

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Aerospaziale

Tesi di Laurea Magistrale

Progettazione e realizzazione del gruppo ruota-sospensione di un rover lunare mediante tecnologie di stampa 3D

Relatore:
Prof. Enrico Zappino

Correlatore:
Prof. Alfonso Pagani

Candidato:
Leonardo Daraio
Matr. 334108

Anno Accademico 2025/2026
Sessione di Laurea Settembre 2026

Abstract

This thesis investigates the conceptual design of an innovative suspension system for lunar rovers, aiming to replace traditional metallic kinematic assemblies with monolithic polymeric structures. Driven by the mass optimization principles of the *New Space Economy*, the study explores the use of high-performance engineering polymers, specifically Polyether Ether Ketone (PEEK), processed via Fused Deposition Modeling (FDM).

The research addresses the harsh lunar environmental constraints, such as abrasive regolith, extreme thermal gradients, and hard vacuum, by adopting the philosophy of *compliant mechanisms*. This approach inherently eliminates sliding joints and lubrication, mitigating the risks of wear and galling. The design process developed through a comparative analysis: an initial hybrid architecture, which proved excessively rigid and massive, was discarded in favor of an optimized symmetric configuration based on the distributed bending of slender, curved arms.

The final design achieves a drastic mass reduction, reaching a value of only 0,255 kg for a 100 kg reference rover, and increasing elastic displacement capabilities by an order of magnitude. Finite Element Analyses (FEA) performed in Altair® Inspire™/OptiStruct across ten operational load cases, including driving, steering, and severe oblique impacts, confirm that the component operates securely within the linear elastic domain, maintaining a minimum safety factor of 1,4 under the most critical multi-axial load condition.

Structural verifications, including buckling analysis, attest to the elastic stability of the structure with a minimum margin BLF = 1,95, while modal analysis confirms excellent dynamic decoupling from operational excitations, recording a fundamental frequency of 74,19 Hz. While acknowledging current methodological limitations related to the isotropic modeling of inherently anisotropic FDM components, the study demonstrates the feasibility of 3D-printed compliant suspensions. This lightweight, maintenance-free solution lays concrete foundations for *In-Situ Resource Utilization* (ISRU), opening up the on-demand production of mobility modules directly within future planetary outposts.

Sommario

Il presente lavoro di tesi esplora la progettazione concettuale di un sistema di sospensione innovativo per rover lunari, con l'obiettivo di sostituire i tradizionali gruppi cinematici metallici con strutture monolitiche polimeriche. Guidato dai principi di ottimizzazione delle masse imposti dalla *New Space Economy*, lo studio valuta l'impiego di tecnopolimeri ad alte prestazioni, in particolare il polietere-etere-chetone (PEEK), lavorati tramite manifattura additiva a deposizione di filamento fuso (FDM).

La ricerca affronta i severi vincoli ambientali lunari, quali l'abrasività della regolite, i gradienti termici estremi e il vuoto spinto, adottando la filosofia dei meccanismi *compliant*. Questo approccio elimina alla radice la necessità di giunti striscianti e lubrificazione, mitigando i rischi di usura e grippaggio. L'iter progettuale si è sviluppato attraverso un'analisi comparativa. Una prima architettura ibrida, rivelatasi eccessivamente rigida e massiccia, è stata scartata in favore di una configurazione simmetrica ottimizzata, basata sulla flessione distribuita di bracci snelli e curvi.

Il design definitivo garantisce una drastica riduzione della massa, raggiungendo un valore di soli 0,255 kg per un rover di riferimento da 100 kg, e incrementando le capacità di spostamento elastico di un ordine di grandezza. Le analisi agli elementi finiti (FEM) condotte in Altair® Inspire™/OptiStruct su dieci casi di carico operativi, tra cui marcia, sterzata e impatti obliqui severi, confermano che il componente opera in sicurezza nel dominio elastico lineare, mantenendo un fattore di sicurezza minimo di 1,4 nella condizione di carico multiassiale più critica.

Le verifiche strutturali, tra cui l'analisi di instabilità, attestano la stabilità elastica della struttura con un margine minimo BLF = 1,95, mentre l'analisi modale conferma un eccellente disaccoppiamento dinamico dalle eccitazioni operative, registrando una frequenza fondamentale di 74,19 Hz. Pur riconoscendo le attuali limitazioni metodologiche legate alla modellazione isotropa di componenti FDM intrinsecamente anisotropi, lo studio dimostra la fattibilità delle sospensioni *compliant* stampate in 3D. Questa soluzione, leggera ed esente da manutenzione, pone basi concrete per la realizzazione dell'*In-Situ Resource Utilization* (ISRU), aprendo alla produzione su richiesta di moduli di mobilità direttamente nei futuri avamposti planetari.

Indice

Elenco delle figure . . . . . **V**
Elenco delle tabelle . . . . . **X**
1 Introduzione e Stato dell'Arte **1**
1.1 Motivazioni e obiettivi della ricerca 1
1.2 Ambiente operativo lunare 2
1.3 Sistemi di mobilità planetaria 3
1.3.1 Evoluzione dei rover spaziali 3
1.3.2 Evoluzione delle ruote spaziali 6
1.3.3 Architetture di sospensione 9
1.3.4 Sistemi di sterzo e manovrabilità 13
1.4 Terrameccanica e definizione dei carichi operativi 16
1.4.1 Interazione ruota-suolo 16
1.4.2 Definizione analitica dei carichi 18
1.5 Polimeri ad alte prestazioni per applicazioni spaziali 19
1.5.1 Polietere-etere-chetone (PEEK) 19
1.5.2 Polieterimmide (PEI - Ultem 9085™) 22
1.5.3 Polifenilensolfuro (PPS) 24
1.5.4 Poliftalamide rinforzata con fibre di carbonio (PPA-CF) . . . 27
1.5.5 Poliammide 12 rinforzata con fibre di carbonio (PA12-CF) . . 29
2 Analisi dei principali sistemi di sospensione e sterzo **34**
2.1 Sospensione idraulica e oleo-pneumatica 36
2.1.1 Principio di funzionamento 36
2.1.2 Incompatibilità con i requisiti di design 36
2.2 Sospensione semi-attiva con fluido magnetoreologico 38
2.2.1 Principio di funzionamento 38
2.2.2 Architettura del sistema e confronto con la sospensione passiva 39
2.2.3 Incompatibilità con i requisiti di design 40
2.3 Sospensione Double Wishbone e sistemi IAS 41
2.3.1 Struttura cinematica del doppio quadrilatero articolato . . . 41
2.3.2 Sospensione articolata indipendente 43
2.3.3 Idoneità lunare e requisiti per la manifattura additiva 46
2.4 Soluzioni escluse 47
3 Meccanismi compliant **50**
3.1 Meccanismi compliant a guida elastica non strisciante 50
3.1.1 Principio di funzionamento 50
3.1.2 Integrazione nel processo di stampa 3D 50
3.1.3 Sviluppo del quadrilatero elastico monolitico 53
3.1.4 Vincoli progettuali e limiti residui 54
4 Progettazione di una sospensione *compliant* **55**
4.1 Vincoli progettuali 55
4.2 Primo design 56
4.2.1 Realizzazione del design 56
4.2.2 Ottimizzazione e pezzo finale 57
4.2.3 Definizione dei vincoli e dei carichi 58

4.2.4 Analisi della struttura e visualizzazione dei risultati in ambiente Inspire™ . . . 59
4.2.5 Vantaggi e svantaggi del design . . . 75
4.3 Secondo design . . . 76
4.3.1 Realizzazione del design . . . 76
4.3.2 Ottimizzazione e pezzo finale . . . 77
4.3.3 Definizione dei vincoli e dei carichi . . . 78
4.3.4 Analisi della struttura e visualizzazione dei risultati in ambiente Inspire™ . . . 81
4.3.5 Validazione dinamica del modello e risposta transitoria . . . 116
4.3.6 Vantaggi e svantaggi del design . . . 119
4.4 Confronto sintetico tra il primo e il secondo design . . . 120
5 Conclusioni e sviluppi futuri . . . 122
5.1 Sintesi dei risultati e bilancio del progetto . . . 122
5.2 Analisi critica e limiti metodologici dello studio . . . 122
5.3 Prospettive di sviluppo e validazione sperimentale . . . 123
Riferimenti bibliografici . . . 125

Elenco delle figure

Fig. 1.1 New Space Economy 1
Fig. 1.2 Rover Lunakhod 4
Fig. 1.3 Rover Perseverance 4
Fig. 1.4 LRV della missione Apollo . 4
Fig. 1.5 NASA SEV 5
Fig. 1.6 Lunar Cruiser JAXA/Toyota 5
Fig. 1.7 Configurazioni geometriche per rover pressurizzati 5
Fig. 1.8 Ruota del rover Lunokhod . 6
Fig. 1.9 Ruota del rover LRV per le missioni Apollo 6
Fig. 1.10 Hoop Spring Wheel 7
Fig. 1.11 Spiral Spring Wheel 7
Fig. 1.12 Ruota Intrepid 8
Fig. 1.13 Ruota Venturi 8
Fig. 1.14 Sospensioni passive e attive . 9
Fig. 1.15 Schema della sospensione Rocker-Bogie 10
Fig. 1.16 Sospensione RCL-C 10
Fig. 1.17 Sospensione RCL-D 10
Fig. 1.18 Sospensione RCL-E/CRAB . 10
Fig. 1.19 Sospensione 3-Bogie 11
Fig. 1.20 Sospensione V-Bogie 11
Fig. 1.21 Sospensione a rombo 11
Fig. 1.22 Tecnica di wheel-walking . . 12
Fig. 1.23 Sospensione del prototipo Chariot 12
Fig. 1.24 Schema della sospensione parallela 4-SS per MWPLR . 13
Fig. 1.25 Configurazioni di sterzata per veicoli a quattro ruote . . 13
Fig. 1.26 Principali soluzioni di sterzo per rover di grandi dimensioni 14
Fig. 1.27 Sterzo in configurazione toe-in 15
Fig. 1.28 Sterzo in configurazione omnidirezionale 15
Fig. 1.29 Forza tangenziale F_x 18
Fig. 1.30 Forza laterale F_y 18
Fig. 1.31 Curve sforzo-deformazione PEEK puro per diverse temperature 20
Fig. 1.32 Curve di variazione della resistenza meccanica del PEEK con CGF 21
Fig. 1.33 Proprietà del PEEK rinforzato con nanoparticelle di grafene 21
Fig. 1.34 Micrografia SEM di un provino a trazione in PEEK stampato in FDM 22
Fig. 1.35 Curve sforzo-deformazione per il PEI per diverse orientazioni 23
Fig. 1.36 Curve stress-deformazione per il PEI - orientamento XY 23
Fig. 1.37 Curve stress-deformazione per il PEI - orientamento XZ 23
Fig. 1.38 Microscopia SEM per il PEI . 24
Fig. 1.39 Curve sforzo-deformazione per compositi PPS/CF 25
Fig. 1.40 Comportamento a compressione del PPS puro 26
Fig. 1.41 Densità del PPS puro e del composito CF/PPS 26
Fig. 1.42 Diagrammi DSC del PPS . . 26
Fig. 1.43 Effetti dell'assorbimento d'acqua nella matrice PPA-CF 27
Fig. 1.44 Effetto dell'acqua assorbita sulla Tg per la PPA-CF 27
Fig. 1.45 Curve sforzo-deformazione per la PPA-CF 28
Fig. 1.46 Micrografie SEM dell'interfaccia fibra-matrice per la PPA-CF 28
Fig. 1.47 Percorsi lineari di conduzione termica per la PA12-CF . . 29
Fig. 1.48 Micrografie SEM di frattura per la PA12-CF 29
Fig. 1.49 Curve sforzo-deformazione per la PA12 pura e rinforzata 30
Fig. 1.50 Variazione del modulo elastico e del carico di rottura per la PA12-CF 30
Fig. 1.51 Curve sforzo-deformazione per la PA12-CF per diversi orientamenti 31
Fig. 1.52 Curve sforzo-deformazione per la PA12-CF per diversi livelli di riempimento 31
Fig. 1.53 Effetto dei parametri di stampa per la PA12-CF 31
Fig. 1.54 Curve DMA del modulo di conservazione per la PA12-CF 32
Fig. 1.55 Curve DMA del modulo viscoso per la PA12-CF 32
Fig. 1.56 Curve DMA del fattore di smorzamento per la PA12-CF 32
Fig. 1.57 Curve TGA per la PA12-CF . 33
Fig. 1.58 Curve DSC per la PA12-CF . 33

Fig. 2.1 Classificazione delle tecnologie di mitigazione della polvere lunare 35
Fig. 2.2 Schema costruttivo di un attuatore idraulico 36
Fig. 2.3 Modalità operative del fluido magnetoreologico 38
Fig. 2.4 Configurazioni costruttive dei damper MR 39

Fig. 2.5 Schema del damper MR a doppio pistone per applicazioni spaziali 40
Fig. 2.6 Modello solido tridimensionale della sospensione Double Wishbone 42
Fig. 2.7 Risposta cinematica della sospensione DWB sotto carichi verticali e di sterzo 43
Fig. 2.8 Architettura del modulo ruota-sospensione attivo Chariot NASA 44
Fig. 2.9 Schema costruttivo e components del modulo sospensione IAS VERTEX 44
Fig. 2.10 Configurazioni limite dell'escursione angolare della sospensione IAS VERTEX . . 44
Fig. 2.11 Schema costruttivo e componenti del modulo sospensione IAS VERTEX 45
Fig. 2.12 Curve analitiche dei momenti agenti sulla sospensione VERTEX 45

Fig. 3.1 Cerniera compliant in titanio prodotta con EBM 50
Fig. 3.2 Strategie geometriche di riduzione della rigidezza in elementi FDM 51
Fig. 3.3 Molla planare integrata nella sospensione di un rimorchio 51
Fig. 3.4 Configurazione iniziale a bracci curvi paralleli 52
Fig. 3.5 Geometria EMEA a spirale contrapposta 52
Fig. 3.6 Geometria a raggiera a bracci larghi 52
Fig. 3.7 Evoluzione geometrica a bracci sottili speculari 53
Fig. 3.8 Configurazione ottimizzata EMEA per la validazione sperimentale 53
Fig. 3.9 Evoluzione strutturale del meccanismo di sospensione compliant 53
Fig. 3.10 Geometria del singolo modulo di sospensione compliant 53

Fig. 4.1 Configurazione tozza, gabbia e soffietto del primo design 57
Fig. 4.2 Vista isometrica del primo design 57
Fig. 4.3 Impatto: spostamento massimo e minimo del primo design. 59
Fig. 4.4 Impatto: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design . 60
Fig. 4.5 Impatto: tensione di von Mises massima e minima del primo design 60
Fig. 4.6 Impatto: percentuale di snervamento massima e minima del primo design 61
Fig. 4.7 Impatto: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design 61
Fig. 4.8 Impatto: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design 62
Fig. 4.9 Sterzata a Dx: spostamento massimo e minimo del primo design. 62
Fig. 4.10 Sterzata a Dx: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design . 62
Fig. 4.11 Sterzata a Dx: tensione di von Mises massima e minima del primo design . . 63
Fig. 4.12 Sterzata a Dx: percentuale di snervamento massima e minima del primo design . . 63
Fig. 4.13 Sterzata a Dx: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design . 64
Fig. 4.14 Sterzata a Dx: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design 64
Fig. 4.15 Sterzata a Sx: spostamento massimo e minimo del primo design. 65
Fig. 4.16 Sterzata a Sx: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design . 65
Fig. 4.17 Sterzata a Sx: tensione di von Mises massima e minima del primo design . . 65
Fig. 4.18 Sterzata a Sx: percentuale di snervamento massima e minima del primo design . . 66
Fig. 4.19 Sterzata a Sx: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design . 66
Fig. 4.20 Sterzata a Sx: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design 67
Fig. 4.21 Frenata Pura: spostamento massimo e minimo del primo design. 67

Fig. 4.22 Frenata Pura: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design . 68
Fig. 4.23 Frenata Pura: tensione di von Mises massima e minima del primo design . . 68
Fig. 4.24 Frenata Pura: percentuale di snervamento massima e minima del primo design . . 68
Fig. 4.25 Frenata Pura: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design . 69
Fig. 4.26 Frenata Pura: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design 69
Fig. 4.27 Frenata e Sterzata: spostamento massimo e minimo del primo design. 70
Fig. 4.28 Frenata e Sterzata: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design 70
Fig. 4.29 Frenata e Sterzata: tensione di von Mises massima e minima del primo design . . 70
Fig. 4.30 Frenata e Sterzata: percentuale di snervamento massima e minima del primo design 71
Fig. 4.31 Frenata e Sterzata: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design . 71
Fig. 4.32 Frenata e Sterzata: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design 71
Fig. 4.33 Massimo Inviluppo: spostamento massimo e minimo del primo design. 72
Fig. 4.34 Massimo Inviluppo: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design 72
Fig. 4.35 Massimo Inviluppo: tensione di von Mises massima e minima del primo design . . 73
Fig. 4.36 Massimo Inviluppo: percentuale di snervamento massima e minima del primo design 73
Fig. 4.37 Massimo Inviluppo: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design . 73
Fig. 4.38 Massimo Inviluppo: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design 74
Fig. 4.39 Modo 1 (67,61 Hz): flessione laterale globale. 74
Fig. 4.40 Modo 2 (93,94 Hz): rotazione torsionale del mozzo. . . . 74
Fig. 4.41 Geometria tozza per il secondo design 76
Fig. 4.42 Risultato dell'ottimizzazione per il secondo design . . . 77
Fig. 4.43 Sistema di riferimento cartesiano di progetto. 78
Fig. 4.44 Schema di scomposizione della forza verticale di riferimento su piano inclinato 79
Fig. 4.45 Schema di scomposizione della forza tangenziale di progetto nella manovra di sterzata 80
Fig. 4.46 Spostamento risultante per il caso di peso statico del secondo design 81
Fig. 4.47 Fattore di sicurezza per il caso di peso statico del secondo design 82
Fig. 4.48 Tensione equivalente di von Mises per il caso di peso statico del secondo design . . 82
Fig. 4.49 Percentuale di snervamento per il caso di peso statico del secondo design 83
Fig. 4.50 Tensioni di trazione e compressione per il peso statico del secondo design 84
Fig. 4.51 Massimo sforzo di taglio per il caso di peso statico del secondo design 84
Fig. 4.52 Spostamenti massimi per il caso di frenata del secondo design 85
Fig. 4.53 Fattore di sicurezza per il caso di frenata del secondo design 85
Fig. 4.54 Percentuale di snervamento per il caso di frenata del secondo design 86
Fig. 4.55 Tensioni di trazione e compressione per il caso di frenata del secondo design . 86
Fig. 4.56 Tensione equivalente di von Mises per il caso di frenata del secondo design 87
Fig. 4.57 Massimo sforzo di taglio per il caso di frenata del secondo design 87
Fig. 4.58 Spostamento massimo per il caso di sterzata a destra del secondo design 88

Fig. 4.59 Fattore di sicurezza per il caso di sterzata a destra del secondo design 88
Fig. 4.60 Percentuale di snervamento per il caso di sterzata a destra del secondo design 89
Fig. 4.61 Tensioni di trazione e compressione per il caso di sterzata a destra del secondo design 89
Fig. 4.62 Tensione equivalente di von Mises per il caso di sterzata a destra del secondo design . 90
Fig. 4.63 Massimo sforzo di taglio per il caso di sterzata a destra del secondo design 91
Fig. 4.64 Spostamento risultante per il caso di sterzata a sinistra del secondo design 91
Fig. 4.65 Fattore di sicurezza per il caso di sterzata a sinistra del secondo design 92
Fig. 4.66 Tensione equivalente di von Mises per il caso di sterzata a sinistra del secondo design 92
Fig. 4.67 Percentuale di snervamento per il caso di sterzata a sinistra del secondo design . 93
Fig. 4.68 Tensioni di trazione e compressione per la sterzata a sinistra del secondo design . 93
Fig. 4.69 Massimo sforzo di taglio per il caso di sterzata a sinistra del secondo design 94
Fig. 4.70 Spostamento risultante per il caso di discesa pendio del secondo design 94
Fig. 4.71 Fattore di sicurezza per il caso di discesa pendio del secondo design 95
Fig. 4.72 Tensione equivalente di von Mises per il caso di discesa pendio del secondo design . 95
Fig. 4.73 Percentuale di snervamento per il caso di discesa pendio del secondo design 96
Fig. 4.74 Tensioni di trazione e compressione per la discesa pendio del secondo design . 97
Fig. 4.75 Massimo sforzo di taglio per il caso di discesa pendio del secondo design 97
Fig. 4.76 Spostamento risultante per l'impatto verticale del secondo design 98
Fig. 4.77 Spostamento risultante per l'impatto verticale severo del secondo design 98
Fig. 4.78 Fattore di sicurezza per l'impatto verticale e severo del secondo design 99
Fig. 4.79 Tensione equivalente di von Mises per l'impatto verticale e severo del secondo design . 100
Fig. 4.80 Percentuale di snervamento per l'impatto verticale e severo del secondo design . . 100
Fig. 4.81 Tensioni di trazione e compressione per l'impatto verticale e severo del secondo design 101
Fig. 4.82 Massimo sforzo di taglio per l'impatto verticale e severo del secondo design 102
Fig. 4.83 Spostamento risultante per l'impatto frontale contro la roccia del secondo design . . 102
Fig. 4.84 Fattore di sicurezza per l'impatto frontale contro la roccia del secondo design . . 103
Fig. 4.85 Tensione equivalente di von Mises per l'impatto frontale contro la roccia del secondo design 103
Fig. 4.86 Percentuale di snervamento per l'impatto frontale contro la roccia del secondo design 104
Fig. 4.87 Tensioni di trazione e compressione per l'impatto frontale contro la roccia del secondo design 105
Fig. 4.88 Massimo sforzo di taglio per l'impatto frontale contro la roccia del secondo design . . 105
Fig. 4.89 Spostamento risultante per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$ del secondo design 106
Fig. 4.90 Fattore di sicurezza per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$ del secondo design 107
Fig. 4.91 Tensione equivalente di von Mises per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$ del secondo design . . 107
Fig. 4.92 Percentuale di snervamento per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$ del secondo design 108
Fig. 4.93 Tensioni di trazione e compressione per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$ del secondo design . . 108

Fig. 4.94 Massimo sforzo di taglio per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$ del secondo design 109
Fig. 4.95 Spostamento risultante per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$ del secondo design 109
Fig. 4.96 Fattore di sicurezza per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$ del secondo design 110
Fig. 4.97 Tensione equivalente di von Mises per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$ del secondo design . . 111
Fig. 4.98 Percentuale di snervamento per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$ del secondo design 111
Fig. 4.99 Tensioni di trazione e compressione per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$ del secondo design . . 112
Fig. 4.100 Massimo sforzo di taglio per l'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$ del secondo design 112
Fig. 4.101 Forme modali di buckling per i casi più critici del secondo design 114
Fig. 4.102 Forme modali del primo e del secondo modo del secondo design 115
Fig. 4.103 Andamento temporale delle forze forzanti nel modello SDOF 117
Fig. 4.104 Spostamento del mozzo nel tempo per i vari casi di carico 117
Fig. 4.105 Evoluzione temporale delle tensioni di von Mises e verifica a snervamento 118
Fig. 4.106 Render d'insieme del rover di riferimento con i quattro moduli sospensivi del secondo design 121

Elenco delle tabelle

Tab. 1.1 Buy-to-Fly ratio per tecniche tradizionali e AM 2
Tab. 1.2 Confronto dei parametri geofisici e ambientali tra Terra e Luna . . 3
Tab. 1.3 Proprietà geotecniche e terrameccaniche della regolite lunare . . 16
Tab. 1.4 Parametri operativi e carichi strutturali per classi differenti di rover 18
Tab. 1.5 Proprietà termomeccaniche del PEEK 22
Tab. 1.6 Proprietà termomeccaniche del PEI 24
Tab. 1.7 Proprietà termomeccaniche del PPS puro e rinforzato 27
Tab. 1.8 Proprietà termomeccaniche della PPA-CF 29
Tab. 1.9 Proprietà termomeccaniche PA12 pura e rinforzata 33

Tab. 2.1 Sistemi di sospensione e sterzo scelti 35

Tab. 4.1 Proprietà termomeccaniche e fisiche del PEEK FDM impostate in Altair® Inspire™. 55
Tab. 4.2 Caratteristiche geometriche ed ingombri del primo design 58
Tab. 4.3 Riepilogo dei casi di carico per il primo design 58
Tab. 4.4 Sintesi comparativa dei risultati dell'analisi lineare per il primo design 59
Tab. 4.5 Prime 5 frequenze proprie per il primo design 75
Tab. 4.6 Caratteristiche geometriche ed ingombri del secondo design . . . 78
Tab. 4.7 Riepilogo dei casi di carico per il secondo design 79
Tab. 4.8 Sintesi dei risultati dell'analisi lineare per tutti i casi di carico del secondo design 113
Tab. 4.9 Fattori di carico di instabilità per i diversi casi di carico del second design 113
Tab. 4.10 Frequenze proprie per i primi cinque modi di vibrazione del secondo design 115

Capitolo 1

Introduzione e Stato dell'Arte

L'esplorazione spaziale ha ormai oltrepassato la visione dei grandi programmi governativi del secolo scorso, evolvendo in un ecosistema industriale dinamico e competitivo noto come *New Space Economy* (NSE) [1]. In questo scenario, l'obiettivo delle agenzie spaziali internazionali non è più limitato a missioni esplorative isolate, ma punta alla creazione di avamposti permanenti e autosufficienti che permettano di ambire a mete ancora più distanti.



Fig. 1.1: Quadro introduttivo della New Space Economy (Fonte: Ghidini et al., 2023 [1]).

Il programma *Artemis* rappresenta forse l'esempio migliore di questa nuova visione, con la recente missione *Artemis II* che ha segnato un punto di svolta fondamentale: si tratta del primo test di volo con equipaggio verso l'orbita lunare dopo oltre cinquant'anni, il cui successo pone le basi per le successive fasi di allunaggio e per lo sviluppo di infrastrutture stabili per le future missioni umane verso Marte.

Per rendere tecnicamente ed economicamente sostenibile la realizzazione di tali infrastrutture, l'ingegneria aerospaziale deve adeguarsi ed allinearsi ad una logica di risparmio in termini di masse, costi di progettazione, realizzazione e lancio. Trova quindi terreno fertile l'uso di tecniche di produzione innovative, tra le quali la manifattura additiva (AM) risulta essere una delle più promettenti.

1.1 Motivazioni e obiettivi della ricerca

Il lavoro di tesi si concentra sulla progettazione di un sistema di mobilità innovativo per rover lunari. Ad oggi abbiamo la possibilità di valutare più applicazioni in base alla tipologia di sistema scelto: l'idea è quella di valutare la fattibilità della sostituzione dei tradizionali gruppi cinematici in lega metallica leggera (alluminio e titanio) con equivalenti realizzati tramite materiali polimerici trattati con la stampa 3D.

L'impiego della tecnologia FDM[1] applicata a polimeri ad altissime prestazioni, chiamati anche tecnopolimeri, offre l'opportunità di migrare verso soluzioni più flessibili e leggere quali sistemi elastici e cedevoli, in cui le diverse funzioni strutturali siano integrate all'interno di un'unica geometria monolitica.

Il principio cardine per l'ottimizzazione delle masse risiede nella massimizzazione dell'efficienza produttiva [1]. Tradizionalmente, la componentistica aerospaziale viene ricavata tramite lavorazioni sottrattive. Questo approccio è caratterizzato da un indice di inefficienza noto come *Buy-to-Fly ratio*[2], che per parti complesse assume valori elevatissimi, indice di un enorme spreco di materiale ed energia.

L'AM ribalta questa inefficienza depositando il materiale unicamente dove richiesto, minimizzando lo scarto di materiale e permettendo la realizzazione di geometrie complesse altrimenti impossibili da ottenere tramite tecniche sottrattive.

Tab. 1.1: Buy-to-Fly ratio per tecniche tradizionali e additive manufacturing (Fonte: Ghidini et al., 2023 [1]).

Tecnica di produzione	**Rapporto BTF**	**Scarto di materiale**
Lavorazione CNC	$10:1 - 20:1$	$90\% - 95\%$
Additive Manufacturing	$\approx 1{,}1:1 - 1{,}5:1$	$< 10\%$

Risulta evidente come la scelta di una soluzione di questo tipo presenti vantaggi significativi: una fortissima riduzione delle masse e del numero di parti da assemblare, con l'eliminazione di singoli componenti meccanici. Inoltre, la progettazione orientata alla stampa 3D apre le porte all'ISRU[3]: l'invio di soli file CAD permetterà in futuro di stampare parti di ricambio direttamente all'interno delle basi lunari.

1.2 Ambiente operativo lunare

L'ambiente lunare è totalmente privo di atmosfera, di campi magnetici protettivi e presenta un'accelerazione di gravità pari a circa un sesto di quella terrestre [2]. La superficie non è costituita da roccia compatta, ma da un letto di polveri e detriti incoerenti, la regolite, con spessori variabili dai 5 ai 15 m [2]. Essendo assenti acqua e vento, l'unico processo erosivo è il continuo bombardamento di micrometeoriti, i quali fondono localmente la roccia creando microscopici frammenti vetrosi. I grani di polvere lunare (spesso inferiori a 50 μm) presentano quindi spigoli vivi affilatissimi causa di processi abrasivi. La radiazione UV solare allontana gli elettroni dalla polvere, dandole una forte carica elettrostatica che la fa aderire alle superfici [2]. Questo fenomeno incrementa il rischio di contaminazione e danneggiamento dei sistemi e dei componenti esposti, richiedendo tolleranze specifiche e design a prova di polvere. Le escursioni termiche sono estreme: nelle regioni equatoriali si passa dai -153°C della notte ai $+107$°C in piena luce

[1] FDM (*Fused Deposition Modeling*): processo di tipo additive basato sull'estrusione stratificata di un filamento polimerico fuso.

[2] BTF (*Buy-to-Fly ratio*): rapporto tra la massa del materiale grezzo inizialmente acquistato e la massa del componente finito.

[3] ISRU (*In-Situ Resource Utilization*): raccolta e utilizzo di risorse direttamente sul corpo celeste per limitare i rifornimenti terrestri.

solare, invece nei crateri permanentemente in ombra del polo sud, le temperature precipitano a −233°C, mentre sui picchi vicini sale sopra lo zero [3]. Questi shock termici causano contrazioni e dilatazioni cicliche nei materiali polimerici, innescando cricche da fatica. I polimeri sottoposti a queste condizioni ambientali possono subire micro-fessurazioni superficiali, aggravate dall'erosione causata dall'ossigeno atomico per le missioni in orbite basse o dalla combinazione tra raggi UV e vuoto termico [3]. A ciò si somma il vuoto spinto, dovuto a una pressione lunare praticamente inesistente, causa principale dell'*outgassing*[4] dei solventi presenti nelle plastiche. Ancora più critica è l'azione delle radiazioni, in particolare gli eventi di particelle solari.

La Tabella 1.2 confronta i principali parametri geofisici e ambientali tra Terra e Luna, in modo da fornire un quadro chiaro delle differenze tra i diversi ambienti operativi.

Tab. 1.2: Confronto dei parametri geofisici e ambientali tra Terra e Luna.

Parametro	**Luna**	**Terra**
Accelerazione di gravità	1,62 m/s^2	9,81 m/s^2
Densità media	3340 kg/m^3	5510 kg/m^3
Atmosfera (pressione)	$\approx 10^{-12}$ Torr	760 Torr
Campo magnetico	0 A/m	24 − 56 A/m
Temperature estreme	Da −233°C a +123°C	Da −89°C a +58°C

1.3 Sistemi di mobilità planetaria

Trazione, efficienza e stabilità su suoli irregolari come la regolite lunare rappresentano una delle sfide ingegneristiche più complesse dell'esplorazione spaziale. Le architetture dei rover si sono evolute negli anni per allinearsi a requisiti di missione sempre più ambiziosi, come la necessità di minimizzare l'attrito richiesto nei piccoli rover robotici, oppure la gestione di masse non indifferenti nei moderni moduli abitati [4, 5].

1.3.1 Evoluzione dei rover spaziali

La storia della mobilità planetaria ha inizio nei primi anni '70 sulla Luna. Da allora, i veicoli si distinguono in tre macro-categorie dove la presenza dell'equipaggio e la gestione dell'ambiente interno sono i parametri distintivi [6]:

- **Rover robotici (Unmanned):** questa categoria comprende i primi rover sovietici *Lunokhod 1* e *2*, con masse variabili tra 756 kg e 840 kg [5], e i moderni laboratori mobili marziani della NASA come *Curiosity* e *Perseverance*, che raggiungono masse di circa 1025 kg. Questi veicoli sono progettati per velocità ridotte (frazioni di km/h) e operano in modo autonomo o telecomandato [4].

[4] *Outgassing*: fenomeno di sublimazione nel vuoto di composti volatili o umidità intrappolati all'interno della plastica. In ambito spaziale rappresenta una criticità primaria poiché i gas rilasciati possono condensare e appannare ottiche, sensori e pannelli solari del veicolo.

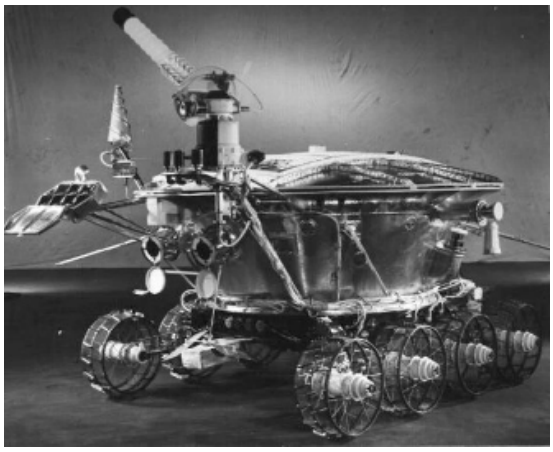


Fig. 1.2: Rover Lunokhod (Fonte: Asnani et al., 2009 [5]).



Fig. 1.3: Rover Perseverance (Fonte: Asnani et al., 2009 [5]).

- **Rover non pressurizzati con equipaggio (Unpressurized Manned):** il *Lunar Roving Vehicle* (LRV) utilizzato durante le missioni Apollo 15, 16 e 17 rappresenta il riferimento principale per questa categoria. Presentava una massa a vuoto di 210 kg (circa 725 kg a pieno carico sulla Terra) e utilizzava ruote in maglia d'acciaio zincato con un finecorsa interno in titanio per assorbire gli urti [5]. Nonostante una velocità massima di 14 km/h, il suo raggio d'azione era limitato a circa 10 km per garantire il rientro a piedi degli astronauti in caso di criticità [5].

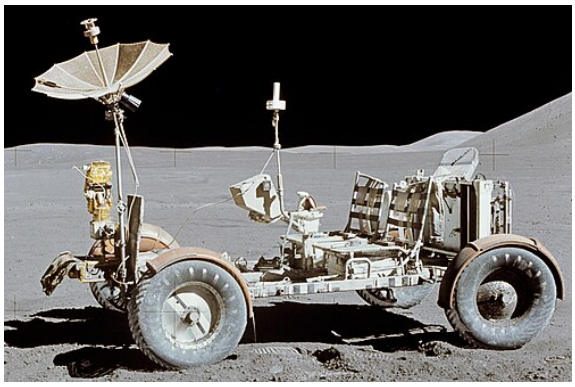


Fig. 1.4: Il Lunar Roving Vehicle (LRV) durante una missione Apollo (Fonte: Asnani et al., 2009 [5]).

- **Rover pressurizzati (Pressurized Manned):** rappresentano la nuova frontiera tecnologica per le missioni di lunga durata, poiché presentano un ambiente abitabile in cui gli equipaggi possono operare senza tute spaziali. Fanno parte di questa categoria lo *Space Exploration Vehicle* (SEV) della NASA (Figura 1.5), caratterizzato da un sistema di ruote orientabili per una mobilità omnidirezionale [7], e il *Lunar Cruiser* sviluppato da JAXA e Toyota (Figura 1.6), un veicolo a sei ruote con propulsione a celle a combustibile a idrogeno. Per configurazioni pesanti di tipo *Multi-Wheel Pressurized Lunar Rover* (MWPLR), le masse complessive possono raggiungere i 7000 kg, con velocità operative nell'ordine dei 10 km/h e raggi di esplorazione superiori ai 200 km [6, 8].

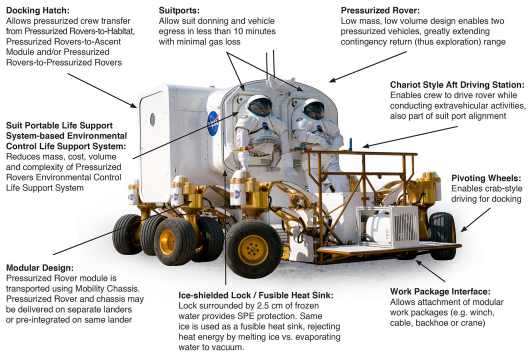


Fig. 1.5: NASA Space Exploration Vehicle (SEV) con cabina pressurizzata e telaio modulare (Fonte: NASA [7]).

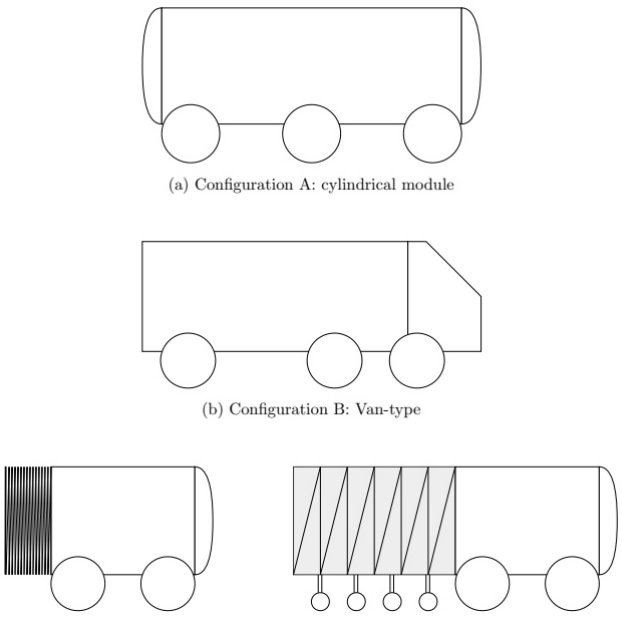


Fig. 1.6: Lunar Cruiser JAXA/Toyota per missioni lunari a lungo raggio (Fonte: JAXA [9]).

Configurazioni geometriche dei rover pressurizzati

Fin dagli anni '90, con la *Space Exploration Initiative*, la configurazione cilindrica orizzontale è stata identificata come lo standard per ottimizzare il rapporto tra volume pressurizzabile e trasportabilità, rappresentando di fatto una scelta progettuale guida per la definizione dei primi bilanci di massa per le missioni lunari [10].

Attualmente si distinguono tre architetture principali:



(a) Configuration A: cylindrical module

(b) Configuration B: Van-type

Fig. 1.7: Configurazioni geometriche per rover pressurizzati: (a) cilindro singolo, (b) Van-type, (c) multi-segmentato articolato.

- **Cilindro singolo (Van-type):** caratterizzata da un corpo allungato e un centro di massa posizionato più in basso per massimizzare la stabilità. Tuttavia la lunghezza dell'interasse costituisce un vincolo operativo per la manovrabilità in presenza di crateri stretti o pendenze irregolari [7].

- **Multi-segmentata:** presenta moduli indipendenti collegati da snodi articolati. Questa soluzione massimizza la mobilità su terreni accidentati e la distribuzione dei carichi, ma introduce criticità strutturali nei collegamenti pneumatici e di pressurizzazione [10].
- **Cilindro doppio:** configurazione a volumi distinti per funzioni logistiche e abitative. L'architettura garantisce un'elevata ridondanza e sicurezza dei sistemi critici, tuttavia porta con sè un aumento della massa totale.

1.3.2 Evoluzione delle ruote spaziali

Le condizioni ambientali lunari viste in Sezione 1.2 rendono inutilizzabili gli pneumatici classici in gomma, che diventerebbero molto fragili o addirittura esploderebbero, portando ad una failure catastrofica. L'attenzione si è quindi concentrata su strutture di tipo *non-pneumatic compliant*[5] in modo da unire capacità di carico e bassa rigidezza radiale per massimizzare la *flotation*[6] ed evitare l'affondamento nella regolite [4].

Ruote in maglia metallica

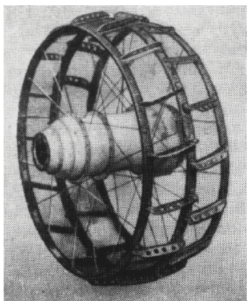


Fig. 1.8: Ruota del rover Lunokhod (Fonte: Asnani et al., 2009 [5]).



Fig. 1.9: Ruota del rover LRV per le missioni Apollo (Fonte: Asnani et al., 2009 [5]).

I rover sovietici *Lunokhod* adottarono ruote da 510 mm di diametro con una maglia rigida in alluminio montata su cerchi a tre bracci radiali e la trazione era garantita da componenti chiamati *grousers*[7] disposti trasversalmente lungo tutta la larghezza del battistrada per massimizzare l'aderenza meccanica al suolo (Figura 1.8).

Il design del *Lunar Roving Vehicle* (LRV) delle missioni Apollo, sviluppato da General Motors, rappresentava per certi versi uno step in avanti rispetto alla soluzione sovietica. La ruota, da 810 mm di diametro, era costituita da una maglia flessibile ottenuta dall'intreccio manuale di 800 fili di acciaio ad alta resistenza con finitura superficiale galvanica da 1,45 mm di diametro. Un telaio in titanio a doppio toro era posizionato sotto la maglia esterna per agire da finecorsa meccanico (Figura 1.9). Quest'ultimo era cruciale per la gestione dei carichi d'urto più violenti, evitando danni strutturali permanenti. Per incrementare la spinta laterale e la

[5] *Non-pneumatic compliant*: strutture elastiche e deformabili non basate su aria in pressione ma progettate per adattarsi alle irregolarità del suolo senza rischio di scoppio o foratura.

[6] *Flotation*: distribuzione del carico su un'ampia area per evitare l'affondamento.

[7] *Grousers*: elementi metallici sporgenti, simili ad alette, fissati sul battistrada per aumentare la trazione meccanica tramite il taglio del terreno.

trazione, sul battistrada vennero rivettate delle lamelle in titanio a spina di pesce che coprivano il 50% dell'area superficiale [5].

Gli pneumatici dell'LRV presentavano comunque evidenti limiti legati alla fatica, rendendo necessaria la ricerca di soluzioni alternative rappresentate dalle ruote a molla.

Ruote a molla

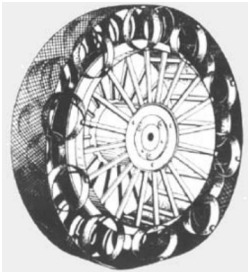


Fig. 1.10: Hoop Spring Wheel (Fonte: Asnani et al., 2009 [5]).



Fig. 1.11: Spiral Spring Wheel (Fonte: Asnani et al., 2009 [5]).

- **Ruota Hoop Spring:** sviluppate dalla Bendix Corporation, queste ruote (Figura 1.10) presentano un battistrada esterno in titanio supportato da elementi elastici circolari vincolati a un mozzo rigido in alluminio. Sotto carico, la deformazione combinata del battistrada e delle molle garantisce una distribuzione di pressioni ottimale che aumenta l'aderenza al suolo. Tuttavia, i primi test evidenziarono una trazione limitata, dovuta all'attrito metallo-suolo, e una sensibilità alla fatica causata da cicli di flessione inversa e concentrazioni di sforzo sui giunti rivettati. Versioni successive e leggermente modificate tentarono di mitigare queste problematiche integrando elementi di arresto per controllare la deflessione massima e alette per incrementare l'ingranamento meccanico [5].
- **Ruota Spiral Spring:** questa configurazione (Figura 1.11) impiega molle semicircolari per garantire prestazioni analoghe a quelle dei design a rete metallica su suoli soffici. Anche se sia la rigidezza sia il comportamento meccanico sono facilmente determinabili, il design è stato scartato per l'impiego su rover con equipaggio a causa del ridotto comfort di marcia e della limitata capacità direzionale, ovvero scarsa *steerability*[8].

Ruote per rover pressurizzati

La moderna esplorazione planetaria richiede architetture a elevata deformabilità basate su leghe metalliche ad alte prestazioni, con l'obiettivo di assicurare la massima mobilità su terreni ripidi e di migliorare le prestazioni su suoli instabili e incoerenti come la regolite lunare [6, 11].

[8] *Steerability*: capacità del veicolo nel rispondere efficacemente ai comandi di sterzo, garantendo il controllo della traiettoria e minimizzando lo slittamento laterale sul terreno.



Fig. 1.12: Ruota Intrepid (Fonte: Robinson et al., 2020 [12]).



Fig. 1.13: Ruota Venturi (Fonte: Venturi Space [13]).

- **Ruota Intrepid:** rappresenta l'evoluzione della *Hoop Spring Wheel* della NASA e utilizza le *Shape Memory Alloys* (SMA[9]). A differenza dei materiali tradizionali, l'impiego delle SMA permette alla struttura di sostenere deformazioni elastiche fino a 30 volte superiori senza subire deformazioni plastiche permanenti. Questa soluzione è stata adottata per la missione *Intrepid* della NASA, in modo da minimizzare la resistenza al rotolamento e massimizzare l'efficienza energetica su lunghe distanze. Grazie all'elevata deformabilità della maglia, la ruota si adatta totalmente alle irregolarità del terreno e avvolge le rocce, massimizzando la superficie di contatto e permettendo il superamento di ostacoli verticali fino a 30 cm (Figura 1.12). Il sistema è progettato per una vita operativa di 1800 km in condizioni criogeniche, garantendo la duttilità del materiale a temperature comprese tra $-180°C$ e $-208°C$ [12].
- **Ruota Venturi:** pensata come soluzione iper-deformabile per superare i vincoli operativi dei design tradizionali, questa ruota impiega 192 cavi in acciaio inossidabile che collegano la flangia interna a delle molle disposte lungo un cerchio esterno. I cavi sono disposti in quattro file con angolazioni differenti tra loro per ottimizzare la trasmissione della coppia, delle forze di accelerazione, di frenata e dei carichi laterali. Il battistrada è composto da lame in acciaio inossidabile quasi inestensibili, inserite all'interno di una matrice super-elastica brevettata capace di mantenere un'elevata flessibilità a temperature criogeniche. Durante l'avanzamento, la flessione dei cavi inferiori e la deformazione del battistrada permettono alla ruota di adattarsi dinamicamente al terreno, mentre le molle mettono in tensione i cavi superiori; il cerchio rigido funge da arresto meccanico in modo da prevenire deformazioni eccessive, garantendo l'integrità strutturale (Figura 1.13). Guardando solo il lato delle prestazioni, la ruota è progettata per sostenere carichi fino a 2 t a una velocità di 15 km/h, garantendo una vita operativa superiore ai 5000 km [13].

[9] *SMA* (*Shape Memory Alloys*): materiali metallici ingegnerizzati in grado di recuperare una configurazione geometrica predefinita, a seguito di deformazione macroscopica, mediante una transizione di fase solido-solido indotta per via termica o meccanica.

1.3.3 Architetture di sospensione

Il sistema sospensivo ha principalmente due funzioni: isolare il telaio dai violenti impatti causati dalle irregolarità del suolo e ottimizzare la distribuzione dinamica del carico, riducendo al minimo la dissipazione energetica [4]. La sospensione scelta dipende dalla categoria del rover: se robotico (*unmanned*), prevalgono semplicità e affidabilità, se pressurizzato (*manned*), si opta per il comfort dell'equipaggio e una maggiore stabilità.

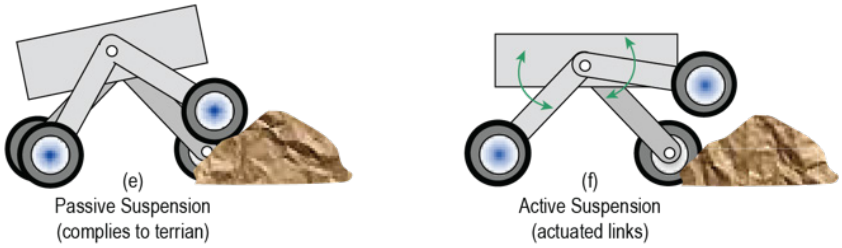


Fig. 1.14: Sospensioni passive e attive (Fonte: Robinson et al., 2020 [12]).

Come mostrato in Figura 1.14, le sospensioni si dividono principalmente in due categorie:

- **Sospensioni passive**: hanno come funzione principale quella di stabilizzare il contatto tra ruota e suolo sfruttando esclusivamente la cinematica strutturale del sistema. Sono quindi assenti gli attuatori, e, di conseguenza, si tratta di sistemi relativamente semplici: questo porta ad un'elevata affidabilità operativa in contesti dove la possibilità di manutenzione è molto limitata. Si tratta di una scelta progettuale quasi obbligata per rover robotici in cui l'ottimizzazione della massa e la robustezza rappresentano requisiti prioritari rispetto alla capacità di smorzamento attivo delle sollecitazioni dinamiche.
- **Sospensioni attive**: qui sono invece presenti degli attuatori che permettono di intervenire in tempo reale sull'assetto del rover per massimizzare la trazione e la stabilità statica, specialmente durante la marcia su pendenze elevate. Questa flessibilità operativa permette di ridurre il rischio di ribaltamento soprattutto su suoli molto irregolari [11]. La presenza degli attuatori cambia il ruolo della sospensione, che smette di essere un componente strutturale elementare e diventa un vero e proprio sistema di locomozione secondario, capace di adattarsi dinamicamente alle condizioni della superficie percorsa.

Sospensioni passive

Sospensione Rocker Bogie

L'architettura *Rocker Bogie* si basa su un sistema di leveraggi articolati che rende inutile la presenza di molle o elementi elastici. La struttura (Figura 1.15) si compone di due bracci principali chiamati *rocker*,[10] collegati da un differenziale[11] con il compito di bilanciare il movimento tra i due lati del veicolo, e di due carrelli

[10] Braccio oscillante incernierato al telaio che, accoppiato al *bogie*, compensa i dislivelli del terreno.
[11] Meccanismo che media l'angolo di beccheggio tra i due lati della sospensione, stabilizzando l'assetto del telaio.

bogie[12] posizionati nella parte posteriore. Questa particolare geometria permette al rover di superare ostacoli alti fino a 1,2 volte il diametro della ruota, garantendo una distribuzione del carico omogenea. È da sottolineare la totale assenza di smorzamento: ogni irregolarità del suolo viene assorbita direttamente dal telaio.

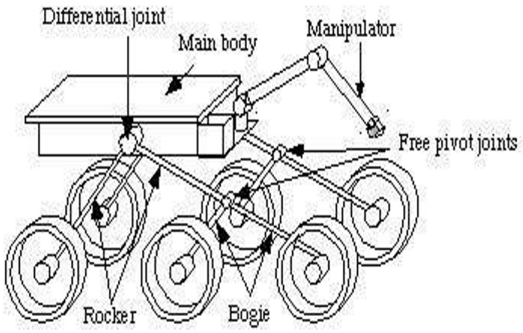


Fig. 1.15: Schema della sospensione Rocker-Bogie (Fonte: Verma et al., 2017 [14]).

Sospensioni RCL, CRAB, 3-Bogie e V-Bogie

Si tratta delle architetture principali per la missione ExoMars, dove la priorità era quella di individuare soluzioni in grado di garantire un'efficace aderenza al terreno. Tra le possibilità considerate, i prototipi *RCL-C*, *RCL-D* e *CRAB* implementano meccanismi a pantografo[13] per adattarsi al suolo. La maggiore limitazione va ricercata nell'elevata complessità meccanica e nella vulnerabilità al fenomeno dell'*hang-up*[14], potenzialmente pericoloso per l'affidabilità.

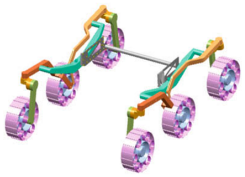


Fig. 1.16: Sospensione RCL-C (Fonte: Patel et al., 2010 [11]).

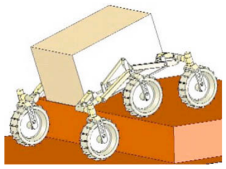


Fig. 1.17: Sospensione RCL-D (Fonte: Patel et al., 2010 [11]).

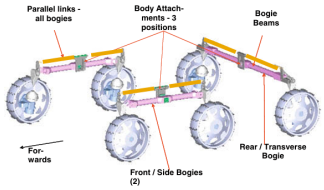


Fig. 1.18: Sospensione RCL-E/CRAB (Fonte: Patel et al., 2010 [11]).

Queste criticità vengono superate dall'architettura *3-Bogie*, che offre prestazioni analoghe al rocker-bogie ma elimina il differenziale centrale [11]. Tale differenza riduce di molto la massa e il rischio di guasto meccanico. La soluzione *V-Bogie* ottimizza invece la distribuzione dei carichi su pendenze elevate adottando bracci a V invertita: in questo modo viene incrementata la stabilità statica del veicolo durante la marcia su terreni inclinati.

[12] Carrello articolato inferiore che supporta le ruote, distribuendo il carico e garantendo il contatto con il suolo.

[13] Sistema di leve a parallelogramma che permette alla ruota di muoversi verticalmente sugli ostacoli senza variare l'inclinazione del mozzo.

[14] Condizione di stallo in cui il telaio o i leveraggi impattano un ostacolo, annullando la trazione delle ruote.

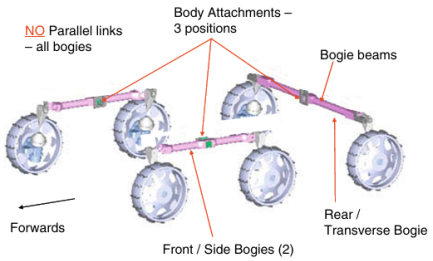


Fig. 1.19: Sospensione 3-Bogie (Fonte: Patel et al., 2010 [11]).

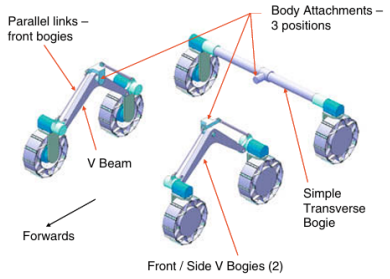


Fig. 1.20: Sospensione V-Bogie (Fonte: Patel et al., 2010 [11]).

Sospensione con configurazione a rombo

La *sospensione a rombo*, utilizzata nel rover Shrimp, rappresenta una delle soluzioni migliori per quanto riguarda il superamento di ostacoli complessi. Il sistema sfrutta parallelogrammi articolati per la ruota anteriore e carrelli laterali, geometria che consente di posizionare il centro di rotazione virtuale[15] al livello del suolo. Questa architettura garantisce una capacità di arrampicata superiore fino a due volte il diametro della ruota, mantenendo una distribuzione di carico ottimale anche con coefficienti di attrito suolo-ruota estremamente bassi [15].

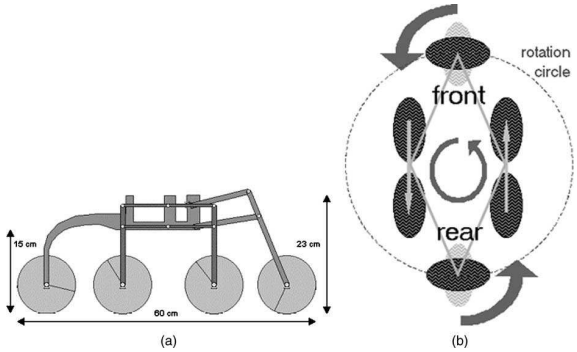


Fig. 1.21: Schema cinematico della sospensione a rombo (Fonte: Siegwart et al., 2002 [15]).

Sospensioni attive

Tecnica di wheel-walking

Il *wheel-walking* è la tecnica usata per aiutare il veicolo a uscire da suoli soffici o instabili, in generale cedevoli, in cui rischia di insabbiarsi (*sinkage*[16]). Il sistema coordina i movimenti della sospensione con la rotazione delle ruote. Dai dati della missione *Intrepid* possiamo dire che l'uso di una sospensione attiva permette di modificare l'assetto del rover e sfruttare i bracci articolati per sollevare e far avanzare i singoli assi, facilitando il superamento degli ostacoli e l'uscita dall'insabbiamento [12].

[15] *Centro di rotazione virtuale*: centro istantaneo di rotazione rispetto al quale avviene il moto relativo di un corpo, il cui posizionamento influenza direttamente i bracci di leva e le coppie meccaniche richieste dal sistema.

[16] *Sinkage*: sprofondamento della ruota dovuto alla scarsa consistenza del suolo.

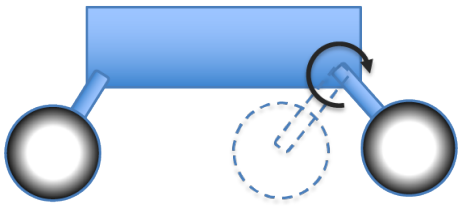


Fig. 1.22: Rappresentazione della tecnica di wheel-walking in un rover a quattro ruote con sospensione attiva (Fonte: Robinson et al., 2020 [12]).

Sospensioni Series-Elastic

I prototipi *Chariot* della NASA modificano il concetto di sospensione attiva incorporando la sterzata direttamente nel modulo sospensivo. Il sistema usa degli attuatori *series-elastic*[17] accoppiati a viti a ricircolo di sfere.

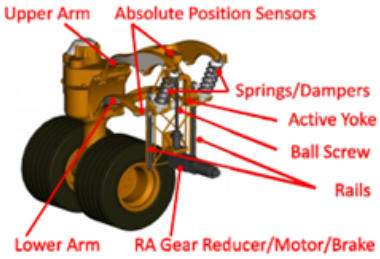


Fig. 1.23: Sospensione del prototipo Chariot (Fonte: Bluethmann et al., 2010 [16]).

Questa soluzione permette due tipologie di controllo del veicolo:

- **Controllo di posizione**: garantisce la stabilità dell'assetto del veicolo, azzerando beccheggio e rollio anche su terreni molto sconnessi.
- **Controllo di compliance (o di cedevolezza/elasticità)**: simula molle virtuali programmabili, permettendo al modulo di assorbire le irregolarità del suolo senza trasmettere vibrazioni alla cabina.

Grazie alla rotazione continua a 360° di ogni singolo modulo sospensivo, viene garantita una manovrabilità *omni-direzionale* e la completa ridondanza meccanica: se un attuatore si blocca, il rover può ruotare gli altri moduli in modo coordinato, orientando l'intero telaio per compensare la ruota non operativa e proseguire la marcia [16].

Sospensioni parallele 4-SS (MWPLR)

Per i rover pressurizzati di grandi dimensioni (MWPLR), stanno via via assumendo sempre più importanza le sospensioni a *meccanismo parallelo* di tipo 4-SS. Si tratta di strutture a catena cinematica chiusa, ideali per reggere carichi verticali molto elevati e urti laterali intensi senza il rischio di bloccaggi o altre criticità meccaniche. Sfruttando la geometria delle linee di Grassmann[18] in fase di progetto si ottiene un

[17] *Series-elastic*: dispositivi che inseriscono una molla in serie tra il motore e il carico, migliorando il controllo della forza e assorbendo gli urti più violenti.

[18] *Linee di Grassmann*: strumento di geometria proiettiva impiegato nell'analisi cinematica per mappare le condizioni di singolarità, i vincoli accoppiati e l'efficacia del trasferimento dei carichi nei meccanismi paralleli.

ottimo bilanciamento delle masse, fattore necessario per rover pressurizzati con equipaggio e adibiti a missioni di lunga durata [8].

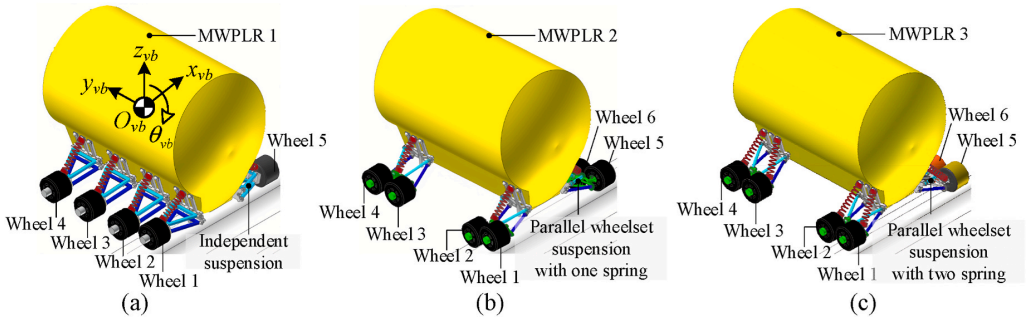


Fig. 1.24: Schema cinematico della sospensione parallela 4-SS per MWPLR (Fonte: Hu et al., 2024 [8]).

1.3.4 Sistemi di sterzo e manovrabilità

Il sistema di sterzo di un rover che opera in ambiente lunare deve tenere conto delle forti criticità presentate in Sezione 1.2. Questi fattori richiedono un'elevata robustezza strutturale e un controllo accurato della traiettoria. L'obiettivo primario è ottimizzare il raggio di sterzata riducendo al minimo lo slittamento laterale (*sideslip*), causa principale di sprechi energetici e dell'instabilità dinamica del mezzo.

Architetture di sterzo convenzionali

Sono disponibili diverse soluzioni cinematiche, ciascuna caratterizzata da specifici vantaggi operativi e limiti nell'interazione con il terreno:

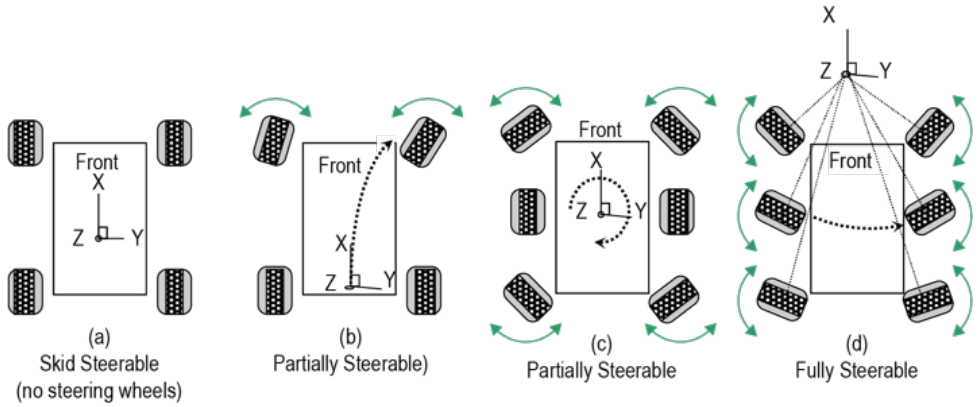


Fig. 1.25: Configurazioni di sterzata per veicoli a quattro ruote: (a) *Skid steerable* (sterzo a slittamento), (b) parzialmente sterzante su un solo asse, (c) parzialmente sterzante in diagonale, (d) totalmente sterzante (*fully steerable*) con capacità omni-direzionale (Fonte: Robinson et al., 2020 [12]).

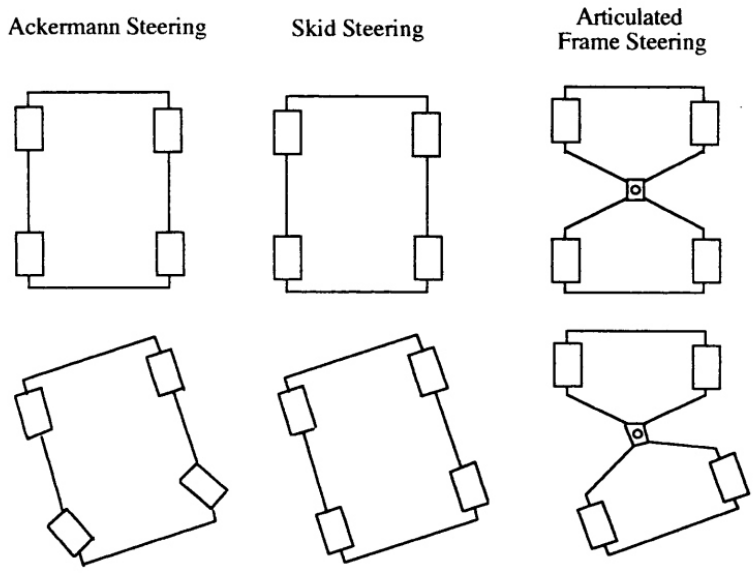


Fig. 1.26: Principali soluzioni di sterzo per rover di grandi dimensioni (Fonte: Bhardwaj et al., 1992 [10]).

- **Skid steering**: visibile in Figura 1.25a e Figura 1.26b, genera la sterzata variando la velocità di rotazione tra le ruote dei due lati del veicolo. Meccanicamente è molto semplice, soprattutto perché mancano snodi e attuatori di sterzo indipendenti e permette la rotazione sul posto, ma consuma molta energia a causa dello strisciamento continuo degli pneumatici sul terreno. Questo slittamento causa l'accumulo di regolite davanti alle ruote di avanzamento (*bulldozing effect*[19]) e rischia di far insabbiare il veicolo. Esempi di veicoli che presentavano questo sistema sono il rover sovietico *Lunokhod I* a otto ruote e il *Marsokhod* a sei ruote [4].
- **Geometria di Ackermann e Double Ackermann**: presente nella prima colonna di Figura 1.26, nasce per assicurare il puro rotolamento delle ruote, orientandole verso uno stesso Centro di Istantanea Rotazione (CIR) per azzerare gli strisciamenti. Il *Lunar Roving Vehicle* (LRV) delle missioni Apollo adottava uno schema *Double Ackermann*, sterzante su entrambi gli assi tramite l'azione combinata di attuatori e leveraggi separati [5]. Questa soluzione offre un'ottima manovrabilità per un mezzo con equipaggio, ma richiede un raggio minimo di sterzata pari alla lunghezza del veicolo stesso. Di conseguenza, risulta essere poco adatta ai rover robotici dove servono raggi di sterzata ridotti al minimo per aggirare ostacoli.
- **Sterzo articolato (Articulated Frame Steering)**: raffigurato nell'ultima colonna di Figura 1.26, è una soluzione tipica dei veicoli snodati o multi-segmento. Il vantaggio di questo sistema è legato al fatto che le ruote posteriori seguono esattamente l'impronta lasciata da quelle anteriori, cosa che riduce l'energia spesa per schiacciare il terreno e assicura che, se l'anteriore supera un ostacolo, il resto del mezzo farà lo stesso [10].

[19] *Bulldozing effect*: accumulo e compattazione del terreno davanti alla ruota che trasla lateralmente, con conseguente aumento della resistenza all'avanzamento.

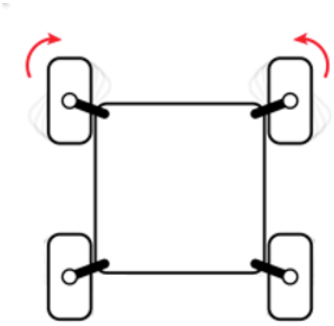


Fig. 1.27: Sterzo in configurazione toe-in (Fonte: Robinson et al., 2020 [12]).

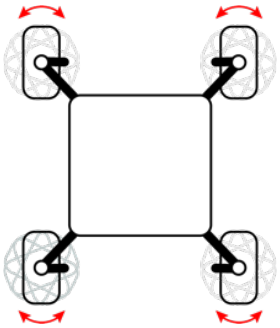


Fig. 1.28: Sterzo in configurazione omnidirezionale (Fonte: Robinson et al., 2020 [12]).

- **Toe-in Steering**: sistema a sterzatura parziale rappresentato in Figura 1.27. Le ruote sterzanti convergono verso l'interno (*toe-in*) per far ruotare il mezzo attorno al centro dell'asse fisso. Rispetto allo *skid steering*, questa tecnica non necessita di ampi spazi liberi per la rotazione della ruota e riduce molto lo slittamento durante i cambi di direzione sul posto, mantenendo la possibilità di montare ruote di diametro maggiore sull'asse fisso [12].
- **Sterzo omnidirezionale (Fully Steerable)**: configurazione mostrata nello schema (d) di Figura 1.25 e nel dettaglio di Figura 1.28, in cui ogni ruota sterza in modo autonomo, consentendo traiettorie curve e circolari precise, rotazioni sul posto senza slittamenti e la marcia diagonale o laterale (*crabbing*). Questa architettura è molto affidabile in caso di guasto: se un motore di sterzo si blocca, il rover può allineare le altre ruote alla direzione bloccata e proseguire la marcia [12].

La soluzione migliore da un punto di vista delle prestazioni è lo *sterzo indipendente omnidirezionale* (*all-wheel steering*), una configurazione in cui tutte le ruote del veicolo sterzano in modo autonomo per consentire manovre come la rotazione sul posto o lo spostamento laterale (*crab walk*). Ogni gruppo ruota costituisce un'unità indipendente dotata di un proprio motore di trazione e di un attuatore di sterzo indipendente (come visto in Figura 1.25d e Figura 1.28) i quali permettono di eseguire manovre specifiche:

- **Pivot turn**: consiste in una rotazione sul posto attorno all'asse verticale baricentrico del mezzo con raggio di curvatura nullo. Le ruote si dispongono lungo la tangente di una circonferenza concentrica al baricentro del rover, permettendo di orientare il veicolo in spazi estremamente ristretti minimizzando gli slittamenti critici. Questa manovra risulta cruciale per il puntamento di antenne e strumentazioni scientifiche o nei passaggi geometricamente vincolati [15].
- **Crab steering**: prevede l'orientamento sincrono di tutte le ruote nella stessa direzione, consentendo al mezzo di traslare lateralmente o in diagonale senza variare l'orientamento del telaio. Si tratta di una manovra fondamentale per l'attracco ai moduli abitativi, l'aggiramento rapido di ostacoli o la risalita di pendii in direzione obliqua, contrastando attivamente la deriva gravitazionale verso valle [12].

- **Arc crabbing**: traiettoria curvilinea coordinata in cui il centro istantaneo di rotazione (CIR) viene posizionato in un punto generico sul terreno, esterno o interno alla carreggiata del mezzo. Questa manovra (mostrata nello schema d di Figura 1.25) fa ruotare il rover attorno a un polo qualunque, offrendo grande flessibilità nella pianificazione delle traiettorie su superfici irregolari [8].

1.4 Terrameccanica e definizione dei carichi operativi

1.4.1 Interazione ruota-suolo

Per evitare lo sprofondamento del veicolo nella regolite, bisogna riferirsi ai criteri della terrameccanica[20], introdotti da Bekker e Wong [2], per la valutazione del contatto ruota-suolo. Sotto il carico della ruota, la massima resistenza al taglio che il terreno oppone prima di cedere viene espressa dalla legge di Mohr-Coulomb:

$$\tau_{max} = c + \sigma \tan \phi \tag{1.1}$$

dove c indica la coesione del suolo, $\sigma = W/A$ la tensione normale e ϕ l'angolo di attrito interno. La pressione normale p che si sviluppa sotto l'impronta a terra viene calcolata con la relazione empirica di Bekker [2, 4]:

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n \tag{1.2}$$

dove b è la larghezza della ruota, z rappresenta il *sinkage*, k_c il modulo coesivo, k_ϕ il modulo di attrito interno e n l'esponente di compressione del terreno. Per la regolite lunare, i parametri di riferimento sono raccolti in Tabella 1.3.

Tab. 1.3: Proprietà geotecniche e terrameccaniche della regolite lunare [2].

Parametro	**Valore Nominale**
Densità Apparente (ρ)	$1500 - 1900$ kg/m^3
Coesione Apparente (c)[a]	170 N/m^2
Angolo di Attrito Interno (ϕ)	$30° - 40°$
Granulometria Prevalente	$45 - 100$ μm
Modulo Coesivo (k_c)	1400 N/m^2
Modulo di Attrito (k_ϕ)	820 000 N/m^3
Esponente di Sinkage (n)	1,0
Peso Specifico del Suolo (γ)	2470 N/m^3
Coeff. di Scorrimento (K)	0,018 m

[a] Valore nominale di riferimento (170 N/m^2, corrispondente a 0,17 kPa); la coesione effettiva della regolite risente fortemente del grado di compattazione locale dello strato superficiale, oscillando tipicamente tra 0,1 e 1,0 kPa (pari a $100 - 1000$ N/m^2) [2].

La forza motrice netta disponibile alla ruota, detta *drawbar pull*, è la differenza tra la forza di trazione massima H e le resistenze passive al moto [2]:

$$DP = H - R_c - R_b - R_r - R_g \tag{1.3}$$

[20] *Terrameccanica*: disciplina che studia le interazioni tra veicoli e suoli deformabili, fondamentale per determinare la mobilità di mezzi fuori strada e rover planetari su terreni irregolari.

I quattro termini resistivi rappresentano rispettivamente: la *resistenza da compressione* R_c (deformazione plastica verticale del suolo), la *resistenza da bulldozing* R_b (accumulo di regolite davanti alla ruota, dominante sulle ruote anteriori e nelle manovre di skid steering), la *resistenza di rotolamento* R_r (attrito nei cuscinetti e deformazione del battistrada) e la *resistenza gravitazionale* R_g (componente del peso lungo il piano inclinato) [2].

La resistenza da compressione, nel caso $n = 1$ della regolite lunare, assume la forma [2]:

$$R_c = 0{,}858 \cdot 54 \sqrt[4]{\frac{W^3}{\left(\frac{k_c}{b} + k_\phi\right) D^2}} \tag{1.4}$$

All'aumentare del diametro D, R_c decresce, riducendo il consumo energetico su lunghe percorrenze.

La resistenza di rotolamento è descritta come funzione lineare del peso totale del veicolo tramite un coefficiente di attrito c_f [2]:

$$R_r = W_v \, c_f \tag{1.5}$$

La resistenza gravitazionale e quella da bulldozing completano il bilancio. La prima dipende semplicemente dall'angolo di pendenza θ [2]:

$$R_g = W_v \sin\theta \tag{1.6}$$

La seconda, dovuta all'accumulo di regolite davanti alla ruota, è [2]:

$$R_b = \frac{b \sin^2\alpha}{\sin(\alpha + \phi)\cos\phi} \left[z_0 \, c \, K_c + z_0^2 \, \gamma \, K_\gamma \right] \tag{1.7}$$

dove α è l'angolo d'attacco della ruota sul suolo, z_0 la profondità di affondamento, c la coesione della regolite, γ il suo peso specifico, e K_c, K_γ i moduli di deformazione del suolo rispettivamente coesivo e legato alla densità del suolo [2].

La forza di trazione massima sviluppabile dipende dalla coesione, dall'attrito interno della regolite, dall'area di contatto $A = b \cdot l$ e dallo slip $s = 1 - V_x/(\omega r)$. Per una ruota liscia [2]:

$$H_{\text{smooth}} = A \left(c + \frac{W}{A} \tan\phi \right) \left(1 - \frac{K}{sl} \left(1 - e^{-sl/K} \right) \right) \tag{1.8}$$

La presenza di *grousers* metallici sul battistrada incrementa significativamente H tramite il taglio meccanico della regolite [2]:

$$\begin{aligned} H_{\text{grouser}} = A \left(c + \frac{W}{A} \tan\phi \right) \left(1 - \frac{K}{sl} \left(1 - e^{-sl/K} \right) \right) \times \\ \times \left[1 + \frac{0{,}64}{\pi} \left(\frac{h_g}{b} \tan\phi + \frac{b h_g + 1}{b} \right) N_g \right] \end{aligned} \tag{1.9}$$

dove h_g è l'altezza dei grousers e N_g il numero di grousers in contatto col suolo [2]. L'impiego di grousers sulle ruote analizzate nel presente capitolo è quindi giustificato dall'incremento diretto di DP a parità di carico e condizioni del suolo.

1.4.2 Definizione analitica dei carichi

Per dimensionare correttamente la sospensione occorre distinguere tra parametri di sistema e carichi effettivi per ruota: le due grandezze non coincidono, e confonderle potrebbe condurre a errori sistematici. Consideriamo due categorie di riferimento, rover robotici leggeri e rover pressurizzati con equipaggio, che rappresentano gli estremi nell'ambito di nostro interesse.

Tab. 1.4: Parametri operativi e carichi strutturali per classi differenti di rover planetari (Fonte: Bhardwaj et al., 1992 [10]; Robinson et al., 2020 [12]).

Carico/Parametro	**Rover Robotici**	**Rover Pressurizzati**
Massa totale	< 400 kg	≈ 7000 kg
Peso su Luna	≈ 600 N	≈ 11350 N
Velocità nominale	≈ 1 km/h	≈ 10 km/h
F_z per ruota – statico	≈ 150 N	≈ 1420 N
F_z per ruota – picco dinamico[a]	$300 - 500$ N	$5000 - 7000$ N

[a] Valore stimato dall'autore per le condizioni di massima accelerazione e impatto su ostacolo.

Per il rover pressurizzato considerato in letteratura [10], la massa totale a pieno carico è 7015 kg, distribuita su otto ruote con diametro di 2 m [10]. Con $g_L = 1{,}62$ m/s^2 si ottiene un carico statico nominale di 1420 N/ruota; nelle verifiche terrameccaniche, gli autori adottano $W = 1491$ N per includere i sovraccarichi dinamici locali [10]. Per il rover robotico Intrepid, il valore massimo atteso di massa è di 371 kg su quattro ruote, con un carico statico di circa 150 N/ruota [12]. Per resistere alle sollecitazioni dinamiche più intense, i carichi impulsivi sono stati stimati in modo conservativo adottando un fattore di amplificazione compreso tra 3 e 5, necessario per operare in sicurezza su pendenze fino a 26,5° [10].

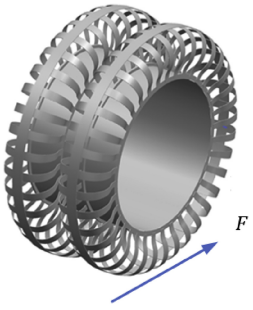


Fig. 1.29: Forza tangenziale F_x (Fonte: Zou et al., 2020 [6]).



Fig. 1.30: Forza laterale F_y (Fonte: Zou et al., 2020 [6]).

Oltre alla componente verticale F_z, nel dimensionamento strutturale dei componenti della sospensione intervengono le forze longitudinali F_x (associate alle fasi di trazione e frenata) e trasversali F_y, generate durante le virate e la marcia su pendenze laterali. Dalla letteratura [2] si evidenzia lo stretto accoppiamento tra queste componenti: la forza di trazione F_x risulta infatti limitata dalla massima resistenza al taglio del suolo, la quale dipende direttamente dal carico normale F_z agente all'interfaccia ruota-regolite [2, 6].

1.5 Polimeri ad alte prestazioni per applicazioni spaziali

Facendo sempre riferimento a quanto detto circa l'ambiente operativo lunare presentato in Sezione 1.2, risulta chiaro come le comuni plastiche commerciali siano totalmente inutilizzabili. La manifattura additiva in ambito spaziale richiede quindi una selezione rigorosa di termoplastici e compositi ingegneristici ad alte prestazioni, nel nostro caso lavorabili per estrusione di filamento fuso (FDM) [17].

In questo contesto trovano spazio i *compositi caricati*[21], per i quali diventa essenziale caratterizzarne le costanti elastiche fini del dimensionamento strutturale dei componenti. Il primo parametro è sicuramente il modulo di Young[22], seguito dal modulo di taglio[23] e dal coefficiente di Poisson[24]. Vedremo in seguito come in realtà i parametri di interesse siano molti di più (ad esempio le varie temperature operative) e tutti impattanti sui risultati di stampa.

Il processo di deposizione strato su strato porta con sé però una forte anisotropia[25], per cui i polimeri stampati in 3D perdono il tipico comportamento isotropo[26] per assumere una risposta ortotropa[27]. Di conseguenza, sia il coefficiente di Poisson sia il modulo di taglio sono fortemente dipendenti dall'orientamento di stampa [17].

Nelle sezioni successive verranno analizzati i cinque materiali più promettenti per la sostituzione delle leghe leggere nel gruppo ruota-sospensione. I relativi dati tecnici, ricavati dalla letteratura scientifica di riferimento, sono riassunti in tabelle dedicate al termine di ogni trattazione.

1.5.1 Polietere-etere-chetone (PEEK)

Il polietere-etere-chetone (PEEK) si posiziona al vertice dei polimeri termoplastici ad alte prestazioni. Si tratta di un materiale semicristallino[28] impiegato sia puro sia come di composito caricato per ottimizzarne la risposta tribologica e meccanica [17]. Il modulo di Young in trazione può sfiorare i 4,0 GPa, pertanto il PEEK può essere un sostituto per le leghe di alluminio (come la serie 6000), in quanto offre un'elevata rigidezza specifica a fronte di una densità di circa 1,30 g/cm^3.

[21] *Composito caricato*: materiale bifasico in cui una matrice polimerica è accoppiata a una fase dispersa solida (come fibre corte o particelle) per incrementarne le proprietà meccaniche.

[22] *Modulo elastico* (E): parametro che quantifica la rigidezza di un materiale in regime lineare, definito dalla legge di Hooke: $\sigma = E\epsilon$.

[23] *Modulo di taglio* (G): costante che esprime la rigidezza a sforzi tangenziali, definita dal rapporto tra tensione di taglio e deformazione angolare: $\tau = G\gamma$.

[24] *Coefficiente di Poisson* (ν): costante adimensionale definita dal rapporto negativo tra deformazione trasversale e assiale: $\nu = -\epsilon_t/\epsilon_a$.

[25] *Anisotropia*: caratteristica per cui le proprietà meccaniche di un materiale variano in base alla direzione lungo la quale vengono misurate.

[26] *Isotropia*: condizione per cui un materiale presenta proprietà meccaniche identiche in qualsiasi direzione dello spazio.

[27] *Ortotropia*: caso di anisotropia con tre piani di simmetria mutuamente ortogonali; nel processo FDM corrispondono alla direzione di deposizione (asse X), trasversale (asse Y) e di crescita (asse Z).

[28] *Semicristallino*: stato strutturale caratterizzato dalla coesistenza di domini cristallini ordinati e regioni amorfe disordinate che giustificano la presenza sia di una temperatura di transizione vetrosa (T_g) sia di fusione (T_m).

I vantaggi per le applicazioni spaziali sono evidenti, in particolare per la resistenza ai raggi cosmici e per un outgassing estremamente contenuto. Test condotti secondo gli standard dell'Agenzia Spaziale Europea su campioni stampati via FDM hanno mostrato una perdita di massa totale dello 0,19% e un rilascio di materiale condensabile volatile di appena lo 0,01%, valori che soddisfano ampiamente i requisiti di qualifica aerospaziale [18].

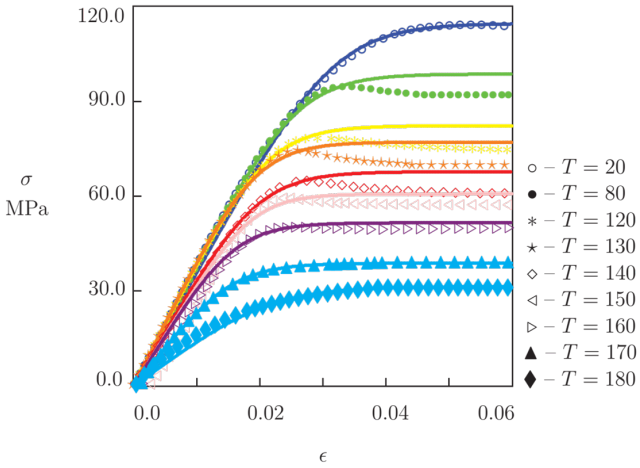


Fig. 1.31: Curve sforzo-deformazione per il PEEK puro a diverse temperature (Fonte: Drozdov et al., 2021 [19]).

Il comportamento termomeccanico del polimero è dipendente dalla temperatura operativa. Come mostrato dalle curve sforzo-deformazione riportate in Figura 1.31, si osserva un netto decadimento in prossimità della temperatura di transizione vetrosa[29] [19]. Nonostante ciò, il punto di fusione è molto elevato ($T_m \approx 340°C$) e questo garantisce la stabilità e l'integrità strutturale del componente anche durante le fasi di massimo irraggiamento.

Il nostro interesse in ogni caso non è diretto al polimero puro ma verso materiali compositi a matrice PEEK:

- **Fibre di vetro continue**: l'utilizzo di fibre di vetro continue (CGF) nel processo di stampa 3D permette di raggiungere resistenze a trazione superiori a 460 MPa (Figura 1.32), rendendo il composito adatto alla produzione di componenti strutturali critici del gruppo ruota-sospensione [20].

[29] *Temperatura di transizione vetrosa* (T_g): valore soglia al quale le catene polimeriche della fase amorfa acquisiscono mobilità, causando il rammollimento del materiale.

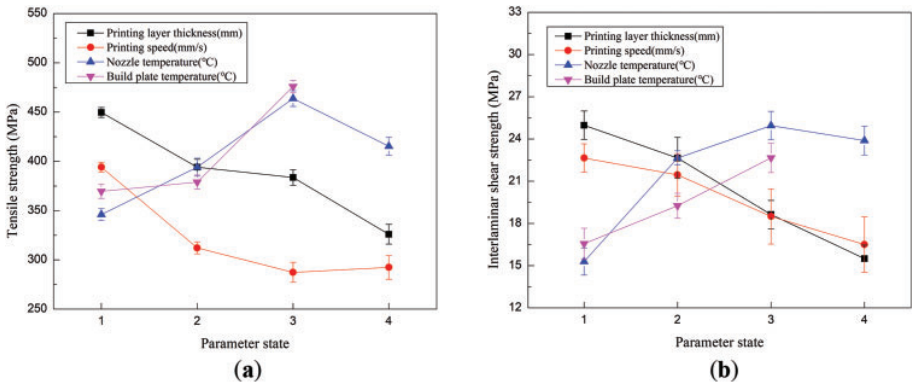


Fig. 1.32: Curve di variazione della resistenza meccanica del PEEK rinforzato con CGF al variare dei parametri di stampa 3D. (Fonte: Ding et al., 2025 [20]).

- **Nanocompositi con Grafene**: l'integrazione di nanoparticelle di grafene (GnP) in percentuali ridotte (1% in peso) migliora la stabilità termica e incrementa la rigidezza dinamica di circa il 61% e il modulo di Young statico del 25%. L'andamento completo delle proprietà a trazione al variare della frazione in peso è illustrato in Figura 1.33 [21].

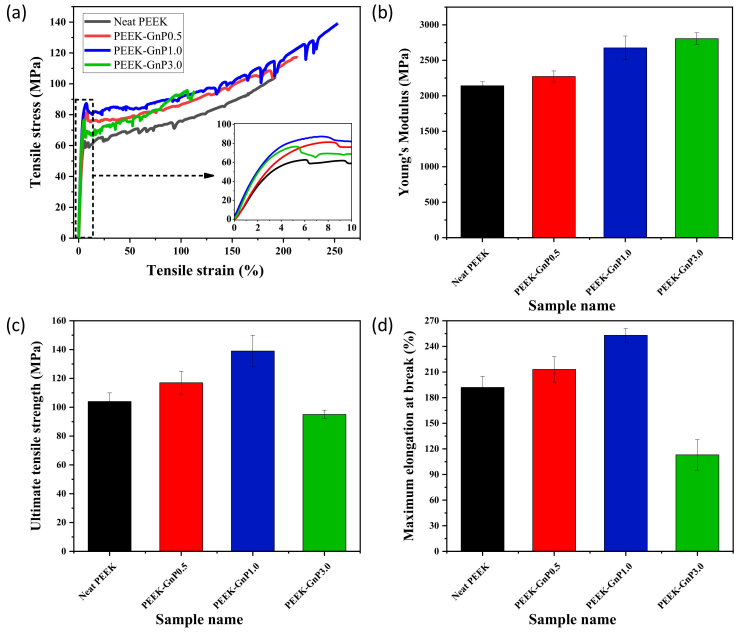
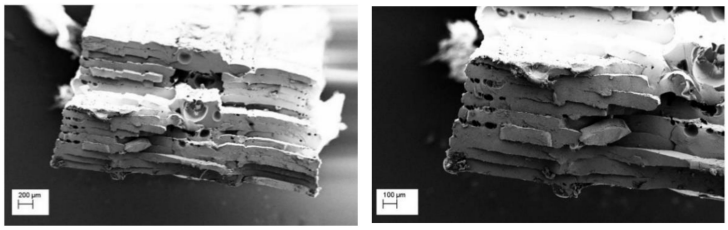


Fig. 1.33: Proprietà del PEEK rinforzato con nanoparticelle di grafene a diverse percentuali di peso (Fonte: Yaragalla et al., 2021 [21]).

Il principale svantaggio del PEEK riguarda la sua lavorazione tramite FDM. A causa della natura semicristallina, la rapida cristallizzazione provoca ritiri termici che causano *warping*[30] e difetti geometrici. Un effetto inevitabile di questo processo è la presenza di porosità interna, ovvero di vuoti tra i vari filamenti depositati, ben visibili nella micrografia SEM di Figura 1.34. Questa condizione impedisce al materiale di raggiungere la densità teorica nominale del polimero puro, come evidenziato dai dati riportati in Tabella 1.5, comportando in generale un leggero

[30] *Warping*: distorsione geometrica del componente indotta da tensioni residue, causate dal ritiro termico disomogeneo durante il raffreddamento.

abbassamento delle proprietà meccaniche rispetto al PEEK stampato a iniezione [17, 18].



(a) (b)

Fig. 1.34: Micrografia SEM di un provino a trazione in PEEK stampato in FDM (Fonte: Rinaldi et al., 2020 [18]).

Tab. 1.5: Proprietà termomeccaniche del PEEK (Fonte: Rinaldi et al., 2020 [18]; Drozdov et al., 2021 [19]).

Proprietà	**PEEK Nominale**	**PEEK FDM (asse XY)**
Densità [g/cm^3]	1,300	1,221 ± 0,036
Punto di Fusione (T_m) [°C]	339 – 343	343
Transizione Vetrosa (T_g) [°C]	143 – 151	153
Modulo Elastico (E) [GPa]	3,7 – 4,0	2,9 ± 0,3
Resistenza a Trazione [MPa]	97 – 100	78,0 ± 7,2
Allungamento a rottura [%]	15 – 45	6,9 ± 3,0
Resistenza a Flessione [MPa]	140 – 165	173 ± 8

1.5.2 Polieterimmide (PEI - Ultem 9085™)

La polieterimmide, nota commercialmente nel come Ultem 9085™, è un tecnopolimero amorfo[31] ad alte prestazioni. Rappresenta la prima resina termoplastica lavorata tramite FDM ad aver ottenuto la qualifica FAA per componenti strutturali aeronautici, grazie ad un ottimo rapporto resistenza-peso e ad una buona stabilità chimica [22]. La natura amorfa del PEI favorisce la mobilità e la compenetrazione delle catene macromolecolari quando la deposizione avviene a temperature prossime a quella di transizione vetrosa: questo comportamento garantisce una coesione inter-layer superiore rispetto agli standard tipici dei processi FDM [22].

Viene utilizzato principalmente negli interni dei veicoli spaziali in quanto rispetta gli standard di sicurezza FST[32]. In condizioni di vuoto la degradazione termica si manifesta intorno ai 447,5°C [23] e i tassi di outgassing sono praticamente trascurabili, abbattendo così il rischio di contaminazione molecolare a danno delle strumentazioni ottiche e di bordo [23].

I processi di stampa 3D beneficiano della natura amorfa del PEI, che riduce la possibilità di fenomeni di contrazione volumetrica (*shrinkage*[33]) e limita l'accumulo

[31] *Amorfo*: stato strutturale a catene macromolecolari disordinate; privo di temperatura di fusione (T_m), rammollisce progressivamente oltre la T_g, garantendo un ritiro termico ridotto e isotropo.

[32] *FST* (*Flame, Smoke, Toxicity*): protocollo di sicurezza che attesta la capacità di un materiale di autospegnersi, limitando l'opacità dei fumi e l'emissione di gas tossici durante la pirolisi.

[33] *Shrinkage*: contrazione volumetrica subita da un polimero durante la solidificazione; nei polimeri amorfi è legata al solo rilassamento termico, risultando inferiore rispetto ai semicristallini a causa dell'assenza di un reticolo cristallino.

di tensioni residue interne. Tuttavia, la risposta meccanica del componente stampato presenta una forte anisotropia, strettamente correlata alla direzione di deposizione del filamento e all'orientamento di crescita rispetto al piano di stampa [24]. Dalle curve sforzo-deformazione in Figura 1.35, risulta chiaro come gli orientamenti i cui filamenti sono depositati longitudinalmente nel piano di stampa (*flat* XY e *on-edge* XZ) mostrino prestazioni nettamente superiori rispetto alla configurazione verticale fuori dal piano (*upright* ZX); quest'ultima è fortemente penalizzata dalla direzione del carico ortogonale ai layer, risultando soggetta a delaminazione precoce causata dal distacco inter-layer.

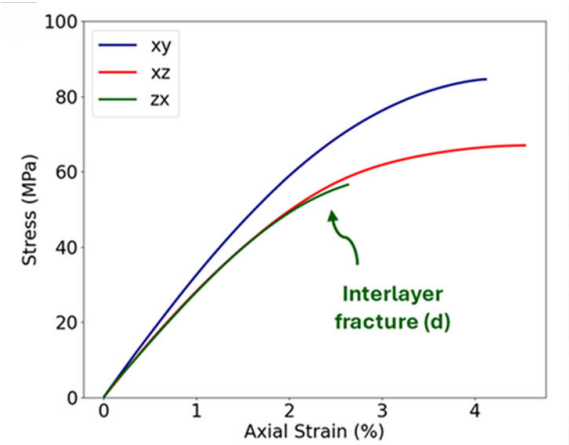


Fig. 1.35: Curve sforzo-deformazione per il PEI per diverse orientazioni (Fonte: Hernandez et al., 2025 [22]).

L'analisi dei parametri di stampa rileva che un angolo di scansione (*raster angle*[34]) di 0° massimizza la resistenza a trazione, poiché allinea la deposizione dei filamenti lungo la direzione del carico principale. Inoltre, l'incremento del numero di contorni esterni ottimizza la distribuzione interna degli sforzi, aumentando la rigidezza e la resistenza complessiva del componente stampato [22].

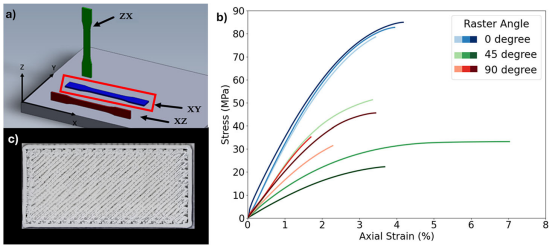


Fig. 1.36: Curve stress-deformazione assiale percentuale per il PEI - orientamento XY (Fonte: Hernandez et al., 2025 [22]).

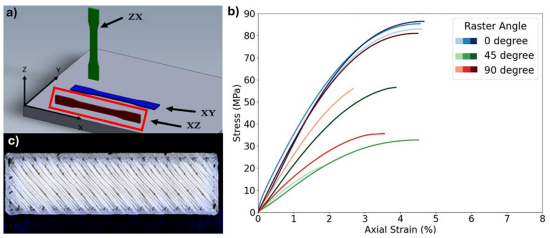


Fig. 1.37: Curve stress-deformazione assiale percentuale per il PEI - orientamento XZ (Fonte: Hernandez et al., 2025 [22]).

Confrontando i due orientamenti orizzontali nel piano, la Figura 1.36 mostra come la disposizione *flat* (XY) sia caratterizzata da un'evidente variabilità in termini di prestazioni e risenta maggiormente della disposizione geometrica dei vuoti interstiziali tra i filamenti depositati fianco a fianco. In Figura 1.37 vediamo invece

[34] *Raster angle*: angolo compreso tra la direzione di deposizione del filamento e l'asse principale di sollecitazione meccanica del componente.

come la configurazione *on-edge* (XZ) garantisce prestazioni migliori in termini di stabilità strutturale e carico massimo [22].

Per massimizzare le proprietà meccaniche dei componenti in PEI, risulta fondamentale il controllo dei parametri termici di processo. Il mantenimento di una temperatura della camera elevata e prossima alla T_g del materiale, pari a 180°C–188°C, e di un piano di stampa a circa 160°C favorisce infatti i fenomeni di diffusione intermolecolare all'interfaccia, riducendo la frazione volumetrica delle porosità e prevenendo la formazione di macro-vuoti microscopici [22, 23]. L'analisi microstrutturale tramite microscopia elettronica a scansione (SEM) in Figura 1.38 evidenzia come questi difetti geometrici tendano a concentrarsi in corrispondenza della zona tra il contorno esterno e il riempimento interno [23]. Come riassunto in Tabella 1.6, questa porosità residua (quantificata in circa il 2,69%) è causa di una riduzione delle proprietà a trazione rispetto al materiale massivo (*bulk*) [23], mentre la risposta flessionale migliora grazie alla microstruttura orientata insieme al filamento estruso lungo la direzione di carico principale [24, 25].

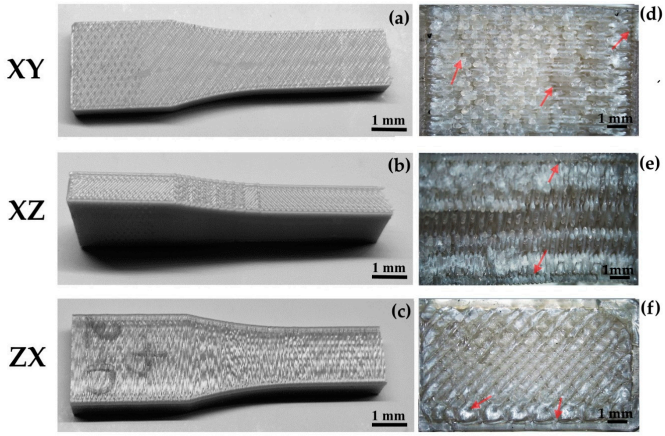


Fig. 1.38: Microscopia SEM per il PEI (Fonte: Padovano et al., 2020 [23]).

Tab. 1.6: Proprietà termomeccaniche del PEI (Fonte: Hernandez et al., 2025 [22]; Padovano et al., 2020 [23]; Zhang et al., 2023 [25]).

Proprietà	**PEI Bulk**	**PEI FDM (asse XZ)**
Densità [g/cm^3]	1,286	1,255 ± 0,003
Porosità [%]	0	2,69 ± 0,02
Transizione Vetrosa (T_g) [°C]	215	216,6
Temperatura di Degradazione [°C]	447,5	447,5
Resistenza a Trazione [MPa]	97 – 105	73,0 ± 1,3
Modulo Elastico (E) [GPa]	2,15	2,30 ± 0,05
Allungamento a rottura [%]	12 – 14	8,0 ± 0,2
Resistenza a Flessione [MPa]	112	117,98 ± 0,26

1.5.3 Polifenilensolfuro (PPS)

Il polifenilensolfuro (PPS) è un polimero termoplastico ad alte prestazioni che unisce stabilità termica e inerzia chimica [26]. Solitamente la resina pura presenta scarse proprietà meccaniche, quindi nella maggior parte dei casi il materiale viene rinforzato con fibre corte di carbonio (CF) o nanofibre (CNF) per migliorarne

le proprietà [26, 27]. La bassa viscosità allo stato fuso favorisce la bagnabilità, permettendo di raggiungere frazioni di carica elevate, sia in peso che in volume, senza penalizzare il processo di estrusione [26].

Il PPS rinfrozato è adatto a svolgere funzioni primarie in applicazioni critiche come, ad esempio, nei mozzi ruota. Infatti l'ambiente lunare, privo di atmosfera, esclude la dissipazione convettiva e l'elevata conducibilità termica del reticolo di fibre permette quindi alla struttura di agire come dissipatore radiativo. Questo comportamento limita i flussi termici generati dai motori elettrici, preservando l'elettronica adiacente [26]. Inoltre, la stabilità delle proprietà meccaniche in prossimità della temperatura di fusione garantisce l'affidabilità del sistema anche sotto l'irraggiamento solare diretto [26, 28].

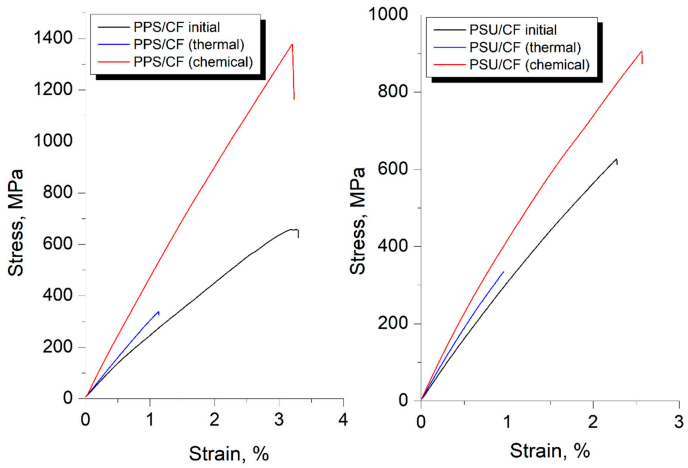


Fig. 1.39: Curve sforzo-deformazione in trazione per compositi PPS/CF (Fonte: Chukov et al., 2019 [29]).

La risposta strutturale del PPS stampato dipende sia dai parametri di stampa sia dall'adesione all'interfaccia matrice-rinforzo. Sotto carico assiale, le curve sforzo-deformazione in Figura 1.39 mostrano un andamento quasi lineare, con una lieve flessione intorno allo 0,75% di deformazione [29].

Un trattamento ossidativo chimico superficiale delle fibre, realizzato ad esempio con acido nitrico, ottimizza l'interazione interfacciale meccanica e il trasferimento del carico nella matrice, raddoppiando sia il modulo di Young che la resistenza a trazione [29]. A compressione invece è predominante l'effetto della storia termica: la velocità di raffreddamento influenza la cristallizzazione della catene e, di conseguenza, la tensione di snervamento e il modulo tangenziale (Figura 1.40). Un raffreddamento costante, come mostrato in Figura 1.41, ha effetti anche sulla densità finale del pezzo stampato stabilizzandola: nel composito risulta meno sensibile ai gradienti termici rispetto alla resina pura [27].

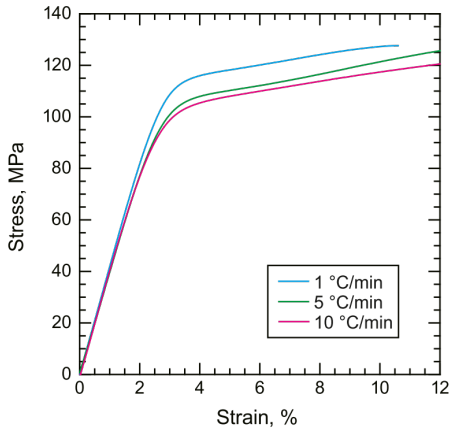


Fig. 1.40: Comportamento a compressione del PPS puro per diverse velocità di raffreddamento (Fonte: Oshima et al., 2023 [27]).

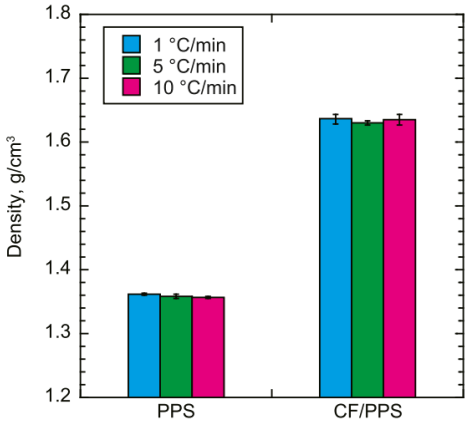


Fig. 1.41: Densità del PPS puro e del composito CF/PPS in funzione della velocità di raffreddamento (Fonte: Oshima et al., 2023 [27]).

Durante la stampa FDM, le fibre corte aiutano a limitare il ritiro volumetrico, riducendo il rischio di deformazioni geometriche. Il controllo del raffreddamento resta invece un aspetto delicato perchè se il pezzo si raffredda troppo velocemente, la matrice non fa in tempo a cristallizzare e rimane in uno stato amorfo. In questa condizione, basta un successivo riscaldamento sopra la temperatura di transizione vetrosa per innescare la ricristallizzazione a freddo[35], cosa che varia improvvisamente le proprietà meccaniche del componente come confermato dal netto picco esotermico visibile nei grafici DSC[36] di Figura 1.42 [27, 29].

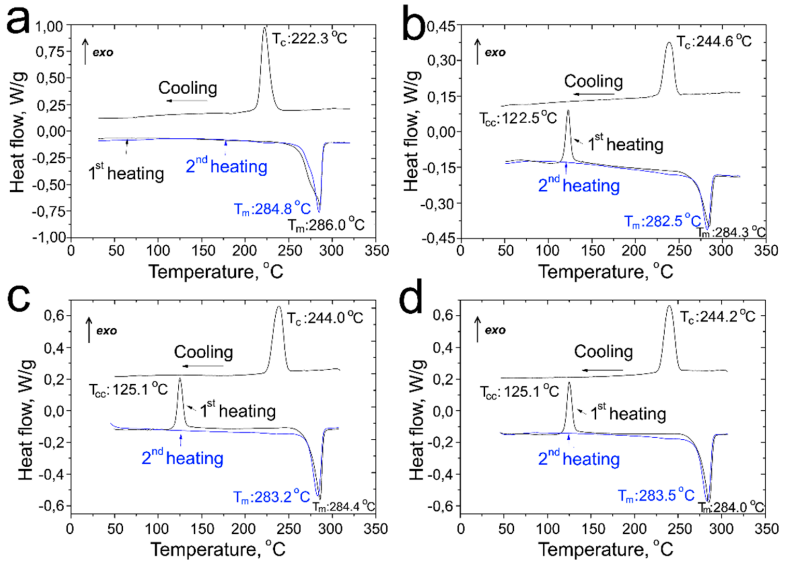


Fig. 1.42: Diagrammi DSC del PPS (Fonte: Chukov et al., 2019 [29]).

[35] *Ricristallizzazione a freddo*: processo esotermico in cui le catene macromolecolari disordinate, superata la T_g, riacquistano mobilità organizzandosi in strutture cristalline.

[36] *DSC* (*Differential Scanning Calorimetry*): tecnica termica che misura i flussi di calore scambiati dal materiale, identificando le temperature di transizione vetrosa, fusione e cristallizzazione.

Tab. 1.7: Proprietà termomeccaniche del PPS (Fonte: Arun et al., 2024 [26]; Oshima et al., 2023 [27]; Kang et al., 2022 [28]).

Proprietà	**PPS Puro**	**PPS-CF (40-60%)**
Densità [g/cm^3]	1,35	1,65
Viscosità allo Stato Fuso [Pa · s]	≈ 200	–
Punto di Fusione (T_m) [°C]	280 – 285	280 – 285
Transizione Vetrosa (T_g) [°C]	84 – 90	105 – 122
Ricristallizzazione a Freddo (T_{cc})[a] [°C]	≈ 125	–
Modulo Elastico (E) [GPa]	3,3 – 3,7	4,0 – 4,5
Resistenza a Trazione [MPa]	45 – 77	91 – 150
Conducibilità Termica [W/(m · K)]	0,22	0,32 – 1,82
Microdurezza Vickers [kg/mm^2]	24	> 24

[a] Rilevabile sperimentalmente per i soli provini soggetti a raffreddamento rapido post-estrusione.

1.5.4 Poliftalamide rinforzata con fibre di carbonio (PPA-CF)

La poliftalamide (PPA) è una resina semi-aromatica che si colloca a metà strada tra i nylon comuni e i polimeri ad altissime prestazioni [30]. Esattamente come per il PPS, anche la PPA viene rinforzata con fibre di carbonio in percentuali dal 20% al 60% in peso [30, 31], con le frazioni in peso al 40% di carbonio che superano in resistenza l'alluminio e il magnesio a 80°C, permettendo un risparmio di peso del 25-30% [31]. Il polimero rinforzato si distingue per l'ottima stabilità dimensionale e la bassa igroscopicità[37]. Gli anelli aromatici nella catena molecolare limitano l'assorbimento d'acqua rispetto ai nylon tradizionali [30] e la presenza di fibre crea un effetto barriera che ostacola la diffusione dell'umidità, fermando la saturazione intorno al 3.9% (Figura 1.43).

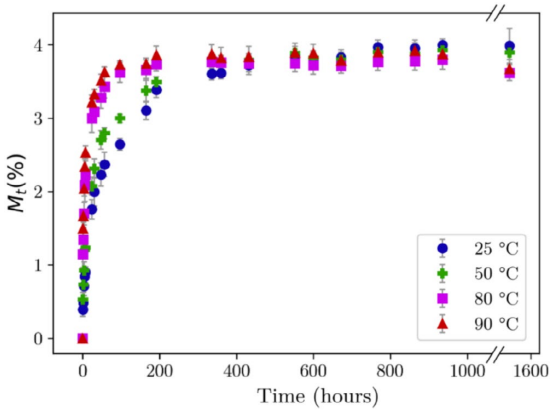


Fig. 1.43: Effetti dell'assorbimento d'acqua nella matrice PPA-CF (Fonte: Penavayre et al., 2026 [30]).

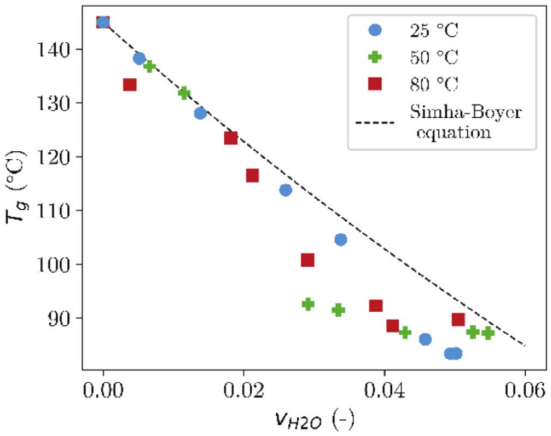


Fig. 1.44: Effetto dell'acqua assorbita sulla temperatura di transizione vetrosa per la PPA-CF (Fonte: Penavayre et al., 2026 [30]).

Quando il materiale assorbe umidità, osservando la Figura 1.44 si nota chiaramente il calo della temperatura di transizione vetrosa si allontana dai modelli lineari

[37] *Igroscopicità*: attitudine di un materiale ad assorbire l'umidità ambientale; nelle poliammidi l'acqua agisce come plastificante, riducendo la rigidezza e la T_g della matrice.

classici come quello di Simha-Boyer indicato. Questo scostamento suggerisce che l'acqua tende a formare dei raggruppamenti isolati di molecole, riducendo la propria capacità di ammorbidimento sulla matrice polimerica. Il processo segue una cinetica di tipo *Dual-Fick*[38], dove l'umidità penetra sia nella matrice sia lungo l'interfaccia fibra-resina [30]. Dalle curve in Figura 1.45 si intuisce che la saturazione aumenta la duttilità del materiale incrementando l'allungamento a rottura oltre il 10%, ma riduce il carico di rottura a circa 140 MPa [30].

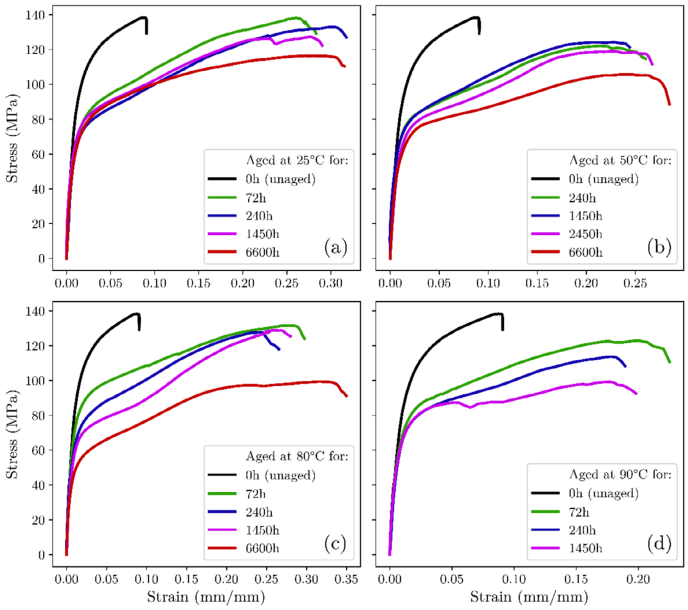


Fig. 1.45: Curve sforzo-deformazione per la PPA-CF dopo invecchiamento igrotermico a differenti temperature (Fonte: Penavayre et al., 2026 [30]).

Superati gli 80°C, l'azione combinata di umidità ed espansione termico accelera il degrado dell'interfaccia. Le micrografie SEM di Figura 1.46 mostrano chiaramente l'evoluzione morfologica: la configurazione integra (a) evolve in una prima decoesione a 25°C (b), fino al distacco netto riscontrato a 90°C (c), che compromette le prestazioni meccaniche del componente [30]. I valori termomeccanici di riferimento sono confrontati nella Tabella 1.8.

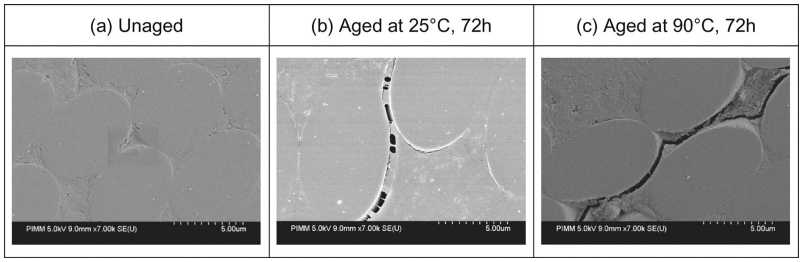


Fig. 1.46: Micrografie SEM dell'interfaccia fibra-matrice: (a) stato integro; (b) decoesione a 25°C; (c) distacco interfacciale a 90°C (Fonte: Penavayre et al., 2026 [30]).

[38] *Diffusione Dual-Fick*: modello in cui l'assorbimento avviene per penetrazione diretta nella matrice e scorrimento capillare lungo l'interfaccia fibra-matrice.

Tab. 1.8: Proprietà termomeccaniche della PPA-CF (Fonte: Alshammari et al., 2021 [32]; Penavayre et al., 2026 [30]; BASF, 2021 [31]).

Proprietà	**PPA Pura**	**PPA-CF (40-60% wt)**
Densità [g/cm^3]	≈ 1,20	1,30 – 1,45
Modulo Elastico (E) [GPa]	≈ 3,0	45,0 – 55,0
Resistenza a Trazione [MPa]	≈ 130	140 – 300
Transizione Vetrosa (T_g) [°C]	135	135
Punto di Fusione (T_m) [°C]	≈ 260	≈ 260
Assorbimento Acqua (Saturazione) [%]	≈ 5,7	≈ 3,9

1.5.5 Poliammide 12 rinforzata con fibre di carbonio (PA12-CF)

La poliammide 12 (PA12) è un polimero ad alte prestazioni ampiamente utilizzato nel contesto dell'AM per la produzione di componenti per applicazioni aerospaziali, come i sistemi ammortizzanti interni e gli elementi deformabili delle ruote dei rover. Se rinforzata con fibre di carbonio corte (CF) si ottiene un aumento del modulo elastico rispetto alla resina pura, mantenendo al tempo stesso una densità ridotta [33]. In ambiente operativo lunare garantisce un'ottima resistenza agli urti e una buona dissipazione dei carichi impulsivi, riducendo il rischio di rotture improvvise della struttura.

Oltre a migliorare le proprietà meccaniche, la presenza delle fibre corte influisce sulla conducibilità termica e sulle proprietà elettriche del materiale. Durante il processo di estrusione, il flusso del polimero fuso attraverso l'ugello di stampa forza l'allineamento delle fibre lungo la direzione di deposizione del filamento, cosa che crea un reticolo microscopico interconnesso ad alta conducibilità che favorisce la propagazione del calore per conduzione come mostrato nello schema di Figura 1.47.

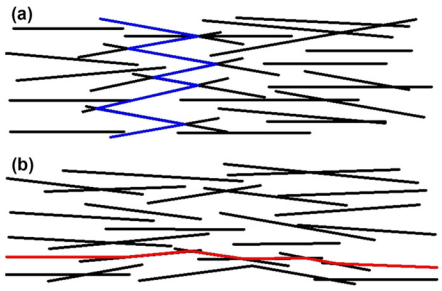


Fig. 1.47: Percorsi lineari di conduzione termica indotti dal corretto allineamento delle fibre corte lungo il filamento per la PA12-CF (Fonte: Liao et al., 2018 [33]).

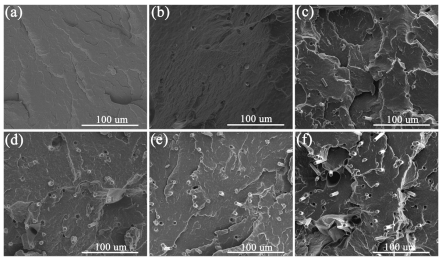


Fig. 1.48: Micrografie SEM delle superfici di frattura per la PA12-CF: resina pura (a) e sfilamento delle fibre nel provino caricato (f) (Fonte: Liao et al., 2018 [33]).

Questo orientamento guidato incrementa sensibilmente la conducibilità termica lungo la direzione di deposizione, permettendo di gestire i gradienti di temperatura. La presenza del reticolo di carbonio riduce la resistività elettrica del componente, offrendo una dissipazione efficace contro l'accumulo di cariche elettrostatiche indotte dallo sfregamento con la regolite lunare [33]. La microstruttura del

materiale e i meccanismi microscopici di decoesione fibra-matrice[39] sono visibili nelle micrografie SEM di Figura 1.48.

Le proprietà meccaniche finali del componente stampato dipendono dall'interazione tra i principali parametri di slicing[40] della stampante, in particolare l'orientamento delle traiettorie e la densità di riempimento [34]. La presenza del rinforzo in carbonio modifica il meccanismo di rottura del polimero, che passa da duttile a fragile, cosa che determina una riduzione della deformazione massima prima della rottura, come evidenziato in Figura 1.49.

Altri parametri di stampa (in Figura 1.53 si puo osservare la loro influenza sulle proprietà meccaniche globali) di interesse sono l'angolo di stampa (Figura 1.51) e la variazione di infill (Figura 1.52) la cui azione combinata influisce direttamente sulla rigidezza dei provini. I modelli statistici elaborati tramite Reti Neurali Artificiali (ANN)[41] validano quanto detto prima circa la stesura del materiale lungo la direzione del carico principale a 0°, massimizzando l'efficacia strutturale delle fibre corte, la cui frazione in peso influisce su alcune proprietà come il modulo elastico e il carico di rottura come mostrato in Figura 1.50.

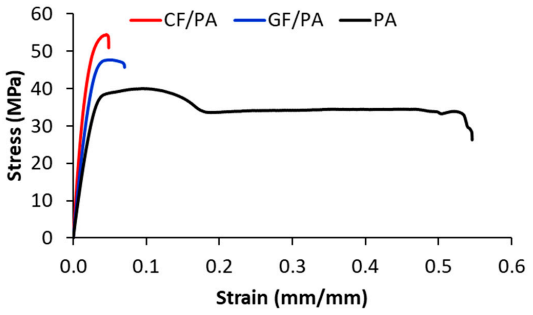


Fig. 1.49: Curve sforzo-deformazione per la PA12: confronto tra polimero puro e rinforzato a parità di parametri di processo (Fonte: Fetecau et al., 2025 [34]).

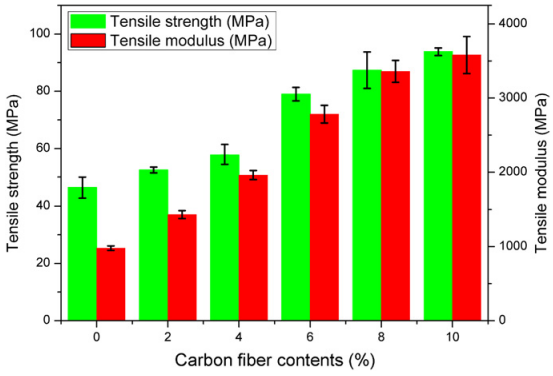


Fig. 1.50: Variazione del modulo elastico e del carico di rottura in funzione della percentuale in peso di fibre corte (Fonte: Liao et al., 2018 [33]).

[39] *Pull-out*: sfilamento microscopico delle fibre dalla matrice polimerica che avviene durante la propagazione della frattura, agendo come meccanismo di dissipazione energetica.

[40] *Slicing*: processo di discretizzazione digitale in cui il modello geometrico tridimensionale viene suddiviso in una successione di strati bidimensionali sovrapposti.

[41] *ANN* (*Artificial Neural Networks*): modelli computazionali ispirati alle reti biologiche, impiegati per mappare relazioni non lineari complesse tra i parametri di processo e le proprietà meccaniche finali del materiale.

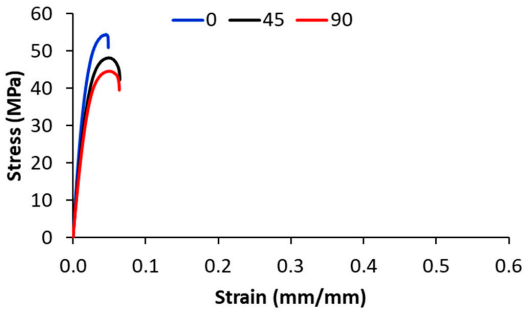


Fig. 1.51: Curve sforzo-deformazione per la PA12-CF per diversi orientamenti (Fonte: Fetecau et al., 2025 [34]).

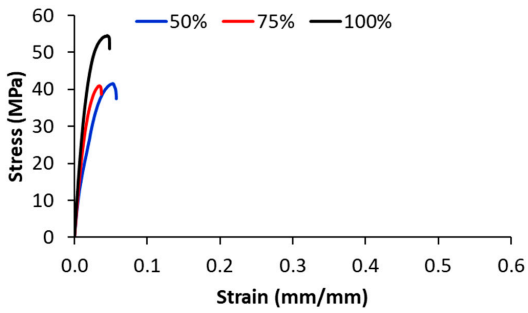


Fig. 1.52: Curve sforzo-deformazione per la PA12-CF per diversi livelli di riempimento (Fonte: Fetecau et al., 2025 [34]).

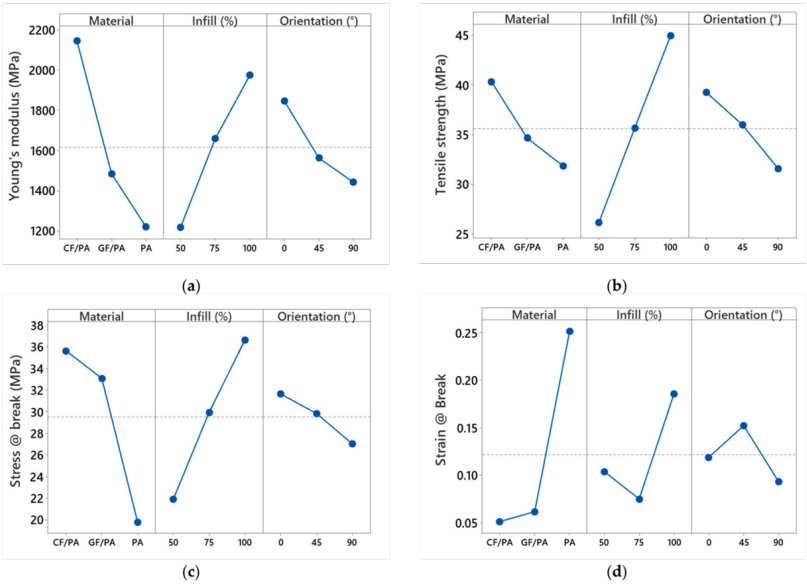


Fig. 1.53: Effetto dei parametri di stampa per la PA12-CF sulla rigidezza e sulla resistenza meccanica macroscopica (Fonte: Fetecau et al., 2025 [34]).

Dal punto di vista termomeccanico, i test DMA[42] riportati nelle Figure 1.54, 1.55 e 1.56 evidenziano come l'interazione interfacciale fibra-matrice stabilizzi le catene polimeriche, innalzando la temperatura di transizione vetrosa (T_g), consentendo al materiale di avere buone proprietà elastiche anche durante l'irraggiamento solare diurno.

[42] *DMA* (*Dynamic Mechanical Analysis*): tecnica caratterizzata dall'applicazione di una sollecitazione oscillatoria per misurarne le proprietà viscoelastiche, quali il modulo di conservazione e lo smorzamento interno, in funzione di temperatura o frequenza.

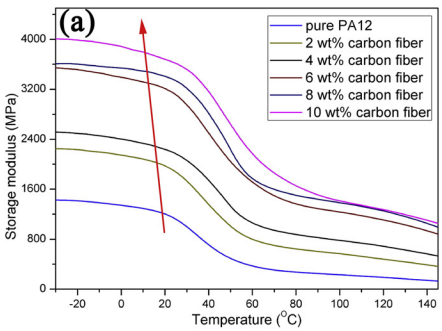


Fig. 1.54: Modulo di conservazione[43] in funzione della temperatura ricavato tramite test DMA per il composito PA12-CF (Fonte: Liao et al., 2018 [33]).

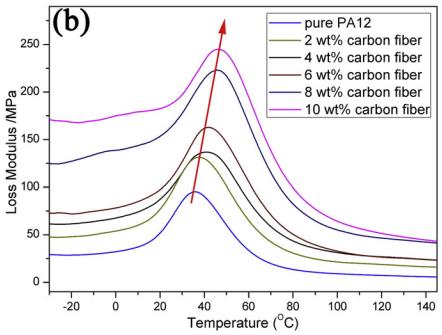


Fig. 1.55: Modulo viscoso[44] in funzione della temperatura ricavato tramite test DMA per il composito PA12-CF (Fonte: Liao et al., 2018 [33]).

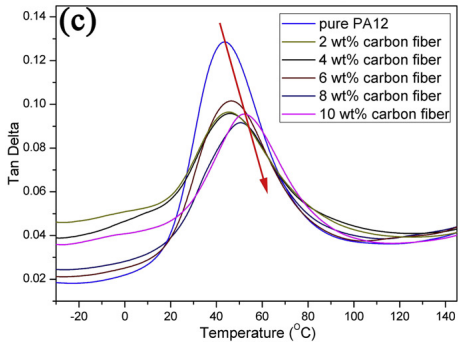


Fig. 1.56: Fattore di smorzamento[45] in funzione della temperatura ricavato tramite test DMA per il composito PA12-CF (Fonte: Liao et al., 2018 [33]).

Le curve TGA[46] in Figura 1.57 confermano la stabilità termica del composito, che non subisce degradazione chimica anche a temperature ben superiori ai limiti dell'ambiente operativo lunare, L'analisi DSC di Figura 1.58 invece evidenzia l'azione nucleante delle fibre sulla cristallizzazione della matrice. La Tabella 1.9 riporta tutti i parametri numerici di nostro interesse interesse.

[43] *Modulo di conservazione* (E'): parametro che misura l'energia elastica accumulata e restituita dal materiale durante un ciclo di sollecitazione, proporzionale alla rigidità strutturale del componente.

[44] *Modulo viscoso* (E''): parametro che quantifica l'energia dissipata sotto forma di calore a causa degli attriti interni e degli scorrimenti macromolecolari durante la deformazione oscillatoria.

[45] *Fattore di smorzamento* ($\tan\delta$): rapporto adimensionale tra modulo viscoso e modulo di conservazione (E''/E'); l'apice del suo tracciato grafico viene impiegato per identificare la temperatura di transizione vetrosa (T_g) del polimero.

[46] *TGA* (*Thermogravimetric Analysis*): tecnica caratterizzata dalla registrazione della variazione di massa in funzione della temperatura, impiegata per determinare la stabilità termica e le cinetiche di degradazione del materiale.

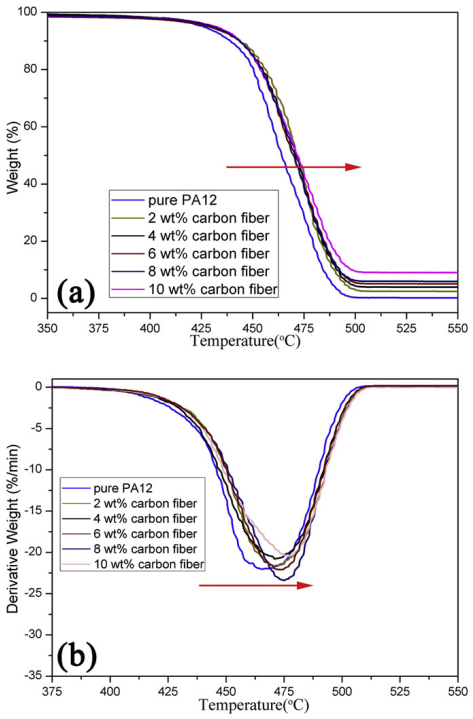


Fig. 1.57: Curve TGA del composito PA12-CF (Fonte: Liao et al., 2018 [33]).

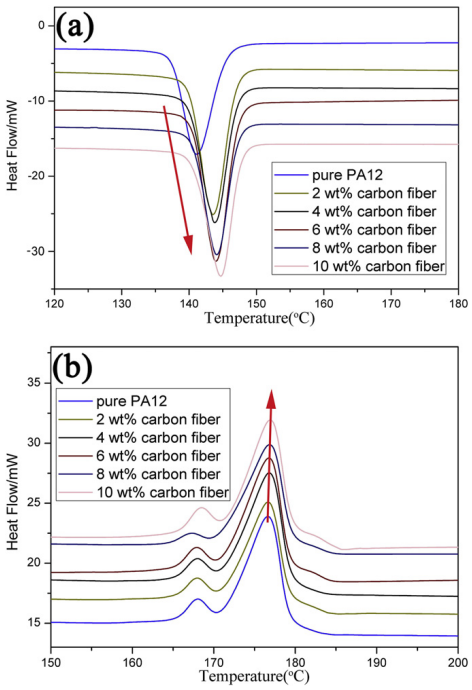


Fig. 1.58: Curve DSC di riscaldamento e raffreddamento per il composito PA12-CF (Fonte: Liao et al., 2018 [33]).

Tab. 1.9: Proprietà termomeccaniche della PA12 (Fonte: Liao et al., 2018 [33]; Fetecau et al., 2025 [34]).

Proprietà	**PA12 Pura**	**PA12-CF (10-35% wt)**
Densità [g/cm^3]	1,01 – 1,03	1,00 – 1,07
Modulo elastico (E) [GPa]	0,97 – 1,54	3,58 – 5,26
Res. a trazione [MPa]	40,0 – 46,4	75,6 – 93,8
Res. a flessione [MPa]	≈ 35,6	124,9 – 142,0
Res. all'urto Izod[a] intagliato [kJ/m^2]	22,5	24,8
Allungamento a rottura [%]	15,0 – 60,0	1,9 – 8,1
Res. termica (HDT[b] a 0,45 MPa) [°C]	115	143
Conducibilità termica parallela [W/(m · K)]	0,21 – 0,22	0,32 – 0,84
Resistività elettrica [Ω · cm]	–	$3{,}3 \times 10^{-6}$
Incremento res. a trazione [%]	–	≈ 102,2
Incremento mod. elastico [%]	–	≈ 98,0

[a] *Notched Izod Impact Strength* (ISO 180): parametro indicativo della resilienza e della sensibilità all'intaglio del materiale sotto carichi impulsivi.
[b] *Heat Deflection Temperature* (HDT): temperatura di inflessione sotto carico flessionale standardizzato, assunta come limite termico operativo per la stabilità strutturale del componente.

Capitolo 2

Analisi dei principali sistemi di sospensione e sterzo

Come visto in Sezione 1.2 e più precisamente in Tabella 1.2, l'ambiente operativo lunare si contraddistingue per le sue condizioni estreme come ad esempio le escursioni termiche e il vuoto spinto, con quest'ultimo che innesca il fenomeno dell'*outgassing* dei composti volatili intrappolati nelle plastiche. La regolite molto fine e abrasiva è causa principale del degrado delle componenti meccaniche e delle tute spaziali [35].

Nel primo Capitolo abbiamo stabilito la motivazione centrale di questa tesi: valutare la fattibilità della sostituzione dei tradizionali assiemi cinematici in lega metallica leggera (alluminio e titanio) con sistemi realizzati tramite stampa 3D FDM in materiali polimerici, optando per soluzioni strutturali cedevoli e monolitiche che integrino più funzioni in un'unica geometria [1]. Nel contesto specifico delle sospensioni, il raccordo con i materiali visti in Sezione 1.5 si traduce in tre livelli di idoneità che guidano l'analisi di ciascun sistema meccanico:

1. **Pienamente compatibili**: architetture polimeriche direttamente stampabili in FDM, prive di elementi metallici o in pressione. Rappresentano i candidati primari per lo sviluppo del design finale.
2. **Parzialmente compatibili**: configurazioni miste polimero-metallo che richiedono un'analisi specifica sul comportamento strutturale e sull'accoppiamento delle interfacce di contatto.
3. **Incompatibili**: soluzioni scartate a causa di requisiti incompatibili con la tecnologia FDM, come l'uso di circuiti idraulici/pneumatici, accoppiamenti micrometrici o sigillature dinamiche esposte a usura strisciante.

Questa prima interpretazione si affianca alla classificazione ambientale proposta in letteratura [35], che suddivide le strategie di mitigazione della polvere lunare in tre macro-categorie (Fig. 2.1): metodi *attivi* (sistemi elettrostatici ad onda viaggiante, deflessione magnetica, spazzolamento meccanico motorizzato), metodi *passivi* (trattamenti superficiali, rivestimenti a bassa energia superficiale o modifiche geometriche) e metodi *impliciti* (scelte di design che eliminano l'interfaccia critica alla sorgente). All'interno di quest'ultimo approccio, i *compliant mechanisms*[1] rappresentano la scelta strutturale implicita primaria: l'architettura monolitica e l'assenza di parti striscianti le rendono insensibili alla contaminazione da regolite. La perfetta coesistenza tra requisiti ambientali e produttivi conferma come questa classe di soluzioni sia la più adatta.

[1] *Compliant Mechanisms*: strutture monolitiche che trasmettono forze e movimenti flettendosi in modo elastico, eliminando i giunti tradizionali e i relativi attriti da strisciamento.

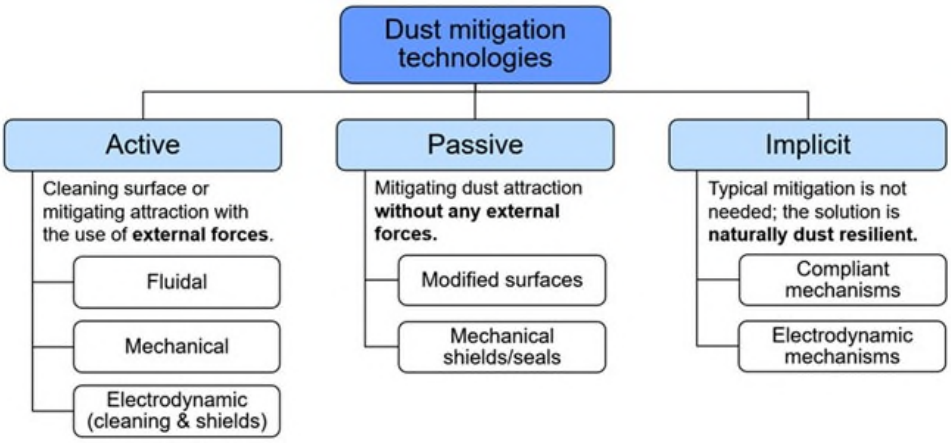


Fig. 2.1: Classificazione delle tecnologie di mitigazione della polvere lunare (Fonte: Budzyń et al., 2021 [35]).

In Tabella 2.1 vengono presentate alcune tra le principali architetture di sospensione e sterzo disponibili in letteratura, distinte in base alla loro funzione specifica: sono presenti sistemi di sospensione pura, soluzioni per il controllo del comportamento longitudinale (indicate come Long.) e i gruppi dedicati allo sterzo o a funzioni combinate (Sosp. + S). L'obiettivo è valutarne l'idoneità all'ambiente lunare e la compatibilità con la manifattura additiva FDM, evidenziando i fattori che determinano una totale integrazione o, al contrario, un'incompatibilità. Per la sua importanza, il tipo di smorzatore può ricadere sotto tre voci: *No* indica l'assenza di fluidi; *Chiuso* identifica camere sigillate (come per gas o fluidi magnetoreologici); *Sì* o *HP* segnalano circuiti idraulici complessi ad alta pressione. L'unione di questi vincoli e delle condizioni lunari definisce il giudizio finale in tabella.

Tab. 2.1: Sistemi di sospensione e sterzo scelti.

Sistema	**Tipo**	**Fluidi**	**Idon. Lunare**	**Comp. AM**
Idraulico/Oleo-pneumatico	Sosp.	Sì	×	×
Gas inerte (N_2)	Sosp.	Chiuso	✓	○
Semi-attivo MR[a]	Sosp.	Chiuso	○	○
Compliant/elastomerico	Sosp.	No	✓	✓
Liquid spring-damper attivo	Sosp.	Sì (HP)[b]	○	×
Torque tube/torque rod	Long.	No	✓	✓
Torsion beam/trailing arm	Sosp.	No*	○	○
De Dion axle	Sosp.	No	✓	○
Double Wishbone/IAS[c]	Sosp. + S	No*	○	○

✓ Pienamente applicabile/compatibile
○ Condizionatamente applicabile/parzialmente compatibile
× Non applicabile/incompatibile
* Damper separato idraulico nella configurazione automotive terrestre standard.
[a] MR: Magnetoreologico.
[b] HP: Alta Pressione (*High Pressure*).
[c] IAS: Sospensione Posteriore Indipendente Articolata (*Independent Articulated Suspension*).

Solo alcuni di questi sistemi saranno approfonditi per quanto riguarda lo sviluppo del design. Per le restanti architetture sarà presente una breve panoramica delle criticità che ne hanno determinato l'esclusione.

2.1 Sospensione idraulica e oleo-pneumatica

2.1.1 Principio di funzionamento

Nei sistemi di sospensione a fluido viscoso, la dissipazione energetica avviene per resistenza idraulica: un pistone, collegato al gruppo ruota tramite uno stelo, scorre all'interno di un cilindro pieno di fluido. Il passaggio forzato del liquido in piccoli orifizi calibrati genera una forza smorzante proporzionale alla velocità relativa tra i componenti. Il carico statico viene invece sorretto da una classica molla elicoidale, montata in posizione esterna o coassiale. L'integrità strutturale dipende dallo stato superficiale e dai rivestimenti protettivi delle aste metalliche e dei cilindri, necessari per evitare fenomeni corrosivi e usura precoce [36].

Nella variante *oleo-pneumatica* a monotubo pressurizzato, il fluido è separato da una camera di azoto (precaricata di solito tra 20 e 30 bar) attraverso una membrana flessibile o un pistone galleggiante. Il gas compensa le variazioni di volume dovute all'ingresso dello stelo in compressione, stabilizza la risposta termica e previene la cavitazione[2] durante i transitori dinamici più severi.

La debolezza di questa architettura è senza dubbio il sistema di tenuta dinamica: se si verifica una perdita di liquido o cala la pressione del gas, la capacità smorzante si annulla di colpo [36]. Questa interfaccia prevede solitamente una guarnizione principale a labbro a U (*U-cup*) in poliuretano (PU) o gomma nitrilica (NBR), accoppiata a un anello di guida in politetrafluoroetilene (PTFE) caricato e a un elemento raschiaolio frontale. Si tratta di materiali molto distanti dai tecnopolimeri analizzati in Sezione 1.5, che per di più non possono essere stampati in FDM nelle geometrie sottili richieste, cosa che esclude la possibilità di integrarli direttamente nel processo additivo.

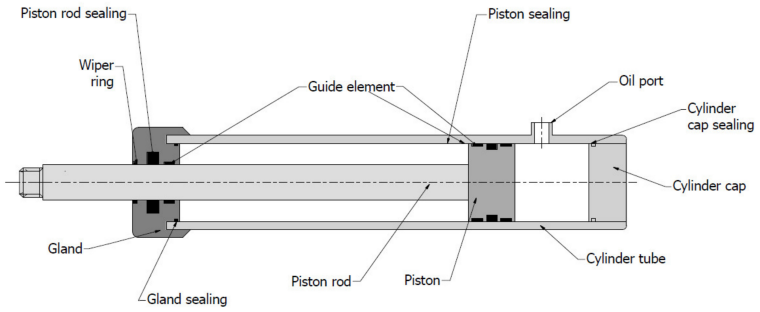


Fig. 2.2: Schema costruttivo di un attuatore idraulico (Fonte: Skowrońska et al., 2021 [36]).

2.1.2 Incompatibilità con i requisiti di design

Un sistema di questo tipo richiede uno scenario ideale e controllato: un fluido incontaminato, temperature stabili e componenti privi di difetti iniziali, cosa praticamente irrealizzabile per un ambiente operativo come quello lunare.

[2] *Cavitazione*: formazione di bolle di vapore dovuta a cali di pressione, viene evitata grazie alla precarica del gas, che mantiene la pressione del circuito sopra la soglia critica anche nelle fasi di estensione rapide.

Abrasione da regolite

La frazione più fine della polvere lunare, è composta da frammenti vetrosi e silicati molto taglienti, originati da impatti meteoritici secondari in assenza di atmosfera. La durezza di questi grani è superiore addirittura a quella degli acciai inossidabili utilizzati per la fabbricazione degli steli e la penetrazione delle particelle ultrafini nell'interstizio nominale tra stelo e labbro di tenuta (che è tipicamente dell'ordine di 0,2 mm nelle configurazioni commerciali) attiva un meccanismo di usura abrasiva a tre corpi[3], che danneggia la geometria dell'elastomero in pochissimo tempo. Le guarnizioni tradizionali esposte alla regolite subiscono un cedimento rapido e distrutivo, evidenziando l'inadeguatezza delle tenute dinamiche striscianti [35].

Adesione elettrostatica

La regolite accumula cariche elettrostatiche superficiali elevate a causa dei raggi solari UV, dei raggi cosmici e del plasma del vento solare. Più il granulo è piccolo, maggiore è la densità di carica superficiale: la frazione di polvere sub-micrometrica tende ad aderire tenacemente alle superfici metalliche lucide e alle mescole polimeriche [35]. In assenza di atmosfera è assente la scarica per conduzione gassosa, quindi l'adesione della polvere allo stelo diventa una condizione inevitabile durante l'avanzamento del rover. Ne consegue un trasporto continuo di particelle abrasive verso l'interno della tenuta principale [35].

Degrado termico ciclico

Le escursioni termiche lunari superano ampiamente l'intervallo utile di qualsiasi elastomero per impieghi dinamici. I poliuretani perdono flessibilità ed elasticità al di sotto dei $-60\,^{\circ}\mathrm{C}$, gli NBR standard irrigidiscono già a $-30\,^{\circ}\mathrm{C}$, e i siliconi ad alte prestazioni tipo MVQ raggiungono la transizione vetrosa intorno ai $-60\,^{\circ}\mathrm{C}$ [36]. Pertanto in ambiente lunare il materiale delle guarnizioni diventa immediatamente fragile, fessurandosi per fatica dopo pochissimi cicli. Allo stesso tempo, i fluidi idraulici sintetici a base di polialfaolefine (PAO), nonostante le loro proprietà criogeniche, subiscono un incremento di viscosità molto importante fino al completo congelamento. Ciò blocca il passaggio attraverso gli orifizi di calibrazione, trasformando l'ammortizzatore in un vincolo rigido.

Incompatibilità strutturale con la manifattura additiva FDM

Ai fattori ambientali si aggiunge l'incompatibilità diretta con l'approccio produttivo richiesto. Sistemi come questo richiedono tolleranze inferiori a $\pm 0{,}01$ mm e finiture superficiali con rugosità media $Ra < 0{,}4\,\mu$m, risultati non raggiungibili direttamente tramite processi FDM con i polimeri analizzati precedemente senza un pesante post-processing, cosa che annullerebbe i vantaggi della stampa 3D [1]. I materiali elastomerici delle guarnizioni sono completamente differenti dagli stessi tecnopolimeri a nostra disposizione e non sono processabili tramite FDM. Anche ipotizzando una finitura successiva della struttura portante, la camera in pressione

[3] *Usura a tre corpi*: avviene quando particelle libere tra due superfici in movimento accelerano il consumo del materiale.

e le valvole di smorzamento richiederebbero interfacce metalliche, comportando la perdita del principio di monoliticità.

L'insieme di questi vincoli ambientali e produttivi spinge a considerare le sospensioni idrauliche e oleo-pneumatiche come *dualmente incompatibili*. Sono da scartare sia per ragioni di durata del sistema (abrasione, adesione e sbalzi termici) che per i limiti intrinseci della tecnologia FDM (tolleranze e materiali), senza reali margini di miglioramento con l'approccio costruttivo scelto.

2.2 Sospensione semi-attiva con fluido magnetoreologico

2.2.1 Principio di funzionamento

Nei sistemi semi-attivi a fluido magnetoreologico (MR), la risposta smorzante si adatta in tempo reale variando la viscosità del liquido tramite un campo magnetico. Il fluido contiene particelle ferrose microscopiche sospese in un olio portante, di solito al silicone, miscelato con additivi chimici che contrastano la sedimentazione sul fondo [37]. A circuito spento, il composto si comporta come un comune olio idraulico, scorrendo liberamente nei passaggi del pistone.

Quando l'elettromagnete integrato viene alimentato, le particelle si polarizzano all'istante, aggregandosi in catene orientate secondo le linee di forza del flusso magnetico. Questo legame ostacola il moto del fluido, accrescendo la resistenza meccanica e la forza frenante del sistema [38]. A seconda della cinematica del liquido rispetto al campo, un ammortizzatore può operare in modalità valvola (*flow mode*), taglio (*shear mode*) o compressione (*squeeze mode*), anche se nei sistemi di sospensione reali si adotta quasi sempre la modalità valvola o una configurazione mista [39].

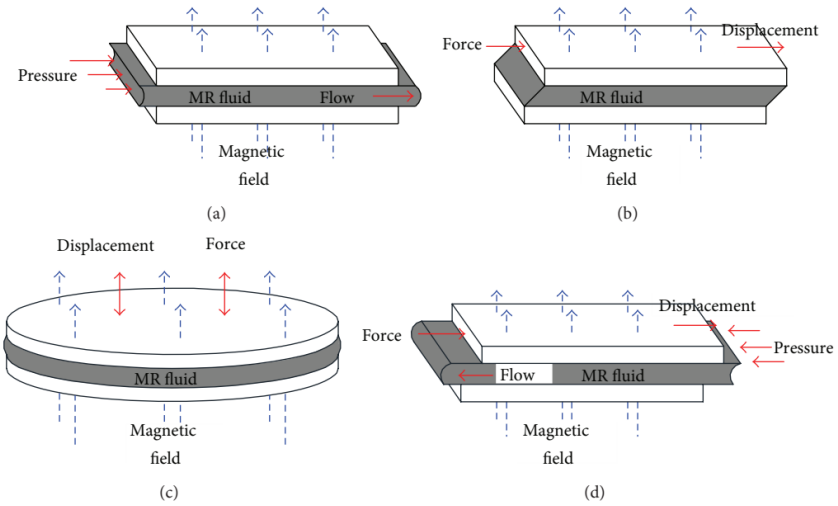


Fig. 2.3: Modalità operative del fluido MR: (a) modalità valvola, (b) modalità taglio, (c) modalità compressione e (d) combinazione valvola-taglio (Fonte: Wang et al., 2014 [39]).

La modellazione di questi dispositivi sfrutta il comportamento del corpo plastico di Bingham[4], esprimendo la forza smorzante totale F_d come somma di una quota

[4] *Corpo plastico di Bingham*: modello di fluido che risponde come un solido rigido finché lo sforzo non supera una soglia iniziale, oltre la quale scorre con dinamica viscosa.

elastica dell'accumulatore, un contributo viscoso legato alla velocità del pistone e una reazione controllata dal magnetismo:

$$F_d = F_s + F_\eta + F_\tau \tag{2.1}$$

In questa relazione, F_s rappresenta l'azione elastica dell'accumulatore [37]. Il termine aggiuntivo F_τ dipende invece in modo proporzionale dal flusso magnetico nel meato[5], governato dall'intensità di corrente inviata alla bobina. Di conseguenza, bastano impulsi elettrici di pochi ampere per regolare la risposta idraulica su uno spettro molto ampio, con tempi di reazione rapidissimi nell'ordine dei millisecondi [38].

2.2.2 Architettura del sistema e confronto con la sospensione passiva

La struttura fondamentale di un ammortizzatore MR monotubo comprende un cilindro, lo stelo con il relativo pistone, la bobina elettromagnetica e il fluido descritto in Sezione 2.2.1. Come nelle soluzioni oleo-pneumatiche tradizionali, una membrana elastica separa il liquido da una sacca di azoto in pressione, necessaria per accogliere il volume dello stelo in ingresso e bloccare la cavitazione [38]. Il grande beneficio rispetto a un layout passivo è la capacità di adattare all'istante la risposta smorzante.

Le simulazioni numeriche confermano che l'approccio semi-attivo riduce l'accelerazione verticale del veicolo del 93,9% sugli urti singoli a gradino e del 63,7% sui profili ondulati a semisinusoide [40]. Inoltre, l'architettura garantisce un comportamento fail-safe: un'eventuale interruzione dell'alimentazione elettrica riporta il fluido MR alle condizioni di olio standard, permettendo alla sospensione di funzionare come un comune sistema passivo ed evitando il blocco totale del mezzo [38].

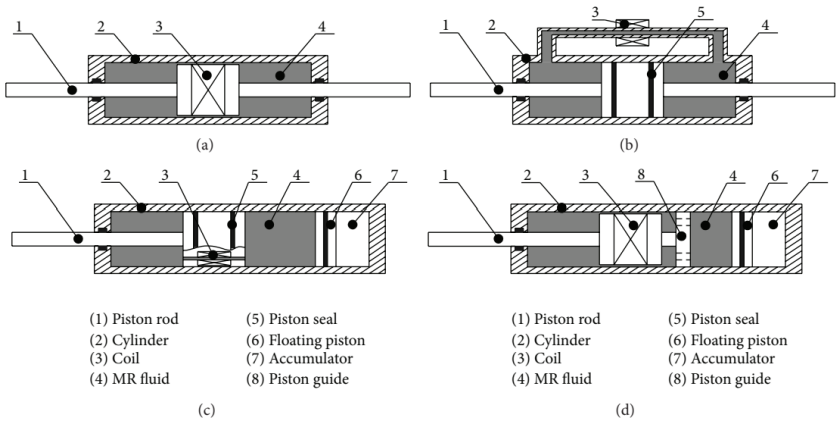
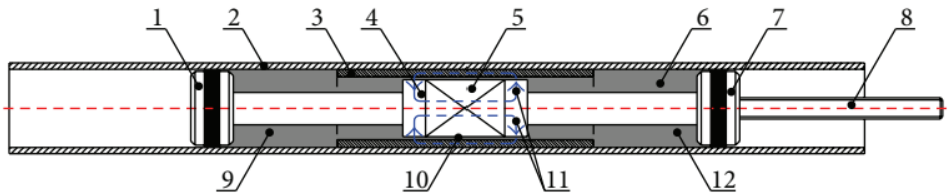


Fig. 2.4: Configurazioni costruttive dei damper MR: (a) doppio stelo in modalità valvola-taglio, (b) doppio stelo con bypass esterno in modalità valvola, (c) singolo stelo con accumulatore a gas in modalità valvola, (d) singolo stelo con guida interna in modalità valvola-taglio (Fonte: Wang et al., 2014 [39]).

[5] *Meato*: canale di passaggio compreso tra il pistone e la camicia cilindrica del damper, dove agisce l'elettromagnete.

Le opzioni costruttive spaziano tra modelli a stelo singolo o doppio, che si differenziano per la geometria dei condotti interni (Figura 2.4). In ambito aerospaziale, per contenere le masse, è stato studiato un layout a doppio pistone a volume costante che fa a meno dell'accumulatore di gas esterno (Figura 2.5) [39]. I due pistoni, vincolati da un'asta rigida, si muovono all'interno del cilindro senza alterare il volume utile del fluido durante la corsa [39].



(1) Left seal piston
(2) Outer tube
(3) Inner tube
(4) Coil piston
(5) Coil
(6) MR fluid
(7) Right seal piston
(8) Piston rod
(9) Left chamber
(10) Annular orifice
(11) Magnetic flux path
(12) Right chamber

Fig. 2.5: Schema del damper MR a doppio pistone sviluppato per strutture reticolari spaziali (Fonte: Wang et al., 2014 [39]).

2.2.3 Incompatibilità con i requisiti di design

Nonostante l'eccellente risposta dinamica, i limiti della soluzione semi-attiva MR ne impediscono l'applicazione diretta su un rover lunare stampato in FDM.

Guarnizioni dinamiche e regolite

L'isolamento del fluido MR richiede guarnizioni dinamiche a scorrimento del tutto analoghe a quelle delle varianti idrauliche: anelli a U in poliuretano o NBR, raschiatori e guide in PTFE. L'azione abrasiva della polvere fine, l'adesione dovuta alle cariche elettrostatiche e lo stress termico sugli elastomeri generano un degrado rapido [35]. Il fluido MR introduce poi un'altra criticità: le stesse particelle di ferro sospese hanno un potere abrasivo e, se la regolite dovesse superare i sigilli miscelandosi all'olio, il composto accelererebbe l'usura delle pareti interne del cilindro.

Sedimentazione e degrado del fluido

Le micro-sfere di ferro carbonilico[6] tendono a separarsi dal fluido per effetto della gravità. Anche se l'uso di addensanti rallenta il fenomeno, la sedimentazione diventa parzialmente irreversibile in ambienti a bassa gravità, dove l'azione di rimescolamento meccanico generata dal pistone è ridotta [37]. Nelle zone d'ombra perenni, le temperature prossime ai $-233\,^{\circ}\mathrm{C}$ congelano il silicone portante annullando la fluidità del composto. Nelle fasi di riscaldamento, i cicli di transizione

[6] *Ferro carbonilico*: polvere di ferro purissima a grani sferici microscopici, impiegata nei fluidi intelligenti per le ottime doti magnetiche.

solido-liquido accelerano la demiscelazione e creano agglomerati stabili che bloccano i passaggi.

A questo si sommano due vincoli fisici legati alle forti sollecitazioni: sotto gli urti contro le rocce del terreno si nota un ritardo temporale nella disposizione delle catene ferrose, che riduce l'azione frenante proprio nel momento del picco d'urto iniziale [41]. Inoltre, i continui cicli di attivazione lasciano una magnetizzazione residua che induce un addensamento spontaneo nel meato, innalzando la viscosità minima a circuito spento con il rischio di bloccare la sospensione in una configurazione passiva rigida [38].

Consumo elettrico e gestione termica

L'elettromagnete nel pistone richiede un apporto continuo di corrente (di norma tra 0,5 e 2,0 A) per sostenere il campo e garantire la forza di smorzamento desiderata. Sul suolo lunare, dove l'energia solare va gestita con parsimonia e il calore prodotto per effetto Joule può essere dissipato solo per irraggiamento data l'assenza di atmosfera, questo assorbimento fisso costituisce un vincolo energetico pesante per i sistemi del rover [39].

Incompatibilità con la manifattura additiva FDM

Ai problemi legati all'ambiente operativo si aggiunge il contrasto con la filosofia produttiva. Cilindro, stelo rettificato, tenute striscianti e avvolgimenti richiedono tolleranze e finiture superficiali non ottenibili direttamente in FDM senza lavorazioni successive di rettifica. Inoltre, il circuito magnetico impone l'impiego di acciai speciali a bassa riluttanza e conduttori in rame, materiali estranei ai tecnopolimeri esaminati e impossibili da integrare in un'unica struttura monolitica stampata in 3D.

In definitiva, la sospensione semi-attiva MR viene classificata come *condizionatamente inapplicabile*. Se da un lato offre un chiaro beneficio funzionale rispetto all'idraulica pura (risposta flessibile e fail-safe passivo), dall'altro condivide le stesse debolezze ambientali causate dalle tenute esposte alla regolite. I vincoli costruttivi legati all'integrazione della bobina elettromagnetica ne escludono quindi l'impiego nel quadro dei materiali e dei processi FDM esplorati.

2.3 Sospensione Double Wishbone e sistemi IAS

2.3.1 Struttura cinematica del doppio quadrilatero articolato

Il sistema a doppio braccio oscillante, o *Double Wishbone* (DWB), si configura come un'architettura di riferimento per imporre un controllo preciso sul piano ruota lungo tutta l'escursione. Come già visto per i mezzi da esplorazione planetaria, questo layout prevede due bracci trasversali sovrapposti: i triangoli collegano il fuso a snodo direttamente al telaio, delineando un meccanismo spaziale a vincoli interconnessi formalizzato secondo la catena cinematica RSSR–SS[7] [42]. Il layout tridimensionale e i relativi parametri geometrici sono illustrati in Figura 2.6.

[7] *RSSR–SS*: successione dei giunti della catena cinematica, con R (*Revolute*) per le cerniere al telaio, S (*Spherical*) per gli snodi sul fuso e SS per il vincolo del tirante di sterzo.

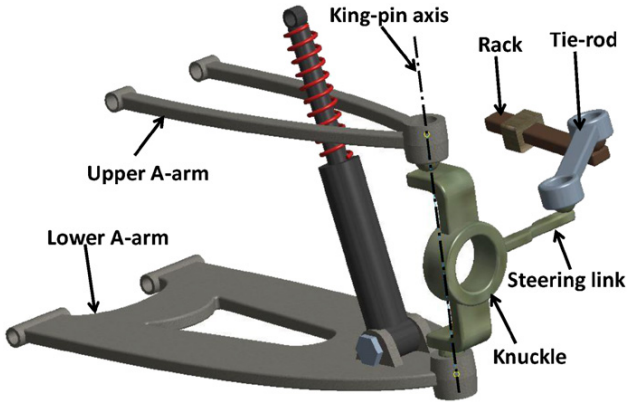


Fig. 2.6: Modello solido spaziale della sospensione Double Wishbone (DWB). I principali elementi cinematici sono: braccio inferiore (*Lower A-arm*), braccio superiore (*Upper A-arm*), fuso a snodo (*Knuckle*) e tirante di sterzo (*Tie-rod*), e definiscono l'orientamento dell'asse di sterzata (*Kingpin axis*, KPA) (Fonte: Reddy et al., 2016 [43]).

Sfruttando un dimensionamento asimmetrico dei componenti (*short-long arm geometry*), si riesce a ottimizzare il percorso del centro ruota. In questo modo si riducono le variazioni di campanatura (*camber*)[8], convergenza (*toe*)[9] e incidenza (*caster*)[10] indotte dalle asperità del terreno.

Risolvere per via analitica questo sistema su grandi spostamenti introduce forti non-linearità, legate alle equazioni di chiusura geometrica nello spazio. Nella formulazione generale basata sui parametri di Rodrigues per l'orientamento del fuso, il calcolo della posizione porta a un'equazione polinomiale a una sola variabile di grado 64 [43].

Nello studio preliminare del modulo di mobilità del rover, conviene però linearizzare il modello matematico attorno alla configurazione statica nominale (*zero jounce*). Le derivate parziali che regolano lo spostamento e l'assetto del fuso in funzione della coordinata verticale z si ricavano imponendo i vincoli geometrici tra i giunti descritti da Raghavan [42]:

$$\frac{\partial d}{\partial z} = \begin{pmatrix} \text{ride fore-aft} \\ \text{ride tread} \\ 1{,}0 \end{pmatrix}, \qquad \left(\frac{\partial R}{\partial z}\, p + \frac{\partial d}{\partial z} \right) \cdot \left(Rp + d - f \right) = 0 \tag{2.2}$$

dove R e d sono la matrice di orientazione e il vettore posizione del sistema solidale al fuso, p indica le coordinate dell'attacco del braccio sul fuso e f definisce la posizione del giunto interno vincolato al telaio [42].

I termini del vettore di spostamento quantificano i movimenti parassiti dovuti alla corsa verticale z: lo spostamento *ride fore-aft* esprime la variazione longitudinale della ruota in senso di marcia, mentre il *ride tread* misura lo scostamento trasversale rispetto alla mezzeria, responsabile del fenomeno del *tire scrub*[11] sul suolo.

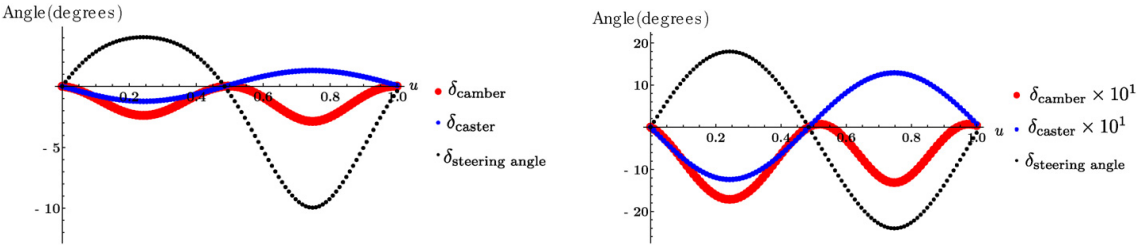
[8] *Camber*: inclinazione della ruota rispetto alla verticale, misurata sul piano trasversale.

[9] *Toe*: scostamento angolare dell'asse longitudinale della ruota rispetto alla mezzeria, misurato sul piano di calpestio.

[10] *Caster*: inclinazione longitudinale dell'asse di sterzata rispetto alla verticale.

[11] *Tire scrub*: slittamento trasversale forzato dell'impronta a terra dovuto alla variazione di carreggiata in compressione, che aumenta la resistenza all'avanzamento su suoli soffici.

La risposta cinematica di un assetto ottimizzato, studiata sia per ingressi puramente verticali sia per azioni combinate con lo sterzo, viene tracciata nei diagrammi di Figura 2.7. I risultati evidenziano che una corretta sintesi geometrica dei bracci permette di confinare le variazioni di campanatura entro 1,5° e quelli di convergenza entro 0,5° per ogni 100 mm di corsa verticale della ruota [43].



(a) Ingresso profilo del suolo.

(b) Ingresso combinato sterzo-profilo.

Fig. 2.7: Andamento delle variazioni geometriche di campanatura (*camber*), angolo di *caster* e angolo di sterzata nella sospensione DWB in risposta al solo ingresso verticale del profilo del suolo (a) e all'ingresso combinato sterzo–profilo (b) (Fonte: Reddy et al., 2016 [43]).

Tale stabilità geometrica è cruciale per contenere gli effetti della sterzatura indotta dai dossi (*bump steer*)[12] e per fare in modo che il battistrada della ruota elastica lavori sulla regolite secondo una direzione quasi ortogonale, massimizzando l'efficienza della trazione.

2.3.2 Sospensione articolata indipendente

L'evoluzione dei sistemi a quadrilatero nei grandi veicoli da esplorazione ha portato alla nascita delle sospensioni articolate indipendenti (*Independently Articulated Suspension*, IAS). Queste architetture inseriscono un attuatore dedicato su ogni ruota, trasformando il sistema da passivo ad attivo per variare la posizione verticale del mozzo rispetto allo chassis. I compiti di un sistema IAS superano il semplice assorbimento degli urti: la tecnologia permette il livellamento attivo del telaio sui forti pendii, bilancia i carichi verticali sulle ruote per evitare sprofondamenti e aiuta a disimpegnare il veicolo in caso di parziale insabbiamento.

Un valido esempio tecnologico è il sistema di mobilità Chariot/*Lunar Electric Rover* (LER) della NASA [44], il cui schema costruttivo è riportato in Figura 2.8. Ciascuno dei sei moduli sfrutta un attuatore elettromeccanico a vite a ricircolo di sfere, montato in serie a un gruppo molla-ammortizzatore coassiale. I bracci oscillanti, pur ricalcando la cinematica del quadrilatero, sono vincolati a una slitta verticale (*yoke*) che scorre su guide solidali al telaio. L'intervento dell'attuatore modifica l'altezza del singolo quarto di vettura coprendo una corsa attiva di 0,64 m, ottimizzando l'assetto sui profili dei crateri e riducendo l'altezza da terra per facilitare le manovre di *docking* o la discesa degli astronauti [44].

[12] *Bump steer*: variazione indesiderata della convergenza causata dal solo movimento verticale della ruota, senza input sul volante.

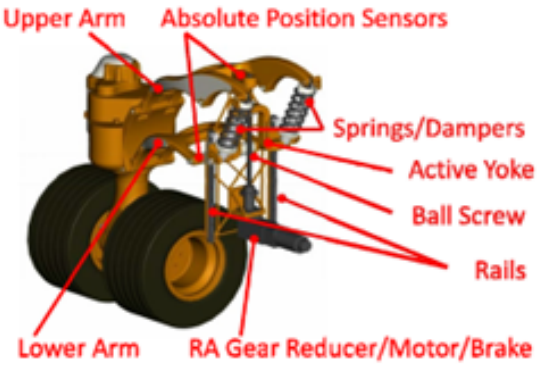


Fig. 2.8: Dettaglio costruttivo del modulo di mobilità attiva Chariot/LER. La struttura evidenzia la slitta verticale e il posizionamento dell'attuatore elettromeccanico integrato nello schema a quadrilatero (Fonte: Bluethmann et al., 2010 [44]).

Un'ulteriore evoluzione è rappresentata dal rover VERTEX, sviluppato dall'Università del Maryland all'interno del progetto BioBot [45]. In questo schema ogni ruota si collega a un braccio oscillante (*swingarm*) mosso da un attuatore lineare elastico in serie (*Series-Elastic Actuator*, SEA) e da un gruppo molla-smorzatore a doppio stadio (*dual-rate spring damper*).

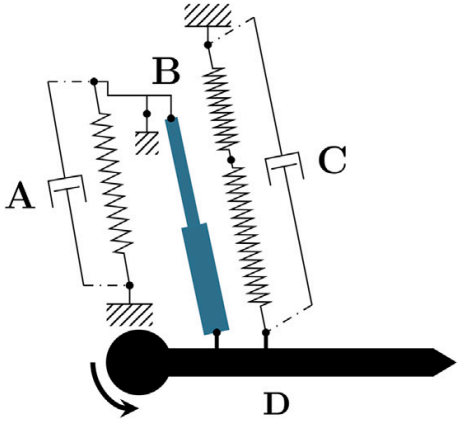


Fig. 2.9: Schema costruttivo del modulo di sospensione IAS VERTEX: (A) attuatore *series-elastic* (SEA), (B) attuatore lineare di posizionamento, (C) gruppo molla-smorzatore a doppio stadio e (D) braccio oscillante strutturale allineato al piano del telaio (Fonte: Hanner et Akin, 2025 [45]).

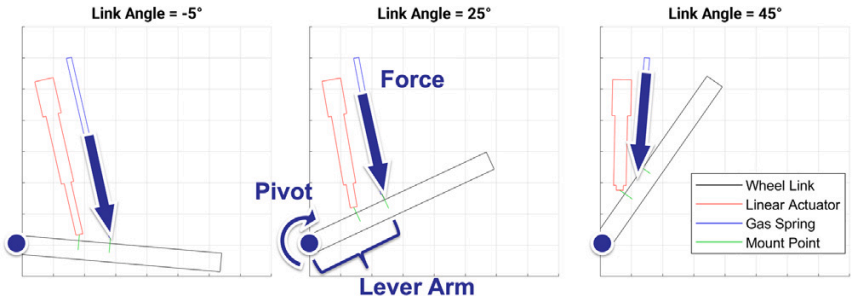


Fig. 2.10: Analisi cinematica dell'escursione angolare del modulo di sospensione VERTEX nelle posizioni limite di massima estensione (*Full Extension*), nominale (*Nominal*) e massima compressione (*Full Compression*) (Fonte: Hanner et Akin, 2025 [45]).

Come si nota dallo studio delle posizioni limite in Figura 2.10, il sistema esprime una corsa angolare utile di 58,8°. Ciò consente al veicolo di superare forti pendenze:

fino a 30° in rollio, 40° in beccheggio e un'escursione verticale netta di un metro. Queste prestazioni si raccordano con le necessità delle regioni polari della Luna, caratterizzate da pendenze medie tra 5° e 11° ma con picchi locali che toccano i 40° lungo le pareti dei crateri [45].

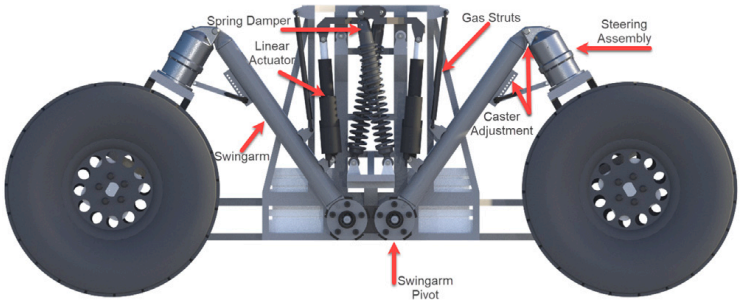


Fig. 2.11: Schema costruttivo del modulo di sospensione IAS VERTEX ricavato da modello CAD: si evidenziano i bracci oscillanti (*swingarm*), i perni di rotazione inferiori (*swingarm pivot*), gli attuatori lineari (*linear actuator*), il gruppo molla-smorzatore centrale (*spring damper*), i fusi con il sistema di sterzo (*steering assembly*) e i punti di regolazione geometrica dell'angolo di incidenza (*caster adjustment*) (Fonte: Hanner et Akin, 2025 [45]).

La valutazione dei carichi statici e quasi-statici sul sistema IAS si ricava dal bilancio dei momenti rispetto al perno del braccio oscillante, mostrato in Figura 2.11. Per arrestare l'affondamento statico dovuto alla quota parte del peso del mezzo, la coppia totale risultante M_{tot} deve mantenersi positiva lungo l'intero intervallo dell'angolo θ:

$$M_{\text{tot}}(\theta) = M_{\text{SEA}}(\theta) + M_{\text{PS}}(\theta) - M_{\text{wheel}}(\theta) \geq 0 \tag{2.3}$$

dove M_{SEA} indica la coppia erogata dall'attuatore SEA, M_{PS} è l'apporto della molla in parallelo e M_{wheel} è il momento resistente dovuto alla forza verticale agente sul mozzo [45]. L'andamento di questi contributi è tracciato nei grafici di Figura 2.12.

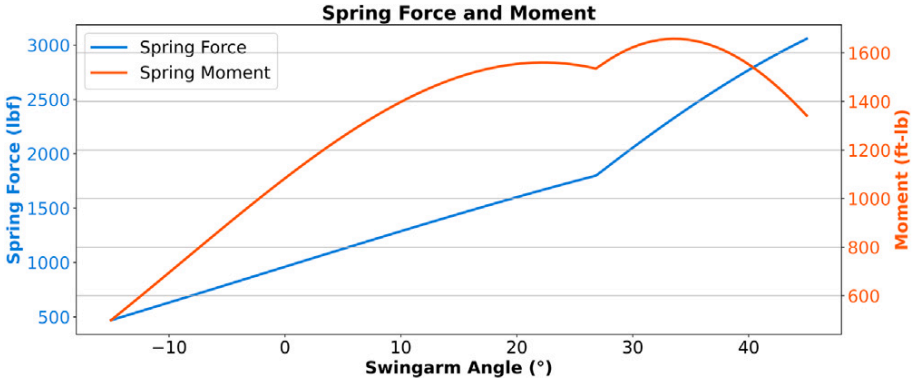


Fig. 2.12: Andamento teorico delle componenti di momento (coppia dell'attuatore SEA, spinta della molla in parallelo e momento resistente della ruota) in funzione dell'orientamento angolare del braccio oscillante per la verifica del *sag* statico (Fonte: Hanner et Akin, 2025 [45]).

I test sperimentali eseguiti sul rover VERTEX tramite celle di carico sul mozzo hanno confermato la validità del modello matematico. I riscontri evidenziano il punto di inversione del carico (dal passaggio tra trazione e compressione) a un'inclinazione di 9,23°, in perfetto accordo con le previsioni teoriche [45].

2.3.3 Idoneità lunare e requisiti per la manifattura additiva

Sebbene i sistemi Double Wishbone e i dispositivi attivi IAS garantiscano un controllo geometrico accurato, la loro introduzione in ambiente spaziale tramite stampa 3D FDM si scontra con forti limiti strutturali e ambientali. Per questi motivi, tali soluzioni vengono classificate come *parzialmente compatibili*, richiedendo una profonda revisione dei componenti critici per operare sulla Luna.

Contaminazione da regolite ed esposizione dei giunti cinematici

La debolezza principale di un sistema DWB tradizionale risiede nell'elevato numero di organi in moto relativo: ogni ruota necessita di almeno quattro snodi sferici e due accoppiamenti cilindrici al telaio, per un totale di otto coppie cinematiche esposte all'esterno. Se sulla Terra la protezione dei giunti è affidata a soffietti in gomma, sul suolo lunare questi materiali subiscono un rapido infragilimento per via del superamento della temperatura di transizione vetrosa, spesso attestata sopra i $-60°C$ [36].

Nelle zone polari o durante la notte lunare, dove si toccano i $-233°C$, i sigilli elastici perdono flessibilità, fessurandosi in pochi cicli. L'infiltrazione dei granelli di polvere nei giochi di accoppiamento (pari a circa 0,1–0,3 mm) attiva un'usura abrasiva a tre corpi; le particelle regolitiche provocano il grippaggio dei giunti e rovinano le tolleranze, compromettendo la precisione del comando [35].

Comportamento delle boccole e degli ammortizzatori nel vuoto criogenico

Un vincolo simile penalizza i punti di attacco strutturale al telaio, che di solito sfruttano boccole in gomma vulcanizzata per smorzare i micro-urti ad alta frequenza. Le escursioni termiche estreme distruggono i legami chimici dell'elastomero, causandone lo sbriciolamento. Sostituire questi elementi con boccole rigide in PTFE o PEEK stampato limita il problema termico, ma introduce giochi meccanici evidenti sotto carichi asimmetrici [43].

Inoltre, l'uso di ammortizzatori idraulici comuni espone al rischio di perdite del fluido, ad *outgassing* e congelamento viscoso dell'olio. Anche se il sistema IAS del rover VERTEX evita in parte queste debolezze sfruttando attuatori elettromeccanici SEA e molle meccaniche, la presenza di guide lineari e viti a ricircolo esposte resta vulnerabile al bloccaggio meccanico dovuto alla polvere caricata elettrostaticamente [45].

Limiti di trasposizione in manifattura additiva FDM

Sotto il profilo manufatturiero, la geometria dei triangoli e dei fusi di un sistema DWB classico è ottimizzata per la forgiatura o la fusione di leghe metalliche ad alta resistenza, capaci di tollerare forti carichi concentrati. Negli impatti contro gli ostacoli del suolo, i picchi di forza verticale che risalgono la sospensione possono superare i 10 kN per singola ruota [10].

Una replica geometrica diretta tramite tecnologia FDM e tecnopolimeri si rivelerebbe molto complicata. Per compensare il minor modulo elastico del polimero rispetto al metallo, occorrerebbe aumentare di molto le sezioni resistenti. Questo

approccio non solo incrementerebbe la massa del veicolo oltre i limiti, ma farenne nascere forti tensioni interne residue indotte dai gradienti termici della deposizione FDM, cosa che comporta il rischio di delaminazione tra i layer.

2.4 Soluzioni escluse

Le architetture analizzate in questo paragrafo, sebbene incluse nello studio comparativo (Tabella 2.1), non risultano idonee allo sviluppo finale del rover. La rassegna traccia i confini del *design space*, evidenziando i vincoli operativi e tecnici derivanti direttamente dai requisiti di missione.

La scelta di scartare tali configurazioni risponde a due criteri cardine: la resistenza alle condizioni ambientali lunari e la compatibilità con il processo FDM. Alcuni layout non reggono il clima superficiale, altri si scontrano con limiti geometrici e strutturali imposti dalla manifattura additiva.

Sospensione storica del LRV Apollo

L'assetto del *Lunar Roving Vehicle* (LRV) delle missioni Apollo rappresenta il *benchmark* storico per l'esplorazione planetaria con equipaggio. Quel design confermò l'efficacia di uno schema a quattro ruote indipendenti con motori nei mozzi, isolando i componenti critici dal vuoto e dall'usura della polvere [46].

Sotto il profilo meccanico, il veicolo adottava un quadrilatero articolato a bracci paralleli in alluminio, con barre di torsione e ammortizzatori idraulici sigillati dotati di molla ad azoto (N_2) [46]. Lo sterzo sfruttava un doppio sistema Ackermann indipendente sui due assi per ridondanza, mentre soffietti in elastomero schermavano snodi e giunzioni per impedire la sublimazione dei lubrificanti solidi a bisolfuro di molibdeno (MoS_2) [47].

Nonostante il successo delle missioni storiche, riproporre oggi l'architettura originale del LRV non è fattibile per un contrasto strutturale con il processo FDM. Quel progetto nasceva infatti come insieme discreto di numerosi dettagli metallici ricavati dal pieno, con tolleranze di accoppiamento strette e giochi ridotti. Una trasposizione diretta in stampa 3D con tecnopolimeri esporrebbe il sistema a forti distorsioni termiche (*warping*), fatica inter-layer e repentini cali di rigidezza, mancando l'obiettivo di consolidamento delle parti richiesto in questa tesi.

Smorzatori a molla liquida (Liquid Spring-Damper)

Il dispositivo *liquid spring-damper* racchiude in un unico cilindro idraulico le funzioni di molla e ammortizzatore, con una risposta fortemente non lineare. Il principio si basa sulla comprimibilità volumetrica di oli siliconici precaricati ad alta pressione (oltre 3000 bar), costretti a fluire attraverso piccoli orifizi nel pistone; questo passaggio modifica il modulo di comprimibilità volumetrica efficace dell'assieme [48, 49].

Si tratta di una tecnologia diffusa nei carrelli di atterraggio di vettori riutilizzabili o nei lander pesanti, dove occorre assorbire grandi quantità di energia cinetica in ingombri ridotti [48]. La modellazione è complessa, richiedendo equazioni

differenziali accoppiate per tracciare le variazioni di viscosità e comprimibilità in funzione di pressioni e trafilamenti [49].

L'esclusione di questa soluzione dal *design space* risponde a criticità severe, ambientali e manifatturiere. In un veicolo a lunga vita operativa, un circuito idraulico a pressioni così elevate costituisce un *single point of failure* inaccettabile. Il vuoto spinto accelererebbe le perdite di fluido, mentre la polvere lunare graffierebbe le tenute dello stelo, svuotando la camicia e bloccando la sospensione.

A ciò si aggiunge il limite della stampa FDM: i pezzi in PEEK o PEI presentano una porosità intrinseca tra i layer che non garantisce tenuta stagna a carichi elevati. Inoltre, la finitura a specchio richiesta per lo scorrimento del pistone esigerebbe lavorazioni di rettifica successive troppo onerose.

Torque Tube

Il *torque tube* (o *torque rod*) non è un sistema di sospensione autonomo, ma un organo accessorio per trasmettere momenti torcenti e irrigidire i bracci di un asse, limitando i movimenti parassiti dei leveraggi e stabilizzando l'assetto in frenata o accelerazione.

Sebbene il processo FDM si adatti alla produzione di un tubo strutturale cavo, permettendo di calibrare l'infill e orientare i filamenti in fibra di carbonio corta per esaltare la rigidezza torsionale, emerge un'incompatibilità di tipo architetturale.

Questo elemento non può assolvere da solo alle funzioni combinate di supporto, smorzamento e sterzo richieste dal modulo ruota del rover. Non ammette cinematica a ruote indipendenti ad ampia corsa e manca di doti intrinseche di assorbimento elastico o dissipazione dei carichi verticali, se non introducendo leveraggi aggiuntivi. Di conseguenza, pur restando un valido sotto-componente, non può essere scelto come architettura portante del capitolo.

Torsion Beam

Lo schema a ponte torcente (*torsion beam*) è un sistema semi-indipendente diffuso in ambito automotive per costi ridotti, pesi contenuti e minimi ingombri. Prevede due bracci longitudinali (*trailing arms*) vincolati da una traversa aperta (a V o a U) che lavora flettendosi e torcendosi, svolgendo anche la funzione di barra antirollio [50].

L'analisi elastocinematica evidenzia come convergenza e campanatura siano legate in modo non lineare, dipendendo dalla sezione della trave e dalla posizione dei giunti sul telaio [51, 52]. Questo schema tende a concentrare forti sollecitazioni meccaniche nelle zone di transizione tra trave e bracci, limitando la vita a fatica del componente [50].

In ottica lunare, l'architettura presenta limiti funzionali e costruttivi invalicabili. Il vincolo trasversale tra le ruote riduce l'indipendenza del sistema: sui terreni sconnessi, il sollevamento di un lato trasmetterebbe un momento flettente alla ruota opposta, alterandone l'impronta a terra e riducendo la trazione sulla regolite.

A ciò si somma un'incompatibilità dinamica connessa al processo AM, poiché la risposta del veicolo risente molto dello smorzamento dei giunti [52]. Stampare boccole o elementi di accoppiamento in FDM con i tecnopolimeri del Capitolo 2 non risolve il problema. A temperature criogeniche questi materiali subiscono un forte infragilimento e un aumento drastico del modulo di rigidezza, comportamento che annulla lo smorzamento e introduce il rischio di rotture di schianto.

Ponte rigido articolato De Dion

L'asse De Dion abbina i pregi cinematici del ponte rigido a una decisa riduzione delle masse non sospese. Le ruote sono collegate in modo rigido da un tubo trasversale (tubo De Dion), mentre il gruppo differenziale e i riduttori rimangono solidali al telaio (*sprung mass*), separando la gestione geometrica dalla trasmissione della coppia. Nelle applicazioni terrestri, questo layout mantiene le ruote verticali rispetto al suolo durante il rollio, azzerando le variazioni di campanatura.

Su un rover planetario, tuttavia, questa logica fallisce per ragioni di architettura del veicolo: lo schema impone un vincolo geometrico rigido tra i due lati dell'assale che impedisce la modularità ruota per ruota. I rover di nuova generazione esigono invece moduli di mobilità del tutto indipendenti per manovre complesse, escludendo l'uso di attuatori di sterzo separati su ciascun mozzo.

Emerge infine un'incompatibilità con i sistemi flessibili, poiché l'asse richiede una guida scorrevole aggiuntiva per bloccare i movimenti laterali del tubo. Questo accoppiamento introdurrebbe attriti esposti alla polvere abrasiva, impedendo di trasformare il meccanismo in una struttura monolitica compliant stampabile in un solo pezzo.

Capitolo 3

Meccanismi compliant

3.1 Meccanismi compliant a guida elastica non strisciante

3.1.1 Principio di funzionamento

Un meccanismo compliant ricava la propria mobilità sfruttando la flessione geometrica controllata dei suoi componenti. Durante lo spostamento, la struttura accumula energia elastica che viene poi restituita nella corsa inversa [53]. Questo approccio cancella alla radice le interfacce striscianti tipiche dei giunti meccanici tradizionali, rendendo superflua la lubrificazione e azzerando i problemi di usura o i giochi di accoppiamento [53].

A differenza dei sistemi idraulici e magnetoreologici esaminati, le sospensioni basate sulla compliance strutturale operano senza fluidi di lavoro, sigilli dinamici o bobine alimentate. La funzione elastica e quella di smorzamento si trovano integrate direttamente nella geometria e nella natura del materiale.

Sul suolo lunare, questa assenza di parti in moto relativo offre un beneficio cruciale. Le strutture flessibili restano infatti indenni dalle forme di degrado causate dalla regolite e descritte nella Sezione 2.1.2. I fenomeni di abrasione a tre corpi, l'adesione per cariche elettrostatiche e il degradamento termico degli elastomeri vengono evitati, poiché mancano guarnizioni o componenti esposti da schermare [53].

3.1.2 Integrazione nel processo di stampa 3D

Studi sistematici esplorano l'unione tra architetture compliant e stampa 3D, per coniugare libertà geometrica ed elasticità dei materiali [53, 54].. I primi lavori in questo campo, focalizzati su componenti in titanio prodotti tramite fusione a fascio di elettroni (EBM)[1], hanno tracciato i vincoli geometrici cardine per lo sviluppo di elementi flessibili stampati.

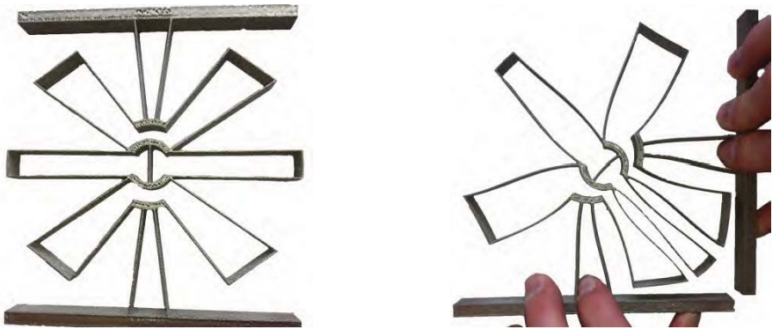


Fig. 3.1: Cerniera compliant in titanio prodotta mediante *Electron Beam Melting* (EBM). Il dispositivo ha un'escursione angolare di ±90° ed è interamente monolitico, senza giunti o guarnizioni. Le fotografie mostrano il meccanismo in posizione neutra (sinistra) e a piena deflessione (destra) (Fonte: Merriam et al., 2014 [53]).

[1] *Electron Beam Melting*: tecnologia additiva metallica a letto di polvere che utilizza un fascio di elettroni come sorgente di energia.

Il trasferimento di tali concetti dai metalli ai tecnopolimeri in filamento FDM richiede di riadattare i parametri di processo, ma non ne altera il principio di base. Le ricerche provano che la rigidezza di un elemento elastico risponde a tre fattori indipendenti: le proprietà della mescola, la geometria e i vincoli strutturali [54].

Ciò consente di abbassare la rigidezza strutturale anche di oltre il 90% intervenendo solo sulle forme (ad esempio tramite trame a reticolo o giunti composti). Si evita così di assottigliare il pezzo sotto i limiti di affidabilità della stampante, delineando una strategia compatibile con le tolleranze dei polimeri ad alte prestazioni [54].



Fig. 3.2: Esempi di strategie geometriche per la riduzione della rigidezza in elementi compliant stampati in FDM senza riduzione dello spessore di parete: configurazioni a balestra composta (sinistra) e integrazione di strutture interne a reticolo *lattice* (destra) (Fonte: Merriam et al., 2016 [54]).

L'efficacia e la scalabilità di questi concetti in ambito elastico trovano un parallelo nel lavoro di Perez-Ezcurdia et al., che ha convalidato la sostituzione delle molle elicoidali di un rimorchio stradale con molle planari (*planar springs*) in acciaio 51CrV4, superando i test di omologazione europei [55].

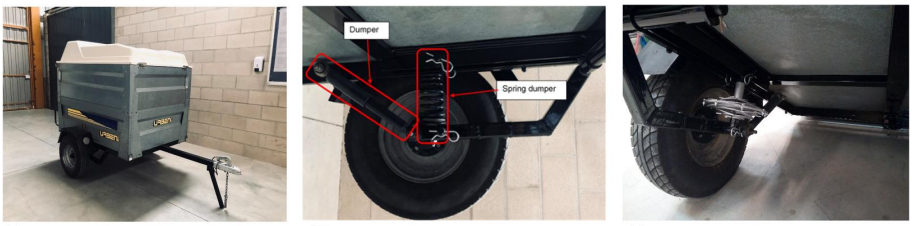


Fig. 3.3: Molla planare integrata nella sospensione di un rimorchio in sostituzione della molla elicoidale originale. Il montaggio evidenzia il vincolo rigido alle estremità per garantire la deflessione assiale e contrastare i carichi trasversali (Fonte: Perez-Ezcurdia et al., 2025 [55]).

L'architettura del sistema completo è stata verificata inserendo una coppia di membrane pre-deformate in parallelo dentro il braccio oscillante della sospensione di un rimorchio a due ruote (Figura 3.3). Il setup sperimentale mostra come l'ancoraggio rigido alle estremità permetta alla piastra di flettere in modo simmetrico. Si evitano così instabilità o svergolamenti torsionali fuori piano, confermando la stabilità intrinseca della sospensione anche senza uno smorzatore ausiliario cilindrico.

Sotto l'aspetto analitico e costruttivo, lo sviluppo di questi assorbitori di energia a

membrana elastica (EMEA)[2] ha richiesto lo studio di diverse forme per ottimizzare la flessione e mitigare i picchi di sforzo. I profili iniziali prevedevano forme lineari semplici o a bracci curvi paralleli (Figura 3.4), che però mostravano limiti nella corsa massima per via della rigidezza concentrata nei punti di attacco esterni.

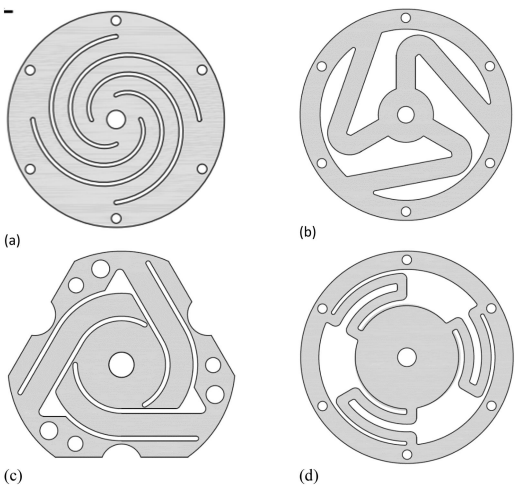


Fig. 3.4: Configurazione geometrica preliminare EMEA a bracci curvi paralleli per l'analisi della distribuzione degli sforzi flessionali (Fonte: Perez-Ezcurdia et al., 2025 [55]).

Per superare questi vincoli e distribuire la deformazione su un'area maggiore, sono stati introdotti intagli a spirale contrapposta (Figura 3.5). Questa variante migliora la ripartizione delle sollecitazioni, riducendo la rigidezza assiale a parità di ingombro esterno complessivo.

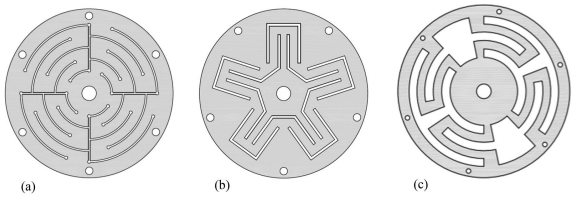


Fig. 3.5: Layout a spirale contrapposta studiato per incrementare la flessibilità assiale della membrana elastica (Fonte: Perez-Ezcurdia et al., 2025 [55]).

L'introduzione di geometrie simmetriche basate su bracci piegati disposti a raggiera, come mostrato in Figura 3.6 e in Figura 3.7, rappresenta una fase di ulteriore ottimizzazione. Questo disegno permette di bilanciare le forze fuori asse e di gestire la linearità della risposta durante la compressione, impedendo l'insorgere di accoppiamenti torsionali indesiderati.

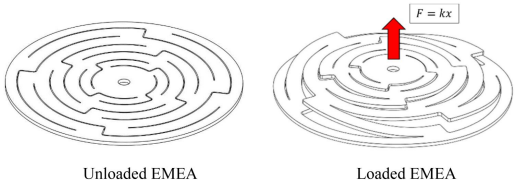


Fig. 3.6: Profilo ottimizzato EMEA a bracci larghi simmetrici disposti a raggiera per l'equilibratura dei carichi (Fonte: Perez-Ezcurdia et al., 2025 [55]).

[2] *Elastic Membrane Energy Absorber*: configurazione di molla piana intagliata per convertire sollecitazioni assiali in flessione distribuita lungo bracci curvilinei o rettilinei speculari.

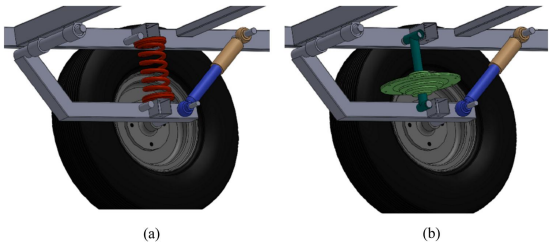


Fig. 3.7: Evoluzione del layout a raggiera con flessori sottili speculari per incrementare la corsa lineare utile (Fonte: Perez-Ezcurdia et al., 2025 [55]).



Fig. 3.8: Configurazione geometrica EMEA finale ottimizzata e selezionata per i test di omologazione su strada (Fonte: Perez-Ezcurdia et al., 2025 [55]).

La configurazione finale selezionata per i test su strada (Figura 3.8) si distingue per un disegno a bracci curvi raccordati ad ampio raggio. Tale soluzione garantisce la massima deflessione lineare utile prima dello snervamento del materiale, offrendo un comportamento analogo a quello di una molla elicoidale classica ma in una struttura bidimensionale monolitica.

3.1.3 Sviluppo del quadrilatero elastico monolitico

I limiti descritti nella Sezione 2.3.3 chiariscono che, per preservare la precisione cinematica del Double Wishbone e dello schema IAS nel controllo della ruota elastica, occorre cambiare strategia costruttiva. Dalla letteratura si ricava e si unisce il concetto del quadrilatero articolato alle potenzialità studiate dall'Harbin Institute of Technology, dove la flessione elastica è stata impiegata per progettare la sospensione multifunzionale di un *Lunar Crewed Vehicle* (LCV) [56].

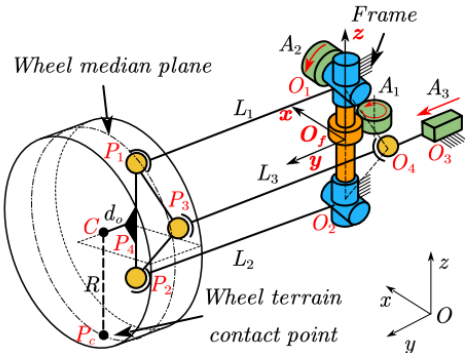


Fig. 3.9: Evoluzione strutturale e ottimizzazione geometrica per la transizione da un quadrilatero articolato rigido a una configurazione monolitica con cerniere elastiche integrate (Fonte: Gao et al., 2024 [56]).

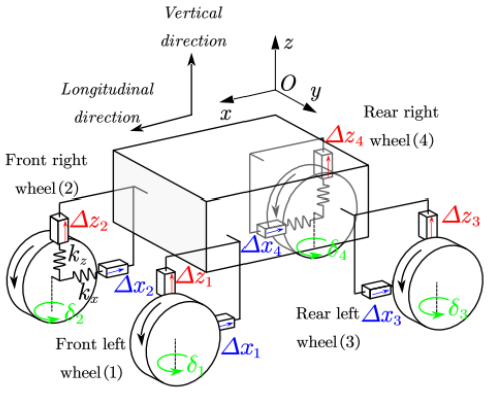


Fig. 3.10: Geometria dettagliata e zone di flessione concentrata del singolo braccio della sospensione compliant progettata per carichi lunari (Fonte: Gao et al., 2024 [56]).

Il modulo proposto integra in un'unica struttura monolitica tre diversi gradi di libertà: il movimento verticale (T_z), la traslazione longitudinale (T_x) e la rotazione di sterzo (R_z), escludendo qualunque componente idraulica o giunto tradizionale [56]. L'architettura si basa su un'ottimizzazione geometrica e strutturale che sostituisce i perni rigidi con nodi elastici deformabili. Questi elementi svolgono

contemporaneamente la funzione di guida cinematica e di smorzamento passivo delle sollecitazioni del terreno (Figura 3.9).

L'adozione del braccio flessibile monolitico (Figura 3.10) evidenzia come le zone a spessore ridotto lavorino come vere e proprie cerniere concentrate flessionali. Questa scelta consente di svincolare i moti relativi tra mozzo e telaio senza ricorrere ad accoppiamenti cinematici soggetti ad usura o a rischi di grippaggio.

Rispetto ai bracci rigidi convenzionali, lo schema a triangoli sovrapposti (*double wishbone*) viene rivisitato sostituendo le cerniere cilindriche o sferiche esposte alla polvere con lamine sottili integrate monoliticamente nel braccio stesso. Questa soluzione permette di guidare la traiettoria della ruota durante la corsa, mantenendo sotto stretto controllo la variazione di campanatura e convergenza.

Allo stesso tempo, si garantisce l'elasticità necessaria ad assorbire i carichi longitudinali senza boccole in gomma, soggette al rapido degrado tipico dell'ambiente lunare

3.1.4 Vincoli progettuali e limiti residui

Nonostante i vantaggi descritti, il meccanismo compliant presenta alcuni vincoli progettuali intrinseci. Il limite principale è legato alla concentrazione degli sforzi alla base degli elementi flessibili: a differenza di uno smorzatore idraulico, dove l'energia dell'impatto si dissipa nel fluido, in un sistema compliant l'urto viene assorbito interamente sotto forma di deformazione elastica. Di conseguenza, la resistenza a fatica diventa il vero fattore dimensionante per il componente [53].

Nelle strutture in titanio prodotte tramite EBM, la porosità superficiale rende critica la vita utile se non si interviene con trattamenti di post-processing come la pressatura isostatica a caldo [53]. Nei tecnopolimeri stampati in FDM, i vuoti tra i filamenti depositati giocano un ruolo simile e devono essere ridotti ottimizzando i parametri di stampa.

Un secondo vincolo riguarda la gestione geometrica degli elementi flessibili sottili, che possono subire deformazioni o svergolamenti termici durante la fase di fabbricazione [53]. Sebbene nei processi FDM questo problema sia mitigato dalle minori temperature di lavoro, resta fondamentale garantire tolleranze adeguate tra le pareti adiacenti e prevedere canali per la rimozione dei supporti di stampa [53].

Per risolvere il problema dell'eccessiva rigidezza strutturale, l'uso di giunti compositi o flessori a reticolo consente riduzioni di rigidezza superiori al 60% rispetto alle configurazioni a lama singola [54]. Questa strategia costruttiva permette di mantenere un'elevata rigidezza fuori asse, sia torsionale che assiale, una caratteristica essenziale per una sospensione che deve assorbire i carichi verticali e al contempo resistere alle forze laterali imposte da un terreno scostante [54].

Capitolo 4

Progettazione di una sospensione *compliant*

In questo capitolo verranno presentati due diversi design, entrambi progettati ed analizzati in ambiente Altair® Inspire™. Il primo design è ricavato dalla diretta esperienza di tipo automotive in ambito sospensivo, con elementi distinguibili come molle elicoidali, e rappresenta una soluzione intermedia ma non propriamente *compliant*. Il secondo design, a partire dai risultati preliminari del primo in termini di risposta ai carichi e gestione della geometria, è invece un'evoluzione decisamente più cedevole, con un peso drasticamente ridotto e un comportamento elastico in risposta alle sollecitazioni imposte.

4.1 Vincoli progettuali

Vengono qui presentati i vincoli di progetto indipendenti e necessariamente presenti in entrambi i design. Si è ipotizzato un piccolo rover robotico con una massa complessiva di 100 kg e il materiale scelto è il PEEK per la sua versatilità: rappresenta infatti la soluzione più adeguata tra i materiali a disposizione in termini di prestazioni e reperibilità.

Tab. 4.1: Proprietà termomeccaniche e fisiche del PEEK FDM impostate in Altair® Inspire™.

Proprietà	**Simbolo**	**Unità**	**Valore**
Modulo elastico	E	MPa	2900
Coefficiente di Poisson	ν	–	0,38
Densità	ρ	kg/mm^3	$1{,}221 \times 10^{-6}$
Carico di snervamento	σ_y	MPa	78
Coeff. dilatazione termica	α	K^{-1}	$4{,}5 \times 10^{-5}$

Nota: È fondamentale precisare che i componenti realizzati mediante manifattura additiva FDM presentano un comportamento marcatamente anisotropo a causa della deposizione per layer, con proprietà meccaniche che variano a seconda dell'orientamento di stampa. L'adozione nel solutore di un modello di materiale continuo e isotropo, unita all'uso del criterio di von Mises e del concetto metallurgico di snervamento, rappresenta un'approssimazione macroscopica dettata dai limiti del software per analisi a livello concettuale. Il valore di 78 MPa viene assunto convenzionalmente come tensione limite elastica di riferimento per il calcolo dei fattori di sicurezza teorici, con la consapevolezza che i meccanismi di rottura reali (es. delaminazione) differiscono da quelli di un mezzo puramente omogeneo.

Il carico statico nominale di riferimento $F_{z,\text{nom}}$ si ricava dal peso complessivo del rover di riferimento ($m = 100$ kg) suddiviso sulle quattro ruote indipendenti secondo l'accelerazione di gravità lunare $g_L = 1{,}62$ m/s^2:

$$F_{z,\text{nom}} = \frac{m\, g_L}{4} = \frac{100 \cdot 1{,}62}{4} = 40{,}5 \text{ N per ruota.} \tag{4.1}$$

Questo valore rappresenta il carico verticale nominale per ruota nell'ipotesi semplificativa di distribuzione uniforme della massa e di condizioni statiche su terreno orizzontale.

Tuttavia, per consentire i test a terra del componente viene definito il carico nominale di prova a terra $F_{z,\text{base}}$:

$$F_{z,\text{base}} = \frac{m\, g_T}{4} = \frac{100 \cdot 9{,}81}{4} = 245{,}25 \text{ N per ruota (arrotondato a 250 N).} \quad (4.2)$$

L'utilizzo dell'accelerazione di gravità terrestre anziché di quella lunare rappresenta una scelta progettuale ben precisa: essa non altera la massa fisica del rover, ma permette di qualificare sperimentalmente il pezzo sotto un carico di riferimento nettamente superiore a quello operativo reale.

Dal punto di vista geometrico, il gruppo ruota-mozzo prevede quattro punti di vincolo per il collegamento meccanico allo chassis del rover. A differenza delle soluzioni classiche, il mozzo non è coassiale ai fori di attacco al telaio, ma è ruotato di 90°: questa scelta deriva dalla decisione di spostare l'interfaccia meccanica dai fianchi del rover alla parte anteriore e posteriore. In questo modo, specialmente con geometrie cilindriche come quelle discusse in Sezione 1.3.1, i fianchi del rover diventano superfici sostanzialmente libere da vincoli strutturali primari delle ruote: ciò comporta una maggiore capacità di trasporto di strumentazione sui lati, con possibilità di montare moduli più voluminosi senza interferire con i punti di attacco delle sospensioni, un volume occupabile complessivo più elevato, poiché i sottosistemi laterali non devono più interferire con gli ingombri dei gruppi ruota-mozzo tradizionali, e una migliore modularità, in quanto i pannelli laterali possono essere concepiti come interfacce standard per payload, senza dover prevedere aperture o rinforzi complessi per il passaggio di attacchi ruota.

Posizionando le interfacce meccaniche principali nelle zone anteriori e posteriori, queste stesse zone tendono a comportarsi come una sorta di schermo strutturale per ciò che è installato sui fianchi: in scenari di impatto con ostacoli, le parti anteriori e posteriori del rover assorbono e deviano parte dell'energia, riducendo la probabilità che i componenti laterali siano direttamente sollecitati, aspetto particolarmente rilevante in un contesto lunare, dove gli ostacoli sono frequenti e la manutenzione in loco non è possibile.

4.2 Primo design

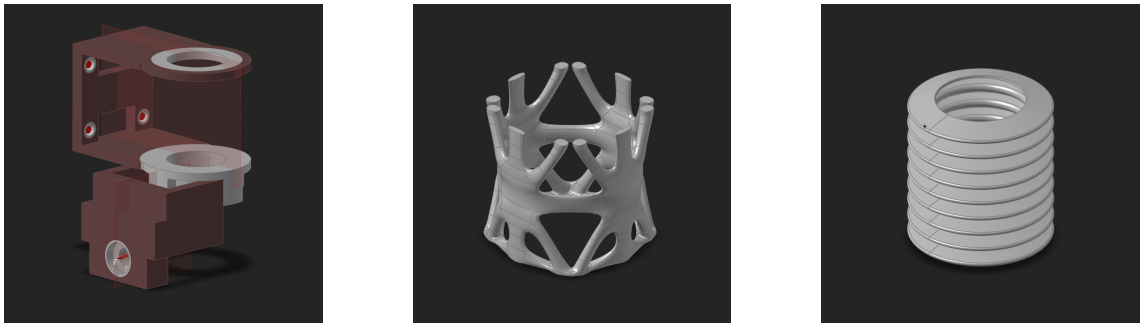
L'idea alla base di questo primo design è la gestione contemporanea dei diversi carichi multiassiali operativi tipici di un ambiente come quello lunare, pertanto si è optato per una geometria che li disaccoppiasse attraverso l'integrazione di diversi componenti strutturali, ognuno dei quali con un compito specifico:

- **Soffietto interno**: elemento a molla-smorzatore, concepito con l'obiettivo primario di gestire la cedevolezza verticale e la gestione del carico (F_z).
- **Gabbia reticolare**: reagisce ai carichi di frenata e trazione (F_x), alle spinte di sterzata o deriva laterale (F_y) e ai momenti flettenti ribaltanti.

4.2.1 Realizzazione del design

L'ambiente Inspire™ è stato utilizzato in tutte le fasi, dallo schizzo delle varie parti fino all'ottimizzazione della geometria e alla verifica dei carichi. In Figura 4.1a è

mostrata la geometria tozza di partenza della struttura, ad eccezione di gabbia e soffietto che sono stati realizzati indipendentemente. Esclusi i fori dallo spazio di progettazione, il pezzo è stato suddiviso in due parti e sono stati impostati due piani di simmetria per facilitare la successiva ottimizzazione topologica.



(a) Configurazione tozza (b) Gabbia (c) Soffietto

Fig. 4.1: Elementi costitutivi del primo design: (a) configurazione tozza, (b) gabbia reticolare esterna e (c) soffietto interno.

4.2.2 Ottimizzazione e pezzo finale

L'ottimizzazione scelta prevedeva la minimizzazione della massa, inizialmente pari a 4,358 kg con un fattore di sicurezza obiettivo minimo pari a 2,5. Successivamente, la geometria è stata ricostruita tramite lo strumento *PolyNURBS*, che permette di ottenere superfici lisce e continue a partire da mesh ottimizzate. Dopo questo processo, tramite importazione, sono stati inseriti il soffietto e la gabbia reticolare, con quest'ultima a sua volta ottimizzata con gli stessi parametri. Il risultato è il pezzo rappresentato in Figura 4.2.

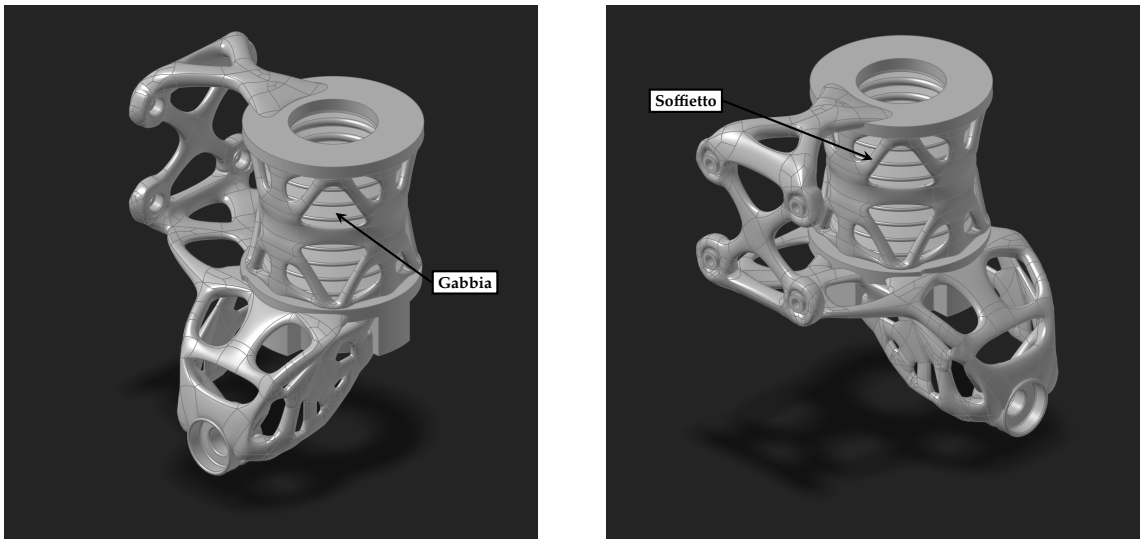


Fig. 4.2: Vista isometrica del primo design.

Il risultato ottenuto è una sospensione dalla massa complessiva di 1,445 kg e, considerando appunto un veicolo con 4 ruote indipendenti, la massa complessiva del gruppo sospensivo è pari a circa 5,78 kg, ovvero il 5,78% della massa totale del rover. Il valore è coerente con i range presenti in letteratura, ma il peso è comunque elevato per un componente polimerico realizzato mediante manifattura additiva e

soprattutto indice di un comportamento non propriamente *compliant*. In Tabella 4.2 sono riportate le principali caratteristiche geometriche del pezzo.

Tab. 4.2: Caratteristiche geometriche ed ingombri del primo design.

Parametro	Simbolo	Valore
Ingombri complessivi		
Lunghezza (X)	L_x	367,44 mm
Larghezza (Y)	L_y	232,50 mm
Altezza (Z)	L_z	283,32 mm
Spessori strutturali		
Spessore minimo elementi	s_{min}	12,34 mm
Spessore massimo elementi	s_{max}	15,55 mm
Spessore medio stimato	s_{med}	$\approx$ 14,20 mm
Corona superiore e foro		
Diametro esterno corona	$\phi_{\text{est,cor}}$	141,00 mm
Altezza corona	h_{cor}	10,50 mm
Diametro foro superiore	$\phi_{\text{int,sup}}$	70,00 mm
Profondità foro	$h_{\text{int,sup}}$	9,60 mm
Interfaccia chassis		
Diametro fori chassis	ϕ_{chassis}	9,60 mm
Profondità fori chassis	h_{chassis}	15,00 mm
Fissaggio	–	4 punti di ancoraggio
Viti	–	Esagonali svasate
Sede mozzo ruota		
Diametro interno mozzo	$\phi_{\text{int,mozzo}}$	22,00 mm
Profondità mozzo	$h_{\text{int,mozzo}}$	10,50 mm
Diametro esterno mozzo	$\phi_{\text{est,mozzo}}$	42,00 mm
Spessore risalto	$h_{\text{est,mozzo}}$	9,00 mm

4.2.3 Definizione dei vincoli e dei carichi

La struttura è vincolata mediante supporti fissi applicati sulla flangia posteriore di interfaccia con il telaio, precisamente nei quattro fori di attacco allo chassis. Le forze sono applicate a un punto di riferimento privo di massa, posizionato in corrispondenza dell'asse della ruota e collegato alla struttura mediante un connettore. I casi di carico analizzati sono riassunti in Tabella 4.3.

Tab. 4.3: Casi di carico e forze applicate al primo design.

Subcase	Modulo [N]	Componenti
Impatto ostacolo	458,80	$F_z = 440,\ F_x = 130$
Sterzata a Dx	314,01	$F_z = 250,\ F_y = 190$
Sterzata a Sx	314,01	$F_z = 250,\ F_y = -190$
Frenata pura	281,78	$F_z = 250,\ F_x = -130$
Frenata e sterzata	339,85	$F_z = 250,\ F_x = -130,\ F_y = 190$
Massimo inviluppo	339,85	$F_z = 250,\ F_x = -130,\ F_y = 190$

4.2.4 Analisi della struttura e visualizzazione dei risultati in ambiente Inspire™

L'analisi strutturale agli elementi finiti (FEM) è stata condotta utilizzando *OptiStruct*. Questa scelta deriva dalla sua eccellente integrazione con l'ambiente di ottimizzazione topologica e dalla robustezza dei suoi algoritmi numerici, fondamentali per gestire geometrie complesse e organiche tipiche della manifattura additiva.
Trattandosi di una soluzione esclusa, vengono già anticipati i risultati nella Tabella 4.4.

Tab. 4.4: Sintesi comparativa dei risultati dell'analisi lineare per il primo design.

Caso di carico	$\sigma_{vM,max}$	**FoS**	δ_{max}	**Snerv.**
Frenata Pura	25,75MPa	3,0	2,381mm	33,02%
Sterzata a Dx	30,16MPa	2,6	3,013mm	38,67%
Sterzata a Sx	21,15MPa	3,7	1,625mm	27,11%
Frenata e Sterzata	30,98MPa	2,5	3,206mm	39,72%
Massimo Inviluppo	30,98MPa	2,5	3,206mm	39,72%
Impatto Ostacolo	30,70MPa	2,5	3,068mm	39,36%

Dai valori si nota immediatamente come il primo design sia molto rigido e poco cedevole, quindi di fatto non è un candidato valido per essere un meccanismo *compliant*: infatti le escursioni sono troppo basse e il design mostra una rigidezza maggiore rispetto a quella ricercata per la configurazione cedevole. Vengono comunque riportate le mappe grafiche di alcuni dei macro-risultati per i vari subcase analizzati.

Analisi lineare

Caso di carico: Impatto

Spostamento

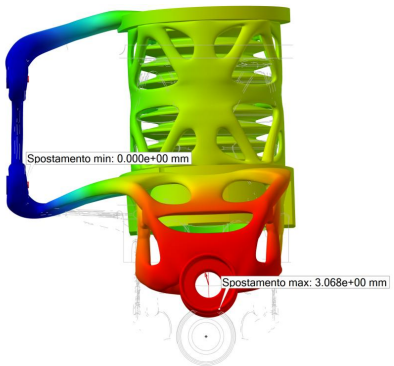


Fig. 4.3: Impatto: spostamento massimo e minimo del primo design.

I risultati dell'analisi deformativa mostrano il corretto ancoraggio dei 4 vincoli sullo chassis, ma evidenziano un limite macroscopico in ottica di mobilità *compliant*: lo spostamento massimo sul mozzo ruota si arresta a soli 3,068mm. Un'escursione così limitata, a fronte di un carico d'impatto severo, decreta l'esclusione di questa

configurazione. Il pezzo manifesta una rigidità strutturale eccessiva, impedendo alla struttura di sfruttare la deformabilità per immagazzinare l'energia di deformazione. Visivamente, la gabbia esterna irrigidisce interamente l'insieme, mentre il soffietto interno subisce variazioni trascurabili, perdendo la propria funzione primaria e riducendosi a un elemento puramente geometrico e ornamentale.

Fattore di sicurezza

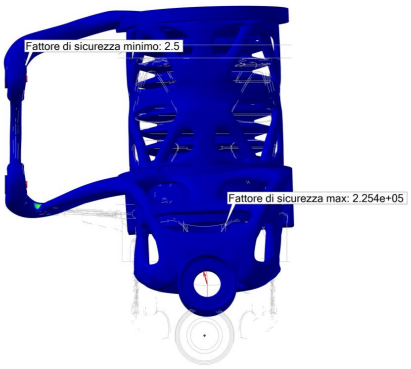


Fig. 4.4: Impatto: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design.

Dal punto di vista della resistenza statica, la mappa si presenta uniforme con un fattore di sicurezza minimo pari a 2,5. Nonostante il design sia ampiamente sicuro e affidabile contro i rischi di cedimento strutturale, questa elevata robustezza è associata a una rigidità indesiderata che rende il componente inidoneo agli obiettivi cinematici di cedevolezza.

Tensione di von Mises

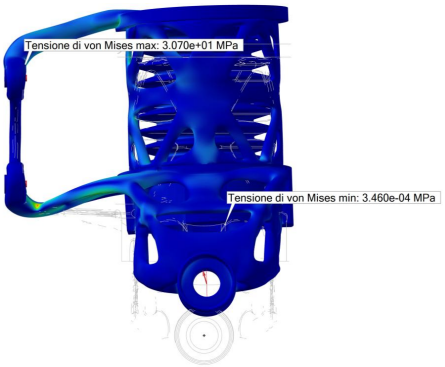


Fig. 4.5: Impatto: tensione di von Mises massima e minima del primo design.

La tensione massima di von Mises raggiunge i 30,70 MPa, rimanendo ampiamente al di sotto della tensione limite del PEEK adottata nel modello isotropo. Sebbene la gabbia esterna indirizzi correttamente il flusso dei carichi verso i vincoli, l'assenza di tensioni significative sul soffietto ribadisce la sua incapacità di deformarsi e assorbire il carico, confermando l'inefficacia funzionale di questa geometria interna.

Percentuale di snervamento

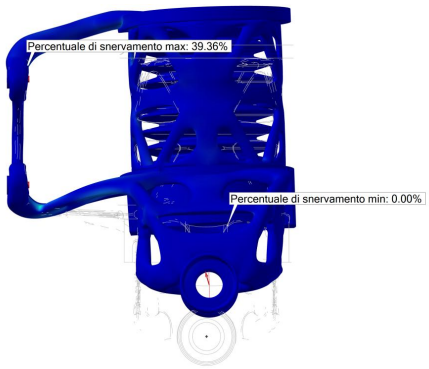


Fig. 4.6: Impatto: percentuale di snervamento massima e minima del primo design.

La percentuale di snervamento oscilla tra lo 0,00% e un massimo del 39,36%, confermando che il componente lavora interamente e ampiamente in campo elastico. Ciononostante, l'ottimizzazione strutturale ha generato un pezzo massiccio e rigido, inadatto a fungere da molla distribuita.

Tensione/Compressione

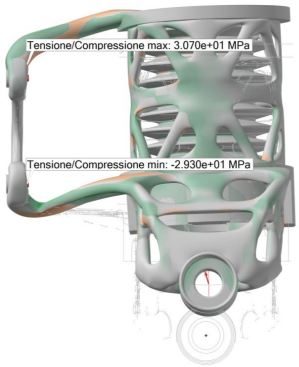


Fig. 4.7: Impatto: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design.

L'analisi mostra un'alternanza bilanciata tra zone in compressione (fino a −29,30 MPa) e trazione (30,70 MPa) sulla gabbia reticolare. Tuttavia, il blocco geometrico del soffietto impedisce a quest'ultimo di contribuire attivamente alla flessione assiale prevista.

Massimo sforzo di taglio

Lo sforzo di taglio massimo si attesta a 17,28 MPa, evidenziando una buona resistenza del materiale stampato in additivo contro i rischi di concentrazioni di sforzo tangenziale critiche per il materiale nel modello isotropo, sebbene le prestazioni cinematiche complessive rimangano insoddisfacenti per i requisiti del progetto.

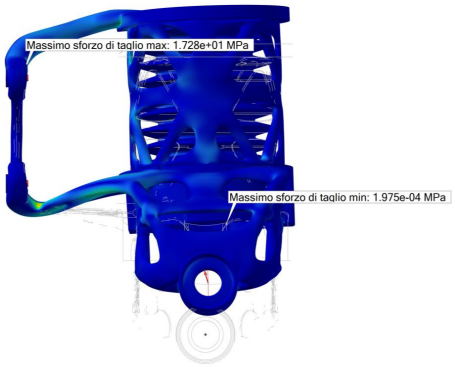


Fig. 4.8: Impatto: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design.

Caso di carico: Sterzata a Dx

Spostamento

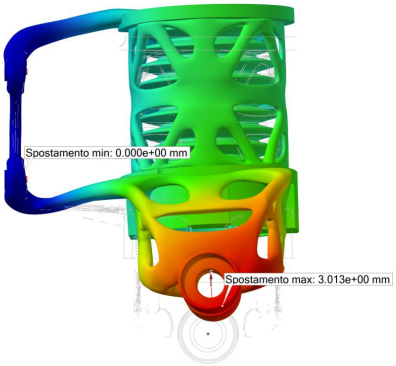


Fig. 4.9: Sterzata a Dx: spostamento massimo e minimo del primo design.

Sotto l'azione della spinta in curva a destra, i vincoli al telaio rimangono stabili mentre lo spostamento massimo sul mozzo si limita a 3,013mm. Questa modesta escursione conferma l'incompatibilità del pezzo con una logica di sospensione *compliant*: la struttura è troppo rigida per garantire la cedevolezza torsionale e laterale desiderata, e il soffietto non assicura alcuna escursione utile.

Fattore di sicurezza

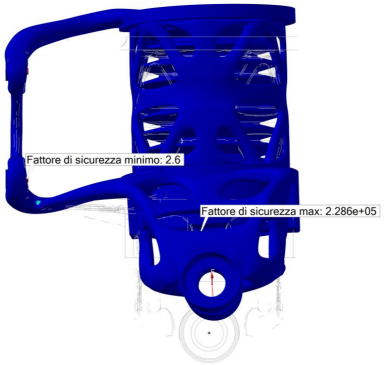


Fig. 4.10: Sterzata a Dx: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design.

Il fattore di sicurezza minimo scende a 2,6, confermando un'ottima integrità strutturale e l'assenza di criticità di rottura, sebbene a scapito della flessibilità funzionale richiesta al componente.

Tensione di von Mises



Fig. 4.11: Sterzata a Dx: tensione di von Mises massima e minima del primo design.

Le tensioni di von Mises registrano un picco di 30,16 MPa, ampiamente sotto la soglia limite del PEEK. La gabbia esterna assorbe interamente il carico laterale, escludendo il soffietto da qualsiasi lavoro deformativo significativo.

Percentuale di snervamento



Fig. 4.12: Sterzata a Dx: percentuale di snervamento massima e minima del primo design.

La percentuale di snervamento raggiunge al massimo il 38,67%, collocando il comportamento del componente interamente nel dominio elastico.

Tensione/Compressione

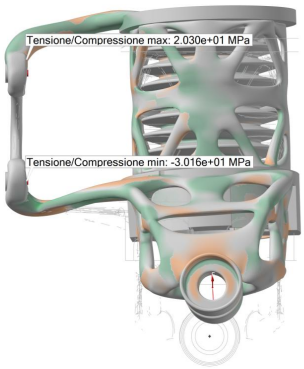


Fig. 4.13: Sterzata a Dx: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design.

I montanti della gabbia distribuiscono efficacemente gli sforzi tra trazione (20,30 MPa) e compressione (−30,16 MPa), irrigidendo la traiettoria e neutralizzando l'effetto elastico del soffietto interno.

Massimo sforzo di taglio

Lo sforzo di taglio massimo si attesta a 17,02 MPa, confermando l'assenza di rischi di concentrazioni di sforzo tangenziale critiche per il materiale nel modello isotropo per il pezzo stampato in 3D.



Fig. 4.14: Sterzata a Dx: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design.

Caso di carico: Sterzata a Sx

Spostamento

Nella manovra di sterzata a sinistra, lo spostamento massimo si riduce ulteriormente a 1,625mm sul mozzo. Tale rigidità esclude categoricamente la classificazione del componente come meccanismo *compliant*, evidenziando l'inutilità funzionale del soffietto centrale, incapace di deformarsi apprezzabilmente.

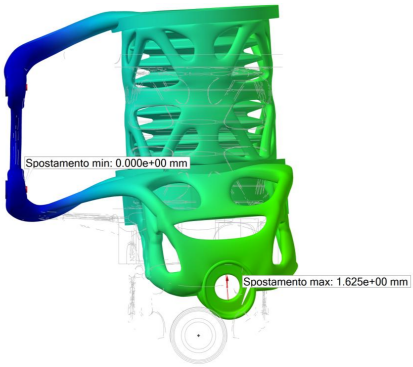


Fig. 4.15: Sterzata a Sx: spostamento massimo e minimo del primo design.

Fattore di sicurezza

Il fattore di sicurezza minimo pari a 3,7 evidenzia ampi margini di resistenza strutturale, sebbene l'architettura risulti sovradimensionata e troppo rigida per gli scopi di cedevolezza elastica del sistema.

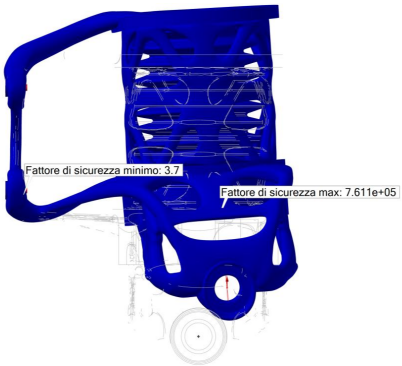


Fig. 4.16: Sterzata a Sx: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design.

Tensione di von Mises

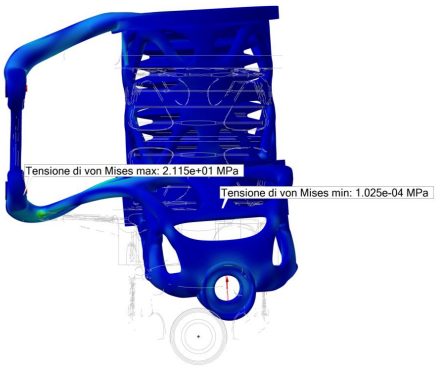


Fig. 4.17: Sterzata a Sx: tensione di von Mises massima e minima del primo design.

Il picco di tensione equivalente si arresta a 21,15 MPa, confermando un regime di sforzo molto moderato e un isolamento totale del soffietto rispetto alle sollecitazioni principali.

Percentuale di snervamento

L'indice di snervamento massimo raggiunge il 27,11%, confermando il totale rispetto dei margini elastici del PEEK.

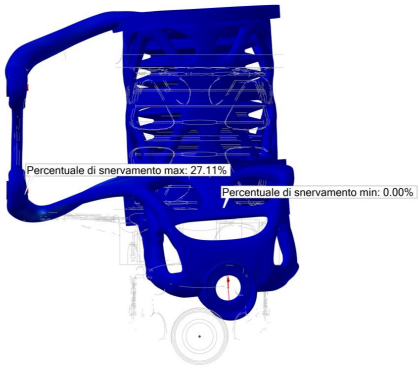


Fig. 4.18: Sterzata a Sx: percentuale di snervamento massima e minima del primo design.

Tensione/Compressione

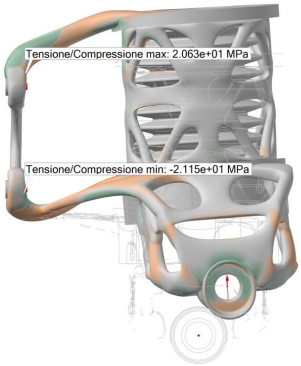


Fig. 4.19: Sterzata a Sx: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design.

La struttura distribuisce i carichi in modo simmetrico (picchi di 20,63 MPa in trazione e −21,15 MPa in compressione), evidenziando tuttavia una risposta puramente rigida priva della flessibilità attesa.

Massimo sforzo di taglio

Lo sforzo di taglio massimo si attesta a 11,82 MPa, escludendo problemi di concentrazioni di sforzo tangenziale critiche per il materiale nel modello omogeneo ma confermando l'esclusione del componente a causa della sua eccessiva rigidità.

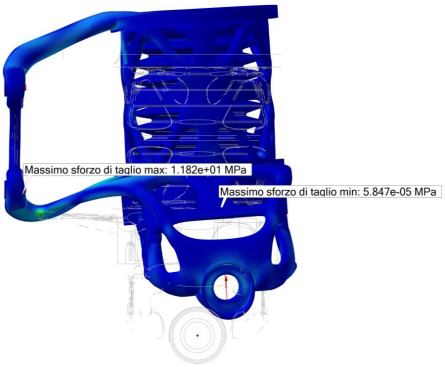


Fig. 4.20: Sterzata a Sx: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design.

Caso di carico: Frenata Pura

Spostamento

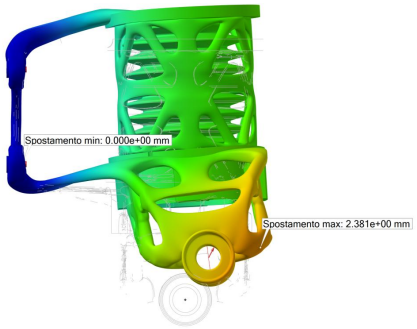


Fig. 4.21: Frenata Pura: spostamento massimo e minimo del primo design.

Valutando la risposta deformativa durante l'applicazione della forza frenante longitudinale, i quattro punti di vincolo fissati al telaio evidenziano uno spostamento rigorosamente nullo, a conferma della perfetta stabilità dell'interfaccia meccanica. La freccia massima raggiunge i 2,381mm sul mozzo ruota; ancora una volta, l'entità contenuta dello spostamento evidenzia la forte rigidezza del pezzo, confermando l'assenza di una vera natura *compliant*. La gabbia reticolare esterna assorbe efficacemente la spinta longitudinale senza consentire deformazioni estese.

Fattore di sicurezza

Ancora una volta la mappa del fattore di sicurezza mostra una colorazione blu uniforme su quasi l'intera geometria, indicando un'ottima integrità strutturale. Il valore limite inferiore si attesta esattamente a 3,0, superando i requisiti minimi di progetto. Tale evidenza dimostra che la sospensione possiede ampi margini di sicurezza per resistere alle sollecitazioni di frenata senza alcuna criticità.

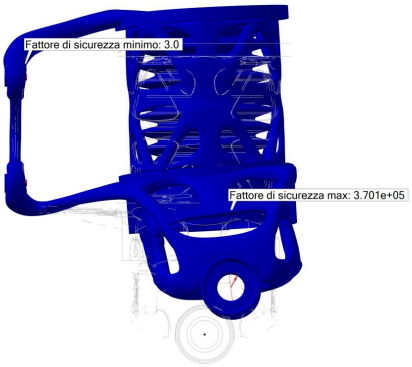


Fig. 4.22: Frenata Pura: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design.

Tensione di von Mises

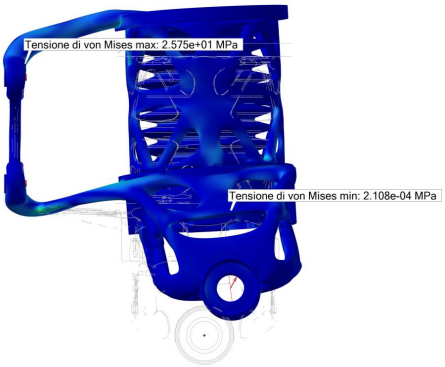


Fig. 4.23: Frenata Pura: tensione di von Mises massima e minima del primo design.

L'analisi delle tensioni equivalenti conferma la validità del comportamento meccanico sotto carico longitudinale. Il picco massimo registrato è pari a 25,75 MPa, un valore ampiamente inferiore al carico di snervamento del materiale polimerico isotropo del modello.

Percentuale di snervamento

Verificando la percentuale di snervamento, si riscontra l'assenza assoluta di aree prossime alla plasticizzazione, con un'oscillazione compresa tra lo 0,00% e un tetto massimo del 33,02%. Questo riscontro testimonia che la struttura lavora interamente all'interno del dominio elastico.

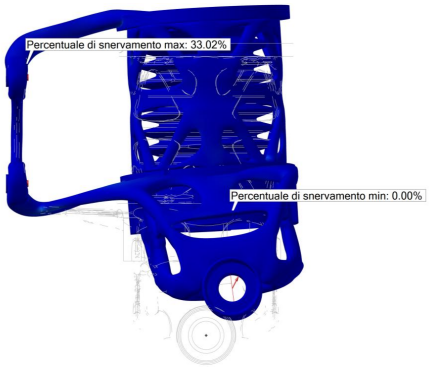


Fig. 4.24: Frenata Pura: percentuale di snervamento massima e minima del primo design.

Tensione/Compressione

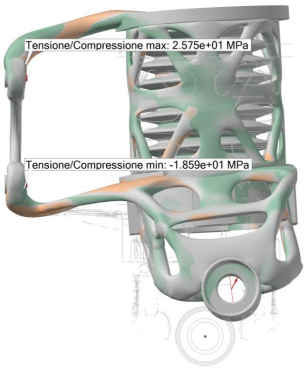


Fig. 4.25: Frenata Pura: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design.

La distribuzione delle tensioni principali evidenzia una distribuzione equilibrata tra gli sforzi di trazione, che toccano un massimo di 25,75 MPa, e le zone compresse, che raggiungono un picco di −18,59 MPa. I risultati confermano l'ottima stabilità locale della struttura.

Massimo sforzo di taglio

L'andamento dello sforzo di taglio evidenzia valori molto ridotti su tutto il volume, partendo da un minimo trascurabile fino a un picco massimo di 14,49 MPa localizzato in prossimità dei raccordi. Tali grandezze confermano che la geometria tridimensionale stampata in additivo gestisce in modo eccellente le componenti tangenziali.

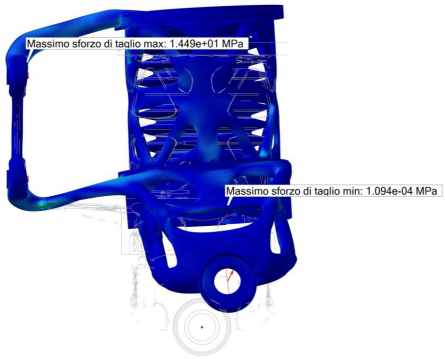


Fig. 4.26: Frenata Pura: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design.

Caso di carico: Frenata e Sterzata

Spostamento

La combinazione simultanea di frenata e sterzata genera un picco di spostamento di 3,206mm sul mozzo. Anche in questo scenario multiassiale gravoso, l'escursione estremamente limitata conferma la natura marcatamente rigida del design, escludendo la presenza di una cedevolezza e relegando il soffietto a un ruolo puramente estetico.

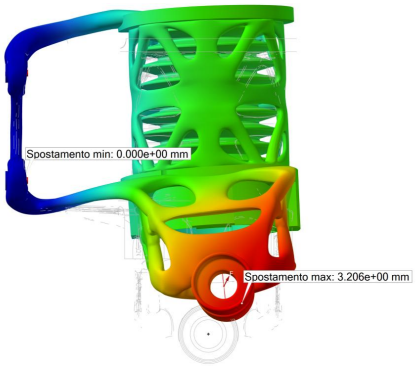


Fig. 4.27: Frenata e Sterzata: spostamento massimo e minimo del primo design.

Fattore di sicurezza

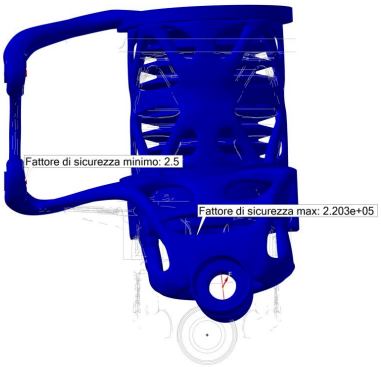


Fig. 4.28: Frenata e Sterzata: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design.

Il fattore di sicurezza minimo pari a 2,5 rispetta i vincoli di progetto, dimostrando un'elevata affidabilità strutturale ma ribadendo l'inadeguatezza funzionale in termini di flessibilità.

Tensione di von Mises

Il picco di von Mises si attesta a 30,98 MPa, ampiamente sotto la soglia limite del PEEK, confermando l'efficacia del percorso di carico rigido affidato alla gabbia reticolare.

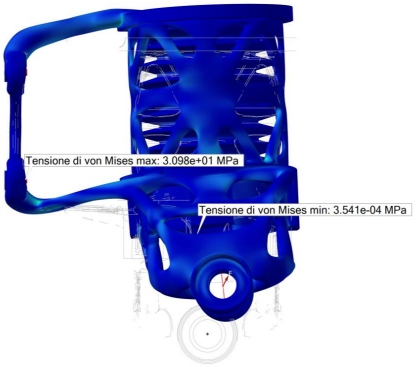


Fig. 4.29: Frenata e Sterzata: tensione di von Mises massima e minima del primo design.

Percentuale di snervamento

La percentuale di snervamento massima raggiunge il 39,72%, confermando il totale confinamento del componente all'interno del dominio elastico.

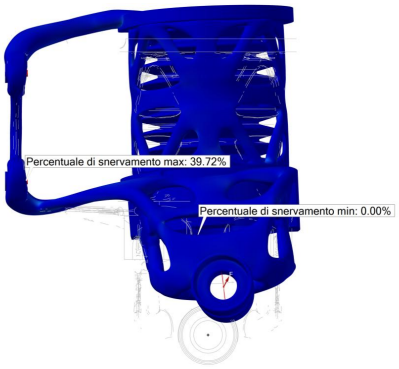


Fig. 4.30: Frenata e Sterzata: percentuale di snervamento massima e minima del primo design.

Tensione/Compressione

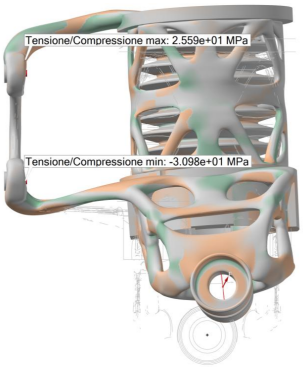


Fig. 4.31: Frenata e Sterzata: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design.

La mappa mostra picchi di trazione a 25,59 MPa e compressione a −30,98 MPa, evidenziando un comportamento strutturale bilanciato ma privo della cedevolezza richiesta.

Massimo sforzo di taglio

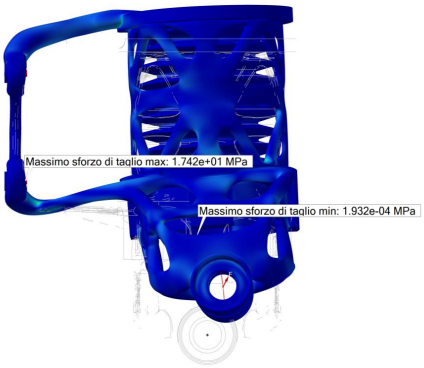


Fig. 4.32: Frenata e Sterzata: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design.

Lo sforzo di taglio massimo si attesta a 17,42 MPa, confermando la totale sicurezza del pezzo contro i rischi di concentrazioni di sforzo tangenziale critiche per il materiale nel modello isotropo.

Caso di carico: Massimo Inviluppo

Spostamento

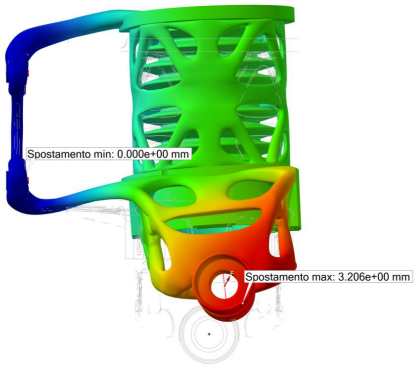


Fig. 4.33: Massimo Inviluppo: spostamento massimo e minimo del primo design.

Nell'inviluppo critico di tutte le condizioni operative, lo spostamento massimo sul mozzo raggiunge i 3,206mm. Questo valore conferma in modo definitivo che la struttura predilige una risposta rigida e tradizionale, escludendo l'impiego di questo design come soluzione *compliant* a causa delle escursioni insufficienti e della totale inattività deformativa del soffietto centrale.

Fattore di sicurezza

La soglia minima del fattore di sicurezza si attesta a 2,5, rispettando i requisiti geometrici e di progetto e dimostrando una solidità strutturale eccellente anche nel profilo di carico più gravoso.

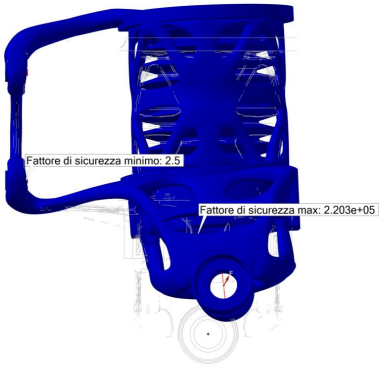


Fig. 4.34: Massimo Inviluppo: valori massimo e minimo del fattore di sicurezza del primo design.

Tensione di von Mises



Fig. 4.35: Massimo Inviluppo: tensione di von Mises massima e minima del primo design.

Il picco massimo di von Mises pari a 30,98 MPa si mantiene ampiamente al di sotto della tensione limite del PEEK, confermando l'assenza di criticità di rottura.

Percentuale di snervamento

La percentuale di snervamento raggiunge un massimo del 39,72%, confermando il lavoro in regime elastico.

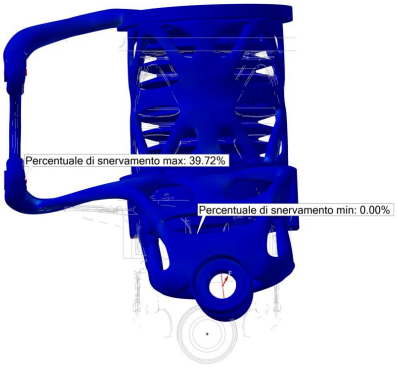


Fig. 4.36: Massimo Inviluppo: percentuale di snervamento massima e minima del primo design.

Tensione/Compressione

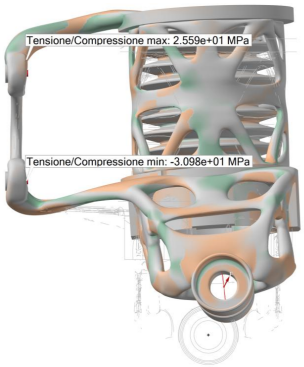


Fig. 4.37: Massimo Inviluppo: distribuzione della tensione/compressione massima e minima del primo design.

La distribuzione quasi simmetrica tra trazione (25,59 MPa) e compressione (−30,98 MPa) conferma un comportamento strutturale stabile e bilanciato della gabbia reticolare esterna.

Massimo sforzo di taglio

Il picco massimo di sforzo di taglio si arresta a 17,42 MPa, confermando la completa sicurezza del componente contro i fenomeni di concentrazioni di sforzo tangenziale critiche per il materiale nel modello isotropo.

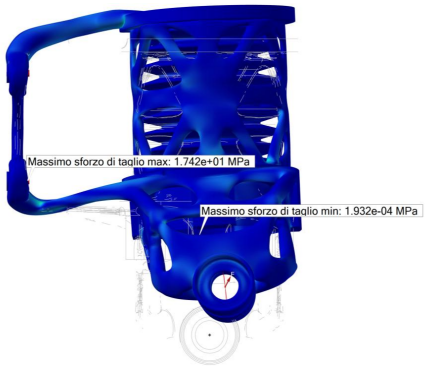


Fig. 4.38: Massimo Inviluppo: sforzo di taglio massimo e minimo del primo design.

Analisi modale

Al fine di escludere l'insorgenza di fenomeni risonanti durante la missione operativa, è stata condotta un'analisi modale agli elementi finiti sul componente, estraendo le prime 5 frequenze proprie riassunte in Tabella 4.5. La frequenza fondamentale ($f_1 = 67{,}61$ Hz) si colloca al di sopra della banda di eccitazione principale impressa dal terreno e dai motori ($0 \div 50$Hz), confermando l'assenza di rischi dinamici critici.

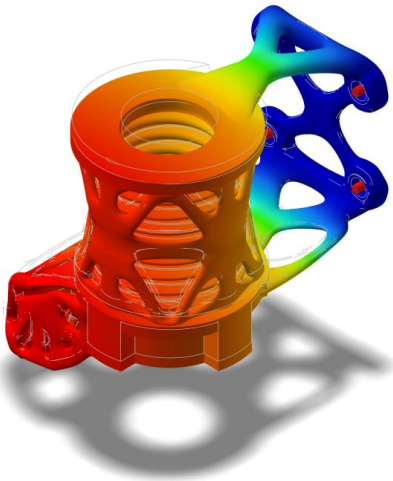


Fig. 4.39: Modo 1 (67,61 Hz): flessione laterale globale.

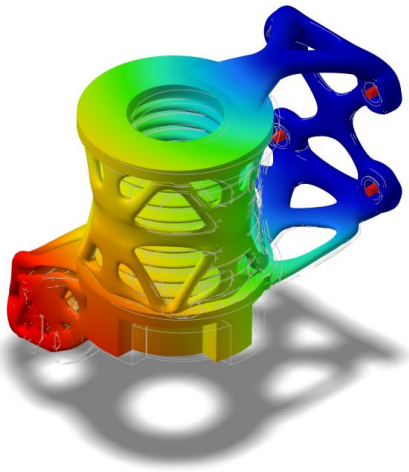


Fig. 4.40: Modo 2 (93,94 Hz): rotazione torsionale del mozzo.

Si riportano le figure solamente dei primi due modi per completezza di trattazione: l'analisi non evidenzia rischi di risonanza per assenza di sovrapposizione tra le frequenze di eccitazione operative e la prima frequenza propria del componente.

Tab. 4.5: Prime 5 frequenze proprie per il primo design.

Modo	Frequenza [Hz]	Comportamento cinematico
1	67,61	Flessione laterale globale del braccio
2	93,94	Rotazione torsionale primaria del mozzo ruota
3	191,76	Secondo modo flessionale fuori piano
4	267,26	Deformazione locale del reticolo inferiore
5	403,19	Accoppiamento flesso-torsionale della struttura

In conclusione, sebbene lo spettro modale garantisca un margine di sicurezza soddisfacente rispetto alle frequenze di disturbo del suolo lunare, l'elevato livello di sbarramento delle frequenze proprie avvalora la natura marcatamente rigida e non cedevole del componente, portando alla sua definitiva esclusione.

4.2.5 Vantaggi e svantaggi del design

A valle dell'analisi numerica dettagliata, è possibile tracciare un bilancio critico di questa configurazione, evidenziandone i punti di forza strutturali ma motivando al contempo le ragioni che ne determinano l'esclusione come soluzione *compliant*.

Vantaggi strutturali e margini di sicurezza

Da un punto di vista puramente meccanico e di resistenza statica, il design presenta notevoli doti di affidabilità:

- **Elevati fattori di sicurezza:** Il FoS minimo si attesta sempre a valori $\geq 2{,}5$, con tensioni massime di von Mises ampiamente inferiori alla soglia del PEEK usata nel modello.
- **Stabilità dinamica:** L'analisi modale ha evidenziato una frequenza fondamentale di 67,61Hz, collocata al di fuori della banda di eccitazione principale del terreno ($0 \div 50$Hz), escludendo rischi di risonanza distruttiva durante la marcia.

Svantaggi e motivazioni dell'esclusione come soluzione *compliant*

Nonostante l'ottima robustezza, la configurazione risulta del tutto inadeguata a soddisfare i requisiti cinematici e funzionali richiesti a una sospensione *compliant*:

- **Rigidezza eccessiva ed escursioni insufficienti:** Sotto carichi severi, lo spostamento massimo sul mozzo ruota si arresta a soli 3,21mm. Tale valore evidenzia un comportamento marcatamente rigido, incapace di sfruttare la deformabilità del materiale per distribuire il carico.
- **Inefficacia funzionale del soffietto:** La gabbia reticolare esterna si dimostra talmente rigida da schermare quasi del tutto il soffietto interno, le cui variazioni risultano trascurabili. Di fatto, il soffietto perde la sua funzione di molla o ammortizzatore distribuito, riducendosi a un elemento puramente geometrico e ornamentale.

- **Massa eccessiva:** Con una massa complessiva di 1,445 kg, il componente risulta eccessivamente pesante per gli standard di un rover lunare, penalizzando fortemente le masse non sospese.
- **Asimmetria:** Sebbene possa essere sfruttata per orientare e gestire i carichi in modo intelligente, in questo componente rappresenta un limite vista la massa importante.
- **Difficoltà di stampa:** Essendo il pezzo molto massiccio e pesante rispetto a ciò che ci si aspetterebbe da un componente additivo, il processo di stampa è complesso, lungo e rischioso in termini di deformazioni residue e difetti. Inoltre l'asimmetria non aiuta la stampante, rendendo il componente praticamente non ripetibile.

In conclusione, sebbene il componente si dimostri strutturalmente sicuro, la sua eccessiva rigidità e l'inefficacia del meccanismo a soffietto ne decretano la definitiva esclusione come soluzione *compliant*.

4.3 Secondo design

A partire dai risultati ottenuti in precedenza, è stato sviluppato un secondo design con l'obiettivo di evolvere verso una soluzione caratterizzata da una maggiore flessibilità. Partendo dalla geometria del primo design, viene abbandonata la soluzione asimmetrica con gabbia e soffietto a causa del loro eccessivo irrigidimento, optando per una configurazione simmetrica estremamente più semplice e pulita, basata su bracci snelli e curvi per sfruttare al meglio l'elasticità del pezzo.

4.3.1 Realizzazione del design

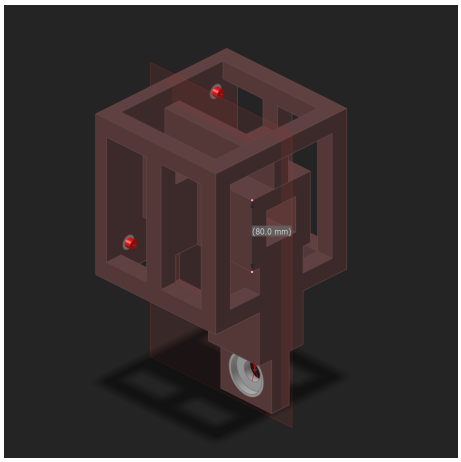
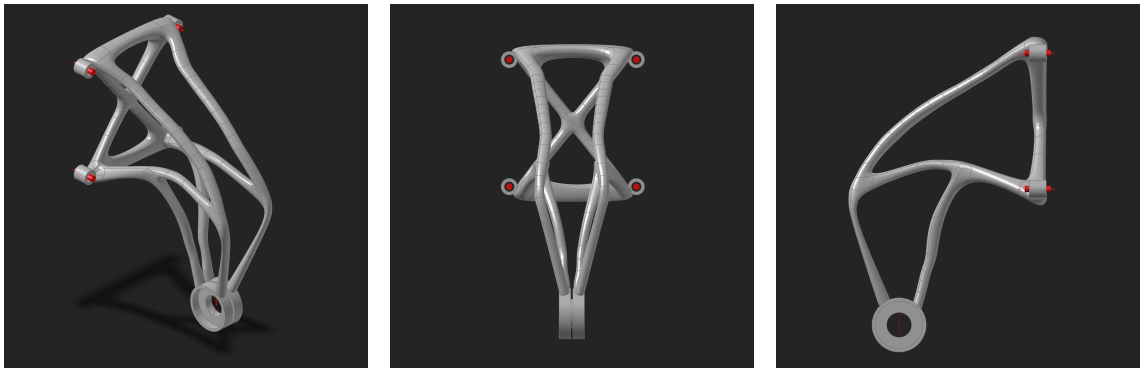


Fig. 4.41: Geometria tozza per il secondo design.

In Figura 4.41 è rappresentata la geometria grezza di partenza per questo nuovo pezzo: si nota già come in fase preliminare il software venga guidato all'uso di bracci snelli nella successiva fase di ottimizzazione vista la presenza di facce svuotate e travature posizionate in zone specifiche in base alla funzione meccanica auspicata. Come si può osservare, è presente un vincolo di simmetria in modo da ottenere un pezzo bilanciato e simmetrico nella successiva fase di ottimizzazione topologica. Il peso di partenza della configurazione rappresentata è di 3,056 kg.

4.3.2 Ottimizzazione e pezzo finale

Anche in questo caso l'ottimizzazione scelta punta alla minimizzazione della massa, ma, in virtù di quanto visto in precedenza, per migrare verso una soluzione *compliant* il fattore di sicurezza minimo obiettivo è stato impostato a 1,3. Sebbene un tale fattore di sicurezza possa apparire ridotto, esso rientra nella filosofia progettuale dei meccanismi cedevoli: rinunciare a della rigidezza per delegare all'elasticità compiti altrimenti affidati a più componenti.



(a) Vista isometrica (b) Vista frontale (c) Vista laterale

Fig. 4.42: Risultato dell'ottimizzazione topologica del secondo design.

Si vede chiaramente come l'ottimizzazione e la ricostruzione con *PolyNURBS* abbiano portato al risultato desiderato. Innanzitutto è da notare la massa: il pezzo in Figura 4.42 presenta una massa di soli 0,255 kg, un risultato ottimale se rapportato poi al rover intero.

In Tabella 4.6 sono riportate tutte le dimensioni di interesse. Facendo già un confronto preliminare con quanto riportato in Tabella 4.2 per il primo design, si nota la maggior compattezza del secondo design, meno ingombrante e sensibilmente più snello visto lo spessore medio inferiore di circa 3 mm.

La riduzione della quantità di materiale, accompagnata da una geometria più snella e da una maggiore lunghezza libera degli elementi deformabili, determina una riduzione della rigidezza globale e quindi un aumento degli spostamenti calcolati, esattamente ciò a cui miriamo.

Tab. 4.6: Caratteristiche geometriche ed ingombri del secondo design.

Parametro	Simbolo	Valore
Ingombri complessivi		
Lunghezza (X)	L_x	175,85 mm
Larghezza (Y)	L_y	135,60 mm
Altezza (Z)	L_z	278,56 mm
Spessori strutturali		
Spessore minimo elementi	s_{min}	8,59 mm
Spessore massimo elementi	s_{max}	14,48 mm
Spessore medio stimato	s_{med}	$\approx$ 11,50 mm
Interfaccia chassis		
Diametro fori chassis	ϕ_{chassis}	9,60 mm
Profondità fori chassis	h_{chassis}	15,00 mm
Fissaggio	–	4 punti di ancoraggio
Viti	–	Esagonali svasate
Sede mozzo ruota		
Diametro interno mozzo	$\phi_{\text{int,mozzo}}$	22,00 mm
Profondità mozzo interno	$h_{\text{int,mozzo}}$	8,00 mm
Diametro esterno mozzo	$\phi_{\text{est,mozzo}}$	42,00 mm
Profondità mozzo esterno	$h_{\text{est,mozzo}}$	8,00 mm

4.3.3 Definizione dei vincoli e dei carichi

Il fissaggio della struttura è lo stesso del primo design: ancoraggio allo chassis con 4 fori di attacco, presenza di un connettore al centro del mozzo per simulare correttamente la trasmissione dei carichi. Il sistema di riferimento cartesiano di progetto adottato nelle analisi è illustrato in Figura 4.43, con l'asse X orientato lungo la direzione longitudinale di marcia e avanzamento, l'asse Y lungo la direzione trasversale e l'asse Z verticale. Sono differenti i casi di carico invece, riportati sinteticamente in Tabella 4.7.

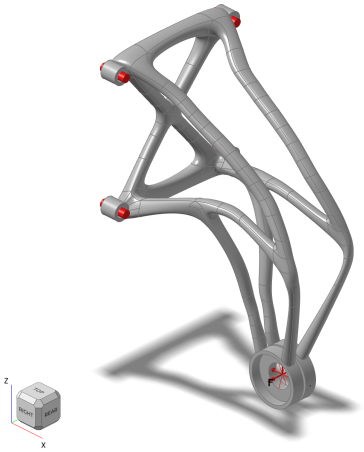


Fig. 4.43: Sistema di riferimento cartesiano di progetto (X longitudinale, Y trasversale, Z verticale).

Tab. 4.7: Casi di carico e forze applicate al secondo design (X longitudinale, Y trasversale, Z verticale).

Subcase	**Modulo (N)**	**Componenti**
Peso statico	250,00	$F_z = 250$
Frenata	320,16	$F_z = 250,\ F_x = -200$
Sterzata a Dx $\delta = 20°$	305,16	$F_z = 250,\ F_x = 164{,}5,\ F_y = -60$
Sterzata a Sx $\delta = 20°$	305,16	$F_z = 250,\ F_x = 164{,}5,\ F_y = 60$
Discesa pendio $\theta = 20°$	250,00	$F_z = 235,\ F_x = 85{,}5$
Impatto verticale	750,00	$F_z = 750$
Impatto verticale severo	1000,00	$F_z = 1000$
Impatto frontale con roccia	750,42	$F_z = 650,\ F_x = -375$
Impatto obl. con roccia e sterzata $F_{x,\text{pos}}$	746,09	$F_z = 646,\ F_x = 150,\ F_y = 350$
Impatto obl. con roccia e sterzata $F_{x,\text{neg}}$	746,09	$F_z = 646,\ F_x = -150,\ F_y = 350$

Nota: i casi di impatto/urto sono modellati mediante carichi statici equivalenti e non rappresentano analisi dinamiche transitorie.

Giustificazione analitica dei parametri operativi: pendio e sterzata

1. **Discesa su pendio ($\theta = 20°$)**

   Su un piano inclinato di angolo $\theta = 20°$ rispetto all'orizzontale, la forza verticale di riferimento $W = 250{,}0\,\text{N}$ è scomposta nelle componenti normale (F_z) e tangenziale longitudinale (F_x) rispetto al piano di appoggio e alla direzione di marcia. Lo schema di scomposizione vettoriale è riportato in Figura 4.44.

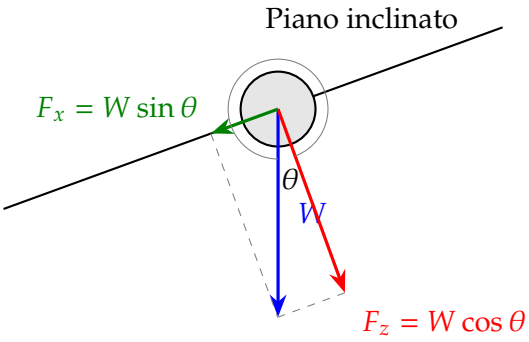


Fig. 4.44: Schema vettoriale per la scomposizione della forza verticale di riferimento W nelle componenti normale F_z e tangenziale longitudinale F_x rispetto a un piano inclinato di angolo $\theta = 20°$.

   Le componenti della forza di riferimento, ottenute mediante proiezione sugli assi normale e longitudinale, sono:

   - *Componente normale al piano (F_z):*

$$F_z = W \cos\theta = 250{,}0 \cos(20°) = 234{,}92\,\text{N} \approx 235{,}0\,\text{N}. \tag{4.3}$$

   - *Componente tangenziale longitudinale (F_x):*

$$F_x = W \sin\theta = 250{,}0 \sin(20°) = 85{,}51\,\text{N} \approx 85{,}5\,\text{N}. \tag{4.4}$$

Il modulo della risultante coincide con il modulo della forza di riferimento:

$$F_{\text{tot}} = \sqrt{F_z^2 + F_x^2} = \sqrt{(W\cos\theta)^2 + (W\sin\theta)^2} = W = 250{,}0\,\text{N}. \tag{4.5}$$

2. **Manovra di sterzata ($\delta = 20°$)**

   Durante una sterzata a bassa velocità, la risultante delle forze tangenziali trasmesse nel contatto ruota–terreno è limitata dall'aderenza disponibile. Ai fini della verifica strutturale viene assunto un coefficiente di aderenza equivalente ruota–terreno pari a

$$\mu_{\text{eff}} = 0{,}7.$$

   Il limite di aderenza della risultante tangenziale è pertanto:

$$F_{\text{adh,max}} = W\mu_{\text{eff}} = 250{,}0 \cdot 0{,}7 = 175{,}0\,\text{N}. \tag{4.6}$$

   Ai fini della verifica strutturale, si assume che la risultante tangenziale di progetto sia orientata di un angolo $\delta = 20°$ rispetto all'asse longitudinale di marcia X. La scomposizione nelle componenti cartesiane sul piano orizzontale è illustrata in Figura 4.45.

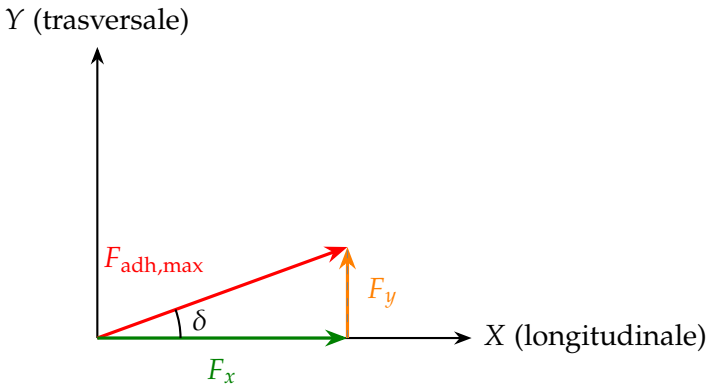


Fig. 4.45: Schema di scomposizione della risultante tangenziale di progetto $F_{\text{adh,max}}$ nelle componenti longitudinale F_x e trasversale F_y, per una direzione inclinata di $\delta = 20°$ rispetto all'asse longitudinale X.

   Le componenti cartesiane della risultante tangenziale sul piano orizzontale sono:

   - *Componente longitudinale (F_x):*

$$F_x = F_{\text{adh,max}}\cos\delta = 175{,}0\cos(20°) = 164{,}45\,\text{N} \approx 164{,}5\,\text{N}. \tag{4.7}$$

   - *Componente trasversale (F_y):*

$$F_y = F_{\text{adh,max}}\sin\delta = 175{,}0\sin(20°) = 59{,}85\,\text{N} \approx 60{,}0\,\text{N}. \tag{4.8}$$

Il rapporto tra le componenti restituisce l'angolo di orientamento assunto per la risultante tangenziale:

$$\arctan\left(\frac{F_y}{F_x}\right) = \arctan\left(\frac{59{,}85}{164{,}45}\right) = 20^\circ = \delta. \tag{4.9}$$

Il modulo complessivo della forza applicata al mozzo risulta:

$$F_{\text{tot}} = \sqrt{F_z^2 + F_x^2 + F_y^2} = \sqrt{W^2 + F_{\text{adh,max}}^2} = \sqrt{250{,}0^2 + 175{,}0^2} = 305{,}16\,\text{N}. \tag{4.10}$$

4.3.4 Analisi della struttura e visualizzazione dei risultati in ambiente Inspire™

Come per il design precedente, vengono ora presentati i risultati ottenuti per il secondo design della sospensione. Le analisi svolte comprendono l'analisi lineare statica, l'analisi modale e l'analisi di buckling.

Analisi lineare

Caso di carico: Peso Statico

Spostamento

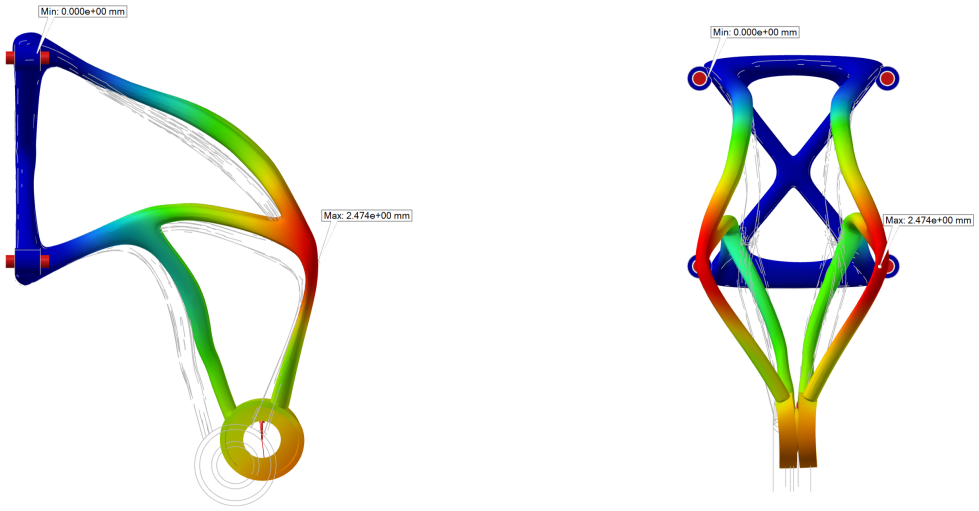


Fig. 4.46: Spostamento risultante nel secondo design sottoposto al peso statico.

Lo spostamento è nullo nelle quattro zone vincolate al telaio e aumenta progressivamente lungo i bracci della sospensione. Il valore massimo è pari a 2,474 mm e si trova in prossimità della cerniera curva.

La deformata mostra che la struttura gestisce il carico attraverso la flessione dei bracci curvilinei. Lo spostamento non è concentrato in una sola zona, ma si sviluppa lungo i bracci principali e nei raccordi che collegano la parte vincolata al mozzo. Questo comportamento è coerente con la funzione della geometria *compliant*, che deve garantire una certa cedevolezza verticale senza utilizzare snodi meccanici.

Fattore di sicurezza

Il fattore di sicurezza minimo è pari a 4,4 ed è localizzato nella zona del mozzo e nei raccordi dei bracci che convergono verso di esso, dove il carico verticale viene trasferito dalla ruota alla struttura vincolata al telaio.

Sotto il solo peso statico, la struttura mantiene quindi un margine resistente elevato e non presenta aree prossime alla tensione limite del materiale isotropo del modello.

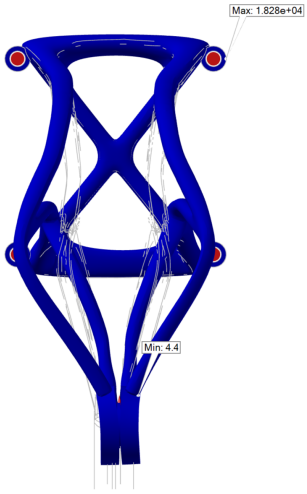


Fig. 4.47: Fattore di sicurezza nel secondo design sottoposto al peso statico.

Tensione equivalente di von Mises

La tensione equivalente massima di von Mises è pari a 17,88 MPa e si trova nella zona di connessione tra il mozzo e i bracci della sospensione, dove la geometria subisce la maggiore flessione e dove avviene il passaggio del carico dalla ruota ai membri strutturali.

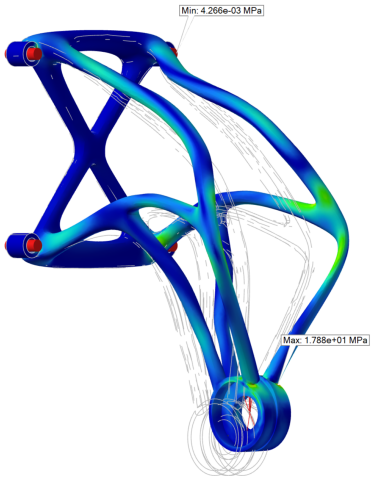


Fig. 4.48: Tensione equivalente di von Mises nel secondo design sottoposto al peso statico.

Lungo i bracci principali il livello tensionale diminuisce in modo graduale verso i vincoli. La geometria riesce quindi a distribuire il carico su una porzione ampia della struttura invece di concentrarlo in una sezione singola come magari avviene in presenza di elementi meccanici.

Il valore massimo è inferiore alla tensione limite ideale assegnata al PEEK nel modello isotropo. Nel caso di peso statico, la risposta rimane quindi nel campo elastico considerato dal modello.

Percentuale di snervamento

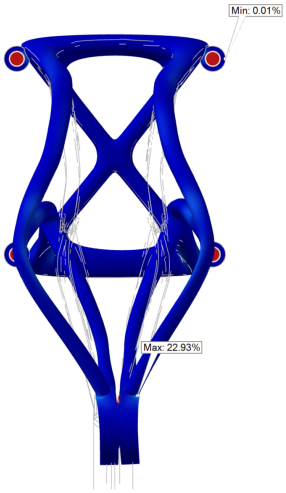


Fig. 4.49: Percentuale di snervamento nel secondo design sottoposto al peso statico.

La percentuale massima di snervamento è pari al 22,93%. Il valore massimo è localizzato nella zona del mozzo, in corrispondenza dei raccordi già individuati come maggiormente sollecitati dalle mappe di fattore di sicurezza e tensione equivalente.

Il risultato indica che, sotto il peso statico, la struttura utilizza una parte limitata della capacità resistente assegnata al PEEK. Non sono presenti zone prossime allo snervamento e il livello di sollecitazione resta compatibile con una deformazione elastica del componente.

Tensione e compressione

La mappa mostra un massimo in trazione pari a 14,40 MPa e un massimo in compressione pari a −17,88 MPa. La presenza di zone tese e compresse è dovuta alla flessione dei bracci della sospensione sotto l'azione del carico verticale.

Le maggiori compressioni si concentrano vicino al mozzo e lungo le zone interne dei bracci che supportano il carico della ruota. Le tensioni di trazione interessano invece le superfici opposte dei membri curvilinei e alcuni raccordi laterali.

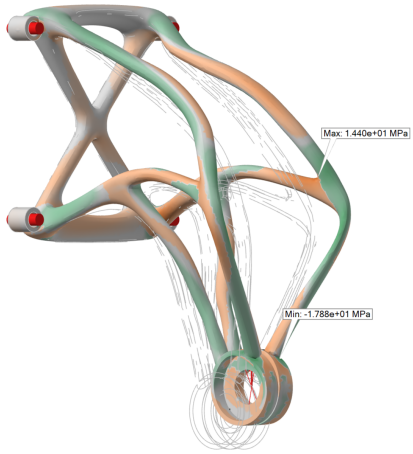


Fig. 4.50: Tensioni di trazione e compressione nel secondo design sottoposto al peso statico.

Questo comportamento mostra che i bracci lavorano principalmente a flessione e non solo a trazione o compressione assiale.

Massimo sforzo di taglio

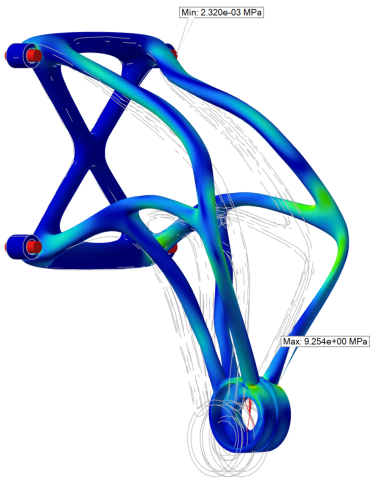


Fig. 4.51: Massimo sforzo di taglio nel secondo design sottoposto al peso statico.

Il massimo sforzo di taglio è pari a 9,254 MPa. I valori maggiori sono localizzati nei raccordi tra i bracci e il mozzo, dove la struttura cambia direzione e il carico viene gestito dai due bracci curvilinei.

Il campo di taglio segue le zone già individuate come maggiormente coinvolte nella flessione della sospensione. La presenza di questi valori nei raccordi è attesa, poiché sono punti in cui si combinano curvature della geometria, variazioni di sezione e trasferimento delle forze verso il mozzo.

Caso di carico: Frenata

Spostamento

Lo spostamento massimo raggiunge 7,603 mm e si concentra in corrispondenza del mozzo ruota. Rispetto al peso statico, la frenata produce una deformazione più marcata, guidata dall'azione combinata del carico verticale e della forza frenante longitudinale.

La deformazione interessa prevalentemente i bracci inferiori collegati al mozzo e si sviluppa lungo la direzione di marcia. Le zone vicine ai vincoli a telaio mantengono uno spostamento nullo, mentre il portamozzo subisce l'escursione maggiore. Questo comportamento riflette la flessione longitudinale dei bracci sotto l'azione della decelerazione.

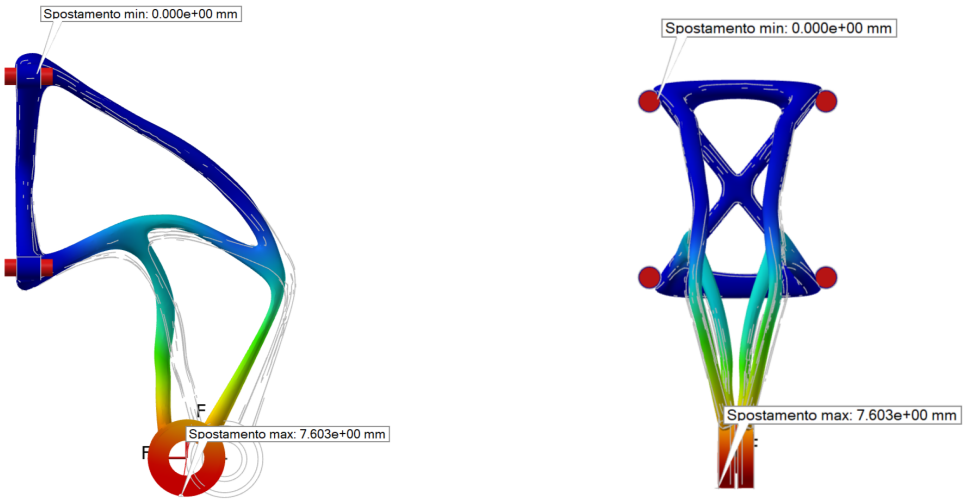


Fig. 4.52: Campi di spostamento massimo nel secondo design sottoposto al caso di frenata.

Fattore di sicurezza

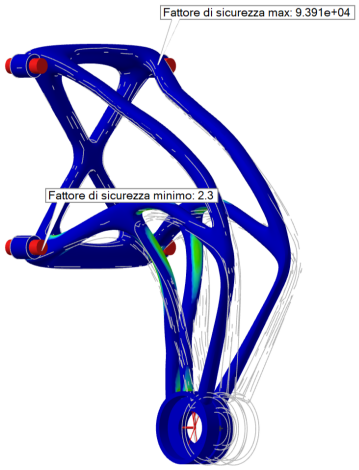


Fig. 4.53: Fattore di sicurezza nel secondo design sottoposto alla frenata.

Il fattore di sicurezza minimo si attesta a 2,3, individuato nei raccordi dei bracci e nelle zone di transizione verso la parte vincolata, evidenziando le regioni di maggiore intensità tensionale sotto carico longitudinale. Il margine rimane comunque superiore alla soglia minima di progetto.

Percentuale di snervamento

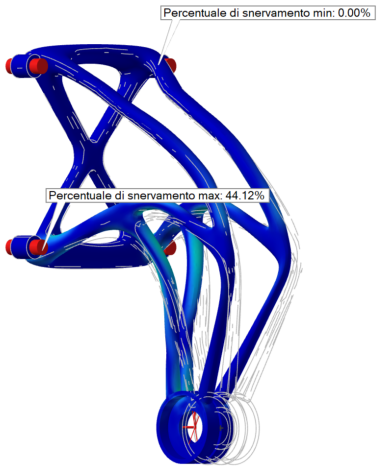


Fig. 4.54: Percentuale di snervamento nel secondo design sottoposto alla frenata.

La percentuale massima di snervamento raggiunge il 44,12% nei bracci inferiori e nei raccordi prossimi al mozzo. Il materiale utilizza una quota moderata della propria capacità resistente, operando in condizioni di sicurezza all'interno del dominio elastico.

Tensione e compressione

La mappatura indica un valore massimo in trazione pari a 25,94 MPa e un massimo in compressione pari a −34,41 MPa. La frenata genera una condizione flessionale accentuata, con un incremento delle sollecitazioni nei bracci longitudinali.

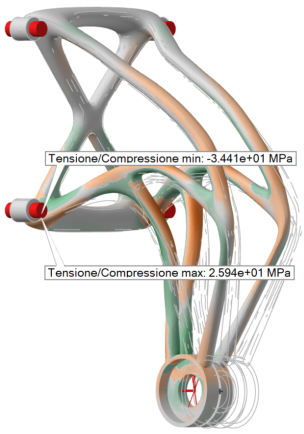


Fig. 4.55: Tensioni di trazione e compressione nel secondo design sottoposto alla frenata.

Le maggiori compressioni si concentrano sugli elementi che trasmettono la forza longitudinale frenante verso i vincoli a telaio, mentre le tensioni di trazione interessano i lati opposti dei profili curvi.

Tensione equivalente di von Mises

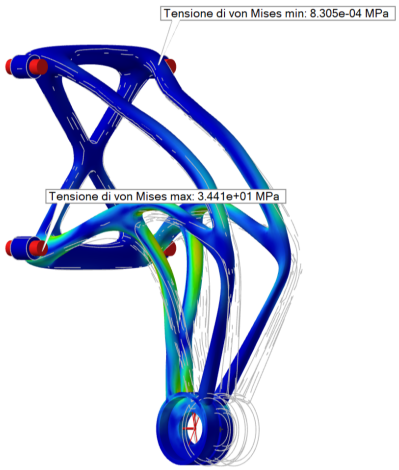


Fig. 4.56: Tensione equivalente di von Mises nel secondo design sottoposto alla frenata.

La tensione equivalente massima di von Mises è pari a 34,41 MPa, localizzata nei bracci inferiori e nei raccordi di collegamento al mozzo. Il modello conferma che il componente si mantiene in regime elastico.

Massimo sforzo di taglio

Il massimo sforzo di taglio si attesta a 19,14 MPa in corrispondenza dei raccordi inferiori, evidenziando una corretta gestione delle azioni tangenziali indotte dalla forza longitudinale.

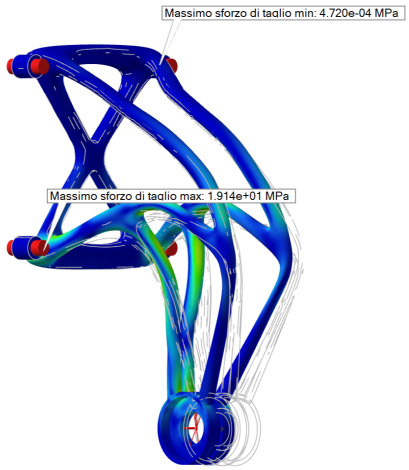


Fig. 4.57: Massimo sforzo di taglio nel secondo design sottoposto alla frenata.

Caso di carico: Sterzata a Dx

Spostamento

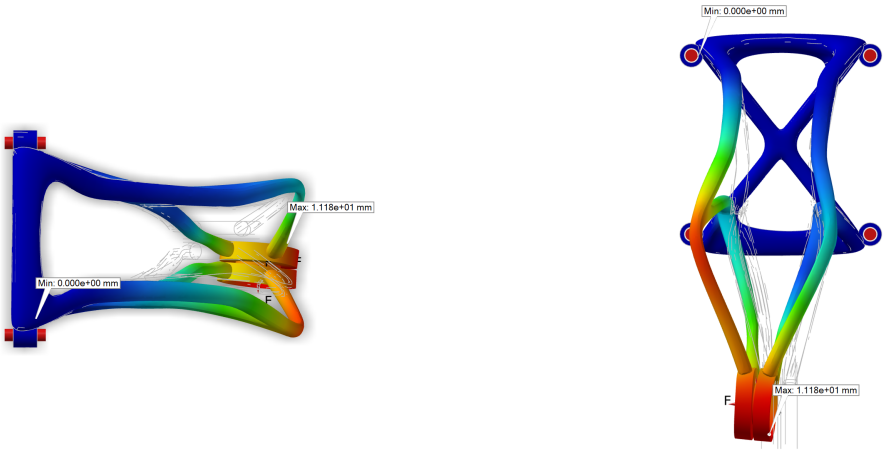


Fig. 4.58: Spostamento nel secondo design sottoposto al caso di sterzata a destra.

Lo spostamento massimo raggiunge 11,18 mm e si trova in corrispondenza del mozzo ruota. Il campo deformativo cresce dai punti vincolati verso il portamozzo, con valori più elevati lungo il braccio laterale coinvolto nella sterzata.

La deformazione è principalmente laterale e produce un movimento del mozzo rispetto alla struttura vincolata. La mappa mostra una risposta non uniforme tra i diversi membri: alcuni bracci risultano maggiormente deformati, mentre la parte centrale e le zone vicine agli attacchi al telaio mantengono spostamenti più contenuti.

Fattore di sicurezza

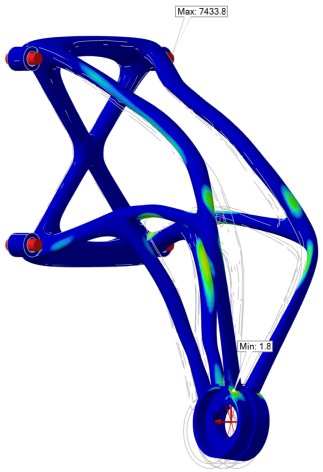


Fig. 4.59: Fattore di sicurezza nel secondo design sottoposto alla sterzata a destra.

Il fattore di sicurezza minimo è pari a 1,8, quindi la struttura mantiene un margine resistente sufficiente per il carico considerato, anche se il valore è inferiore a quello ottenuto nel caso di peso statico.

La distribuzione del fattore di sicurezza segue gli elementi laterali e i raccordi che partecipano maggiormente alla sterzata.

Percentuale di snervamento

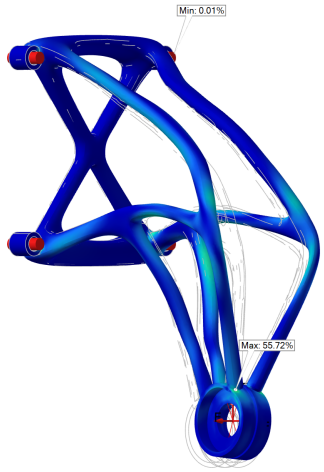


Fig. 4.60: Percentuale di snervamento nel secondo design sottoposto alla sterzata a destra.

La percentuale massima di snervamento è pari al 55,72%. Il livello raggiunto rimane al di sotto del limite ideale adottato nel modello. La sterzata a destra porta tuttavia la struttura a utilizzare una parte significativa della capacità resistente, con una risposta più impegnativa rispetto al peso statico.

La mappa evidenzia inoltre una distribuzione asimmetrica delle sollecitazioni, coerente con la direzione della sterzata.

Tensione e compressione

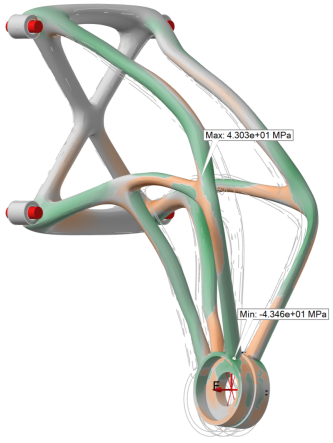


Fig. 4.61: Tensioni di trazione e compressione nel secondo design sottoposto alla sterzata a destra.

La tensione massima di trazione raggiunge 43,03 MPa, mentre la compressione massima assume un valore pari a −43,46 MPa. I due valori risultano molto simili in modulo e indicano una risposta dominata dalla flessione laterale dei bracci.

Le zone tese e compresse si sviluppano sui lati opposti degli elementi curvi e si concentrano soprattutto nei bracci inferiori, nei raccordi centrali e nelle vicinanze del portamozzo. La distribuzione è coerente con l'inversione dello stato tensionale attraverso la sezione dei membri sottoposti a flessione.

La presenza di valori simili in trazione e compressione indica che il carico di sterzata coinvolge in modo bilanciato le due componenti dello stato flessionale.

Tensione equivalente di von Mises

La tensione equivalente massima di von Mises è pari a 43,46 MPa. Il valore maggiore si trova nei bracci inferiori e nella zona di collegamento con il mozzo, dove la combinazione tra peso e forze laterali produce la maggiore richiesta strutturale.

La distribuzione delle tensioni segue i membri che trasferiscono le forze laterali verso il telaio. Le aree maggiormente sollecitate sono riconducibili al percorso di carico della sterzata e non si estendono in modo uniforme alle parti meno coinvolte della struttura.

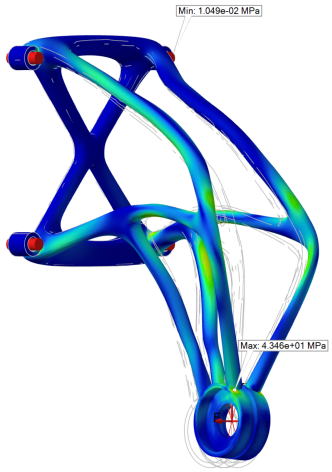


Fig. 4.62: Tensione equivalente di von Mises nel secondo design sottoposto alla sterzata a destra.

Massimo sforzo di taglio

Il massimo sforzo di taglio è pari a 22,93 MPa. Il taglio interessa principalmente gli elementi che collegano il portamozzo alla parte centrale della sospensione. La sua distribuzione evidenzia quindi l'effetto combinato delle forze laterali e del peso sulla risposta della struttura cedevole.

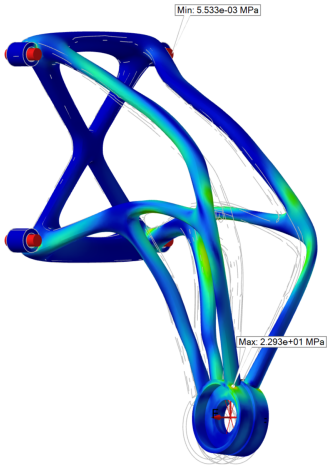


Fig. 4.63: Massimo sforzo di taglio nel secondo design sottoposto alla sterzata a destra.

Caso di carico: Sterzata a Sx

Spostamento

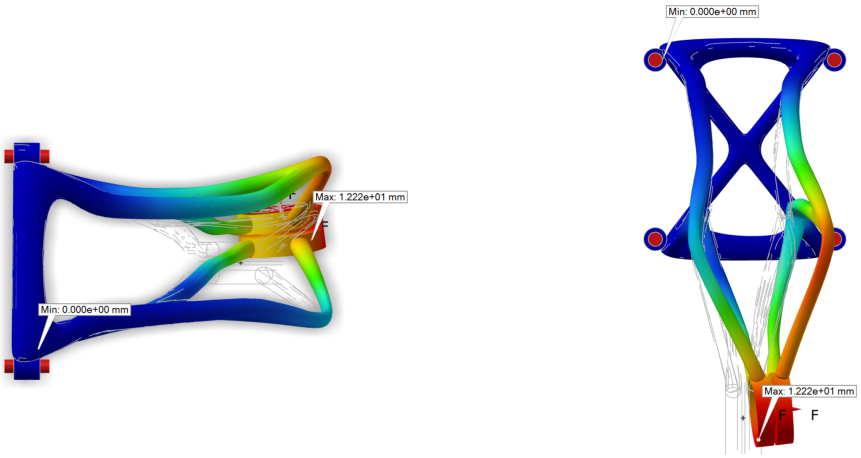


Fig. 4.64: Spostamento risultante nel secondo design sottoposto alla sterzata a sinistra.

Sotto l'azione della sterzata a sinistra, il campo deformativo restituisce un valore massimo pari a 12,22 mm in corrispondenza del mozzo ruota, mentre i punti di attacco vincolati al telaio mostrano uno spostamento nullo.

Come nel caso precedente, anche a sinistra la deformazione è principalmente laterale e produce un movimento del mozzo rispetto alla struttura vincolata, ovviamente speculare trattandosi della sterzata opposta. Lo spostamento è maggiore in questo caso a causa dell'effetto di piccoli ispessimenti locali inseriti per motivi di sicurezza strutturale, responsabili di leggere asimmetrie messe in evidenza dai risultati numerici.

Fattore di sicurezza

Il valore più basso del fattore di sicurezza si attesta a 1,6. Questo limite supera la soglia minima di accettabilità prefissata a 1,3, attestando una riserva strutturale soddisfacente e sicura per la manovra considerata.

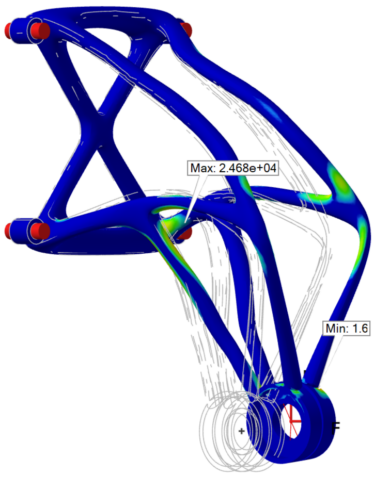


Fig. 4.65: Fattore di sicurezza nel secondo design sottoposto alla sterzata a sinistra.

La mappa evidenzia come le zone a minore intensità si sviluppino lungo i montanti investiti dalle azioni trasversali di curva e dal momento flettente. L'integrità globale del componente rimane salvaguardata.

Tensione equivalente di von Mises

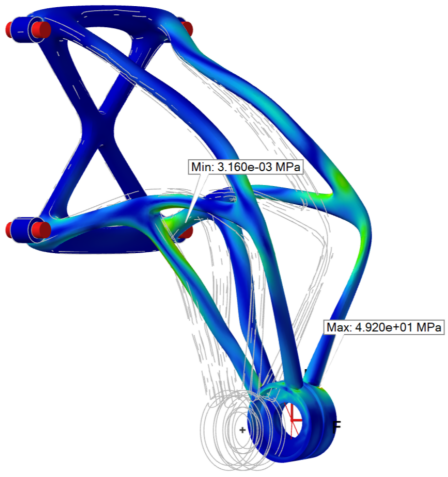


Fig. 4.66: Tensione equivalente di von Mises nel secondo design sottoposto alla sterzata a sinistra.

L'esame delle tensioni equivalenti individua un picco massimo di von Mises pari a 49,20 MPa, concentrato nelle regioni di raccordo inferiore.

Il coinvolgimento attivo dei bracci è evidente nella distribuzione delle azioni derivanti dalla sterzata. La struttura distribuisce efficacemente l'energia di de-

formazione elastica e le forze applicate senza manifestare gradienti tensionali anomali.

Percentuale di snervamento

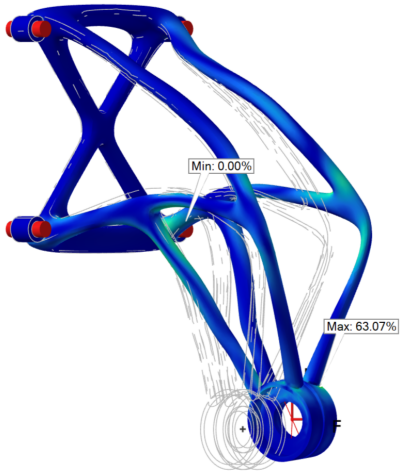


Fig. 4.67: Percentuale di snervamento nel secondo design sottoposto alla sterzata a sinistra.

L'indice di snervamento raggiunge un valore di picco pari al 63,07%, evidenziando che il polimero impiega una quota rilevante della propria soglia di elasticità utile sotto l'azione combinata della svolta. Tale riscontro conferma che la configurazione opera in regime di sicurezza all'interno del dominio elastico.

Tensione e compressione

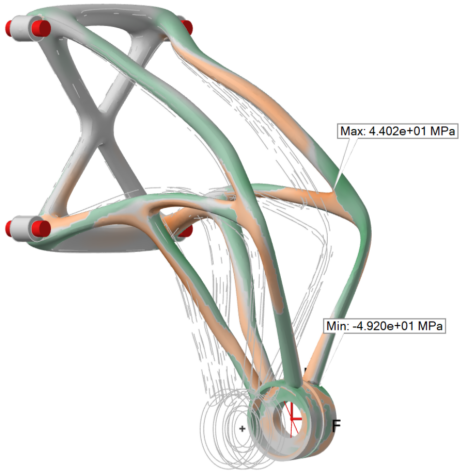


Fig. 4.68: Tensioni di trazione e compressione nel secondo design sottoposto alla sterzata a sinistra.

La mappatura delle tensioni principali indica un valore massimo in trazione di 44,02 MPa e un picco in compressione pari a −49,20 MPa. Questa configurazione riflette la risposta flessionale accentuata indotta dalla sterzata.

Le zone tese e compresse si sviluppano sui lati opposti degli elementi curvi e si concentrano nei bracci inferiori e nelle vicinanze del portamozzo, fornendo i riferimenti essenziali per le eventuali successive verifiche di instabilità elastica.

Massimo sforzo di taglio

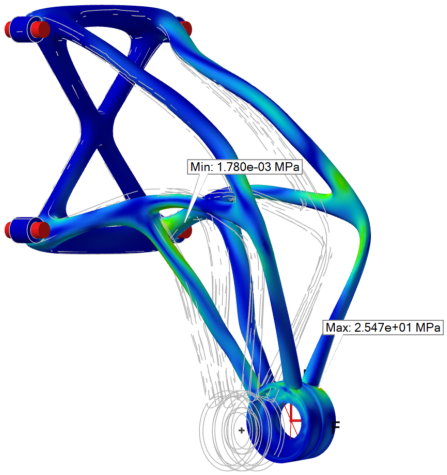


Fig. 4.69: Massimo sforzo di taglio nel secondo design sottoposto alla sterzata a sinistra.

Caso di carico: Discesa da pendio inclinato di 20°

Spostamento

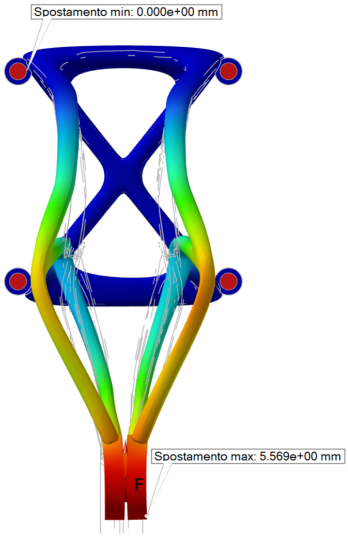


Fig. 4.70: Spostamento risultante nel secondo design sottoposto alla discesa lungo il pendio.

Durante la discesa lungo il pendio inclinato di 20°, la struttura registra uno spostamento massimo di 5,569 mm localizzato in corrispondenza del mozzo della ruota. I quattro punti di attacco vincolati al telaio rimangono immobili, mentre i bracci subiscono una flessione longitudinale coerente con l'inclinazione della forza applicata.

L'escursione si distribuisce in modo fluido lungo i montanti, confermando che la natura *compliant* del componente permette di assecondare il carico inclinato senza punti di accumulo anomali.

Fattore di sicurezza

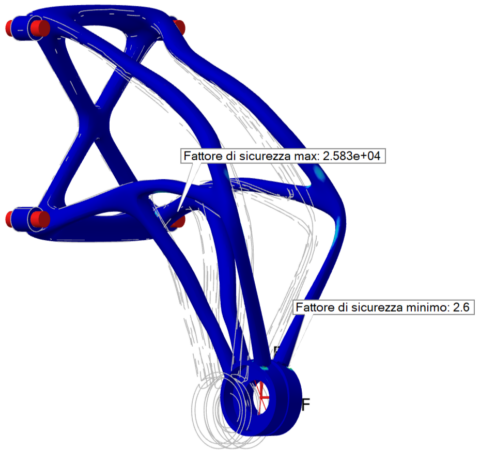


Fig. 4.71: Fattore di sicurezza nel secondo design sottoposto alla discesa lungo il pendio.

Il fattore di sicurezza si attesta a un valore minimo di 2,6, concentrandosi nelle zone di transizione e nei raccordi interni più vicini al corpo centrale. La distribuzione evidenzia come quasi tutto il volume lavori a bassi livelli di sollecitazione, a testimonianza di un percorso di carico efficiente che non sovraccarica le sezioni flessibili.

Tensione equivalente di von Mises

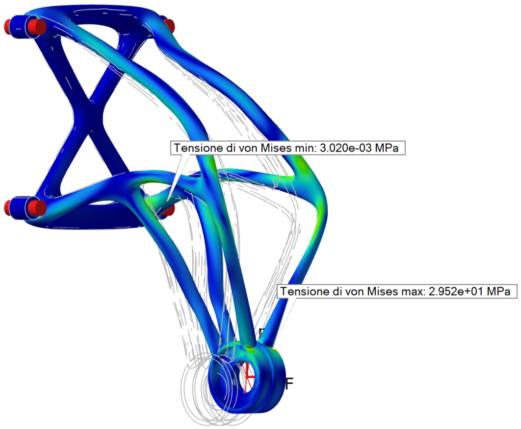


Fig. 4.72: Tensione equivalente di von Mises nel secondo design sottoposto alla discesa lungo il pendio.

Le tensioni equivalenti di von Mises raggiungono un picco massimo di 29,52 MPa in corrispondenza dei raccordi centrali. Trattandosi di un valore inferiore alla metà della soglia limite elastica del PEEK nel modello isotropo, il componente opera stabilmente all'interno del dominio elastico lineare.

Le linee di flusso dello sforzo si propagano lungo i montanti con continuità, confermando che la geometria asseconda in modo naturale l'azione combinata della pendenza senza evidenziare picchi critici.

Percentuale di snervamento

La percentuale di snervamento massima si attesta al 37,84%, indicando che il materiale impegna una quota moderata della propria capacità elastica utile. Tale riscontro conferma una risposta ampiamente cautelativa.

I valori di picco rimangono localizzati nei nodi di raccordo interni, deputati a trasmettere la spinta inclinata verso i vincoli allo chassis. L'ampio margine residuo garantisce la totale reversibilità della deformazione ed esclude il rischio di deformazioni plastiche permanenti.

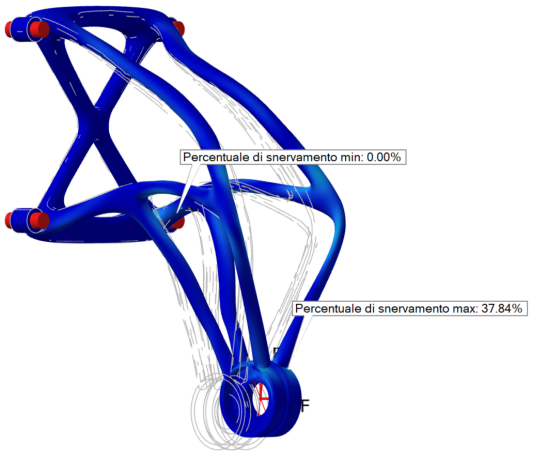


Fig. 4.73: Percentuale di snervamento nel secondo design sottoposto alla discesa lungo il pendio.

Tensione e compressione

L'analisi delle tensioni principali evidenzia un picco di trazione pari a 25,75 MPa e una compressione massima di −29,52 MPa. La coesistenza di questi stati riflette la flessione e il taglio a cui i bracci sono sottoposti per effetto della pendenza longitudinale.

Le compressioni si distribuiscono lungo i profili interni dei montanti, lasciando le superfici opposte in regime di trazione. Tale andamento bilanciato mostra una risposta regolare della struttura.

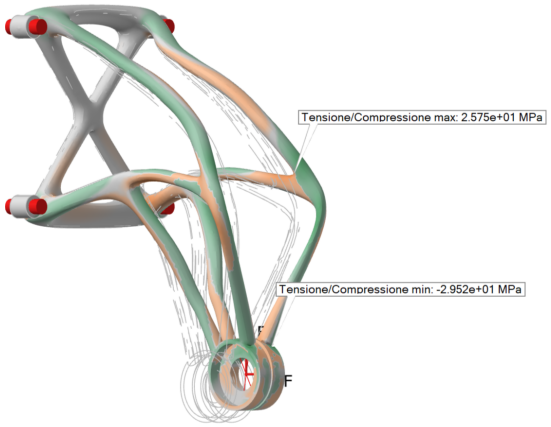


Fig. 4.74: Tensioni di trazione e compressione nel secondo design sottoposto alla discesa lungo il pendio.

Massimo sforzo di taglio

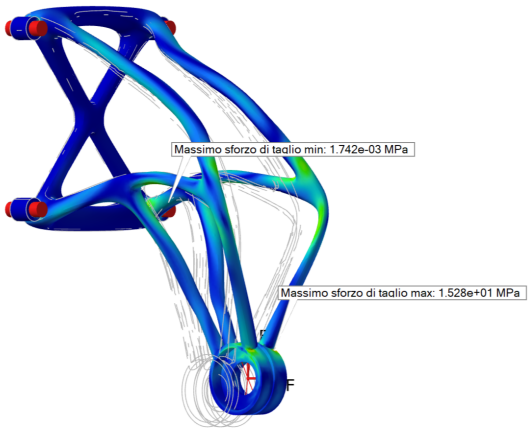


Fig. 4.75: Massimo sforzo di taglio nel secondo design sottoposto alla discesa lungo il pendio.

Lo sforzo di taglio massimo si attesta a 15,28 MPa, confermando sollecitazioni tangenziali contenute e prive di picchi anomali. Le concentrazioni maggiori rimangono confinate ai raccordi intermedi e alle intersezioni geometriche.

Il componente gestisce efficacemente le azioni di taglio indotte dalla discesa, escludendo rischi di cedimento per sforzi tangenziali nel modello continuo del materiale.

Casi di carico: Impatto verticale e impatto verticale severo

Spostamento

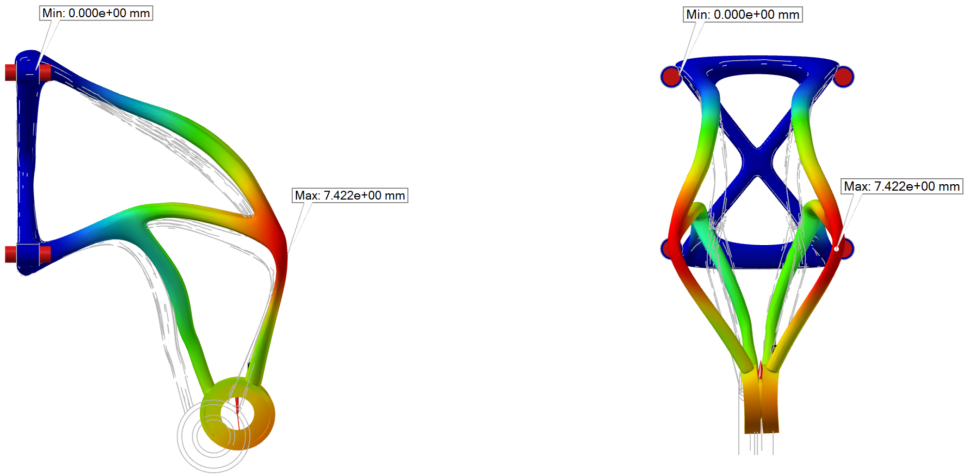


Fig. 4.76: Spostamento nel secondo design sotto impatto verticale (750 N).

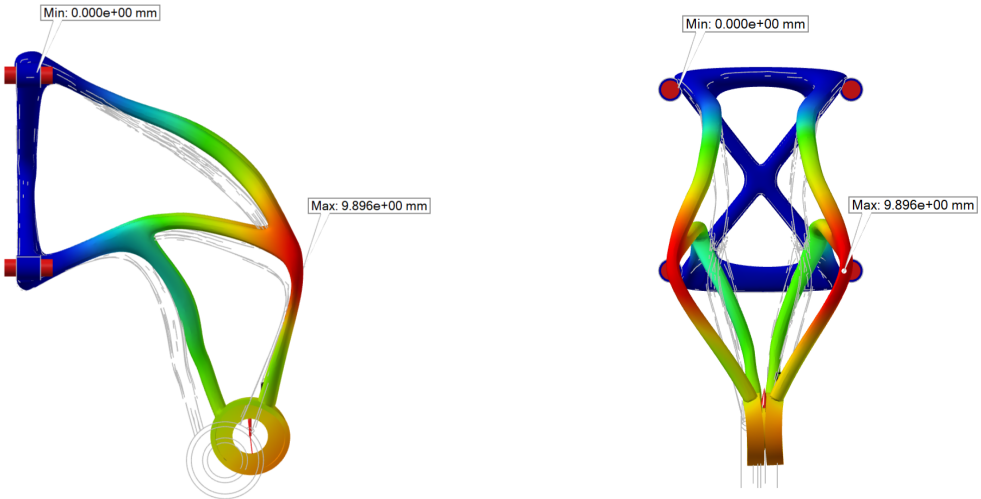


Fig. 4.77: Spostamento nel secondo design sotto impatto verticale severo (1000 N).

Sotto l'azione dell'impatto verticale pari a 750 N, il campo deformativo registra un valore di picco pari a 7,422 mm in corrispondenza del mozzo ruota, mentre i punti di attacco vincolati al telaio mostrano uno spostamento nullo. L'escursione si mantiene su livelli contenuti grazie alla capacità della struttura di distribuire il carico mediante una flessione elastica distribuita lungo i montanti. Passando alla condizione di impatto verticale severo di 1000 N, lo spostamento massimo scala proporzionalmente a 9,896 mm.

Il rapporto tra gli spostamenti, pari a circa 1,33, coincide con il rapporto tra i carichi applicati. Ciò è coerente con la linearità della risposta del modello numerico adottato al crescere del carico. L'andamento cromatico in entrambe le

configurazioni mostra una propagazione fluida del movimento, senza evidenziare discontinuità locali o anomalie deformative e garantendo la corretta conservazione della geometria d'insieme del gruppo ruota.

Fattore di sicurezza

La mappa del fattore di sicurezza per il carico d'impatto standard evidenzia un limite minimo pari a 2,1, localizzato nei raccordi e nelle sezioni di transizione maggiormente sollecitate dal carico. Nel subcase severo, l'incremento della forza applicata riduce fisiologicamente il margine minimo a 1,6.

Il dimensionamento risulta efficiente e non penalizza la stabilità globale del volume. Le aree a minore intensità rimangono strettamente circoscritte ai nodi geometrici di passaggio degli sforzi, i quali gestiscono l'incremento di carico senza mostrare cedimenti strutturali.

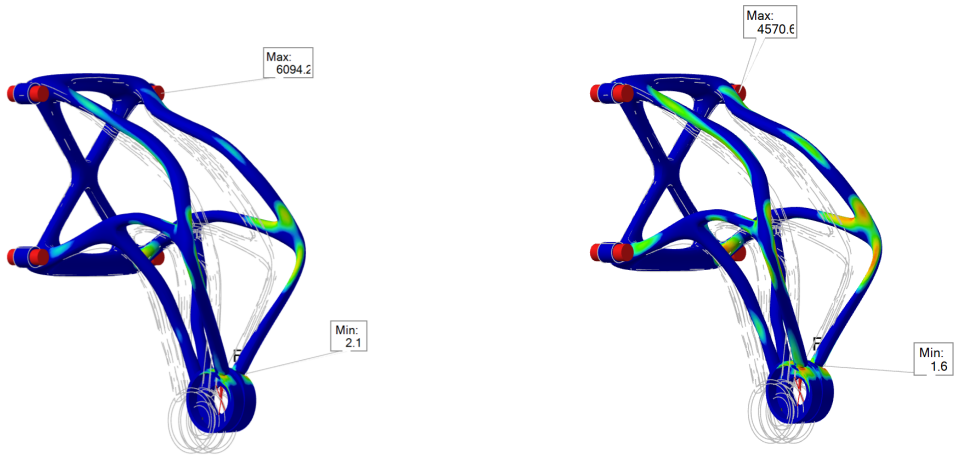


Fig. 4.78: Fattore di sicurezza sotto impatto verticale (a sinistra) e severo (a destra).

Tensione equivalente di von Mises

L'esame delle tensioni equivalenti sotto impatto nominale restituisce un picco massimo di von Mises pari a 36,45 MPa, localizzato nelle regioni di raccordo centrale. Nel caso di carico più gravoso, tale valore sale a 48,60 MPa, confermando una progressione lineare coerente con il rapporto dei carichi applicati. In entrambe le condizioni, il picco si colloca al di sotto della tensione limite del materiale nel modello, attestando che la soglia limite non viene superata. Il flusso tensionale scorre lungo i montanti con transizioni morbide e prive di discontinuità, evidenziando una distribuzione ottimale del carico su tutta la geometria *compliant*. La risposta globale conferma l'assenza di criticità strutturali anche sotto l'azione del carico più severo.

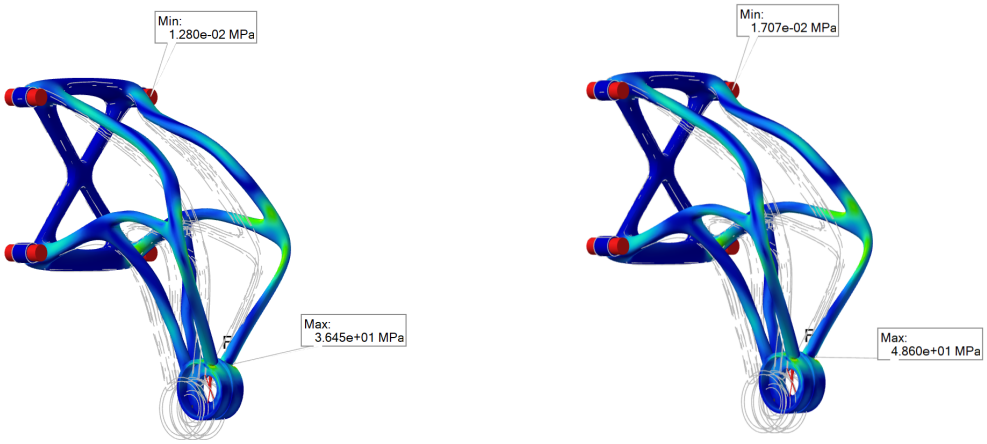


Fig. 4.79: Tensione equivalente di von Mises sotto impatto verticale (a sinistra) e severo (a destra).

Percentuale di snervamento

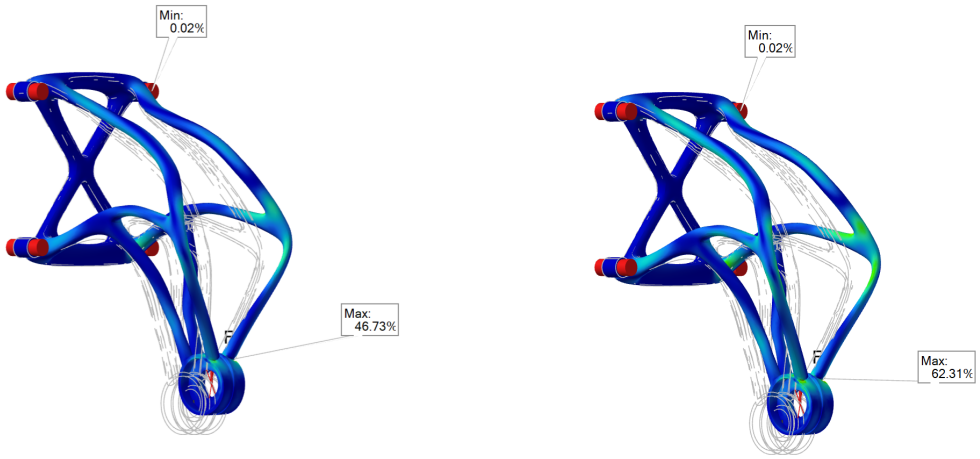


Fig. 4.80: Percentuale di snervamento sotto impatto verticale (a sinistra) e severo (a destra).

L'indice di snervamento raggiunge un valore massimo del 46,73% nel caso standard, mentre sale al 62,31% nella condizione severa. Questo incremento dimostra che il polimero, pur impegnando una frazione maggiore della propria capacità deformativa utile, opera stabilmente in condizioni di sicurezza conservativa all'interno del dominio elastico.

Le zone più sollecitate si concentrano coerentemente nei nodi di interconnessione interni, confermando che tali sezioni gestiscono efficacemente il picco di carico verticale diretto verso i vincoli fissi del telaio.

Tensione e compressione

La mappatura delle tensioni principali per l'impatto nominale indica un picco di trazione pari a 43,19 MPa e un valore massimo in compressione di 36,45 MPa. Nel subcase severo, i valori si adeguano di conseguenza, registrando una trazione massima di 57,58 MPa e una compressione di 48,60 MPa. La coesistenza di questi stati tensionali riflette la risposta flessionale uniforme dei bracci sotto l'azione dell'impatto verticale.

Le regioni compresse si distribuiscono lungo i profili interni, mentre le superfici tese occupano i lati opposti dei montanti curvi. Tale assetto bilanciato garantisce una risposta pulita del componente in entrambe le intensità di carico, pur richiedendo attenzione nelle successive verifiche di buckling per i membri esposti a compressione elevata.

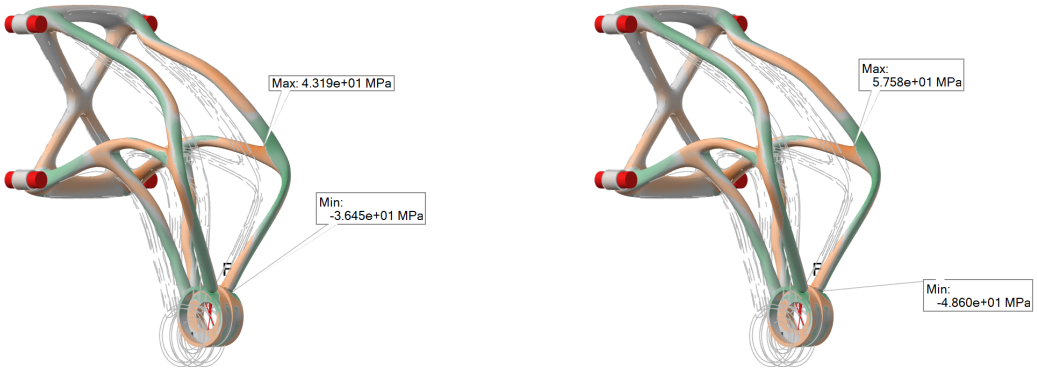


Fig. 4.81: Tensioni di trazione e compressione sotto impatto verticale (a sinistra) e severo (a destra).

Massimo sforzo di taglio

Lo sforzo di taglio si attesta a un valore massimo di 18,95 MPa per il carico di impatto standard, mentre raggiunge i 25,27 MPa nella condizione severa, delineando in entrambi i casi un quadro di sollecitazioni tangenziali coerente con l'intensità del carico. Le aree di maggiore intensità interessano i raccordi geometrici intermedi e le zone di transizione verso il mozzo.

Questo profilo conferma la corretta gestione delle azioni di taglio indotte dall'impatto verticale, senza evidenziare concentrazioni locali anomale di sforzo tangenziale nel modello.

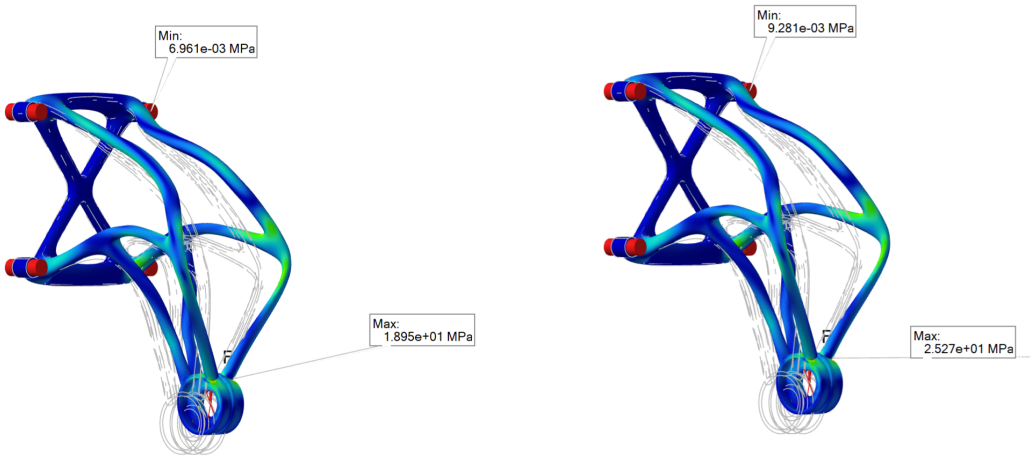


Fig. 4.82: Massimo sforzo di taglio sotto impatto verticale (a sinistra) e severo (a destra).

Caso di carico: Impatto frontale con roccia

Spostamento

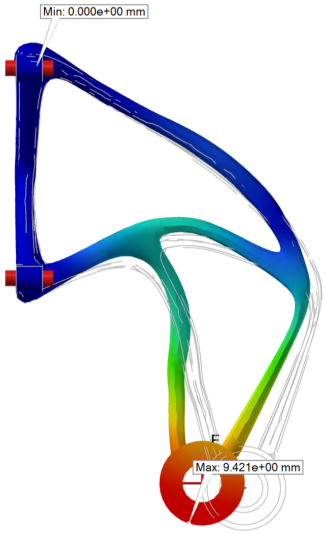


Fig. 4.83: Spostamento nel secondo design sottoposto all'impatto frontale contro la roccia.

Sotto l'azione dell'impatto frontale contro la roccia, il campo deformativo registra un valore di picco pari a 9,421 mm in corrispondenza del mozzo ruota, mentre i punti di attacco vincolati al telaio mostrano uno spostamento nullo. Questa escursione evidenzia la cedevolezza della struttura *compliant* nel sostenere e redistribuire l'energia d'urto longitudinale impressa dall'ostacolo.

La deformazione si propaga con gradualità lungo i bracci principali, confermando una risposta continua e priva di punti di accumulo anomali. Tale mobilità assicura che il componente riesca a limitare la trasmissione delle azioni di carico verso il telaio.

Fattore di sicurezza

La mappa del fattore di sicurezza evidenzia un limite minimo pari a 2,2, localizzato nelle sezioni di raccordo e lungo i montanti più esposti all'azione combinata del carico di impatto frontale.

Le aree con margini ridotti si distribuiscono lungo i percorsi di carico principali, mentre il resto del volume gode di ampie zone di sicurezza. Questa configurazione dimostra che la struttura sfrutta in modo mirato la propria resistenza per fronteggiare l'energia dell'impatto senza incorrere in cedimenti strutturali.

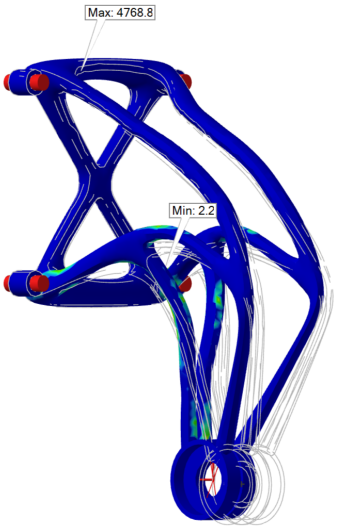


Fig. 4.84: Fattore di sicurezza nel secondo design sottoposto all'impatto frontale contro la roccia.

Tensione equivalente di von Mises

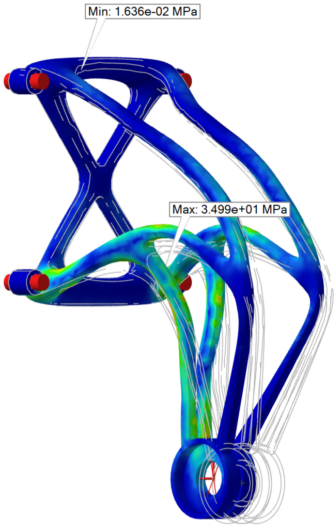


Fig. 4.85: Tensione equivalente di von Mises nel secondo design sottoposto all'impatto frontale contro la roccia.

L'esame delle tensioni equivalenti restituisce un valore massimo di von Mises pari a 34,99 MPa, localizzato in corrispondenza dei raccordi interni più sollecitati.

Questo picco si colloca ampiamente al di sotto della tensione limite elastica del PEEK isotropo nel modello, attestando il mantenimento della risposta all'interno del dominio elastico.

Il flusso tensionale si distribuisce lungo i montanti con transizioni regolari, evidenziando come la geometria cedevole riesca a disperdere l'energia del carico di impatto frontale evitando concentrazioni puntiformi pericolose.

Percentuale di snervamento

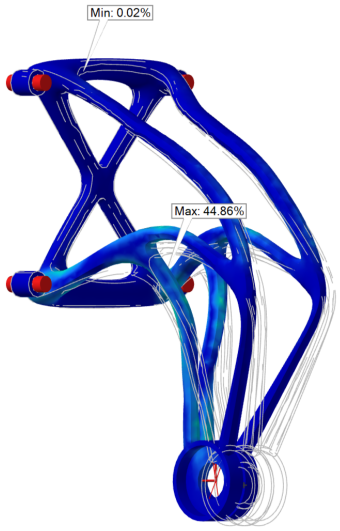


Fig. 4.86: Percentuale di snervamento nel secondo design sottoposto all'impatto frontale contro la roccia.

L'indice di snervamento raggiunge un valore massimo del 44,86%, evidenziando che il materiale polimerico impiega una quota moderata della propria capacità di deformazione elastica utile. Questo impegno riflette la severità della condizione di carico, garantendo che la struttura operi interamente al di sotto della soglia di plasticizzazione.

Tensione e compressione

La mappatura delle tensioni principali indica un picco di trazione pari a 29,08 MPa e un valore massimo in compressione di −34,99 MPa. La coesistenza di questi stati tensionali evidenzia una risposta flessionale intensa indotta dall'impatto longitudinale con l'ostacolo.

Le regioni compresse si distribuiscono lungo i profili interni dei bracci, mentre le superfici tese occupano i lati opposti. Tale assetto sollecita i membri strutturali, fornendo i riferimenti necessari per le successive verifiche nei confronti dei fenomeni di instabilità elastica.

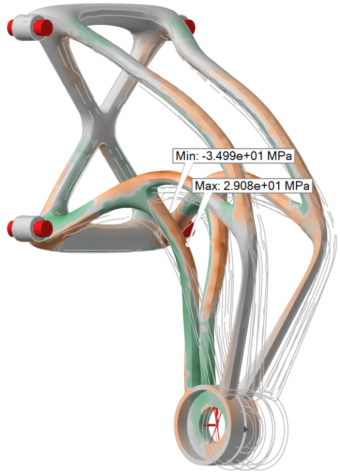


Fig. 4.87: Tensioni di trazione e compressione nel secondo design sottoposto all'impatto frontale contro la roccia.

Massimo sforzo di taglio

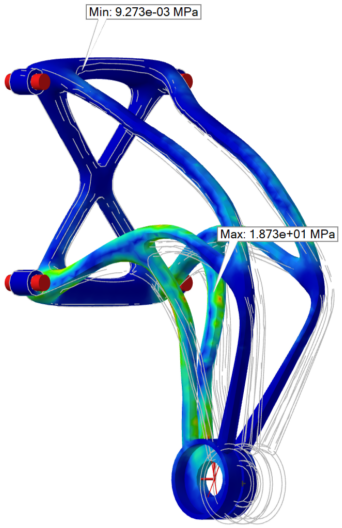


Fig. 4.88: Massimo sforzo di taglio nel secondo design sottoposto all'impatto frontale contro la roccia.

Lo sforzo di taglio si attesta a un valore massimo di 18,73 MPa, delineando un quadro di sollecitazioni tangenziali coerente con l'entità del carico d'urto. Le aree di maggiore intensità interessano i raccordi geometrici e le zone di transizione verso la struttura centrale.

Questo profilo conferma la corretta distribuzione delle azioni di taglio generate dall'impatto frontale, senza evidenziare concentrazioni locali anomale di sforzo tangenziale critiche per il materiale.

Caso di carico: Impatto obliquo contro roccia e sterzata con $F_{x,\mathrm{pos}}$

Spostamento

Sotto l'azione combinata dell'impatto obliquo con la roccia e della sterzata con componente longitudinale positiva ($F_{x,\mathrm{pos}}$), il campo deformativo registra un valore di picco pari a 28,41 mm in corrispondenza del mozzo ruota. Questa notevole escursione riflette la severità della condizione di carico multiassiale, in cui la struttura *compliant* deve gestire simultaneamente forze longitudinali, trasversali e verticali elevate.

La deformazione si sviluppa con continuità lungo i bracci esterni, evidenziando una risposta cinematica estesa ma ordinata che evita instabilità localizzate sul portamozzo. Tale mobilità permette al componente di assecondare il carico obliquo preservando l'integrità strutturale degli ancoraggi vincolati al telaio.

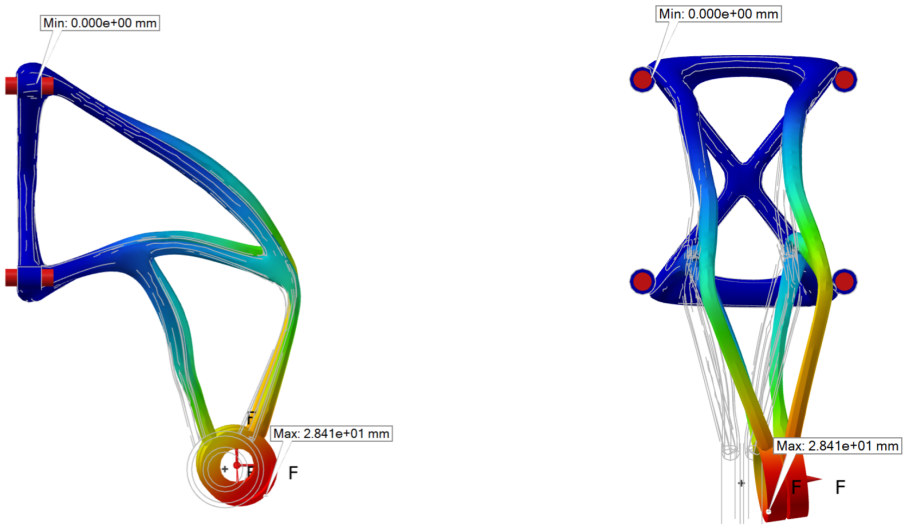


Fig. 4.89: Spostamento nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\mathrm{pos}}$.

Fattore di sicurezza

La mappa del fattore di sicurezza evidenzia un limite minimo pari a 1,4, concentrato nelle regioni di transizione geometrica e lungo i montanti maggiormente sollecitati dalla combinazione di carico e sterzata.

Le aree con i valori più bassi rimangono circoscritte ai tratti di raccordo critici, mentre il resto del volume gode di ampie zone di sicurezza. Questa distribuzione testimonia l'efficacia del percorso di carico nello smaltire le azioni multidirezionali senza innescare cedimenti.

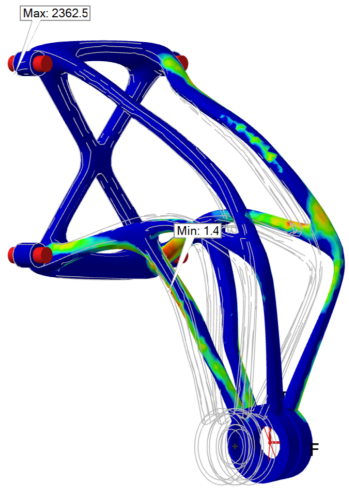


Fig. 4.90: Fattore di sicurezza nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$.

Tensione equivalente di von Mises

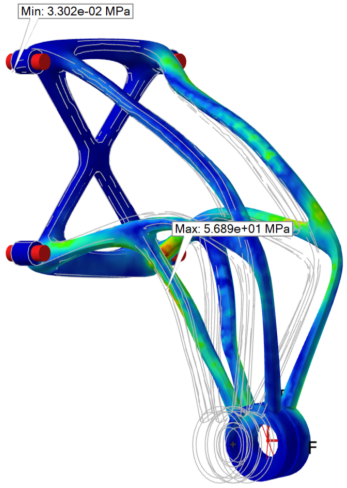


Fig. 4.91: Tensione equivalente di von Mises nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$.

Dalla mappa si ricava un picco massimo di von Mises pari a 56,89 MPa, localizzato in corrispondenza dei nodi di raccordo intermedi. Pur trattandosi di un livello sollecitatorio particolarmente elevato, esso rimane al di sotto della soglia limite del materiale, con conseguente mantenimento della risposta all'interno del campo elastico.

Percentuale di snervamento

L'indice di snervamento raggiunge un valore massimo del 68,11%, evidenziando che il materiale polimerico sfrutta una frazione considerevole della propria capacità deformativa elastica utile. Questo impegno marcato sottolinea la criticità del

subcase, garantendo comunque che la struttura operi interamente al di sotto della soglia di plasticizzazione.

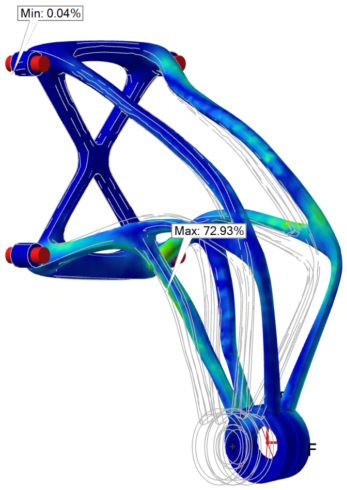


Fig. 4.92: Percentuale di snervamento nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$.

Tensione e compressione

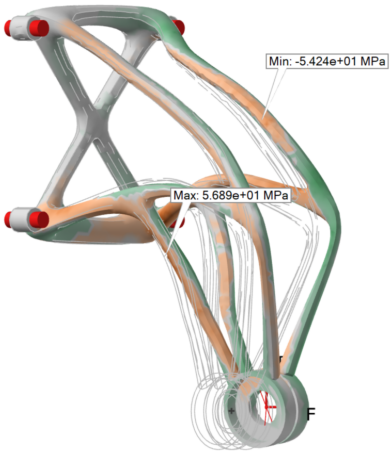


Fig. 4.93: Tensioni di trazione e compressione nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$.

La mappatura delle tensioni principali indica un picco di trazione pari a 56,89 MPa e un valore massimo in compressione di $-54{,}24$ MPa. La coesistenza di questi stati tensionali intensi riflette la complessa combinazione di flessione, torsione e carico assiale. Le regioni compresse si distribuiscono lungo i profili interni dei bracci, mentre le superfici tese occupano i lati opposti. Tale assetto sollecita in modo severo i componenti strutturali, ponendo in evidenza la necessità di verifiche puntuali nei confronti dei fenomeni di buckling.

Massimo sforzo di taglio

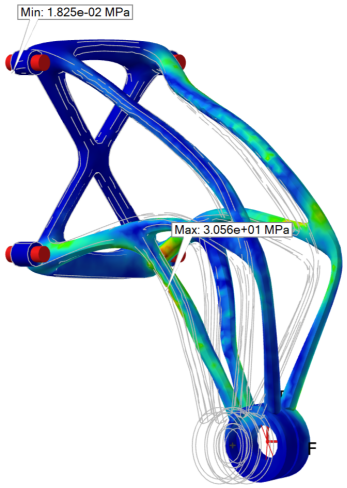


Fig. 4.94: Massimo sforzo di taglio nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$.

Lo sforzo di taglio si attesta a un valore massimo di 30,56 MPa, delineando un quadro di sollecitazioni tangenziali significativo e coerente con il caso di carico. Le aree di maggiore intensità interessano i nodi geometrici e i raccordi di collegamento con il mozzo.

Questo profilo conferma la corretta gestione delle azioni tangenziali trasversali, senza evidenziare, nel modello, concentrazioni locali rilevanti di sforzo tangenziale critiche per il materiale nel modello omogeneo.

Caso di carico: Impatto obliquo contro roccia e sterzata con $\mathbf{F_{x,neg}}$

Spostamento

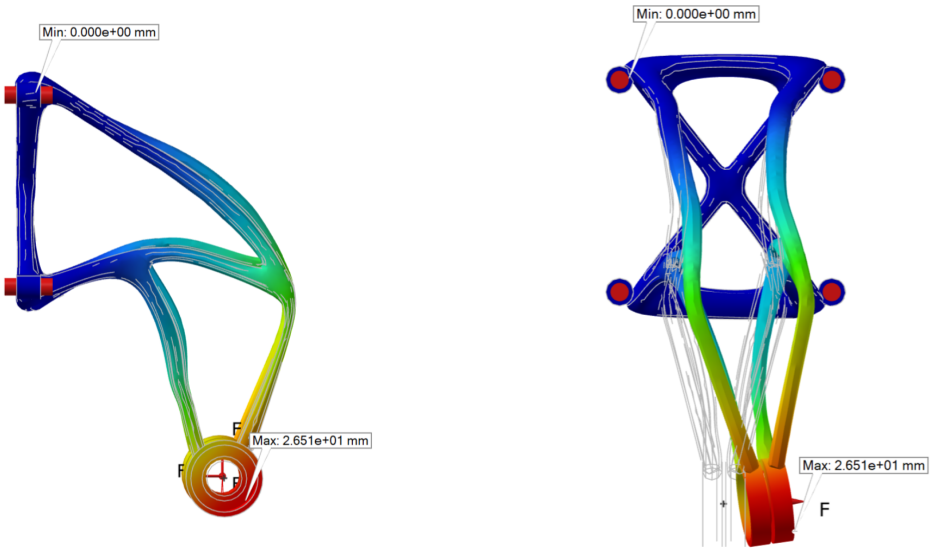


Fig. 4.95: Spostamento nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$.

L'impatto obliquo con la roccia, abbinato alla sterzata con componente longitudinale negativa ($F_{x,\text{neg}}$), restituisce un campo deformativo con un valore di picco pari a 26,51 mm in corrispondenza del mozzo ruota. Tale escursione riflette la severità e la complessità della condizione di carico multiassiale.

La deformazione si sviluppa con continuità lungo i bracci esterni, evidenziando una risposta cinematica estesa ma ordinata che permette alla struttura *compliant* di assecondare l'urto combinato preservando l'integrità degli ancoraggi fissati al telaio.

Fattore di sicurezza

La mappa del fattore di sicurezza evidenzia un limite minimo pari a 1,5, confermando una riserva di resistenza superiore alla soglia minima di progetto fissata a 1,3 anche in questo scenario limite.

Le aree con i valori più bassi si concentrano lungo i tratti di raccordo critici e i montanti esposti al carico multidirezionale, mentre il resto del volume gode di ampie zone di sicurezza, a testimonianza dell'efficacia del percorso di carico.

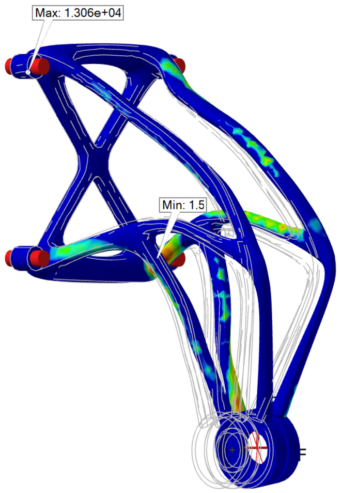


Fig. 4.96: Fattore di sicurezza nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$.

Tensione equivalente di von Mises

Il picco massimo di von Mises è pari a 53,13 MPa, localizzato in corrispondenza dei nodi di raccordo interni più sollecitati. Pur trattandosi di un livello sollecitatorio elevato, esso rimane al di sotto della tensione limite elastica del materiale polimerico, garantendo il mantenimento della risposta all'interno del campo elastico.

Il flusso tensionale scorre lungo i montanti con transizioni regolari, confermando che la geometria distribuisce l'energia dell'impatto obliquo senza generare concentrazioni puntiformi anomale.

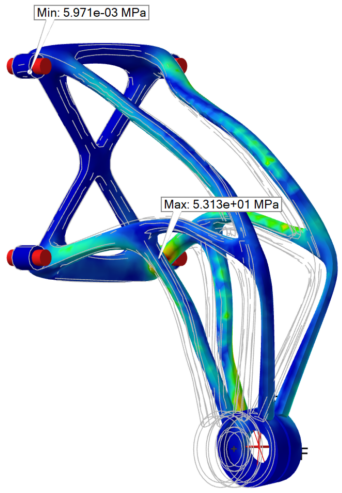


Fig. 4.97: Tensione equivalente di von Mises nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$.

Percentuale di snervamento

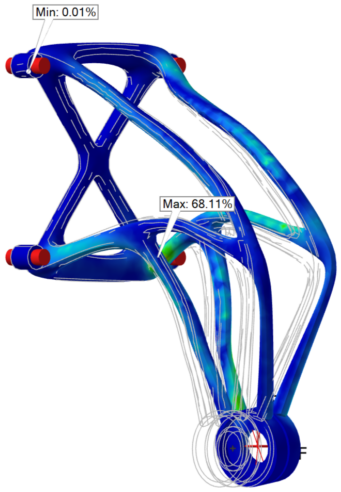


Fig. 4.98: Percentuale di snervamento nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$.

L'indice di snervamento raggiunge un valore massimo del 68,11%, evidenziando che il polimero sfrutta una quota considerevole della propria capacità deformativa elastica utile. Questo impegno marcato sottolinea la severità del subcase, operando tuttavia interamente al di sotto della soglia di plasticizzazione.

Tensione e compressione

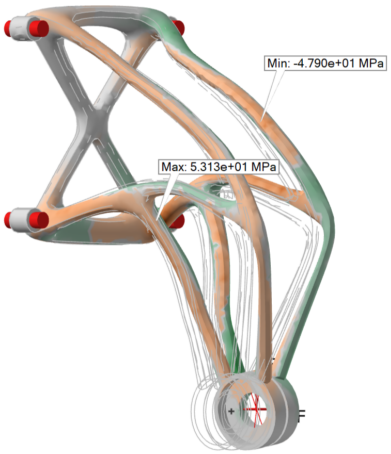


Fig. 4.99: Tensioni di trazione e compressione nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$.

La mappatura delle tensioni principali indica un picco di trazione pari a 44,02 MPa e un valore massimo in compressione di −47,90 MPa. La coesistenza di questi stati tensionali intensi riflette la complessa combinazione di flessione, taglio e carico assiale indotta dall'inversione della componente longitudinale.

Le regioni compresse si distribuiscono lungo i profili interni dei bracci, mentre le superfici tese occupano i lati opposti.

Massimo sforzo di taglio

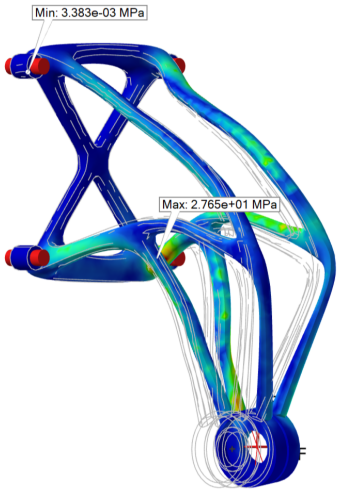


Fig. 4.100: Massimo sforzo di taglio nel secondo design sottoposto all'impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$.

Lo sforzo di taglio si attesta a un valore massimo di 27,65 MPa, delineando un quadro di sollecitazioni tangenziali significativo e coerente con la gravità del carico

d'urto combinato. Le aree di maggiore intensità interessano i nodi geometrici e i raccordi verso la struttura centrale.

Tab. 4.8: Sintesi dei risultati dell'analisi lineare per tutti i casi di carico del secondo design.

Caso di carico	δ_{max} [mm]	FoS$_{min}$	$\sigma_{vM,max}$ [MPa]	Snerv. max	σ_{tr} [MPa]	σ_{comp} [MPa]	τ_{max} [MPa]
Peso statico	2,474	4,4	17,88	22,93%	14,40	−17,88	9,254
Frenata	7,603	2,3	34,41	44,12%	25,94	−34,41	19,14
Sterzata a Dx	11,18	1,8	43,46	55,72%	43,03	−43,46	22,93
Sterzata a Sx	12,22	1,6	49,20	63,07%	44,02	−49,20	25,47
Discesa pendio (20°)	5,569	2,6	29,52	37,84%	25,75	−29,52	15,28
Impatto verticale	7,422	2,1	36,45	46,73%	43,19	−36,45	18,95
Impatto verticale severo	9,896	1,6	48,60	62,31%	57,58	−48,60	25,27
Impatto frontale con roccia	9,421	2,2	34,99	44,86%	29,08	−34,99	18,73
Impatto obliquo ($F_{x,pos}$)	28,41	1,4	56,89	72,93%	56,89	−54,24	30,56
Impatto obliquo ($F_{x,neg}$)	26,51	1,5	53,13	68,11%	44,02	−47,90	27,65

Analisi di Buckling

La stabilità elastica della struttura è stata verificata tramite un'analisi lineare agli autovalori, calcolando il fattore di carico critico di instabilità per ciascuna condizione operativa esaminata. I risultati dimostrano che il componente gode di un margine positivo in tutti gli scenari previsti, rimanendo al di sopra della soglia di collasso elastico.

I valori ottenuti sono raccolti nella Tabella 4.9. Si nota subito una netta separazione tra le condizioni di marcia ordinaria, che presentano fattori molto elevati, e gli scenari di carico di impatto, nei quali i coefficienti assumono i valori più contenuti.

Tab. 4.9: Fattori di carico di instabilità per i primi tre modi nei diversi casi di carico del secondo design.

Condizione di carico	BLF 1	BLF 2	BLF 3
Peso statico	6,35	9,49	11,04
Frenata	3,42	5,89	6,58
Sterzata a Dx	4,30	4,47	−5,15*
Sterzata a Sx	4,40	4,51	−5,36*
Discesa pendio (20°)	6,63	7,04	7,40
Impatto verticale	2,94	4,70	5,31
Impatto verticale severo	2,21	3,52	3,98
Impatto frontale con roccia	2,26	4,03	4,59
Impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,pos}$	2,08	2,50	3,11
Impatto obliquo con roccia e sterzata con $F_{x,neg}$	1,95	3,03	3,22

* Il valore negativo indica che il modo è associato all'inversione del verso del carico di riferimento nella formulazione agli autovalori. La sua rilevanza dipende dai versi di carico fisicamente possibili.



Fig. 4.101: Forme modali del primo modo di buckling per i due scenari più critici in assoluto: impatto obliquo con sterzata $F_{x,\text{neg}}$ (BLF = 1,95, sinistra) e impatto obliquo con sterzata $F_{x,\text{pos}}$ (BLF = 2,08, destra).

I margini più ristretti si concentrano nei casi di carico d'urto e nelle condizioni in cui agiscono contemporaneamente forze longitudinali e trasversali di grande intensità, registrando i due valori minimi assoluti nell'impatto obliquo e sterzata con $F_{x,\text{neg}}$ (BLF = 1,95) e nell'impatto obliquo e sterzata con $F_{x,\text{pos}}$ (BLF = 2,08). L'analisi visiva delle densità di energia e delle relative forme modali permette di escludere la presenza di singolarità numeriche o anomalie legate ai vincoli, evidenziando deformate flessionali regolari e continue lungo lo sviluppo dei montanti compressi.

Tra tutte le condizioni, l'impatto obliquo abbinato alla sterzata in direzione negativa rappresenta la configurazione più gravosa dell'intera analisi, toccando il minimo di 1,95. Questo risultato dimostra che l'inversione della componente longitudinale, unita al carico di impatto, spinge i montanti obliqui interni verso il carico critico elastico associato al modo di instabilità calcolato, trovando perfetta coerenza con i picchi di compressione già evidenziati nelle mappe tensionali. Nonostante il fattore rimanga superiore a uno e quindi indichi che, nel modello lineare ideale, il carico di riferimento è inferiore al carico critico associato al modo considerato, un margine prossimo o inferiore a due richiede particolare attenzione nella gestione della snellezza geometrica, soprattutto in vista della realizzazione e della validazione sperimentale del componente in PEEK. Inoltre, occorre considerare che nel caso di geometrie realizzate tramite manifattura additiva, le inevitabili imperfezioni superficiali e i vuoti interni (porosità) agiscono come difetti geometrici iniziali, i quali tendono ad abbassare drasticamente il carico critico reale rispetto a quello teorico ricavato dall'analisi lineare.

Analisi modale

La dinamica strutturale del secondo design è stata indagata mediante un'analisi modale lineare, volta a determinare le frequenze proprie e le relative forme modali di vibrazione libera. L'individuazione dello spettro di frequenza risulta

fondamentale per escludere fenomeni di risonanza legati alle eccitazioni operative del rover e valutare la rigidità dinamica complessiva del componente in PEEK.

I valori delle prime cinque frequenze proprie estratte dal modello sono raccolti nella Tabella 4.10, mentre le principali configurazioni deformate consentono di identificare i canali di deformazione prevalenti.

Tab. 4.10: Frequenze proprie associate ai primi cinque modi di vibrazione del secondo design.

Modo di vibrazione	**Frequenza [Hz]**
Modo 1	74,19
Modo 2	116,27
Modo 3	153,68
Modo 4	158,03
Modo 5	230,29

Il primo modo di vibrazione, localizzato a una frequenza di 74,19 Hz, rappresenta la frequenza fondamentale della struttura *compliant*. La deformata associata evidenzia un moto flessionale e trasversale globale in cui il gruppo del portamozzo oscilla lateralmente rispetto ai quattro punti di ancoraggio vincolati al telaio. Considerando che un rover lunare opera a regimi di traslazione molto lenti, le frequenze cinematiche dominanti indotte dalle asperità del terreno e dai motoriduttori si concentrano tipicamente in un range di basse frequenze (spesso inferiore ai $15 \div 20$ Hz). Anche assumendo come riferimento di progetto una banda di eccitazione molto ampia e cautelativa estesa fino ai 50 Hz, avere una frequenza fondamentale di 74,19 Hz garantisce un disaccoppiamento dinamico eccellente, assicurando che il componente, preso isolato, non incorra in fenomeni di risonanza durante le fasi operative.



Fig. 4.102: Forma modale del Modo 1 (74,19 Hz, a sinistra) e del Modo 2 (116,27 Hz, a destra).

Il secondo modo (116,27 Hz) e i successivi modi superiori (153,68 Hz per il Modo

3, 158,03 Hz per il Modo 4 e 230,29 Hz per il Modo 5) coinvolgono deformazioni torsionali e flessionali più complesse dei montanti longitudinali e dei bracci obliqui. In particolare, la presenza della coppia di modi ravvicinati tra i 153 e i 158 Hz riflette la simmetria geometrica e la distribuzione bilanciata della massa lungo i lati della struttura, confermando l'assenza di singolarità dinamiche o cedimenti localizzati nello spettro esaminato.

4.3.5 Validazione dinamica del modello e risposta transitoria

A valle delle analisi statiche lineari condotte in ambiente Altair® Inspire™ si è reso necessario validare le assunzioni fatte sui carichi operativi, verificando l'effettiva natura quasi-statica delle manovre lente e giustificando l'impiego dei Carichi Statici Equivalenti (ESL) per la simulazione degli urti severi tramite un'analisi in MATLAB®.

A tale scopo, il componente è stato modellato analiticamente come un oscillatore elementare a un grado di libertà (SDOF, *Single Degree of Freedom*) costituito da una massa, una molla e uno smorzatore. L'equazione differenziale del moto che governa la risposta transitoria del sistema è:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + k_{eq}x(t) = F(t) \tag{4.11}$$

I parametri del modello dinamico sono stati così quantificati:

- **Massa inerziale (m):** considerata pari alla quota parte di massa sospesa gravante sulla singola ruota, calcolata a partire dal carico nominale per ottenere $m = 25{,}48\,\text{kg}$.
- **Rigidezza equivalente (k_{eq}):** valutata caso per caso assumendo un comportamento elastico lineare, come rapporto tra il modulo della forza totale applicata (F_{tot}) e il corrispondente spostamento massimo sul mozzo (δ_{stat}) estratto dalle analisi FEM:
$$k_{eq} = \frac{F_{tot}}{\delta_{stat}} \tag{4.12}$$
- **Coefficiente di smorzamento (c):** ricavato a partire dallo smorzamento critico del sistema. Si è assunto un fattore di smorzamento $\zeta = 0{,}05$ per tenere conto sia dell'isteresi viscoelastica intrinseca del materiale (PEEK), sia dell'attrito inter-layer distribuito tipico della manifattura additiva FDM. Il coefficiente viscoso equivalente risulta quindi:
$$c = 2\zeta\sqrt{k_{eq}m} \tag{4.13}$$

Il periodo naturale del sistema, T_n, fondamentale per discriminare il regime dinamico rispetto al tempo di applicazione del carico, è stato valutato considerando il mozzo sospeso:

$$T_n = 2\pi\sqrt{\frac{m}{k_{eq}}} \tag{4.14}$$

L'equazione differenziale è stata integrata numericamente in ambiente MATLAB®, differenziando gli scenari operativi in base alla funzione forzante $F(t)$ (Figura 4.103).

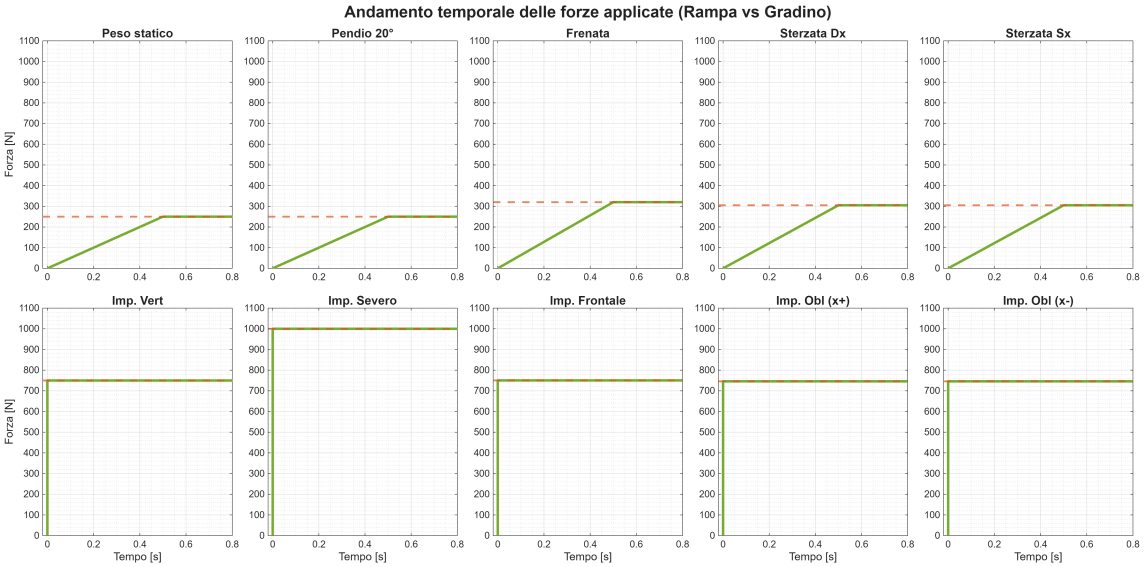


Fig. 4.103: Andamento temporale delle forze forzanti applicate al modello SDOF: profili a rampa lineare per le manovre ordinarie e profili a gradino istantaneo per gli scenari di urto.

Manovre ordinarie e regime quasi-statico

Per i primi 5 casi di carico (Peso statico, Pendio 20°, Frenata e Sterzate), la forza è stata modellata mediante una rampa lineare con un tempo di salita $t_r = 0{,}5\,\text{s}$, seguita da un tratto di mantenimento costante. Valutando il rapporto t_r/T_n, si riscontra che in tutti gli scenari questo indicatore è ampiamente superiore all'unità (compreso tra 2,49 e 5,01).

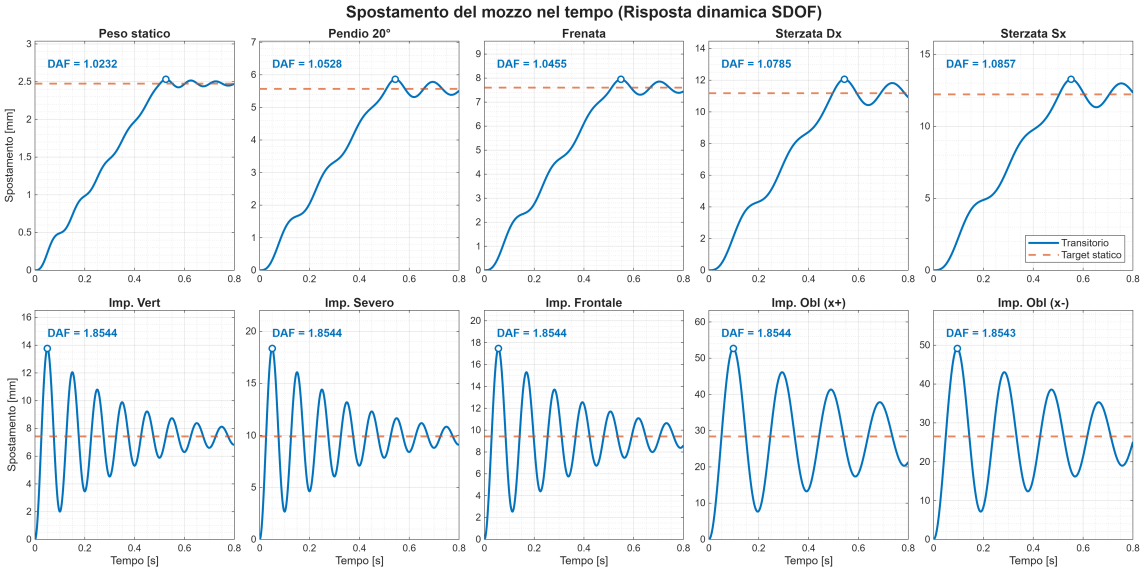


Fig. 4.104: Risposta dinamica transitoria dello spostamento del mozzo al variare del profilo di carico applicato.

L'elevato valore di tale rapporto colloca la risposta dinamica della sospensione in un regime prettamente quasi-statico. Come si evince dai tracciati di spostamento (Figura 4.104), il Fattore di Amplificazione Dinamica (DAF) si mantiene contenuto, raggiungendo un picco massimo di appena 1,0857 (+8,6%) nel caso di sterzata a sinistra. Un'amplificazione così ridotta risulta ingegneristicamente trascurabile

e convalida in via definitiva l'impiego delle simulazioni FEM statiche per il dimensionamento alle manovre ordinarie.

Carichi d'urto e analisi di sensibilità sugli ESL

Di natura diversa sono i carichi impulsivi (casi 6-10), schematizzati come forzanti a gradino istantaneo puro, le quali inducono un'amplificazione teorica massima DAF $\approx 1{,}8544$. È cruciale sottolineare che i valori massimi utilizzati nel modello (es. 1000 N per l'impatto severo) non equivalgono alla misurazione transitoria di un urto fisico reale, bensì a Carichi Statici Equivalenti (ESL). Tali carichi rappresentano già un inviluppo maggiorato e conservativo definito in fase di specifica.

Sovrapporre l'amplificazione transitoria di un gradino puro a una forzante che è, per definizione, un ESL equivarrebbe ad amplificare due volte l'effetto dinamico del medesimo impatto, generando una stima delle tensioni irrealistica, eccessivamente cautelativa e priva di riscontro fisico diretto.

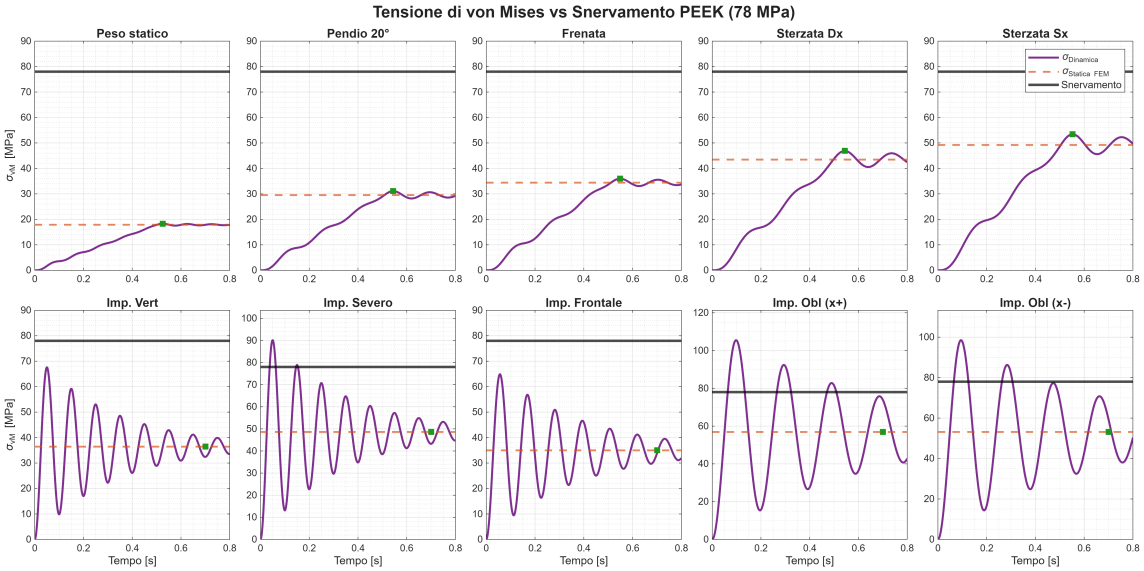


Fig. 4.105: Andamento delle tensioni equivalenti di von Mises rispetto al limite di snervamento del PEEK (78 MPa) in risposta alle diverse forzanti dinamiche.

L'imposizione del gradino transitorio va quindi interpretata esclusivamente come un'analisi di sensibilità limite (Figura 4.105). Nel caso ipotetico in cui un urto avvenisse in modo perfettamente istantaneo, senza lo smorzamento preliminare dello pneumatico e subendo l'intera amplificazione dinamica, si osserverebbe un picco tensionale transitorio di 105,50 MPa (per l'impatto obliquo). Sebbene questo valore superi il limite di snervamento del PEEK (78 MPa), il transitorio dimostra che l'energia verrebbe dissipata rapidamente grazie allo smorzamento strutturale interno ($\zeta = 0{,}05$), permettendo al componente di limitare la potenziale plasticizzazione e ricondursi velocemente in campo elastico.

Si deduce pertanto che, per i casi d'impatto analizzati, l'adozione delle tensioni statiche estratte dal modello FEM costituisca un criterio di verifica a snervamento rigoroso, conservativo e adeguato per validare l'integrità del gruppo sospensivo.

4.3.6 Vantaggi e svantaggi del design

A chiusura dell'analisi numerica, la seconda configurazione mostra un bilancio complessivo favorevole rispetto agli obiettivi di progetto, pur presentando alcuni limiti intrinseci legati alla fisica del componente e alle ipotesi di modellazione.

Vantaggi strutturali e funzionali

- **Efficacia della cedevolezza:** L'adozione di bracci snelli e curvi ha permesso di ottenere una struttura altamente deformabile, capace di escursioni elevate e di gestire i carichi mediante flessione distribuita.
- **Drastica riduzione della massa:** Il componente raggiunge un peso di soli 0,255 kg, alleggerendo in modo sensibile il gruppo ruota e riducendo drasticamente le masse non sospese del rover.
- **Rispetto dei margini di sicurezza:** Pur riducendo la rigidezza rispetto al primo design, il fattore di sicurezza teorico si mantiene sempre al di sopra della soglia minima obiettivo di 1,3 in tutte le condizioni.
- **Simmetria:** Dall'analisi dei risultati, la simmetria geometrica del pezzo facilita un corretto deflusso delle linee di sforzo lungo tutta la struttura, sfruttando in modo omogeneo la cedevolezza dei bracci.
- **Ottimizzazione per la manifattura additiva:** Il componente presenta una topologia molto più pulita rispetto al primo design. Nell'ottica della stampa FDM, ciò si traduce in una minore necessità di strutture di supporto, garantendo non solo tempi di stampa ridotti e risparmio di materiale, ma soprattutto una migliore finitura superficiale, aspetto cruciale per limitare gli inneschi di cricca a fatica tipici delle zone di rimozione dei supporti.
- **Gestione dei transitori dinamici e smorzamento intrinseco:** La validazione tramite modello SDOF ha dimostrato che la componente di smorzamento strutturale del PEEK e l'attrito del reticolo di stampa ($\zeta = 0{,}05$) sono sufficienti a dissipare rapidamente i picchi di tensione transitoria durante gli urti istantanei. Inoltre, le manovre ordinarie avvengono in pieno regime quasi-statico (DAF $\approx 1{,}08$), confermando l'assenza di criticità legate all'amplificazione dinamica delle deformazioni.

Svantaggi e limiti della modellazione

- **Sensibilità all'instabilità elastica:** A causa dell'elevata flessibilità, i bracci snelli risultano intrinsecamente più esposti a fenomeni di instabilità a carico di punta sotto sforzi di compressione (come evidenziato dal BLF minimo di 1,95), richiedendo particolare cautela in fase operativa.
- **Limitazioni dell'analisi lineare e del materiale:** L'adozione di un'analisi lineare statica con un modello isotropo convenzionale del PEEK (Tabella 4.1) non consente di cogliere appieno fenomeni tempo-dipendenti, quali il comportamento viscoelastico, il *creep* o la fatica a cicli ripetuti, tipici dei polimeri termoplastici.

- **Interpretazione preliminare per la produzione:** I risultati numerici forniscono un'indicazione teorica fondamentale che necessiterà di validazione sperimentale, poiché l'anisotropia strutturale e la qualità dell'adesione interlayer dei cordoni di deposito altereranno inevitabilmente la risposta reale rispetto al continuo omogeneo modellato.
- **Asimmetrie numeriche indotte:** Dai risultati si notano lievi asimmetrie nei campi di tensione e deformazione, pur a fronte di un modello nominalmente simmetrico. Esse sono riconducibili a piccolissimi ispessimenti locali (necessari per evitare singolarità geometriche e garantire la convergenza del solutore nei nodi critici) che introducono lievi perturbazioni nel calcolo.
- **Semplificazione della dinamica a un singolo grado di libertà:** Sebbene l'approccio SDOF abbia fornito un'ottima validazione per i carichi isolati, la risposta transitoria reale di un rover spaziale è un fenomeno *multibody* complesso. Gli accoppiamenti dinamici tra i vari assi durante urti obliqui richiederebbero simulazioni dinamiche transitorie 3D complete per catturare eventuali risonanze incrociate non visibili nel modello a parametro concentrato.

4.4 Confronto sintetico tra il primo e il secondo design

Il confronto diretto tra le due soluzioni, quantificato rispettivamente nelle Tabelle 4.4 e 4.8, evidenzia delle nette differenze progettuali. Il primo design, impostato su una logica ibrida (gabbia rigida esterna e soffietto interno), si è rivelato strutturalmente sovradimensionato e troppo rigido: con una massa di 1,445 kg e spostamenti massimi sul mozzo confinati a circa 3,21 mm (Tabella 4.4), il componente non è riuscito a garantire il comportamento cedevole atteso. Di fatto, ha neutralizzato la funzionalità di disaccoppiamento dei carichi comportandosi prevalentemente come un corpo tozzo; a ciò si aggiunge una notevole complessità di fabbricazione additiva dovuta all'ingombro e all'asimmetria del pezzo.

Al contrario, il secondo design adotta un approccio basato su bracci snelli e curvi, riducendo la massa a 0,255 kg (con un decremento superiore all'82%) e incrementando di un ordine di grandezza le capacità di spostamento elastico (che raggiungono i 28,41 mm nell'impatto obliquo $F_{x,\mathrm{pos}}$, cfr. Tabella 4.8).

Sebbene il secondo design presenti margini di sicurezza più ristretti nelle condizioni di impatto severo, tale aspetto (anticipato in Sezione 4.3.2) rappresenta una caratteristica intrinseca dei meccanismi *compliant*. Questi sistemi, dovendo garantire elevate escursioni elastiche per assolvere alla loro funzione, operano fisiologicamente a livelli tensionali più prossimi ai limiti del materiale (come discusso in Sezione 4.3.4), determinando una naturale riduzione del fattore di sicurezza teorico. Tale riduzione non implica una compromissione dell'affidabilità, bensì riflette un netto cambio di logica progettuale: il passaggio da un design convenzionale, focalizzato sulla rigidezza assoluta, a uno orientato alla gestione dei carichi tramite la flessione elastica distribuita.

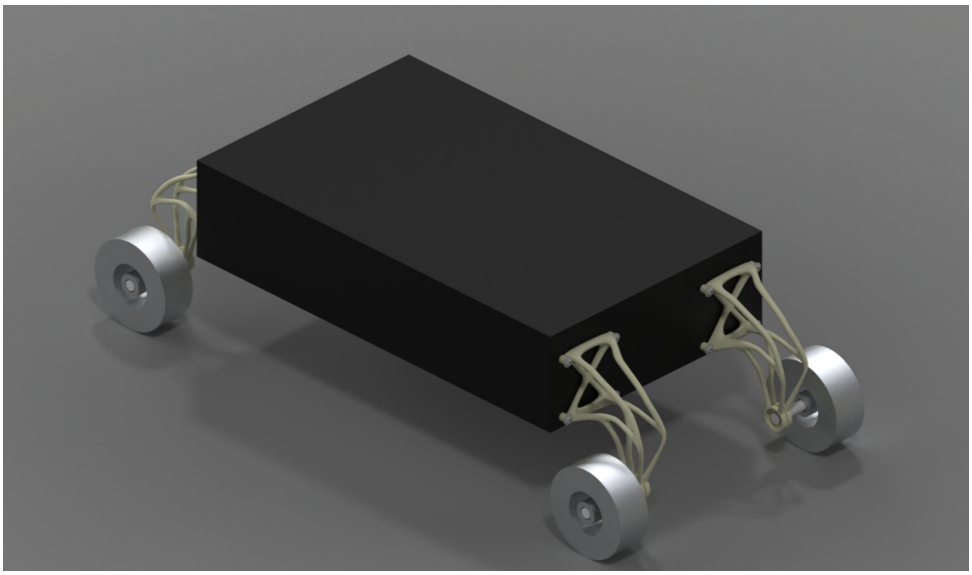


Fig. 4.106: Render d'insieme del rover di con l'integrazione geometrica dei quattro moduli di sospensione *compliant* del secondo design, generato in ambiente Altair® Inspire™.

Il modello d'assieme illustrato in Figura 4.106 evidenzia la disposizione simmetrica dei quattro moduli sospensivi rispetto al telaio del rover. L'interfaccia meccanica avanzata, caratterizzata dalla rotazione del mozzo e dalla geometria organica dei bracci ottimizzati, rispecchia la logica di progettazione presentata in Sezione 4.1 e conferma la validità e la coerenza dell'architettura integrata, attestando la fattibilità geometrica della configurazione. Inoltre, la particolare disposizione dei volumi offre margini di espansione interessanti, aprendo alla possibilità di valutare configurazioni a doppia ruota per ciascun modulo sospensivo sfruttando lo spazio interno disponibile.

Capitolo 5

Conclusioni e sviluppi futuri

5.1 Sintesi dei risultati e bilancio del progetto

Il presente lavoro di ricerca ha valutato la fattibilità tecnica di sostituire i tradizionali gruppi sospensivi metallici per rover planetari con sistemi monolitici realizzati in polimeri ad alte prestazioni, nello specifico tramite polietere-etere-chetone noto come PEEK, avvalendosi della manifattura additiva a deposizione di filamento fuso. L'obiettivo primario consisteva nello sviluppare un'architettura capace di fondere molteplici funzioni strutturali, quali la gestione dei carichi e la loro distribuzione all'interno di un'unica geometria deformabile. Tale approccio ha trovato corrispendenza nella logica *compliant*, rispondendo contemporaneamente anche ai requisiti di ottimizzazione delle masse previsti dalla *New Space Economy*.

Il primo design analizzato, vincolato a una logica ibrida tradizionale volta a separare la funzione di guida strutturale da quella elastica, si è dimostrato inefficace. La struttura finale è infatti risultata eccessivamente massiccia e marcatamente rigida, del tutto incapace di garantire le escursioni auspicate.

Il successo della seconda configurazione attesta invece la validità dell'impiego dei meccanismi *compliant*. Rinunciando al concetto di giunto strisciante in favore di una flessione geometrica distribuita lungo bracci snelli, è stato possibile abbattere la massa del componente a soli 0,255 kg e incrementarne le capacità deformative. Sotto il profilo dell'idoneità ambientale, questa soluzione mitiga alla radice le criticità più severe dell'esplorazione lunare. L'assenza di accoppiamenti cinematici esposti e di fluidi in pressione rende il sistema intrinsecamente immune all'usura a tre corpi causata dalla regolite, all'adesione elettrostatica della polvere e ai guasti legati alla sublimazione nel vuoto o al congelamento, tutti fenomeni fortemente deleteri per le classiche sospensioni idrauliche e magnetoreologiche.

5.2 Analisi critica e limiti metodologici dello studio

Le analisi numeriche condotte hanno confermato le eccellenti potenzialità della geometria cedevole, evidenziando fattori di sicurezza idonei e una distribuzione ottimale degli sforzi lungo i membri flessionali. Tuttavia, un'interpretazione matura dei risultati impone una riflessione rigorosa sulle approssimazioni adottate nell'attuale fase di studio, al fine di bilanciare i traguardi raggiunti con le necessarie cautele ingegneristiche.

Sotto il profilo della modellazione, l'impiego di un solutore statico lineare ha fornito un quadro conservativo e affidabile per i carichi nominali e le deformazioni contenute. Il componente è però in grado di raggiungere escursioni superiori a 28 mm in condizioni di impatto obliquo, una deformabilità non indifferente che innesca inevitabili non linearità geometriche e repentine variazioni della matrice di rigidezza, le quali richiedono futuri algoritmi non lineari per essere quantificate con assoluta esattezza. Un'ulteriore riflessione riguarda la risposta dinamica e la dissipazione energetica. L'indagine strutturale principale è stata condotta

mediante solutori statici, tuttavia, per scongiurare il rischio che il sistema elastico restituisse violentemente l'energia assorbita causando instabilità di marcia, si è resa necessaria una validazione analitica transitoria. Il modello dinamico a un grado di libertà (SDOF) implementato ha fornito riscontri positivi: lo smorzamento strutturale del polimero si è dimostrato sufficiente per mitigare rapidamente le oscillazioni post-impatto, scongiurando il superamento prolungato dei limiti di snervamento. Nonostante ciò, questa semplificazione a parametro concentrato esclude la valutazione della ridistribuzione transitoria delle forze tridimensionali; un'indagine dinamica *multibody* completa sull'intero rover resta un passaggio obbligato per le fasi di sviluppo successive.

Per quanto concerne il materiale e il processo produttivo, il polimero è stato trattato come un continuo omogeneo e isotropo. Questa scelta ha permesso di validare il concetto architetturale di base, ma la deposizione stratificata tipica della stampa 3D induce una marcata anisotropia meccanica, con un naturale decadimento delle proprietà di rigidezza e resistenza nelle direzioni trasversali e fuori dal piano a causa della debolezza dell'adesione tra i cordoni fusi. Inoltre, l'adozione di un limite di snervamento teorico di 78 MPa trascura la presenza di porosità interne congenite al processo additivo. Tali vuoti microscopici agiscono come intensificatori di sforzo e possono mutare il reale meccanismo di collasso da una plasticizzazione diffusa a una delaminazione fragile localizzata. Infine, l'analisi di stabilità ha evidenziato una netta sensibilità della struttura ai carichi di punta in condizioni di forze oblique estreme. Nelle geometrie realizzate per estrusione, la qualità della finitura superficiale e le tolleranze di stampa fungono da difetti geometrici preesistenti, i quali tendono ad abbattere il reale carico critico rispetto al limite teorico calcolato dal solutore.

5.3 Prospettive di sviluppo e validazione sperimentale

Le criticità emerse, senza sminuire in alcun modo il valore del design, delineano una precisa direzione per l'evoluzione del progetto, articolata in una transizione graduale dalla simulazione alla validazione fisica e all'integrazione di sistema.

Il primo passo operativo richiede la manifattura fisica del prototipo. Considerata la natura semicristallina del tecnopolimero scelto, il processo di stampa necessiterà di camere termostatate e di un controllo rigoroso dei gradienti di raffreddamento per arginare ritiri volumetrici e distorsioni. Sarà necessario affiancare a questa fase produttiva una campagna di test distruttivi a trazione, flessione e taglio su provini estratti lungo le diverse direzioni di crescita. I dati empirici così raccolti permetteranno di formulare un modello costitutivo ortotropo fedele alla realtà, superando l'approssimazione isotropa nei futuri calcoli strutturali e fornendo un quadro esatto del reale comportamento a fatica.

Per qualificare la sospensione all'impiego su un veicolo completo, lo studio dovrà aprirsi all'interazione dinamica con il terreno. Risulterà vitale l'accoppiamento del modello flessibile con algoritmi terrameccanici dedicati per stimare lo sprofondamento nella regolite e le resistenze all'avanzamento. Diventerà altrettanto fondamentale testare il prototipo fisico su banchi prova multiasse per mappa-

re la reale rigidezza cinematica sotto carico e misurare l'isteresi del materiale, quantificando in via definitiva le capacità di smorzamento intrinseco della struttura.

L'approdo finale del progetto prevede la validazione in condizioni spaziali simulate. Il componente dovrà affrontare prove in camera di termo-vuoto per accertare l'assenza di infragilimenti strutturali o cedimenti a fatica durante l'esposizione alle temperature criogeniche lunari, le quali possono precipitare fino a $-233°C$, verificando simultaneamente i tassi di sublimazione dei polimeri esposti. Qualora il design superasse con successo queste validazioni su scala ridotta, l'architettura si presterebbe a un'eccellente scalabilità. Il concetto cedevole potrebbe infatti essere riadattato per sostenere moduli pressurizzati di classe superiore mediante l'integrazione di strutture a reticolo interno, capaci di alleggerire il volume mantenendo una notevole rigidezza trasversale.

Considerazioni finali

L'esplorazione spaziale del prossimo decennio impone una logistica sostenibile e un ripensamento radicale della progettazione meccanica. Il presente studio conferma come la sinergia tra materiali polimerici avanzati, ottimizzazione topologica e manifattura additiva offra risposte tangibili a queste sfide. Il passaggio da un rigido e pesante assemblaggio metallico a un singolo corpo flessibile abbatte drasticamente i pesi operativi e azzera le necessità di lubrificazione e manutenzione sul campo.

Progettare una sospensione monolitica e interamente stampabile non è solo una sfida per perseguire efficienza ingegneristica, ma un passo fondamentale verso l'uso delle risorse locali. Questa soluzione rende concreta la possibilità di inviare progetti digitali dalla Terra per fabbricare, riparare e aggiornare i veicoli direttamente negli avamposti planetari, garantendo alle missioni un'autonomia e una flessibilità senza precedenti.

Riferimenti bibliografici

[1] T. Ghidini et al. "Additive Manufacturing in the New Space Economy: Current Achievements and Future Perspectives". In: *Progress in Aerospace Sciences* 142 (ott. 2023), p. 100959. ISSN: 03760421. DOI: 10.1016/j.paerosci.2023.100959. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0376042123000751.

[2] Zu Qun Li e Lee K Bingham. "NASA White Paper - Terramechanics for LTV Modeling and Simulation". In: (2022).

[3] Bor Z Jang et al. "Space Environmental Effects on Polymer Composites: Research Needs and Opportunities". In: (1994).

[4] Thomas Thueer, Ambroise Krebs e Roland Siegwart. "Comprehensive Locomotion Performance Evaluation of All-Terrain Robots". In: *2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems*. 2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Beijing, China: IEEE, ott. 2006, pp. 4260–4265. ISBN: 978-1-4244-0258-8 978-1-4244-0259-5. DOI: 10.1109/IROS.2006.281954. URL: http://ieeexplore.ieee.org/document/4059081/.

[5] Vivake Asnani, Damon Delap e Colin Creager. "The Development of Wheels for the Lunar Roving Vehicle". In: *Journal of Terramechanics* 46.3 (giu. 2009), pp. 89–103. ISSN: 00224898. DOI: 10.1016/j.jterra.2009.02.005. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022489809000263.

[6] Meng Zou et al. "Design and Mechanical Behavior Evaluation of Flexible Metal Wheel for Crewed Lunar Rover". In: *Acta Astronautica* 176 (nov. 2020), pp. 69–76. ISSN: 00945765. DOI: 10.1016/j.actaastro.2020.06.010. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S009457652030374X.

[7] NASA. *Space Exploration Vehicle Concept*. NASA, 2011.

[8] Lanqing Hu et al. "Configuration Design and Kinematic Performance Analysis of a Parallel Wheelset Suspension for a Multi-Wheeled Pressurized Lunar Rover". In: *Acta Astronautica* 217 (apr. 2024), pp. 162–180. ISSN: 00945765. DOI: 10.1016/j.actaastro.2024.01.013. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0094576524000134.

[9] JAXA e Toyota. *JAXA Rover*. URL: https://www.nasa.gov/image-detail/jaxa-pr-concept-1-credit-jaxa-toyota/.

[10] Manoj Bhardwaj et al. *Design of a Pressurized Lunar Rover*. Virginia Polytechnic Institute and State University, 1992, p. 110.

[11] Nildeep Patel, Richard Slade e Jim Clemmet. "The ExoMars Rover Locomotion Subsystem". In: *Journal of Terramechanics* 47.4 (ago. 2010), pp. 227–242. ISSN: 00224898. DOI: 10.1016/j.jterra.2010.02.004. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022489810000182 (visitato il giorno 27/04/2026).

[12] Mark Robinson et al. *Intrepid: Planetary Mission Concept Study Report*. NASA / Jet Propulsion Laboratory, 2020. URL: https://science.nasa.gov/wp-content/uploads/2023/11/lunar-intrepid.pdf.

[13] *Media-Kit-Wheel-Venturi-Space*.

[14] Abhisek Verma et al. "Design of Rocker-Bogie Mechanism". In: 2.5 (2017).

[15] Roland Siegwart et al. “Innovative Design for Wheeled Locomotion in Rough Terrain”. In: *Robotics and Autonomous Systems* 40.2–3 (ago. 2002), pp. 151–162. ISSN: 09218890. DOI: 10.1016/S0921-8890(02)00240-3. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0921889002002403 (visitato il giorno 20/04/2026).

[16] Bill Bluethmann et al. “An Active Suspension System for Lunar Crew Mobility”. In: *2010 IEEE Aerospace Conference* (2010), pp. 1–9. URL: https://api.semanticscholar.org/CorpusID:19504995.

[17] Ali Reza Zanjanijam et al. “Fused Filament Fabrication of PEEK: A Review of Process-Structure-Property Relationships”. In: *Polymers* 12.8 (27 lug. 2020), p. 1665. ISSN: 2073-4360. DOI: 10.3390/polym12081665. URL: https://www.mdpi.com/2073-4360/12/8/1665.

[18] Marianna Rinaldi et al. “Additive Manufacturing of Polyether Ether Ketone (PEEK) for Space Applications: A Nanosat Polymeric Structure”. In: *Polymers* 13.1 (22 dic. 2020), p. 11. ISSN: 2073-4360. DOI: 10.3390/polym13010011. URL: https://www.mdpi.com/2073-4360/13/1/11.

[19] A. D. Drozdov e J. deClaville Christiansen. “Thermo-Mechanical Behavior of Poly(Ether Ether Ketone): Experiments and Modeling”. In: *Polymers* 13.11 (28 mag. 2021), p. 1779. ISSN: 2073-4360. DOI: 10.3390/polym13111779. URL: https://www.mdpi.com/2073-4360/13/11/1779.

[20] Haoliang Ding et al. “Mechanical Properties and Fracture Behavior of 3D Printed Continuous Glass Fiber Reinforced PEEK Composite”. In: *Journal of Polymer Materials* 42.2 (2025), pp. 497–516. ISSN: 0976-3449. DOI: 10.32604/jpm.2025.063324. URL: https://www.techscience.com/jpm/v42n2/62976.

[21] Srinivasarao Yaragalla et al. “Comprehensive Enhancement in Thermo-mechanical Performance of Melt-Extruded PEEK Filaments by Graphene Incorporation”. In: *Polymers* 13.9 (28 apr. 2021), p. 1425. ISSN: 2073-4360. DOI: 10.3390/polym13091425. URL: https://www.mdpi.com/2073-4360/13/9/1425.

[22] Kassandra M. Hernandez et al. “Influence of 3D Printing Parameters on ULTEM 9085 Mechanical Properties Using Experimentation and Machine Learning”. In: *npj Advanced Manufacturing* 2.1 (16 set. 2025), p. 41. ISSN: 3004-8621. DOI: 10.1038/s44334-025-00049-6. URL: https://www.nature.com/articles/s44334-025-00049-6.

[23] Elisa Padovano et al. “Mechanical and Thermal Behavior of Ultem® 9085 Fabricated by Fused-Deposition Modeling”. In: *Applied Sciences* 10.9 (1 mag. 2020), p. 3170. ISSN: 2076-3417. DOI: 10.3390/app10093170. URL: https://www.mdpi.com/2076-3417/10/9/3170.

[24] Aboma Gebisa e Hirpa Lemu. “Investigating Effects of Fused-Deposition Modeling (FDM) Processing Parameters on Flexural Properties of ULTEM 9085 Using Designed Experiment”. In: *Materials* 11.4 (27 mar. 2018), p. 500. ISSN: 1996-1944. DOI: 10.3390/ma11040500. URL: https://www.mdpi.com/1996-1944/11/4/500.

[25] Huiying Zhang et al. “Enhancement on the Mechanical Properties of 3D Printing PEI Composites via High Thermal Processing and Fiber Reinforcing”. In: *Polymers for Advanced Technologies* 34.10 (ott. 2023), pp. 3115–3124. ISSN: 1042-7147, 1099-1581. DOI: 10.1002/pat.6128. URL: https://onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/pat.6128.

[26] Y C Arun et al. “Mechanical Properties Of 3D Printed Carbon Nanofiber Reinforced Polyphenylene Sulfide Composites - A Comprehensive Review”. In: *Nanotechnology Perceptions* 20.S11 (14 set. 2024). DOI: 10.62441/nano-ntp.v20iS11.115. URL: https://nano-ntp.com/index.php/nano/article/view/2226.

[27] Sota Oshima et al. “Experimental Data for Cooling Rate-Dependent Properties of Polyphenylene Sulfide (PPS) and Carbon Fiber Reinforced PPS (CF/PPS)”. In: *Data in Brief* 46 (feb. 2023), p. 108817. ISSN: 23523409. DOI: 10.1016/j.dib.2022.108817. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2352340922010204.

[28] Chang-Soo Kang et al. “Manufacturing of Carbon Fibers/Polyphenylene Sulfide Composites via Induction-Heating Molding: Morphology, Mechanical Properties, and Flammability”. In: *Polymers* 14.21 (28 ott. 2022), p. 4587. ISSN: 2073-4360. DOI: 10.3390/polym14214587. URL: https://www.mdpi.com/2073-4360/14/21/4587.

[29] Dilyus Chukov et al. “Structure, Mechanical and Thermal Properties of Polyphenylene Sulfide and Polysulfone Impregnated Carbon Fiber Composites”. In: *Polymers* 11.4 (15 apr. 2019), p. 684. ISSN: 2073-4360. DOI: 10.3390/polym11040684. URL: https://www.mdpi.com/2073-4360/11/4/684.

[30] Clara Penavayre et al. “Long-Term Behavior of Carbon Fiber-Reinforced Thermoplastic Composites for Type V Hydrogen Storage Tanks: Effects of Hygrothermal Aging on Physicochemical and Mechanical Properties”. In: *Polymer Composites* 47.2 (20 gen. 2026), pp. 1484–1497. ISSN: 0272-8397, 1548-0569. DOI: 10.1002/pc.70229. URL: https://4spepublications.onlinelibrary.wiley.com/doi/10.1002/pc.70229.

[31] Ulla Biernat. *New Ultramid® Advanced Grades with Carbon-Fiber Reinforcement for Low-Weight and High-Performance Parts*. 25 Feb. 2021.

[32] Basheer A. Alshammari et al. “Comprehensive Review of the Properties and Modifications of Carbon Fiber-Reinforced Thermoplastic Composites”. In: *Polymers* 13.15 (27 lug. 2021), p. 2474. ISSN: 2073-4360. DOI: 10.3390/polym13152474. URL: https://www.mdpi.com/2073-4360/13/15/2474.

[33] Guangxin Liao et al. “Properties of Oriented Carbon Fiber/Polyamide 12 Composite Parts Fabricated by Fused Deposition Modeling”. In: *Materials & Design* 139 (feb. 2018), pp. 283–292. ISSN: 02641275. DOI: 10.1016/j.matdes.2017.11.027. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0264127517310584.

[34] Catalin Fetecau, Felicia Stan e Doina Boazu. “Artificial Neural Network Modeling of Mechanical Properties of 3D-Printed Polyamide 12 and Its Fiber-Reinforced Composites”. In: *Polymers* 17.5 (3 mar. 2025), p. 677. ISSN: 2073-4360. DOI: 10.3390/polym17050677. URL: https://www.mdpi.com/2073-4360/17/5/677.

[35] Dorota Budzyń et al. “Lunar Dust: Its Impact on Hardware and Mitigation Technologies”. In: ().

[36] Justyna Skowrońska, Andrzej Kosucki e Łukasz Stawiński. “Overview of Materials Used for the Basic Elements of Hydraulic Actuators and Sealing Systems and Their Surfaces Modification Methods”. In: *Materials* 14.6 (15 mar. 2021), p. 1422. ISSN: 1996-1944. DOI: 10.3390/ma14061422. URL: https://www.mdpi.com/1996-1944/14/6/1422 (visitato il giorno 04/05/2026).

[37] Moustafa Abdalaziz, Ramin Sedaghati e Hossein Vatandoost. "Design Optimization and Experimental Evaluation of a Large Capacity Magnetorheological Damper with Annular and Radial Fluid Gaps". In: *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 34.14 (ago. 2023), pp. 1646–1663. ISSN: 1045-389X, 1530-8138. DOI: 10.1177/1045389X221151075. URL: https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/1045389X221151075 (visitato il giorno 04/05/2026).

[38] Prem Narayan Vishwakarma, Pankaj Mishra e Sunil Kumar Sharma. "Characterization of a Magnetorheological Fluid Damper a Review". In: *Materials Today: Proceedings* 56 (2022), pp. 2988–2994. ISSN: 22147853. DOI: 10.1016/j.matpr.2021.11.143. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S2214785321071510 (visitato il giorno 04/05/2026).

[39] Qiang Wang, Mehdi Ahmadian e Zhaobo Chen. "A Novel Double-Piston Magnetorheological Damper for Space Truss Structures Vibration Suppression". In: *Shock and Vibration* 2014 (2014), pp. 1–11. ISSN: 1070-9622, 1875-9203. DOI: 10.1155/2014/864765. URL: http://www.hindawi.com/journals/sv/2014/864765/ (visitato il giorno 04/05/2026).

[40] Ankita R. Bhise et al. "Comparison Between Passive And Semi-Active Suspension System Using Matlab/Simulink". In: *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering* 13.04 (apr. 2016), pp. 01–06. ISSN: 2320334X, 22781684. DOI: 10.9790/1684-1304010106. URL: http://iosrjournals.org/iosr-jmce/papers/vol13-issue4/Version-1/A1304010106.pdf (visitato il giorno 04/05/2026).

[41] Min Sun et al. "Analysis of Damping Characteristics of Magnetorheological Damper under Impact Load". In: *Materials* 15.12 (12 giu. 2022), p. 4161. ISSN: 1996-1944. DOI: 10.3390/ma15124161. URL: https://www.mdpi.com/1996-1944/15/12/4161 (visitato il giorno 04/05/2026).

[42] Madhusudan Raghavan. "Analysis Of Independent Suspension Linkages". In: ().

[43] K. Vikranth Reddy et al. "A Comprehensive Kinematic Analysis of the Double Wishbone and MacPherson Strut Suspension Systems". In: *Mechanism and Machine Theory* 105 (nov. 2016), pp. 441–470. ISSN: 0094114X. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.001. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0094114X16300969 (visitato il giorno 04/05/2026).

[44] Bill Bluethmann et al. "An Active Suspension System for Lunar Crew Mobility". In: *2010 IEEE Aerospace Conference*. 2010 IEEE Aerospace Conference. Big Sky, MT, USA: IEEE, mar. 2010, pp. 1–9. ISBN: 978-1-4244-3887-7. DOI: 10.1109/AERO.2010.5446895. URL: http://ieeexplore.ieee.org/document/5446895/ (visitato il giorno 04/05/2026).

[45] Charlie Hanner e David L. Akin. "System Design and Validation of Independently Articulated Suspension Leveraging a Sum-of-Moments Framework for the BioBot System". In: *Acta Astronautica* 235 (ott. 2025), pp. 570–583. ISSN: 00945765. DOI: 10.1016/j.actaastro.2025.06.005. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0094576525003479 (visitato il giorno 04/05/2026).

[46] NASA Manned Spacecraft Center. *Apollo Lunar Roving Vehicle Systems Handbook: LRV-3*. Houston, Texas: National Aeronautics e Space Administration,

2 ott. 1972. URL: https://www.nasa.gov/wp-content/uploads/static/history/alsj/LRVSysHndbkA17.pdf.

[47] Vivake Asnani, Damon Delap e Colin Creager. "The Development of Wheels for the Lunar Roving Vehicle". In: *Journal of Terramechanics* 46.3 (giu. 2009), pp. 89–103. ISSN: 00224898. DOI: 10.1016/j.jterra.2009.02.005. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0022489809000263 (visitato il giorno 04/05/2026).

[48] Shuai Yue et al. "Liquid Spring Damper for Vertical Landing Reusable Launch Vehicle under Impact Conditions". In: *Mechanical Systems and Signal Processing* 121 (apr. 2019), pp. 579–599. ISSN: 08883270. DOI: 10.1016/j.ymssp.2018.11.034. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0888327018307544 (visitato il giorno 04/05/2026).

[49] Shuai Yue et al. "Analysis of Liquid Spring Damper for Vertical Landing Reusable Launch Vehicle with Network-Based Methodology". In: *Nonlinear Dynamics* 111.3 (feb. 2023), pp. 2135–2160. ISSN: 0924-090X, 1573-269X. DOI: 10.1007/s11071-022-07944-z. URL: https://link.springer.com/10.1007/s11071-022-07944-z (visitato il giorno 04/05/2026).

[50] Dongchan Lee e Chulho Yang. "An Analytical Approach for Design and Performance Evaluation of Torsion Beam Rear Suspension". In: *Finite Elements in Analysis and Design* 63 (gen. 2013), pp. 98–106. ISSN: 0168874X. DOI: 10.1016/j.finel.2012.09.002. URL: https://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0168874X12001679 (visitato il giorno 04/05/2026).

[51] Liguang Wu, Guang Li e Lixin Jing. "Analysis of K&C of Torsion Beam Suspension Based on a Vehicle Model:" in: *Proceedings of 5th International Conference on Vehicle, Mechanical and Electrical Engineering*. 5th International Conference on Vehicle, Mechanical and Electrical Engineering. Dalian City, China: SCITEPRESS - Science and Technology Publications, 2019, pp. 78–84. ISBN: 978-989-758-412-1. DOI: 10.5220/0008868900780084. URL: http://www.scitepress.org/DigitalLibrary/Link.aspx?doi=10.5220/0008868900780084 (visitato il giorno 04/05/2026).

[52] Jin Gao e Xiaoping Qi. "Position Design of the Trailing Arm Bushing on Torsion Beam Suspension Accounting for Vehicle Transient Handling Performance and Uncertainties". In: *Advances in Mechanical Engineering* 15.9 (set. 2023), p. 16878132231193348. ISSN: 1687-8132, 1687-8140. DOI: 10.1177/16878132231193348. URL: https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/16878132231193348 (visitato il giorno 04/05/2026).

[53] Ezekiel G Merriam, Jonathan E Jones e Larry L Howell. "Design of 3D-Printed Titanium Compliant Mechanisms". In: ().

[54] Ezekiel G Merriam. "Stiffness Reduction Strategies for Additively Manufactured Compliant Mechanisms". In: ().

[55] Amaya Perez-Ezcurdia et al. "Design and Integration of Planar Springs in an Automotive Suspension System". In: *Mechanics Based Design of Structures and Machines* (8 giu. 2025), pp. 1–25. ISSN: 1539-7734, 1539-7742. DOI: 10.1080/15397734.2025.2513659. URL: https://www.tandfonline.com/doi/full/10.1080/15397734.2025.2513659 (visitato il giorno 04/05/2026).

[56] Haibo Gao et al. "Design and Analysis of a Lunar Crewed Vehicle With a Novel Versatile Compliant Suspension Mechanism". In: *Journal of Mechanisms and Robotics* 16.12 (1 dic. 2024), p. 121002. ISSN: 1942-4302, 1942-4310.

DOI: 10.1115/1.4064814. URL: https://asmedigitalcollection.asme.org/mechanismsrobotics/article/16/12/121002/1197175/Design-and-Analysis-of-a-Lunar-Crewed-Vehicle-With (visitato il giorno 04/05/2026).