

**Calcolo strutturale in ambito automotive:
metodologie di calcolo innovative in ottica
ottimizzazione e valutazione delle non linearità di
contatto nelle zone di trasferimento carico**

Automotive structural analysis: innovative calculation methodology in terms of
optimization and contact non-linearity evaluation in load transfer areas

Candidato:

Dario Costi

Tutor:

Chiar.mo Prof. Antonio Strozzi

Co-tutor:

Dott. Ing. Matteo Giacomini

Dott. Ing. Andrea Baldini

Direttore della Scuola di Dottorato:

Chiar.mo Prof. Paolo Tartarini

Prefazione

Durante i tre anni passati il percorso di ricerca si è evoluto e ha preso percorsi che ad inizio del triennio erano inaspettati, ma allo stesso tempo sono stati molto utili e formativi sia dal punto di vista della ricerca universitaria, sia in ottica aziendale.

Ritengo infatti molto utile per un ingegnere approfondire le proprie ricerche in ambito universitario, per cercare di ottenere il meglio dalla cultura accademica; ma allo stesso tempo risulta fondamentale affrontare problemi più realistici, che si discostano dalla teoria pura dello studio della materia, che vanno ad affrontare problematiche industriali che possono essere viste solo con il lavoro “sul campo”.

Questo mi ha consentito una crescita professionale su più fronti, dove, oltre ad aver ampliato le mie conoscenze teoriche sugli argomenti affrontati, mi ha anche dato la possibilità di maturare un’esperienza professionale all’interno di una delle migliori aziende italiane, se non del mondo, per l’ingegneria meccanica.

*Il mio percorso di dottorato infatti, si è sviluppato all’interno del **Progetto MilleChili**. Tale progetto ha visto la luce nel febbraio 2009 in collaborazione con Ferrari S.p.A., quando è stato inaugurato il **MilleChili Lab**. All’interno di questo progetto ho avuto la possibilità di sviluppare la mia tesi di laurea specialistica, e successivamente di svolgere le prime attività di ricerca e di didattica, seguendo alcuni laureandi nello sviluppo delle proprie attività di ricerca.*

Inoltre, grazie anche alla collaborazione con l’azienda, e su richiesta della stessa, sono state sviluppate alcune metodologie di calcolo innovative, che hanno consentito l’utilizzo di strumenti di calcolo all’avanguardia per la progettazione di componenti strutturali per il veicolo all’interno dello sviluppo vettura.

Oltre a singoli componenti strutturali, è stata anche sviluppata una metodologia di progettazione, che verrà descritta all’interno di questo elaborato, grazie alla quale è possibile ottenere le linee guida per una progettazione strutturale del telaio portante per queste vetture sportive, guardando principalmente alla riduzione del peso del veicolo.

Da queste attività di ricerca sono nati anche alcuni articoli esposti a congressi internazionali ed un articolo pubblicato su rivista che tratta proprio della metodologia di progetto riguardante il telaio portante.

Dopo l'esperienza maturata e gli studi svolti presso il MilleChili Lab, la mia attività di ricerca si è spostata direttamente in azienda, nel reparto Progettazione Motore della Gestione Sportiva Ferrari, all'interno del quale vengono sviluppati i motori montati stagione per stagione sulle vetture Formula 1.

All'interno di questo reparto ho potuto apprendere importanti nozioni che riguardano la progettazione di un motore da competizione, in particolare mi sono occupato di tutte le problematiche che riguardano la parte statica del motore, nello specifico coppa, basamento, testa, coperchi testa e quant'altro sia strutturale per il motore. Nello specifico, per vetture di questo tipo il motore riveste un fondamentale ruolo di struttura portante che collega direttamente il telaio (parte anteriore) e il cambio (parte posteriore), ai quali sono collegati rispettivamente gli assali anteriori e posteriori. Quindi, a differenza delle vetture stradali, tutti i carichi generati dalle forze dinamiche alle ruote si trasferiscono anche al motore portante, che diventa fondamentale nella rigidità della vettura.

Proprio per questa caratteristica fondamentale si è sviluppata una metodologia di calcolo, che verrà descritta nella seconda parte di questo elaborato, che migliorasse quella attualmente utilizzata nei calcoli di rigidità veicolo. In particolare è stata migliorata la modellazione introducendo nel calcolo le non linearità dovute ai contatti. Infatti nelle zone di interfaccia e collegamento tra le 3 macro strutture telaio, motore e cambio si possono generare delle non linearità. Quindi anche le forze scambiate, utili per il dimensionamento dei fissaggi, possono essere differenti in base alla maggior cedevolezza del fissaggio.

Indice

Introduzione	1
I Progetto MilleChili	3
1 Progetto MilleChili	5
1.1 Metodologia progettazione Telaio	8
2 Ottimizzazioni strutturali	11
2.1 Ottimizzazione Topologica	12
2.2 Ottimizzazione Topometrica	14
2.3 Ottimizzazione Topografica	15
2.4 Ottimizzazione Parametrica	15
2.5 Ottimizzazione di Forma	16
3 Progettazione Telaio Automobilistico	17
3.1 Impostazione Modello per ottimizzazione topologica	17
3.2 Il processo di ottimizzazione	23
3.3 Risultati ottimizzazioni	25
3.4 Considerazioni finali e specifiche computazionali	29
4 Metodologie di calcolo per sviluppo prodotto	31
4.1 Ottimizzazione cofano automotive	32
4.1.1 Flusso di progettazione	32
4.1.2 Impostazione modello ottimizzazione topologica	34
4.1.3 Impostazione modello per le altre ottimizzazione	36
4.1.4 Modello finale e verifiche	38
4.1.5 Ottimizzazione Cofano Posteriore	39
4.2 Ottimizzazione Pannelli Vettura	40
4.2.1 Materiale Smorzante	41
4.2.2 Metodologia di Ottimizzazione e Risultati	42
4.3 Metodologia progettazione assorbitori energia	45
4.3.1 Processo di ottimizzazione	45

4.3.2	Risultati ottimizzazioni assorbitori	48
4.3.3	Sostituzione assorbitore in vettura	50
II	Attività Ferrari Gestione Sportiva	53
5	Metodologia di calcolo installazione motore portante	55
5.1	Metodologia Classica <i>aerospace</i> - Calcolo Lineare con Nastran .	57
5.2	Metodologia Obiettivo - Calcolo Non Lineare con Abaqus	58
5.3	Confronto Metodologie - Un esempio	60
5.3.1	Rigidezze Flessionali	61
5.3.2	Rigidezza Torsionale	65
5.3.3	Osservazioni	65
6	Non Linearità di contatto	67
6.1	Definizioni superfici di contatto	68
6.2	Interazioni tra superfici	68
6.2.1	Interazione normale alla superficie	69
6.2.2	Scorrimento tra le superficie	69
6.2.3	Attrito	70
6.3	Algoritmo di contatto	72
6.4	Definizioni teoriche contatto in <i>ABAQUS</i>	73
6.4.1	Contatto con <i>Small-sliding</i>	74
6.4.2	Interazione con <i>Finite sliding</i> tra corpi deformabili . . .	80
7	Prove Sperimentali Motore	81
7.1	Attrezzatura Sperimentale	81
7.2	Risultati prove sperimentali	83
7.3	Modelli Numerici	85
7.3.1	Comparazioni modellazioni	87
7.4	Correlazioni Numerico-Sperimentali	90
7.4.1	Rigidezze	90
7.4.2	Tensioni	92
8	Metodologia calcolo rigidezze vettura	95
8.1	Calcolo Rigidezza	96
8.2	Calcolo carichi sui fissaggi	98
8.3	Osservazioni	100
	Conclusioni	103
	Bibliografia	107

Elenco delle figure

1.1	Flusso temporale attività Progetto MilleChili	7
2.1	Ottimizzazione Topometrica	14
2.2	Ottimizzazione Topometrica	15
2.3	Esempio Ottimizzazione Parametrica	16
2.4	Esempio Ottimizzazione di Forma	16
3.1	<i>Design Space</i> dell'ottimizzazione topologica	18
3.2	Riassunto dei differenti configurazioni di vincolo e carico	22
3.3	Effetto parametri ottimizzazione topologica	23
3.4	Risultati ottimizzazione topologica	25
3.5	Risultati ottimizzazione topometrica	27
3.6	Risultati ottimizzazione parametrica (<i>Size</i>)	28
3.7	Risultati ottimizzazione parametrica (<i>Size</i>) inertanze	28
4.1	Cofano anteriore Ferrari F458 Italia	32
4.2	Prove sperimentali cofano	33
4.3	Flusso di progettazione del rinforzo interno del cofano	34
4.4	<i>Design Space</i> cofano anteriore	36
4.5	Risultati ottimizzazione topologica cofano anteriore	37
4.6	Risultati ottimizzazione topometrica cofano anteriore	37
4.7	Risultati ottimizzazione parametrica cofano anteriore	38
4.8	Cofano motore Ferrari F458 spider	39
4.9	Risultati topologica e sua interpretazione CAD	39
4.10	Risultati altre ottimizzazioni e spessori modello definitivo	40
4.11	Modello FEM Ferrari F430 - BIW	40
4.12	Setup Sperimentale e risultati correlazione	43
4.13	Risultati Ottimizzazioni Pannelli	44
4.14	Il modello ridotto e il flusso di ottimizzazione	46
4.15	Il processo di ottimizzazione di forma	47
4.16	Assorbitori a sezioni elementari	49
4.17	Assorbitori a sezioni complesse	50
4.18	Sostituzione assorbitore in vettura	51

5.1	Telaio Ferrari F1 con installato motore V8	56
5.2	Modellazione <i>aerospace</i> zona di fissaggio - Nastran	58
5.3	Modellazione zona di fissaggio - <i>ABAQUS</i>	59
5.4	Modelli calcolo esempio	61
5.5	Grafico rigidezza Flessionale Trasversale	62
5.6	Grafico rigidezza Flessionale Verticale	62
5.7	Deformate Flessionali Trasversali	63
5.8	Deformata bullone	63
5.9	Pressioni e aperture contatto tra boccole e prigioniero (centraggio)	64
5.10	Pressioni e aperture contatto tra le boccole lato interno ed esterno (battuta)	64
5.11	Grafico rigidezza Torsionale	65
6.1	Superfici <i>Master</i> e <i>Slave</i>	68
6.2	Leggi contatto, confronto “Hard” e “Soft”	69
6.3	Comportamento dell’attrito	71
6.4	Flusso algoritmo di calcolo per il contatto in <i>ABAQUS/Standard</i>	72
6.5	Interazione degli <i>slave nodes</i> con una <i>master surface</i> bidimen- sionale	75
7.1	Simulacro motore e piastre collegamento	82
7.2	Area prova sperimentale	83
7.3	Strumenti di carico	84
7.4	Attrezzatura Piastra Posteriore Motore	85
7.5	File di output dalla prova sperimentale	86
7.6	Risultati Sperimentali	87
7.7	Confronto Msc.Nastan Vs <i>ABAQUS</i> - Prova di Torsione	88
7.8	Confronto Msc.Nastan Vs <i>ABAQUS</i> - Prova di Flessione	88
7.9	Confronto Modellazioni Lineari - Non Lineari	89
7.10	Risultati correlazione - Prova di Torsione - Allestimento acciaio	90
7.11	Risultati correlazione - Prova di Torsione - Allestimento alluminio	91
7.12	Risultati correlazione - Prova di Flessione - Allestimento acciaio	92
7.13	Risultati correlazione tensione - Prova di Torsione	93
8.1	Esempio di modello di calcolo	96
8.2	Deformata Laterale	97
8.3	Linea elastica laterale	97
8.4	Calcolo Non Lineare	98
8.5	Deformata termica fissaggio	98
8.6	Calcolo Non Lineare - Termica	99
8.7	Calcolo Non Lineare - Termica - Carichi di interfaccia sul fissaggio	99
8.8	Calcolo Non Lineare - Termica - Carichi di interfaccia sul fis- saggio, solo prigioniero	100

Elenco delle tabelle

1.1	Evoluzione temporale Progetto MilleChili	6
2.1	Influenza dei parametri p e r nei risultati di un'ottimizzazione topologica.	13
3.1	Sequenze ottimizzazioni e risultati in termini di massa.	29
3.2	CPU time and richieste di memoria per i vari processi di ottimizzazione.	30
4.1	Distribuzione di massa dei componenti	35
4.2	Confronto rigidezze cofano	38
8.1	Calcolo Non Lineare - Termica - Carichi di interfaccia sul fissaggio, confronto modellazioni	101

Introduzione

Negli ultimi decenni la ricerca della sicurezza stradale è cresciuta in modo esponenziale; inoltre, in seguito a normative antinquinamento sempre più stringenti, risulta necessaria una riduzione dei consumi. Da qui è fondamentale avere componenti strutturali per il veicolo, quali ad esempio il telaio, sempre più performanti, al fine di ottenere un risparmio di peso capace di garantire minori consumi e minore massa da decelerare durante le prove di impatto necessarie all'omologazione. Nasce quindi la necessità di sviluppare nuove tecniche di progettazione in ottica riduzione peso. In particolare, durante il periodo di dottorato, sono stati analizzati metodi esistenti e si è cercato di sviluppare nuovi strumenti sfruttando il metodo di calcolo degli Elementi Finiti, così da diminuire i tempi di progetto e produzione dell'oggetto, e quindi anticiparne l'ingresso nel mercato. In questo elaborato, verrà descritta la metodologia alla base dell'attività di ricerca sviluppata all'interno del progetto MilleChili, che fornisce le linee guida per la progettazione del cuore strutturale di una vettura sportiva, il telaio portante, partendo dagli ingombri che questo deve rispettare. Grazie a specifici software di calcolo FEM è possibile realizzare un'ottimizzazione strutturale (aumento rapporto rigidità peso) del telaio, partendo da un design space fino al modello definitivo. Durante il processo iterativo di progettazione vengono utilizzate diverse tecniche di ottimizzazione: topologica, parametrica, di forma; nelle varie fasi del progetto tali tecniche aiutano a definire geometrie locali e globali del prodotto. Tale metodologia di calcolo è applicabile anche ad altri componenti con caratteristiche strutturali all'interno del progetto vettura. In questa sede sono stati studiati e realizzati mediante ottimizzazione: la struttura portante dei cofani anteriore e posteriore, i pannelli smorzanti e gli assorbitori d'urto. Proseguendo nell'attività di ricerca nel campo dei componenti strutturali nel settore automotive si è studiata anche la diversa filosofia di progettazione che viene spesso utilizzata nel campo delle competizioni automobilistiche. In particolare si è confrontata la diversa struttura portante delle vetture stradali sportive ad alte prestazioni rispetto a quella utilizzata nelle vetture da corsa monoposto a ruote scoperte (es. Formula 1). In questo particolare campo automobilistico il motore oltre alla sua funzione di propulsore ha anche la funzione di elemento portante, essendo interposto e collegato direttamente al telaio (parte anteriore del veicolo) e al cambio (al po-

steriore). Questa specifica installazione del motore in vettura rende necessaria una particolare cura nel calcolo delle diverse rigidità del veicolo. Partendo da una metodologia classica di modellazione dei collegamenti tra il motore e le altre componenti strutturali del veicolo che non tiene conto delle non linearità di contatto dovute ai fissaggi, si è sviluppata una metodologia che invece prende in considerazione le non linearità in gioco in questa tipologia di analisi. La metodologia di calcolo è stata sviluppata e validata attraverso un confronto con risultati precedenti e con prove sperimentali di torsione e flessione del motore, dove è stato inoltre possibile ottenere una correlazione in termini di tensioni e di spostamenti tra modelli di calcolo e prove sperimentali. Terminata la validazione sperimentale è stato poi possibile inserire il nuovo metodo di calcolo, che prende in considerazione anche le non linearità, all'interno del calcolo della rigidità dell'intero veicolo. Tale innovazione risulta significativa e migliorativa rispetto a tecniche precedenti anche in termini di valutazione dei carichi trasmessi dai fissaggi nei punti di collegamento del motore. Risulta quindi più corretta la valutazione in termini di deformazioni e tensioni registrate nei singoli fissaggi sul motore partendo dalle forze scambiate nel modello di calcolo completo. , permettendo una maggiore accuratezza nella stima delle forze scambiate sui fissaggi.

Parte I

Progetto MilleChili

Capitolo 1

Progetto MilleChili

Il Progetto MilleChili, sviluppato dalla Facoltà di Ingegneria di Modena e Reggio Emilia in collaborazione con Ferrari S.p.A., si pone come obiettivo primario quello di formare studenti in grado di svolgere attività di ingegneria avanzata, riguardanti in particolare lo studio di strutture meccaniche innovative, quali i telai automobilistici per vetture sportive.

Scopo principale del progetto è quello di realizzare un telaio che, rispettando i vincoli industriali imposti da Ferrari S.p.A. possa essere utilizzato per una vettura sportiva coupè con motore centrale e che apporti il vantaggio di una notevole riduzione della massa del telaio stesso, quindi della vettura. Durante lo svolgimento del progetto, di una durata iniziale prevista di circa 3 anni e che tuttora si è ancora in corso, sono state affrontate tutte le tematiche inerenti alla progettazione, sviluppo e realizzazione del telaio di cui sopra. Entrando nel dettaglio dello sviluppo pluriennale, come si può osservare dalla Tabella 1.1, le varie annate hanno una suddivisione di progetto sia trasversale che longitudinale rispetto al tempo.

Per cui anche nelle prime fasi, dove ci si è concentrati su problemi riguardanti l'ideazione e il know-how di nuove soluzioni, si è comunque preso in considerazione anche gli sviluppi futuri, quali tecnologie di produzione e validazione. Le specifiche di progetto vengono fornite direttamente da Ferrari S.p.A. attraverso un capitolato in cui sono elencate le varie prove, le norme da seguire per il calcolo e il target richiesto per il loro superamento.

Le attività relative al progetto sono state svolte in un laboratorio, denominato MilleChili Lab, allestito presso la Facoltà di Ingegneria di Modena in collaborazione con il Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Civile e con la stessa Ferrari S.p.A. Il laboratorio è dotato di un cluster di calcolo formato da un totale di 32 CPU con 2GB di RAM per ogni processore, suddivise in quattro work-station Linux-based e da un PC Windows. Su queste macchine, dedicate al calcolo e alla progettazione, sono installati alcuni software appositamente studiati e realizzati per il calcolo di strutture meccaniche. Tali Software sono:

	2009	2010	2011
	Training, finding know-how, first ideas	Final layout	Final prototyping and experimental tests
Design Design specifications	Existing Layout – Working Technique – Ferrari's Standards		
Numerical Analysis Performance specifications	Crash – Fatigue – Static Stiffness - NVH		
Product/ Process Production specifications	Production and Manufacturing Technology		

Create innovative engineering to design new structures respecting Ferrari's industrial constraints

Tabella 1.1: Evoluzione temporale Progetto MilleChili

- Altair HyperWorks 11.0
- Altair Optistruct 11.0
- Altair Radioss 11.0
- MSC.Nastran
- MSC.Marc
- Catia V5
- PTC ProEngineering
- Abaqus

Inoltre, nel corso degli anni, il Laboratorio MilleChili si dotato, appoggiandosi al DIMA, di alcune macchine di prova sperimentali, attraverso le quali è stato possibile creare e ricercare delle correlazioni numerico/sperimentali utili per le attività di calcolo e progettazione proprie del laboratorio.

In particolare sono state effettuate correlazioni sia su materiali isotropi, in particolare alluminio da fusione e estrusione, e materiali compositi in fibra di carbonio.

Durante il percorso di formazione degli studenti-dottorandi che hanno partecipato all'attività, si sono svolti alcuni corsi relativi alle basi teoriche e all'utilizzo dei software, in uso durante il progetto. Al termine di questi corsi sono anche stati rilasciati attestati di presenza e abilitazione agli studenti. Alcuni dei corsi previsti sono stati:

- Teoria di dinamica strutturale e impatti tenuto dal prof. Roberto Vadori
- Altair HyperMesh, HyperWorks
- Altair Optistruct
- Altair Radioss
- PTC ProEngineering
- etc...

All'interno del progetto di ricerca svolto presso il Laboratorio MilleChili colgono appieno il flusso di progettazioni che sta alla base di un autovettura, soprattutto per quel che riguarda la parte strutturale e la progettazione strutturale dei componenti principali del veicolo. In Figura 1.1 è possibile osservare come il progetto principale, che costituisce il cuore della attività del laboratorio (descritto nel paragrafo 3.1, sia contornato da attività di supporto, sia in ottica progettazione che in ottica di sviluppo metodologie.

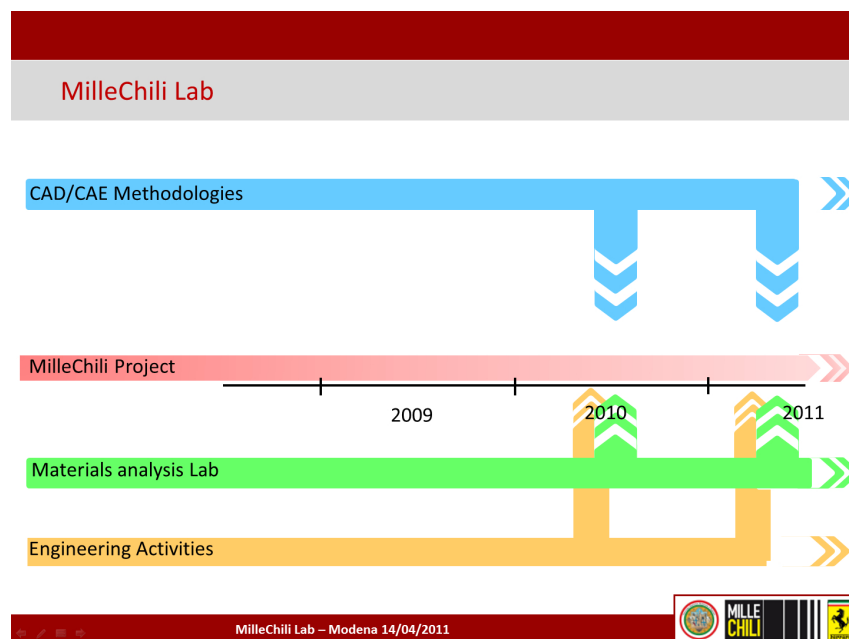


Figura 1.1: Flusso temporale attività Progetto MilleChili

Tali attività, di cui sono illustrati alcuni esempi nella sezione Capitolo 4, sono fondamentali per il progetto principale e consentono di interagire con i progettisti aziendali, che forniscono target e dettagli costruttivi, al fine di migliorare l'approccio metodologico alla risoluzione del particolare problema.

Nelle sezioni seguenti verranno illustrate le principali attività di ricerca, partendo dall'attività che ha prodotto la metodologia di calcolo innovativa per la progettazione del telaio automobilistico. Seguiranno poi gli sviluppi di metodologie di calcolo in supporto alla progettazione di componenti vettura, che in alcuni casi sfruttano la base della metodologia alla base del Progetto MilleChili.

1.1 Metodologia progettazione Telaio

La riduzione del peso è un tema ricorrente nel settore automobilistico, in particolare per il mondo dei vetture ad alte prestazioni. Questo tema viene ricercato per diversi fattori, dalla migliore prestazione in termini di dinamica veicoli, accelerazioni, velocità, fino al consumo di combustibile, che con le sempre più stringenti normative diventa fondamentale per la vendita della vettura. Di contro questa riduzione di peso ha la disefficienza in termini di sicurezza del veicolo. Risulta quindi opportuno introdurre una metodologia che tenga conto di queste differenti tematiche. Nel nostro caso sfrutteremo la metodologia dell'ottimizzazione.

I metodi di ottimizzazione sono strumenti che se utilizzati nel modo corretto diventano molto efficaci per la progettazione di qualsiasi componente meccanico, in particolare nel caso in cui si voglia ottenere una riduzione di peso a pari prestazioni strutturale. Nonostante la loro utilità, le tecniche di ottimizzazione faticano ancora ad essere applicate in campo industriale, probabilmente per la loro non diffusa conoscenza e comprensione. Negli ultimi anni però alcune divulgazioni scientifiche cominciano ad occuparsi del problema, come ad esempio Kilian et al. (2003) [7], o Wang et al. (2004) [8], che utilizzano le tecniche di ottimizzazione per piccoli oggetti all'interno del veicolo.

Durante questo lavoro invece verrà descritta una metodologia, basata su varie tecniche ottimizzazione, che ha come obiettivo quello della progettazione di un oggetto di grandi dimensioni, ossia il telaio portante di una vettura sportiva ad alte prestazioni. Il modello di riferimento è il telaio della Ferrari F458 Italia in versione coupè.

Il processo di ottimizzazione parte da un'ottimizzazione topologica, che verrà descritta nel Capitolo 2, applicato ad un volume massiccio formato da elementi tridimensionali, siano essi tetraedri o parallelepipedi. Tale volume rappresenta il massimo spazio disponibile per la parte strutturale del veicolo, qui ha diversi vani, tra cui il motore, il vano bagagli, la cellula abitacolo, etc.

Successivamente i risultati di questa ottimizzazione topologica vengono reinterpretati in un modello realizzato con elementi $2D$ (tipo shell) su cui verranno realizzate delle ottimizzazioni topometrica e di *size*. Naturalmente l'obiettivo delle ottimizzazioni sarà la riduzione della massa mantenendo vin-

coli di rigidità strutturale, risposte modali e comportamento durante l'urto frontale.

Capitolo 2

Ottimizzazioni strutturali

In parole povere, un problema di ottimizzazione può essere scritto nella forma:

$$\begin{array}{ll} \underset{\mathbf{x} \in \mathcal{D}}{\text{minimize}} & f(\mathbf{x}) \\ \text{subject to} & \mathbf{c}(\mathbf{x}) \geq \mathbf{0}. \end{array} \quad (2.1)$$

dove il vettore $\mathbf{x}$ rappresenta una parametrizzazione adeguata del problema in esame, $\mathcal{D}$ è il volume disponibile per la progettazione, $f(\mathbf{x})$ la funzione obiettivo, e $\mathbf{c}(\mathbf{x})$ i vincoli di ottimizzazione. Le funzioni $f(\mathbf{x})$ e $\mathbf{c}(\mathbf{x})$ sono generalmente calcolate tramite un software di simulazione, che può variare in base all'analisi in corso, mentre l'algoritmo di ottimizzazione iterativamente ricerca il miglior vettore dei parametri.

La complessità del problema di ottimizzazione cresce molto rapidamente con il numero delle variabili, infatti problemi con poche decine di variabili possono essere molto difficili da risolvere o per lo meno richiedono un lungo tempo di analisi.

In particolare, questo è vero quando l'ottimizzazione viene effettuata utilizzando un algoritmo basato sul gradiente e il gradiente stesso deve essere valutato tramite il calcolo alle differenze finite, come spesso succede nei problemi di ingegneria.

La situazione è leggermente diversa nell'ottimizzazione topologica, infatti le informazioni sul gradiente sono già disponibili grazie all'analisi agli elementi finiti, in questo modo un gran numero di variabili possono essere maneggate facilmente, permettendo l'utilizzo di un algoritmo di ottimizzazione basato sul gradiente, tipicamente MMA.

Nei capitoli successivi verranno illustrate le varie tecniche di ottimizzazione strutturale che vengono utilizzate nelle nostre impostazioni di nuove metodologie di calcolo.

2.1 Ottimizzazione Topologica

Andando ad osservare più da vicino come viene descritta l'ottimizzazione topologica si può dire che diversi approcci all'ottimizzazione topologica sono stati proposti e sono ancora in fase di sviluppo. Questi utilizzano sia l'ipotesi che il materiale può assumere localmente valori di densità inferiori all'unità, in modo scomparire dove è meno necessario permettendo così modifiche alla topologia della struttura (ad esempio il metodo SIMP), o cercano di modellare la geometria attraverso un problema di ottimizzazione di forma restituendo una modifica alla topologia della struttura. (ad esempio il metodo level-set).

I metodi più diffusi per l'ottimizzazione topologica, che sono stati anche tra i primi ad essere sviluppati, sono il metodo di omogenizzazione, e il metodo che sfrutta il materiale solido isotropo con penalizzazione, o SIMP-method.

La teoria di questi due metodi è approfondito ampiamente da Bendsøe e Kikuchi (1988) [9], e da Bendsøe e Sigmund (2004) [10]. Lo scopo è quello di trovare la distribuzione di materiale ottimale in una struttura. Per ottenere questo, vengono eseguite iterativamente analisi agli elementi finiti della struttura, assumendo come vettore di parametri la densità relativa del materiale di ogni elemento, alla quale è consentito variare con continuità durante le iterazioni di calcolo:

$$\mathbf{x} = \{x_i \in (0, 1], \forall i = 1, \dots, N\}, \quad (2.2)$$

dove N è il numero degli elementi presenti nel modello e la densità dell' i -esimo elemento è formulata da:

$$\rho_i(x_i) = x_i \rho^*, \quad (2.3)$$

dove ρ^* è la densità massima dell'elemento.

Il punto chiave è il modo in cui la densità del materiale e la rigidezza del materiale sono correlati. Secondo il metodo di omogeneizzazione la densità intermedia del materiale viene trattato come quella di un materiale poroso ed omogeneo con vuoti di piccole dimensioni, di solito presunti di forma rettangolare. Il tensore locale di rigidezza di un tale materiale è rigorosamente calcolato come una funzione della forma, delle dimensioni e dell'orientamento dei pori. Questo può portare ad una procedura matematica piuttosto complicata. Il metodo SIMP, che viene adottato in questo documento, è invece più semplice, e presuppone che la rigidezza dell' i -esimo elemento è espressa da:

$$E_i(x_i) = x_i^p E^*, \quad (2.4)$$

dove E^* è la rigidezza base del materiale isotropico. L'andamento dell'algoritmo è controllato da due parametri: il fattore di penalità p , e la sensibilità del filtro r . Il fattore di penalità $p \geq 1$ appare in 2.4. Il suo ruolo è quello di considerare sfavorevoli le densità intermedie nella soluzione ottimizzata,

così da spingere il risultati verso valori estremali. Con l'impostazione del filtro a $r \geq 1$, la sensibilità di ciascun elemento mediata con la sensibilità degli elementi nei suoi dintorni in un raggio di r volte la dimensione media delle maglie, prevenendo così il fenomeno di checkerboarding, ossia di un risultato a scacchiera, con pieni e vuoti tra elementi accostati.

Gli effetti di questi parametri sull'esito dell'ottimizzazione topologica è esemplificato nella Tabella 2.1 che mostra come banco di prova l'ottimizzazione di un ponte caricato con un carico concentrato in mezzzeria e incernierato alle estremità. Le figure, in cui solo la metà della struttura è mostrata, sono state realizzate utilizzando il codice di ottimizzazione topologica presentato da Sigmund (2001). L'obiettivo di questa ottimizzazioni è la minimizzazione del rapporto tra massa e rigidezza della struttura con però un target di massa assegnato.

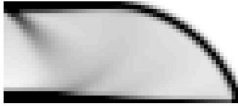
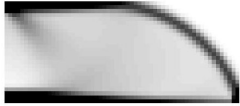
$p \downarrow r \rightarrow$	1.0	1.2	1.5
1.0	 131.7	 132.1	 132.4
1.5	 159.6	 178.4	 182.5
2.5	 187.2	 181.3	 188.4
I numeri sotto le figure rappresentano il rapporto massa rigidezza delle strutture.			

Tabella 2.1: Influenza dei parametri p e r nei risultati di un'ottimizzazione topologica.

Nonostante elevati valori di p ed r riducono le prestazioni della struttura in termini di funzione obiettivo (da 131,7 a 188,4 in Tabella 2.1), ne rendono la soluzione fisicamente significativa. Così, è rilevante settare questi parametri opportunamente, anche considerando che elevati valori di tali parametri possono influenzare negativamente la convergenza del processo di ottimizzazione. Al fine di aumentare la robustezza del processo, viene suggerito in letteratura

un metodo di continuità in cui p viene gradualmente aumentato (Bendsøe e Sigmund 2004).

Il processo di penalizzazione permette la trasformazione di un difficile problema di ottimizzazione topologica in un facile problema di ottimizzazione parametrica per la densità del materiale. Così, il metodo SIMP rende il problema topologico alquanto simile alle ottimizzazioni topometriche e size. Infatti queste due tipologie di ottimizzazione, pur essendo molto più semplice e pur non utilizzando nessun processo di penalizzazione, sono utili per problemi di dimensionamento problemi dello spessore del materiale: la prima modifica lo spessore elemento per elemento, mentre la seconda utilizza la variazione di spessore di ogni singolo componente come parametro di ottimizzazione.

2.2 Ottimizzazione Topometrica

Questo tipo di ottimizzazione, simile all'ottimizzazione topologica, è una tecnica matematica che permette di ottimizzare la distribuzione dello spessore degli elementi 2D di tutta la struttura; lo spessore di ogni singolo elemento può variare in un range da T_0 a T scelti arbitrariamente dall'utente (Figura 2.1(a)). Essa può dare indicazioni su quali aree andrebbero rafforzate e quali possono essere snellite se non addirittura eliminate dal modello per alleggerire la struttura.

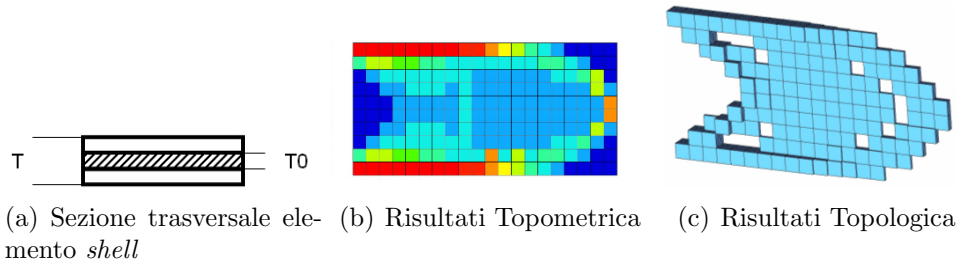


Figura 2.1: Ottimizzazione Topometrica

In Figura 2.1(b) è rappresentata una trave sottoposta a carico di flessione in cui sono stati imposti vincoli di rigidità e minimizzazione della massa. Nella Figura 2.1(c) è possibile osservare un'ottimizzazione topologica svolta su una trave analoga alla precedente dove gli elementi tridimensionali sono stati modellati in modo da averne un elevato numero sullo spessore, così da poter avere una distribuzione continua di spessore simile all'ottimizzazione topometrica. Da qui è possibile osservare che le due ottimizzazioni mostrano risultati simili su tipologie di elementi differenti. Si può quindi affermare che l'ottimizzazione topometrica è una topologica per la modellazione a *shell*.

2.3 Ottimizzazione Topografica

L'Ottimizzazione topografia è una forma avanzata di ottimizzazione di forma in cui è definita una regione di progettazione per il componente, dove vengono impostati modello di rinforzi a forma variabile. Semplicemente parlando, questa ottimizzazione consente di ottenere una deformazione localizzata del foglio creare nervature o tacche, che fungono da rinforzi localizzati (Figura 2.2). I parametri che governano la forma della nerva sono 4:

- Direzione di stampaggio
- Angolo di sformo
- Altezza di stampaggio
- Minima larghezza della nerva

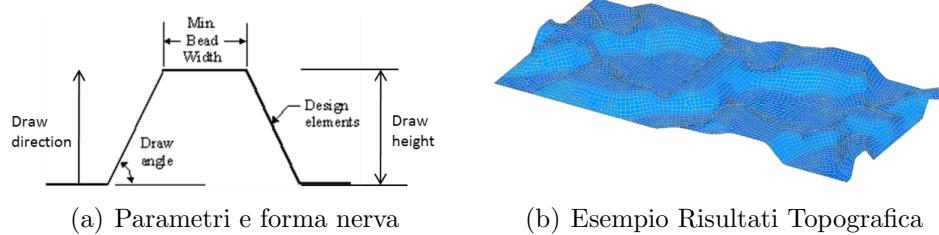


Figura 2.2: Ottimizzazione Topometrica

2.4 Ottimizzazione Parametrica

Nell'ottimizzazione parametrica invece possono essere variate le proprietà degli elementi strutturali che sono guidate da un parametro. Ad esempio possono essere variati lo spessore di componenti formati da elementi bidimensionali, le dimensioni che governano le sezioni degli elementi monodimensionali, la rigidità di una molla e altre variabili. Questa tipologia di ottimizzazione può essere assimilata ad una topometrica, in cui però non è lo spessore di ogni singolo elemento a cambiare, ma quello di un ogni set di elementi, definiti componenti. Nella Figura 2.3 è rappresentata un esempio di ottimizzazione parametrica dove varia lo spessore dei 2 componenti per garantire la rigidità della struttura.

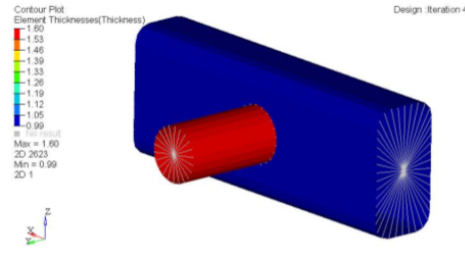


Figura 2.3: Esempio Ottimizzazione Parametrica

2.5 Ottimizzazione di Forma

L'ottimizzazione di forma consente invece di modificare la geometria delle strutture, sia formate da elementi bidimensionale che da elementi tridimensionali. Queste modifiche avvengono attraverso lo spostamento controllato, sia in termini di direzione che di quantità, di alcuni nodi selezionati.

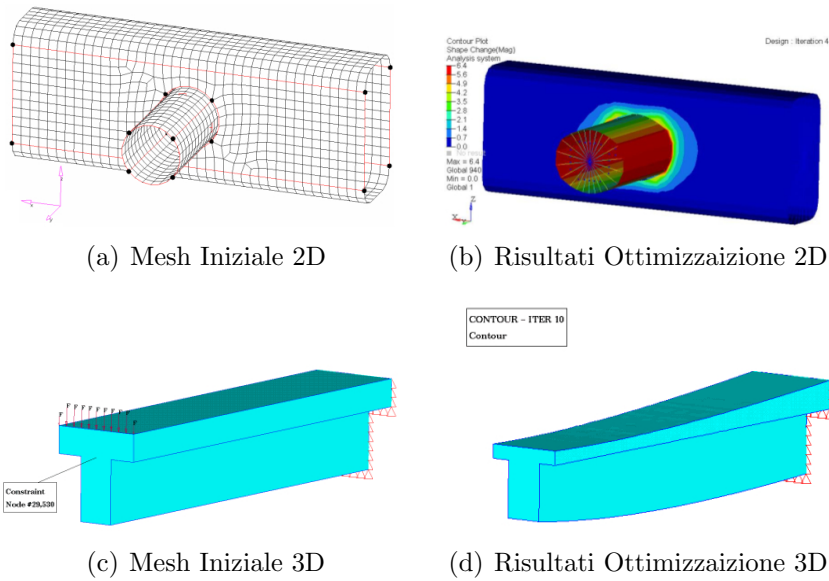


Figura 2.4: Esempio Ottimizzazione di Forma

Nella Figura 2.4 sono rappresentati 2 esempi di ottimizzazione di forma, una per elementi bidimensionali e l'altra per elementi tridimensionali.

Capitolo 3

Progettazione Telaio Automobilistico

3.1 Impostazione Modello per ottimizzazione topologica

La prima operazione da effettuare per impostare un problema di ottimizzazione topologica è quella di definire il dominio della struttura, o *design space*, i parametri in uscita dall'ottimizzazione stessa, ossia gli obiettivi ed i vincoli che la governano.

Per garantire lasciare la massima libertà al processo di ottimizzazione nella scelta della distribuzione ottimale di materiale, il dominio della struttura dovrebbe essere il più ampio possibile, compatibilmente con i vincoli di progetto. Infatti, il punto di partenza del nostro studio è un blocco massiccio tridimensionale di alluminio che occupa maggior parte delle zone libere all'interno del corpo vettura di un ipotetica carrozzeria costruita intorno al telaio. Per rendere la struttura il più possibile realistica alcune macro aree della vettura (Motore, cambio, vano bagagli, abitacolo) non è presi in considerazione e queste zone sono state escluse dal *design space*. I vincoli fisici predisposti sul dominio di calcolo sono i seguenti:

- interasse e carreggiata del veicolo sono fissati
- la geometria e i punti di fissaggio delle sospensioni sono fissate
- la dimensione e la posizione dell'abitacolo sono fissate

Il progetto è destinato ad una vettura che può assumere sia configurazione coupé che configurazione spider, per cui il tetto non è stato incluso nel design space dell'ottimizzazione. Il dominio dell'ottimizzazione topologica è mostrato in Figura 3.1. È costituito da un modello ad elementi finiti con 1060000

elementi tetraedrici del primo ordine, con un punto di integrazione. La dimensione media degli elementi è di 30 mm. I punti di fissaggio di sospensioni, motore e trasmissione, nonché le sospensioni stesse sono esclusi dal dominio.

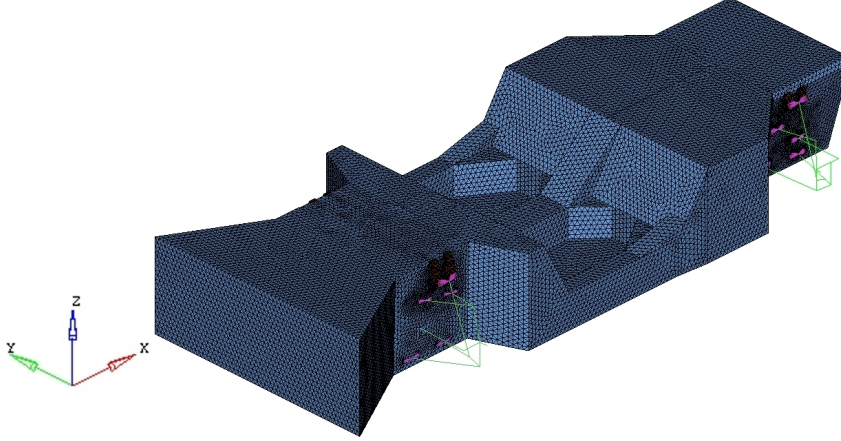


Figura 3.1: *Design Space* dell'ottimizzazione topologica

L'obiettivo dell'ottimizzazione è la minimizzazione la massa del telaio, poiché l'intero studio è fatto in ottica di ridurre il peso vettura. I vincoli dell'ottimizzazione sono stabiliti in base ai parametri richiesti dalle regolamentazioni interne di Ferrari S.p.A.. Questi, vengono aggiunti passo passo nel processo di ottimizzazione. Dal momento che diversi vincoli richiedono anche diverse analisi da eseguire, la complessità del problema e lo sforzo computazionale richiesto aumenta gradualmente con il numero di vincoli inclusi.

I vincoli riguardano:

1. Rigidezza flessionale complessiva della struttura

I centri-ruota del modello FEM sono vincolati e i brancardi caricati verticalmente nel punto medio dell'interasse, è richiesto che lo spostamento verticale dei punti dei brancardi nell'intorno della zona caricata rimanga al di sotto di una data soglia per un dato carico. Il target di rigidezza flessionale è correlato con lo spostamento misurato tramite la legge di Hooke:

$$k_f = \frac{F}{\Delta z} \left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right] \quad (3.1)$$

dove k_f è la rigidezza flessionale, F è il carico verticale e Δz lo spostamento verticale.

2. Rigidezza torsionale complessiva della struttura

Il centro-ruota anteriore destro è caricato verticalmente, mentre i rimanenti sono vincolati nel modello FEM, è richiesto che lo spostamento del

punto di applicazione del carico rimanga al di sotto una certa soglia per un dato carico. Il target di rigidità torsionale è correlato con la rotazione misurata tramite la legge di Hooke:

$$k_t = \frac{M}{\Delta\alpha} \left[\frac{\text{Nm}}{\text{rad}} \right] \quad (3.2)$$

dove k_t è la rigidità torsionale, M è il momento applicato alla struttura e $\Delta\alpha$ la rotazione attorno all'asse vettura provocata dal carico.

3. Rigidità locale dei punti di fissaggio di sospensioni, motore e cambio

È necessario che i punti di fissaggio di sospensioni, motore e cambio subiscano spostamenti limitati quando sono eccitati da carichi a diverse frequenze e lungo direzioni differenti. Viene dunque effettuata una analisi della risposta di frequenza volto a calcolare l'inertanza dei punti di fissaggio in un ampio intervallo di frequenze. L'inertanza $I(\omega)$ è definita come

$$I(\omega) = \frac{a(\omega)}{F(\omega)} \left[\frac{1}{\text{kg}} \right] \quad (3.3)$$

dove $a(\omega)$ è l'ampiezza dell'accelerazione misurata sul punto, $F(\omega)$ è l'ampiezza della forza applicata al punto e $2\pi\omega$ è la frequenza. Esprimiamo la forza applicata ad un sistema, lo spostamento e la accelerazione nella forma tipica:

$$\begin{aligned} F(t) &= F_0 \sin(\omega t) \\ x(t) &= X_0 \sin(\omega t - \phi) \\ a(t) &= -\omega^2 X_0 \sin(\omega t - \phi) \end{aligned} \quad (3.4)$$

Vincolare il massimo spostamento equivale a vincolare la quantità:

$$X_0(\omega) = \frac{I(\omega) F(\omega)}{\omega^2} = \frac{a(\omega)}{\omega^2} \text{ [m]} \quad (3.5)$$

Le rigidità locali combinano forze e spostamenti attraverso la legge di Hooke (3.1). Tuttavia, questo approccio richiede che una enorme quantità di dati venga monitorato durante le simulazioni, tutto ciò richiede enormi prestazioni computazionali e rende le simulazioni di difficile esecuzione. Un approccio alternativo, valido per scopi di ottimizzazione, è quello di accettare una semplificazione del caricamento, applicando carichi statici ai punti di fissaggio nelle 3 direzioni cartesiane e garantendo il mantenimento dello spostamento al di sotto di un determinato valore. Questo secondo approccio richiede però un corretto vincolamento della

struttura. Possono essere effettuati due tipi di vincolamento, che riflettono le normative per le prove sperimentali di riferimento, e che forniscono risultati differenti dopo il processo di ottimizzazione:

- a. I brancardi vengono fissati nel punto mezzeria dell'interasse. In questo modo le linee di forza passeranno attraverso i brancardi che risulteranno di dimensione significativa.
- b. La struttura non viene vincolata e viene applicata un'analisi che utilizza l'*inertia relief*. In questo modo la struttura resta in equilibrio statico attraverso una ridistribuzione di accelerazioni inerziali che equilibrano le forze e i momenti generati dai carichi esterni. Questa tipologia di vincolamento determinerà risultati differenti rispetto alla precedenti in quanto le linee di forza tenderanno a passare per il baricentro della struttura e quindi lungo il tunnel centrale, longitudinalmente al veicolo.

Entrambe le soluzioni possono essere di grande interesse in quanto avere i brancardi di dimensioni generose può essere utile per resistenza della struttura in caso di urto laterale. Tuttavia questo potrebbe rendere difficile l'accesso all'abitacolo. Si può optare per una delle due soluzioni a seconda che si tratti di vettura a motore posteriore o anteriore, dove la presenza di un tunnel centrale è obbligatoria per consentire il collocamento dell'albero di trasmissione. Essendo questo calcolo non presente nelle normative interne Ferrari si è optato per realizzare vincoli che siano analoghi al modello precedente, ricavati attraverso il modello FEM del telaio della vettura F458. La capacità di soddisfare i requisiti di inertanza del telaio realizzato deve essere analizzata a posteriori, dopo il processo di ottimizzazione.

4. Risposta modale della struttura

È richiesto che la prima frequenza flessionale e torsionale sia al di sopra delle soglie indicate. Essendo che i primi otto modi coinvolgono le sospensioni indipendentemente dalla struttura del telaio il vincolo è stato assegnato come somma dei primi nove termini della frequenze modali della struttura.

5. Risposta della struttura ad una sollecitazione linearizzata del carico a Crash

Ulteriore richiesta per l'omologazione del veicolo è il comportamento durante diverse tipologie di urto: frontale, laterale, posteriore etc. . . , queste prove sono regolate da diversi enti a seconda della zona geografica in cui viene venduta la vettura, i principali enti sono EURO NCAP, e US NCAP

Tale comportamento è garantito principalmente dalla capacità strutturale del telaio, in particolar modo dalla sua capacità di assorbire energia. Le simulazioni che stanno alla base della progettazione a *crash* di un veicolo includono problemi che richiedono risoluzioni dinamiche non lineari, che mal si sposano con l'ottimizzazione topologica, che utilizza dei solutori lineari per verificare il rispetto dei vincoli imposti. A fronte di questa problematica è stato deciso di adottare una versione semplificata della simulazione a *crash*, ossia linearizzandone il comportamento e tenendo in considerazione solo la simulazione dell'impatto frontale. Viene così garantita l'integrità del veicolo, soprattutto nella parte posteriore all'asse anteriore, zona dedicata al supporto degli oggetti deformabili che solitamente vengono utilizzati per assorbire l'energia durante l'impatto, che verranno studiati a parte e mostrati nel paragrafo 4.3. Per la simulazione dell'impatto frontale vengono utilizzate le forze dinamiche rappresentate da forze statiche inerziali, ossia si cerca di garantire la distribuzione delle forze reali, generando forze statiche di valore pari alla massa dell'oggetto a cui viene applicata per la decelerazione media considerata nell'impatto, $12G$. Le forze sono applicate in x negativo, essendo l'asse x la direzione longitudinale dall'anteriore al posteriore, come mostrato in Figura 3.1. La struttura viene vincolata nella parte anteriore del dominio, in una zona che potrebbe essere utilizzata come paraurti anteriore, anche se questa opzione è del tutto arbitraria. I vincoli imposti all'ottimizzazione sono strutturati in modo da limitare gli spostamenti di alcuni nodi in posizioni specifiche del *design space*. Tali punti servono a monitorare gli spostamenti di sedili, fissaggi motore, fissaggi porte, pedaliera, volante, paraframma posteriore, cruscotto e parabrezza. Anche in questo caso non si hanno parametri specifici dai quali attingere i vincoli, così si è utilizzato un modello di riferimento, sempre il modello FEM del telaio Ferrari F458, al quale sono state applicate le stesse forze e monitorate le stesse zone per raccogliere le informazioni volute.

Le configurazioni di carico sono esemplificati in Figura 3.2. Nel processo di ottimizzazione sono richieste 36 diverse prove statiche per ogni iterazione, 32 per le rigidità locali, mentre le altre 4 sono per gli altri vincoli. Altre richieste, tipicamente valutazioni a fatica e altro, che sono presenti nelle richieste interne Ferrari, non vengono considerate durante questo processo di ottimizzazione, ma verranno valutate esclusivamente sui modelli intermedi/finali, anche per la natura intrinsecamente locale dei problemi a fatica quindi superflui per le analisi globali che stiamo andando a valutare.

In tutte le ottimizzazioni effettuate è impostato un vincolo di simmetria rispetto al piano di mezzzeria xz della vettura. Nelle successive ottimizzazioni, size e topometrica, sono applicati gli stessi vincoli di progetto.

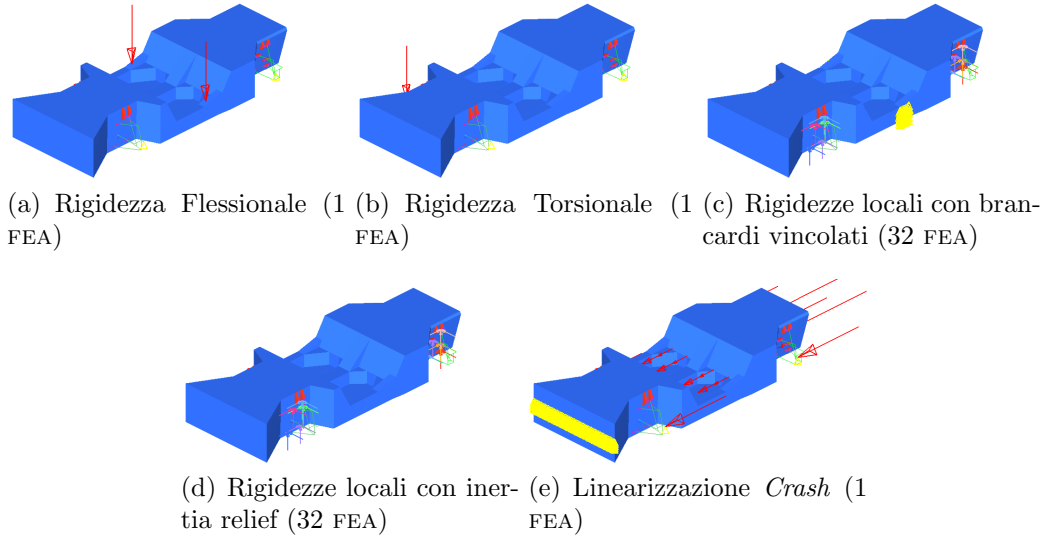


Figura 3.2: Riassunto dei differenti configurazioni di vincolo e carico

La scelta dei vincoli di ottimizzazione e obiettivi che è stato presentato in questa sede non è troppo differente da quella presentata da Duddeck (2008) nella sua opera. Egli risolve la riduzione del peso del veicolo applicando nell'ottimizzazione multidisciplinare sia processi statici (rigidezze) che dinamici tra cui NVH e le simulazioni dei vari crash (Frontale, laterale, posteriore e gli impatti, e Danner test). Il punto di vista delle due opere però è molto diverso, in quanto Duddeck (2008) affronta l'ottimizzazione di un modello di veicolo esistente in una fase successiva del processo di sviluppo del prodotto con l'adozione di una parametrizzazione adeguata e facendo uso di strumenti di ottimizzazione tradizionali (ad esempio *design of experiments DOE*, modellazione di superfici, algoritmi evolutivi, ottimizzazioni multicriteria).

Nel presente lavoro utilizziamo l'ottimizzazione in una fase iniziale dello sviluppo del processo produttivo di un telaio. Con l'adozione di tecniche di ottimizzazione topologica possiamo risolvere un problema di ottimizzazione multidisciplinare, e lasciamo all'ottimizzatore la "libertà" di scegliere la soluzione ottimale da zero. Si tratta di uno strumento estremamente potente se può essere utilizzato in questa fase, dall'altro lato però il prezzo da pagare è la preclusione dell'uso di algoritmi di ottimizzazione *population-based multicriteria*, e un trattamento più rigoroso delle non linearità (crash test) deve essere rinviato ad una fase successiva della progettazione.

3.2 Il processo di ottimizzazione

L'ottimizzazione topologica viene eseguita sul modello mostrato in Figura 3.1. Il pacchetto software utilizzato per l'ottimizzazione è Altair OptiStruct 10.0, mentre il modello creato è stato realizzato con Altair HyperMesh 10.0. Al fine di calibrare al meglio il processo, è stata effettuata in prima istanza un'analisi di sensitività sui parametri di ottimizzazione p e r . Un esempio dell'influenza dei parametri nei risultati dell'ottimizzazione è mostrato in Figura 3.3 dove m è la massa adimensionalizzata del telaio. La massa adimensionalizzata del telaio è calcolata come la massa del telaio ottimizzato, comprese le sospensioni e le giunzioni, diviso per la massa del modello in Figura 3.1. Dopo l'analisi di sensibilità si è scelto di impostare i parametri di ottimizzazione nel modo seguente:

- $p = 2$ e $r = \frac{5}{3}$ per il calcolo con i brancardi vincolati
- $p = \frac{3}{2}$ e $r = \frac{5}{3}$ per il calcolo con *inertia relief*

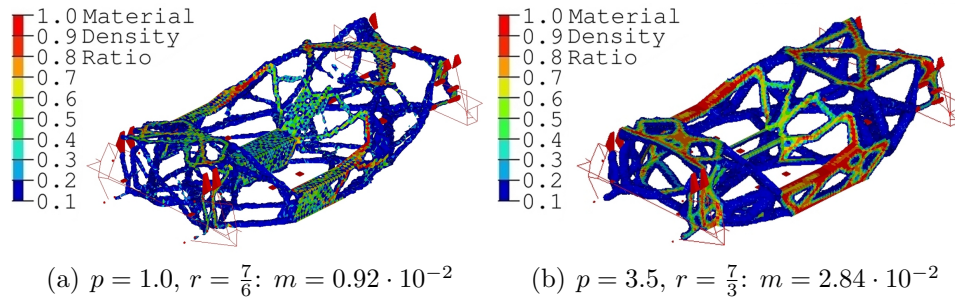


Figura 3.3: Effetto dei parametri dell'ottimizzazione sui risultati della topologica. La figura mostra un'ottimizzazione topologica il cui scopo è la minimizzazione della massa del telaio con solamente i vincoli di rigidità flessionale e torsionale. Gli elementi con densità relativa x_i inferiore a 0.1 non sono mostrati nelle immagini.

Durante la ricerca della convergenza della soluzione, è applicato un metodo di continuità in cui la soluzione è ricercata in tre fasi. Quando viene raggiunta la convergenza p è incrementato di una unità e l'analisi continua con il passo successivo. La scelta dei parametri è effettuata seguendo alcune considerazioni sui risultati dell'analisi di sensibilità effettuata in precedenza. Per esempio, si è osservato che:

- La soluzione ottenuta sia definita più chiaramente,
- Il numero di elementi a densità intermedia è inferiore,
- La convergenza si ottiene più facilmente,

- La topologia del telaio è considerato dai progettisti più interessante, innovativa, e più facile da produrre.

Nonostante l'analisi di sensibilità effettuata, i risultati dell'ottimizzazione topologica sono ancora lontani dall'essere pronto con le soluzioni per il progetto del telaio: anche se una scelta adeguata dei parametri è stata fatta, i risultati mostrati sono sempre caratterizzati da un certo numero di elementi aventi densità intermedia, non abbiamo ancora una soluzione con soli valori estremali. Inoltre, a causa della discretizzazione del dominio, la soluzione presenta superfici molto frastagliate.

Per questo motivo, i risultati topologici devono essere interpretati al fine di creare nuovi modelli che saranno oggetto di un'ulteriore ottimizzazione. In particolare questi modelli, che riproducono la forma suggerita dai risultati di ottimizzazione, sono stati manualmente ridisegnati utilizzando un software CAD. Le sezioni solide del traliccio in uscita dai risultati dell'ottimizzazione topologica sono ridisegnate come elementi a parete sottile, in quanto queste sono più performanti in termini del rapporto inerzia su massa. I nuovi domini sono modellati utilizzando elementi 2D *shell*, quadrangolari e triangolari, con una dimensione media di 10mm. In totale le discretizzazioni portano ad avere circa 170000 elementi su ogni modello.

Su questi nuovi domini viene eseguita inizialmente un'ottimizzazione topometrica. Il risultato di questa ottimizzazione rappresenta una struttura assolutamente non producibile, in quanto gli spessori dei laminati variano punto per punto, ma è utile per fornire indicazioni macroscopiche su quali sono le zone da migliorare come topologia, e quindi possono essere rimaneggiate al CAD. Con l'ottimizzazione topometrica è possibile:

- Identificare le parti che possono essere rimosse in quanto non contribuiscono in modo significativo da un punto di vista strutturale,
- Individuare i componenti trave che potrebbero essere ri-orientati per seguire meglio le linee di forze preferenziali nella struttura.

Infine, una volta che il modello CAD è stato rivisto secondo i suggerimenti provenienti dalla ottimizzazione topometrica, viene eseguita sul modello un'ottimizzazione di *size*, in modo da raggiungere la distribuzione ottimale degli spessori nei singoli componenti a parete sottile presenti nella struttura. I risultati di questa ottimizzazione possono essere presi in seria considerazione per la produzione di ogni singolo componente, in quanto gli spessori possono avere valori discreti e realizzabili tecnologicamente.

3.3 Risultati ottimizzazioni

I risultati del processo di ottimizzazione topologia sono mostrati in Figura 3.4 per entrambe le ottimizzazioni eseguite. Le principali differenze che si notano nel *layout* proposto dall'ottimizzazione nel caso di calcolo con brancardi vincolati o con *inertia relief* sono bene evidenti. Difatti la seconda soluzione (Figura 3.4(b)) mostra una struttura molto più leggera e con piccole travi nelle zone dei brancardi e negli attacchi sedili, inoltre è mostrato una mancanza di travatura reticolare nella zona di attacco cambio e invece una presenza più importante del tunnel centrale. A causa di queste evidenti differenze nei due *layout* finali, si è deciso di proseguire l'attività su mantenendo entrambe le soluzioni.

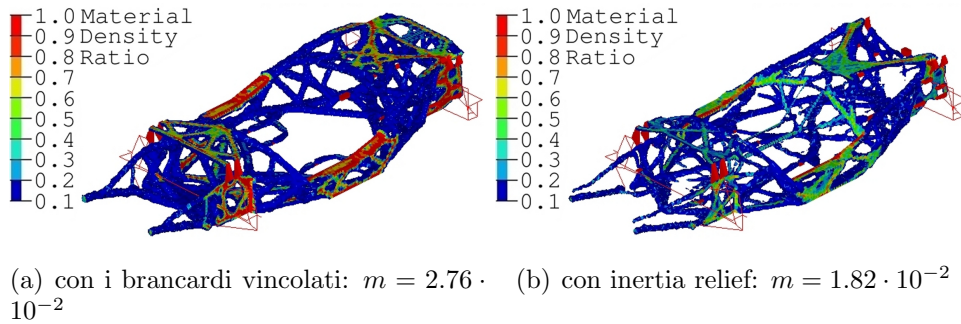


Figura 3.4: Risultati ottimizzazione topologica. Le immagini rappresentano un'ottimizzazione topologica che ha come obiettivo la minimizzazione della massa del telaio e che include come vincoli tutti quelli discussi nel paragrafo 3.1. Gli elementi con densità relativa x_i inferiore a 0.1 non sono mostrati.

Va inoltre detto che l'adozione del processo di *inertia relief* rende più difficile la convergenza dell'ottimizzazione topologica, in quanto non è possibile usufruire del metodo di continuità in cui il parametro p viene aumentato di una unità dopo la prima convergenza. Si sono presi quindi in considerazione solo i risultati dopo questa convergenza. Questo spiega anche in parte le grosse differenze delle due soluzioni in termini di massa e di qualità del risultato. Infatti l'aumento di del fattore di penalità p porta anche all'aumento della massa e all'estremizzazione dei valori di densità, con conseguente eliminazione dei valori a densità intermedie. Le immagini in Figura 3.4 rappresentano l'ultima iterazione in cui la convergenza, con o senza il metodo di continuità, è stata raggiunto per mostrare una soluzione fattibile in termini di progettazione.

Un confronto tra la Figura 3.3 e la Figura 3.4 consente di effettuare una considerazione sulle semplificazioni introdotte nel paragrafo 3.1. Tali semplificazioni riguardano l'analisi delle rigidità locali dei punti di fissaggio e la linearizzazione dell'analisi a *crash*, dovute alle limitazioni del software a disposizione. Risulta chiaro che le analisi semplificate introdotte e discusse nel

paragrafo 3.1 non sono del tutto equivalenti ai requisiti originali, tuttavia, essi consentono, ai risultati topologica, di essere molto più simile a come un telaio reale.

Infatti, in Figura 3.3 non sono presenti i paraurti e troppo poco materiale è previsto nella zona di attacco sospensioni e i giunti di fissaggio del cambio sono praticamente sospesi in aria. Tutto questo è evitato con l'introduzione delle semplificazioni discusse: anche se questo non è sufficiente a garantire che tutti i requisiti siano soddisfatti, la topologia del telaio è notevolmente migliorata e assume una sembianza "realistica". In questo modo il superamento di questi requisiti è rimandato, e semplificato, ad un problema di dimensionamento più che di un problema di definizione della topologia della zone interessate.

L'interpretazione dei risultati della topologica è un processo piuttosto lungo che deve essere svolto manualmente riproducendo con un software CAD il modello ottimale componente per componente. Inizialmente vengono recuperate dal risultato topologica le coordinate spaziali dei giunti. Questi vengono poi collegati attraverso travi a sezione quadrangolare cava. Le dimensioni e le sezioni di queste travi sono lasciate alla discrezione del progettista, ma fondamentalmente dipendono dalla dimensione e dalla densità media delle travi rappresentate nei risultati della topologica, dalla semplicità di giunzione con le altre travi e con i giunti. Le stesse considerazioni sono fatte per le separazioni e interconnessioni tra le travi. Questa interpretazione porta alla definizione di due nuovi modelli che sono il punto di partenza per le ottimizzazioni successive.

Durante le impostazioni delle ottimizzazioni topometriche sorgono alcune problematiche. In primo luogo, si osserva che in questo caso i parametri p e r perdono la loro rilevanza: mentre, al termine di un'ottimizzazione topologica, si deve evitare la presenza di elementi con la densità intermedia, che è priva di significato fisico, questo non è vero quando si tratta di spessore intermedio di una piastra, anche se i risultati sono ancora irrealizzabile da un punto di vista produttivo. Un altro problema è il tipo di vincolamento da utilizzare nella valutazione delle rigidità locali. Come già illustrato nel paragrafo 3.1, utilizziamo un differente tipo di calcolo per analizzare le rigidità locali; quale tra i due sia il più opportuno non è possibile appurarlo a priori, quindi si è deciso, in fase di ottimizzazione topologica, di mantenerli entrambi. Per quel che riguarda invece le ottimizzazioni successive si è deciso di applicare ad entrambe il vincolo sui brancardi.

La Figura 3.5 mostra i risultati delle ottimizzazioni topometriche eseguite sui due modelli. L'intervallo di spessore scelto per gli elementi è ancora abbastanza ampio e va da 0 a 15 mm. Questa scelta è stata fatta al fine di lasciare più libertà all'ottimizzatore nella ricerca delle aree più importanti da un punto di vista strutturale. Durante questa fase non sono evidenziati particolari problemi di convergenza nel calcolo.

A seguito delle indicazioni fornite dall'ottimizzazione topometrica, si effet-

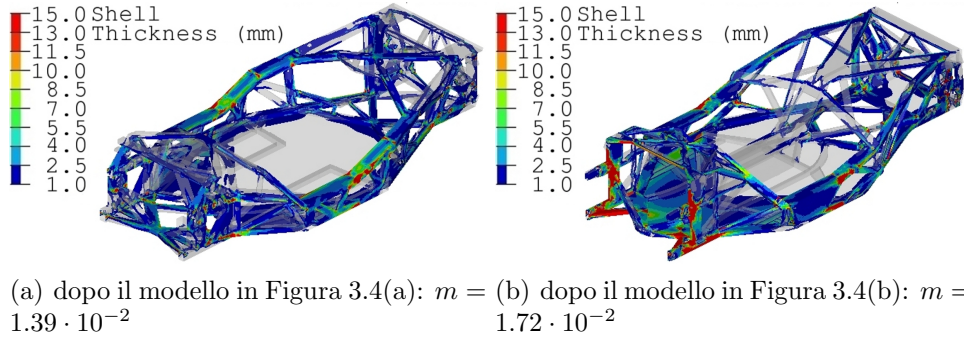


Figura 3.5: Risultati ottimizzazione topometrica. Le immagini rappresentano un’ottimizzazione che ha come obiettivo la minimizzazione della massa del telaio e che include come vincoli tutti quelli discussi nel paragrafo 3.1. Gli elementi con spessore inferiore a 1 mm non sono mostrati.

tuano alcune piccole modifiche al progetto, in modo da avere un nuovo modello CAD su cui effettuare nuovamente il *loop* e per effettuare l’ottimizzazione parametrica, dove si permetterà al solutore di ottimizzare lo spessore di ogni singolo componente. Per componente viene inteso un gruppo di elementi che hanno la stessa proprietà, ossia hanno lo stesso materiale e lo stesso spessore finale. Nei modelli si è cercato di suddividere il più possibile i vari oggetti in componenti per avere il risultato migliore. Come metodologia di suddivisione si è tenuto conto del processo di produzione a cui questi oggetti possono essere sottoposti: laminazione e stampaggio per le zone più ampie, estrusione per gli oggetti con un importante dimensione longitudinale. Questo ha permesso la creazione di circa 350 zone differenti per ogni modello. Per semplicità entrambi i telaio sono stati modellati senza prendere in considerazione le varie giunzioni che ci sono tra un componente e l’altro. Questo è rimandato ad un passo successivo, non trattato in questo documento, in cui dovranno essere presi in considerazione, oltre alle richieste strutturali, anche altri aspetti non secondari, quali la realizzabilità, la montabilità e soprattutto l’industrializzazione del processo di produzione. Sarà necessario scendere a compromessi tra i vari aspetti. Al fine di rendere questi aspetti meno influenti sui risultati ottenuti dalle ottimizzazioni si è scelto di creare un cuscino di sicurezza, incrementando le rigidità richieste così che i progettisti avranno qualche libertà in più in futuro.

La Figura 3.6 mostra i risultati delle ottimizzazioni parametriche eseguite sui due modelli. La gamma di spessori scelta per queste ottimizzazioni è stata ridotta rispetto alla fase precedente passando al *range* [0,8, 8,0]mm per garantire la processabilità per estrusione della maggior parte dei componenti.

Nella Figura 3.6 sono state impostate le ottimizzazioni parametriche utilizzando come metodo di verifica delle rigidità locali il calcolo con brancardi vincolati. Grazie al fatto che questo tipo di ottimizzazione riduce notevolmente il numero di parametri in gioco (≈ 330 contro $\approx 10^6$ in caso di ottimizzazio-

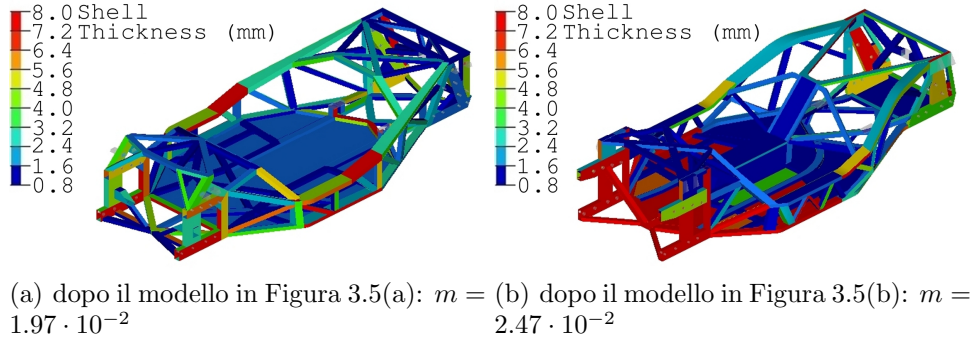


Figura 3.6: Risultati ottimizzazione parametrica (*Size*). Le immagini rappresentano un'ottimizzazione che ha come obiettivo la minimizzazione della massa del telaio e che include come vincoli tutti quelli discussi nel paragrafo 3.1.

ne topologica) e di una discretizzazione con numeri nettamente inferiori, si è scelto di effettuare anche un'analisi completa con le inertanze calcolate secondo normativa interna Ferrari S.p.A., eliminando in parte le semplificazioni introdotte in precedenza.

I risultati di queste ultime ottimizzazioni parametriche sono riportati in Figura 3.7. La massa finale del telaio, in questo caso, risulta molto inferiore rispetto ai risultati dell'ottimizzazione parametrica effettuata con i brancardi vincolati. Questo suggerisce che il vincolo applicato è troppo severo per soddisfare i requisiti di rigidità locali, andando ad applicare una rigidezza globale di struttura quando invece si è interessati ad un effetto locale. Questo fenomeno può essere visto chiaramente confrontando la Figura 3.6 e la Figura 3.7. Analoghe conclusioni si possono effettuare nel caso in cui l'opzione di *inertial relief* sia scelto al posto del vincolamento dei brancardi per le ottimizzazioni sia topometrica che parametrica.

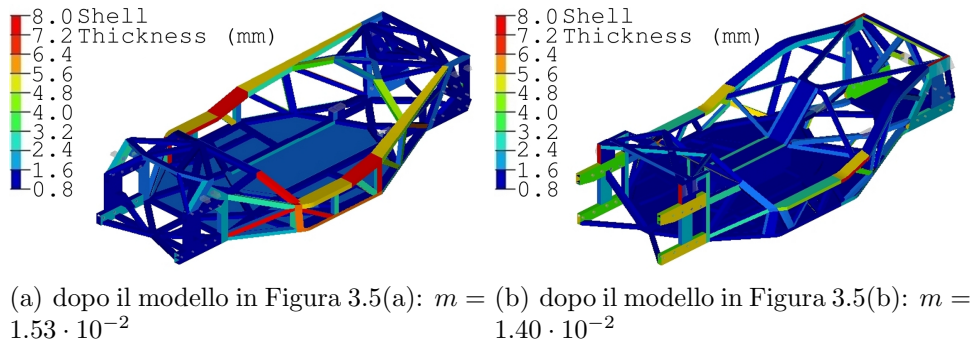


Figura 3.7: Risultati dopo l'ottimizzazione parametrica con analisi delle inertanze per il calcolo delle rigidità locali. Le immagini rappresentano un'ottimizzazione che ha come obiettivo la minimizzazione della massa del telaio e che include come vincoli tutti quelli discussi nel paragrafo 3.1.

3.4 Considerazioni finali e specifiche computazionali

La Tabella 3.1 riassume i risultati intermedi del processo di ottimizzazione specificando i vincoli che sono stati presi in considerazione passo dopo passo e la massa del telaio al termine di ogni calcolo, normalizzata sulla massa del modello in Figura 3.1. Tutte le ottimizzazioni mostrate in tabella hanno dato esito finale con convergenza e vincoli rispettati.

#	Ottimizzazione	Vincoli ottimizzazioni							Massa
		Rigidezza	Rigidezza	Rigidezze locali			Risposta	Crash	
		flessionale	torsionale	vincolata	in. rel.	inertanze	Modale	Lineare	
1	Topologica	✓	✓	✗	✗	✗	✗	✗	$1.332 \cdot 10^{-2}$
2	Topologica	✓	✓	✓	✗	✗	✗	✗	$2.648 \cdot 10^{-2}$
3	Topologica	✓	✓	✓	✗	✗	✓	✗	$2.652 \cdot 10^{-2}$
4	Topologica	✓	✓	✓	✗	✗	✓	✓	$2.757 \cdot 10^{-2}$
5	Topologica	✓	✓	✗	✓	✗	✗	✗	$1.294 \cdot 10^{-2}$
6	Topologica	✓	✓	✗	✓	✗	✓	✗	$1.388 \cdot 10^{-2}$
7	Topologica	✓	✓	✗	✓	✗	✓	✓	$1.821 \cdot 10^{-2}$
8	Topometrica (dopo #4)	✓	✓	✓	✗	✗	✓	✓	$1.391 \cdot 10^{-2}$
9	Topometrica (dopo #7)	✓	✓	✓	✗	✗	✓	✓	$1.721 \cdot 10^{-2}$
10	Parametrica (dopo #8)	✓	✓	✓	✗	✗	✓	✓	$1.967 \cdot 10^{-2}$
11	Parametrica (dopo #9)	✓	✓	✓	✗	✗	✓	✓	$2.467 \cdot 10^{-2}$
12	Parametrica (dopo #8)	✓	✓	✗	✗	✓	✓	✓	$1.529 \cdot 10^{-2}$
13	Parametrica (dopo #9)	✓	✓	✗	✗	✓	✓	✓	$1.402 \cdot 10^{-2}$

Tabella 3.1: Sequenze ottimizzazioni e risultati in termini di massa.

La Tabella 3.2 mostra CPU time richieste di memoria dei vari processi di ottimizzazione. Questi calcoli sono stati effettuati utilizzando un server con processori *Xeon* 2.0 GHz 8-core CPU e 32 GB di memoria RAM.

Risulta anche interessante osservare che aggiungendo vincoli alle ottimizzazioni porta ad un aumento della massa ottimale rilevata. Questo considerazione può apparire ovvia, anche se è interessante discuterne. Infatti l'aggiunta di vincoli nell'ottimizzazione topologica con i brancardi vincolati porta ad un aumento della massa da $2.65 \cdot 10^{-2}$ a $2.76 \cdot 10^{-2}$ (ottimizzazioni da 2 a 4 di Tabella 3.1), mentre nelle ottimizzazioni con *inertia relief* la massa cresce da $1.29 \cdot 10^{-2}$ a $1.82 \cdot 10^{-2}$ (ottimizzazioni da 5 a 7 di Tabella 3.1). Si osserva quindi che nel primo caso l'incremento di masse è pari al 4%, mentre nel secondo caso è pari 41%; questo è dovuto al fatto che in qualche modo i vincoli introdotti, in particolare la linearizzazione del *crash*, è ben assorbita dalla struttura con i brancardi irrobustiti dal passaggio di forze dovute al loro vincolamento. Un particolare che spiega invece la grande differenza tra i modelli con vincolo ai

Numero Ottimizzazione	Numero Iterazione	CPU time [hh:mm]	Memoria [GB]
4	86	210:35	8.13
7	178	299:26	8.13
8	31	11:25	4.96
9	25	9:30	4.54
10	9	2:58	4.05
11	12	6:26	4.84
12	12	3:48	4.05
13	17	8:33	4.85

Tabella 3.2: CPU time and richieste di memoria per i vari processi di ottimizzazione.

brancardi e con *inertia relief*, è quello che il metodo di continuità, dove il parametro p cresce una volta raggiunta la prima convergenza, non viene introdotto quando il modello è calcolato in *inertia relief*. Questo però non significa che il l'uno o l'altro siano a priori da scartare. Infatti, anche se il problema di ottimizzazione è ben posto, la massa del telaio al termine di di un'ottimizzazione topologica non è un parametro che è particolarmente significativo in quanto il risultato di l'ottimizzazione topologica dipende sensibilmente dai parametri applicati, dal metodo di continuità, e dal livello di convergenza raggiunto.

In altre parole, lo scopo dell'ottimizzazione topologica è semplicemente quello di trovare una topologia ottimale per l'intera struttura, ossia si vuole dare al progettista le indicazione di dove mettere o meno il materiale e dove prevedere dei fori o scavi per ridurre il peso. Il raggiungimento di un *layout* finale per il telaio è al fuori dalla portata di un'ottimizzazione topologica, e in questa fase molto lavoro deve ancora essere fatto. Per le stesse ragioni, la forte riduzione della massa ottenuta con l'ottimizzazione topometrica, in confronto con la topologica che ne è la base di partenza, non è dovuta tatta alle capacità di interpretazione del progettista ma anche al fatto che i parametri di ottimizzazione p e r perdono il loro significato in fuori dall'ottimizzazione topologica e quindi non viene applicato il metodo di continuità nel seguito delle processo di ottimizzazione.

Capitolo 4

Metodologie di calcolo per sviluppo prodotto

Sempre per quel che concerne le metodologie di calcolo sviluppate all'interno del laboratorio, verranno illustrate nel seguito alcune attività di progettazione/innovazione metodologica che hanno dato un importante supporto al Progetto MilleChili, come illustrato precedentemente nella Figura 1.1. Queste attività hanno il compito, non solo di sviluppare nuove metodologie fini a se stesse, e cioè dedicate solo alla progettazione di quel particolare componente, ma al contrario verranno utilizzate e saranno di supporto anche per il Progetto MilleChili. Infatti, grazie alle tecniche conosciute e sviluppate durante questi progetti a breve durata, sarà possibile fornire nozioni e metodologie per lo sviluppo e il miglioramento del progetto complessivo.

4.1 Ottimizzazione cofano automotive

In particolare, iniziamo dal presentare l'attività di sviluppo metodologico che ha portato alla progettazione *ex novo* della struttura portante interna di un cofano per il vano bagagli automobilistico. Tale attività si inserisce nella serie di lavori svolti in collaborazione con Ferrari S.p.A. per creare metodologie di calcolo atte a ridurre il peso delle parti mobili di un'autovettura, quali portiere, cofani motore e portabagagli.

L'obiettivo, come detto, è quello di progettare la parte interna del cofano realizzata in alluminio, mantenendo le stesse prestazioni del modello precedente riducendo il peso vettura. Queste prestazioni sono valutate attraverso differenti analisi statiche richieste dai capitoli di progettazione interni a Ferrari S.p.A.. Per esempio, una missione controlla la deformazione causata dalle forze aerodinamiche mentre un'altro vincolo, ad esempio, è quello che richiede di garantire la corretta rigidezza del cofano in fase di chiusura.

La metodologia utilizza diversi tipi di ottimizzazioni strutturali, con lo stesso obiettivo e gli stessi vincoli. L'obiettivo, infatti, è quello di ridurre la massa mentre i vincoli sono quelli di mantenere prestazioni equivalenti al modello di riferimento. Inoltre è necessario mantenere lo stesso processo di produzione dell'oggetto.

4.1.1 Flusso di progettazione

Il modello di riferimento dello studio è il rinforzo interno del cofano anteriore della Ferrari F458 Italia, mostrato in Figura 4.1. Anche per questa attività è stato utilizzato una metodologia simile a quella illustrata nel capitolo 3.1, anche se con qualche variante.

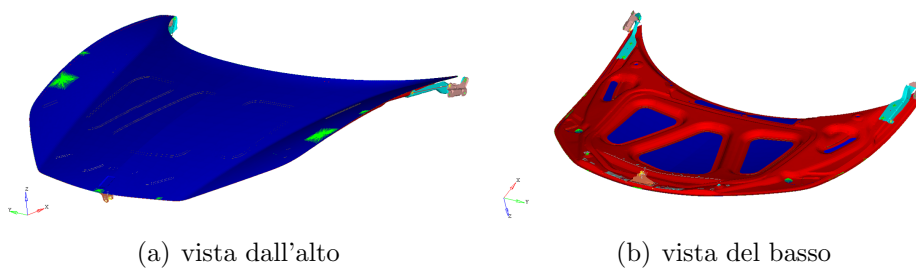


Figura 4.1: Cofano anteriore Ferrari F458 Italia. La parte da ottimizzare sarà quella mostrata in rosso nella figura (b)

Inizialmente, il modello precedente è stato analizzato per ottenere i dati relativi alle *performances* in termini di spostamenti del nodo sottoposto al carico nelle varie prove di rigidezza, le quali rispettano i vincoli interni per il calcolo

numerico del componente e rispecchiano le prove sperimentali necessarie alla sua omologazione interna illustrate in Figura 4.2. I valori di spostamento ottenuti rappresentano i vincoli per tutte le ottimizzazioni che sono effettuate.

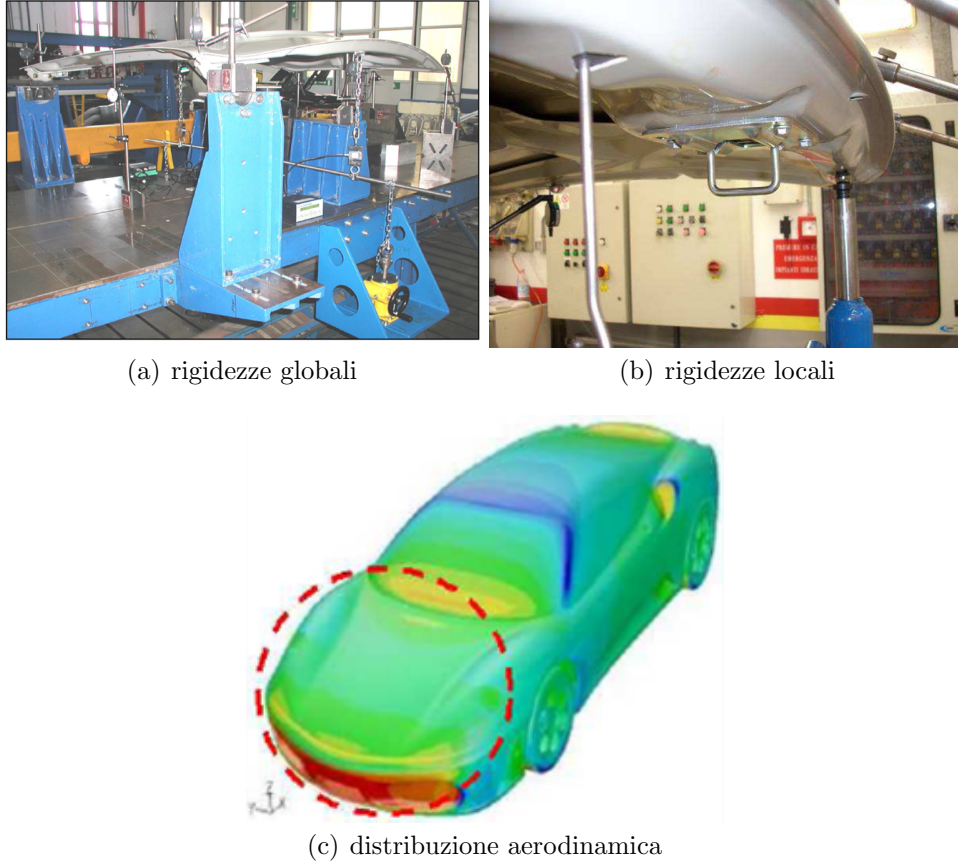


Figura 4.2: Esempi di macchine di prova sperimentali per l'omologazione interna e dati aerodinamici per le prove di flessione laterale

Il flusso di progettazione, illustrato dalla Figura 4.3, ripercorre quanto proposto nel capitolo 3.1, con qualche piccola modifica dovuta alla tipologia di prodotto da realizzare. Inizialmente si parte da un'ottimizzazione topologica (descritta abbondantemente nel capitolo 2, che ci consente di ottenere informazioni importanti riguardo le linee di forza necessarie per garantire tutti i vincoli richiesti per l'omologazione interna del prodotto. A questo punto si rende opportuna una reinterpretazione dei risultati dell'ottimizzazione topologica; tutto questo è realizzato mediante un software CAD che ci consente di disegnare, nel modo più corretto possibile, l'ossatura interna seguendo i risultati dell'ottimizzazione topologica. Questo è anche necessario in quanto l'ossatura interna deve essere realizzata mediante un foglio di alluminio stampato, per non modificare il processo produttivo del componente.

Al termine della reinterpretazione CAD del modello sono necessarie nuove analisi per valutare lo stato dell'arte del nuovo modello. Da qui, inizia il vero e proprio *loop* di ottimizzazioni e modifiche al disegno che consentiranno di aumentare le prestazioni del prodotto.

In particolare, in questa fase del progetto, vengono utilizzate delle ottimizzazioni che non lavorano più sulla topologia del prodotto, ma direttamente sugli spessori della lamina e sulla forma generata per stampaggio. Verranno alternate al disegno 3D le varie tecniche di ottimizzazione descritte nel capitolo 2, quali ottimizzazione topometrica, topografica e parametrica.

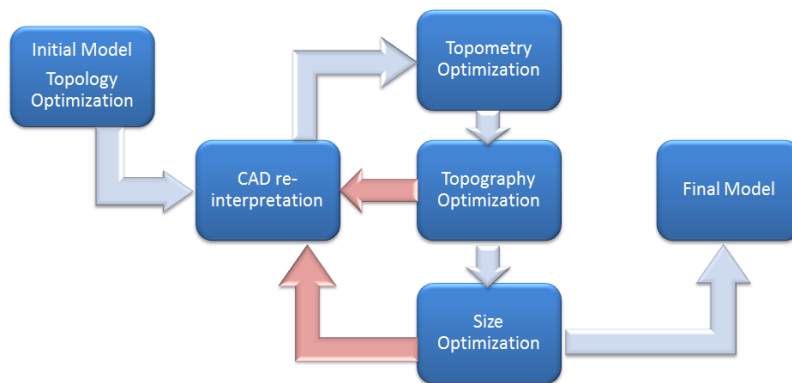


Figura 4.3: Flusso di progettazione del rinforzo interno del cofano anteriore Ferrari F458 Italia. Viene generato un *loop* tra le varie tipologie di ottimizzazione e la reinterpretazione CAD del pannello. I risultati dell'ultima ottimizzazione parametrica sono applicabili al modello definitivo, il quale verrà verificato per la validazione finale e la messa in produzione

4.1.2 Impostazione modello ottimizzazione topologica

Il processo di ottimizzazione parte da una ottimizzazione topologica (descritta abbondantemente nel capitolo 2 applicata ad un *design space*: di conseguenza, è necessario definire l'area di lavoro in cui è possibile inserire materiale. Tali limiti sono definiti dalla necessità di lasciare un determinato spazio ai bagagli, quindi non sarà possibile inserire materiale oltre un certo piano definito partendo dalla superficie esterna, muovendosi verso l'interno della vettura di un determinato offset.

Come è possibile osservare da Tabella 4.1, oltre alla pelle esterna, che per ragioni di stile non può essere modificata, il secondo componente del prodotto in termini di massa è l'ossatura interna seguita dai rinforzi locali. Quindi quello che verrà modificato e alleggerito saranno proprio queste componenti.

Il modello FEM del cofano è realizzato con elementi bidimensionali, nello specifico (CQUAD4 e CTRIA3 con proprietà PSHELL), utilizzati per modellare

Componenti	Massa
Pelle Esterna	40.21%
Rinforzo Anteriore	4.02%
Pannello Interno	38.19%
Gancio chiusura	1.43%
Rinforzo gancio chiusura	0.31%
Parte Mobile Cerniere	4.02%
Parte fissa cerniere	6.56%
Rinforzi cerniere	2.86%
Colla Non Strutturale	2.39%
Massa Totale	100%

Tabella 4.1: Distribuzione di massa dei componenti. I risultati sono mostrati in percentuale rispetto alla massa totale

tutte le componenti realizzate in lamiera stampata. Con elementi tridimensionali (HEXA6 e HEXA8) è invece modellata la colla che collega lo stile all'ossatura nella parte interna, mentre la graffatura all'esterno è rappresentata da elementi monodimensionali rigidi (RBE2). Sarà quindi opportuno modificare il modello di calcolo al fine di poter creare un'ottimizzazione topologica. Rimangono inalterati rispetto al modello di base le cerniere, il gancio di chiusura e la rappresentazione del guscio esterno (Figura 4.4(a)), mentre è stato sostituito l'ossatura precedente con un volume pieno di elementi tridimensionali (CTETRA4) che occupano l'intero spazio disponibile, rappresentati in Figura 4.4(c), questi elementi sono collegati nella zona centrale allo stile tramite uno strato di colla (Figura 4.4(b)). Questi ultimi due componenti sono considerati come *design space* per l'ottimizzazione topologica. La colla è stata introdotta per osservare l'importanza o meno del collegamento tra ossatura e lamiera esterna.

Inoltre, nell'ottimizzazione topologica, è stato impostato un vincolo di lavorazione del materiale; la direzione di stampaggio perpendicolare al piano dello stile dell'auto. Per quanto riguarda i vincoli di rigidità, sono stati introdotti 6 differenti *loadsteps*, che rappresentano le prove richieste per l'omologazione interna del prodotto:

- Rigidità torsionale
- Rigidità flessionale
- Flessione laterale, dovuta alla deformazione delle parti laterali sottoposte a carico aerodinamico

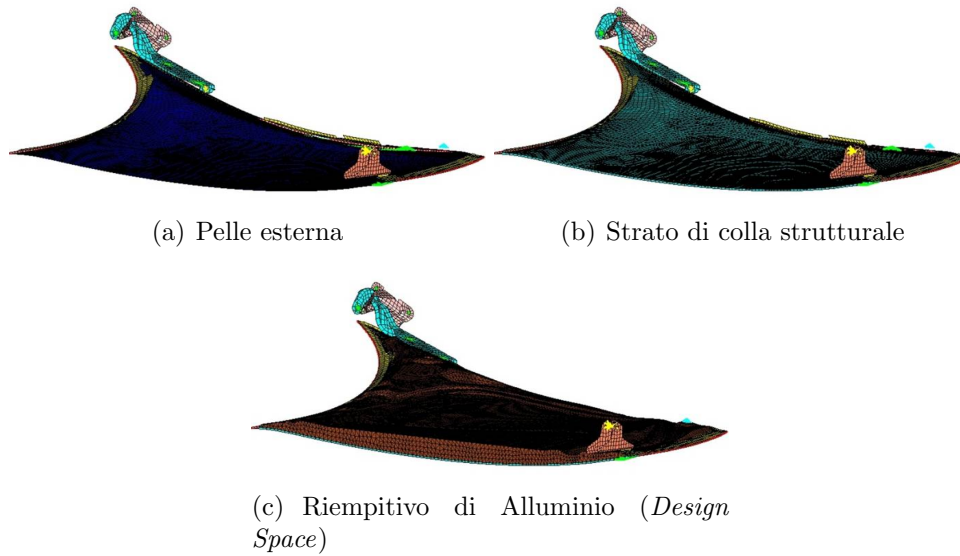


Figura 4.4: Zone di lavoro per l'ottimizzazione topologica del cofano. Rientrano nel *design space* sia lo strato di colla strutturale che il riempitivo di alluminio

- Chiusura con mano Standard, simula la forza utilizzata per chiudere il cofano impugnandolo in una posizione standard
- Chiusura con mano centrale, analoga a sopra ma con la mano in posizione centrale
- Chiusura con mano laterale, analoga a sopra ma con la mano in posizione laterale

Naturalmente l'ottimizzazione ha come obiettivo la minimizzazione della massa totale.

Al termine dell'ottimizzazione topologica si hanno i classici risultati con gli elementi solidi posti a determinate densità (Figura 4.5(a)), dove il valore 1 (colore rosso) equivale ad un elemento con importanza elevata mentre 0 (colore blu), a zone eliminabili. L'obiettivo è quello di ridisegnare la struttura al fine di rendere realizzabile il componente utilizzando una lamiera di alluminio stampato e, in seguito, un forato. L'ossatura è riprogettata seguendo i risultati dell'ottimizzazione topologica, come mostrato in Figura 4.5(b).

4.1.3 Impostazione modello per le altre ottimizzazioni

Dopo aver ridisegnato l'ossatura seguendo i risultati dell'ottimizzazione topologica è possibile preparare il modello per le altre ottimizzazioni. Non verranno

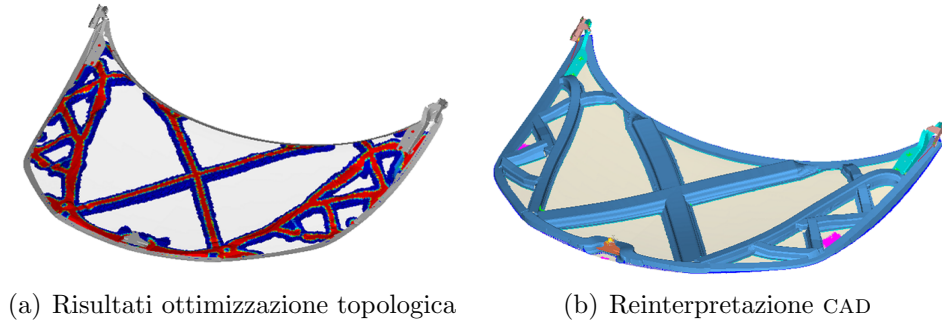


Figura 4.5: Risultati ottimizzazione topologica cofano anteriore. Gli elementi con densità inferiore a 0.1 non sono mostrati.

più utilizzati elementi tridimensionali per riempire lo spazio che abbiamo a disposizione ma semplicemente utilizzata la stessa modellazione del modello di riferimento.

Inizialmente sono state effettuate varie ottimizzazioni topometriche per verificare la necessità o meno dell'inserimento di rinforzi locali in determinate posizioni. Come è possibile osservare dalla Figura 4.6, i risultati dell'ottimizzazione topometrica mostrano come sia necessario inserire alcuni rinforzi per non appesantire troppo la struttura principale dove non necessario, al fine di ottimizzare gli spessori. Successivamente è possibile effettuare un *loop* per creare la soluzione migliore.

Ottenuto il layout finale con la posizione corretta dei rinforzi è possibile procedere con altre due tipologie di ottimizzazioni. La prima, parametrica, in cui viene modificato lo spessore di ogni singolo componente, e quindi viene individuata la migliore distribuzione possibile e il minimo di massa richiesto da quella geometria per superare tutti i vincoli imposti. la seconda ottimizzazione invece può essere di aiuto per generare rinforzi localizzati dovuti ad una de-

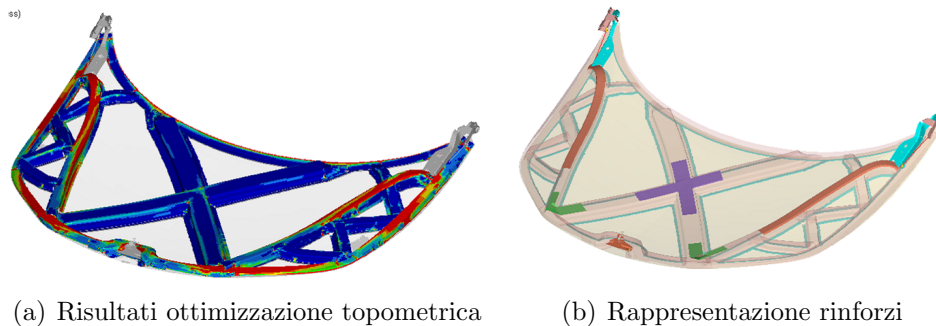


Figura 4.6: Risultati ottimizzazione topometrica cofano anteriore. Vengono inseriti rinforzi dove gli elementi mostrano spessore maggiore.

formazione locale della lamiera, è definita ottimizzazione topografica e realizza delle bugne sulla superficie deformando la *mesh* in base ad alcuni parametri preimpostati.

Al termine di queste ottimizzazioni siamo pronti ad avere il modello definitivo, la cui distribuzione di spessori componente per componente è illustrata in Figura 4.7.

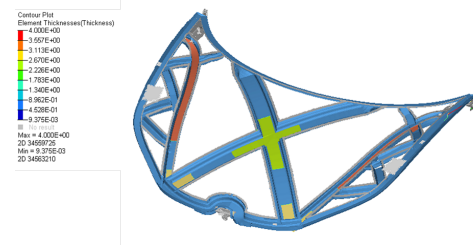


Figura 4.7: Risultati ottimizzazione parametrica cofano anteriore. Il modello finale avrà gli spessori illustrati in questa immagine.

4.1.4 Modello finale e verifiche

In Tabella 4.2 sono illustrati i risultati dei calcoli di verifica effettuati sul modello finale. È possibile osservare che la massa ha avuto un decremento importante, pari al 12.44%, mentre le prove di rigidezza sono tutte analoghe al modello iniziale se non addirittura meglio in alcune condizioni.

Caricamento	Modello Iniziale	Modello Finale
Torsione	100.00%	99.78%
Flessione	100.00%	102.45%
Flessione laterale	100.00%	101.21%
Chiusura mano STD	100.00%	101.23%
Chiusura mano centrale	100.00%	105.47%
Chiusura mano laterale	100.00%	110.88%
Massa Totale	100.00%	87.56%

Tabella 4.2: Rigidezze cofano a confronto, prima e dopo. I risultati sono mostrati in percentuale rispetto al modello originale

Ora non resta che consegnare al progettista le informazioni emerse dal calcolo, il quale provvederà al corretto disegno di tutte le parti create. Il pezzo verrà poi prodotto come prototipo, testato in sala prove al fine di superare tutti i vincoli richiesti per l'omologazione interna e successivamente messo in produzione e montato in vettura.

4.1.5 Ottimizzazione Cofano Posteriore

La stessa metodologia descritta in precedenza è stata utilizzata per la progettazione dell'ossatura interna del cofano motore installato sulla vettura Ferrari F458 spider (Figura 4.8).

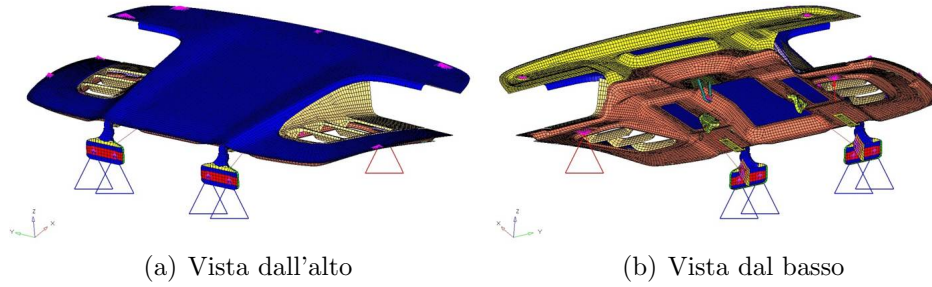


Figura 4.8: Cofano motore Ferrari F458 spider

Sempre partendo da un'ottimizzazione topologica, in cui è stato settato come *design space* tutto lo spazio a disposizione tra pelle esterna e vano motore, e la colla di collegamento tra la pelle esterna stessa e l'ossatura di rinforzo, possiamo generare una struttura prodotta mediante lamiera stampata (Figura 4.9(b)). Questa struttura è ottenuta reinterpretando i risultati dell'ottimizzazione topologia mostrati in Figura 4.9(a).

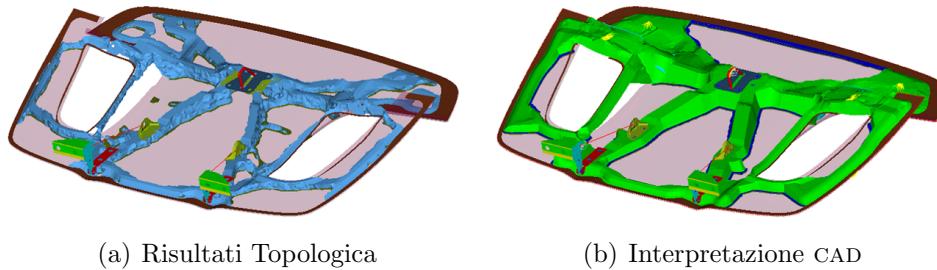


Figura 4.9: Risultati topologica e sua interpretazione CAD

Al termine della reinterpretazione al CAD sono state effettuate le altre tipologie di ottimizzazione per definire la posizione di rinforzi (Figura 4.10(a)) e ritoccare localmente la struttura anche con eventuali rinforzi realizzati tramite bugne (Figura 4.10(b)).

L'ultima ottimizzazione effettuata, sulla geometria definitiva ha permesso di definire gli spessori per ogni componente (Figura 4.10(c)), dai rinforzi all'ossatura, così da ottenere i *target* desiderati in fase di impostazione del progetto. La massa è stata contenuta entro il valore prestabilito.

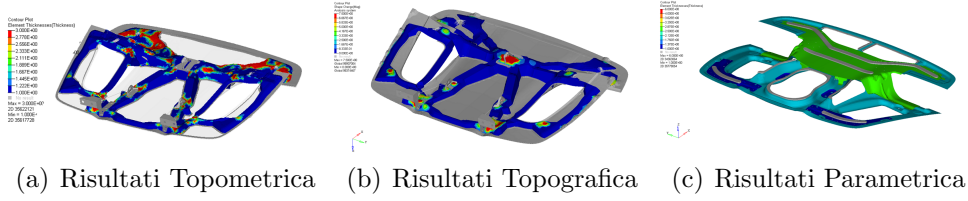


Figura 4.10: Risultati altre ottimizzazioni e spessori modello definitivo

4.2 Ottimizzazione Pannelli Vettura

Dopo aver esaminato metodologie di calcolo strettamente strutturali, in cui l'ottimizzazione topologica risulta essere la prima e più importante tecnica utilizzata, andiamo ad osservare un problema leggermente diverso. In questa fase infatti, l'obiettivo che ci poniamo è quello di generare una metodologia di calcolo innovativa che venga utilizzata per la progettazione dei pannelli presenti in vettura.

Solitamente non vengono usati studi preliminare per validare la corretta distribuzione di materiale smorzante sui vari pannelli presenti in vettura, ma solamente prove sperimentali. Pertanto, si vuole utilizzare una strategia basata su un processo di ottimizzazione consentirebbe di perfezionare l'architettura del pannello e la distribuzione dello smorzante, stimando l'eventuale diminuzione di peso. Vanno però tenuti in considerazione vari aspetti.

Innanzitutto, risulta complesso rappresentare agli elementi finiti il corretto comportamento dei materiali viscoelastici utilizzati in questo tipo di applicazioni. Alcuni vincoli di fattibilità, come lo spessore, non possono essere ignorati, mentre lo schema delle bugnature e la distribuzione dello smorzante sono strettamente correlati e devono essere ottimizzati nella stessa fase.

Il modello considerato nel nostro studio sarà il paraframma posteriore della vettura Ferrari F430 (Figura 4.11), che risulta essere un componente fondamentale dal punto di vista vibrazionale per l'isolamento dei passeggeri dal comparto motore.

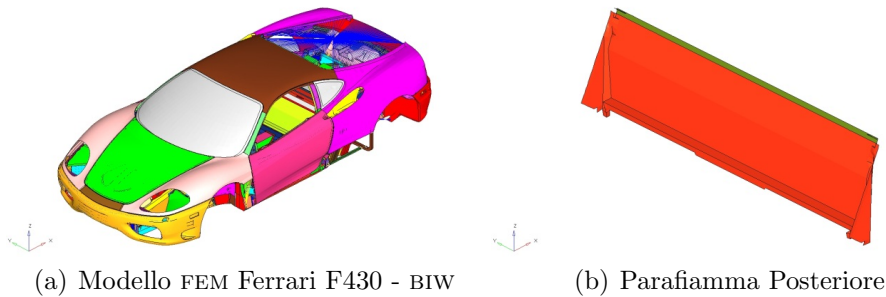


Figura 4.11: Modello FEM Ferrari F430 - BIW e relativo paraframma posteriore

Il comportamento del paraframma viene in particolare valutato, secondo normativa interna, facendo riferimento alla frequenza del primo modo proprio e alla mobilità del pannello. Questa grandezza, definita nel dominio delle frequenze, rappresenta la misura dell'attitudine di una struttura a mettersi in vibrazione in seguito all'applicazione di un'eccitazione periodica; fisicamente, si tratta del rapporto $H(\omega)$ fra la risposta, in termini di velocità $\dot{x}(\omega)$, di un sistema eccitato da una forzante $F(\omega)$ e la forzante stessa:

$$H(\omega) \equiv \frac{\dot{x}(\omega)}{F(\omega)} \quad (4.1)$$

I valori di soglia sono stati forniti dall'azienda a seguito di test sperimentali vibrazionali e considerazioni di carattere acustico. Per quanto concerne la mobilità, si è preso in considerazione il nodo che presenta il più elevato spostamento normalizzato nel caso del primo modo proprio: lo spostamento del nodo deve essere mantenuto al di sotto di un valore imposto per tutto il *range* di frequenze di interesse.

4.2.1 Materiale Smorzante

La presenza di materiale smorzante può cambiare drasticamente il comportamento NVH della struttura. Per quantificare la riduzione di massa già durante la fase di simulazione numerica, è stato introdotto uno strato di materiale smorzante nel modello agli elementi finiti. La modellazione per questa tipologia di materiali è complessa, specialmente quando sono coinvolte strutture articolate e non possono essere utilizzate semplici formulazioni empiriche. Inoltre, i parametri caratteristici dei materiali viscoelastici ricavate da curve sperimentali fornite dai produttori non sono sempre sufficienti per la caratterizzazione completa agli elementi finiti, e inoltre sono variabili con la frequenza e la temperatura. Quindi per ottenere un modello agli elementi finiti adeguato per il materiale smorzante, è stata effettuata una correlazione numerico-sperimentale in 3 step:

- Analisi modale sperimentale
- Analisi modale numerica
- Correlazione dei risultati

In questa fase è stata considerato un *setup* semplificato per le prove sperimentali: alcune piastre di alluminio, le cui dimensioni sono state scelte per ricalcare le frequenze proprie dei pannelli vettura, sono state testate con diverse percentuali di ricoprimento di materiale smorzante asfaltico.

In Figura 4.12(c) è rappresentata una pista appesa ad un castelletto con un filo di nylon in tre punti per simulare la condizione di assenza vincolamento. I test sono stati effettuati con un martello strumentato per eccitare il componente, mentre le risposte dello stesso sono state misurate attraverso due accelerometri. Dai risultati ottenuti sperimentalmente e dalle analisi FEM che riproducevano i vari casi si è cercato di creare una proprietà (PCOMP) che potesse cogliere tutte le varie caratteristiche dell'insieme metallo-smorzante.

La correlazione è stata raggiunta con una strategia di ottimizzazione in due fasi, basata su algoritmi evolutivi e a gradiente. Le variabili del problema di ottimizzazione erano di fatto le proprietà del materiale: modulo elastico, coefficiente di Poisson e smorzamento strutturale del materiale asfaltico sono stati impostati per avere una modellazione FEM affidabile.

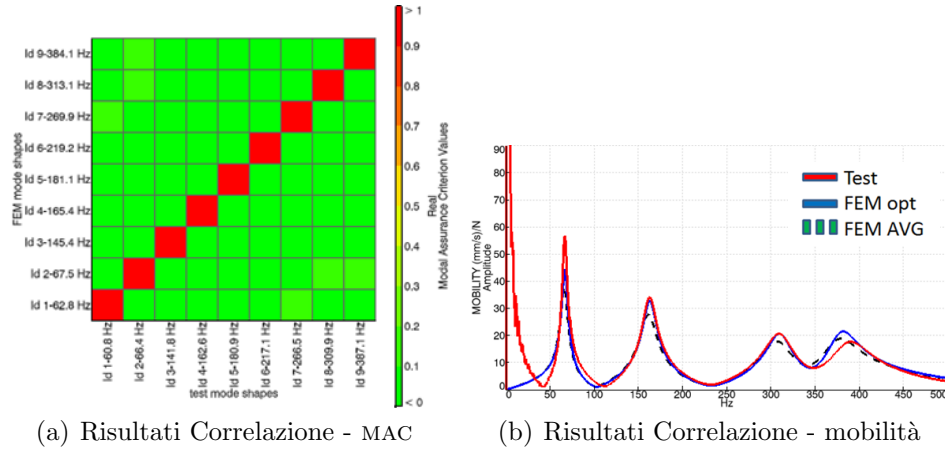
Al fine di raggiungere una buona correlazione si è tenuto conto di due parametri significativi per le correlazioni vibrazionali. Innanzitutto il MAC (Modal Assurance Criterion), che è come una costante scalare compresa fra 0 e 1 che esprime il grado di correlazione fra due vettori modali che si vogliono confrontare, rappresentato in Figura 4.12(a). La seconda grandezza osservata, è stata la differenza tra i picchi di intensità delle curve di mobilità, che si è cercato di minimizzare.

4.2.2 Metodologia di Ottimizzazione e Risultati

Come già messo in evidenza, i vincoli di progetto riguardano la mobilità e la prima frequenza propria del pannello, mentre l'obiettivo delle ottimizzazioni è la riduzione della massa complessiva di paraframma e materiale smorzante applicato. Per fare ciò sono state utilizzate due diverse tipologie di ottimizzazione: la topografica, che definisce uno schema di bugnature e un altro genere di ottimizzazione (topometrica o topologica) che interviene sulla distribuzione di spessori del materiale smorzante, permettendo di ottenere una configurazione efficiente per le missioni NVH richieste al componente definendo al meglio gli spessori dell'alluminio e del materiale smorzante.

Per l'alluminio sono stati considerati solo 2 spessori di riferimento, 1mm e 1.5mm; per il materiale smorzante invece si sono considerati infiniti spessori nel range 0mm - 3.2mm. È necessario precisare che le parti di collegamento con gli altri componenti della vettura non sono state incluse nel dominio di ottimizzazione.

I casi di carico considerati sono sempre i medesimi nei diversi processi di ottimizzazione: 3 forze sinusoidali di ampiezza unitaria nei punti più critici (caricamenti di mobilità secondo normativa interna) e l'analisi modale nel range di interesse. Il modello è stato vincolato bloccando i nodi perimetrali del paraframma, simulando il collegamento rivettato con i componenti adiacenti.



(c) Setup Sperimentale

Figura 4.12: Setup Sperimentale e risultati correlazione

La combinazione delle differenti tecniche di ottimizzazione ha permesso una riduzione di massa del pannello paraflamma posteriore tra il 6% e il 10% mantenendo le stesse prestazioni (mobilità e prima frequenza propria). La caratterizzazione del materiale asfaltico impiegato come smorzante ha portato a modelli agli elementi finiti più affidabili e adatti a un processo di *tuning*. Le ottimizzazioni permettono di indirizzare la progettazione verso un flusso di lavoro più automatico, che faciliti le diverse fasi del processo.

Come si può notare dalla Figura 4.13, i due approcci hanno delineato la stessa tipologia di risultati per quanto riguarda l'orientazione e la forma delle bugnature (prevalentemente verticali) e simili distribuzioni di materiale smorzante. Le zone che presentano uno spessore di materiale smorzante maggiore sono quelle agli angoli del pannello e quelle adiacenti al lembo di collegamento inferiore.

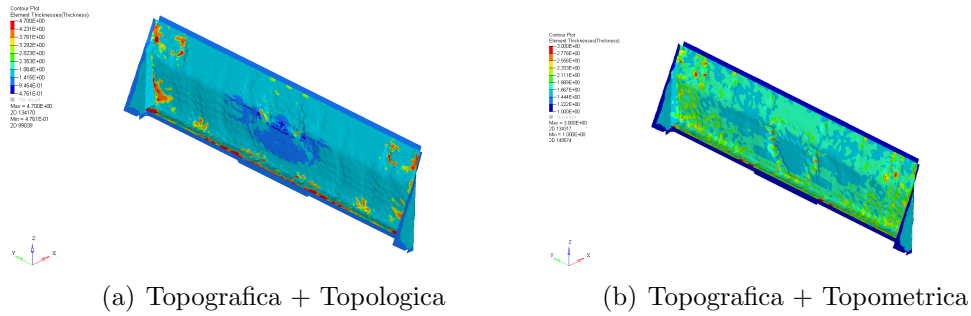


Figura 4.13: Risultati Ottimizzazioni Pannelli - Distribuzione di spessori ottenuti dalla combinazione delle varie ottimizzazioni

La metodologia è attualmente in via di sviluppo: i casi di carico e gli obiettivi sono in fase di verifica per migliorare alcuni aspetti del processo. In particolare, per quel che riguarda l'ottimizzazione topografica, gli aspetti tecnologici legati allo stampaggio di pannelli in alluminio devono essere definiti con attenzione, tenendo conto dei vincoli tecnologici relativi al componente oggetto di studio.

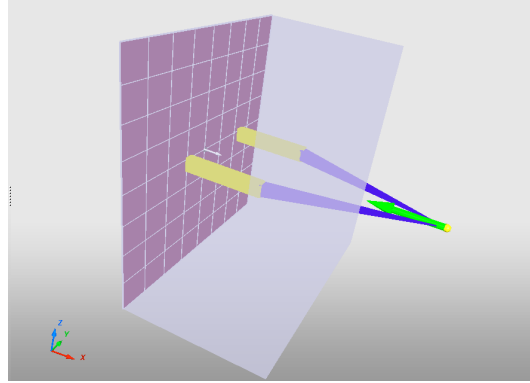
4.3 Metodologia progettazione assorbitori energia

A partire dalla seconda metà del secolo scorso, il mondo dell'ingegneria ha mostrato un interesse sempre maggiore nei confronti della risposta dinamica delle strutture in campo plastico ed in particolare per le modalità con cui viene assorbita energia durante un impatto. Nel settore automobilistico, queste ricerche hanno assunto una importanza fondamentale poiché possono condizionare la sicurezza dei passeggeri. Alcune strutture sacrificali vengono inserite nei veicoli con il solo compito di trasformare interamente l'energia al momento dell'urto, senza interessare le strutture a valle di esse. La capacità di assorbimento energetico cresce all'aumentare della loro massa, che può raggiungere una percentuale rilevante della massa dell'intero veicolo. In questo contesto, i vincoli sempre più stringenti sulla sicurezza contrastano con la tendenza all'alleggerimento delle vetture dettata dalla necessità di ridurre consumi ed emissioni. Proseguendo nelle nostre proposte di nuove metodologie, abbia generato una metodologia di valutazione delle prestazioni per assorbitori in materiale metallico che sfrutta la modellazione FEM accoppiata all'impiego di opportune tecniche di ottimizzazione. Per prima cosa viene eseguita un'ottimizzazione di forma di estrusi con caratteristiche geometriche iniziali differenti. Una volta individuato il layout più performante, una ottimizzazione dello spessore cerca di minimizzarne la massa eguagliando il livello di assorbimento di un modello di riferimento. Infine, l'assorbitore ottenuto viene testato con una simulazione d'impatto con veicolo completo e validato rispetto al modello di riferimento in termini di energia dissipata e decelerazioni ammissibili per i passeggeri.

4.3.1 Processo di ottimizzazione

Le simulazioni di casi che presentano forti non-linearità, in particolare quelle geometriche legate a grandi deformazioni, richiedono tempi di calcolo elevati; oltre a ciò, l'onere computazionale del singolo caso cresce rapidamente anche con la complessità del modello. Dato che gli algoritmi di ottimizzazione sfruttano processi iterativi (in alcuni casi con numero elevato di passi), quando possibile, conviene ottimizzare un componente estraendolo dalla struttura esaminata. Per riprodurre correttamente il fenomeno indagato, vengono generati dei superelementi: l'effetto delle parti che influenzano meno la risposta del modello viene riprodotto concentrando le loro proprietà di massa e inerzia in una serie di punti. L'intento del presente lavoro è di individuare la sezione di un estruso che presenti la migliore attitudine al collasso assiale progressivo, in assenza di riempitivi o modifiche della geometria atti a facilitare l'innescare del fenomeno. Fra le differenti simulazioni *crash* richieste dalle normative interne Ferrari e dagli standard di omologazione in vigore, si è scelto l'impatto frontale su barriera rigida con velocità iniziale di 15.56 m/s, perché considerato il caso più impegnativo. Come si può vedere in Figura 4.14(a), il modello ridotto

proposto è costituito da due travi di alluminio a parete sottile rigidamente connesse ad un'inerzia concentrata a cui viene imposta la velocità iniziale.



(a) Il modello Ridotto



(b) Il processo di ottimizzazione

Figura 4.14: Il modello ridotto e il flusso di ottimizzazione

L'inerzia è quella dell'intero veicolo a meno della parte frontale ed è posta in corrispondenza del relativo baricentro. Per tenere conto delle semplificazioni introdotte ed ottenere una soluzione migliore del caso di riferimento sotto ogni aspetto, la velocità iniziale è stata fissata a 40 m/s, valore di poco inferiore a quello per cui si ottiene il collasso globale degli assorbitori di riferimento. Avere un processo di collasso assiale stabile e ordinato significa dissipare energia in maniera efficiente. Heung-Soo ha dimostrato che, per travi/estrusi a parete sottile la deformazione dovuta al collasso assiale [7] è per lo più legata ai primi due modi propri della sezione. La dissipazione di energia dovuta al secondo modo (complesso) è più alta, ma senza l'impiego di espedienti geometrici risulta instabile e tende ad evolvere nel primo modo con un crollo della dissipazione transitorio. Tutto lo studio si basa sull'ipotesi che una geometria caratterizzata da un collasso assiale stabile ed ordinato, assicuri anche dei vantaggi in termini di andamento delle decelerazioni. Per verificare questa affermazione, vengono in ultima istanza valutate le capacità degli assorbitori giudicati ottimali sostituendoli a quelli iniziali nel veicolo di riferimento.

Il processo di ottimizzazione è articolato in 3 fasi, come mostrato in Figura 4.14(b), ed è stato tarato su un veicolo di riferimento. Nei primi due passi, sono state effettuate ottimizzazioni di forma: partendo da differenti geometrie di travi a parete sottile, vengono generati nuovi modelli da testare variando

opportunamente alcune dimensioni fino a determinarne la combinazione più performante. I parametri coinvolti sono le dimensioni dei lati delle sezioni estremali delle travi. In particolare, i puntoni sono stati generati in modo da avere stessa lunghezza e momenti di inerzia più prossimi possibili a quelli del modello di riferimento.

Individuata la geometria più performante, è stata condotta poi un'ultima ottimizzazione: è stato cioè ricercato lo spessore minimo, quindi la massa minima, con l'obiettivo di eguagliare l'assorbimento energetico del puntone di riferimento. In questa fase la massima variazione ammessa per la lunghezza di ogni lato era pari al 30% della dimensione iniziale. Tale valore è stato scelto per contenere il dominio e mantenere un livello di distorsione accettabile per gli elementi ad ogni passo del processo. Durante la fase di preparazione dei modelli, sono state generate delle deformate di riferimento modificando la dimensione di un lato per volta, in modo da isolare l'influenza di ognuno. Ad ogni passo di ottimizzazione, una griglia deformata viene generata per combinazione lineare della geometria iniziale e di tutte le deformate di riferimento. Le variabili di questo processo sono proprio i coefficienti della combinazione lineare. In questo modo, ogni coefficiente rappresenta un peso per la sua deformata di riferimento. Come visibile in Figura 4.15, l'ottimizzazione è stata condotta usando modeFRONTIER: una procedura C++ dedicata provvede a generare le griglie e richiamare RADIOSS, il solutore non lineare impiegato.

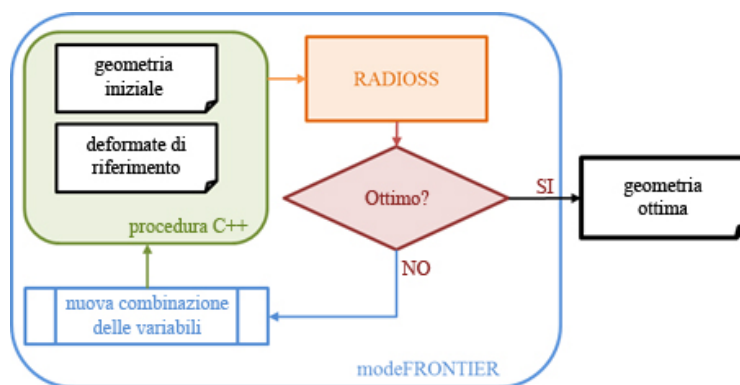


Figura 4.15: Il processo di ottimizzazione di forma

La metodologia descritta prevede l'applicazione di due algoritmi in modo da esplorare tutto il dominio delle possibili configurazioni, trovare l'area di ottimo globale e quindi rifinire localmente la convergenza. Il primo è un algoritmo genetico multi-obiettivo (MOGA II): in questa implementazione dell'approccio genetico, un campione (individuo) è codificato mettendo fianco a fianco la rappresentazione binaria di tutte le variabili di input (cromosomi). La ricerca del campione ottimale viene effettuata lasciando che gruppi di individui (popolazioni di una generazione) evolvano all'interno del domi-

nio verso soluzioni migliori. Ad ogni nuova generazione, la funzione obiettivo viene valutata su ogni individuo. Una nuova popolazione viene costruita con un processo stocastico, partendo da più individui selezionati dalla generazione precedente, modificati attraverso una serie di incroci e mutazioni casuali e usati nelle iterazioni seguenti dell'algoritmo. Di solito, il processo si ferma quando è stato eseguito un numero massimo di iterazioni, ma può anche essere imposto un livello di convergenza desiderato. In questo lavoro, è stata scelta una popolazione iniziale estratta con la tecnica Sobol per via della sua ottima capacità di distribuire gli individui nel dominio. Nella seconda fase viene invece sfruttato l'algoritmo Simplex. Per trovare l'ottimo di un problema n -dimensionale, il metodo Simplex usa un simpleso regolare, ovvero una figura geometrica chiusa con $n + 1$ vertici equidistanti. Il primo introdotto è stato il metodo Spendley Simplex: la funzione obiettivo viene inizialmente valutata su un gruppo di campioni che individuano un simpleso regolare nel dominio di ottimizzazione. Una nuova figura viene poi generata riflettendo il vertice con la risposta peggiore. Il processo viene iterato controllando se ogni vertice è stato nel simpleso per un certo numero di iterazioni; quando questo accade, il simpleso viene ridotto riposizionando tutti gli altri campioni. La procedura viene generalmente interrotta dopo un numero fissato di cicli, ma la convergenza può anche essere imposta sulla lunghezza del lato che collega due vertici. Nella presente metodologia, questo algoritmo è stato usato per rifinire il risultato dell'ottimizzazione genetica e testare la sua stabilità. Per entrambi gli algoritmi, l'obiettivo è quello di massimizzare il valore dell'energia interna alla fine della simulazione. È inoltre stato imposto un vincolo bilatero sul valore della massa con una variazione ammessa del $\pm 5\%$: garantendo la costanza della massa per tutte le configurazioni si è riusciti ad escludere il suo effetto, cogliendo le potenzialità della sola geometria. I campioni di partenza scelti sono estrusi con sezioni semplici. Sulla base di quanto suggerito dalle analisi iniziali, sono state scelte ed ottimizzate una serie di sezioni più complesse segnalate anche in letteratura come le più efficienti.

4.3.2 Risultati ottimizzazioni assorbitori

I modelli con sezioni elementari testati, sono riportati in Figura 4.16(a). Inizialmente, sono state effettuate ottimizzazioni lasciando che le sezioni estremali assumessero forme poligonali irregolari. La lunghezza di ogni lato delle due sezioni poteva aumentare o diminuire fino al 30% del valore iniziale. La sezione circolare poteva invece assumere una forma ellittica con la stessa variazione percentuale per ciascuno dei semiassi, come visibile in Figura 4.16(b). Dato che le configurazioni ottime presentavano, su ogni sezione, differenze tra le lunghezze dei lati inferiori al 6%, si è deciso di concentrarsi sulle sole figure regolari. Si è dunque passati ad analizzare il sottoinsieme di configurazioni

ottenibili scalando le sezioni alle estremità, con una riduzione del numero di campioni da testare.

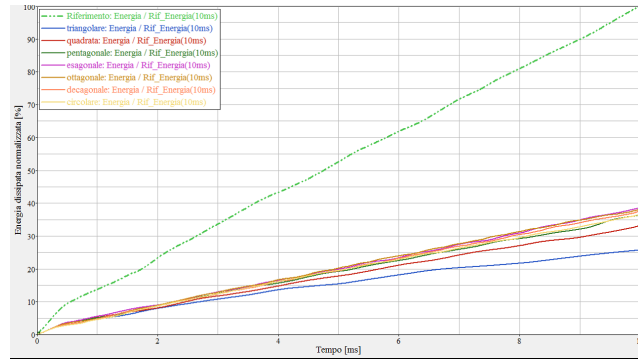
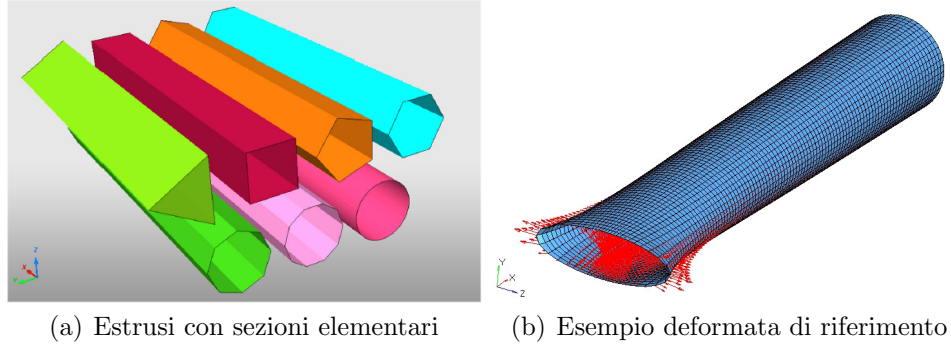


Figura 4.16: Assorbitori a sezioni elementari

A seguito di queste analisi, gli estrusi ottimizzati con elevato numero di lati hanno mostrato variazioni trascurabili nella sezione trasversale, al contrario, gli estrusi a sezione triangolare, quadrata, pentagonale e circolare hanno mostrato una conicità non trascurabile: la sezione a contatto con l'ostacolo si è contratta, mentre quella opposta si è espansa con variazioni rispetto alla sezione iniziale fino al 18%. Il grafico in Figura 4.16(c) mostra gli andamenti di energia interna specifica delle geometrie ottimizzate, normalizzate rispetto alla prestazione del modello di riferimento. Dalle curve presentate, si può concludere che un aumento del numero di spigoli, quindi di concentrazioni tensionali, ha un effetto positivo sulla capacità di dissipare energia. Gli assorbitori esagonali, ottagonali e decagonali hanno di fatto mostrato i livelli superiori di energia specifica.

Sulla base delle conclusioni tratte, sono state studiate altre quattro geometrie riportate in Figura 4.17(a). Le nuove sezioni sono state generate mirando a massimizzare il numero di vertici, partendo da una selezione di proposte studiate in letteratura e mantenendo sempre costanti lunghezza di estrusione e momento d'inerzia della sezione di riferimento. Il comportamento dei nuovi modelli ha verificato le osservazioni fatte in precedenza, infatti tutti gli

assorbitori ottimizzati hanno presentato differenze tra gli ingombri delle sezioni estremali inferiori al 7%, dunque una conicità contenuta. Nel grafico di Figura 4.17(b) sono riportate le performance dei modelli ottimizzati.

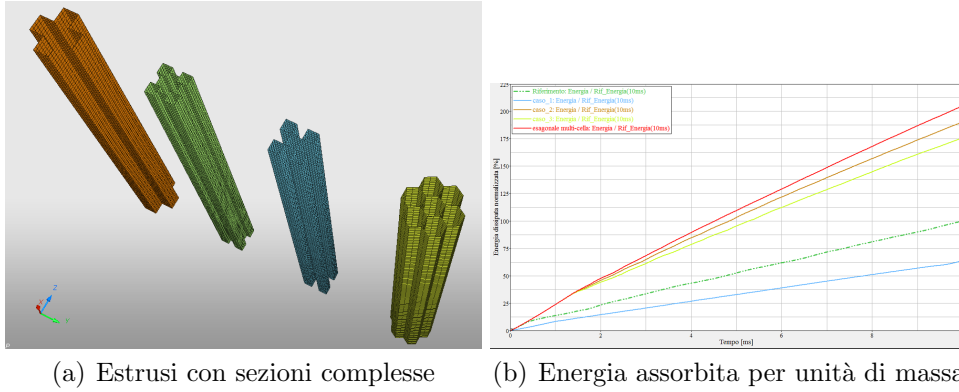


Figura 4.17: Assorbitori a sezioni complesse

Le geometrie più complesse analizzate hanno garantito guadagni percentuali prossimi al 100%, fino al 105% per la sezione esagonale multi-cella. Si può affermare che quest'ultima sia la migliore fra quelle analizzate, poiché mostra una dinamica di collasso assiale particolarmente ordinata. È da notare anche che l'ottimizzazione ha restituito un modello a sezione esagonale multi-cella con leggera conicità: la variazione nelle dimensioni delle sezioni estremali rispetto a quelle iniziali non supera il 3%, con una tendenza a convergere verso la barriera rigida. Dato che l'esagonale multi-cella con sezione costante presenta una prestazione inferiore di appena il 2% rispetto a quella con leggera conicità, si è scelto di proseguire utilizzando il modello senza conicità ritenendo che l'introduzione della conicità non giustificasse le complicazioni introdotte nel processo di produzione.

4.3.3 Sostituzione assorbitore in vettura

Prima di sostituire gli assorbitori di riferimento nel modello del veicolo completo con gli estrusi di nuova geometria, la massa di questi è stata minimizzata attraverso un'ottimizzazione dello spessore. In quest'analisi si è vincolata la trave esagonale multi-cella ad eguagliare la dissipazione di energia dell'estruso di riferimento. Anche in questo caso è stato impiegato il modello ridotto. L'estruso così ottimizzato ha garantito un risparmio di massa pari al 39.3%.

La configurazione finale è quindi stata implementata sul modello virtuale dell'intero veicolo (Figura 4.18(a)), riservando particolare attenzione alle giunzioni. I nuovi estrusi sono stati connessi agli altri componenti replicando lo stesso tipo di saldature, zone termicamente alterate e rivettature, così da evitare che si generassero differenze localizzate nella rigidità del modello.

La Figura 4.18(b) mostra l'assorbimento di energia per unità di massa dell'intero veicolo e una decelerazione rappresentativa dell'abitacolo. L'energia interna è confrontata col valore raggiunto dal modello di riferimento dopo 100 ms di simulazione. La decelerazione è invece ottenuta come media filtrata delle accelerazioni in diversi punti dell'abitacolo (come previsto dalla normativa interna Ferrari) ed è normalizzata sul picco di accelerazione più alto del modello di riferimento.

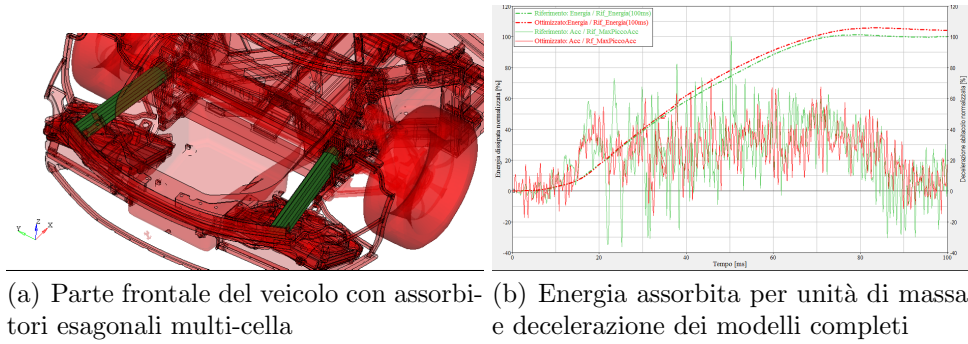


Figura 4.18: Sostituzione assorbitore in vettura

Relativamente al rapporto fra le energie, il grafico mostra che la pendenza del modello ottimizzato è simile a quella del modello di riferimento, ma il processo di collasso assiale dura più a lungo garantendo un contributo aggiuntivo di assorbimento nella seconda parte della rampa. Questo è provato anche dalle curve di decelerazione, la cui media nell'ultima parte, rimane più alta di quella del modello di partenza. L'andamento della decelerazione presenta oscillazioni più contenute per il modello ottimizzato, che sembra essere più efficace anche nei primi momenti dopo l'impatto, con il processo di collasso assiale che si innesca più facilmente nonostante l'assenza degli inviti, presenti invece sul modello di riferimento. Il caso ottimizzato assicura infine un picco filtrato di accelerazione del 27% inferiore rispetto alla configurazione iniziale.

Parte II

**Attività Ferrari Gestione
Sportiva**

Capitolo 5

Metodologia di calcolo installazione motore portante

Come descritto precedentemente, in questo capitolo si affronterà il problema del calcolo della rigidezza di una vettura a motore portante. A differenza delle vetture stradali in cui il motore viene montato su una struttura che ha lo scopo di sorreggerlo e di smorzarne le forze vibrazionali create, il motore di una vettura da competizione, quali ad esempio le vetture a ruote scoperte, (Formula 1, GP2, IndyCar), viene installato direttamente dietro l'abitacolo del pilota, che in gergo viene chiamato telaio. In coda al motore viene installato la scatola del cambio e differenziale, che è anche la zona che supporta il fissaggio del sistema sospensivo posteriore. Questo ci fa capire come i carichi che devono essere supportati dalla vettura durante le varie manovre in pista passano anche per il motore, a differenza di quanto accadrebbe con una vettura di serie. Il motore, quindi, non svolge solo la sua funzione di produrre energia per consentire l'avanzamento del veicolo, ma deve avere anche caratteristiche strutturali per reggere i carichi che passano da un assale all'altro. Come è possibile osservare nella Figura 5.1, dove è rappresentato un telaio di una Ferrari F1 di qualche anno fa con installato il motore V8, i due componenti sono collegati tra loro attraverso dei fissaggi che possono essere come in questo caso dei prigionieri. Una volta installato il motore sul telaio è possibile installare il cambio sul motore, in modo da generare una serie di rigidezze che partendo dall'anteriore saranno: assali e sospensioni anteriori, telaio, motore, scatola trasmissione, assali e sospensioni posteriori. Per questo motivo, è possibile intuire come una buona rigidezza dei collegamenti sia importante almeno quanto la rigidezza dei componenti collegati. Infatti, essendo tutte rigidezze in serie, basterebbe il decadimento di una di queste rigidezze per rendere l'insieme non più sufficientemente rigido.

Come sappiamo la rigidezza del veicolo è importantissima in termini di dinamica e guidabilità del mezzo. Per questo motivo all'interno dell'Ufficio



Figura 5.1: Telaio Ferrari F1 con installato motore V8. Si osserva come il motore sia direttamente fissato al telaio e la scatola cambio-trasmissione, sarà posta alle spalle del motore stesso.

Tecnico Ferrari vengono studiate sempre nuove tecniche di fissaggio e di collegamento del motore all'interno del "sistema" vettura. Al fine di rendere migliori queste nuove idee, vengono effettuati dei calcoli di rigidezza della vettura, secondo manovre di progetto che sono scelte arbitrariamente dal *chief designer*. Nel modello di calcolo utilizzato storicamente sono presenti tutte le parti che portano rigidezza, quali sospensioni, telaio, cambio e motore, mentre le parti che non portano rigidezza sono modellate semplicemente come masse appese per distribuire correttamente le inerzie nel modello.

Tuttavia esistono diverse metodologie per modellare le zone di fissaggio tra il telaio o il cambio ed il motore. La principale differenza tra le due metodologie che verranno presentate successivamente (rispettivamente nella sezione 5.1 e nella sezione 5.2) è quella di creare una modellazione lineare o non lineare nei fissaggi. Nel caso di modellazione lineare non sarà possibile valutare i cambiamenti di rigidezza che si possono generare nelle zone dei fissaggi, particolare invece mostrato nel caso di modellazione non lineare. Inoltre, per la progettazione e la verifica delle zone di fissaggio lato motore, risulta anche importante conoscere la direzione di carico e le rispettive intensità delle forze e dei momenti che si scambiano le zone di fissaggio. Infatti, utilizzando la metodologia classica di stampo *aerospace* abbiamo riscontrato particolari valori di forze e momenti di intensità significativamente variabile da caso a caso. Questa situazione potrebbe essere generata del tipo di modellazione che viene utilizzata per la metodologia lineare, che verrà illustrata nella sezione 5.1. Per questo motivo si è scelto di analizzare il modello creando una metodologia differente, che possa includere le non linearità presenti nei fissaggi, principalmente quelle di contatto.

Naturalmente questa modellazione non convenzionale dovrà essere poi vali-

data, sia dal punto di vista numerico che dal punto di vista numerico-sperimentale. Per effettuare questa validazione abbiamo utilizzato delle prove sperimentali sul motore che verranno ampiamente descritte nel Capitolo 7. Successivamente, nel Capitolo 8, verranno illustrati i risultati dei calcoli effettuati sulla vettura dopo il passaggio alla nuova metodologia, e si avrà così un confronto delle forze e dei momenti generati nei punti di fissaggio, così da poter effettuare le verifiche opportune sulla struttura del motore con modelli molto più raffinati dal punto di vista della quantità e qualità della discretizzazione, non possibile se si effettua il calcolo sulla vettura completa per ragioni computazionali.

5.1 Metodologia Classica *aerospace* - Calcolo Lineare con Nastran

La metodologia di modellazione classica utilizzata nel mondo *aerospace*, dettata da normative NASA [17] prevede un calcolo lineare con il solutore MSC.Nastran. In particolare risulta opportuno osservare la modellazione prevista per le zone dei fissaggi da questa classica modellazione di derivazione *aerospace*. Come è possibile osservare dalla Figura 5.2, le boccole di centraggio, utilizzate in tutte le zone di fissaggio, non vengono considerate e i prigionieri sono modellati attraverso degli elementi monodimensionali, che nello specifico di Nastran sono nominati *CBEAM*. Questi elementi sono in grado di rappresentare fedelmente tutte le caratteristiche di un componente simil-trave che abbia una sezione trasversale definita. Possiamo infatti definire le caratteristiche geometriche all'elemento monodimensionale, nel nostro caso il diametro della sezione circolare del prigioniero. In alternativa tramite questi elementi possono anche essere definite sezioni quadrate, cave, ad H e ad I, o in caso di geometrie più complesse, possono essere definite direttamente le caratteristiche inerziali della sezione trasversale. L'elemento *CBEAM* ha la caratteristica di trasmettere tutti e 6 i gradi di libertà spaziali, in base alle sue caratteristiche di rigidità ed inerzia.

I prigionieri, così modellati, sono poi collegati alle zone di fissaggio attraverso elementi rigidi, denominati *RBE2*. Tali elementi definiscono un corpo rigido tra i punti a cui sono ancorati, definiti nodi dipendenti, ed il nodo indipendente. Gli spostamenti cinematici che subisce il nodo *master* vengono trasferiti rigidamente agli altri nodi.

In tale modellazione il nodo di controllo dell'*RBE2* viene sempre collegato al nodo dell'elemento monodimensionale, che rappresenta prigioniero, sullo stesso piano della zona di fissaggio, quindi per ogni bullone, andiamo a rappresentare con elementi rigidi i dadi di serraggio e le superfici di contatto che tra i due corpi serrati (rappresentati in Figura 5.2).

Questo tipo di modellazione è valida se determinate ipotesi sono veritiere. Ad esempio non vengono inseriti precarichi nelle collegamenti bullonati, ma

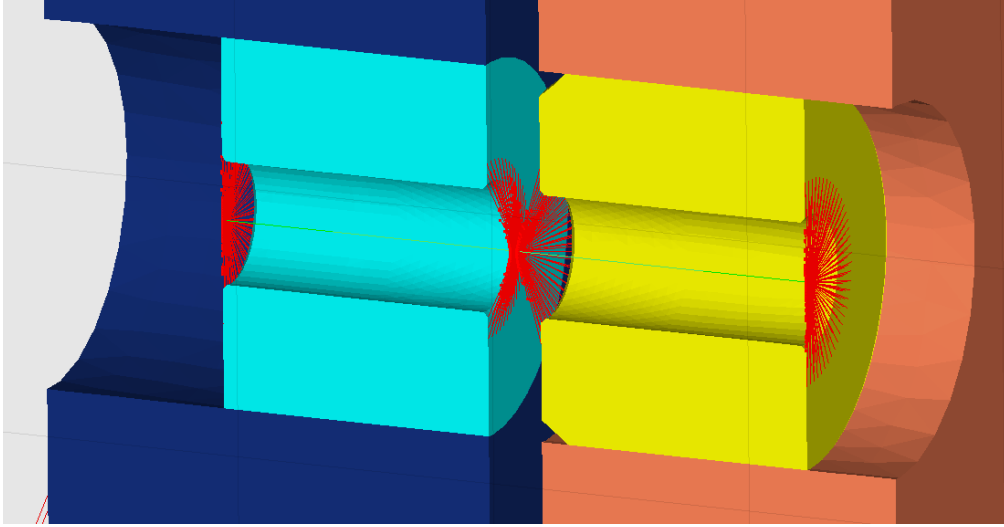


Figura 5.2: Modellazione *aerospace* zona di fissaggio - Nastran. Si osserva come vengano eliminate le boccole di centraggio e utilizzato un elemento rigido per il collegamento dei prigionieri al corpo fissato

si fa l'ipotesi di un precarico sufficiente a garantire il perfetto serraggio in ogni condizione di carico, non vengono quindi prese in considerazione possibilità di scorrimento tra i sottotesta del dado e la superficie a cui è appoggiato e tra le boccole di centraggio. Inoltre non vengono considerati i giochi di montaggio tra le varie strutture, che come sappiamo, possono modificare la rigidità di un componente caricato lungo una specifica direzione.

Come si può quindi intuire la risposta di una struttura che utilizza questa metodologia per la modellazione delle zone di fissaggio darà sicuramente una risposta lineare al variare delle forze in gioco. Anche nel caso di inserimento della temperatura nella modellazione si avrà sicuramente una risposta lineare.

5.2 Metodologia Obiettivo - Calcolo Non Lineare con Abaqus

La metodologia proposta, invece, suggerisce una diversa modellazione proprio delle zone di fissaggio. In questo caso si è deciso di utilizzare il solutore *ABAQUS*, solutore di tipo non lineare, proprio per poter poter introdurre all'interno del calcolo quelle caratteristiche di non linearità che si possono generare in queste particolari zone di fissaggio.

In luogo dei prigionieri modellati tramite elementi monodimensionali, con la nuova metodologia introdotta, si cerca di effettuare una modellazione più realistica della zona, inserendo i prigionieri nella loro geometria completa. Vengono anche modellate le boccole di centraggio e i dadi di serraggio. Unico particolare che viene non rappresentato e semplificato sono le filettature. In questo

caso si è optato per la sostituzione con un cilindro di diametro pari al diametro di pitch del filetto e di un collasso nodale tra filetto del dado e del prigioniero.

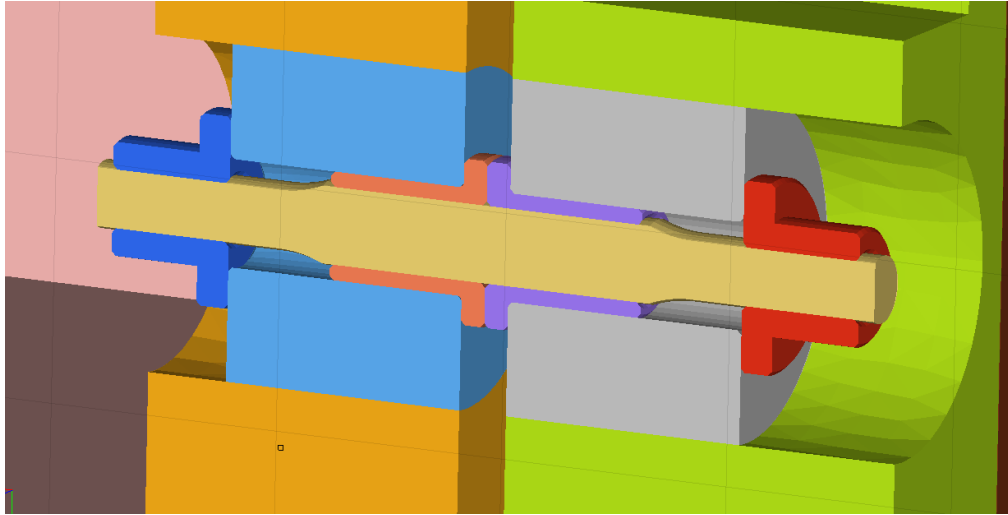


Figura 5.3: Modellazione zona di fissaggio - *ABAQUS*. Le boccole di centraggio sono mantenute e sono anche rappresentati tutti i componenti che rappresentano il fissaggio, quali ad esempio i dadi di serraggio

Come è possibile osservare in Figura 5.3 la modellazione effettuata presenta tutti i componenti descritti. Sono inoltre rappresentate, attraverso opportuni parametri all'interno del solutore che verranno descritti nel Capitolo 6, tutte le superfici in cui è possibile generare un contatto. Le zone individuate per ogni fissaggi sono:

- Superficie di contatto (battuta) tra le 2 boccole
- Superficie di contatto (battuta) tra la boccola A e il corpo A
- Superficie di contatto (battuta) tra la boccola B e il corpo B
- Superficie di contatto (centraggio) tra la boccola A e il corpo A
- Superficie di contatto (centraggio) tra la boccola B e il corpo B
- Superficie di contatto (centraggio) tra la boccola A e il prigioniero
- Superficie di contatto (centraggio) tra la boccola B e il prigioniero
- Superficie di contatto (battuta) tra la dado A e il corpo A
- Superficie di contatto (battuta) tra la dado B e il corpo B
- Filettatura tra boccola A e corpo A

- Filettatura tra boccola B e corpo B
- Filettatura tra Prigioniero e dado A
- Filettatura tra Prigioniero e dado B

Naturalmente nei centraggi possono essere realizzati i giochi di montaggio, ed è scelta del progettista utilizzare una modellazione con giochi minimi, massimi o nominali. Per quanto riguarda le superfici di contatto può essere inserito il coefficiente di attrito opportuno, che come vedremo successivamente nel Capitolo 7, risulta essere fondamentale per il calcolo delle non linearità.

Altro particolare importantissimo che si può inserire sfruttando questa modellazione è il precarico del fissaggio. Infatti è possibile generare una trazione sul prigioniero che simuli il serraggio reale che si viene a generare in fase di montaggio della vettura tra i vari corpi in gioco.

Questa modellazione, quindi, consente di valutare appieno le deformate locali degli organi di collegamento, mostrando le reali forze che vengono scambiate e fornendo la possibilità di osservare decadimenti di rigidità dovuti ad aperture dei serraggi, o scorrimenti tra le varie parti a contatto. Inoltre è facilmente osservabile la fase di chiusura dei giochi. Sono quindi valutabili le non linearità di contatto che si vengono a generare in quelle zone.

5.3 Confronto Metodologie - Un esempio

Come descritto nelle due sezioni precedenti, le due modellazioni portano, per loro natura a risultati differenti in termini di rigidità, se alcune condizioni si verificano nel calcolo.

In questa sezione si vuole mostrare un piccolo esempio di calcolo nelle due diverse configurazioni che possono portare a risultati differenti in termini di rigidità. Come è visibile dalla Figura 5.4 i due modelli sono analoghi tranne che nelle zone descritte nelle sezioni 5.1 e 5.2. Il calcolo effettuato rappresenta un modello fittizio in cui su ha un corpo centrale massiccio serrato tramite collegamenti bullonati a due pareti. In tutti i casi la parete posteriore è vincolata a terra mentre la parete anteriore viene caricata in due casi con delle forze di taglio nelle due direzioni perpendicolari all'asse di maggior sviluppo corpo, In modo da generare due calcoli di rigidità flessionale verticale e trasversale. Il terzo calcolo è effettuato con una coppia torcente lungo l'asse del corpo massiccio. In questo modo si ha una valutazione a torsione.

Per analizzare il calcolo si è cercato di individuare una rigidità, calcolata, nel caso di forze perpendicolari all'asse, come:

$$K_y = \frac{F_y}{\Delta Y} [N/mm] \quad (5.1)$$

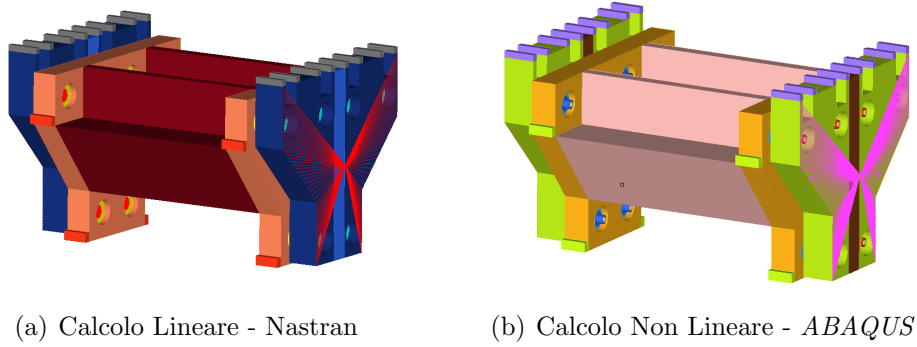


Figura 5.4: Modelli calcolo esempio

e

$$K_z = \frac{F_z}{\Delta Z} [N/mm] \quad (5.2)$$

dove F_y ed F_y sono le forze applicate nel punto di carico, mentre ΔY e ΔZ sono i rispettivi spostamenti nella direzione delle forze.

Nel caso invece di coppia torcente la rigidezza al variare della coppia viene calcolata come:

$$K_t = \frac{M_t}{\Delta \alpha_x} [Nm/^\circ] \quad (5.3)$$

dove M_t è il momento torcente applicata al punto di carico, mentre $\Delta \alpha_x$ è la rotazione espressa in gradi intorno all'asse caricato.

5.3.1 Rigidezze Flessionali

Tali rigidezze, come si può osservare dai grafici mostrati in Figura 5.5, Figura 5.6 e Figura 5.11, risultano essere lineare e quindi non variabili con il variare dell'intensità della forza applicata nel caso di modellazione Nastran. Se invece si osserva il comportamento di queste grandezza nel caso di modellazione non lineare con ABAQUS, è possibile osservare un decadimento della rigidezza nel momento in cui le forze di attrito non sono più sufficienti ad evitare lo scorrimento delle superfici a contatto tra loro serrate dal precarico del prigioniero. Tale valore tende poi ad incrementare nel momento in cui vengono a chiudersi i giochi di montaggio iniziali tra prigioniero e boccia e tra boccia e la sua sede. Inoltre è possibile osservare come, nel caso di modello con attrito differente, l'intensità della forza in cui si ha il decadimento a causa dello scorrimento tra le superfici a contatto delle bocce varia. In particolare si ha un incremento di questo valore, a causa del fatto che essendoci maggiore attrito le forze di taglio da vincere sono nettamente maggiori.

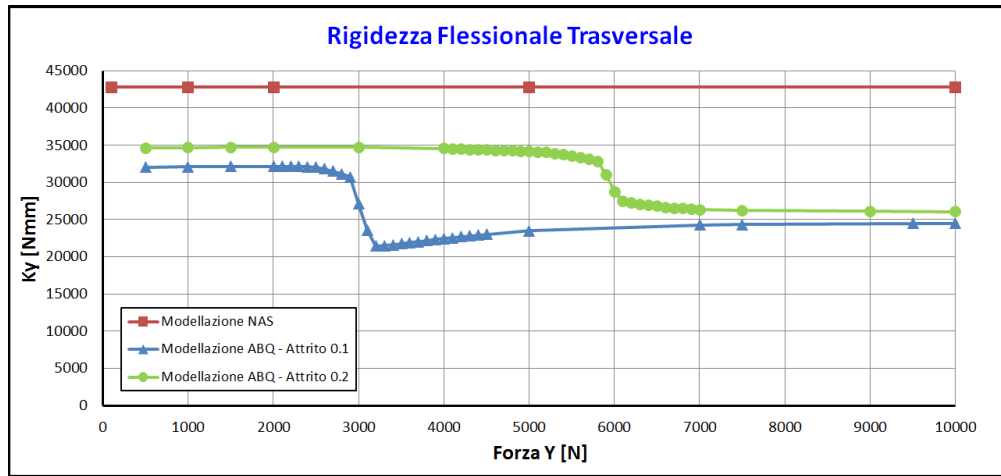


Figura 5.5: Grafico rigidità Flessionale Trasversale

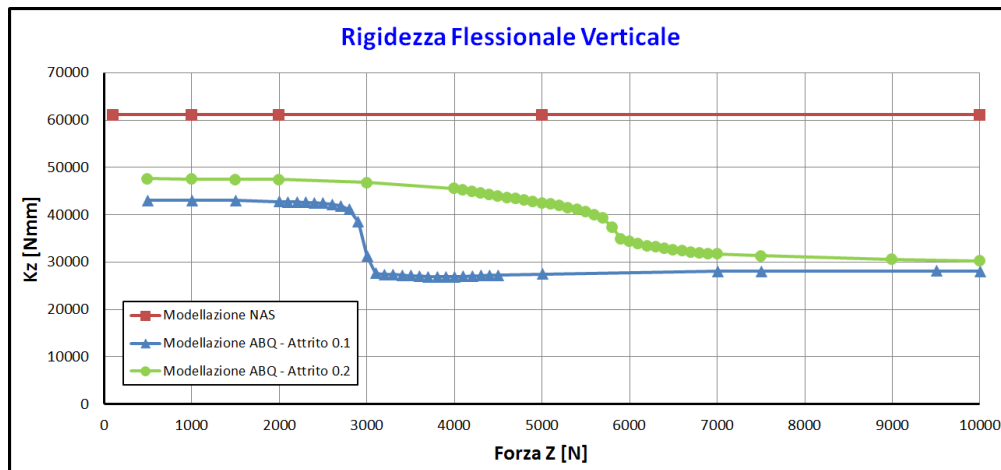


Figura 5.6: Grafico rigidità Flessionale Verticale

Osservando in modo critico le deformate di questo oggetto si può notare come il modello realizzato per essere analizzato tramite il calcolo lineare (Figura 5.7(a)) presenta una deformazione minore nella zona dei fissaggi. Proprio a causa della differente metodologia utilizzata, ossia elementi rigidi (RBE2) che sostituiscono le facce in cui avviene il contatto, non è permesso l'allontanamento delle superfici, quindi è sempre garantita la non apertura del pacco.

Questo non avviene nel caso di modellazione non lineare, dove viene inizialmente assegnato un precarico ad ogni fissaggio. Se vengono generate forze di trazione superiori alle forze imposte come tiro del prigioniero il bullone si può aprire e questo genererà sicuramente una perdita di rigidità in quanto tutta la resistenza viene demandata al prigioniero. Come è possibile osservare nella Figura 5.8 il prigioniero subisce una deformazione ad S tipica della defor-

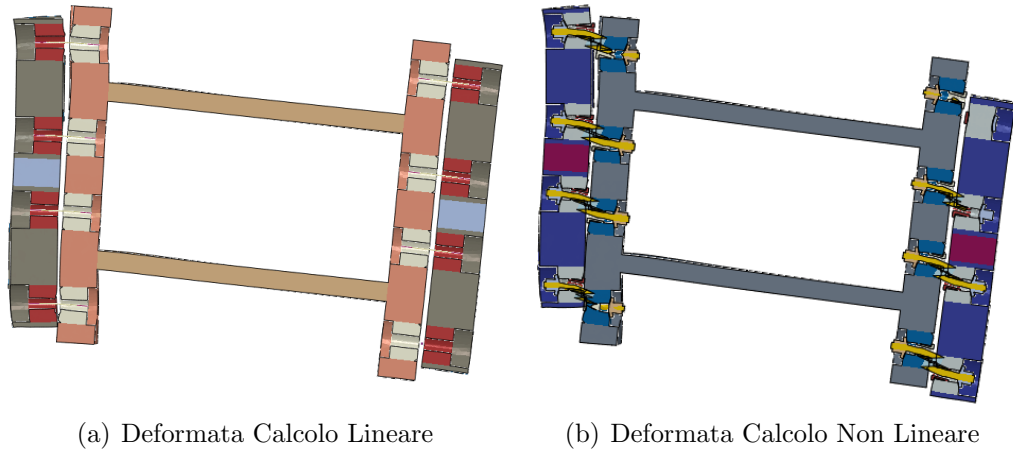


Figura 5.7: Deformate Flessionali Trasversali

mazione a trave incastrata. Inoltre è possibile osservare come anche la testa dei dadi venga deformata a causa dell'allontanamento delle due borchie, che genera l'apertura del pacco. Si osserva che il centraggio del prigioniero finisce a contatto con la zona di centraggio sulle boccole. E che la battuta tra le due boccole si allontana, lasciando immaginare ad un apertura del pacco.

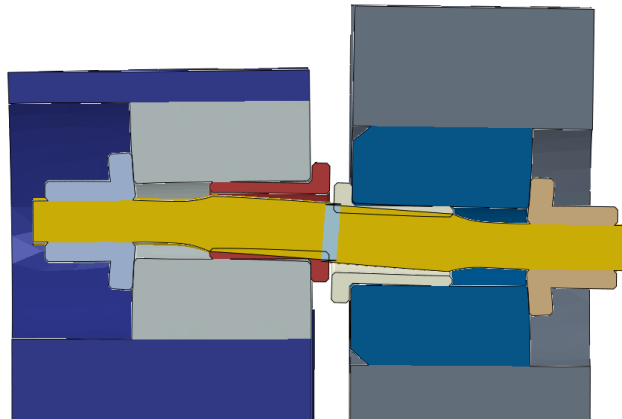


Figura 5.8: Deformata bullone - In questo caso il serraggio non assicura la non apertura del pacco e l'attrito viene superato dalle forze di taglio che mandano in contatto il prigioniero con le boccole nel centraggio con gioco. Deformata amplificata 20 volte per rendere visibile i contatti, le compenetrazioni non sono realistiche.

Guardando nel dettaglio i risultati del contatto interno tra boccole e centraggio del prigioniero, rappresentati in Figura 5.9, si osserva che la distribuzione delle pressioni di contatto (Figura 5.9(a)) è abbastanza localizzato, proprio nella zona dove il prigioniero si appoggia alle due boccole, sopra e sotto. Se prendiamo invece in considerazione le aperture di contatto (Figura 5.9(b)) si

nota come proprio per la deformata che genera, genera delle aperture non costanti lungo la circonferenza ma crescenti allontanandosi dalla zona dove sono concentrate le pressioni di contatto.

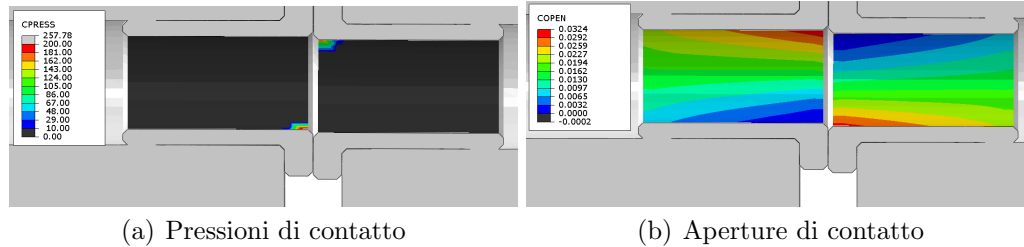


Figura 5.9: Pressioni e aperture contatto tra boccole e prigioniero (centraggio) - Si osserva come le zone di apertura siano in contapposizione con le zone di chiusura dove le pressioni sono elevate, nel momento in cui aumenta l'area di contatto nella zona del centraggio la rigidità torna ad aumentare dopo un iniziale decadimento

Osservando invece la Figura 5.10, che rappresenta le boccole di centraggio lato interno, possiamo vedere come la distribuzione delle pressioni di contatto (Figura 5.10(a)) mostra un andamento variabile da sinistra verso destra, partendo da un valore nullo, in quanto il serraggio si apre, essendo lo stesso rappresentato dalla Figura 5.8, fino ad incrementare spostandosi verso destra, dove la forza trasversale data dal caricamento porta ad una compressione ulteriore oltre a quella generata dal serraggio del bullone. Se invece osserviamo le aperture (Figura 5.9(b)) vediamo come solo la prima boccia a sinistra mostra un'apertura mentre le altre 3 sono tutte chiuse.

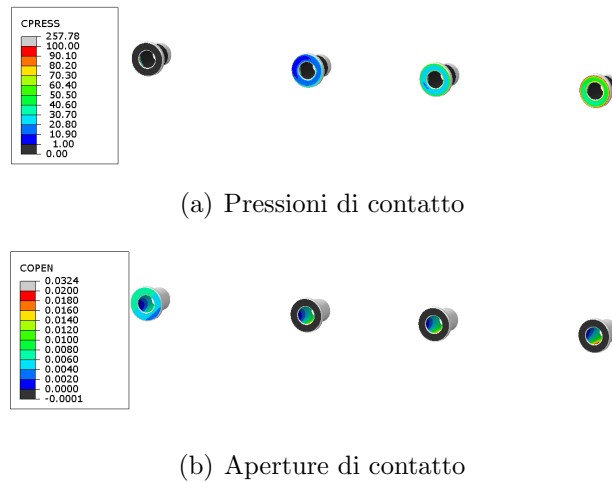


Figura 5.10: Pressioni e aperture contatto tra le boccole lato interno ed esterno (battuta) - Nelle zone in cui si hanno aperture le pressioni sono nulle mentre nelle zone in cui non vi sono aperture le pressioni sono elevate, da queste immagini è possibile

5.3.2 Rigidezza Torsionale

Il comportamento delle curve di rigidezza per le deformazioni dovute a forze trasversali e verticali, è molto simile tra di loro. Risulta invece interessante osservare il comportamento delle curve di rigidezza torsionale illustrate nella Figura 5.11. In questa situazione infatti si nota come la caduta di rigidezza nel calcolo non lineare sia molto repentina, mentre il recupero è graduale ma praticamente totale, a differenza delle altre deformate dove il recupero resta sempre parziale. Questo tipo di deformazione è dovuto principalmente al *warping* che si viene a generare nelle due piastre anteriori e posteriori a causa della coppia torcente.

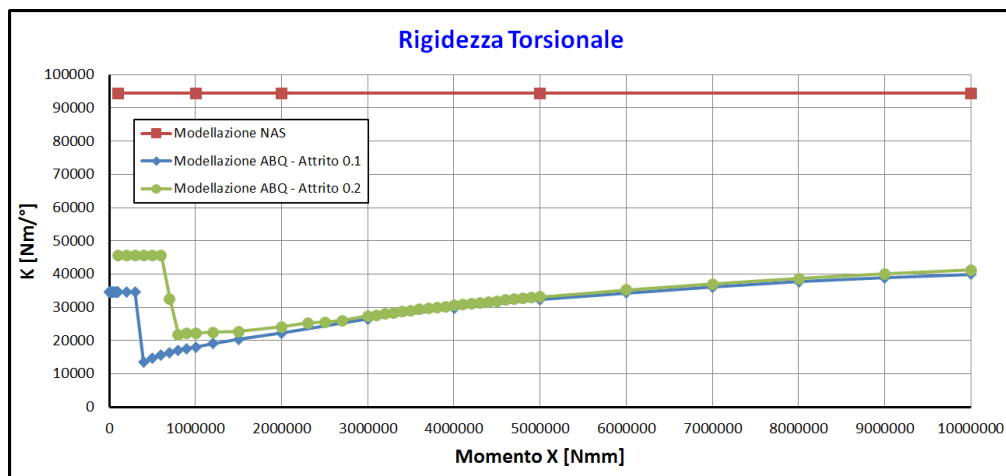


Figura 5.11: Grafico rigidezza Torsionale

5.3.3 Osservazioni

Concludendo le analisi sul modellino di esempio, possiamo dire che a causa della differente risposta in termini di rigidezza delle due modellazioni si vuole procedere con la realizzazione di una metodologia che tenga in considerazione tutte quelle variabili che con un modello lineare non possono essere colte.

Tale diversa metodologia verrà inizialmente validata nel Capitolo 7 attraverso prove sperimentali e quindi correlazioni numerico sperimentali, per poi essere applicata al modello di vettura, come descritto nel Capitolo 8. In questo capitolo si evidenzierà come le forze trasmesse in tra i componenti che entrano in gioco nel serraggio si differenziano a seconda della modellazione.

Capitolo 6

Non Linearità di contatto

Come è possibile intuire da quanto illustrato nel capitolo precedente (Capitolo 5) molti problemi di ingegneria comportano un contatto tra due o più componenti. In questi problemi agisce una forza normale alle superfici di contatto sui due corpi quando questi due corpi si toccano. Se c'è, inoltre, attrito tra le superfici, si possono creare forze di taglio che resistono alla moto tangenziale (scivolamento) tra i due corpi. L'obiettivo generale di simulazioni di contatto è di identificare le aree sulle superfici che sono a contatto e di calcolare le pressioni di contatto generate.

Le analisi agli elementi finiti con contatti sono una speciale classe di vincoli discontinui, permettendo alle forze di essere trasmesse da una parte del modello all'altra. Il “vincolo” è però considerato discontinuo perché viene applicato solo quando le due superfici sono a contatto tra di loro. Quando le due superfici sono separate, nessuna tipologia di restrizione è applicata. L'analisi effettuata deve essere in grado di rilevare quando le due superfici sono a contatto e quindi applicare le leggi che governano questa situazione in modo adeguato. Analogamente, l'analisi deve essere in grado di rilevare quando le due superfici sono separate e rimuovere i vincoli di contatto. In una simulazione tramite il software *ABAQUS*, da noi utilizzato, le superfici di contatto devono essere create sui vari componenti nel modello. Le coppie di superfici che possono andare a contatto devono essere individuate a priori dall'utente. Infine, devono anche essere definiti i modelli costitutivi che regolano le interazioni tra le varie superfici, come ad esempio deve essere identificato il valore dall'attrito tra due superfici, tenendo in considerazione, ad esempio, la tipologia di materiale, ovvero la lubrificazione o meno della zona a contatto.

Inoltre tramite questa tipologia di modellazione (illustrata nel paragrafo 5.2), a differenza di quella descritta nel paragrafo 5.1, è possibile valutare anche le non linearità generate da questo tipo di collegamenti. Infatti al variare della pressione di contatto tra i vari corpi, le forze di attrito generate, possono vincere o meno lo scorrimento che si genera tra i vari componenti a contatto.

Questo può ad esempio, portare alla chiusura dei giochi e quindi generare una non linearità nella rigidità dell'assieme.

Facciamo ora alcune considerazioni sulla metodologia con cui *ABAQUS* considera e risolve il contatto tra due superfici.

6.1 Definizioni superfici di contatto

Nel solutore *ABAQUS* per ogni situazione di contatto devono essere definite due differenti aree, la *Master surface*, ossia la superficie più rigide, quella che guida il contatto, e la *Slave surface*, ossia quella meno rigida e che subisce il contatto dalla superficie principale. Questa coppia di superfici interagenti tra loro può essere definita in due modi:

- *Node-to-surface* dove i nodi della superficie guidata (*slave*) vanno a contatto con i segmenti discretizzati della superficie principale
- *surface-to-surface* metodo alternativo che introduce ulteriori vincoli al contatto

Generalmente il metodo utilizzato è il primo, dove, come è possibile osservare dalla Figura 6.1(b), i nodi della superficie *slave* non possono penetrare i segmenti della superficie *master* mentre è possibile il contrario, cosa che non sarebbe possibile con il secondo metodo. Inoltre si può dire che la direzione del contatto è sempre normale alla *master surface*, direzione lungo la quale sono controllate le condizioni di contatto e lungo la quale è trasmessa la forza di contatto. La forza di attrito invece è trasmessa tangente alla superficie.

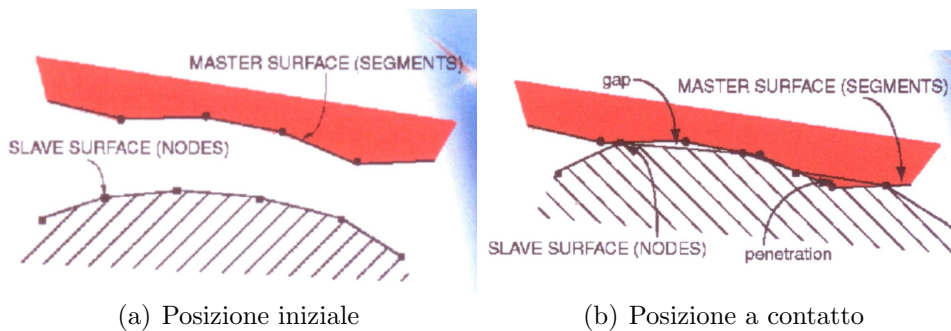


Figura 6.1: Superfici *Master* e *Slave*

6.2 Interazioni tra superfici

L'interazione tra le superfici a contatto può essere suddivisa su due componenti: una normale alle superfici e una tangenziale. La componente tangenziale è

costituita dal moto relativo (scorrimento) tra le superfici, ed eventualmente dalle sollecitazioni di taglio dovute all'attrito.

6.2.1 Interazione normale alla superficie

La distanza tra due superfici è chiamato il gioco. Il vincolo di contatto viene applicato quando la distanza tra due superfici raggiunge il valore di zero. Non vi è alcun limite nella formulazione del contatto sull'entità della pressione di contatto che può essere trasmessa tra le superfici. Le superfici sono considerate separate quando la pressione di contatto fra di loro diventa zero o negativa, e in questo caso il vincolo di contatto viene rimosso. Questa tipologia di interazione tra le superfici è denominata contatto "hard", rappresentato in Figura 6.2(a). Il drastico cambiamento nella pressione di contatto che si verifica quando una condizione di contatto cambia da "aperto" (*clearance* positiva) a "chiuso" (*clearance* pari a zero) a volte rende numericamente difficile portare a termine la simulazione del contatto. Esistono alcune tecniche per superare queste difficoltà tra cui quella di modificare la definizione del contatto. Infatti, si può agevolare la soluzione numerica attraverso un contatto di tipo "Soft" (Figura 6.2(b)), dove la pressione di contatto inizia numericamente prima del contatto vero e proprio, favorendo appunto la soluzione numerica.

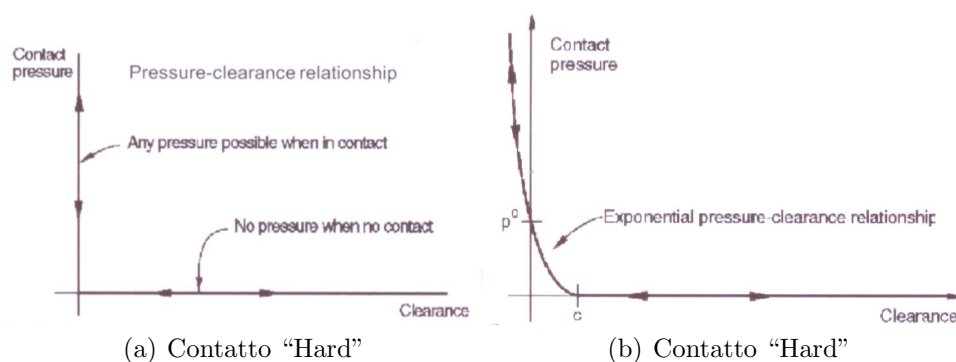


Figura 6.2: Leggi contatto, confronto "Hard" e "Soft"

6.2.2 Scorrimento tra le superfici

Oltre a determinare se il contatto si è verificato in un punto particolare, l'analisi deve essere anche in grado di calcolare lo scorrimento relativo delle due superfici. Questo può essere un calcolo molto complesso, quindi, *ABAQUS* distingue le analisi in cui la grandezza di scorrimento è piccolo da quelle in cui la grandezza di scorrimento può essere finita. Naturalmente, è computazionalmente meno onerosa la soluzione in cui lo scorrimento tra le superfici è ridotto.

Le due tipologie di scorrimento sono definite rispettivamente *small sliding* e *finite sliding*, le cui basi teoriche e numeriche verranno descritte nella sezione 6.4. Quali sono le situazioni in cui è opportuno affidarsi ad una formulazione piuttosto che all'altra non è di semplice definizione, ma una linea guida generale da seguire può essere che nei problemi in cui un punto a contatto con una superficie non scivola più di una piccola frazione di un elemento di dimensione tipica è ammissibile l'utilizzo della modellazione di *small sliding*.

Quando si utilizza la formulazione *small sliding*, *ABAQUS* stabilisce la relazione tra i nodi della superficie *slave* e la superficie principale all'inizio della simulazione. *ABAQUS* determina quale segmento sulla superficie *master* interagirà con ciascun nodo sulla superficie *slave*; queste relazioni vengono mantenute durante tutta l'analisi, senza mai modificare im segmenti che vengono visti dai rispettivi nodi. Se le non linearità geometrica sono incluse nel calcolo, l'algoritmo di *small sliding* considera ogni rotazione e deformazione della *master surface* e aggiorna il percorso di carico attraverso il quale vengono trasmesse le forze di contatto. Se le non linearità geometriche non sono incluse nel modello, qualsiasi rotazione o deformazione della superficie *master* viene ignorata e il percorso di carico rimane fisso.

La formulazione del contatto con *finite sliding* richiede ad *ABAQUS* di determinare continuamente quale parte della superficie *master* è in contatto con i vari nodi *slave*. Questo calcolo può risultare molto complesso, specialmente se i corpi a contatto sono deformabili. Le strutture in tali simulazioni possono essere sia bi- che tridimensionale. La formulazione del contatto con *finite sliding* tra un corpo deformabile e ha una superficie rigida non è così complesso come nel caso di due corpi deformabili, e anche in questo caso può essere eseguita sia su modelli bidimensionali che tridimensionali.

6.2.3 Attrito

Se le due superfici interagenti mostrano rugosità superficiale, potrebbe essere necessario assumere l'esistenza di forze di attrito, che resistono allo scorrimento relativo tra le superfici. Il modello di attrito utilizzato per descrivere l'interazione tra le superfici a contatto è il comune *attrito di Coulomb*. Il modello caratterizza il comportamento di attrito tra le superfici utilizzando un coefficiente di attrito μ . Il prodotto $\mu \cdot p$, dove p è la pressione di contatto tra le due superfici, dà il limite alla sollecitazione di taglio per attrito tra le superfici a contatto. Le superfici a contatto non dovrebbero scivolare (una slitta rispetto all'altra) fino a che la sollecitazione di taglio tra loro è uguale alla sollecitazione limite $\mu \cdot p$. Per la maggior parte delle superfici μ è normalmente inferiore all'unità e dipende dalla tipologia dei materiali a contatto e dalla lubrificazione delle superfici.

La linea continua in Figura 6.3 riassume il comportamento del modello di attrito coulombiano: non c'è moto relativo, in particolare slittamento delle superfici quando restano attaccate ossia le sollecitazioni di taglio sono inferiori a $\mu \cdot p$.

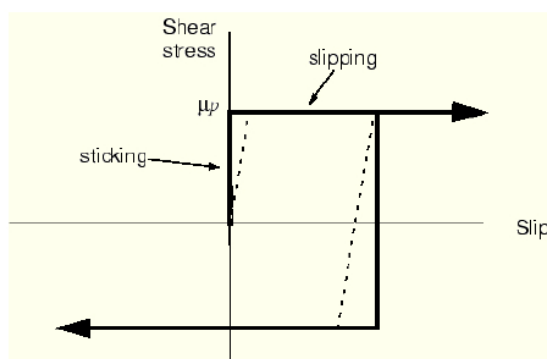


Figura 6.3: Comportamento dell'attrito

La discontinuità tra i due stati di contatto, in gergo *sticking* e *slipping*, può portare a problemi di convergenza durante la simulazione. È necessario includere l'attrito nelle simulazioni solo quando si ha una significativa influenza sulla risposta del modello. Se la simulazione di contatto con attrito incontra problemi di convergenza, una delle prime modifiche da effettuare per diagnosticare le difficoltà di convergenza è quella di eseguire nuovamente l'analisi senza attrito.

La modellazione del comportamento ideale in attrito può essere molto difficile, quindi, per impostazione predefinita, *ABAQUS* utilizza una formulazione con penalità dell'attrito con uno "slittamento elastico" ammissibile, illustrata con la linea tratteggiata in Figura 6.3. Lo "slittamento elastico" è una piccola quantità di movimento relativo tra le superfici che si verifica quando le superfici dovrebbero essere attaccate. *ABAQUS* sceglie automaticamente il valore del fattore di penalità, che influenza la pendenza della linea tratteggiata, in modo che lo "slittamento elastico" sia una frazione molto piccola della dimensione media degli elementi. La formulazione dell'attrito con penalità funziona bene per la maggior parte dei problemi, tra cui la maggior parte delle applicazioni con attriti metallo-metallo. Altre tipologie di modellazione dell'attrito possono essere utilizzate nel calcolo agli elementi finiti, come ad esempio il modello di Lagrange che però non viene utilizzato da solutore *ABAQUS*, e che quindi non andremo a discutere.

Spesso il coefficiente di attrito di primo distacco è diverso dal coefficiente di attrito durante lo scorrimento. Il primo è generalmente indicato come l'attrito statico coefficiente, mentre il secondo viene indicato come il coefficiente di attrito dinamico. In *ABAQUS/Standard* è possibile utilizzare una legge con

decadimento esponenziale per modellare la transizione tra attrito statico e dinamico, ma nel nostro caso non la utilizzeremo.

L'inclusione di attrito in un modello di calcolo aggiunge termini asimmetrici al sistema di equazioni da risolvere. Nel caso in cui il coefficienti di attrito impostato μ sia inferiore a circa 0.2, l'influenza di questi termini è piuttosto piccola e il solutore simmetrico non ha problemi a risolvere il sistema. Per coefficienti di attrito più elevati, il solutore asimmetrico viene richiamato automaticamente perché migliorerà la velocità di convergenza. Il solutore asimmetrico può anche essere selezionato includendo il parametro *UNSYMM=YES* nello *STEP*. Il solutore asimmetrico però richiede il doppio di memoria al calcolatore e molto più spazio su disco rispetto al solutore simmetrico.

6.3 Algoritmo di contatto

L'algoritmo in contatto utilizzato da *ABAQUS/Standard*, che è mostrato in Figura 6.4, è basato sulle tecniche di convergenze Newton-Raphson.

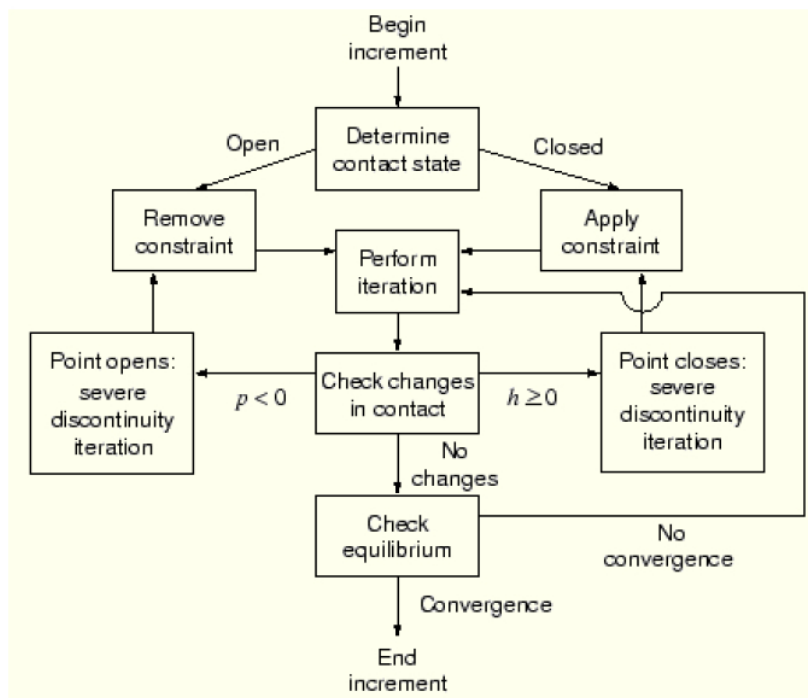


Figura 6.4: Flusso algoritmo di calcolo per il contatto in *ABAQUS/Standard*

ABAQUS esamina lo stato di tutte le coppie di contatti all'inizio di ogni incremento per stabilire se i nodi *slave* sono aperti o chiusi. In Figura 6.4, p indica la pressione di contatto ad un nodo *slave* e h denota la penetrazione di un nodo *slave* nella superficie *master*. Se un nodo viene chiuso, *ABAQUS*

determina se è in una situazione di scorrimento o di incollaggio all'altra superficie. A questo punto viene applicato un vincolo per ogni nodo chiuso e vengono rimossi i vincoli da qualsiasi nodo che è passato da una situazione di chiuso ad aperto. *ABAQUS* effettua poi una iterazione e aggiorna la configurazione del modello utilizzando le correzioni calcolate.

Prima di verificare l'equilibrio delle forze o dei momenti, *ABAQUS* controlla innanzitutto le variazioni delle condizioni di contatto ai nodi *slave*. Ogni nodo in cui il gioco dopo l'iterazione diventa negativa o nulla è stato cambiato da aperto a chiuso. Ogni nodo in cui la pressione di contatto diventa negativo ha cambiato stato da chiuso ad aperto. Se eventuali modifiche al contatto sono rilevate nella iterazione corrente, essa viene definita *severe discontinuity iteration* e nessun controllo di equilibrio viene effettuata.

ABAQUS modifica i vincoli di contatto per riflettere il cambiamento di stato nel contatto dopo la prima iterazione e viene così effettuata una seconda iterazione. La procedura viene ripetuta finché un'iterazione viene completata senza cambiamenti di stato nei contatti. Questa iterazione diventa la prima iterazione di equilibrio, vengono eseguiti i normali controlli di convergenza sull'equilibrio. Se i controlli di convergenza non riescono, viene eseguita un'altra iterazione. Ogni volta che si verifica *severe discontinuity iteration*, viene resettato il conteggio interno di iterazioni di equilibrio a zero. Questo conteggio viene utilizzato per determinare se un incremento dovrebbe essere abbandonato a causa di una convergenza lenta. *ABAQUS* ripete l'intero processo fino a quando si ottiene la convergenza, come riassunto nella Figura 6.4.

Separando i due tipi di iterazioni, si può vedere come *ABAQUS* fa fronte al calcolo del contatto e quanto facilmente viene raggiunto l'equilibrio. Se il numero di *severe discontinuity iteration* è alto ma ci sono poche *equilibrium, iteration*, *ABAQUS* sta avendo difficoltà a determinare le corrette condizioni di contatto. Per impostazione predefinita, il solutore abbandona qualsiasi incremento in cui ha bisogno di più di dodici *severe discontinuity iteration* e riprova l'incremento con un passo inferiore. Nel caso in cui non ci siano *severe discontinuity iteration*, lo stato del contatto non si sta trasformando tra un incremento e l'altro.

6.4 Definizioni teoriche contatto in ABAQUS

Come abbiamo detto nelle sezioni precedenti, il solutore utilizzato per risolvere le analisi non lineari è *ABAQUS*. Tale solutore ci offre, come detto, diverse possibilità di gestione del contatto, che possono essere suddivise in due grandi gruppi, quello dello *Small sliding* e quello del *Finite sliding*. In questa sezione ci occuperemo di analizzare quali sono le principali basi teoriche che governano le tipologie di contatto utilizzate nella nostra analisi.

6.4.1 Contatto con *Small-sliding*

In *ABAQUS/Standard* è inclusa una funzionalità che consente di modellare il di due corpi in cui lo scorrimento relativo può considerarsi molto piccolo. Con questa formulazione le superfici a contatto possono subire solo piccoli scorrimenti uno rispetto all'altro, ma è consentita la rotazione arbitraria dei corpi. Il contatto di tipo *Small sliding* è computazionalmente meno oneroso rispetto al contatto di tipo *Finite sliding*, che è descritto nella sezione 6.4.2.

La funzionalità del contatto *Small sliding* può essere usata per modellare l'interazione tra due corpi deformabili o tra un corpo deformabile ed un corpo rigido in due e tre dimensioni. Con questo metodo di definizione delle superfici di contatto è possibile fornire la superficie *master* e la superficie *slave*. Viene quindi applicato, tramite la definizione del contatto, un vincolo cinematico tale per cui i nodi della superficie *slave* non possono penetrare la superficie *master*. Non è necessario che le superfici a contatto abbiano una discretizzazione congruente, tuttavia, nel caso di congruenza iniziale tra le *mesh*, è possibile ottenere una migliore precisione nei risultati. Sono poi presenti all'interno del solutore alcuni parametri che consentono un miglioramento della congruenza tra le due superfici, quali ad esempio il parametro *adjust*.

La funzionalità del contatto *Small sliding* è realizzata mediante quattro differenti elementi di contatto interni, progettati per gestire i seguenti vincoli cinematici:

- contatto bidimensionale tra un nodo *slave* e una superficie *master* deformabile
- contatto bidimensionale tra un nodo *slave* e una superficie *master* rigida
- contatto tridimensionale tra un nodo *slave* e una superficie *master* deformabile
- contatto tridimensionale tra un nodo *slave* e una superficie *master* rigida

Questi elementi non sono accessibili direttamente dall'utente, ma è il solutore che automaticamente ricopre la superficie *slave* con il tipo di elemento appropriato, in base alla natura della superficie *master* corrispondente.

Identificazione del piano tangente base più vicina interazione

Sebbene quattro tipi di elementi interni vengono utilizzati per modellare i vari tipi di contatto con *Small sliding* supportati da *ABAQUS/Standard*, tutte e quattro le formulazioni si basano sul concetto che un dato nodo *slave* interagisce sempre con lo stesso sottoinsieme di nodi della superficie *master*. Questo sottoinsieme nodale è determinato inizialmente solutore nel modello indeformato, evitando così la necessità di monitorare il nodo *slave* nel corso

sulla superficie *master*, $\mathbf{X}_0$, viene calcolato per ciascun nodo *slave* in modo che il vettore formata dal nodo stesso e dal punto $\mathbf{X}_0$ coincida con il vettore normale $\mathbf{N}(\mathbf{X}_0)$. Supponiamo che la ricerca del punto di ancoraggio, $\mathbf{X}_0$, del nodo *slave* 103 ci dica che $\mathbf{X}_0$ è sul segmento 1-2. A questo punto si trova che:

$$\mathbf{X}_0 = \mathbf{X}(u_0) = (1 - u_0) \mathbf{X}_1 + u_0 \mathbf{X}_2 \quad (6.1)$$

in cui $\mathbf{X}_1$ e $\mathbf{X}_2$ sono le coordinate dei nodi 1 e 2, rispettivamente, e u_0 è calcolata in modo che $\mathbf{X}_0 - \mathbf{X}_{103}$ coincida con $\mathbf{N}(\mathbf{X}_0)$. Inoltre, la direzione della tangente al piano di contatto, $\mathbf{v}_0$, in $\mathbf{X}_0$ viene scelta in modo che sia perpendicolare a $\mathbf{N}(\mathbf{X}_0)$, cioè,

$$\mathbf{v}_0 = \mathbf{N}(\mathbf{X}_0) \times \mathbf{e}_z = \mathbf{T} \cdot \frac{\partial \mathbf{X}(u_0)}{\partial u} = \mathbf{T} \cdot (\mathbf{X}_2 - \mathbf{X}_1) \quad (6.2)$$

dove $\mathbf{T}$ è una matrice di rotazione (costante).

Il vincolo del contatto di tipo *Small sliding* si ottiene imponendo che il nodo *slave* 103 interagisca con il piano tangente, le coordinate del punto di ancoraggio sono, in qualsiasi momento, date da:

$$\mathbf{x}_0 = N_1(u_0) \mathbf{x}_1 + N_2(u_0) \mathbf{x}_2 \quad (6.3)$$

dove $N_1(u_0) = 1 - u_0$ e $N_2(u_0) = u_0$, e la direzione tangente è data da:

$$\mathbf{v} = \mathbf{T} \cdot (N_1^u(u_0) x_1 + N_2^u(u_0) x_2) \quad (6.4)$$

dove $N_1^u(u_0) = -1$ e $N_2^u(u_0) = 1$. Poiché le espressioni di cui sopra per il punto $\mathbf{x}_0$ ed il vettore $\mathbf{v}$ nascono da combinazioni baricentriche dei punti $\mathbf{x}_1$ e $\mathbf{x}_2$, è come dire che:

$$N_1(u_0) + N_2(u_0) = 1 \quad (6.5)$$

$$N_1^u(u_0) + N_2^u(u_0) = 0 \quad (6.6)$$

il piano di contatto verrà mappato correttamente grazie alle trasformazioni quali la traslazione, scalatura (stiramento), e rotazione.

Quindi, supponiamo che la ricerca del punto di ancoraggio del nodo *slave* 104 rivela che il punto di ancoraggio è coincidente al nodo *master* 2. In questo caso il punto di ancoraggio è scelto per essere $\mathbf{X}_2$, o in termini di coordinate dei tre nodi *master* 1, 2, e 3:

$$\mathbf{X}_0 = N_1(u_0) \mathbf{X}_1 + N_2(u_0) \mathbf{X}_2 + N_3(u_0) \mathbf{X}_3 \quad (6.7)$$

dove $N_1(u_0) = 0$, $N_2(u_0) = 1$, e $N_3(u_0) = 0$. La direzione tangente al contatto $\mathbf{X}_2$ è semplicemente:

$$\mathbf{v}_0 = \mathbf{N}_2 \times \mathbf{e}_z \quad (6.8)$$

Tuttavia, vogliamo esprimere $\mathbf{v}_0$ in termini delle coordinate dei tre nodi 1, 2 e 3 per poter seguire l'evoluzione del piano tangente. A tal fine, si risolve l'equazione in N_1^u :

$$N_1^u(u_0) \mathbf{X}_1 + N_2^u(u_0) \mathbf{X}_2 + N_3^u(u_0) \mathbf{X}_3 = \mathbf{v}_0 \quad (6.9)$$

sotto il vincolo baricentrico

$$N_1^u(u_0) + N_2^u(u_0) + N_3^u(u_0) = 0 \quad (6.10)$$

Il vincolo baricentrico assicura che l'espressione risultante per la direzione tangente al piano di contatto si comporta correttamente nelle trasformazioni, come traslazioni e rotazioni.

Formulazione del contatto come principio variazionale vincolato

Ad ogni nodo *slave* che può venire a contatto con una superficie *master* è costruito un indicatore di *overclosure* h (penetrazione del nodo nella superficie *master*) e le misure dello scorrimento relativo s_i . Queste misure cinematiche vengono poi utilizzate, con le appropriate tecniche di moltiplicatori di Lagrange, per introdurre le teorie di interazione superficiale del contatto e dell'attrito.

In due dimensioni la penetrazione h lungo il versore normale al contatto $\mathbf{n}$ tra un nodo *slave* $\mathbf{x}_{N+1}$ e una linea *master* definita da $\mathbf{p}(\xi)$, dove ξ parametrizza la linea, è determinato trovando il vettore $(\mathbf{p} - \mathbf{x}_{N+1})$ partendo dal nodo *slave* fino alla linea che è perpendicolare alla tangente vettore $\mathbf{v}$ a $\mathbf{p}$. Matematicamente, esprimiamo la condizione richiesta come:

$$h\mathbf{n} = \mathbf{p}(\xi) - \mathbf{x}_{N+1} \quad (6.11)$$

dove

$$\mathbf{v} \cdot (\mathbf{p}(\xi) - \mathbf{x}_{N+1}) = 0 \quad (6.12)$$

Analogamente, in tre dimensioni la penetrazione h lungo il versore normale al contatto $\mathbf{n}$ tra un punto *slave* $\mathbf{x}_{N+1}$ e un piano della superficie *master* $\mathbf{p}(\xi_1, \xi_2)$, in cui ξ_i parametrizza il piano, è determinata dalla ricerca del vettore $(\mathbf{p} - \mathbf{x}_{N+1})$ che va dal nodo *slave* al piano che è perpendicolare ai vettori tangenti $\mathbf{v}_1$ e $\mathbf{x}_2$ a $\mathbf{p}$. Matematicamente, esprimiamo la condizione richiesta come

$$h\mathbf{n} = \mathbf{p}(\xi_1, \xi_2) - \mathbf{x}_{N+1} \quad (6.13)$$

dove

$$\mathbf{v}_1 \cdot (\mathbf{p}(\xi_1, \xi_2) - \mathbf{x}_{N+1}) = 0 \quad (6.14)$$

$$\mathbf{v}_2 \cdot (\mathbf{p}(\xi_1, \xi_2) - \mathbf{x}_{N+1}) = 0 \quad (6.15)$$

Se, in un dato nodo *slave* $h < 0$, non vi è contatto fra le superfici in quel nodo, non sono necessari altre iterazione di sul contatto per quella superficie. Se $h \geq 0$, le superfici sono in contatto. Il vincolo di contatto $h = 0$ viene applicato con l'introduzione di un moltiplicatore di Lagrange, $\tilde{p}$, il cui valore fornisce la pressione di contatto al punto. Per applicare il vincolo di contatto, abbiamo bisogno della prima variante definita da δh , e per risolvere il metodo di Newton, abbiamo bisogno della seconda variante, $d\delta h$. Analogamente, se le forze di attrito devono essere trasmesse attraverso le superfici a contatto, le prime varianti di scorrimento relativo, δs_i , e le seconde varianti, $d\delta s_i$, sono necessaria nella formulazione del problema. La derivazione di alcuni di questi quantitativi può essere descritta per tutte quattro la formulazioni del contatto *Small sliding*. Tratteremo solo quelle tra corpi deformabili.

Formulazione di un contatto *Small-sliding* deformabile bidimensionale

Per il caso di contatto *Small-sliding* deformabile bidimensionale, un punto sulla linea di contatto associato a un nodo *slave* n_{N+1} è rappresentato dal vettore

$$\mathbf{p}(\xi) = \mathbf{x}_0 + \xi \mathbf{v}, \quad (6.16)$$

dove, come descritto in precedenza, il punto di ancoraggio della linea ($\mathbf{x}_0$) e il suo vettore tangente ($\mathbf{v}$) sono funzioni delle attuali coordinate del nodo *master*, $\mathbf{x}_1 \dots \mathbf{x}_N$. Quindi, il vettore $\mathbf{v}$ è, in generale, un vettore non unitario. Linearizzando l'equazione 6.11 si ottiene:

$$\delta h \mathbf{n} + h \delta \mathbf{n} = \delta \mathbf{x}_0 + \delta \xi \mathbf{v} + \xi \delta \mathbf{v} - \delta \mathbf{u}_{N+1} \quad (6.17)$$

dove $\delta \mathbf{u}_{N+1} = \delta (N+1 + \mathbf{u}_{N+1}) = \delta \mathbf{x}_{N+1}$, $\delta \mathbf{x}_0 = N_i(u_0) \delta \mathbf{x}_i$, e $\delta \mathbf{v} = \mathbf{R} \cdot N_i^u(u_0) \delta \mathbf{x}_i$.

Prendendo il prodotto scalare del equazione 6.17 con $\mathbf{n}$ risultati nella seguente espressione per δh :

$$\delta h = -\mathbf{n} \cdot (\delta \mathbf{u}_{N+1} - \delta \mathbf{x}_0 - \xi \delta \mathbf{v}) \quad (6.18)$$

Analogamente, prendendo il prodotto scalare di equazione 6.17 con il vettore tangente normalizzato $\mathbf{t} = \mathbf{v} / \|\mathbf{v}\|$ e impostando $h = 0$ risulta la seguente espressione per la variazione di scorrimento:

$$\delta s \stackrel{def}{=} \delta \xi \cdot \mathbf{t} = \mathbf{t} \cdot (\delta \mathbf{u}_{N+1} - \delta \mathbf{x}_0 - \xi \delta \mathbf{v}) \quad (6.19)$$

Espressioni adatte per $d\delta h$ e per $d\delta s$ possono essere derivate linearizzando l'equazione 6.17 e applicando le tecniche evidenziate in precedenza. Dal momento che le espressioni risultanti non forniscono dettagli sulla la comprensione di questa funzione del solutore, essi non saranno presentati qui.

Formulazione di un contatto *Small-sliding* deformabile tridimensionale

Il contatto *Small-sliding* deformabile tridimensionale è una generalizzazione del precedente caso bidimensionale. Un punto sul piano di contatto associato con uno nodo *slave* n_{N+1} è rappresentato dal vettore:

$$\mathbf{p}(\xi_1, \xi_2) = \mathbf{x}_0 + \xi_1 \mathbf{v}_1 + \xi_2 \mathbf{v}_2 \quad (6.20)$$

dove i punti di ancoraggio sul pinao $\mathbf{x}_0$ e i suoi due vettori tangenti ($\mathbf{v}_1$ e $\mathbf{v}_2$) sono funzioni delle attuali coordinate del nodo *master*, $\mathbf{x}_1, \dots, \mathbf{x}_N$. Linearizzando l'equazione 6.12 si ottiene:

$$\delta h \mathbf{n} + h \delta \mathbf{n} = \delta \mathbf{x}_0 + \delta \xi_1 \mathbf{v}_1 + \xi_1 \delta \mathbf{v}_1 + \delta \xi_2 \mathbf{v}_2 + \xi_2 \delta \mathbf{v}_2 - \delta \mathbf{u}_{N+1} \quad (6.21)$$

dove $\delta \mathbf{x}_0 = \mathbf{f}(\delta \mathbf{x}_1, \dots, \delta \mathbf{x}_N)$ e $\delta \mathbf{v}_i = \mathbf{g}_i(\delta \mathbf{x}_1, \dots, \delta \mathbf{x}_N)$. Prendendo il prodotto scalare dell'equazione 6.21 con gli $\mathbf{n}$ risultati nella seguente espressione per δh :

$$\delta h = -\mathbf{n} \cdot (\delta \mathbf{u}_{N+1} - \delta \mathbf{x}_0 - \xi_1 \delta \mathbf{v}_1 - \xi_2 \delta \mathbf{v}_2) \quad (6.22)$$

Allo stesso modo, prendendo il prodotto scalare dell'equazione 6.21 con $\mathbf{t}_1 = \mathbf{v}_1 / \|\mathbf{v}_1\|$ e impostando $h = 0$ nella seguente espressione per la variazione della prima componente di slittamento si ottiene:

$$\delta s_1 \stackrel{def}{=} \delta \xi_1 v_1 \cdot \mathbf{t}_1 = \mathbf{t}_1 \cdot (\delta \mathbf{u}_{N+1} - \delta \mathbf{x}_0 - \xi_1 \delta \mathbf{v}_1 - \xi_2 \delta \mathbf{v}_2) \quad (6.23)$$

Allo stesso modo, prendendo il prodotto scalare dell'equazione 6.21 con $\mathbf{t}_2 = \mathbf{v}_2 / \|\mathbf{v}_2\|$ e impostando $h = 0$ nella seguente espressione per la variazione della seconda componente di slittamento si ottiene:

$$\delta s_2 \stackrel{def}{=} \delta \xi_2 v_2 \cdot \mathbf{t}_2 = \mathbf{t}_2 \cdot (\delta \mathbf{u}_{N+1} - \delta \mathbf{x}_0 - \xi_1 \delta \mathbf{v}_1 - \xi_2 \delta \mathbf{v}_2) \quad (6.24)$$

6.4.2 Interazione con *Finite sliding* tra corpi deformabili

La seconda formulazione, accennata in questa sede in quanto non verrà utilizzata nei nostri calcoli è la formulazione del contatto con *Finite sliding* dove sia le aperture che gli scorrimenti di ampiezza finita e rotazioni arbitrarie delle superfici possono sorgere.

A seconda del tipo di problema di contatto, due approcci sono disponibili per l'utente per specificare la funzionalità del *Finite sliding*:

- definire le condizioni di contatto possibili individuando un accoppiamento potenziale tra le superfici
- utilizzando elementi di contatto

Con il primo approccio Abaqus automaticamente genera gli elementi di contatto appropriati. Per brevità le varie combinazioni di contatto non sono illustrate in questo elaborato.

Capitolo 7

Prove Sperimentali Motore

Come descritto nel Capitolo 5, ci accingiamo a valutare la corretta modellazione introdotta attraverso delle prove sperimentali, che verranno successivamente correlate con i calcoli da noi effettuati.

Per effettuare questa correlazione le prove sperimentali che sono state scelte sono essenzialmente 2, che vengono effettuate sullo stesso oggetto. Inizialmente è stata eseguita una prova torsionale e successivamente una prova flessionale. Entrambe le prove sono state effettuate sul motore Ferrari V6 Turbo in fase di sviluppo per la stagione 2014 del campionato mondiale di Formula 1. Naturalmente le immagini e i dati mostrati successivamente sono stati alterati per motivi di segretezza aziendale. Restano però valide tutte le conclusioni a cui si è arrivati per la ricerca della metodologia.

Il motore verrà testato per entrambe le prove in due configurazioni differenti, in cui un elemento è realizzato sia in lega di alluminio che in acciaio.

7.1 Attrezzatura Sperimentale

Come è possibile intuire è stato necessario realizzare delle attrezzature che potessero permettere il vincolamento e il caricamento del motore durante le prove di torsione e flessione. Dato che il motore deve essere fissato, per regolamento, al telaio e al cambio attraverso 6 fissaggi M12 all'anteriore e 6 fissaggi M12 al posteriore, sono state realizzate delle piastre che consentono tale Vincolamento. Le piastre sono state poi collegate con la faccia anteriore ad una struttura collegata a terra e con la faccia posteriore del motore alla strumentazione dedicata alla trasmissione del carico.

Nell'immagine Figura 7.1 è possibile osservare un simulacro di motore serrato tra le due piastre, realizzate in acciaio che consentono il caricamento e vincolamento dell'oggetto della prova.

Una volta fissato alla struttura di sostegno, che possiamo osservare nella Figura 7.2 posta a sinistra, con la piastra fissata alla faccia anteriore verrà

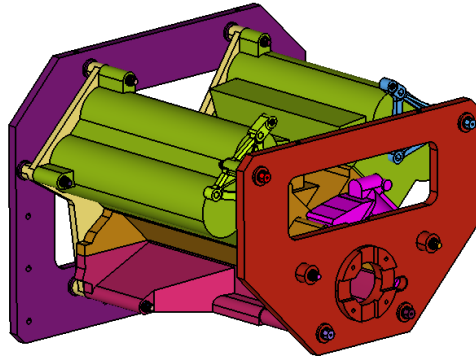


Figura 7.1: Simulacro motore e piastre collegamento

fissata tutta l'attrezzatura necessaria al caricamento per valutare la rigidità del motore. L'attrezzatura varia a seconda del tipo di prova da effettuare, torsione o flessione laterale.

Nella Figura 7.2 e nella Figura 7.4 è possibile osservare una trave orizzontale che servirà per applicare il momento torcente trasformando in coppia le forze generate dai pistoni idraulici illustrati in Figura 7.3. Il valore delle forze generate istante per istante durante lo svolgimento della prova sperimentale viene monitorato attraverso il lettore digitale illustrato in Figura 7.3(c), che allo stesso tempo manda il segnale al PC di gestione della macchina di prova per poter registrarne il valore allo scopo di una corretto *post-processing* dei risultati.

Come è bene evidenziato dalla Figura 7.2, l'area di prova è libera da ostruzioni in quanto, sulla destra dell'immagine abbiamo una telecamera ottica che consente di osservare e registrare le posizioni dei vari corpi identificati durante la prova di torsione e di flessione. Questa telecamera ottica è in grado di identificare la posizione degli oggetti attraverso dei led, che sono evidenziati attraverso un circolo rosso nella Figura 7.4. Per identificare un oggetto come corpo rigido nello spazio sappiamo che è necessario avere le coordinate spaziali di tre suoi punti, facendo l'approssimazione che questi punti siano indeformabili tra loro, almeno con un ordine di grandezza in meno rispetto allo spostamento globale che hanno nello spazio durante la prova. I led sono posizionati su tutti i corpi interessati alla nostra prova, in particolare andremo ad osservare la posizione istante per istante dei seguenti corpi *rigidi*:

- Sostegno fisso al terreno, che sarà il nostro zero
- Piastra Anteriore
- Piastra Posteriore

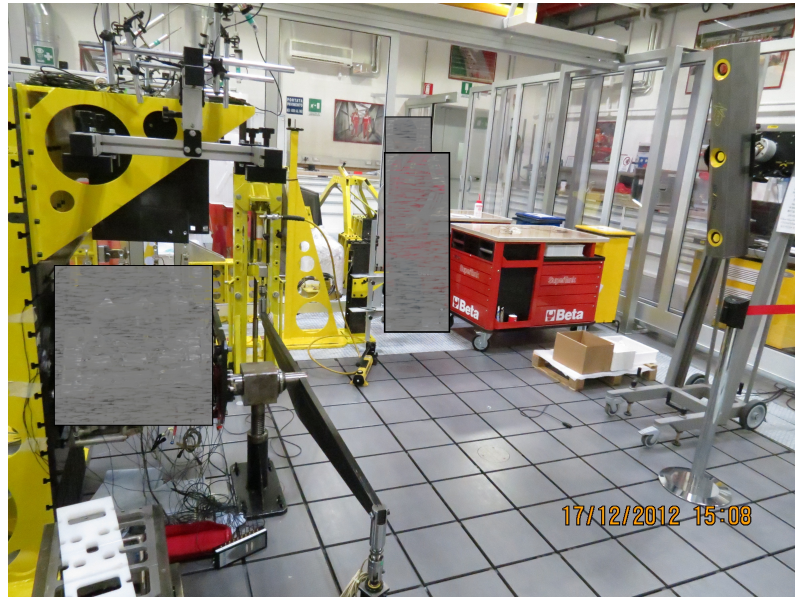


Figura 7.2: Area prova sperimentale - Sono mostrate nell'immagine, sulla destra la telecamera 3D che rileva gli spostamenti dei LED, mentre sulla sinistra è mostrato tutto l'insieme di montaggio del motore con l'attrezzatura per il caricamento a torsione, barra di acciaio orizzontale

- Faccia Anteriore Motore
- Faccia Posteriore Motore
- Zona attorno ai fissaggi posteriori, a titolo di esempio di un fissaggio

Durante la prova sperimentale saranno quindi monitorati gli spostamenti di questi punti, che verranno poi filtrati e saranno così costruite delle curve differenziali di spostamenti o rotazioni a seconda del tipo di prova. Da questo, in base alla forza applicata istante per istante sarà possibile calcolare la rigidità flessionale e torsionale del motore.

7.2 Risultati prove sperimentali

Una volta effettuata le prove sperimentali e raccolti tutti i dati di spostamento dei corpi rigidi individuati dai led tramite la telecamere tridimensionale è stato necessario elaborarli per renderli accettabili dal punto di vista numerico. Di ogni corpo rigido, individuato da una terna di led, abbiamo come output dalla prova sperimentale un file di testo in formato *comma-separated* (Figura 7.5) dove sono rappresentati, istante per istante con un campionamento di 20Hz, i tre spostamenti lungo gli assi di riferimento X, Y, Z, preimpostati inizialmente, e

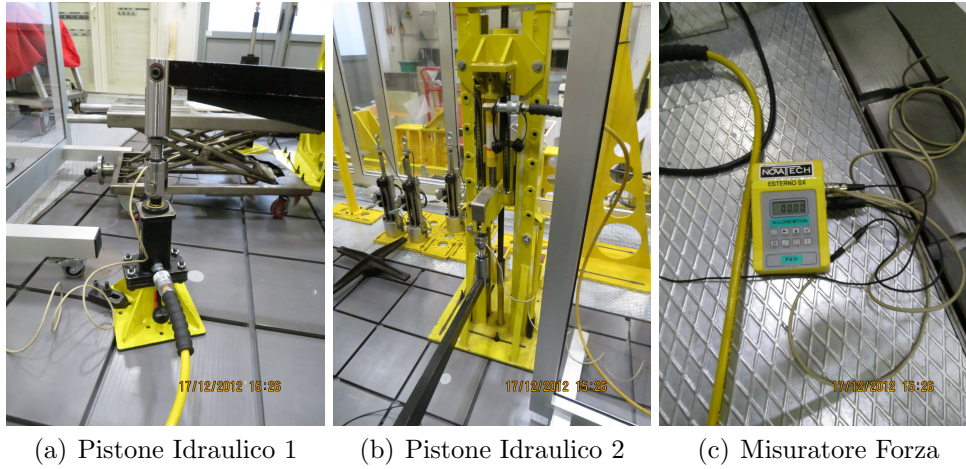


Figura 7.3: Strumenti di carico

le 3 rotazioni di rollio, beccheggio ed imbardata riferite al baricentro geometrico individuato dalla posizione iniziale dei tre led che sono solidali con il corpo rigido considerato.

I dati ottenuti sono quindi graficati in funzione del tempo e filtrati per eliminare il rumore sperimentale. Come si osserva dai grafici illustrati in Figura 7.6 il rumore di misura è molto elevato e questo potrebbe provocare la perdita di informazioni determinanti per cogliere le non linearità ricercate.

Il grafico mostrato in Figura 7.6(b) mostra la differenza istante per istante della rotazione di rollio tra la piastra anteriore e piastra posteriore, utile per calcolare la rigidezza del motore nella deformata torsionale. Oltre al delta tra le due piastra sarà ancora necessario elaborare la curva per eliminare la non taratura iniziale dello strumento che per ragioni di tempo durante la prova non viene ritarato a zero di volta in volta dato che il risultato viene comunque interpretato come differenza tra due acquisizioni. I dati visualizzati su in questi due grafici mostrano un andamento simile, difatti in entrambi si osservano 3 rampe e 3 zone costanti, questo è stato fatto volutamente per permettere la lettura semplificata dei risultati. Infatti ogni prova prevede l'aumento della forza necessaria al caricamento da un valore iniziale nullo ad un valore pari al 33% del valore massimo applicato, una successiva pausa per stabilizzare le forze, una nuova rampa fino al 66% del valore massimo, nuovamente una pausa e quindi un'ultima serie di carico e stabilizzazione per raggiungere il massimo carico applicato. Come per le forze applicate la stessa situazione si ripercuote sulle entità misurate. Sono stati utilizzati 2 differenti allestimenti di motore (definiti alluminio e acciaio) e per ogni allestimento valutate 2 tipologie di carico, torsione e flessione. Per ogni tipologia sono stati effettuati 3 test di carico, come è possibile osservare dai grafici che mostrano 3 curve. I dati non vengono rappresentati tutti in quanto gli andamenti sono analoghi per le varie

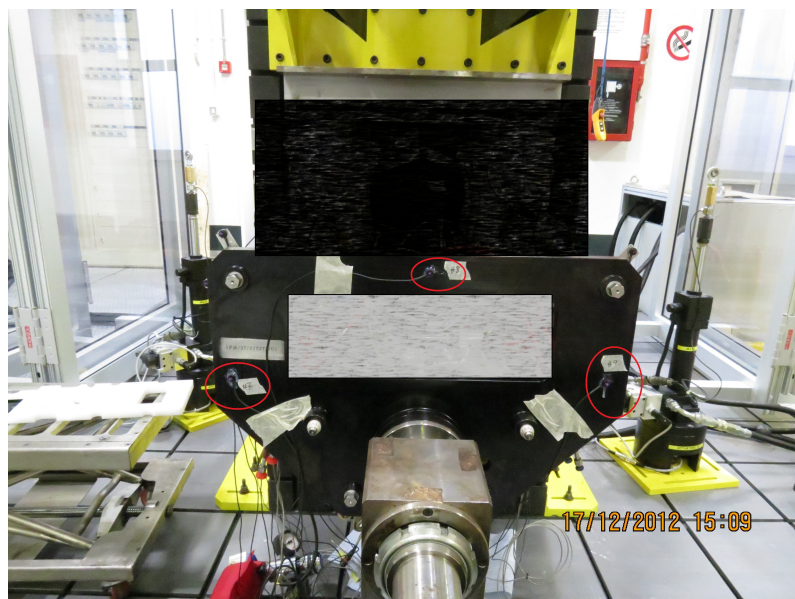


Figura 7.4: Attrezzatura Piastra Posteriore Motore - Oltre alla piastra posteriore dove viene fissato il motore, posta in sostituzione del cambio, sono visibili la zona dove viene caricata e i tre LED che ne identificano la posizione spaziale istante per istante, cerchiati in rosso

tipologie di prova ed allestimento, essendo per ragioni di riservatezza mostrati in percentuale rispetto al massimo.

7.3 Modelli Numerici

Seguendo le indicazioni che sono emerse dal modellino di esempio illustrato nella sezione 5.3, risulta necessario effettuare differenti modellazioni per cogliere tutte le non linearità presenti nel modello del motore. Come sappiamo il motore è collegato attraverso le piastre da 12 fissaggi, 6 all'anteriore e 6 al posteriore; inoltre sono presenti anche altre zone in cui le forze trasmesse possono subire degli effetti non lineari dovuti ai fissaggi.

I passi che sono stati svolti per la ricerca della migliore correlazione sono i seguenti:

1. Inizialmente si è considerata la modellazione classica di tipo *aerospaziale*, utilizzando il solutore MSC.Nastran per il calcolo delle rigidezza. Nei fissaggi è stata utilizzata la stessa modellazione visibile nella Figura 5.2 e descritta nella sezione 5.1, dove non sono presenti contatti, ma si considera un collegamento rigido tra le superfici poste a contatto tra loro.

	T ,	X ,	Y ,	Z ,	Roll ,	Pitch ,	Yaw ,
	sec ,	mm ,	mm ,	mm ,	° ,	° ,	° ,
1							
2							
3	0.000 ,	-0.084 ,	0.151 ,	0.428 ,	0.002 ,	0.018 ,	-0.004
4	0.050 ,	0.015 ,	0.133 ,	0.494 ,	0.001 ,	-0.000 ,	-0.004
5	0.100 ,	0.004 ,	0.147 ,	0.486 ,	0.001 ,	0.001 ,	-0.002
6	0.150 ,	-0.005 ,	0.158 ,	0.480 ,	0.001 ,	0.002 ,	-0.001
7	0.200 ,	-0.013 ,	0.167 ,	0.475 ,	0.001 ,	0.003 ,	0.000
8	0.250 ,	-0.017 ,	0.172 ,	0.473 ,	0.000 ,	0.004 ,	0.001
9	0.300 ,	-0.020 ,	0.173 ,	0.471 ,	0.000 ,	0.004 ,	0.001
10	0.350 ,	-0.022 ,	0.172 ,	0.470 ,	0.000 ,	0.005 ,	0.001
11	0.400 ,	-0.024 ,	0.170 ,	0.470 ,	0.000 ,	0.005 ,	0.001
12	0.450 ,	-0.027 ,	0.168 ,	0.469 ,	0.000 ,	0.006 ,	0.001
13	0.500 ,	-0.031 ,	0.166 ,	0.468 ,	0.000 ,	0.007 ,	0.000
14	0.550 ,	-0.036 ,	0.166 ,	0.467 ,	0.000 ,	0.008 ,	0.000
15	0.600 ,	-0.039 ,	0.166 ,	0.465 ,	0.000 ,	0.008 ,	0.000
16	0.650 ,	-0.039 ,	0.166 ,	0.465 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.000
17	0.700 ,	-0.037 ,	0.166 ,	0.466 ,	0.001 ,	0.008 ,	-0.000
18	0.750 ,	-0.032 ,	0.166 ,	0.467 ,	0.001 ,	0.007 ,	-0.001
19	0.800 ,	-0.026 ,	0.166 ,	0.469 ,	0.001 ,	0.006 ,	-0.001
20	0.850 ,	-0.020 ,	0.165 ,	0.471 ,	0.001 ,	0.005 ,	-0.001
21	0.900 ,	-0.016 ,	0.164 ,	0.472 ,	0.001 ,	0.005 ,	-0.002
22	0.950 ,	-0.016 ,	0.163 ,	0.473 ,	0.001 ,	0.005 ,	-0.002
23	1.000 ,	-0.018 ,	0.162 ,	0.472 ,	0.001 ,	0.005 ,	-0.002
24	1.050 ,	-0.023 ,	0.162 ,	0.470 ,	0.001 ,	0.006 ,	-0.003
25	1.100 ,	-0.029 ,	0.161 ,	0.469 ,	0.001 ,	0.007 ,	-0.003
26	1.150 ,	-0.035 ,	0.161 ,	0.467 ,	0.001 ,	0.008 ,	-0.003
27	1.200 ,	-0.040 ,	0.161 ,	0.465 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.003
28	1.250 ,	-0.042 ,	0.161 ,	0.465 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.003
29	1.300 ,	-0.043 ,	0.162 ,	0.464 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.002
30	1.350 ,	-0.043 ,	0.162 ,	0.464 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.002
31	1.400 ,	-0.042 ,	0.162 ,	0.465 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.001
32	1.450 ,	-0.041 ,	0.163 ,	0.465 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.001
33	1.500 ,	-0.041 ,	0.164 ,	0.464 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.001
34	1.550 ,	-0.042 ,	0.166 ,	0.464 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.001
35	1.600 ,	-0.044 ,	0.167 ,	0.463 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.001
36	1.650 ,	-0.046 ,	0.167 ,	0.462 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.001
37	1.700 ,	-0.047 ,	0.167 ,	0.462 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.001
38	1.750 ,	-0.046 ,	0.167 ,	0.463 ,	0.001 ,	0.009 ,	-0.002

Figura 7.5: File di output dalla prova sperimentale - Per istante di tempo sono calcolati gli spostamenti nelle 3 direzioni X, Y, e Z e le 3 rotazioni attorno a questi assi del baricentro geometrico che individuato dalla terna di led solidale con il corpo rigido di ogni corpo rigido

- Successivamente si è ricercata una validazione del solutore *ABAQUS*, effettuando la stessa identica modellazione di MSC.Nastran, quindi senza tenere in considerazione i contatti. I risultati dei due modelli sono stati confronti e i solutori validati e ritenuti equivalenti, almeno per il calcolo lineare statico.
- In terza battuta è stato convertito tutto il modello di motore e piastre nella modellazione non lineare di *ABAQUS*. In questa modellazione, come descritto nella sezione 5.2 e illustrato nella Figura 5.3, sono inseriti tutti i contatti esistenti in ogni fissaggio sia per quanto riguarda le battute delle boccole che per i centraggi tra prigionieri e boccole e le boccole stesse con le zone dove sono inserite. Inoltre sono anche inserite le superfici di contatto dei vari coperchi con teste, basamento e coppa. Naturalmente, per far sì che vengono tenute in considerazione tutte le caratteristiche di ogni fissaggio è stato necessario precaricare tutti i prigionieri di serraggio con la stessa coppia torcente che viene applicata dall'operatore nel momento del montaggio delle varie parti del motore. Ogni fissaggio è stato controllato in modo opportuno attraverso chiavi dinamometriche che consentono la misura della coppia durante il serraggio. Le considerazioni viste nel Capitolo 5 hanno fatto sì che sia prestata particolare

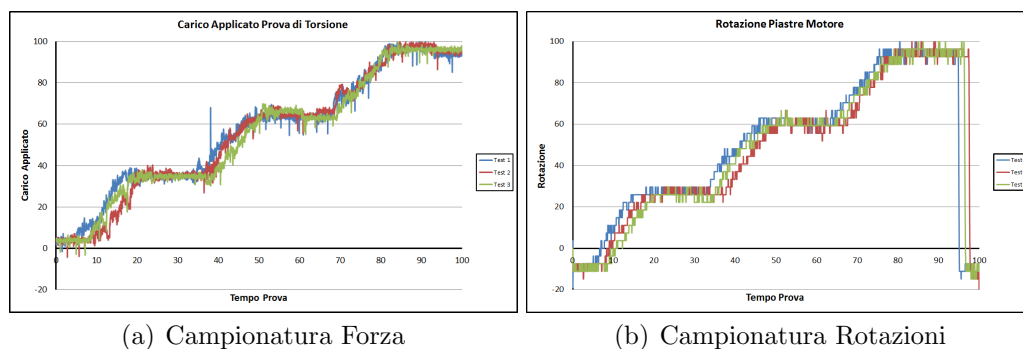


Figura 7.6: Risultati Sperimentali - Le forze e le rotazioni sono espresse in percentuale per motivi di riservatezza

attenzione al coefficiente di attrito inserito in ogni interazione.

4. Ultimo passo effettuato è stato naturalmente il confronto delle tre modellazioni mostrate con i dati estrapolati dalle analisi sperimentali. Le correlazioni sono state effettuate sia da un punto di vista di rigidezza che, in seconda battuta, attraverso il calcolo della tensione principale su determinate zone del motore. Tali zone sono state individuate da calcoli preliminari di rigidezza e quindi gli estensimetri, con cui viene monitorata la deformazione, sono stati posizionati in queste zone nelle direzioni delle principali massime.

7.3.1 Comparazioni modellazioni

Iniziamo dunque ad osservare i risultati che vengono mostrati dalle elaborazioni numeriche effettuate. Nei grafici mostrato in Figura 7.7, dove sono rappresentate le curve di rotazione sul carico applicato, è possibile osservare come, a parità di modellazione non vi siano particolari differenze tra il solutore MSC.Nastran ed il solutore *ABAQUS*. Naturalmente, risulta importante ricordare che per motivi di riservatezza aziendale le curve sono graficate con entrambi gli assi espressi in percentuale sul valore massimo registrato. Tra i due grafici è quindi apprezzabile la differente pendenza tra le curve effettuate con il componente variabile in alluminio od in acciaio.

Le tre curve illustrate nei grafici mostrano rispettivamente la rotazione del punto di applicazione del carico, il delta rotazione tra la piastra anteriore e la piastra motore ed il delta rotazione tra le facce interne del motore.

Lo stesso tipo di considerazioni effettuate per i grafici che mostrano il modello in torsione, sono ottenibile se si considera la prova di flessione. Numericamente anche in questo tipo di caricamento non si evidenziano differenze tra i due solutori, come anche in questo caso illustrato nei grafici della Figura 7.8

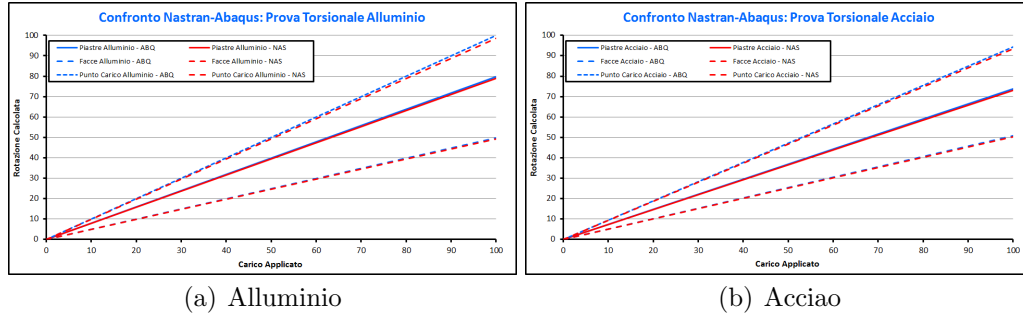


Figura 7.7: Confronto Msc.Nastran Vs *ABAQUS* - Prova di Torsione. Per motivi di riservatezza aziendale i dati sono espressi in percentuale e privi di unità di misura

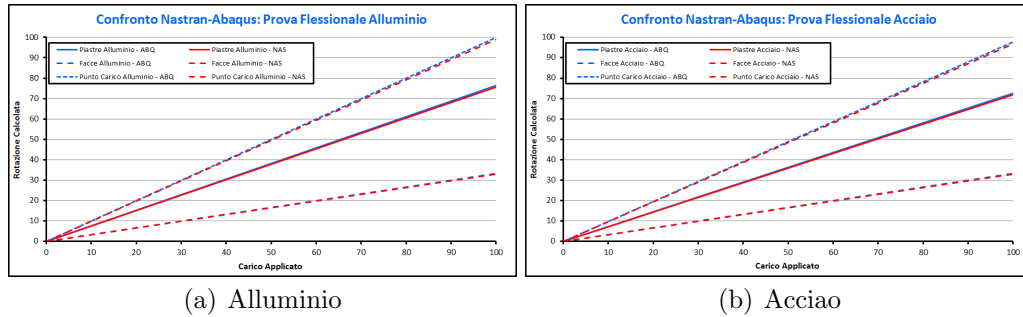


Figura 7.8: Confronto Msc.Nastran Vs *ABAQUS* - Prova di Flessione. Per motivi di riservatezza aziendale i dati sono espressi in percentuale e privi di unità di misura

Ottenuta la comparazione tra i due diversi solutori ma con la stessa metodologia, è possibile concentrarsi sul solutore *ABAQUS* per poter introdurre nel calcolo le non linearità di contatto e quindi effettuare la ricerca della correlazione con le prove sperimentali.

Come è stato analizzato anche nel capitolo Capitolo 5, il modello FEM utilizzato per il calcolo non lineare con la modellazione di tutte le interfacce di contatto reagisce in modo differente a secondo della coppia di serraggio che viene applicata ai vari fissaggio. Altro parametro fondamentale è valore impostato per l'attrito nelle interfacce, soprattutto in quelle in qui si può generare uno strisciamento tra le due superfici, quali ad esempio le battute tra le boccole di centraggio nei prigionieri di fissaggio motore-piastre. Il differente settaggio di questi parametri può essere fondamentale per la corretta esecuzione del calcolo ed il corretto calcolo delle rigidzze, in quanto gli spostamenti dell'assieme motore piastre sono molto differenti se le forze trasmesse per attrito variano. Si possono infatti generare scorrimenti localizzati che vanno ad *ammorbire* la struttura, variabili in funzione del carico applicato, successivamente poi se il prigioniero chiude i giochi di centraggio nasce un nuovo contatto tra il prigioniero e la boccola e la rigidzza dell'assieme torna a salire.

Nel grafico illustrato in Figura 7.9 sono illustrate la differenza di rotazioni delle piastre anteriore nel modello di motore in allestimento *alluminio* sottoposto a torsione. Si osserva chiaramente come, ad differenza delle altre modellazioni, dove possono entrare in gioco non linearità dovute a contatti, nel calcolo con la modellazione lineare non vi è variazione di rigidezza. Risulta anche interessante il differente comportamento dei modelli dove vengono modificati l'attrito o, ad esempio, i giochi di montaggio, variabili in base alle tolleranze di disegno. In questi casi l'aumento del coefficiente di attrito porta ad una soluzione più rigida, che tende alla configurazione lineare in quanto le forze necessarie al distacco e allo scivolamento tra le boccole che formano il pacco sono superiori rispetto ai valori di carico utilizzati nelle prove sperimentali.

Anche la diminuzione dei giochi di centraggio introduce un irrigidimento del modello in quanto, subito dopo lo scivolamento dovuto al superamento delle reazioni di taglio date dall'attrito, il prigioniero nella sua flessione incontra le boccole e va a contatto con il centraggio molto prima rispetto ad una situazione con i giochi massimi del disegno. Naturalmente la realtà sta nel mezzo di queste due soluzioni in quanto statisticamente i giochi non saranno mai ne' massimi ne' minimi ma si troveranno in una situazione intermedia, e a causa dell'elevato quantitativo di centraggi nel montaggio di un motore completo, risulta impossibile qualificarli tutti con una precisione significativa ai fini del calcolo FEM.

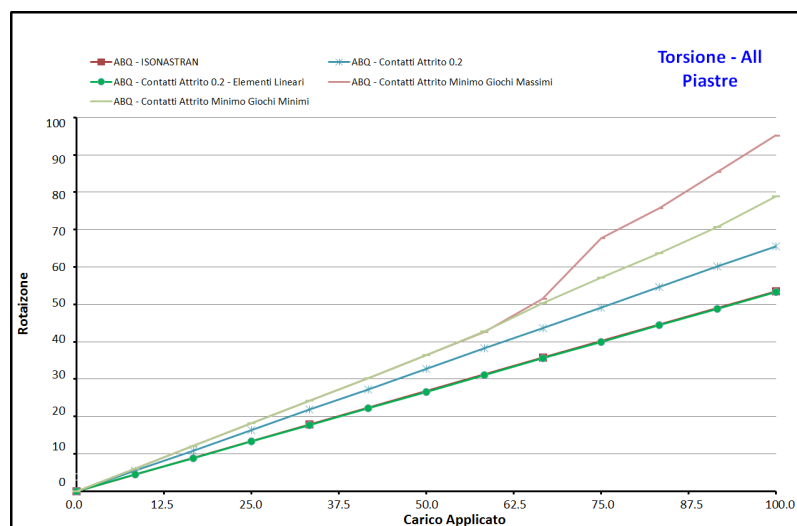


Figura 7.9: Confronto Modellazioni Lineari - Non Lineari, Prova di Torsione, rotazione piastre. Per motivi di riservatezza aziendale i dati sono espressi in percentuale e privi di unità di misura

Non vengono riportate altre immagini che risulterebbero molto simili nel loro andamento anche per le altre zone in cui sono misurate le rotazioni. Analogamente

comportamento lo si affronta nel caso di flessione con entrambi gli allestimenti del motore.

7.4 Correlazioni Numerico-Sperimentali

Procediamo ora con le correlazioni numerico-sperimentali che ci permetteranno di validare la metodologia introdotta confrontandola sia con la modellazione lineare che con i valori sperimentali.

7.4.1 Rigidezze

Inizialmente mostreremo i risultati ottenuti nella prova di torsione, che dal punto di vista sperimentale sono illustrati nei grafici alla Figura 7.6. Tali dati sono stati filtrati per ottenere i valori associati ai 3 livelli di carico applicati, quindi nel grafico di confronto con le prove numeriche saranno illustrati come punti. Per questi punti è stata poi creata la linea di tendenza, per avere un'interpolazione lineare utilizzando il metodo dei minimi quadrati. I punti sono presi come media dei 3 test effettuati per ogni prova.

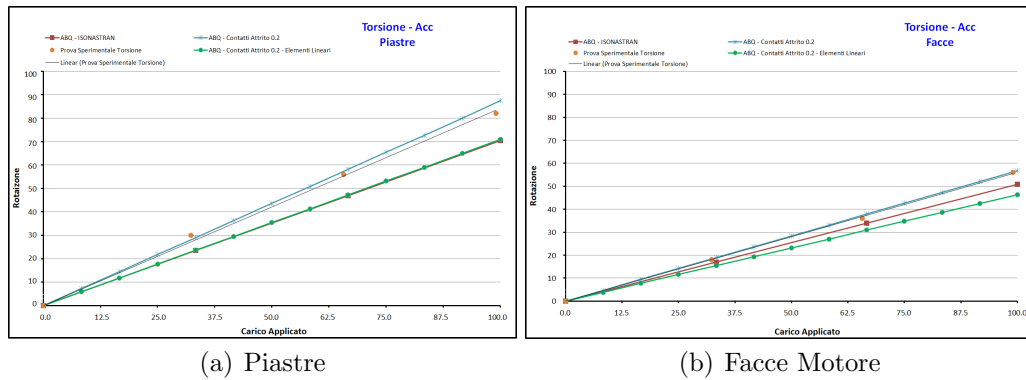


Figura 7.10: Risultati correlazione - Prova di Torsione - Allestimento acciaio. Per motivi di riservatezza aziendale i dati sono espressi in percentuale e privi di unità di misura

Nell'immagine 7.10 sono rappresentati i due grafici in cui sono tracciate le curve di spostamento su forza per la prova torsionale. Il modello numerico con i contatti è stato realizzato con attrito pari al valore nominale preso da letteratura per l'attrito dinamico metallo-metallo non lubrificato, ossia 0.2. Il serraggio dei prigionieri è calcolato per avere un tiro ricavabile dalla coppia di serraggio attraverso la formula:

$$T = \frac{C}{\mu d} \quad (7.1)$$

dove T rappresenta la trazione sul prigioniero, C la coppia di serraggio misurata con la chiave dinamometrica, d il diametro nominale della filettatura e μ l'attrito tra i filetti, quantificato a seconda della lubrificazione o meno in un valore variabile da 0.12 a 0.2.

Per quanto riguarda i giochi di montaggio nei centraggi dei prigionieri dove si suppone avvenire il contatto sono stati utilizzati i giochi massimi.

Stessi accorgimenti sono stati utilizzati per la modellazione con elementi del primo ordine, che è stata utilizzata per velocizzare la risoluzione del problema. Naturalmente questo tipo di modellazione risulta nettamente più rigida della modellazione ricercata precedentemente con gli elementi parabolici (C3D10).

Terza ed ultima modellazione inserita nel grafico è quella lineare, dove non sono tenuti in considerazione i contatti e le superfici delle boccole sono collegate tramite dei rigidi.

Confrontando quindi le curve delle tre modellazioni con l'interpolazione lineare dei dati sperimentali ottenuti durante le prove si può affermare che la modellazione tradizionale sia più rigida sia della metodologia introdotta che dei rilievi sperimentali. La metodologia introdotta invece correla in modo abbastanza preciso i risultati ottenuti sperimentalmente. Naturalmente siamo in una condizione di maggiore *morbidezza* rispetto ai valori sperimentali, ma si ritiene che questo sia dovuto essenzialmente all'utilizzo dei giochi massimi e che, in caso di inserimento di un gioco medio, questa piccola differenza possa essere facilmente recuperata.

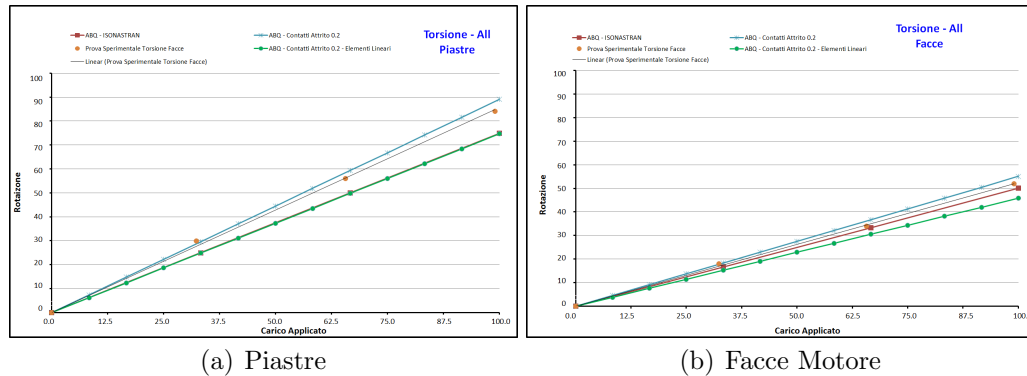


Figura 7.11: Risultati correlazione - Prova di Torsione - Allestimento alluminio. Per motivi di riservatezza aziendale i dati sono espressi in percentuale e privi di unità di misura

Gli stessi risultati osservati nei grafici sull'allestimento in acciaio (Figura 7.10), sono mostrati nell'immagine relativa all'allestimento in alluminio (Figura 7.10) dove, anche in questo caso, la curva con la modellazione introdotta dalla metodologia ricercata mostra una migliore correlazione rispetto alla modellazione tradizionale *aerospace*.

Riportiamo nella Figura 7.12 a titolo di conferma anche il caso di carico relativo alla flessione, in particolare nell'allestimento definito in acciaio. Anche in questo caso è possibile osservare come la curva di flessione sia approssimata in modo corretto se prendiamo in considerazione il modello con elementi parabolici e contatti. Il modello è lo stesso illustrato precedentemente con giochi considerati massimi e l'attrito posto pari al valore di letteratura 0.2.

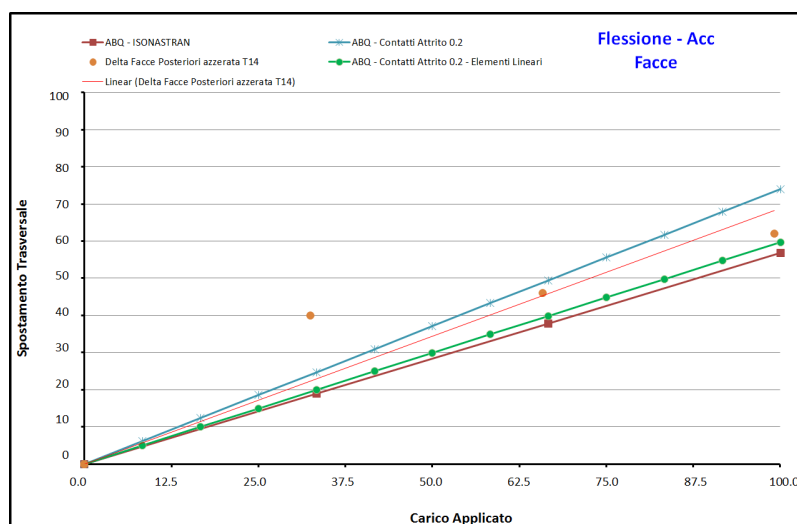


Figura 7.12: Risultati correlazione - Prova di Flessione - Allestimento acciaio. Spostamento facce motore. Per motivi di riservatezza aziendale i dati sono espressi in percentuale e privi di unità di misura

7.4.2 Tensioni

Dopo aver validato la modellazione dal punto di vista della rigidezza possiamo analizzare i dati ricevuti dagli estensimetri posizionati nelle zone richieste. Nella Figura 7.13 è mostrato l'analisi effettuata sperimentalmente e i valori numerici ottenuti.

Attraverso l'estensimetro è possibile ottenere la deformazione in una data direzione, fissata dal posizionamento dell'estensimetro. In questo caso si sono effettuate delle analisi numeriche preliminari che ci hanno consentito di individuare le zone maggiormente adatte all'incollaggio degli estensimetri e che garantissero una deformazione in una direzione principale definita. Nello specifico sono state individuate 4 zone utili per le diverse prove effettuate.

La deformazione maggiore avviene nella superficie inferiore della coppa durante la prova di torsione del motore a 45° rispetto all'asse di applicazione del carico, come era possibile immaginarsi dalla teoria della trave. Se osserviamo le curve verdi nel grafico di Figura 7.13(a) e confrontiamo il valore espresso in $\mu\epsilon$ con il valore di tensione individuato nella zona dove abbiamo posizionato

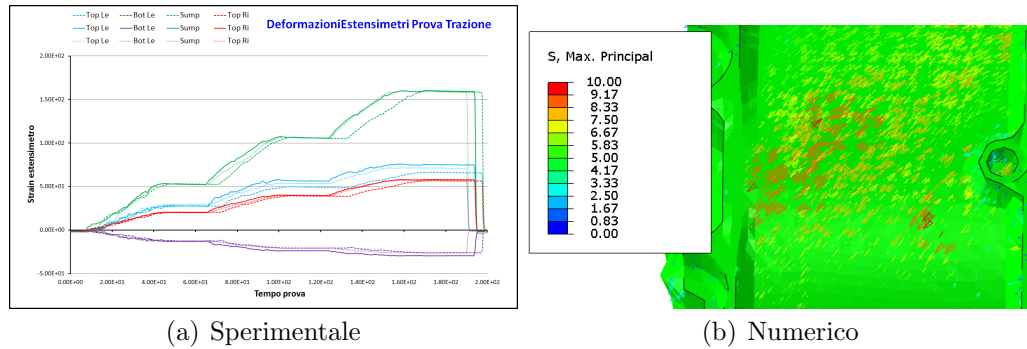


Figura 7.13: Risultati correlazione tensioni - Prova di Torsione. Per motivi di riservatezza aziendale i dati sono espressi in percentuale e privi di unità di misura

l'estensimetro a quel determinato carico (Figura 7.13(b)) possiamo dire che anche in questo caso la correlazione avviene in modo molto preciso, infatti una deformazione di 0.160 moltiplicata per il modulo elastico dell'alluminio pari a $72000 MPa$ come espresso in letteratura ci fornisce una tensione di circa $10 MPa$.

Non vengono mostrate le altre immagini con le tensioni individuate in quanto mostrano gli stessi andamenti descritti.

Si può quindi ritenere soddisfacente l'introduzione della nuova metodologia, sia dal punto di vista del calcolo delle rigidzze che dal punto di vista della valutazione delle tensioni. Ora non resta che andare ad analizzare quello che succede se utilizziamo questa metodologia nel calcolo di deformata vettura, sia in termini di rigidzza che in termini di deformata termica, per valutare anche quali sono le forze scambiate nei prigionieri di fissaggio motore/cambio e motore/telaio.

Capitolo 8

Metodologia calcolo rigidezze vettura

In questo capitolo ci occuperemo principalmente dell'installazione del motore in vettura. Ricordiamo come per questa tipologia di vettura, il motore svolge anche un ruolo portante, ossia consente e subisce il trasferimento dei carichi dall'avantreno al retrotreno.

Come è possibile intuire, le attività di correlazione svolte nel Capitolo 7 sono state molto importanti per valutare e calibrare in modo opportuno le diverse metodologie che abbiamo a disposizione per valutare le zone di fissaggio.

Lo scopo di questo capitolo sarà quindi quello di modellare il veicolo completo e di applicare ad esso alcuni carichi per valutarne la deformata sotto carico. In particolare, visto che non rientra nell'interesse di questa trattazione, si è deciso di modellare il telaio ed in cambio non con materiale composito, ma supponendo una distribuzione costante di un materiale isotropo lungo tutte le superfici a parete sottile che rappresentano il modello (Figura 8.1. Per quanto riguarda il motore invece abbiamo inserito la geometria completa modellata con elementi tridimensionali e con i materiali reali.

Per quel che riguarda invece i collegamenti sono naturalmente modellati in modo diverso a seconda della metodologia di calcolo considerata. Inizialmente abbiamo utilizzato la metodologia descritta nella sezione 5.1, quindi una modellazione classica di stampo *aerospace*, che prevede la modellazione dei bulloni con elementi rigidi RBE2 e elementi monodimensionali CBAR o CBEAM. Successivamente abbiamo reimpostato il modello per accogliere i prigionieri tridimensionali come descritto nella sezione 5.2. In questo caso abbiamo inserito tutti i contatti necessari alla corretta modellazione, e tutte le caratteristiche che abbiamo scelto attraverso le correlazioni, in particolare la scelta dell'attrito e del precarico dato ai prigionieri tridimensionali.

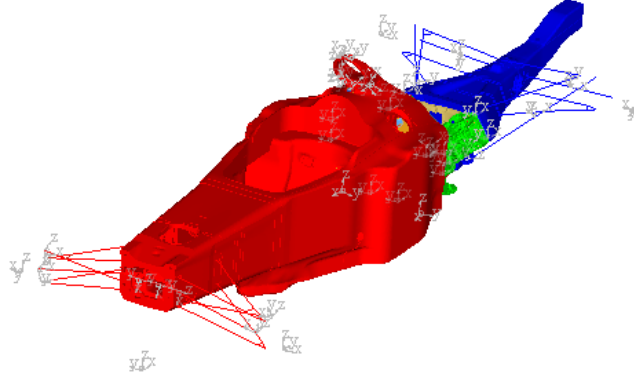


Figura 8.1: Esempio di modello di calcolo - Per motivi di riservatezza è illustrata una vettura di alcuni anni fa, possiamo distinguere in rosso il telaio, in verde il motore ed in blu il cambio

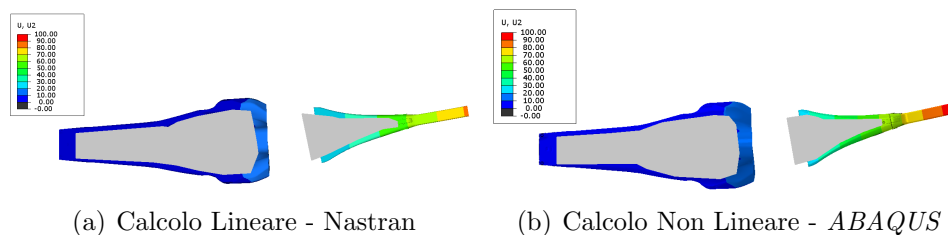
8.1 Calcolo Rigidezza

Il primo calcolo di confronto che effettuiamo con le due metodologie è quello per la valutazione delle rigidezze. Come abbiamo ricordato precedentemente, il modello è solo rappresentativo di una vera vettura di Formula 1 in quanto abbiamo sia le geometrie reali ma con materiali e spessori del tutto arbitrari, per focalizzare il calcolo sulla differenza metodologie e non sulle differenti interpretazioni alla laminazione composita che i 2 solutori che utilizziamo possono introdurre, per la quale sarebbe necessaria una trattazione dedicata.

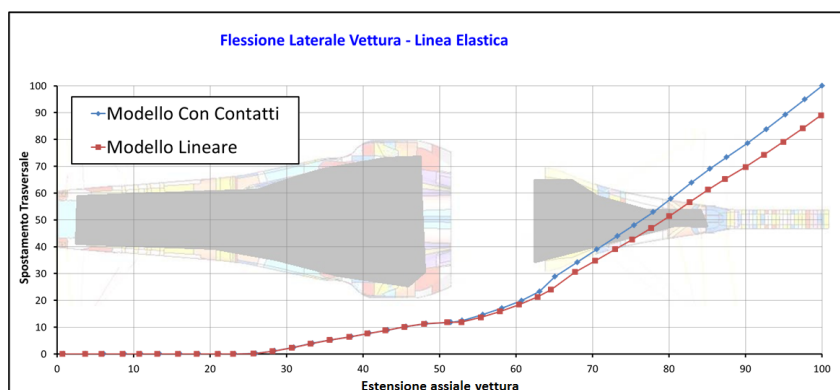
La manovra da noi selezionata è la flessione laterale del veicolo che può essere assimilabile ad un comportamento in curva della vettura, dove le forze principali agenti sul modello sono quelle trasversali generate dalla deriva del pneumatico che consente alla macchina di effettuare la curva. Per rendere il calcolo più stabile si è optato per un semplice vincolamento dell'anteriore ed un caricamento al posteriore vettura.

Come è possibile osservare dalla Figura 8.2 le configurazioni mostrano una deformata coerente con il caricamento e simile in termini di spostamenti tra le due modellazioni.

Si osserva anche dalle mappe cromatiche come questa il modello con inserite le non linearità si comporta in modo più cedevole rispetto al modello lineare, questo ci riporta a trovare le stesse considerazioni che abbiamo visto sia sul modellino di esempio illustrato nella sezione 5.3 che nel modello di calcolo in cui sono state simulate le prove sperimentali di torsione e flessione del motore, come dimostra il Capitolo 7 con tutti i risultati di correlazione.

**Figura 8.2:** Deformata Laterale

Se si vuole vedere più nel dettaglio la deformata che assume la vettura sottoposta al carico di prova, per individuare in modo più analitico le zone in cui avvengono i cedimenti, è possibile estrapolare dai risultati dei differenti calcoli gli spostamenti che avvengono in direzione del carico lungo tutto l'asse della vettura. Interpolando e mediando i risultati di spostamento dei vari nodi nella discretizzazione è possibile realizzare un grafico che possiamo definire di linea elastica, dove andiamo a visualizzare la deformata laterale.

**Figura 8.3:** Linea elastica laterale - Per motivi di riservatezza non sono espressi valori di estensione assiale vettura e deformata

Osservando attentamente la Figura 8.3 possiamo intuire come proprio le zone di collegamento tra telaio-motore, ed in modo ancora più evidente, motore-cambio, rappresentino le zone dove si ha una differenza di pendenza maggiore tra le due modellazioni. Questo ci fa intuire come, a questo determinato carico sia importante cogliere al meglio i cedimenti localizzati per rendere il calcolo corretto sotto ogni punto di vista.

Questi cedimenti sono imputabili sicuramente alla differente modellazione delle zone di fissaggio. Infatti se si osserva in modo accurato ad esempio una boccia di centraggio nella zona dove viene collegato il motore al cambio, si ci può rendere conto di come sia le aperture di contatto (Figura 8.4(a)) che le pressioni (Figura 8.4(b)) lasciano presupporre il fatto che la boccia abbia avuto uno strisciamento rispetto alla superficie di contatto con la boccia

montata sul cambio. Questo provoca un calo di rigidezza localizzato, che con la modellazione lineare di stampo *aerospace* non può essere individuata, in quanto si assume il contatto infinitamente rigido.

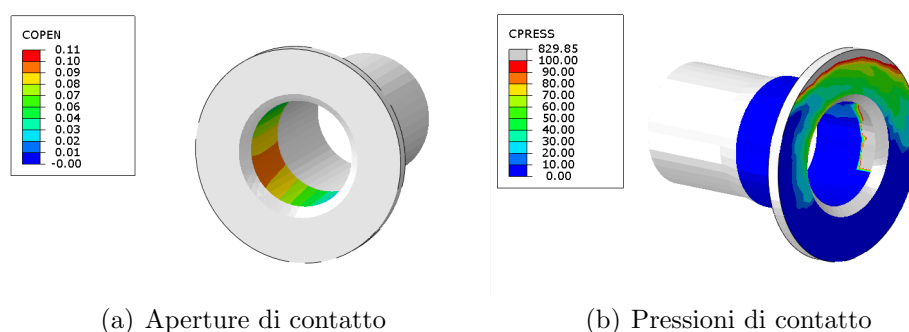


Figura 8.4: Calcolo Non Lineare

8.2 Calcolo carichi sui fissaggi

Ultimo parametro che si vuole analizzare nel confronto tra le due modellazioni è quello dei carichi scambiati nelle interfacce, ossia dove abbiamo una differente modellazione.

Per questo tipo di analisi si è valutato un'altro tipo di carico, più significativo in termini di trasferimento di carichi, ossia la dilatazione del motore dovuta ad un suo riscaldamento. Per fare ciò si sono presi in considerazione i coefficienti di dilatazione termica dei materiali da letteratura, ricordando che il modello di cambio e telaio sono stati trasformati in materiale isotropo per evidenziare le differenze di metodologia.

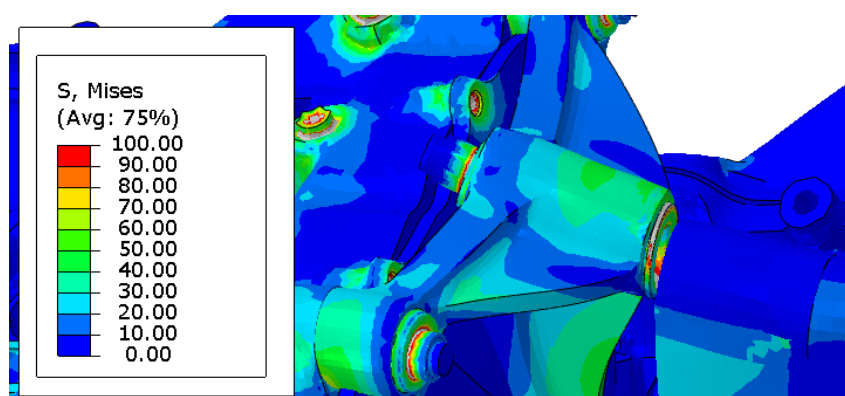


Figura 8.5: Deformata termica fissaggio - Per motivi di riservatezza non sono espressi valori di tensione

Si è quindi applicato un delta termico all'assieme che, a causa delle dilatazioni differenziali dovute ai differenti materiali in gioco genera deformate differenti tra le interfacce, nella Figura 8.5 possiamo osservare come una zona deformi maggiormente di un'altra e vi siano delle tensioni generate da questa deformazione, naturalmente filtrate da 0 a 100 per motivi di riservatezza.

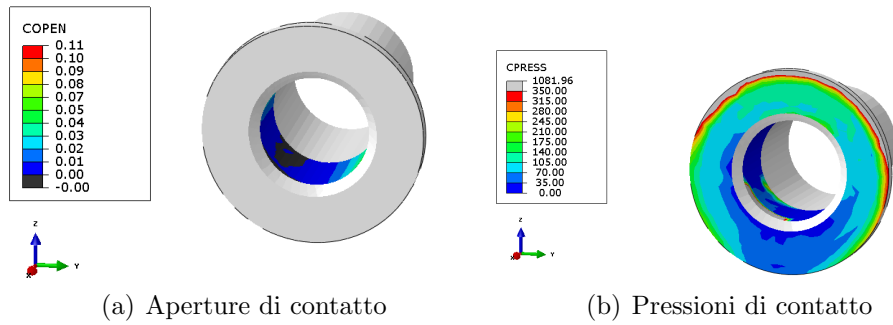


Figura 8.6: Calcolo Non Lineare - Termica

Sempre se si osserva tale fissaggio, nella sua zona cedevole, ossia il centraggio tra prigioniero e boccola possiamo vedere come in questo caso le pressioni di contatto e le aperture indichino una direzione consona con la deformata termica, come illustrato nella Figura 8.6

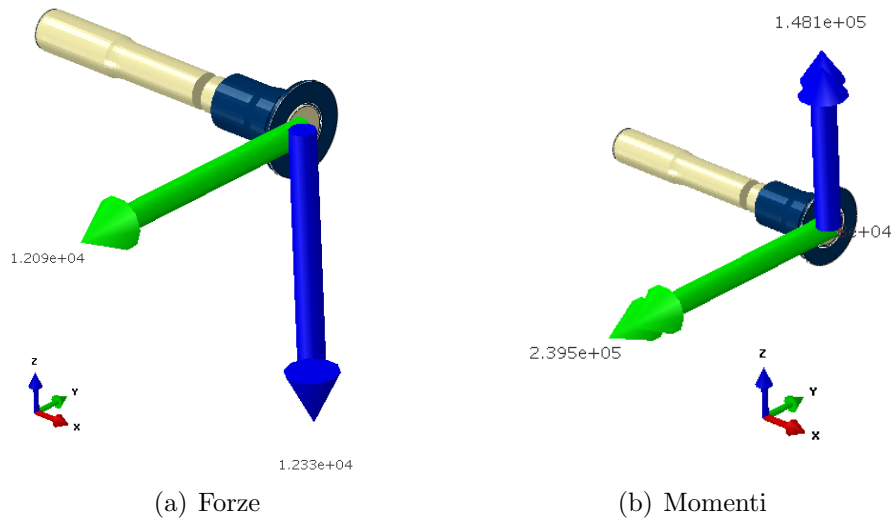


Figura 8.7: Calcolo Non Lineare - Termica - Carichi di interfaccia sul fissaggio

Ora, attraverso il post-processore di *ABAQUS* è possibile ricercare quali siano i carichi scambiati nelle interfacce. Nella Figura 8.7 sono illustrati i carichi che vengono scambiati nello stesso fissaggio di cui abbiamo visualizzato le aperture e le pressioni di contatto nella Figura 8.6. Anche da questi carichi

ci si rende conto di come lavorano boccola e prigionieri e di come siano corrette e sensate le considerazioni fatte sulla boccola. Le forze spingono nella stessa direzione delle chiusure del contatto nel centraggio boccola prigioniero.

Risulta inoltre interessante osservare cosa succede se si esclude dal calcolo delle forze di interfaccia la boccola di centraggio. Questo viene illustrato nella Figura 8.8 dove osserviamo forze che sono circa il 50% e momenti che sono addirittura un ordine di grandezza inferiore.

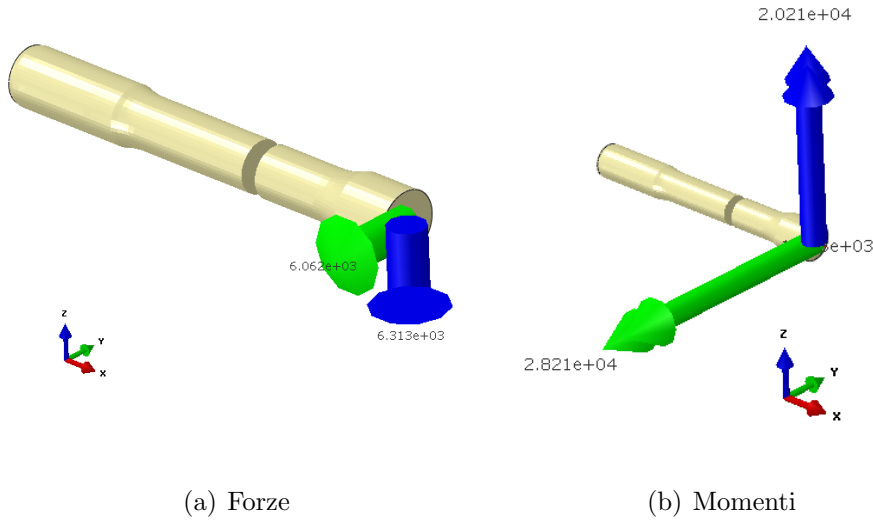


Figura 8.8: Calcolo Non Lineare - Termica - Carichi di interfaccia sul fissaggio, solo prigioniero

Questo fa trasparire come, nel caso si voglia modellare in modo più accurato le zone prossime all'interfaccia dal lato motore sia possibile utilizzare i modo opportuni tali carichi per dimensionare le borchie di fissaggio.

Sarà quindi opportuno confrontare il differente comportamento che le due metodologie hanno nelle zone di interfaccia. Tutto questo è illustrato in Tabella 8.1, dove i carichi dati dal solutore lineare sono ricavati attraverso elementi elastici di rigidezza infinita (CELAS2) utilizzate come collegamento tra le interfacce rigide che simulano le superfici di contatto.

8.3 Osservazioni

I risultati mostrati lasciano trasparire una maggiore rigidezza del modello lineare, come ampiamente evidenziato in questa trattazione, sia nel Capitolo 5 che nel Capitolo 7 confermato con le correlazioni numerico-sperimentali. Valori di forza superiori del 50% rispetto ai valori della modellazione non lineare e momenti con valori raddoppiati sono da considerarsi troppo elevati.

Direzione Carico	Metodologia di calcolo		
	NASTRAN	ABAQUS	ABAQUS solo prig.
Forza Y [N]	-18948	-12090	-6062
Forza Z [N]	-21639	-12330	-6313
Momento Y [Nmm]	-530503	-239590	-28210
Momento Z [Nmm]	308957	148100	20210

Tabella 8.1: Calcolo Non Lineare - Termica - Carichi di interfaccia sul fissaggio, confronto modellazioni

Al termine di questa trattazione resta da verificare, con ulteriori prove sperimentali, la corretta valutazione di forze e momenti nelle interfacce

Conclusioni

In questo elaborato sono state presentate varie metodologie innovative che possono essere utilizzate nell'ambito della progettazione strutturale di componentistiche meccaniche, in particolare nell'ambito *automotive*.

Partendo dal concetto che le rigidzze del corpo vettura sono fondamentali per veicoli ad alte prestazioni come possono essere le vetture da competizione Formula 1 ma anche le vetture stradali prodotte negli stabilimenti Ferrari, le metodologie di calcolo che sono state introdotte rappresentano un'innovazione, consentendo al progettista futuro approcciare al problema con un'ottica differente.

Inizialmente si è cercato di realizzare una metodologia che avesse come scopo sia quello di incrementare la rigidzza del telaio per un'autovettura stradale ad alte prestazioni, ma che avesse anche un occhio di riguardo per la massa finale dell'oggetto prodotto. Per fare questo siamo ricorsi all'utilizzo di strumenti di calcolo avanzati, quali gli ottimizzatori. La metodologia di ottimizzazione presentata si avvale di un loop di ottimizzazioni differenti:

- **Topologica:** porta alla definizione della topologia strutturale ottimale
- **Topometria:** suggerisce le zone che localmente richiedono aggiustamenti all'interpretazione dei risultati della topologica od ulteriori rinforzi
- **Parametrica:** consente di avere la miglior distribuzione di massa possibile su componenti definitivi governati da alcuni parametri, ad esempio lo spessore

Questa metodologia introdotta ha mostrato di essere efficace nel suggerire il miglior layout possibile per la struttura ricercata, in questo caso il telaio. Si deve per tenere presente che il processo di ottimizzazione deve essere impostato correttamente senza tralasciare particolari condizioni di carico e senza esasperarne altre, per non prendere strade sbagliate nella progettazione. A conferma di ciò è anche importante sottolineare che l'interpretazione dei risultati non è univoca ma è arbitraria, fatta dal progettista che deve prendere "suggerimenti" dalle ottimizzazioni sempre con un occhio critico ed ingegneristico.

Altro particolare volutamente segnalato per ultimo, in quanto il primo ad essere fondamentale è il *design space* di partenza dell'ottimizzazione. Deve

essere portata particolare attenzione a questa fase, in quanto un disegno non rappresentativo dei veri spazi che si ha a disposizione può modificare in modo significativo la soluzione finale, rendendo impossibile il raggiungimento degli obiettivi qualora si eliminasse una struttura che per problemi di layout non può essere realizzata.

All'interno di questa trattazione la metodologia di cui sopra è stata anche utilizzata per componentistica minore, come ad esempio il cofano anteriore e posteriore delle vetture sportive. Sempre seguendo lo stesso flusso di ottimizzazione, trasferendo le nozioni sviluppate precedentemente, è stato possibile realizzare e mettere in produzione un oggetto più leggero e più rigido rispetto al modello di base.

Spostando invece lo sguardo non più sul globale ma sul locale ci si rende conto che le rigidezze calcolate attraverso metodologie classiche, anche di tipo *aerospace*, possono essere approssimative, soprattutto se gli oggetti in questione sono quanto di più sofisticato vi sia nell'ambito *automotive*. Chiaramente si sta parlando delle vetture da competizione di Formula 1.

La loro particolare caratteristica di installazione del motore le rende molto differenti dalle altre vetture che percorrono le strade giornalmente, che siano ad alte prestazioni o semplici utilitarie.

Osservando quindi come i vari assemblaggi che sono realizzati attraverso collegamenti bullonati ci si rende conto che le non linearità giocano un ruolo fondamentale e che quindi la metodologia classica *aerospace* può non essere sufficiente se alcune condizioni non sono garantite. Quindi è stato molto interessante analizzare una metodologia di calcolo che tenesse in considerazione queste non linearità, in particolare di contatto.

Dapprima è stato necessario eseguire alcune prove sperimentali che, una volta correlate con il calcolo, eseguito con entrambe le metodologie, possono essere validate. La nuova metodologia ha dato risultati soddisfacenti, sia in termini di correlazione numerico sperimentale con le prove di torsione e flessione effettuate sul motore intero, che in termini di valutazione dei carichi trasferiti nelle zone di fissaggio.

Una volta ottenuta la correlazione e quindi la validazione della metodologia non convenzionale è stato possibile eseguire calcoli sul veicolo completo, che potrebbero ancora essere affinati con maggiori dettagli e con l'introduzioni di alcuni parametri non ancora ricercati ed esaminati.

Concludendo si può dire che la ricerca all'interno del campo del calcolo strutturale può essere ancora approfondita ma che alcune metodologie di calcolo, quali le ottimizzazioni strutturali e l'introduzione di non linearità nel calcolo dei fissaggi strutturali, possono essere fondamentali per il progettista che può essere così supportato da strumenti all'avanguardia. Resta ben inteso che il calcolatore non può risolvere tutti i problemi ma può essere un aiuto fondamentale per la velocità di risposta in merito alle che è oggi richiesta dal

mercato dell'auto e dal campo delle competizioni motoristiche. Ed inoltre resta anche ben inteso che senza un occhio ingegneristico nel comprendere ed interpretare i risultati ottenuti dai calcolatori non si ottengono comunque i risultati desiderati

Bibliografia

- [1] K. L. Johnson, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, 1985
- [2] M. Cavazzuti, A. Baldini, E. Bertocchi, D. Costi, E. Torricelli, P. Moruzzi *High performance automotive chassis design: a topology optimization based approach*, Structural and Multidisciplinary Optimization, Springer, 2010
- [3] M. Cavazzuti *Optimization methods: from theory to design*. University of Modena Phd Thesis, 2009.
- [4] J. Herskovits *Advances in Structural Optimization*. Springer, 1995.
- [5] R.T. Haftka, Z. Gurdal *Elements of Structural Optimization*. Springer, 1992.
- [6] *Altair Optistuct reference guide*
- [7] S. Kilian, U. Zander, F.E. Talke *Suspension modeling and optimization using finite element analysis*. Tribology International, Elsevier 2003
- [8] L. Wang, P.K. Basu, J.P. Leiva *Automobile body reinforcement by finite element optimization*. Finite Elements in Analysis and Design 2004
- [9] M.P. Bendsøe, N. Kikuchi *Generating optimal topologies in structural design using homogenization method*. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Elsevier 1988.
- [10] M.P. Bendsøe, O. Sigmund *Topology optimization: theory, methods and applications*. Springer, 2004.
- [11] M.D. Rao *Recent applications of viscoelastic damping for noise control in automobiles and commercial airplanes*. Journal of Sound and Vibration, Elsevier, 2003.
- [12] *ASTM E756-98* (Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials)
- [13] *UNI EN ISO 6721-3*

- [14] Y. Liao, V. Wells *Estimation of complex Young's modulus of non-stiff materials using a modified Oberst beam technique* Journal of Sound and Vibration, Elsevier 2008
- [15] *Nastran Quick reference guide*
- [16] *ABAQUS Analysis User's Manual*
- [17] *NSTS 08307 - Criteria for preloaded bolts*, NASA - National Aeronautics and Space Administration, 1998
- [18] R. J. Allemang, D. L. Brown *A Correlation Coefficient for Modal Vector Analysis*, International Modal Analysis Conference, 1982
- [19] D. Costi, E. Torricelli, L. Splendi and M. Pettazzoni *Optimization methodology for an automotive hood substructure (inner panel)*, The 2011 International Conference of Mechanical Engineering
- [20] M. Cavazzuti, D. Costi, A. Baldini, P. Moruzzi *Automotive chassis topology optimization: a comparison between spider and coupe designs*, The 2011 International Conference of Mechanical Engineering
- [21] E. Torricelli, D. Costi, A. Baldini, M. Pettazzoni *Reducing car-weight while maintaining nvh performance: an optimization-based method*, European Automotive Congress, 2011
- [22] E. Torricelli, D. Costi, A. Baldini, E. Bertocchi, P. Moruzzi *Sport car space-frame chassis design in view of weight reduction*, The Fourth International Conference on Structural Engineering, Mechanics and Computation, 2010
- [23] D. Costi, L. D'Agostino, A. Strozzi, M. Giacomini, P. Moruzzi, *Studio sugli assorbitori automotive per urti frontali: ottimizzazione del rapporto energia assorbita su massa*, 40° Convegno Nazionale Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni, 2011
- [24] D. Costi, L. D'Agostino, L. Splendi, E. Torricelli, *Metodologia di ottimizzazione strutturale per alleggerimento pannelli vettura*, 41° Convegno Nazionale Associazione Italiana per l'Analisi delle Sollecitazioni, 2011
- [25] S. Dondersa et al. *A reduced beam and joint concept modeling approach to optimize global vehicle body dynamics*, Finite Elements in Analysis and Design, 2009
- [26] D. Munda et al. *Simplified modelling of joints and beam-like structures for BIW optimization in a concept phase of the vehicle design process*, Finite Elements in Analysis and Design, 2009

- [27] L. Meirovitch, *Fundamentals of vibrations*, McGraw-Hill, 2000
- [28] F.P. Beer, E. R. Jr. Johnston *Mechanics of materials*, McGraw-Hill, 1992
- [29] M. Simsek, T. Kocatürk *Free and forced vibration of a functionally graded beam subjected to a concentrated moving harmonic load*, Composite Structures, 2009
- [30] S. S. Rao *Game theory approach for multi-objective structural optimization*, Computers & Structures, 1987
- [31] S. Poles *MOGA-II an improved multi-objective genetic algorithm*, ES.TEC.O. Technical Report, 2003
- [32] J. A. Nelder, R. Mead *A simplex method for function minimization*, Computer Journal, 1965
- [33] Federation Internationale de l'Automobile *2014 F1 Technical Regulations*

