



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Ingegneria Meccanica

A.A. 2024/2025

Sessione di laurea Luglio 2025

Progettazione Meccanica di un Convertitore ad Alta Densità di Potenza Analisi FEM e Studio Vibrazionale

Relatore:

Prof. Stefano Marchesiello

Co-relatore:

Prof. Dario Anastasio

Supervisor:

Remo Migliorini

Ing. Salvatore Auriemma

Candidato:

Morgan Forlano



Indice

Elenco delle tabelle	v
Elenco delle figure	vii
1 Introduzione	1
1.1 Caso studio	1
1.2 Requisiti vibrazionali	6
1.3 Obiettivi della tesi	7
1.4 Struttura della tesi	8
1.4.1 Metodologia di studio	8
2 Contesto scientifico	10
3 Progettazione CAE	15
3.1 Metodo FEM	16
3.1.1 Statica	16
3.1.2 Dinamica	18
3.1.3 Discretizzazione	19
4 Preparazione del modello	22
4.1 Studio preliminare su base teorica	22
4.1.1 Studio dinamico di un pendolo	23
4.2 Implementazione del modello	27
4.3 Dissipatore	27
4.3.1 Mesh	28
4.3.2 Refinement Mesh	32
4.3.3 Analisi di convergenza	35
4.4 PCB	38
4.5 Sistema Accoppiato	42
4.5.1 PCB - dissipatore	43
4.5.2 Static Structural	46

4.5.3	Confronto dei modelli	49
4.6	Definizione della struttura	50
4.6.1	Inserimento dei componenti	51
4.7	Imprinting	63
4.7.1	Modello Lineare	64
4.7.2	Definizione di un modello pseudolineare	65
5	Ottimizzazione	74
5.1	Prima strategia di ottimizzazione	74
5.1.1	Static Structural	75
5.1.2	Modal Analysis	76
5.1.3	Random Vibration	77
5.1.4	Seconda iterazione	78
5.1.5	Terza iterazione	81
5.1.6	Considerazioni	85
5.2	Seconda strategia di ottimizzazione	89
5.2.1	Sistema di contenimento delle induttanze	89
5.3	Alleggerimento	99
5.3.1	Prima strategia di Alleggerimento	99
5.3.2	Risultati	100
5.3.3	Seconda strategia di Alleggerimento	103
5.3.4	Risultati	104
5.3.5	Osservazioni	107
6	Conclusioni	110
	Bibliografia	113

Elenco delle tabelle

1.1	Elenco componenti con nome laboratorio e quantità	5
4.1	Valori in massa dell'assieme - pendolo	23
4.2	Verifica statica dell'assieme - pendolo	24
4.3	Modi propri - Pre-Stress	25
4.4	Modi propri - NO Pre-Stress	25
4.5	Confronto Modelli	27
4.6	Proprietà Alluminio	28
4.7	Dimensioni Dissipatore	28
4.8	Modi - Default Mesh	36
4.9	Modi - Primo Refinement	36
4.10	Modi - Secondo Refinement	37
4.12	Dimensioni PCB	38
4.11	Proprietà PCB	39
4.13	Confronto strategie di mesh	39
4.14	Confronto delle frequenze naturali tra le diverse strategie di mesh .	41
4.15	Tempo computazionale	42
4.16	Frequenze modali, Deformazione totale, tempo computazionale per le differenti configurazioni	49
4.17	Confronto frequenze supporti	51
4.18	Bill of Material	53
4.19	Mesh Statistics	56
4.20	Risultati statica	57
4.21	Primi 40 modi	59
4.22	Risultati Statica - Lineare	64
4.23	Risultati Statica - 4 vincoli	66
4.24	Modal - 4 vincoli	68
4.25	RMS value	73
5.1	Fattori di partecipazione di massa modale	74
5.2	Risultati Statica - 7 vincoli	75

5.3	Frequenze - 7 vincoli	76
5.4	Risultati Statica - 9 vincoli	79
5.5	Frequenze - 9 vincoli	79
5.6	Risultati Statica - 16 vincoli	82
5.7	Frequenze - 16 vincoli	83
5.8	Proprietà Piatto	90
5.9	Risultati Statica - Piatto di contenimento	92
5.10	Frequenze - Piatto di contenimento	94
5.11	Confronto in massa tra piatto in acciaio e in alluminio	100
5.12	Confronto in Massa nella prima strategia di alleggerimento	100
5.13	Confronto moduli elastici tra piatto in acciaio e in alluminio	100
5.14	Frequenze - Alleggerimento (1)	101
5.15	Confronto Frequenze - Alleggerimento (1)	101
5.16	Confronto di Massa tra Piatto Pieno e Grigliato	104
5.17	Confronto in Massa nella seconda strategia di alleggerimento	104
5.18	Frequenze - Alleggerimento (2)	105
5.19	Confronto Frequenze - Alleggerimento (2)	105

Elenco delle figure

1.1	Modulo AFE	2
1.2	Assieme - 1	2
1.3	Modulo AFE - seconda vista	3
1.4	Assieme - seconda vista	4
1.5	Vista Superiore modulo AFE	4
1.6	Vista inferiore - PCB	5
1.7	Assieme - 3	6
1.8	Metodologia di Lavoro	9
2.1	Due configurazioni di fissaggio (immagine importata da [4])	11
2.2	Morfologia PCB - immagine importata da [5]	12
4.1	Pendolo	22
4.2	Workbench dello studio	23
4.3	Spettro in frequenza pendolo	26
4.4	Dissipatore	28
4.5	Default Mesh - Dissipatore	29
4.6	Element Quality - 1	29
4.7	Element Quality - 2	30
4.8	Element Quality - 3	30
4.9	Aspect Ratio	31
4.10	Skewness	31
4.11	Jacobian Ratio	32
4.12	Skewness - primo refinement	32
4.13	Skewness fori	33
4.14	Secondo refinement	34
4.15	Skewness nei fori - secondo refinement	34
4.16	Istogramma Skewness	35
4.17	Istogramma Jacobian Ratio	35
4.18	Convergenza	37
4.19	PCB	38

4.20	Default size 10 mm	40
4.21	Multizone	40
4.22	Skewness - Multizone	41
4.23	Jacobian Ratio - Multizone	41
4.24	Viti di fissaggio	42
4.25	PCB e Dissipatore	43
4.26	Bonded Contact	44
4.27	Setup Frictional	44
4.28	Setup Frictional - Beam Connection	45
4.29	Dettaglio Beam Connection	46
4.30	Fixed Support	46
4.31	Bolt pretension	47
4.32	Impostazioni Solver	48
4.33	Modello semplificato	49
4.34	Confronto modi propri	50
4.35	Confronto supporti	51
4.36	Semplificazione di un condensatore	52
4.37	Semplificazione induttanze	52
4.38	Contatti componente	54
4.39	Discretizzazione	55
4.40	Metrics	55
4.41	Mappa Skewness	56
4.42	Boundary Conditions	57
4.43	Standard Earth Gravity	57
4.44	Spostamento in direzione verticale	58
4.45	Primi 4 modi	60
4.46	Profilo vibrazionale - normativa	61
4.47	Mappe tensioni e deformazioni	62
4.48	Imprinting condensatore	63
4.49	Imprinting base induttanza	64
4.50	Frictionless - base induttanza	66
4.51	Statica	66
4.52	Modi 1-4	68
4.53	Modi 5-8	68
4.54	Modi 9-12	69
4.55	Equivalent Von Mises Stress	69
4.56	γ_{xz}	70
4.57	ϵ_z	70
4.58	ϵ_x	71
4.59	Prima Forma Modale	72
4.60	Spettro in frequenza	72

5.1	Torrette per fissaggi	75
5.2	Modello con 7 vincoli	75
5.3	Total Deformation - 7 vincoli	76
5.4	Equivalent Von Mises Stress - 7 Vincoli	77
5.5	γ_{xz}	77
5.6	Deformazioni - 7 vincoli	78
5.7	Modello 9 vincoli	78
5.8	Total Deformation - 9 Vincoli	79
5.9	Equivalent Von Mises Stress - 9 Vincoli	80
5.10	γ_{xz} - 9 vincoli	80
5.11	Deformazioni - 9 vincoli	81
5.12	Modello 16 Vincoli	81
5.13	Torrette aggiuntive	82
5.14	Total Deformation - 16 Vincoli	82
5.15	Equivalent Von Mises Stress - 16 Vincoli	83
5.16	γ_{xz} - 16 vincoli	84
5.17	ϵ_x - 16 vincoli	84
5.18	ϵ_z - 16 vincoli	85
5.19	Tensioni Massime - Configurazioni (Fori di fissaggio)	86
5.20	Refinement locale di un foro di fissaggio	87
5.21	Tensioni Massime - Configurazioni (Area restante)	87
5.22	Deformazioni Massime - Configurazioni	88
5.23	Prima Frequenza - Configurazioni	89
5.24	Piatto di contenimento - torrette	90
5.25	Assieme - Contenimento induttanze	91
5.26	Bolt Pretension	92
5.27	Standard Earth Gravity	92
5.28	Directional Deformation - Piatto di contenimento	93
5.29	Equivalent Von Mises Stress - Piatto di contenimento	94
5.30	γ_{xz} - Piatto di contenimento	95
5.31	ϵ_x - Piatto di contenimento	95
5.32	ϵ_z - Piatto di contenimento	96
5.33	Confronto tensioni con piatto di contenimento - fori di fissaggio	97
5.34	Confronto tensioni con piatto di contenimento - area restante	97
5.35	Confronto prima frequenza con piatto di contenimento	98
5.36	Confronto deformazioni con piatto di contenimento	98
5.37	Spostamento Modale a frequenze maggiori	99
5.38	Alleggerimento (1) - Equivalent Von Mises Stress	102
5.39	Alleggerimento (1) - γ_{xz}	102
5.40	Alleggerimento (1) - ϵ_x	103
5.41	Alleggerimento (1) - ϵ_z	103

5.42	Piatto di contenimento grigliato	104
5.43	Alleggerimento (2) - Equivalent Von Mises Stress	106
5.44	Alleggerimento (2) - γ_{xz}	106
5.45	Alleggerimento (2) - ϵ_x	107
5.46	Alleggerimento (2) - ϵ_z	107
5.47	Valutazione alleggerimento - Tensione sui fori di fissaggio	108
5.48	Valutazione alleggerimento - Tensione su area restante	108
5.49	Valutazione alleggerimento - Deformazioni	109

Capitolo 1

Introduzione

Il seguente lavoro di tesi propone una metodologia per progettare strutture e fissaggi meccanici di componenti elettronici al fine di soddisfare i requisiti vibrazionali imposti dalle normative vigenti; in particolare si è effettuata la modellazione FEM e la progettazione di un caso studio con conseguente verifica delle prestazioni risultanti tramite simulazioni software FEM. L'argomento di tesi è stato promosso da **Prima Electro S.p.A**, partner tecnologico ODM altamente strategico, che progetta e produce elettronica integrata su specifica cliente, fornendo soluzioni chiavi in mano "tailor-made", così come sul mercato dell'e-Mobility, dove sono richieste soluzioni di convertitori ad alta densità di potenza (fino a 30 kW/litro) per accelerare la transizione e migliorare l'esperienza degli utenti di veicoli elettrici. La crescente miniaturizzazione e complessità dei dispositivi elettronici riflettono una progettazione attenta ed adeguata, poiché i sistemi come quelli ad alta potenza, sono spesso esposti a condizioni operative severe, quali sollecitazioni vibrazionali o termiche.

1.1 Caso studio

L'azienda promotrice della tesi ha intrapreso alcuni progetti per lo sviluppo di caricatori bidirezionali per batterie e convertitori DC/DC di bordo per veicoli, che adattano l'uscita DC a 400 V delle stazioni di ricarica, agli 800 V DC delle batterie. Il design di tali sistemi on-board è dipendente quindi dal contesto applicativo, ossia le strutture di fissaggio o di casing dei dispositivi elettronici costituenti il sistema, dovranno sostenere da un punto di vista meccanico le sollecitazioni esterne, ad esempio indotte dal profilo stradale. In particolare si pone attenzione al design del sistema proposto in figura 1.1, parte del modulo AFE di un convertitore ad alta potenza.

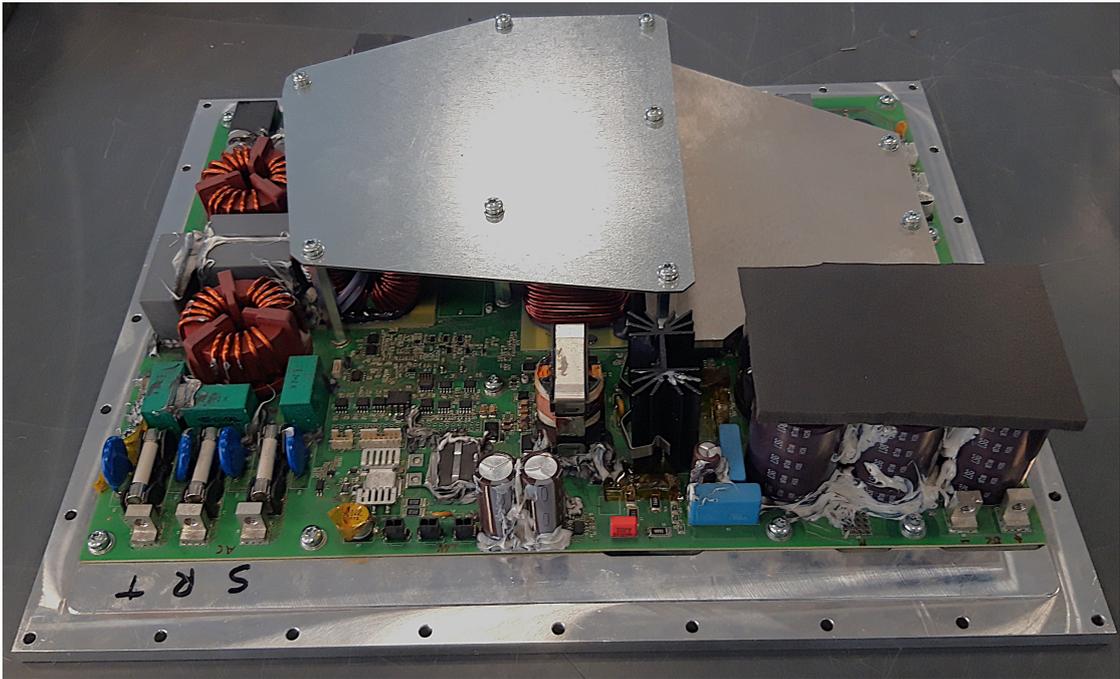


Figura 1.1: Modulo AFE

Come si osserva, la complessità del sistema è evidente e giustifica l'elevata richiesta di mercato di soluzioni innovative, agili, robuste ma leggere che supportino un'elevata densità di potenza.

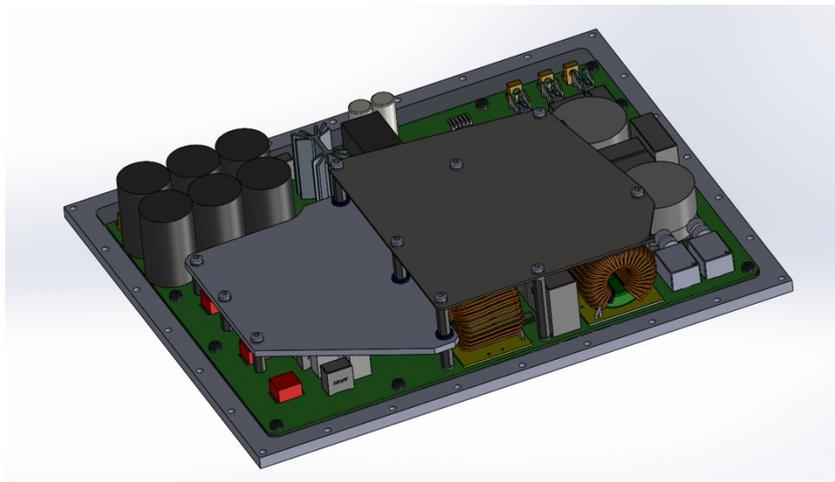


Figura 1.2: Assieme - 1

Nell'immagine successiva si "nascondono" i piatti per visualizzare le induttanze

ed i componenti limitrofi.

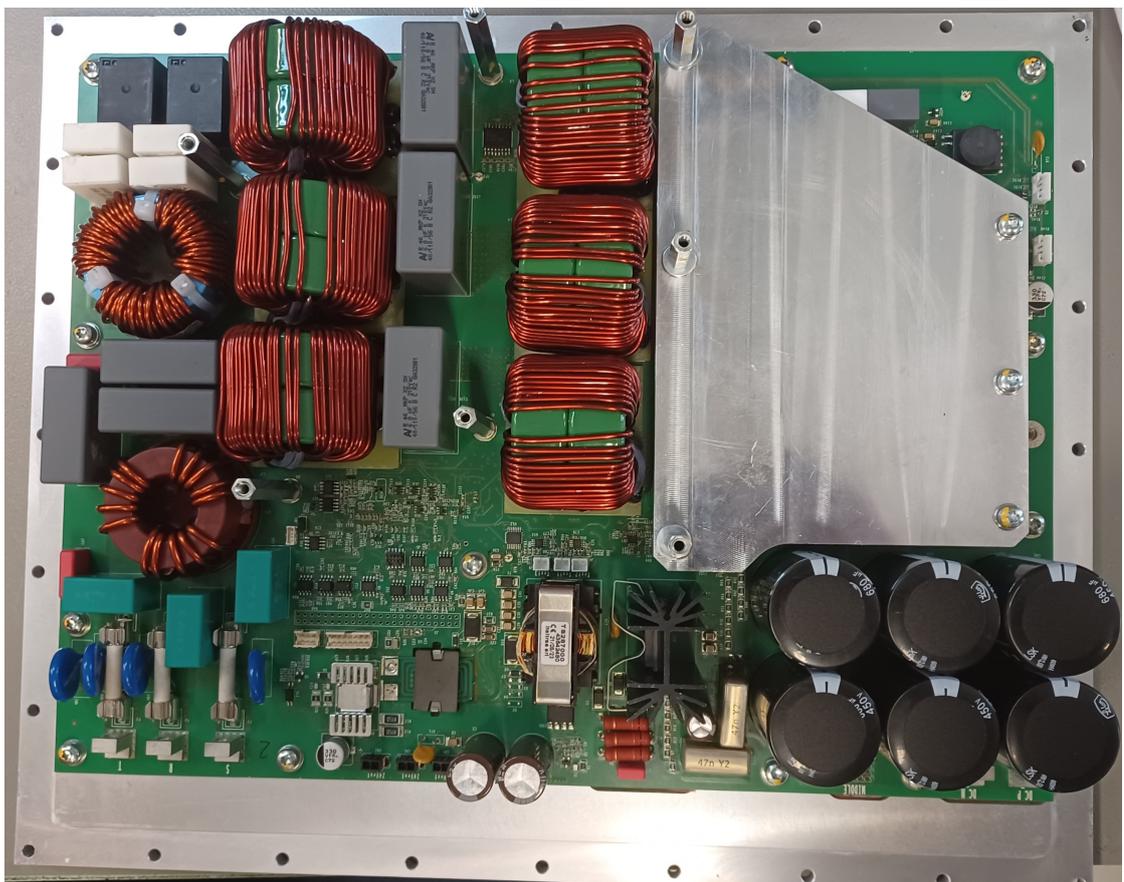


Figura 1.3: Modulo AFE - seconda vista

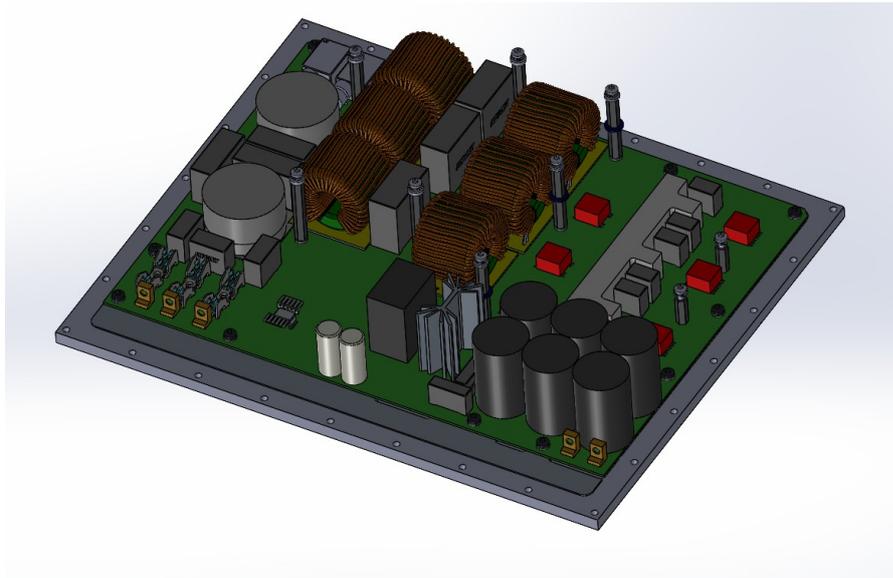


Figura 1.4: Assieme - seconda vista

Segue quindi una descrizione del modulo.

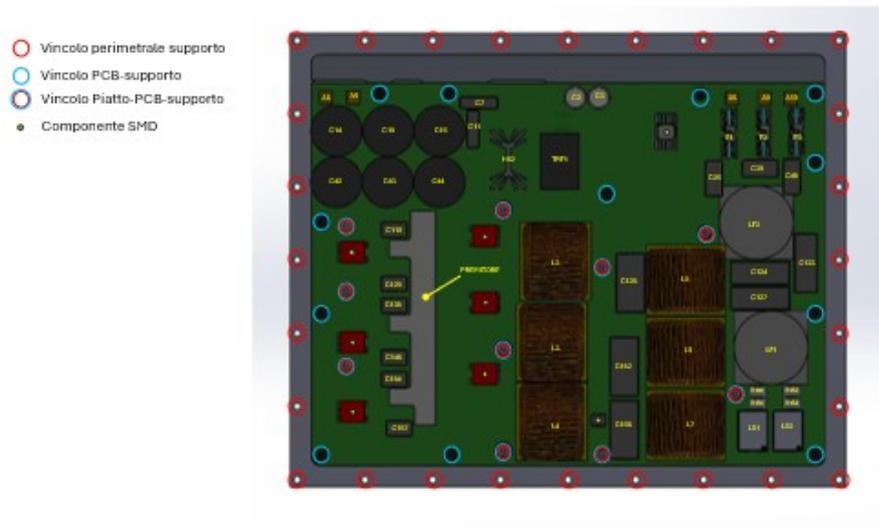


Figura 1.5: Vista Superiore modulo AFE

I componenti sono indicati dagli acronimi "Nome Lab" indicati nella tabella seguente.

Descrizione	Nome Lab	Quantità
Condensatore KEMET F861DU225K310R	C26, C39, C45	3
Induttanza	L2, L3, L4, L5, L6, L7	6
Trasf. Flyback T287	TRF1	1
Tecnoal	H62	1
Nippon	C2, C3	2
Condensatore	C14, C15, C16, C42, C43, C44	6
Condensatore KEMET R463W468000M2K	C128, C152, C168	3
Induttanza ID129	LF1	1
Induttanza ID128	LF2	1
PTCEL13R251NBE	R150, R154, R153, R148	4
Condensatore KEMET R71X1422050H	C110, C129, C135, C148, C154, C167	6
Condensatore KEMET R413N310040M1M	C7, C11	2
Condensatore KEMET R463W447000M2M	C124, C127, C133	3
Morsetto WURTH ELEKTRONIK 7461112	A5, A6, A8, A9, A10	5
FUSE HOLDER SCHURT 0031	F1, F2, F3	6
TE T9GS1L14-24	LS1, LS2	2

Tabella 1.1: Elenco componenti con nome laboratorio e quantità

Si deduce quindi che l'interesse principale è rivolto al circuito stampato, PCB, il quale accoglie sulle superfici inferiore e superiore i diversi componenti dello schema elettronico; si distinguono componenti *through hole*, il cui ancoraggio alla scheda è dato mediante PIN, ed elementi *SMD* (Surface Mounting Device), elementi più piccoli e privi di fori, direttamente montati sulla piastra.

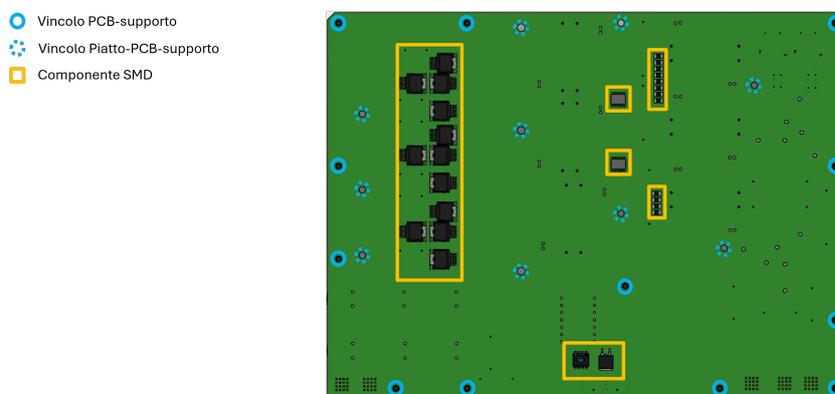


Figura 1.6: Vista inferiore - PCB

Come si può osservare sia nella vista superiore mediante l'apposita legenda, che globalmente sulla vista inferiore, i componenti *SMD* sono in quantità apprezzabile soprattutto sulla parte inferiore del PCB, ma di dimensioni non rilevanti e di un peso altrettanto trascurabile ai fini di uno studio dinamico, pertanto verranno trascurati durante la prima fase di lavoro. La struttura poggia su di un supporto o

dissipatore disegnato in modo tale da garantire la corretta evacuazione di calore dovuta al surriscaldamento in regime di funzionamento, garantendo l'appoggio e la stabilità meccanica alla struttura. Si specifica che tale modulo è montato come mostrato nella figura seguente e si siano utilizzate le orientazioni precedenti per una migliore descrizione e visualizzazione della componentistica.

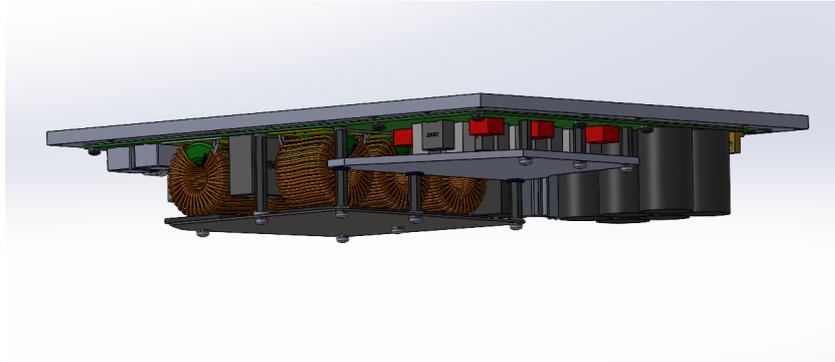


Figura 1.7: Assieme - 3

Dunque, così come costituito e montato, il sistema elettronico rappresenta una sfida progettuale delicata e concreta dal punto di vista strutturale, in quanto deve adempiere gli obiettivi di progetto in condizioni sicure, per salvaguardare la natura del sistema senza compromettere l'affidabilità del dispositivo.

1.2 Requisiti vibrazionali

Le sollecitazioni vibrazionali possono indurre guasti prematuri, rottura delle connessioni saldate o danneggiamento delle piste conduttive, influenzando negativamente sulle prestazioni complessive. Per un adeguato design ed ottimizzazione strutturale, è bene considerare i valori di resistenza a rottura ed a snervamento del PCB, consultabili nella tabella 4.11, nei fori di fissaggio indicati nella precedente Figura 1.5, mentre nell'area restante nel caso dinamico si fa riferimento a quanto visto in letteratura:

- **Massimo microstrain ammissibile:** 800 microstrain
- **Massima tensione ammissibile:** 50 MPa

Inoltre è buona norma osservare in prossimità dei vias (in elettronica *vertical interconnect access*: piccoli fori conduttivi realizzati nei circuiti stampati per creare connessioni elettriche tra i diversi strati di rame) o delle piste conduttive valori tensionali anche più bassi di quanto enunciato sopra, solitamente non si eccedono i

10 MPa, poiché queste zone se danneggiate pregiudicherebbero il funzionamento del sistema elettronico complessivo. Tali valori rientrano nella buona pratica di progettazione nella verifica statica e dinamica di PCB. Tuttavia i valori possono essere più o meno conservativi a seconda che si voglia più o meno tutelare la salvaguardia del sistema. Si confronterà con la tensione limite precedentemente citata con la tensione equivalente di Von Mises, un termine scalare di tensione che permette il confronto diretto. Questa tensione è calcolata automaticamente da software ed è definita come segue:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (1.1)$$

Si specifica che la formula è espressa in componenti cartesiane; dall'altro lato invece, poiché la terna di riferimento ha l'asse y come direzione verticale concorde con l'accelerazione di gravità, si confronteranno con il limite in deformazione le deformazioni ϵ_x , ϵ_z e γ_{xz} . In particolare le ϵ riflettono i contributi delle direzioni flessionali, mentre la deformazione di taglio interessa i danneggiamenti dei giunti saldati.

Tali limiti vibrazionali sono stati indagati e definiti durante una fase esplorativa circa lo stato dell'arte di PCB, e vengono riportati in questa sezione come indicazione progettuale, ma verranno documentati nel relativo paragrafo di letteratura.

Nota In ambito elettronico, nello studio vibrazionale di piastre a circuito stampato è solito utilizzare l'unità precedentemente citata "microstrain" ($\mu\epsilon$); nota la deformazione ingegneristica

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (1.2)$$

il microstrain rappresenta la deformazione di una parte per milione (ppm), ossia :

$$1 \text{ microstrain} = 1 \cdot 10^{-6} \text{ m/m} \quad (1.3)$$

$$\text{Deformazione in microstrain } (\mu\epsilon) = \epsilon \cdot 10^6 \quad (1.4)$$

1.3 Obiettivi della tesi

Si propone quindi una metodologia di studio che abbia come scopo la definizione di un *know-how* aziendale distintivo ed innovativo, capace di discernere ed allo stesso tempo integrare la meccanica e l'elettronica di dispositivi richiesti sul mercato dell'Emobility, supportando innovazione e ricerca. Si procede quindi allo studio strutturale del modulo AFE secondo un approccio meccanico pur garantendo i requisiti elettrici.

Il lavoro si serve di un software FEM strutturale, *Ansys Mechanical*, in grado di cogliere gli output desiderati previo inserimento di opportuni input, al fine di ottenere un'ottimizzazione dei sistemi di fissaggio e/o staffaggio che garantiscano livelli di tensione e deformazioni conformi ai limiti precedentemente enunciati.

1.4 Struttura della tesi

Dopo le brevi digressioni che seguiranno sullo stato dell'arte e sulla progettazione CAE, il lavoro di tesi si articola come segue:

1.4.1 Metodologia di studio

Input di lavoro

Seguono gli input necessari allo studio:

- Modello CAD e distinta base
- Scheda tecnica dei componenti: materiale, caratteristiche geometriche, densità, modulo elastico;
- Vincoli progettuali (pre-layout scheda);
- Profili vibrazionali (normativa);

Modello semplificativo

Si effettua una prima osservazione critica del modello, mappandone i componenti, i fissaggi, le saldature, le connessioni o le eventuali interferenze. Si definisce quindi un **modello semplificativo**.

Simulazione

Dopo aver studiato il modello a livello analitico e considerato i vari aspetti che influiscono sulla risposta generale del sistema, modificandoli se necessario, si procede ad una simulazione numerica tramite elementi finiti con opportuna discretizzazione, tale simulazione viene implementata in ambiente di lavoro *Ansys Mechanical*. La simulazione prevede i seguenti passaggi:

1. **Preparazione del modello:** si definisce la geometria, si associano i materiali e le proprietà ai componenti, si definiscono eventuali connessioni in *Ansys Mechanical*.
2. **Mesh:** si discretizza il modello in maniera adeguata

3. **Analisi modale:** individuazione delle frequenze proprie del sistema
4. **Random Vibration:** applicazione di una PSD di input in termini di *g acceleration*.
5. **Analisi ed interpretazione dei risultati:** si valutano le mappe di stress e di strain

Verifica di conformità

Si valuta la conformità del modello con i limiti imposti nella sezione 1.2; se necessario si apportano modifiche al modello oppure si procede con la validazione. Quanto scritto può essere riassunto nel seguente flochart.

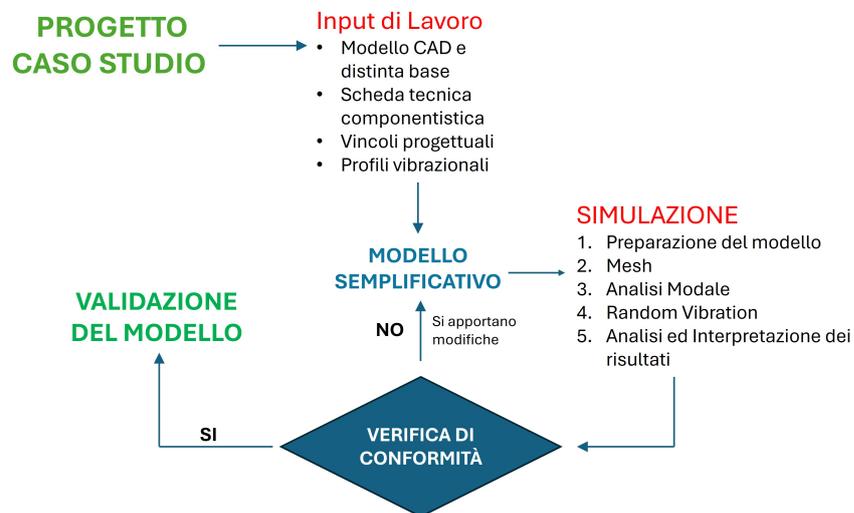


Figura 1.8: Metodologia di Lavoro

Capitolo 2

Contesto scientifico

Lo stato di tensione sulle schede a circuito stampato è per lo più sconosciuto e complesso dal punto di vista meccanico. Le sollecitazioni hanno come risultato la deformazione della piastra che non segue i classici modelli di deformazione o torsione di una trave, descritti in modo preciso dalla meccanica lineare elastica. Inoltre, bisogna considerare che una scheda assemblata contenga molti componenti singoli saldati o collegati in modo diverso. Come indagato in [1], una scheda a circuito stampato è piuttosto eterogenea in termini di proprietà dei materiali. Gli angoli, se fissati, possono essere critici dal punto di vista meccanico. Così come critiche sono le zone rigide della scheda (ad esempio quelle vicino gli induttori). Gli elementi di grandi dimensioni portano a una maggiore rigidità della scheda a circuito stampato; ma anche le zone vicino alle interconnessioni possono risultare dei punti deboli del sistema, in termini di resistenza allo snervamento. Come riporta il documento [2], nel peggiore dei casi le tensioni o le deformazioni, o comunque gli effetti dovuti alle vibrazioni possono provocare delaminazione, con conseguente frattura dei giunti saldati, o frattura di alcuni componenti montati sulla scheda. I componenti più pesanti influenzano maggiormente l'inerzia, quindi le forze di inerzia, mentre gli SMD influenzano maggiormente la curvatura della piastra. L'accuratezza della risposta è più sensibile alla massa piuttosto che alla rigidità. Il cedimento è funzione della posizione dei componenti, per cui i componenti *through hole* cedono principalmente per accelerazioni locali, mentre gli SMD per flessione del PCB; quando la deflessione della piastra è paragonabile allo spessore è meglio condurre una analisi non lineare piuttosto che lineare. Si è anche sperimentato l'utilizzo di smorzatori a banda larga, controllo attivo delle vibrazioni o elementi smorzanti al fine di modulare la risposta della piastra. Come noto dalla teoria e come illustra [3], si è visto che un aumento di masse localizzate si traduce in una decrescita della frequenza naturale, mentre un aumento in rigidità localizzate implichi un aumento della frequenza. Questi effetti sono dipendenti dal numero di componenti saldati, i materiali saldati sono più densi e rigidi; tuttavia, uno dei due incrementi

risulta preponderante sull'altro: per un piccolo numero di elementi saldati l'effetto della massa domina su quello della rigidità, mentre al crescere del numero degli elementi saldati prevale l'effetto della rigidità. Inoltre il comportamento in risonanza è influenzato dalla posizione dei componenti. Anche le forme modali differiscono a seconda che la scheda sia più o meno popolata di elementi. Pertanto, se si ha maggiore libertà nella disposizione dei componenti, si possono modificare conseguentemente le frequenze di risonanza e le forme modali. Così come utili sono le osservazioni nel documento [4] in cui si analizzano due configurazioni di fissaggio: la prima più vicina alla realtà prevede l'utilizzo di 4 viti, mentre la seconda prevede l'individuazione delle rispettive aree di fissaggio e l'immobilizzazione di tali aree meshate. I due approcci non mostrano elevati scostamenti in termini di frequenze naturali. Inoltre si verifica quanto già espresso precedentemente, come al diminuire delle dimensioni del PCB aumentino le frequenze naturali.

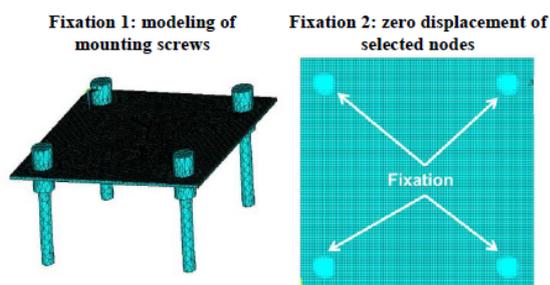


Figura 2.1: Due configurazioni di fissaggio (immagine importata da [4])

Alle considerazioni generali di una piastra a circuito stampato segue una descrizione morfologica secondo quanto espresso dall'articolo [5]. Una piastra a circuito stampato è costituita da strati di rame in alternanza con strati di composito FRP (polimero rinforzato con fibra), solitamente FR4, solitamente le schede elettroniche sono costituite da plastica rinforzata con fibra di vetro su cui poggiano le piste di rame. Il processo di assemblaggio viene eseguito manualmente o tramite macchinari dedicati. Per determinare le proprietà della scheda è possibile utilizzare la teoria della laminazione classica, ossia mediante un bilancio di forze.

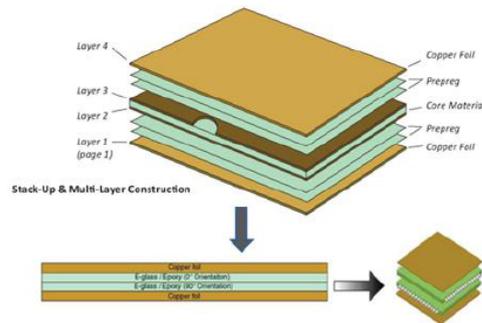


Figura 2.2: Morfologia PCB - immagine importata da [5]

Il PCB può essere classificato in tre tipologie:

1. **Single-Sided Board:** il cablaggio è solo su un lato del substrato isolante, dove anche i componenti sono montati. Questo tipo di scheda è utilizzato in circuiti semplici.
2. **Double-Sided Board:** le schede a doppia faccia presentano piste conduttive su entrambi i lati del materiale isolante, ossia il circuito è presente sia sul lato dei componenti che sul lato delle saldature. Di conseguenza, la densità dei componenti e delle linee conduttrici è maggiore rispetto alla prima tipologia.
3. **Scheda multistrato (Multilayer Board):** una piastra multistrato viene utilizzata quando la densità delle connessioni è troppo alta per essere gestita da due soli strati, oppure per un controllo più preciso dell'impedenza o di schermatura. La scheda multistrato è composta da più di due layers sovrapposti, separati da un sottile strato di materiale detto *prepreg*, creando così una struttura a "sandwich".

Si tratta quindi di un materiale ortotropo, il quale richiede la conoscenza di nove costanti elastiche ($E_x, E_y, E_z, G_{xy}, G_{xz}, G_{yz}, \nu_{xy}, \nu_{xz}, \nu_{yz}$) per essere completamente definito. Uno di questi può influenzare maggiormente l'analisi degli stress. Si è visto che il modulo di elasticità tangenziale xy varia maggiormente in funzione della frequenza, ossia è il parametro che ne discrimina il comportamento, inoltre il PCB presenta tensione piana per spessore inferiori a 6 mm. L'eterogeneità delle proprietà implica un differente approccio alla modellazione; possono essere utilizzati diversi metodi di studio per analizzare il comportamento dinamico come proposto in [6].

1. **Rame equivalente:** è il modello più semplice in quanto utilizza uno strato centrale di FR4 e due strati esterni di rame. Lo spessore della lamina di rame viene calcolato come segue

$$h_{Cu} = \frac{m_{Cu}}{A \cdot \rho_{Cu}} \quad (2.1)$$

Dove

h_{Cu} è lo spessore del foglio di rame;

m_{Cu} è la massa effettiva di rame;

A è la superficie della scheda;

ρ_{Cu} è la densità del rame.

2. **Uniforms Layers:** la stratigrafia del pcb mantiene lo spessore reale, ma a ciascun layer viene assegnato un materiale omogeneo equivalente, le cui proprietà sono determinate mediante la regola delle miscele:

$$p_i = \sum_j p_{\text{mat } j,i} \cdot v_{\text{mat } j,i} \quad (2.2)$$

Dove

p_i è la proprietà equivalente del layer i-esimo ;

$p_{\text{mat } j,i}$ è la proprietà del materiale-j nel layer-i;

$v_{\text{mat } j,i}$ è la frazione volumetrica corrispondente.

3. **eFEM:** modello progettato con l'ausilio di un software dedicato, che crea automaticamente il modello importando il file eCAD, (CAD elettronico). Ogni elemento della mesh è costituito da un materiale composito medio senza distinzione tra tracce e layers.
4. **Reinforcement Model:** il modello è costruito in *Ansys Workbench*, importando da software dedicato solo le tracce in rame, impiegando quindi una *trace mapping* del modello.
5. **Complete Model:** modello costruito interamente in piattaforma dedicata, che definisce i layers costituenti il PCB e modella anche i componenti. Ciò è possibile mediante l'ampia libreria di cui si serve il software.

Ogni modello riporta una deviazione dal comportamento reale. A livello dinamico possono essere effettuati *vibration test* mediante uno shaker di laboratorio. Attraverso un confronto sperimentale è possibile affermare che i primi modelli risultino

meno accurati, così come l'*eFEM* generi buoni risultati a livello statico ma non attendibili a livello dinamico. Un buon compromesso computazionale potrebbe essere l'impiego del secondo metodo, poiché l'*Uniform Layers* ha evidenziato una deviazione modesta da quella reale, ma con un costo computazionale molto basso. I metodi precedentemente descritti presuppongono buone risorse computazionali che garantiscano quindi una elaborazione agile e leggera. Si specifica che la scelta della tipologia da adottare dipende anche dalla complessità del sistema stesso e dai fini progettuali: un modello densamente popolato di elementi richiederebbe ingenti costi computazionali per l'ottenimento di accurati risultati di dettaglio. In altri contesti come quello proposto in [7], la risposta dinamica del PCB è associata ad un PCB modellato come piastra isotropa ($E = 15$ GPa, densità = 1985 kg/m³, $\nu = 0.12$), senza rappresentare esplicitamente le piste conduttive. La loro influenza è inglobata nei parametri di materiale equivalente, come modulo di Young e densità. Ciò è giustificato principalmente dall'efficienza computazionale, poiché la modellazione dei layers presupporrebbe un dettaglio molto fine. Il modulo elastico è ricavato mediante un test di flessione su tre punti, così da unificare i comportamenti. Il rame rappresenta solo una frazione minima dell'intero volume e nella dinamica strutturale a basse frequenze, la rigidità del sistema è dominata dai materiali dielettrici come FR4. Difatti nel documento citato si osserva una buona corrispondenza virtuale con quella sperimentale e l'influenza del rame interessa prevalentemente il comportamento modale ad alta frequenza; la metodologia adottata nel documento [7] risulta efficace e sufficiente. Tale approccio viene impiegato anche nel documento [3], ove la piastra è definita come "bare", ossia priva di caratterizzazione specifica includendo solo lo spessore totale e le proprietà medie, presumendo implicitamente una distribuzione uniforme della massa e della rigidità. Come già enunciato nel capitolo introduttivo per valutare le criticità tensionali sulla piastra si fa riferimento ai valori di snervamento e di rottura; è buona norma in ambito industriale o aerospace (es. ECSS, IPC-2221, MIL-STD) che le tensioni sulla piastra non eccedano circa i 50 MPa, valori per cui riflettono delle sollecitazioni elevate in prossimità dei componenti; difatti è possibile seguire un approccio più cautelativo e limitare le tensioni nei punti di saldatura a 10 MPa. Se a seguito della *Random Vibration* la tensione supera i 50 MPa nel substrato, si attiva una valutazione di rischio, specialmente se sono presenti vias. Dall'altra parte come scrive lo Steinberg [8], è necessario adottare un limite in deformazione nel range di 700-1000 microstrain, nel caso studio analizzato si è supposta una deformazione limite di 800 microstrain.

Capitolo 3

Progettazione CAE

La Computer Aided Engineering impiega codici di calcolo come supporto alla progettazione meccanica. Si sfruttano le potenzialità di calcolo dei recenti elaboratori elettronici per eseguire complesse operazioni matematiche in tempi ridotti. Il grande successo della progettazione assistita è legato alla capacità di integrarsi all'interno del processo di progettazione. I codici di calcolo numerico possono interagire con i codici CAD consentendo di accelerare il processo di modellazione. La simulazione è una delle tecnologie fondanti l'industria 4.0. L'approccio CAE permette di fornire una stima di ciò che avverrà nella realtà in tempi ridotti consentendo una riduzione dei costi. Il codice di calcolo consente di sviluppare un modello matematico del sistema in esame e di simularne il comportamento. Non è necessario scrivere direttamente le equazioni risolventi del sistema, ma il codice mette a disposizione dell'utente un'interfaccia dotata di strumenti grafici che consentono di realizzare il modello in modo intuitivo. Tuttavia è bene non trascurare la fisica del problema in esame, ossia l'elaboratore costituisce lo strumento che permette di ottenere dei risultati in modo accurato e veloce, ma non sostituisce o preclude il giudizio critico e la facoltà di interpretare e analizzare i risultati, in modo da validare o contestare quanto ottenuto. L'intento è quindi quello di aiutare il progettista, ma il fattore umano è ancora essenziale al buon design. Nell'ambito della simulazione, il modello matematico presuppone la definizione di ipotesi semplificative, limitazioni di validità e incertezza sui dati di input. Queste produrranno delle deviazioni del comportamento simulato dal comportamento reale, noti come errori numerici dovuti all'inadeguatezza o inaccuratezza dei metodi numerici utilizzati, dai limiti di precisione della macchina e dai limiti nell'accuratezza nell'approssimazione dei risultati. Gli errori numerici possono essere quantificati e ridotti entro i limiti accettabili. La riduzione degli errori numerici è antagonista alla necessità di ridurre nel contempo i tempi ed i requisiti di calcolo, per cui gli errori ammissibili ed i conseguenti tempi devono derivare da scelte progettuali e compromessi computazionali. Da non trascurare la componente umana, ossia la possibilità di commettere errori

da lato utente, come interpretazione o immissione di dati o errori di modellazione. A causa degli errori di simulazione, la validazione del modello è ottenibile mediante un confronto sperimentale. Allo scopo di analizzare problemi applicativi specifici è necessario distinguere diversi metodi di calcolo numerico. In tal senso i codici possono essere classificati in:

1. Metodo agli elementi finiti
2. Metodo degli elementi al contorno
3. Metodo multibody
4. Metodo dei volumi finiti
5. Metodo delle celle
6. Metodo a parametri concentrati

3.1 Metodo FEM

Il metodo agli elementi finiti è un metodo di risoluzione delle equazioni differenziali alle derivate parziali. Queste permettono di descrivere numerosi fenomeni fisici, ma la loro risoluzione in forma chiusa è possibile solo in alcuni casi di geometrie semplici e per un limitato numero di condizioni al contorno. Il problema elastico nel continuo è descritto dalle equazioni di equilibrio, 3 equazioni differenziali alle derivate parziali, dalle equazioni di congruenza, 6 equazioni differenziali alle derivate parziali e dalle leggi costitutive del materiale, 6 equazioni di legame σ - ϵ . Pertanto si richiede una risoluzione numerica del sistema di equazioni differenziali, in forma integrale su un dominio finito. Dal problema differenziale si ottiene un funzionale in forma integrale. Il funzionale è determinato mediante dei metodi energetici, quali il principio dei lavori virtuali o le equazioni di Lagrange, oppure metodi variazionali.

3.1.1 Statica

Segue il funzionale ottenuto dal principio dei lavori virtuali relativo al problema elastico in campo statico.

$$\int_A \{\delta u\}^T \{t\} dA = \int_V \{\delta \varepsilon\}^T \{\sigma\} dV - \int_V \{\delta u\}^T \{\phi\} dV \quad (3.1)$$

Dove

$$\int_A \{\delta u\}^T \{t\} dA = \text{lavoro esterno delle forze di superficie}$$

$$\int_V \{\delta\varepsilon\}^T \{\sigma\} dV = \text{lavoro interno}$$

$$\int_V \{\delta u\}^T \{\phi\} dV = \text{lavoro esterno delle forze di volume}$$

Ottenuto il funzionale, si applica una suddivisione del volume considerato in elementi finiti, mediante una opportuna discretizzazione, passando quindi da equazioni differenziali alle derivate parziali (PDE) ad equazioni differenziali ordinarie (ODE), introducendo funzioni di approssimazione. I gradi di libertà degli elementi sono indicati come spostamenti generalizzati in dati punti denominati nodi. Lo spostamento di un generico punto all'interno di un elemento è:

$$\{u\} = [n]\{s\} \quad (3.2)$$

Quindi le deformazioni:

$$\{\varepsilon\} = [\partial]\{u\} = [\partial][n]\{s\} = [b]\{s\} \quad (3.3)$$

Se l'elemento è libero da stress iniziale ed il comportamento del materiale è lineare, le tensioni possono essere ottenute dalle deformazioni come segue:

$$\{\sigma\} = [E]\{\varepsilon\} \quad (3.4)$$

Sostituendo queste nel funzionale integrale si ricava un problema matriciale, il cui ordine dipende dal numero di gradi di libertà del problema, quindi dalla quantità e tipologia di elementi utilizzati per discretizzare il problema. Modelli complessi sono quindi caratterizzati da un elevato numero di gradi di libertà ma comunque implementabili in codici *general purpose* per *digital computer*. La notazione di tipo matriciale può essere facilmente traslata nei codici. Segue la formulazione matriciale

$$\{f\} + \{f_e\}_{t_o} + \{f_e\}_\phi = [k]\{s\} \quad (3.5)$$

Dove

$\{f\}$ = forze nodali

$\{f_e\}_{t_o}$ = forze di superficie

$\{f_e\}_\phi$ = forze di volume

$[k] = \int_V [b]^T [E] [b] dV$ = matrice di rigidità

$\{s\}$ = vettore spostamento

Fondamentale è la determinazione della matrice di rigidezza, il cui malcondizionamento può pregiudicare la convergenza e l'ottenimento stesso dei risultati. È possibile riscrivere l'equazione in coordinate naturali, quindi calcolare la rigidezza mediante una mappa conforme. Tale strategia facilita la computazione e la risoluzione dell'integrale, che include a sua volta la determinazione della matrice Jacobiana, ossia la matrice che permette la conversione da coordinate cartesiane in coordinate naturali. Per cui è fondamentale che il determinante della suddetta matrice non risulti nullo. Nel caso 2D la matrice di rigidezza diviene

$$[k] = h \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [b]^T [E] [b] \det[J] d\xi d\eta \quad (3.6)$$

dove l'integrale è svolto nello spazio parametrico $d\xi, d\eta$, ed h è lo spessore dell'elemento nel caso di elementi piani. Tuttavia si specifica che l'elaboratore non calcola esattamente l'integrale, ma si serve di metodi ed algoritmi numerici, ad esempio l'integrazione di Gauss-Legendre, che forniscono un'approssimazione dell'integrale ed introducono quindi un errore di approssimazione inevitabile per la computazione numerica della matrice di rigidezza.

3.1.2 Dinamica

Analogamente in dinamica il principio dei lavori virtuali permette di ricavare il funzionale e sostituendo le funzioni di approssimazione si ottiene la seguente formulazione matriciale:

$$[k]\{s\} + [m]\{\ddot{s}\} + [c]\{\dot{s}\} = \{f\} + \{f_e\}_{t_o} + \{f_e\}_\phi \quad (3.7)$$

Dove $[m]$ e $[c]$ indicano rispettivamente le matrici di massa e di smorzamento, legati agli effetti inerziali e dissipativi.

$$[m] = \int_V \rho [n]^T [n] dV \quad (3.8)$$

$$[c] = \int_V c_s [n]^T [n] dV \quad (3.9)$$

Mentre $\{s\}, \{\dot{s}\}, \{\ddot{s}\}$ indicano rispettivamente i vettori spostamento, velocità e accelerazione. Seguono alcuni richiami di analisi modale.

Nel caso di sistemi lineari, tempo invarianti, in assenza di smorzamento e di forzanti l'equazione 3.7 diventa :

$$[k]\{s\} + [m]\{\ddot{s}\} = \{0\} \quad (3.10)$$

Tale equazione si traduce in un problema agli autovalori.

$$([k] - \omega^2 [m])\{\phi\} = \{0\} \quad (3.11)$$

Dove ω^2 sono gli autovalori e ϕ sono gli autovettori del problema. La risoluzione del problema, mediante il calcolo del determinante, conduce ad n autovalori, dove n è il numero di gradi di libertà del problema. Gli autovalori sono i quadrati delle pulsazioni naturali del sistema che unite agli autovettori ad esse associati, rappresentano le forme modali, ossia i modi di vibrare della struttura. Le pulsazioni naturali indicano le frequenze a cui il sistema vibrerà nel caso di oscillazioni libere non smorzate. Lo studio di un sistema lineare risulta importante e cruciale sul comportamento vibrazionale di un corpo. In presenza di una forzante, le pulsazioni naturali indicheranno quali frequenze evitare; esse rappresentano le frequenze di risonanza: la struttura, se eccitata in corrispondenza di queste frequenze, vedrà una amplificazione della risposta, condizione critica e da evitare nell'ambito della meccanica strutturale. Per ricostruire la risposta di un sistema eccitato da una forzante esterna, è necessario considerare un sufficiente numero di modi che possa descrivere quasi globalmente il comportamento del sistema. Ciò è quantificabile mediante un fattore, denominato fattore di partecipazione modale. Le forme modali sono scalate con un valore arbitrario e se riferite alla massa modale, il fattore di partecipazione è proporzionale alla frazione di massa che partecipa alla vibrazione per ogni modo del sistema, per cui ad ogni modo di vibrare è associabile una massa vibrante. Il fattore di partecipazione è così definito:

$$\gamma_i = \{\phi_i\}^T [M] \{D\} \quad (3.12)$$

Dove $\{\phi_i\}$ è l'autovettore i -esimo, $[M]$ è la matrice di massa e $[D]$ è la direzione vettoriale di eccitazione. Così come è possibile definire la massa effettiva i -esima:

$$M_{\text{eff},i} = \gamma_i^2 \quad (3.13)$$

Un valore elevato del fattore di partecipazione indicherà che il modo sarà eccitato dalla forzante in quella direzione. Affinché la risposta risulti adeguata e riproduca quasi fedelmente il comportamento del sistema, è buona norma tenere in considerazione un numero di modi che copra almeno il 90% della massa vibrante. Tuttavia se lo studio è limitato ad un determinato range di frequenze, tale pratica viene trascurata, poiché i modi a frequenze maggiori non sono rilevanti o di interesse ai fini del lavoro. Quanto detto troverà applicazione nel caso studio del lavoro di tesi, dove la forzante è definita mediante una eccitazione randomica secondo un determinato profilo vibrazionale. In questo caso è necessario estrarre un numero di modi sufficiente ossia considerare un range nell'analisi modale limitato superiormente da una frequenza pari ad 1.5 volte la frequenza massima della PSD di ingresso.

3.1.3 Discretizzazione

Di seguito si specificano quali obiettivi perseguire affinché la suddivisione del dominio in elementi finiti risulti opportuna allo studio, ossia si riassumono i

principali parametri che discriminano la bontà della discretizzazione.

Una struttura può essere costruita utilizzando elementi della stessa o diversa tipologia (beam, shell, plate, solid). A seconda della natura del problema vi sono due possibilità per migliorare la discretizzazione del continuo: aumentare il grado del polinomio della funzione di approssimazione o incrementare il numero dei nodi e degli elementi. Ad esempio eseguendo delle prove comparative di convergenza, adottando due ordini del polinomio differenti, una funzione lineare ed una quadratica, è possibile osservare una convergenza più rapida nel caso quadratico, poichè all'aumentare del grado del polinomio lo spostamento viene calcolato su un numero di punti maggiori, che meglio interpolano il comportamento locale dell'elemento, per cui nel caso lineare sarà richiesto un maggior numero di elementi. Dall'altro lato la soluzione di un modello agli elementi finiti converge alla soluzione esatta aumentando il numero di elementi. Un affinamento della mesh permette una migliore approssimazione della geometria, evitando eccessive distorsioni degli elementi. In particolare per $n_{\text{dof}} \rightarrow \infty$ la soluzione tende a quella esatta. Tuttavia l'aumento del numero di elementi richiede un costo computazionale maggiore in termini di tempo e di memoria allocata. Dunque si applica un affinamento della discretizzazione solo dove necessario, ad esempio in zone di dettaglio a geometria curvilinea, o zone fortemente sollecitate la cui geometria implica una concentrazione di tensioni rilevante. È possibile dunque eseguire un'analisi di convergenza, con un aumento progressivo e graduale del numero di elementi e stimare la deviazione che vi sia fra le iterazioni. Secondo il grado di tolleranza o del coefficiente di sicurezza considerato è possibile più o meno esporsi all'errore, ossia assumere un limite di accettabilità per cui la deviazione non sia rilevante. Parametri generalmente utilizzati per esprimere la bontà della mesh utilizzata sono:

- **Element quality:** misura la qualità generale della mesh, sulla base della forma, delle proporzioni e della distorsione dell'elemento. Esso può assumere dei valori tra zero e uno, in particolare valori bassi indicano una cattiva discretizzazione. Valori inferiori a 0,25 possono condurre ad errori di convergenza, mentre per valori maggiori la discretizzazione risulta accettabile.
- **Aspect Ratio:** misura quanto un elemento è allungato o distorto. Esso non è altro che il rapporto tra il lato più lungo e quello più corto, ad esempio per elementi triangolari un valore unitario corrisponde ad un triangolo equilatero. Per cui un elemento perfettamente regolare ha un aspect ratio unitario, mentre un elemento molto allungato o distorto può assumere un valore molto elevato e portare quindi a risultati poco accurati. Sono accettabili valori compresi tra 1 e 3.
- **Jacobian Ratio:** rappresenta un controllo più accurato della distorsione ed è strettamente legato al calcolo della matrice di rigidità. Rimandando

all'espressione 3.6, il valore del determinante della matrice Jacobiana può assumere un valore nullo e pregiudicare il calcolo della matrice di rigidità. Il malcondizionamento della matrice porterà ad instabilità numerica e non convergenza dei risultati. Dunque si preferiscono valori non nulli del determinante. Tuttavia sebbene quanto scritto faccia riferimento al determinante della matrice Jacobiana, in ambiente software viene impiegato un *ratio* strettamente legato allo Jacobiano e come indicatore di qualità. Ossia:

$$\text{Jacobian Ratio} = \frac{\min(\det(J))}{\max(\det(J))} \quad (3.14)$$

Dove il minimo e il massimo sono calcolati tra tutti i punti di integrazione dell'elemento. Si impiega quindi il *ratio* per esprimere quanto vari localmente lo Jacobiano e fornire una maggiore indicazione sull'uniformità della mappatura. Si preferiscono valori maggiori di 0,4.

- **Skewness:** misura quanto un elemento si discosti dalla forma ideale, quadrata od equiangolare. Valori prossimi a zero esprimono una leggera deviazione dall'idealità. Risultano accettabili valori al di sotto di 0,75. Anche tale parametro risulta cruciale nell'accuratezza dei risultati e sulla stabilità del metodo.

Nota *Si specifica che quanto appena discusso è il risultato di conoscenza e apprendimento accademico durante il percorso di studi. I fondamenti teorici sono estrapolati dagli appunti dei corsi consultabili in Bibliografia, [9], [10].*

Capitolo 4

Preparazione del modello

4.1 Studio preliminare su base teorica

Per quanto visto nel capitolo 1.1, il sistema è montato in modo tale che i componenti risultino ancorati in alto, così come visibile nella Figura 1.7, il PCB è il soffitto della struttura da cui pendono i diversi componenti. Così come preannunciato nella metodologia in figura 1.8, sarà necessario eseguire un calcolo del *pre-stress* statico che terrà conto dell'effetto inerziale, quindi dell'orientamento dei componenti. A titolo esemplificativo segue lo studio oscillatorio di un pendolo, il cui comportamento dinamico è dato dalla influenza della massa, ciò giustifica quanto riportato precedentemente.

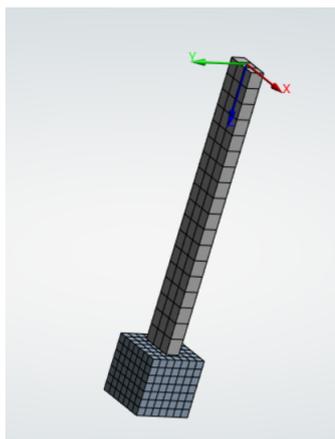


Figura 4.1: Pendolo

4.1.1 Studio dinamico di un pendolo

Il pendolo d'esempio è costituito da una bandella alla cui estremità vi è collegato un peso, come illustrato in Figura 4.1. L'effetto del peso può essere considerato mediante una prima *Static Structural Analysis*, i cui risultati forniranno gli input della successiva *Modal Analysis*. Si effettua infine una *Transient Analysis*, come convalida del modello.



Figura 4.2: Workbench dello studio

Static Structural Analysis

Dopo aver importato la geometria si associano i materiali ai due elementi dell'assieme, ossia la bandella ed il peso. Al primo si associa il "*PCB laminate Epoxy Glass/Fiber FR4*" presente nella libreria di *Ansys*, al secondo lo "*Structural Steel*", materiali impiegati nel caso studio e citati nei capitoli successivi del documento, difatti le proprietà di questi sono consultabili nelle tabelle 4.11 e 5.8. Si verificano le connessioni fra i due componenti. In particolare, si adotta un contatto di tipo *Bonded* come default di importazione. Si considera l'effetto gravitazionale mediante l'aggiunta di *Earth Standard Gravity*, applicata ad entrambi i corpi secondo la direzione z mostrata nella figura. Si applicano le condizioni al contorno: si simula la presenza di una cerniera alla sommità della bandella mediante l'inserimento di un *Remote Displacement*, ossia un vincolo con un solo grado di libertà, la rotazione attorno all'asse y . Il modello risulta pronto per l'analisi statica, che prevede il pendolo nella sua condizione di equilibrio. Nel *Post Processing* si verifica che la reazione vincolare in direzione z relativa al vincolo definito precedentemente sia pari alla somma della forza peso di bandella e cubetto.

Componente	Massa [Kg]
Bandella	1.458
Cubo	7.85

Tabella 4.1: Valori in massa dell'assieme - pendolo

Reazione vincolare calcolata [N]	Reazione vincolare teorica [N]
$F_z = -91.28$	$F_z = -(1.458 + 7.85) \cdot 9.8066 = -91.28$

Tabella 4.2: Verifica statica dell'assieme - pendolo

Frequenza teorica del pendolo

Prima di procedere con l'analisi modale si calcola la frequenza di oscillazione del pendolo. Come noto, trascurando l'inerzia della bandella essa è pari a

$$f^I = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (4.1)$$

Dove L è la distanza dal centro di massa, ossia la distanza dal baricentro del pesetto alla cerniera di monte. D'altra parte, considerando l'inerzia della bandella di sezione rettangolare la formula muta nella seguente espressione:

$$f^{II} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{mg \cdot OG + Mg \cdot OB}{m \cdot OG^2 + M \cdot OB^2 + I + J}} \quad (4.2)$$

Dove

OG : distanza del centro di massa della bandella dalla cerniera;

OB : distanza del centro di massa del pesetto dalla cerniera;

I : momento di inerzia baricentrico della bandella;

J : momento di inerzia baricentrico del pesetto;

Dalle formule precedenti si ottiene:

$$f^I = 0.7027 \text{ Hz}$$

$$f^{II} = 0.6808 \text{ Hz}$$

Modal Analysis

Si esegue l'analisi modale del modello, inserendo in *Environment* il *Pre-Stress* definito nella statica. Il modello non necessita di ulteriori definizioni. Si riportano le prime 6 frequenze proprie del sistema.

Mode	Frequency [Hz]
1	0.6819
2	10.343
3	98.971
4	149.15
5	255.36
6	439.81

Tabella 4.3: Modi propri - Pre-Stress

Come si osserva la prima frequenza è prossima alla frequenza teorica f^H precedentemente calcolata, quantitativamente si ottiene uno scostamento percentuale di 0.162%. Il primo modo esprime l'oscillazione propria del pendolo attorno all'asse y , come suggerisce l'animazione della prima forma modale in ambiente software. Si effettua un confronto delle frequenze proprie del sistema deselezionando in input l'*Environment* di *Pre-Stress*, ossia trascurando il contributo statico calcolato in precedenza. I modi risultano i medesimi e le frequenze si discostano non in maniera significativa dai valori numerici ottenuti precedentemente. Tuttavia in questo modo si perde l'informazione quantitativa dell'unico modo rigido consentito, in quanto il primo modo, proprio dell'oscillazione del pendolo, riflette una frequenza quasi nulla.

Mode	Frequency [Hz]
1	1.18E-03
2	10.317
3	98.971
4	149.1
5	255.33
6	439.76

Tabella 4.4: Modi propri - NO Pre-Stress

Come volevasi dimostrare il contributo statico in una pura analisi modale risulta piccolo.

Transient Structural

Lo scopo di questa analisi è quello di riprodurre il primo modo proprio del sistema, ossia il moto oscillatorio attorno all'asse y . Nella *Transient*, imporre la condizione iniziale della *Modal* garantisce una configurazione iniziale coerente con i modi trovati precedentemente ed è utile per studiare la risposta dinamica del sistema senza forzanti esterne. Utilizzando in input la *Modal* non si impone alcuno spostamento

iniziale o forzante esterna, la struttura oscilla liberamente secondo il primo modo perché è il modo con la frequenza più bassa, quindi più facilmente eccitabile. Si valuta nel *Post Processing* la *Total Deformation* ossia lo spostamento dovuto al primo modo di vibrare, in quanto la relativa frequenza ha un valore non lontano dalla prima frequenza propria. Tale valore in frequenza è stato ricavato da una FFT dei dati di output del *Post Processing* di Ansys. Di sotto viene riportato lo spettro in frequenza in cui si nota il picco di ampiezza riconducibile al primo modo di vibrare.

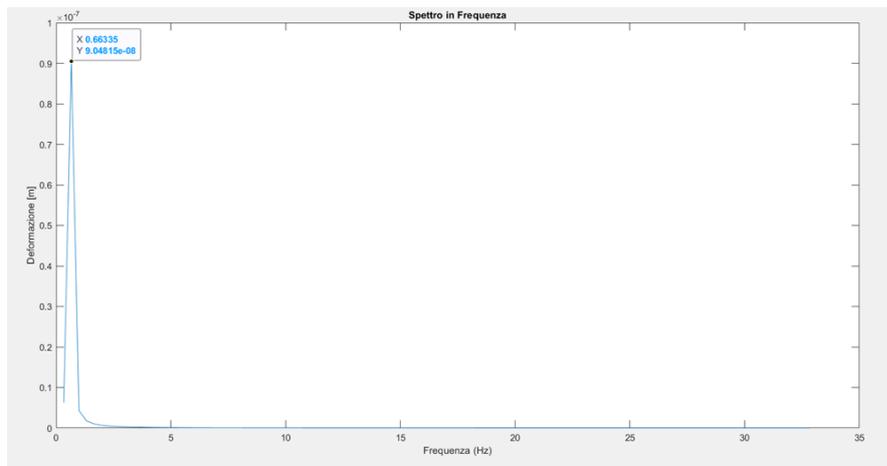


Figura 4.3: Spettro in frequenza pendolo

Osservazioni Come evidenziano le frequenze, il contributo statico non risulta rilevante in un sistema lineare, ove le deformazioni elastiche non sono significative e gli spostamenti sono piccoli. Ciò nonostante in una struttura definita come il caso studio in esame, ove vi sono numerosi contatti in gioco e l'interesse è rivolto principalmente allo stato tensionale e di deformazione sulla piastra a seguito di un input randomico, il contributo statico non può essere trascurato. Tale contributo sarebbe irrilevante qualora l'analisi fosse focalizzata principalmente sulle frequenze proprie della struttura, ove una pura analisi modale non preveda alcuna perturbazione dell'equilibrio del sistema.

Mode	Frequency [Hz]		Scostamento percentuale
	Pre-Stress	NO Pre-Stress	
1	0.6819	1.18E-03	99.827%
2	10.343	10.317	0.251%
3	98.971	98.971	0.000%
4	149.15	149.1	0.034%
5	255.36	255.33	0.012%
6	439.81	439.76	0.011%

Tabella 4.5: Confronto Modelli

4.2 Implementazione del modello

Oggetto di studio è la risposta in termini di deformazione e tensione del PCB, sul quale sono montati i diversi componenti elettronici che garantiscono il funzionamento del modulo. Seguendo la metodologia illustrata in Figura 1.8 di capitolo 1, si implementa il modello di studio, specificando che il modello CAD, la distinta base, la scheda tecnica della relativa componentistica ed il pre-layout sono forniti e verranno richiamati durante il lavoro. Il profilo vibrazionale verrà discusso nel paragrafo 4.6.1.

Si procede ad una corretta preparazione ed implementazione del modello in ambiente software, perseguendo i requisiti indicati dalla teoria FEM.

4.3 Dissipatore

Poichè l'assieme poggia su di una base in alluminio, il dissipatore, risulta necessario preparare adeguatamente questo componente all'analisi, poichè funge sia da supporto che da sorgente di vibrazioni, dalle quali l'assieme risulterà sollecitato. Si associa al dissipatore il materiale denominato "*Aluminum Alloy*" presente nella libreria di *Ansys Mechanical* e le cui caratteristiche sono riportate in tabella.

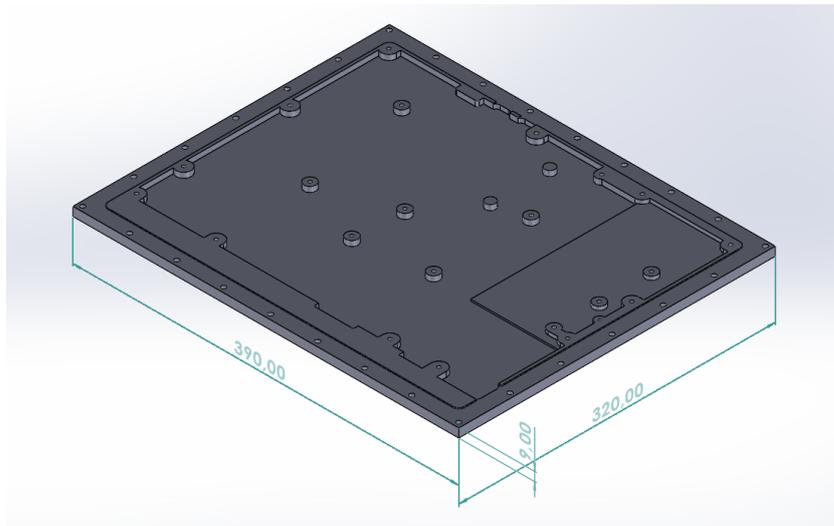


Figura 4.4: Dissipatore

Aluminum Alloy		
Proprietà	Valore	Unità
Density	2.77e-06	kg/mm ³
Young's Modulus	71000	MPa
Poisson's Ratio	0.33	
Bulk Modulus	69608	MPa
Shear Modulus	26692	MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	2.3e-05	1/°C
Tensile Ultimate Strength	310	MPa
Tensile Yield Strength	280	MPa

Tabella 4.6: Proprietà Alluminio

Dimensione	Valore	Unità
Lunghezza	390	mm
Larghezza	320	mm
Spessore	9	mm

Tabella 4.7: Dimensioni Dissipatore

4.3.1 Mesh

Dopo aver importato il modello si procede ad una adeguata discretizzazione, convalidata da un'analisi di convergenza e dai parametri discriminanti della mesh.

Da un prima discretizzazione impostata seguendo i parametri di default seguono le valutazioni sui parametri di **Element Quality**, **Aspect Ratio**, **Skewness** e **Jacobian Ratio**.

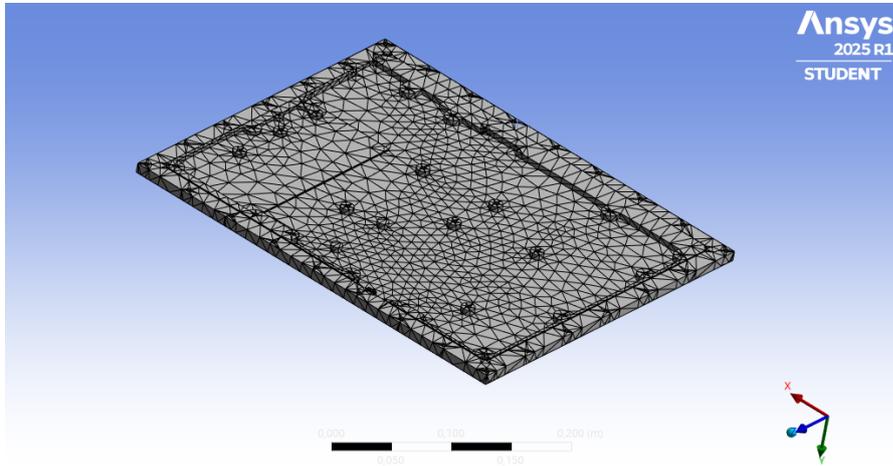


Figura 4.5: Default Mesh - Dissipatore

Element Quality Si analizza la bontà degli elementi mediante il parametro di Element Quality, che fornisce una misura generale con valori compresi tra zero e uno. In particolare non sono consigliati valori al di sotto di 0.25.

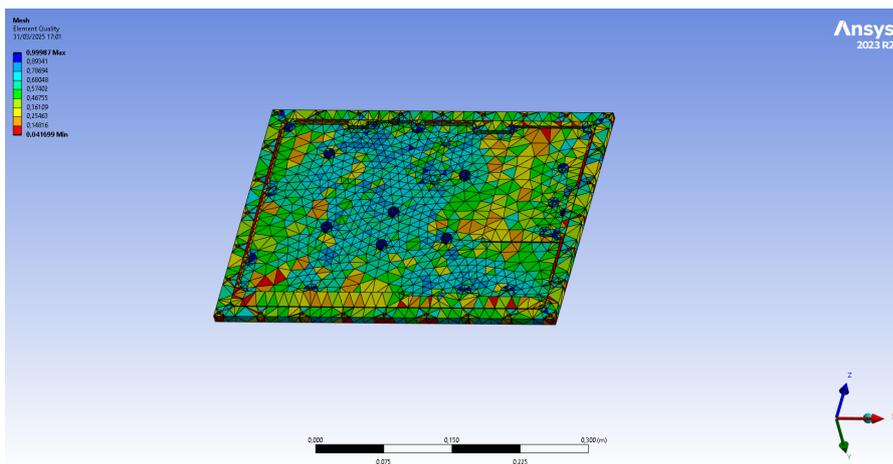


Figura 4.6: Element Quality - 1

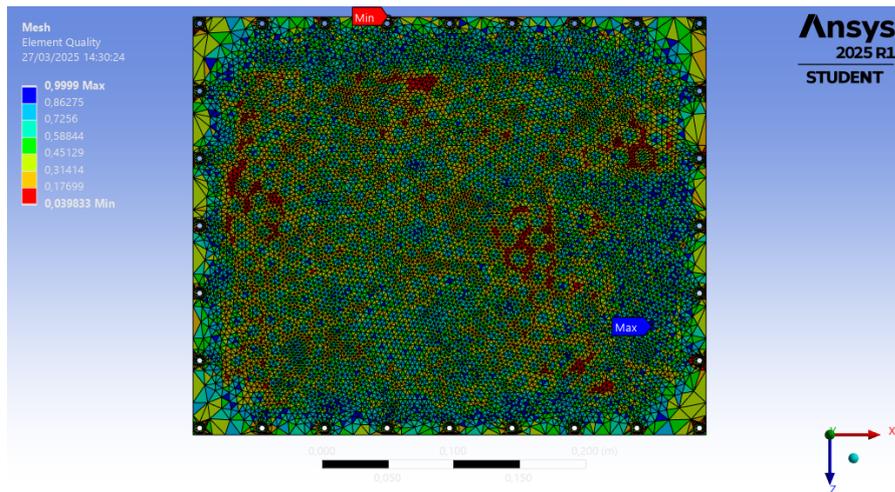


Figura 4.7: Element Quality - 2

Modificando la scala di visualizzazione si può notare come vi siano alcuni elementi con valori molto bassi, questi sono visibili soprattutto nella vista di Figura 4.8.

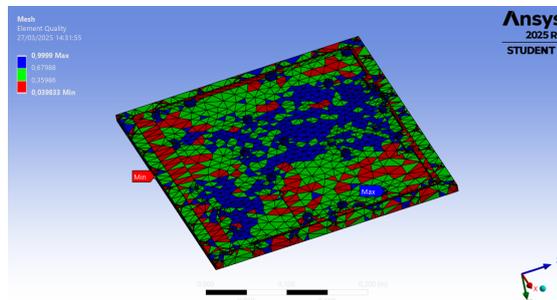


Figura 4.8: Element Quality - 3

Aspect Ratio Come già enunciato, la condizione ottimale è espressa da un valore unitario, per cui valori molto alti possono portare a risultati poco accurati, in quanto riflettono l'amplificazione di distorsioni o scostamenti.

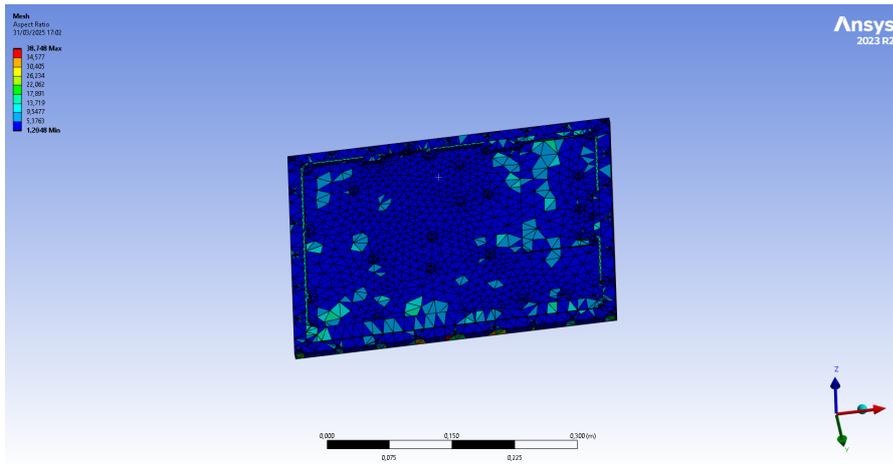


Figura 4.9: Aspect Ratio

Dalla Figura 4.9 si osserva come si abbiano dei valori non sufficienti solo in limitate aree, quasi puntualmente in alcune zone del modello.

Skewness Mediante questo indicatore si dà una maggiore descrizione dell'elemento dal punto di vista geometrico.

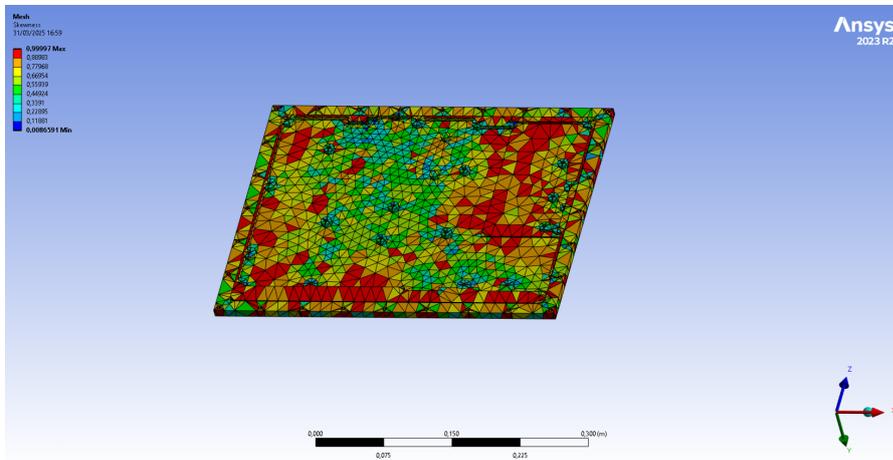


Figura 4.10: Skewness

Si intuisce immediatamente dalla mappa precedente la necessità di un affinamento della mesh per ottenere dei risultati migliori in termini di Skewness.

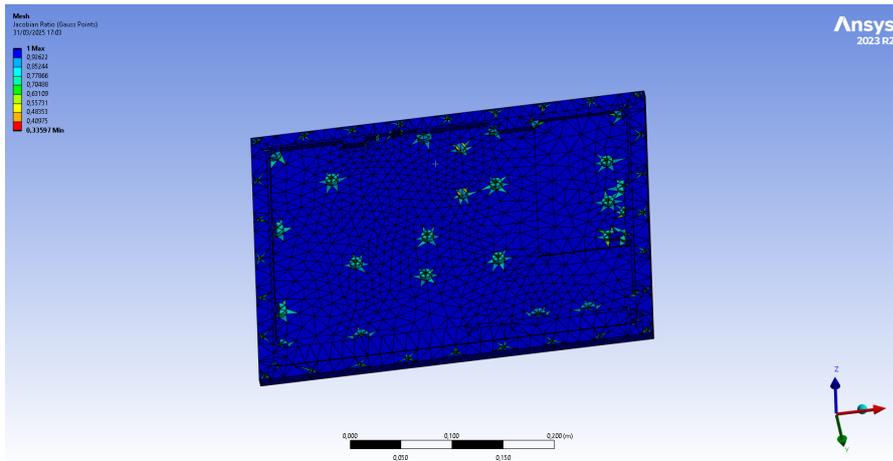


Figura 4.11: Jacobian Ratio

Jacobian Ratio Come indica la scala lo Jacobian Ratio risulta uniforme con valori quasi ottimali, ma in limitate zone, soprattutto nei fori, vi sono dei valori bassi, ma non al di sotto di 0.33597, per cui non vi sono rilevanti criticità. Tuttavia è possibile ottimizzare questi parametri attraverso un affinamento od una modifica della prima mesh adottata.

4.3.2 Refinement Mesh

Un primo affinamento della mesh coinvolge i fori del componente, ossia si selezionano sia i fori perimetrali che quelli interni. In termini di Skewness si ottengono i seguenti risultati.

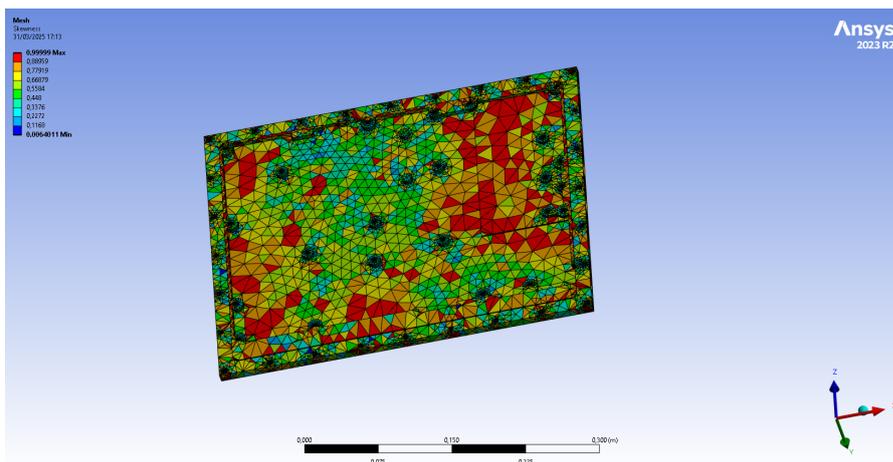


Figura 4.12: Skewness - primo refinement

Così come visibile nella figura successiva, nella zona dei fori la discretizzazione risulta più accettabile e regolare.

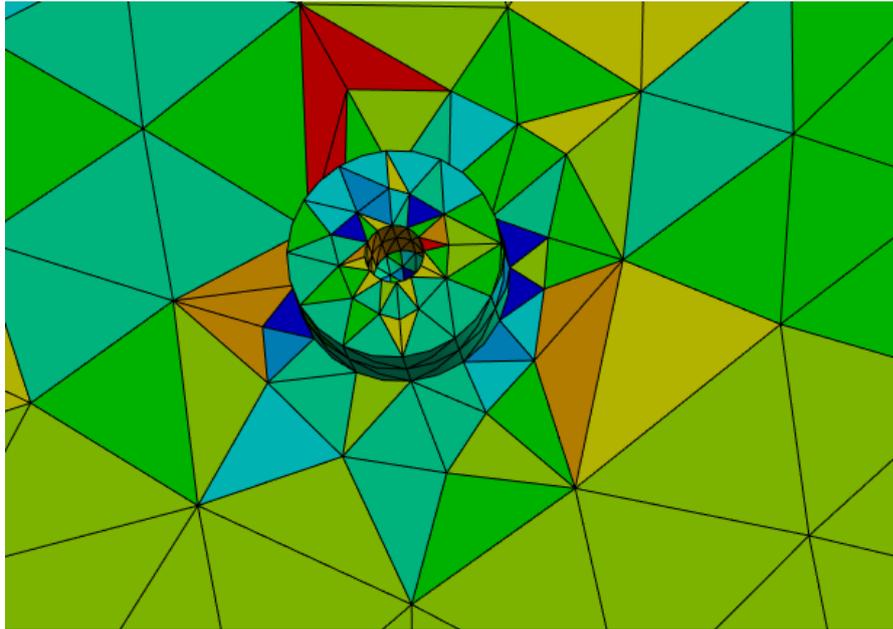


Figura 4.13: Skewness fori

Tuttavia i risultati sono ulteriormente migliorabili mediante un secondo refinement che coinvolge le facce delimitate dalla zona perimetrale. Si ottiene la seguente mappa di skewness, la quale non risulta ottimale ma è un buon compromesso in termini computazionali, poichè un ulteriore refinement aumenterebbe notevolmente il numero di nodi e di elementi.

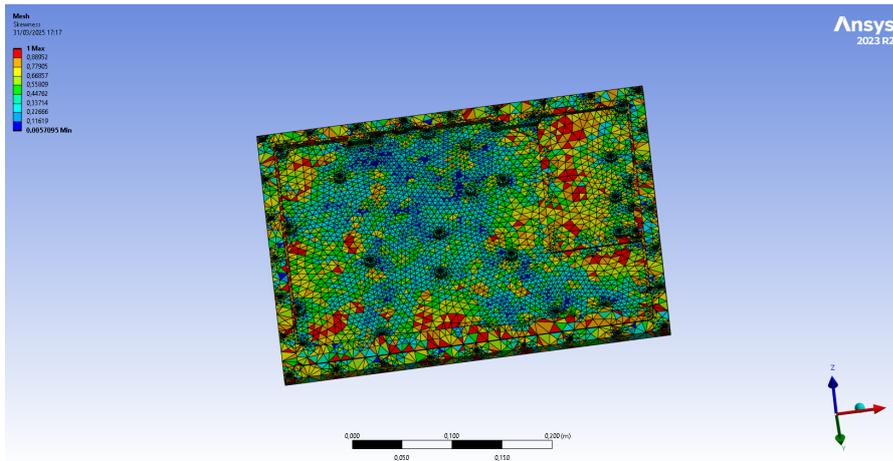


Figura 4.14: Secondo refiniment

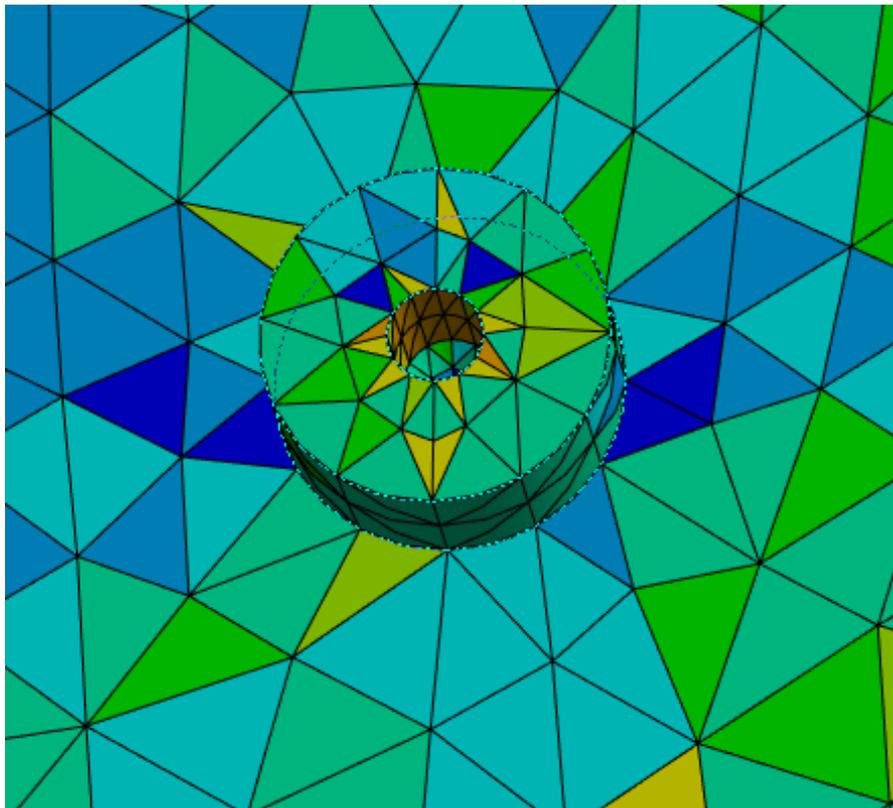


Figura 4.15: Skewness nei fori - secondo refiniment

Si riassumono quindi le strategie di mesh analizzate:

1. Default Mesh
2. Refinement localizzato ai fori
3. Refinement nei fori e sulla'area interna.

Si valuta la bontà del secondo refinement negli istogrammi seguenti. Nel caso dello Jacobian Ratio si ha una ottima affidabilità del modello, mentre per lo skewness si ritiene comunque accettabile il range indicato.

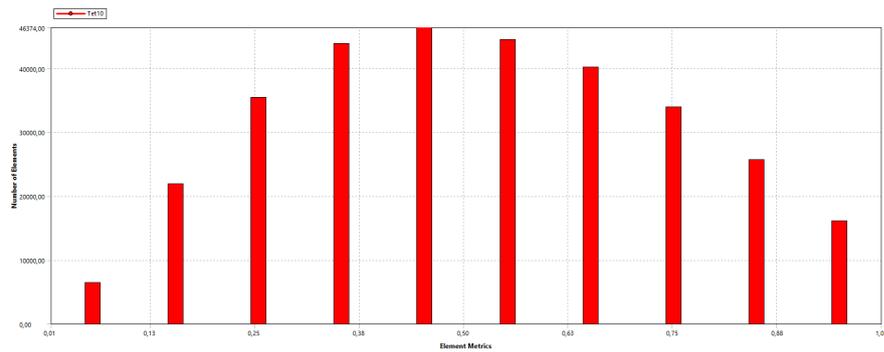


Figura 4.16: Istogramma Skewness

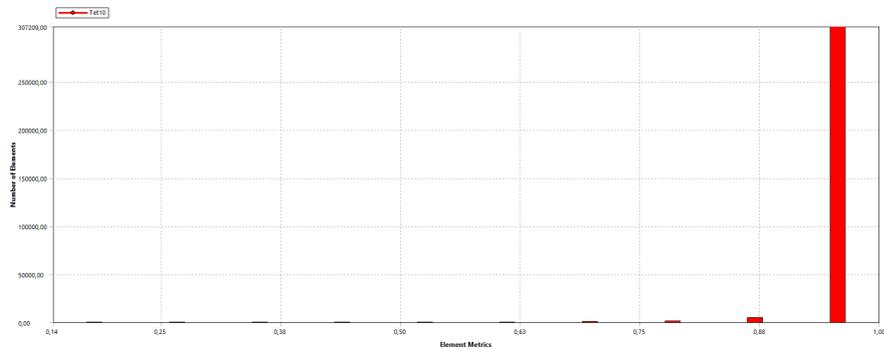


Figura 4.17: Istogramma Jacobian Ratio

4.3.3 Analisi di convergenza

Dopo aver discretizzato il modello, è possibile convalidare la bontà della mesh mediante un'analisi di convergenza. In particolare si effettua un'analisi modale *free-free*, cioè senza la definizione di vincoli. Si estraggono i primi 10 modi di vibrare.

Mode	Frequency [Hz]
1	0
2	0
3	0
4	1.69-03
5	7.63e-03
6	1.27e-03
7	146.24
8	212.51
9	285.85
10	404.64

Tabella 4.8: Modi - Default Mesh

Come si osserva i primi modi risultano a frequenza nulla o prossima a zero, in quanto rappresentanti i moti rigidi dell'oggetto, libero di traslare nelle tre direzioni spaziali x,y e z, e di ruotare attorno a queste. Tali valori confermano la validità dell'analisi *free-free*.

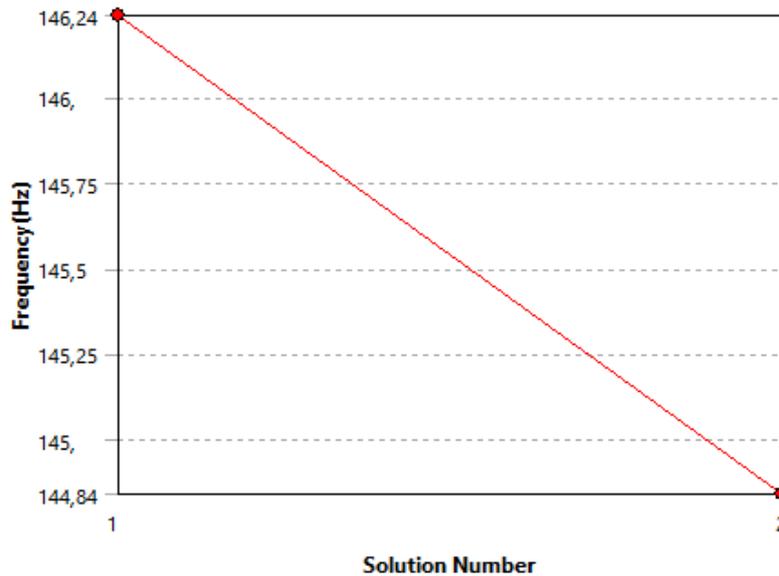
Mode	Frequency [Hz]
1	0
2	0
3	0
4	1.08e-03
5	5.94e-03
6	1.22e-03
7	145.45
8	211.94
9	285.13
10	402.93

Tabella 4.9: Modi - Primo Refinement

Come si osserva dalle *tabelle 4.9 e 4.10* si ha una minima variazione della prima frequenza non nulla. Successivamente si è automatizzato lo studio di convergenza attraverso il modulo dedicato *Convergence* presente in ambiente software, relativo alla prima frequenza non nulla (settima frequenza). Si specifica che nell'analisi di convergenza in Ansys, il software impiega un refinement globale alla quale associa il trend della frequenza selezionata.

Mode	Frequency [Hz]
1	0
2	0
3	0
4	7.81e-04
5	8.26e-04
6	1.51e-03
7	145.05
8	211.78
9	284.89
10	402.28

Tabella 4.10: Modi - Secondo Refinement



	Frequency(Hz)	Change (%)	Nodes	Elements
1	146,24		91731	47021
2	144,84	-0,96184	585861	353828

Figura 4.18: Convergenza

Si intuisce immediatamente come un affinamento della mesh non modifichi in maniera rilevante le frequenze proprie del modello, che equivarrebbe a dire che la prima discretizzazione del modello non è inadeguata, ma accettabile. La

convergenza sarebbe più evidente con una mesh iniziale più grezza o grossolana. Sebbene in termini di frequenze non vi è una marcata differenza, le mappe dei parametri precedentemente descritti, consigliano una migliore discretizzazione, soprattutto in prossimità di zone ad elevato dettaglio o zone sottili; in particolare questa caratterizzazione è stata effettuata nelle zone dei fori, che risulteranno aree delicate poichè fortemente tensionate a causa del fissaggio. Quindi è richiesta un'opportuna discretizzazione in queste zone, altrimenti i risultati in termini di tensione risulterebbero inaccurati a causa dell'errore residuo di discretizzazione.

4.4 PCB

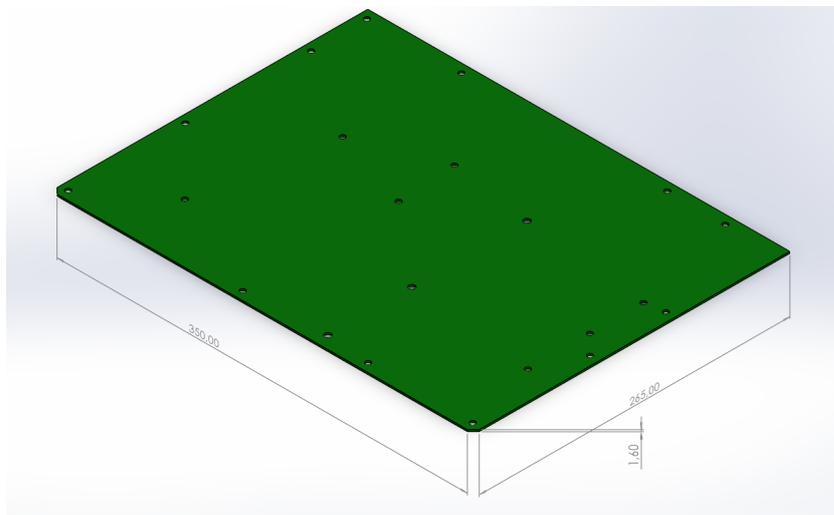


Figura 4.19: PCB

Data la complessità del modello, al fine di ottenere un'indicazione ed una misura generale del comportamento del sistema con discreti tempi computazionali, secondo anche quanto riportato dai documenti [3] e [7] seguono le seguenti assunzioni: per lo studio del PCB si adotta il materiale disponibile in libreria Ansys "FR-4.0, Epoxy (EP) matrix, Glass fiber woven fabric, high loss, PCB laminate", le cui proprietà sono simili a quelle di letteratura.

Dimensione	Valore	Unità
Lunghezza	350	mm
Larghezza	265	mm
Spessore	1.6	mm

Tabella 4.12: Dimensioni PCB

PCB		
Proprietà	Valore	Unità
Density	1.944e-06	kg/mm ³
Young's Modulus	24370	MPa
Poisson's Ratio	0.16490	
Bulk Modulus	12121	MPa
Shear Modulus	10460	MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.47e-05	1/°C
Tensile Ultimate Strength	298	MPa
Tensile Yield Strength	298	MPa

Tabella 4.11: Proprietà PCB

Così come fatto per il dissipatore, si procede ad una adeguata discretizzazione del PCB considerando i parametri precedentemente descritti e la convergenza delle frequenze proprie. Si confrontano differenti strategie di mesh con l'obiettivo di avere il miglior compromesso computazionale.

Mesh	Nodes	Elements
Default size 10 mm	13805	1894
Multizone	57396	8082
Multizone + Edge Sizing	100929	14246

Tabella 4.13: Confronto strategie di mesh

In particolare la strategia Multizone permette una miglior discretizzazione del modello, dividendo la geometria in zone compatibili, ossia impiegando ove possibile elementi esaedrici, cercando di minimizzare l'uso di elementi tetraedrici.

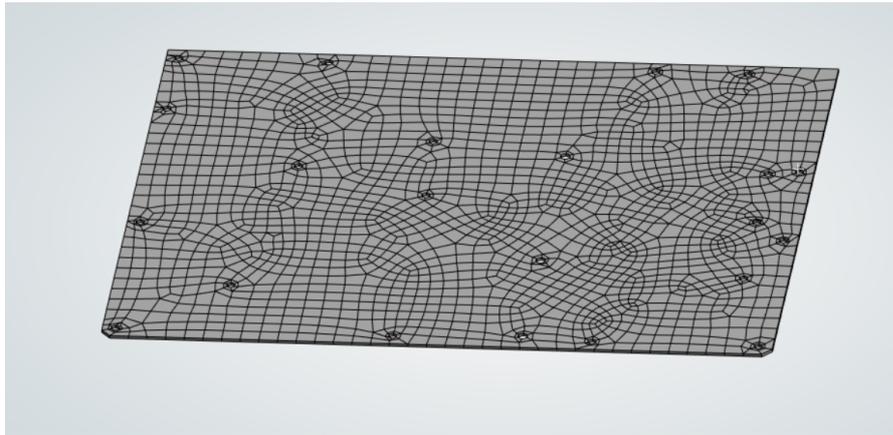


Figura 4.20: Default size 10 mm

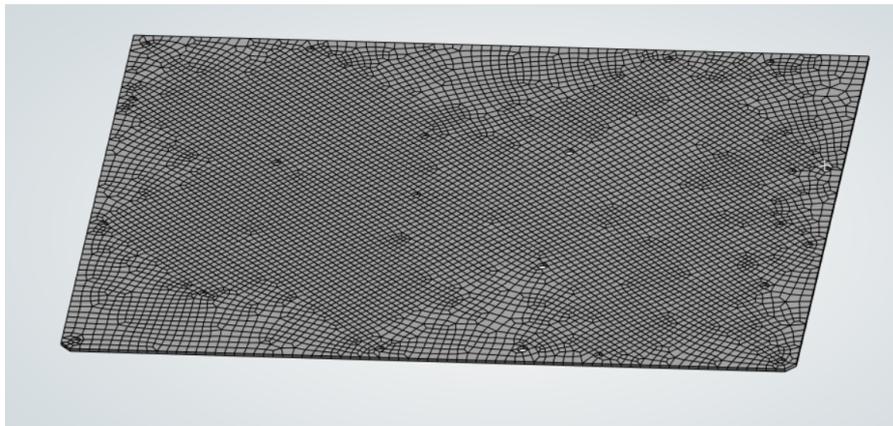


Figura 4.21: Multizone

Le differenze sono facilmente osservabili fra le due figure precedenti. Si intuisce facilmente come la terza strategia di mesh risulti la più indicata in termini di Skewness e di Jacobian Ratio, dati l'elevato numero di elementi e la bontà degli elementi esaedrici. Ciò è indicato nei grafici sottostanti:

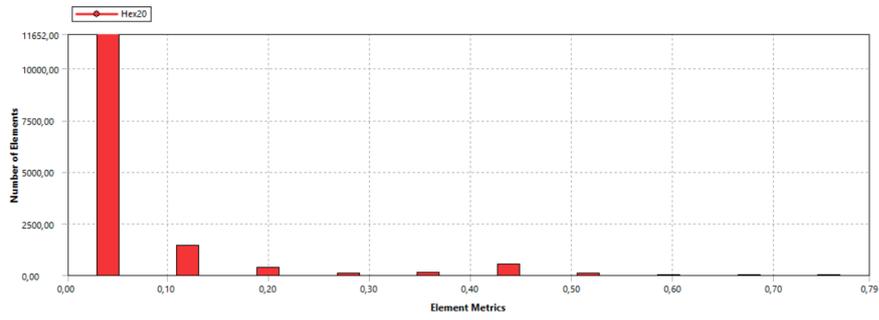


Figura 4.22: Skewness - Multizone

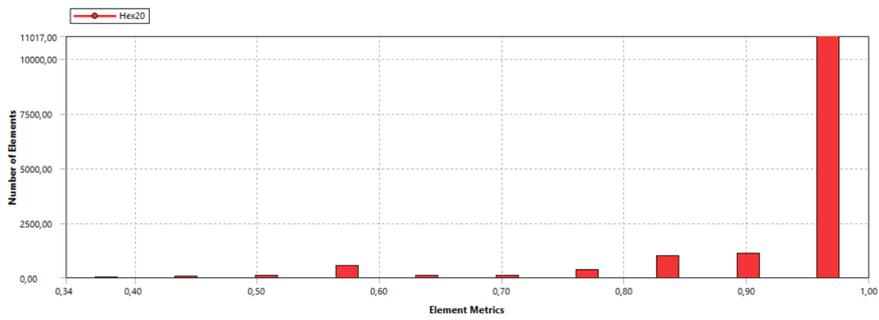


Figura 4.23: Jacobian Ratio - Multizone

Le strategie di discretizzazione riflettono le seguenti frequenze proprie:

Mode	Frequency [Hz]		
	1st strategy	2nd strategy	3rd strategy
1	0	0	0
2	0	0	0
3	0	7.50E-04	8.86E-04
4	6.29E-04	1.24E-03	1.28E-03
5	2.40E-03	2.38E-03	1.50E-03
6	4.91E-03	2.77E-03	1.83E-03
7	39.547	39.554	39.536
8	44.96	44.954	44.948
9	80.935	80.928	80.914
10	91.765	91.777	91.738

Tabella 4.14: Confronto delle frequenze naturali tra le diverse strategie di mesh

Come si osserva vi è una buona convergenza della prima frequenza naturale non nulla, ossia lo scostamento percentuale risulta minimo, per cui è possibile utilizzare anche la mesh "grezza" di default, riducendo il tempo computazionale come indicato in tabella.

	1st strategy	2nd strategy	3rd strategy
Elapsed Time	5 s	9 s	18 s

Tabella 4.15: Tempo computazionale

Tuttavia risulterà necessario successivamente affinare il livello di discretizzazione per cogliere i dettagli locali ed avere una buona rappresentazione del livello di tensione e di deformazione, secondo i limiti computazionali.

4.5 Sistema Accoppiato

Si procede allo studio del sistema dissipatore-PCB, il cui accoppiamento è dato da un serraggio mediante viti, come mostrato in figura 4.24

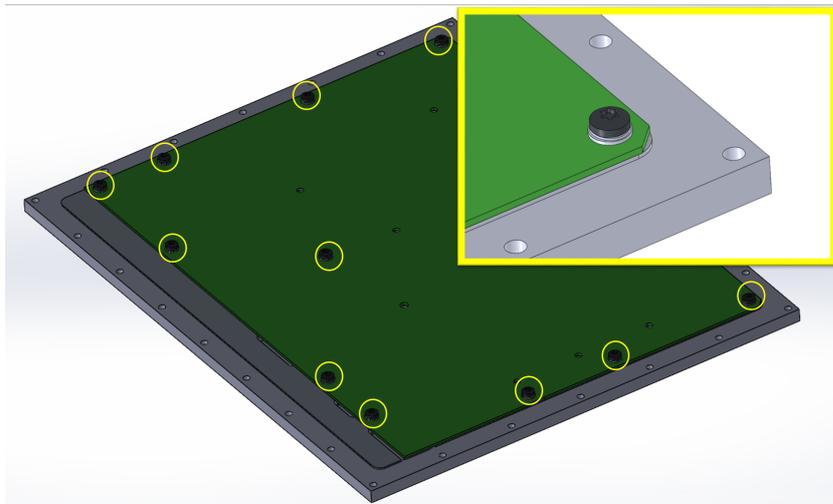


Figura 4.24: Viti di fissaggio

4.5.1 PCB - dissipatore

Si procede ora all'accoppiamento dei due componenti precedentemente studiati.

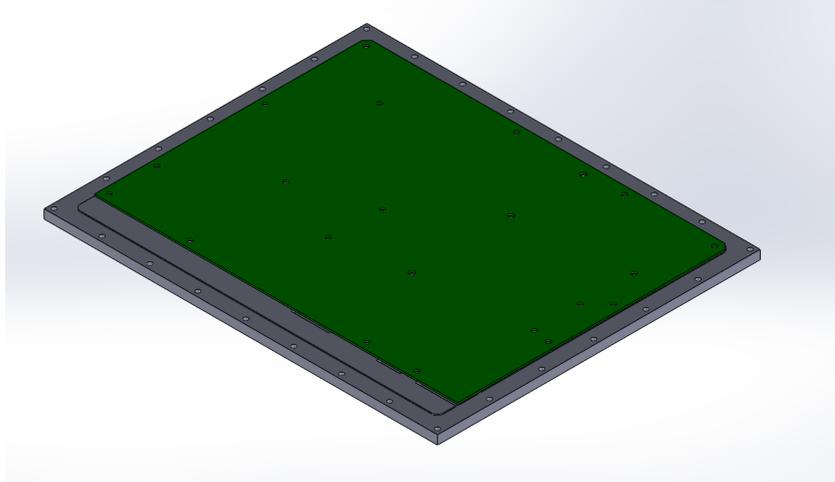


Figura 4.25: PCB e Dissipatore

Per definire l'accoppiamento di tali componenti si sono differenziate diverse tipologie di collegamento.

Bonded e Frictional Contact

La prima strategia di collegamento prevede la definizione di un *Bonded Contact* in corrispondenza dei fori interessati al serraggio mediante viti M4. Ciò assicura un saldo accoppiamento, evitando attrito o scorrimento. Questa tipologia di contatto è quindi ideale, ma vantaggiosa dal punto di vista computazionale, in quanto puramente lineare. Nella selezione delle superfici dei contatti bonded si prendono le facce interne dei fori del PCB e le relative facce delle "torrette" del dissipatore su cui poggia il PCB, ossia quella zona di contatto per cui nella realtà poggia la testa della vite. Ove il serraggio non prevede torrette, quindi nella zona perimetrale del PCB, si selezionano le superfici interne dei fori. Segue un'immagine di quanto descritto, in particolare in rosso è evidenziata la superficie interna del foro del PCB e in blu la superficie del dissipatore su cui poggia la testa della vite; segue la definizione di un *Frictional Contact*, ossia un contatto con scorrimento nelle zone in cui i due componenti sono a contatto secondo un normale appoggio senza alcun tipo di serraggio. Se da un lato il solutore non ha problemi nella gestione di contatti lineari, d'altra parte è necessario adattare mediante un opportuno setup il contatto frictional, non lineare. In particolare, si adotta l'algoritmo *Augmented Lagrange*, più stabile, e parametri di *Normal Stiffness Factor* e *Stabilizing Damping Factor*

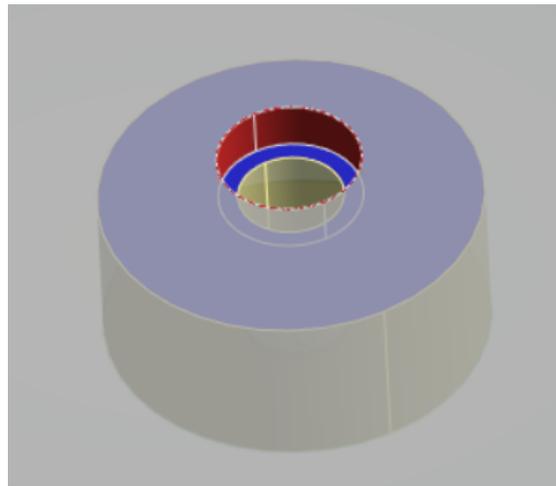


Figura 4.26: Bonded Contact

rispettivamente pari a $5e - 002$. Questi parametri fungono sia da stabilizzatori numerici che fisici del contatto, ossia evitano un irrigidimento eccessivo ed una instabilità numerica.

Type	Frictional
Friction Coefficient	0,1
Scope Mode	Manual
Behavior	Asymmetric
Trim Contact	Program Controlled
Contact APDL Name	
Target APDL Name	
Suppressed	No
Display	
Element Normals	No
Advanced	
Formulation	Augmented Lagrange
Small Sliding	Program Controlled
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Factor
Normal Stiffness Factor	5,e-002
Update Stiffness	Each Iteration
Stabilization Damping Factor	5,e-002
Pinball Region	Program Controlled
Time Step Controls	None
Geometric Modification	
Interface Treatment	Add Offset, No Ramping
Offset	0, mm
Contact Geometry Correction	None
Target Geometry Correction	None

Figura 4.27: Setup Frictional

Beam Connection

La seconda alternativa di connessione è rappresentata da un modello più realistico, che comprenda la coppia di serraggio delle rispettive viti, responsabili dell'accoppiamento dissipatore-PCB. Si utilizza un collegamento mediante *Beam Connection*, ossia una tipologia di collegamento meno gravosa e più gestibile dal sistema se confrontata alla descrizione dettagliata della vite mediante *Bolt Tool*, in modo da non risultare troppo complessa ma comunque accettabile per valutarne il comportamento globale. Si individuano quindi questi elementi Beam in corrispondenza dei fori, corpi rigidi che sostituiscono i precedenti contatti *Bonded* e a cui verranno applicate le forze di serraggio. Tuttavia il sistema necessita di alcune modifiche nella trattazione dei contatti *Frictional*, dovuto alla presenza dei collegamenti trave. Segue la modifica del setup delle zone di contatto *Frictional* tra dissipatore e PCB.

[-] Definition	
Type	Frictional
Friction Coefficient	0,2
Scope Mode	Manual
Behavior	Program Controlled
Trim Contact	Program Controlled
Contact APDL Name	
Target APDL Name	
Suppressed	Yes
[-] Display	
Element Normals	No
[-] Advanced	
Formulation	Augmented Lagrange
Small Sliding	Program Controlled
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Factor
Normal Stiffness Factor	0,3
Update Stiffness	Each Iteration
Stabilization Damping Factor	0,
Pinball Region	Program Controlled
Time Step Controls	None
[-] Geometric Modification	
Interface Treatment	Adjust to Touch
Contact Geometry Correction	None
Target Geometry Correction	None

Figura 4.28: Setup Frictional - Beam Connection

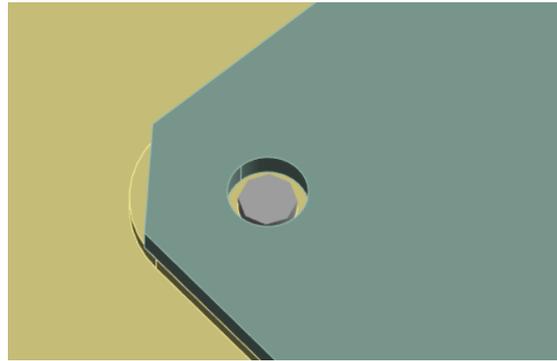


Figura 4.29: Dettaglio Beam Connection

Si precisa che l'impostazione dei parametri di setup è stata effettuata iterativamente, affinché i risultati convergessero verso output coerenti e realistici, come una *Total Deformation* non eccessiva.

4.5.2 Static Structural

Come già citato, essendo il sistema montato nella maniera per cui la gravità risulti essere rilevante, all'analisi modale precede una *Static Structural Analysis*, ossia una analisi statica i cui output saranno inseriti nella successiva Modal, selezionando un *Environment: Pre-Stress*, dovuto alla *Static* precedente. Una volta preimpostato il modello, ossia dopo aver definito le zone di contatto e la discretizzazione, si inserisce in ambiente *Static* la *Standard Earth Gravity* per tenere conto dell'effetto inerziale dei componenti. Si definiscono come *Boundary Conditions* dei *Fixed Supports* in corrispondenza dei fori perimetrali del dissipatore.

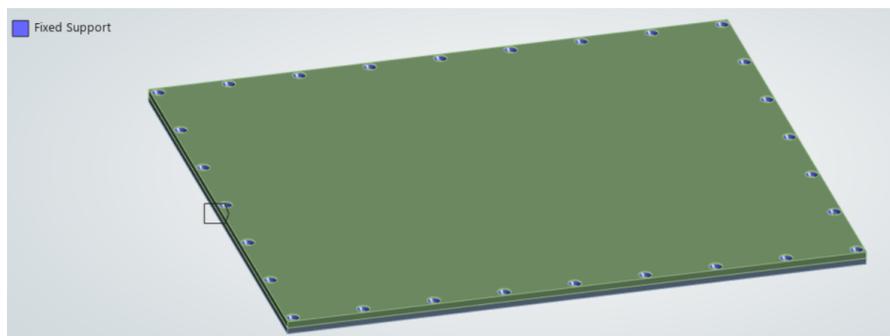


Figura 4.30: Fixed Support

Bolt Pretension

Nel caso in cui si adottino le *Beam Connection*, è necessario definire una *Bolt Pretension*, ossia la forza di serraggio che garantisce la connessione tra PCB e dissipatore. Poichè secondo gli standard progettuali si utilizzano coppie di serraggio di 2.5 Nm per viti M4 relative ai fori dissipatore-PCB, le corrispondenti forze assiali sono così definite:

$$T = K \cdot D \cdot P \quad (4.3)$$

T = coppia di serraggio;

K = nut factor;

D = diametro nominale;

P = precarico

Sostituendo i valori di $K = 0,2$ e $D = 4 \text{ mm}$, si ottiene un precarico di 3125 N. La coppia di serraggio segue prima l'applicazione del carico, *Preload*, poi il conseguente bloccaggio quindi serraggio del pezzo, *Lock*. Inoltre per evitare instabilità numerica si è preferito applicare gradualmente la coppia di serraggio; la storia di carico è descritta nell'immagine sottostante.

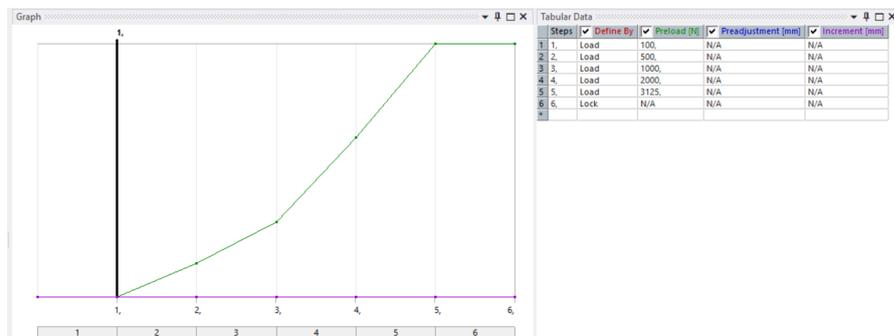


Figura 4.31: Bolt pretension

Infine si selezionano le impostazioni successive a livello del solver per evitare il mal condizionamento della matrice di rigidità ed instabilità numerica, in modo da gestire le non linearità presenti.

[-] Step Controls	
Number Of Steps	6,
Current Step Number	1,
Step End Time	0,5 s
Auto Time Stepping	On
Define By	Substeps
Initial Substeps	10,
Minimum Substeps	5,
Maximum Substeps	100,
[-] Solver Controls	
Solver Type	Program Controlled
Weak Springs	Off
Solver Pivot Checking	Program Controlled
Large Deflection	On
Inertia Relief	Off
Quasi-Static Solution	Off
[+] Rotordynamics Controls	
[+] Restart Controls	
[-] Nonlinear Controls	
Newton-Raphson O...	Program Controlled
Force Convergence	Program Controlled
Moment Convergence	On
--Value	Calculated by solver
--Tolerance	0,5%
--Minimum Reference	1,e-003 N-mm
Displacement Conve...	Program Controlled
Rotation Convergen...	Program Controlled
Line Search	On
Stabilization	Program Controlled

Figura 4.32: Impostazioni Solver

Modello semplificato

Un'altra strategia sarebbe quella di trascurare in primo approccio la presenza del dissipatore, poichè di materiale più rigido. Ciò è anche deducibile dalle analisi precedenti, che evidenziano delle forme modali proprie del PCB, mostrando la natura non deformabile del dissipatore. Per cui si procede alla totale soppressione del componente ed alla definizione di *Fixed Support* in corrispondenza dei punti in cui vi sono i fissaggi.

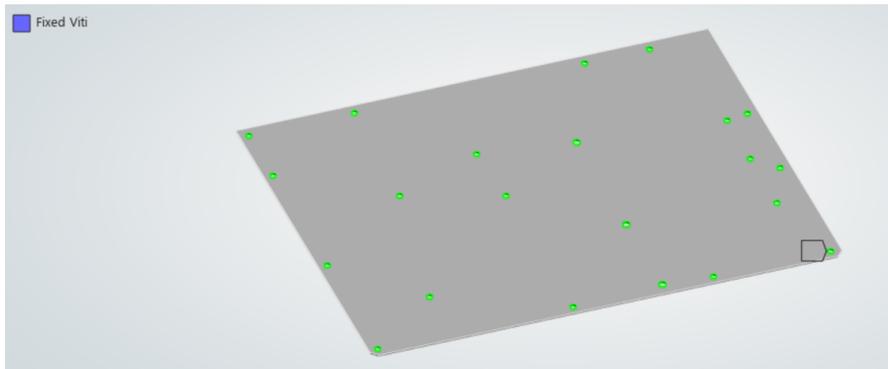


Figura 4.33: Modello semplificato

4.5.3 Confronto dei modelli

Si procede al confronto dei modelli precedentemente descritti, valutandone i vantaggi e gli svantaggi e analizzandone le differenze. Nella tabella riassuntiva si riporta l'*Elapsed Time* riferito all'analisi statica poichè più gravoso rispetto al tempo computazionale relativo alla modale.

Mode	Frequency [Hz]		
	Bonded + Frictional	Beam Connection	Fixed PCB
1	267.7	285.89	272.77
2	347.21	379.14	357.41
3	401.66	430.40	417.42
4	436.20	478.76	442.60
5	444.98	483.40	455.10
6	479.04	490.93	505.60
7	494.57	549.72	514.04
8	503.41	553.37	537.57
9	528.75	584.53	558.51
10	547.77	592.31	594.82
Total Deformation [mm]	6.29E-03	1.50E-01	5.70E-03
Elapsed Time (Static)	11 m 35 s	12 m 5 s	2 min 39 s

Tabella 4.16: Frequenze modali, Deformazione totale, tempo computazionale per le differenti configurazioni

Come è facilmente osservabile i valori di deformazione in direzione verticale sono piccoli poichè dovuti al solo effetto del peso del PCB, tuttavia si osserva come il valore ottenuto mediante un collegamento con serraggio *Beam* sia maggiore, dovuto alla definizione di un vincolo cedevole e non ideale. Nonostante ciò le frequenze

risultano simili sia numericamente che visivamente come confermano le immagini successive relative ai primi tre modi propri.

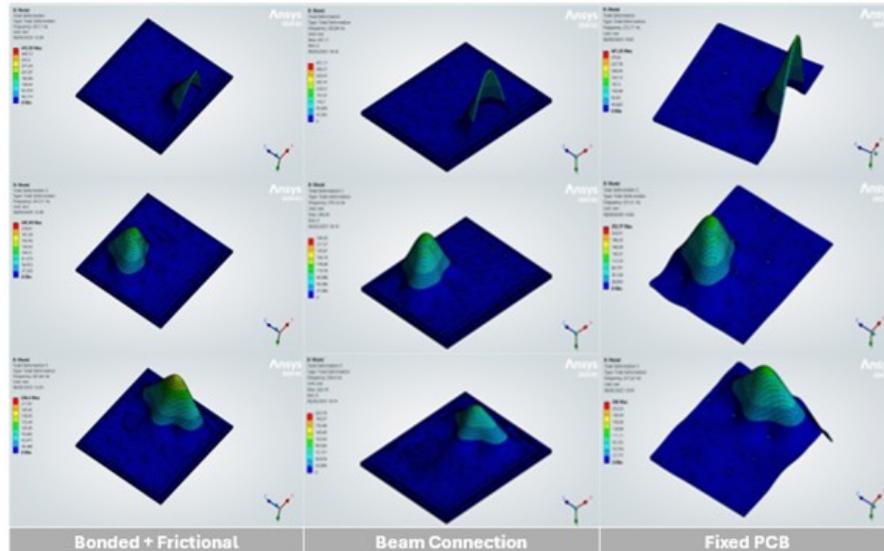


Figura 4.34: Confronto modi propri

Inoltre la rigidità del supporto non influisce notevolmente sulla piastra come conferma l'analisi univoca del PCB, tuttavia questa scelta risulta vantaggiosa solamente in fase *Static* e *Modal*, ossia nelle fasi per cui il supporto non ha alcuna influenza. Per cui si potrebbero condurre delle simulazioni in assenza di supporto come studio di primo approccio della rigidità del sistema, con l'obiettivo di irrigidire e quindi alzare le frequenze ove possibile, con importanti benefici dal punto di vista del costo computazionale. Tuttavia il supporto è il componente sorgente di vibrazioni, poichè la PSD di input, ossia la componente randomica, verrà applicata in corrispondenza dei punti di fissaggio del supporto; pertanto sarà necessario tenere conto di questo componente nel modulo Ansys denominato *Random Vibration*, da cui si dedurranno lo stato di tensione e deformazione sulla piastra.

4.6 Definizione della struttura

Una volta effettuate tutte le analisi preliminari, si procede all'implementazione del modello. Affinchè questo non risulti troppo complesso si è scelto di adottare una geometria semplificata del supporto, la cui attendibilità è stata confermata da un'analisi modale comparativa. Seguono delle illustrazioni dei due modelli e le rispettive frequenze proprie.

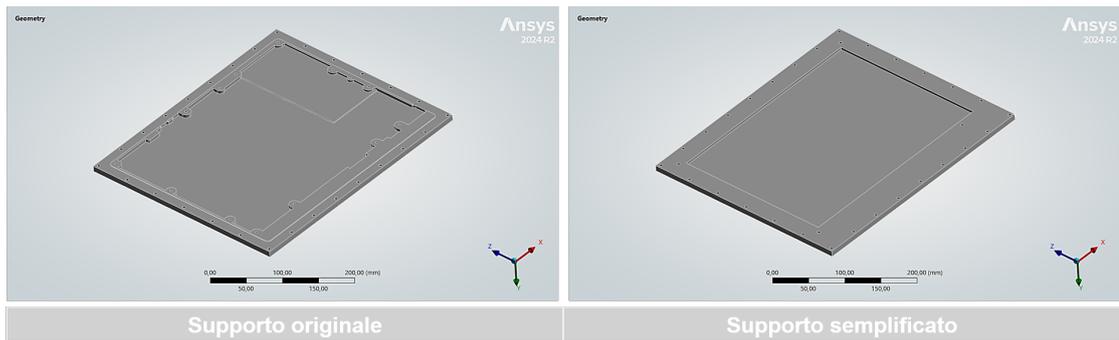


Figura 4.35: Confronto supporti

Mode	Frequency [Hz]	
	Supporto Originale	Supporto semplificato
1	92.681	92.927
2	166.74	166.11
3	185.05	186.24
4	239.20	244.48
5	281.69	275.88
6	295.49	299.19
7	355.32	356.88
8	403.83	399.92
9	440.54	411.13
10	446.15	429.84
Total Deformation [mm]	4.68E-02	4.66E-02

Tabella 4.17: Confronto frequenze supporti

Come si osserva dalle frequenze proprie il modello risulta adatto allo studio del sistema. L'adozione di tale geometria risulta vantaggiosa in quanto si eliminano i raccordi, gli smussi e quelle superfici curve che inficiano sulla qualità generale della mesh; dall'altra parte impiegando il secondo, la mesh risulta più regolare ed in numero di elementi inferiore.

4.6.1 Inserimento dei componenti

Semplificazione delle geometrie

Gli accorgimenti precedenti sono stati applicati anche per i componenti montati sul PCB. In particolare sono eliminati tutti i raccordi, gli smussi o quei dettagli superflui che avrebbero complicato la discretizzazione senza aggiungere alcuna informazione

qualitativa rilevante. Segue una immagine esemplificativa della semplificazione geometrica di un componente.

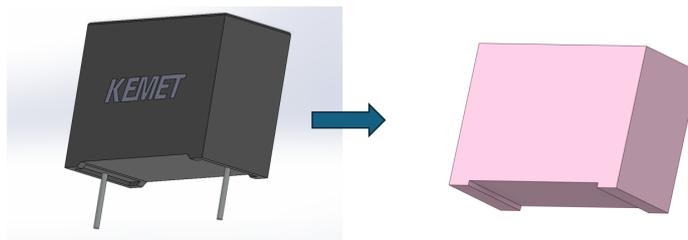


Figura 4.36: Semplificazione di un condensatore

Da notare anche l'eliminazione dei pin che sono stati trascurati, ma la loro presenza ed influenza sono state considerate in altro modo. Un'importante semplificazione è stata adottata a livello delle induttanze, i cui corpi sono così costituiti: base, corpo centrale, avvolgimento. Per evitare la discretizzazione degli avvolgimenti si è modellato un corpo centrale con un involuppo maggiore, il cui volume ingloba quello dell'avvolgimento in modo tale da trascurare quest'ultimo.

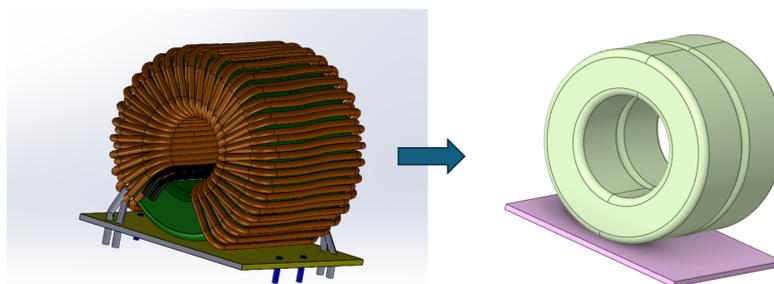


Figura 4.37: Semplificazione induttanze

Questa semplificazione è stata possibile anche grazie al processo logico di inserimento dei componenti, che non richiede elevato dettaglio a livello dei componenti ma necessita la definizione di quanto segue.

Definizione proprietà dei componenti

Poichè i componenti sono costituiti da materiali differenti o compositi, non è stato possibile associare ad ognuno di essi un determinato materiale. La soluzione adottata prevede la misura della massa dei componenti, e dato il volume, reso disponibile a livello CAD o dalla BOM (Bill of Material), si è definito un materiale nel *Data Software* con la densità così ottenuta a livello sperimentale. Invece per caratterizzare i componenti a livello meccanico, si è imposto un modulo elastico elevato nella misura per cui questi non risultino facilmente deformabili; difatti la loro deformabilità non è di interesse, ma è importante invece come influenzino lo stato di sollecitazione e deformativo del PCB che risente delle proprietà di massa e di rigidità del contatto. Segue una tabella riassuntiva delle proprietà dei componenti:

Nome CAD	Descrizione	Peso [g]	Peso [kg]	Quantità	Nome Lab	Volume [m ³]	Densità [Kg/m ³]
KEMET F861DU225K310R	LF Prop. 2.2nF 310V 10% P.22.5 F861DU225K310Z KEMET	8.1	0.0081	3	C26,C39,C45	6.70E-06	1.21E+03
Induttanza	LF Ind. 250uH 22Arms - PFC inductor AFE Board	441.5	0.4415	6	L2,L3,L4,L5,L6,L7	5.94E-05	7.43E+03
Trasf. Flyback T287	Trasf. Flyback T287	75.6	0.0756	1	TRF1	5.03E-05	1.50E+03
Tecnool	DISSIP. ST-TEA40/50XPIA01 L=50 TECNOAL	36.1	0.0361	1	H62	1.61E-05	2.25E+03
Nippon	LF EKZN50OELLIS2MLPIS 1800nF 20% 50V 16X35.5 105°C Nippon	10.8	0.0108	2	C2,C3	7.13E-06	1.52E+03
Condensatore	NA LF LSC681M2W-A3350 680nF 450V 20% 35X50 105°C Lelon	45	0.045	6	C14,C15,C16,C42,C43,C44	5.60E-05	8.04E+02
KEMET R463W468000M2K	LF Prop. 6.8uF 310V 10% P.37.5 R463W468000M2K KEMET	38	0.038	3	C128,C152,C168	3.30E-05	1.15E+03
Vacuumsmelze 2	Induttanza 1.4mH 100kHz ICEL ST.8024.4203.006.01	118.2	0.1182	1	LF1	6.92E-05	1.71E+03
Vacuumsmelze 1	Induttanza 7.5mH 80kHz ICEL ST.8024.4203.005.03	188.3	0.1883	1	LF2	6.92E-05	2.72E+03
PTCEL13R251NBE	LF SQMBW10220RJ Res.cementata 2200Ohm 5% 10W 750V 155° C TE	13.8	0.0138	4	R150, R154, R153, R148	7.84E-07	1.76E+04
KEMET R71X1422050H	LF Polyp. 2.2uF 450V 10% P.15 R71X1422050H0K KEMET	4.6	0.0046	6	C110, C120, C135, C148, C154, C167	3.83E-06	1.20E+03
KEMET R41S310040M1M	LF PME271V547MR30 47nF 250Vac Y2 520 Rf	4.4	0.0044	2	C7, C11	3.72E-06	1.18E+03
KEMET R463W44700M2M	LF Prop. 4.7uF 310V 20% R463W44700M2M o R463W44705(4)0M2M	21.7	0.0217	3	C124, C127, C133	1.89E-05	1.15E+03
WURTH ELEKTRONIK 7461112	Morsetto es 90 M5 746 111 2 WURTH	6.1	0.0061	5	A5, A6, A8, A9, A10	6.67E-07	9.15E+03
FUSE HOLDER SCHURT 0031	Mod.pf. 6.3x32 0751.0056 Schurter	0.8	0.0008	6	F1, F2, F3	1.26E-06	6.36E+02
TE T9CS1L14-24	LF RELAY 30A 24V T9CS1L14-24 TE	18.1	0.0181	2	LS1, LS2	9.22E-06	1.96E+03

Tabella 4.18: Bill of Material

Si specifica per ogni componente un modulo elastico pari a 10^4 GPa, poichè si suppongono i componenti saldamente connessi alla struttura.

Definizione delle connessioni

Dopo aver ampiamente analizzato la connessione supporto-PCB, si è optato per la definizione di contatti *Bonded-Frictional* per definire tale accoppiamento. A livello dei componenti invece si sono definiti dei contatti *bonded* sulle superfici di contatto per simulare un accoppiamento ben saldo e rigido. Segue una immagine di esempio in cui si specificano il *Target Body* l'elemento più rigido, in questo caso il condensatore, ed il *Contact Body*, l'elemento meno rigido ossia il PCB.

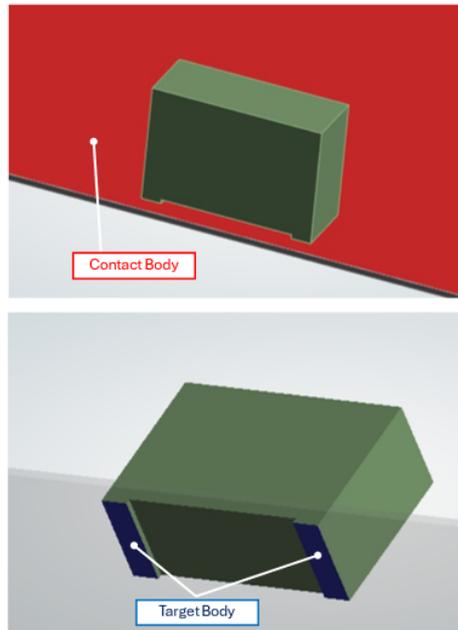


Figura 4.38: Contatti componente

Tale logica riguarda tutti i componenti saldati sul PCB.

Discretizzazione

Dopo aver assegnato i materiali e definito i contatti, si procede alla discretizzazione del modello, in particolare si è cercato di non eccedere col numero dei nodi pur garantendo una buona rappresentazione in termini di *Skewness* e *Jacobian Ratio*, pertanto si effettuano diverse *Body Sizing* dei componenti per l'ottenimento di una mesh adeguata, secondo i criteri discussi precedentemente. Ulteriore modifica è stata apportata a livello del contatto PCB-dissipatore mediante un *Match Contact*, la cui funzione è quella di produrre delle mesh speculari nella zona di contatto; questa conformità facilita la risoluzione del sistema, soprattutto nel caso di non linearità. Si precisa che per ottenere un buon *Matching* è necessario utilizzare elementi tetragonali, per cui il PCB è stato discretizzato adeguatamente mediante tali elementi.

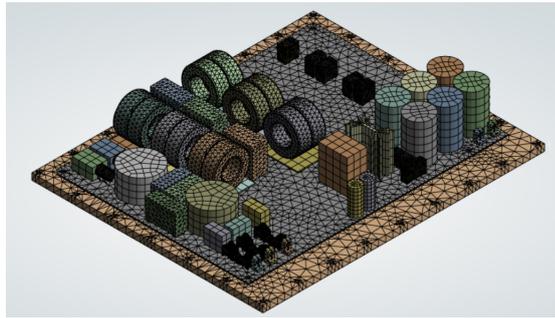


Figura 4.39: Discretizzazione

Si riportano i parametri caratteristici della mesh.

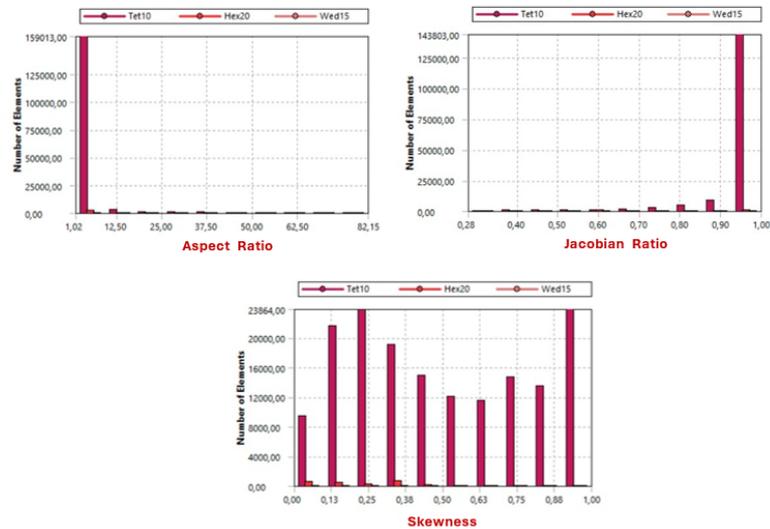


Figura 4.40: Metrics

Nonostante la *Skewness* non assuma valori ottimali come i restanti due, essa risulta essere un buon compromesso; difatti come mostrato in figura, sebbene il PCB non presenti una mappa favorevole, tale tipologia di mesh favorisce un buon accoppiamento e riflette valori non anomali dello Jacobiano; tuttavia si potrebbe migliorare ulteriormente la qualità di questo valore parametrico, ma ciò andrebbe a discapito del tempo computazionale, già gravoso in primo approccio. Come si vedrà di seguito, il modello verrà semplificato secondo opportune semplificazioni, consentendo un risparmio computazionale vantaggioso ed una buona accuratezza in termini di risultati, per cui sarà possibile modificare la tipologia di mesh del PCB. Questa discretizzazione fornisce solamente indicazioni di massima sul modello.

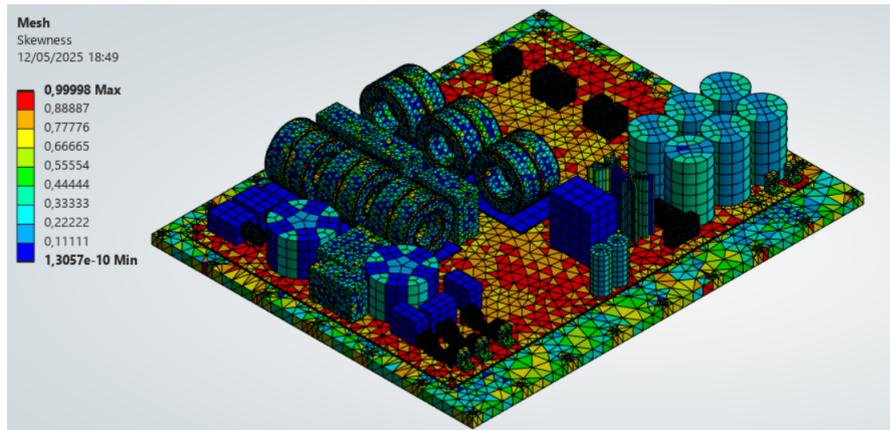


Figura 4.41: Mappa Skewness

Si riporta una ricapitolazione numerica della discretizzazione adottata.

Nodi	311650
Elementi	166287

Tabella 4.19: Mesh Statistics

Static Structural

Lo svolgimento dell'analisi statica prevede la definizione delle *Boundary Conditions* della struttura. Poichè l'obiettivo è la progettazione di un modello che ottimizzi il sistema di fissaggio si effettua una prima simulazione che vede la definizione di soli quattro fissaggi posizionati rispettivamente ai quattro angoli della piastra. Successivamente il numero e la posizione dei fissaggi sarà adattato in funzione delle mappe deformative, ossia cercando di minimizzare i valori di microstrain, poiché l'irrigidimento della struttura è ottenibile incrementando il numero di fissaggi o inserendo degli elementi rigidi che ostacolino i movimenti vibrator. In particolare i fissaggi tra PCB e supporto vengono definiti seguendo la logica vista in precedenza, ossia mediante dei contatti *Bonded* nei rispettivi fori. Dall'altra parte la struttura risulta vincolata mediante dei *Fixed Support* nei rispettivi fori del supporto.

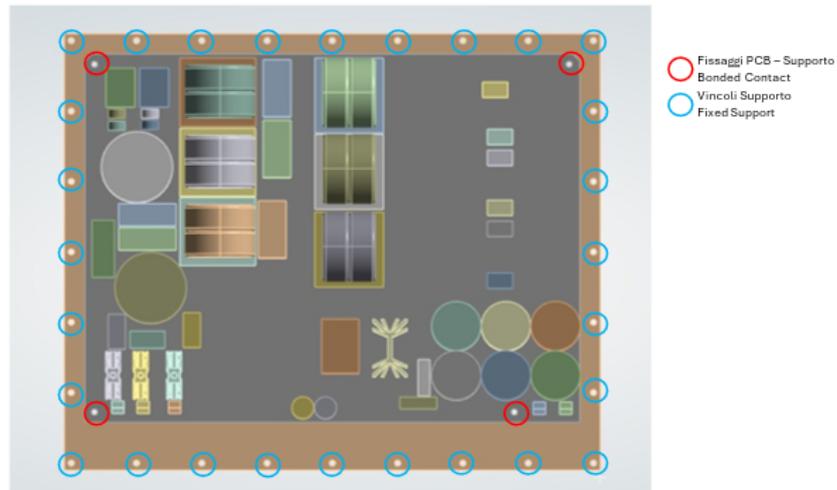


Figura 4.42: Boundary Conditions

In campo statico si considera la sola applicazione della gravità come indicato in figura, ossia il valore di *Standard Earth Gravity* di *Ansys* pari a 9806.6 mm/s^2 .



Figura 4.43: Standard Earth Gravity

Total Deformation [mm]	0.9257
Elapsed Time	1 h 58 m

Tabella 4.20: Risultati statica

Si nota come risulti limitante il tempo computazionale.

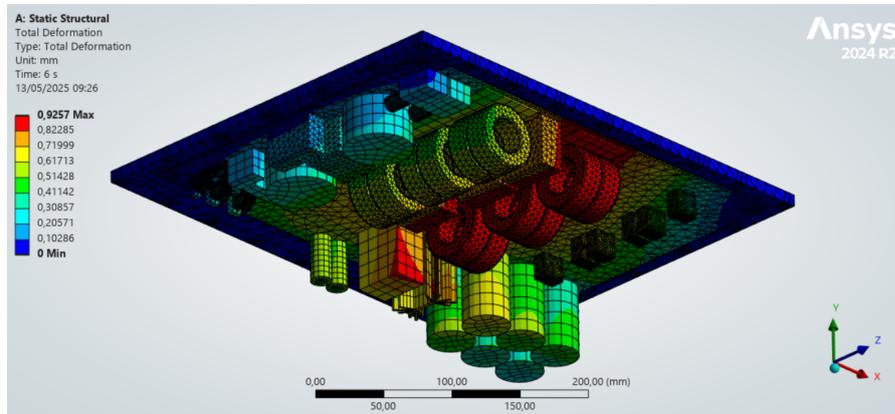


Figura 4.44: Spostamento in direzione verticale

Modal Analysis

Si procede all'analisi modale della struttura con un *Environment* di *Pre-Stress*, ossia dell'analisi statica precedente. In ottica della *Random Vibration* successiva, per coprire il range in cui è definita la PSD di input, è necessario estrarre un numero di modi sufficiente; è buona norma considerare un range limitato superiormente da una frequenza pari ad 1.5 volte la frequenza massima della PSD di ingresso. Per cui si riportano i primi 40 modi della struttura.

Mode	Frequency
1	19.126
2	51.64
3	62.818
4	85.852
5	104.22
6	146.93
7	181.17
8	194.42
9	222.76
10	241.86
11	270.44
12	296.24
13	314.39
14	323.58
15	338.38

Mode	Frequency
16	380.69
17	381.62
18	388.09
19	408.78
20	430.57
21	446.33
22	475.93
23	501.46
24	520.36
25	528.1
26	533.29
27	535.52
28	542.43
29	559.85
30	603.46
31	609.31
32	649.53
33	671.71
34	675.48
35	713.93
36	733.12
37	765.11
38	788.37
39	797.02
40	817.07

Tabella 4.21: Primi 40 modi

Si riportano le prime quattro forme modali.

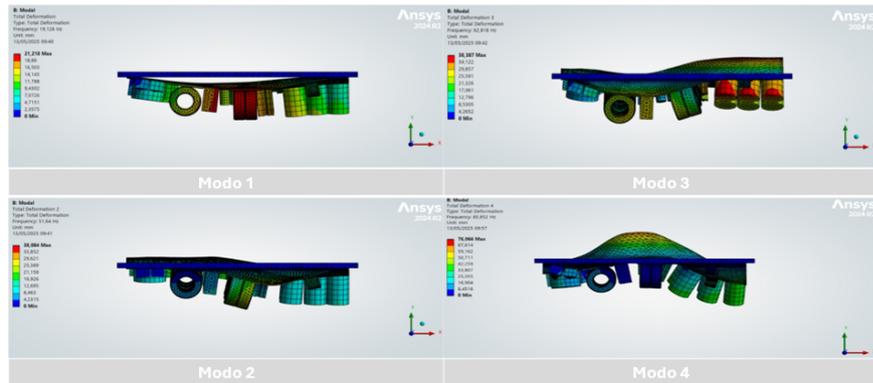
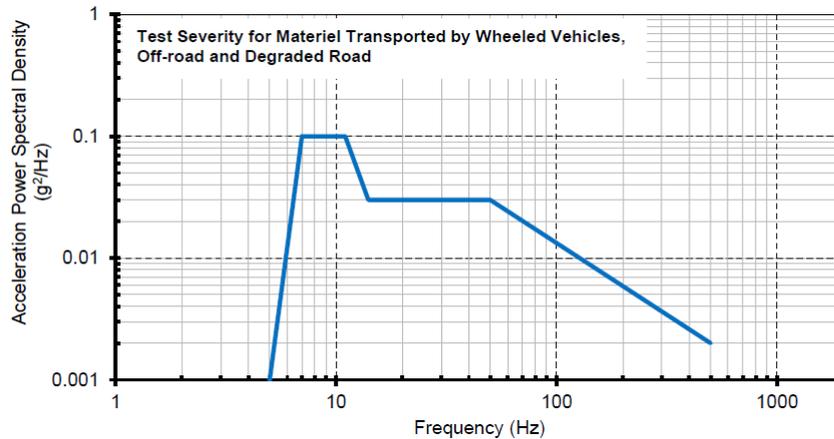


Figura 4.45: Primi 4 modi

Random Vibration

L'analisi più rilevante ai fini progettuali è lo studio della risposta del sistema all'applicazione di una forzante randomica. In particolare l'eccitazione di input segue lo standard **DEF STAN 00-035** con riferimento a [93-112, 11], secondo il test di normativa M3. L'eccitazione viene introdotta quindi nella struttura in termini di accelerazione in g nei relativi punti di fissaggio del supporto ossia i *Fixed Supports* indicati in 4.42. La base è quindi sottoposta ad un input aleatorio da cui derivano lo stato di deformazione e tensione della piastra e dei restanti componenti. In particolare l'eccitazione è stata applicata per mezzo di una *PSD acceleration* g nei suddetti punti. Il profilo vibrazionale della PSD è quello descritto in figura secondo normativa.



Test Severity for Materiel Transported by Wheeled Vehicles as Restrained Cargo, Off-road and Degraded Road	
Applicable to All Axes	
Frequency (Hz)	Acceleration Power Spectral Density (g ² /Hz)
5	0.001
7	0.1
11	0.1
14	0.03
50	0.03
500	0.002
r.m.s. (g)	2.13
Displacement pk-pk (mm)	15.7
Test duration per axis:	The minimum test time of 1 hour is equivalent to 1000 km off-road and degraded road

Figura 4.46: Profilo vibrazionale - normativa

Nota teorica: All'applicazione di una eccitazione randomica quindi di un profilo spettrale, per la natura aleatoria della forzante i risultati sono interpretabili mediante un approccio statistico e probabilistico, assumendo che gli output siano distribuiti secondo una curva gaussiana. Per cui si adottano diversi livelli di confidenza, in particolare nella pratica industriale si adottano prevalentemente i livelli 1σ e 3σ .

- 1σ : 68.27% .
Utilizzato come approccio standard ai problemi, indica l'andamento medio o generale delle grandezze nel tempo. Esso riporta il *Root Mean Square Value* della risposta
- 2σ : 95.45%
Limite di sicurezza più realistico per la risposta strutturale.
- 3σ : 99.73%
Utilizzato per una valutazione critica esaminando i picchi delle risposte, in

ambito strutturale si adotta un livello di confidenza 3σ per valutare il comportamento a cedimento a confronto con i limiti fisici del materiale. Solitamente impiegato nella pratica industriale in contesti aerospaziali secondo lo standard MIL-STD-810, seguendo una pratica più conservativa.

Nell'elaborato si farà riferimento ad un livello di confidenza 3σ oppure verrà indicato diversamente qualora fosse adottato un limite diverso.

Risultati preliminari

Poichè l'interesse è sulle deformazioni in x e z, si riportano i risultati in termini di ϵ_x , ϵ_z , γ_{xz} e della tensione equivalente di Von Mises. In particolare si è adottato inizialmente un livello di confidenza di 1σ , valutando dapprima il *Root Mean Square value* degli output, ossia il 68.269% che si ottengano mediamente le mappe mostrate di seguito.

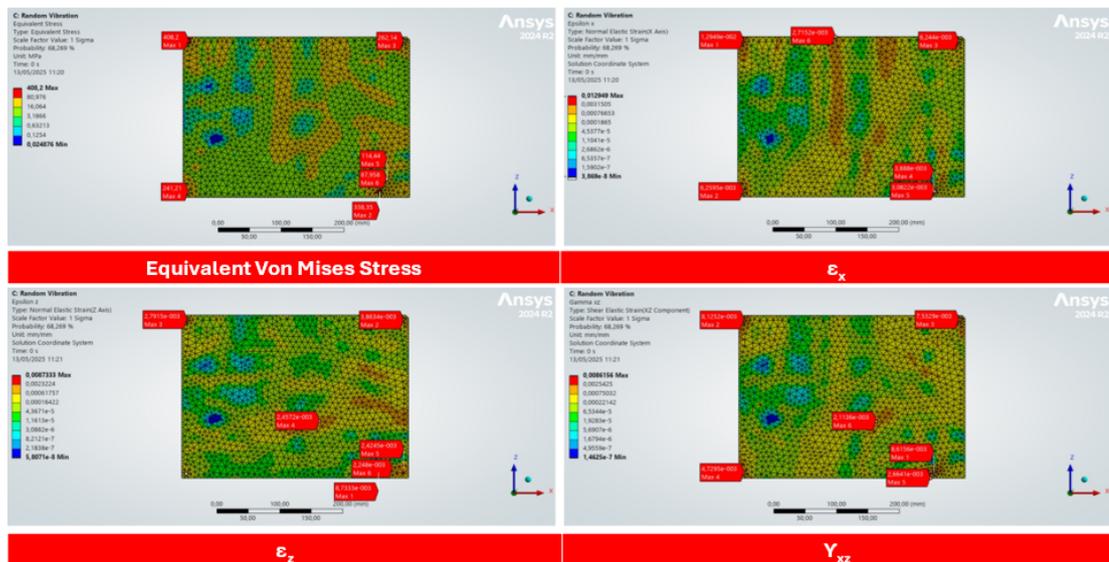


Figura 4.47: Mappe tensioni e deformazioni

Si osserva come le aree più delicate siano nella zona delle induttanze, componenti che gravano maggiormente sulla struttura. Così come le tensioni risultino maggiori nei vincoli che supportano la struttura. In particolare il valore limite indicato di $800 \mu\text{strain}$ risulta ampiamente violato, difatti sul PCB si osservano valori tra $766 \mu\text{strain}$ e $3350 \mu\text{strain}$ (in direzione x), mentre nei vincoli si eccedono i $12000 \mu\text{strain}$, poichè ampiamente sollecitati. Da una prima analisi che adotta inoltre un limite di confidenza medio e non critico, si può dedurre banalmente che il numero di fissaggi ed il loro posizionamento è inadeguato, per cui bisognerà irrigidire

sufficientemente il sistema mediante vincoli od elementi in modo da soddisfare le condizioni di progetto. Si precisa che nei vincoli il margine di errore potrebbe risultare maggiore in quanto la mesh, come citato precedentemente, non possiede una *skewness* adeguata allo studio, tuttavia si è preferito eseguire una simulazione di massima per verificarne la fattibilità, come giustificano il tempo computazionale e la memoria allocata. Tali risultati potranno essere ottimizzati anche in funzione di un miglioramento della mesh di partenza. Tuttavia le assunzioni relative alle connessioni dei componenti al pcb non risultano adeguate e fedeli alla realtà, pertanto si propone una nuova strategia di connessione che miri ad una buona traslazione della realtà alla simulazione virtuale, secondo opportuni compromessi computazionali.

4.7 Imprinting

Si adotta la strategia di imprinting per passare da un contatto distribuito, quindi definito sull'intera area di appoggio del componente, ad un contatto di tipo puntuale o circoscritto, quindi a delle aree che rappresentino l'ancoraggio dei componenti al PCB mediante pin. Ciò è osservabile nelle figure seguenti.

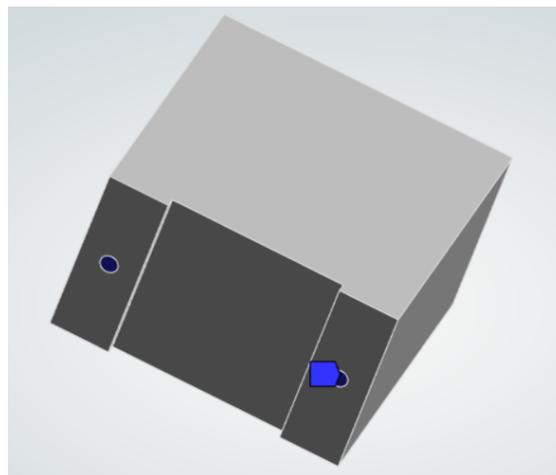


Figura 4.48: Imprinting condensatore

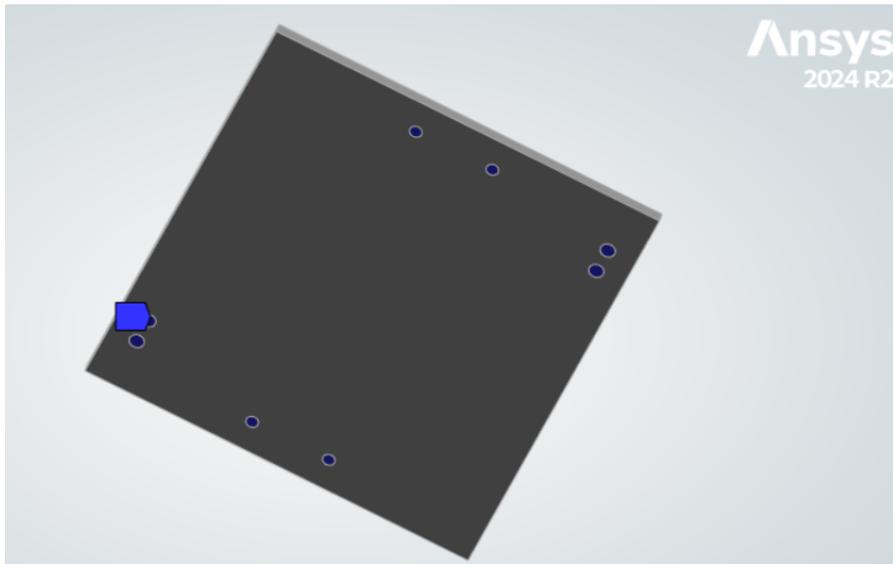


Figura 4.49: Imprinting base induttanza

In particolare le aree circolari presentano un diametro circa pari al diametro reale dei pin, esso può variare da 1 a 1.8 mm a seconda della tipologia del componente.

4.7.1 Modello Lineare

Una volta definiti i "pin virtuali", affinché il modello risulti più gestibile a livello software sono state eliminate tutte quelle non linearità presenti nel modello o quelle impostazioni di set up che lo rendevano tale. In particolare sono state eliminate le zone di contatto *Frictional*, tipologia di contatto di per sé non lineare, e disattivate le *Large Deflections* in *Analysis Settings*, così da mantenere valida l'ipotesi di piccoli spostamenti, necessaria alla definizione di un sistema lineare. Per cui un primo modello risulta così strutturato:

- Fissaggi relativi a PCB - Supporto: *Bonded Contact*
- Connessione componenti : *Bonded Contact* nelle aree *imprinted*

Dalla implementazione di questo modello lineare si esegue una *Static Structural* secondo le modalità già precedentemente descritte, il cui tempo computazionale e la Total Deformation sono riportate di seguito.

Total Deformation [mm]	3.2085
Elapsed Time	9 m 44 s

Tabella 4.22: Risultati Statica - Lineare

Osservazioni Con l'adozione di puri contatti *bonded*, lineari, si ha un notevole decremento del tempo computazionale, dall'altro lato invece si ha un notevole aumento dello spostamento in direzione verticale dovuto alla strategia di *imprinting* rappresentante i pin. In quest'ultimo caso il carico e la rigidità non sono distribuiti su un'ampia area, ma la rigidità del collegamento viene concentrata in pochi punti, il componente risulta meno vincolato verticalmente, per cui la restante parte del componente può creare un momento flettente maggiore sul PCB. Ciò è sicuramente più vicino alla realtà, ma risulta pressochè valido solo in fase statica, ossia all'applicazione dell'accelerazione di gravità in direzione opposta al fissaggio, poichè nessuna penetrazione dei componenti nel pcb risulta possibile. Questa interferenza potrebbe verificarsi in quanto sono definiti a livello software solo delle aree circosritte di contatto, per cui la restante parte non avendo alcun ostacolo potrebbe interferire con i corpi adiacenti, quali il PCB. Per uno studio dinamico, in particolare nel caso di eccitazione randomica, la compenetrazione deve essere evitata affinchè non si alterino gli stati di deformazione e tensione sulla piastra e si garantisca stabilità numerica del modello. Per cui si procede ad un miglioramento del modello stesso.

L'unica alternativa lineare sarebbe la definizione di un contatto *No Separation*, tuttavia esso è un contatto utilizzato per appoggi leggeri che non si staccano; non permette separazione normale ossia le superfici rimangono in contatto per tutta l'analisi, ma permette scorrimento tangenziale, quindi le superfici possono scivolare una sull'altra. Tuttavia non c'è reazione meccanica che impedisca la penetrazione: è un contatto senza compressione reale. Per questo non risulta essere un contatto adeguato alla struttura in esame, sebbene risulti essere l'unica alternativa lineare.

4.7.2 Definizione di un modello pseudolineare

Si introduce necessariamente una componente non lineare che permetta la corretta definizione del modello; questa è data dal contatto *Frictionless*; questa tipologia di contatto non lineare è più gestibile dal software; è un contatto senza attrito che consente una maggiore stabilità numerica, evita compenetrazione o slittamenti non realistici. Il *Frictional* risulta più instabile perchè richiede maggiori iterazioni per gestire lo scorrimento tangenziale e tenere traccia dello stato del contatto, per cui introduce maggiori non linearità nel modello. Dunque l'applicazione di un contatto *Frictionless* risulta la più adeguata in termini computazionali, in quanto non pregiudica in maniera drastica la bontà dei risultati ma si ottiene un taglio considerevole del tempo computazionale, queste affermazioni sono confermate dalle analisi che seguono. Dapprima si definiscono le zone *Frictionless* tra i componenti e il PCB.

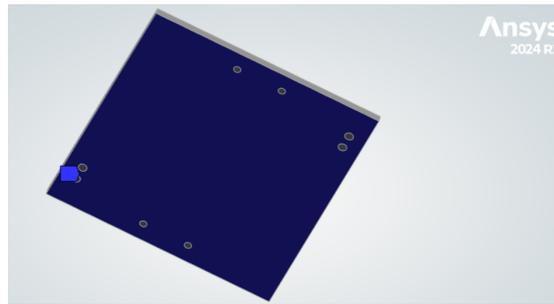


Figura 4.50: Frictionless - base induttanza

Meshing

Si rimanda al capitolo 4.4, poiché si adotta una strategia *Multizone* di meshing, la cui bontà è stata descritta dai relativi indicatori e parametri di qualità. Per cui tale discretizzazione verrà adottata nel proseguo dell'elaborato per le considerazioni già fatte.

Static Structural

Così come fatto in precedenza si procede con l'analisi statica della struttura.

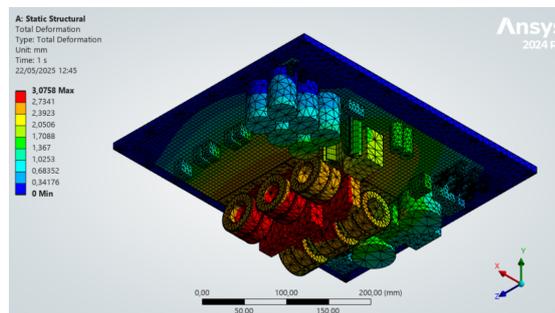


Figura 4.51: Statica

Total Deformation [mm]	3.0332 mm
Elapsed Time	10 m 42 s

Tabella 4.23: Risultati Statica - 4 vincoli

Da un primo confronto si può osservare come lo spostamento verticale sia non di molto differente da quello ottenuto nel caso puramente lineare, ma lievemente inferiore per effetto di una rigidità maggiore.

Analisi modale

Come confermano i risultati successivi, la definizione di aree circoscritte di contatto rendono il sistema meno rigido per cui le frequenze inevitabilmente risulteranno inferiori a quelle calcolate nel caso di contatto distribuito. Per cui ai fini della *Random* successiva, per coprire il range limitato superiormente da una frequenza pari ad 1.5 volte la frequenza massima della PSD di input, è necessario estrarre un maggior numero di modi. In particolare sono necessari circa 70 modi per l'intervallo precedentemente descritto [0-750 Hz]. Per motivi di concisione si elencano le prime 30 frequenze.

Mode	Frequency
1	10.198
2	25.393
3	34.468
4	41.465
5	52.899
6	64.921
7	72.623
8	86.716
9	95.498
10	102.53
11	107.12
12	114.06
13	125.4
14	134.12
15	138.18
16	146.91
17	160.96
18	166.58
19	178.23
20	192.22
21	202.5
22	219.07
23	224.31
24	238.88
25	245.7
26	247.29
27	248.37
28	265.33

Mode	Frequency
29	270.65
30	288.28

Tabella 4.24: Modal - 4 vincoli

Segue una valutazione visiva delle forme modali ottenute.

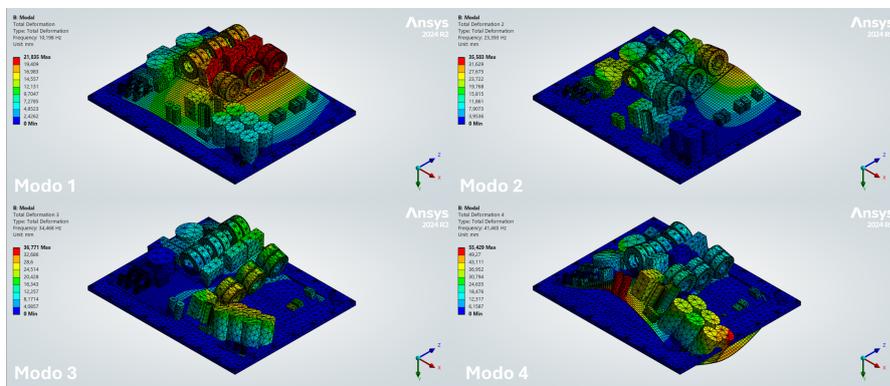


Figura 4.52: Modi 1-4

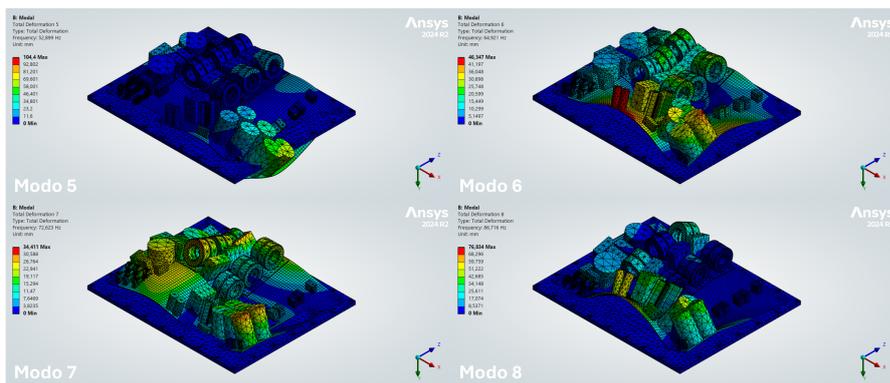


Figura 4.53: Modi 5-8

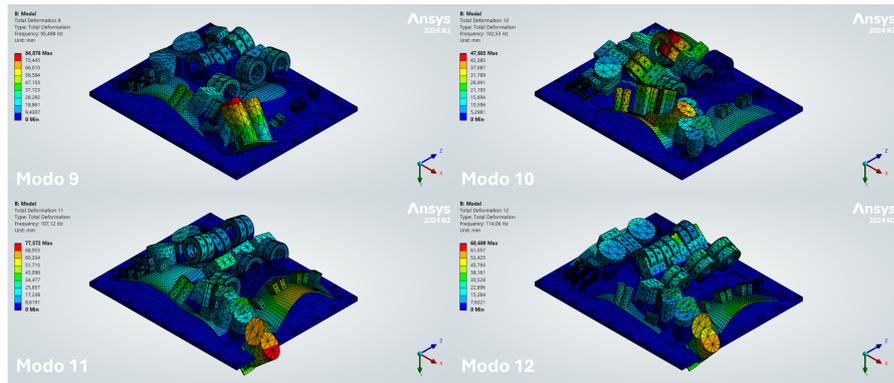


Figura 4.54: Modi 9-12

Random Vibration

Segue l'applicazione dell'eccitazione randomica secondo gli standard già definiti. Si riportano le mappe di deformazione e di tensione sul PCB secondo un livello di confidenza 3σ .

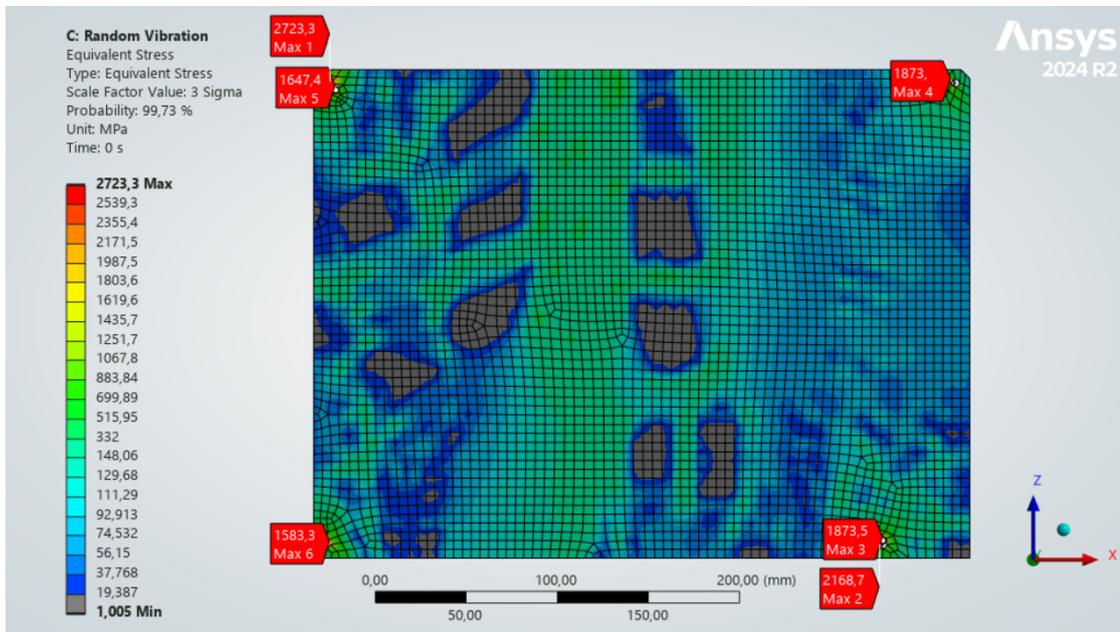


Figura 4.55: Equivalent Von Mises Stress

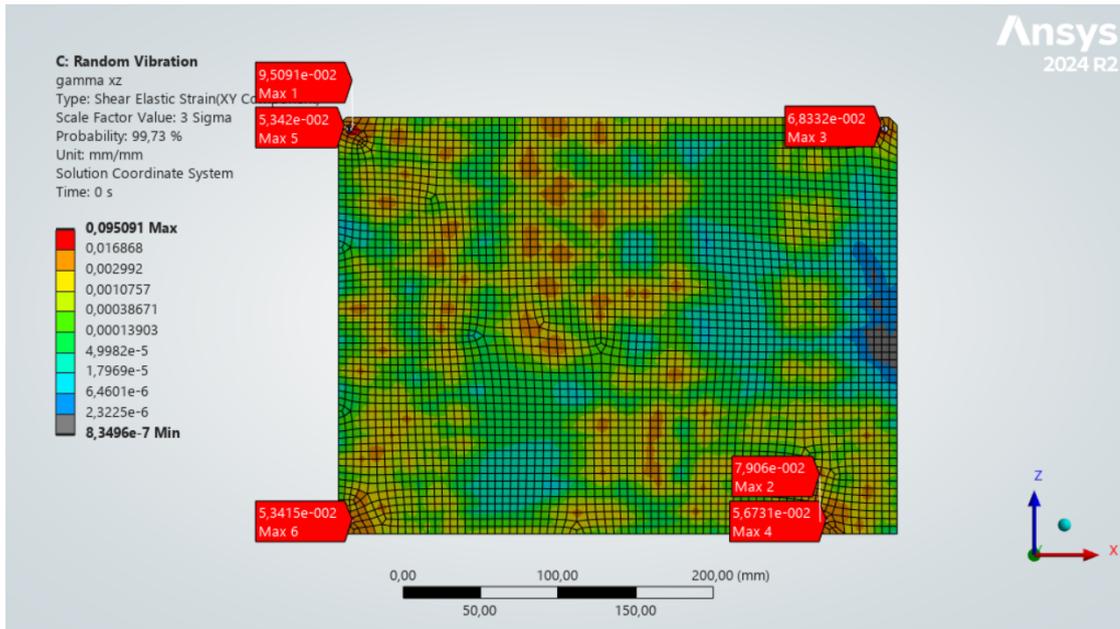


Figura 4.56: γ_{xz}

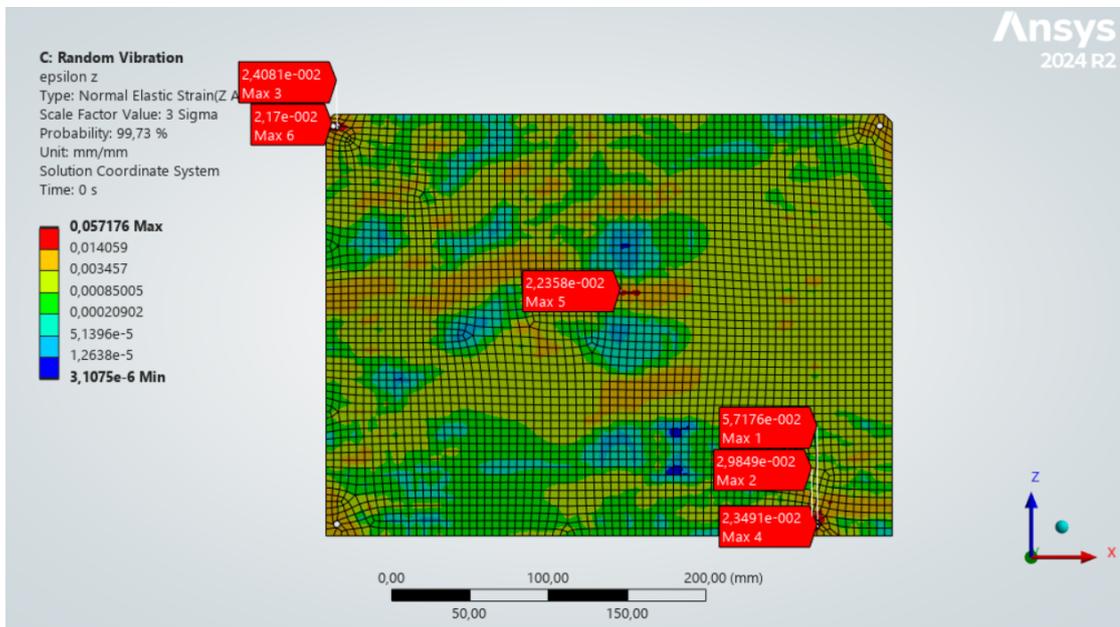
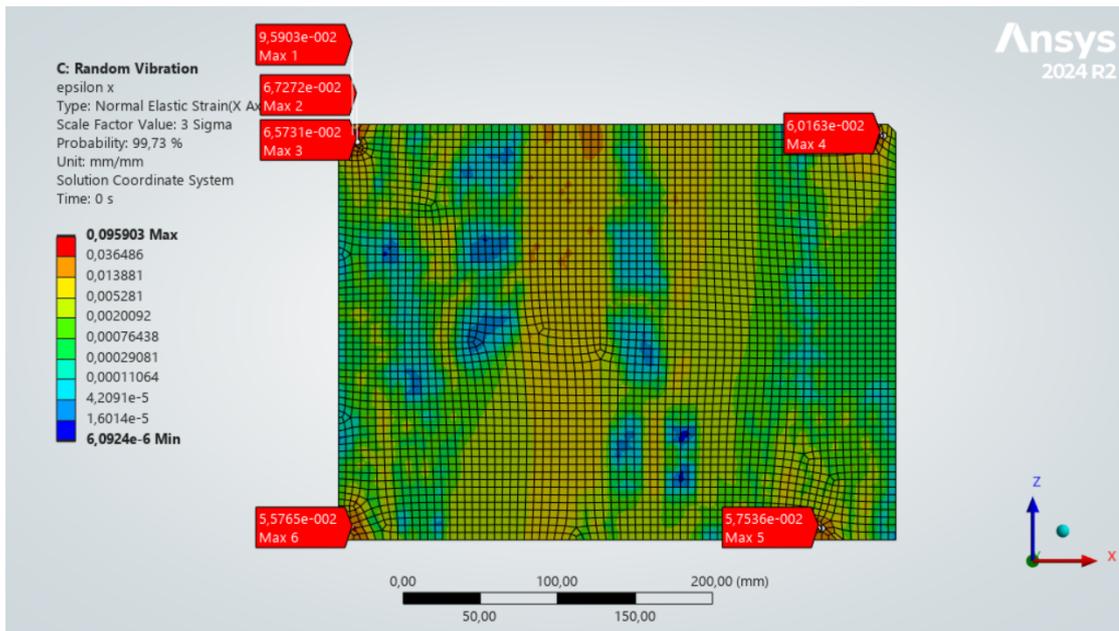


Figura 4.57: ϵ_z

Figura 4.58: ϵ_x

Osservazioni Le mappe non risultano più omogenee come nel caso di contatto distribuito, come si osserva in particolare modo nella mappa di tensione, in cui si distinguono i "pin virtuali" fortemente sollecitati. I valori di tensione risultano eccessivi e critici se confrontati con la tensione di rottura del PCB. Tali zone risultano fortemente sollecitate come confermano anche le deformazioni dovute a taglio, la componente più importante ai fini di salvaguardia delle zone di saldatura. Si deduce dagli alti valori di stress che il layout di fissaggio così definito non rispetta le conformità e gli standard vibrazionali stabiliti. Ossia il modello appena proposto risulta facilmente fallace e non realistico, i risultati non sono altro che la rappresentazione della rottura e del cedimento della struttura.

Per osservare meglio tale fenomeno si fa riferimento al primo modo di vibrare, in particolare la definizione di soli 4 vincoli esaspera l'influenza della prima forma modale, che prevede una flessione nella zona delle induttanze. Il primo modo ha un impatto considerevole come testimonia il fattore di partecipazione di massa modale in tabella 5.1 e la risposta in termini di spostamento.

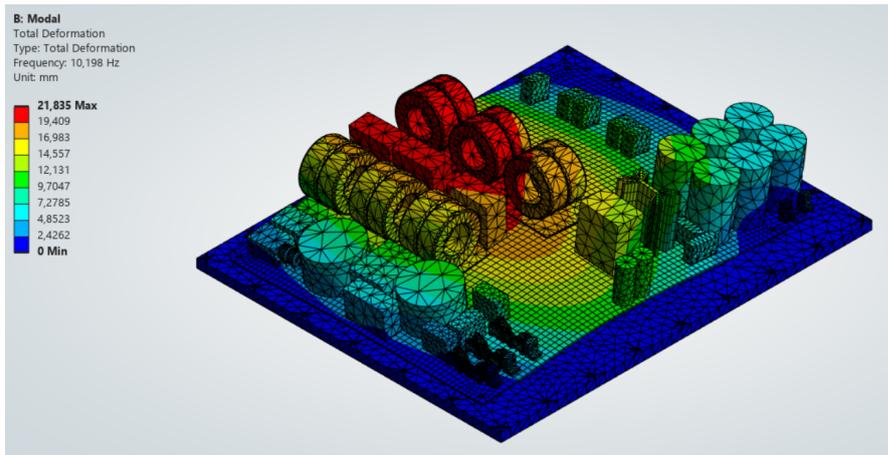


Figura 4.59: Prima Forma Modale

Come suggerisce la funzione di risposta, il sistema vibrando a basse frequenze vede un'amplificazione della risposta in termini di spostamento, dovuta alla eccitazione della struttura in un range di funzionamento non sicuro, in quanto coincidente con la prima frequenza di risonanza. Tale amplificazione riflette un *Root Mean Square Value* in termini di spostamento non coerente con la natura fragile del PCB, per cui questa configurazione porterà inevitabilmente a rottura.

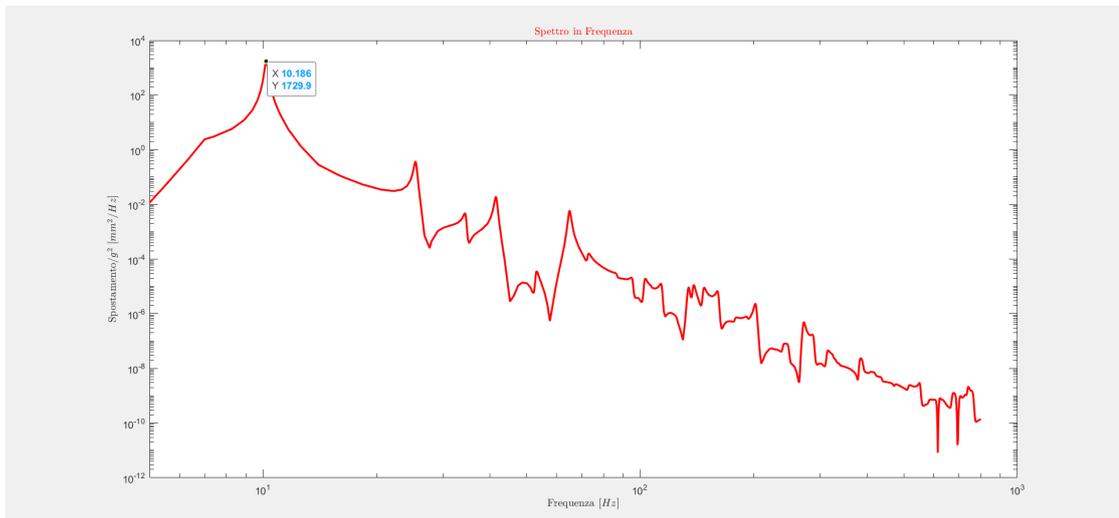


Figura 4.60: Spettro in frequenza

RMS Value	23.83 mm
RMS Percentage	100 %
Expected Frequency	10.185 Hz

Tabella 4.25: RMS value

Capitolo 5

Ottimizzazione

Dopo aver eseguito una prima analisi sui soli 4 vincoli nei rispettivi angoli del PCB, lo studio mira ad una ottimizzazione dei fissaggi nella misura per cui il PCB risulti il meno sollecitato possibile seguendo i limiti enunciati precedentemente. Tale progettazione segue un irrigidimento della struttura mediante l'applicazione di vincoli o introducendo sistemi di staffaggio.

5.1 Prima strategia di ottimizzazione

La metodologia per la definizione di un adeguato fissaggio della struttura deve riflettere quanto emerso dalla prima analisi, ossia la zona delle induttanze risulta fortemente sollecitata, per cui i soli 4 vincoli sovraccaricherebbero i pin dei componenti induttivi. Per cui risulta necessario rilassare tale zona mediante l'inserimento di vincoli aggiuntivi. Tale conclusione trova conferma anche da quanto emerge dai fattori di partecipazione modale. I primi modi risultano critici per il design della struttura, difatti il primo modo vede la massima partecipazione di massa alla vibrazione della struttura. Osservando nel dettaglio il modo si osserva come esso coinvolga maggiormente la zona delle induttanze, ciò riflette la mappa di tensione precedente. Segue una tabella dei modi partecipanti in misura maggiore alla vibrazione in direzione y.

Mode	Frequency [Hz]	Period [s]	Participation Factor	Ratio	Effective Mass	Cumulative Mass Fraction	Ratio Eff. Mass to Total Mass
1	10.1975	9.8063e-2	5.7622e-2	1.0000	3.3203e-3	0.742813	0.551685
2	25.3925	3.9382e-2	-1.0580e-2	0.18361	1.1194e-4	0.767855	1.8599e-2
4	41.4652	2.4117e-2	-1.1062e-2	0.19198	1.2237e-4	0.795575	2.0333e-2
6	64.9210	1.5403e-2	1.5621e-2	0.27110	2.4402e-4	0.850226	4.0545e-2
40	419.973	2.3811e-3	2.1338e-2	0.37030	4.5529e-4	0.992907	7.5649e-2

Tabella 5.1: Fattori di partecipazione di massa modale

Si può desumere che una prima strategia preveda l'introduzione di ulteriori fissaggi nella zona delle induttanze, in modo da bloccare la flessione in quella zona

così da inibire la prima forma modale. Affinchè si applichino dei fissaggi nella zona dichiarata critica si procede ad una modifica del layout geometrico del supporto.

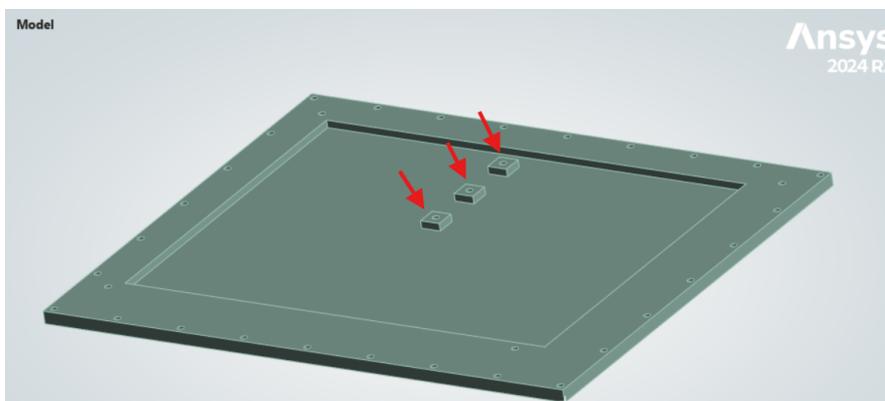


Figura 5.1: Torrette per fissaggi

Da cui risulteranno 3 ulteriori vincoli in aggiunta ai 4 precedenti.

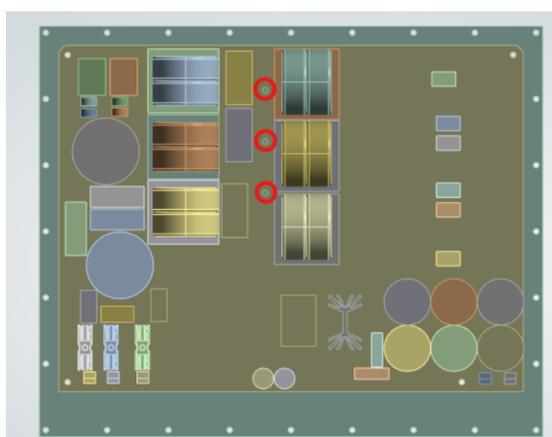


Figura 5.2: Modello con 7 vincoli

5.1.1 Static Structural

Si esegue la verifica statica della struttura.

Total Deformation	0.22402 mm
-------------------	------------

Tabella 5.2: Risultati Statica - 7 vincoli

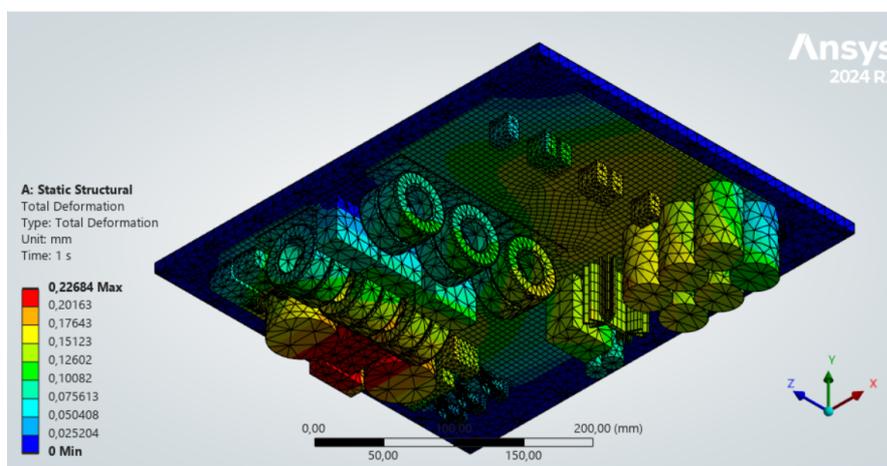


Figura 5.3: Total Deformation - 7 vincoli

Lo spostamento in direzione verticale è diminuito notevolmente, segno della bontà della modifica, in particolare lo spostamento ora risulterà maggiore in corrispondenza delle induttanze note come *ID 128* e *ID 129*, anch'essi componenti abbastanza influenti in termini di massa.

5.1.2 Modal Analysis

Si riportano le prime 10 frequenze come prova dell'aumento di rigidità apportato dai nuovi fissaggi.

Mode	Frequency [Hz]
1	36.067
2	40.585
3	45.962
4	59.676
5	70.916
6	85.024
7	93.950
8	97.180
9	104.920
10	116.610

Tabella 5.3: Frequenze - 7 vincoli

5.1.3 Random Vibration

Random Vibration Si riportano le mappe di tensione e deformazione conseguenti all'introduzione dei nuovi vincoli.

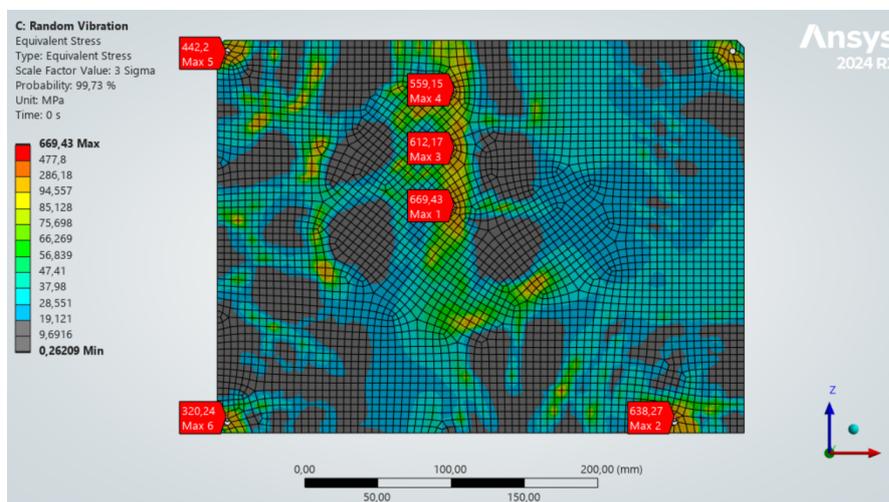


Figura 5.4: Equivalent Von Mises Stress - 7 Vincoli

Si può osservare come i tre vincoli aggiuntivi abbiano rilassato la sollecitazione nei pin, ma i valori raggiunti risultano ancora eccessivi rispetto il limite del materiale.

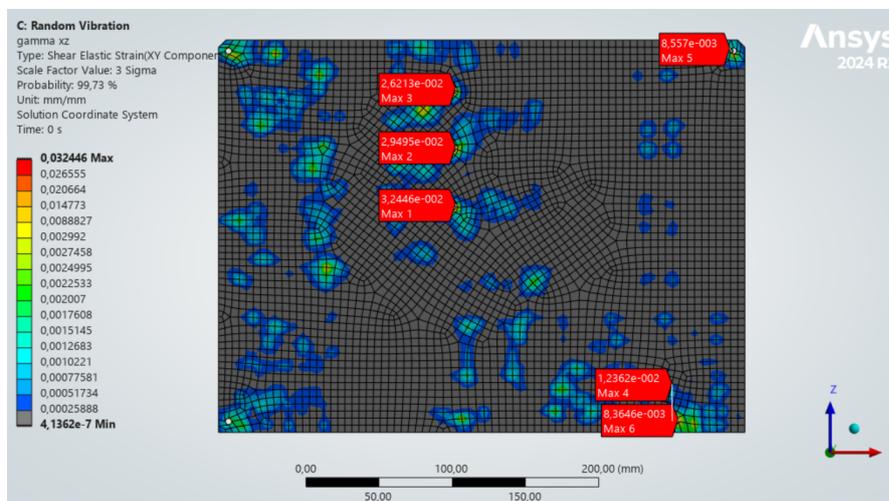


Figura 5.5: γ_{xz}

Sebbene non risulti ancora accettabile, la diminuzione ha interessato anche le deformazioni.

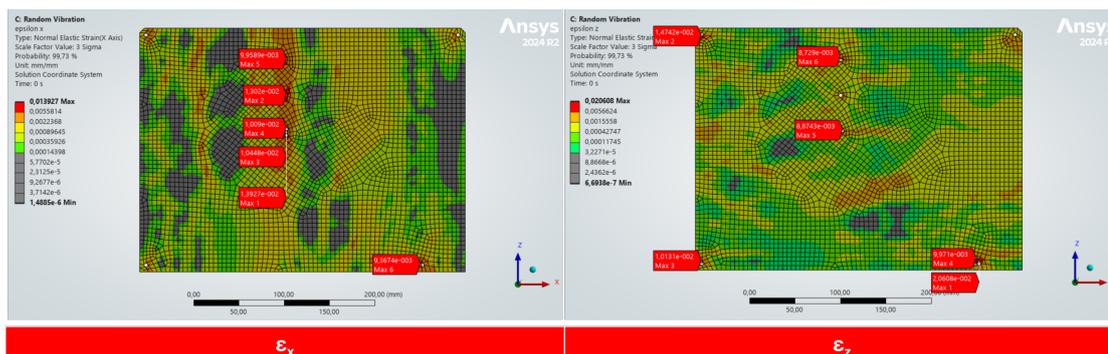


Figura 5.6: Deformazioni - 7 vincoli

5.1.4 Seconda iterazione

Si procede col rilassamento delle tensioni inserendo ulteriori due vincoli, uno in corrispondenza delle induttanze *ID 128* e *ID 129* e l'altro posto simmetricamente sul lato opposto.

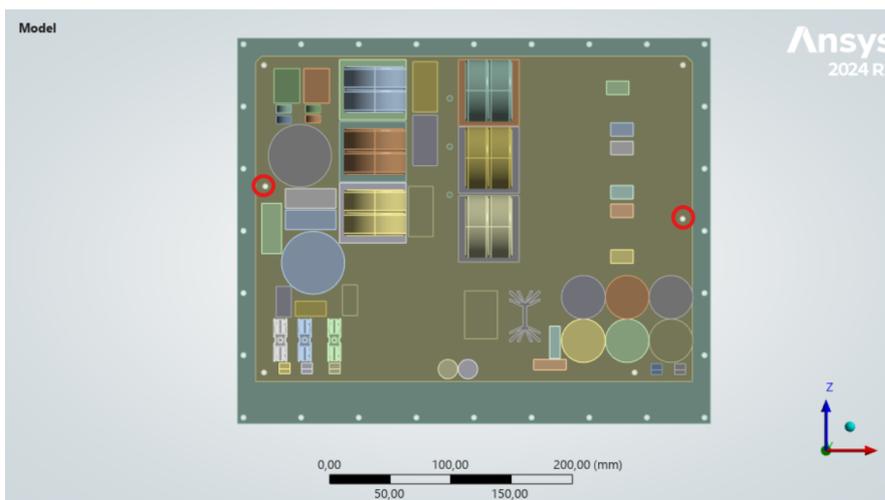


Figura 5.7: Modello 9 vincoli

Seguono i risultati ottenuti rispettivamente in Statica, Modale e Random.

Static Structural

Total Deformation	0.14952 mm
-------------------	------------

Tabella 5.4: Risultati Statica - 9 vincoli

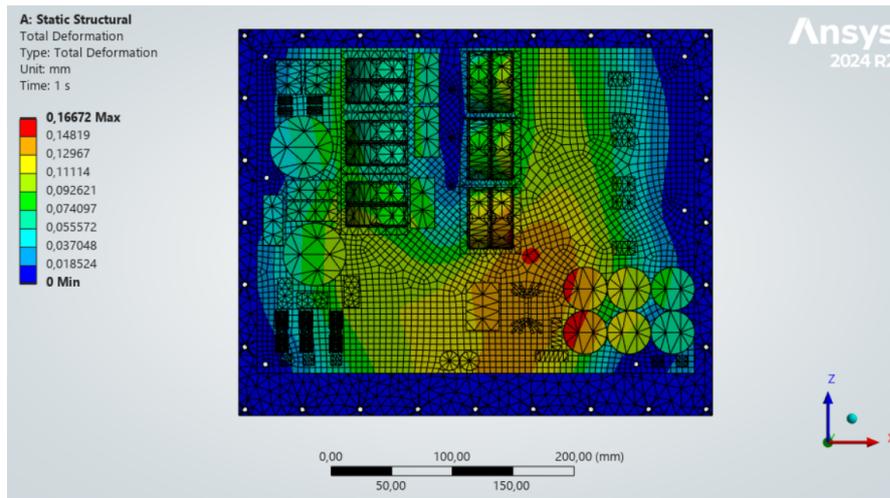


Figura 5.8: Total Deformation - 9 Vincoli

Modal Analysis

Mode	Frequency [Hz]
1	43.484
2	49.917
3	62.115
4	75.257
5	85.047
6	90.736
7	96.456
8	103.82
9	112.62
10	125.38

Tabella 5.5: Frequenze - 9 vincoli

Random Vibration

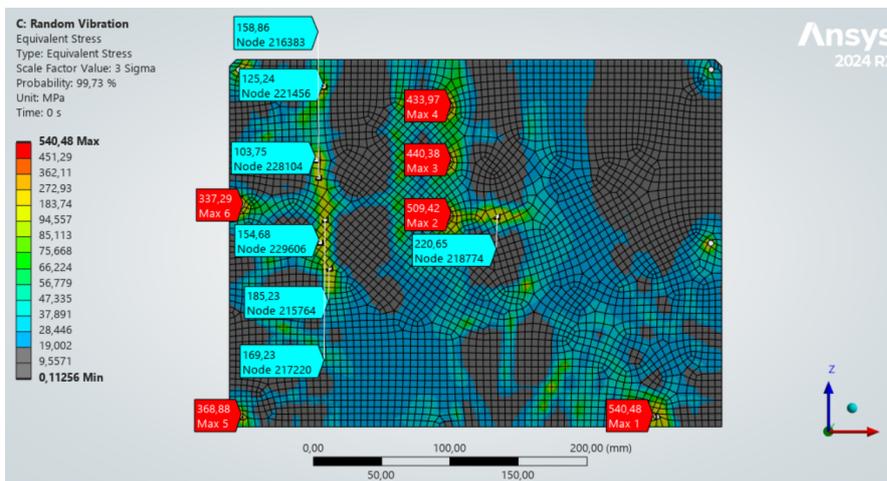


Figura 5.9: Equivalent Von Mises Stress - 9 Vincoli

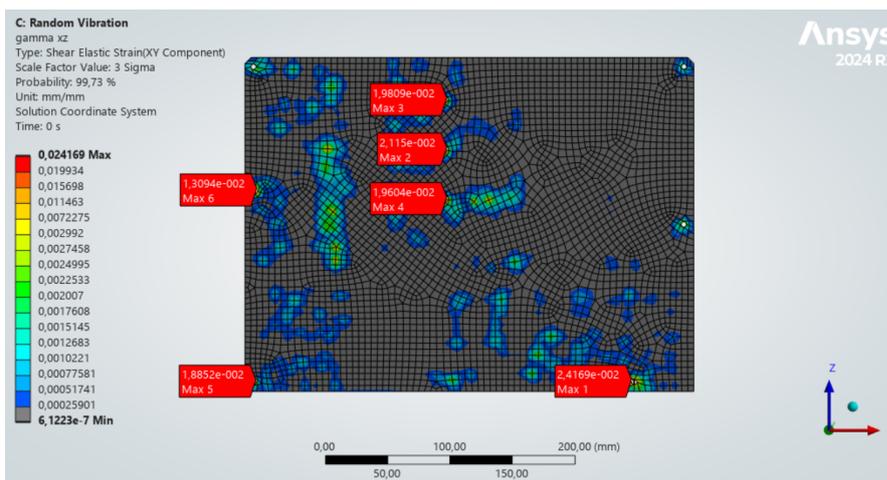


Figura 5.10: γ_{xz} - 9 vincoli

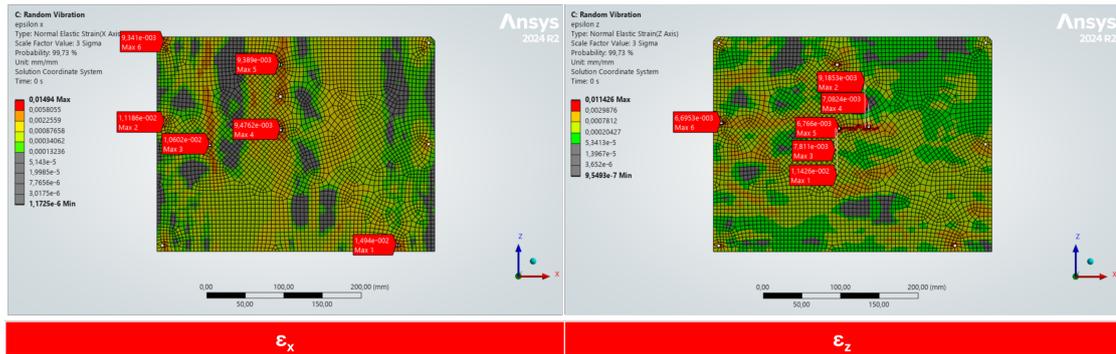


Figura 5.11: Deformazioni - 9 vincoli

5.1.5 Terza iterazione

Proseguendo il flusso logico di irrigidimento mediante l'introduzione di nuovi vincoli si procede all'implementazione del modello con 16 vincoli. Tali fissaggi sono indicati di seguito in figura e presuppongono l'introduzione di nuove torrette.

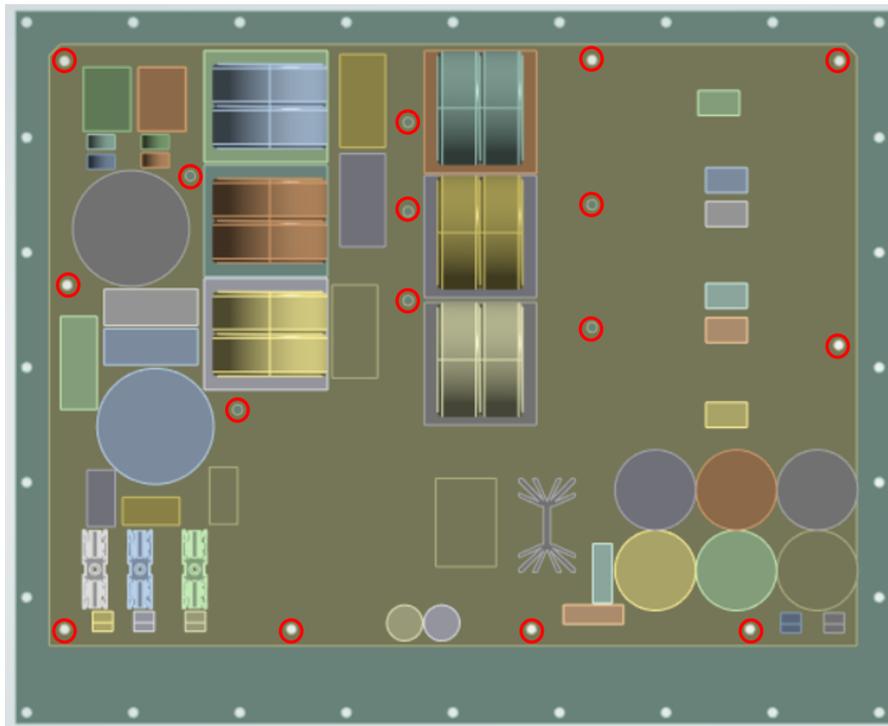


Figura 5.12: Modello 16 Vincoli

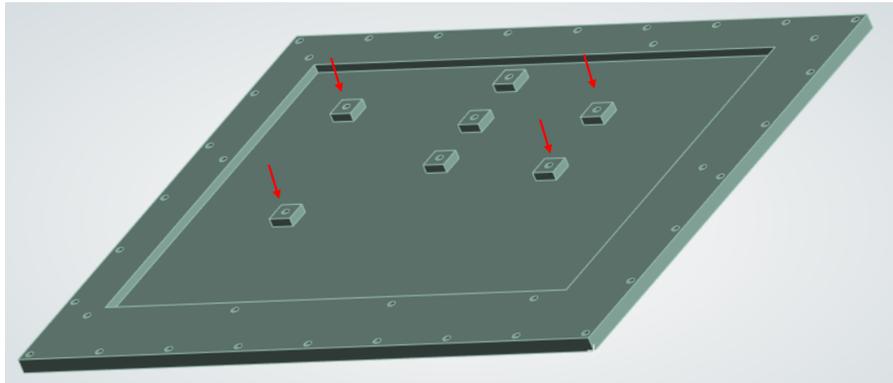


Figura 5.13: Torrette aggiuntive

Si riportano gli output relativi alla Statica, alla Modale e alla Random.

Static Structural

Total Deformation	0.04109 mm
-------------------	------------

Tabella 5.6: Risultati Statica - 16 vincoli

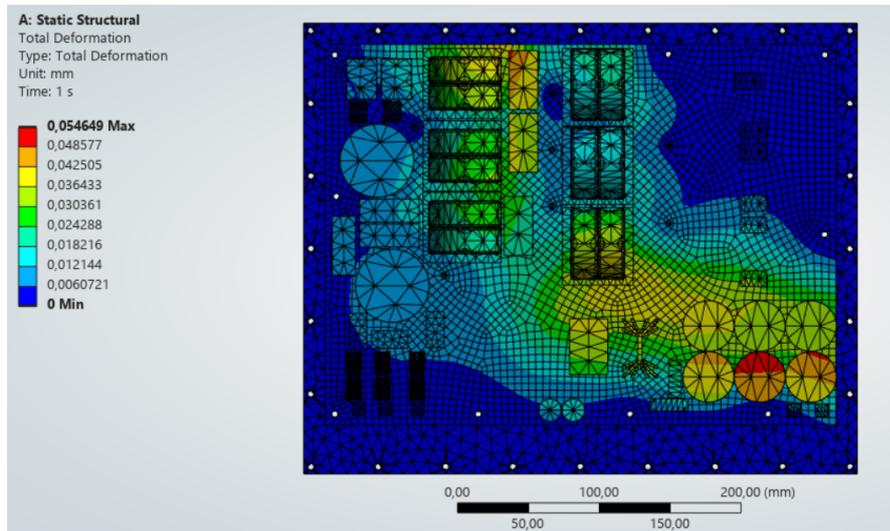


Figura 5.14: Total Deformation - 16 Vincoli

Modal Analysis

Mode	Frequency [Hz]
1	80.726
2	82.33
3	86.877
4	96.725
5	101.36
6	118.29
7	127.92
8	135.32
9	146.82
10	155.61

Tabella 5.7: Frequenze - 16 vincoli

Random Vibration

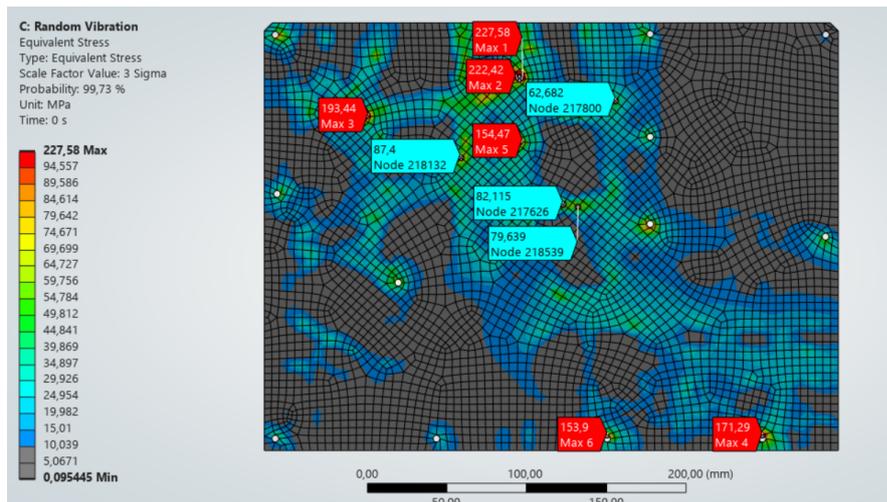


Figura 5.15: Equivalent Von Mises Stress - 16 Vincoli

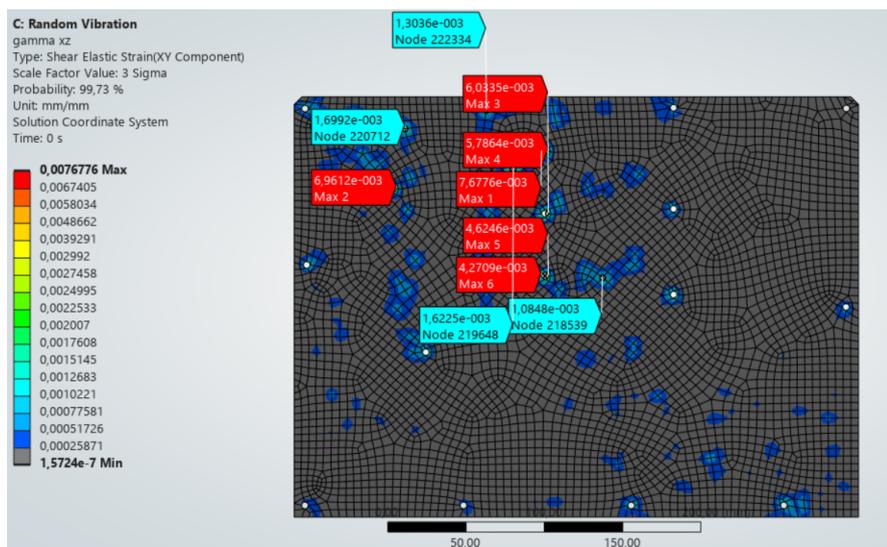


Figura 5.16: γ_{xz} - 16 vincoli

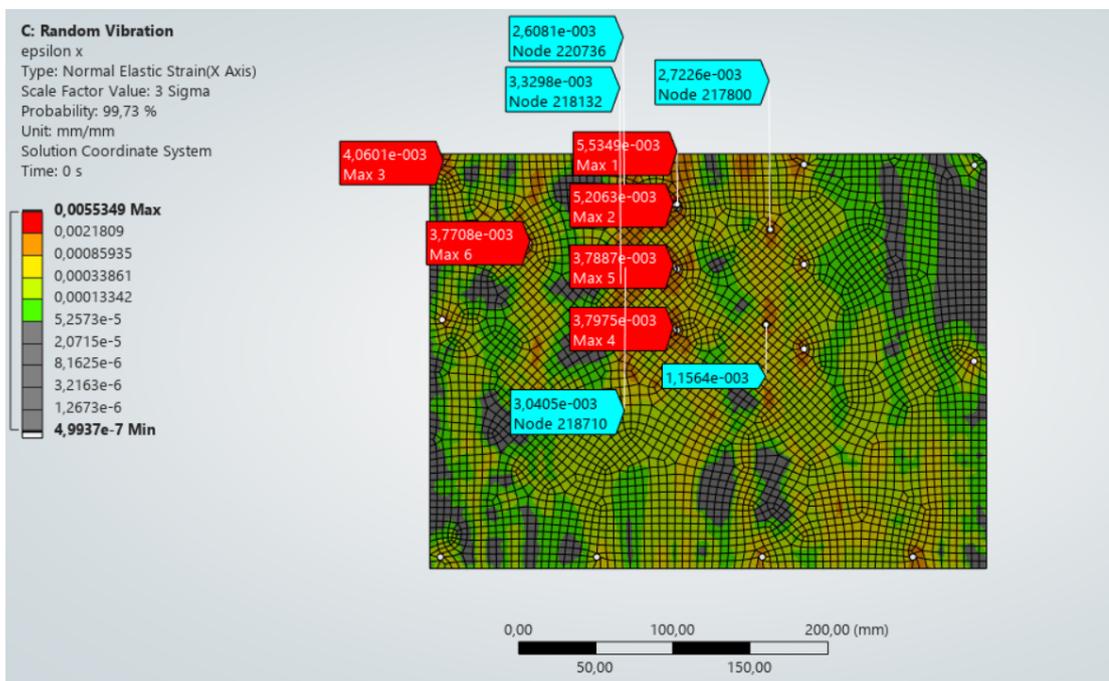


Figura 5.17: ϵ_x - 16 vincoli

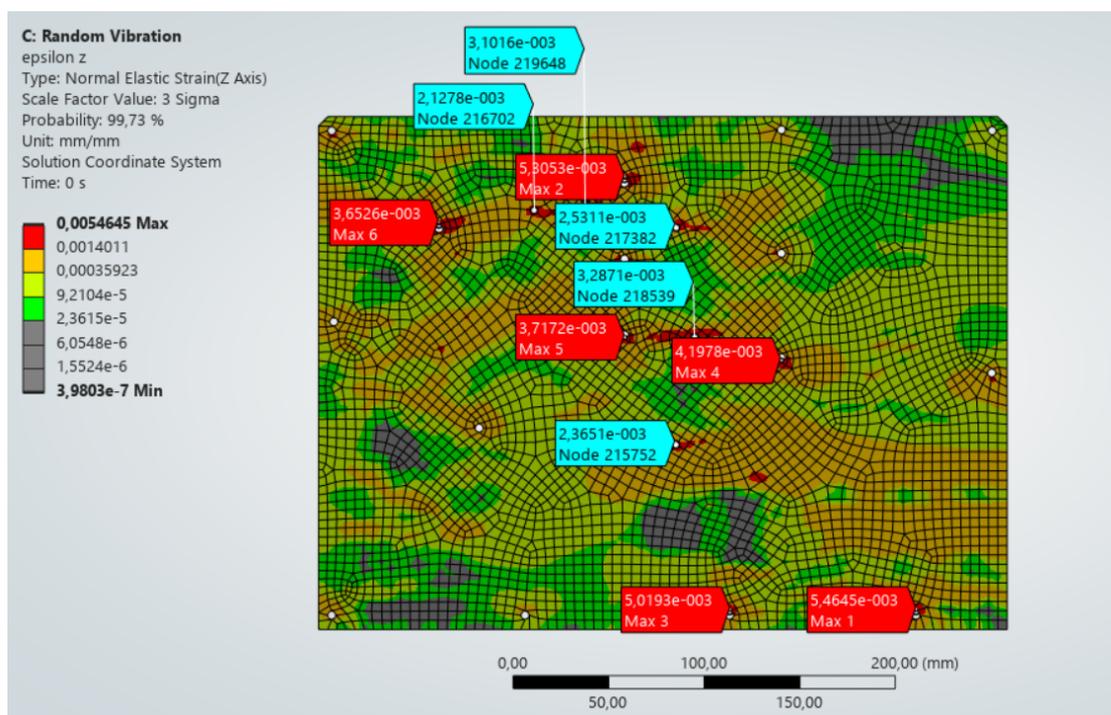


Figura 5.18: ϵ_z - 16 vincoli

5.1.6 Considerazioni

La procedura di irrigidimento, mediante l'introduzione di vincoli posizionati strategicamente, ha favorito il rilassamento della piastra in termini di tensioni e deformazioni. L'irrigidimento è anche provato dall'aumento delle frequenze, diretta conseguenza dell'irrigidimento della struttura. Lo spostamento del comportamento modale del sistema a frequenze maggiori è uno degli obiettivi da perseguire affinché la struttura risulti il meno sollecitata possibile. Segue una illustrazione grafica sul decremento percentuale causati dagli irrigidimenti.

Tensioni

In particolare in termini di tensioni si distinguono due casistiche che seguono quanto detto nella sezione 1.2:

1. Fori di fissaggio: fortemente sollecitati in quanto vincoli della struttura con elevato fattore geometrico di concentrazione delle tensioni. In tali zone la tensione limite di riferimento è la tensione di snervamento del materiale, consultabile nel capitolo 4.4, tabella 4.11, poichè la funzione principale è quella strutturale fornita dall'FR4;

2. Area restante: in tali zone si preferisce non eccedere i 50 MPa citati nel capitolo 1.2, per evitare rottura delle giunzioni saldate o danneggiamento delle piste conduttive.

Nell'istogramma seguente si riportano i valori massimi visualizzati sui fori di fissaggio.

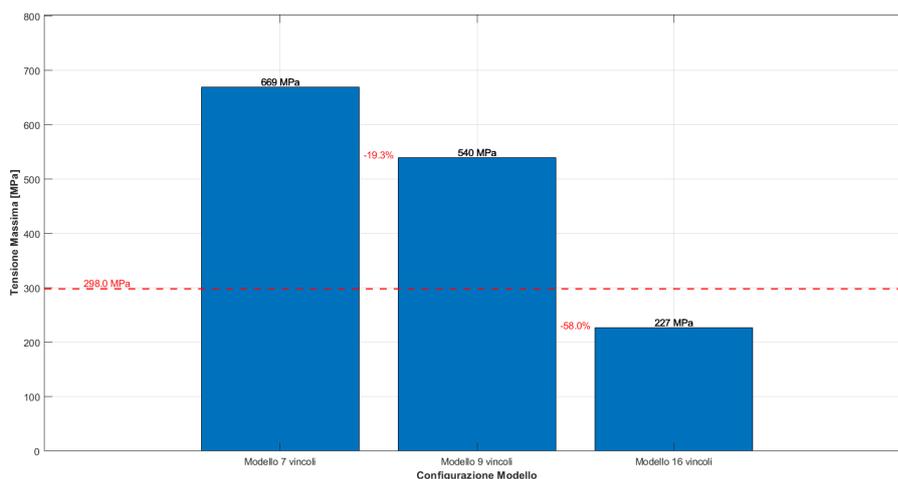


Figura 5.19: Tensioni Massime - Configurazioni (Fori di fissaggio)

Per visualizzare correttamente le tensioni sui fori di fissaggio si effettua una analisi di convergenza locale su uno dei fori relativi alla zona del pacco induttanze nell'ultimo modello implementato (modello 16 vincoli). Questo studio è motivato dal fatto che i valori di tensione massimi riportati nell'istogramma precedente (ad esempio i 227 MPa nel modello a 16 vincoli) sono stati ottenuti con una mesh globale inizialmente concepita per una valutazione indicativa della risposta complessiva della piastra. Per cui in prossimità di fori, spigoli vivi o discontinuità geometriche, osservare tensioni elevate in post-processing è normale, ma non significa automaticamente che vi sia rottura. Di conseguenza le tensioni non verranno valutate sul bordo ma in zone leggermente distanti dalla discontinuità. Inoltre tale studio è limitato ad un foro per non gravare eccessivamente sul tempo computazionale. Si presentano tre casi:

1. Mesh Iniziale
2. Mesh Sizing 1 mm
3. Mesh Sizing 0.5 mm

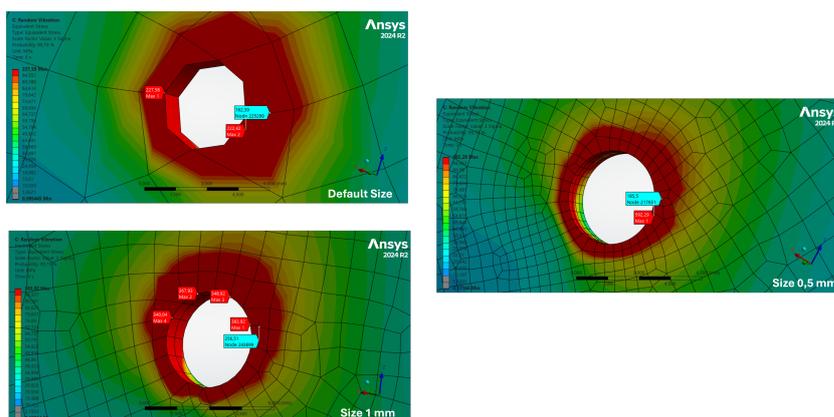


Figura 5.20: Refinement locale di un foro di fissaggio

Come si osserva, all'aumentare del grado di affinamento, il valore di picco aumenta, ossia la distorsione numerica a bordo del foro risulta più impattante evidenziando la presenza della singolarità; ciò è coerente sia con la teoria FEM che con la teoria lineare elastica, per cui è necessaria un'attenta valutazione dello stato tensionale in geometrie curvilinee di piccole dimensioni, quali i fori di fissaggio. Si nota che, ad una distanza pari a circa la lunghezza dell'elemento di mesh più fine, le tensioni si calmierano ed il valore massimo rilevato non eccede i 180 MPa. Pertanto, adottando un approccio conservativo il livello di tensione non eccederà i 200 MPa.

Nella rappresentazione seguente invece si mostrano i valori di tensione che si presentano altrove, nell'area restante del PCB.

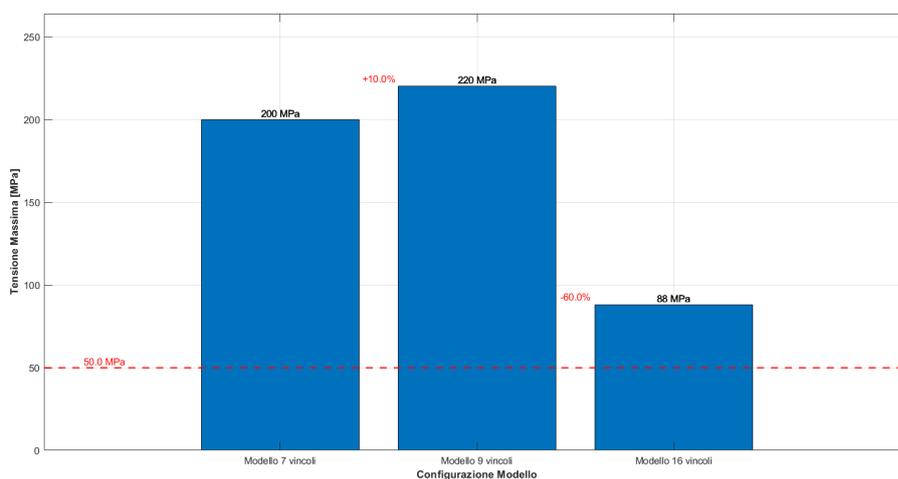


Figura 5.21: Tensioni Massime - Configurazioni (Area restante)

Deformazioni

Seguono alcune considerazioni nell'analisi delle deformazioni. Tuttavia è bene specificare che nell'intorno dei fori non vi è un valore limite di confronto, per cui il target in quelle zone è dato prevalentemente dai valori precedenti di tensione. Segue quindi il trend delle deformazioni

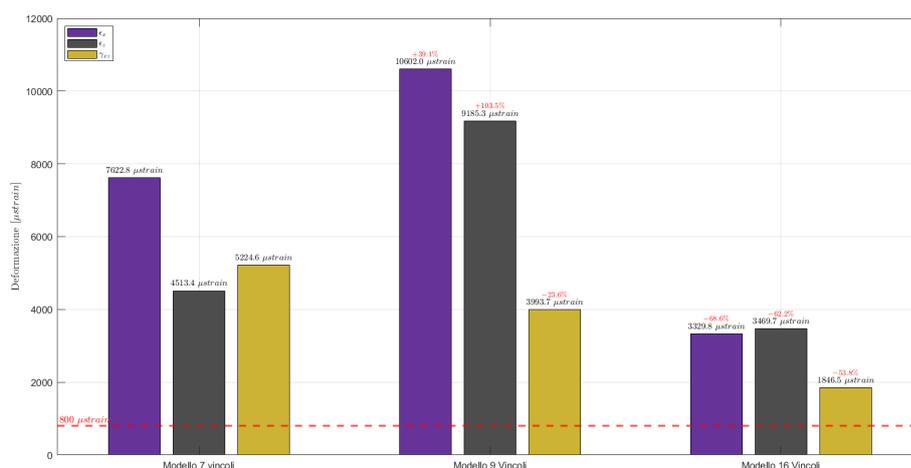


Figura 5.22: Deformazioni Massime - Configurazioni

Come si può dedurre dai risultati precedenti, la seconda iterazione non ha prodotto un miglioramento degli stati di tensione e deformazione sulla piastra.

Frequenze

La combinazione di più vincoli come si osserva nella terza iterazione ha permesso l'immobilizzazione di zone libere e facilmente eccitabili come presentavano le forme modali delle Figure 4.52, 4.53, 4.54. Ciò trova riscontro nell'aumento delle frequenze proprie della struttura. Segue un grafico esplicativo, che illustra l'aumento percentuale a seguito dell'irrigidimento della strategia di ottimizzazione del sistema di fissaggio.

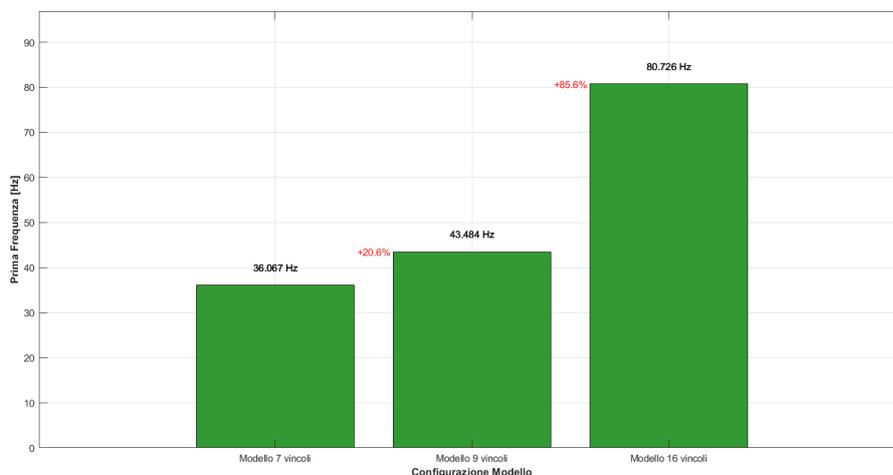


Figura 5.23: Prima Frequenza - Configurazioni

Tuttavia lo stato di sollecitazione del PCB, così come si presenta nella terza iterazione, risulta ancora eccessivo e non garantirebbe un buon margine in opera di funzionamento. Per cui si propone una nuova strategia di ottimizzazione che miri ad un irrigidimento ulteriore del sistema, in particolar modo della zona relativa al pacco induttanze, la principale causa di severità a livello tensionale e di deformazione. Essendo il numero di fissaggi adoperato fino ad ora coerente con le direttive progettuali, un ulteriore incremento potrebbe risultare ridondante ed inefficace, si analizza di seguito una strategia differente.

5.2 Seconda strategia di ottimizzazione

L'aumento del numero di vincoli ed il loro posizionamento strategico, in modo tale da "spezzare" le forme modali che gravano sullo stato tensionale e di deformazione della struttura, risultano essere un buon approccio al problema. Tuttavia questo flusso di iterazioni diventa meno efficace all'aumentare dei fissaggi, come dimostrano le mappe precedenti. Pertanto risulta necessario irrigidire il sistema mediante un adeguato sistema di staffaggio.

5.2.1 Sistema di contenimento delle induttanze

Si introduce un piatto in acciaio, le cui caratteristiche meccaniche sono consultabili nella Tabella 5.8 e rimandano al materiale "*Structural Steel*" presente nella libreria Software.

Structural Steel		
Proprietà	Valore	Unità
Young's Modulus	2e+05	MPa
Poisson's Ratio	0.3	-
Bulk Modulus	1.67e+05	MPa
Shear Modulus	76923	MPa
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion	1.2×10^{-5}	1/°C
Tensile Ultimate Strength	460	MPa
Tensile Yield Strength	250	MPa
Density	7850	kg/m ³

Tabella 5.8: Proprietà Piatto

Tale elemento è ancorato al dissipatore mediante delle viti M4 che sono fissate a delle torrette di appoggio presenti sul supporto come si osserva in Figura 5.24.

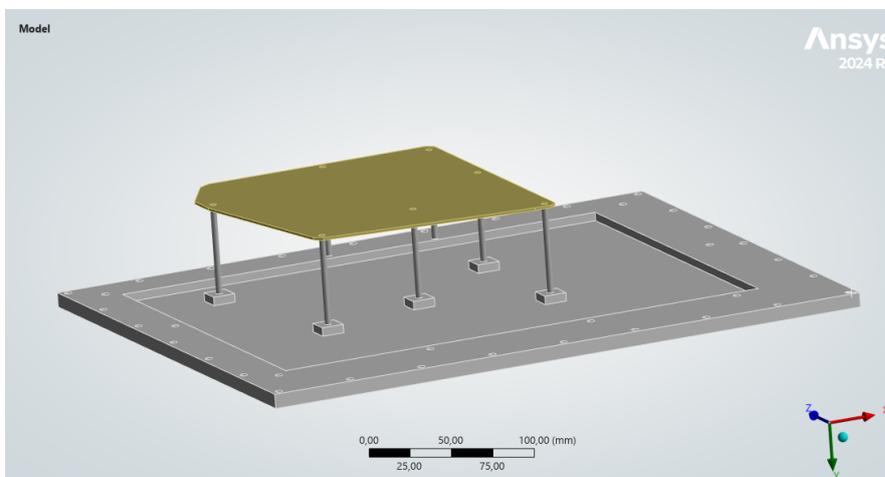


Figura 5.24: Piatto di contenimento - torrette

Tale sistema di staffaggio funge da contenimento delle induttanze, gli elementi più critici e gravosi sul PCB.

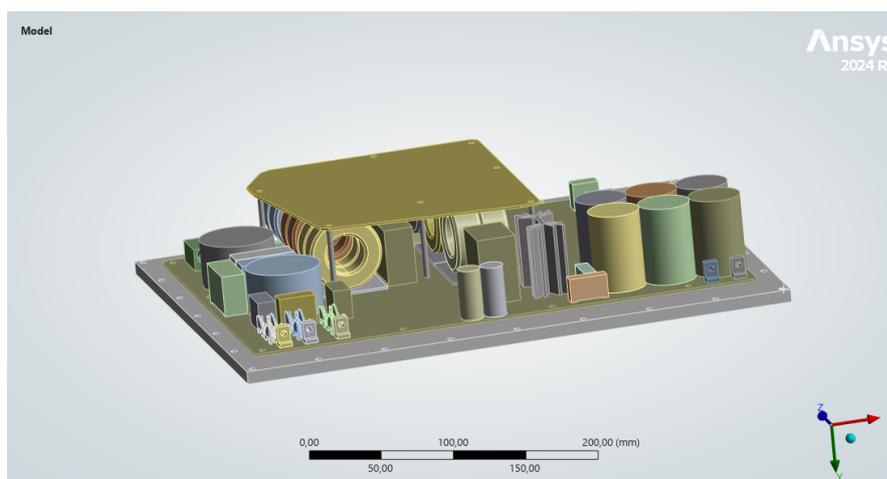


Figura 5.25: Assieme - Contenimento induttanze

Le viti sono state implementate in ambiente software con elementi *Beam Connection*, che simulano il collegamento del piatto al supporto. Affinchè il sistema risulti coerente dal punto di vista fisico, è necessario definire un contatto *Frictionless* tra le induttanze ed il piatto, cosicchè i toroidi vengano effettivamente compressi dal piatto e lo stato di tensione venga scaricato sul piatto stesso. Si specifica che questa soluzione non è davvero riproducibile nella realtà, poichè tale pretensionamento potrebbe danneggiare o pregiudicare il corretto funzionamento degli elementi induttivi, per cui in fase di montaggio si interpone un tappetino isolante tra il piatto e le induttanze, elemento trascurabile nella simulazione virtuale. Inoltre la definizione del contatto *Frictionless* prevede la corretta impostazione dei parametri di set up, così come fatto nelle analisi preliminari.

Static Structural

Si procede alla corretta impostazione dell'analisi statica. Come visto nel capitolo 4.5.2, è possibile simulare la coppia di serraggio delle viti mediante la definizione di un *Bolt Pretension*. Si è assunta una forza di serraggio di 1000 N. Affinchè si abbia stabilità nella risoluzione, il carico è applicato gradualmente e l'effetto gravitazionale è attivato ad effettivo montaggio del sistema di staffaggio, cioè a seguito della fase di *Lock*.

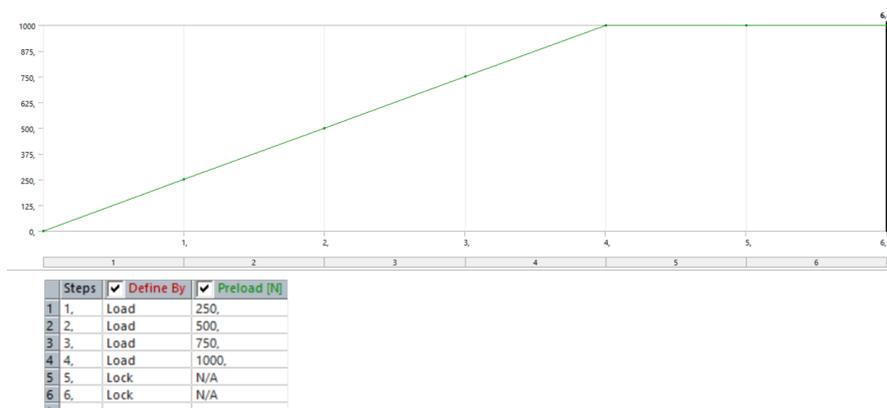


Figura 5.26: Bolt Pretension

Nell'immagine precedente si osserva la suddivisione della forza di serraggio in 6 step di carico.



Figura 5.27: Standard Earth Gravity

Nell'immagine precedente invece si visualizza l'attivazione dell'effetto gravitazionale nell'ultimo step, ossia ad avvenuto montaggio. Di seguito i risultati ottenuti dall'analisi statica.

Directional Deformation	1.5582 mm
-------------------------	-----------

Tabella 5.9: Risultati Statica - Piatto di contenimento

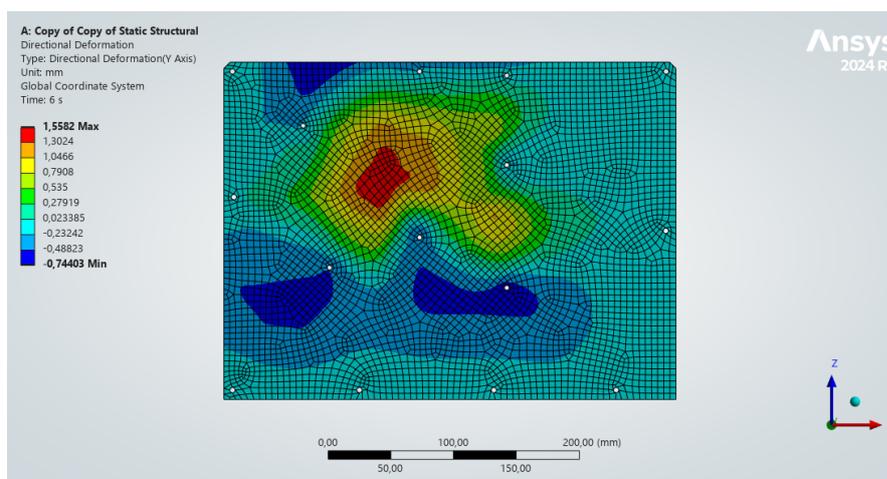


Figura 5.28: Directional Deformation - Piatto di contenimento

Si osserva uno spostamento in direzione opposta all'accelerazione di gravità (g diretta secondo $-y$), ciò conferma il precaricamento della struttura. Inoltre si potrebbe affermare che lo spostamento osservato risulti eccessivo, tuttavia si ricorda che la forza di serraggio è applicata solamente alle *Beam Connection* relative al piatto di contenimento; estendendo la formulazione della *Bolt Pretension* ai restanti fissaggi PCB-supporto, lo spostamento risulterebbe coerente con la fisica del sistema; in questa sezione l'interesse è rivolto principalmente agli effetti ed ai vantaggi apportati dal piatto di contenimento. Inoltre l'ulteriore inserimento di forze di serraggio nei restanti vincoli non gioverebbero alla simulazione in termini di tempo e costo computazionale.

Modal Analysis

Si effettua l'analisi modale con l'*Environment* di pre-stress precedentemente ottenuto. Come riportano i modi, l'introduzione del sistema di contenimento ha prodotto un aumento di rigidità preponderante rispetto l'aumento di massa, anch'esso dovuto all'introduzione di nuovi elementi strutturali. Per cui si persegue l'obiettivo prefissato, ossia l'aumento delle frequenze modali, come attesta la prima frequenza modale, prossima a 100 Hz. Si riportano per concisione solamente le prime 10 frequenze proprie.

Mode	Frequency [Hz]
1	92.706
2	113.66
3	129.91
4	136.79
5	149.16
6	154.5
7	165.83
8	173.04
9	181.72
10	189.19

Tabella 5.10: Frequenze - Piatto di contenimento

Random Vibration

Come già fatto in precedenza si applica l'eccitazione randomica e si valutano gli output in termini di tensione e di deformazione.

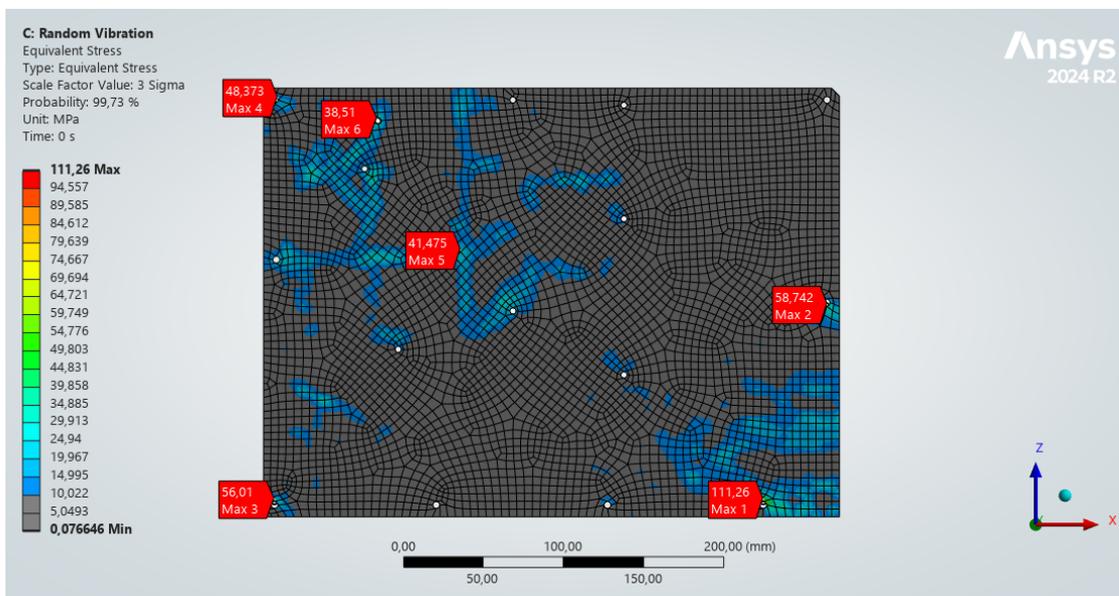


Figura 5.29: Equivalent Von Mises Stress - Piatto di contenimento

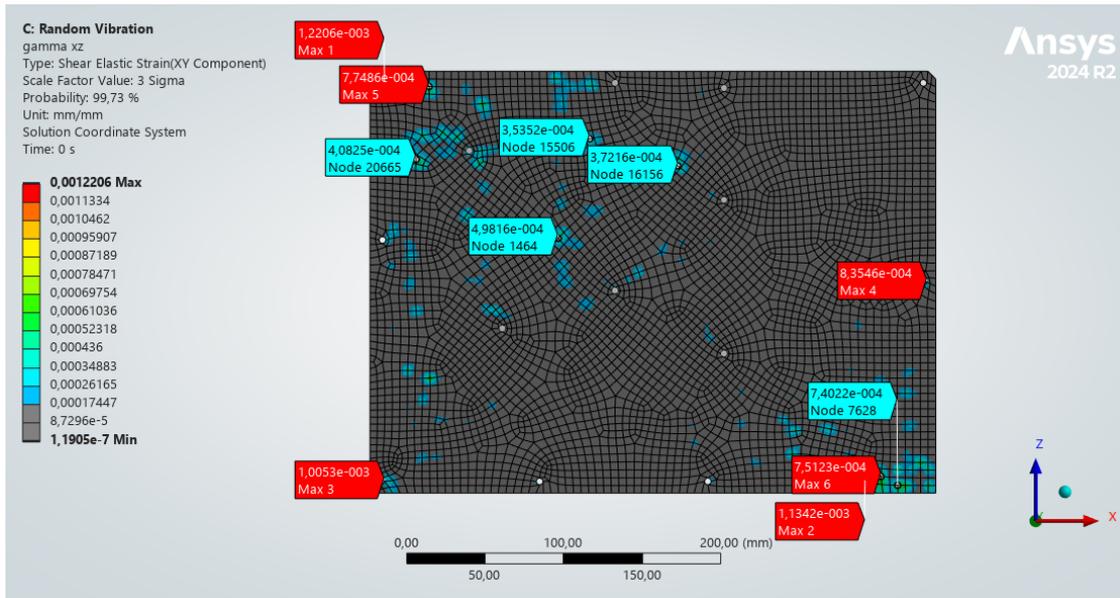


Figura 5.30: γ_{xz} - Piatto di contenimento

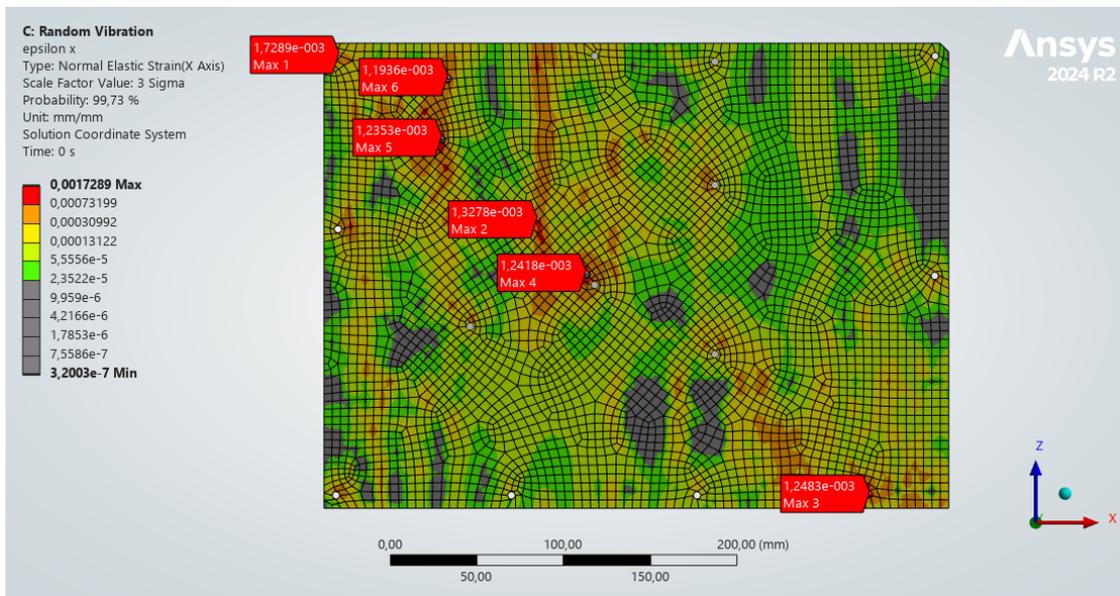


Figura 5.31: ϵ_x - Piatto di contenimento

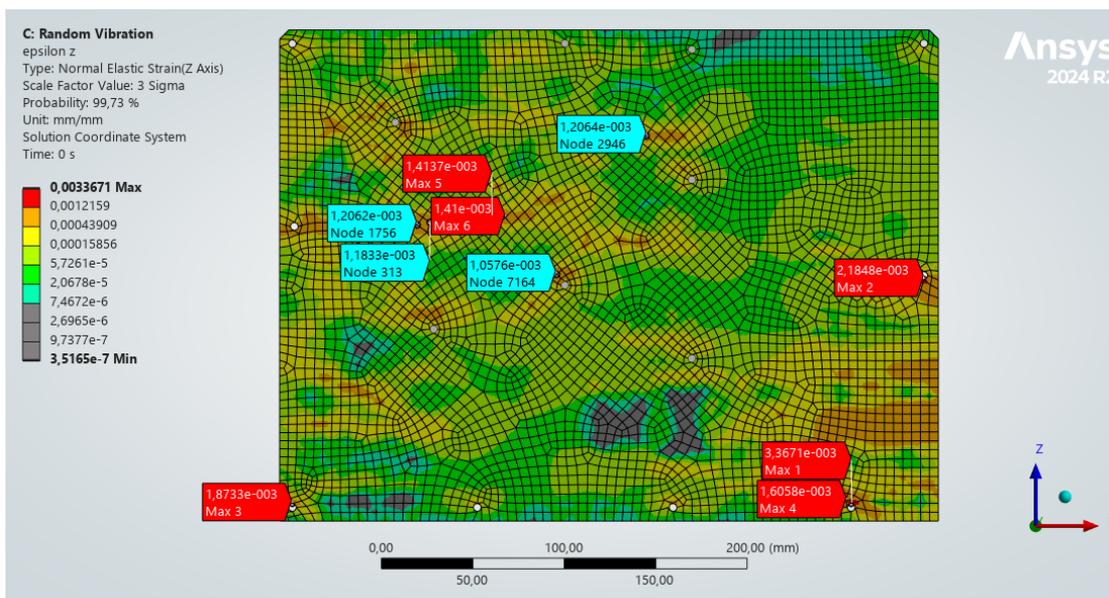


Figura 5.32: ϵ_z - Piatto di contenimento

Come si nota dalla mappa di tensione, la zona delle induttanze è notevolmente scaricata, ed i picchi di tensione si localizzano prevalentemente in prossimità dei vincoli, così come le mappe di deformazione risultano migliori. Si può dedurre che l'adozione di tale sistema risulta vantaggioso e fondamentale al raggiungimento degli obiettivi di progetto.

Osservazioni

Come fatto nella prima strategia di ottimizzazione, si riportano i decrementi in tensione e deformazione della soluzione appena analizzata in riferimento al modello precedente.

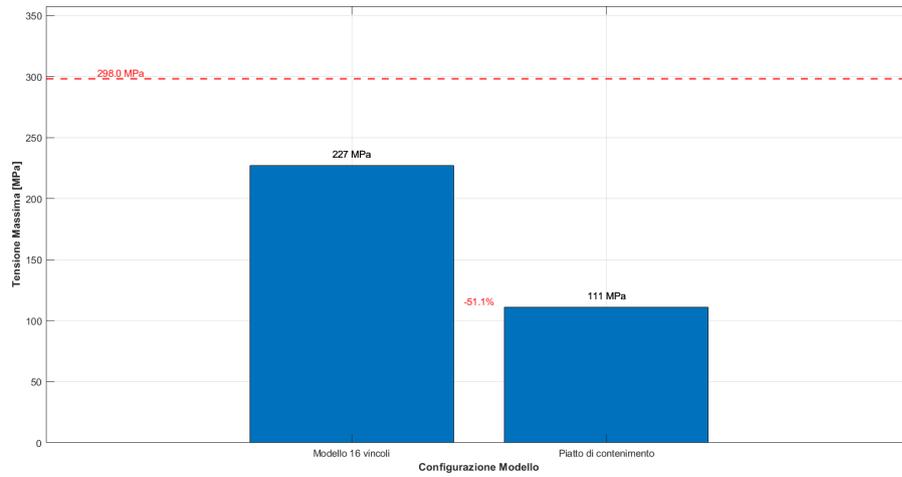


Figura 5.33: Confronto tensioni con piatto di contenimento - fori di fissaggio

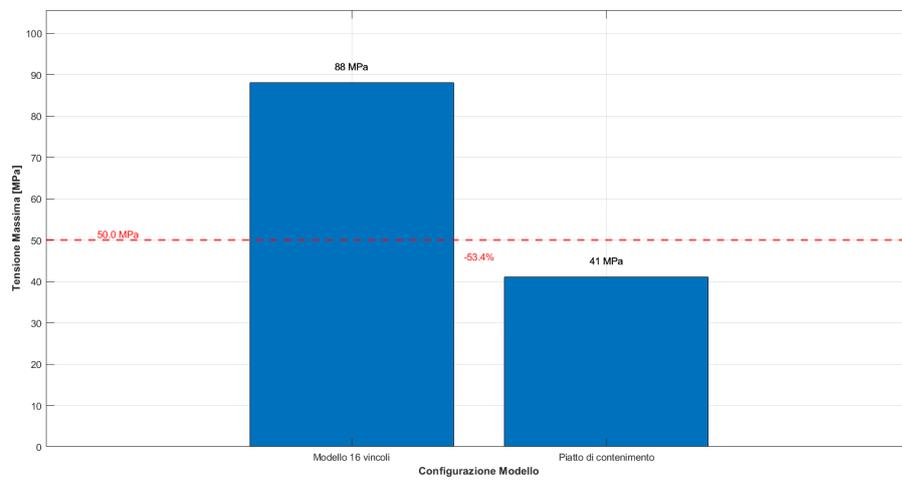


Figura 5.34: Confronto tensioni con piatto di contenimento - area restante

Si riporta l'aumento della prima frequenza a seguito dell'introduzione del piatto di contenimento.

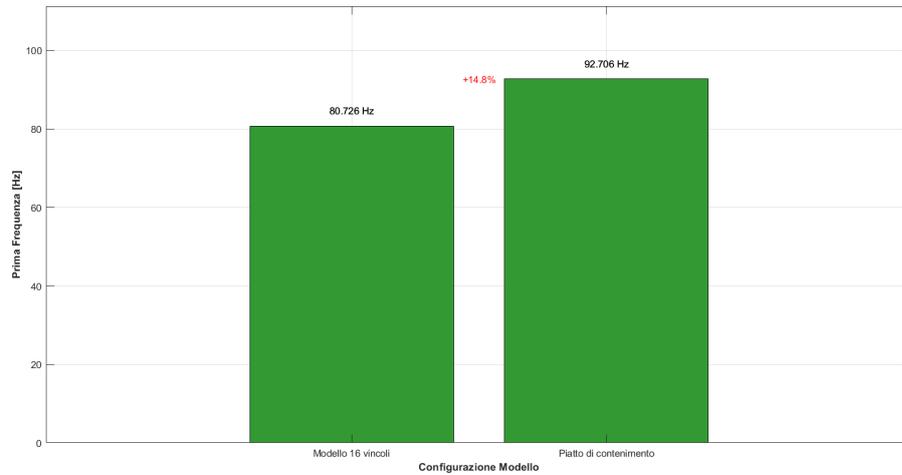


Figura 5.35: Confronto prima frequenza con piatto di contenimento

Si confrontano le deformazioni.

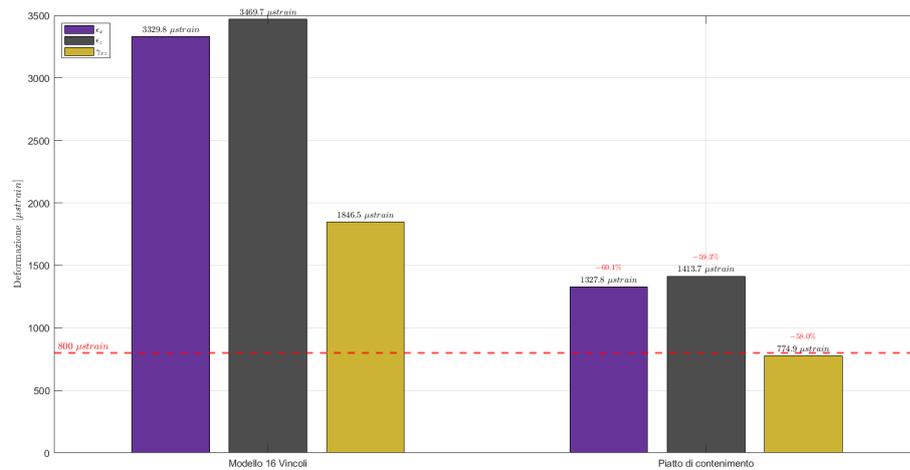


Figura 5.36: Confronto deformazioni con piatto di contenimento

Il modello così implementato sarebbe conforme con i requisiti vibrazionali dal punto di vista tensionale, ma non dal punto di vista delle deformazioni. Tuttavia come già espresso vi sono dei margini di miglioramento riconducibili all'applicazione della forza di serraggio in ogni punto di fissaggio definito nel modello e modulando tale valore di forza. Inoltre come si osserva nelle mappe di deformazione, i valori massimi si hanno localmente; come dimostra la scala cromatica, molte zone sono al di

sotto dei limiti stabiliti. Per cui tali zone potrebbero rappresentare delle singolarità o comunque decrescere in valore implementando un modello più completo e fedele, ma maggiormente costoso dal punto di vista computazionale. Per semplicità di calcolo si è preferito non sovraccaricare il solutore. Si riassume la bontà degli irrigidimenti introdotti con lo schema sottostante, che pone in relazione lo spostamento del primo modo a frequenze maggiori con l'eccitazione randomica di input.

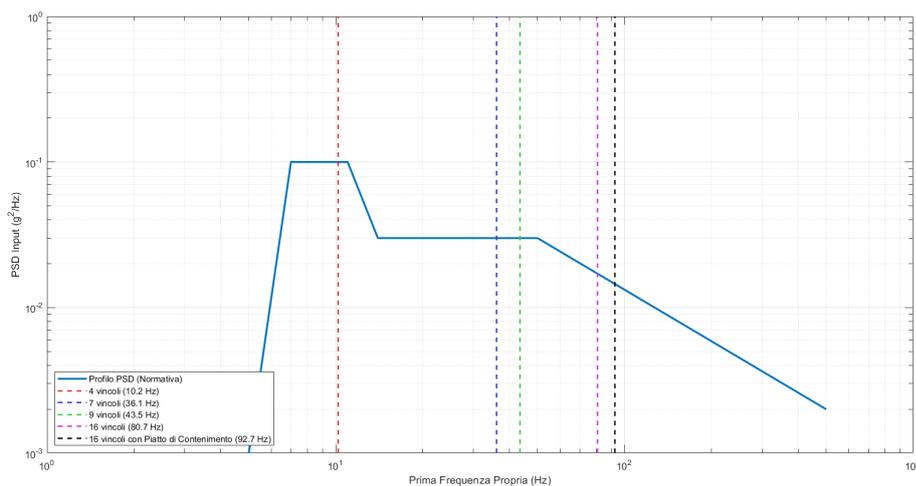


Figura 5.37: Spostamento Modale a frequenze maggiori

5.3 Alleggerimento

Ottenuta la miglior soluzione progettuale, si valutano delle modifiche che possano apportare dei vantaggi in termini di massa, al fine di minimizzare il peso della struttura, uno dei target prefissati nel campo dell'e-Mobility. Per realizzare ciò si propongono due soluzioni ugualmente applicabili.

5.3.1 Prima strategia di Alleggerimento

Una prima soluzione prevede l'impiego di un materiale differente costituente il piatto, un materiale più leggero ma sufficientemente prestazionale dal punto di vista strutturale. Un opportuno sostituto potrebbe essere l'alluminio, le cui proprietà sono state già presentate nella sezione 4.3, consultabili in tabella 4.6. Impiegando tale materiale il peso del piatto si riduce come indicato in tabella.

	Piatto	
	Acciaio	Alluminio
Massa [kg]	0.34235	0.1208
Riduzione in peso		64.71%

Tabella 5.11: Confronto in massa tra piatto in acciaio e in alluminio

Globalmente il sistema vede una riduzione di peso come segue.

	Sistema iniziale	Sistema Alleggerito (1)
Massa [kg]	6.3668	6.1453
Riduzione in peso		3.48%

Tabella 5.12: Confronto in Massa nella prima strategia di alleggerimento

Questa modifica conduce ad una corrispettiva riduzione di rigidità, un'indicazione può essere fornita confrontando i rispettivi moduli elastici.

	Piatto	
	Acciaio	Alluminio
Modulo Elastico [MPa]	2.00E5	71000
Riduzione		64.50%

Tabella 5.13: Confronto moduli elastici tra piatto in acciaio e in alluminio

5.3.2 Risultati

Seguendo il flusso logico fino ad ora utilizzato si eseguono le analisi di Static Structural, Modal Analysis e Random Vibration. La modifica interessa solamente l'assegnazione del materiale relativo al piatto per cui il set up del modello è invariato rispetto alla soluzione ottimizzata. Omettendo per concisione i risultati statici, in quanto l'interesse è rivolto al comportamento dinamico del sistema, si riportano le prime 10 frequenze proprie.

Mode	Frequency [Hz]
1	94.292
2	100.79
3	107.62
4	123.77
5	130.64
6	133.7
7	145.51
8	158.23
9	163.98
10	172.80

Tabella 5.14: Frequenze - Alleggerimento (1)

Si effettua un confronto più dettagliato sulla variazione percentuale delle frequenze rispetto il caso iniziale.

Modo	Frequenza [Hz]		Variazione percentuale
	Piatto in acciaio	Piatto in alluminio	
1	92.706	94.292	+1.7%
2	113.66	100.79	-11.3%
3	129.91	107.62	-17.2%
4	136.79	123.77	-9.5%
5	149.16	130.64	-12.4%
6	154.5	133.7	-13.5%
7	165.83	145.51	-12.3%
8	173.04	158.23	-8.6%
9	181.72	163.98	-9.8%
10	189.19	172.80	-8.7%

Tabella 5.15: Confronto Frequenze - Alleggerimento (1)

L'aumento della prima frequenza è riconducibile ad una influenza preponderante della riduzione in massa; ciò risulta maggiormente influente sulla prima forma modale, poichè come si osserva le successive frequenze vedono dei decrementi più o meno rilevanti dovuti alla rigidità inferiore della struttura. Anche in questo caso si presentano le mappe di tensione e deformazione.

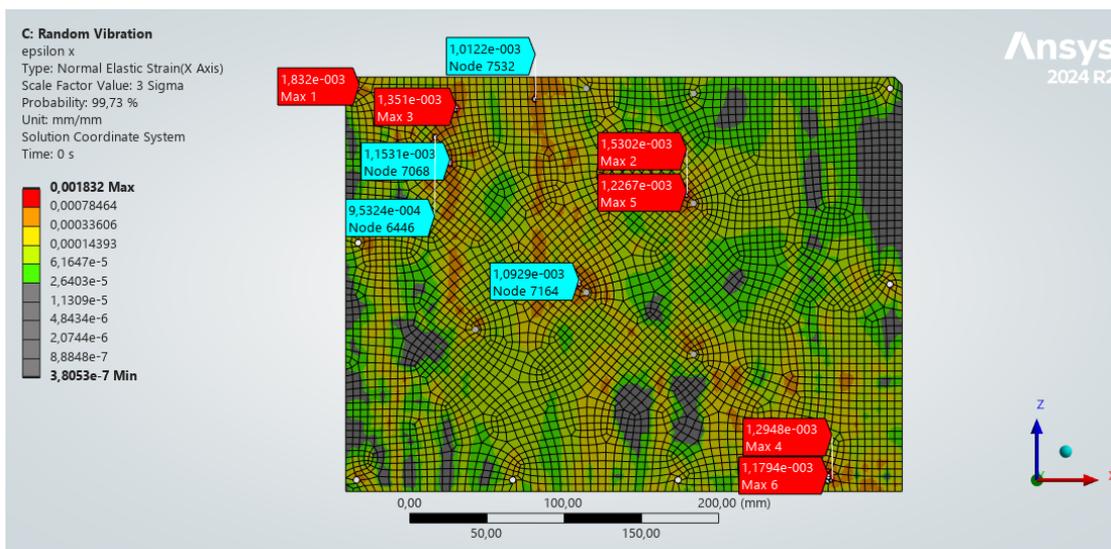


Figura 5.40: Alleggerimento (1) - ϵ_x

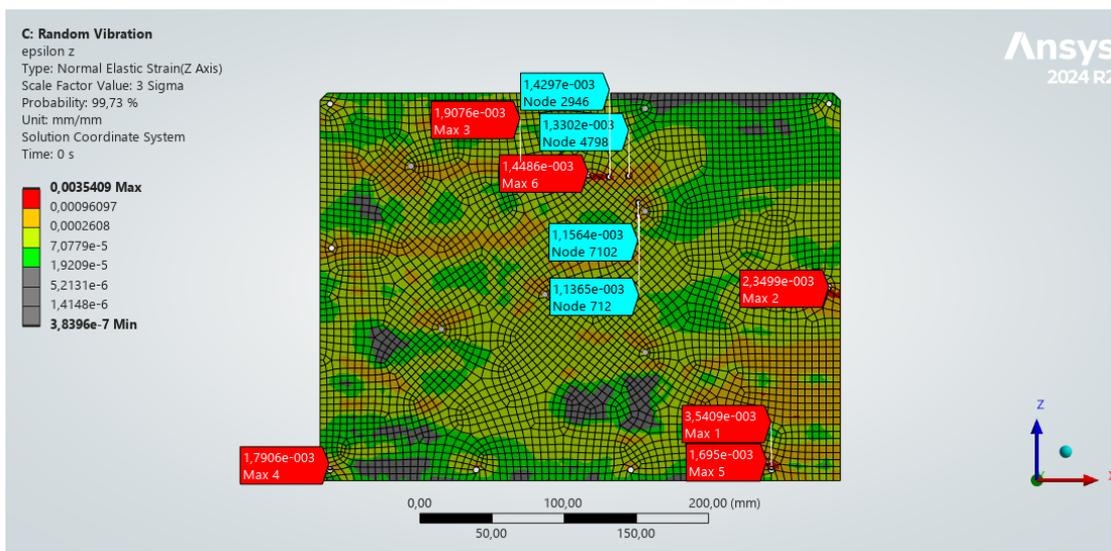


Figura 5.41: Alleggerimento (1) - ϵ_z

5.3.3 Seconda strategia di Alleggerimento

Una seconda strategia coinvolgerebbe il layout del piatto, che potrebbe essere rivisto e ridisegnato ad hoc: nella soluzione seguente si utilizza un piatto grigliato, che vede una riduzione della massa come mostrato in tabella.

	Piatto	
	Pieno	Grigliato
Massa [kg]	0.34235	0.19925
Riduzione in peso		41.80%

Tabella 5.16: Confronto di Massa tra Piatto Pieno e Grigliato

	Sistema iniziale	Sistema Alleggerito (2)
Massa [kg]	6.3668	6.2237
Riduzione in peso		2.25%

Tabella 5.17: Confronto in Massa nella seconda strategia di alleggerimento

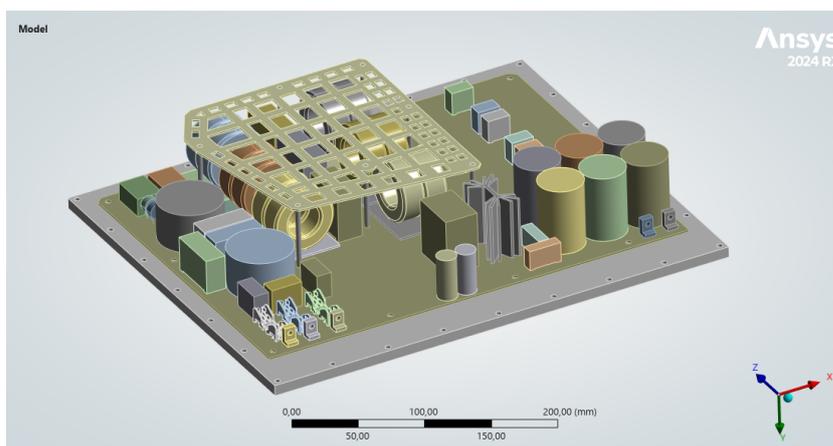


Figura 5.42: Piatto di contenimento grigliato

Si specifica che il layout proposto è indicativo e semplificato, esso non segue alcun prodotto commerciale.

5.3.4 Risultati

Anche in questa strategia le impostazioni risultano invariate rispetto il modello ottimizzato. Così come fatto nella strategia precedente si riportano le prime 10 frequenze proprie e le mappe di tensione e deformazione in risposta alla eccitazione randomica di input.

Mode	Frequency [Hz]
1	92.333
2	107.29
3	126.13
4	128.92
5	138.56
6	151.95
7	159.15
8	171.97
9	178.09
10	181.92

Tabella 5.18: Frequenze - Alleggerimento (2)

Modo	Frequenza [Hz]		Variazione percentuale
	Piatto Pieno	Piatto Grigliato	
1	92.706	92.333	-0.4%
2	113.66	107.29	-5.6%
3	129.91	126.13	-2.9%
4	136.79	128.92	-5.8%
5	149.16	138.56	-7.1%
6	154.5	151.95	-1.7%
7	165.83	159.15	-4.0%
8	173.04	171.97	-0.6%
9	181.72	178.09	-2.0%
10	189.19	181.92	-3.8%

Tabella 5.19: Confronto Frequenze - Alleggerimento (2)

Come si osserva la prima frequenza risulta pressochè la stessa, mentre le successive vedono un decremento più o meno accentuato, per cui la riduzione di rigidità risulta preponderante sulla riduzione di massa.

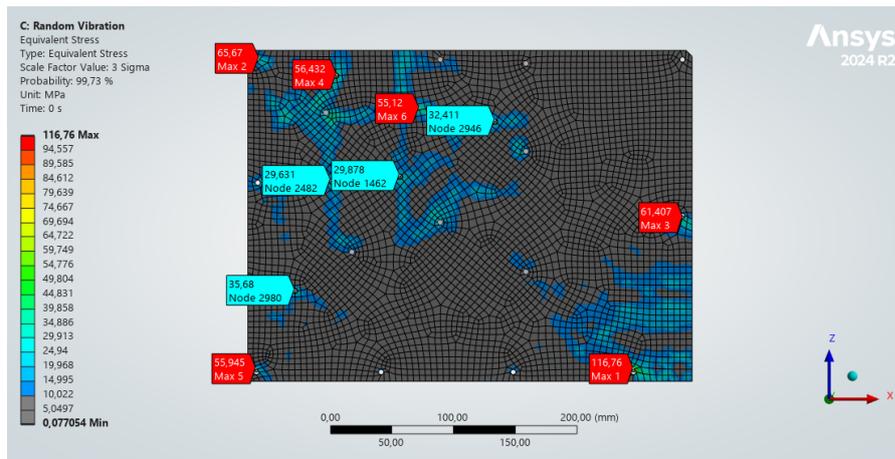


Figura 5.43: Alloggerimento (2) - Equivalent Von Mises Stress

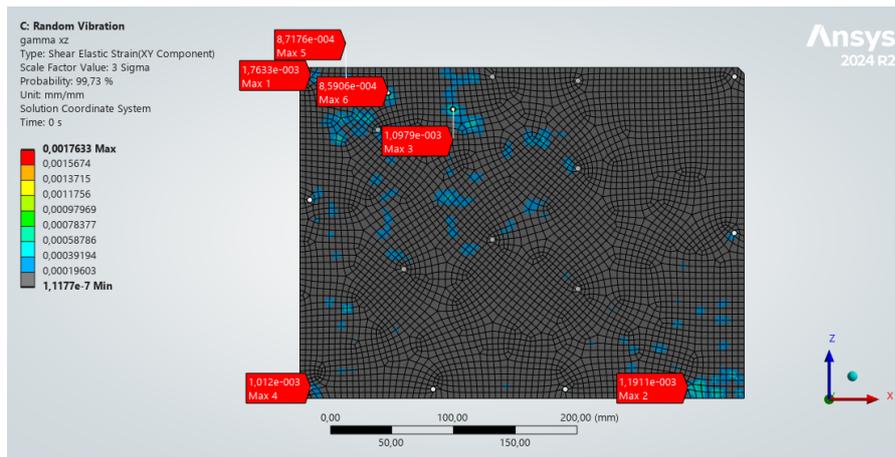


Figura 5.44: Alloggerimento (2) - γ_{xz}

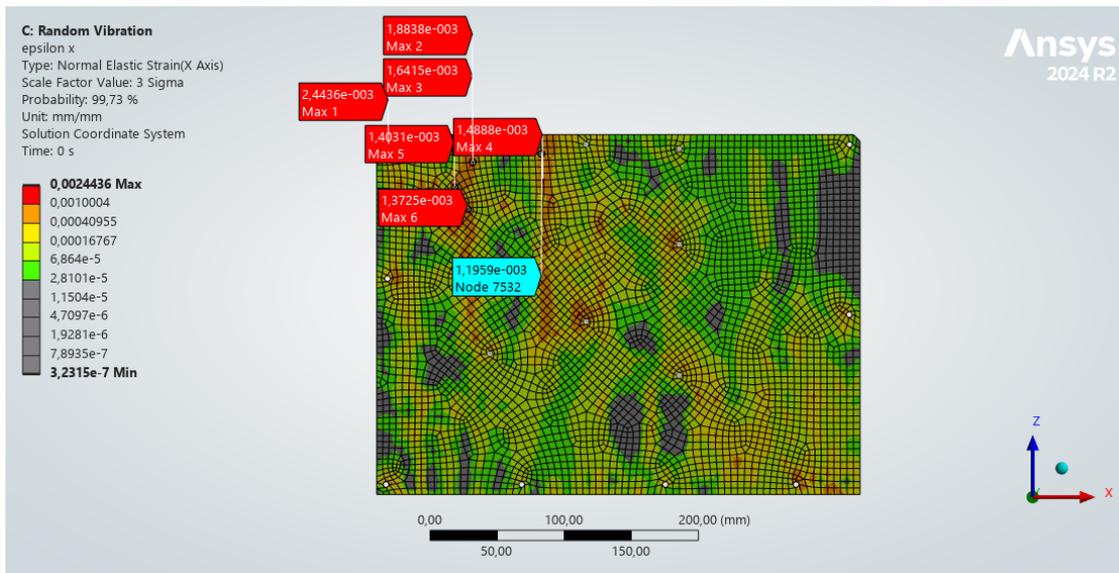


Figura 5.45: Aliegerimento (2) - ϵ_x

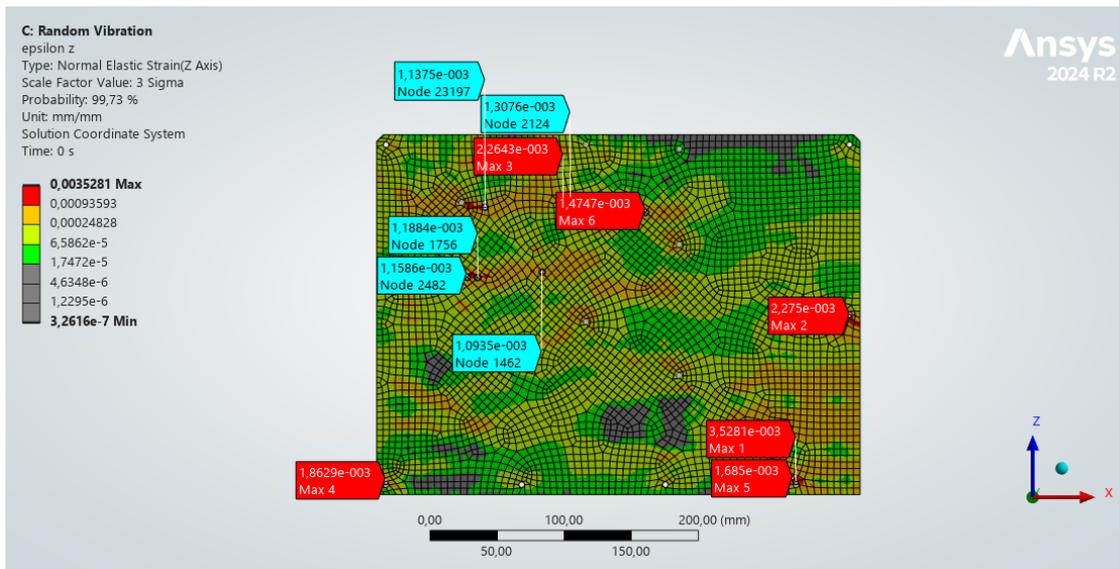


Figura 5.46: Aliegerimento (2) - ϵ_z

5.3.5 Osservazioni

Segue un riepilogo delle strategie di aliegerimento, in modo da valutarne la convenienza. Si specifica che le variazioni percentuali presenti sul grafico sono riferite alla soluzione ottimizzata.

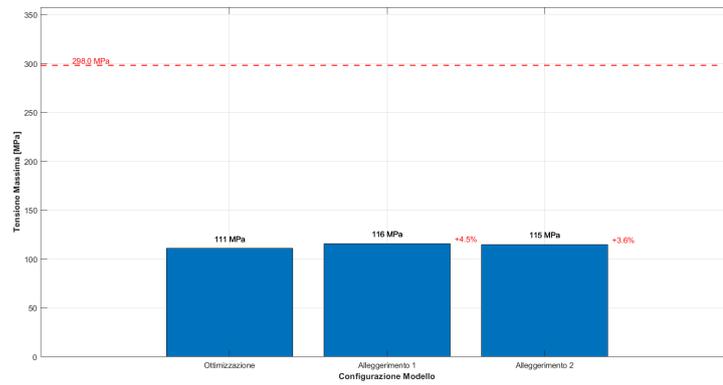


Figura 5.47: Valutazione alleggerimento - Tensione sui fori di fissaggio

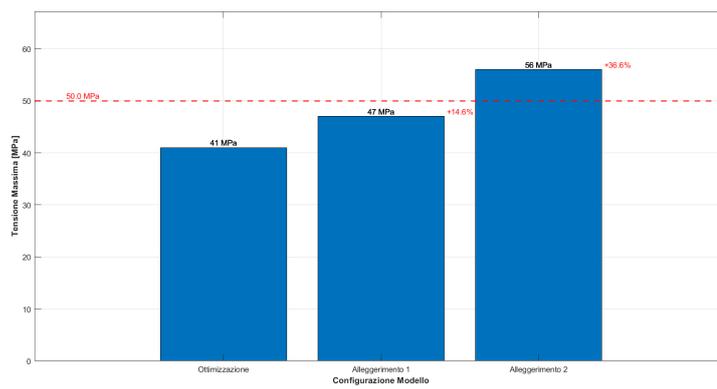


Figura 5.48: Valutazione alleggerimento - Tensione su area restante

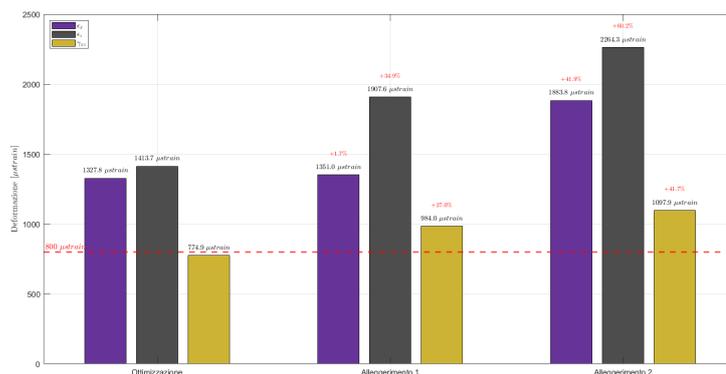


Figura 5.49: Valutazione alleggerimento - Deformazioni

Come si osserva, sui fori di fissaggio non vi è una particolare differenza, le tre soluzioni si equivalgono; ciò non è vero sulla restante area del PCB, ove si osservano degli incrementi più o meno rilevanti che pregiudicano l'accettabilità del modello, come si nota nel piatto grigliato in cui la tensione eccede il limite imposto. Di maggiore interesse ciò che accade a livello di deformazioni: sebbene le deformazioni di taglio evidenzino un incremento non eccessivo, le deformazioni longitudinali salgono criticamente e necessitano di maggiore cura e di un ulteriore studio locale, in parallelo ad una campagna sperimentale che possa fornire maggiori informazioni e confermare quanto visto in post-processing. Tuttavia considerando le osservazioni fatte a valle di 5.2.1, vi sono margini di accettabilità del modello da approfondire sperimentalmente.

Capitolo 6

Conclusioni

La metodologia impiegata risulta rigorosa ed efficiente; l'articolazione e l'esecuzione dei diversi step in maniera sequenziale garantisce un debug continuo del modello; il metodo così come proposto presenta uno schema di retroazione semplice che permette di tenere traccia di modifiche e di indagare su eventuali cause di errore. Oltre al rigore di implementazione da lato software, le modifiche effettuate riflettono fisicamente la natura del sistema stesso, per cui ad ogni input inserito, l'output risulta coerente con i risultati attesi di pre-solving. In particolare, l'aumento delle frequenze ed il rilassamento della struttura sono coerenti con l'introduzione di vincoli posizionati strategicamente, al fine di immobilizzare le forme modali critiche ossia maggiormente impattanti. Per cui è possibile dapprima sostenere la validità della metodologia e l'adozione di questa in ambito aziendale in fase di progettazione. Sebbene vi sia una buona corrispondenza, è bene ricordare che il modello è stato definito seguendo delle assunzioni e delle approssimazioni che hanno semplificato la computazione dei risultati; come accade in ambito CAE, vi sono degli errori intrinseci legati alle scelte di implementazione del modello che possono sottostimare i risultati, talvolta è evidente come vi siano anche delle sovrastime. Da ciò si intuisce la necessità un modello semplificato ma indicativo della risposta globale, per cui la necessità di mantenere il giusto equilibrio tra tempo computazionale, qualità dei risultati e semplicità del modello. È chiaro che quanto detto appartiene anche ad un'analisi di costi-benefici, cruciale nella fattibilità ed operabilità del metodo.

Dal punto di vista tecnico, quanto detto sopra si riflette nelle analisi del caso studio in esame. Il modello della seconda strategia di ottimizzazione che vede l'introduzione di un piatto di contenimento vede una notevole riduzione dei valori tensionali e deformativi della piastra. I risultati numerici indicano un'accettabilità dei valori di tensione che si osservano sul PCB, poiché al di sotto dei limiti imposti. Dall'altra parte invece non vi è piena accettabilità delle deformazioni risultanti, poiché queste eccedono i limiti enunciati nell'elaborato. Tuttavia la pratica aziendale

evidenza che il sistema, così come montato a seguito dell'ultima strategia di ottimizzazione, opera in condizioni di funzionamento senza mostrare alcuna criticità; in realtà il modello reale presenta un ulteriore fissaggio situato in una zona piuttosto scarica della piastra, per cui non si è ritenuto necessario considerarne l'aggiunta; invece le coppie di serraggio dei relativi fissaggi PCB-supporto e del piatto di contenimento sono pari a 2.5 Nm; pertanto in simulazione la forza di serraggio risulta circa un terzo della forza in condizioni di progetto; questo giustifica le precedenti affermazioni, quindi la bontà del modello, e di come vi sia ancora un margine di miglioramento dello stato di deformazione della piastra ricavato in simulazione. Ciò potrebbe trovare conferma mediante una verifica sperimentale, ad esempio con l'utilizzo di estensimetri dedicati, modulando le forze di serraggio così da valutarne gli effetti sulla piastra. L'ulteriore modifica che è stata apportata al piatto, ossia l'alleggerimento, ha prodotto a sua volta interessanti risultati: la piastra sembrerebbe avere un comportamento dinamico soddisfacente anche con una struttura alleggerita, con una riduzione di peso del sistema iniziale. È bene però specificare che questa soluzione richiederebbe un'ulteriore valutazione in termini di costi, poiché la fabbricazione di un grigliato non implicherebbe necessariamente un costo produttivo inferiore, così come il costo/kg dell'alluminio è generalmente maggiore di quello dell'acciaio. Tenendo conto delle affermazioni fatte per la soluzione ottimizzata, si può comunque dire che le due strategie di alleggerimento producano indicativamente buoni risultati quasi equivalenti, invero l'adozione di un piatto in alluminio produrrebbe risultati leggermente migliori. Ciò nonostante, in entrambi i casi si garantirebbe un peso inferiore del sistema, perseguendo le crescenti richieste di maggiori densità di potenza per unità di volume. La soluzione di alleggerimento rappresenta quindi una buona proposta di miglioramento in termini di peso, ma richiederebbe un'attenta valutazione economica e di fattibilità all'interno dell'azienda, inoltre necessiterebbe di un corrispettivo modello reale in condizioni di funzionamento, così da valutarne l'adozione. Pertanto, la validità del metodo, conseguentemente del modello, troverebbe completa conformità conducendo una campagna sperimentale dedicata, poiché, come noto in progettazione CAE, la simulazione virtuale non è sufficiente alla accettabilità dei risultati.

Si riassumono di seguito gli aspetti conclusivi e principali dell'elaborato:

Aspetti metodologici generali

- Metodo efficiente e rigoroso
- Schema di retroazione che consente debug continuo
- Coerenza tra modello virtuale e modello reale
- Applicabilità e ripetibilità del metodo in ambito industriale

- Limiti computazionali che implicano semplificazioni
- Validità finale mediante campagna sperimentale

Aspetti tecnici e progettuali

- Soluzione ottimale di fissaggio: piatto di contenimento
 - Tensioni inferiori ai limiti ammissibili
 - Deformazioni superiori ai limiti ammissibili
 - * Margine di miglioramento legato alle forze di serraggio
- Soluzione di Alleggerimento: piatto in alluminio o piatto grigliato
 - Riduzione di peso
 - Attenta valutazione economica
- Validità del modello virtuale mediante campagna sperimentale

Bibliografia

- [1] HBK, Hottinger Bruel & Kjaer. *Misurazione della deformazione e della velocità di deformazione sui circuiti stampati*. URL: <https://www.hbm.com/it/7698/misura-velocita-deformazione-circuiti-stampati-interruttori%20schede-pcb/> (cit. a p. 10).
- [2] Robin Alastair Amy, Guglielmo S. Aglietti e Guy Richardson. «Reliability analysis of electronic equipment subjected to shock and vibration—A review». In: *Astronautical Research Group, University of Southampton, School of Engineering Sciences, Southampton, UK* (2008) (cit. a p. 10).
- [3] P. K. Dash, M. Mary Thraza e Babitha Kodavanla. «Modelling and simulation of effect of component stiffness on dynamic behaviour of printed circuit board». In: *International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development (IJMPERD)* 8.2 (2018), pp. 307–314 (cit. alle pp. 10, 14, 38).
- [4] F. Arabi, A. Gracia, J.-Y. Delétage e H. Frémont. «Vibration Test and Simulation of Printed Circuit Board». In: *2018 19th International Conference on Thermal, Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiments in Microelectronics and Microsystems (EuroSimE)*. 2018 (cit. a p. 11).
- [5] Nilesh R. Bhavsar, H. P. Shinde e Mahesh Bhat. «Determination of Mechanical Properties of PCB». In: *Conference Paper*. Vol. 2. 4. 2014 (cit. alle pp. 11, 12).
- [6] F. Fontana, A. Chiocca, M. Sgamma, F. Bucchi e F. Frendo. «Numerical-experimental characterization of the dynamic behavior of PCB for the fatigue analysis of PCBa». In: *27th International Conference on Fracture and Structural Integrity (IGF27)*. 2023 (cit. a p. 12).
- [7] V.N. Somashekar, S Harikrishnan, PSM Aejaz Ahmed e D Kamesh. «Vibration Response Prediction of the Printed Circuit Boards using Experimentally Validated Finite Element Model». In: *12th International Conference on Vibration Problems, ICOVP 2015*. 2015 (cit. alle pp. 14, 38).

- [8] Dave S. Steinberg. *Vibration Analysis for Electronic Equipment*. 3rd. John Wiley & Sons, lug. 2000. ISBN: 978-0-471-37685-9 (cit. a p. 14).
- [9] Aurelio Soma'. *Progettazione di prodotto con metodi numerici*. Slides e appunti forniti in aula (cit. a p. 21).
- [10] Nicola Amati. *Dynamic Design of Machines*. Slides e appunti forniti in aula (cit. a p. 21).
- [11] Ministry of Defence. *Defence Standard 00-035: Environmental Handbook for Defence Materiel – Part 3: Environmental Test Methods*. Issue 5. UK, gen. 2017 (cit. a p. 60).

Ringraziamenti