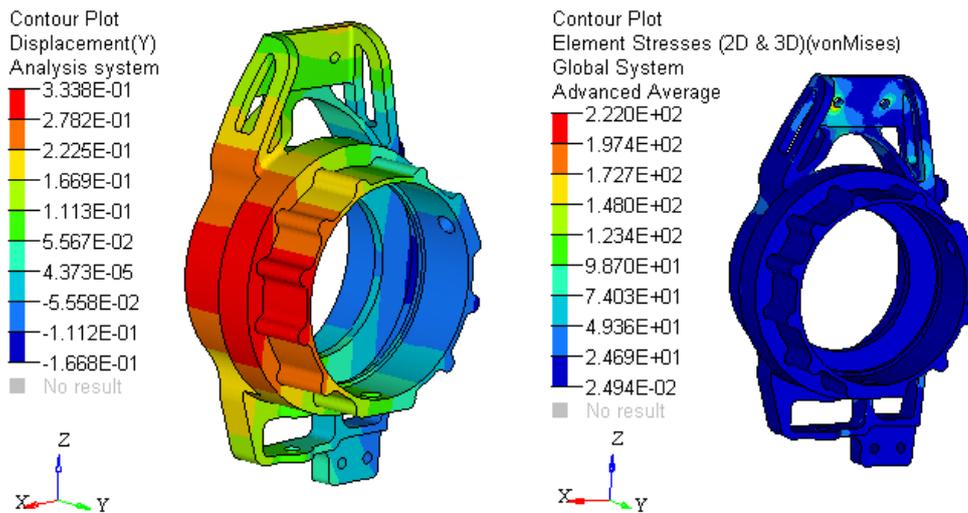


Figura 77: Caso di carico "Braking" per il montante anteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni

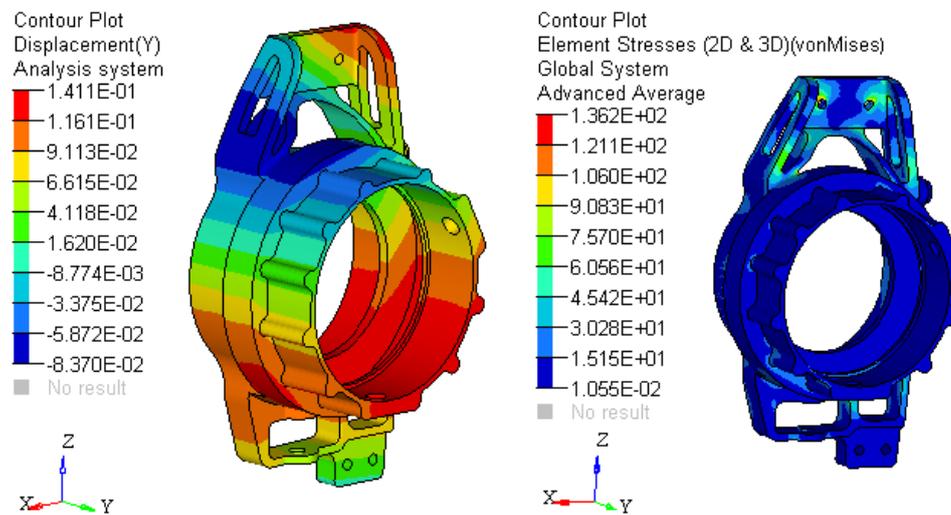


Figura 78: Caso di carico "Turn" per il montante anteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni

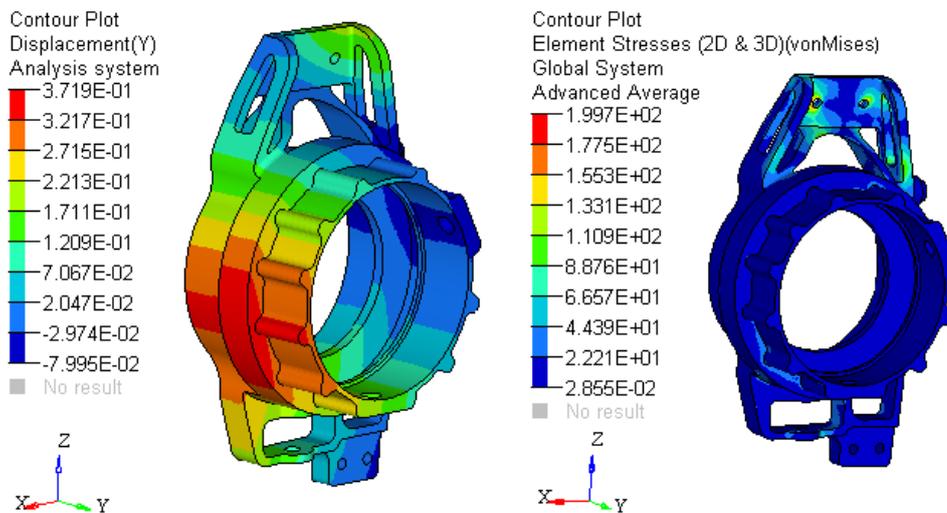


Figura 79: Caso di carico "Brake in Turn" per il montante anteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni

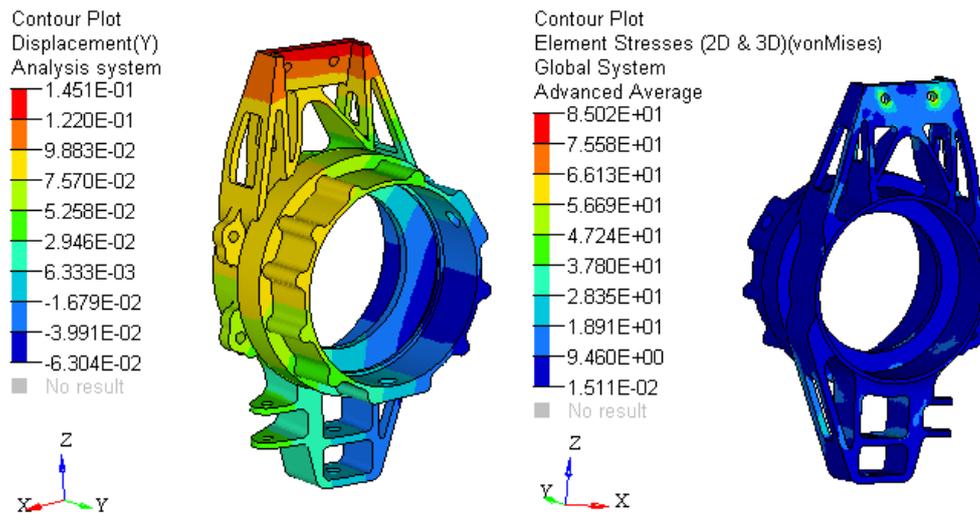


Figura 80: Caso di carico "Accelerazione" per il montante posteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni

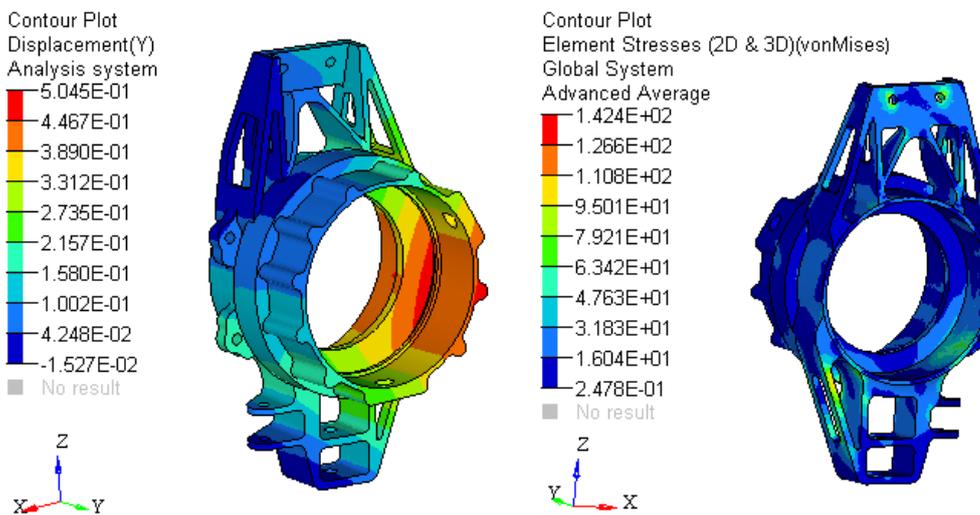


Figura 81: Caso di carico "Turn" per il montante posteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni

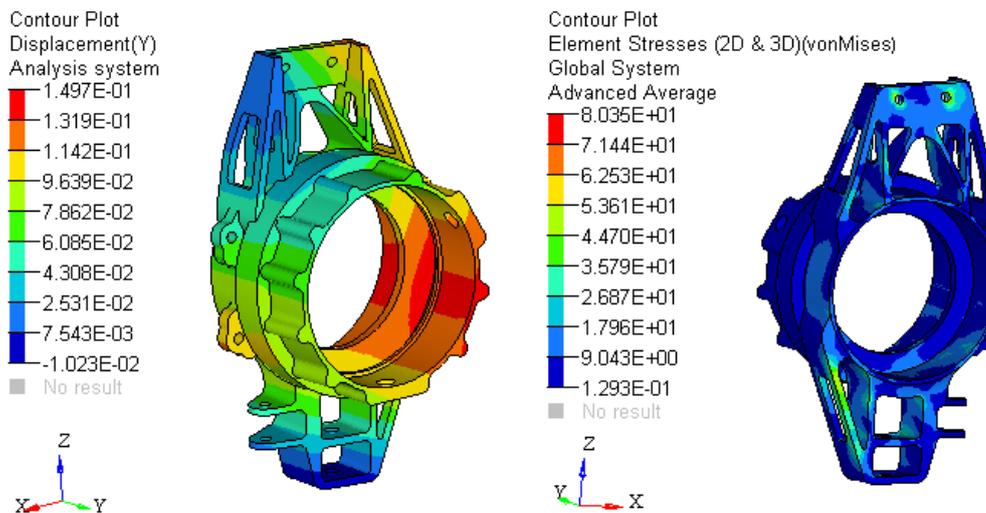


Figura 82: Caso di carico "Brake in Turn" per il montante posteriore; a sinistra le deformazioni e a destra le tensioni

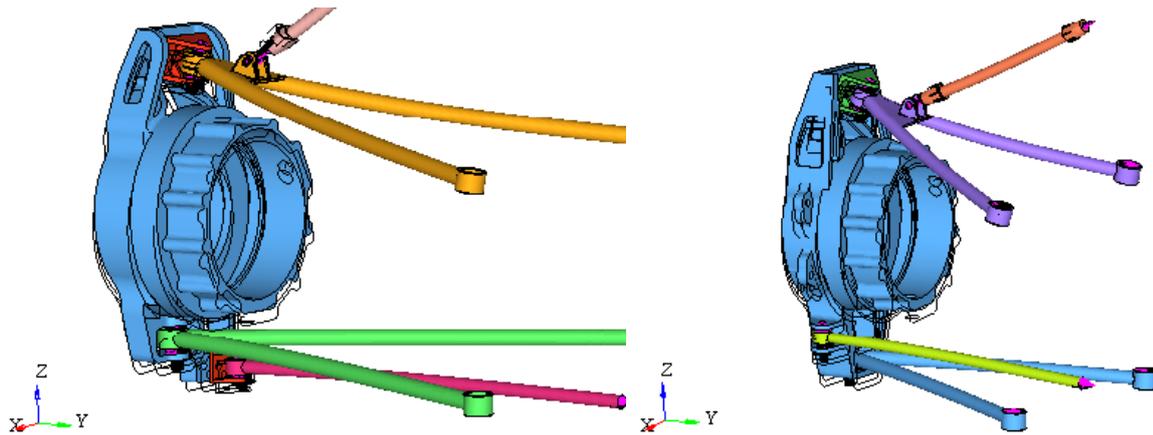


Figura 83: Configurazione deformata con fattore di scala 25 del montante front a sinistra e rear a destra

Seguono i risultati numerici per le variazioni di angoli in tutti i casi di carico:

| | Scocca | Misurato sulla cava | tot | Target | Load case |
|---------------------|--------|---------------------|-------|--------|---------------|
| Δ camber [°] | 0,019 | 0,243 | 0,262 | <0,3 | Braking |
| Δ toe [°] | - | 0,170 | 0,170 | <0,2 | |
| Δ camber [°] | 0,012 | 0,069 | 0,081 | <0,3 | Turn 2g |
| Δ toe [°] | - | 0,063 | 0,063 | <0,2 | |
| Δ camber [°] | 0,014 | 0,265 | 0,279 | <0,3 | Brake in turn |
| Δ toe [°] | - | 0,147 | 0,147 | <0,2 | |

Tabella 5: Variazioni di camber e di toe per il montante front

| | Scocca | Misurato sulla cava | tot | Target | Load case |
|---------------------|--------|---------------------|-------|--------|---------------|
| Δ camber [°] | 0,019 | 0,066 | 0,085 | <0,3 | Acceleration |
| Δ toe [°] | - | 0,077 | 0,077 | <0,2 | |
| Δ camber [°] | 0,015 | 0,074 | 0,089 | <0,3 | Turn 2g |
| Δ toe [°] | - | 0,145 | 0,145 | <0,2 | |
| Δ camber [°] | 0,008 | 0,086 | 0,094 | <0,3 | Brake in turn |
| Δ toe [°] | - | 0,135 | 0,135 | <0,2 | |

Tabella 6: Variazioni di camber e di toe per il montante rear

Gli stress massimi sono di 108 MPa sul montante rear nel load case Turn 2g e di 130 MPa sul montante front nel load case Braking.

3.2.1.8. Verifiche a fatica

Il montante risulta sollecitato alternativamente a flessione, risulta quindi necessario uno studio della vita a fatica del componente. Come già detto, l'Ergal, come tutti gli alluminio, non presenta un asintoto nella caratteristica numero di cicli-tensione pertanto non è possibile assicurare una vita infinita del componente. Bisogna però anche tenere in considerazione l'applicazione del componente progettato: la vettura SC 17 è stata progettata nell'ottica di dover gareggiare una sola stagione e quindi verificare la vita a fatica per un milione di cicli risulta sicuramente un approccio conservativo.

Facendo riferimento al grafico in figura 47 tensione durata dell'Ergal, il limite di fatica del materiale per un milione di cicli risulta essere circa 145 MPa. Il limite di fatica del componente si ottiene peggiorando quello del materiale con opportuni coefficienti che tengono conto dell'effetto di intaglio, delle dimensioni, della rugosità superficiale e del tipo di carico di lavoro; tali coefficienti risultano difficili da determinare a causa

della complessa geometria e vengono stimati globalmente pari a 0,9 per stare dalla parte della sicurezza. Si ottiene così un limite di fatica del componente di 130 MPa. Tale valore deriva da tante approssimazioni e verrà utilizzato nella fase di verifica del progetto, ossia dovrà risultare verificato che la tensione equivalente massima sul componente (ottenuta da analisi FEM) sia minore del limite di fatica del componente. In base all'analisi precedente, il componente è verificato. Bisogna precisare che però non tutte le componenti di carico sono alternate e bisognerebbe effettuare un'analisi più precisa che tenga conto del carico medio (peso della vettura) e dei carichi variabili (trazione e frenatura). Questo rimane un punto aperto che potrebbe essere approfondito nello studio della vettura della stagione successiva.

3.2.1.9. Produzione

Nella fase di progetto si è posta particolare attenzione per cercare di ottenere geometrie molto semplici e più facili da realizzare di quelle della soluzione tecnica precedente. Il primo step è stato quello di evitare i sottosquadri, irrealizzabili con un processo di fresatura. Già durante la fase di design si è cercato di ottenere geometrie che implicassero il minor numero di riposizionamenti in macchina possibili: una facilità nella produzione fa abbassare i costi e i tempi di lavoro. Si è anche cercato, per quanto possibile, di standardizzare i dettagli su ciascun pezzo: un esempio sono i raggi di raccordo tutti uguali a 5 mm; in questo modo i tempi di set up e di cambio utensile diminuiscono decisamente. Infine si è fatta una verifica di fattibilità: in collaborazione con l'azienda che ha messo a disposizione le macchine utensili si è preparato il ciclo di processo e si è verificato che fosse tutto realizzabile.

Seguono le tavole dei montanti anteriori e posteriori e la spiegazione dettagliata della scelta delle tolleranze.

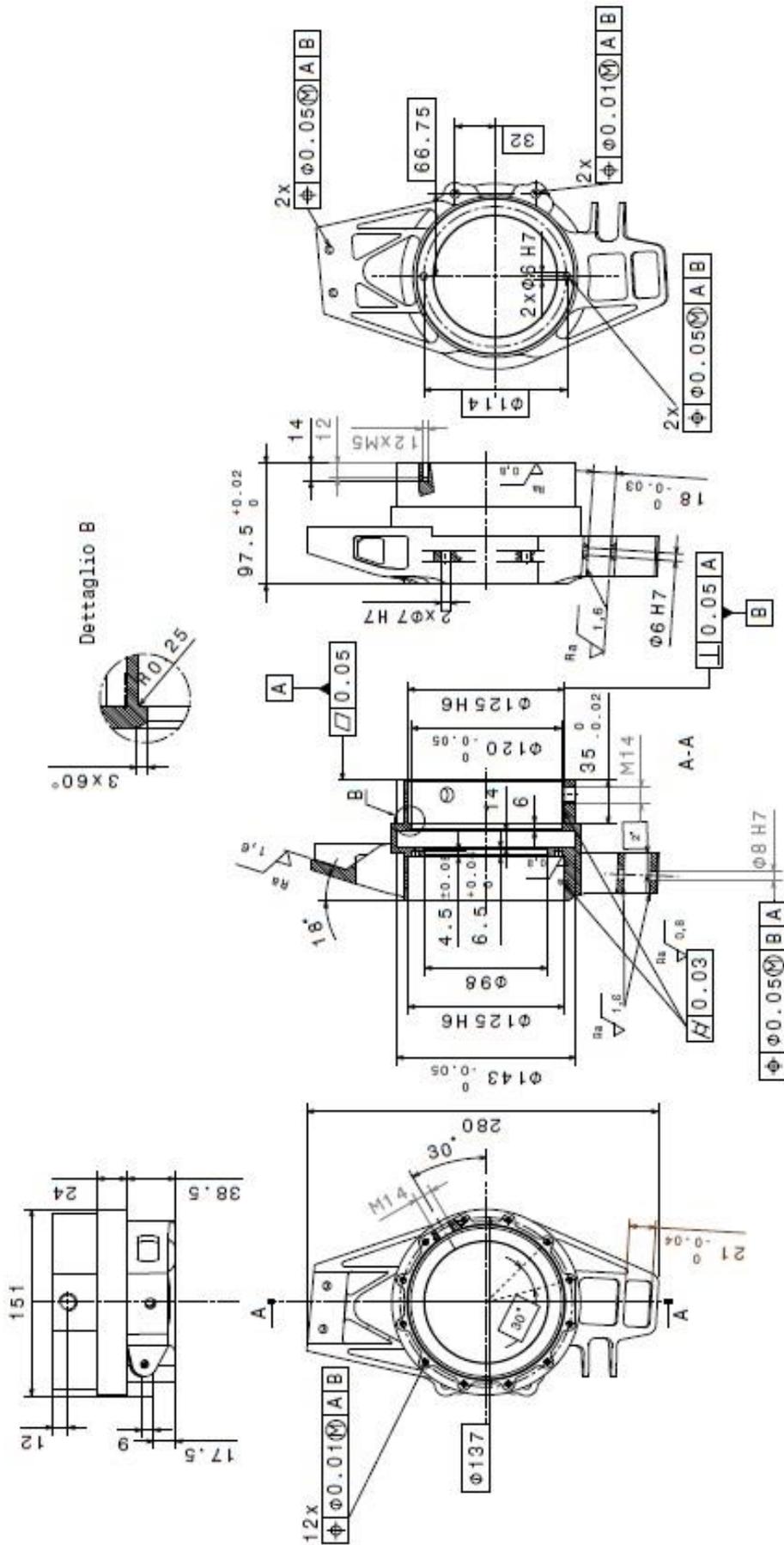


Figura 85: Tavola costruttiva del montante posteriore

Raccordi non quotati Raggio macchina
Smussi non quotati 0,5x45°

| | | | |
|--|------------------------|---|--|
| General tolerance UNI ISO 8015 Tolleranza non diversificata UNI ISO 2768-mS | CATIA V5 | Material: Ergal 7075 T6 | RESERVED RIGHTS. NOT TO BE COPIED OR USED WITHOUT PERMISSION |
| Design/responsible: Elisabetta Carboneri (347 2514354) Simone Bianco | Quantity: 1DX + 1SX | Surface/thermal treatment: Aesthetic anodizing | SC <i>diclassette</i> |
| Part: Montante rear | Scale: 1:3 | Marking: CNC Milling | |
| Division: | Date: 31/01/2017 | | |
| FORMULA STUDENT ELECTRIC 2017 | | | |

Si precisa sin da subito, che la quotatura è di tipo funzionale, ossia sono indicate solo le quote a cui fa riferimento una tolleranza specifica. Per realizzare i pezzi non sono sufficienti le tavole ma serve anche la matematica 3D; in un free form risulta necessario un approccio di questo tipo.

Il sistema di riferimento prevede come riferimento principale, datum A, la superficie di accoppiamento con la flangia motore e come datum B l'asse dell'alloggiamento dei cuscinetti ruota. Sono stati scelti questi elementi geometrici per la loro importante funzione durante il funzionamento della vettura e per la facilità di controllo di un piano e un asse. Sono stati qualificati con una tolleranza di 0,05 mm di planarità e di perpendicolarità in accordo con la quotatura GD&T. Tale tolleranza, decisamente stretta, è stata scelta per essere coerenti con le tolleranze previste per i cuscinetti e per gli accoppiamenti sospensione; non avrebbe senso dare tolleranze al centesimo ed altre al decimo. Tutti i fori sono stati poi localizzati rispetto ad A e B (ricordando di mettere per primo il riferimento perpendicolare all'asse del foro in oggetto) con una tolleranza sempre di 0,05 mm al massimo materiale: il massimo materiale permette di aumentare il range di accettabilità del pezzo senza comprometterne la funzionalità. L'ultima tolleranza geometrica assegnata è una tolleranza di cilindricità per le superfici delle sedi dei cuscinetti ruota come prevista dal manuale SKF [14]; il manuale prevedeva anche una superficie rettificata e infatti è stata assegnata anche una rugosità di 0,8.

Per quanto riguarda le tolleranze dimensionali sono state progettate in base alla funzionalità del particolare. A tutti i fori di accoppiamento delle sospensioni sono state assegnate delle tolleranze H7 considerando che la vite di collegamento è una vite con il gambo rettificato in tolleranza h8; in tal modo si ottiene un accoppiamento con gioco nullo e risulta molto preciso. La tolleranza assegnata all'alloggiamento dei conetti sospensione nel tierod e nel lower control arm è da 0 a meno una certa quantità dell'ordine dei centesimi che dipende caso per caso dalla catena di tolleranza con i conetti; si è scelta una leggera interferenza per evitare categoricamente la condizione di gioco della sospensione come previsto dal regolamento [1] e che inoltre causerebbe un cattivo funzionamento della sospensione stessa. Lo stesso sistema di tolleranza è stato usato per le alette di fissaggio delle sospensioni dove previste.

Per la quotatura degli attacchi freni si è seguito quanto consigliato dai produttori delle pinze freno, Brembo [10]. Per i diametri della cava trasmissione sono state assegnate le tolleranze previste da SKF [14] per assicurare un piantaggio dei cuscinetti con interferenza. Gli spallamenti invece sono tollerati in modo da evitare interferenze con i satelliti e la cava per le spine di centraggio della trasmissione ha la tolleranza richiesta da Barufaldi, costruttore delle trasmissioni. Infine al raggio di raccordo dove si appoggia il cuscinetto ruota non è stata assegnata una tolleranza specifica in quanto le tolleranze generali per una dimensione così piccola prevedono già una tolleranza di $\pm 0,05$.

Infine, la finitura superficiale ottenibile con il processo di fresatura normale è di 1,6; è stata richiesta un'operazione di rettifica, quindi una rugosità di 0,8, solo sulle superfici di accoppiamento dei cuscinetti e sulla faccia di accoppiamento con il motore.

E' stata previsto poi, come per tutti i componenti in Ergal, come trattamento superficiale l'anodizzazione estetica. Questo permette di proteggere la superficie da piccoli danneggiamenti e attribuisce una finitura estetica in accordo con la livrea della macchina. L'unico componente che fa eccezione è il monodado per il quale è stata prevista un'anodizzazione dura: tale processo prevede il deposito sulla superficie di uno strato di resina epossidica di spessore non trascurabile, per garantire una protezione maggiore della superficie. Il monodado in fase di chiusura a coppia delle ruote rischia di essere sbeccato sugli angoli dell'esagono, con il processo di anodizzazione dura questo si può prevenire. In entrambi i processi le filettature e le parti con tolleranze strette vanno protette perchè il deposito di resina, per quanto piccolo, potrebbe causare una non conformità rispetto alle tolleranze dimensionali.



Figura 86: Montanti della vettura SC 17 dopo la fresatura

3.2.2. Distanziale

Il distanziale ruota ha come compito principale quello di mantenere in posizione i componenti all'interno della ruota. In particolare questo va a definire la distanza tra il mozzo ruota, la campana freno e il cerchione. Nella fase di design si pone dunque particolare attenzione allo spessore del distanziale e alla sua interfaccia con gli altri componenti. E' stata già citata in precedenza l'esigenza di ottimizzare il peso delle Masse non Sospese, quindi anche il distanziale ruota dovrà essere progettato cercando di contenerne il peso. Infine il distanziale è un elemento strutturale: è necessario controllare le tensioni e le deformazioni in esercizio per valutare la sua corretta funzionalità. Tale componente nella storia del team non era più stato riprogettato dal 2012 in quanto quella soluzione tecnica risultava funzionale e ottimizzata dal punto di vista del peso. Per la vettura SC 17 risulta necessaria una riprogettazione poiché i cerchioni scelti presentano 4 spine e non 3 come nelle precedenti stagioni. Questo rappresenta un vincolo per la fase di progettazione.



Figura 87: Distanziale ruota

3.2.2.1. *Definizione della geometria*

Per la definizione della geometria è stato inizialmente definito un grezzo che rispettasse i vincoli di interfaccia con gli altri componenti dell'assieme. Prima di tutto è stata definita la posizione dei fori spina per l'accoppiamento con il nuovo cerchione: il cerchio presenta 16 fori spina perciò il numero minimo di spine necessario per il corretto accoppiamento torsionale dei componenti risulta essere 4. La scelta migliore per disporre le 4 spine, considerando il bilanciamento della massa rotante, sarebbe una distribuzione simmetrica ossia una spina ogni 90°; tale via non è percorribile perché in corrispondenza di tali angoli non è presente un foro spina sul cerchione. La distribuzione delle spine più vicina alla condizione di simmetria risulta essere: 0 gradi, 67,5 gradi, 180 gradi e 27,5 gradi.

Il secondo aspetto importante per la progettazione del distanziale ruota è la distanza da imporre con il suo spessore. Tale distanza vale 24 mm ed è stata determinata per sottrazione andando a posizionare tutti gli altri componenti in assieme sul CAD. In questo modo vengono garantite le distanze relative necessarie tra campana freno, mozzo e cerchione e viene anche garantita la corretta realizzazione della carreggiata voluta.

Infine si vuole garantire l'interfaccia con gli altri componenti: su entrambi i lati in cui il distanziale ruota fa battuta, la superficie di contatto è la medesima degli altri componenti. La parte centrale è scavata e su di essa sono ricavati dei "dentini" di centraggio del distanziale sul mozzo.

La restante parte di geometria viene definita in funzione di un'ottimizzazione agli elementi finiti avente l'obiettivo di ridurre la massa del componente. Tale ottimizzazione verrà discussa nel paragrafo successivo; si riporta adesso la geometria finale del distanziale ruota.

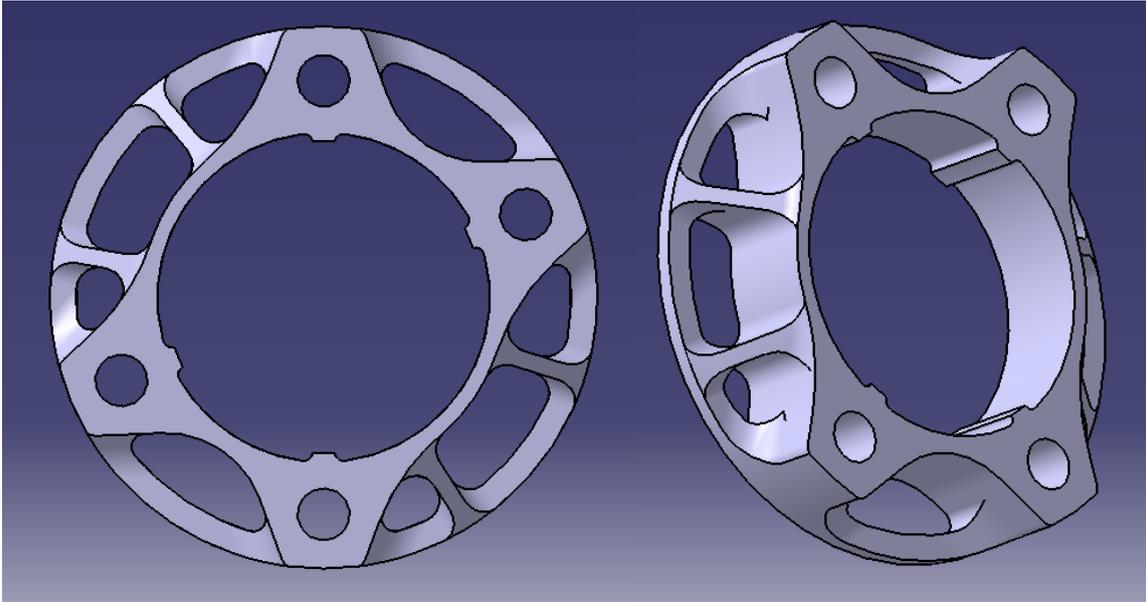


Figura 88: Geometria del distanziale ruota

Si riporta la tavola costruttiva del distanziale. Questo viene realizzato in Ergal 7075 per gli stessi motivi già citati per il montante. Viene realizzato dal pieno con un tecniche di tornitura e fresatura. Si ricorda che la tavola presenta una quotatura di tipo funzionale, ossia vengono riportate solo le quote a cui fa riferimento una tolleranza mentre le altre quote vengo acquisite da matematica CAD. Le tolleranze geometriche più importanti sono ovviamente quelle per la localizzazione dei fori spina, mentre le tolleranze dimensionali più rilevanti sono sempre sui fori spina a cui viene assegnata una tolleranza H7 considerando di utilizzare spine m6, come consigliato dal manuale dell'ingegnere [15], e sullo spessore del distanziale a cui viene assegnata una tolleranza al centesimo per le motivazioni funzionali sopracitate. E' stato richiesto anche un trattamento di anodizzazione estetica per proteggere il componente da eventuali urti superficiali.

3.2.2.2. Analisi FEM

Per le analisi agli elementi finiti è stato considerato il caso di carico più critico a cui il distanziale è sottoposto in esercizio, ossia il serraggio della ruota. In fase di serraggio viene esercitata una coppia di 550 Nm con una chiave dinamometrica. È stato costruito un modello per l'ottimizzazione della geometria e poi un modello per la verifica statica della geometria finale.

Il modello dell'ottimizzazione prevede di partire dalla geometria del grezzo e su di essa realizzare una mesh con fittezza della griglia pari a 0,5 mm per rendere più precisa l'ottimizzazione. Successivamente vengono assegnate le proprietà del materiale, vincolata una faccia e sull'altra imposto il carico utilizzando un elemento RBE3. A questo punto vengono impostati i parametri dell'ottimizzazione: viene impostato come obiettivo minimizzare la massa e come vincolo di non superare il centesimo di deformazione sotto carico. Viene infine definito il volume su cui il solutore può togliere massa (in verde nella *figura 90*) e il volume in cui non può perché esso è necessario per le funzionalità del distanziale (in arancione nella *figura 90*).

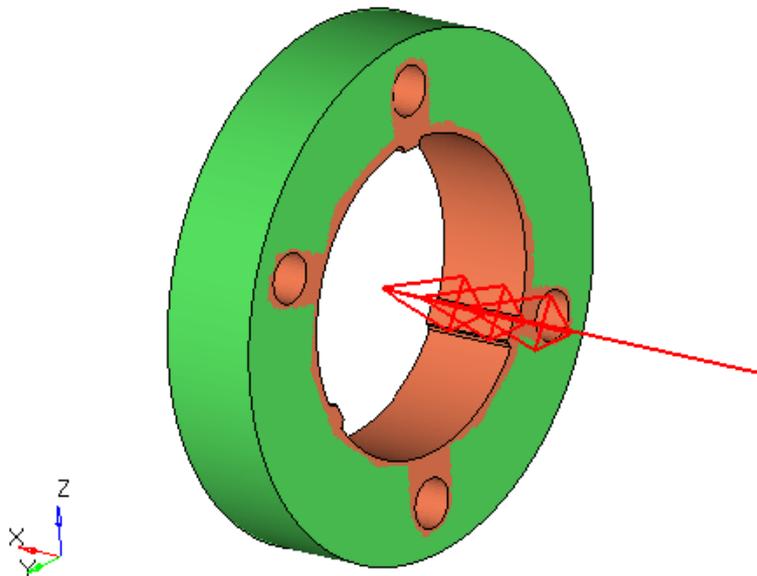


Figura 90: Modello per l'ottimizzazione del distanziale ruota

Si riportano adesso i risultati dell'ottimizzazione. Osservando i risultati si può dedurre che non è necessario alcun materiale oltre quello in prossimità dei fori spina per garantire una deformazione inferiore al centesimo. Chiaramente una soluzione del genere non è realizzabile nella pratica ma si traduce nella completa libertà di forme per raccordare le due superfici del distanziale. Tale zona è stata poi disegnata in modo che fosse il più leggera possibile e che permettesse di realizzare il distanziale su una fresa a 3 assi, nell'ottica di contenere anche i costi e i tempi di produzione.

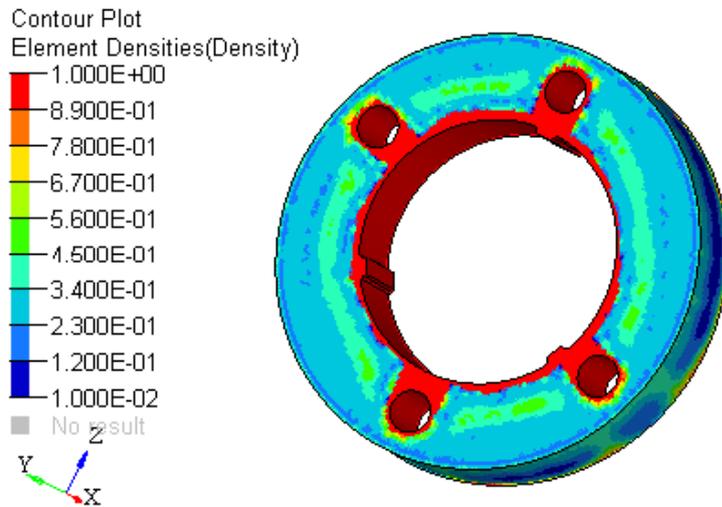


Figura 91: Risultati dell'ottimizzazione del distanziale ruota

Definita la geometria ottimizzata, è stato realizzato un modello per verificare le tensioni e le deformazioni del componente definitivo. Tale modello è del tutto analogo al modello realizzato per l'ottimizzazione con l'accortezza di fermarsi a realizzare un'analisi statica.

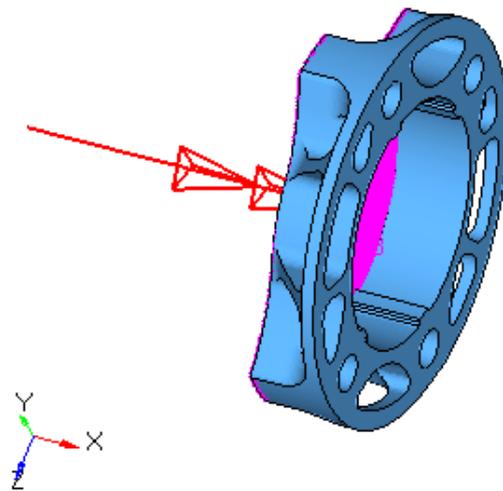


Figura 92: Modello per la verifica statica del distanziale ruota

Si riportano adesso i risultati in termini di tensioni e di deformazioni. Come si può vedere le tensioni sono molto basse, in media dell'ordine delle decine di MPa, e le deformazioni sono inferiori al centesimo. Questi risultati sono più che accettabili e la geometria del distanziale risulta validata.

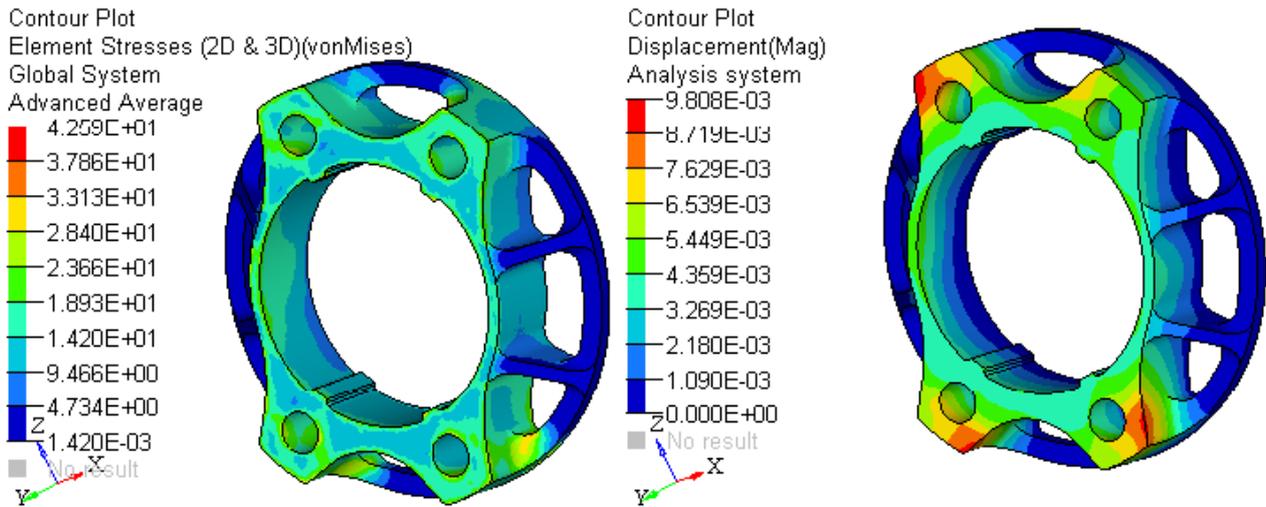


Figura 93: Tensioni a sinistra e deformazioni a destra del distanziale ruota in esercizio

3.2.3. Assemblaggio dell'assieme Masse non Sospese

E' stato previsto un ciclo di montaggio e smontaggio.

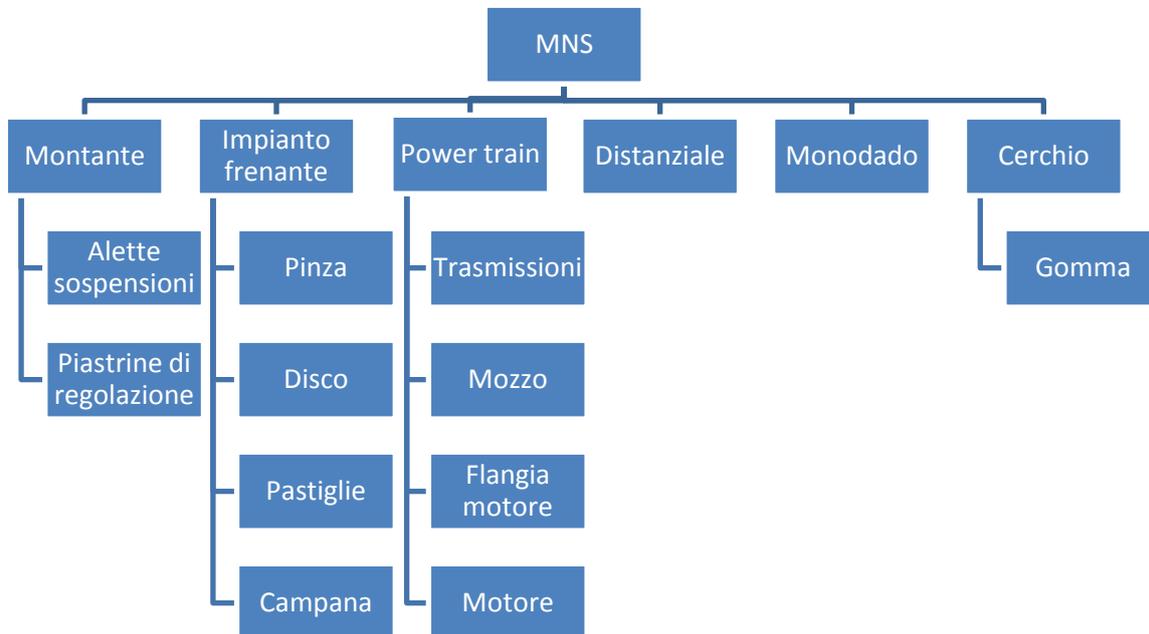


Figura 94: Architettura dell'assieme Masse non Sospese

- A. Assemblaggio disco freno, campana freno, nottolini, rasamenti e molle a tazza
- B. Tallonamento gomme sul cerchio
- C. Assemblaggio mozzo e trasmissioni all'interno del montante

Le operazioni A, B, C si possono svolgere in parallelo per ridurre i tempi.

- D. Assemblaggio pinza freno, disco freno e pastiglie sul montante
- E. Assemblaggio distanziale sul mozzo
- F. Fissaggio del disco e del distanziale sul mozzo con quattro spine
- G. Assemblaggio alette sospensione e piastrine di regolazione sul montante
- H. Fissaggio del gruppo MNS al telaio attraverso il fissaggio delle alette sospensione ai braccetti sospensione già solidali alla scocca
- I. Assemblaggio della flangia motore, con già calettato il motore, sul montante
- J. Assemblaggio del cerchione sul mozzo
- K. Avvitamento e chiusura alla coppia di serraggio del monodado sul mozzo.



Figura 95: Fotografia dell'assieme Masse non Sospese

3.3. Sospensioni

Prima di iniziare una descrizione dei componenti facenti parte dell'assieme, è necessario sottolineare che la progettazione dei componenti segue quelle degli Hard Points. Gli Hard Points rappresentano la cinematica del veicolo la quale definisce come il telaio si muove relativamente alle ruote e come avviene il contatto dei pneumatici e il suolo. Gli Hard Points vengono forniti dalla sezione di dinamica veicolo. Questi punti geometrici rappresentano il centro degli snodi sferici di tutti i punti notevoli della sospensione. Per garantire la cinematica e la dinamica voluta bisogna considerare gli Hard Points come un vincolo per la progettazione. Esiste però un margine di compromesso: è possibile, come infatti è successo in questo progetto, che attorno a tali punti non fosse possibile costruire la geometria dei componenti per problemi di interferenza. I punti vengono allora modificati e la cinematica viene rivista con un processo iterativo e cooperativo tra la sezione di dinamica e quella strutturale. Si riportano le coordinate degli Hard Points definitivi.

| | x | y | z |
|-----------------------------------|------|----------|------|
| UCAF inner front | 90 | -241,373 | 60 |
| UCAF inner rear | -182 | -241,647 | 50 |
| UCAF outer | -20 | -561 | 110 |
| LCAF inner front | 94 | -238,941 | -105 |
| LCAF inner rear | -184 | -239,726 | -95 |
| LCAF outer | 0 | -573,000 | -95 |
| Push rod outer (braccetti) | -20 | -510 | 120 |
| Push rod inner (rocker) | -20 | -262 | 318 |
| TIE rod outer | -50 | -551 | -120 |
| Tie rod inner | -50 | -200 | -123 |
| DAMPER to rocker | -20 | -221,6 | 350 |
| DAMPER to body | -20 | -40 | 345 |
| asse ruota | 0 | -515 | 0 |
| centro ruota | 0 | -600 | 0 |
| ROCKER pivot | -20 | -218 | 275 |
| ROCKER pivot axis | 0 | -218 | 275 |
| Blade link left | -115 | -29 | 334 |
| Blade link right | 75 | 29 | 334 |
| Blades center | -20 | 0 | 334 |
| Rocker link left | -50 | -236 | 317 |
| Rocker link right | 10 | 236 | 317 |

Tabella 10: Hard Points anteriori

| | x | y | z |
|-------------------------|-------|----------|------|
| UCAR inner front | -1384 | -335,474 | 64 |
| UCAR inner rear | -1590 | -325,911 | 52 |
| UCAR outer | -1520 | -540 | 120 |
| LCAR inner front | -1380 | -333,363 | -120 |
| LCAR inner rear | -1590 | -322,733 | -133 |

| | | | |
|----------------------------|-------|----------|------|
| LCAR outer | -1525 | -575 | -120 |
| Push rod outer (braccetti) | -1520 | -490 | 123 |
| Push rod inner (rocker) | -1520 | -304 | 211 |
| TIE rod outer | -1475 | -570 | -90 |
| Tie rod inner | -1475 | -329,249 | -106 |
| DAMPER to rocker | -1520 | -223 | 265 |
| DAMPER to body | -1520 | -55 | 193 |
| asse ruota | -1525 | -500 | 0 |
| centro ruota | -1525 | -600 | 0 |
| ROCKER pivot | -1520 | -258 | 168 |
| ROCKER pivot axis | -1530 | -258 | 168 |
| Blade link left | -1614 | -31 | 190 |
| Blade link right | -1426 | 31 | 190 |
| Blades center | -1520 | 0 | 190 |
| Rocker link left | -1550 | -260 | 220 |
| Rocker link right | -1490 | 260 | 220 |

Tabella 11: Hard Points posteriori

L'architettura complessiva delle Sospensioni è riportata nel seguente schema. Tutti i componenti verranno spiegati nel dettaglio in questo lavoro di tesi. Solo le molle e gli ammortizzatori sono acquistati dalla OLINGS e non progettati internamente al team.

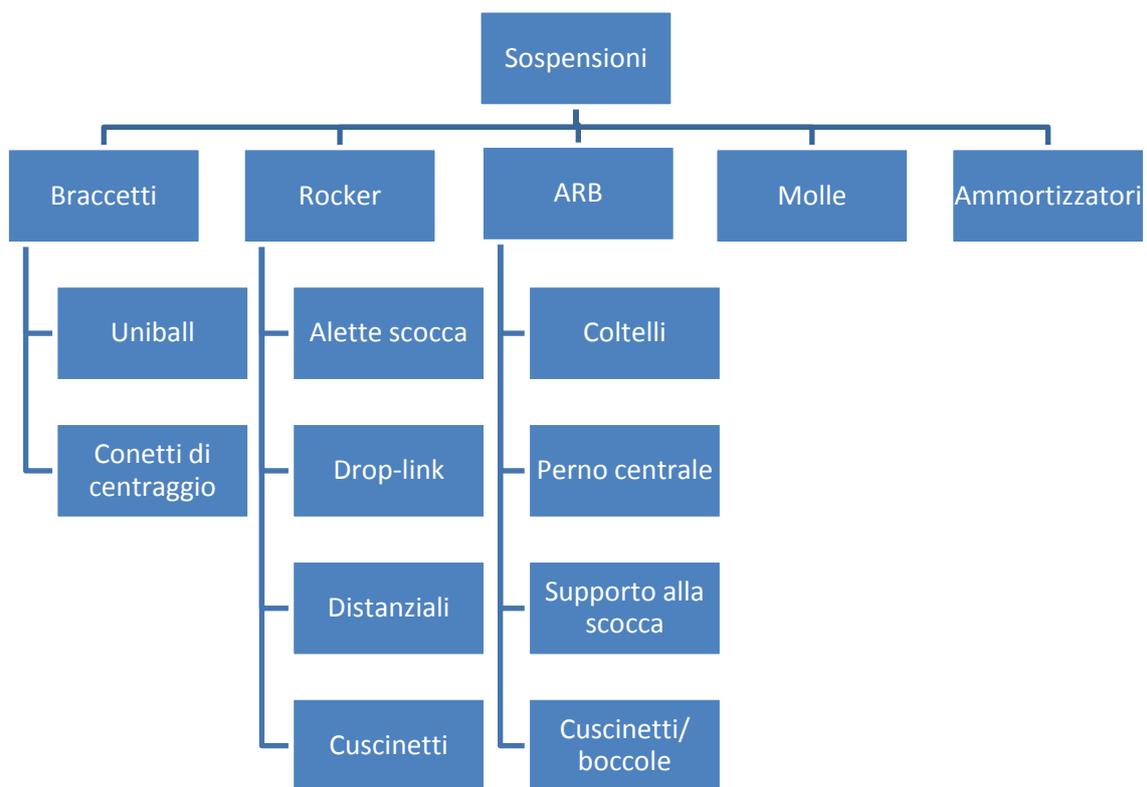


Figura 96: Architettura dell'assieme Sospensioni

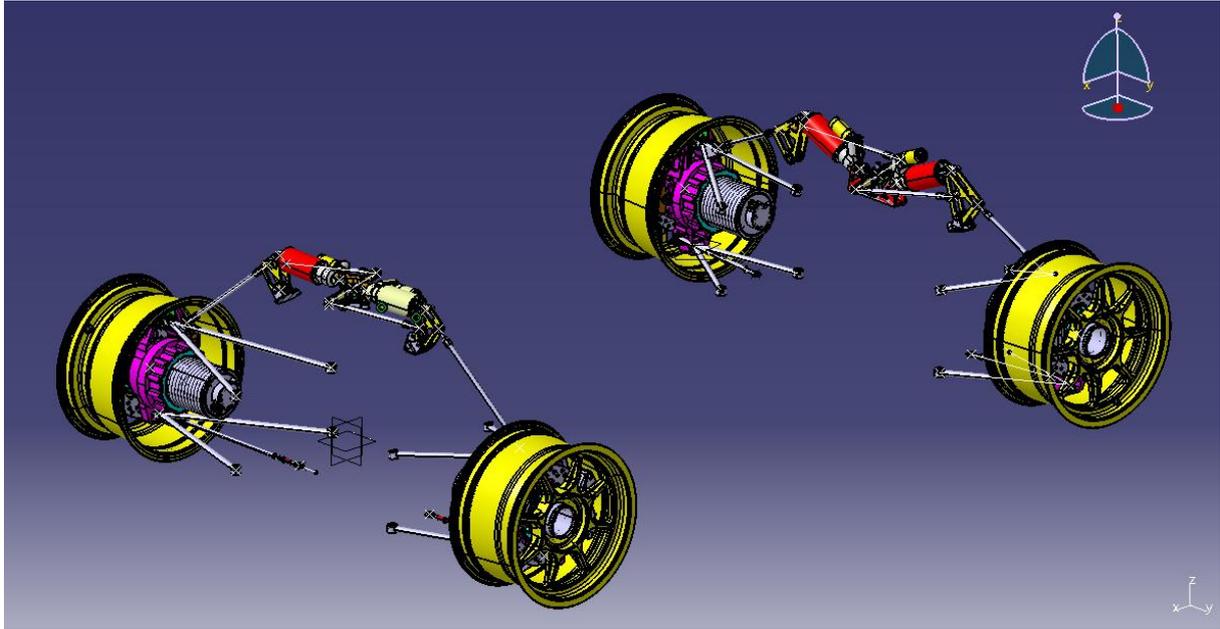


Figura 97: CAD dell'assieme Sospensioni e Masse non Sospese

3.3.1. Braccetti

I bracci sospensione sono il collegamento meccanico tra la massa sospesa e la massa non sospesa. La loro rigidità è dunque un elemento fondamentale da tenere in considerazione durante la progettazione perché andrà ad influenzare la dinamica del veicolo. Sono componenti estremamente sollecitati e fondamentali per il corretto funzionamento della vettura, pertanto è necessario garantire affidabilità e sicurezza.

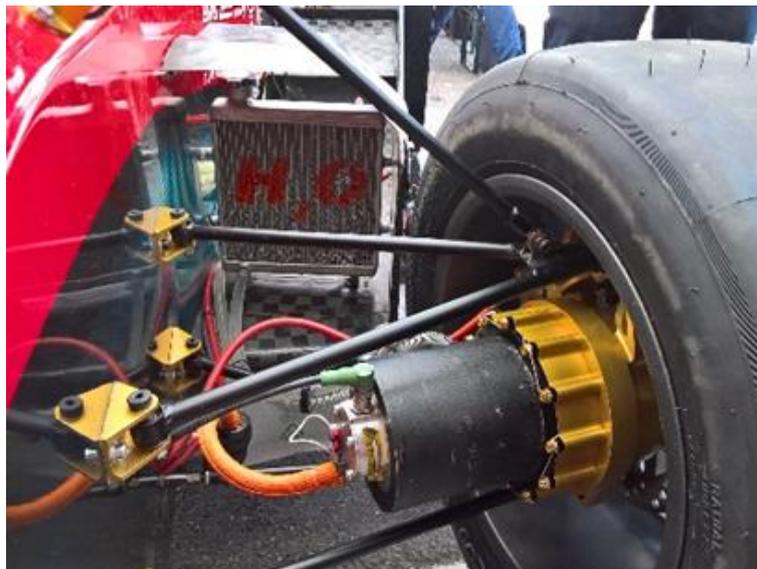


Figura 98: Braccetti della vettura SC 17

3.3.1.1. Scelta del materiale

La scelta del materiale è il primo punto da definire: dal benchmarking esistono tre possibili soluzioni. Realizzare i braccetti in acciaio permette una affidabilità maggiore e si potrebbe utilizzare il know how sviluppato all'interno del team per ottenere velocemente braccetti che garantiscono la sicurezza di una soluzione già testata negli anni. Chiaramente lo svantaggio principale di tale soluzione è il peso: l'acciaio è il materiale con la densità maggiore tra quelli considerati. La seconda possibilità potrebbe essere di realizzare degli inserti in alluminio in corrispondenza degli attacchi e incollarli su dei tubi in fibra di carbonio. In questo modo sarebbe possibile ridurre il peso ma sviluppare un progetto del genere richiede tempo e diversi tentativi in fase di produzione. L'ultima soluzione prevede di realizzare dei braccetti *full carbon*, ossia laminare direttamente l'intero triangolo. Il peso diminuirebbe e la rigidità sarebbe maggiore rispetto alla soluzione che prevede gli incollaggi. La grande incognita sarebbe in fase di produzione: questa tecnica è davvero poco usata e non esiste letteratura a cui appoggiarsi per rendere il processo più sicuro. Segue una tabella comparativa delle tecniche realizzative possibili dove il punteggio massimo per ciascuna voce è 5 asterischi.

| Tecnica produttiva | Peso contenuto | Basso costo | Affidabilità | Bassa complessità costruttiva | Tot |
|---|----------------|-------------|--------------|-------------------------------|-----|
| Acciaio saldato | * | **** | ***** | *** | 13 |
| Tubi in fibra di carbonio e inserti in Al | *** | ** | ** | ** | 9 |
| Full carbon | ***** | * | * | * | 8 |

Tabella 12: Confronto tra le varie tecniche realizzative per i bracci sospensione

Ricordando che i target per i bracci sospensione sono elevata rigidità, peso contenuto e affidabilità e che i target per l'intero progetto della vettura sono sicurezza e rispetto dei tempi a scapito del resto, la soluzione tecnica che permette di rispettare gli obiettivi è quella di realizzare i braccetti in 25CrMo4. Questo è sicuramente un aspetto che potrebbe essere ulteriormente ottimizzato nella stagione successiva.

3.3.1.2. Definizione della geometria

Per la definizione della geometria dei bracci sospensione si è realizzato un CAD parametrizzato rispetto agli Hard Points in modo che fosse possibile verificare le interferenze con gli altri componenti ed eventualmente modificare gli Hard Points fino ad ottenere una soluzione accettabile sia dal punto di vista cinematico sia dal punto di vista strutturale. I punti fissi sono i bicchierini e gli inserti, invece il diametro dei tubi verrà dimensionato poi utilizzando analisi FEM. I bicchierini devono accogliere e vincolare assialmente e radialmente lo snodo: il diametro interno del bicchierino sarà pari al diametro esterno dell'uniball e sarà presente uno spallamento e la sede per un anello Seger per vincolare assialmente lo snodo. Gli uniball sono della serie SKF GE 08C. Sono stati scelti sulla base dell'esperienza degli anni precedenti: sono uniball molto rigidi e garantiscono l'eliminazione di giochi indesiderati nelle sospensioni. Si riporta un CAD dei bicchierini.

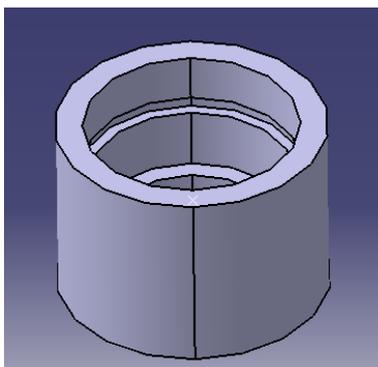


Figura 99: CAD dei bicchierini

Gli inserti per tie rod e push rod sono molto semplici: devono rendere filettata l'estremità dei tubi. Per rendere possibile le regolazioni, le filettature alle estremità di ciascun tubo devono essere una destra e una sinistra. Tali inserti sono necessari dove previsto un rod end o un inserto di regolazione; altrove sono saldati dei bicchierini. Per maggiore chiarezza, ad entrambe le estremità dei push rod sono necessari gli inserti filettati per poter avvitare i rod end, il tie rod posteriore prevede un bicchierino lato scocca e un inserto lato montante per l'accoppiamento con l'inserto di regolazione e infine il tie rod anteriore prevede ad entrambe le estremità gli inserti per poter avvitare un rod end lato cremagliera e l'inserto di regolazione lato montante.

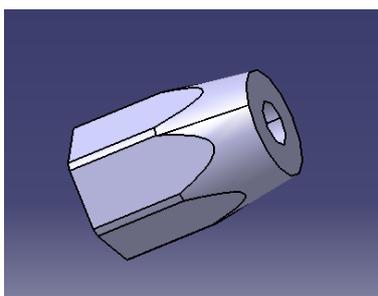


Figura 100: Inserto tie e push

L'inserto di regolazione dei tie rod è posizionato lungo la lunghezza del tubo ad una estremità per motivi di instabilità elastica: se si osserva la deformata dovuta al carico di punta per i nostri vincoli (caso 3), appare chiaro che la condizione peggiore, ossia quella con deformata massima, si ha esattamente a metà lunghezza e invece alle estremità la deformazione è minima. Per tali motivi l'inserto non è stato posizionato a metà del tubo anche se questo permetteva una regolazione più accessibile. Tale inserto è realizzato in TPR1 per garantire comunque un'elevata tensione di snervamento in caso di sollecitazioni non previste.

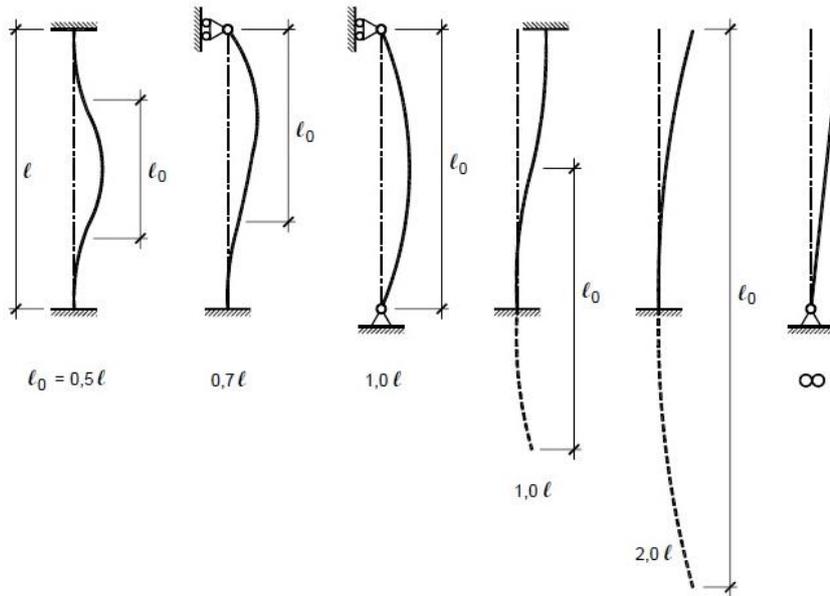


Figura 101: Deformate nel caso di carico di punta

Infine, per i triangoli superiori, è necessario studiare un sistema di accoppiamento con il push rod. Sempre nell'ottica di minimizzare il peso, una piastra funge da appoggio per le alette di afferraggio del push rod.

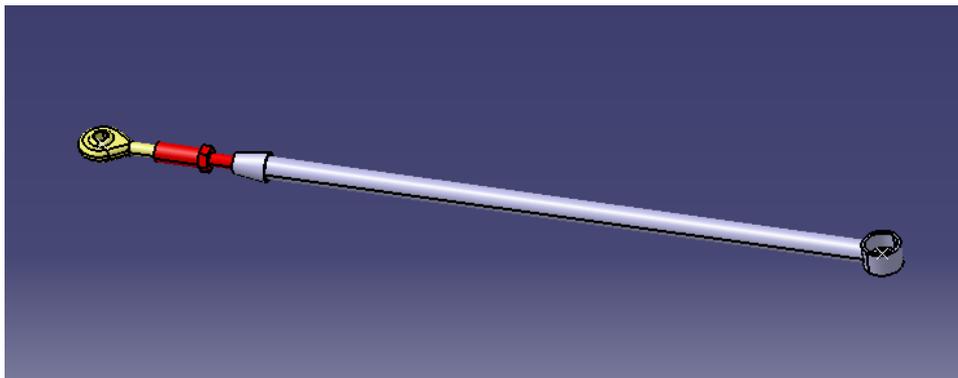


Figura 102: CAD del tie rod

3.3.1.3. Verifiche strutturali

Le verifiche strutturali fatte per i braccetti sono volte ad analizzare tre diversi aspetti: prima di tutto è stato verificato che i braccetti garantissero una certa rigidità per rientrare nei target di variazione di angolo di camber e di angolo di toe, parallelamente è stata verificata la resistenza strutturale; sono state successivamente analizzate le saldature e il buckling.

Per quanto riguarda il dimensionamento della rigidità dei braccetti si è utilizzato il medesimo modello dei montanti, già descritto nel paragrafo 3.2.1.7. La rigidità dipende dalla sezione del tubo quindi il processo è stato iterativo fino a trovare la minima sezione che garantisse il rispetto dei vincoli in ottica di riduzione del peso. Si riportano nuovamente i risultati, mettendo in evidenza tensioni e deformazioni sui componenti di interesse.

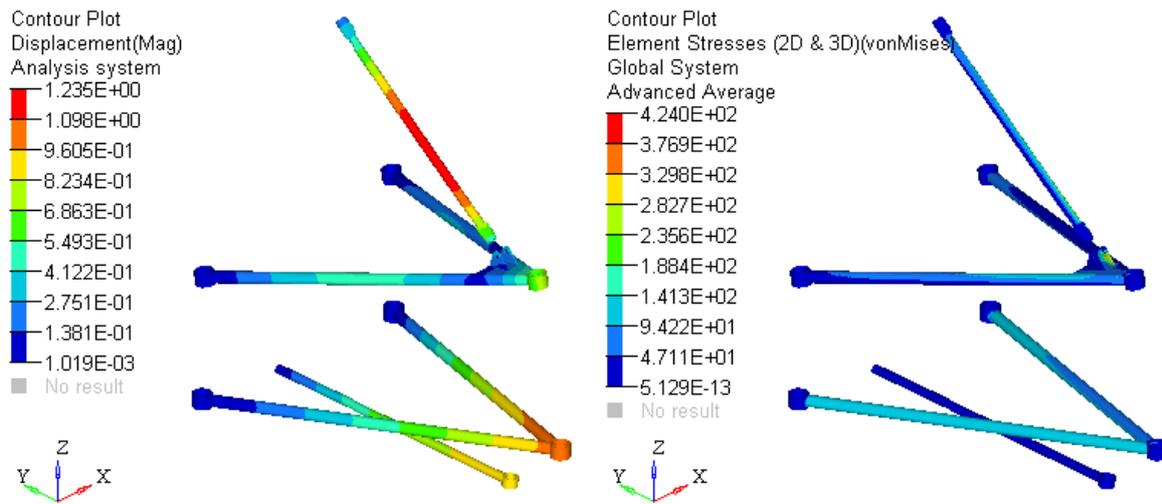


Figura 103: Deformazioni e tensioni dei bracci anteriori nel caso di carico brake

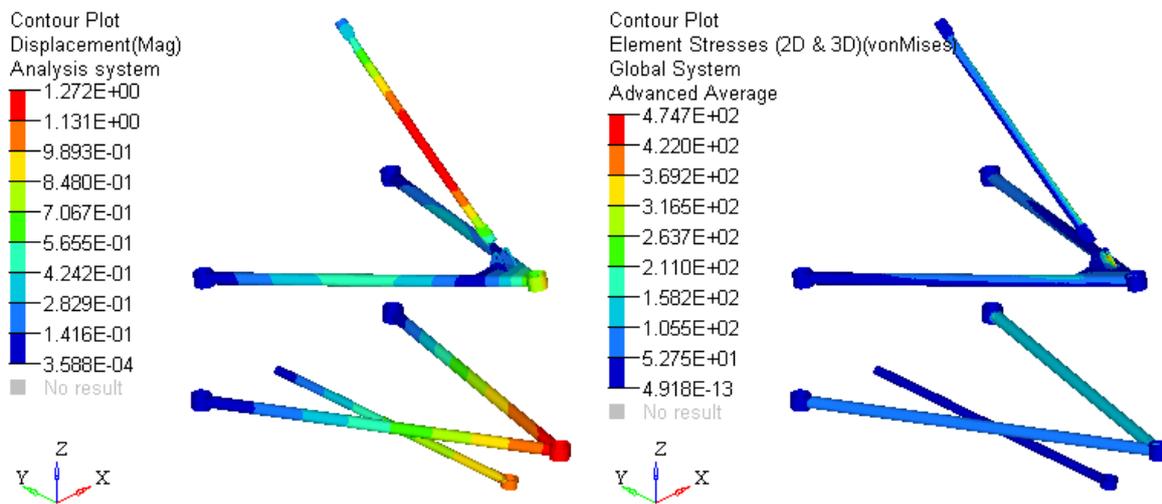


Figura 104: Deformazioni e tensioni dei bracci anteriori nel caso di carico brake in turn

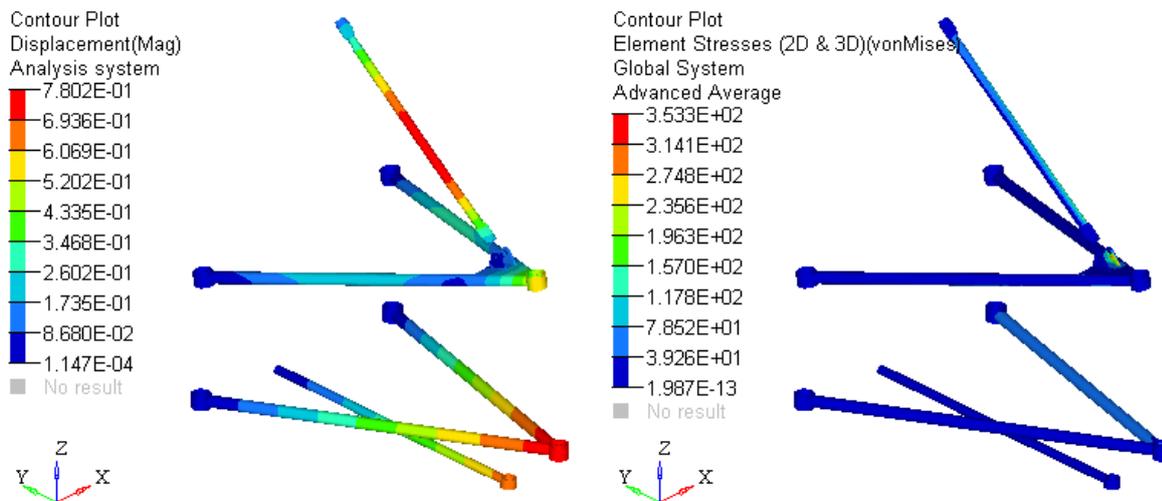


Figura 105: Deformazioni e tensioni dei bracci anteriori nel caso di carico turn

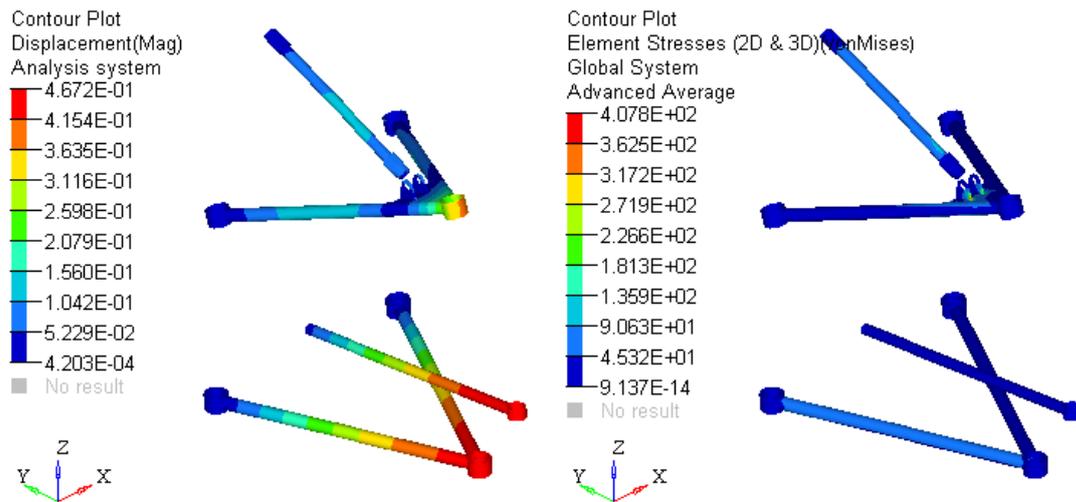


Figura 106: Deformazioni e tensioni dei bracci posteriori nel caso di carico acceleration

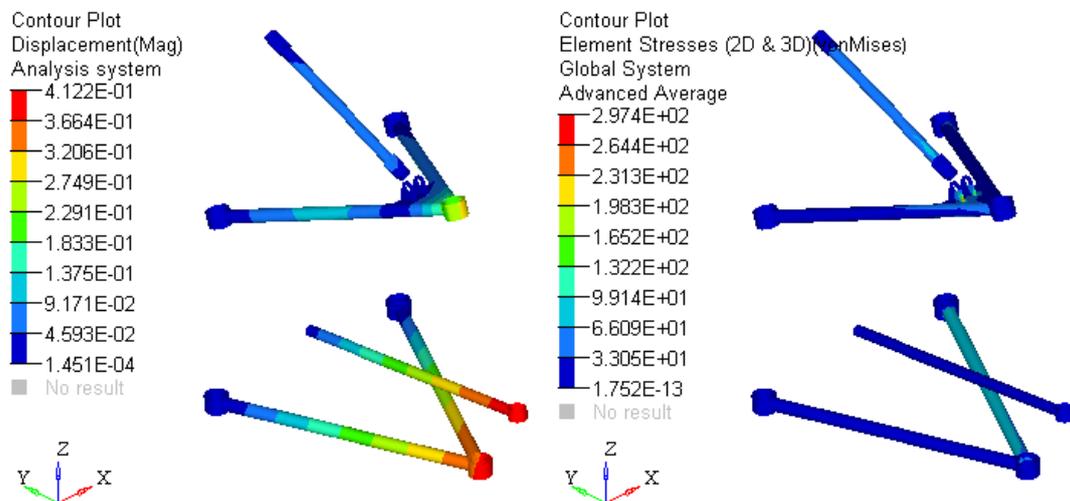


Figura 107: Deformazioni e tensioni dei bracci posteriori nel caso di carico brake in turn

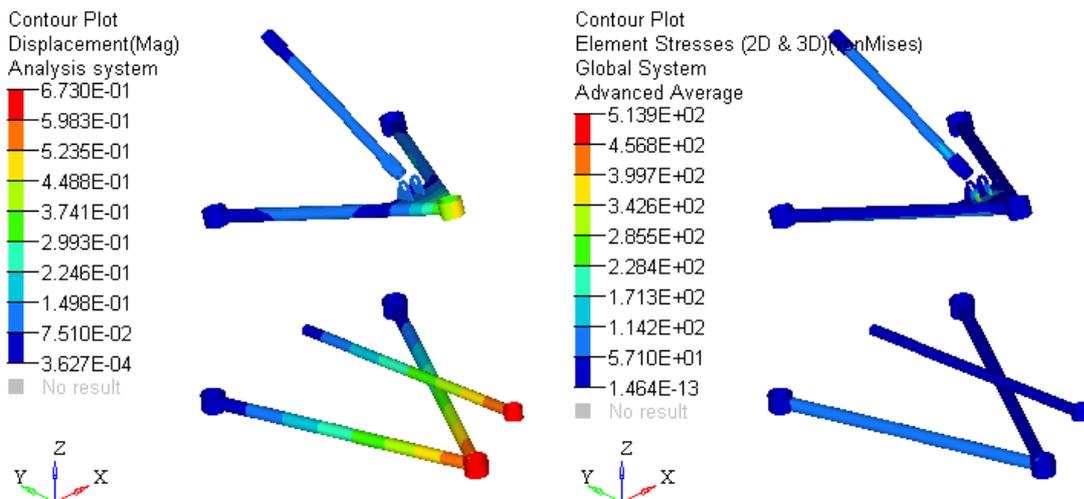


Figura 108: Deformazioni e tensioni dei bracci posteriori nel caso di carico turn

Le saldature rappresentano sempre un punto critico ed è buona norma ingegneristica verificare la loro resistenza. Per farlo è stato verificato il caso peggiore utilizzando gli elementi finiti: la condizione più critica per una saldatura è la trazione quindi è stato simulato un bicchierino vincolato in tutti i suoi movimenti e un triangolo sottoposto a 1000 N di pura trazione. L'apporto di materiale dovuto alla saldatura è stato simulato utilizzando dei *connettori*, elementi presenti in Hypermesh utili per questo tipo di applicazione. A questi elementi è stato assegnato il materiale in modo da poterne osservare gli stress.

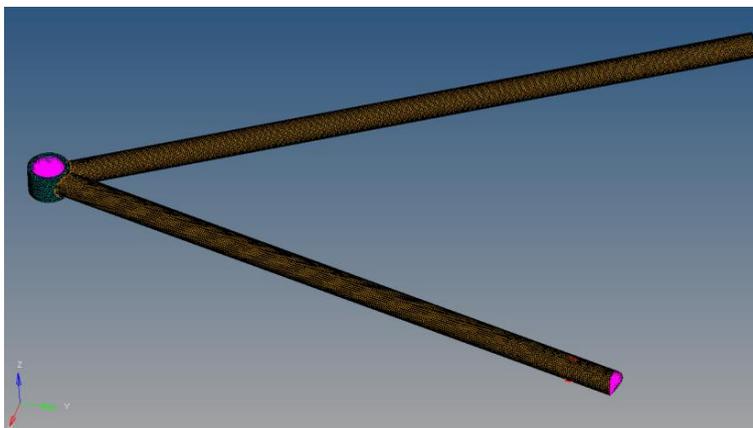


Figura 109: Modello per la verifica delle saldature

Il modello è molto semplice ma permette di fare considerazioni importanti. Osservando i risultati in termini di tensioni si vede che gli sforzi massimi sono proprio in corrispondenza della saldatura e in particolare dove i due tubi convergono. La tensione massima è comunque ben al di sotto del limite di snervamento del materiale: una tensione di circa 450 MPa implica un coefficiente di sicurezza superiore ad uno per l'acciaio.

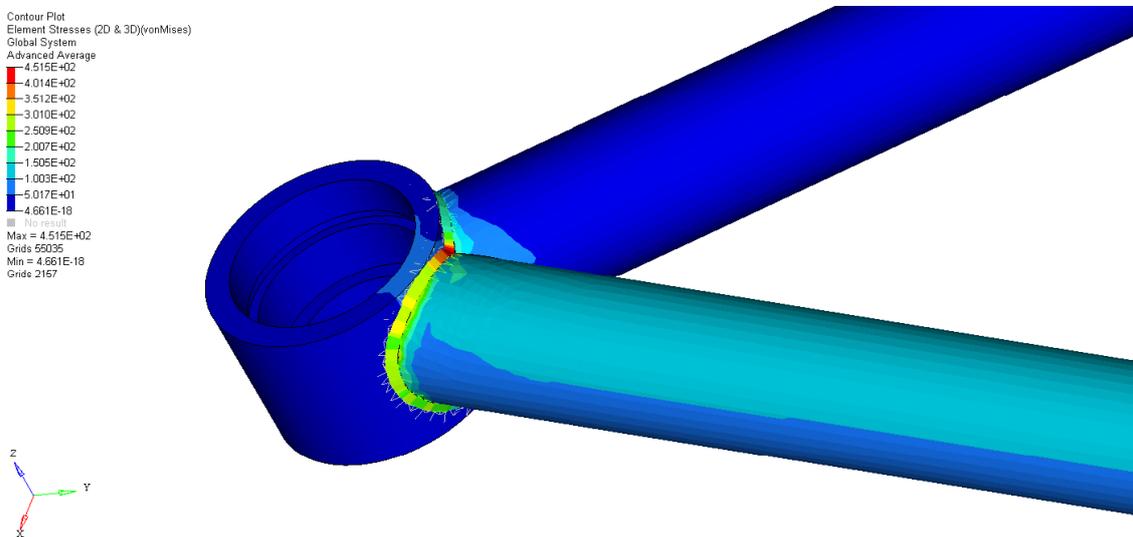


Figura 110: Risultati in termini di stress per la verifica delle saldature

Infine è stato calcolato il carico di punta che causerebbe un'instabilità elastica dei tubi. Si ricorda che questo è un calcolo puramente geometrico ed è possibile effettuarlo senza simulazioni numeriche. Si riporta una tabella con i casi più comuni di strutture.

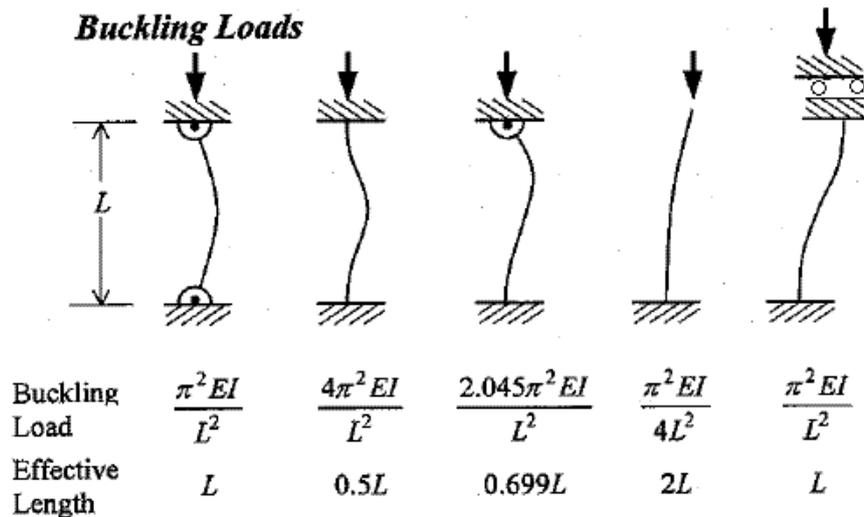


Figura 111: Carichi di buckling

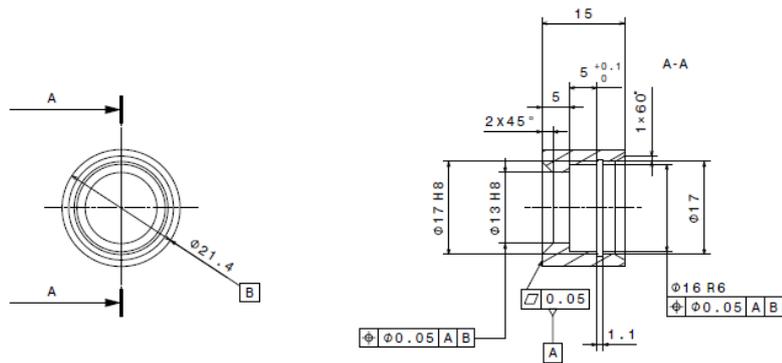
E' possibile ricondurre i braccetti al primo caso rappresentato in figura. Noti i punti sospensione, la sezione dei tubi e il materiale, è possibile calcolare i carichi di buckling da considerarsi applicati in modo da indurre compressione pura sui tubi. Come si vede dalla tabella sottostante, i carichi sono elevati e sono bel al di sopra di quelli stimati in esercizio.

| | P1 [N] | P2 [N] |
|-------------|----------|----------|
| front lower | 2702,804 | 3253,234 |
| front upper | 2966,433 | 3348,467 |
| rear lower | 4332,707 | 3735,891 |
| rear upper | 5307,229 | 4661,914 |

Tabella 13: Carichi di buckling dei braccetti

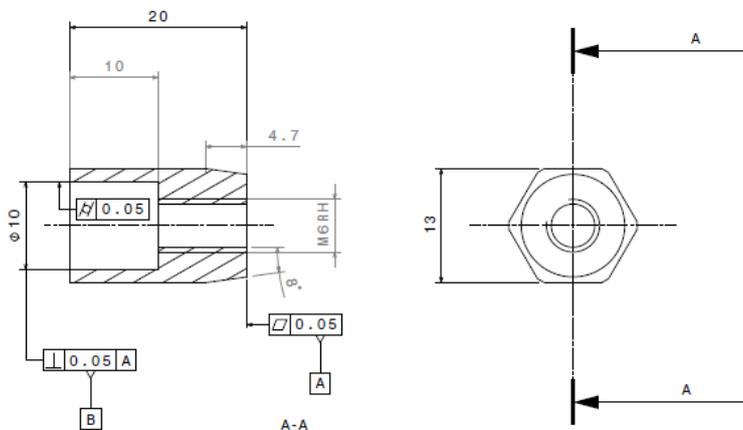
3.3.1.4. Produzione

I braccetti vengono realizzati mediante saldatura a TIG. E' necessario realizzare una dima per mantenere in posizione i triangoli, invece non è necessaria per realizzare push rod e tie rod. Prima di procedere con la saldatura è necessario ovviamente avere i tubi tagliati a misura e "intestati". Con intestatura si intende realizzare sul tubo in corrispondenza dell'accoppiamento con i bicchierini uno svaso di diametro uguale al diametro esterno del bicchierino. In questo modo si evitano vuoti tra i due componenti da saldare. Tale operazione può essere realizzata a mano con una moletta oppure alla fresa se si ha tempo e mezzi a disposizione. Per quanto riguarda i bicchierini e gli inserti, questi sono realizzati al tornio precedentemente. Si riportano le tavole costruttive. Le tolleranze sono quelle richieste dal Manuale SKF [14] per il calettamento degli uniball e quelle richieste dal Manuale dell'ingegnere [15] per gli anelli Seger.



| | | | |
|---|---------------------|-----------------------------------|---|
| General tolerances UNI-ISO 8013 Tolerances not dimensioned UNI-ISO 2768-mK | CATIA V5 | Material: 25CrMo4 | RESERVED RIGHTS - NOT TO BE COPIED OR USED WITHOUT PERMISSION |
| Designer/responsible: Ettore Rondo Spaulo (3337029755) | Quantity: 60 | Surface/material treatments: / | |
| Part: Bicchierino | Scale: 2:1 | Raw dim: | |
| Division: Elisabetta Caroneri (3472514954) | Date: 08/02/2017 | Machining process: Turning | |
| FORMULA STUDENT ELECTRIC 2017 | | <i>SC di classette</i> | A3 |

Figura 112: Disegno costruttivo per i bicchierini



Raccordi non quotati Raggio macchina

| | | | |
|---|---------------------|------------------------------|---|
| General tolerances UNI-ISO 8013 Tolerances not dimensioned UNI-ISO 2768-mK | CATIA V5 | Material: 25 CrMo4 | RESERVED RIGHTS - NOT TO BE COPIED OR USED WITHOUT PERMISSION |
| Designer/responsible: Elisabetta Caroneri (347 2514954) Simone Bianco | Quantity: 28 | Surface/material treatments: | |
| Part: Inserto push destro | Scale: 3:1 | Raw dim: | |
| Division: | Date: 08/02/2017 | Machining process: Lathe | |
| FORMULA STUDENT ELECTRIC 2017 | | <i>SC di classette</i> | A3 |

Figura 113: Disegno costruttivo per gli inserti Tie e Push

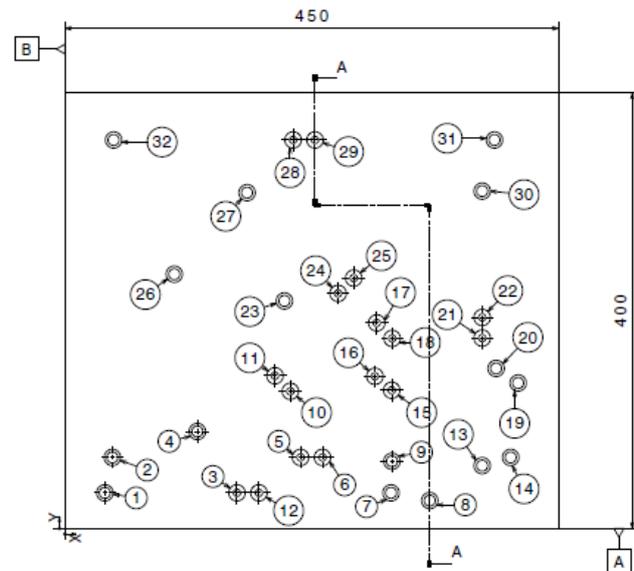
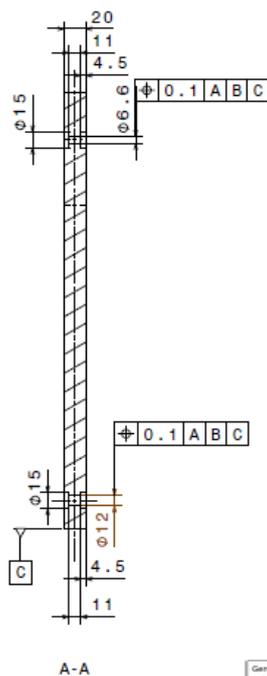
Per la realizzazione di push rod e tie rod, alle estremità dei tubi vengono calettati gli inserti, uno destro e uno sinistro, oppure i bicchierini (ove previsto) e si procede poi con l'operazione di saldatura. Tale metodo risulta estremamente semplice e veloce.



Figura 114: Operazione di saldatura di push rod e tie rod

Per la realizzazione dei triangoli invece la produzione è più articolata. E' necessario utilizzare una maschera per tenere in posizione i triangoli. Ogni triangolo è diverso dall'altro, c'è solo simmetria tra destra e sinistra, quindi deve essere realizzato un posizionamento per ogni braccio. La dima è una semplice piastra in alluminio forata. Anche se l'alluminio è più soggetto a usura è stato preferito all'acciaio per una questione di peso e di comodità nel trasportarlo a mano. I fori vengono realizzati in corrispondenza dei centri degli snodi sferici dei bracci del lato destro della vettura; per realizzare il lato sinistro basta ruotare di 180° la dima e sfruttare la loro simmetria.

| RIF. | X | Y | Diametro |
|------|--------|--------|----------|
| 1 | 36,4 | 32,78 | D12 |
| 2 | 43,23 | 65,3 | D12 |
| 3 | 156,82 | 32,78 | D6,6 |
| 4 | 120,69 | 89,08 | D12 |
| 5 | 214,78 | 65,3 | D6,6 |
| 6 | 234,78 | 65,3 | D6,6 |
| 7 | 297,23 | 32,78 | D12 |
| 8 | 332,56 | 25,71 | D12 |
| 9 | 298,1 | 61,79 | D12 |
| 10 | 205,46 | 125,98 | D6,6 |
| 11 | 191,43 | 140,23 | D6,6 |
| 12 | 176,82 | 32,78 | D6,6 |
| 13 | 380,38 | 57,76 | D12 |
| 14 | 406,32 | 65,3 | D12 |
| 15 | 297,88 | 126,91 | D6,6 |
| 16 | 282,55 | 139,75 | D6,6 |
| 17 | 284,24 | 188,71 | D6,6 |
| 18 | 298,3 | 174,49 | D6,6 |
| 19 | 413,12 | 133,59 | D12 |
| 20 | 393,06 | 146,96 | D12 |
| 21 | 380,38 | 174,78 | D6,6 |
| 22 | 380,38 | 193,72 | D6,6 |
| 23 | 200,06 | 208,9 | D12 |
| 24 | 249 | 215,81 | D6,6 |
| 25 | 263,23 | 229,87 | D6,6 |
| 26 | 99,66 | 233,42 | D12 |
| 27 | 166 | 308,23 | D12 |
| 28 | 207,96 | 356,59 | D6,6 |
| 29 | 227,96 | 356,59 | D6,6 |
| 30 | 380,38 | 309,68 | D12 |
| 31 | 391,55 | 356,59 | D12 |
| 32 | 44,37 | 356,59 | D12 |



| | | | | |
|---|------------------|--------------------------------|---|-----------|
| General tolerances UNI-ISO 8015 Tolerances not dimensioned UNI-ISO 2768-mK | CATIA V5 | Material: A1 | RESERVED RIGHTS - NOT TO BE COPIED OR USED WITHOUT PERMISSION | |
| Designer/responsible: Ettore Rondo Spaudio (3337029755) | Quantity: 1 | Surface/material treatments: / | | |
| Part: Piastra dima | Scale: 1:3 | Raw dim: / | | |
| Division: Elisabetta Carboneri (3472514354) | Date: 09/02/2017 | Machining process: Drilling | | |
| FORMULA STUDENT ELECTRIC 2017 | | | | A3 |

Figura 115: Disegno costruttivo della dima per la realizzazione dei bracci sospensione

In corrispondenza dei fori, vengono avvitate delle colonnette di altezza 100 mm per sollevare il triangolo dal piano e per permettere al saldatore di lavorare comodamente. Su ciascuna colonnetta vengono appoggiati i bicchierini e vengono avvitati sulla colonnetta con un apposito tool di centraggio. In questo modo si garantisce che la posizione del punto sospensione non cambi durante la saldatura per effetti di dilatazione termica. I tubi devono essere inseriti tra i bicchierini e hanno anch'essi delle colonnette di supporto che ne garantiscono il corretto posizionamento. A questo punto si procede con la saldatura dei bicchierini sui tubi. Questo procedimento è valido sia per i bracci superiori che per quelli inferiori. Una volta raffreddati, i bracci inferiori vengono smontati dalla dima e il loro processo di produzione è terminato. Per i bracci superiori è invece prevista un'ulteriore operazione: è necessario ancora saldare le alette di congiunzione con i push rod. Una volta raffreddato il triangolo, si salda in corrispondenza del vertice una piastra di supporto per le alette. Le alette sono poi posizionate mediante un sistema di colonnette e distanziali calibrati. Alette e supporto sono tagliati al laser e sono realizzati in un acciaio compatibile con la saldatura. Una volta lasciato raffreddare, il braccetto viene smontato dalla dima e anche il suo processo di saldatura è concluso.

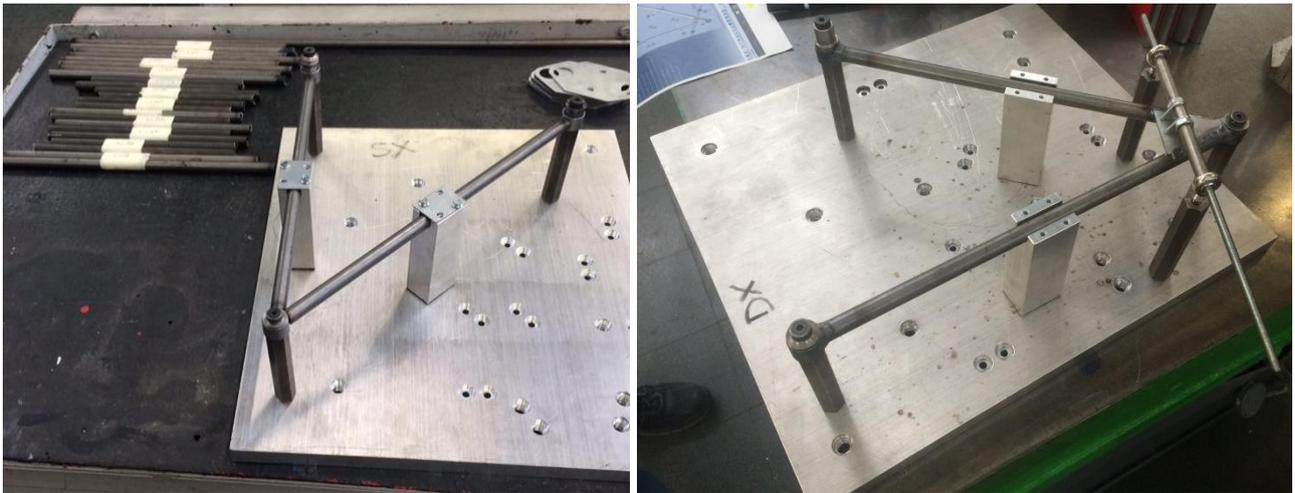


Figura 116: Assemblaggio della dima per la produzione dei bracci sospensione

Per tutti i braccetti, triangoli, push rod e tie rod, dopo la saldatura è previsto un trattamento di cataforesi per proteggere le zone saldate. Durante questo trattamento bisogna avere cura di proteggere le zone interne tollerate dei bicchierini e le filettature interne degli inserti per evitare problemi di montaggio in opera.

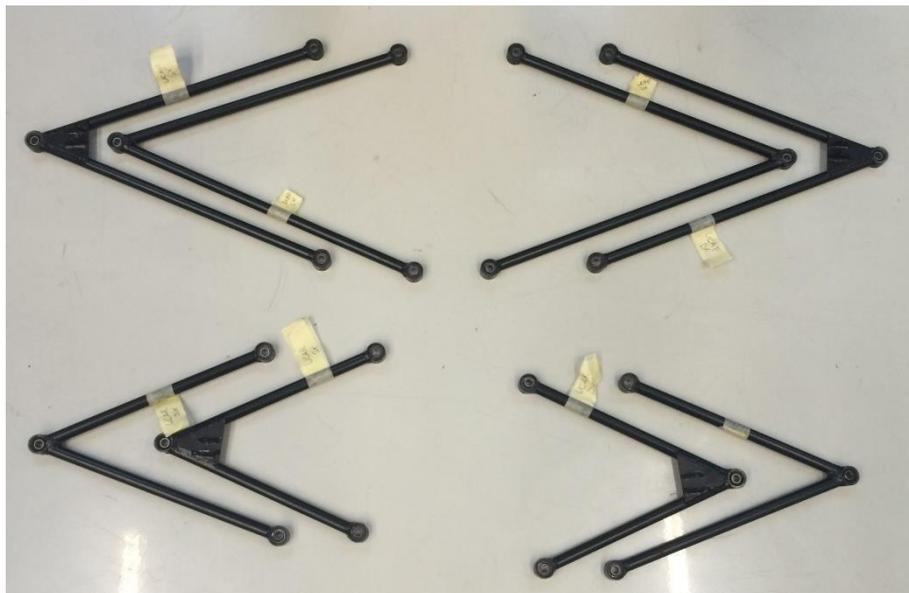


Figura 117: Bracci sospensione

3.3.2. Rocker

I rocker sono dei componenti intermedi tra il push rod e lo snodo più esterno dei damper. La loro funzione è quella di trasferire il moto della ruota alla sospensione. Un rocker infatti è completamente definito una volta identificati tre punti fondamentali: il punto push rod inner, il punto damper outer e il pivot cioè l'asse attorno a cui può ruotare. In questo contesto si definisce il cosiddetto *rapporto di installazione*: in funzione di uno certo scuotimento della ruota, le molle e gli ammortizzatori si muovono di una certa quantità proporzionale al rapporto di installazione. Tale rapporto dipende unicamente dalla geometria degli Hard

Points. I rocker inoltre trasferiscono il moto alle barre antirollio. Il drop link collega la barra al rocker. In definitiva per la progettazione dei rocker i vincoli sono rappresentati dai punti sospensione e l'obiettivo è quello di realizzare dei componenti funzionanti, affidabili e con un buon comportamento meccanico sotto carico. Infine la progettazione è influenzata dai target generali della vettura: riduzione dei pesi e rispetto dei tempi di consegna.



Figura 118: Rocker della vettura SC 17

Segue una tabella comparativa delle tecniche realizzative possibili dove il punteggio massimo per ciascuna voce è 5 asterischi. Le tecniche prese in considerazione sono la lavorazione dal pieno come nella stagione precedente, la realizzazione del rocker in tre parti incollate con la variate del materiale.

| Tecnica produttiva | Peso contenuto | Basso costo | Affidabilità | Bassa complessità costruttiva | Tot |
|-------------------------------------|----------------|-------------|--------------|-------------------------------|-----|
| Dal pieno per lavorazione in 5 assi | *** | * | ***** | ** | 11 |
| Incollati in alluminio | **** | *** | **** | *** | 14 |
| Incollati in carbonio | ***** | *** | **** | *** | 15 |

Tabella 14: Confronto tra le tecniche realizzative per i rocker

3.3.2.1. Definizione della geometria

Facendo tesoro di quanto emerso dall'analisi della soluzione tecnica dell'anno precedente, la geometria dei rocker è stata rivista nell'ottica di semplificare il componente, di migliorarne il comportamento meccanico e di ridurre le masse. Il primo passo è stato quello di scegliere di realizzare i rocker in tre parti e poi successivamente eseguire un incollaggio. L'architettura risulta molto semplice: una boccia centrale in alluminio per i calettamento dei cuscinetti e due piastre alleggerite in alluminio o fibra di carbonio (si approfondirà nel paragrafo successivo). Le motivazioni di questa scelta sono la semplificazione del

componente, la semplificazione dei processi produttivi impiegati e la riduzione del peso. I punti critici sono stati dimensionare l'incollaggio, realizzare il collegamento con il drop-link e verificare strutturalmente il componente. Si ricorda che come vincolo progettuale sono stati considerati i punti sospensione forniti dal reparto di dinamica veicolo.

Esaminando ora i dettagli, la boccola, una volta definiti i punti sospensione e la dimensione dei cuscinetti (la medesima dell'anno precedente, poiché i carichi in esercizio sono simili se non inferiori), risulta quasi completamente definita. E' stata posta particolare attenzione al dimensionamento della superficie di incollaggio: tale superficie va dimensionata in modo che garantisca un coefficiente di sicurezza dell'incollaggio pari a 10. La colla scelta è la EA 9464 di Loctite: è una colla bicomponente a base epossidica. Le proprietà della colla dipendono dal tempo e dalla temperatura di cura come specificato da catalogo [16]. Si riporta il grafico dell'andamento delle proprietà meccaniche. A temperatura ambiente risultano necessarie circa 8 ore per ottenere il 100% delle proprietà meccaniche. In esercizio, considerando una temperatura ambiente di circa 30 °C, la resistenza a taglio è stimata pari a 21 MPa.

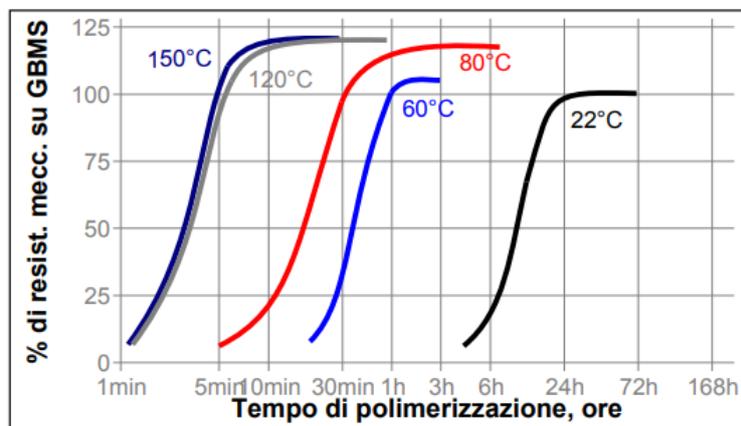


Figura 119: Andamento delle proprietà meccaniche in funzione del tempo di polimerizzazione [16]

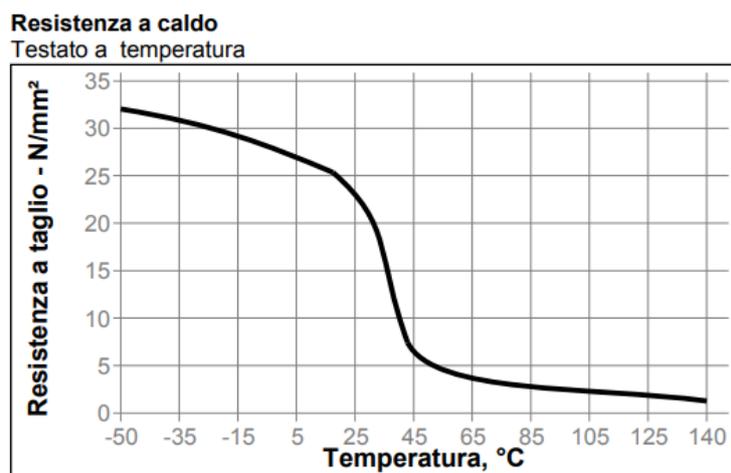


Figura 120: Andamento delle proprietà meccaniche in funzione della temperatura di esercizio [16]

Noti i carichi applicati, la resistenza a taglio della colla e il coefficiente di sicurezza imposto, la superficie di incollaggio è automaticamente calcolata.

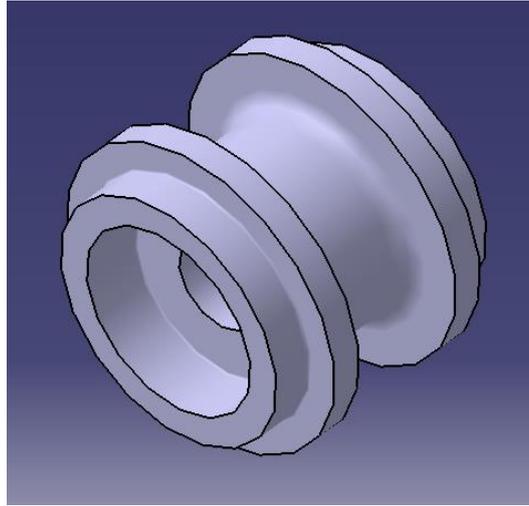


Figura 121: Boccola rocker

Per quanto riguarda la forma delle piastre esterne, esse sono state determinate considerando gli ingombri dei punti sospensione e andando ad ottenere il miglior compromesso tra alleggerimenti e buon comportamento meccanico. Si rimanda al paragrafo delle verifiche strutturali per dimostrare che tali alleggerimenti garantiscono il corretto funzionamento del componente. Si riportano adesso le geometrie delle piastre in alluminio e in composito. Va sottolineato che gli alleggerimenti sono diversi a seconda del materiale perché ovviamente il materiale influisce la resistenza meccanica.

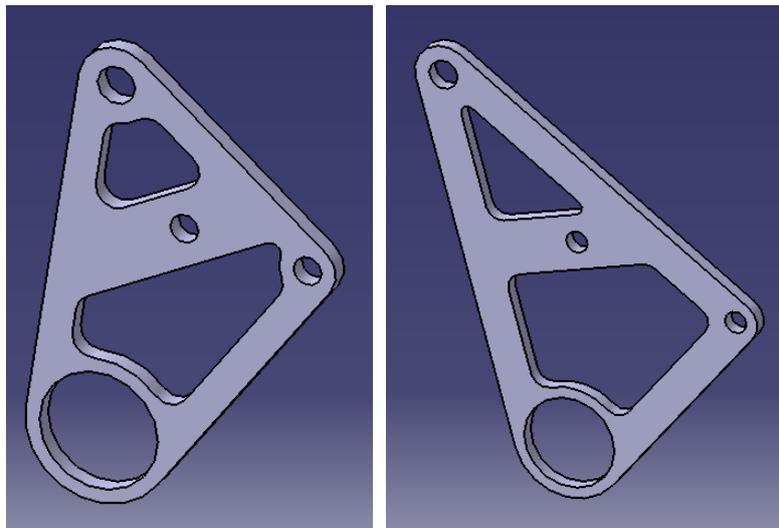


Figura 122: Piastrerocker anteriore e posteriore in alluminio

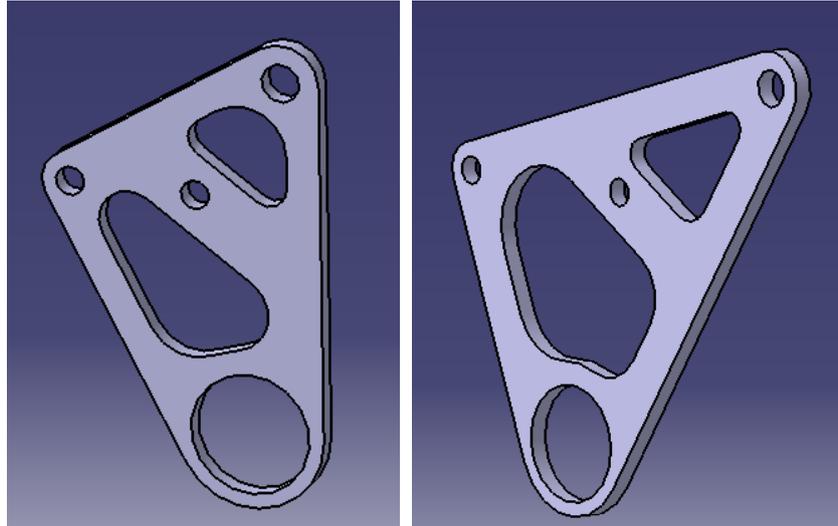


Figura 123: Piastre rocker anteriore e posteriore in fibra di carbonio

Rimane infine da discutere il collegamento fisico con il drop-link. Si è scelto, anziché realizzare un perno inclinato, di collegare il rod-end del drop-link direttamente a entrambe le facce del rocker con una vite calibrata. In questo modo lavorano entrambe le facce e non solo una e si passa da uno stato di tensione torsionale a uno flessionale. La criticità risiede nell'angolo compreso tra l'asse del drop-link e la vite perpendicolare alle facce del rocker: l'angolo di tilt del rod-end è di 13° (con riferimento al manuale SKF [14]) mentre quello statico del drop-link è di 15° e può aumentare leggermente in esercizio. Si ricorda che per regolamento [1] i rod-end non possono lavorare a flessione, quindi una soluzione del genere non è praticabile. Il problema è stato risolto molto semplicemente andando a studiare degli appositi distanziali *sbeccati* in modo da garantire da un lato il corretto posizionamento dei punti sospensione e dall'altro la rotazione del rod-end senza andare ad inficiarne la funzionalità. Il sistema descritto risulta più chiaro se si osserva la figura sottostante.

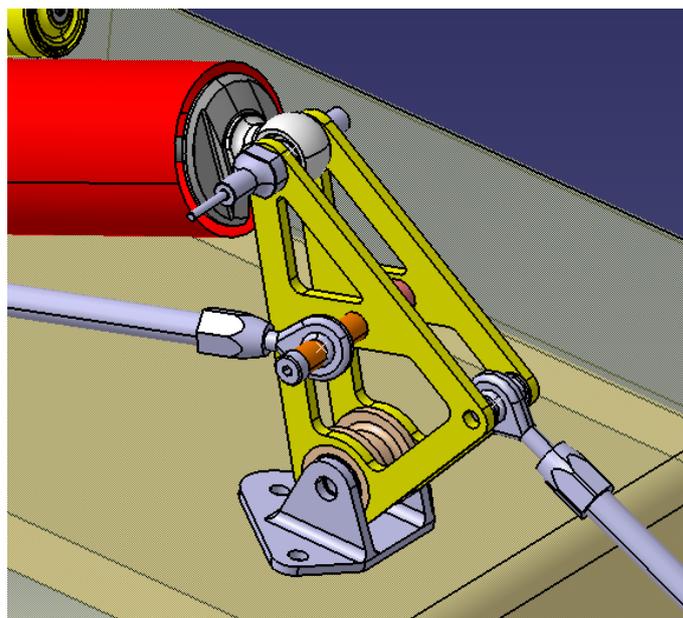


Figura 124: CAD complessivo dei Rocker

3.3.2.2. Scelta del materiale

I rocker nella configurazione delle stagioni precedenti sono sempre stati realizzati in Ergal 7075 e hanno dimostrato un buon comportamento meccanico sotto carico. L'Ergal è pertanto il materiale di partenza anche per il nuovo progetto. La prima versione dei rocker prevede sia la boccola centrale che le piastre laterali in Ergal. Tale configurazione si traduce in un peso complessivo dei quattro rocker di 600g. Nell'ottica della riduzione dei pesi, è stata progettata una seconda configurazione con la boccola in Ergal e con le piastre in composito.

I materiali compositi non esistono in natura ma derivano dalla combinazione di due diversi materiali. Combinando insieme materiali diversi, ciascuno con le sue proprietà fisiche e meccaniche, si ottengono proprietà più performanti rispetto a quelle di partenza. Le proprietà inoltre dipendono dal modo in cui i materiali sono combinati e questo rappresenta un grande vantaggio in fase di design perchè a seconda della diversa applicazione è possibile ottenere un laminato che garantisce il massimo delle prestazioni.

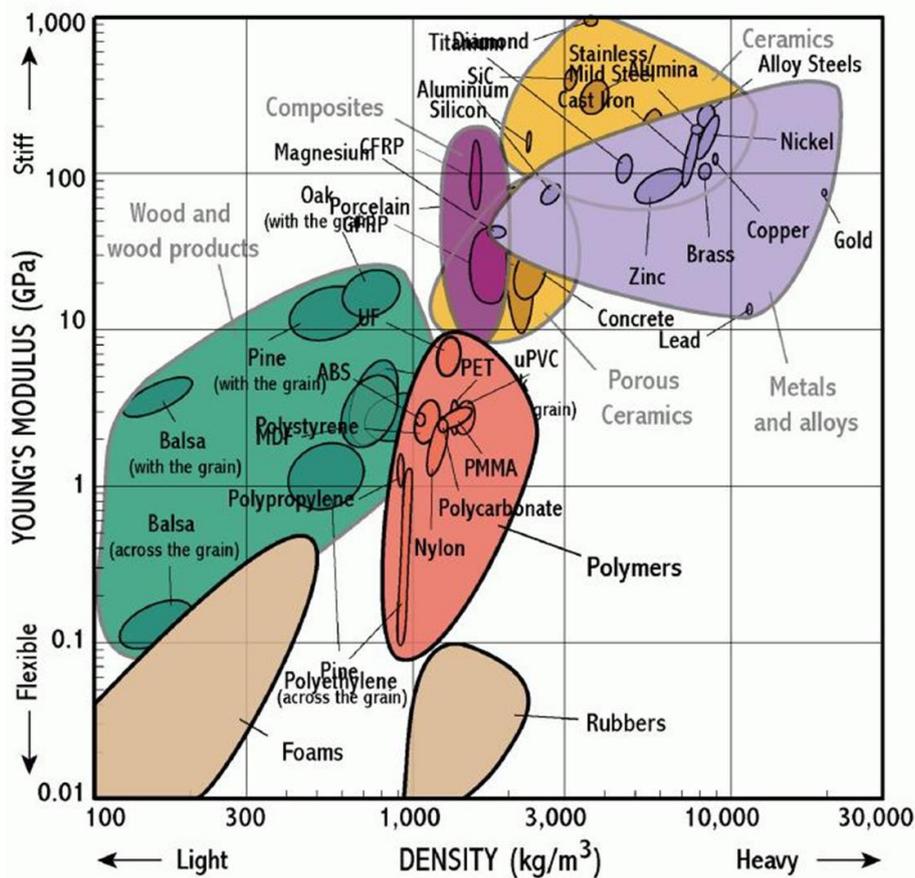


Figura 125: Ashby map; confronto tra densità e modulo elastico di diversi materiali [17]

E' possibile utilizzare questa mappa per scegliere un materiale adatto alle specifiche del motorsport, quali essere contemporaneamente bassa densità e elevata resistenza meccanica.

Nei materiali compositi è possibile identificare un materiale di rinforzo, che può essere sotto forma di fibra o disperso come particelle e una matrice rende omogenee le fibre e trasferisce il carico. Normalmente la matrice è epossidica ma può essere anche ceramica o metallica. I più diffusi materiali di rinforzo sono le fibre di vetro, di aramide e di carbonio. Il vetro, che normalmente ha basso costo e bassi valori di rigidità,

è utilizzato in quelle applicazioni dove è richiesto un basso peso e dove i carichi applicati non sono elevati. Il kevlar è più costoso, ha una elevata tensione di snervamento ed è utilizzato in quelle applicazioni in cui è richiesto un buon assorbimento di energia. In fine il carbonio è il più costoso dei rinforzi ma è anche quello con la rigidità maggiore ed è quindi adatto alle applicazioni soggetti a carichi elevati.

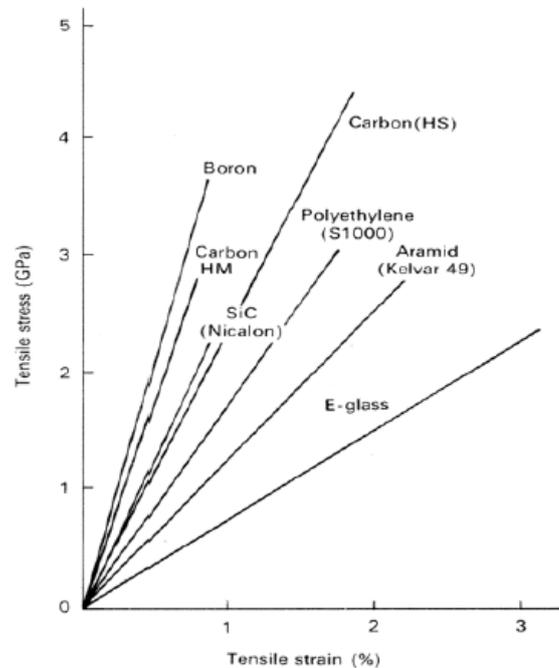


Figura 126: Confronto tra le curve tensione-deformazione di diversi materiali [17]

Entrando nel dettaglio della scelta del materiale composito specifico, si fa riferimento ai materiali prodotti da Torayaca di cui si riporta un grafico comparativo delle proprietà meccaniche. Inizialmente sono stati presi in considerazione i materiali già usati dal team negli anni passati in modo da avere già sviluppato un know-how per la fase di produzione e di progettazione. Successivamente tenendo conto della necessità di avere buone proprietà meccaniche e una rigidità elevata, è stato scelto l'M46J.

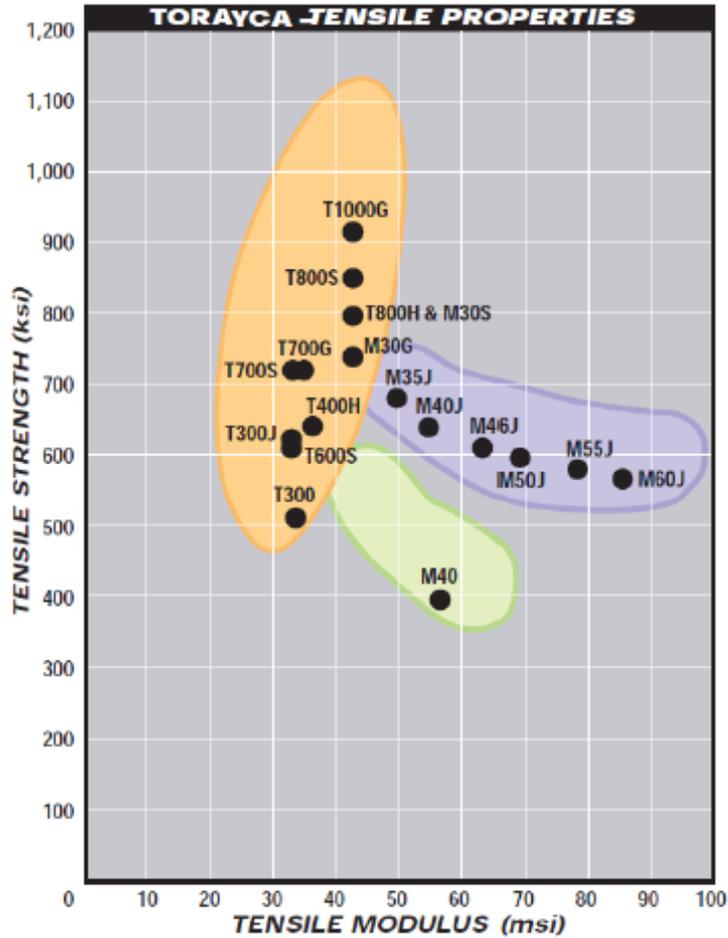


Figura 127: Confronto tra diversi materiali prodotti da Torayca [18]

Si riportano anche in forma tabellare le caratteristiche principali della resina.

| DT120 | |
|----------------------------|------------|
| Tipo di resina | Epossidica |
| Tg | 115-120 °C |
| Temperatura di cura | 110-145 °C |
| Tempo di cura | 90-100 min |
| Gradiente termico | 1-3 °C/min |

Tabella 15: Dati principali della resina DT120 [19]

Per determinare invece le proprietà meccaniche del M46J complessivo, è stata effettuata una prova di trazione su un provino standard. Tale prova risulta utile a tutto il team in quanto questo materiale è stato impiegato per realizzare altri componenti strutturali come la scocca e i cerchi [17]. Si riporta pertanto solo il risultato della prova in termini di grafico Forza-Deformazione e una tabella riassuntiva utile per poi effettuare le verifiche strutturali.

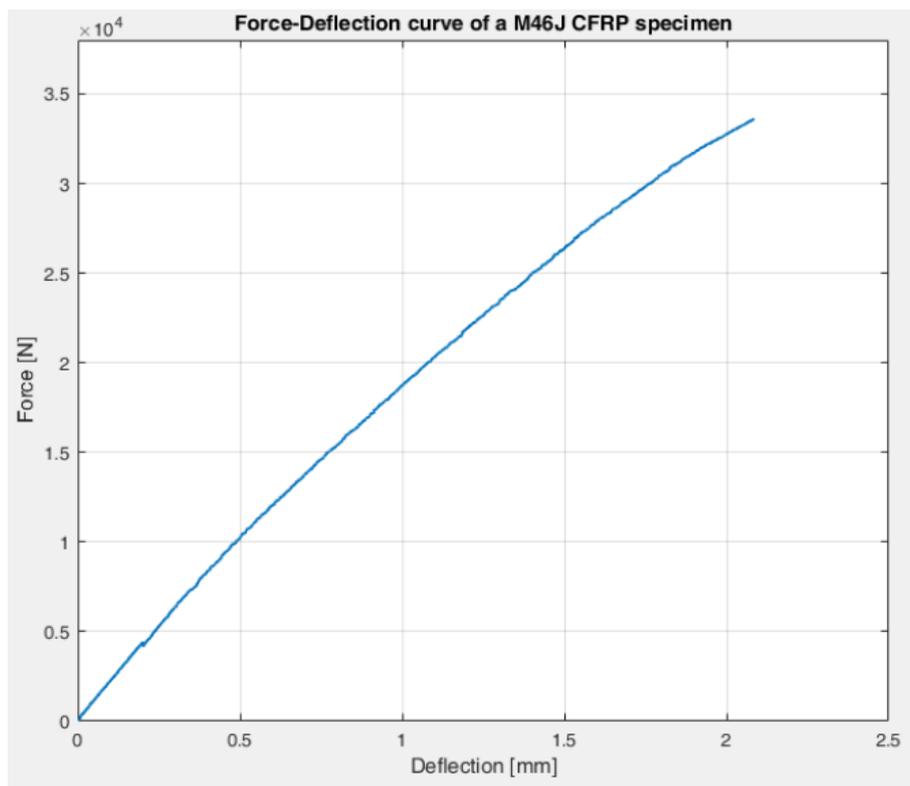


Figura 128: Risultati della prova di trazione per un provino di m46j

| | |
|-----------------------------------|-------------|
| Tipo di fibra | M46J |
| Modulo Elastico [MPa] | 106000 |
| Tensione di rottura [MPa] | 652 |
| Allungamento a rottura [%] | 0,6 |
| Spessore delle pelli [mm] | 0,22 |

Tabella 16: Proprietà meccaniche dell' m46j

3.3.2.3. Verifiche strutturali

La verifica strutturale consiste in un'analisi statica agli elementi finiti per andare a valutare tensioni e deformazioni del complessivo in esercizio. E' stato costruito un modello per il rocker anteriore e uno per quello posteriore perché carichi e geometrie sono differenti ma l'architettura del modello è la medesima. E' stata importata la geometria della piastra di ancoraggio alla scocca, della boccia, delle piastre laterali e dei distanziali. Questi componenti sono stati meshati e gli è stata assegnata a ciascuno la sua proprietà: materiale isotropo per boccia, supporto e distanziali in ergal mentre per le piastre in composito è stato definito il laminato e le proprietà di fibra e matrice che sono state citate in precedenza sono state applicate. Si riporta una tabella riassuntiva dell'orientazione delle fibre layer per layer. Si precisa che il laminato è simmetrico per evitare la creazione di tensioni in fase di produzione e che la pelle più esterna, che è la più sollecitata, è orientata nella direzione del carico per garantire una resistenza maggiore.

| Ply | Orientazione | Materiale |
|------------|---------------------|------------------|
| 1 | 60 | M46J |
| 2 | 0 | M46J |

| | | |
|----|----|------|
| 3 | 0 | M46J |
| 4 | 60 | M46J |
| 5 | 0 | M46J |
| 6 | 60 | M46J |
| 7 | 0 | M46J |
| 8 | 60 | M46J |
| 9 | 0 | M46J |
| 10 | 0 | M46J |
| 11 | 60 | M46J |
| 12 | 0 | M46J |
| 13 | 60 | M46J |
| 14 | 0 | M46J |
| 15 | 60 | M46J |
| 16 | 0 | M46J |
| 17 | 0 | M46J |
| 18 | 60 | M46J |

Tabella 17: Laminato dei rocker

Poiché questa simulazione non è interessata a investigare tensioni e deformazioni nei braccetti e negli ammortizzatori, questi sono stati simulati come dei corpi rigidi unidimensionali. Tutti i collegamenti tramite viti sono stati simulati con degli elementi RBE3. Per quanto riguarda i carichi si fa riferimento al paragrafo 3.1 *Condizioni operative*, e questi sono applicati rispettivamente sul push rod e sulle barre anti rollio. Infine sono state vincolate le traslazioni in corrispondenza delle viti di ancoraggio alla scocca e in corrispondenza del punto centrale dei damper. Si riportano adesso i modelli per il complessivo anteriore e per quello posteriore.

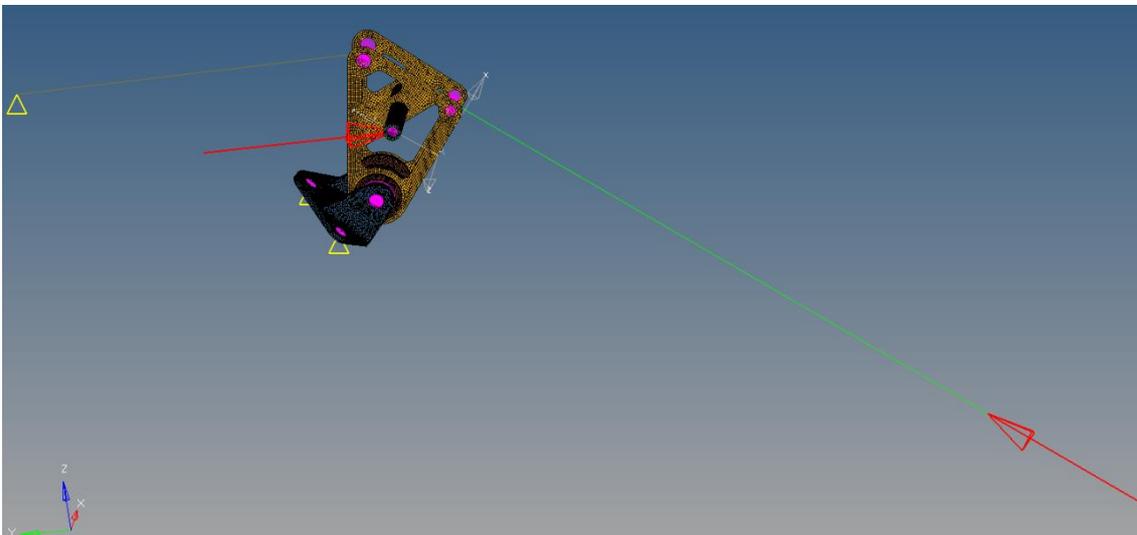


Figura 129: Modello FEM per i rocker anteriori

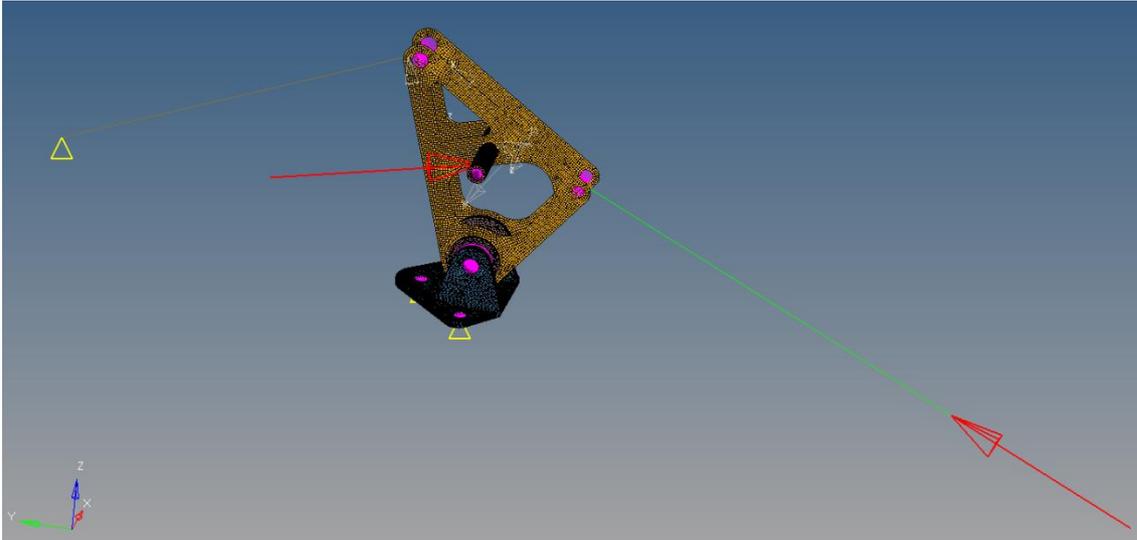


Figura 130: Modello FEM per i rocker posteriori

Si riportano adesso i risultati, per entrambi i rocker, in termini di tensioni e di deformazioni che risultano in tutti i casi accettabili.

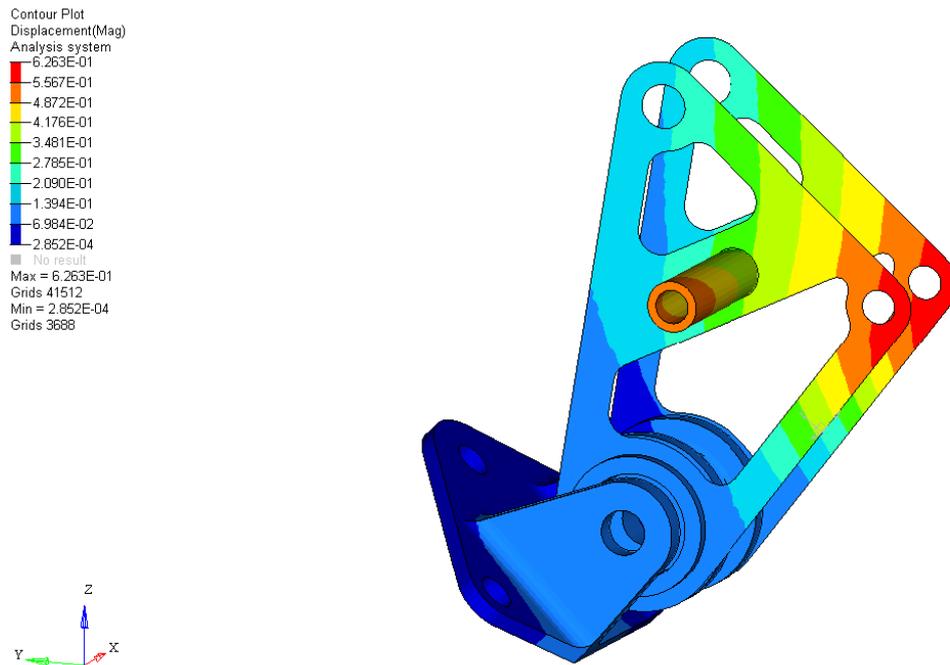


Figura 131: Deformazioni per il rocker anteriore

Contour Plot
 Composite Stresses(Von Mises Stress, Max)
 Advanced Average

| |
|-----------|
| 1.888E+02 |
| 1.678E+02 |
| 1.468E+02 |
| 1.259E+02 |
| 1.049E+02 |
| 8.391E+01 |
| 6.293E+01 |
| 4.196E+01 |
| 2.098E+01 |
| 8.430E-03 |
| No result |

Max = 1.888E+02
 Grids 41710
 Min = 8.430E-03
 Grids 41687

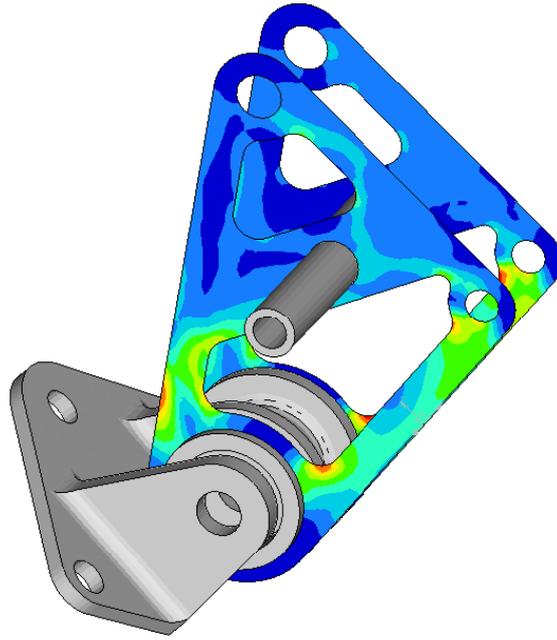
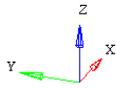


Figura 132: Tensioni per il rocker anteriore

Contour Plot
 Displacement(Mag)
 Analysis system

| |
|-----------|
| 1.673E-01 |
| 1.487E-01 |
| 1.301E-01 |
| 1.116E-01 |
| 9.299E-02 |
| 7.442E-02 |
| 5.585E-02 |
| 3.727E-02 |
| 1.870E-02 |
| 1.309E-04 |
| No result |

Max = 1.673E-01
 Grids 56882
 Min = 1.309E-04
 Grids 40423

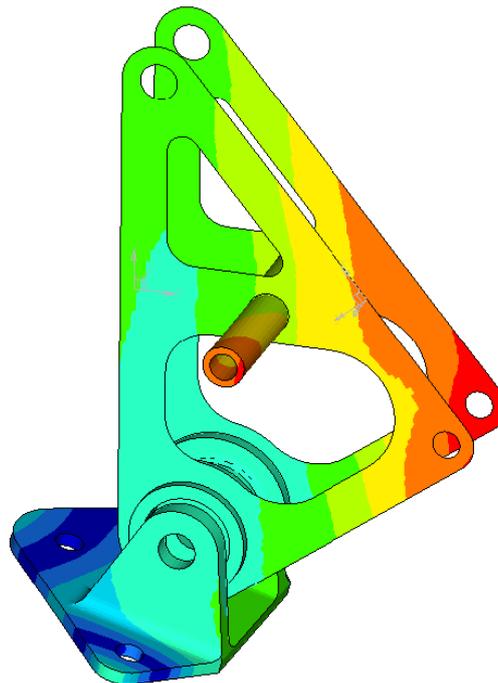
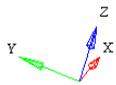


Figura 133: Deformazioni per il rocker posteriore

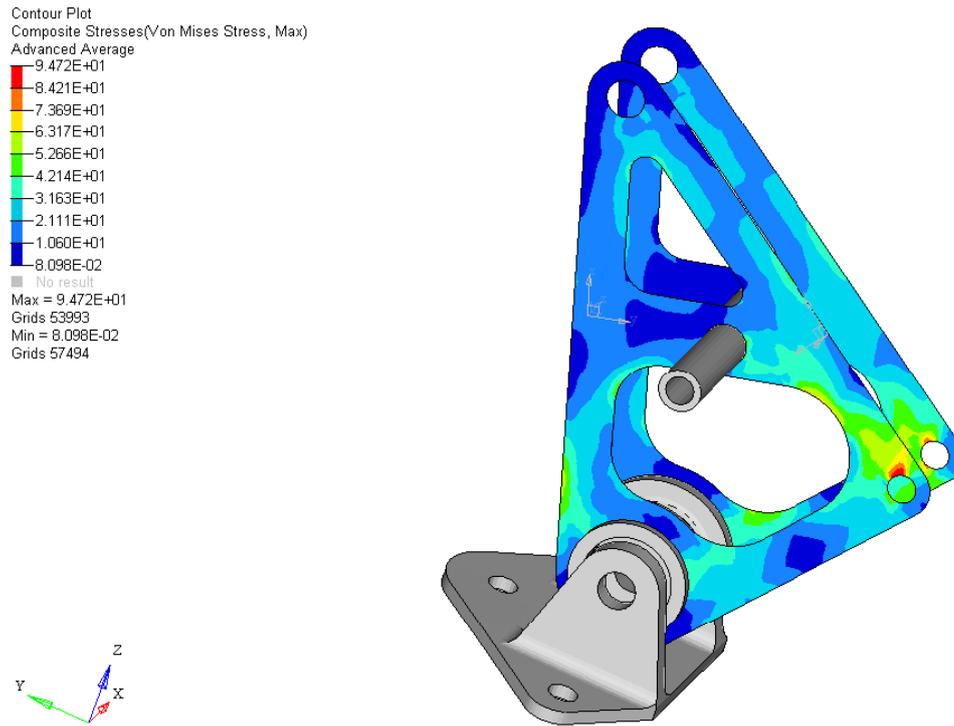


Figura 134: Tensioni per il rocker posteriore

3.3.2.4. Produzione

Come spiegato nei paragrafi precedenti, i rocker sono realizzati in tre pezzi: una boccia centrale e due *piattine* laterali. La boccia è realizzata al tornio mentre la piastre sono state laminate (nel caso del carbonio) e poi tagliate ad acqua. Le piastre dovranno poi essere incollate sulla boccia e questo rappresenta il punto critico della produzione. Per quanto riguarda la laminazione delle piastre in carbonio, si ricorda che sono 18 pelli di m46j con inclinazione specifica. Il rotolo di carbonio è stato tagliato in funzione dell'orientazione delle fibre; in definitiva, considerando gli scarti, sono stati necessari 2 m² di carbonio.



Figura 135: Operazione di taglio delle pelli per la laminazione dei rocker

Successivamente le piastre in carbonio sono state laminate e poi curate in autoclave. Il ciclo di cura richiesto dalla resina è riportato nel grafico sottostante.

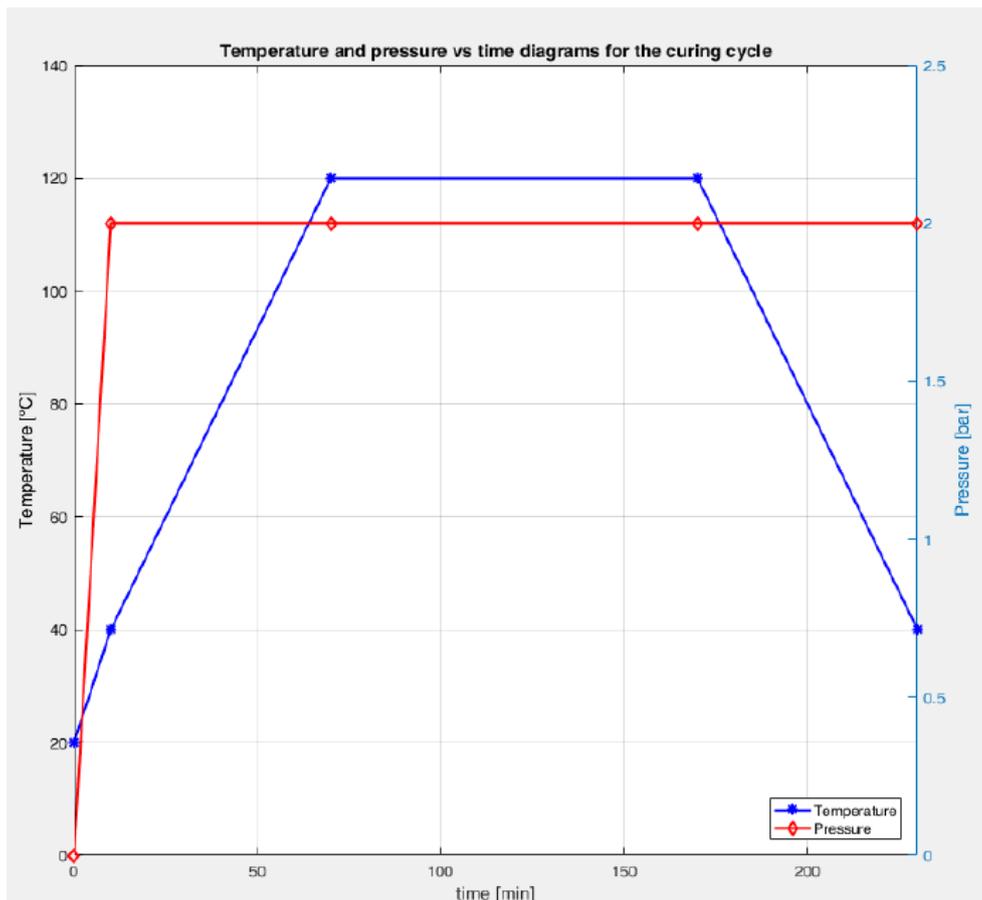


Figura 136: Andamento della temperatura e della pressione in funzione del tempo per la cura dei rocker in autoclave

Per il successivo taglio ad acqua si sono scelte tolleranze diverse per il calettamento della piattina sulla boccola in funzione del materiale: per la versione in alluminio si è scelta una leggera interferenza per evitare il moto relativo tra i componenti; per la versione in carbonio invece si è preferito lasciare un leggero gioco per evitare la delaminazione delle piastre durante il montaggio.

La fase di incollaggio è sicuramente la più critica perché andrà ad influenzare direttamente la resistenza meccanica. E' importante rispettare le condizioni di incollaggio previste dalla colla che ricordiamo essere 8 ore a temperatura ambiente per ottenere il 100% della resistenza a taglio garantita da Loctite. È importante anche riuscire a garantire che le piastre siano perfettamente allineate: dei distanziali calibrati sono stati inseriti tra le piastre, la posizione angolare dei fori di accoppiamento è stata resa la medesima usando dei perni e infine piastre, boccola e colla sono stati messi in morsa per il tempo necessario.



Figura 137: Incollaggio dei rocker

A questo punto è possibile il montaggio in macchina dei rocker. Nella figura sottostante si può vedere il rocker in nero collegato allo snodo sferico dei damper e al push rod con dei conetti di centraggio, il drop link è collegato a entrambe le facce del rocker utilizzando un sistema di distanziali *sbeccati* per venire incontro alle esigenze dell'angolo di tilt del rod end. Infine in oro si vede la piastra di ancoraggio alla scocca.

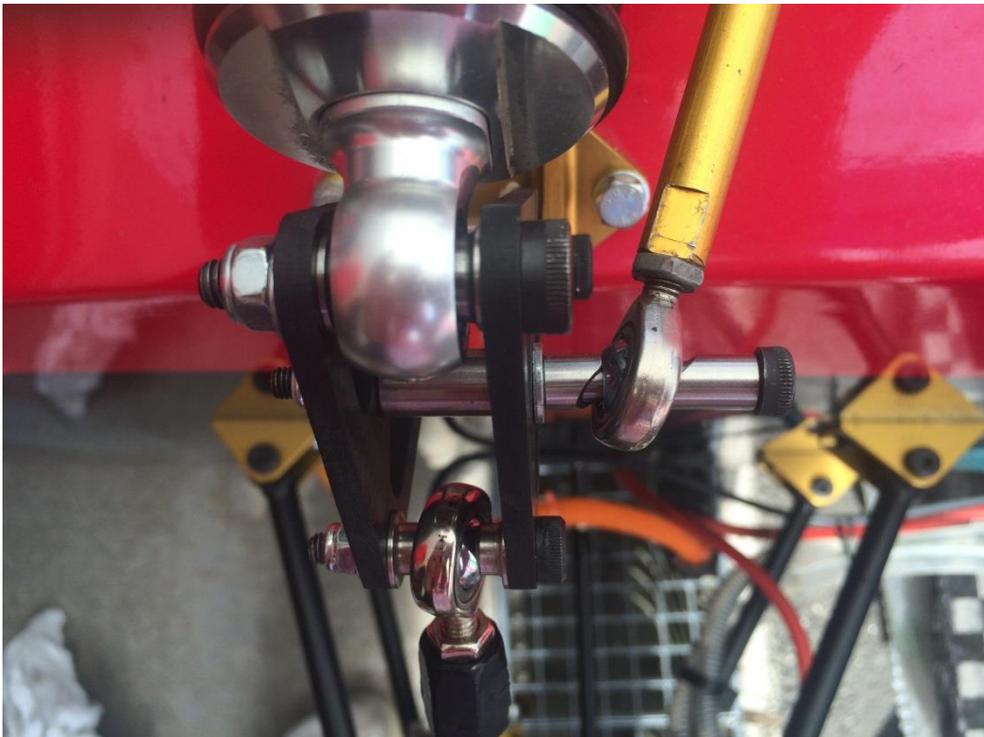


Figura 138: Rocker in esercizio

3.3.3. Barre anti-rollio

Le barre anti-rollio hanno il compito di gestire i trasferimenti di carico laterali dovuti al rollio della vettura. Dall'esperienza maturata dal team nelle stagioni precedenti, è stata scelta un'architettura con barre anti-rollio a coltello con rigidità regolabile con continuità.

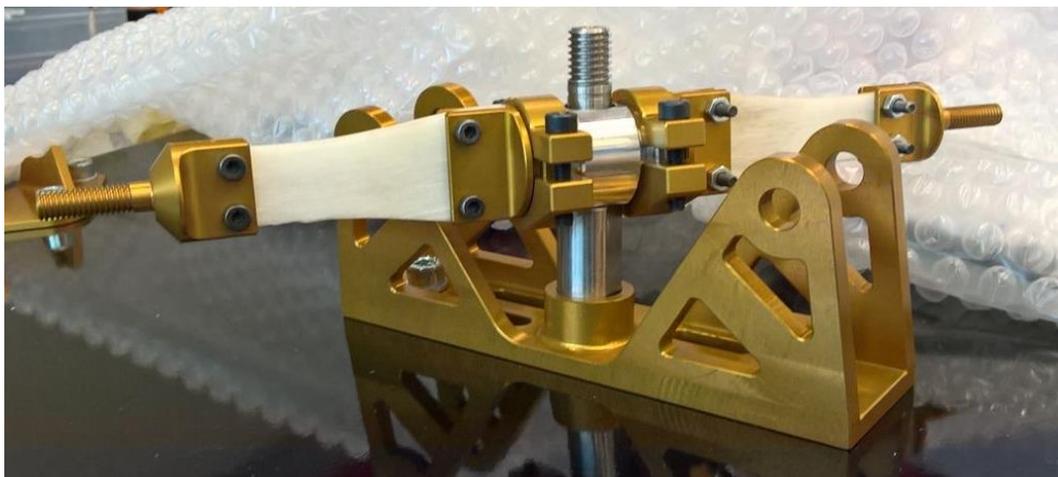


Figura 139: Barre anti-rollio

3.3.3.1. Scelta del materiale

Il primo passo per la progettazione delle barre anti rollio è la definizione del materiale dei coltelli. La caratteristica di interesse è la flessibilità per ottenere il target di rigidità molto basso. In particolare è necessaria un'elevata flessibilità per permette buoni spostamenti con basse rigidità. La flessibilità, in generale, è definita come il rapporto tra la tensione di snervamento σ_y e il modulo elastico E.

$$Flex = \frac{\sigma_y}{E}$$

Sono stati presi in considerazione i seguenti materiali:

| Materiale | σ_y [Mpa] | E [Mpa] | Flex |
|---------------|------------------|---------|----------|
| Alu (7075 T6) | 159 | 71700 | 2,22E-03 |
| Ti (gr 5) | 510 | 113800 | 4,48E-03 |
| CFRP | 660 | 110000 | 6,00E-03 |
| GFRP | 640 | 31000 | 2,06E-02 |
| 46 Si 7 | 1110 | 210000 | 5,29E-03 |
| 55 Si 7 | 1160 | 210000 | 5,52E-03 |
| 60 Si 7 | 1180 | 210000 | 5,62E-03 |
| 60 Si Cr 7 | 1250 | 210000 | 5,95E-03 |
| 60 Si Cr 8 | 1250 | 210000 | 5,95E-03 |
| 55 Cr 3 | 1180 | 210000 | 5,62E-03 |
| 50 CrV 4 | 1140 | 210000 | 5,43E-03 |

| | | | |
|---------------------|------|--------|----------|
| 52 SiCRNi 5 | 1220 | 210000 | 5,81E-03 |
| Maraging 350 | 770 | 210000 | 3,67E-03 |
| Maraging 300 | 880 | 210000 | 4,19E-03 |

Tabella 18: Confronto della flessibilità di diversi materiali

Il materiale con la più alta flessibilità è il GFRP ossia fibra di vetro e resina epossidica.

In generale, per i materiali compositi le proprietà dipendono da molti fattori. Per esempio dipendono dal tipo e dall'orientazione del rinforzo, dalle proprietà della matrice e dall'interfaccia tra i due. Per verificare la tensione alla quale corrisponde la rottura delle prime fibre del GFRP trovata in letteratura, è stata eseguita una prova a flessione su un provino fatto dello stesso GFRP usato per le barre. Per determinare il modulo elastico E del materiale invece è stata eseguita una prova a trazione.

I dati dei provini usati nelle prove sono:

| | | |
|----------------------|------------|-----------------|
| spessore (t) | 3,2 | mm |
| larghezza (w) | 24,5 | mm |
| lunghezza(l) | 85 | mm |
| J | 66,9 | mm ⁴ |

Tabella 19: Dati dei provini per le prove sperimentali per la determinazione di modulo elastico e tensione di rottura del GFRP utilizzato

Dove J è il momento di inerzia calcolato come: $J = \frac{w*t^3}{12}$

Per quanto riguarda la prova a flessione, un peso crescente è stato appeso a un'estremità del provino mentre l'altra è incastrata. Tale prova è molto semplice ed è stata realizzata con l'attrezzatura disponibile in officina: pertanto non risulta molto accurata ma serve per avere un'idea di massima del comportamento del materiale in esercizio. Il valore massimo della massa appesa prima di rompere le fibre è 32,5 Kg (F=32,5*g), a cui corrisponde uno sforzo di 648 MPa. Questo valore di tensione è in accordo con quello trovato in letteratura.

Gli sforzi sono calcolati come: $\sigma = \frac{F*l}{J} * \frac{t}{2}$

La prova ha comunque mostrato che il materiale sotto l'applicazione del carico ha ancora un buon comportamento meccanico quindi il valore di tensione di 640 MPa trovato in letteratura è stato usato per il dimensionamento dei coltelli in quanto rappresenta una condizione conservativa.

Va comunque notato che la formula per il calcolo degli sforzi non considera la concentrazione di tensione dovuta ai fori e all'incastro. L'incastro per come è fatto sottopone a compressione la matrice che potrebbe cedere prima delle fibre in quanto ha una resistenza a rottura più bassa.



Figura 140: Prova sperimentale di flessione su un provino in fibra di vetro

Per determinare invece il modulo elastico è stata eseguita una classica prova di trazione. Il coefficiente angolare E quindi coincide con il coefficiente angolare della retta tangente alla curva nel primo tratto. Il valore sperimentale trovato è 31000 MPa. Seguono i diagrammi forza/spostamento e sforzo/deformazione.

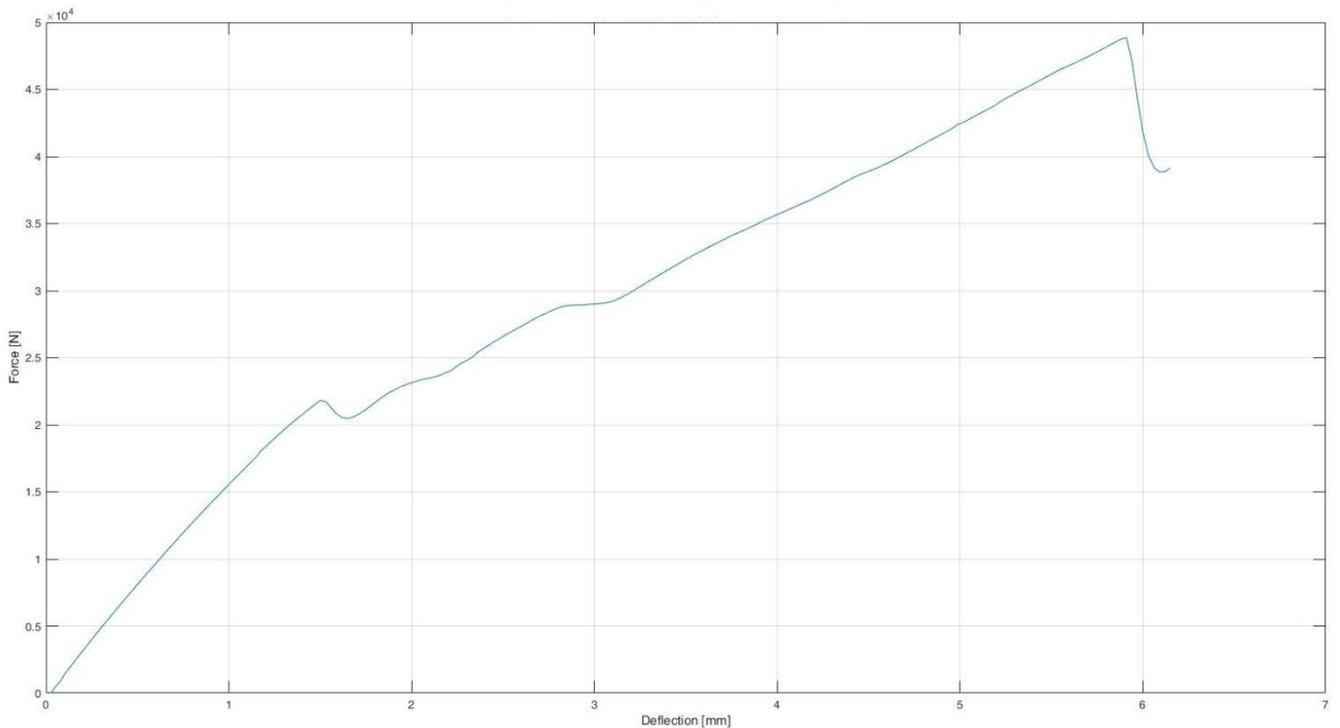


Figura 141: Grafico Forza/Spostamento per un provino in fibra di vetro

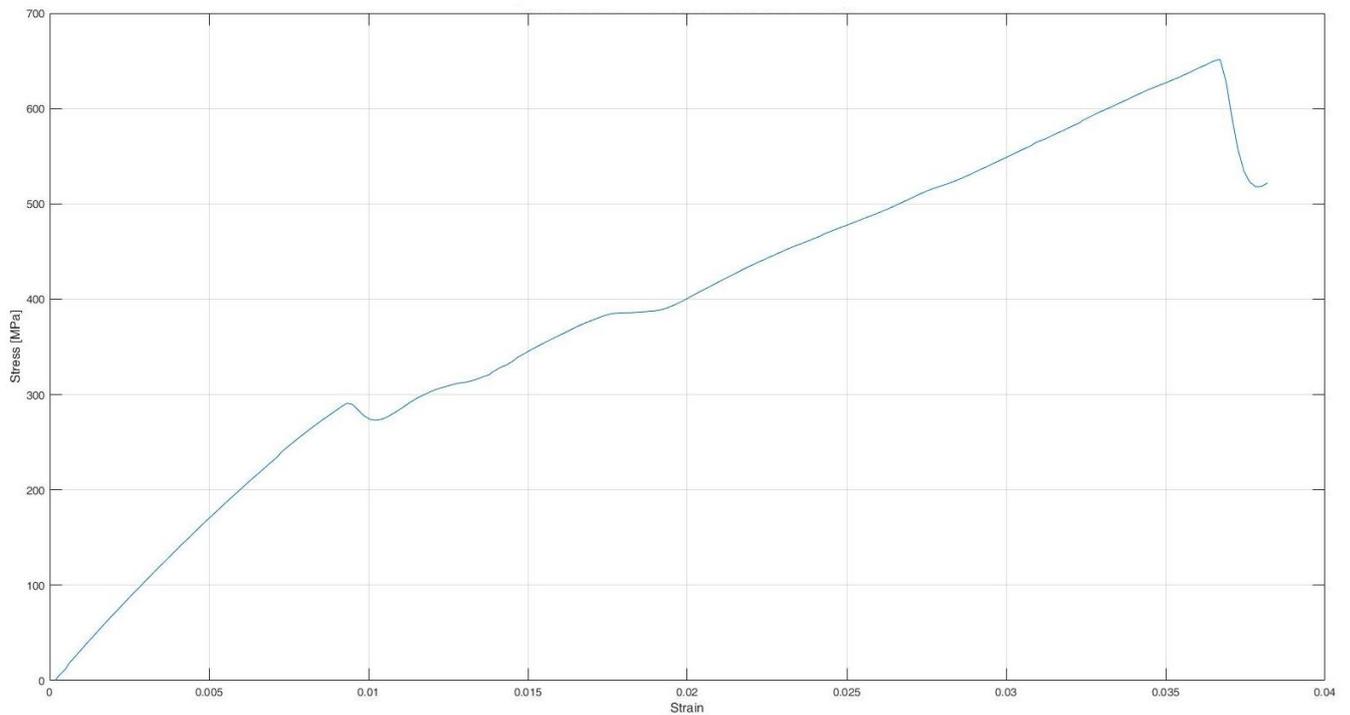


Figura 142: Grafico Tensione/Deformazione per un provino in fibra di vetro

3.3.3.2. Definizione della geometria

Il cuore dell'architettura delle ARB è un coltello in fibra di vetro supportato con due afferraggi, Hub e Tip. Il Tip collega un'estremità del coltello al drop-link il quale trasmette le forze alla barra: in rollio una ruota modifica la sua quota z, le sospensioni si muovono, il rocker ruota e trasmette le forze alla barra anti-rollio. L'Hub invece collega l'altra estremità del coltello al sistema di supporto e ancoraggio alla scocca. Tale sistema prevede un corpo centrale, in blu nella figura sottostante, calettato su un perno centrale e vincolato assialmente con uno spallamento e con un anello Seger. L'Hub è reso solidale al corpo centrale con un sistema di "morse", in azzurro e in giallo, che se allentato permette la rotazione della barra e la regolazione quindi della rigidità. Tale sistema è il medesimo sia per l'asse anteriore che per quello posteriore. Ciò che cambia è il sistema di ancoraggio di questo alla scocca.

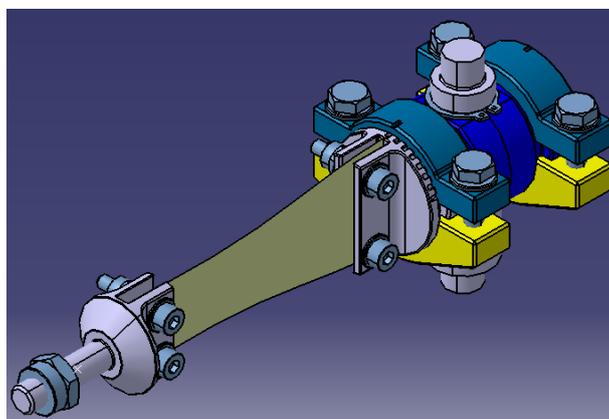


Figura 143: Geometria delle ARB

Esaminiamo intanto i dettagli dei componenti principali di questo sottosistema:

- **Coltelli:** fatti in materiale composito il cui rinforzo è costituito da fibra di vetro e la matrice è resina epossidica (glass fiber reinforced polymer GFRP); una geometria non lineare è stata scelta perché in questo modo gli sforzi si distribuiscono uniformemente sull'intera lunghezza; l'estremità in corrispondenza del Tip è molto meno caricata e quindi permette di avere una più piccola sezione resistente. Inoltre, un componente disegnato con una geometria non lineare ha una rigidità minore in confronto a uno disegnato con una geometria rettangolare. La geometria finale prevede un interasse di 16 mm per i fori in corrispondenza dell'estremità dell' Hub poiché con un interasse minore le simulazioni in HyperMesh mostravano una concentrazione degli sforzi troppo elevata. Lo spessore del coltello è stato scelto iterativamente e verrà dettagliato successivamente.

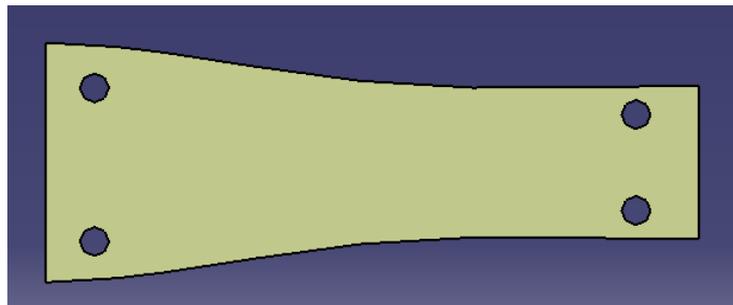


Figura 144: Geometria dei coltelli delle ARB

- **Hub:** fatto di Alluminio 6060; collegato al coltello con due bulloni M3; disegnato con una serie di tacche per permettere la regolazione della rotazione del coltello misurata a partire da una tacca di riferimento sul corpo centrale (tacche sull'Hub ogni 10° per un intervallo complessivo da 0° a 70°). A un range di angolo di rotazione corrisponde un range di rigidità della barra. Nella soluzione tecnica della stagione precedente, Hub e Tip alle loro estremità concentravano gli sforzi e portavano a delaminazione il coltello. Per superare questo problema, il tratto in cui gli afferraggi accolgono il coltello sono stati fatti più lunghi in modo tale che anche loro, in esercizio, partecipino alla flessione dovuta al rollio. In questo modo il problema è stato superato e nessuna barra per tutta la stagione si è danneggiata.

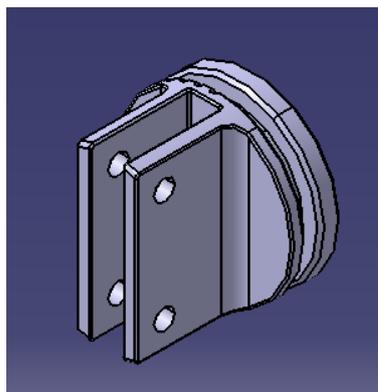


Figura 145: Hub delle barre anti-rollio

- **Tip:** fatto di Alluminio 6060; permette di collegare le ARB al drop-link attraverso la sua estremità filettata e un dado autobloccante M6; solidale al coltello grazie a due bulloni M3. Come verrà spiegato nel paragrafo successivo, per ottenere le rigidità richieste è necessario realizzare due coltelli di spessore diverso e questo implicherebbe di realizzare due diversi Hub e Tip con sedi di accoppiamento con il coltello di larghezza diversa. Per contenere i costi e il numero di componenti

prodotti e necessari al funzionamento della vettura, è stato realizzato un solo afferraggio con la larghezza massima di accoppiamento. Sono stati realizzati due spessori da inserire quando si vuole montare poi il coltello più morbido.

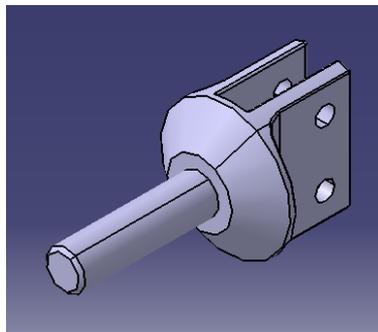


Figura 146: Tip delle barre anti-rollio

Quanto detto è valido per entrambi gli assali. Il sistema globale differisce per l'ancoraggio alla scocca. Sull'asse anteriore i damper sono montati orizzontali e dunque è possibile realizzare un supporto "su due appoggi" per le barre. Come si vede dalla seguente figura, il perno centrale delle barre può ruotare su due cuscinetti allocati uno nella piastra inferiore e uno nella piastra superiore. In questo caso, l'accoppiamento tra il corpo blu e il perno centrale è con interferenza ed è previsto un montaggio a caldo dei due componenti. La piastra superiore è infine fissata alla scocca con due viti calibrate che fungono anche da centraggio per i damper.

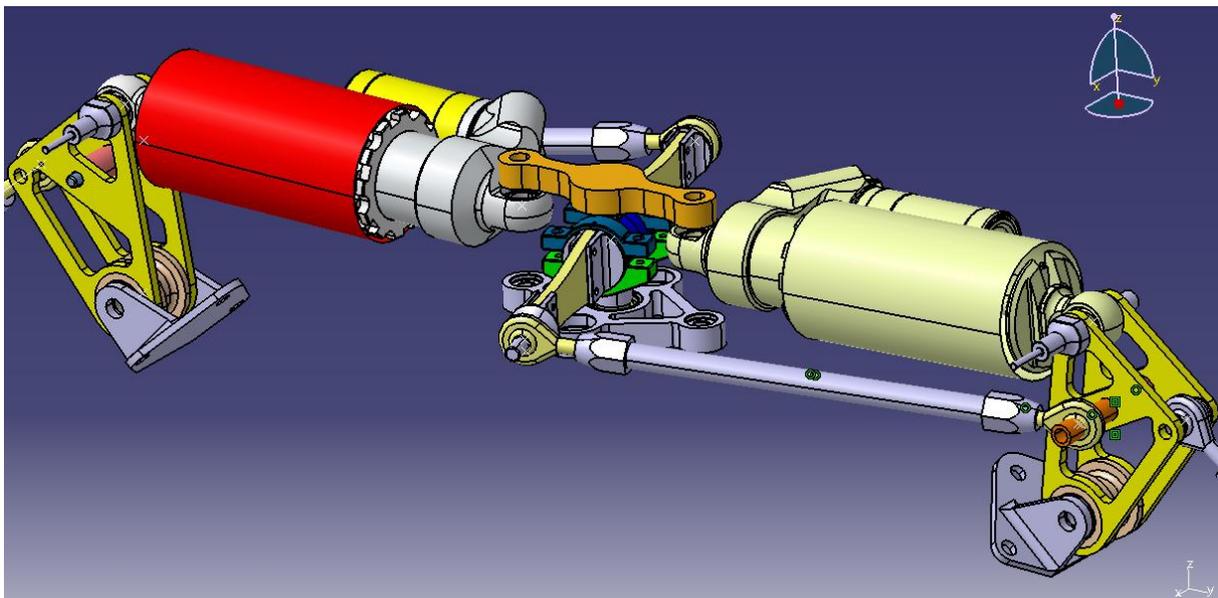


Figura 147: Barre anti-rollio anteriori

Realizzare il medesimo sistema anche sull'assale posteriore non risulta possibile a causa del posizionamento dei damper: per problemi di rapporto di installazione i damper sono inclinati rispetto alla scocca. E' quindi necessario pensare a un supporto diverso. I damper vengono quindi fissati lateralmente, ricordando che per avere un corretto serraggio delle viti è necessario che il loro asse sia perpendicolare al piano su cui vengono avvitate. Non è quindi più possibile pensare a un supporto su *due appoggi* per le barre anti rollio perché si avrebbero problemi di interferenza per fissare la piastra superiore. Viene scelta una soluzione *a sbalzo*: il perno centrale viene centrato sul supporto e viene reso solidale ad esso e alla

scocca con una vite calibrata. In questo caso il corpo blu deve essere in grado di ruotare sul perno e vengono interposte tra i due, due boccole in polimero. Le boccole sono le GFM-101215-12 di IGUS.

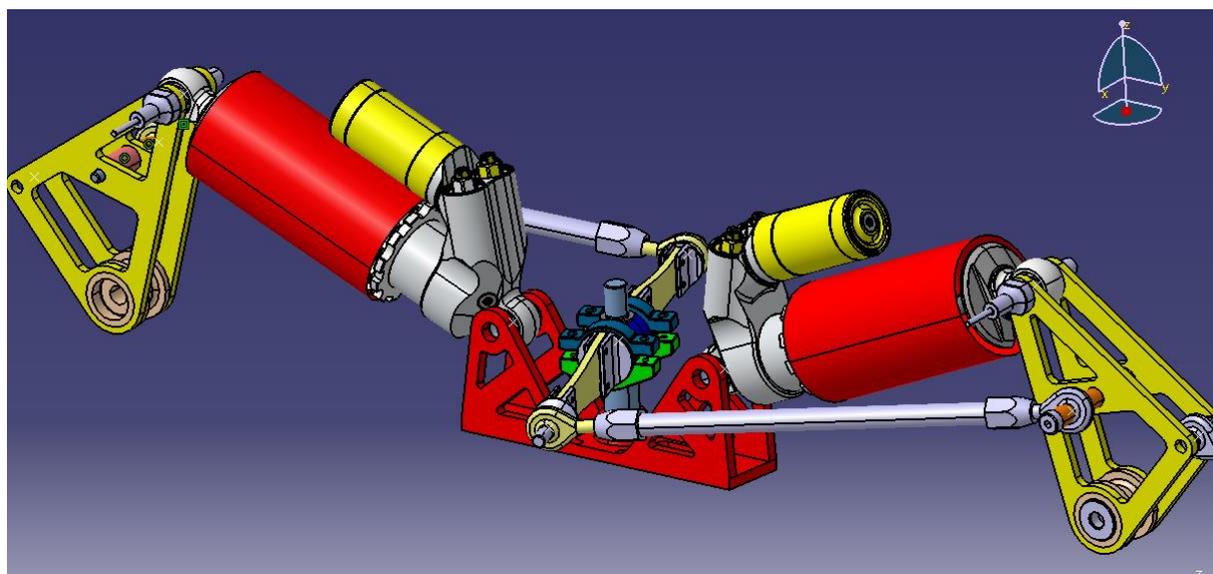


Figura 148: Barre anti-rollo posteriori

3.3.3.3. Verifiche strutturali

Le barre anti rollio devono rispondere a due esigenze: da un lato il rispetto dei target di rigidezza, dall'altro la verifica strutturale. La rigidezza dipende dal materiale, della geometria del coltello, dal tratto utile libero di inflettersi e dallo spessore. I primi tre fattori sono stati già fissati in precedenza quindi per ottenere i valori di rigidezza richiesti, l'ultima variabile su cui è possibile agire è lo spessore del coltello. Se lo spessore aumenta anche la rigidezza aumenta, e viceversa. Una volta ottenuto un range di rigidezza accettabile, si verifica strutturalmente il comportamento meccanico del coltello. Nella pratica si è costruito un modello agli elementi finiti che andasse a simulare il comportamento della barra: inizialmente si impone una forza nota F , per comodità imposta pari a 1 N, il software restituisce gli spostamenti s e la rigidezza k viene calcolata come:

$$k = \frac{F}{s}$$

Fissato anche lo spessore, vengono applicati i carichi che si avrebbero in esercizio e si osservano i risultati in termini di tensioni sul coltello.

Come prima cosa è stata realizzata la mesh dei componenti: la dimensione della mesh di Hub e Tip è 1 mm mentre quella dei coltelli è 0,2 mm. Poi vengono assegnate le proprietà dei materiali: PSOLID e Alluminio per Hub e Tip; PSHELL e GFRP per il coltello (lo spessore viene assegnato iterativamente).

| | Modulo Elastico [MPa] | Modulo a taglio [MPa] | Coefficiente di Poisson |
|-----------------------|--------------------------|--------------------------|----------------------------|
| Alluminio 6060 | 71700 | 26900 | 0.33 |
| GFRP | 31000 | | |

Tabella 20: Proprietà meccaniche dei materiali per la simulazione FEM delle ARB

Per simulare il vincolo fisico di essere solidale alla scocca, ai nodi della testa dell'Hub sono state vincolate le traslazioni in x, y e z. Per quanto riguarda le forze, queste sono applicate sul tip usando un elemento RBE3 per distribuirle su tutti i nodi della superficie di contatto con il drop-link. Si è creato un ventaglio di forze: ogni caso di carico è caratterizzato dall'aumento di 5° dell'angolo di applicazione della forza dal precedente per simulare la rotazione della barra (angoli da 0° a 90°). La connessione tra coltello e supporti è stata simulata con un elemento RBE2 sui fori.

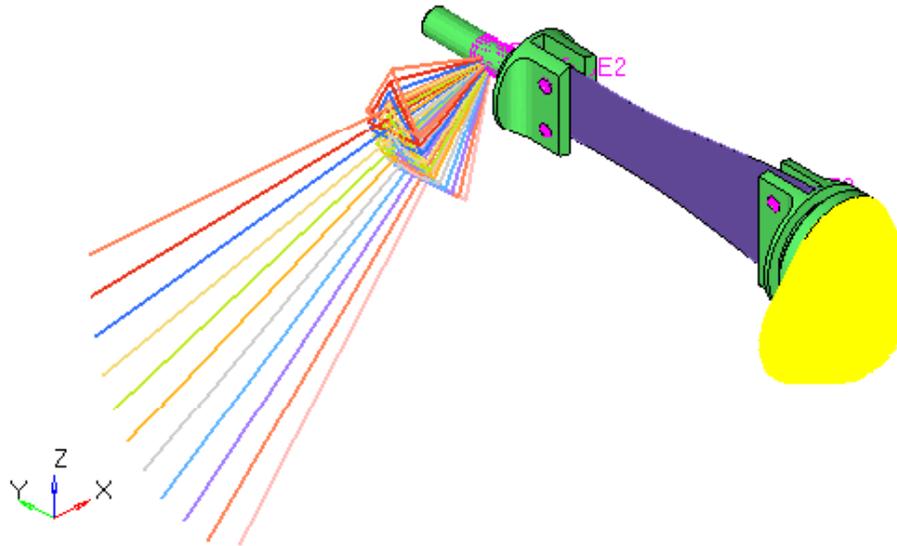


Figura 149: Modello per analisi FEM delle barre anti-rollio

| Rotazione delle forze | | | |
|-----------------------|--------|--------|--------|
| Modulo [N] | Angolo | Fx [N] | Fz [N] |
| 1 | 0 | 1 | 0 |
| 1 | 5 | 0,996 | 0,087 |
| 1 | 10 | 0,985 | 0,174 |
| 1 | 15 | 0,966 | 0,259 |
| 1 | 20 | 0,940 | 0,342 |
| 1 | 25 | 0,906 | 0,423 |
| 1 | 30 | 0,866 | 0,500 |
| 1 | 35 | 0,819 | 0,574 |
| 1 | 40 | 0,766 | 0,643 |
| 1 | 45 | 0,707 | 0,707 |
| 1 | 50 | 0,643 | 0,766 |
| 1 | 55 | 0,574 | 0,819 |
| 1 | 60 | 0,500 | 0,866 |
| 1 | 65 | 0,423 | 0,906 |
| 1 | 70 | 0,342 | 0,940 |
| 1 | 75 | 0,259 | 0,966 |
| 1 | 80 | 0,174 | 0,985 |
| 1 | 85 | 0,087 | 0,996 |
| 1 | 90 | 0 | 1 |

Tabella 21: Forze applicate per la determinazione della rigidità delle ARB

A questo punto si è proceduto iterativamente andando ad assegnare spessori diversi fino ad ottenere i target di rigidezza necessari: 20-40 N/mm per la barra posteriore e 30-70 N/mm per la barra anteriore. Sin dai primi tentativi è risultato impossibile coprire con un solo coltello un intervallo di rigidezza complessivo di 20-70 N/mm. Si è scelto dunque di realizzare due coltelli di spessore differente per coprire tutto l'intervallo: un primo coltello più sottile con rigidezze da 20-40 N/mm e un secondo coltello più spesso da 40-70 N/mm.

Il primo valore di tentativo è stato imporre uno spessore di 3,5 mm ma questo garantiva rigidezze comprese tra i 16,9 e i 32,6 N/mm. Tale intervallo è troppo basso e il secondo valore di tentativo è stato 4 mm. Questo, al contrario, aveva un range di rigidezze troppo elevato: da 25 a 41,2 N/mm. E' stato scelto quindi un valore intermedio di 3,8 mm. Si riportano per esteso i calcoli precisando che il software restituisce le componenti dello spostamento lungo le direzioni principali del sistema di riferimento del modello ma lo spostamento della barra che effettivamente si oppone al rollio è quello calcolato lungo il drop-link e dunque viene calcolato tenendo conto della sua inclinazione rispetto al sistema di riferimento.

| u [mm] | w [mm] | spostamento lungo droplink [mm] | K [N/mm] |
|---------|----------|---------------------------------|----------|
| 0,04654 | 0,003609 | 0,04654 | 21,5 |
| 0,04666 | 0,003808 | 0,046814346 | 21,4 |
| 0,04647 | 0,003982 | 0,04645585 | 21,5 |
| 0,04589 | 0,004122 | 0,045394236 | 22,0 |
| 0,04498 | 0,004232 | 0,043716821 | 22,9 |
| 0,04369 | 0,004308 | 0,041420446 | 24,1 |
| 0,0421 | 0,004353 | 0,038640755 | 25,9 |
| 0,04018 | 0,004365 | 0,035423218 | 28,2 |
| 0,03797 | 0,004343 | 0,031885793 | 31,4 |
| 0,03545 | 0,004287 | 0,028107074 | 35,6 |
| 0,03269 | 0,004201 | 0,024240761 | 41,3 |

Tabella 22: Calcolo delle rigidezze per i coltelli di spessore 3,8 mm

Per il secondo coltello invece lo spessore necessario è di 4,8 mm e si riportano i calcoli.

| u [mm] | w [mm] | spostamento lungo droplink [mm] | K [N/mm] |
|---------|----------|---------------------------------|----------|
| 0,02364 | 0,001778 | 0,02364 | 42,3 |
| 0,0237 | 0,001937 | 0,023778641 | 42,1 |
| 0,02359 | 0,002083 | 0,023593505 | 42,4 |
| 0,02329 | 0,002212 | 0,023069436 | 43,3 |
| 0,02283 | 0,002324 | 0,022249032 | 44,9 |
| 0,02217 | 0,002418 | 0,021116322 | 47,4 |
| 0,02136 | 0,002493 | 0,019747064 | 50,6 |
| 0,02038 | 0,002551 | 0,018160484 | 55,1 |
| 0,01925 | 0,002588 | 0,016413566 | 60,9 |
| 0,01797 | 0,002606 | 0,014553754 | 68,7 |

Tabella 23: Calcolo delle rigidezze per i coltelli di spessore 4,8 mm

Fissate le rigidezze, è necessario eseguire una verifica strutturale. Per il calcolo delle forze in esercizio si utilizzano i valori delle forze massime previste considerando 2g laterali. Tali valori vengono interpolati e vengono calcolate le forze per ciascuna rotazione della barra.

| K [N/mm] | carico verifica [N] | Fx [N] | Fz[N] |
|----------|---------------------|--------|-------|
| 21,5 | 203 | 203 | 0 |
| 21,4 | 202 | 201 | 18 |
| 21,5 | 203 | 200 | 35 |
| 22,0 | 207 | 200 | 54 |
| 22,9 | 214 | 202 | 73 |
| 24,1 | 225 | 204 | 95 |
| 25,9 | 240 | 208 | 120 |
| 28,2 | 260 | 213 | 149 |
| 31,4 | 287 | 220 | 184 |
| 35,6 | 322 | 228 | 228 |
| 41,3 | 371 | 238 | 284 |

Tabella 24: Carichi di verifica per i coltelli di spessore 3,8 mm

| K [N/mm] | carico verifica [N] | Fx [N] | Fz[N] |
|----------|---------------------|--------|-------|
| 42,3 | 393 | 393 | 0 |
| 42,1 | 391 | 390 | 34 |
| 42,4 | 394 | 388 | 68 |
| 43,3 | 401 | 387 | 104 |
| 44,9 | 413 | 388 | 141 |
| 47,4 | 431 | 391 | 182 |
| 50,6 | 455 | 394 | 227 |
| 55,1 | 486 | 398 | 278 |
| 60,9 | 525 | 402 | 337 |
| 68,7 | 575 | 406 | 406 |

Tabella 25: Carichi di verifica per i coltelli di spessore 4,8 mm

Considerando la natura ortotropa del materiale, l'analisi è stata fatta facendo riferimento alle tensioni principali; l'ipotesi di Von Mises, infatti, vale solo per i materiali isotropi.

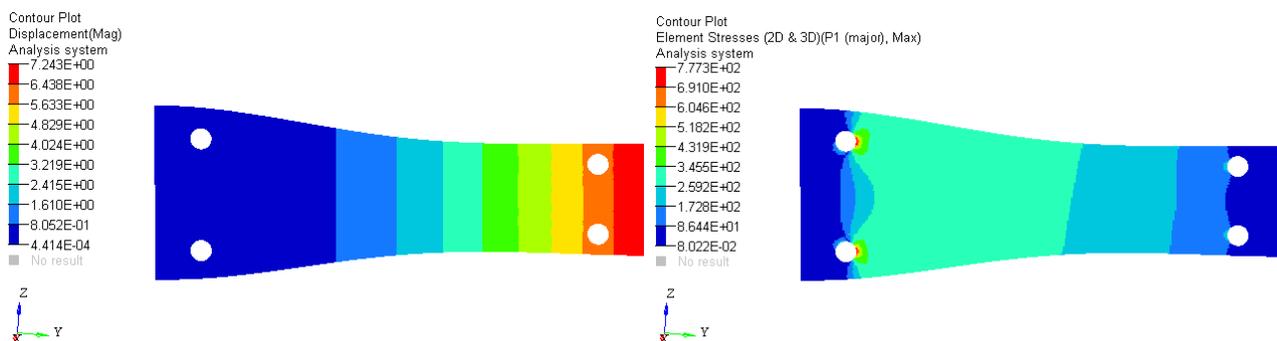


Figura 150: Deformazioni e tensioni dei coltelli con angolo di rotazione di 0 gradi

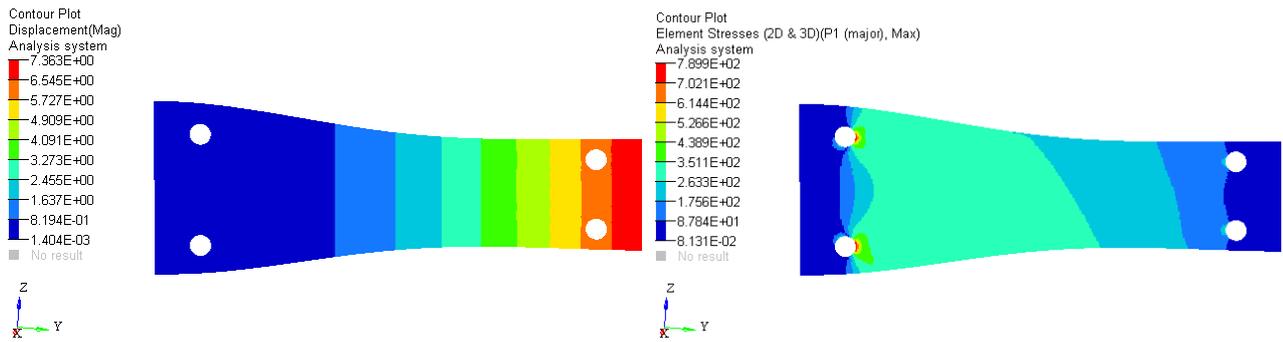


Figura 151: Deformazioni e tensioni dei coltelli con angolo di rotazione di 20 gradi

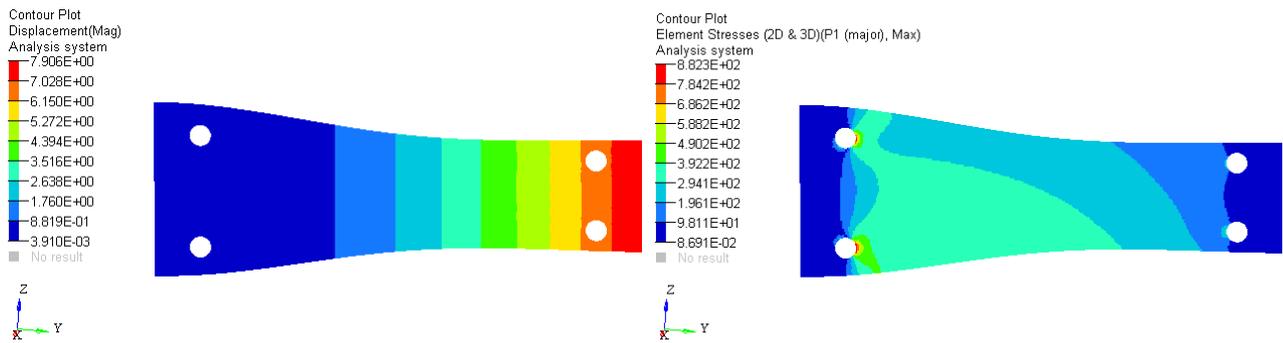


Figura 152: Deformazioni e tensioni dei coltelli con angolo di rotazione di 40 gradi

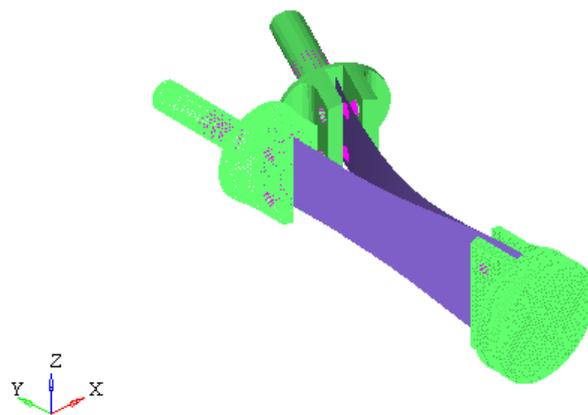


Figura 153: Deformata delle barre anti-rollio in esercizio

Si riporta in definitiva l'andamento della rigidità dei coltelli in funzione dell'angolo di rotazione del coltello.

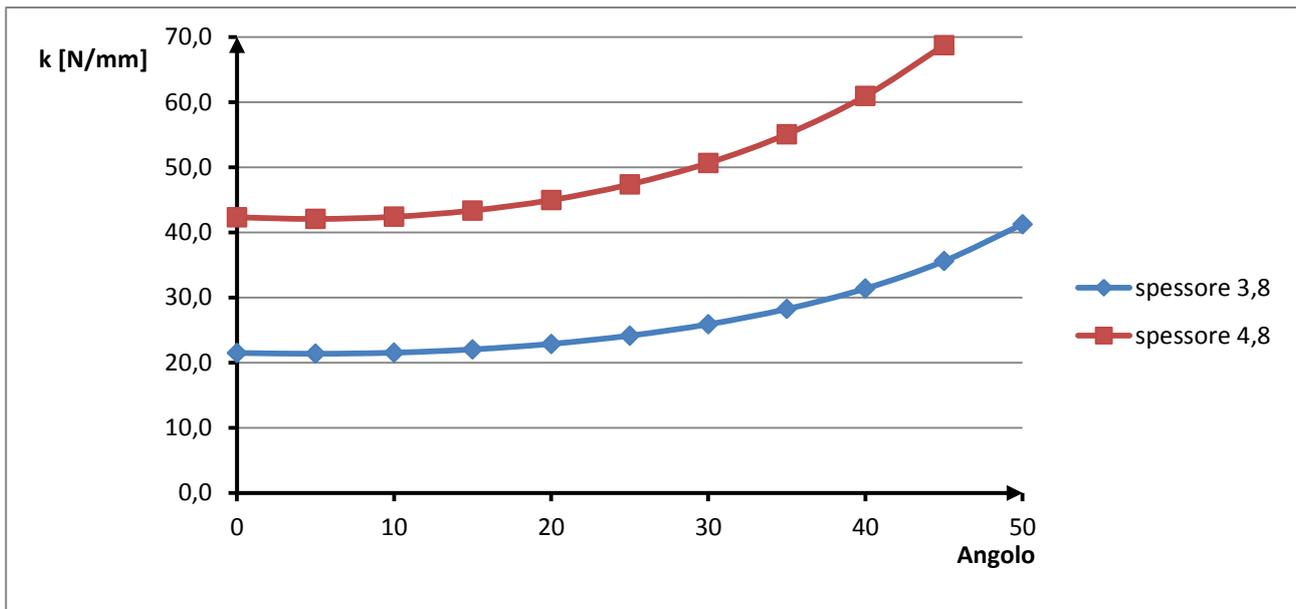


Figura 154: Rigidezza in funzione dell'angolo di rotazione

Una verifica strutturale è stata effettuata anche sul supporto posteriore: questo viene sollecitato contemporaneamente sia delle barre anti rollio che dei damper. E' importante andare a valutare le tensioni sui componenti ma soprattutto è importante tenere sotto controllo le deformazioni in quanto un leggero spostamento dei punti di fissaggio dei damper causerebbe un cambiamento del comportamento dinamico di tutta la vettura.

Il modello è molto semplice: viene effettuata la mesh e vengono assegnate le proprietà dei materiali come già visto in precedenza. La peculiarità del modello è nei carichi e nei vincoli. Viene simulato il rollio applicando un momento (in verde nella figura 155) in corrispondenza delle barre e vengono simulate le condizioni in cui le molle sono in trazione (forze in blu e azzurro) e in cui sono in compressione (forze in rosso e in verde chiaro) facendo attenzione di applicare le forze sulla semicirconferenza dei fori che effettivamente è sollecitata. Vengono anche simulate condizioni miste. L'entità della forza massima applicabile dalla molla viene calcolata considerando la sua rigidezza e la sua corsa massima: risulta essere in definitiva di 315 N. Il momento a rollio viene calcolato come la massima forza esercitabile sulle barre moltiplicato per il suo braccio: risulta essere 35,6 Nm. Infine vengono vincolate le traslazioni e le rotazioni in corrispondenza dei fori di collegamento alla scocca.

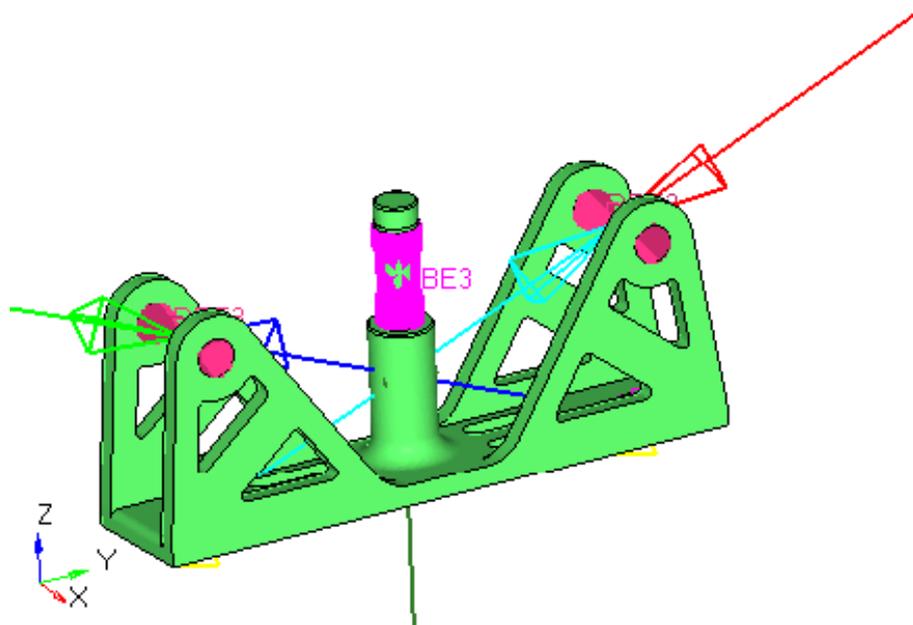


Figura 155: Modello FEM per il supporto posteriore delle barre anti rollio

Vengono riportati i risultati in termini di spostamenti e tensione per tutti i casi di carico.

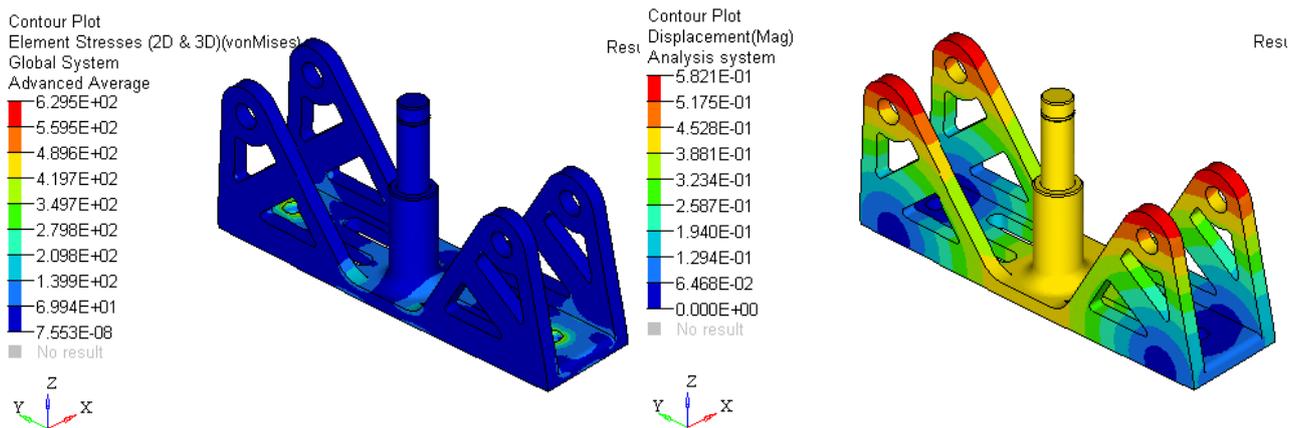


Figura 156: Tensioni e deformazioni del supporto posteriore delle ARB con molle in compressione

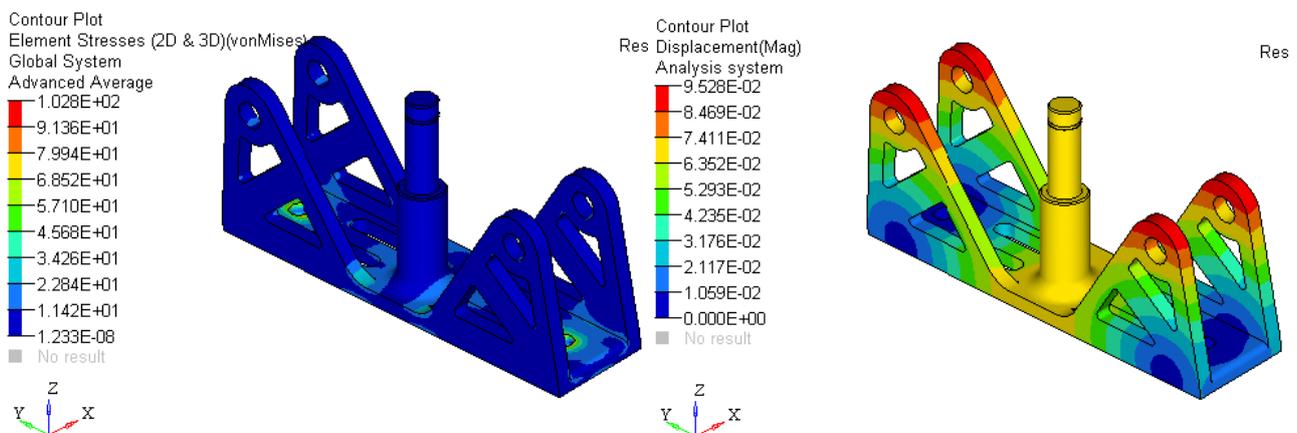


Figura 157: Tensioni e deformazioni del supporto posteriore delle ARB con molle in estensione

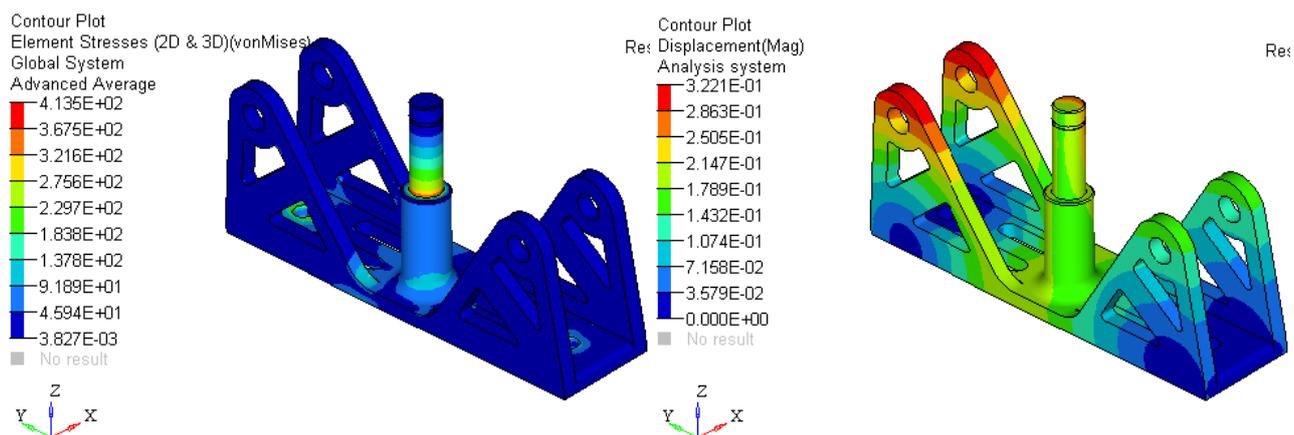
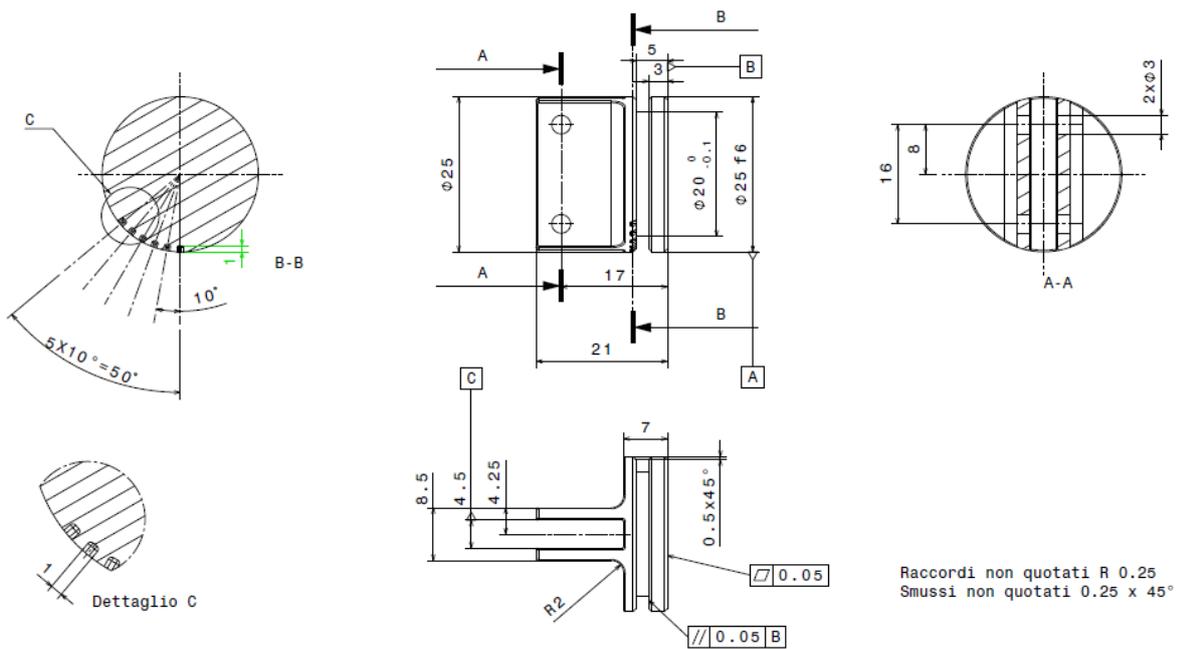


Figura 158: Tensioni e deformazioni del supporto posteriore delle ARB in rollio

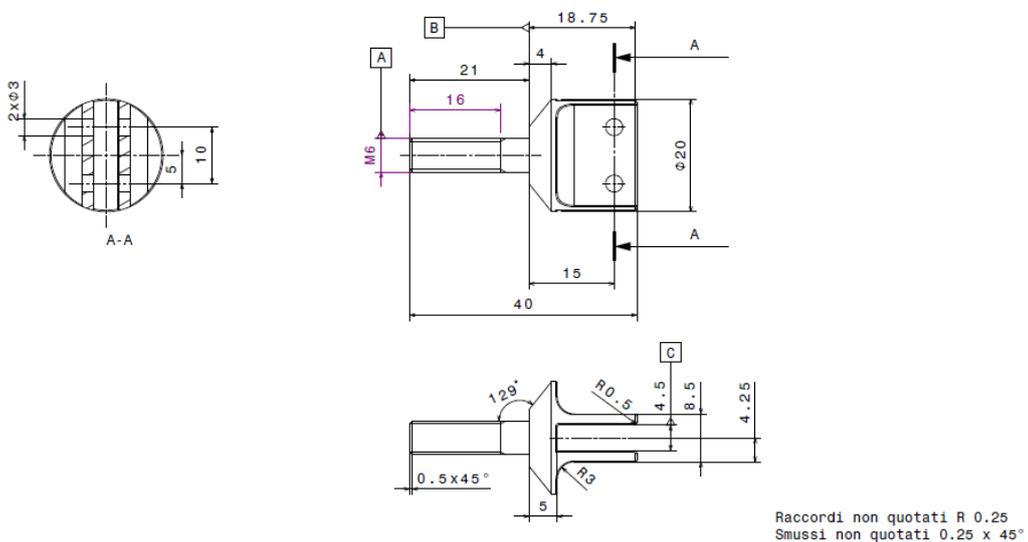
3.3.3.4. Produzione

Un processo produttivo è stato pensato ad hoc per ciascun componente facente parte delle barre anti rollio. Hub e Tip, in alluminio, sono macchinati dal pieno e sono lavorati al tornio e alla fresa. Il perno centrale, in acciaio è assialsimmetrico quindi lavorabile completamente al tornio. Per quanto riguarda il supporto di fissaggio delle barre posteriori alla scocca questo richiede una lavorazione su un centro di lavoro in 5 assi. Si riportano i disegni costruttivi. Non sono richieste tolleranze particolari e si lasciano la maggior parte delle quote in tolleranze generali. Si ha cura solo di tollerare il diametro di accoppiamento dell'Hub con i cavallotti di fissaggio per evitare la condizione di gioco.



| | | | |
|---|---------------------|---|--|
| General tolerances UNI-ISO 8015 Tolerances not dimensioned UNI-ISO 2768 mK | CATIA V5 | Material: Al 6060 T6 | RESERVED RIGHTS. NOT TO BE COPIED OR USED WITHOUT PERMISSION |
| Designer/responsible: Elisabetta Carboneri (347 2514354) | Quantity: 6 | Surface/material treatments: Aesthetic anodizing | |
| Part: GFRP HUB | Scale: 2:1 | Raw dim: | |
| Division: Mechanical division | Date: 26/01/2017 | Machining process: Turning & milling | |
| FORMULA STUDENT ELECTRIC 2017 | |   | A3 |

Figura 159: Disegno costruttivo dell'Hub



| | | | |
|---|---------------------|--|--|
| General tolerances UNI-ISO 8015 Tolerances not dimensioned UNI-ISO 2768 mK | CATIA V5 | Material: Al 6060 T6 | RESERVED RIGHTS. NOT TO BE COPIED OR USED WITHOUT PERMISSION |
| Designer/responsible: Elisabetta Carboneri (347 2514354) | Quantity: 6 | Surface/material treatments: Aesthetic anodizing | |
| Part: GFRP TIP | Scale: 2:1 | Raw dim: | |
| Division: Mechanical division | Date: 26/01/2017 | Machining process: Turning & milling | |
| FORMULA STUDENT ELECTRIC 2017 | |   | A3 |

Figura 160: Disegno costruttivo del Tip

- 120 minuti, 100 gradi, 1 bar
- 60 minuti, da 100 a 25 gradi, 1 bar



Figura 163: Stampi prima e durante il processo di laminazione delle lastre di fibra di vetro

3.3.4. Assemblaggio dell'assieme Sospensioni

E' stato previsto un ciclo di montaggio e smontaggio.

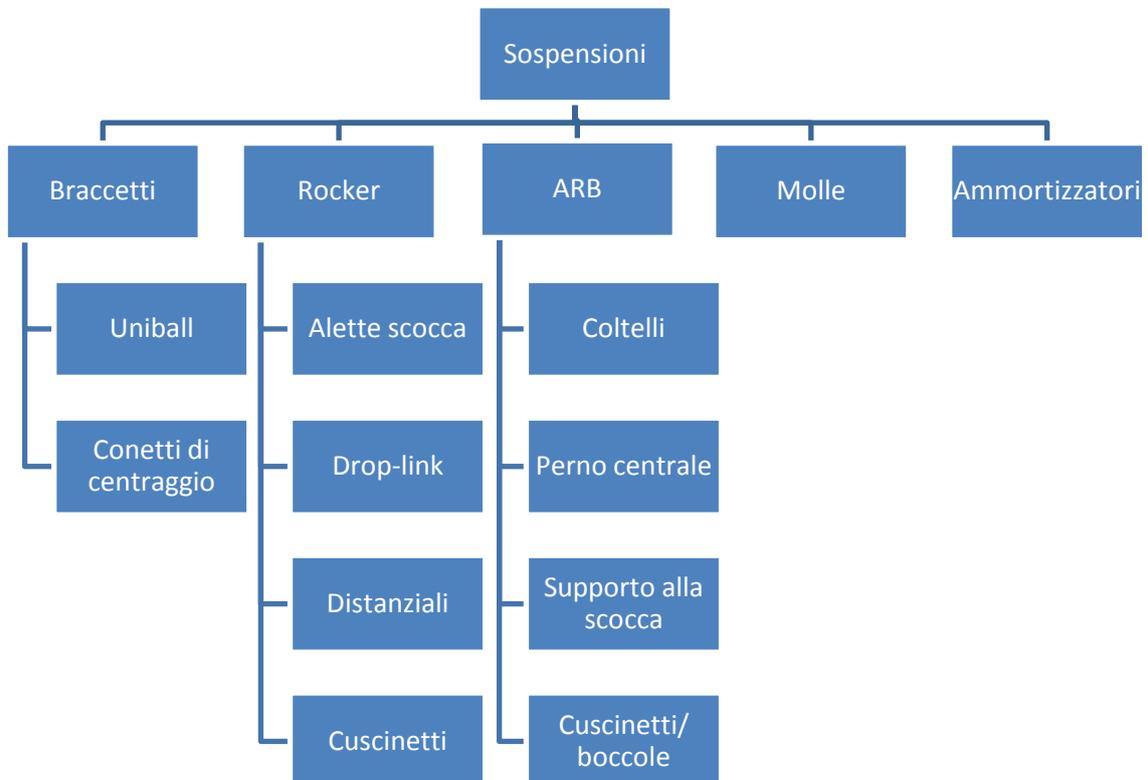


Figura 164: Architettura dell'assieme Sospensioni

E' possibile assemblare precedentemente dei componenti in parallelo e poi procede con il montaggio in macchina. Considerando di partire da braccetti già saldati e da rocker già incollati, i pre-assemblaggi possibili sono:

- A. Calettare gli uniball nelle sedi dei braccetti e vincolare assialmente con anelli seger
- B. Avvitare i rod end sui braccetti, dove previsti
- C. Centrare e avvitare i push rod sui triangolo superiori
- D. Assemblare le ARB comprensive di coltello, Hub, Tip, corpo centrale e cavallotti
- E. Calettare i cuscinetti nelle sedi dei rocker

A questo punto segue un assemblaggio sequenziale:

- F. Avvitare le alette scocca alla scocca
- G. Centrare i braccetti con i conetti di centraggio nelle alette scocca
- H. Avvitare i braccetti, lato scocca
- I. Avvitare i tie rod alla cremagliera all'anteriore, e alla scocca al posteriore
- J. Centrare i rocker con i distanziali calibrati nelle alette scocca
- K. Avvitare i rocker alla scocca e al push rod
- L. Calettare le ARB con cuscinetti/boccole sul perno centrale e il perno al supporto scocca
- M. Avvitare il drop-link all'estremità libera delle barre
- N. Avvitare il drop-link al rocker avendo cura di posizionare correttamente i distanziali
- O. Avvitare molle e ammortizzatori lato scocca al supporto scocca e lato rocker al rocker
- P. Montare il montante delle Masse non Sospese ai braccetti (questo può essere fatto anche subito dopo il punto I avendo cura di sorreggere la massa non sospesa fino al completamento di tutte i successivi punti)



Figura 165: Fase di montaggio delle Sospensioni

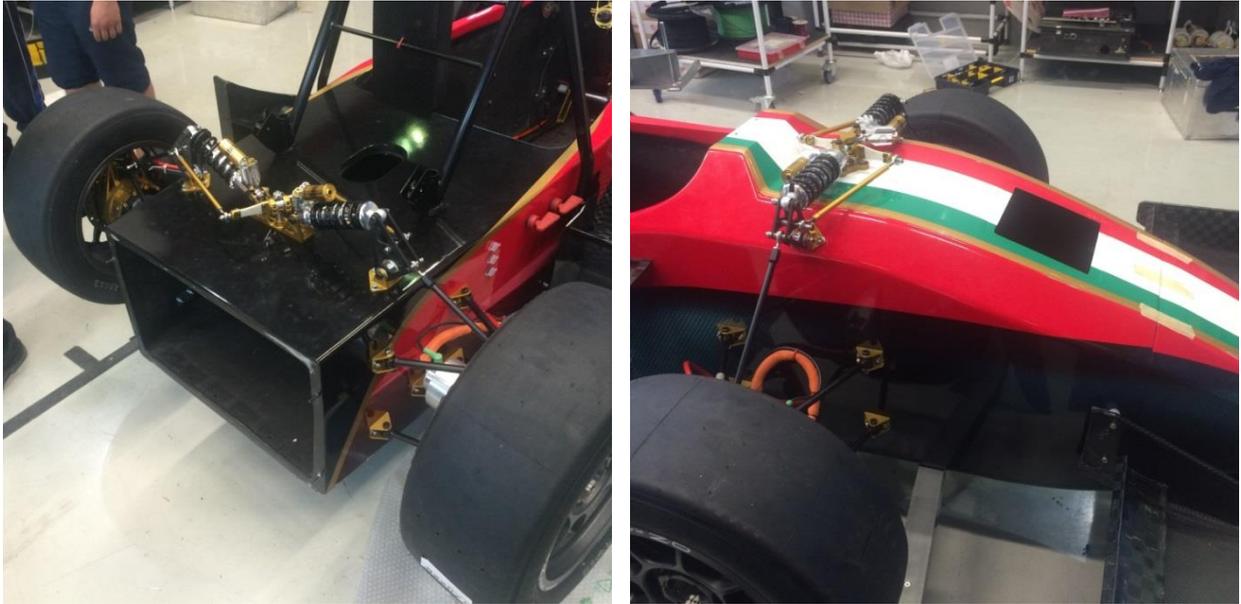


Figura 166: Sospensioni posteriori e anteriori montate sulla vettura

3.3.5. Validazione sperimentale della rigidità delle barre anti-rollo

Lo scopo della prova è determinare le rigidità sperimentali delle barre anti-rollo per poter fare una regolazione in gara su dati reali.

È stata assemblata una ARB (coltello, Hub, Tip); l'Hub è stato fissato al perno centrale delle sospensioni con un sistema di afferaggio esattamente uguale a quello previsto sulla vettura, il perno centrale è stato saldato a una piastra di acciaio e la piastra è stata resa solidale a un supporto a "L" attraverso 4 bulloni per simulare il fissaggio sulla monoscocca; sul Tip è stato avvitato uno snodo identico a quello del drop-link per applicare il carico nello stesso punto dove lo riceverà sulla vettura.

La prova si è articolata nel seguente modo: fissato l'angolo di incidenza della barra, un carico progressivo è stato applicato per step; è stato imposto uno spostamento e si è letto il carico corrispondente dalla cella di carico. Si è scelto di procedere in questo modo perché è molto più difficile lavorare a carico imposto in quanto con una pressa idraulica non si ha la sensibilità di fermarsi esattamente a un certo carico. La prova è stata ripetuta per angoli di 0°, 20° e 40°.

Per applicare il carico si è usata una pressa idraulica, per valutarne l'entità una cella di carico e per misurare lo spostamento in corrispondenza del punto di applicazione del carico un comparatore. Seguono le caratteristiche degli strumenti:

| pressa idraulica | | cella di carico | |
|---------------------|------|------------------|--------------------|
| marca | OMCN | marca | AEP TRANSDUCERS |
| modello | 154 | modello | C2S |
| portata max [kN] | 100 | portata max [kN] | 200 |
| pressione max [bar] | 400 | errore combinato | $\leq \pm 0.023\%$ |

Tabella 26: Caratteristiche della strumentazione utilizzata per la validazione sperimentale delle ARB

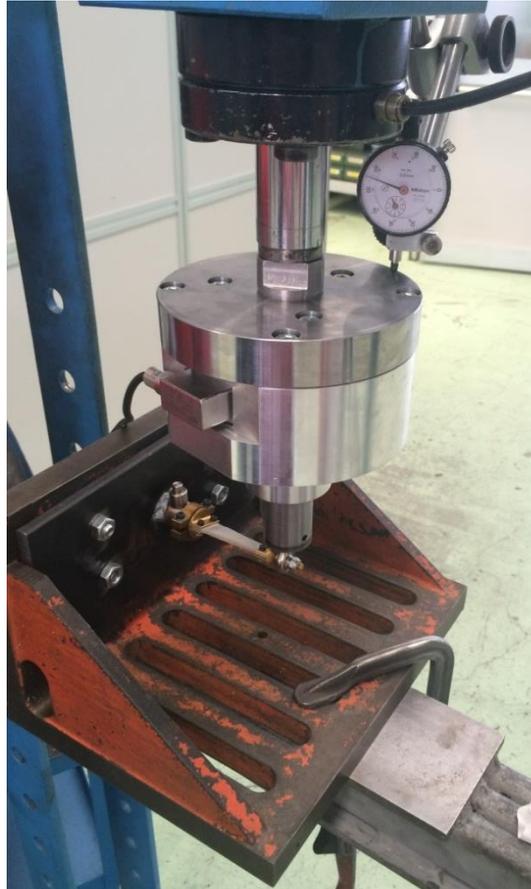


Figura 167: Prova sperimentale per la validazione delle rigidità delle ARB

Noti carichi e spostamenti sono state calcolate le rigidità sperimentali:

| 0 gradi | | |
|------------|------------------|---------|
| carico [N] | spostamento [mm] | K[N/mm] |
| 0 | 0 | |
| 20 | 1 | 20,0 |
| 49 | 2 | 24,5 |
| 76 | 3 | 25,3 |
| 102 | 4 | 25,5 |
| 119 | 5 | 23,8 |
| 67 | 4 | 16,8 |
| 40 | 3 | 13,3 |
| 28 | 2 | 14,0 |
| 4 | 1 | 4,0 |
| 0 | 0 | |

Tabella 27: Valori sperimentali di rigidità a 0 gradi

| 20 gradi | | |
|------------|------------------|---------|
| carico [N] | spostamento [mm] | K[N/mm] |
| 0 | 0 | |
| 27 | 1 | 27,0 |

| | | |
|-----|---|------|
| 57 | 2 | 28,5 |
| 86 | 3 | 28,7 |
| 108 | 4 | 27,0 |
| 126 | 5 | 25,2 |
| 104 | 4 | 26,0 |
| 43 | 3 | 14,3 |
| 31 | 2 | 15,5 |
| 5 | 1 | 5,0 |
| 0 | 0 | |

Tabella 28: Valori sperimentali di rigidezze a 20 gradi

| 40 gradi | | |
|------------|------------------|---------|
| carico [N] | spostamento [mm] | K[N/mm] |
| 0 | 0 | |
| 30 | 1 | 30 |
| 71 | 2 | 35,5 |
| 105 | 3 | 35 |
| 124 | 4 | 31 |
| 149 | 5 | 29,8 |
| 94 | 4 | 23,5 |
| 60 | 3 | 20 |
| 26 | 2 | 13 |
| 5 | 1 | 5 |
| 0 | 0 | |

Tabella 29: Valori sperimentali di rigidezze a 40 gradi

I dati sono stati raccolti anche nella fase di scarico della barra per valutare la presenza di isteresi.

Seguono i grafici forza-spostamento.

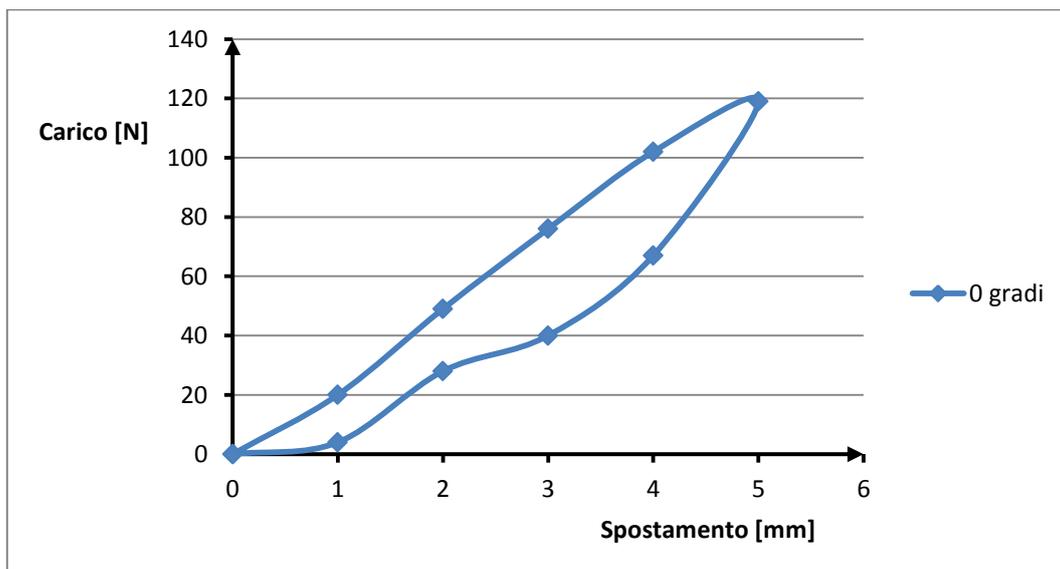


Figura 168: Andamento del carico in funzione dello spostamento per un angolo di rotazione di 0 gradi

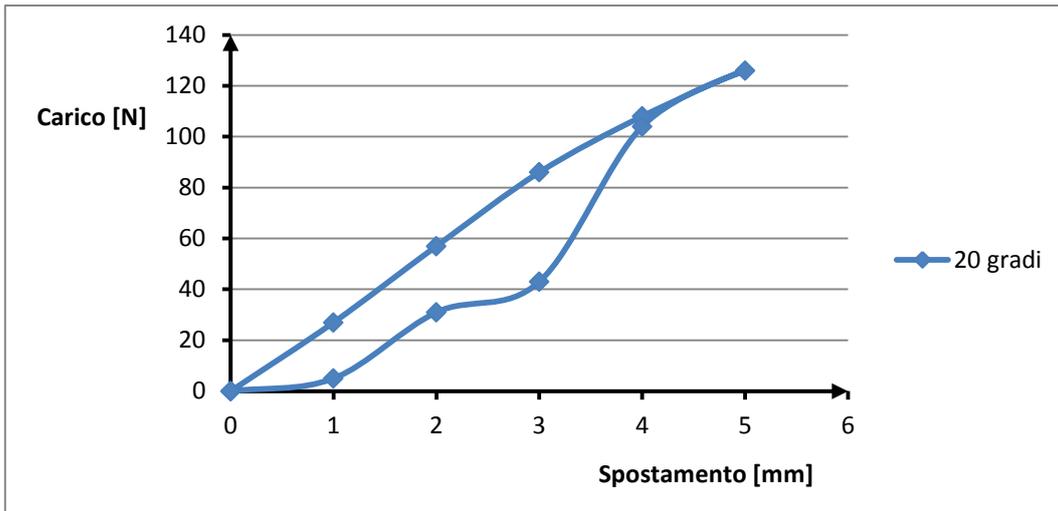


Figura 169: Andamento del carico in funzione dello spostamento per un angolo di rotazione di 20 gradi

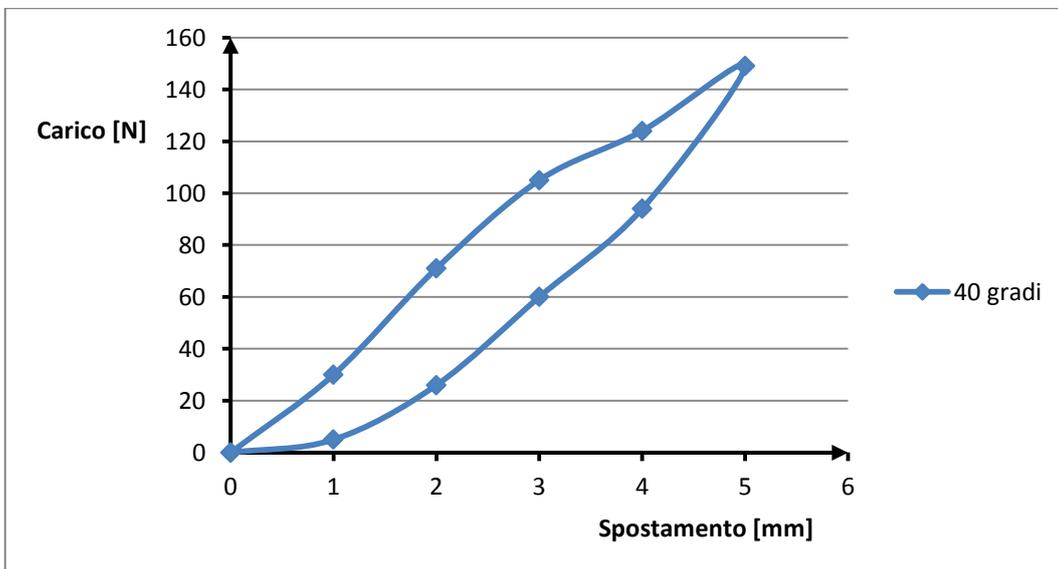


Figura 170: Andamento del carico in funzione dello spostamento per un angolo di rotazione di 40 gradi

La presenza di isteresi è evidente per tutte le prove infatti la curva di scarico non coincide mai con quella di carico; questo fenomeno può essere spiegato considerando la presenza di attriti interni.

Per ottenere un valore di rigidità sperimentale il più robusto possibile si è scelto di considerare il coefficiente angolare della retta interpolatrice dei dati raccolti nella fase di carico.

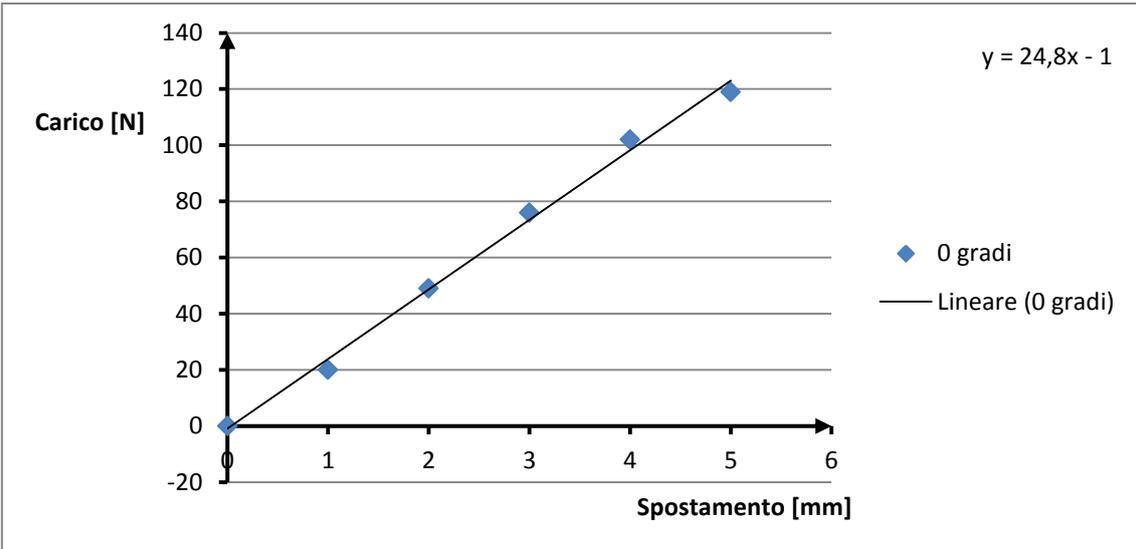


Figura 171: Interpolazione lineare dei dati raccolti a 0 gradi

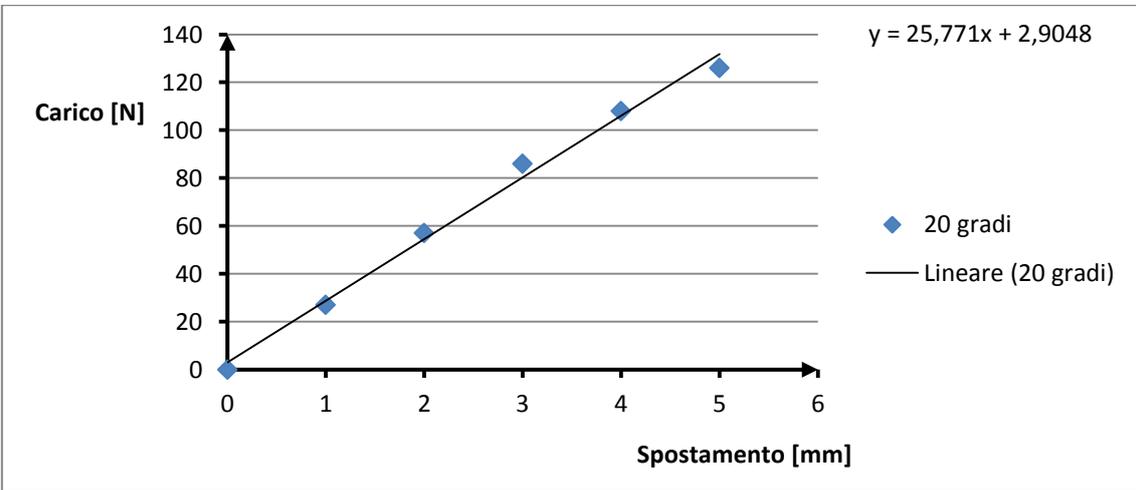


Figura 172: Interpolazione lineare dei dati raccolti a 20 gradi

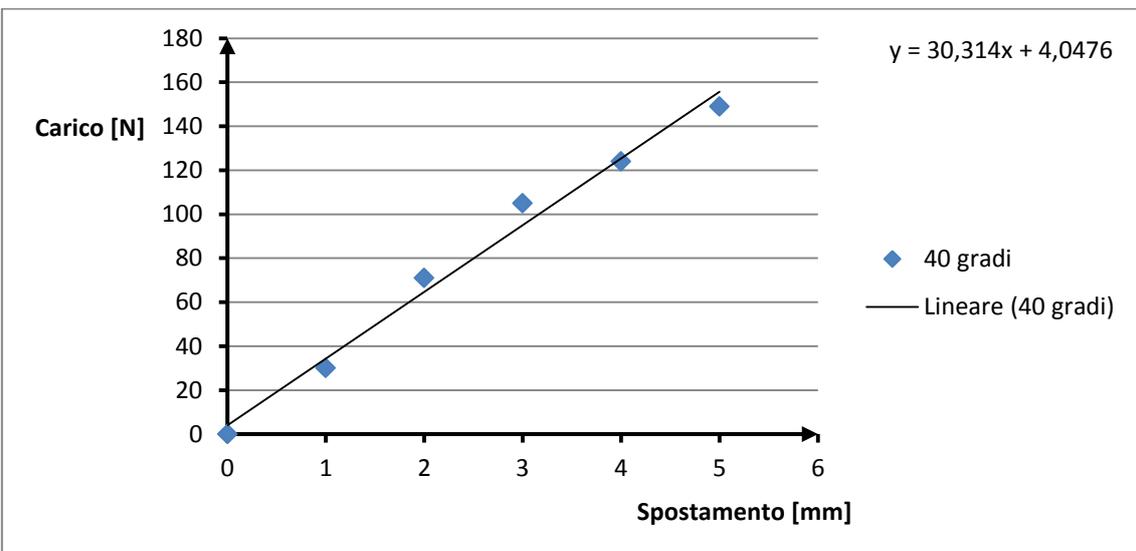


Figura 173: Interpolazione lineare dei dati raccolti a 40 gradi

E' quindi possibile ora confrontare le rigidezze sperimentali con quelle teoriche calcolate da FEM:

| Angolo | k teorica [N/mm] | k sperimentale [N/mm] | errore |
|--------|------------------|-----------------------|--------|
| 0 | 21,5 | 24,8 | -15,3% |
| 20 | 22,9 | 25,8 | -12,7% |
| 40 | 31,4 | 30,4 | 3,2% |

Tabella 30: Valutazione dell'errore tra la rigidezza teorica e quella sperimentale

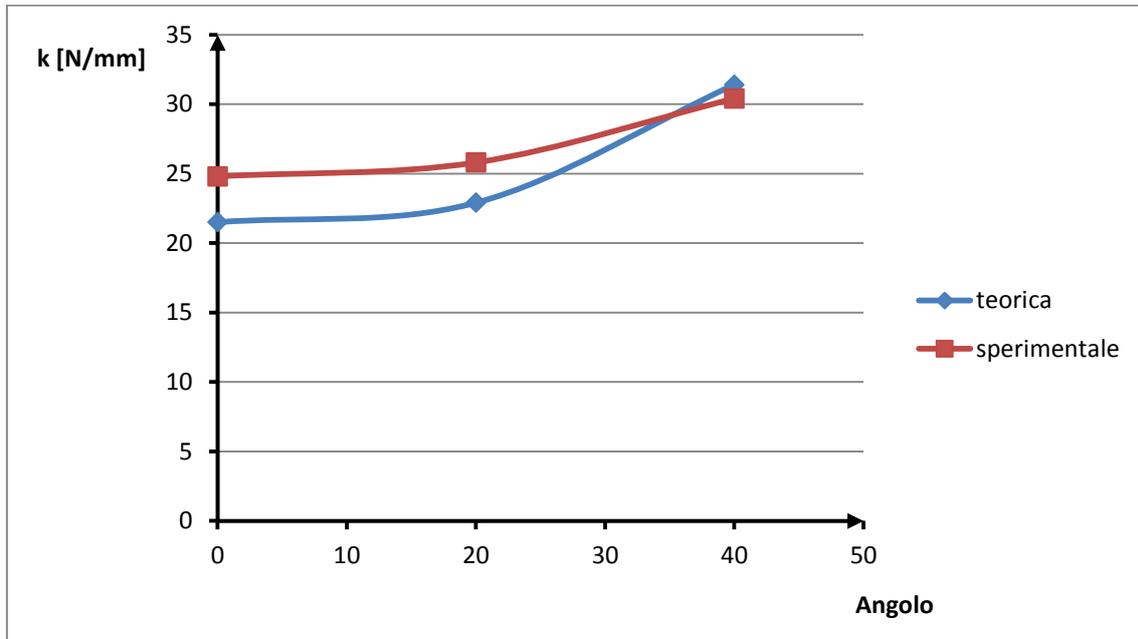


Figura 174: Confronto tra la rigidezza teorica e quella sperimentale

Un errore massimo del 15,3% è comunque accettabile se si fanno le seguenti considerazioni:

- Il test è stato eseguito in condizioni non ottimali: il comparatore è stato fissato a mano e non è possibile garantire che il suo asse fosse perfettamente verticale; e la lettura sul comparatore dello spostamento è fatta mediante una lancetta quindi bisogna considerare un possibile errore di parallasse e di reattività nella lettura.
- La prova misurava solo la componente verticale dello spostamento ma la barra, anche se in maniera molto minore, si deforma anche in un altro piano quindi lo spostamento effettivo sarebbe maggiore e la rigidezza minore. Questo potrebbe spiegare perché la curva sperimentale nel primo tratto è maggiore di quella teorica.
- Il modulo elastico E del GFRP usato nelle simulazioni è stato determinato sperimentalmente e ha un'incertezza abbastanza elevata; la prova è stata eseguita una sola volta quindi non ci sono dati sufficienti per dire se si tratti di una misura robusta.

Infine, con un angolo di rotazione di 0°, si è applicato un carico sempre crescente fino a portare a rottura la barra. A 240 N si è rotta la prima fibra e in seguito il carico non è mai aumentato a causa del progressivo cedere delle fibre. Questo vale per le fibre, per la matrice il danno è meno evidente e difficile da determinare. Il cedimento è avvenuto in corrispondenza dell'afferraggio dell'Hub, come previsto da FEM. Hub e Tip durante l'intero svolgimento della prova non hanno riportato alcun danno.



Figura 175: Provino portato a rottura

4. Conclusioni e futuri sviluppi

Dopo la fase di progettazione e di produzione, i due assiemi sono stati realizzati e assemblati sulla vettura SC 17. La vettura ha partecipato a tre gare delle Formula SAE con buoni risultati. Per concludere questo lavoro di tesi, si vuole fare un'analisi critica dei punti forti e dei punti deboli del progetto, soffermandosi in particolare sugli sviluppi possibili per la stagione successiva.



Figura 176: Fotografia della vettura SC 17 durante l'Autocross della Repubblica Ceca

Complessivamente gli assiemi hanno raggiunto tutti gli obiettivi fissati: prima di tutto hanno avuto un buon comportamento meccanico sotto carico, nessun componente ha dato problemi di affidabilità e la sicurezza è stata garantita in ogni condizione di gara; inoltre sono state rispettate tutte le dead line di progetto e di manufacturing quindi è stato possibile avere molto tempo a disposizione per fare test in pista ed infine il design dei due assiemi è risultato semplice, snello e flessibile.

Entrando nel dettaglio dei componenti principali, il montante ha rappresentato un punto fisso per il progetto: grazie anche know-how sviluppato all'interno del team, la metodologia con cui è stato progettato è validata dalle ottime prestazioni del componente reale e l'ottimizzazione della massa è stata portata all'estremo in questa stagione. Mantenendo questi parametri non è possibile realizzare un componente più leggero, è possibile però cambiare la tecnologia utilizzata considerando l'additive manufacturing che è in grande sviluppo in questi anni. Il modo più efficace però per ridurre il peso delle masse non sospese è quello di scegliere un cerchione da 10 pollici anziché da 13. Questo sarebbe un cambiamento impegnativo in quanto richiederebbe lo studio di un packaging della ruota più estremo, di una nuova trasmissione e di nuove gomme. Realizzare uno stravolgimento tale nel progetto della vettura richiede sicuramente molto

tempo di studio ma dovrà essere fatto a breve se si vuole competere con gli altri team che ormai hanno adottato questa soluzione.

Le sospensioni sono sempre state un assieme delicato in quanto vanno ad influenzare direttamente la guidabilità e le prestazioni del veicolo e pertanto il loro studio va effettuato con molta cura ai dettagli. In generale gli obiettivi principali che sono stati centrati sono stati il buon comportamento meccanico e la grande flessibilità di assetto della vettura. Questi obiettivi sono fondamentali e devono sempre prescindere dalla riduzione del peso. In tale ottica c'è comunque spazio di ottimizzazione. L'upgrade che porterebbe i maggiori vantaggi in termini di minimizzazione delle masse è quello di realizzare i bracci sospensione in fibra di carbonio. Le incognite a livello di manufacturing sono molteplici ma il fatto che questa soluzione è impiegata da molti team significa che con uno studio accurato è fattibile. Un ulteriore passo in avanti che potrebbe fare il team nella stagione successiva è quello di semplificare l'architettura delle barre anti rollo: quella della vettura SC 17 risulta sicuramente efficace ma prevede molti componenti diversi da assemblare in un ordine preciso e invece si potrebbe considerare una soluzione più snella.

Infine, complessivamente a entrambi gli assiami e alla intera vettura, bisognerebbe dedicare più tempo alla validazione sperimentale dei componenti. E' importante poter validare le simulazioni e gli studi fatti perché, per definizione, sono affetti da errori di approssimazione e l'unico modo per valutare la bontà dei risultati è organizzare un esperimento, anche semplice, ma sui componenti reali.



Figura 177: Team e vettura della stagione 2017 durante la prova di design

5. Riferimenti

- [1] *2017 Formula SAE Technical Rules*, SAE International, 2017.
- [2] W. Milliken, D. Milliken, *Race car vehicle dynamics*, 1995.
- [3] A. Tonoli, *Costruzione dei veicoli terrestri*, slide del corso, Torino, 2016.
- [4] A. Bradley, *4 and 7-Post rigs*, from Advanced Vehicle Dynamics course at Oxford Brookes University, 2016.
- [5] G. Genta, *Vibration dynamics and control*, Torino, 2008
- [6] <http://www.revolve.no>
- [7] <http://www.amzracing.ch>
- [8] <https://www.fsteamdelft.nl>
- [9] <http://racing.tugraz.at>
- [10] Brembo bike radial callipers catalogue, 2014.
- [11] M. Benedetti, V. Fontanari, P. Scardi, C.L.A. Ricardo, M. Bandini, Reverse bending fatigue of shot peened 7075-T651 aluminium alloy: The role of residual stress relaxation, *International Journal of Fatigue*, vol. 31, pp1225-1236, 2009.
- [12] G. Belingardi, *Costruzione di macchine*, slide del corso, Torino, 2017.
- [13] Specialinsert, *Boccole autofilettanti*, Torino 2016.
- [14] *I cuscinetti volventi*, SKF, 2016.
- [15] *Manuale di meccanica*, Hoepli, Milano, 2017.
- [16] <http://www.loctite.it/schede-tecniche>
- [17] S. Bianco, *Design and manufacturing of carbon fiber wheels for a Formula SAE race car*, Politecnico di Torino, 2017.
- [18] Torayca quality carbon fiber databook, Technical document da Torayca Carbon Fiber America Inc.
- [19] *Delta-preg Impregnated fabrics databook*, Technical document da Delta-tech S.p.A