POLITECNICO DI TORINO

Tesi Magistrale in ingegneria Meccanica



Tesi di laurea Magistrale

Progettazione e analisi FEM telaio per posizionamento cabina su Bump Test

Supervisori

Prof. Maria CURÀ

Candidato

Andrea GIAI MERLERA

Ing. Vincenzo PERRONE

dicembre 2021

Sommario

Nell'ambito dei test dinamici eseguiti sui veicoli agricoli, i banchi prova four poster sono spesso utilizzati per la validazione e lo sviluppo di componenti quali la cabina e le sospensioni. Il presente lavoro è stato svolto presso il reparto product validation dello stabilimento CNH Industrial di Modena, san Matteo. L'esigenza da cui nasce il lavoro è quella di testare sul banco four poster dello stabilimento la cabina di un trattore troppo grande per essere montato interamente sul banco, date le dimensioni ridotte della sala in cui viene eseguita la prova. Costruttivamente il banco in questione presenta una caratteristica particolare per quanto riguarda il collegamento al veicolo. Esso infatti, diversamente da quanto realizzato in molti altri casi, non avviene dal terreno direttamente sullo pneumatico ma tramite collegamento degli attuatori con i mozzi ruota. La soluzione ideata per il raggiungimento dell'obiettivo, è quella di realizzare una struttura che si vada a collegare al banco in modo simile ai mozzi ruota, e riesca contemporaneamente a vincolare su di sé la cabina in questione, facendole raggiungere un'accelerazione massima di 3g. In questo elaborato è riportato il procedimento seguito per la progettazione dei vari componenti, che andranno a costituire la struttura di interfaccia banco-cabina. Nello specifico, i componenti progettati sono il telaio, che è l'elemento principale, al quale sono aggiunti i collegamenti con il banco, che riprendono il funzionamento dei mozzi ruota, e i collegamenti che vincolano al telaio la cabina interfacciandosi alle sue sospensioni. Il software CAD/CAE/CAM utilizzato per il lavoro è ptc Creo Parametric per quanto riguarda la modellazione, con l'estensione Simulate che consente di realizzare le analisi utilizzando il metodo a elementi finiti (FEA). Al fine di realizzare una validazione statica del modello, si sono messi a paragone gli andamenti delle tensioni di Von Mises, ottenuti tramite una simulazione con il metodo FEM del telaio realizzata dal software, e quelli ottenuti dal calcolo effettuato secondo la teoria della trave. Una volta validato staticamente il modello, si è proseguito con le analisi statiche a elementi finiti sui vari componenti, monitorando in particolar modo l'andamento delle tensioni secondo il criterio di Von Mises e quello delle deformazioni. In base a questi parametri è stata ritoccata la geometria dei componenti, laddove necessario, fino all'ottenimento di valori accettabili dal punto di vista delle sollecitazioni. Si è anche realizzata una analisi in frequenza

dei quattro attuatori del banco, alla ricerca delle frequenze proprie di risonanza, in modo tale da tenerne conto durante la progettazione della struttura. Tramite Creo Simulate infatti, si sono realizzate anche delle analisi modali di quanto progettato con il fine di trovarne i modi di vibrare e assicurarsi che si trovino a frequenze sufficientemente lontane da quelle del banco, per scongiurare sovrapposizioni tra le risonanze. In conclusione, si è riusciti a progettare la struttura obiettivo del lavoro secondo le specifiche di progetto. I vari componenti sono stati validati staticamente e, dal punto di vista dinamico, si è riscontrato che la prima frequenza che manda in risonanza la struttura ha un margine accettabile rispetto a quella degli attuatori. Come possibile step successivo del lavoro si potrebbe realizzare una analisi modale della struttura considerando anche l'effetto della cabina sulla sua dinamica, e in particolare sui modi propri di vibrazione.

Summary

In dynamic tests performed on agricultural vehicles, four poster test benches are often used for the validation and development of components such as the cab and suspensions. This work was conducted in the product validation department of the CNH Industrial plant in Modena, San Matteo. The need from which it comes to life is to test on the four poster bench, present in one of the department's test cells, the cab of a tractor whose dimensions are too large to be mounted entirely on the bench. This limit is mainly related to the size of the room where the tests are carried out rather than from the test bench. This bench has a particular characteristic as regards the connection to the vehicle which, differently from general cases, does not occurs on the tire from the ground but the actuators act on the wheel hubs. The solution thought to achieve the goal is to create a structure that connects to the bench in a similar way to the wheel hubs, and at the same time manages to constrain the cabin in question on itself, making it reach a maximum acceleration of 3g.

This report shows the procedure followed for the design of the components that will make up the bench-cabin interface structure. Specifically, the designed components are the frame, which is the main element, the connections with the bench, which simulates the operation of the wheel hubs, and the links between frame and cab suspensions. The CAD/CAM/CAE software used for the work is PTC Creo Parametric for modeling, with the Simulate extension that allows you to perform analyzes using the finite element method (FEA).

In order to statically validate the model, the trends of the Von Mises stresses obtained through a simulation with the FEM method, carried out by the software, were compared with those obtained from the calculation carried out according to the beam theory.

Once the model was validated, we continued with the finite element static analyzes on the various components, monitoring in particular the trend of the stresses according to the Von Mises criterion and the deformations. Based on these results, the geometry of the components was modified, where necessary, until satisfactory values were obtained.

A frequency analysis of the four bench actuators was also carried out, in order to

search for the resonance frequencies, and take them into account during the design of the structure. In fact, through Creo Simulate, modal analyzes of the structure were also carried out, with the aim of finding the vibration modes, and make sure that they are at frequencies far enough from those of the bench. That's made to avoid overlapping between the resonances.

In conclusion, it was possible to design the structure according to the project specifications. The various components have been statically validated and from the dynamic point of view the first frequency that resonates the structure has a sufficiently high margin compared to that of the actuators.

As a possible next step in the work, a modal analysis of the structure could be carried out, also considering the effect of the cabin on its dynamics, and in particular on its own vibration modes.

Ringraziamenti

Al termine di questo lavoro ci tengo innanzitutto a ringraziare chi mi ha seguito e da cui ho appreso durante lo svolgimento della tesi, partendo dalla professoressa Curà, per la sua disponibilità e grande attenzione nei miei confronti. Un grazie enorme a Vincenzo Perrone e ai colleghi di CNH Maurizio, Michele, Andrea ed Enrico; per avermi accolto, insegnato e seguito con pazienza nel mio lavoro, grazie al quale sono cresciuto professionalmente e umanamente. Fondamentali in questo periodo a Modena sono state tante persone che mi hanno da subito voluto un gran bene a partire dalla famiglia Muzio, Gabriele e i coinquilini Tommaso, Giacomo, Lorenzo e Gioele. Questo lavoro arriva al termine del mio percorso universitario durante il quale ho ricevuto tanti regali inaspettati, per i quali sono enormemente grato. Innanzitutto la compagnia degli amici del CLU e di Lavori in Corso che hanno dato alla mia vita un gusto inimmaginabile. Ringrazio per come è cresciuta l'amicizia con Luca, Margherita, Simone e Letizia: sempre più casa per me e veri compagni di strada. Grazie alle Suorine, perché con il loro modo di vivere sono un continuo incentivo a donare la mia vita facendo del bene; e ai ragazzi della Sursum Corda. Grazie di cuore a papà, mamma, Maria Pola, Riccardo, Filippo, Carlo e tutta la mia famiglia perché, grazie al loro bene, mi permettono di lanciarmi, lieto e fiducioso, nelle sfide del vivere. Grazie ai miei fratelli anche per avermi fatto da coinquilini. Grazie a Elena per essere al mio fianco in tutto questo. Grazie infine al buon Dio (e alla sua mamma), origine ultima di tutta la mia gratitudine.

Indice

El	enco	delle tabelle	Х
El	enco	delle figure	XI
A	croni	mi	XV
1	Il gı	uppo CNH industrial	1
	1.1	Storia	1
	1.2	Situazione attuale	2
2	Il ba	anco prova	9
	2.1	Il banco four poster	9
	2.2	Il banco di San Matteo (Modena)	10
		2.2.1 Architettura	11
		2.2.2 Gradi di libertà \ldots	13
		2.2.3 Generalità	17
	2.3	Caratteristiche e specifiche del bump test	18
3	Intr	oduzione all'analisi FEM e al software utilizzato	19
	3.1	Generalità analisi FEM	19
	3.2	CREO Simulate	19
	3.3	Cenni teorici sul metodo FEM	21
	3.4	Fasi dell'analisi FEM	24
		3.4.1 Pre-processing	24
		3.4.2 Processing, risoluzione del modello	26
		3.4.3 Post-processing	26
4	Mod	lellazione e analisi FEM dei componenti	27
	4.1	Specifiche di progetto	27
	4.2	Materiale	28
	4.3	Telaio	29

		4.3.1	Calcolo rigidezze	31
		4.3.2	Riepilogo rigidezze e prima scrematura	35
		4.3.3	Movimentazione	37
	4.4	Aggan	cio posteriore cabina	44
	4.5	Aggan	cio anteriore cabina	49
	4.6	Aggan	ci banco	56
		4.6.1	Collegamento anteriore	56
		4.6.2	Collegamento posteriore	59
	4.7	Analis	i FEM assieme completo	61
5	Val	idazion	ie del modello	63
	5.1	Valida	zione statica	63
	5.2	Consid	lerazioni dinamiche	71
	Cor	nclusior	ni	76
B	ibliog	grafia		78

Elenco delle tabelle

2.1	Dati funzionamento attuatori banco	1
4.1	sy 235	8
4.2	Calcolo rigidezza flessionale longitudinale	2
4.3	Calcolo rigidezza flessionale trasversale	3
4.4	Calcolo rigidezza torsionale	5
4.5	Riepilogo delle rigidezze longitudinali, trasversali e torsionali dei	
	quattro telai $\ldots \ldots 3$	6
5.1	Dati geometrici e di carico della trave	4

Elenco delle figure

1.1	Facilities CNH industrial nel mondo.	2
1.2	Ciclo vita di un prodotto CNH	3
1.3	4 priorità di sostenibilità	4
1.4	Settori di mercato CNH	5
1.5	Segmento AG.	6
1.6	Segmento CE	6
1.7	Segmento CV	$\overline{7}$
1.8	Ricavi per segmento 2020.	$\overline{7}$
1.9	Ricavi per regione 2020.	8
2.1	Generico banco four poster con attuatori verticali interrati	9
2.2	Banco four poster dello stabilimento S. Matteo di Modena	10
2.3	Biella attuatori banco.	12
2.4	Staffa di incernieramento biella.	12
2.5	Schema di massima impianto idraulico banco	13
2.6	Gradi di libertà	14
2.7	Perno - foro posteriori con evidenziati beccheggio e spostamento y	15
2.8	Aggancio anteriore, camma che consente spostamento lungo x	16
2.9	Moto attuatore lungo z	16
2.10	Gamma dei trattori con marchio New Holland	17
3.1	Fasi dell'analisi FEA	21
3.2	Tipi di elementi usati per la discretizzazione di solidi presenti in	
	ANSYS; nella prima riga elementi del primo ordine e nella seconda	22
0.0	elementi di secondo ordine.	23
3.3	finiti [15]	24
		24
4.1	Dimensioni trave HEB 180.	29
4.2	Dimensioni degli scatolati prese da catalogo	30
4.3	Possibili configurazioni di telaio	31

4.4	Simulazione realizzata per il calcolo della rigidezza flessionale longi-	20
		32
4.5	Possibilità di valutazione della rigidezza torsionale in un telaio automobilistico	34
4.6	Simulazione utilizzata per il calcolo della rigidezza torsionale dei quattro telai	34
4.7	Simulazione utilizzata per la verifica della movimentazione tramite muletto	38
4.8	Risultati della simulazione di trasporto del telaio 1 tramite muletto in termini di deformazioni e sforzi.	39
4.9	Risultati della simulazione di trasporto del telaio 3 tramite muletto in termini di deformazioni e sforzi	39
4.10	Risultati della simulazione di trasporto del telaio 4 tramite muletto in termini di defermazioni e sferzi	40
1 1 1	Dimensioni gelfari prese da catalogo	40
4.11	Simulazione utilizzate per la verifica della movimentazione tramite	41
4.12	valla.	41
4.13	Risultati della simulazione di trasporto del telaio 1 tramite valla in termini di deformazioni e sforzi.	42
4.14	Risultati della simulazione di trasporto del telaio 3 tramite valla in termini di deformazioni e sforzi.	43
4.15	Risultati della simulazione di trasporto del telaio 4 tramite valla in termini di deformazioni e sforzi.	44
4.16	Sospensioni posteriori e agganci della cabina sai quali dovrà ancorarsi	45
4 1 🗁		40
4.17 4.18	Rappresentazione dei vincoli e dei carichi applicati all'aggancio	45
	posteriore per la verifica statica	47
4.19	Tensioni di Von Mises sull'aggancio posteriore	47
4.20	Punto di singolarità del modello	48
4.21	Deformazioni aggancio posteriore	49
4.22	Visione frontale della cabina con staffe terminali messe in evidenza .	50
4.23	Possibili soluzioni per aggancio frontale telaio cabina	51
4.24	Andamento delle tensioni di Von Mises sulle tre ipotesi di aggancio	50
4.25	Deformazioni ottenute tramite la simulazione FEM eseguita sull'ag-	52
1.96	gancio montale numero 5	54
4.20	Tanciani a deformacioni etterrate culla constructione terratione	00 F F
4.27	Tensioni e deformazioni ottenute sull'aggancio anteriore	$\overline{00}$
4.28	la retazione	ドワ
		57

4.29	Risultati in termini di tensioni e deformazioni della simulazione	
	effettuata sull'aggancio anteriore	58
4.30	Dettaglio del punto di concentrazione degli sforzi sul mozzo anteriore	
	derivante dalla simulazione	59
4.31	Tensioni e deformazioni ottenute dalla simulazione eseguita sul	
	collegamento posteriore telaio-banco	60
4.32	Impostazione della simulazione affettata sull'assieme completo di	
	tutte le parti	61
4.33	Tensioni e deformazioni ottenute dalla simulazione eseguita sull'as-	
	sieme completo di tutte le parti	62
5.1	Schema della trave appoggio-carrello utilizzata per il calcolo di	
	validazione statica, secondo la teoria della trave [20]	64
5.2	Convenzione utilizzata per il calcolo delle sollecitazioni lungo la trave	65
5.3	Andamento dello sforzo normale N lungo la trave	65
5.4	Andamento dello sforzo di taglio T lungo la trave	66
5.5	Andamento del momento flettente Mf lungo la trave	66
5.6	Andamento della sigma flettente sulla parte esterna della superficie	
	σ_f lungo la trave	67
5.7	Andamento delle tensioni equivalenti di Von Mises lungo la trave	
	calcolate sulla superficie più esterna	68
5.8	Impostazioni con cui è stata eseguita la simulazione su Creo simulate	69
5.9	Confronto tra i risultati finali dei due procedimenti di calcolo	70
5.10	Guadagno dell'analisi in frequenza dei quattro leverismi	71
5.11	Guadagno dell'analisi in frequenza dei quattro leverismi espresso in	
	scala logaritmica	72
5.12	Frequenze proprie della struttura progettata risultanti dall'analisi	
	modale tramite software	73
5.13	Deformazione massima del primo modo di vibrare della struttura.	74
5.14	Deformazione massima del secondo modo di vibrare della struttura.	74

Acronimi

FEM

Finite Element Method

FEA

Finite Element Analisys

\mathbf{MU}

Macchine Utensili

CAD

Computer Aided Design

\mathbf{CAM}

Computer Aided Manufactoring

FRF

Frequency Response Function

Capitolo 1 Il gruppo CNH industrial

CNH Industrial è una società multinazionale, quotata sia presso la borsa di New York (NYSE) che presso la Borsa di Milano. CNH Industrial è composta da un gruppo di aziende di matrice Italo-Statunitense, attiva a livello *Worldwide*, e leader globale nel campo dei *capital goods*. I marchi che compongono il gruppo concorrono alla progettazione, costruzione e commercializzazione di beni, quali camion, veicoli industriali, autobus, veicoli speciali, macchine agricole e per il movimento terra, e dei componenti utilizzati nel montaggio come motori e trasmissioni, realizza motori per applicazioni marine.

1.1 Storia

CNH Industrial nasce formalmente nel novembre 2012, ma diviene effettivamente operante nel settembre del 2013. Essa è il risultato della fusione fra due importanti gruppi industriali: CNH Global e Fiat Industrial. CNH Global era una società nata anch'essa da una fusione, avvenuta nel novembre del 1999, fra due aziende, New Holland N.V. e Case Corporation. CNH Global concentrava i propri sforzi su tre segmenti operativi: macchine agricole, macchine movimento terra e servizi finanziari. Al tempo della fusione con Fiat Industrial, CNH Global poteva contare su un numero di 37 plant sparsi su 170 paesi. Fiat Industrial era un gruppo industriale italiano operante nel settore dei veicoli industriali pesanti e militari, autobus, macchine per l'agricoltura e le costruzioni e motori industriali e marini. Tale gruppo, nato dallo scorporo delle suddette attività da parte di Fiat Group, è stato attivo fra gli anni 2011 e 2013.

1.2 Situazione attuale

Oggigiorno CNH Industrial è una delle più grandi compagnie produttrici di *capital goods* in tutto il pianeta. È presente in 180 paesi e può contare su più di 64.000 dipendenti impiegati in un totale di 66 stabilimenti produttivi e in 57 centri di ricerca e sviluppo.



Figura 1.1: Facilities CNH industrial nel mondo.

Tramite i 12 marchi che la compongono, produce i veicoli che permettono all'agricoltura e all'industria di svilupparsi. Progetta, costruisce e commercializza "macchine da lavoro", che vanno dai trattori e alle mietitrebbie, dai camion agli autobus, così come i sistemi di propulsione e trasmissione per camion e veicoli commerciali stradali e off-road, nonché motori per applicazioni marine. Mission di CNH Industrial è offrire le migliori soluzioni per il settore dei *capital goods* sulla base delle proprie eccellenti competenze, attraverso processi di innovazione e miglioramento continui, sfruttando la sua vasta portata sul mercato e la sua solida cultura aziendale.

CNH Industrial è consapevole di essere parte della catena del valore dei propri clienti. I prodotti di CNH Industrial sono strumenti di lavoro perciò la loro sicurezza, così come l'efficienza e la produttività sono considerati fattori strategici. Questi aspetti sono valutati già in fase di progettazione del prodotto, assieme alla qualità e all'impatto ambientale.

Per offrire ai clienti prodotti sempre più innovativi e sostenibili, i brand di CNH

Industrial sono impegnati in una strategia di decarbonizzazione, nello sviluppo di motori diesel sempre più puliti, a proporre prodotti sempre più connessi e digitalizzati e sempre più automatizzati.



Figura 1.2: Ciclo vita di un prodotto CNH.

CNH Industrial crede fortemente nella sostenibilità e nell'innovazione. Difatti, sono circa 6000 i dipendenti impiegati nell'ambito innovazione nei 57 centri di ricerca e sviluppo, dei quali 11 situati in mercati emergenti. L'interesse mostrato da CNH Industrial verso l'argomento sostenibilità, è dimostrato dai forti investimenti sulle misure di protezione ambientale. Inoltre, CNH Industrial ha identificato 4 priorità di sostenibilità ottenute raggruppando per macro tematica gli aspetti materiali. Questo per rendere più agevole la lettura delle aspettative degli stakeholder e fare della matrice di materialità uno strumento concreto per gestire il business. Le 4 priorità sono: "carbon footprint", per ridurre le emissioni generate dai siti produttivi, logistica e prodotti; "sicurezza sul lavoro" per minimizzare il rischio di infortuni sul posto di lavoro attraverso l'adozione proattiva di misure preventive; il *"life cycle thinking"* per l'uso ottimale delle risorse il più a lungo possibile grazie all'adozione di approcci di economia circolare e il "coinvolgimento delle persone": dipendenti, fornitori e comunità locali. Le 4 priorità di sostenibilità alimentano altrettanti "aspirational goals", da raggiungere nel lungo periodo. Per raggiungerli il "senior management" ha formulato 11 target strategici di sostenibilità al 2024 che, inclusi nello Strategic Business Plan, sottolineando l'impegno dell'Azienda per la sostenibilità [1].



Figura 1.3: 4 priorità di sostenibilità.

CNH Industrial è, attualmente, attiva nei settori di mercato riportati qui di seguito: Agricultural Equipment, Construction Equipment, Commercial Vehicles, Powertrain e Financial Services.



Figura 1.4: Settori di mercato CNH.

Agricultural Equipment progetta, realizza e distribuisce un insieme di macchinari pesanti, rivolti all'uso agricolo, come trattori, attrezzature per la semina e la raccolta e diffusori di repellenti automatici. Agricultural Equipment, inoltre, è specializzata in altri segmenti chiave, come quelli della raccolta del cotone, della piantagione di zucchero e della piantagione dell'uva. Le linee di prodotto di Agricultural Equipment sono vendute tramite i marchi Case IH e New Holland Agriculture. A questi ultimi, si aggiunge il marchio STEYR in esclusiva per l'Europa, ed il marchio Miller per il mercato del Nord America e l'Australia. Ai brand appena elencati, che potrebbero essere definiti storici, si aggiungono i marchi Kongskilde, Overum e JF, inglobati a seguito dell'acquisizione del business grass and soil dall'azienda Kongskilde Industries, risalente al febbraio del 2017.



Figura 1.5: Segmento AG.

Construction Equipment si occupa della progettazione, realizzazione e distribuzione dei macchinari impiegati nell'ambio costruttivo. È possibile suddividere i prodotti di Construction Equipment in due settori, ovvero Heavy Construction e Light Construction. Fra i prodotti di Heavy Construction vi sono gli scavatori su ruota, compattatori e livellatrici, mentre fra i beni catalogati come Light Construction ritroviamo, ad esempio, mini-escavatori, pale gommate compatte e sollevatori telescopici. La vendita e la distribuzione dei prodotti Construction Equipment viene effettuata tramite i marchi CASE Construction e New Holland Construction, quest'ultima si concentra principalmente nella vendita di Light Equipment, ad eccezione dell'America Latina dove si concentra anche sul segmento Heavy Construction.



Figura 1.6: Segmento CE.

Commercial Vehicles si occupa della progettazione, realizzazione e distribuzione di un'ampia gamma di veicoli per il trasporto di persone e la distribuzione di beni,

i quali possono essere catalogati secondo tre categorie: leggeri, medi e pesanti. A questi si aggiungono veicoli per il trasporto di persone su lunghe distanze, veicoli speciali, come quelli in dotazione ai vigili del fuoco, per la difesa e per la speleologia. I brand attraverso i quali sono gestiti questi veicoli sono IVECO, IVECO BUS e Heuliez Bus per il trasporto di beni e persone, mentre i veicoli speciali sono trattati dai brand IVECO ASTRA, Magirus e Iveco Defence.



Figura 1.7: Segmento CV.

Powertrain si occupa della progettazione, realizzazione e distribuzione di un'ampia gamma di prodotti necessari alla generazione e trasmissione del moto. Fra quest'ultimi ritroviamo motori, sistemi di trasmissione e assali, per applicazioni sia on-road, che includono i veicoli commerciali ed i bus, che off-road, nelle quali possiamo includere macchinari industriali, come quelli dei segmenti *Construction e Agriculture*. Alle applicazioni *on-road* ed *off-road*, si affiancano quelle marine. Il segmento *Powertrain* vede come unico brand *FPT Industrial*.

Di seguito, sono riportati i ricavi netti divisi per segmento aggiornati al 31 dicembre 2020, sia del 2020 che del 2019[1].

(\$ million)	2020	2019
Agriculture	10,916	10,958
Construction	2,170	2,768
Commercial and Specialty Vehicles	9,420	10,440
Powertrain	3,633	4,114
Eliminations and Other	(1,847)	(2,111)
Total of Industrial Activities	24,292	26,169
Financial Services	1,807	1,996
Eliminations and Other	(115)	(141)
Total for the Group	25,984	28,024

Figura 1.8: Ricavi per segmento 2020.

In quanto multinazionale, i vari business di CNH Industrial si estendono *world-wide*. I numerosi stabilimenti sono collocati sotto il controllo delle quattro divisioni geografiche: EMEA, NAFTA, LATAM, APAC. I 66 stabilimenti, affiliati ai vari brand elencati in precedenza, sono distribuiti nei 4 continenti in modo strategico, puntando a creare il più efficiente collegamento con fornitori e clienti. Per avere un'

idea di come è distribuito il business tra le varie regioni, dalla figura 1.9 possiamo vedere la percentuale del fatturato Global registrato in ogni regione alla fine del 2020[1].

Net revenues by region in the years ended December 31, 2020 and 2019 were as follows:

(\$ million)	2020	2019
Europe	12,865	14,196
North America	6,136	6,794
South America	2,647	2,876
Rest of World	4,336	4,158
Total	25,984	28,024

Figura 1.9: Ricavi per regione 2020.

Capitolo 2 Il banco prova

2.1 Il banco four poster

Un banco di prova four poster è costituito da quattro attuatori idraulici ai quali vengono collegate le ruote, o i mozzi ruota, di un veicolo. I movimenti degli attuatori simulano il fondo stradale e le forze esercitate dalla strada sulle ruote. In genere i banchi prova four poster presentano i quattro attuatori interrati e con movimento verticale sopra i quali vengono posizionate le quattro ruote del veicolo in prova come in figura 2.1.



Figura 2.1: Generico banco four poster con attuatori verticali interrati.

L'utilizzo di questo banco è principalmente quello di testare la cabina e le

Il banco prova

sospensioni quando sollecitate con input di diversa natura. Oltre a questo si eseguono test per valutare l'entità delle vibrazioni sentite dall'operatore durante la guida del mezzo [2]. Si possono eseguire diversi tipi di test: test sinusoidale (sweep in frequenza); forma d'onda semplice su ogni attuatore; test ad anello aperto (guidato da un segnale di tensione esterno)[3]; oppure riproducendo su una vettura una simulazione di lavoro partendo da dati provenienti dalle sessioni di acquisizione outdoor [4]. Queste caratteristiche consentono di accelerare notevolmente i test perché si possono rimuovere le porzioni non dannose dei segnali di carico [5]. Inoltre si utilizza per prove più semplici come il superamento di un ostacolo da parte di un veicolo. Per questo motivo il banco può prevedere un'azione degli attuatori sulle quattro ruote comprendenti gli pneumatici, oppure direttamente sul mozzo ruota. In tutti e due i casi si possono fare raggiungere alla cabina le accelerazioni richieste dal test. La differenza risiede però nel modo di vibrare del veicolo dato che le sollecitazioni a alte frequenze vengono direttamente trasmesse alla drive line nel caso di afferraggio ai mozzi, mentre gli pneumatici possono fungere da smorzatori delle alte frequenze nel caso in cui l'azione provenga dal suolo su di essi.

2.2 Il banco di San Matteo (Modena)

Il banco four poster presente nello stabilimento San Matteo di Modena è riportato in figura 2.2.



Figura 2.2: Banco four poster dello stabilimento S. Matteo di Modena.

2.2.1 Architettura

Il banco è costituito da quattro basamenti sui quali sono vincolati dei leverismi elettro idraulici. I quattro leverismi si collegano direttamente ai mozzi ruota del trattore. Gli attuatori vanno ad agire su una biella identica per tutti e quattro i mozzi.

	Cilindri anteriori	Cilindri posteriori
Pressione d'esercizio	210[bar]	210[bar]
Pressione massima	350[bar]	350[bar]
Area pistone	$58.78[cm^2]$	$84[cm^2]$
Spinta a 210[bar]	123[kN]	176[kN]
Corsa	200[mm] (+/- 100 [mm])	200[mm] (+/- 100 [mm])
Materiale cilindro	acciaio inox	acciaio inox

Tabella 2.1: Dati funzionamento attuatori banco

Gli attuatori idraulici sono uguali a due a due a seconda dell'assale che andranno a movimentare. Sull'anteriore si hanno cilindri di una dimensione minore rispetto a quelli che andranno a sollecitare l'assale posteriore, a causa della ripartizione delle masse del trattore, che risultano predominanti nella parte posteriore del mezzo. Questi cilindri, per la loro tecnologia costruttiva, sono particolarmente indicati per prove dinamiche a frequenza elevata e corsa rilevante. Infatti, il pistone e lo stelo sono ricavati da un monoblocco di acciaio, permettendo così un allineamento ed un accoppiamento con il cilindro atto a ridurre gli attriti durante il funzionamento. Per rendere la corsa del pistone scorrevole, ed evitare fenomeni di attrito di primo distacco, lo stelo (doppio) scorre su bronzine lubrificate attraverso l'olio in pressione presente nelle camere dell'attuatore, mentre il pistone è ricoperto con materiale a basso coefficiente di attrito.

La presenza della biella, riportata in figura 2.3, ha come effetti negativi quello di moltiplicare le forze in gioco necessarie alla movimentazione e di aumentare i giochi presenti nel meccanismo. Il motivo invece per cui sono state inserite è che consentono spostamenti del mozzo maggiori rispetto a quelli ottenibili semplicemente dalla corsa degli attuatori con un rapporto di circa uno a tre.



Figura 2.3: Biella attuatori banco.

La biella viene incernierata attraverso il foro centrale ad una staffa riportata in figura 2.4, la quale è saldamente collegata ai piastroni di base del banco stesso.Tutti gli snodi lavorano su boccole e un sistema di ingrassaggio automatico garantisce la corretta lubrificazione del banco in modo tale da diminuire l'usura.



Figura 2.4: Staffa di incernieramento biella.

Gli attuatori sono alimentati da una centralina idraulica dedicata e il loro controllo avviene su due livelli:

- tramite il software LMS-TWR di gestione in ciclo chiuso del banco
- tramite la logica di gestione PID attraverso il software RT3

Il sistema è costruito in modo tale che l'accelerazione sia la grandezza imposta al trattore e controllata dal sistema di gestione del banco. Lo schema idraulico semplificato del sistema di controllo della centralina sugli attuatori è riportato in figura 2.5. La centralina idraulica non è posizionata nella sala del banco ma in una stanza di controllo adiacente a questa.



Figura 2.5: Schema di massima impianto idraulico banco.

2.2.2 Gradi di libertà

Il banco vuole replicare il movimento che compie il veicolo in condizioni di utilizzo. Dei sei gradi di libertà totali cinque sono liberi, ma alcuni solo per piccole oscillazioni. Il grado di libertà vincolato invece è l'imbardata [6]. In figura 2.6 è riportato uno schema del banco in cui sono evidenziati i gradi di libertà presenti.



Figura 2.6: Gradi di libertà.

In figura 2.6 sono evidenziati i gradi di libertà rettilinei lungo x e y, rispettivamente in viola e rosso. E' da notare che il moto lungo x è rappresentato solo sugli agganci anteriori perché in effetti solo lì è consentito un piccolo spostamento in questa direzione grazie gli agganci a "goccia" interposti tra mozzo e banco. Non è riportato il moto di traslazione lungo z perché necessiterà di un approfondimento successivo date le sue caratteristiche di moto rettilineo approssimato. Oltre a questi due gradi di libertà di traslazione sono riportati i momenti di beccheggio in verde e rollio in blu che sono lasciati liberi. Il grado di libertà più semplice e prioritario è quello di beccheggio, rappresentato dalle frecce verdi. Tale grado di libertà rotazionale è consentito dalla rotazione di perni nei fori posti al termine dei leveraggi figura, 2.7. Questa conformazione consente di avere ampie rotazioni sia sui due mozzi anteriori che su quelli posteriori.



Figura 2.7: Perno - foro posteriori con evidenziati beccheggio e spostamento y.

Essendo il veicolo in prova sospeso, una differenza di altezza tra gli agganci laterali del veicolo determina il moto di rollio che è l'altra rotazione consentita al veicolo, rappresentata con la freccia blu in figura 2.6. Se il perno avesse come unici gradi i libertà quelli rappresentati in figura 2.7 il rollio non sarebbe lasciato libero. Per questo motivo nel foro terminale della biella è presente un giunto sferico non rappresentato in figura 2.7 perché non visibile.

Dalla figura 2.7 si nota inoltre che lo spostamento lungo l'asse y è consentito da una breve corsa che il perno può compiere all'interno del foro presente al termine della biella. Questo grado di libertà quindi esiste ma solo per piccoli spostamenti e ha la funzione di rimediare ai giochi presenti.

L'aggancio anteriore riportato in figura 2.8 differisce invece da quello posteriore per un elemento a camma che collega il mozzo ruota al perno posto sempre alla fine della biella. Questo elemento è chiamato "goccia" ed è quello che consente di avere uno spostamento lungo l'asse x longitudinale al veicolo. Si capisce quindi come lo spostamento lungo l'asse x sia anch'esso fortemente limitato, e può essere al massimo di un valore doppio rispetto alla distanza tra mozzo e perno. In effetti, anche in questo caso non sono necessari grandi spostamenti ma ha la funzione di rimediare ai giochi e ai piccoli spostamenti necessari in fase di utilizzo.



Figura 2.8: Aggancio anteriore, camma che consente spostamento lungo x.

Una cosa simile a quella descritta per il moto lungo x accade lungo l'asse z. Questo è il movimento che vorrebbero realizzare direttamente gli attuatori come accade nei four poster tradizionali. La presenza delle bielle incernierate ad un estremo e movimentate dagli attuatori impone all'estremo al quale è collegato il mozzo ruota, di muoversi lungo un arco di circonferenza. Questo fa si che al movimento verticale del mozzo siano legate delle forze agenti lungo la tangente al moto circolare che compie.



Figura 2.9: Moto attuatore lungo z.

2.2.3 Generalità

La caratteristica che maggiormente distingue questo banco da un four poster tradizionale è la presenza dei meccanismi di trasmissione del moto dagli attuatori al veicolo. Questo, come detto, impone un serraggio diretto sui mozzi ruota e causa la presenza di maggiori cedevolezze e richieste in potenza consentendo però maggiori spostamenti. Emerge quindi come lo scopo iniziale di questo banco fosse l'esecuzione di prove in cui le sollecitazioni necessitavano di grossi spostamenti, ad esempio il salto del fosso. L'assenza degli pneumatici invece introduce problemi legati alla dinamica del banco e alla possibilità di riprodurre fedelmente le forme d'onda reali misurate in pista. L'effetto smorzante degli pneumatici risulta infatti non lineare e quindi di difficile simulazione attraverso lo spostamento controllato degli attuatori. Questo problema non sussiste se lo scopo è semplicemente quello di fare raggiungere alla cabina delle accelerazioni desiderate, essendo queste controllate in anello chiuso con la retroazione che si chiude sul punto di interesse della cabina. I test eseguiti su questo banco riguardano principalmente la durata di alcuni componenti del veicolo in prova, l'analisi spettrale, il bump test e altri test più standard come prove d'urto.

Attualmente le dimensioni del banco, o meglio della sala 16 in cui il banco è realizzato, impediscono il montaggio di trattori di gamma superiore alla APH (All Purpose Heavy). Il vincolo è imposto dalla lunghezza del veicolo e quindi dal suo passo. Questa gamma prevede trattori con passo massimo di 2788 mm mentre la gamma successiva la CCM (Cash Crop Medium) prevede un passo di almeno 2995 mm [7]. Da questa problematica nasce il lavoro qui realizzato di progettazione di un telaio che consenta di allocare sul banco prova esistente almeno la cabina di gamma CCM dei trattori CNH. Qui di seguito in figura 2.10 è riportato uno schema dei prodotti realizzati con il marchio New Holland.



Figura 2.10: Gamma dei trattori con marchio New Holland.

2.3 Caratteristiche e specifiche del bump test

Lo scopo del bump test è quello di validare tutte le parti strutturali del trattore, in particolare la cabina e le sospensioni [8] quando sono sottoposte a sollecitazioni dinamiche cicliche. Se la prova è eseguita non in pista ma sul banco four poster è necessario utilizzare un trattore standard senza la presenza di una zavorra. Nel caso in cui il trattore abbia quattro ruote motrici è necessario disinnestare le ruote anteriori, salvo diversa indicazione. Dopodiché si passa alla verifica del serraggio delle viti e al fissaggio del trattore tramite i mozzi.

Il test vero e proprio consiste nella ripetizione di diversi salti in modo ciclico ripetendo sempre lo stesso profilo di accelerazione che viene monitorato continuamente su tutti e quattro i mozzi[9]. Unita alla misura dell'accelerazione è possibile effettuare un'analisi in frequenza dalla quale si ricavano i modi propri di vibrazione del veicolo. Generalmente sono valori bassi <20 Hz [10].

La prova risulta superata solo nel caso in cui non si verifichino danni, rotture, perdite di funzionalità o di pezzi. In particolare non devono verificarsi [11]:

- aperture spontanee dei sigilli degli elementi mobili o rimovibili del cofano
- allentamento delle viti che fissano cofano, pianale, parafanghi e elementi cabina e relativi supporti
- rotture o crepe larghe di elementi importanti, rotture di saldatura o guasti delle saldature del telaio
- interferenze anomale o "pallinatura" tra i vari elementi della struttura. In particolare, gli spostamenti tra piattaforma, parafanghi e cabina devono essere tali da non provocare un contatto anomalo tra gli stessi elementi o con il telaio o con il cofano del trattore
- vetri e pannelli staccati dalle loro sedi.
- È consentita la sostituzione del cassone ribaltabile solo al 50 per cento del test

Capitolo 3

Introduzione all'analisi FEM e al software utilizzato

3.1 Generalità analisi FEM

Quando si analizzano sistemi continui, come ad esempio strutture e organi di macchine, nella maggior parte dei casi di interesse pratico la forma geometrica e le condizioni al contorno sono troppo complesse per poter applicare procedimenti analitici.

Il FEM (*Finite Element Method*) sta guadagnando popolarità per l'indiscutibile vantaggio di poter essere implementato sotto forma di codici generici, che possono essere utilizzati per analisi statiche e dinamiche ed interfacciati con codici CAD e CAM [12]. Al giorno d'oggi è uno tra i più comuni metodi di discretizzazione utilizzati perché offre la possibilità di utilizzarlo per una vasta gamma di problemi (anche grazie alla disponibilità di computer sempre di maggiore potenza). Inoltre, consente di analizzare geometrie di qualsiasi forma a diversi livelli di accuratezza e permette la concezione del prodotto, infatti è possibile evitare la costruzione di molti prototipi e l'affinamento avviene per mezzo di simulazioni del computer, ottenendo quindi un prototipo finale le cui caratteristiche sono molto vicine al prodotto finito evitando diversi costi dal punto di vista costruttivo in fase di progettazione (processo di ottimizzazione del prodotto).

3.2 CREO Simulate

Creo Simulate è un'estensione di *Creo Parametric*, software utilizzato per la modellazione CAD. Creo Simulate consente di valutare le prestazioni strutturali e termiche del prodotto su un modello digitale prima di ricorrere a dispendiosi prototipi fisici [13]. È possibile quindi realizzare un'analisi strutturale utilizzando lo stesso software già utilizzato nella modellazione, occorre solo entrare in un nuovo ambiente dedicato. Il gruppo CNH, grazie a una collaborazione con PTC, possiede delle estensioni dedicate molto utili nel semplificare e unificare i lavori di tutto il gruppo. Con Creo Simulate è possibile realizzare analisi con diverse caratteristiche:

- Analisi strutturale statica lineare
- Analisi strutturale statica con contatto ridotto di spostamento
- Analisi strutturale modale
- Analisi strutturale di imbozzamento lineare
- Analisi termica allo stato stazionario lineare
- Modalità FEM: utilizzo del solutore NASTRAN
 - Analisi strutturale statica lineare
 - Analisi strutturale modale
- Modalità FEM: uso del solutore ANSYS
 - Analisi strutturale statica lineare
 - Analisi strutturale modale
 - Analisi termica allo stato stazionario lineare
- Fatica (modulo opzionale)

Nella risoluzione è anche possibile scegliere tra diversi metodi di convergenza:

- Metodologia degli elementi finiti tipo P
- Adattiva passo singolo
- Adattiva multi-passo
- controllo dell'utente sui criteri di convergenza
- Dimensionamento automatico e trattamento speciale degli elementi nei pressi delle singolarità.


Introduzione all'analisi FEM e al software utilizzato

Figura 3.1: Fasi dell'analisi FEA.

3.3 Cenni teorici sul metodo FEM

L'analisi agli elementi finiti (FEA) è una tecnica che utilizza il metodo agli elementi finiti (FEM), un procedimento numerico atto a risolvere un'equazione o un sistema di equazioni (per esempio di equilibrio e congruenza) alle derivate parziali in forma integrale su un dominio finito.

Una struttura continua, in teoria, ha un numero infinito di gradi di libertà. L'idea di base del metodo agli elementi finiti per la risoluzione delle equazioni differenziali è quello di discretizzare il problema continuo in modo da ottenere un problema discreto ed approssimato, ottenendo un sistema algebrico equivalente di equazioni con un numero finito di incognite risolvibile per via numerica. Si va cioè a suddividere il nostro corpo fisico in un certo numero, anche molto grande, di elementi di forma definita e dimensioni contenute.

L'approccio consiste:

- 1. Dalle equazioni differenziali si scrive un funzionale in forma integrale (cioè un'equazione di bilancio) su un dominio finito, la scelta del funzionale può essere fatta con tecniche energetiche (principio dei lavori virtuali o equazione di Lagrange), oppure con tecniche variazionali (metodo di *Golerkin* o il metodo di *Raylegh Ritz*);
- 2. Viene discretizzato il continuo introducendo delle funzioni di approssimazione (si introduce un errore);

3. Si introducono le funzioni di approssimazione nel funzionale integrale ottenendo così delle equazioni algebriche da cui si ricava una forma matriciale.

Dato un campo di forze e tensioni equilibrato, e applicato un campo di spostamenti virtuali, il lavoro interno del sistema è uguale al lavoro esterno:

$$\int dL_i = \int dL_e \tag{3.1}$$

Si ottiene l'equazione di bilancio, dove abbiamo tradotto il problema matematico differenziale in un'equazione in un dominio finito, opportunamente integrata:

$$\int_{V} \left\{ \delta \varepsilon \right\}^{T} \left\{ \sigma \right\} dV = \int_{V} \left\{ \delta u \right\}^{T} \left\{ \varphi \right\} dV + \int_{A} \left\{ \delta u \right\}^{T} \left\{ t \right\} dA$$
(3.2)

dove:

- $\{\delta\varepsilon\}$, deformazione virtuale;
- $\{\sigma\}$, tensore delle tensioni;.
- $\{t\}$, vettore delle forze di superficie.
- $\{\varphi\}$, forze di volume.
- $\{\delta u\}$, spostamento virtuale.
- $\{dA\}$, superficie libera dove possono essere applicati i carichi.
- $\{dV\}$, volume finito.

La legge di spostamento può essere espressa in tutti i punti come:

$$\{u\} = [n]\{s\} \tag{3.3}$$

dove {u} è il vettore degli spostamenti, [n] è la matrice delle funzioni di forma, ed {s} è il vettore degli spostamenti nodali. Questa formulazione vale per qualunque elemento e geometria [14]. La discretizzazione avviene attraverso la creazione di una griglia (mesh) composta da primitive (elementi finiti) di geometria semplice (triangoli e quadrilateri per domini 2D, esaedri e tetraedri per domini 3D) mostrati in figura 3.2, delle quali sono note tutte le proprietà.

Gli elementi sono detti "finiti" per porre in evidenza il fatto che non sono di grandezza infinitesima.



Figura 3.2: Tipi di elementi usati per la discretizzazione di solidi presenti in ANSYS; nella prima riga elementi del primo ordine e nella seconda elementi di secondo ordine.

Nel continuo, ogni singolo elemento finito viene considerato come un campo di integrazione numerica di caratteristiche omogenee. Su ciascun elemento caratterizzato da questa forma elementare, la soluzione del problema è espressa dalla combinazione lineare di funzioni, dette funzioni di base o funzioni di forma (*shape functions*). Sono funzioni adimensionali che indicano come si sviluppa lo spostamento, ma non di quanto si sposta. La scelta delle *shape functions* è arbitraria, anche se solitamente {u} è espresso da funzioni polinomiali perché sono facilmente derivabili, è importante la scelta del polinomio per approssimare al meglio il campo di spostamenti, infatti si obbliga l'elemento a muoversi secondo leggi imposte. I risultati saranno sempre approssimati ed il grado di approssimazione dipende dal numero di elementi utilizzati e dal grado del polinomio.

I risultati dell'analisi convergono al diminuire delle dimensioni dell'elemento se le funzioni di forma sono continue all'interno dell'elemento e possiedono derivata fino all'ordine n richiesto (dipende dal tipo di elemento utilizzato). Esse devono essere in grado di rappresentare il moto rigido del sistema, uno stato di deformazione costante, avere continuità tra gli elementi ed essere geometricamente isotrope.

3.4 Fasi dell'analisi FEM

Il procedimento di lavoro per lo studio di un problema strutturale agli elementi finiti si articola in tre fasi successive:

fase di "pre-processing": dove viene sviluppato il modello strutturale, definito il materiale, il tipo di analisi e generata la mesh;

fase di "solving": è la fase di risoluzione del modello strutturale in cui entra in gioco il risolutore FEA. Viene gestita dal programma in base alle istruzioni per la risoluzione numerica predefinite dall'utente;

fase di "post-processing": è la fase dove vengono valutati ed analizzati i risultati poi elaborati dal risolutore numerico.

Develop Your Model		Create model geometry in Creo Parametric. Simplify your model. Select or define a system of units. Add modeling prerequisites such as coordinate systems and regions, if desired. Add materials, loads, and constraints. Add indealizations such as shells, springs, beams, and masses. Add onnections such as welds, links, and interfaces. Define the analysis.
Ū		
Define an Analysis	⇒	Select the analysis type. Select the constraints, loads, modes, and frequencies to be used in the analysis, as applicable.
Û		
Create the Mesh	⇒	Apply mesh controls. Create the mesh. Review the mesh and refine, if necessary.
Û		
Solve Your Model	⇒	Export the mesh to FEA solvers such as NASTRAN or ANSYS. Review the exported mesh. Optionally, run the analysis.
Û		
Reviewing results		If you ran an analysis, you can import the solved model into the postprocessor and review the results. View graphical renditions of your model's analysis results Define FEA parameters for your results Review the analysis statistics Evaluate FEM Hard Point reports

Figura 3.3: Procedimenti seguito de Creo Simulate per l'analisi agli elementi finiti [15]

3.4.1 Pre-processing

Sviluppo del modello

Come prima cosa bisogna realizzare il modello CAD tridimensionale. Questo è possibile in Creo Parametric, ma si possono importare anche geometrie realizzate con tutti i principali software di modellazione. Una volta realizzato il modello con tutti i suoi dettagli, è possibile che sia necessaria una semplificazione di questo in

modo a evitare quelle geometrie (spigoli vivi, fori...) che creano difficoltà di calcolo. Il modello può essere realizzato come parte singola oppure come unione di più parti (assieme); questo non crea problemi nello svolgimento delle simulazioni. Quindi quando nella realtà un componente è composto da più sotto parti è bene realizzarlo come assieme per ottenere un modello che meglio approssima la realtà. Prima della modellazione, nella preparazione del lavoro è necessario definire un sistema di riferimento e le unità di misura che si useranno. A questo punto si può passare dall'ambiente Creo Parametric a Creo Simulate nel quale si aggiungono le forze esterne agenti sull'elemento modellato, e i vincoli. E possibile anche specificare delle superfici, con geometria arbitraria, sulle quali è presente un carico o un vincolo. Per fare partire la simulazione è necessario che a ogni componente del modello sia attribuito un materiale con le sue proprietà meccaniche; il materiale può essere preso dalla libreria di Creo oppure creato inserendo i valori delle sue proprietà meccaniche. Creo Simulate consente anche di aggiungere al modello degli elementi idealizzati come gusci, molle, travi e masse con lo scopo di renderlo il più simile possibile a quello reale. Oltre a questi si possono aggiungere anche dei collegamenti come saldature, links e interfacce.

Definizione dell'analisi

Si sceglie il tipo di analisi (statica, modale, termica...) e per ogni analisi bisogna indicare quali sono le forze e i vincoli che si vogliono considerare. Non è quindi necessario valutare contemporaneamente l'effetto di tutte le forze prima inserite; se desiderato si possono scomporre.

Creazione della mesh

La creazione della mesh è un passaggio complicato. La dimensione degli elementi che la compongono infatti deve essere ottimale per permettere che la simulazione termini senza errori o punti di singolarità e allo stesso tempo non deve appesantire troppo i calcoli. È quindi impossibile stabilire a priori quale sia la soluzione da adottare per creare la giusta discretizzazione ma è necessario proceder per tentativi. Creo Simulate presenta una funzione di auto-mesh ben funzionante che si adatta alle dimensioni e alla geometria del pezzo a cui è applicata. Nonostante questo, è possibile visualizzare la mesh e, nel caso in cui sia necessario, intervenire agendo su diversi parametri presenti nelle funzionalità di Creo. Per esempio, è possibile intervenire forzando la dimensione massima degli elementi, oppure quella minima, oppure definire delle zone in cui infittire maggiormente la mesh e diverse azioni simili. Il tempo di calcolo aumenta rapidamente con il numero di elementi nel modello, difatti è approssimativamente proporzionale al quadrato del numero di gradi di libertà. I gradi di libertà sono le possibili direzioni di movimento dei nodi, in genere ogni nodo ha 6 gradi di libertà: 3 traslazioni e 3 rotazioni.

- elementi solidi (pentaedro, tetraedro, esaedro): 3 gradi di libertà (3 traslazioni);
- elementi shell (triangolo, quadrato): 6 gradi di libertà (3 traslazioni e 3 rotazioni);
- elementi trave: 6 gradi di libertà (3 traslazioni e 3 rotazioni).

3.4.2 Processing, risoluzione del modello

In questa fase vengono applicate le condizioni al contorno, ossia i carichi e vincoli che sono gli strumenti utilizzati per tradurre la realtà in un modello risolvibile dal computer. Possiamo andare ad applicare le condizioni al contorno su nodi o sulle superfici, verranno specificati in seguito in base alle prove prese in considerazione nell'analisi.

Questa è la fase di risoluzione del modello strutturale e viene gestita dal programma in base alle istruzioni per la risoluzione numerica predefinite dall'utente; il solutore verifica il collegamento tra i nodi del modello, e la correttezza del modello strutturale creato, ovvero delle caratteristiche degli elementi sia in termini di geometria interna che di materiale.

3.4.3 Post-processing

È la fase di valutazione dei risultati e consiste nell'analisi della risposta strutturale elaborata dal risolutore numerico. Possiamo andare ad analizzare risultati in termini di tensioni-deformazioni, di caratteristiche di sollecitazione, di spostamenti e di reazioni vincolari; tale valutazione può essere svolta qualitativamente per via grafica e in maniera più accurata leggendo da opportuni tabulati prodotti automaticamente dal programma di calcolo o creati dall'utente.

Capitolo 4

Modellazione e analisi FEM dei componenti

Oggetto di questo capitolo è il processo di progettazione che ha portato alla configurazione finale del telaio, obiettivo di questo lavoro e dei vari afferraggi tra questo, il banco e la cabina. Verranno ripercorsi i vari passaggi di modellazione e validazione dei componenti realizzati tramite simulazioni statiche e calcolo di rigidezze.

4.1 Specifiche di progetto

Le specifiche di progetto usate come criterio di progettazione sono le seguenti:

- Obiettivo primario è il montaggio della cabina GPL 2.3. Nonostante questo, il telaio deve essere modulabile per altre tipologie di cabina in modo da poter replicare la prova anche su modelli differenti;
- La struttura deve essere abbastanza resistente da sopportare una accelerazione di 3g della cabina.

Oltre a questi aspetti, un altro criterio molto importante tenuto in conto nel lavoro è stato quello di realizzare pezzi il più semplice possibile dal punto di vista delle lavorazioni che richiedono. Questo è un aspetto importante perché internamente all'area testing dello stabilimento è presente un reparto di carpenteria dotato di alcune macchine utensili. Le macchine utensili presenti in questo reparto non sono numerose o particolarmente all'avanguardia, però consentono di eseguire la maggior parte delle lavorazioni senza doversi rivolgere a terzi per la realizzazione dei banchi prova. Realizzare internamente un pezzo consente un notevole abbattimento dei costi e dei tempi di produzione e quindi, in tutti i casi in cui sia fattibile, la politica è quella di realizzare pezzi di facile fattura o comunque realizzabili dalle MU interne. Un esempio è quello di partire da elementi molto semplici, come scatolati o lamiere, e dalla loro combinazione realizzare i pezzi finali.

Sulla base di queste specifiche sono state prese le scelte di progetto. In particolare, partendo dalla modellazione di diverse configurazioni possibili, si è valutata dapprima la resistenza delle singole parti e in seguito la loro possibilità di interfacciarsi con diversi modelli di cabina.

4.2 Materiale

Nella libreria di Creo sono presenti diversi materiali con assegnati i valori delle proprietà meccaniche, fisiche e termiche. Nel lavoro di tesi sono state eseguite analisi statiche e dinamiche, quindi i valori di interesse dei materiali di cui sono composti i vari componenti sono:

- Densità $[Kg/m^3]$
- Modulo di Young [MPa]
- coefficiente di Poisson
- tensione di snervamento [MPa]
- tensione di rottura [MPa]

Per i componenti modellati, in questo lavoro, si è inserito il materiale sy235 non presente nel data-base. A questo materiale si sono assegnate le costanti di interesse riportate in tabella 4.1.

Coefficiente di Poisson	$0,\!3$	
Modulo di Young	210000	MPa
Coefficiente di espansione termica	$1,2e^{-}0,5$	$/\mathrm{C}$
Tensione di snervamento	235	MPa
Tensione di rottura	360	MPa

Tabella 4.1: sy 235

4.3 Telaio

La prima parte modellata è stato il telaio. Il tentativo è quello di realizzarlo il più semplice possibile e per fare questo si sono utilizzate delle travature a H perimetrali saldate tra loro e altre centrali poste per rafforzare la struttura. Le travi utilizzate sono delle HEB 180, per cui con larghezza 180mm e altezza sempre di 180mm, come si vede in figura 4.1 dove si vedono tutte le grandezze da catalogo.



								Momenti di inerzia		Moduli di resistenza		Raggi di inerzia	
Sigla HEB	b mm	h mm	a mm	e mm	r mm	Peso kg/m	Sezione cm ²	Jx cm ⁴	Jy cm ⁴	Wx cm ³	Wy cm ³	ix cm	iy cm
100	100	100	6,0	10,0	12	20,4	26,04	449,5	167,3	89,91	33,45	4,16	2,53
120	120	120	6,5	11,0	12	26,7	34,01	864,4	317,5	144,1	52,92	5,04	3,06
140	140	140	7,0	12,0	12	33,7	42,96	1.509	549,7	215,6	78,52	5,93	3,58
160	160	160	8,0	13,0	15	42,6	54,25	2.492	889,2	311,5	111,2	6,78	4,05
180	180	180	8,5	14,0	15	51,2	65,25	3.831	1.363	425,7	151,4	7,66	4,57
200	200	200	9,0	15,0	18	61,3	78,08	5.696	2.003	569,6	200,3	8,54	5,07

Figura 4.1: Dimensioni trave HEB 180.

Nella parte inferiore del telaio sono aggiunti, tramite saldatura, degli scatolati con il duplice scopo di rendere stabile l'appoggio al suolo del telaio e di permetterne la movimentazione tramite muletto. Questi sono di due dimensioni differenti perché i due scatolati destinati all'ingresso delle forche hanno dimensioni maggiori. Le due dimensioni effettive sono quindi di 150x250x5 mm e 150x150x5 mm come mostrato nella figura 4.2 presa dal catalogo.



Figura 4.2: Dimensioni degli scatolati prese da catalogo

Per facilitare la movimentazione dell'intera struttura ed il suo montaggio sono previste due modalità di afferraggio e trasporto. La prima è quella già citata del muletto, per cui sono aggiunti inferiormente gli scatolati. La seconda modalità di movimentazione prevista è tramite la "valla", questo è il nome del costruttore della gru presente nello stabilimento utilizzata per la movimentazione di diversi carichi molto pesanti. La valla termina con un gancio collegato al braccio telescopico al quale vengono collegate quattro cinghie. Per consentirne l'utilizzo si realizzano quattro fori agli estremi del telaio che saranno sede di quattro golfari, dentro i quali faranno presa i ganci posti al termine delle cinghie.

Sulla parte laterale, ai quattro angoli del telaio, sono saldati dei supporti atti a reggere gli agganci del telaio con il banco prova. Questi supporti presentano un foro centrale dove si andranno a inserire gli agganci con i due fori anteriori leggermente più grandi di quelli posteriori. Questa differenza è dovuta al fatto che gli agganci anteriori, diversamente da quelli posteriori, devono avere libero il grado di libertà rotazionale e quindi è necessario l'inserimento di una boccola tra il foro del supporto e l'albero terminale dell'aggancio. Su questi quattro elementi è presente un altro foro filettato nel quale faranno presa i golfari.

In base a quanto descritto finora, sono inizialmente ideate quattro diverse configurazioni del telaio riportate in figura 4.3.



Figura 4.3: Possibili configurazioni di telaio

4.3.1 Calcolo rigidezze

Una volta ipotizzate diverse configurazioni perseguibili, si è approfondito lo studio per ricercare quale fosse quella ottimale. Si è partito calcolando le rigidezze delle quattro soluzioni per effettuarne un paragone, proseguendo poi con la simulazione del trasporto, e in ultima analisi si sono simulate le prove strutturali di esercizio.

Flessione longitudinale

Per il calcolo della rigidezza flessionale si è trattato l'intero telaio come una trave incastrata ad una sua estremità e con un carico imposto sull'altro estremo. La rigidezza è calcolata come

$$K = \frac{M}{\theta} \tag{4.1}$$

con

- K rigidezza torsionale [Nm/°],
- M momento (F) [Nm],
- θ angolo di deflessione della "trave" [°].

Ovviamente, il valore di rigidezza ottenuto è indipendente dal valore di forza applicato e, come verifica, sono state eseguite più prove con carichi diversi che hanno portato allo stesso valore di rigidezza. La prova riportata in figura 4.4 è stata eseguita applicando un carico di 3000 N, ottenuto moltiplicando il peso approssimativo della cabina di 1000 Kg per un'accelerazione di 3g.



Figura 4.4: Simulazione realizzata per il calcolo della rigidezza flessionale longitudinale dei quattro telai

Applicando una forza di 3000 N, noto il braccio di 2555.3 mm, si ottiene un momento di 76659 Nm. Questa è la simulazione di riferimento presa in considerazione per il paragone delle rigidezze dei quattro telai. L'angolo di flessione invece è valutato in base ai valori di deformazione ottenuti dalla simulazione tramite

$$\theta = \arctan(\frac{\delta}{l}) \tag{4.2}$$

I valori numerici di deformazione lineare δ , ottenuti dalle simulazioni e quelli ricavati analiticamente di deformazione angolare θ e rigidezza K, sono riportati in tabella 4.2.

Si ricorda che i parametri fissi sono:

- Forza applicata F = 1000 N;
- Braccio L=2555.3 mm;
- Momento M = 76659 Nm.

n	$\delta_{MAX}[mm]$	$\theta[^{\circ}]$	K[KNm/°]
1	14,14	$0,\!053$	$1450,\!85$
2	$14,\!17$	0,053	$1447,\!85$
3	$21,\!48$	0,08	$954,\!97$
4	$14,\! 6$	0,054	$1403,\!65$

 Tabella 4.2:
 Calcolo rigidezza flessionale longitudinale

La considerazione ulite estrapolabile da questi dati è la presenza di tre telai su quattro con rigidezza molto simile e maggiore rispetto al telaio numero 3 che risulta essere meno rigido. Questa caratteristica è subito chiarificata dalla figura 4.3 nella quale si vede che la differenza strutturale più evidente è la mancanza nel telaio 3 di una travatura centrale che corra lungo tutta la lunghezza; e con questo si spiega facilmente il valore decisamente minore di rigidezza longitudinale. È utile tenere a mente questa caratteristica per unirla alle altre considerazioni che emergeranno nelle prove successive.

Flessionale trasversale

Questa prova è eseguita in maniera analoga a quella precedente, spostando il vincolo lungo una trave laterale del telaio e applicando il carico sul lato opposto. Anche in questo caso si sono eseguite più prove con diversi carichi al fine di ottenere un risultato più robusto. Una volta trovate le rigidezze dei quattro telai le si sono messe a confronto sempre con lo scopo di effettuare un paragone tra le diverse soluzioni disegnate. Quindi i valori di rigidezza ottenuti non sono da paragonare a quelle di una drive-line esistente in un trattore; ma semplicemente a quelle delle altre possibili strutture analizzate.

I dati riportati in tabella 4.3 sono relativi alla prova eseguita simulando un carico di 3000N distribuito sul lato del telaio. In questo caso il braccio della forza è ridotto a l = 1855.3 mm e quindi il momento applicato è M=55659 Nm.

n	$\delta_{MAX} [\mathrm{mm}]$	$\theta[^{\circ}]$	$K[K \cdot Nm/^{\circ}]$
1	11,95	0,062	905
2	$11,\!23$	0,058	$962,\!92$
3	$7,\!42$	0,038	$1458,\!36$
4	$6,\!42$	0,033	1684,2

 Tabella 4.3:
 Calcolo rigidezza flessionale trasversale

Torsionale

Per eseguire le misurazioni di rigidezza torsionale si sono presi come riferimento i test realizzati sui telai automobilistici. Nel documento "Progetto e sviluppo di un telaio a traliccio di tubi in acciaio per vetture FSAE"[16] vengono descritti e studiati diversi metodi seguiti per analizzare la rigidezza torsionale di un telaio. Di questi vengono riportati in tabella quattro possibilità significative valutate per il calcolo di rigidezza torsionale del telaio oggetto di questo lavoro.



Figura 4.5: Possibilità di valutazione della rigidezza torsionale in un telaio automobilistico

Di queste quattro soluzioni riportate si è presa come riferimento l'ultima, ossia la quarta. Questo perché il telaio in questione non prevederà delle sospensioni ma verrà assemblato direttamente con i mozzi di collegamento al banco e inoltre, come emerge sempre dallo stesso articolo, non sussistono significative differenze tra la soluzione 2 e 4. Nonostante la configurazione scelta come riferimento sia la numero 4, le simulazioni FEM eseguite presentano una differenza sostanziale rispetto a quanto raffigurato per quanto riguarda il posizionamento dei vicoli e dei carichi. Questi infatti non sono applicati sui mozzi ma sull'estremità del telaio come si vede in figura 4.6.



Figura 4.6: Simulazione utilizzata per il calcolo della rigidezza torsionale dei quattro telai

L'applicazione dei carichi e dei vincoli, come riportato in figura 4.6, non comporta variazioni nei valori di rigidezza ottenuti. Infatti, se la stessa prova fosse eseguita considerando anche la presenza dei mozzi, l'effetto sarebbe quello di un aumento di braccio, e quindi di momento, uguale per tutti e due i lati. Tale incremento del momento causerebbe di sicuro un aumento di deformazione ma non di rigidezza.

Definito quanto descritto finora, si è passato alla parte di simulazione per risalire alla deformazione lineare del telaio. Anche questa rigidezza, analogamente a quelle flessionali, è stata ricavata come momento su deformazione angolare. Sarà quindi necessario ricavare la deformazione angolare da quella lineare tramite la misura del braccio.

Considerando la simulazione FEM, sarebbe sufficiente l'applicazione di una sola forza ma per analogia alle procedure attuate sui telai automobilistici, e per la possibilità eventuale di replicare tale prova sperimentalmente, anche la simulazione è realizzata con due forze di uguale modulo e direzione opposta. Nel caso preso in analisi per effettuare il paragone tra i telai, le due forze sono ciascuna di 3000N. Essendo fisso il valore dell'interasse, pari a I= 2000 mm, la coppia esercitata sarà sempre pari a

$$C = F_1 \frac{I}{2} + F_2 \frac{I}{2} = 60000Nm \tag{4.3}$$

L'angolo di rotazione invece è da valutare caso per caso, in base ai risultati forniti dalla simulazione FEM.

Nota la deformazione massima lineare, si ricava che

$$\theta = \arctan(\frac{\delta}{I/2}) \tag{4.4}$$

I valori di deformazione angolare, lineare e di rigidezza sono riportati nella seguente tabella 4.4.

n	δ_{MAX}	θ	Κ
	[mm]	[°]	$[kNm/^{\circ}]$
1	34,94	0,29	179,9
2	$30,\!63$	$0,\!03$	$205,\!19$
3	$31,\!93$	0,032	$196,\!87$
4	$29,\!64$	0,03	$212,\!05$

Tabella 4.4: Calcolo rigidezza torsionale

4.3.2 Riepilogo rigidezze e prima scrematura

Finito il calcolo delle rigidezze è possibile riportare i valori in tabella 4.5 per un confronto.

n	Rigidezza longitudinale	Rigidezza trasversale	Rigidezza torsionale
	[KNm/°]	[KNm/°]	[KNm/°]
1	1450,8499	$905,\!0235$	179,9231
2	1447,8393	$962,\!9156$	$205,\!1912$
3	954,9693	$1458,\!3636$	196,8684
4	1403,6454	$1684,\!2254$	$212,\!0475$

Tabella 4.5: Riepilogo delle rigidezze longitudinali, trasversali e torsionali dei quattro telai

I dati presenti in tabella 4.5 sono da prendere come uno dei numerosi fattori che influiscono sulla scelta progettuale. È quindi necessario dare a ogni elemento tenuto in considerazione, compresi questi numeri, il giusto peso in modo che sia da vero supporto nella progettazione.

Alla luce di questo, dal punto di vista delle rigidezze, il dato da monitorare con più attenzione è quello della rigidezza longitudinale. Questo perché un valore basso di rigidezza longitudinale è indice di una grande deformazione lungo quella direzione, essendo la dimensione maggiore. Per questo motivo il telaio numero 3 è più svantaggioso rispetto agli altri che hanno rigidezze longitudinali decisamente maggiori. Un discorso simile si può fare per gli altri valori di rigidezza, considerando però che questi hanno meno rilevanza dato che influiscono meno sulle deformazioni della struttura. Il telaio 4 è quello con valori di rigidezza maggiori; mentre l'1, il 2 e il 3 presentano qualche punto debole con il 3 che, come detto, ha un valore basso nella rigidezza più critica.

Considerando che sopra questi telai si dovrà fissare una cabina con interposti dei fissaggi progettati appositamente, si possono trarre altre considerazioni importanti chiedendosi quanto ciascun telaio permetta la realizzazione di tali fissaggi. Partendo dal telaio 3, la mancanza di una nervatura centrale lungo la parte posteriore rende più difficile il posizionamento del supporto posteriore per la cabina. Senza un appoggio centrale l'unica possibilità è quella di scaricare il peso interamente sui bordi esterni causando ampie deformazioni e punti di alta concentrazione degli sforzi. Al contrario, le soluzioni numero 1, 2 e 4 possiedono una travatura centrale che facilita il posizionamento del supporto posteriore della cabina. Il problema del telaio 2 è nella parte anteriore che, per come è realizzato, garantisce una grande rigidezza ma rende difficile la realizzazione di un supporto che ben si vincoli alla struttura e riesca a sorreggere le staffe anteriori con cui termina la cabina. Da

Nelle quattro configurazioni di telaio ipotizzate non sussistono problemi di tipo realizzativo e neanche di tipo economico dato che sono tutte realizzabili in modo

molto semplice tramite saldatura di travi standard a H e altre lavorazioni comunque non complicate

Un aspetto molto importante, perché presente nelle specifiche di progetto, è l'adattabilità di questi telai a reggere diversi modelli di cabina. Se si considera il telaio numero 2, oltre alla difficoltà prima descritta di realizzazione di un supporto per la cabina, anche se si riuscisse a realizzare tale supporto, questo sarebbe strettamente vincolato alle dimensioni e alla geometria della cabina GPL 3.2 rendendo praticamente impossibile il futuro assemblaggio di una cabina di dimensioni minori. Un discorso molto simile è da fare per il telaio 3, che presenta una geometria molto simile al 2. Sotto questo punto di vista la soluzione 1 è la migliore di tutte perché anche l'ultima, la numero 4, sebbene sia migliore della 2 e 3, possiede una travatura trasversale che renderebbe molto difficile la realizzazione di un nuovo supporto per cabine più piccole di quella presa in considerazione adesso.

A questo punto, sulla base delle considerazioni espresse finora, si è scartato il telaio numero 2 perché presenta delle caratteristiche che non lo rende idoneo a quanto richiesto. Si proseguirà quindi nelle prove successive considerando solo più tre delle proposte iniziali. In verità le prove realizzate da ora non sono severe ma mirano verificare il corretto funzionamento di quanto realizzato. Nel caso probabile in cui non si riscontrassero problemi si procederà quindi considerando quanto già espresso per decidere quale sarà la geometria effettiva del telaio.

4.3.3 Movimentazione

In seguito alle prove eseguite per misurare la rigidezza si sono realizzate delle simulazioni FEM per testare la movimentazione della struttura. Tali prove hanno come scopo quello di verificare che le deformazioni non siano eccessive e le tensioni non siano troppo elevate. Essendo in generale questi obiettivi largamente rispettati, le prove sono state realizzate in modo molto severo prendendo delle scelte ampiamente peggiorative rispetto alle condizioni reali. In maniera analoga alle altre prove si è preso come peso di riferimento della cabina 1000 Kg e 3g come accelerazione massima a cui è sottoposta la struttura. Come già detto le modalità previste per la movimentazione del telaio sono tramite il muletto e la "valla".

Muletto

Per la movimentazione tramite muletto sono stati aggiunti nella parte inferiore del telaio degli scatolati che, oltre alla funzione di appoggio, permettono anche l'ingresso delle forche del muletto. Le dimensioni degli scatolati sono già state riportate precedentemente in figura 4.2 e in particolare i due posti centralmente permettono la presa da parte del muletto mentre gli altri sono più piccoli e servono ad aumentare la stabilità della struttura quando è appoggiata a terra. Sebbene le funzioni principali degli scatolati siano quelle di appoggio e trasporto, la loro aggiunta ha come ulteriore effetto quello di irrigidire la struttura sia per quanto riguarda la rigidezza trasversale sia per quella torsionale. La movimentazione tramite muletto è quella che si ipotizza verrà utilizzata maggiormente perché consente di sorreggere e spostare la struttura anche con la cabina già montata sul telaio, mentre questa operazione è difficile utilizzando la valla.

Per simulare il più fedelmente possibile la presa da parte delle forche, nella simulazione si sono aggiunti due vincoli sulle facce superiori degli scatolati centrali, mentre il carico è stato ripartito a metà ai due estremi della struttura come mostrato dalla figura 4.7.



Figura 4.7: Simulazione utilizzata per la verifica della movimentazione tramite muletto

Come già detto questa prova è stata realizzata prendendo delle scelte peggiorative rispetto alla situazione reale. I due carichi d 15000 N derivano dalla divisione a metà del carico totale di 30000 N, ossia il peso della cabina di 1000 Kg, moltiplicato per una accelerazione di 3 g. L'aspetto peggiorativo è la scelta di applicare questi carichi agli estremi del telaio imponendo quindi un braccio maggiore rispetto a quello effettivo dato che la cabina andrà a scaricare il suo peso quasi sopra i vincoli. Nell'esecuzione della simulazione si è partito da telaio 1 il cui risultato in termini di deformazioni e tensioni è riportato in figura 4.8.

Test sollevamento muletto - telaio 1



Figura 4.8: Risultati della simulazione di trasporto del telaio 1 tramite muletto in termini di deformazioni e sforzi.

Come ci si aspettava queste prove non hanno dato problemi sia per quanto riguarda le deformazioni, essendo la deformazione massima di 0.3 mm molto bassa, sia per quanto riguarda le tensioni con una massima di 87 Mpa. Si passa ora al telaio 3 i cui esiti della simulazione sono riportati in figura 4.9.

Test sollevamento muletto - telaio 3



MAX = 0,27 mm

forzi (Von Mises) [MPa] MAX = 100 MPa



In questo caso si ottengono dei valori di deformazione migliori rispetto al caso precedente del telaio 1. La deformazione massima infatti è di 0,27 mm. Al contrario però risultano delle tensioni maggiori con picchi che, sebbene siano concentrati, raggiungono i 100 MPa. In ultimo si riportano i risultati della simulazione realizzata sul telaio 4.



Test sollevamento muletto - telaio 4

Figura 4.10: Risultati della simulazione di trasporto del telaio 4 tramite muletto in termini di deformazioni e sforzi.

Stesso discorso già fatto nell'analisi dei risultati precedenti si può ripetere per questo telaio in cui sia le deformazioni che le tensioni sono quasi dimezzate rispetto al telaio 1 e 3, quindi anche in questo caso la verifica è andata a buon fine.

Valla

La "valla" è il nome dell'azienda produttrice della gru utilizzata per movimentare i carichi in sala 16, quella del banco four poster. Questo è il nome con cui viene chiamata nell'azienda e di conseguenza in questo lavoro. Per permettere la presa del telaio da parte della valla sono stati realizzati ai quattro vertici del telaio dei fori filettati dentro i quali verranno posizionati i golfari. I golfari vengono poi agganciati a quattro cinghie a loro volta legate al supporto superiore direttamente controllato dalla valla. I golfari sono presi da catalogo con filettatura M42 e dimensioni riportate in figura 4.11.



Figura 4.11: Dimensioni golfari prese da catalogo.

Questo tipo di trasporto è comodo quando si muove il telaio senza la cabina montata sopra altrimenti c'è il rischio che le cinghie interferiscano con questa. La prova eseguita in questo paragrafo è comunque realizzata ipotizzando un sollevamento con la cabina caricata e una accelerazione di 3g. Per effettuare la prova di sollevamento dei due telai caricati della cabina tramite la gru si è lanciata una simulazione ponendo come vincoli fissi i 4 fori sedi dei golfari e aggiungendo uno sforzo uniformemente distribuiti di 30000N sulla superficie del telaio, come si vede in figura 4.12.



Figura 4.12: Simulazione utilizzata per la verifica della movimentazione tramite valla.

Imponendo un carico uniformemente distribuito sulla superficie si compie una inesattezza approssimando la situazione reale. La cabina infatti agirà solamente sui suoi supporti che scaricheranno il peso sul telaio in zone ristrette. Si osserveranno quindi, nel caso reale, zone più scariche e zone di maggiore concentrazione degli sforzi, cosa che in questa simulazione è stata trascurata. Questa approssimazione sembra addolcire la prova che però è realizzata considerando la cabina accelerata di 3g cosa che non avverrà mai essendo questa una simulazione di trasporto e quindi una prova di per sé statica. Di seguito vengono riportati i risultati della simulazione sul telaio 1 in termini di deformazioni e tensioni (figura 4.13).



Test sollevamento valla - telaio 1

Figura 4.13: Risultati della simulazione di trasporto del telaio 1 tramite valla in termini di deformazioni e sforzi.

Da quello che si osserva nella figura 4.13 le deformazioni in questo caso sono lievi essendo di circa 0.3 mm. Le tensioni calcolate invece raggiungono valori abbastanza alti anche se ancora accettabili. Analizzando però un po' più nel dettaglio le tensioni si nota subito che questi picchi sono presenti in punti isolati in zone geometricamente particolari come le sedi dei golfari. Si possono considerare quindi questi valori frutto di punti di singolarità in cui l'auto-mesh fatica a seguire la geometria e quindi ne conseguono valori sballati. Se si volesse realizzare una analisi più approfondita una strada percorribile sarebbe quella di lavorare sulla mesh per eliminare queste singolarità. Questa operazione non verrà eseguita in questo caso dato che le condizioni con cui la simulazione è stata realizzata sono molto peggiorative e che comunque i valori ottenuti risultano accettabili.

Deformazione [mm] MAX = 0,34 mm

Sforzi (Von Mises) [MPa] MAX = 152 MPa

Esistono comunque diverse strategie per la stima delle tensioni effettive nei punti di singolarità seguendo le quali si ottengono valori più realistici [17]. In figura 4.14 sono invece riportate le deformazioni e le tensioni del telaio 3.



Test sollevamento valla - telaio 3

Deformazione [mm] MAX = 0,3 mm

Sforzi (Von Mises) [MPa] MAX = 157 MPa

Figura 4.14: Risultati della simulazione di trasporto del telaio 3 tramite valla in termini di deformazioni e sforzi.

Il telaio 3 risulta molto simile al numero 1 per quanto riguarda questa prova di movimentazione. Infatti, si ottengono pressoché le stesse deformazioni e anche le tensioni registrate sono le stesse. Valgono perciò tutte le considerazioni fatte per il caso precedente soprattutto per quanto riguarda le tensioni. Anche in questo caso infatti si hanno tensioni bassissime su praticamente tutta la struttura tranne che negli agganci dei golfari, dove però mancano i supporti con i fori nei quali si avviteranno. Si considerano dunque accettabili questi risultati in virtù delle condizioni in cui è eseguita la prova e del loro valore comunque limitato. In ultimo, in figura 4.15, si riportano gli esiti del calcolo sul telaio 4.



Test sollevamento valla - telaio 4

Figura 4.15: Risultati della simulazione di trasporto del telaio 4 tramite valla in termini di deformazioni e sforzi.

Anche questa prova è ben superata dato che restituisce valori ancora al di sotto di quelli del telaio 1. A questo punto, terminate le prove, occorre scegliere uno tra i tre telai rimanenti. La scelta è ricaduta sul telaio 1. Questa scelta è stata presa perché al contrario del telaio 4 sulla prima soluzione è possibile montare non solo la cabina oggetto di studio, ossia la GPL 3.2, ma è modulabile per numerose cabine di taglia minore. Per quanto riguarda il telaio 3 invece, hanno giocato a suo sfavore le considerazioni espresse in precedenza circa la difficoltà a realizzare un supporto anteriore per la cabina. Inoltre anche questa soluzione non permette il posizionamento di diverse tipologie di cabina. Quindi, sebbene le simulazioni abbiano indicato l'ipotesi 4 come quella più prestazionale, la scelta è ricaduta sul telaio 1.

4.4 Aggancio posteriore cabina

Il fissaggio che vincola posteriormente la cabina al telaio è stato il primo elemento progettato in seguito alla scelta del telaio stesso. L'obiettivo nella progettazione di questo pezzo è quello di avere una struttura solida ma allo stesso tempo di facile realizzazione. L'intenzione infatti è quella, nel limite del possibile, di realizzare l'aggancio con le macchine utensili presenti nello stabilimento.

Passaggio molto importante per la realizzazione di questo pezzo è lo studio delle

sospensioni posteriori con cui termina la cabina, e che dovranno ancorarsi a questo aggancio, per capire dove viene scaricato maggiormente il peso. In figura 4.16 è riportata una vista posteriore della cabina che verrà montata sul banco completa delle sospensioni e delle parti terminali con cui verrà ancorata all'aggancio.





Questo sistema scarica il peso della cabina tramite le due sospensioni a molla presenti nella parte terminale, mentre gli altri due agganci fungono da appoggio e vengono caricati solo quando le molle arrivano a finecorsa.

Analizzando gli agganci della cabina e nota la geometria del telaio si è disegnato il supporto posteriore della cabina come mostrato in figura 4.17.



Figura 4.17: Modello dell'aggancio posteriore della cabina con il telaio

Il concetto alla base del componente è quello di utilizzare uno scatolato di dimensioni 300 x 100 mm e di spessore 10 mm preso da una azienda produttrice e di appoggiarlo sul telaio bloccandolo con dei vincoli. Per vincolare il supporto al telaio si sono aggiunte con una saldatura due lamiere agli estremi di spessore 15mm che presentano delle asole tramite cui verranno imbullonate al telaio. Nella parte centrale invece verranno saldate due staffe per aumentare la superficie di contatto con la travatura centrale del telaio. Per sorreggere la cabina invece si sono aggiunte due staffe saldate sulla parte inferiore dello scatolato e con una geometria tale da consentire la presa da parte delle sospensioni. Come emerso dall'analisi delle sospensioni questi sono i punti in cui si scarica la maggior parte del peso della cabina e quindi quelli più critici dal punto di vista degli sforzi a cui sono sottoposti. Oltre a queste staffe si sono aggiunti, sempre per saldatura, due blocchi sulla parte superiore che permettono l'appoggio da parte degli altri agganci della cabina. Le due lamiere messe come "coperchio" dello scatolato servono a irrigidire la struttura. Una volta modellato il tutto come unica parte sul software si è passato alla verifica tramite della analisi FEA statiche. Il materiale impostato è sempre lo stesso [tab. 4.1] e per la creazione della mesh si è impostata l'auto-mesh di CREO che generalmente funziona molto bene. Per impostare i vincoli della simulazione si sono create delle surfaces sulla parte inferiore dell'aggancio in corrispondenza di dove questo si appoggia sul telaio. Saranno infatti queste le superfici sulle quali verrà scaricata la forza. Per l'applicazione dei carichi invece si sono dovute fare delle assunzioni, la prima delle quali è che il peso totale della cabina si distribuisca perfettamente a metà tra l'anteriore e il posteriore, e la seconda è che la parte di peso giunta al posteriore si ripartisca nuovamente in parti uguali tra le due sospensioni. Sebbene queste due ipotesi siano molto difficili da verificare risultano essere realistiche e soprattutto, in mancanza di dati, le più logiche da percorrere. Ragionando sempre in modo cautelativo si considera un coefficiente di sicurezza abbastanza elevato da sopperire a queste imprecisioni. Attuando nella simulazione la logica di distribuzione del peso descritta, si sono applicate due forze uguali di 7500N sulle staffe che sorreggeranno le sospensioni a molla mentre sugli altri blocchi si sono impostate due forze molto minori da 1000 N. Il risultato è riportato graficamente in figura 4.18.



Figura 4.18: Rappresentazione dei vincoli e dei carichi applicati all'aggancio posteriore per la verifica statica

Nella fase di post processing si sono presi in considerazione principalmente i grafici riguardanti l'andamento delle tensioni di Von Mises e quello delle deformazioni. Partendo dalle tensioni si riporta il risultato in figura 4.19



Figura 4.19: Tensioni di Von Mises sull'aggancio posteriore

I valori restituiti dal calcolo analitico risultano essere decisamente buoni considerando che la tensione massima calcolata è di 63 MPa. Inoltre, guardando il grafico, si nota che la struttura è praticamente tutta scarica, con le superfici più estese che risentono di tensioni basse. Il punto di picco delle tensioni infatti risulta essere in una zona in cui la curvatura della geometria è molto stretta, figura 4.20, ed è quindi difficile per il software effettuare la discretizzazione.



Figura 4.20: Punto di singolarità del modello

Per agire su questo difetto della simulazione il tentativo è stato quello di variare la dimensione degli elementi che compongono la mesh, per effettuare un'analisi di convergenza. Questo procedimento però non ha portato ad un valore stabile del picco dando ragione all'ipotesi iniziale che si tratti di una una singolairtà. Soddisfatti comunque del risultato ottenuto si è reputata verificata dal punto di vista tensionale la struttura realizzata.

Dopo le tensioni di Von Mises si sono prese in considerazione le deformazioni dell'aggancio. Questo parametro prende una maggiore consistenza quando calcolato sull'intera struttura, composta di telaio e agganci, e non sulla singola parte. Questo perché nella simulazione si è obbligati a considerare i vincoli come infinitamente rigidi mentre nella realtà la deformazione del vincolo si andrà a sommare a quella del componente in prova. Per esempio, il telaio su cui appoggia l'aggancio in questa simulazione è considerato come vincolo fermo mentre nella pratica avrà ovviamente una sua cedevolezza. Fatta questa considerazione rimane comunque utile analizzare gli spostamenti di questa singola parte per avere un indice della sua rigidezza. In figura 4.21 è riportato l'esito della simulazione che presenta spostamenti molto bassi, con un massimo di 0.04 mm, valore che dice di una elevata rigidezza del componente.



Figura 4.21: Deformazioni aggancio posteriore

4.5 Aggancio anteriore cabina

La modellazione dell'aggancio frontale della cabina sul telaio ha richiesto un gran lavoro dal punto di vista progettuale perché la conformazione della cabina rende molto difficile la creazione di un supporto che ben si vincoli a questa e allo stesso tempo riesca a distribuire il peso sul telaio. Come mostrato in figura 4.22 la cabina presenta due staffe di grandi dimensioni con superficie verticale sulle quali appoggiano direttamente i silent-block. Questo significa che tutto il peso di cui è caricato l'anteriore passa da queste staffe.



Figura 4.22: Visione frontale della cabina con staffe terminali messe in evidenza

Analogamente a come proceduto nella progettazione del telaio anche in questo caso si sono ipotizzate numerose architetture plausibili successivamente analizzate per trovare quale fosse quella più indicata. La logica con cui questi supporti sono pensati è sempre quella di ottenere strutture semplici sia dal punto di vista realizzativo che dal quello del montaggio per facilitare il lavoro degli operatori. Tra le varie opzioni disegnate le tre di figura 4.23 si sono rivelate come più significative.



Figura 4.23: Possibili soluzioni per aggancio frontale telaio cabina

Di queste tre possibili soluzioni si è, come prima cosa, realizzata una analisi FEM statica per ricercare l'andamento delle tensioni di Von Mises. In tutti e tre i casi si sono create delle superfici di vincolo in corrispondenza delle aree di contatto tra il supporto ed il telaio ipotizzandoli come vincoli rigidi. Per le forze si è adottata la stessa ipotesi già utilizzata nello studio dell'aggancio anteriore ossia quella di ipotizzare come peso totale metà del peso della cabina e di dividerlo precisamente a metà tra le due staffe. Per questo motivo in corrispondenza di ogni silentblock è stata applicata una forza verso il basso di 7500 N. Il materiale assegnato è sempre il solito con le caratteristiche riportate in tabella 4.1. La creazione della mesh è stata affidata all'automesh di CREO dato che questa funzione si è rivelata in generale molto affidabile riuscendo in quasi tutti i casi a effettuare una buona discretizzazione del modello. Per queste simulazioni qualche inconveniente nella generazione ella mesh è presente e per questo si è intervenuto, laddove possibile, variando la geometria nei punti critici o la dimensione degli elementi che compongono la mesh. Qualche singolarità è rimasta comunque presente, per questo occorrerà valutare con occhio critico i risultati provenienti dal calcolo. I risultati grafici di queste simulazioni sono riportati in figura 4.24 con i rispettivi valori di tensione massima calcolata.



Figura 4.24: Andamento delle tensioni di Von Mises sulle tre ipotesi di aggancio anteriore cabina-telaio

I risultati di figura 4.24 sono già l'esito di diverse prove nelle quali si è aggiustato sia il modello, variando la geometria laddove necessario, sia i parametri della simulazione, in particolar modo i vincoli e la mesh. Per quanto riguarda le variazioni di geometria, queste hanno riguardato soprattutto lo spessore dei componenti con il fine di aumentarne la rigidezza. Le prime bozze di questi afferraggi infatti risultavano molto simili concettualmente a quelle qui presentate, ma spesso troppo cedevoli e quindi con alte tensioni interne e grandi deformazioni a carico. L'aumento di rigidezza è stato realizzato cercando di distribuire lo sforzo lungo una maggiore superficie possibile rafforzando soprattutto i tratti particolarmente sollecitati. Con questo lavoro si sono riuscite a diminuire le tensioni laddove eccessive a fronte però di una maggiore pesantezza del componente. Così facendo si sono ottenute delle tensioni ben distribuite lungo i componenti che presentano pressioni medie molto basse. In parallelo alla modifica del modello si è andato ad agire sulle caratteristiche della simulazione facendo analisi ad infittimento della mesh che in qualche caso hanno portato ad uno stabilimento delle tensioni risultanti. Come già descritto nel paragrafo precedente, i vincoli imposti in queste simulazioni sono anch'essi delle approssimazioni ideali che, ai fini di queste verifiche, simulano in modo sufficiente quelli reali, ma che a loro differenza rimangono infinitamente rigidi e si comportano quindi come appoggi non cedevoli. Questa approssimazione, accettabile per quanto riguarda l'accuratezza necessaria in queste verifiche, comporta però dei problemi a livello risolutivo per il software. Nel modello infatti si vengono a creare degli spigoli vivi, o delle geometrie particolari di dimensioni molto ridotte nelle quali il software calcola inevitabilmente tensioni elevate in modo erroneo. Questo effetto è dovuto alla difficoltà di discretizzazione di geometrie simili a quelle descritte e quindi la presenza di nodi isolati estremamente sollecitati. Questo problema si riscontra in molti casi con influenza diversa e un esempio è il punto di tensione massima presente nel supporto numero 3. Nonostante questo problema sia in parte presente, grazie alle modifiche apportate e sopra descritte, si sono riuscite a ottenere delle tensioni che rendono idonee strutturalmente tutte e tre le proposte.

Da un punto di vista economico-realizzativo tutte e tre le proposte risultano essere valide. Ogni aggancio infatti è composto dalla combinazione di elementi di semplice realizzazione uniti tra loro. Questo permette la realizzazione di tali afferraggi tramite lavorazioni base e a basso costo eseguibili internamente allo stabilimento. Per quanto riguarda invece l'assemblaggio e la maneggevolezza, non tutte e tre le configurazioni ipotizzate sono allo stesso livello. Il supporto numero 1 è composto centralmente da una grossa piastra che ha lo scopo di distribuire il peso sulla parte centrale del telaio e sulle due lamiere trasversali al telaio. Sebbene questa architettura sia funzionale e di semplice fattura, ha lo svantaggio di essere molto ingombrante, e di conseguenza pesante e difficile da maneggiare. Il fatto di dover avere a che fare con componenti pesanti e di grosse dimensioni è inevitabile se si pensa alle dimensioni della cabina da sostenere e ai carichi ai quali verrà sottoposto il supporto, nonostante questo le configurazioni 2 e 3 sono migliori da questo punto di vista rispetto alla prima.

Un altro aspetto molto importante di cui tenere conto, presente nelle specifiche di progetto, è quello di realizzare una struttura adatta a reggere la cabina GPL 3.2, ma con la possibilità in futuro di poterci adattare altre cabine di dimensioni minori. Sotto questo punto di vista la conformazione di supporto migliore è quella numero 3, che presenta delle staffe di collegamento con le lamiere trasversali al telaio facilmente spostabili e adattabili ad altre dimensioni. Ovviamente questa considerazione è vera a patto che anche nelle altre cabine si mantenga come elemento terminale le due staffe collegate ai silentblock. Anche il telaio numero 2 si adatterebbe bene ad altre cabine di dimensioni minori, variando la distanza tra le due staffe a T che appoggiano sugli scatolati. Come già per la maneggevolezza anche sotto un aspetto di modulazione il supporto numero 1 è quello con caratteristiche peggiori. Per adattare una nuova cabina infatti non basterebbe cambiare la piastra inferiore, come nel caso degli altri due telai, ma sarebbe necessario cambiare completamente anche la piastra superiore avendo questa dimensioni precise per la cabina GPL 3.2. E importante prendere in considerazione anche il modo in cui i vari supporti lavorano in condizioni dinamiche. La prova a cui verrà sottoposta la cabina infatti, simile al bump test descritto nel capitolo precedente, prevede un tempo molto lungo di lavorazione ad alte frequenze durante il quale si fanno raggiungere alla cabina le velocità desiderate. Anche in questo caso il telaio 3 ha buone caratteristiche

avendo tutti i componenti imbullonati tra loro e quindi strettamente vincolati. Quanto detto per il telaio 3 vale anche per il numero 1 che, nonostante risulti più difficile da imbullonare, ha tutti gli elementi ben vincolati. Sotto questo aspetto invece la configurazione peggiore è quella numero 2 dato che le staffe a T che si collegano alla cabina sono appoggiate sopra i due scatolati e quindi non vincolate solidamente. È presente comunque, sulla parte inferiore dell'aggancio, una piastra che impedisce il movimento, ma, nonostante questo, quella del supporto numero 2 rimane una struttura poco affidabile quando sollecitata dinamicamente ad alte frequenze. Questo problema è difficilmente risolvibile dato che vincolare in modo diverso le staffe a T non è fattibile se non tramite saldatura; ma a questo punto si renderebbe il tutto una struttura unica difficilissima da maneggiare e impossibile da modificare, andando quindi a elidere tutti i vantaggi prima esposti.

Fatte tutte le considerazioni emerge come la soluzione più indicata per svolgere da supporto frontale della cabina sia la numero 3. Una volta presa la decisione di utilizzare il supporto numero 3 si sono andati ad analizzare più nello specifico i punti di debolezza di questo componente per valutare eventuali margini di miglioramento. Di preciso l'aspetto meno performante di questo collegamento è il suo stato tensionale derivante dalle simulazioni. Detto dei limiti di calcolo del software riscontrati in tali simulazioni, restano comunque alte le tensioni raggiunte in certi punti, seppur rimangano accettabili, e soprattutto ne derivano deformazioni notevoli.



Figura 4.25: Deformazioni ottenute tramite la simulazione FEM eseguita sull'aggancio frontale numero 3.

Come si vede in figura 4.25 infatti nei punti maggiormente deformati si raggiungono valori di 0.47 mm, ritenuti troppo elevati. A questo punto si è proceduto cercando di variare leggermente questa geometria al fine di aumentare la rigidezza del supporto e di conseguenza diminuirne la deformazione massima d'esercizio. Quello che si è ottenuto è riportato in figura 4.26.



Figura 4.26: Nuova geometria aggancio anteriore.

Per aumentare la rigidezza del supporto si è pensato di aumentare il materiale che lavora a taglio. Si sono eliminate le staffe e al posto delle lamiere trasversali si sono introdotti degli angolari 150x150 mm presi da catalogo che, oltre a eseguire il collegamento tramite i bulloni, assicurano una maggiore rigidezza strutturale. Questo sviluppo della precedente ipotesi 3 di supporto conserva tutti i vantaggi preesistenti. Su questa nuova architettura si sono eseguite delle prove strutturali FEM in maniera analoga a quelle precedenti per valutare il nuovo stato tensionale e se le deformazioni risultano essere minori, i risultati sono in figura 4.27.



Figura 4.27: Tensioni e deformazioni ottenute sull'aggancio anteriore

Il grafico di sinistra di figura 4.27, che fa riferimento alle tensioni di Von Mises,

indica una tensione massima ridotta a 13,7 MPa. Questo risultato è decisamente migliore rispetto ai risultati previsti essendo la tensione massima più che un ordine di grandezza inferiore rispetto a prima. Questo risultato conferma ancora di più la conclusione tratta in precedenza per la quale i punti isolati sottoposti a tensioni molto elevate erano singolarità derivanti da imprecisioni di calcolo del software. Per quanto riguarda le deformazioni, presenti nel grafico di destra, è calcolato uno spostamento massimo di 0.02 mm. Anche in questo caso la riduzione del valore massimo rispetto a quanto calcolato prima della modifica è di circa un ordine di grandezza. Quello di ridurre le deformazioni era lo scopo principale della modifica e la geometria ottenuta si ritiene essere molto soddisfacente.

4.6 Agganci banco

I collegamenti tra il telaio ed il banco prova sono elementi molto semplici ma che richiedono una elevata rigidezza. Si differenziano tra i due dell'assale anteriore e i due del posteriore. Solitamente il banco monta i trattori privi delle ruote e quindi è pensato per essere compatibile con i mozzi ruota. Per questo motivo nella progettazione dell'interfaccia collegamento-banco si è preso spunto dai mozzi esistenti. L'altra parte, ossia l'incastro tra il collegamento e il telaio, è già stato previsto durante la progettazione del telaio ed è realizzato tramite un blocco saldato ai lati del telaio che presenta un foro interno nel quale si vincolerà il collegamento.

4.6.1 Collegamento anteriore

Il collegamento anteriore tra il telaio e il banco prova è quello più complicato dei due. Questo è dovuto a due principali motivi: il primo è che non è possibile utilizzare mozzi reali per la sua realizzazione, senza diverse lavorazioni precedenti; e il secondo è che per il funzionamento del banco è necessario che tale aggancio abbia un grado di libertà rotazionale su sé stesso. La difficoltà di utilizzare il rework di una driveline esistente per realizzare questo aggancio è dovuta al fatto che i mozzi ruota terminano con un grande contenitore al cui interno è presente un riduttore epicicloidale. In questa applicazione questo riduttore è superfluo e quindi riadattare il mozzo ruota reale comporterebbe la presenza di un grande volume inutilizzato o di lavorazioni aggiuntive per rimuoverlo. L'altro aspetto che complica la realizzazione di questo aggancio è la necessità di avere un grado di libertà rotazionale libero. Come già spiegato nel capitolo 2 la presenza di una rotazione del mozzo ruota durante il funzionamento è necessaria perché le bielle, movimentate dagli attuatori, compiono un moto circolare e quindi hanno teoricamente una sola posizione in cui riescono a sorreggere il trattore. Questo supporto quindi andrà a collegarsi alla "goccia": un collegamento a forma di camma che con la sua rotazione aggiunge un
grado di libertà traslazionale lungo la direzione longitudinale del veicolo. Sebbene questa rotazione sia necessaria, nella maggior parte delle prove, tra cui il bump test, ha una ampiezza minima durante il funzionamento essendo queste prove effettuate ad alte frequenze ma con spostamenti ridotti. Per questo motivo non si è previsto l'utilizzo di cuscinetti ma si sono progettate delle boccole posizionate tra l'aggancio ed il foro del telaio.



Figura 4.28: Modello CAD del mozzo anteriore e vista in sezione con boccole per la rotazione

In figura 4.28 è raffigurato a sinistra il modello dell'aggancio anteriore e a destra una sezione di tale aggancio posto nella sua sede del telaio, nella quale sono presenti anche le boccole. Dato che attualmente sul banco si eseguono prove su diversi modelli di trattore, nella sala sono presenti numerose "gocce" ognuna di dimensioni compatibili con un mozzo. La dimensione di questo aggancio è stata presa identica a quella di un trattore sul quale vengono eseguite le prove in modo da essere sicuri che ci sia una goccia compatibile. Per quanto riguarda la rotazione invece si è deciso di realizzare due boccole per aggancio. La scelta di metterne due è stata presa per rendere il supporto più rigido dato che gli sforzi a cui verrà sottoposto saranno molto elevati. In particolare, una boccola è messa internamente ed è forata al suo estremo per permettere il serraggio dell'aggancio tramite una vite. Internamente è inserito anche un distanziale di uno spessore leggermente maggiore rispetto alla boccola. In questo modo quando si esegue il serraggio tramite la vite l'elemento che andrà in battuta è appunto questo distanziale e non la boccola che presenterà sempre un minimo di gioco. Lo stesso principio è stato adottato per la boccola esterna le cui dimensioni fanno si che il serraggio completo gli conceda un lieve gioco. Grazie a questi giochi lasciati in fase di progetto le boccole non

saranno sottoposte ad ulteriori forze dovute al serraggio che farebbero aumentare gli attriti tra telaio e boccola durante la rotazione. Di questo aggancio si sono eseguite delle prove strutturali tramite simulazione FEM. Il materiale impostato per la simulazione è lo stesso del telaio e dei supporti cabina con le caratteristiche di tabella 4.1. Per simulare gli sforzi percepiti dal pezzo durante il funzionamento si è applicata una forza sulla superficie esterna di 7500 N. L'entità di questa forza è stata valutata sempre considerando una cabina di 1000 Kg sollecitata a 3g tenendo come ipotesi un'equidistribuzione del carico sui quattro mozzi. Come vincolo invece si è impostato l'incastro con il telaio. Inserite queste condizioni, si è creata una meshatura del modello tramite la funzione automatica dei CREO e si è fatta partire la simulazione. I risultati presi in considerazione sono stati gli sforzi e la deformazione, e sono riportati in figura 4.29.



Tensione Von Mises, MAX 18,6 [MPa]

Deformazione, MAX 0,01 [mm]

Figura 4.29: Risultati in termini di tensioni e deformazioni della simulazione effettuata sull'aggancio anteriore

I valori di tensione e deformazione massima ottenuti, e riportati in figura 4.29, sono molto bassi. Questo è indice di un aggancio molto rigido e resistente ai carichi, perciò di alte prestazioni.



Figura 4.30: Dettaglio del punto di concentrazione degli sforzi sul mozzo anteriore derivante dalla simulazione

In figura 4.30 è riportato un dettaglio del grafico delle tensioni nel quale si vede che il punto maggiormente sollecitato è in corrispondenza del gradino che va in battuta con la boccola ed è dovuto alla flessione dell'aggancio.

L'altra strada percorribile per la realizzazione di questo collegamento è quella di effettuare un rework del mozzo di un APH e, allo stesso tempo, realizzare un componente che si vincoli al banco e al rework. Come descritto in precedenza, il mozzo anteriore differisce da quello posteriore per una maggiore complessità. Non è possibile infatti utilizzarlo, neanche in seguito ad una lavorazione, per vincolarlo al telaio e, allo stesso tempo, presenta un grosso ingombro che nel trattore funge da scatola per un riduttore epicicloidale. Per questi motivi, se si vuole proseguire con questa soluzione, è necessario realizzare delle lavorazioni meccaniche sul pezzo al fine di rimuovere tutto l'ingombro e permettere la presa da parte del componente aggiuntivo. Questo componente deve essere a sua volta realizzato in mondo che sia compatibile con l'aggancio del telaio e il rework ottenuto. Questa soluzione, apparentemente più complessa, può risultare vantaggiosa nel caso in cui il pezzo precedentemente descritto e valutato risulti di dimensioni troppo grandi per essere facilmente realizzato con il tornio presente nello stabilimento.

4.6.2 Collegamento posteriore

Il collegamento posteriore telaio-banco è un elemento di facile progettazione. A differenza di quello anteriore infatti non richiede di avere dei gradi di libertà liberi e quindi può essere totalmente vincolato al telaio. Inoltre, è stato possibile utilizzare la parte posteriore della driveline di un veicolo esistente e riadattarla per renderla supporto del telaio. Nello specifico si è preso il mozzo posteriore dell'APH, il più grande veicolo montabile sul banco, e con una semplice lavorazione di taglio si

ottiene questo collegamento. Così facendo si è sicuri di non riscontrare problemi una volta che si andrà a montare il telaio sul banco, inoltre per avere il pezzo è necessario solo richiedere ai fornitori un componente già realizzato e effettuarci una lavorazione, infine anche strutturalmente su questo pezzo sono già stati eseguiti diversi test. Per la verifica di questo collegamento è stata comunque eseguita una analisi FEM per valutare i valori massimi di tensione e deformazione d'esercizio. La simulazione è stata impostata in modo analogo a quella del collegamento anteriore assumendo le stesse ipotesi e applicando gli stessi carichi e vincoli; ad eccezione del materiale che è stata lasciato quello classico del mozzo ruota originale. I risultati della simulazione sono in figura 4.31.



Tensioni Von Mises, MAX 21 [MPa]

Deformazioni, MAX 0,007 [mm]

Figura 4.31: Tensioni e deformazioni ottenute dalla simulazione eseguita sul collegamento posteriore telaio-banco

Questo componente ha caratteristiche ancora migliori rispetto all'aggancio anteriore. La tensione massima è di 21 MPa, registrata sempre nello stesso punto, mentre la deformazione massima è di 0.007mm. I risultati ottenuti certificano l'idoneità di questo re-work, come in realtà già ci si aspettava considerando che il pezzo originale è progettato per reggere l'intero veicolo mentre per questa applicazione deve sostenere solo la cabina.

4.7 Analisi FEM assieme completo

La verifica dell'assieme completo di tutte le parti si è eseguita dopo aver testato singolarmente i componenti. Questa analisi è necessaria per avere un quadro generale e per studiare l'interazione che c'è tra i vari componenti. Considerando l'intero assieme nella simulazione, si ottiene un modello più realistico di quelli utilizzati in precedenza. Questo perché quello che in precedenza era considerato come un vincolo teorico adesso è simulato con un componente e quindi vengono considerate le sue caratteristiche fisiche e geometriche. I carichi applicati sul modello sono gli stessi già inseriti in precedenza nelle simulazioni fatte sui sostegni per la cabina, sia anteriori che posteriori, figura 4.32, quindi l'ipotesi adottata per la distribuzione dei carichi è la stessa usata in tutte le simulazioni. Per i vincoli invece si sono bloccati i quattro agganci con il banco similmente a come avviene quando sul banco viene montato un trattore.



Figura 4.32: Impostazione della simulazione affettata sull'assieme completo di tutte le parti

Il materiale di ogni componente è quello impostato nelle precedenti simulazioni e per la discretizzazione si è di nuovo fatto riferimento all'auto-mesh del software. I risultati di questa simulazione, in termini di stress e deformazioni, sono riportati in figura 4.33.



Stress, Von Mises [MPa]

Deformata [mm]

Figura 4.33: Tensioni e deformazioni ottenute dalla simulazione eseguita sull'assieme completo di tutte le parti

I risultati di figura 4.33 presentano dei valori di tensione e deformazione massimi maggiori rispetto a quelli risultanti nelle simulazioni delle singole parti. In particolare, la tensione massima è di 66 Mpa ed è presente nella staffa a "C" del supporto anteriore della cabina; mentre la deformazione massima registrata è al centro del telaio con un valore di 0.2 mm. Questi valori sono comunque decisamente limitati in paragone a quanto ottenuto solitamente nei test analoghi eseguiti su veicoli interi [18]. Come detto i valori massimi sono amplificati rispetto a quelli trovati in precedenza per i motivi sopra descritti. Facendo riferimento a questa simulazione si possono comunque ritenere adatti i pezzi progettati.

Capitolo 5

Validazione del modello

5.1 Validazione statica

Per la validazione statica del modello realizzato, e utilizzato per le analisi a elementi finiti, si è effettuato un calcolo strutturale del telaio tramite la teoria della trave [19]. Per rendere possibile questo calcolo si sono fatte delle assunzioni sulla ripartizione dei carichi e si è considerata una versione semplificata del modello. Le assunzioni fatte sono le solite già prese in precedenza durante l'impostazione delle simulazioni e riguardano il peso della cabina e la distribuzione delle forze sul telaio. In particolare, la cabina è considerata di 1000 kg sottoposta ad una accelerazione di 3g. Per quanto riguarda la ripartizione di questo carico si è ipotizzato che il peso si dividesse in parti uguali tra l'aggancio anteriore e quello posteriore e a sua volta in egual modo sulle tre travature longitudinali del telaio. Queste assunzioni sono abbastanza forti ma comunque realistiche e, in assenza di dati più specifici, le più logiche da presumere. Il modello utilizzato per questa validazione è quello del telaio al quale sono stati tolti gli scatolati trasversali posti inferiormente. Questa semplificazione è risultata obbligatoria al fine di rendere possibile il calcolo manuale delle sollecitazioni tramite la teoria della trave che altrimenti sarebbe stato troppo complesso. Il calcolo in questione è stato effettuato su una sola travatura dato che, con le ipotesi prese, ognuna delle tre viene sollecitata allo stesso modo. In parallelo al calcolo analitico si è realizzata una simulazione a elementi finiti del telaio tramite il software utilizzando gli stessi criteri già usati per il calcolo di validazione. In questo modo è stato possibile effettuare un paragone tra i due risultati. Sulla base delle considerazioni fatte, lo schema utilizzato è quello di una trave appoggio-carrello con tre carichi distribuiti uniformemente in corrispondenza delle superfici di appoggio degli agganci, come rappresentato in figura 5.1.



Figura 5.1: Schema della trave appoggio-carrello utilizzata per il calcolo di validazione statica, secondo la teoria della trave [20]

La lunghezza totale della trave è un dato noto e vale 2700 mm, così come sono note le dimensioni interne riportate in tabella 5.1. Anche i carichi sono noti, viste le assunzioni precedenti, e da questi derivano i valori di carico per unità di lunghezza $q_1 \cdot x_2 = 5000N$ e $q_2 \cdot x_4 = q_2 \cdot x_6 = 2500N$.

	Dati modello	
x_1	510.22	mm
x_2	340	mm
x_3	1034.82	mm
x_4	160	mm
x_5	248	mm
x_6	160	mm
x_7	247.18	mm
tot	2700	mm
q_1	14.7	N/mm
q_2	15.6	N/mm

Tabella 5.1: Dati geometrici e di carico della trave

Come prima cosa si è calcolato l'equilibrio generale della trave alla ricerca degli sforzi agenti sui vincoli A e B. Si sono scritte le equazioni d'equilibrio a partire dal diagramma di corpo libero di figura 5.1 tenendo come incognite le reazioni lungo y nei nodi A e B e la reazione lungo x in A. Si ricorda che in B non può esserci uno sforzo lungo la direzione x essendo questo un vincolo a carrello. Dall'equilibrio si sono ricavate le seguenti equazioni:

$$A_x = 0 \tag{5.1}$$

$$A_y + B_y = q_1 x_2 + q_2 x_4 + q_2 x_6 \tag{5.2}$$

$$q_1x_2(x_1 + \frac{x_2}{2}) + q_2x_4(x_1 + x_2 + x_3 + \frac{x_4}{2}) + q_2x_6(x_1 + x_2 + x_3 + x_4 + x_5 + \frac{x_6}{2}) = B_yx_{tot}$$
(5.3)

E da queste i valori di $A_x = 0N$ $A_y = 4724N$ $B_y = 5276N$

A questo punto si è analizzata la trave tratto a tratto alla ricerca dello sforzo normale N, dello sforzo di taglio T e del momento flettente M secondo la convenzione riportata in figura 5.2.



Figura 5.2: Convenzione utilizzata per il calcolo delle sollecitazioni lungo la trave

Per ogni tratto si sono scritte le equazioni di equilibrio orizzontale, verticale e di rotazione attorno al punto A per la ricerca dei valori puntuali di N, T e M. Come risultato si sono ottenuti gli andamenti di queste tre grandezze lungo tutta la trave come riportato nei grafici di figura 5.3, 5.4 e 5.5.



Figura 5.3: Andamento dello sforzo normale N lungo la trave

Validazione del modello



Figura 5.4: Andamento dello sforzo di taglio T lungo la trave



Figura 5.5: Andamento del momento flettente Mf lungo la trave

Anche solo da un'analisi qualitativa dei grafici di figura 5.3, 5.4 e 5.5 si nota come giustamente lo sforzo normale sia sempre nullo, non essendoci sforzi lungo quella direzione. Per quanto riguarda gli altri due grafici si vede che l'andamento generale dello sforzo di taglio è la derivata del momento, e che il momento flettente massimo si registra in corrispondenza del carico maggiore q_1 .

Questo valore di momento è comunque molto ridotto rispetto al valore massimo sostenibile dalla trave e questo lo si può verificare tramite un ceck rapido tenendo conto del limite di snervamento del materiale $R_m = 235MPa$ e un coefficiente di

sicurezza CS = 3. In questo modo la sigma massima sopportabile è di

$$\sigma_{MAX} = \frac{R_m}{CS} = \frac{235}{3} = 78.3 \left[\frac{N}{mm^2}\right]$$
(5.4)

Nota la formula

$$M_f = \sigma_{MAX} \cdot W_f \tag{5.5}$$

Con il valore del modulo di resistenza $W_f = 425700m^3$ preso dalla tabella 5.1 si ottiene un momento flettente massimo teorico di

$$M_{fMAXteorico} = 33346500[N*mm] \tag{5.6}$$

Confrontando questo valore con quelli di figura 5.5, si vede che il momento flettente massimo è calcolato dopo 830mm e ha un valore di M = 3169043MPa, notevolmente minore rispetto a quello limite.

A questo punto, partendo dal momento flettente, si è calcolata la sigma flettente lungo tutta la trave tramite la formula di Navier.

$$\sigma_f = \frac{M \cdot y}{J} \tag{5.7}$$

Con:

- M = Momento flettente [N mm]
- y= distanza dall'asse neutro h/2=90 [mm]
- $J_x =$ momento di inerzia $[mm^4]$

Come punto della sezione si è considerata la superficie più esterna dove il momento flettente ha un effetto maggiore dovuto alla distribuzione delle tensioni a farfalla. Si sono ottenuti i valori di figura 5.6



Figura 5.6: Andamento della sigma flettente sulla parte esterna della superficie σ_f lungo la trave

L'andamento delle tensioni ricalca ovviamente quello del momento flettente dato che la sezione è costante per tutta la lunghezza della trave. Il valore massimo, sempre a 830 mm dal punto A, ha una tensione di 7,44 MPa. Dopo le tensioni sigma si sono calcolate le τ dovute allo sforzo di taglio tramite la formula di Jourawski [21].

$$\tau = \frac{T \cdot S(y)}{b \cdot J} \tag{5.8}$$

Con:

- T forza di taglio [N]
- S momento statico (rispetto all'asse baricentrico) di una delle due parti di sezione individuate dalla dividente parallela all'asse baricentrico nel punto dove si calcola la tensione tangenziale $[mm^3]$
- J momento di inerzia (rispetto all'asse neutro) della sezione $[mm^4]$
- b lunghezza della corda nel punto considerato [mm]

Le tensioni tangenziali τ sono praticamente nulle lungo quasi tutta la lunghezza della trave in linea con il fatto che si sta valutando lo sforzo di taglio nel punto in cui esso ha un effetto minore. Nonostante l'influenza delle τ sia minima si è calcolata la σ equivalente lungo tutta la travatura tramite il criterio di Von Mises.

$$\sigma_{idVM} = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2} \tag{5.9}$$

Ottenendo il grafico di figura 5.7



Figura 5.7: Andamento delle tensioni equivalenti di Von Mises lungo la trave calcolate sulla superficie più esterna

In parallelo al calcolo fin qui descritto si è realizzata una analisi statica a elementi finiti del telaio facendo le stesse assunzioni prese per il calcolo analitico per quanto riguarda la distribuzione dei carichi. Anche il modello è semplificato tramite la rimozione degli scatolati inferiori posti trasversalmente. Ai quattro lati sono mantenuti i blocchi forati che fanno da sede ai mozzi in modo da permettere di avere dei vincoli più realistici. Lungo il telaio sono eliminati i fori in modo da evitare di incorrere in punti di singolarità. Il telaio con le impostazioni di simulazione sono riportati in figura 5.8.



Figura 5.8: Impostazioni con cui è stata eseguita la simulazione su Creo simulate

Una volta ottenuto il risultato di questa simulazione si è utilizzato il comando linearized stress che permette di plottare una grandezza scelta lungo una linea retta di punti passante internamente al componente. In questo caso si sono calcolate e messe su un grafico le tensioni equivalenti di Von Mises lungo una linea retta passante per la mezzeria della superficie esterna della travatura centrale. Il risultato è riportato in figura 5.9 nella quale è messo a paragone con quanto ottenuto precedentemente dal calcolo analitico.



Figura 5.9: Confronto tra i risultati finali dei due procedimenti di calcolo

Paragonando questi due grafici si vede che presentano lo stesso andamento nella parte centrale con un picco di circa 8 MPa in corrispondenza del carico maggiore q_1 . L'andamento delle due tensioni è lo stesso nei due grafici eccezion fatta per i due picchi di tensione registrati agli estremi del grafico ricavato dal software. Prendendo in considerazione queste due singolarità, e provando a risalire alla loro causa, emerge come prima considerazione che nel modello calcolato dal software sono considerate anche le due travature agli estremi di quelle longitudinali, che nel calcolo manuale sono impossibili da considerare. Inoltre nella parte terminale del modello le travi non hanno più la nervatura centrale, considerata invece nell'altro calcolo. Un'altra differenza tra le due trattazioni è la posizione dei vincoli che, nella trattazione manuale, sono considerati agli estremi della trave, oltre a essere adimensionali e presenti su ogni trave. In ultimo si può considerare che nel modello 3D l'introduzione di una saldatura genera degli spigoli vivi tra le travi che causano spesso delle singolarità nella risoluzione software data la difficoltà che danno nella discretizzazione. Diversi sono i metodi di trattazione di queste singolarità che hanno come principio base quello di omogeneizzare le tensioni con i valori presenti attorno al punto di intensificazione degli sforzi [17]. Alla luce di queste considerazioni si è reputato validato staticamente il modello.

5.2 Considerazioni dinamiche

Al fine di prendere in considerazione la dinamica della struttura oggetto di progettazione, è stata realizzata una analisi FRF (*Frequency Response Function*) di risposta in frequenza dei quattro attuatori del banco four poster. Lo scopo di questa analisi è quello di cercare, per ogni collegamento del banco, quale sia la frequenza propria di risonanza. Per fare questo si sono collegati al termine dei quattro leverismi, in corrispondenza degli agganci con i mozzi ruota del veicolo in prova, degli accelerometri LVDT. In ingresso ad ogni attuatore è stato invece inserito un input di rumore bianco randomico, ossia di ampiezza costante, e pari a 5 V, per tutto lo spettro delle frequenze. Tramite il pannello di acquisizione dati si sono registrati i segnali derivanti dai trasduttori a fronte dell'input inserito. I risultati sono poi stati elaborati su MatLab e riportati in figura 5.10.



Figura 5.10: Guadagno dell'analisi in frequenza dei quattro leverismi

Al termine dell'acquisizione il software restituisce già il guadagno in funzione della frequenza di acquisizione, come riportato in figura 5.10. Il guadagno è misurato come $\frac{m^2/s}{V}$ essendo l'accelerazione degli attuatori la grandezza misurata e la tensione alla valvola quella inserita come input. La frequenza invece ha un range che va da 0 a 300 Hz perché questo è lo spettro investigato. Come si vede dai grafici l'andamento della riposta è simile in tutti e quattro i casi e presenta un picco attorno ai 3 Hz. Questo dato emerge ancora più chiaramente riportando i grafici in scala semilogaritmica, fig 5.11, nei quali vengono ampliate le basse frequenze.



Figura 5.11: Guadagno dell'analisi in frequenza dei quattro leverismi espresso in scala logaritmica

In base al dato ricavato dall'analisi in frequenza del banco si è proceduto con la verifica dinamica della struttura progettata. Si è andati quindi a paragonare le frequenze dei modi propri di vibrare della struttura, con quella di risonanza del banco, identificata attorno ai 3 Hz. Per fare questo è stato necessario realizzare una analisi modale dell'assieme progettato, completo di tutti componenti. Questa analisi è realizzata sempre tramite Creo Simulate che contiene al suo interno anche la possibilità di realizzare analisi modali. Un passaggio delicato per la realizzazione dell'analisi modale è l'assegnazione dei vincoli. Questi infatti devono essere in grado di simulare il più fedelmente possibile i vincoli reali in modo da riprodurre in modo corretto i gradi di libertà. La difficoltà risiede nel fatto che il banco prova presenta diversi gradi di libertà che sono liberi, ma al tempo stesso limitati nella corsa, e altri che non sono effettivi, ma semplicemente approssimati. Per questo motivo è stato necessario procedere con diversi tentativi, combinando tra di loro i vincoli presenti nella libreria di Creo, fino al raggiungimento della configurazione corretta. Una volta impostati i parametri corretti, la simulazione è stata lanciata con l'obiettivo di trovare i primi quattro modi di vibrare, e le corrispondenti frequenze proprie di eccitazione [22]. Il valore delle prime quattro frequenze che mandano in risonanza la struttura è riportato nella tabella 5.12 presa dal software.

Include	Modes	Scaling	
\checkmark	Mode1(60.1373Hz)	1	
	Mode2(84.7259Hz)	1	
	Mode3(120.049Hz)	1	
	Mode4(122.87Hz)	1	

Figura 5.12: Frequenze proprie della struttura progettata risultanti dall'analisi modale tramite software

Come emerge dai dati di tabella 5.12 la prima risonanza della struttura si trova a una frequenza di 60 Hz, con le altre che seguono a valori via via crescenti. Questi dati dicono di un margine tra la prima frequenza propria del telaio e quella dei quattro collegamenti del banco alto a sufficienza per scongiurare sovrapposizioni negli effetti di risonanza. Per questo motivo la struttura è mantenuta con la configurazione attuale senza la necessità di apportare modifiche.

Dai risultati ottenuti con l'analisi modale, è possibile studiare come avvengono sulla struttura le diverse vibrazioni di risonanza, e quindi come variano i modi di vibrare della struttura al crescere della frequenza. Il primo modo, quello che si presenta a 60 Hz, coinvolge tutta la struttura, in particolar modo il telaio, con uno spostamento verticale della travatura centrale. Questo risultato è riportato in figura 5.13 dove si vede la struttura nel momento di massima deformazione.



Figura 5.13: Deformazione massima del primo modo di vibrare della struttura.

Il secondo modo di vibrare invece presenta un nodo nella travatura centrale e coinvolge quindi le due travi perimetrali che oscillano in controfase. Questa dinamica è riportata in figura 5.14 nella quale si vede la struttura nel momento di massima deformazione.



Figura 5.14: Deformazione massima del secondo modo di vibrare della struttura.

I modi di vibrare successivi invece non coinvolgono più il telaio ma solamente componenti minori. Per questo motivo non sono riportati, dato che di minore interesse. Questo perché se a vibrare sono solamente delle sottoparti della struttura è minore il rischio di frattura e, soprattutto, non si verificherebbe in qualsiasi caso una sovrapposizione delle risonanze con il banco.

Conclusioni

Lo scopo di questo lavoro era la progettazione di una struttura che permettesse di ancorare ad un banco four poster la cabina di un trattore; al fine di eseguire su di essa, e in particolare su alcuni sotto-componenti, dei test dinamici. Questo obiettivo principale è stato raggiunto grazie alla realizzazione di un telaio che funge da struttura portante, e degli agganci che permettono di vincolare a questo telaio sia la cabina che il banco prova. Per la realizzazione degli agganci è stato necessario uno studio approfondito del funzionamento del banco prova e della sua architettura, in particolare del modo con cui replica sul trattore in prova i gradi di libertà. Oltre al banco è stato necessario studiare la cabina e le sue sospensioni, per poter realizzare un collegamento sufficientemente rigido e in grado di resistere agli sforzi trasmessi dalla cabina durante lo svolgimento dei test. Il modello completo della struttura è stato verificato staticamente, tramite delle analisi a elementi finiti, con le quali si sono presi in considerazione gli andamenti delle tensioni di Von Mises e delle deformazioni. Con queste analisi si è verificato che quanto progettato resistesse ad una accelerazione della cabina pari a 3g, come richiesto dalle specifiche di progetto. Durante la modellazione dei componenti si è anche tenuto conto della realizzazione di quanto progettato, prevedendo l'utilizzo di pezzi semplici, che richiedono lavorazioni realizzabili dalle macchine utensili presenti nel reparto carpenteria interno allo stabilimento. Atri aspetti presi in considerazione in fase di progetto sono l'eventuale adattabilità di questa struttura a sostenere altre cabine oltre a quella considerata in questo lavoro; e quello di non andare a modificare, con l'aggiunta della struttura realizzata, i gradi di libertà lasciati liberi dal banco durante le prove eseguite sui veicoli interi. Per dare consistenza alle analisi a elementi finiti utilizzate per la verifica dei componenti si è eseguita una validazione statica del modello. Per fare questo si è considerata una versione semplificata del telaio e si è andati a paragonare gli andamenti delle tensioni di Von Mises ottenuti tramite una simulazione con il metodo FEM realizzata dal software, e quelli ottenuti dal calcolo effettuato secondo la teoria della trave. Data la congruenza tra i due risultati si è reputato validato il modello e i risultati delle simulazioni eseguite sui vari componenti. Come ultimo approfondimento si è considerata la dinamica di quanto prodotto mettendo a paragone le frequenze proprie di risonanza

della struttura con quelle del banco prova. Per la ricerca dei modi di vibrare della struttura, e delle rispettive frequenze di eccitazione, si è eseguita una analisi modale sempre tramite il software di simulazione; mentre quelle del banco prova si sono determinate sperimentalmente. I risultati dicono che la prima frequenza che manda in risonanza la struttura, ha un margine, rispetto a quella degli attuatori, sufficientemente alto da scongiurare sovrapposizioni.

Come possibile step successivo del lavoro si potrebbe realizzare una analisi modale della struttura considerando anche l'effetto della cabina sulla sua dinamica, e in particolare sui modi propri di vibrazione. L'aggiunta di una massa sulla struttura, in particolare di una cabina, andrebbe sicuramente a modificare la dinamica vibrazionale alterando i modi di vibrare e le corrispondenti frequenze proprie. In particolare, l'effetto sarebbe quello della riduzione della prima frequenza di risonanza, andandola così ad avvicinare a quella del banco prova. Obiettivo di questa ulteriore indagine sarebbe quello di confermare la non sovrapposizione tra le risonanze del banco e della struttura con la cabina vincolata sopra di essa.

Bibliografia

- [1] CNH Industrial. 2020 sustainability report. 2020, p. 302 (cit. alle pp. 3, 7, 8).
- Maurizio Cutini, Massimo Brambilla e Carlo Bisaglia. «Whole-Body Vibration in Farming: Background Document for Creating a Simplified Procedure to Determine Agricultural Tractor Vibration Comfort». In: Agriculture 7.10 (2017). ISSN: 2077-0472. DOI: 10.3390/agriculture7100084. URL: https: //www.mdpi.com/2077-0472/7/10/84 (cit. a p. 10).
- [3] Maurizio Cutini e Carlo Bisaglia. «Procedure and layout for the development of a fatigue test on an agricultural implement by a four poster test bench». In: Journal of Agricultural Engineering 44 (set. 2013). DOI: 10.4081/jae. 2013.323 (cit. a p. 10).
- [4] Audrey Guillet. «Master-Slave System Design for Tractor Field-Testing». In: () (cit. a p. 10).
- [5] Michele Mattetti, Giovanni Molari e Andrea Vertua. «New methodology for accelerating the four-post testing of tractors using wheel hub displacements». In: *Biosystems Engineering* 129 (2015), pp. 307-314. ISSN: 1537-5110. DOI: https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2014.10.009. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1537511014001846 (cit. a p. 10).
- [6] Francesco Braghin, Federico Cheli, Antonella Genoese, Edoardo Sabbioni, Carlo Bisaglia e Maurizio Cutini. «Experimental modal analysis and numerical modelling of agricultural vehicles». In: (gen. 2009) (cit. a p. 13).
- [7] CNH Industrial. «Gamma T7 Heavy Duty scheda tecnica». In: (2019) (cit. a p. 17).
- [8] Michele Mattetti, Stefano Davoli, Mirko Maraldi, Francesco Paolini, Stefano Fiorati e Giovanni Molari. «Experimental characterisation of front axle suspension systems for narrow-track tractors». In: *Biosystems Engineering* 185 (2019). Engineering Advances to Improve the Safety of Agricultural Machines, pp. 45–55. ISSN: 1537-5110. DOI: https://doi.org/10.1016/j.

biosystemseng.2019.01.013. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1537511018309395 (cit. a p. 18).

- [9] D. Vetturi e A. Magalini. «Road profile excitation on a vehicle measurements and indoor testing using a four-post rig». In: 2002 (cit. a p. 18).
- [10] Maurizio Cutini, Angela Calvo, Christian Preti, M. Inserillo e Carlo Bisaglia.
 «Spectral analysis of a standard test track profile during passage of an agricultural tractor». In: *Journal of Agricultural Engineering* 44 (set. 2013). DOI: 10.4081/jae.2013.387 (cit. a p. 18).
- [11] CNH Industrial. «CNH Test procedure». In: (2009) (cit. a p. 18).
- [12] Roslan Abd Rahman, Mohd Nasir Tamin e Ojo Kurdi. «Stress analysis of heavy duty truck chassis as a preliminary data for its fatigue life prediction using FEM». In: Jurnal Mekanikal (2008) (cit. a p. 19).
- [13] Randy Shih. Introduction to Finite Element Analysis Using Creo Simulate 5.0. SDC Publications, 2018 (cit. a p. 20).
- [14] Ciçek Karaoğlu e N Sefa Kuralay. «Stress analysis of a truck chassis with riveted joints». In: *Finite Elements in Analysis and Design* 38.12 (2002), pp. 1115–1130 (cit. a p. 22).
- [15] Roger Toogood. Creo Simulate Tutorial Release 1.0 & 2.0: Structure/Thermal. SDC Publications, 2012 (cit. a p. 24).
- [16] Giovanni Meneghetti, Stefano Giacometti e Alberto Nardin. «Progetto e sviluppo di un telaio a traliccio di tubi in acciaio per vetture FSAE». In: (2015) (cit. a p. 33).
- [17] Monchai Prukvilailert e Hideo Koguchi. «Stress singularity analysis around the singular point on the stress singularity line in three-dimensional joints». In: *International Journal of Solids and Structures* 42.11-12 (2005), pp. 3059–3074 (cit. alle pp. 43, 71).
- [18] Shantanu Ramesh Shinde. «Advancement in Simulation of Front Axle of Tractor». In: () (cit. a p. 62).
- [19] Mohd Azizi Muhammad Nor, Helmi Rashid, Wan Mohd Faizul Wan Mahyuddin, Mohd Azuan Mohd Azlan e Jamaluddin Mahmud. «Stress analysis of a low loader chassis». In: *Procedia Engineering* 41 (2012), pp. 995–1001 (cit. a p. 63).
- [20] Chiara Tardini. «La teoria della flessione di Navier: testimonianze delle prime applicazioni nella Francia nel XIX secolo». In: *Bollettino ingegneri* 41.1/2 (2013), pp. 15–21 (cit. a p. 64).
- [21] ALESSIO BETTI. «Il problema della torsione e taglio nelle travi di sezione multicellulare». In: (2018) (cit. a p. 68).

[22] R Rajappan e M Vivekanandhan. «Static and modal analysis of chassis by using FEA». In: International Journal of Engineering and Science 2.2 (2013), pp. 63–73 (cit. a p. 73).