



**Politecnico
di Torino**

Collegio di Ingegneria meccanica e aerospaziale

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

***PROGETTAZIONE VIBRAZIONALE TRAMITE
ANALISI FEM DI UN DISSIPATORE ELETTRONICO
AD ALTA POTENZA***

Relatore:

Prof. Stefano Marchesiello

Correlatore:

Prof. Dario Anastasio

Candidato: *Enrico Ricceri*

Sessione Marzo/Aprile

Anno Accademico 2024-2025

Sommario

1	Introduzione	7
1.1	Contesto e motivazioni dello studio.....	7
1.2	Obiettivi della tesi	8
1.3	Struttura della tesi	9
2	Fondamenti teorici	10
2.1	Introduzione alle vibrazioni nei sistemi elettronici.....	10
2.2	Vibrazioni nei dispositivi elettronici.....	10
3	Analisi vibrazionale del PCB.....	12
3.1	Validazione del metodo FEM	12
3.2	Analisi di convergenza della mesh.....	16
3.3	Analisi della risposta armonica	19
3.4	Verifica del teorema di Betti.....	22
3.5	Analisi PSD (Power Spectral Density)	24
4	Caratterizzazione del PCB	30
4.1	Proprietà del materiale	30
4.2	Modellazione dei connettori tra componenti e PCB.....	31
5	Caso studio.....	33
5.1	Analisi del sistema iniziale	33
6	Vibrazioni random	40
6.1	Aggiunta di torrette di supporto al PCB (30 mm).....	42
6.1.1	Risultati con torrette da 30 mm.....	46
6.2	Torrette da 10 mm.....	48
7	Simulazione della rottura del PCB in corrispondenza di un fissaggio.....	52
8	Aumento dei vincoli di supporto del PCB	54
9	Aggiunta dei vincoli in prossimità degli induttori	61
9.1	Aggiunta di staffe.....	65
9.2	Vibrazioni randomiche aggiuntive.....	71
10	Eventuale applicazione in ambito aereo.....	74
11	Conclusioni e sviluppi futuri.....	76
12	Riconoscimenti.....	77
13	Bibliografia	78

Indice delle figure

Figura 1: Sistema reale con componenti SMD (componenti più piccoli).....	12
Figura 2: Convertitore elettronico da 5 kW	12
Figura 3: Geometria di studio	15
Figura 4: Valori forniti di G_{ij} e J_{ij}	15
Figura 5	19
Figura 6	20
Figura 7	21
Figura 8	22
Figura 9	23
Figura 10: Geometria della trave	24
Figura 11: Condizioni di vincolo	26
Figura 12: Strati del PCB	30
Figura 13: Pin di collegamento del condensatore	31
Figura 14: Collegamento tra PCB e induttore.....	31
Figura 15	33
Figura 16: Collegamento del dissipatore con la struttura circostante – Applicazione della PSD.....	33
Figura 17: Vincoli reali – Geometria reale	34
Figura 18: Geometria semplificata del dissipatore	34
Figura 19	37
Figura 20: Punti di applicazione dello spettro random	41
Figura 21	42
Figura 22: Posizione delle torrette di supporto	42
Figura 23: Tensione [MPa]	47
Figura 24: Deformazione ϵ_x [-].....	47
Figura 25: Deformazione ϵ_z [-].....	48
Figura 26: Deformazione γ_{xz} [-].....	48
Figura 27: Tensione [MPa]	49
Figura 28: Deformazione ϵ_x [-].....	50
Figura 29: Deformazione ϵ_z [-].....	50

Figura 30: Deformazione γ_{xz} [-]	50
Figura 31: Rimozione di un fissaggio	52
Figura 32: Primo modo di vibrare (27,8 Hz)	52
Figura 33: Tensione [MPa]	53
Figura 34: Focus sulla tensione indotta dalla rimozione del vincolo precedente	53
Figura 35: Vincoli applicati	54
Figura 36: Tensione [MPa]	58
Figura 37: Deformazione ϵ_x [-]	59
Figura 38: Deformazione ϵ_z [-]	59
Figura 39: Deformazione γ_{xz} [-]	60
Figura 40: Tensioni sopra i 35 MPa	60
Figura 41	61
Figura 42: Tensione [MPa]	64
Figura 43: Deformazione ϵ_x [-]	64
Figura 44: Deformazione ϵ_z [-]	65
Figura 45: Deformazione γ_{xz} [-]	65
Figura 46	66
Figura 47: Tensione [MPa]	69
Figura 48: Deformazione ϵ_x [-]	69
Figura 49: Deformazione ϵ_z [-]	70
Figura 50: Deformazione γ_{xz} [-]	70
Figura 51: Tensione [MPa]	72
Figura 52	72
Figura 53	72
Figura 54	73
Figura 55: Tensione equivalente [MPa]	75
Figura 56	75

Indice delle tabelle

Tabella 1: Legenda dei componenti	13
Tabella 2: Dati meccanici del PCB	14
Tabella 3: Dati geometrici della scheda di controllo	14
Tabella 4: Valori di λ^2 corrispondenti al n-esimo modo di vibrare	15
Tabella 5.....	15
Tabella 6: Confronto frequenze analitiche e numeriche	16
Tabella 7.....	16
Tabella 8.....	17
Tabella 9.....	18
Tabella 10.....	26
Tabella 11: Dati meccanici del PCB	30
Tabella 12: Caratteristiche meccaniche dei connettori	32
Tabella 13.....	34
Tabella 14.....	35
Tabella 15: Confronto delle forme modali (Scheda quadrata).....	36
Tabella 16: Confronto tra frequenze	36
Tabella 17.....	37
Tabella 18.....	39
Tabella 19.....	39
Tabella 20: Parametri della PSD in input.....	40
Tabella 21: Forme modali con torrette da 30 mm.....	46
Tabella 22: Frequenze naturali con torrette da 10 mm	49
Tabella 23.....	57
Tabella 24: Primo riepilogo delle frequenze di risonanza	58
Tabella 25: Forme modali con vincoli completi	64
Tabella 26: Forme modali con aggiunta di staffe	68
Tabella 27: Secondo riepilogo delle frequenze di risonanza	68
Tabella 28: Dettagli relativi alla PSD per C130J Propeller Aircraft.....	71
Tabella 29: Specifiche della PSD Military Plane e confronto con la PSD Wheeled Vehicles	74

Indice dei grafici

Grafico 1	17
Grafico 2	18
Grafico 3: Forza di 30 N, smorzamento pari al 5%	20
Grafico 4: Forza di 30 N, smorzamento pari al 10%	20
Grafico 5: applicazione di 2 forze con sfasamento di 90°	21
Grafico 6: applicazione di 2 forze con sfasamento di 180°	21
Grafico 7: Risposta del punto A, Forza sul punto B	23
Grafico 8: Risposta del punto B, Forza sul punto A	23
Grafico 9: Input PSD di studio.....	25
Grafico 10: Risposta in termini di accelerazione e spostamento della trave (PSD costante [1]).....	28
Grafico 11: Risposta in termini di accelerazione della trave (PSD con singola linea spettrale [2])..	28
Grafico 12: Risposta in termini di accelerazione della trave (PSD a tratti [3])	29
Grafico 13: PSD a tratti – Confronto della mesh.....	29
Grafico 14: Input PSD da normativa (Off-Road).....	41
Grafico 15	71
Grafico 16: Confronto tra le PSD in input	74

1 Introduzione

1.1 Contesto e motivazioni dello studio

L'attività di studio e analisi presentata in questa tesi è stata svolta presso **Prima Electro S.p.A.**, azienda leader nello sviluppo di soluzioni elettroniche avanzate per applicazioni industriali. La collaborazione con Prima Electro ha permesso di affrontare problematiche concrete legate alla progettazione e ottimizzazione di dispositivi elettronici ad alta potenza, fornendo un contesto applicativo reale per le analisi condotte.

L'evoluzione tecnologica ha portato a una crescente miniaturizzazione e complessità dei dispositivi elettronici, spesso esponendoli a condizioni operative severe, come elevate temperature, vibrazioni meccaniche e sollecitazioni ambientali. In questo contesto, i sistemi elettronici ad alta potenza, come quelli dotati di dissipatori capaci di gestire carichi termici fino a 5 kW, rappresentano una sfida progettuale significativa.

Un aspetto critico in questi sistemi è l'interazione tra il circuito stampato (PCB) e il convertitore elettronico, sia dal punto di vista termico che vibrazionale. Le vibrazioni possono influire negativamente sulle prestazioni dei componenti elettronici, causare guasti prematuri alle connessioni saldate e alle piste conduttive e, nel lungo termine, compromettere l'affidabilità del dispositivo. Quando il PCB è integrato con un dissipatore, le dinamiche vibrazionali diventano ancora più complesse, richiedendo un'analisi approfondita per identificare le frequenze proprie e i modi di vibrare.

Questo studio si pone l'obiettivo di analizzare il comportamento vibrazionale di un PCB e del sistema integrato con un dissipatore elettronico da 5 kW. L'analisi comprende:

- lo studio isolato del PCB, per identificare le sue frequenze naturali e modi di vibrare in condizioni standard;
- l'analisi del sistema integrato PCB-Dissipatore, per valutare come l'accoppiamento termomeccanico influisca sulle prestazioni vibrazionali del sistema nel suo complesso.

La tesi combina approcci teorici, come la modellazione agli elementi finiti (FEM), e sperimentali, utilizzando strumenti di misura vibrazionale per validare i risultati. L'obiettivo finale è proporre

soluzioni progettuali che migliorino l'affidabilità e le prestazioni del sistema, riducendo al minimo gli effetti negativi delle vibrazioni.

Nelle sezioni successive verranno presentati i fondamenti teorici del problema, le metodologie di analisi adottate e i risultati ottenuti, fino a trarre conclusioni utili per il design di futuri sistemi elettronici ad alta potenza.

1.2 Obiettivi della tesi

La presente tesi ha l'obiettivo principale di analizzare il comportamento vibrazionale di un sistema elettronico composto da un PCB e un convertitore elettronico ad alta potenza, con una capacità di gestione termica fino a 5 kW. Questo obiettivo generale è articolato nei seguenti sotto-obiettivi:

1. Analisi isolata del PCB:

- Determinare le frequenze naturali e i modi di vibrare del PCB.
- Identificare le criticità strutturali e i rischi di guasti dovuti alle vibrazioni, come rotture delle piste conduttive o danni alle saldature.

2. Analisi del sistema integrato PCB-Convertitore:

- Studiare l'interazione tra il PCB e il convertitore dal punto di vista vibrazionale.
- Valutare l'effetto del convertitore sulle frequenze naturali e sulla stabilità del sistema.

3. Ottimizzazione strutturale:

- Proporre soluzioni progettuali per ridurre gli effetti negativi delle vibrazioni, migliorando l'affidabilità e la durata del sistema.
- Valutare l'efficacia di materiali, geometrie e metodi di fissaggio alternativi.

4. Convalida sperimentale:

- Sviluppare un setup sperimentale per misurare il comportamento vibrazionale del PCB e del sistema integrato.

- Confrontare i risultati sperimentali con quelli ottenuti tramite simulazioni agli elementi finiti (FEM).

1.3 Struttura della tesi

La tesi è organizzata nei seguenti capitoli:

Capitolo 1: Introduzione

- Descrizione dell'attività svolta presso Prima Electro S.p.A.
- Obiettivi e struttura della tesi.

Capitolo 2: Fondamenti teorici

- Introduzione alle vibrazioni nei sistemi elettronici.
- Proprietà fisiche e meccaniche del PCB e del dissipatore.
- Interazione tra sollecitazioni termiche e vibrazionali.

Capitolo 3: Analisi vibrazionale del sistema PCB-Dissipatore

- Modellazione integrata del sistema.
- Effetti del dissipatore sul comportamento vibrazionale del PCB.
- Proposte di ottimizzazione strutturale.

Capitolo 4: Discussione dei risultati

- Sintesi e confronto tra risultati teorici e sperimentali.
- Implicazioni pratiche per il design di sistemi elettronici.

Capitolo 5: Conclusioni e sviluppi futuri

- Conclusioni principali sull'analisi vibrazionale del PCB e del sistema integrato.
- Prospettive per futuri sviluppi tecnologici e di ricerca.

2 Fondamenti teorici

2.1 Introduzione alle vibrazioni nei sistemi elettronici

Le vibrazioni rappresentano un fenomeno di fondamentale importanza nell'ambito della progettazione e dell'analisi dei sistemi elettronici. Esse possono essere definite come oscillazioni meccaniche di un corpo attorno a una posizione di equilibrio e sono generalmente indotte da sorgenti interne o esterne al sistema. Negli ultimi decenni, con l'aumento della complessità dei dispositivi elettronici e l'impiego di materiali sempre più avanzati, lo studio delle vibrazioni è diventato cruciale per garantire l'affidabilità e la durabilità delle apparecchiature.

2.2 Vibrazioni nei dispositivi elettronici

I dispositivi elettronici, specialmente quelli utilizzati in ambiti critici come l'aerospazio, l'automotive e le telecomunicazioni, sono frequentemente esposti a vibrazioni di varia intensità e frequenza. Questi fenomeni possono derivare da cause diverse, tra cui:

- **Vibrazioni ambientali:** ad esempio, quelle generate dal moto di veicoli, da macchinari industriali o da eventi sismici.
- **Vibrazioni interne:** originate da componenti mobili all'interno del sistema, come ventole, motori o attuatori.

Le vibrazioni possono influenzare negativamente il funzionamento dei dispositivi elettronici, causando:

- Guasti meccanici: rotture di componenti strutturali, come saldature o supporti.
- Degradazione delle prestazioni: interferenze nei segnali elettronici o disallineamento di componenti sensibili.
- Fenomeni di fatica: danni cumulativi ai materiali dovuti a sollecitazioni ripetute nel tempo.

Per mitigare gli effetti delle vibrazioni, è necessario integrare strategie di progettazione e analisi sin dalle prime fasi dello sviluppo del sistema. Alcuni approcci comuni includono:

- **Analisi dinamica:** simulazioni e test sperimentali per valutare il comportamento del sistema sotto diverse condizioni di vibrazione.
- **Isolamento e smorzamento:** utilizzo di materiali e componenti in grado di ridurre l'energia vibratoria trasmessa al dispositivo.

- Ottimizzazione strutturale: progettazione di geometrie e supporti capaci di resistere alle sollecitazioni indotte dalle vibrazioni.

Con l'avvento di tecnologie sempre più miniaturizzate e l'adozione di nuovi materiali come i compositi avanzati, le sfide legate alle vibrazioni stanno evolvendo. I dispositivi più piccoli e complessi sono, infatti, più suscettibili agli effetti delle vibrazioni, rendendo necessario lo sviluppo di metodi innovativi per la loro mitigazione. Tra le tendenze più promettenti si annoverano l'uso di sensori intelligenti per il monitoraggio in tempo reale delle vibrazioni e l'applicazione di tecniche di intelligenza artificiale per la progettazione predittiva dei sistemi.

3 Analisi vibrazionale del PCB

3.1 Validazione del metodo FEM

Il caso studio in esame viene rappresentato nella seguente immagine, in cui viene rappresentato il sistema completo:

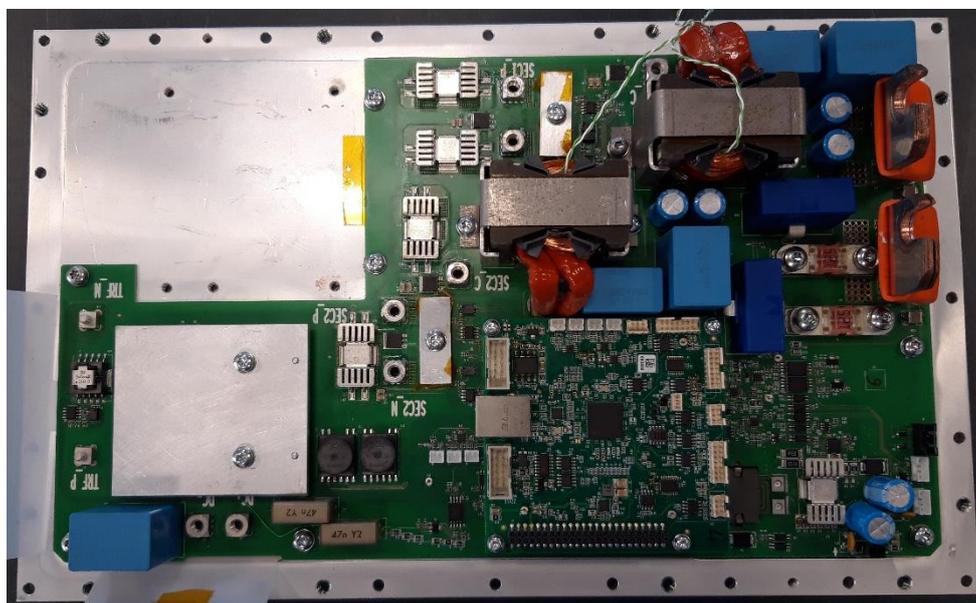


Figura 1: Sistema reale con componenti SMD (componenti più piccoli)

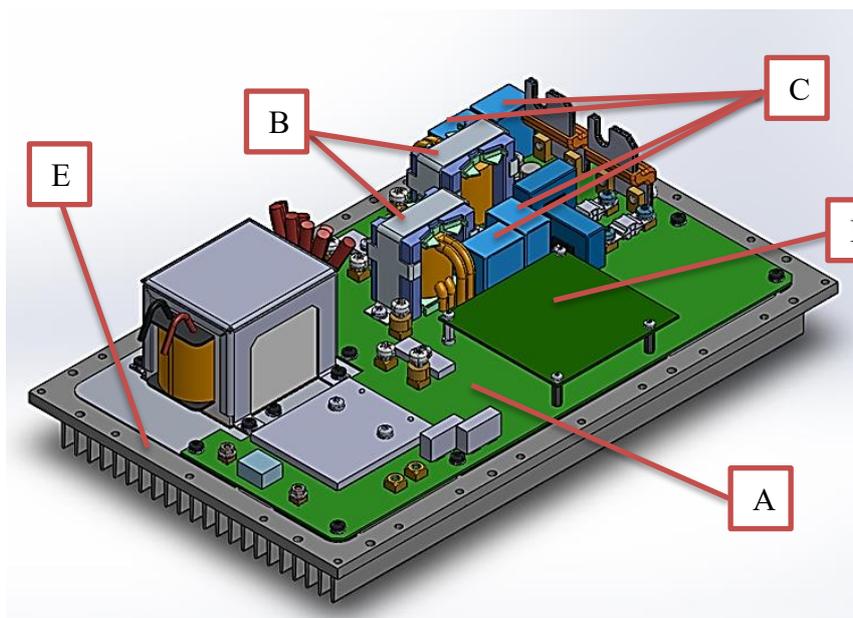


Figura 2: Convertitore elettronico da 5 kW

Per una più facile comprensione del sistema esaminato, viene riportata una legenda dei vari componenti che sono riportati nel caso studio (Figura 2), in particolare vengono riportati i componenti che hanno una maggior massa e che hanno l'influenza maggiore sul comportamento vibrazionale:

Indice	Componente
A	<i>PCB</i>
B	<i>Induttori con staffe</i>
C	<i>Condensatori</i>
D	<i>Schedino</i>
E	<i>Dissipatore</i>

Tabella 1: Legenda dei componenti

Il primo approccio utilizzato al fine di validare l'uso del metodo ad elementi finiti è stato quello di prendere in considerazione una semplice piastra con i 4 lati bloccati (per comodità è stata presa in considerazione la scheda di controllo **D**), in modo da confrontare i dati analitici ottenuti con i risultati numerici ottenuti da simulazione.

Il software utilizzato per effettuare le varie simulazioni è *Ansys® 2024 R2*, esso infatti è un software avanzato per la simulazione ingegneristica, ampiamente utilizzato per analisi vibrazionali. Grazie a moduli specifici, permette di eseguire studi su frequenze naturali, risposte dinamiche e analisi di fatica, supportando progettisti nella mitigazione degli effetti delle vibrazioni. La sua interfaccia user-friendly e le capacità di calcolo avanzate lo rendono ideale per settori come l'automotive, l'aerospazio e l'elettronica.

Il materiale utilizzato per caratterizzare i diversi strati della scheda è il *PCB laminate Epoxy/Glass fiber, FR-4*, disponibile nella libreria dei materiali del software. Esso è un materiale isotropo con specifiche molto simili a quelle trovate in vari articoli bibliografici riportati. Di seguito vengono fornite le varie caratteristiche del materiale:

Materiale	Proprietà	Valore	Unità
PCB laminate Epoxy/Glass fiber, FR-4	Densità	1944	kg/m ³
	Modulo di Young	2,44E+10	Pa
	Modulo di Poisson	0,1649	-
	Modulo di compressione	1,21E+10	Pa
	Modulo di taglio	1,05E+10	Pa

Tabella 2: Dati meccanici del PCB

La scheda di controllo presa in esame inizialmente ha una forma molto semplice, in quanto su di essa sono state fatte le prime simulazioni per capire meglio il software che verrà utilizzato, in particolare, le caratteristiche geometriche sono riassunte nella seguente tabella:

Dati geometrici		
a	0,095	m
b	0,0925	m
h	0,0016	m
γ	3,1104	kg/m ²
Volume	0,00001406	m ³

Tabella 3: Dati geometrici della scheda di controllo

I dati estrapolati attraverso le simulazioni sono stati confrontati con i risultati analitici, in particolare, questi ultimi sono stati ottenuti dall'estratto del quinto capitolo di Robert Blevins "Formulas for Dynamics, Acoustics and Vibration". È stata fatta, come detto in precedenza, un'analisi con vincoli "clamped", in quanto per questa applicazione il fattore λ (Eq. 1) non dipende dal modulo di Poisson ν . Le frequenze naturali sono state ricavate attraverso l'applicazione della seguente formula:

$$f_{ij} = \frac{\lambda_{ij}^2}{2\pi a^2} \sqrt{\frac{Eh^3}{12\gamma(1-\nu^2)}}$$

Equazione 1

in cui i e j rappresentano i numeri di semionde della forma modale rispettivamente lungo le coordinate x e y .

La geometria a cui si fa riferimento è la seguente:

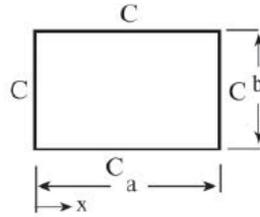


Figura 3: Geometria di studio

In base al valore di a e b , e in particolare al loro rapporto, corrisponderà, all' n -esimo modo, un valore di λ^2 , e questi ultimi vengono riassunti nella seguente tabella:

a/b	Mode Sequence				
	1	2	3	4	5
0.4	23.65 (11)	27.82 (12)	35.45 (13)	46.70 (14)	61.55 (15)
2/3	27.01 (11)	41.72 (12)	66.14 (21)	66.55 (13)	79.85 (22)
1.0	35.99 (11)	73.41 (21)	73.41 (12)	108.3 (22)	131.6 (31)
1.5	60.77 (11)	93.86 (21)	148.8 (12)	149.7 (31)	179.7 (22)
2.5	147.8 (11)	173.9 (21)	221.5 (31)	291.9 (41)	384.7 (51)

Tabella 4: Valori di λ^2 corrispondenti al n -esimo modo di vibrare

In questo caso, il rapporto a/b risulta essere di 1,027, quindi, è stato calcolato il valore sopra citato attraverso la seguente equazione, fornita dal Blevins:

$$\lambda_{ij}^2 \approx \pi^2 \sqrt{G_i^4 + \left(\frac{a}{b}\right)^4 G_j^4 + 2 \left(\frac{a}{b}\right)^2 J_i J_j}$$

in cui i valori di G e J sono stati forniti dal Blevins:

$$\lambda_{ij}^2 \approx \pi^2 \left\{ G_i^4 + (a/b)^4 G_j^4 + 2(a/b)^2 J_i J_j \right\}^{1/2}$$

$G_1 = 1.506, G_2 = 2.5, G_k = k + 1/2, k = 3, 4, \dots,$
 $H_k = J_k, J_1 = 1.248, J_2 = 4.658, J_3 = 10.02, J_k = (k + 1/2)^2 (1 - 2[(k + 1/2)p]^{-1}), k = 4, 5, \dots$

Figura 4: Valori forniti di $G_{i,j}$ e $J_{i,j}$

I corrispondenti risultati ottenuti vengono quindi riassunti nella seguente tabella:

Parametro	Valore
λ_{11}^2	37,13
λ_{21}^2	74,55
λ_{12}^2	77,00
λ_{22}^2	111,79

Tabella 5

Ottenuti questi valori, è stato possibile calcolare analiticamente le frequenze di risonanza, e confrontarle quindi con i risultati della simulazione ottenuti da Ansys:

RISULTATI ANALITICI			ANSYS		
f_1	1085,64	Hz	1	1078,5	0,66%
f_2	2179,67	Hz	2	2159,1	0,95%
f_3	2251,43	Hz	3	2230	0,96%
f_4	3268,67	Hz	4	3229	1,23%

Tabella 6: Confronto frequenze analitiche e numeriche

Il confronto tra le frequenze di risonanza dei primi 4 modi di vibrare può quindi confermare la validazione di questo approccio, in quanto i risultati ottenuti analiticamente tramite studi precedenti sono molto vicini a quelli del software.

3.2 Analisi di convergenza della mesh

Al fine di validare totalmente la procedura da seguire nello studio, è stata fatta un'analisi di convergenza della mesh, andando a valutare i risultati ottenuti e i tempi computazionali. Si è visto che, cambiando il tipo degli elementi con cui meshare il sistema, si ottengono diverse soluzioni e diversi andamenti di convergenza verso il risultato analitico.

In particolare, le analisi sono state fatte con simulazioni free-free e clamped, e si sono prima confrontati i risultati ottenuti con diverse taglie di elementi, quindi con quantità diverse di elementi, e poi cambiando tipologia di elementi e ordine (lineare o quadratico). In Tabella 7 e Tabella 8 vengono riportati i risultati numerici della prima analisi:

FREE - FREE									
MESH DI TAGLIA									
17670 elementi	3480 elementi	2256 elementi	256 elementi	100 elementi	64 elementi	16 elementi	9 elementi	4 elementi	
1	0	1	0	1	0	1	0	1	0
2	0	2	0	2	0	2	0	2	0
3	0	3	0	3	0	3	0	3	0
4	6,44E-03	4	6,23E-03	4	1,35E-02	4	5,47E-03	4	5,08E-03
5	1,77E-02	5	1,82E-02	5	2,11E-02	5	8,35E-03	5	8,29E-03
6	2,83E-02	6	2,30E-02	6	2,44E-02	6	9,36E-03	6	1,06E-02
7	435,67	7	435,9	7	435,9	7	435,92	7	436,04
8	625,38	8	625,41	8	625,41	8	625,42	8	625,47
9	709,77	9	709,82	9	709,82	9	709,83	9	709,9
10	1087,4	10	1088,1	10	1088,1	10	1088,1	10	1088,2
11	1108,1	11	1108,8	11	1108,8	11	1108,9	11	1109
12	1793,8	12	1794,2	12	1794,2	12	1795,6	12	1797,5
13	1891,3	13	1891,8	13	1891,8	13	1892	13	1893,2
14	1994,9	14	1996,5	14	1996,5	14	1997	14	1997,5
15	2174,2	15	2175,5	15	2175,5	15	2177,1	15	2179,6
16	2326,7	16	2328	16	2328	16	2330	16	2333,1
17	3242,2	17	3245,4	17	3245,4	17	3248,4	17	3254
18	3287,2	18	3290,3	18	3290,3	18	3290,7	18	3299
19	3498,6	19	3500,2	19	3500,2	19	3501,8	19	3510,2
20	3706,4	20	3708,1	20	3708,1	20	3709,8	20	3718,9
Tempo	142 s	12 s	7 s	5 s	3 s	4 s	3 s	3 s	
Memoria	3124 MB	829 MB	724 MB	191 MB	173 MB	168 MB	163 MB	161 MB	

Tabella 7



Si può notare come il tempo computazionale con 17670 elementi sia molto maggiore rispetto a quello con 3480 elementi, questo perché la taglia della prima mesh è di 1 mm, quindi lo spessore di 1,6 mm verrà diviso a metà, comportando un tempo nella risoluzione molto più elevato.

È stato in seguito analizzato l'ordine del polinomio, al fine di vedere quale tra i due portasse ad avere una più veloce convergenza a un valore costante:

PARALLELOGRAMMI (A.M.) - 1° MODO		
N° Elementi	EL. LINEARI	EL. QUADRATICI
4	465,44	442,74
25	457,83	437,81
64	446,21	436,04
100	442,61	435,92
256	439,06	435,9
2256	436,9	435,9
17670	436,31	435,67

Tabella 8

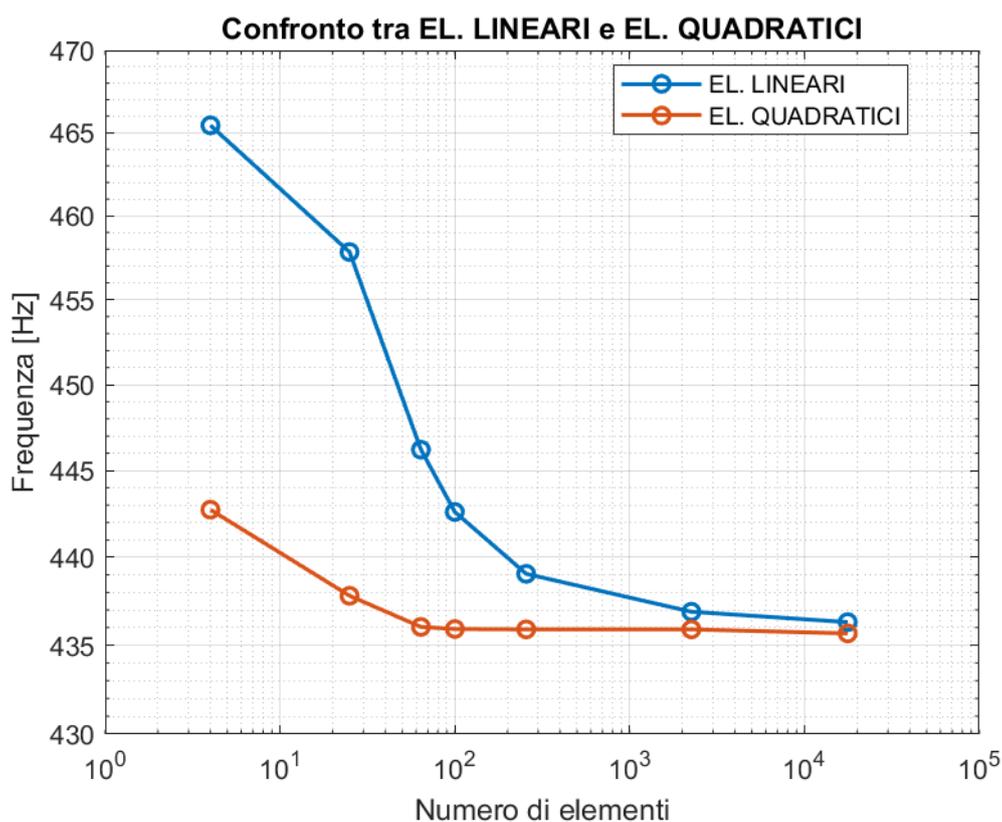


Grafico 1

È evidente che gli elementi quadratici sono quelli più precisi e veloci nel raggiungere la convergenza, questo perché riescono a rappresentare curvatures e variazioni non lineari della geometria e dei campi di spostamento, ed inoltre possiedono una continuità superiore e un numero di gradi di libertà maggiore.

Infine, è stata valutata la scelta migliore per quanto riguarda il tipo di elemento da dover considerare per questo tipo di geometria:

N° di elementi (Tetraedri)	Freq. [Hz]	N° di elementi (Esaedri)	Freq. [Hz]
52	459,59	4	442,74
101	446,15	25	437,81
317	442,31	64	436,04
977	438,51	100	435,92
2123	437,39	256	435,9
18446	436,16	2256	435,9
74257	436	17670	435,67

Tabella 9

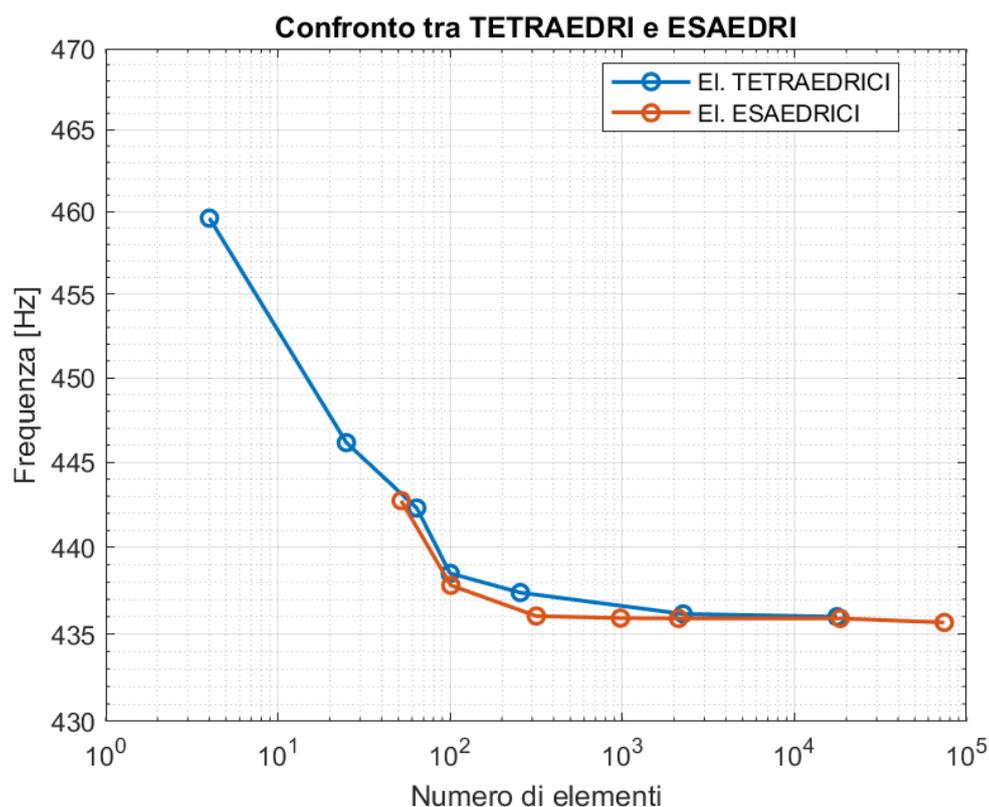


Grafico 2



Come si può notare, per questo tipo di geometria la scelta di elementi sweep (elementi esaedrici) è migliore rispetto ai tetraedri, in quanto approssimano meglio la geometria. È importante notare che per entrambi è stato scelto un ordine quadratico degli elementi, in quanto per i tetraedri con ordine lineare le frequenze ottenute erano molto lontane dal valore analitico.

La scelta degli elementi tetraedrici non è però del tutto sconveniente, in quanto essi possono modellare meglio geometrie più complesse, ad esempio, nel caso studio, sarà importante modellare le zone circostanti i fori con elementi di questo tipo.

3.3 Analisi della risposta armonica

Dopo aver confermato l'utilizzo di questo metodo, è stata effettuata un'analisi della risposta armonica per verificare che i picchi di risposta della scheda fossero in corrispondenza delle frequenze di risonanza ottenute dall'analisi modale. Nel dettaglio, è stata applicata una forza fittizia di 30 N su un'area del modello, considerando uno smorzamento pari al 5 e al 10 %, e poi in seguito sono state applicate 2 forze con un ritardo di fase pari a 90° e poi a 180° . I vincoli applicati sono gli stessi applicati nell'analisi modale, quindi tutti i lati sono stati bloccati totalmente.

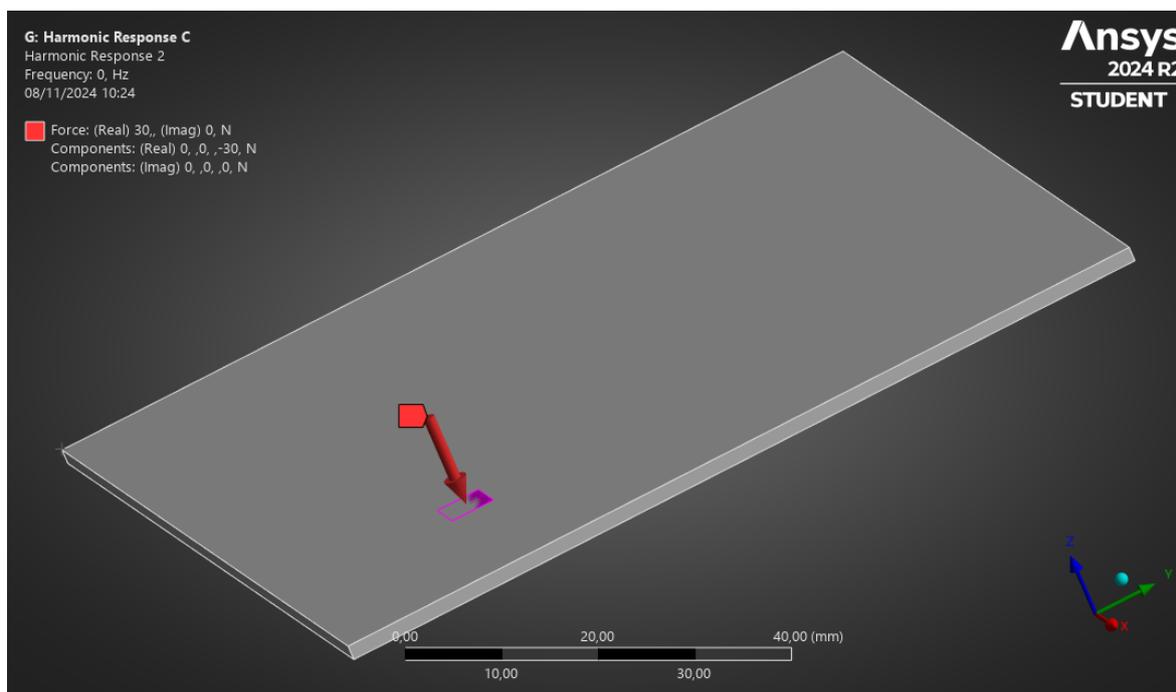


Figura 5

Analisi vibrazionale del PCB

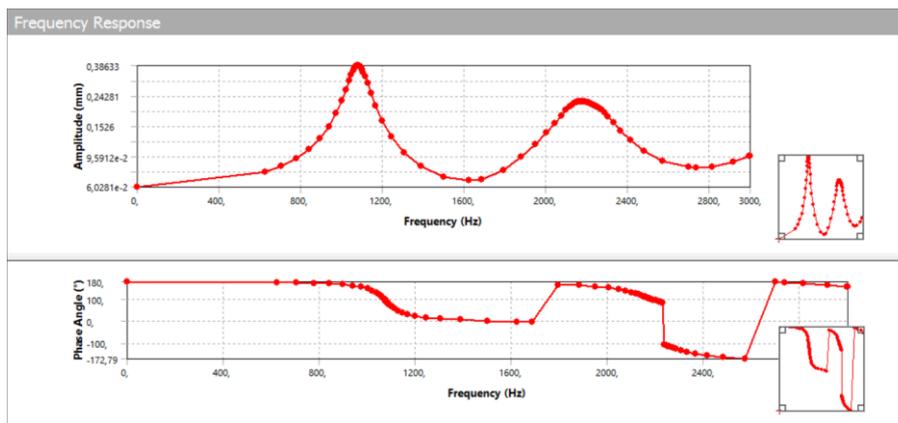


Grafico 3: Forza di 30 N, smorzamento pari al 5%

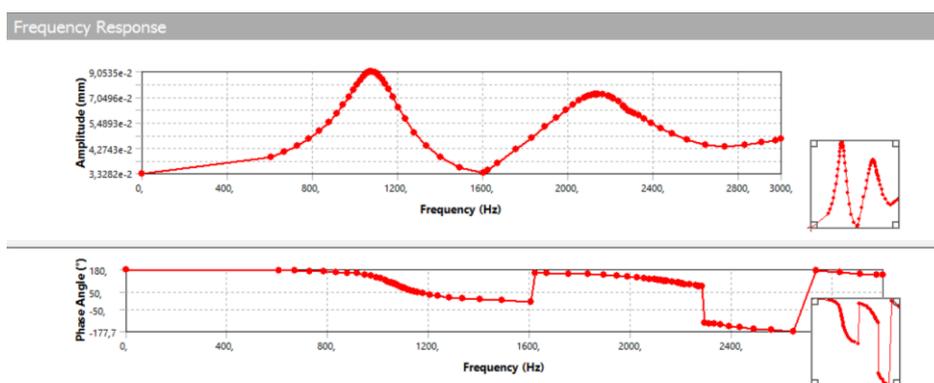


Grafico 4: Forza di 30 N, smorzamento pari al 10%

Dai due grafici si può notare come l'ampiezza delle oscillazioni sia ovviamente minore nel caso di smorzamento pari al 10%.

In seconda battuta si è proceduto all'applicazione di due forze sfasate tra di loro e uguali in modulo, applicando uno smorzamento pari al 5%.

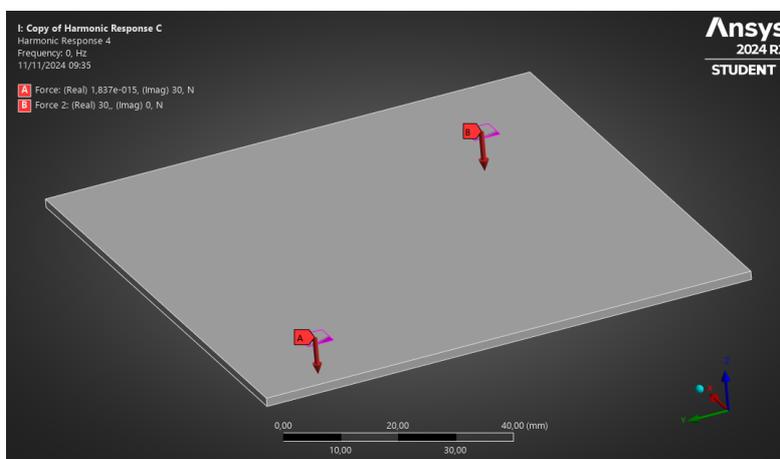


Figura 6

Analisi vibrazionale del PCB

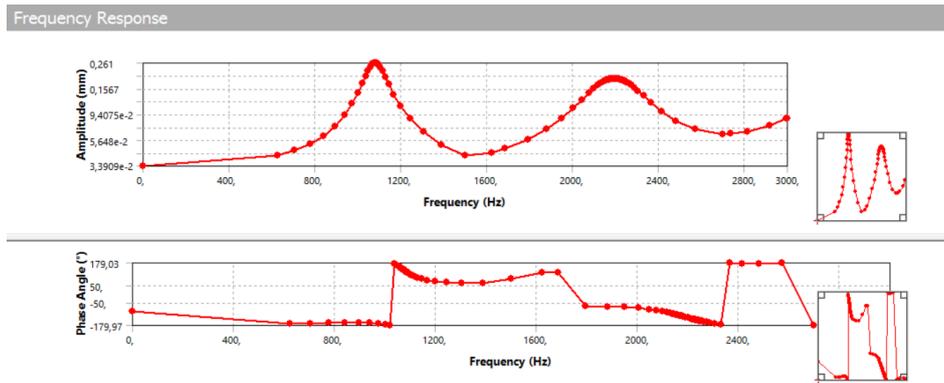


Grafico 5: applicazione di 2 forze con sfasamento di 90°

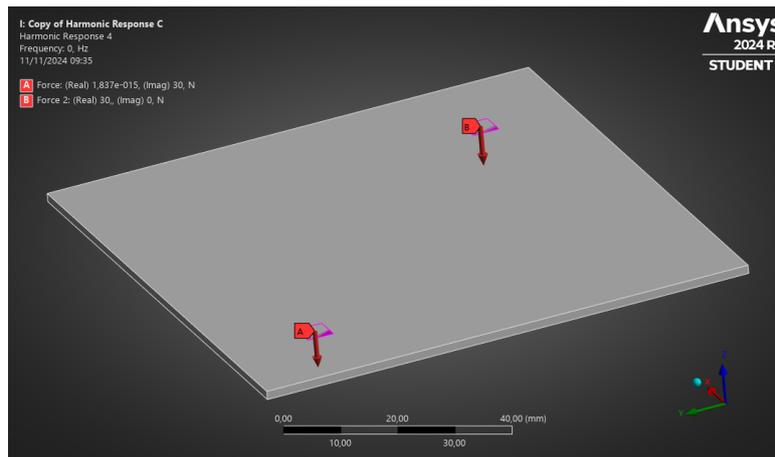


Figura 7

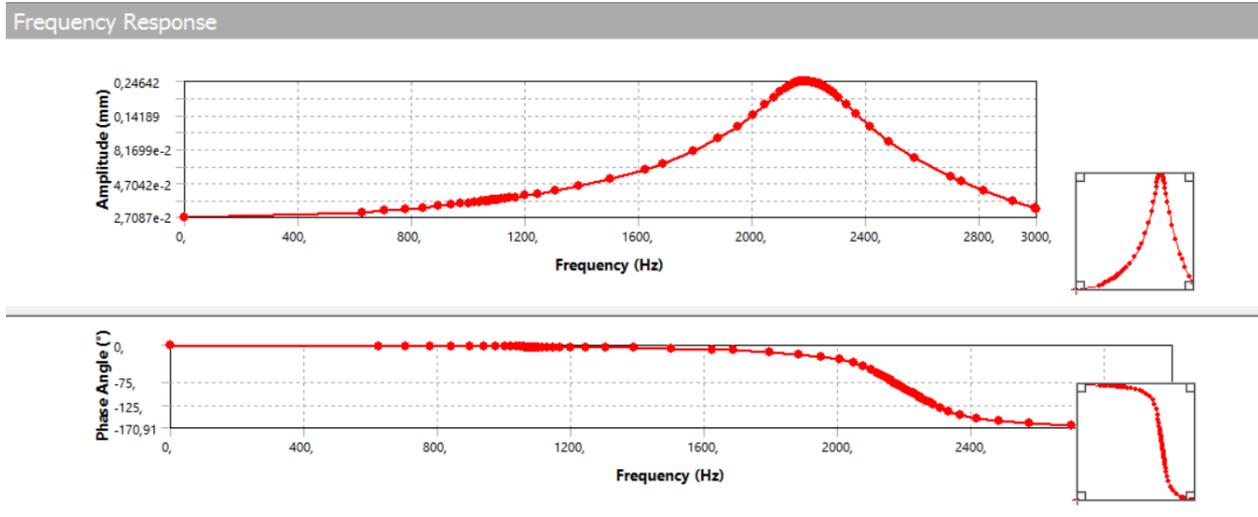


Grafico 6: applicazione di 2 forze con sfasamento di 180°

Il confronto tra questi due casi presi in considerazione fa capire che si ha una variazione sia in termini di angolo di fase (1° caso dei due) che in termini di risposta. In particolare, nel secondo caso, essendo

le due forze alla stessa frequenza e avendo lo stesso modulo, si ha un annullamento della risposta armonica in corrispondenza delle frequenze corrispondenti ai modi simmetrici.

3.4 Verifica del teorema di Betti

Il *Teorema di Betti* si applica nella teoria delle vibrazioni: esso è legato alla relazione energetica tra il lavoro delle forze interne ed esterne in una struttura sottoposta a carichi ciclici o armonici.

L'enunciato del teorema in un contesto dinamico si traduce in:

“Per una struttura lineare elastica, sottoposta a un'oscillazione armonica, la risposta in un punto della struttura (ad esempio, uno spostamento o una forza) è proporzionale all'energia immagazzinata o dissipata attraverso i modi naturali di vibrazione.”

In termini pratici, si analizzano i modi propri (o modi di vibrazione) della struttura. Successivamente, si esamina come un carico armonico applicato in un punto possa indurre una risposta in un altro punto. Il principio di reciprocità stabilisce che la risposta a un carico applicato in un punto A è simmetrica rispetto a quella ottenuta quando il carico è applicato in un altro punto B . In altre parole, la risposta al carico in A è identica a quella che si avrebbe se il carico fosse applicato in B , e viceversa.

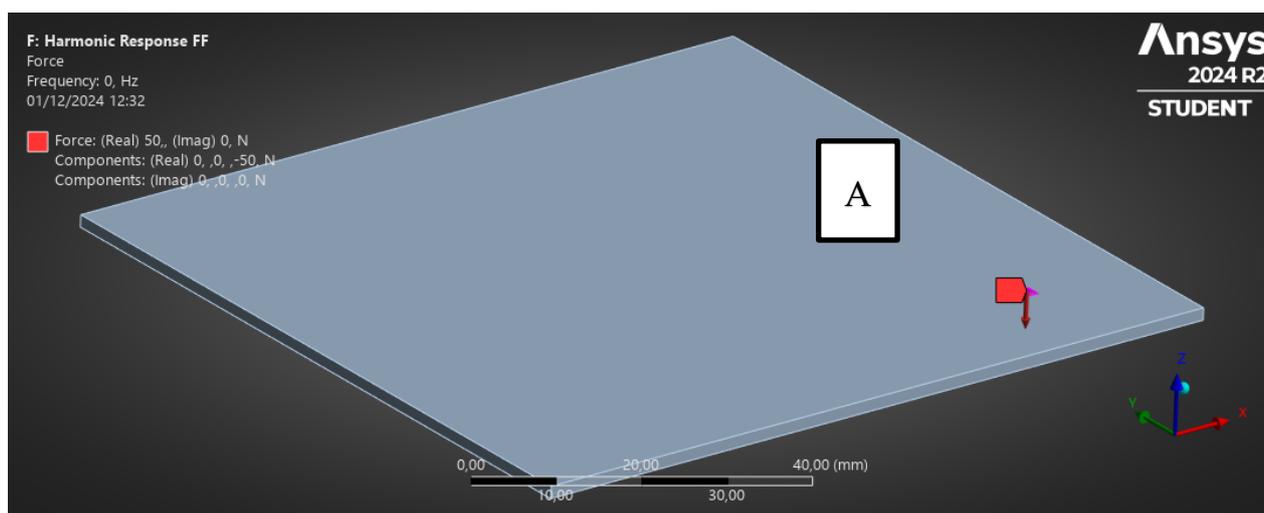


Figura 8

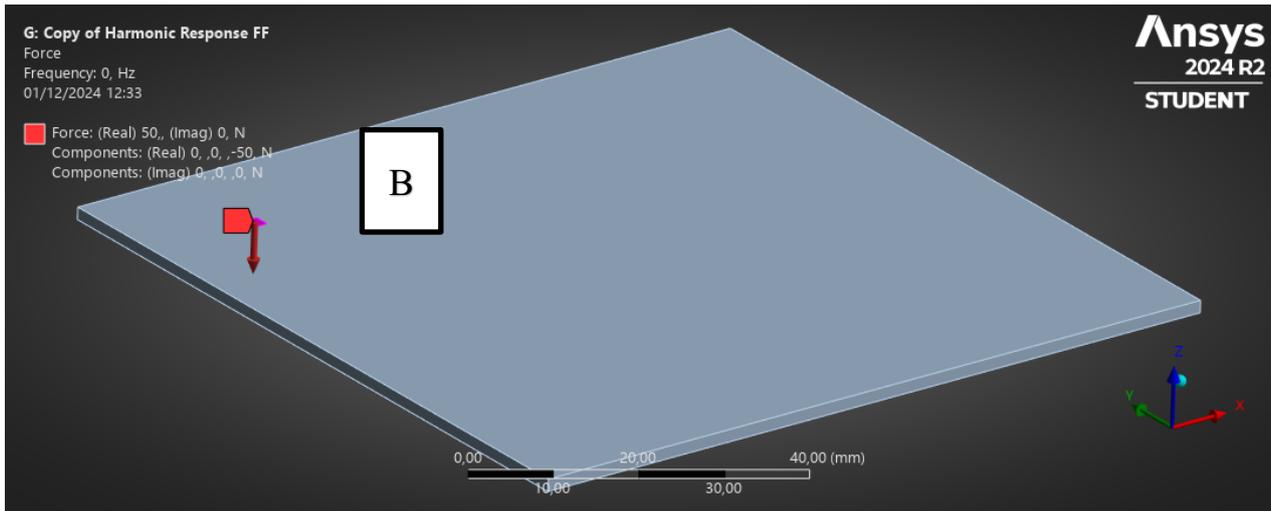


Figura 9

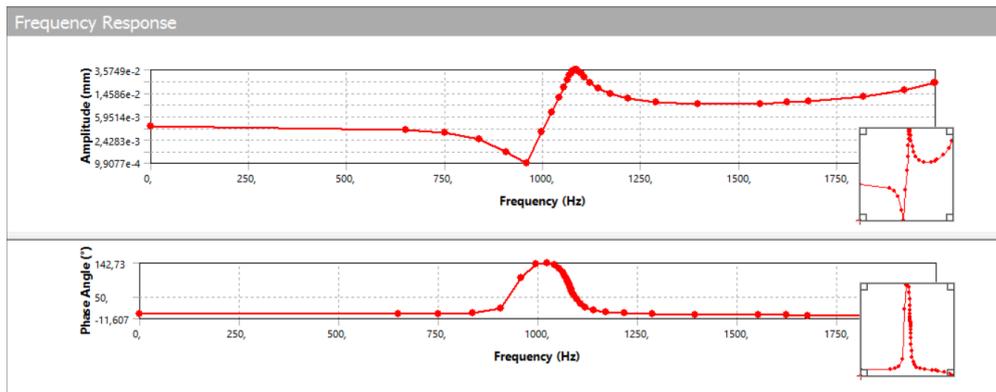


Grafico 7: Risposta del punto A, Forza sul punto B

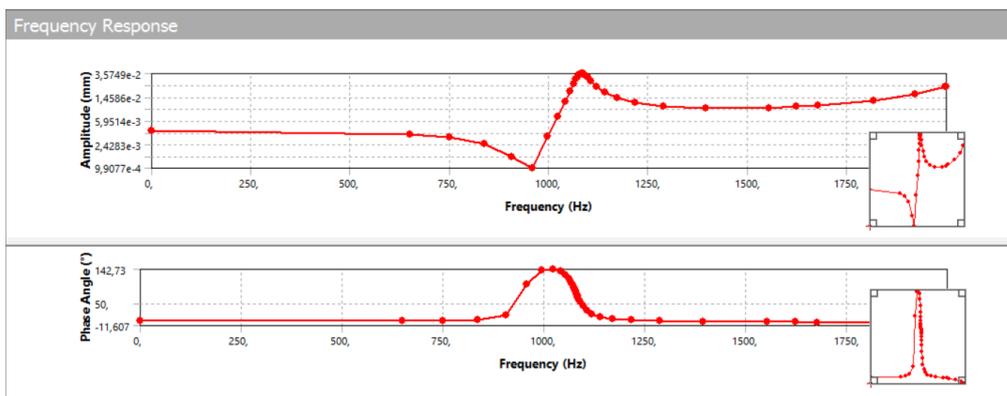


Grafico 8: Risposta del punto B, Forza sul punto A

Come si può notare dal grafico, entrambe le simulazioni forniscono la stessa FRF (Funzione di Risposta in Frequenza), confermando quindi l'enunciato del Teorema di Betti.

3.5 Analisi PSD (Power Spectral Density)

Al fine di comprendere in modo migliore l'analisi di vibrazioni random, è stata presa in considerazione una trave di dimensioni 95x5x1,6 mm, in modo tale da confrontare i risultati bibliografici ottenuti con i valori simulativi ottenuti dal software.

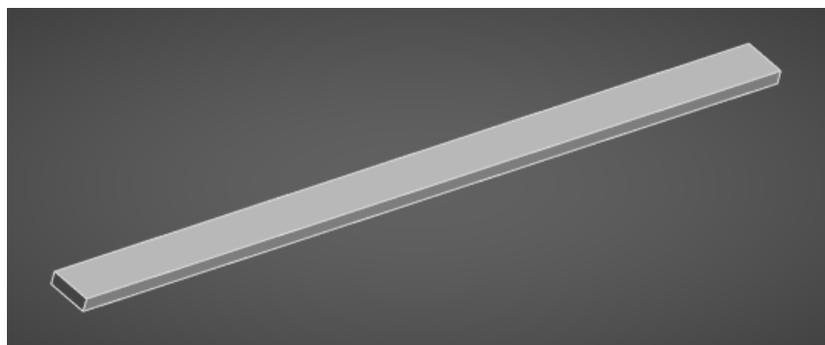


Figura 10: Geometria della trave

A tal fine, sono state effettuate tre analisi differenti con tre tipi di spettri in ingresso, per studiare la risposta con diverse condizioni, ed infine è stata eseguita una comparazione tra diverse finiture di mesh per verificare l'avvicinamento alla soluzione analitica. Le analisi implementate sono le seguenti:

1. PSD in ingresso costante;
2. PSD con una singola linea spettrale;
3. PSD su più modi di vibrare e con un profilo non piatto, ma definito a tratti;
4. Punto 3 ripetuto per diverse finiture di mesh.

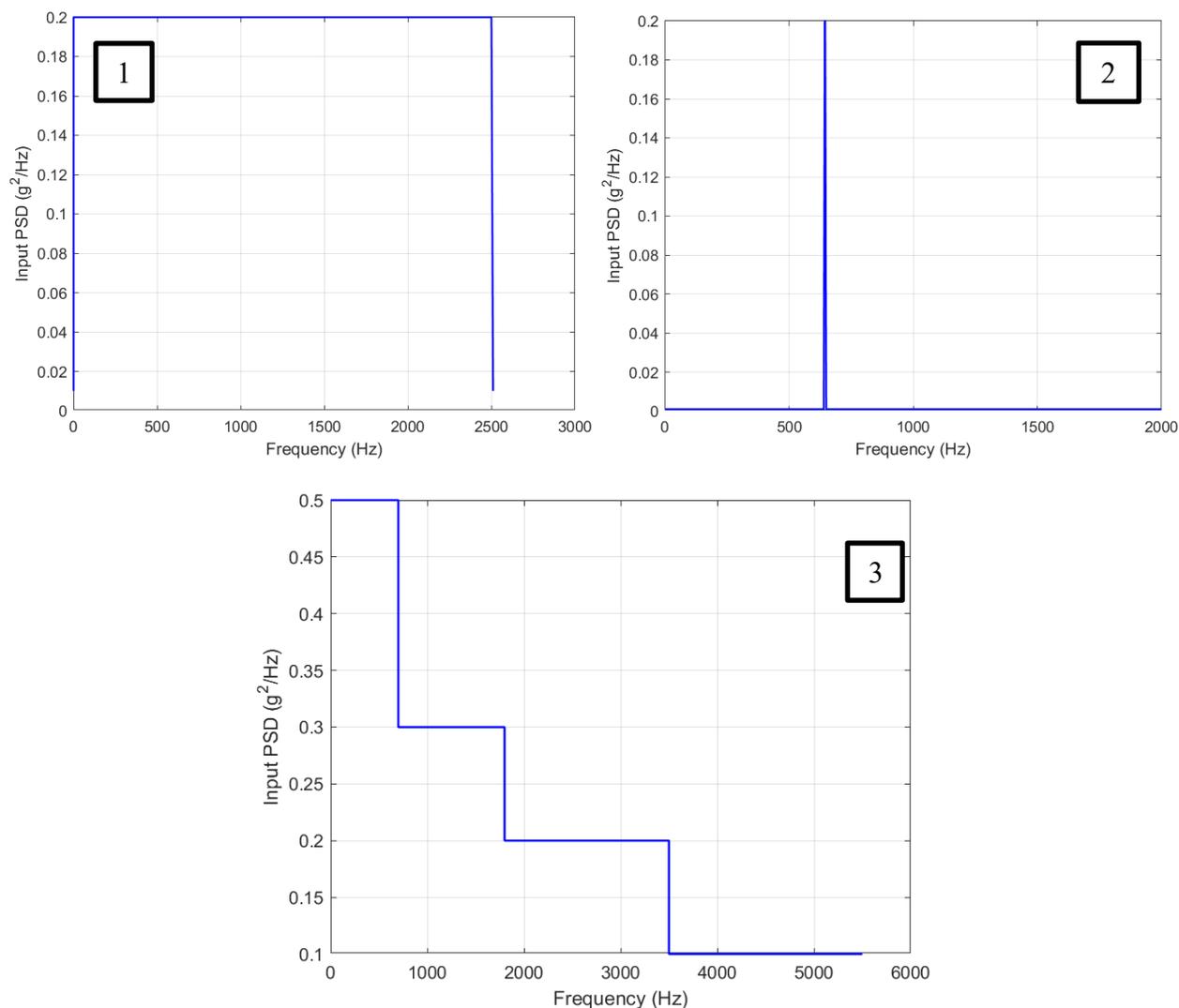


Grafico 9: Input PSD di studio

A livello analitico, per prima cosa sono stati calcolati i parametri fondamentali geometrici e flessionali, cioè la rigidità flessionale e la densità lineare. Il calcolo delle frequenze naturali è stato effettuato risolvendo numericamente il problema agli autovalori (*eigenvalue problem*). L'equazione caratteristica corrispondente alle condizioni di vincolo (Figura 11) è la seguente:

$$\cosh(\beta L) \cdot \cos(\beta L) - 1 = 0$$

Equazione 2

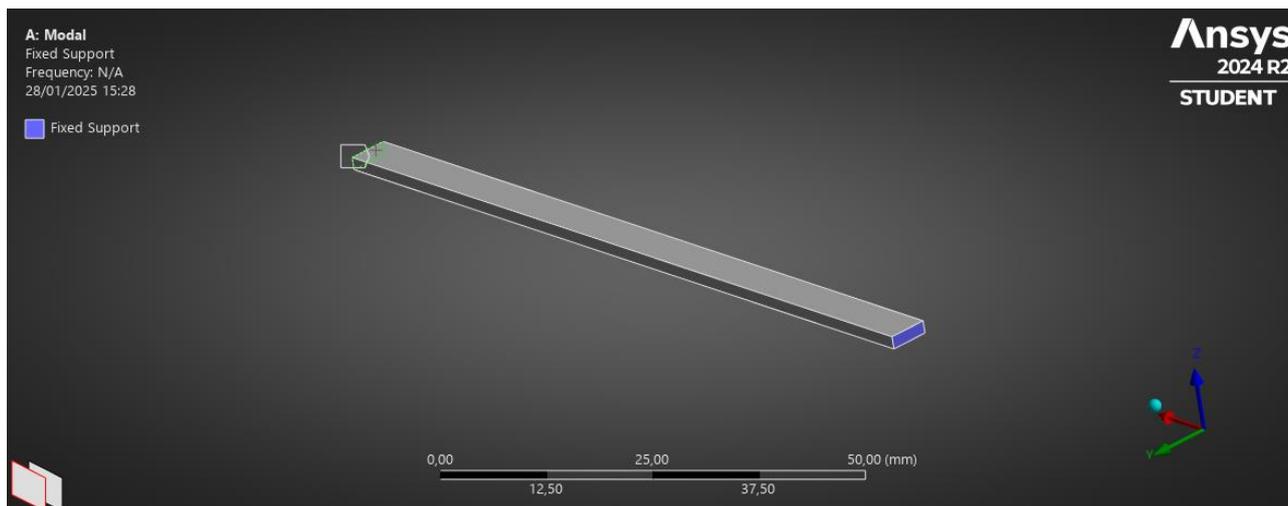


Figura 11: Condizioni di vincolo

I valori di βL sono stati determinati iterativamente con il metodo numerico *fzero*. Le frequenze naturali vengono quindi calcolate tramite la seguente equazione, in cui $\alpha = \beta/L$:

$$f_n = \frac{\alpha^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho A}}$$

Equazione 3

Le frequenze naturali ottenute vengono riportate nella tabella sottostante:

Modo	Frequenza (Hz)
1	645,88
2	1778,97
3	3493,13

Tabella 10

In seguito, sono state calcolate le autofunzioni $\phi(x)$ utilizzando la seguente relazione:

$$\phi(x) = [\cosh(\alpha x) - \cos(\alpha x)] - \sigma_N [\sinh(\alpha x) - \sin(\alpha x)]$$

dove:

$$\sigma_N = \frac{\cosh(\alpha L) - \cos(\alpha L)}{\sinh(\alpha L) - \sin(\alpha L)}$$

Le autofunzioni sono quindi state normalizzate affinché il valore massimo fosse pari a 1.

Dopo aver ottenuto questi parametri, sono state calcolate le matrici modali relative a massa, rigidezza e smorzamento ($\xi = 0,02$) e coefficienti di ingresso:

$$M_r = \rho A \cdot \int_0^L \phi(x)^2 dx$$

$$K_r = M_r \cdot \omega_N^2$$

$$C_r = 2\xi \sqrt{K_r \cdot M_r}$$

$$\Gamma_r = -\rho A \cdot \int_0^L \phi(x) dx$$

Equazione 4

La risposta dinamica modale della trave è stata modellata come:

$$G_r(\omega) = \frac{1}{K_r + i\omega C_r - \omega^2 M_r}$$

Equazione 5: Risposta armonica modale

La PSD fisica è stata invece determinata sommando i contributi modali:

$$W_{psd}(x, \omega) = |\phi(x) \cdot (G_r \cdot Q_r)|^2$$

Equazione 6: PSD in ingresso

dove:

$$Q_r = \Gamma_r \cdot X_{dd}$$

Equazione 7: Forze generalizzate

mentre X_{dd} :

$$X_{dd} = \sqrt{PSD_{input} \cdot \Delta f}$$

Equazione 8: Risposta di accelerazione nello spettro

Vengono quindi calcolate le accelerazioni e gli spostamenti in risposta tramite le seguenti equazioni:

$$W_{PSD} = \frac{W_{psd}}{\Delta f} = \frac{|\phi(x) \cdot (G_r \cdot Q_r)|^2}{\Delta f}$$

Equazione 9

$$W_{dd,PSD} = \frac{|\phi(x) \cdot (G_r \cdot Q_r) \cdot \omega^2|^2}{\Delta f}$$

Equazione 10

I risultati analitici sono stati confrontati con i dati forniti dalle simulazioni di Ansys. I confronti includono spettri di accelerazione e spostamento nel dominio delle frequenze, con validazione visiva tramite i seguenti grafici:

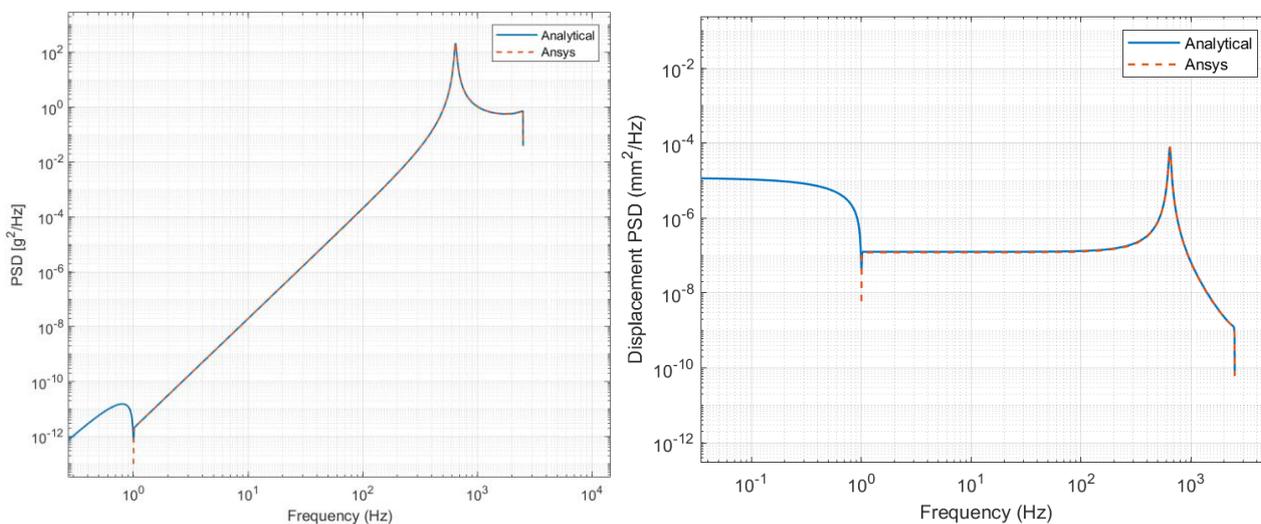


Grafico 10: Risposta in termini di accelerazione e spostamento della trave (PSD costante [1])

Per i risultati delle simulazioni di Ansys, con le seguenti analisi vengono solamente riportate le accelerazioni, in quanto gli spostamenti risultano tutti come quelli relativi al caso 1.

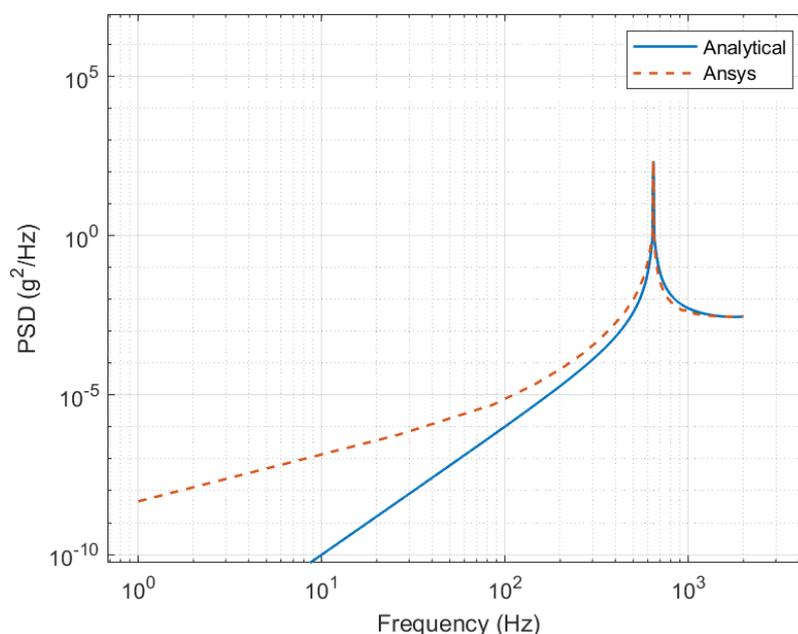


Grafico 11: Risposta in termini di accelerazione della trave (PSD con singola linea spettrale [2])

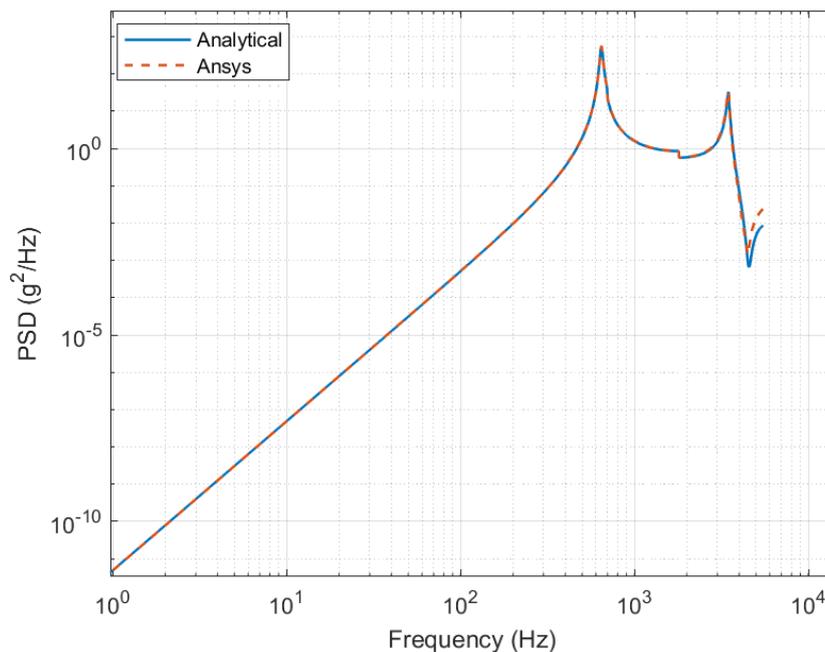


Grafico 12: Risposta in termini di accelerazione della trave (PSD a tratti [3])

I risultati ottenuti analiticamente confermano con successo quelli relativi alle simulazioni del software, assicurando quindi la validità dell'approccio utilizzato.

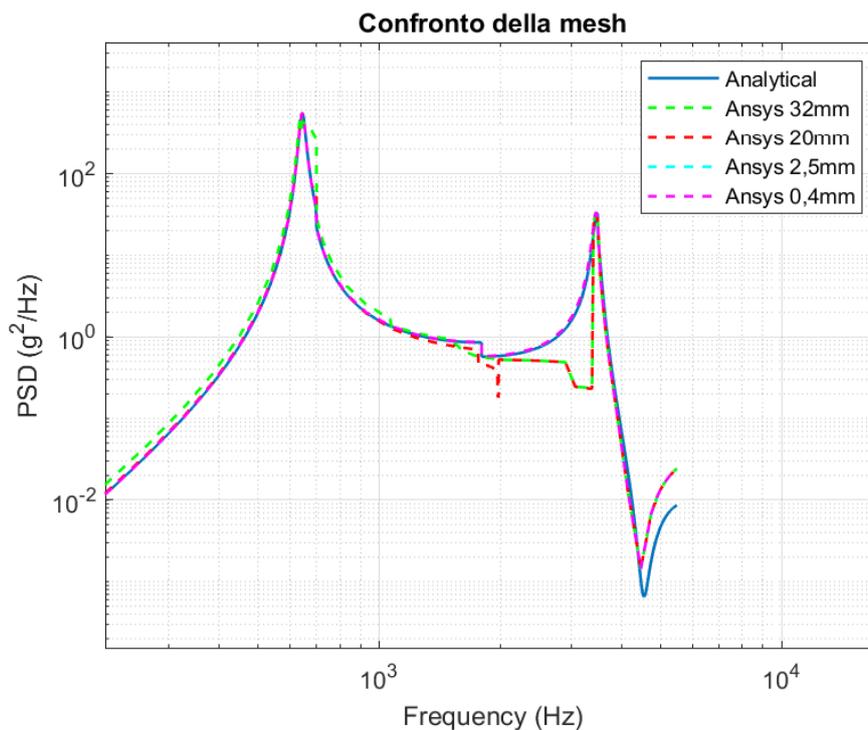


Grafico 13: PSD a tratti – Confronto della mesh

Quest'ultimo grafico conferma invece che una mesh molto fitta aiuta ad avere una precisione elevata dei risultati.

4 Caratterizzazione del PCB

4.1 Proprietà del materiale

Il PCB è uno dei componenti più importanti e rilevanti in ambito elettronico, esso infatti supporta meccanicamente e connette elettronicamente i vari componenti elettronici installati su di esso, quindi, è importante studiarne le proprietà meccaniche al fine di eseguire una corretta analisi del sistema.

Esso è caratterizzato, come raffigurato nella figura sottostante, da strati interconnessi di rame e FR-4, un materiale composito realizzato impregnando un tessuto di fibra di vetro con una matrice di resina epossidica ritardante di fiamma.

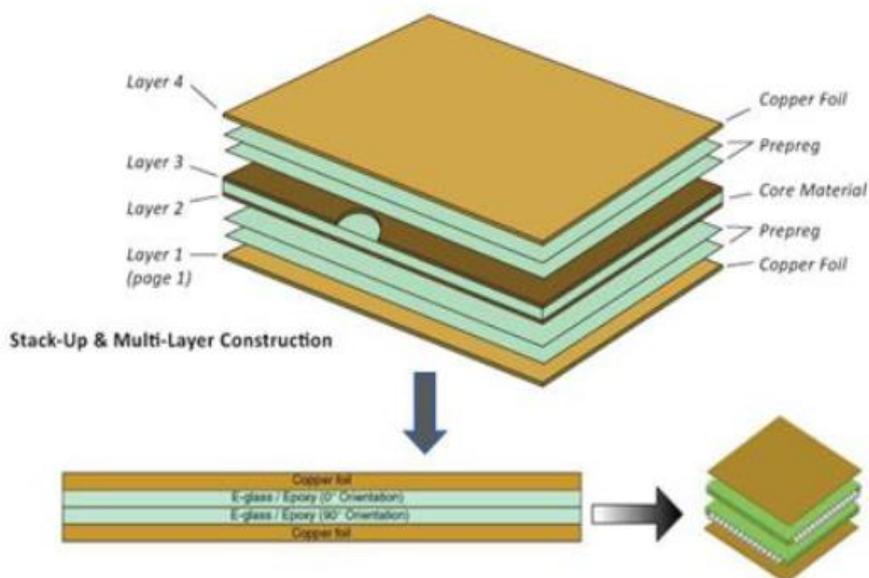


Figura 12: Strati del PCB

È essenziale quindi modellare in maniera corretta la composizione del PCB, ed in partenza sono stati considerati i parametri presenti sulla libreria di Ansys, in quanto sono molto simili ai vari dati sperimentali trovati in bibliografia.

Materiale	Proprietà	Valore	Unità
<i>PCB laminate Epoxy/Glass fiber, FR-4</i>	Densità	1944	kg/m ³
	Modulo di Young	2,44E+10	Pa
	Modulo di Poisson	0,1649	
	Modulo di compressione	1,21E+10	Pa
	Modulo di taglio	1,05E+10	Pa

Tabella 11: Dati meccanici del PCB

Per una corretta simulazione del caso studio, quindi, considerando anche la variazione di spessore in alcune zone dei vari strati di rame e FR-4, sarà in seguito utilizzato il software Ansys Sherlock, in quanto risulta possibile simulare il modello vero e proprio.

4.2 Modellazione dei connettori tra componenti e PCB

Al fine di simulare correttamente l'influenza che i vari componenti hanno sul PCB, è necessario prima capire il collegamento tra di essi.

Per quanto riguarda i condensatori, essi sono collegati al PCB tramite degli appositi pin di collegamento elettrico, ed essi meccanicamente collegano i condensatori a quest'ultimo, quindi, per prima cosa è stata fatta la mesh dei vari componenti, ed in seguito è stato definito un contatto di tipo "Bonded" (collegamento fisso), tra un quadrato della mesh del condensatore ed il PCB stesso. Di seguito vengono riportate le immagini relative al modello reale e simulativo:

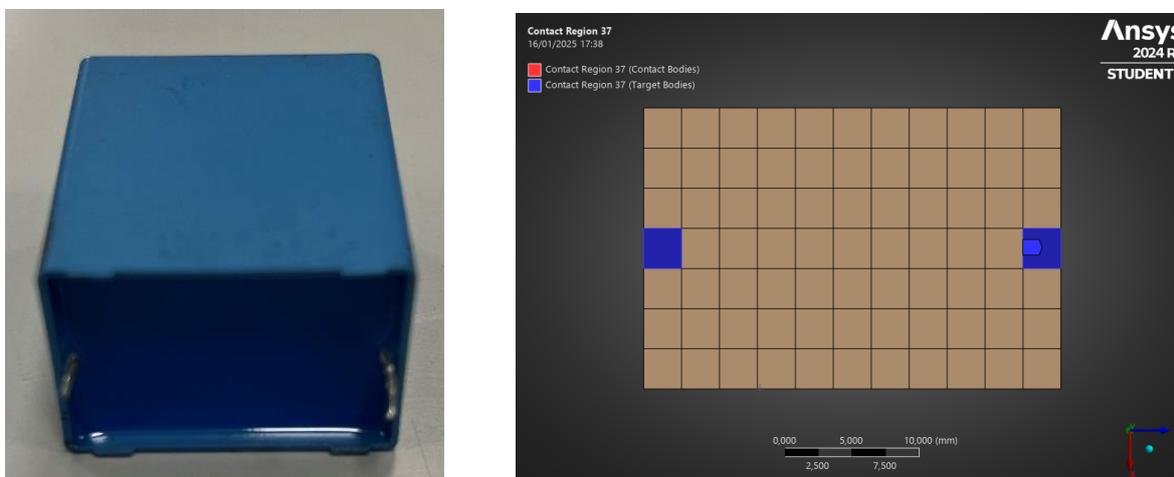


Figura 13: Pin di collegamento del condensatore

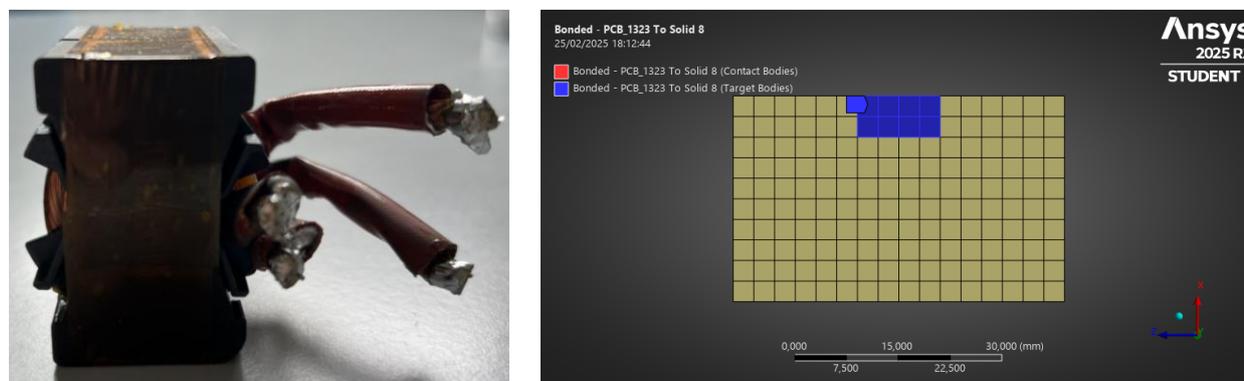


Figura 14: Collegamento tra PCB e induttore

Per migliorare il tutto e avvicinarsi alla realtà, avendo trovato un articolo in cui si cita il modulo di Young dei pin, è stato modificato il materiale del condensatore:

Modulus of elasticity (E) of lead wire	131 GPa
Mass of the component body (m_c)	1.95 g
Length of lead wire (L_{lead})	6.8 mm
Cross sectional area of lead wire	0.16 mm ²

Tabella 12: Caratteristiche meccaniche dei connettori

5 Caso studio

5.1 Analisi del sistema iniziale

La prima analisi è stata fatta sul caso studio reale filtrando i componenti più importanti e rilevanti in termini di contributo di massa e rigidità, in quanto sono questi due contributi che hanno maggiore impatto sulle varie analisi. Di seguito viene riportato il modello preso in considerazione:

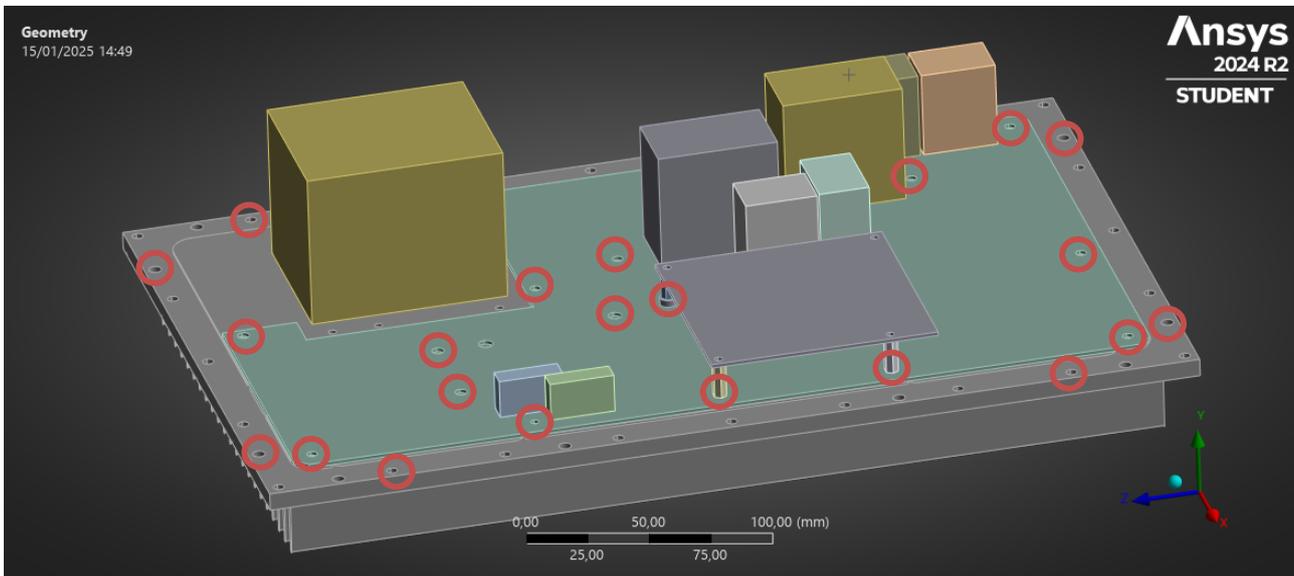


Figura 15

Nell'immagine riportata sono stati cerchiati i vincoli visibili (sono cerchiati i vincoli visibili dall'immagine) che sono stati considerati nella prima analisi. La geometria del dissipatore risulta però complessa da analizzare, in quanto ha una geometria complessa, quindi, si è pensato di considerare una semplice piastra rettangolare con frequenze naturali simili al dissipatore reale, anche al fine di avere un minor lavoro computazionale. Il caso con la geometria reale viene riportato di seguito:

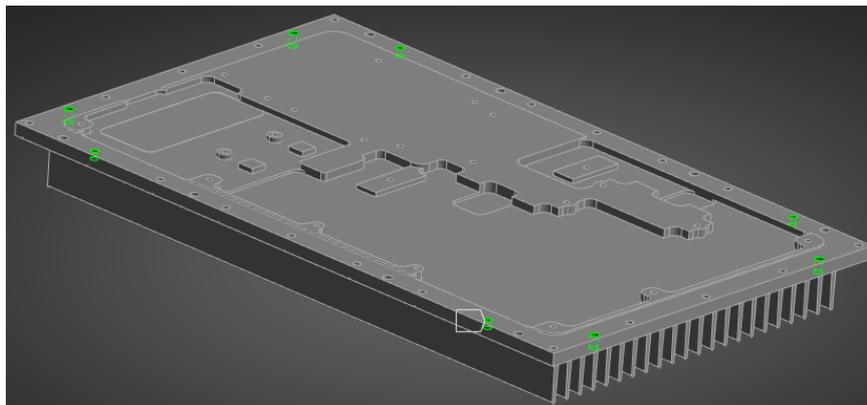


Figura 16: Collegamento del dissipatore con la struttura circostante – Applicazione della PSD

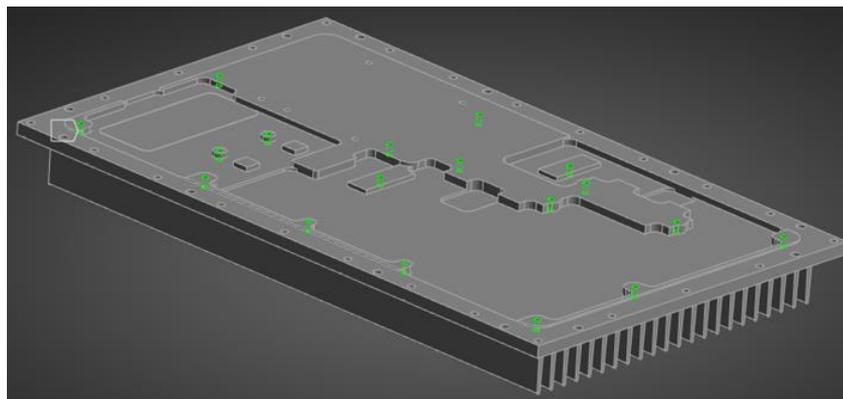


Figura 17: Vincoli reali – Geometria reale

La geometria reale del dissipatore risulta essere complicata a livello computazionale, in quanto, per modellare la geometria attraverso una mesh, ci saranno elementi molto distorti e con uno jacobiano molto distante a 1 (situazione ideale).

Le frequenze naturali ottenute di questa struttura sono le seguenti:

Geometria reale	
N° modo [-]	Freq [Hz]
1	2788,1
2	2956,6
3	3341,2
4	3542,9
5	3739,9

Tabella 13

La geometria semplificata viene riportata in Figura 15, dove sono stati applicati i vincoli in corrispondenza dei punti in cui sono posizionati quelli reali:

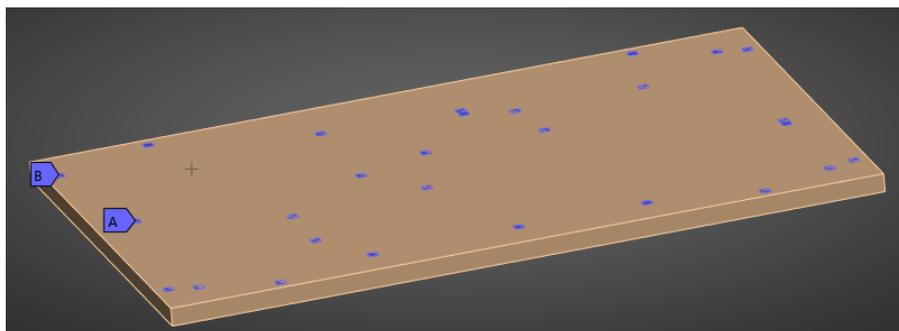


Figura 18: Geometria semplificata del dissipatore

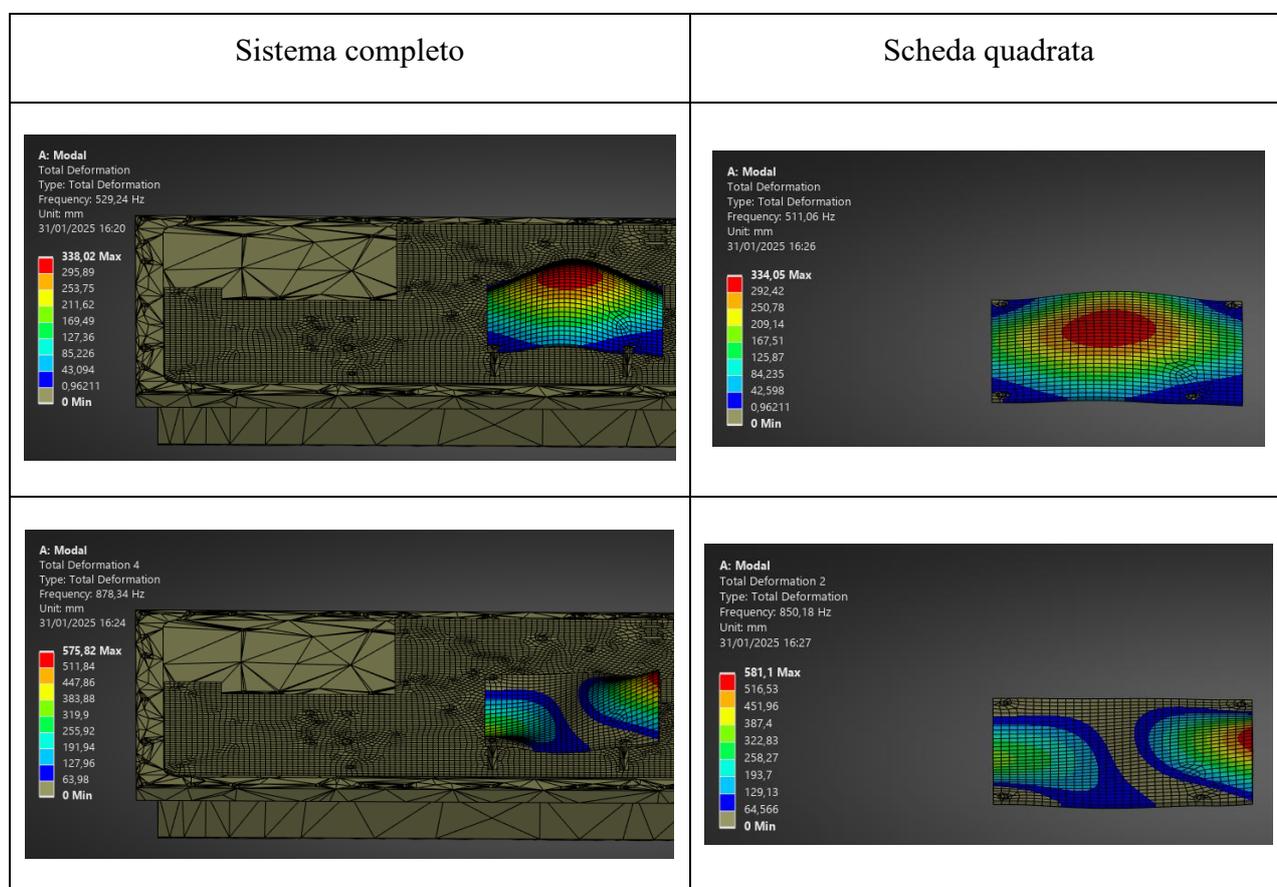
Caso studio

Geometria semplificata	
N° modo [-]	Freq [Hz]
1	2569,8
2	3065,9
3	3431,6
4	3804,1
5	3837,7

Tabella 14

Le frequenze naturali del dissipatore semplificato sono all'incirca le stesse, quindi, sono state fatte le analisi con questa geometria.

Per vedere inoltre che il dissipatore non influenzi le frequenze naturali dei vari componenti, sono state confrontate le forme modali relative allo schedino:



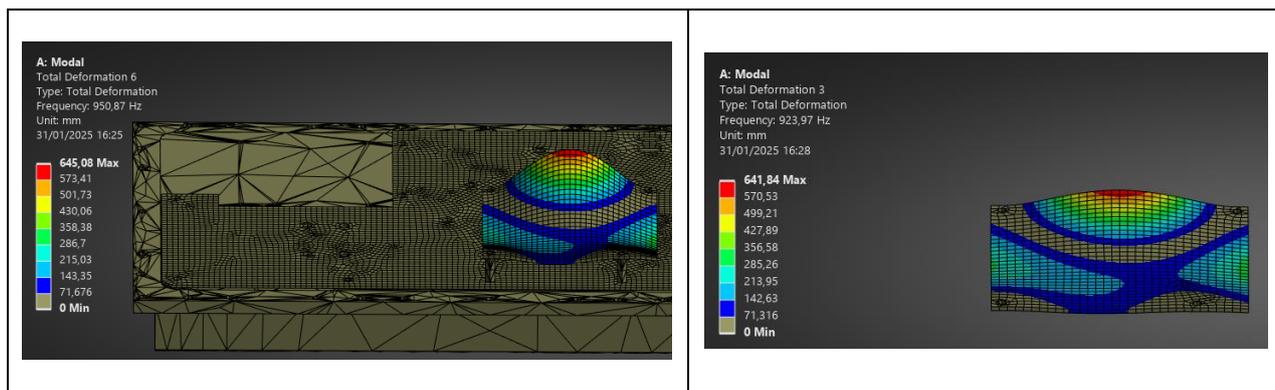


Tabella 15: Confronto delle forme modali (Scheda quadrata)

Sono state confrontate anche le frequenze naturali relative alla sola scheda quadrata in presenza e non del dissipatore e delle torrette:

Modello con diss. e torrette		Scheda singola	
N° modo [-]	Freq [Hz]	N° modo [-]	Freq [Hz]
1	532,6	1	511,1
2	606,4	2	850,2
3	711,1	3	924,0
4	882,1	4	1134,4
5	932,1	5	1648,1
6	953,6		

Tabella 16: Confronto tra frequenze

Le frequenze di risonanza che comprendono tutto il sistema sono quelle della tabella a sinistra, ed esse, avendo anche le torrette posizionate sotto al vincolo ed essendo leggermente più larghe di quest'ultimo, esse danno un maggiore supporto allo schedino.

In seguito, sono state confrontate le analisi modali fatte con e senza dissipatore per capire se fosse possibile considerare quest'ultimo come un corpo infinitamente rigido, e quindi, escluderlo dalla geometria del sistema completo e considerare solo il resto del modello.



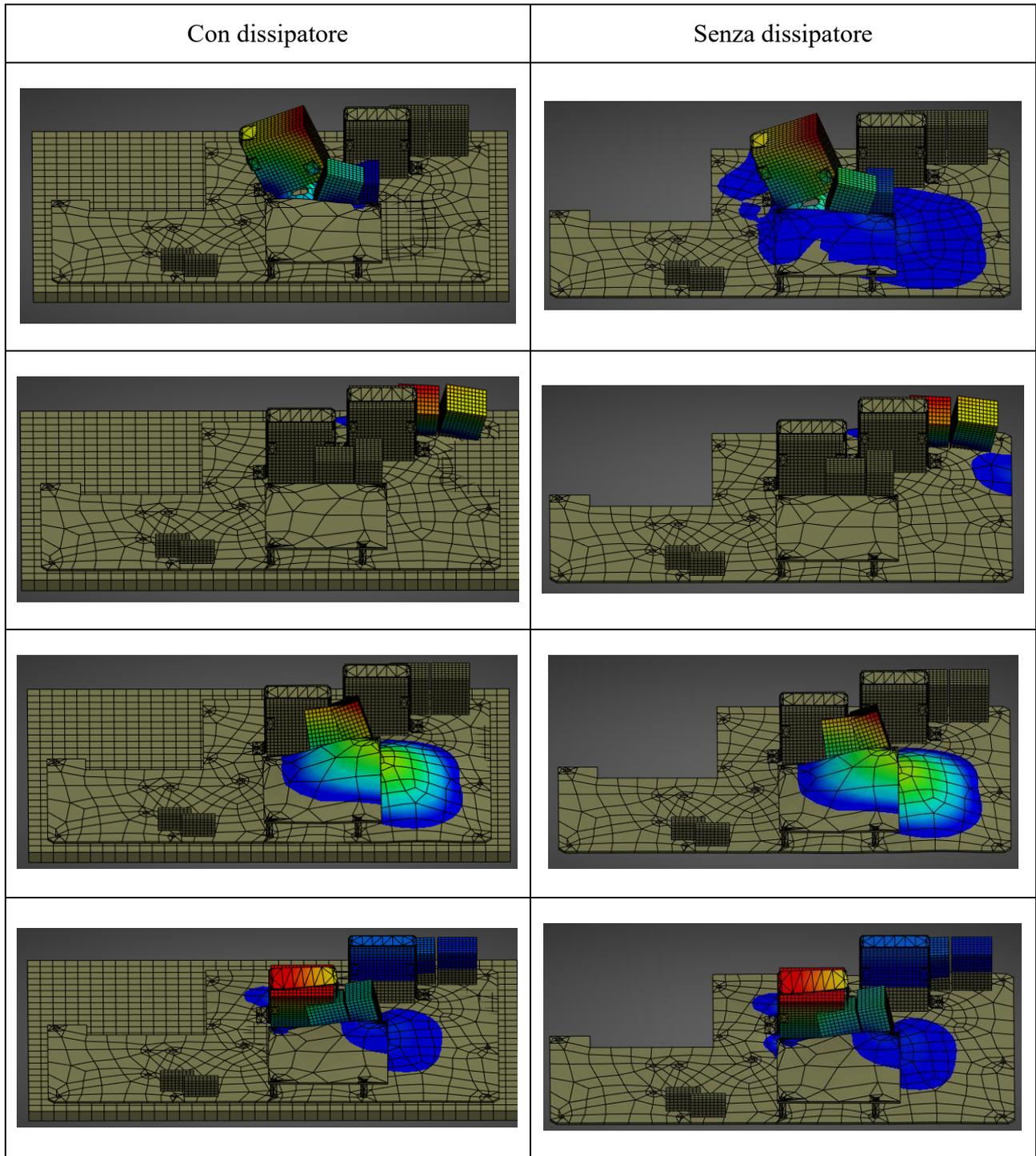
Figura 19

Di seguito vengono riportati i valori delle frequenze e il confronto con e senza di esso:

Con dissipatore		Senza dissipatore	
N° modo [-]	Freq [Hz]	N° modo [-]	Freq [Hz]
1	168,6	1	168,6
2	241,1	2	241,1
3	249,8	3	249,8
4	295,6	4	295,6
5	314,5	5	314,5
6	402,6	6	402,6

Tabella 17

Si nota come le frequenze di risonanza siano esattamente le stesse. Di seguito vengono riportate le forme modali:



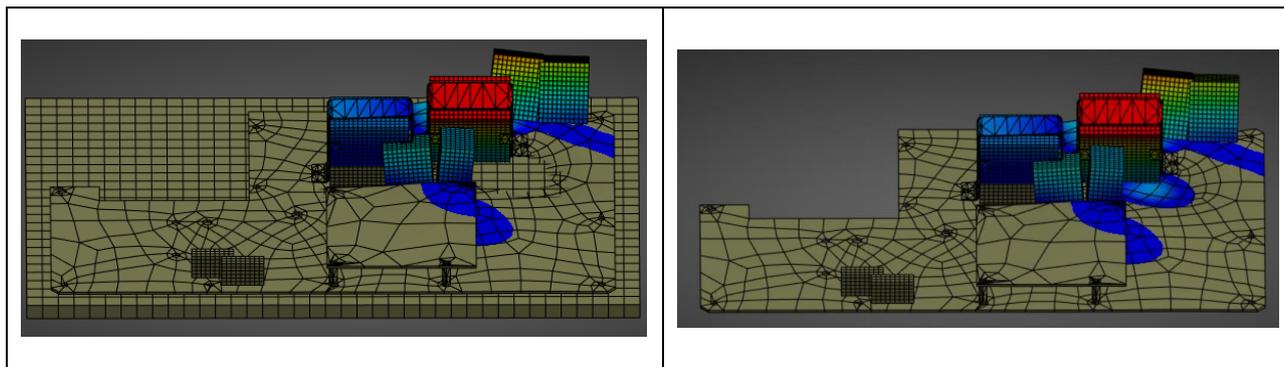


Tabella 18

Le forme modali riportate sono molto imprecise, in quanto la mesh utilizzata è molto grezza, questo per aggirare il problema relativo al numero dei nodi limitato dalla licenza. Di seguito vengono riportate le forme modali più precise senza dissipatore. Da notare però che le frequenze naturali sotto i 500 Hz sono in maggior numero:

Mesh più fine	
N° modo [-]	Freq [Hz]
1	149,7
2	196,6
3	225,7
4	257,4
5	275,3
6	315,7
7	368,1
8	389,4
9	396,1

Tabella 19

6 Vibrazioni random

La richiesta che viene fatta riguarda la deformazione del PCB in base all'azione di uno spettro imposto dalla normativa DEFSTAN00-035, è che essa non superi il valore di 800 $\mu strain$ in direzione longitudinale al PCB, in quanto allungandosi, porterebbe alla rottura dei vari connettori dei componenti montati su di esso. È infatti consigliato montare su di esso componenti di misura ridotta, in modo da risentire in maniera minore della deformazione di esso.

La severità dei test su questi dispositivi sono riportati nel grafico sottostante, dove viene riportato lo spettro di ingresso in condizioni off-road o strada sconnessa. In particolare, il grafico include un'estensione delle basse frequenze, che prevede un aumento di energia tra 5 e 14 Hz, il quale è collegato alle risposte del veicolo alla modalità di sospensione. Tuttavia, i modi di sospensione primari sono generalmente più bassi di 5 Hz e non vengono considerati per test in questo standard, a causa delle limitazioni delle apparecchiature di prova per i test vibratori. L'estensione a bassa frequenza può produrre spostamenti significativi delle apparecchiature, montate su supporti antivibranti a bassa frequenza, in particolare quelle che presentano caratteristiche di leggero smorzamento. Questi spostamenti possono superare la capacità progettuale dei pacchetti e dei supporti. Se è probabile che si verifichino spostamenti eccessivi dell'apparecchiatura, l'uso di gravità di trasporto generiche potrebbe non essere appropriato.

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 (m)	15.7
Test duration per axis:	
The minimum test time of 1 hour is equivalent to 1000 km off-road and degraded road	

Tabella 20: Parametri della PSD in input

Vibrazioni random

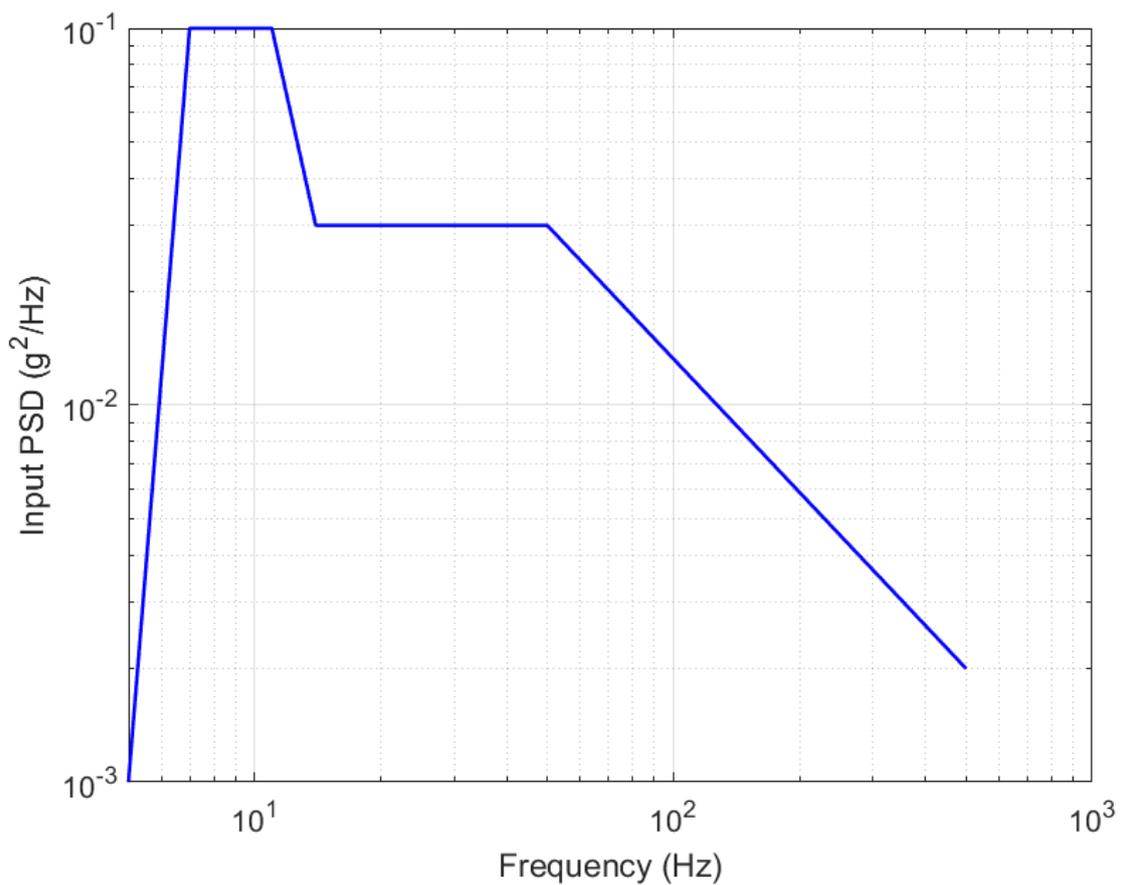


Grafico 14: Input PSD da normativa (Off-Road)

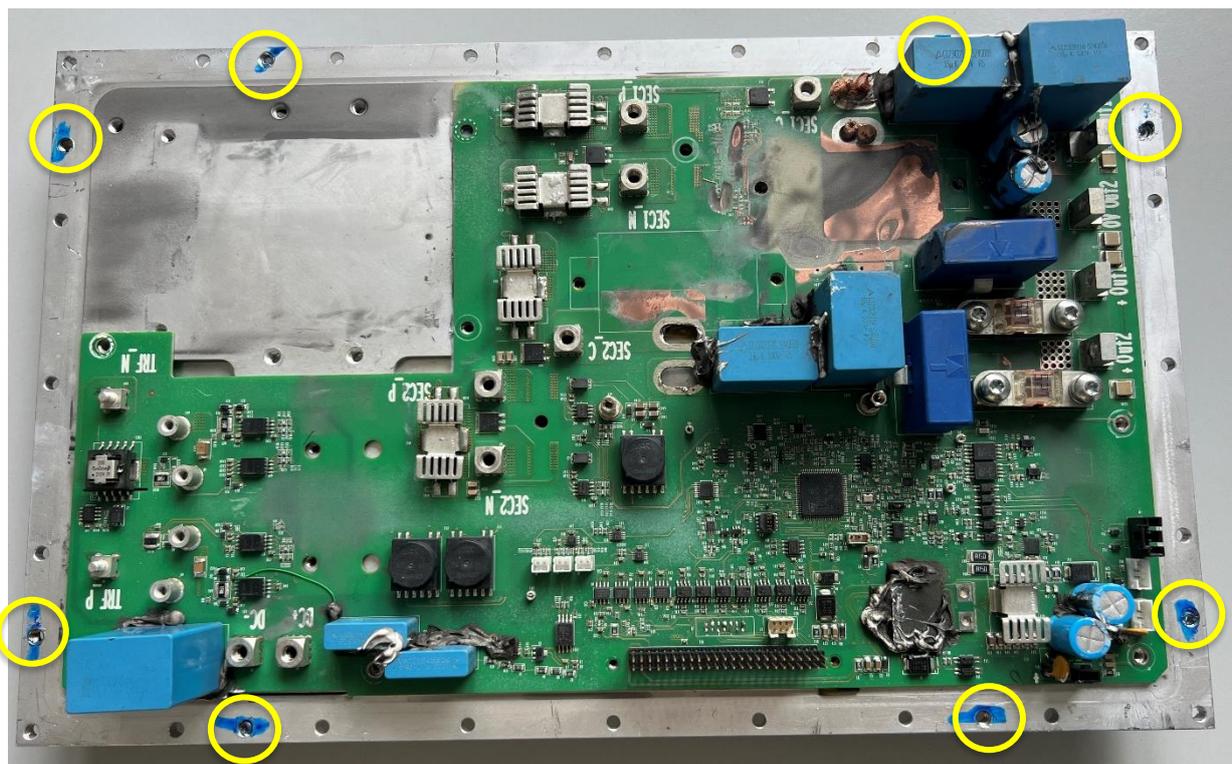


Figura 20: Punti di applicazione dello spettro random

6.1 Aggiunta di torrette di supporto al PCB (30 mm)

Al fine di capire che il modello inizialmente progettato non rientrava nelle specifiche imposte da normativa, fino ad arrivare alla conclusione che il modello finale fosse compatibile con essa, si è partiti inizialmente aggiungendo delle torrette da 30 mm. Queste hanno la funzione di innalzare il PCB rispetto al dissipatore per lasciare spazio a componenti SMD, i quali sono dispositivi elettronici progettati per essere montati direttamente sulla superficie delle schede a circuito stampato (PCB), senza la necessità di fori passanti. Questa tecnologia permette una maggiore densità di montaggio e una miniaturizzazione dei circuiti, facilitando l'assemblaggio automatizzato e riducendo i costi di produzione. Inoltre, grazie alle loro dimensioni ridotte e alla riduzione delle lunghezze dei collegamenti, i componenti SMD offrono migliori prestazioni in termini di risposta alle alte frequenze e minori interferenze elettromagnetiche. Infine, il primo modello prevede anche la non presenza delle staffe degli induttori, e quindi dei relativi fissaggi.

Di seguito viene riportata un'immagine del modello iniziale:

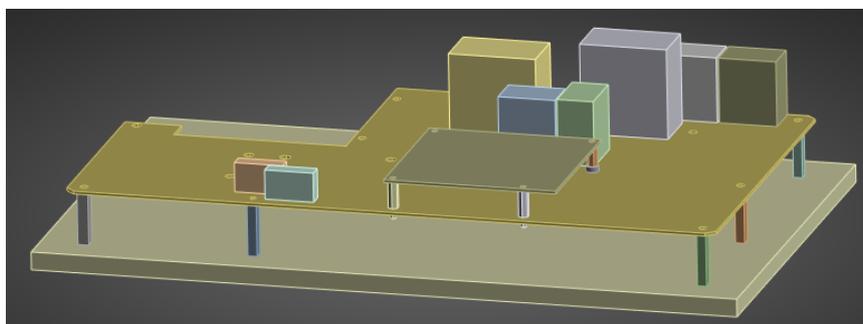


Figura 21

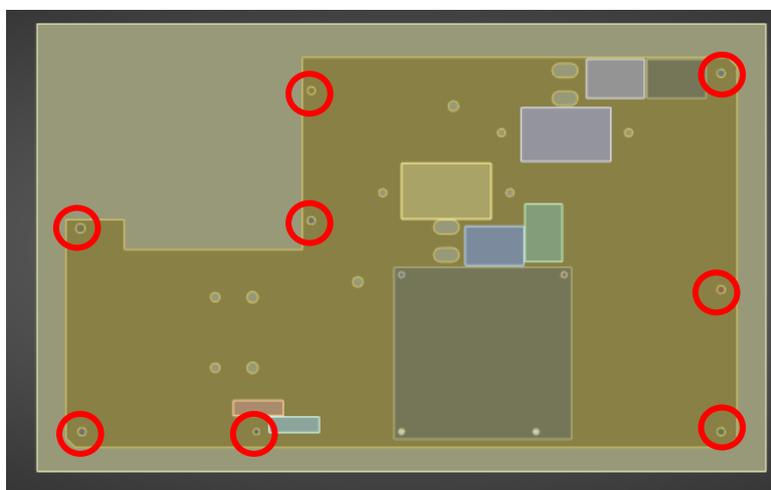
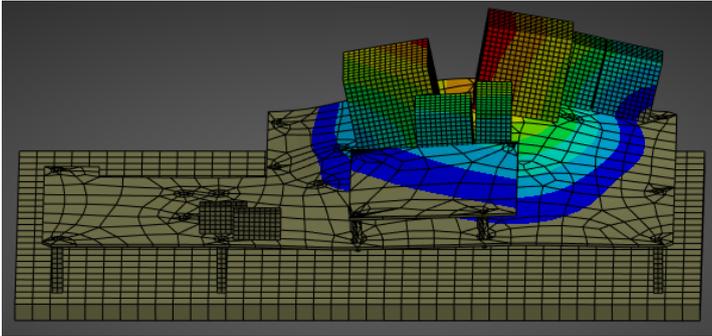
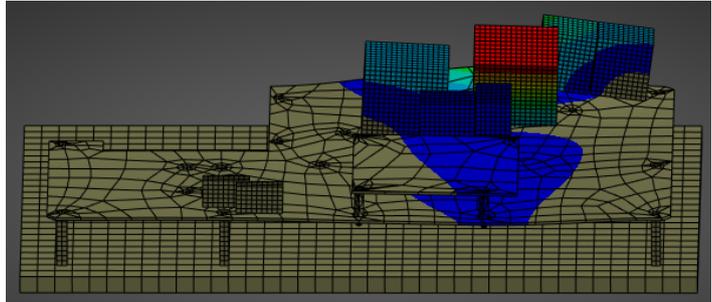
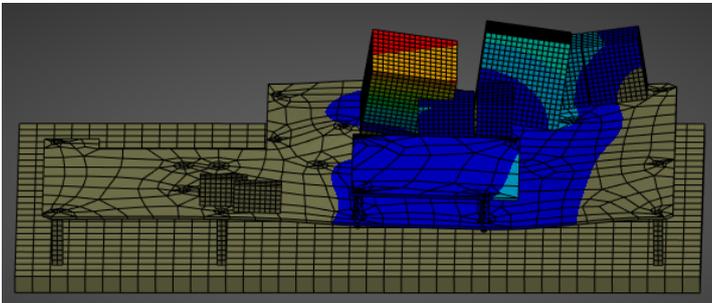
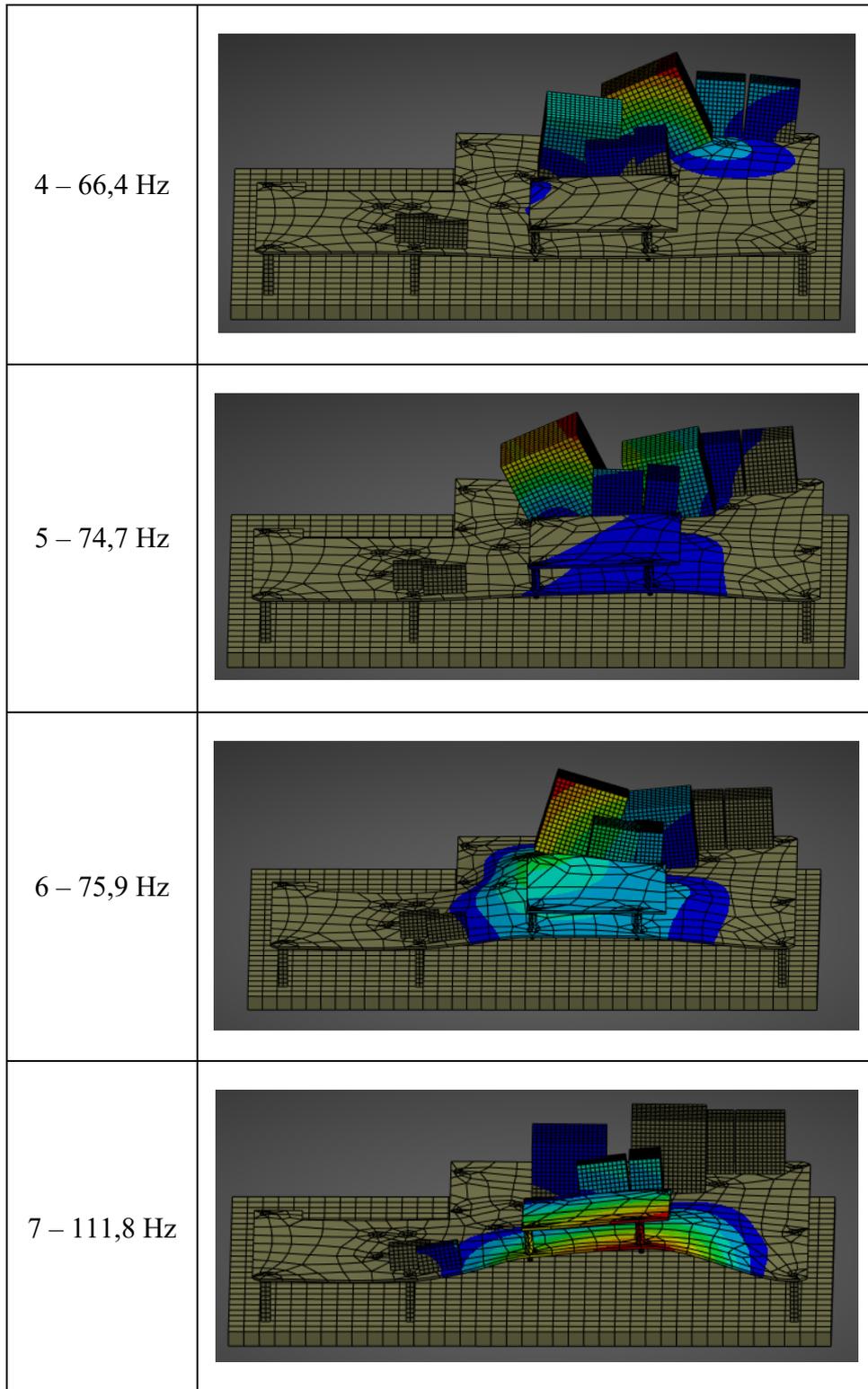


Figura 22: Posizione delle torrette di supporto

I supporti/vincoli sono stati posizionati sul punto sottostante alle torrette in corrispondenza del dissipatore, mentre i supporti esterni relativi solamente a quest'ultimo sono quelli considerati in precedenza. Di seguito vengono riportate le relative forme modali e le frequenze naturali, in particolare quelle sotto ai 500 Hz, in quanto sono quelle che rientrano nella *PSD Wheeled Vehicles* della normativa (riportata nel capitolo 6):

Frequenza	Forma modale
1 – 30,8 Hz	
2 – 48,1 Hz	
3 – 56,7 Hz	

Vibrazioni random



Vibrazioni random

8 – 191,8 Hz	
9 – 240,4 Hz	
10 – 287,5 Hz	
11 – 302,4 Hz	

12 – 327,4 Hz	
13 – 374,1 Hz	
14 – 388,1 Hz	
15 – 419,9 Hz	

Tabella 21: Forme modali con torrette da 30 mm

6.1.1 Risultati con torrette da 30 mm

Sono stati quindi ottenuti i risultati della vibrazione random applicata a questo modello con questo tipo di torrette, in particolare in termini di tensione e deformazione:

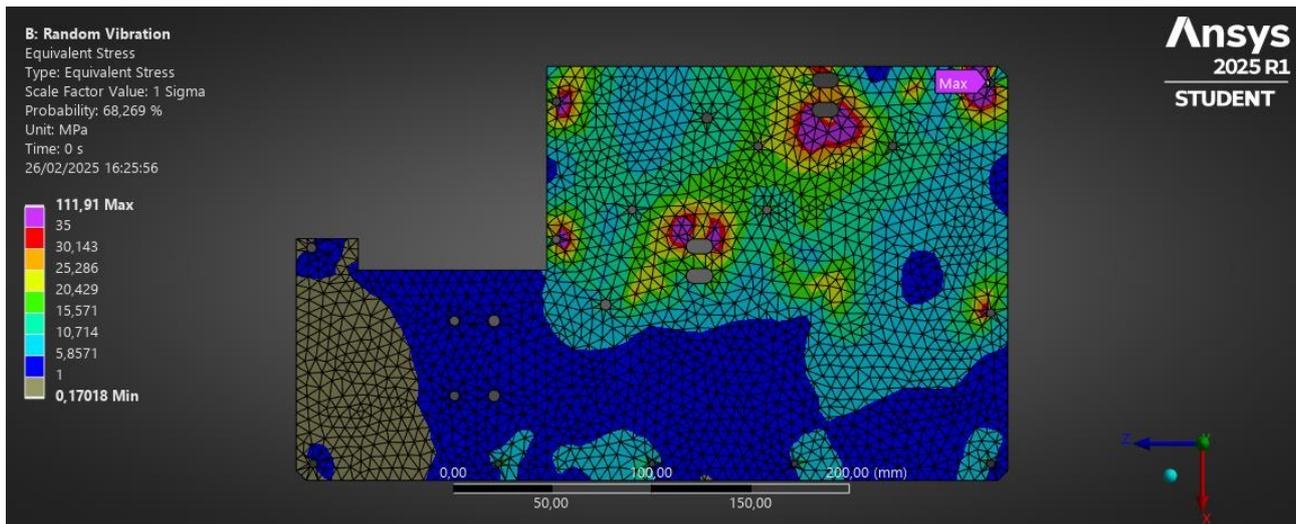


Figura 23: Tensione [MPa]

Il campo di tensione riportato risulta essere critico, in quanto, come riportato in bibliografia nell'articolo 3, la tensione di rottura del PCB risulta essere all'incirca di 35 MPa, quindi, nelle zone in corrispondenza dei collegamenti tra induttori e PCB e in corrispondenza del vincolo posizionato all'angolo questo limite viene superato, e il PCB presenterà rotture quando sottoposto alla PSD riportata.

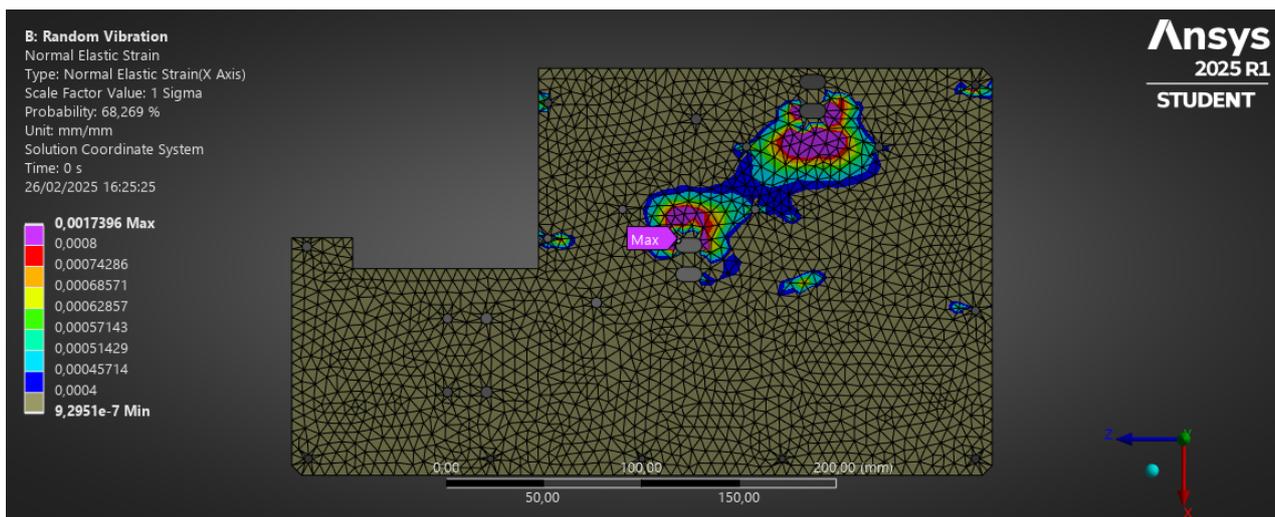


Figura 24: Deformazione ϵ_x [-]

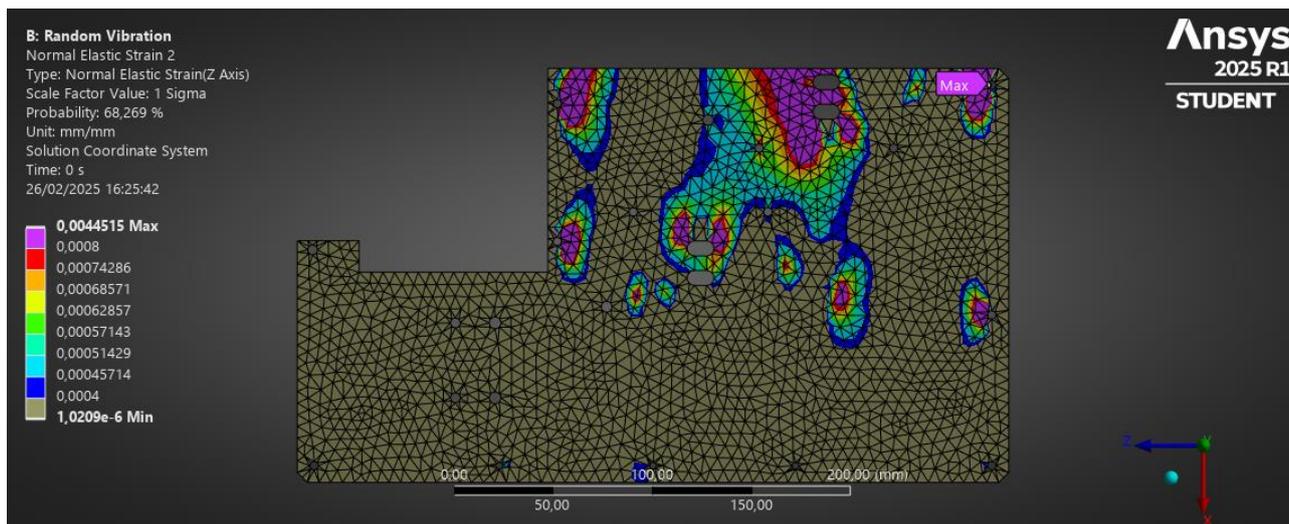


Figura 25: Deformazione ϵ_z [-]

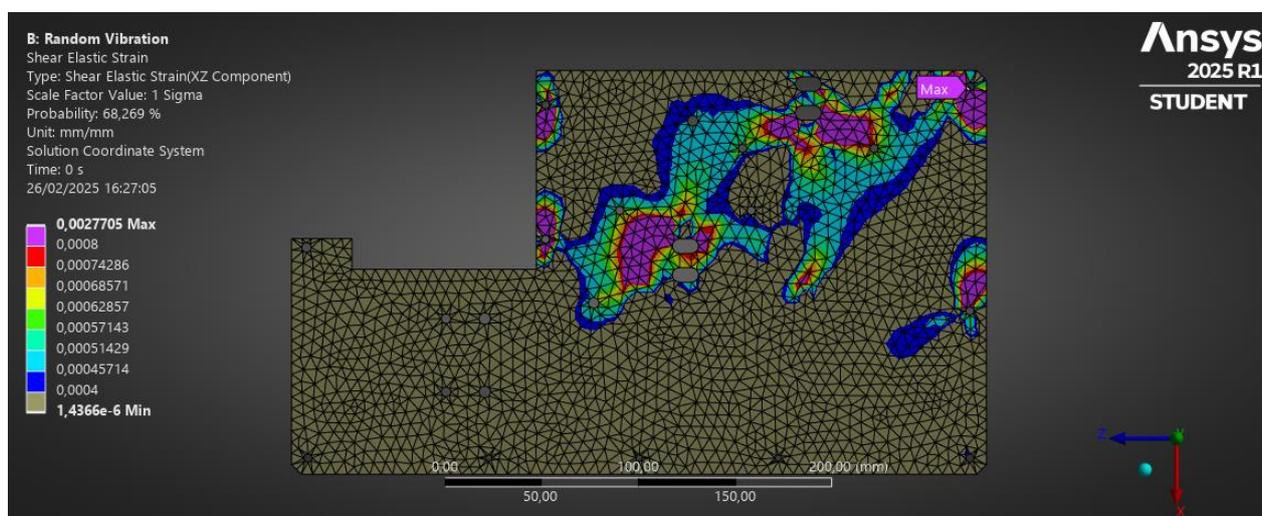


Figura 26: Deformazione γ_{xz} [-]

Le varie deformazioni riportate risultano essere maggiori di 800 $\mu strain$, quindi, risulta essere un design non accettabile per i limiti imposti dalla normativa. Una possibile soluzione potrebbe essere quella di abbassare le altezze delle torrette, come viene fatto nell'analisi successiva.

6.2 Torrette da 10 mm

Sono quindi state abbassate le torrette per capire se l'abbassamento delle frequenze naturali e la tensione elevata fossero causate dalle torrette e non dalla rimozione dei fissaggi interni del PCB.

Le frequenze naturali ottenute dall'analisi modale sono all'incirca le stesse:

Torrette da 10 mm	
N° modo [-]	Freq [Hz]
1	30,5
2	46,7
3	55,8
4	63,8
5	71,1
6	73,3
7	111,6
8	191,1
9	240,6
10	287,7
11	302,2
12	325,4
13	373,3
14	379,6
15	418,4

Tabella 22: Frequenze naturali con torrette da 10 mm

Non vengono riportate le forme modali, in quanto sono le stesse riportate in precedenza per le torrette da 30 mm, poiché non sono cambiate le condizioni di vincolo.

Vengono inoltre riportati i risultati relativi all'analisi PSD:

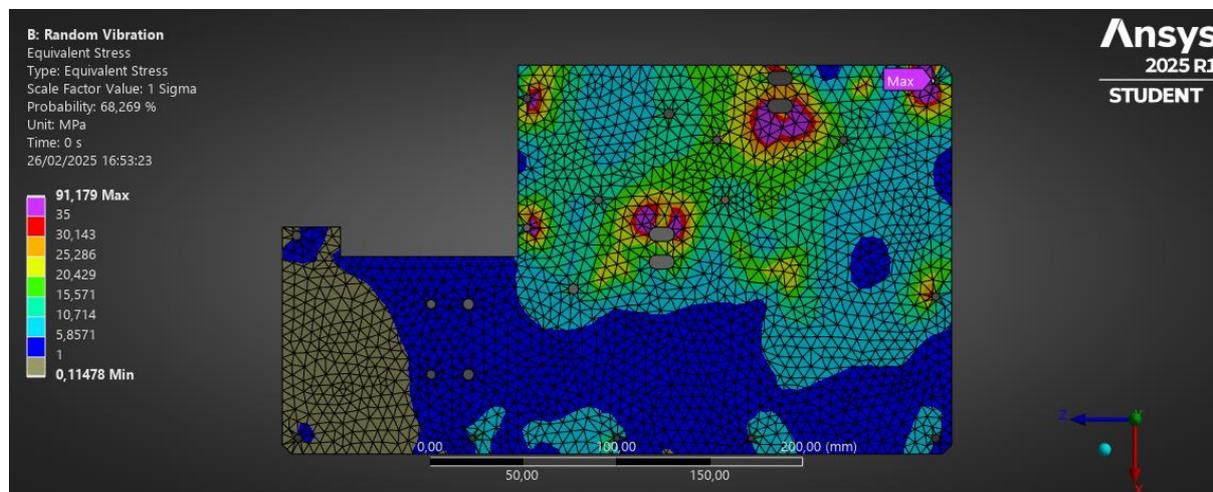


Figura 27: Tensione [MPa]

Vibrazioni random

I risultati relativi alla tensione con torrette da 10 mm risultano essere migliorati rispetto al caso precedente (112 MPa \rightarrow 92 MPa), risulta quindi essere una buona scelta abbassare le torrette, ma non sufficiente per abbassare la tensione in corrispondenza del vincolo perimetrale posizionato nell'angolo.

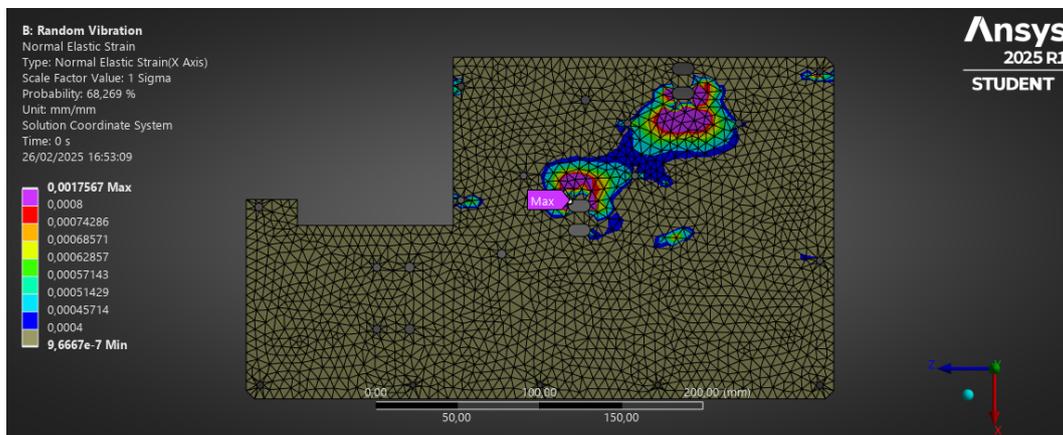


Figura 28: Deformazione ϵ_x [-]

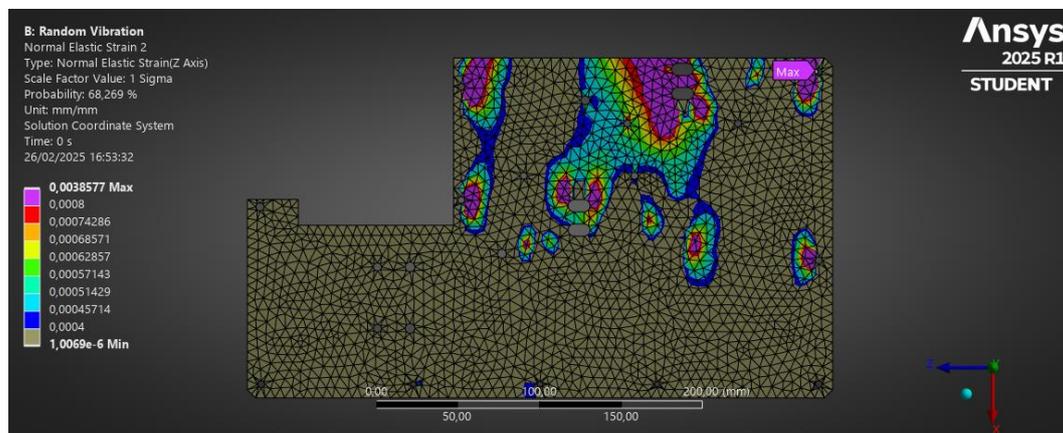


Figura 29: Deformazione ϵ_z [-]

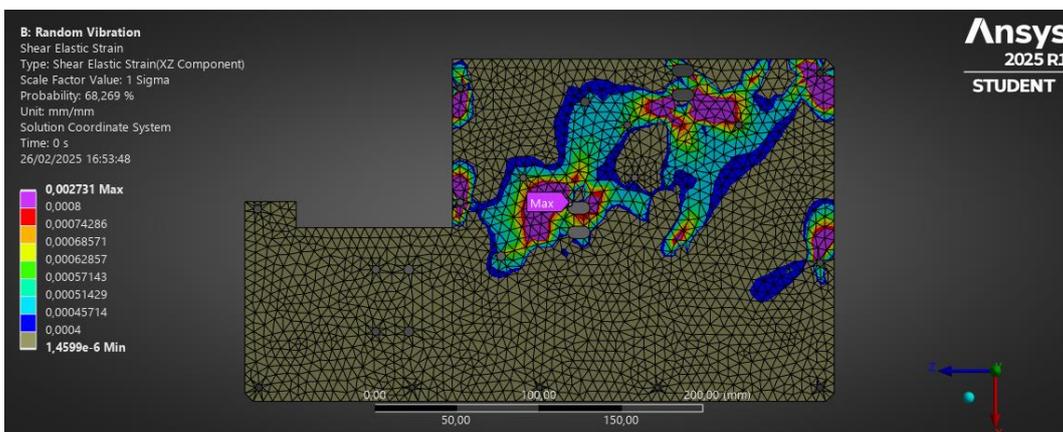


Figura 30: Deformazione γ_{xz} [-]

Si nota come i risultati con le torrette siano praticamente gli stessi per i due casi in termini di deformazione, questo perché il posizionamento dei vincoli è rimasto sempre lo stesso ed è cambiata solo l'altezza di queste. Togliendo le torrette e aggiungendo più vincoli di supporto, la situazione tenderà al miglioramento.

7 Simulazione della rottura del PCB in corrispondenza di un fissaggio

Per simulare la rottura di una parte del PCB in corrispondenza di un vincolo di fissaggio al dissipatore, è stato rimosso il seguente vincolo:

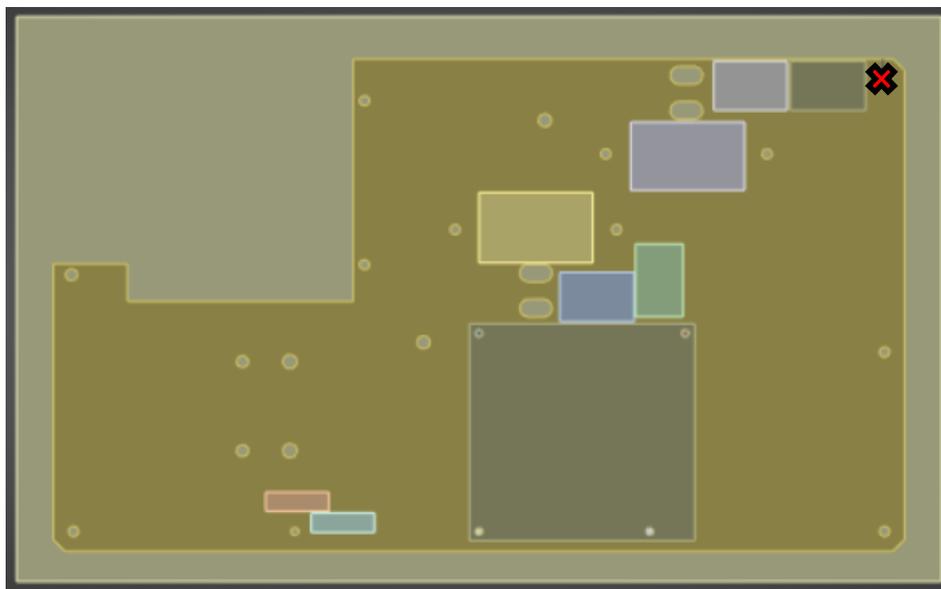


Figura 31: Rimozione di un fissaggio

È stato rimosso questo vincolo in quanto applicando la vibrazione random, la tensione massima che si genera è in corrispondenza di questo fissaggio (escludendo la parte interna dove non sono presenti altri vincoli). Ovviamente il cedimento di questa parte del PCB renderà il sistema meno stabile e quindi le frequenze naturali del sistema si abbassano. Un esempio viene riportato in seguito:

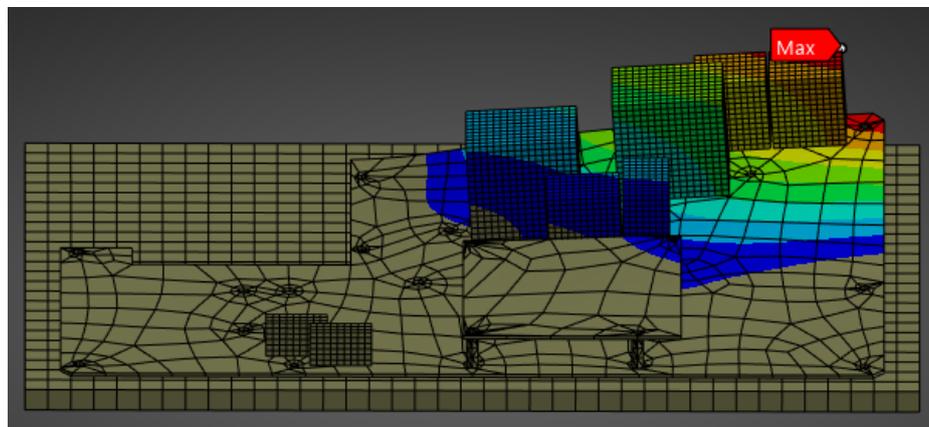


Figura 32: Primo modo di vibrare (27,8 Hz)

Si nota come a una frequenza più bassa rispetto a prima può portare il PCB a innalzarsi e ciò non risulta congeniale per l'applicazione in cui il sistema deve lavorare.

Il risultato della PSD in termini di tensione viene invece riportato di seguito:

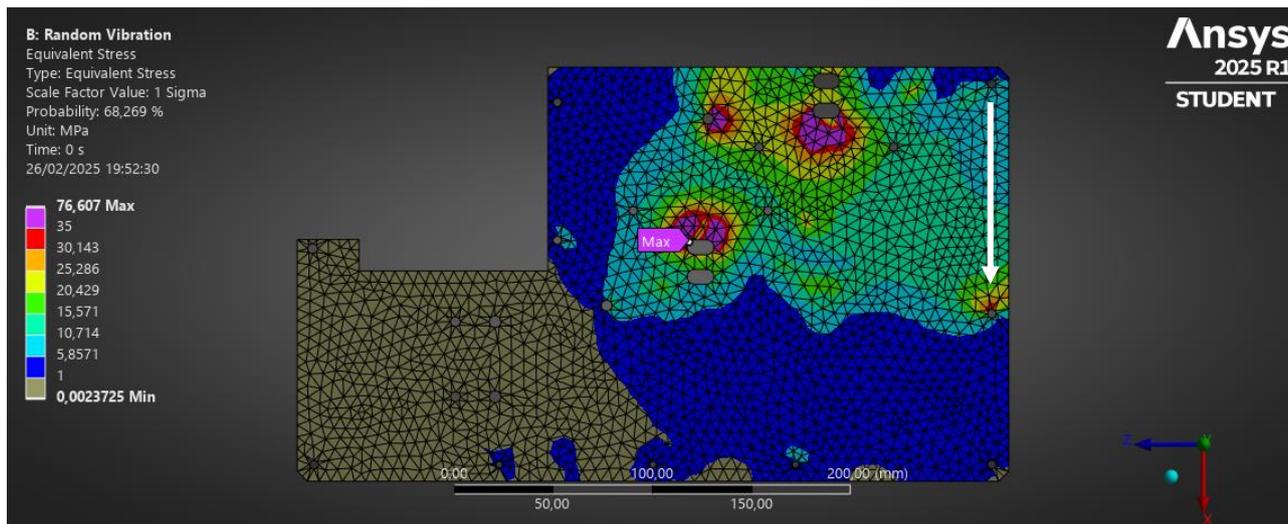


Figura 33: Tensione [MPa]

Si nota come la tensione equivalente si scarica in prossimità del vincolo perimetrale più vicino, anche se il valore è all'incirca di 35 MPa. Risulta però essenziale fare uno zoom su questo vincolo, in quanto dall'immagine precedente potrebbe sembrare che questa parte non vada a rottura:

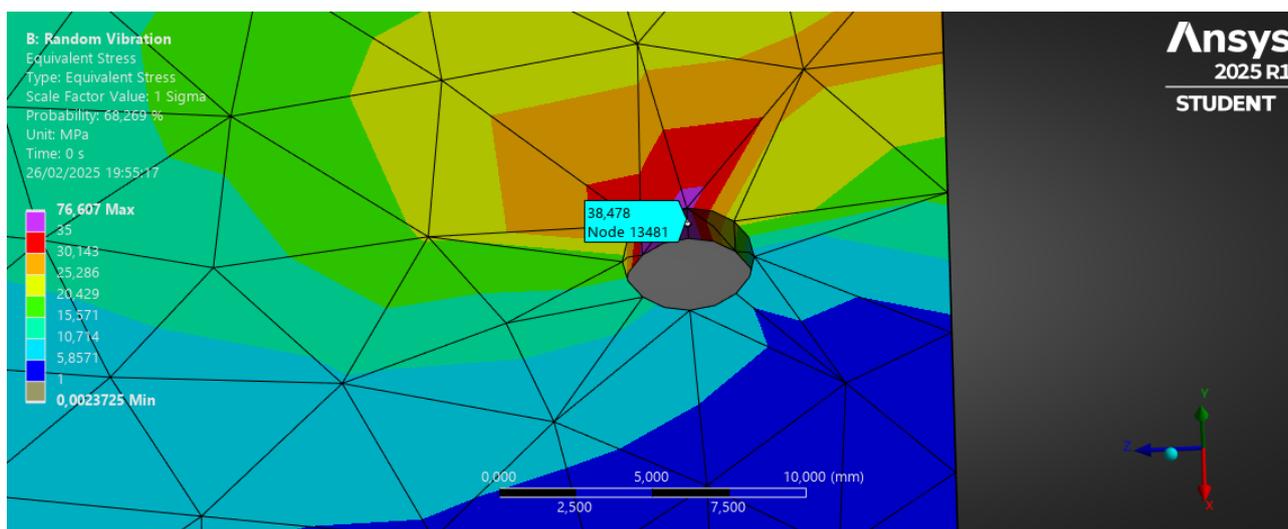


Figura 34: Focus sulla tensione indotta dalla rimozione del vincolo precedente

8 Aumento dei vincoli di supporto del PCB

Sono stati aggiunti ulteriori vincoli al PCB:

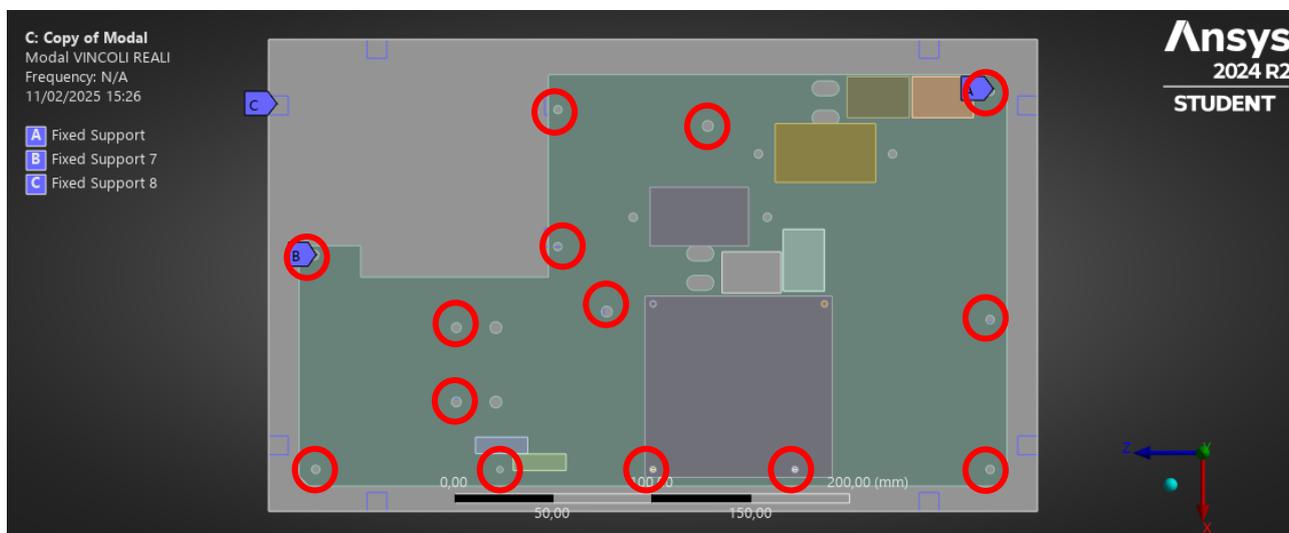
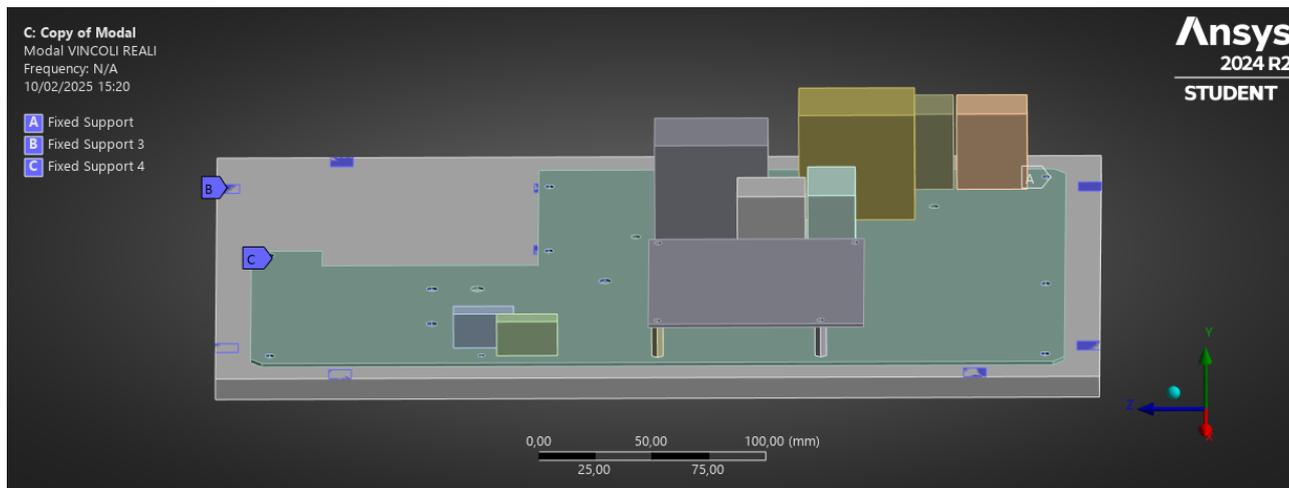
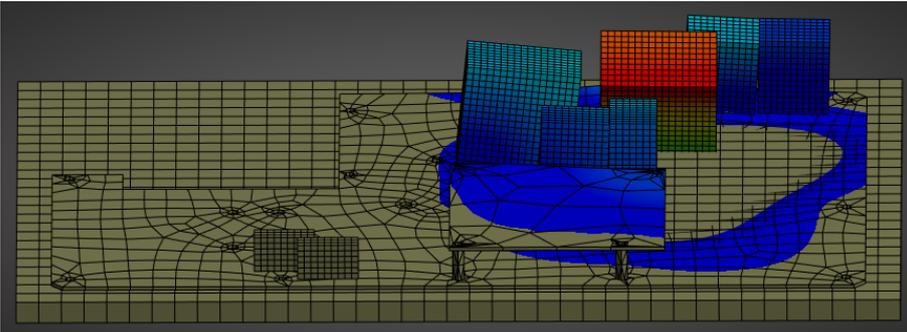
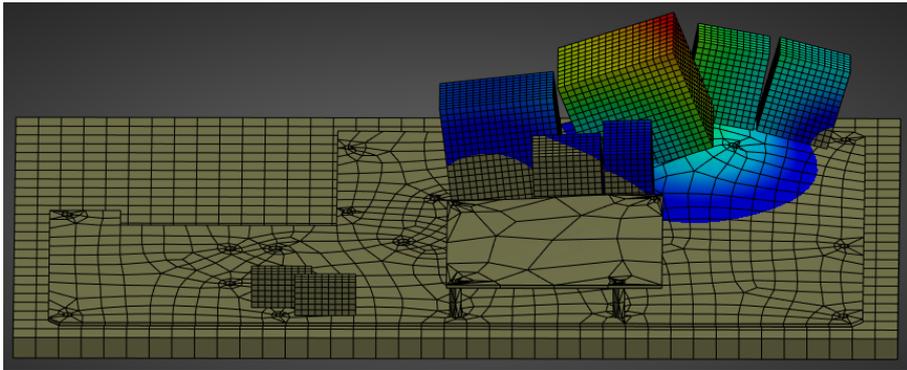
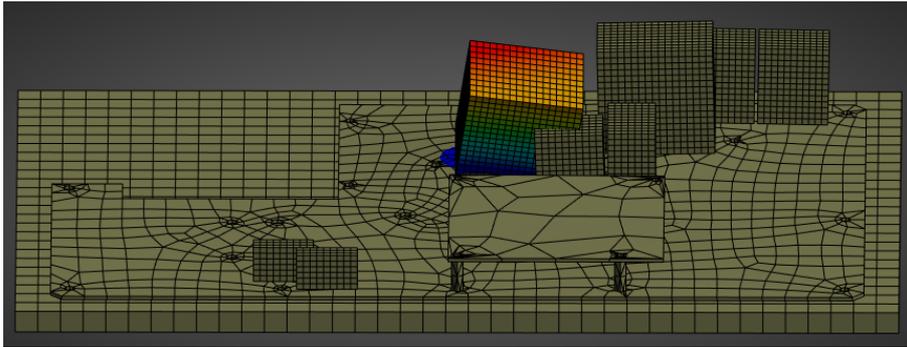
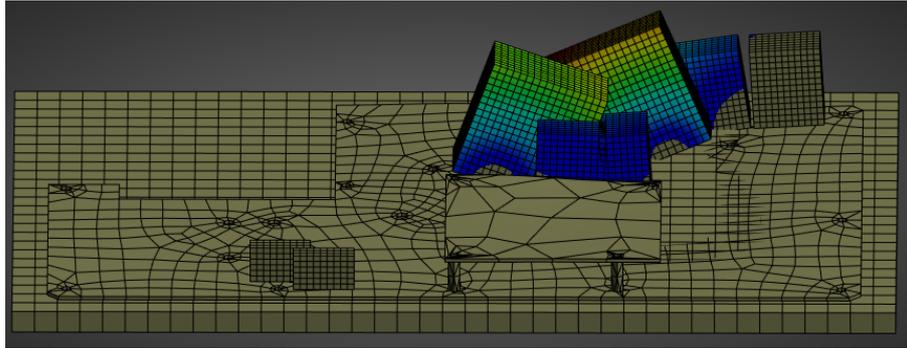


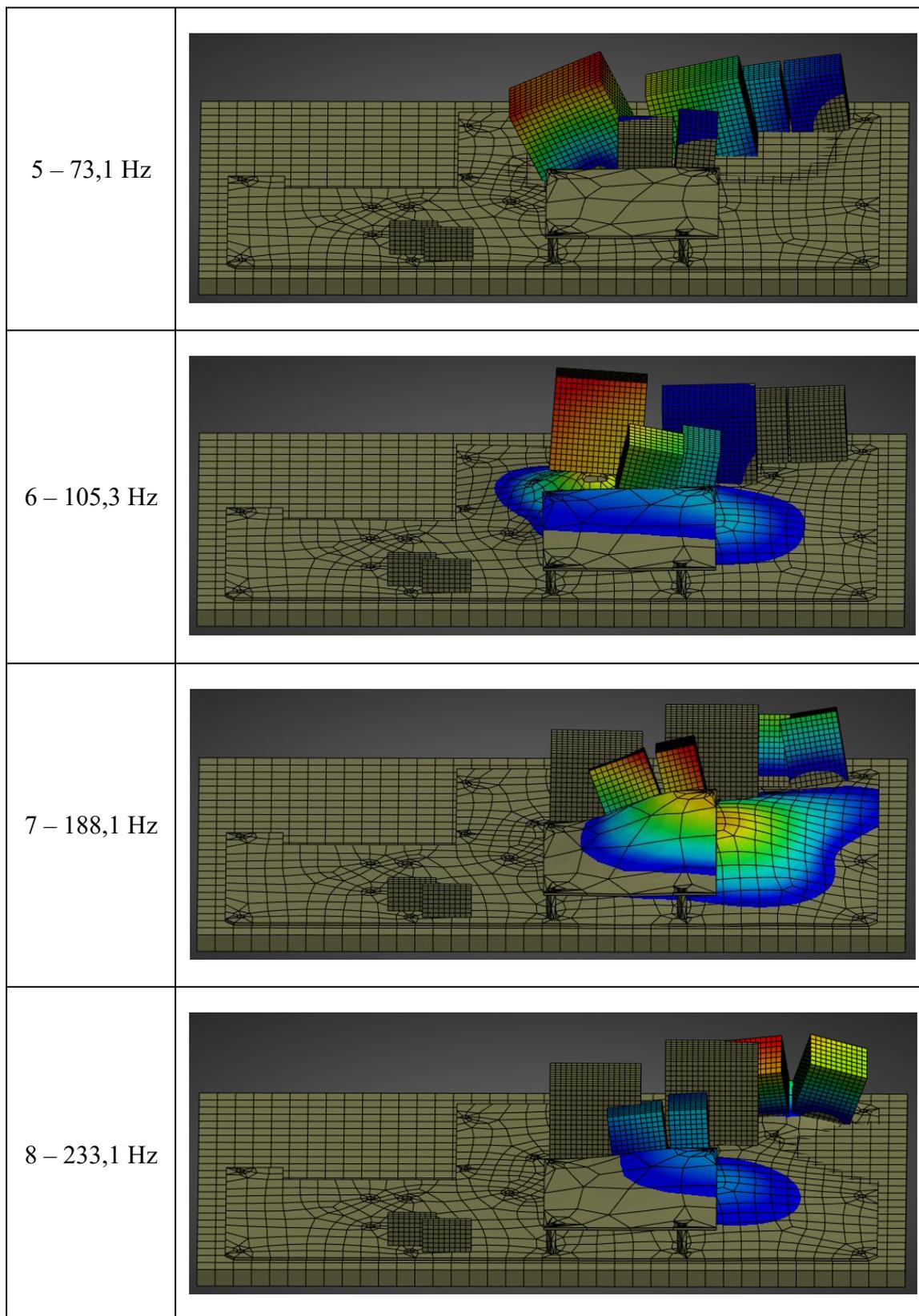
Figura 35: Vincoli applicati

Non sono stati inseriti ancora i vincoli in corrispondenza degli induttori. Le frequenze riportate di seguito sono quelle che rientrano nella seguente PSD, la quale è stata applicata, come la normativa richiedeva, per tutti gli assi e sui vincoli:

Aumento dei vincoli di supporto del PCB

Frequenza	Forma modale
1 – 46,9 Hz	
2 – 57,1 Hz	
3 – 62,8 Hz	
4 – 65,6 Hz	

Aumento dei vincoli di supporto del PCB



Aumento dei vincoli di supporto del PCB

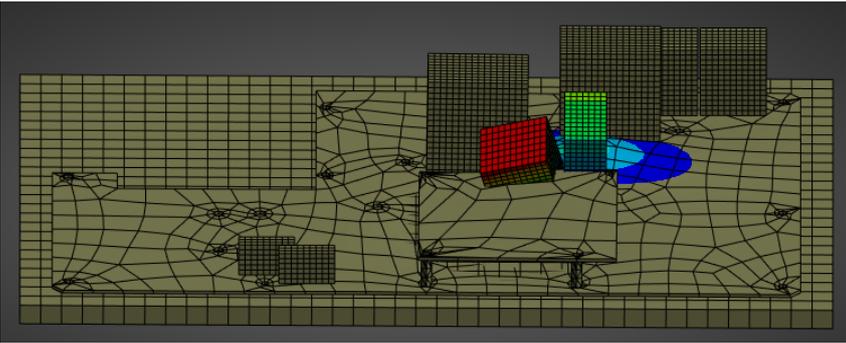
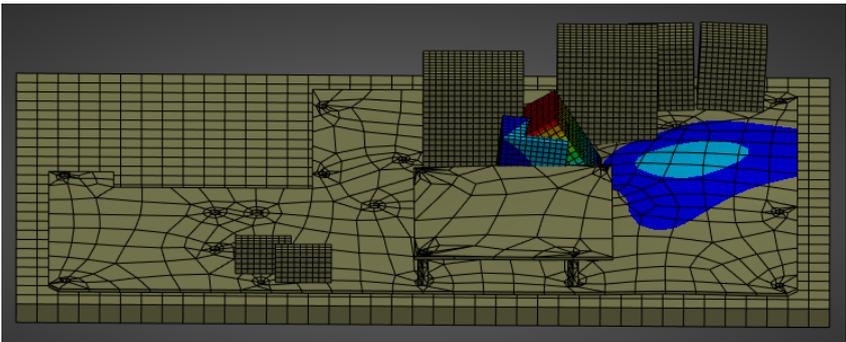
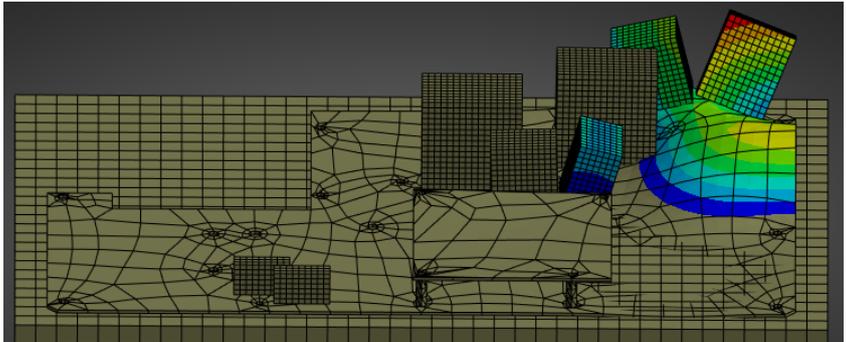
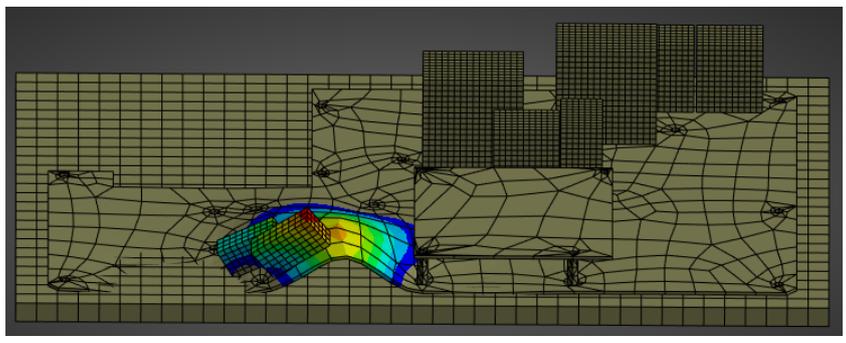
9 – 329,8 Hz	
10 – 375,4 Hz	
11 – 415,8 Hz	
12 – 437,2 Hz	

Tabella 23

Aumento dei vincoli di supporto del PCB

Si osservi come eliminando le torrette e soprattutto aumentando i vincoli, le frequenze modali totali nel range 0-500Hz si siano ridotte a 12, contro i 15 modi totali dei casi precedenti. Di seguito particolare viene riportata una tabella di riepilogo dei casi analizzati fino ad ora:

Torrette da 30 mm		Torrette da 10 mm		Supporti aggiuntivi e rimozione torrette	
Modo	Freq. [Hz]	Modo	Freq. [Hz]	Modo	Freq. [Hz]
1	30,8	1	30,5	1	46,9
2	48,1	2	46,7	2	57,1
3	56,7	3	55,8	3	62,8
4	66,4	4	63,8	4	65,6
5	74,7	5	71,1	5	73,1
6	75,9	6	73,3	6	105,3
7	111,8	7	111,6	7	188,1
8	191,8	8	191,1	8	233,1
9	240,4	9	240,6	9	329,8
10	287,5	10	287,7	10	375,4
11	302,4	11	302,2	11	415,8
12	327,4	12	325,4	12	437,2
13	374,1	13	373,3	-	-
14	388,1	14	379,6	-	-
15	419,9	15	418,4	-	-

Tabella 24: Primo riepilogo delle frequenze di risonanza

Dopo aver ottenuto le frequenze naturali del sistema, viene implementata l'analisi PSD ai vincoli riportata in precedenza, ottenendo un risultato del PCB in termini di strain e di tensioni di questo tipo:

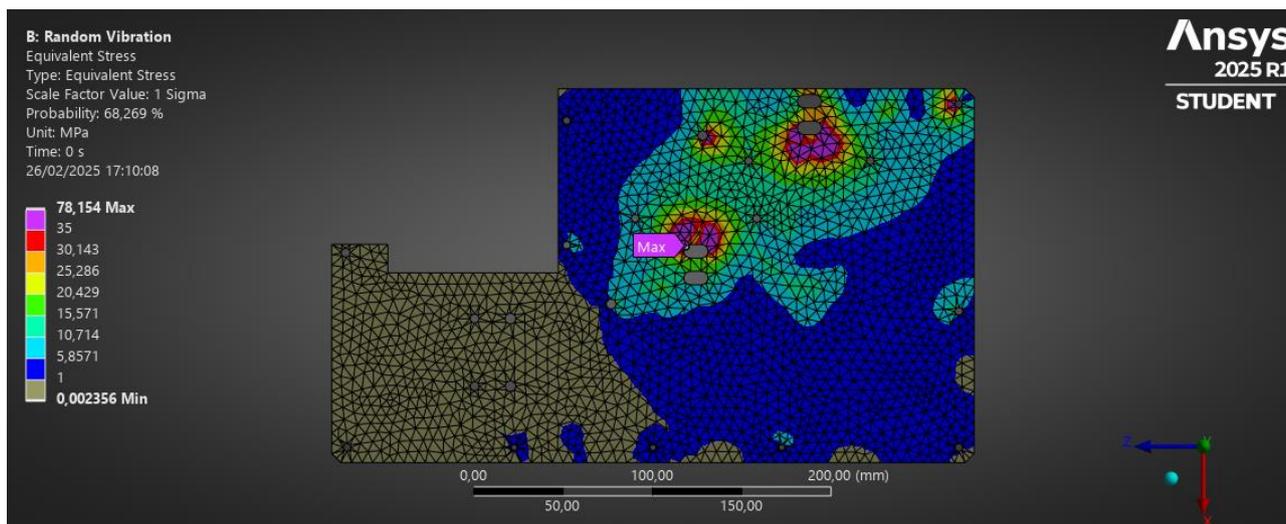


Figura 36: Tensione [MPa]

La tensione con questa configurazione si abbassa ulteriormente in particolare in corrispondenza del fissaggio posto all'angolo, risulta però evidente che è ancora necessario aggiungere dei vincoli attorno agli induttori.

Aumento dei vincoli di supporto del PCB

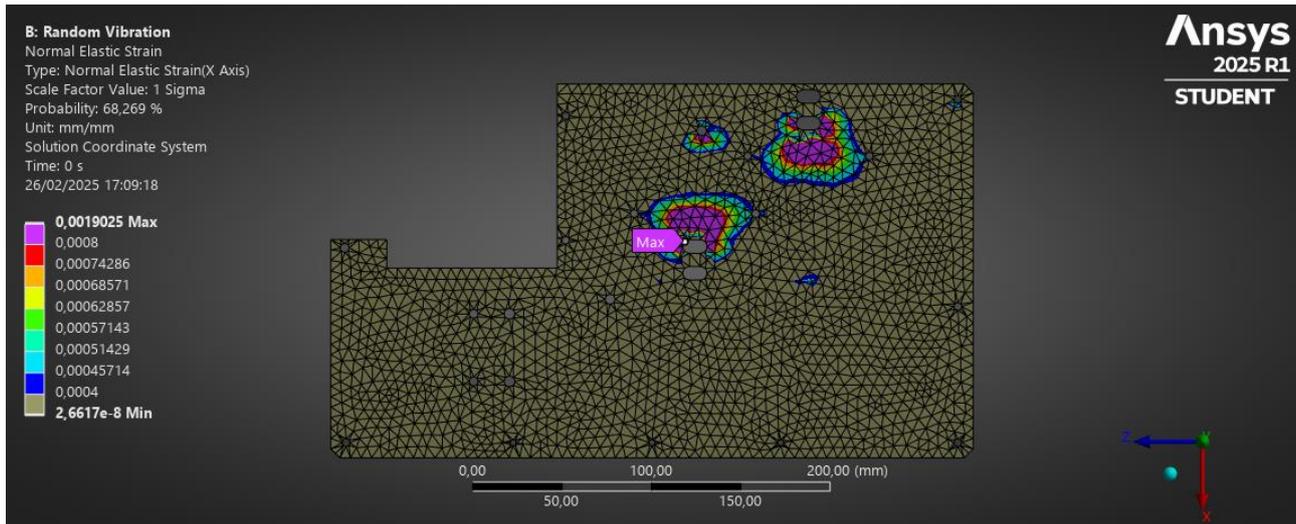


Figura 37: Deformazione ϵ_x [-]

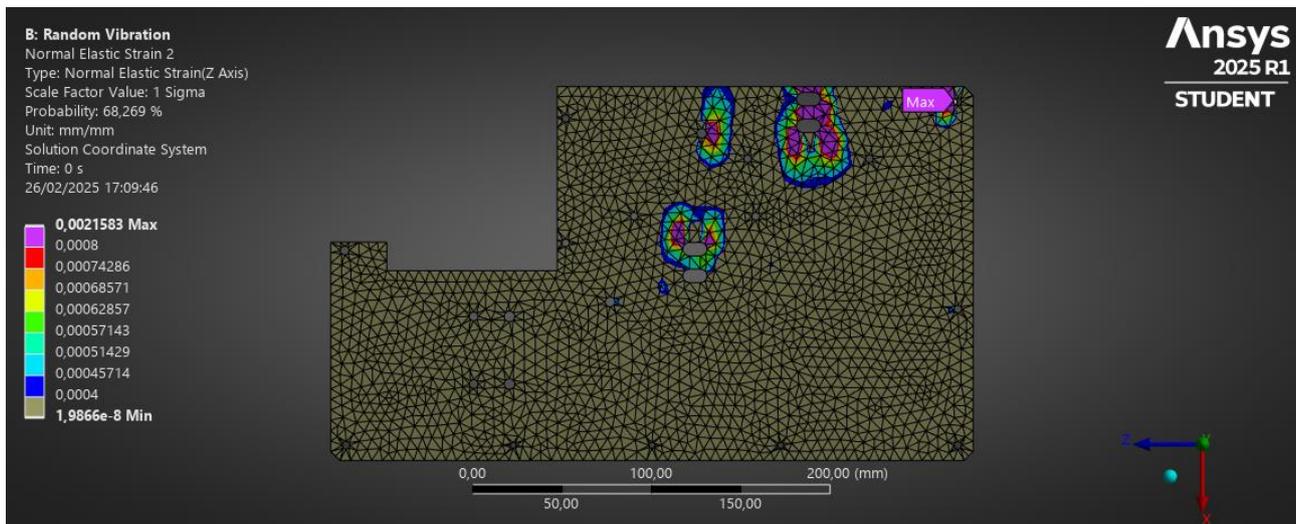


Figura 38: Deformazione ϵ_z [-]

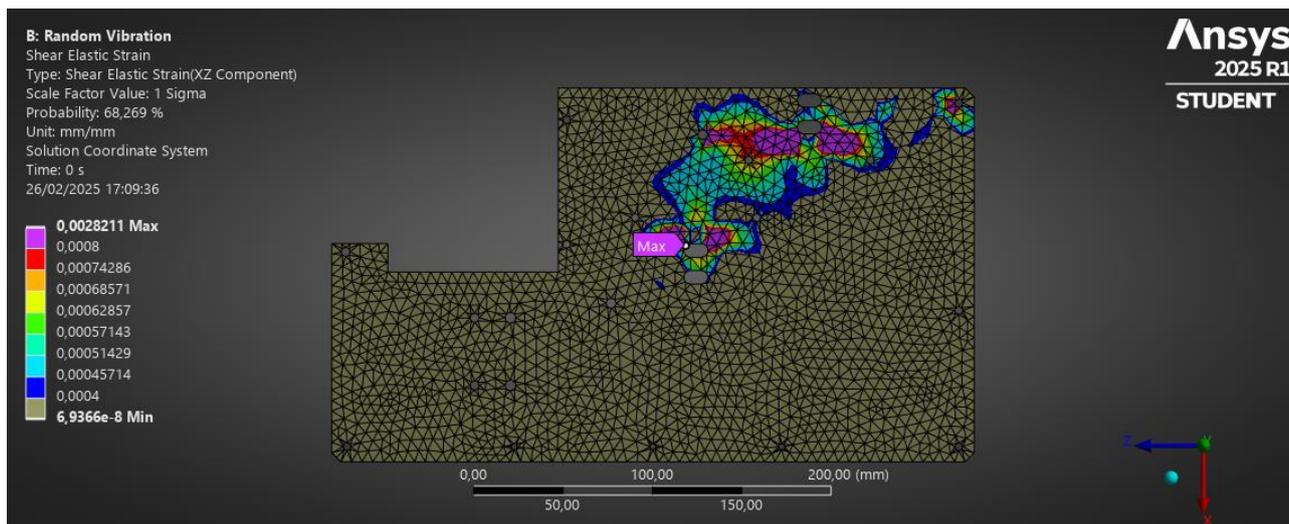


Figura 39: Deformazione γ_{xz} [-]

La strada di aumentare i vincoli è quella giusta poiché genera i miglioramenti maggiori ma non è ancora sufficiente per approvare il design.

In particolare, se consideriamo i vincoli mostrati sotto, risulta uno stress superiore al limite di rottura che è di 35 MPa, pertanto, siamo confidenti che in caso di test vibrazionale quei vincoli si romperanno.

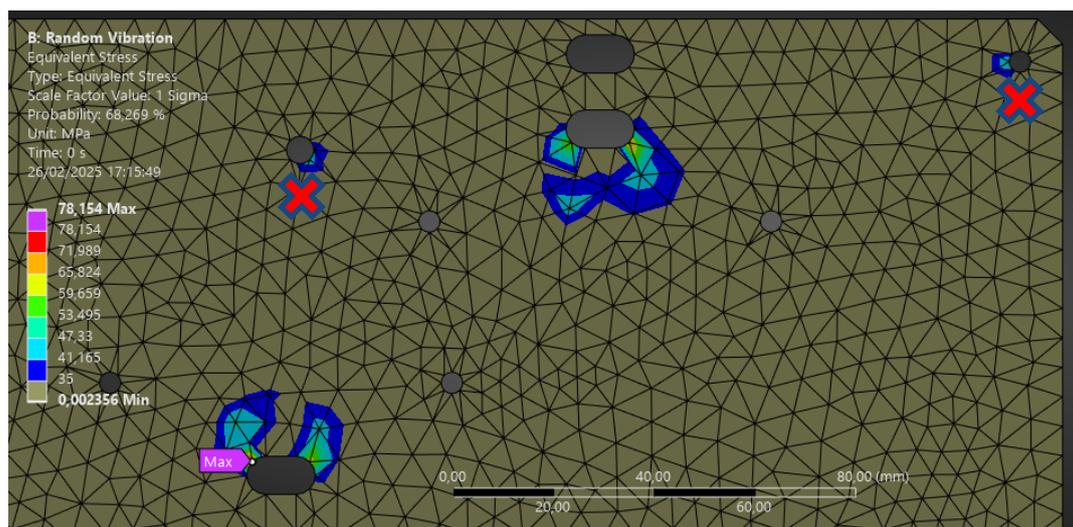


Figura 40: Tensioni sopra i 35 MPa

Risulta quindi indispensabile aggiungere dei fissaggi in prossimità degli induttori, come riportato nel capitolo successivo.

9 Aggiunta dei vincoli in prossimità degli induttori

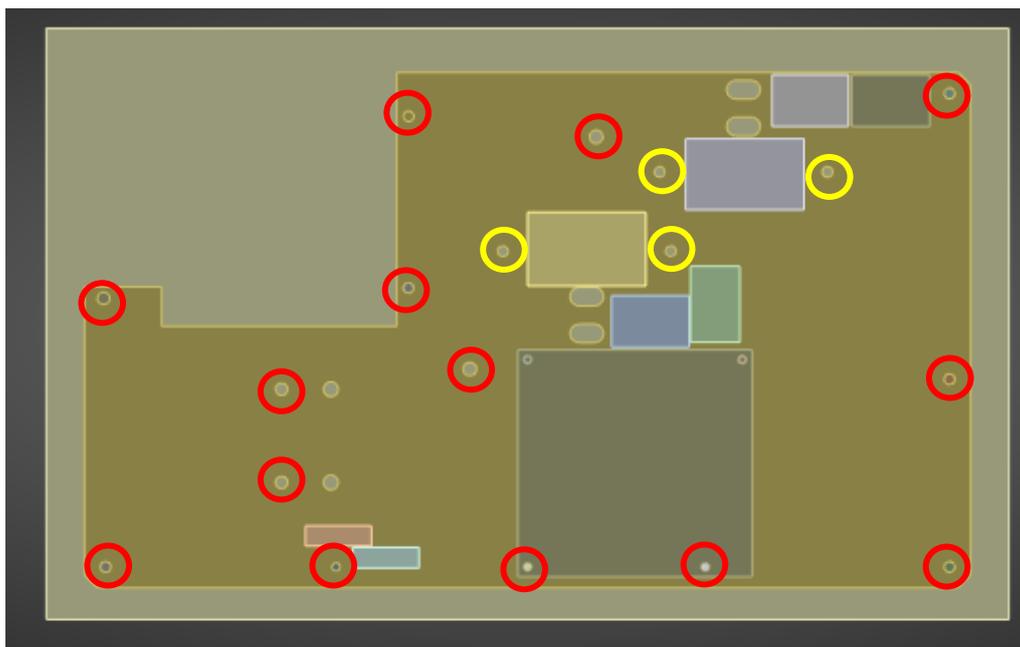
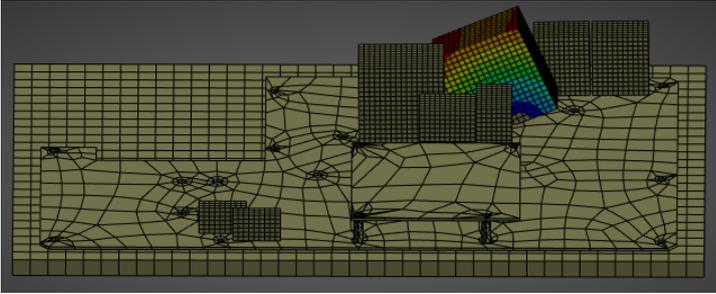
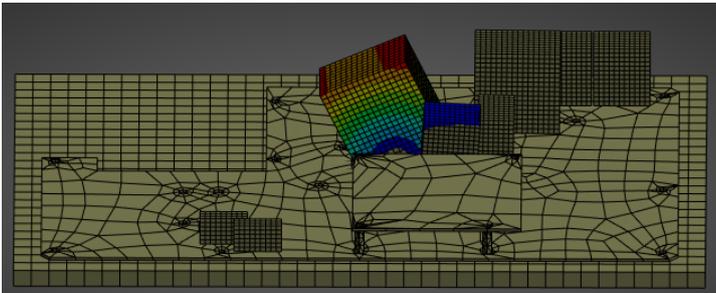
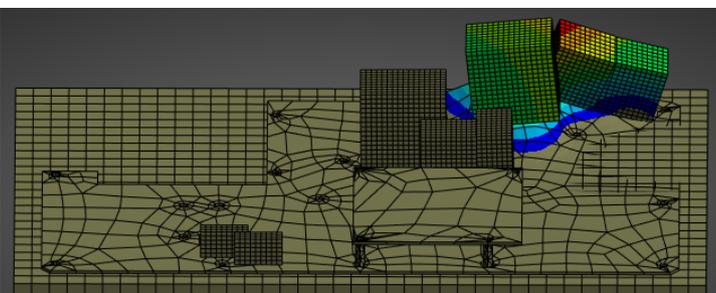
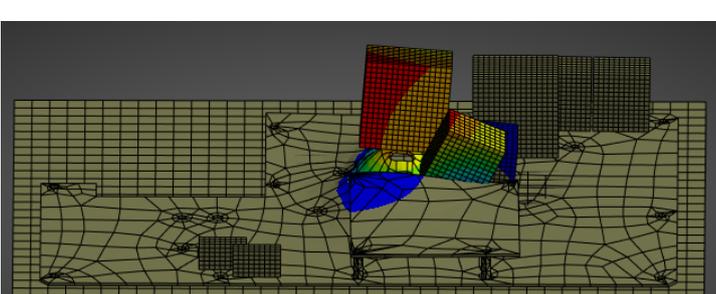


Figura 41

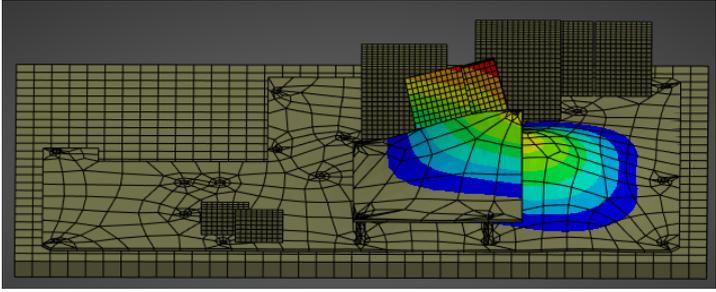
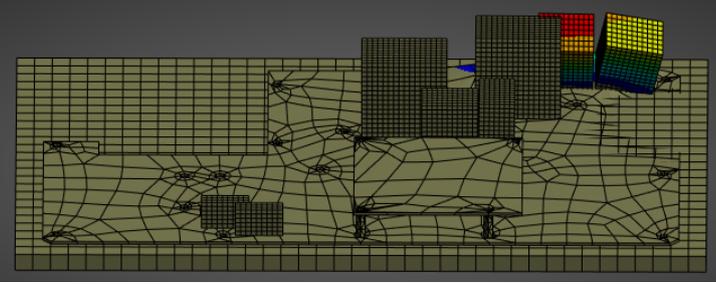
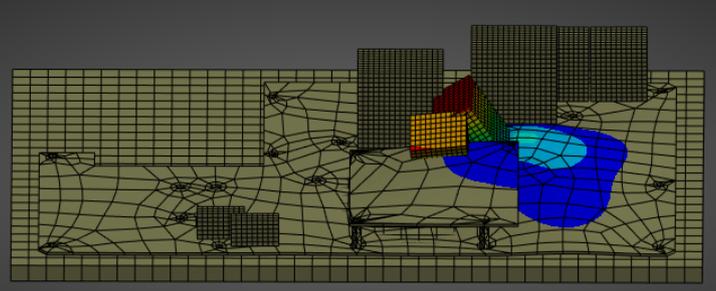
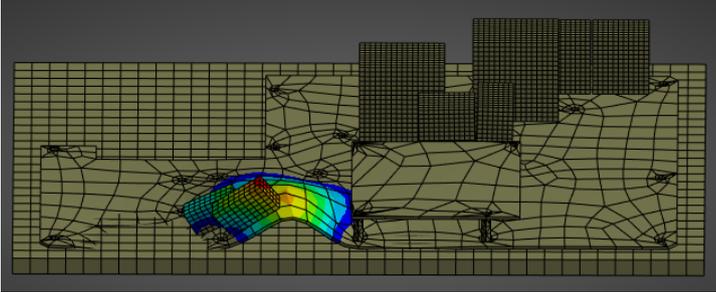
Con l'aggiunta solo dei vincoli relativi alle staffe degli induttori (non la geometria di esse) i risultati tendono a migliorare:

Frequenza	Forma modale
1 – 54,4 Hz	
2 – 68,1 Hz	

Aggiunta dei vincoli in prossimità degli induttori

3 – 80,5 Hz	
4 – 89,5 Hz	
5 – 143,9 Hz	
6 – 167,7 Hz	

Aggiunta dei vincoli in prossimità degli induttori

7 – 216,9 Hz	
8 – 251,0 Hz	
9 – 365,0 Hz	
10 – 437,2 Hz	

Aggiunta dei vincoli in prossimità degli induttori

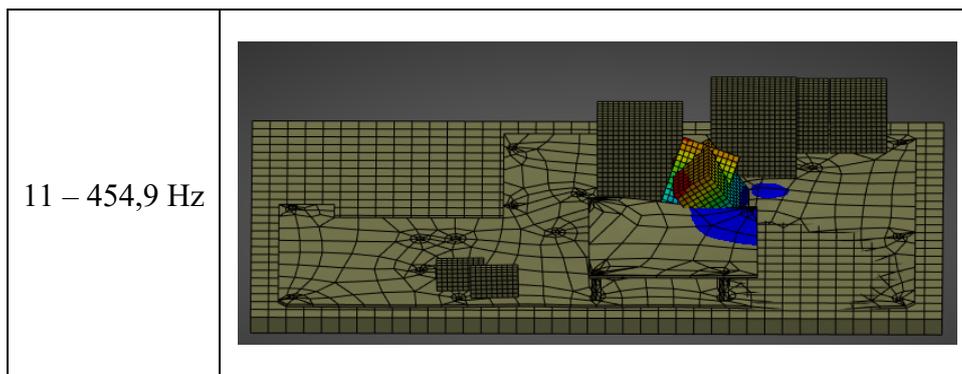


Tabella 25: Forme modali con vincoli completi

L'analisi PSD riporta i seguenti risultati:

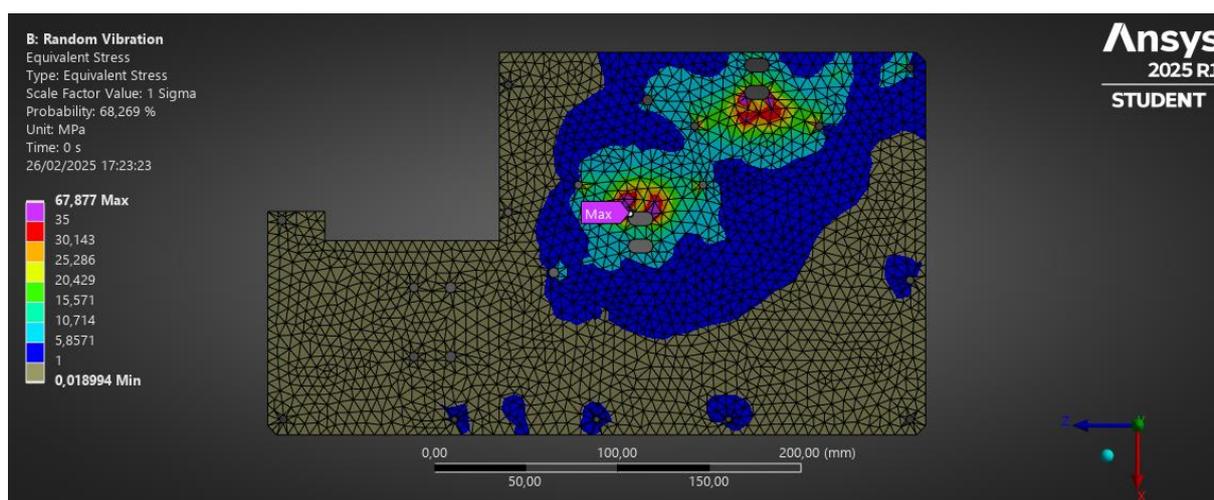


Figura 42: Tensione [MPa]

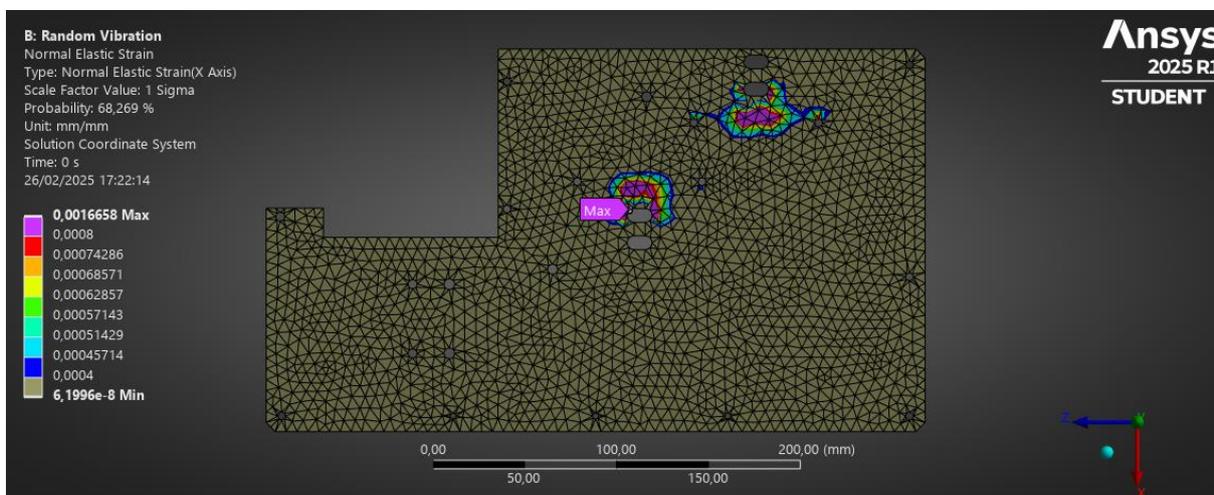


Figura 43: Deformazione ϵ_x [-]

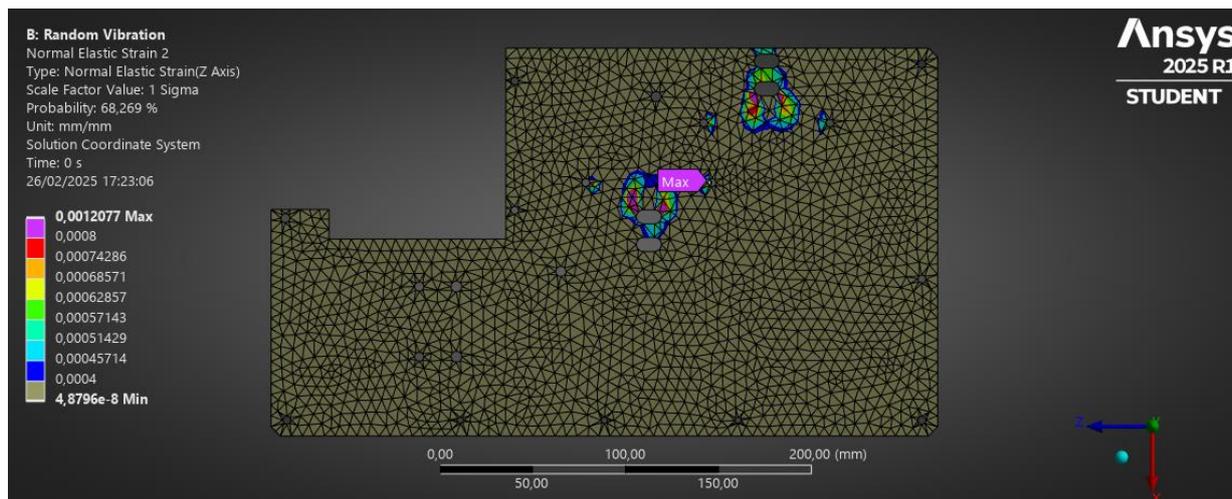


Figura 44: Deformazione ϵ_z [-]

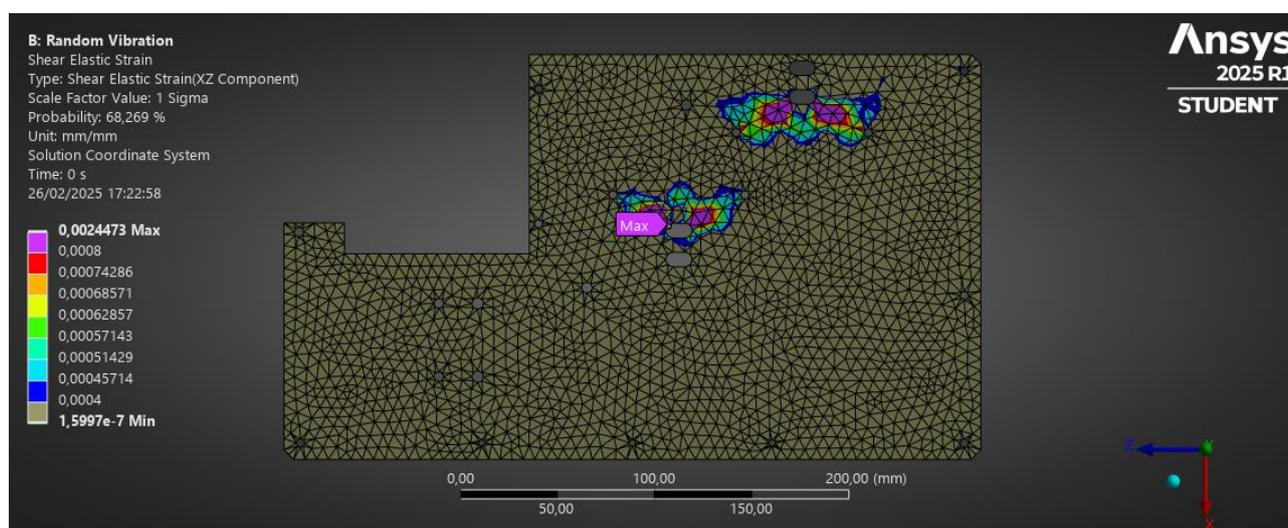


Figura 45: Deformazione γ_{xz} [-]

In termini di tensione e $\mu strain$ i risultati migliorano in quanto si restringono i campi di tensione maggiore di 1 MPa e di strain maggiore di 400 $\mu strain$, così come i valori massimi relativi a queste scale.

Resta ancora una soluzione NON deliberabile, perché nella zona degli induttori ci sono ancora tensioni e deformazioni troppo superiori ai criteri di sicurezza (400 $\mu strain$ come limite di sicurezza per restare lontani dagli 800 $\mu strain$).

9.1 Aggiunta di staffe

L'ultima analisi effettuata tiene in considerazione anche la presenza delle staffe che tengono bloccati gli induttori. La geometria considerata è la seguente:

Aggiunta dei vincoli in prossimità degli induttori

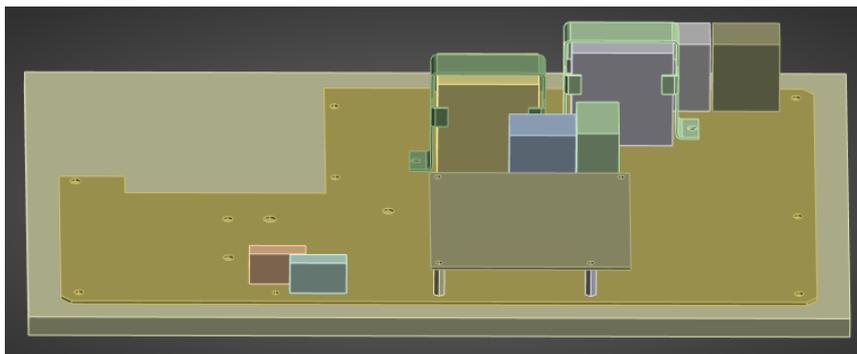
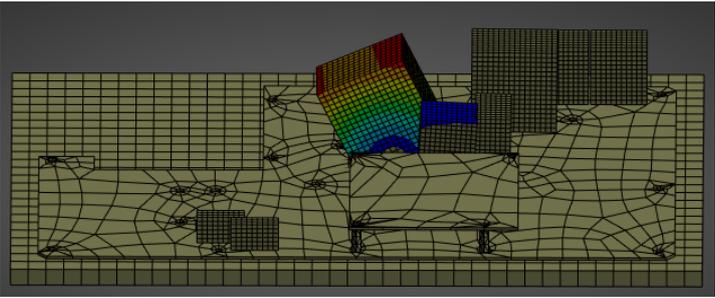
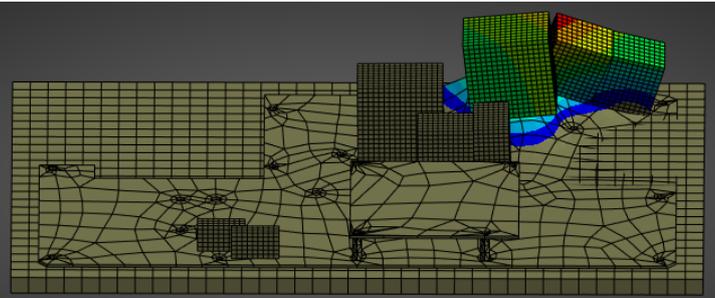
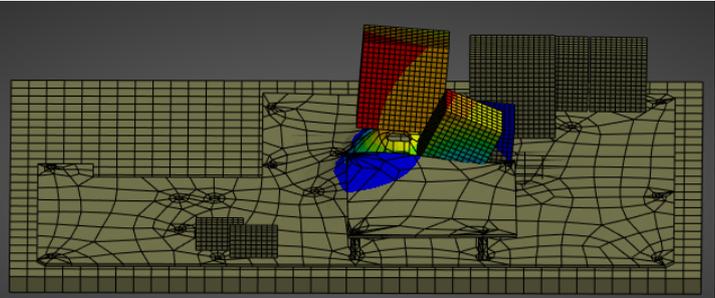
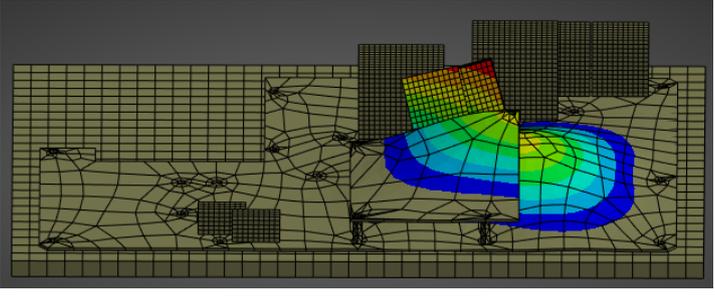


Figura 46

Le frequenze naturali del sistema cambiano in maniera importante, come si può notare dalla tabella sottostante:

Frequenza	Forma modale
1 – 195,4 Hz	
2 – 219,8 Hz	
3 – 353,1 Hz	

Aggiunta dei vincoli in prossimità degli induttori

4 – 357,2 Hz	
5 – 403,6 Hz	
6 – 430,9 Hz	
7 – 436,1 Hz	

Aggiunta dei vincoli in prossimità degli induttori

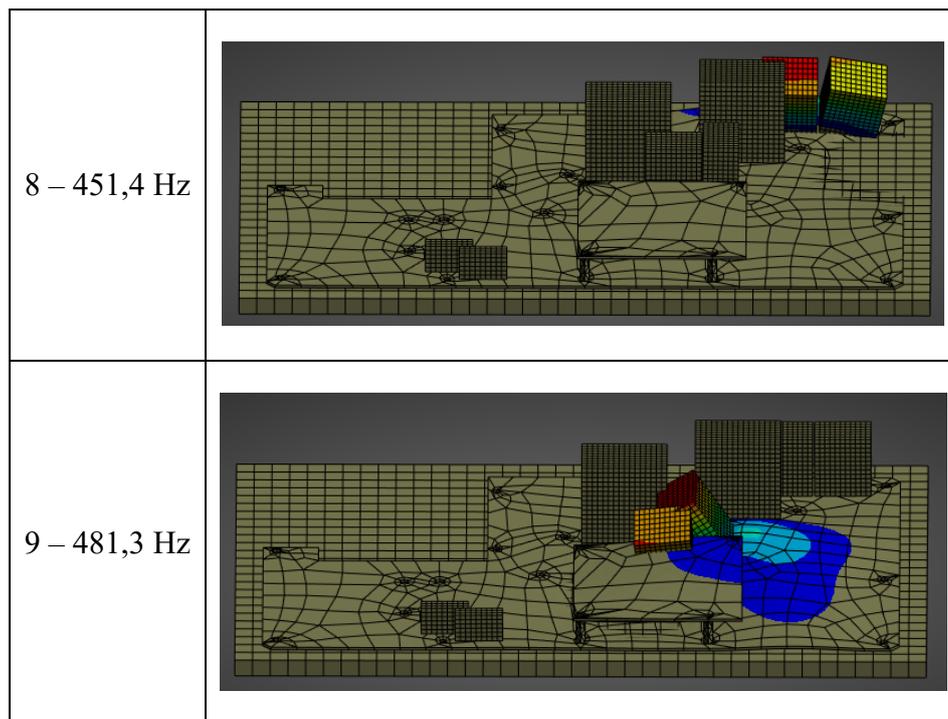


Tabella 26: Forme modali con aggiunta di staffe

Si osservi come grazie all'introduzione delle staffe, il numero di modi totali nel range 0-500Hz si sia ridotto a 9 e in particolare il primo modo vibrazionale si è spostato da 30Hz a 220Hz.

Supporti aggiuntivi e rimozione delle torrette		Aggiunta di vincoli in corrispondenza degli induttori		Aggiunta delle staffe	
N° modo	Freq. [Hz]	N° modo	Freq. [Hz]	N° modo	Freq. [Hz]
1	46,9	1	54,4	1	195,4
2	57,1	2	68,1	2	219,8
3	62,8	3	80,5	3	353,1
4	65,6	4	89,5	4	357,2
5	73,1	5	143,9	5	403,6
6	105,3	6	167,7	6	430,9
7	188,1	7	216,9	7	436,1
8	233,1	8	251,0	8	451,4
9	329,8	9	365,0	9	481,3
10	375,4	10	437,2	-	-
11	415,8	11	454,9	-	-
12	437,2	-	-	-	-

Tabella 27: Secondo riepilogo delle frequenze di risonanza

L'analisi PSD con questo design finale riporta i seguenti risultati:

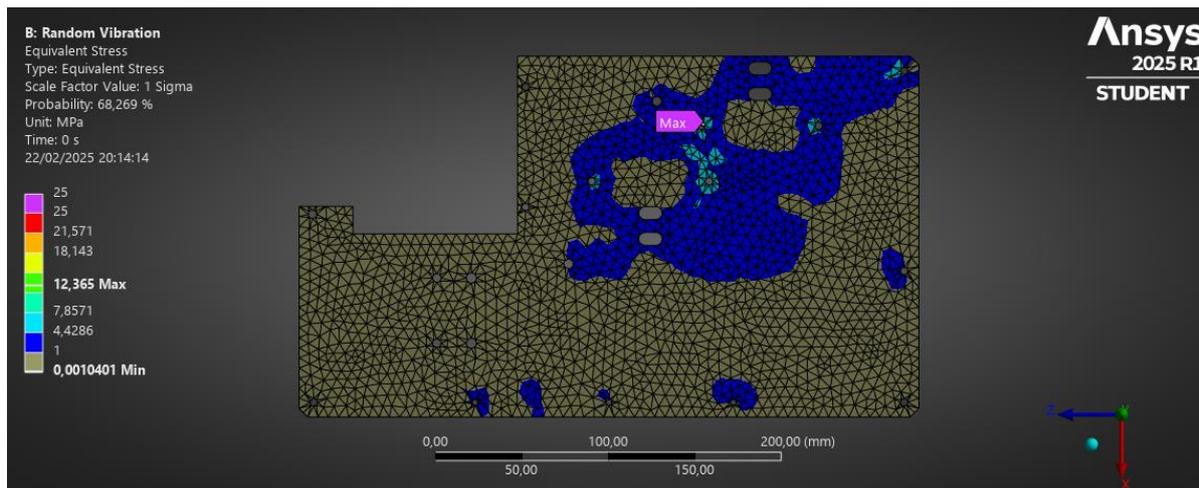


Figura 47: Tensione [MPa]

Con l'aggiunta anche delle staffe, la tensione che si genera sul PCB crolla in maniera importante, rientrando nei limiti imposti dall'articolo bibliografico.

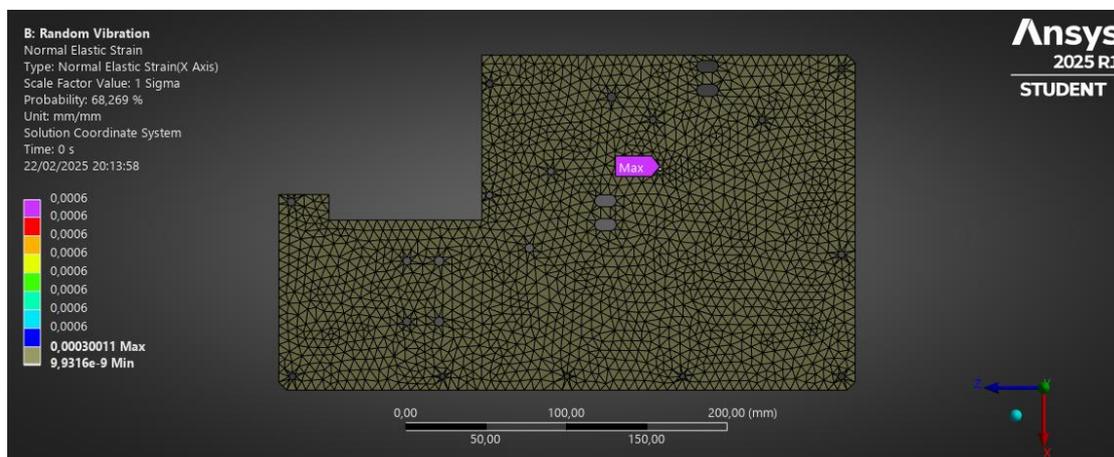


Figura 48: Deformazione ϵ_x [-]

Aggiunta dei vincoli in prossimità degli induttori

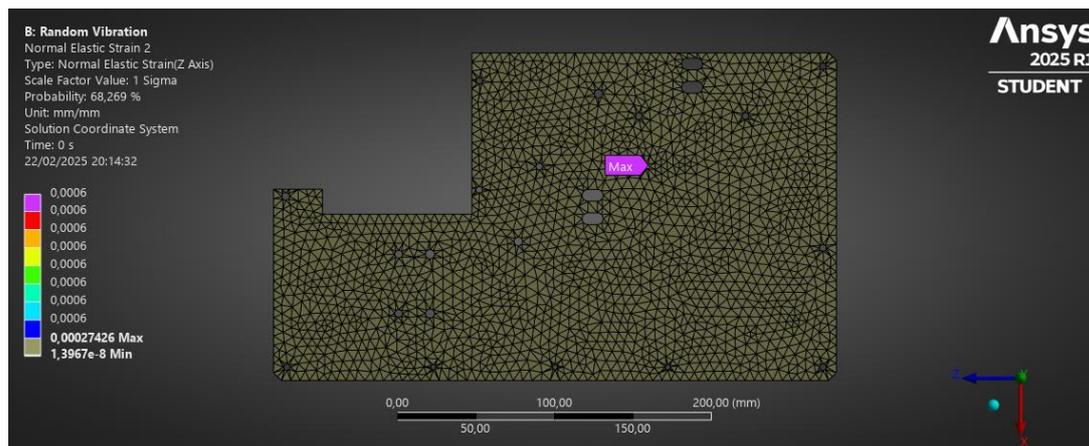


Figura 49: Deformazione ϵ_z [-]

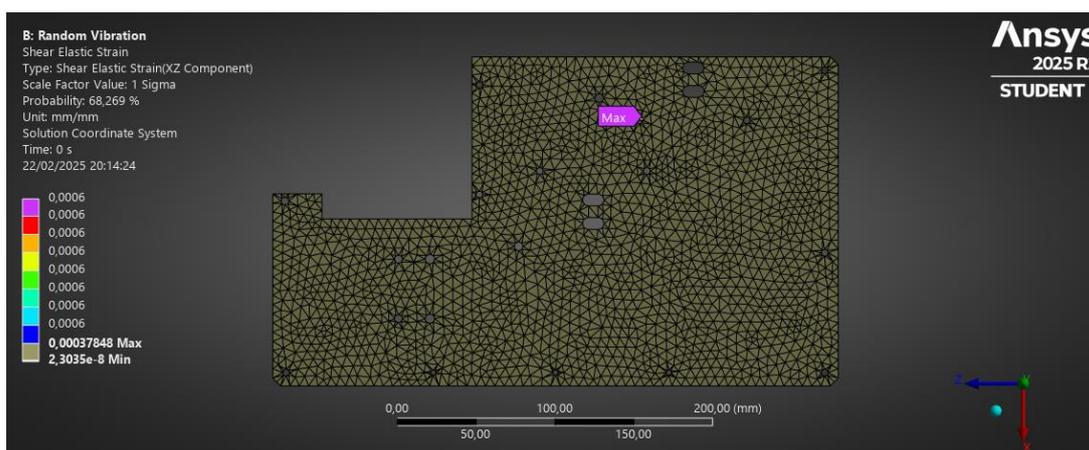


Figura 50: Deformazione γ_{xz} [-]

I risultati riportati risultano essere accettabili con il limite richiesto di $800 \mu\text{strain}$ avendo anche un margine di sicurezza rispetto ai $400 \mu\text{strain}$, ed inoltre il punto in cui si trova il massimo dello strain risulta essere nella posizione del fissaggio delle staffe, quindi, non critico per i componenti che vengono posizionati sopra al PCB. Quest'ultimo design risulta quindi approvato per l'applicazione nei veicoli su ruote, è comunque possibile studiare questo modello per altri tipi di applicazione.

9.2 Vibrazioni randomiche aggiuntive

La prima PSD aggiuntiva fatta con questo design è quella relativa all'aereo ad elica C130J. I dettagli riguardo a questa applicazione vengono riportati qui di seguito:

Test Severity for Materiel Transported by C130J Propeller Aircraft (Vertical)			
Applicable to Vertical (aircraft) Axis			
Broadband Random		Sinusoidal or Narrowband Components (Components may be applied as either random narrowbands or sinusoids)	
Frequency (Hz)	Acceleration Power Spectral Density (g ² /Hz)	Centre Frequency (Hz) (Blade order)	Acceleration Power Spectral Density (g ² /Hz)
10	0.008	102 (nR)	2.62
19	0.008	204 (2nR)	0.99
23	0.0008	306 (3nR)	1.25
135	0.0008	408 (4nR)	1.03
260	0.0065	510 (5nR)	0.54
325	0.0065		
350	0.015		
570	0.0015		
720	0.004		
1000	0.0045		
1200	0.0025		
1500	0.015		
1600	0.01		
1700	0.008		
2000	0.0045		
r.m.s. (g)	3.22		
Displacement pk-pk (mm)	2.0		

Overall Test Parameters	
r.m.s. (g)	3.97
Displacement pk-pk (mm)	2.0
Test Duration per axis	1 hour for 20 hours of flight

Note:
If the frequency resolution of the vibration test control equipment does not give a narrowband of exactly 2.5 Hz, the narrowband amplitude should be re-calculated from sinusoidal peak amplitude using the actual value of B in the equation $(g^2/Hz) = (g_{pk})^2/2B$. The actual value of B should not vary by more than 2% from the required value (2.5 Hz).

Tabella 28: Dettagli relativi alla PSD per C130J Propeller Aircraft

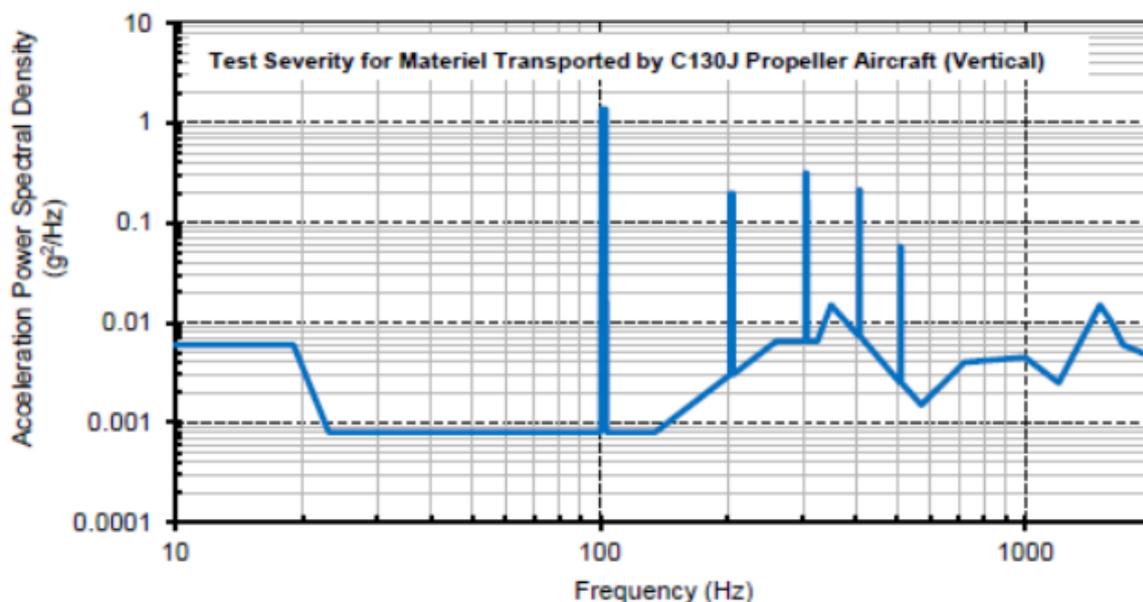


Grafico 15

I risultati per questa applicazione vengono riportati di seguito:

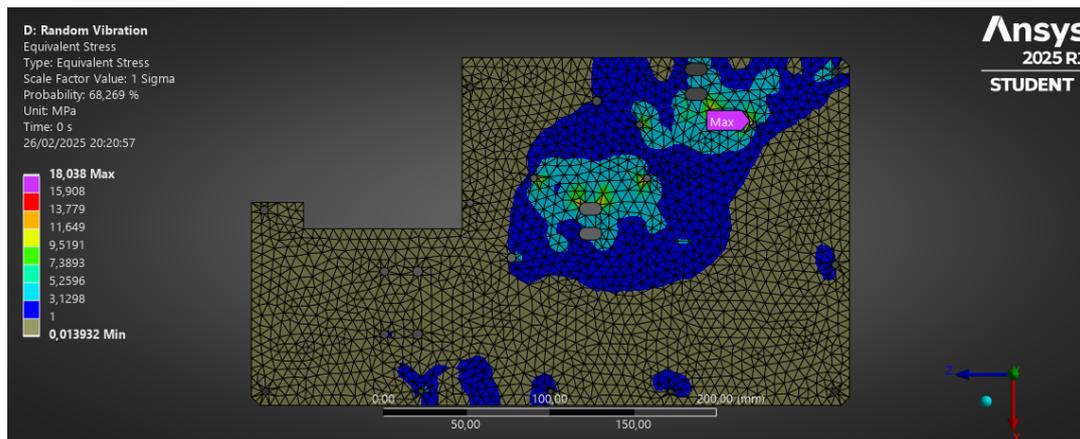


Figura 51: Tensione [MPa]

I risultati in termini di tensione risultano essere accettabili con quanto richiesto, potendo quindi approvare il design anche per questa applicazione.

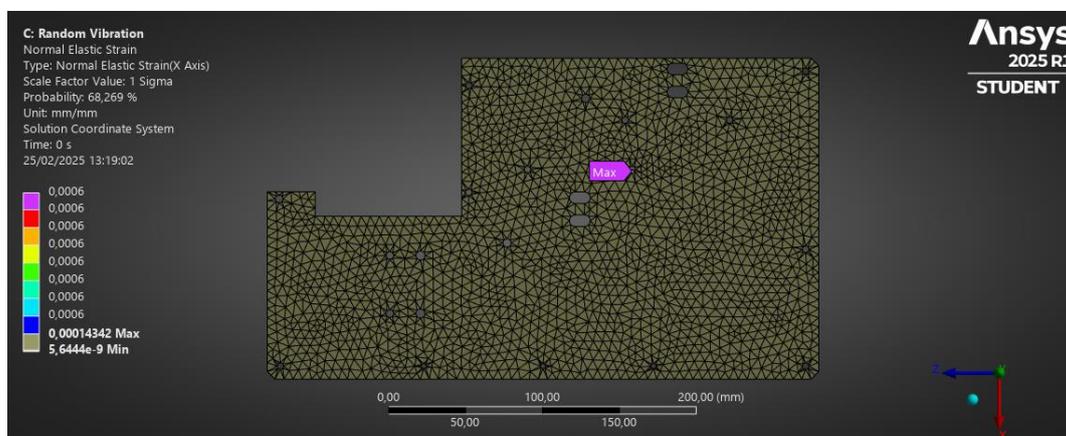


Figura 52

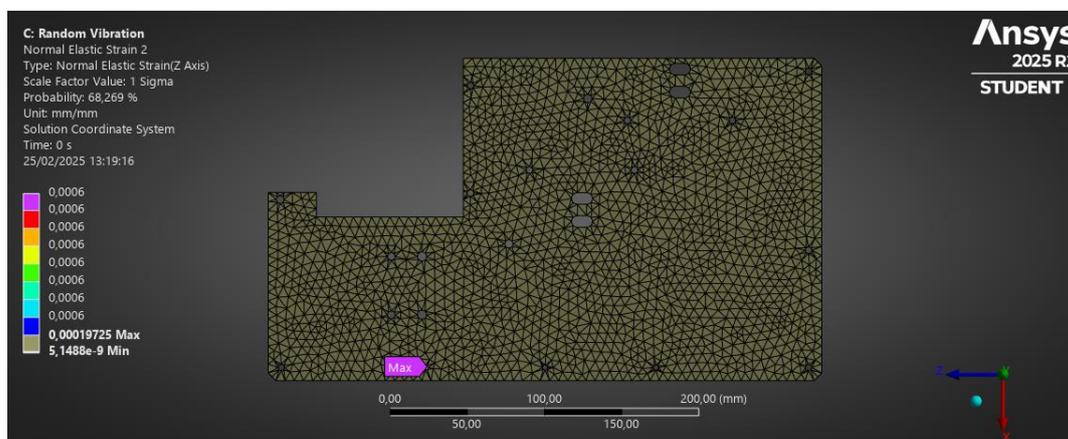


Figura 53

Aggiunta dei vincoli in prossimità degli induttori

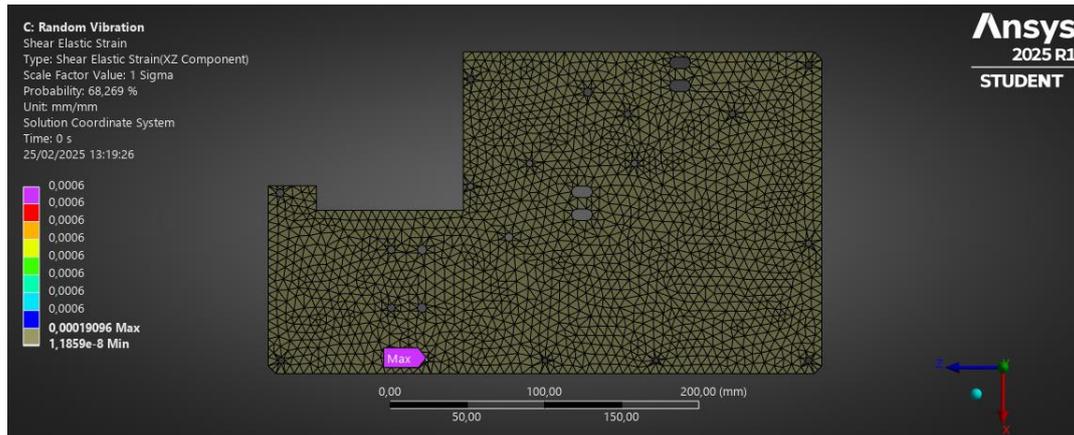


Figura 54

Anche in termini di deformazione i risultati sono tutti al di sotto del valore limite richiesto dall'azienda e dalla normativa.

Questa seconda PSD imposta risulta essere quella più critica per il range di frequenze naturali riportate in Tabella 26 in termini di valori di g^2/Hz , potendo quindi accettare automaticamente il design anche per le altre vibrazioni randomiche riportate in normativa.

10 Eventuale applicazione in ambito aereo

L'ultima analisi effettuata su questo modello è stata quella relativa all'applicazione militare in ambito aereo, sollecitando quindi le frequenze naturali elevate in maniera più importante. In particolare, di seguito viene riportata la PSD presa in considerazione:

Frequenza (Hz)	PSD Wheeled Vehicles [g^2/Hz]	PSD Military Plane [g^2/Hz]
5	-	0.001
7	-	0.1
10	0.02	-
11	-	0.1
14	-	0.03
28	0.02	-
40	0.04	-
50	-	0.03
250	0.04	-
500	0.08	0.002
1000	0.08	-
2000	0.04	-

Tabella 29: Specifiche della PSD Military Plane e confronto con la PSD Wheeled Vehicles

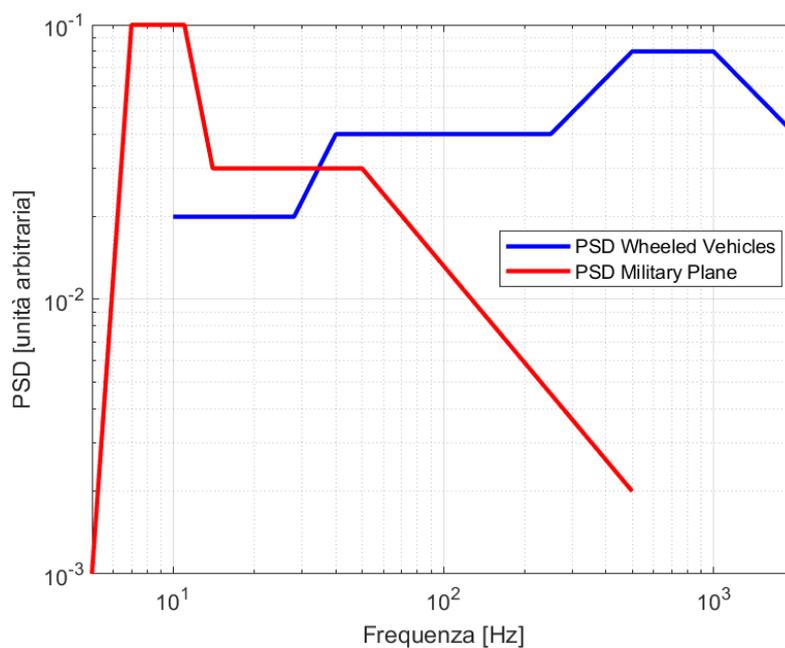


Grafico 16: Confronto tra le PSD in input

Come si può notare dal grafico, le frequenze al di sopra dei 40 Hz sono più eccitate nel secondo caso, quindi, le frequenze naturali più elevate saranno maggiormente eccitate.

Vengono quindi riportati i risultati della simulazione relativi a questa seconda applicazione:

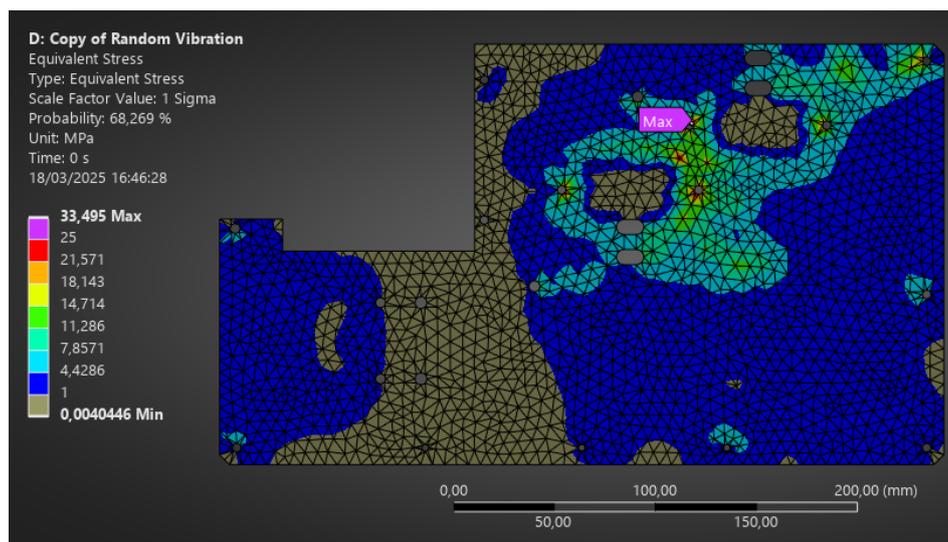


Figura 55: Tensione equivalente [MPa]

Per quanto riguarda la tensione, il limite di 25 MPa (C.S. = 1,4) in questo caso viene superato, anche se è comunque minore rispetto al valore massimo che porterebbe alla rottura il PCB, quindi, in questo caso risulta essere indispensabile l'esecuzione di una prova a banco per valutare l'eventuale approvazione del design. Vengono in seguito riportati i risultati relativi alla deformazione ϵ_{XZ} :

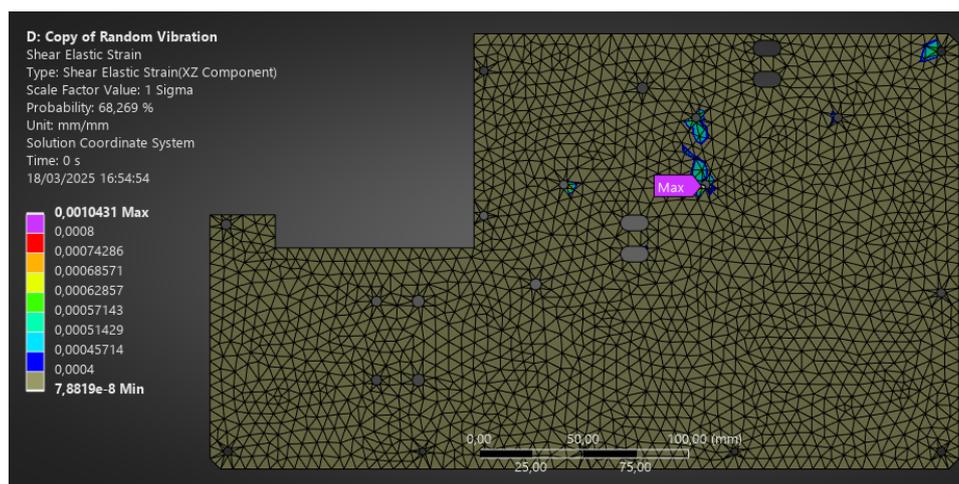


Figura 56

In questo caso, il valore limite imposto da normativa non viene superato, quindi, per questa applicazione il design non può essere approvato, dovendo quindi ricorrere a diverse soluzioni come l'uso di elementi antivibranti.

11 Conclusioni e sviluppi futuri

Questo lavoro di tesi permette all'azienda Prima Electro S.p.A. di poter prevedere il comportamento dei vari componenti elettronici in fase di progettazione, senza dover eseguire test su banco, che potrebbero essere distruttivi e costosi.

In particolare, il modello finale supera tutti i requisiti e rientra nei limiti imposti da normativa, utilizzando l'approccio delle simulazioni agli elementi finiti, consentendo di validare i modelli numerici e fornire indicazioni concrete per l'ottimizzazione del sistema. Le simulazioni hanno quindi permesso di individuare le configurazioni più adatte per garantire l'affidabilità del design.

Oltre che validare il design, è stato anche eseguito uno studio per risparmiare lavoro computazionale da parte del software, in particolare sono state fatte analisi di convergenza e adottate semplificazioni sul modello iniziale, garantendone comunque la concordanza con i risultati più reali.

Questi risultati suggeriscono diverse prospettive di sviluppo per migliorare ulteriormente il progetto. Una validazione sperimentale più estesa, con misure dirette di accelerazione e deformazione su un prototipo reale, permetterebbe di confermare i risultati numerici e affinare il modello FEM. L'ottimizzazione della geometria del dissipatore potrebbe migliorare la distribuzione delle tensioni senza compromettere l'efficienza termica. Lo studio di materiali innovativi con migliori proprietà smorzanti rappresenterebbe un'ulteriore possibilità per ridurre le vibrazioni trasmesse ai componenti elettronici.

Un altro sviluppo interessante potrebbe essere l'analisi multi-fisica, considerando congiuntamente gli effetti termici e vibrazionali per studiare il comportamento del sistema nelle reali condizioni operative. L'integrazione di strategie di isolamento, come supporti antivibranti o sospensioni elastiche, potrebbe contribuire a mitigare gli effetti delle sollecitazioni ambientali. Infine, l'implementazione di un sistema di monitoraggio intelligente, basato su sensori per la rilevazione delle vibrazioni in tempo reale, offrirebbe la possibilità di prevedere guasti prematuri e ottimizzare la manutenzione, migliorando ulteriormente l'affidabilità del dispositivo.

12 Riconoscimenti

Desidero esprimere la mia più sincera gratitudine al Professor Stefano Marchesiello e al Professor Dario Anastasio per la loro preziosa guida durante il percorso di ricerca e redazione di questa tesi. Il loro supporto, la loro disponibilità e i loro preziosi consigli hanno rappresentato un punto di riferimento costante, permettendomi di affrontare con maggiore consapevolezza e rigore scientifico le sfide incontrate. La loro competenza e professionalità hanno arricchito in modo significativo il mio percorso formativo, fornendomi strumenti fondamentali per la mia crescita accademica e professionale.

Un sentito ringraziamento va inoltre all'Ing. Salvatore Auriemma, tutor aziendale presso Prima Electro S.p.A., per il supporto tecnico, la disponibilità e l'attenzione costante dimostrata durante il periodo di tirocinio e di tesi. La possibilità di svolgere questa attività in un contesto aziendale altamente specializzato mi ha permesso di applicare e approfondire le conoscenze acquisite nel mio percorso di studi, nonché di confrontarmi con problematiche ingegneristiche reali, sviluppando così un approccio più concreto e professionale.

Voglio ringraziare Morgan Forlano, studente di Progettazione Meccanica come me, con cui ho condiviso il periodo di tirocinio. Lavorare insieme è stato davvero stimolante e il suo supporto è stato fondamentale. Sono contento che continuerà il lavoro che ho iniziato, portando avanti tutto quello che abbiamo costruito insieme.

13 Bibliografia

- [1] Cap. 5: “Natural Frequency of Plates and Shells”, *Formulas for Dynamics, Acoustics and Vibration*, First Edition, Robert D. Blevins, 2016.
- [2] “*Determination of Mechanical Properties of PCB*”, Nilesh R. Bhavsar, H. P. Shinde, Mahesh Bhat, Volume-2, Issue-4,2014.
- [3] “*Vibration Analysis of a Simply Supported PCB with a Component- An Analytical Approach*”, Banu Aytekin, H. Nevzat Ozgtiven, 2008.
- [4] “*Experimental, analytical, and finite element vibration analyses of delaminated composite plates*”, M. Imran, R. Khan, S. Badshah, Volume 28, Issue 1, pp. 231-240, 2019.
- [5] “*Vibration Test and Simulation of Printed Circuit Board*”, F. Arabi, A. Gracia, J.J.-Y. Delétage, H. Frémont, 2018.
- [6] “*Vibration Response Prediction of the Printed Circuit Boards using experimentally Validated Finite Element Model*”, Somashekar V.N., Harikrishnan S., PSM Aejaz Ahmed, Kamesh D., 2016.
- [7] <https://www.hbm.com/it/7698/misura-velocita-deformazione-circuiti-stampati-interruttori-schede-pcb/>