

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PISA



Facoltà di Ingegneria
Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di laurea

TITOLO della TESI

**SVILUPPO DI UNA COLD PLATE PER APPLICAZIONI SPAZIALI:
ANALISI TERMO-STRUTTURALE AGLI ELEMENTI FINITI**

Candidato/i

Simone Dini

Relatori:

Prof. Walter Grassi.....

Prof. Leonardo Bertini.....

Ing. Daniele Testi.....

Data di laurea 25/10/2005

Archivio tesi corso di laurea in ingegneria meccanica 57/05

Anno accademico 2004/2005

Consultazione consentita

Titolo della tesi

**SVILUPPO DI UNA COLD PLATE PER APPLICAZIONI SPAZIALI:
ANALISI TERMO-STRUTTURALE AGLI ELEMENTI FINITI**

di

Simone Dini

Tesi proposta per il conseguimento del
titolo accademico di

DOTTORE IN INGEGNERIA MECCANICA

presso la

Facoltà di Ingegneria
della
Università degli Studi di Pisa

Data della laurea 25/10/2005

Autore:

Simone Dini

Approvata da:

Prof. Walter Grassi.....

Prof. Leonardo Bertini.....

Ing. Daniele Testi.....

PREMESSA

Il presente lavoro fa parte di una più ampia ricerca portata avanti presso il Laboratorio di termofluidodinamica (**LOTHAR-** *Low gravity and THermal Advanced Research*) del dipartimento di Energetica dell'Università degli studi di Pisa. Da diversi anni infatti è analizzato l'effetto del campo elettrico su varie modalità di trasmissione del calore. Gli studi sono indirizzati verso un'analisi sperimentale e teorica dello scambio termico in convezione mista monofase, con liquido di lavoro dielettrico, in presenza di campo elettrico. Risultati di diversi lavori precedenti sulla convezione mostrano un notevole incremento del coefficiente di scambio termico grazie alla presenza del campo elettrico.

Le considerazioni suddette e i risultati positivi ottenuti nelle precedenti esperienze inducono a pensare concretamente ad un utilizzo della convezione in presenza di campo elettrico per applicazioni spaziali. Proprio per questi motivi tali analisi hanno suscitato l'interesse dell'industria spaziale.

La presente tesi è stata svolta con l'intento di sviluppare uno scambiatore di calore per applicazioni spaziali partendo dal progetto già esistente di una *cold plate*.

Svariati sono i vantaggi che si possono ottenere dall'utilizzo delle esperienze descritte per un tale tipo di scambiatore di calore, tra i quali diminuzione degli ingombri su satelliti e stazioni orbitanti, diminuzione delle potenze spese per il pompaggio del liquido di lavoro, possibile diminuzione del peso dello scambiatore ottenuta cercando di tradurre i vantaggi termici derivanti dall'utilizzo del campo elettrico in un'ottimizzazione rispetto al peso.

Gli scopi della presente tesi sono:

- Studiare e verificare i risultati di un'analisi termo-strutturale agli elementi finiti sul progetto della cold plate attualmente in uso sulla Stazione Spaziale Internazionale (ISS), in modo da poter capire quali sono le variabili significative di progetto sulle quali poter intervenire.
 - Sulla base dei risultati ottenuti nelle analisi specificate al punto precedente, sviluppare e progettare uno scambiatore che possa godere il più possibile, rispettando le specifiche di progetto, dei vantaggi sopresposti.

- Valutare i possibili impieghi di questa modalità di scambio termico estendendo le valutazioni e i risultati ottenuti nel presente lavoro alla maggior parte degli scambiatori di calore esistenti in commercio.

INDICE

CAPITOLO 1	1
1 Analisi Teorica Termica	2
1.1 Introduzione	2
1.2 La convezione monofase in assenza di campo elettrico	3
1.2.1 Generalità.....	3
1.2.2 La convezione forzata.....	4
1.2.3 La convezione naturale	7
1.2.4 La convezione mista	8
1.3 La convezione naturale ottenuta con un campo elettrostatico.....	9
1.3.1 Generalità.....	9
1.3.2 Le equazioni che regolano il fenomeno.....	9
1.3.3 Scelta del fluido di lavoro	11
CAPITOLO 2	12
2 Analisi Teorica Strutturale	13
2.1 Introduzione	13
2.2 Analisi modale	14
2.2.1 Generalità.....	14
2.2.2 Analisi di un sistema a molti gradi di libertà.....	14
2.3 Analisi Spettrale.....	17
2.3.1 Generalità.....	17
2.3.2 Che cos'è uno spettro.....	17
2.3.3 Power Spectral Density.....	18
2.3.4 Cenni teorici.....	18
CAPITOLO 3	22
3 La Cold Plate ISS	23
3.1 Introduzione	23
3.2 Requisiti	25
3.2.1 Generalità.....	25
3.2.2 Specifiche di prestazione.....	25

3.2.3	<i>Condizioni Ambientali Naturali e Indotte</i>	26
3.2.4	<i>Specifiche d'interfaccia</i>	26
3.2.5	<i>Criteri di progetto</i>	27
3.3	Progettazione Strutturale	28
3.3.1	<i>Generalità</i>	28
3.3.2	<i>Analisi dei carichi</i>	28
3.3.3	<i>Materiali e configurazioni</i>	29
3.3.4	<i>Interfacce strutturali</i>	30
3.4	Progettazione Termica	31
3.4.1	<i>Generalità</i>	31
3.4.2	<i>Geometrie dei condotti</i>	32
3.4.3	<i>Considerazioni sulle analisi termiche affrontate</i>	32
3.5	Verifiche	36
3.5.1	<i>Generalità</i>	36
3.5.2	<i>Test di vibrazione</i>	36
3.5.3	<i>Prova di pressione</i>	36
3.5.4	<i>Test di perdita</i>	36
3.5.5	<i>Test sul salto di pressione</i>	36
3.5.6	<i>Test termico</i>	37
3.6	Conclusioni	37
	CAPITOLO 4	38
4	Analisi FEM Cold Plate ISS	39
4.1	Introduzione	39
4.2	Analisi termica bidimensionale	40
4.2.1	<i>Generalità</i>	40
4.2.2	<i>Geometrie e condizioni di carico</i>	40
4.2.3	<i>Materiali</i>	41
4.2.4	<i>Modellazione EF</i>	41
4.2.5	<i>Condizioni al contorno</i>	43
4.2.6	<i>Risultati dell'analisi FEM</i>	44
4.2.7	<i>Variabili di progetto</i>	49
4.2.8	<i>Diminuzione del numero dei condotti</i>	51
4.2.9	<i>Analisi termo-strutturale</i>	53

4.3	Analisi termica tridimensionale	55
4.3.1	Generalità.....	55
4.3.2	Modellazione	56
4.3.3	Condizioni al contorno.....	59
4.3.4	Risultati dell'analisi FEM.....	60
4.4	Analisi strutturale.....	63
4.4.1	Generalità.....	63
4.4.2	Materiali e modellazione.....	63
4.4.3	Condizioni al contorno.....	64
4.4.4	Analisi modale.....	67
4.4.5	Risultati dell'analisi FEM.....	68
4.4.6	Analisi spettrale PSD	69
4.4.7	Risultati dell'analisi FEM.....	70
4.4.8	Eccitazione nelle restanti direzioni	77
4.4.9	Conclusioni.....	82
CAPITOLO 5	84	
5	Sviluppi di progetto	85
5.1	Introduzione	85
5.2	Realizzazione del campo elettrico	86
5.2.1	Generalità.....	86
5.2.2	Impianto per l'impiego di un campo elettrico.....	86
5.3	Primo sviluppo	88
5.3.1	Generalità.....	88
5.3.2	Geometrie, materiali e pesi.	89
5.3.3	Analisi termica	90
5.3.4	Risultati dell'analisi FEM.....	93
5.3.5	Analisi strutturale.....	94
5.3.6	Risultati dell'analisi FEM.....	96
5.3.7	Modello con spallette	97
5.4	Secondo sviluppo	99
5.4.1	Generalità.....	99
5.4.2	Geometrie, materiali e pesi	99
5.4.3	Analisi termica	100

5.4.4	<i>Analisi strutturale</i>	103
5.4.5	<i>Diminuzione dei condotti</i>	104
5.5	Terzo sviluppo	108
5.5.1	<i>Generalità</i>	108
5.5.2	<i>Geometrie, materiali e pesi</i>	108
5.5.3	<i>Analisi termica</i>	109
5.5.4	<i>Analisi strutturale</i>	112
5.5.5	<i>Variazione della geometria</i>	115
5.5.6	<i>Analisi termo-strutturale</i>	115
5.6	Quarto sviluppo	120
5.6.1	<i>Generalità</i>	120
5.6.2	<i>Geometrie, materiali e pesi</i>	121
5.6.3	<i>Analisi termica</i>	123
5.6.4	<i>Analisi strutturale e soluzioni alternative</i>	130
CAPITOLO 6		146
6	Scelta delle soluzioni definitive ed analisi FEM	147
6.1	Introduzione	147
6.2	Valutazione delle possibili soluzioni	147
6.2.1	<i>Generalità</i>	147
6.2.2	<i>Riesame delle varie alternative</i>	148
6.3	Analisi FEM modello a 4 condotti.....	149
6.3.1	<i>Generalità</i>	149
6.3.2	<i>Analisi termica</i>	149
6.3.3	<i>Analisi strutturale</i>	162
6.4	Analisi FEM modello a 8 condotti.....	167
6.4.1	<i>Generalità</i>	167
6.4.2	<i>Analisi termica</i>	167
6.4.3	<i>Analisi strutturale</i>	179
CAPITOLO 7		186
Conclusioni e sviluppi futuri		186
7	Conclusioni e sviluppi futuri	187
7.1	Conclusioni e sviluppi futuri	187

BIBLIOGRAFIA	189
APPENDICE A.....	191
Influenza del liquido sull'analisi strutturale	191
A.1.1 .. Introduzione.....	192
A.1.2 Modellazione.....	192
A.1.3 Risultati dell'analisi FEM.....	193
APPENDICE B.....	194
Cenni sulla teoria degli elementi finiti.....	194
B.1.1 Introduzione.....	195
B.1.2 Il metodo degli elementi finiti.....	195
B.1.3 Comportamento meccanico del singolo elemento.....	196
B.1.4 Spostamenti nei punti interni all'elemento.....	197

CAPITOLO 1

Analisi Teorica Termica

1 Analisi Teorica Termica

1.1 Introduzione

La convezione è legata al movimento macroscopico netto delle particelle di fluido le quali traslano portando con sé energia accumulata per effetto degli scambi di calore.

Essa viene classificata come convezione naturale (o libera) e come convezione forzata, in relazione alle cause che provocano il moto del fluido. Si parla di convezione forzata quando il moto relativo tra fluido e parete viene indotto attraverso l'ausilio di appositi organi esterni (pompe o ventilatori), mentre si ha convezione naturale quando il moto del fluido viene generato da campi di forze di volume come, ad esempio, il campo gravitazionale.

Questi fenomeni di trasporto di energia rivestono una notevole importanza in tutti i dispositivi destinati alla dissipazione di potenze termiche.

Da diversi anni inoltre, nei processi di scambio termico, si è ricorsi all'impiego di un campo elettrico. Nelle applicazioni terrestri, in presenza cioè di un campo di accelerazione gravitazionale, opportune distribuzioni del campo elettrico aumentano, anche in modo consistente, lo scambio di calore, migliorando quindi l'efficienza del processo. L'impiego del campo elettrico può essere esteso anche in applicazioni spaziali dove consente di ottenere un efficace scambio convettivo "naturale" in condizioni di "assenza di gravità".

Di conseguenza lo studio della convezione in presenza di campi elettrici è rivolto all'ottenimento di più alti coefficienti di scambio termico che si traducono in risparmio energetico, miglioramento delle prestazioni di certe apparecchiature, riduzione degli ingombri e dei pesi.

Nel presente capitolo analizzeremo dal punto di vista teorico i principali aspetti riguardanti lo scambio termico in convezione monofase naturale, forzata e mista all'interno di tubazioni. In primo studio considereremo la convezione in assenza di campo elettrico evidenziando i principali modelli teorici e correlazioni semiempiriche disponibili in letteratura. Successivamente saranno presi in considerazione gli aspetti riguardanti la convezione in presenza di campo elettrico, mettendo in evidenza le equazioni generali e le osservazioni derivanti da esperienze ottenute in alcuni casi specifici.

1.2 La convezione monofase in assenza di campo elettrico

1.2.1 Generalità

Come già anticipato, la convezione è legata al movimento macroscopico delle particelle fluide. Considerando il moto di un fluido su di una parete solida che si trova alla temperatura T_w si può definire il coefficiente locale di scambio termico convettivo h come:

$$h = \frac{q''}{(T_w - T^*)} \quad (1.1)$$

Dove q'' è il flusso di calore locale, positivo se uscente dalla superficie considerata. Generalmente con T^* si indica la temperatura del fluido valutata all'esterno dello strato limite termico.

Definendo un coefficiente medio di convezione \bar{h} per l'intera superficie A_w , la potenza complessivamente trasferita può essere espressa come:

$$\bar{q} = \bar{h} \cdot A_w \cdot \overline{(T_w - T^*)} \quad (1.2)$$

ovviamente il coefficiente di scambio termico convettivo medio è legato a quello locale dalla relazione:

$$\bar{h} \cdot A_w = \int_{A_w} h \cdot dA_w \quad (1.3)$$

Comunemente nella trattazione della convezione, per ridurre il numero di parametri da considerare, ci si riferisce a diversi numeri adimensionali. Un parametro adimensionale in cui compare il coefficiente di convezione h è il numero di Nusselt definito dalla relazione:

$$Nu = \frac{h \cdot \delta}{k} \quad (1.4)$$

dove con k si indica la conducibilità termica del fluido e con δ la lunghezza caratteristica. Il numero di Nusselt rappresenta il rapporto tra la potenza termica trasmessa per convezione attraverso uno strato di fluido e quella trasmessa per conduzione attraverso lo stesso strato.

Il moto relativo tra fluido e parete che produce il fenomeno della convezione può essere ottenuto quindi da dispositivi esterni (convezione forzata) o dall'azione di campi di forza in presenza di gradienti di proprietà del fluido indotti dalle distribuzioni di temperatura (convezione naturale).

1.2.2 La convezione forzata

La convezione forzata può essere considerata interna od esterna a seconda che il fluido scorra su una superficie immersa in un fluido o in un condotto.

Caratteristiche importanti che influenzano il coefficiente di scambio termico convettivo sono la geometria della parete solida, il tipo di regime (laminare, turbolento) in cui si trova il fluido, lo stato degli strati limite termico e dinamico (flusso sviluppato o non sviluppato) e, infine, le condizioni al contorno di tipo termico.

Un primo passo in caso di convezione forzata è quello di determinare il tipo di regime del flusso, ovvero se esso sia laminare o turbolento, poiché il coefficiente di scambio termico è fortemente influenzato da queste condizioni.

Per discriminare il tipo di regime in atto si introduce il valore adimensionale noto come numero di Reynolds (Re) che rappresenta il rapporto tra le forze inerziali e le forze viscosive agenti sul fluido. Tale rapporto è espresso dalla seguente relazione:

$$Re = \frac{V \cdot \delta}{\nu} \quad (1.5)$$

con V velocità del fluido, δ lunghezza caratteristica e ν coefficiente di viscosità cinematica del fluido. Per grandi valori del numero di Reynolds le forze inerziali prevalgono su quelle viscosive e il fluido sperimenta le fluttuazioni rapide e casuali dei campi termofluidodinamici (pressione, temperatura, velocità) tipiche di un flusso turbolento.

Altro numero adimensionale che riveste un'importanza fondamentale è il numero di Prandtl (Pr) che è ottenuto come rapporto tra la diffusività della quantità di moto, ovvero il coefficiente di viscosità cinematica ν , e la diffusività termica α :

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (1.6)$$

Con C_p calore specifico a pressione costante e μ coefficiente di viscosità dinamica. Il numero di Prandtl fornisce una misura relativa dell'efficacia del trasporto per diffusione della quantità di moto e dell'energia, rispettivamente, nello strato limite dinamico e termico.

Per i flussi interni bisogna considerare oltre al tipo di regime, se il flusso è sia termicamente che idrodinamicamente sviluppato (**Fig. 1.1 e 1.2**)

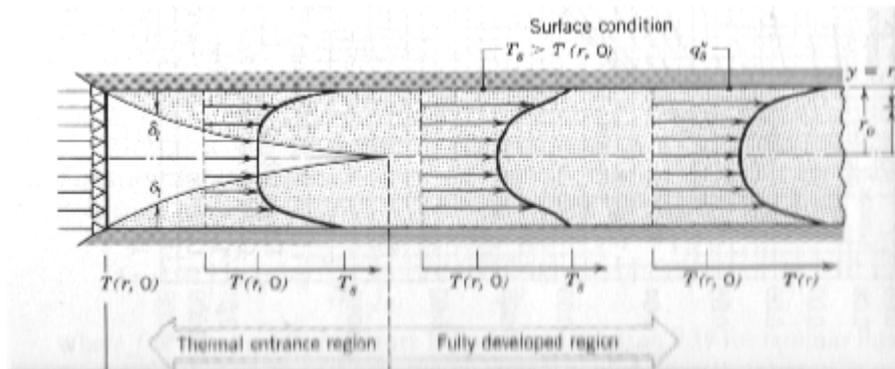


Fig. 1.1 Sviluppo dello strato limite termico in un tubo circolare scaldato

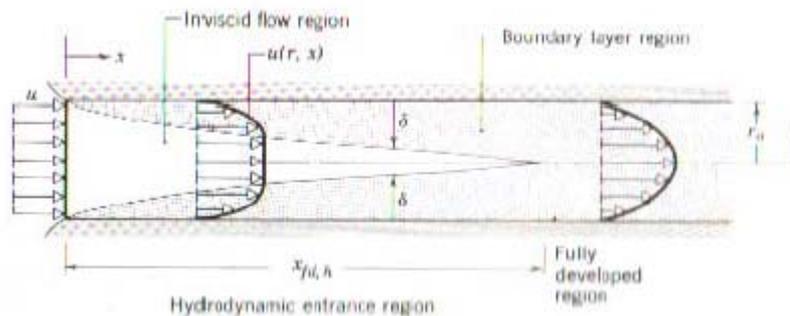


Fig. 1.2 Sviluppo dello strato limite idrodinamico laminare in tubo circolare

Se il flusso non è completamente sviluppato il coefficiente di scambio termico convettivo dipende anche da un altro parametro adimensionale noto come numero di Graetz (Gz) dato dalla relazione:

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot \frac{D_h}{x} \quad (1.7)$$

con D_h diametro idraulico del condotto e x distanza dall'imbocco. Nella zona di flusso non sviluppato il coefficiente di scambio termico assume un valore più elevato, rispetto a quello ottenuto in condizioni di flusso completamente sviluppato, a causa del maggior gradiente di temperatura alla parete. Il diametro idraulico del condotto può essere valutato con l'espressione:

$$D_h = \frac{4 \cdot Area_{sezione}}{Perimetro_{sezione}} \quad (1.8)$$

e costituisce la lunghezza significativa da inserire nel numero di Reynolds.

Per un tubo di sezione circolare il diametro idraulico coincide con il diametro effettivo della sezione e in questo caso il Re critico vale circa 2300. Per tale valore di Re , riferito al diametro e alla velocità media della sezione, ha inizio la transizione fino ad arrivare alla turbolenza con valori di Re maggiori di 4000.

Il numero di Nusselt viene determinato, nelle applicazioni pratiche, per mezzo di correlazioni empiriche fornite dai vari manuali. Per leggere correttamente queste correlazioni empiriche bisogna precisare il tipo di regime in atto e la condizione di sviluppo degli strati limite dinamico e termico.

Dall'analisi di suddette correlazioni si evince che il Nusselt risulta costante nelle regioni a flusso laminare sviluppato mentre nelle restanti parti è funzione di un valore medio.

Applicando inoltre il bilancio d'energia per i sistemi aperti al volume di controllo costituito dal tubo, si può vedere come la temperatura media del fluido vari lungo l'asse di quest'ultimo. A regime, dall'equazione di continuità si ha che la portata massica (\dot{m}) è costante nel tubo. Inoltre dall'equazione di conservazione dell'energia in condizioni stazionarie, si ha:

$$\frac{\partial E}{\partial t} = \dot{Q} - \dot{L}_n + \dot{m} \cdot (h_{in} + e_{c.in} + e_{p.in}) - \dot{m} \cdot (h_{out} + e_{c.out} + e_{p.out}) \Rightarrow \quad (1.9)$$

$$\dot{m}(h_{in} - h_{out}) + \dot{Q} - \dot{L}_n$$

La relazione può essere scritta nella sua ultima forma se la variazione dei termini macroscopici è nulla o trascurabile rispetto ai rimanenti.

E è l'energia totale del sistema, h entalpia specifica, cioè per unità di massa, e_c energia cinetica specifica, e_p energia potenziale specifica, \dot{Q} potenza termica entrante nel volume (se >0) e L_n lavoro netto compiuto nell'unità di tempo dal sistema verso l'ambiente esterno (se >0). Considerando che per un fluido l'entalpia può essere espressa come il prodotto tra il calore specifico a pressione costante ed il salto di temperatura ($\Delta h = C_p \cdot \Delta T$) visto che $L_n = 0$, si ottiene la seguente relazione:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{m.out} - T_{m.in}) \quad (1.10)$$

dove $T_{m.in}$ e $T_{m.out}$ sono rispettivamente la temperatura media (nella sezione trasversale) del fluido all'ingresso e all'uscita del tubo.

Si ricorda che la relazione $\Delta h = C_p \cdot \Delta T$ è valida se C_p è costante e la pressione si può ritenere praticamente costante.

1.2.3 La convezione naturale

Al contrario della convezione forzata dove il moto del fluido è imposto da apparati esterni, nella convezione naturale il moto del fluido ha luogo per effetti naturali legati a forze di volume come l'accelerazione di gravità, la forza centrifuga o le forze di Coriolis.

Se ad esempio nel fluido è presente un gradiente di temperatura si possono allora generare dei gradienti di densità nel fluido stesso, se invece è presente un campo di accelerazioni, come quello gravitazionale, nasce una forza di volume proporzionale alla densità. La presenza simultanea di entrambi gli effetti comporta il nascere di forze note con il nome di forze di "galleggiamento".

Il parametro adimensionale che governa la convezione naturale dovute a forze di galleggiamento indotte in un campo gravitazionale da un gradiente di densità è il numero di Grashof (Gr) pari al rapporto tra le forze di galleggiamento e le forze viscosive agenti sul fluido:

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T^*) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (1.11)$$

dove g è l'accelerazione di gravità e β coefficiente di dilatazione volumetrica:

$$\beta = \frac{1}{\rho} \cdot \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P \quad (1.12)$$

Il numero di Grashof svolge, nella convezione naturale, lo stesso ruolo che il numero di Reynolds svolge nella convezione forzata.

1.2.4 La convezione mista

Solitamente i moti dovuti al galleggiamento sono trascurabili rispetto a quelli provocati da organi esterni. In condizioni però di moto forzato debolmente, i due effetti possono divenire comparabili.

Dal momento che il coefficiente di scambio termico convettivo dipende da Re in condizioni di convezione forzata e da Gr in convezione naturale, un criterio per stabilire il peso della convezione naturale in presenza di convezione forzata è dato dall'osservazione del parametro dato dal rapporto fra il numero di Grashof e il quadrato del numero di Reynolds (Gr/Re^2). La convezione naturale è trascurabile quando il rapporto è <0.1 , mentre quando esso è maggiore di 10 la convezione forzata è trascurabile.

In tutti quei casi in cui Gr/Re^2 è dell'ordine dell'unità si parla di convezione combinata naturale e forzata o convezione mista.

L'effetto della convezione naturale è quello di aiutare od ostacolare lo scambio termico a seconda che il moto di galleggiamento sia o meno nella direzione del moto forzato. C'è altresì la possibilità di flussi trasversali che generano un moto di galleggiamento perpendicolare a quello forzato, in questo caso, grazie al maggior mescolamento prodotto nel fluido si ha un aumento dello scambio termico.

In convezione mista si possono avere quindi effetti sinergici, ossia il numero di Nusselt può essere maggiore della semplice somma dei numeri di Nusselt ottenuti in sola convezione forzata o in sola convezione naturale.

In convezione mista la combinazione dei due contributi al moto del fluido provoca il raggiungimento del regime turbolento per velocità del flusso principale più basse rispetto ai singoli casi visti precedentemente.

1.3 La convezione naturale ottenuta con un campo elettrostatico

1.3.1 Generalità

Per avere convezione naturale è necessario quindi avere dei campi di forze di volume che forniscano una forza fluidomotrice e un gradiente di temperatura per mezzo del quale può variare una proprietà del fluido. Come già detto, tra le forze che agiscono sullo scambio termico dei fluidi, la forza gravitazionale gioca un ruolo preponderante ma essa non è l'unica che può portare a condizioni di instabilità il fluido, provocandone il moto.

Negli ultimi anni è stata approfondita l'analisi dell'interazione tra campo elettrico e scambio termico (chiamato scambio termico *EHD*, *Electro-Hydro-Dynamic*).

Si è così notato che le forze elettrostatiche hanno notevoli effetti sulla convezione naturale.

1.3.2 Le equazioni che regolano il fenomeno

In assenza di campo elettrico le equazioni che regolano il moto di un fluido sono l'equazione di continuità, l'equazione di Navier-Stokes (bilanci della quantità di moto) ed il bilancio dell'energia:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{u}) = 0 \\ \rho \cdot \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \text{grad}(\vec{u}) \right) = -\text{grad}(p) + \rho \cdot \vec{g} + \text{div}(\vec{\tau}) \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \text{grad}(T) = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \nabla^2 T - \frac{1}{\rho \cdot c_p} \cdot p \cdot \text{div}(\vec{u}) + \frac{1}{\rho \cdot c_p} \cdot \sum_i \vec{\tau}_i \cdot \text{grad}(u_i) \end{array} \right. \quad (1.13)$$

dove ρ è la densità del fluido, \vec{u} è il vettore velocità, t è il tempo e p la pressione.

In presenza di campo elettrico le equazioni (1.13) diventano:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot \vec{u}) = 0 \\ \rho \cdot \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \text{grad}(\vec{u}) \right) = -\text{grad}(p) + \rho \cdot \vec{g} + \text{div}(\vec{\tau}) + \vec{f}_E \\ \frac{\partial T}{\partial t} + \vec{u} \cdot \text{grad}(T) = \frac{k}{\rho \cdot c_p} \nabla^2 T - \frac{1}{\rho \cdot c_p} \cdot p \cdot \text{div}(\vec{u}) + \frac{1}{\rho \cdot c_p} \cdot \sum_i \vec{\tau}_i \cdot \text{grad}(u_i) + \frac{\sigma \cdot E^2}{\rho \cdot c_p} \end{cases} \quad (1.14)$$

I termini aggiunti rispetto alle equazioni precedenti sono \vec{f}_E (forza fluidomotrice introdotta dal campo elettrico) ed un termine nel bilancio dell'energia interna che rappresenta il calore prodotto, a causa della presenza del campo elettrico, in un fluido con una conducibilità elettrica non nulla.

Risulta interessante esaminare da cosa è composto il termine \vec{f}_E per poter così prendere visione delle variabili che governano il fenomeno.

Esplicitando il tensore degli sforzi viscosi in fluido newtoniano l'equazione della quantità di moto si può scrivere nella forma:

$$\begin{aligned} \rho \cdot \left(\frac{\partial \vec{u}}{\partial t} + \vec{u} \cdot \text{grad}(\vec{u}) \right) &= -\text{grad}(p) + \rho \cdot \vec{g} + \mu \cdot \nabla^2 \vec{u} + \\ &+ \left(\zeta + \frac{\mu}{3} \right) \cdot \text{grad}(\text{div}(\vec{u})) + \vec{f}_E \end{aligned} \quad (1.15)$$

Il termine \vec{f}_E che compare nell'equazione precedente può essere esplicitato nella forma:

$$\vec{f}_E = \rho_e \cdot \vec{E} + \frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot \text{grad}(E^2) - \text{grad} \left[\frac{1}{2} \cdot E^2 \cdot \left(\varepsilon - \rho \cdot \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \rho} \right)_T \right) \right] \quad (1.16)$$

con ρ_e densità di carica libera, \vec{E} vettore campo elettrico ed ε permittività dielettrica assoluta del fluido.

Nell'espressione della forza di volume elettrostatica possono quindi essere evidenziati tre contributi, che sono rispettivamente: forza elettroforetica, forza dielettricoforetica e forza elettrostrittiva.

Il termine $\rho_e \cdot \vec{E}$ tiene conto dell'azione coulombiana esercitata dal un campo elettrico su una distribuzione di cariche libere presente nella parte di continuo considerata. Il termine

$\frac{1}{2} \cdot \varepsilon \cdot grad(E^2)$ è una forza di traslazione data da un campo elettrico non omogeneo applicato su di un corpo neutro. In tale corpo l'effetto del campo elettrico è quello dovuto alla polarizzazione, per cui si hanno cariche negative e positive che si accumulano, rispettivamente, in corrispondenza dei due elettrodi negativo e positivo. Essendo tali cariche uguali in modulo e il campo elettrico non omogeneo nelle varie regioni del corpo, si origina questa forza di tipo traslazionale.

Infine il termine $-grad\left[\frac{1}{2} \cdot E^2 \cdot \left(\varepsilon - \rho \cdot \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial \rho}\right)_T\right)\right]$, irrotazionale, può essere assimilato ad una pressione e può soltanto determinare una deformazione dei volumi infinitesimi di fluido.

La combinazione simultanea quindi del fattore coulombiano e di quello traslazionale contribuisce allo sviluppo di vorticità e conseguentemente a moti convettivi. Il terzo termine potendo essere visto come un $-grad(p)$ è, come già anticipato, un termine irrotazionale e quindi non contribuisce al verificarsi di moti convettivi.

1.3.3 Scelta del fluido di lavoro

Dall'analisi delle equazioni appena viste è possibile introdurre un nuovo termine adimensionale che rappresenta il rapporto tra le forze dielettroforetiche e le forze viscosse agenti sul fluido. Tale parametro, detto Grashof elettrico (Gr_E) è dato dalla relazione:

$$Gr_E = \frac{\varepsilon \cdot \beta_{\varepsilon} \cdot (T_W - T^*) \cdot E^2 \cdot D_h^2}{\rho \cdot \nu^2} \quad (1.17)$$

Le caratteristiche del fluido influenzano i moti vorticosi e tale influenza può essere valutata da un esame del numero di Gr_E . Tale parametro è legato alle proprietà del fluido e si osserva quindi che per avere considerevoli effetti dovuti ad un campo elettrico non omogeneo è necessario un fluido con alta permittività dielettrica assoluta e bassa densità.

Un'altra caratteristica importante per i fluidi utilizzati in presenza di campo elettrico è la conducibilità elettrica. Questa proprietà non può essere troppo elevata poiché in tal caso il calore generato nel fluido non risulta trascurabile rispetto alle potenze in gioco nelle comuni applicazioni di scambio termico.

Infine, essendo il fluido refrigerante inserito in un circuito idraulico, una bassa viscosità diventa una caratteristica essenziale per limitare le perdite di carico distribuite e quindi la potenza spesa per far circolare il fluido.

Un fluido che riesce a rispettare sostanzialmente le caratteristiche necessarie per questa applicazione è FC-72.

CAPITOLO 2

Analisi Teorica Strutturale

2 Analisi Teorica Strutturale

2.1 Introduzione

Lo scambiatore di calore studiato nel presente lavoro è, come già anticipato, destinato a applicazioni aerospaziali. Deve essere quindi progettato in maniera che riesca a soddisfare le imprescindibili specifiche termiche e al tempo stesso mantenga precise caratteristiche geometrico-strutturali tali da garantire il pieno rispetto delle specifiche strutturali.

Da ciò si è resa necessaria anche un'analisi strutturale orientata allo studio dei carichi dinamici che possono insorgere in determinate applicazioni. Le fasi di lancio e di atterraggio sono, in questo caso, le responsabili del nascere di questo tipo di sollecitazioni e lo studio quindi è stato focalizzato proprio su una delle due.

In primo luogo si è proceduto con un'analisi modale. Tale analisi permette di ottenere le frequenze proprie di una struttura, esse dipendono da diversi fattori: vincoli, rigidità, massa. Sono delle proprietà intrinseche del corpo che permettono di prendere visione del comportamento dinamico della struttura qualora venisse caricata con forze variabili nel tempo.

Si è poi affrontata un'analisi spettrale della struttura. Tale studio, utilizzando i risultati ottenuti dall'analisi modale, permette di valutare gli effetti dei carichi dinamici in particolar modo di quelli che agiscono con la stessa frequenza delle frequenze proprie della struttura. In questo caso ci troviamo di fronte al fenomeno detto “ di risonanza” dove risulta di notevole interesse valutare la risposta dinamica del sistema in tali condizioni e il livello di sollecitazioni e deformazioni insorto in seguito alla presenza di forze dinamiche.

È risultato infine interessante vedere le deformazioni e le tensioni dovute al gradiente termico che nasce in seguito alla dissipazione delle potenze termiche in gioco.

Si riportano in seguito i principali aspetti riguardanti le analisi affrontate.

2.2 Analisi modale

2.2.1 Generalità

L'analisi modale consiste nel determinare le frequenze e i modi propri di vibrare di un sistema a più gradi di libertà.

Le frequenze e i modi propri di vibrare sono parametri importanti nel progetto di una struttura sottoposta a condizioni di carico dinamiche.

Devono essere infatti ricavate e studiate per poi affrontare in seguito un'eventuale analisi spettrale o di transitorio dinamico.

2.2.2 Analisi di un sistema a molti gradi di libertà

Nella fig. 2.1 è rappresentato un sistema a molti gradi di libertà con masse concentrate senza smorzamento. Tale schema potrebbe rappresentare una trave od un albero di massa trascurabile, che costituisce la parte elastica del sistema, sul quale sono calettate delle masse in posizioni particolari.

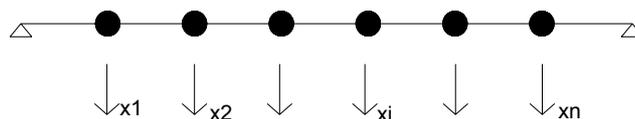


Fig 2.1 Sistema ad n gradi di libertà con masse concentrate senza smorzamento.

Il vettore le cui componenti rappresentano gli spostamenti dei vari gradi di libertà del sistema sarà indicato con \mathbf{x} , le ampiezze di tali spostamenti saranno raccolte nel vettore \mathbf{X} . Le masse associate ai vari gradi di libertà saranno poste in una matrice \mathbf{M} , che potrà essere diagonale o completa. La rigidità globale della struttura sarà rappresentata dalla matrice \mathbf{K} .

Per il sistema rappresentato nella fig. 2.1 si ha :

$$\vec{x} = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{pmatrix} \quad \vec{X} = \begin{pmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{pmatrix} \quad (2.1)$$

$$M = \begin{pmatrix} m_1 & \dots & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & \dots & m_n \end{pmatrix} \quad K = \begin{pmatrix} k_{11} & \dots & k_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{n1} & \dots & k_{nn} \end{pmatrix} \quad (2.2)$$

Impostando l'equazione dell'equilibrio dinamico del sistema otteniamo:

$$M\ddot{x} + Kx = 0 \quad (2.3)$$

ipotizzando poi per x delle soluzioni di tipo oscillatorio della forma:

$$x = Xe^{i\omega t} \quad (2.4)$$

andando a sostituire nella (2.3) otteniamo:

$$(-\omega^2 M + K)X = 0 \quad KX = \omega^2 MX \quad (2.5)$$

le pulsazioni proprie sono quindi ottenute risolvendo il determinante D :

$$D = \det(-\omega^2 M + K) \quad (2.6)$$

Gli scalari ω_i^2 rappresentano proprio il quadrato delle pulsazioni proprie del sistema.

Alla relazione dinamica, espressa dalla (2.5), può essere data un'interpretazione "statica": il sistema elastico, caratterizzato dalla matrice \mathbf{K} , si deforma "staticamente" per effetto delle "forze esterne" $\omega^2 Mx$, che rappresentano le forze d'inerzia del sistema.

Il problema espresso dalla (2.5) è noto, in ambito matematico, come "problema degli autovalori": gli scalari ω_i^2 sono detti gli autovalori ed i vettori ad essi associati gli autovettori.

Il calcolo degli autovalori e degli autovettori consiste nel trovare gli autovalori ω^2 e gli autovettori associati \mathbf{Y} che soddisfano la condizione (2.5) che si riscrive ponendo \mathbf{Y} al posto di \mathbf{X} :

$$\mathbf{KY} = \omega^2 \mathbf{MY} \quad (2.7)$$

che rappresenta il problema degli autovalori nella forma generale.

Le matrici di massa e rigidezza di un sistema sono, normalmente, definite positive cioè per esse valgono le relazioni:

$$\mathbf{v}_i^T \mathbf{M} \mathbf{v}_i \geq 0 \quad (2.8)$$

$$\mathbf{v}_i^T \mathbf{K} \mathbf{v}_i \geq 0 \quad (2.9)$$

dove \mathbf{v}_i rappresenta un generico vettore. I termini a primo membro risultano nulli se e soltanto se il vettore \mathbf{v}_i è identicamente nullo.

La proprietà sopra espressa in termini matematici ha un preciso significato fisico. Infatti considerando il vettore \mathbf{v}_i come rappresentativo delle ampiezze di un moto armonico di pulsazione ω , la (2.8), moltiplicata per ω^2 , rappresenta il doppio dell'energia cinetica e la (2.9) il doppio dell'energia potenziale del sistema. Qualunque siano gli spostamenti appare evidente che, salvo casi particolari (strutture labili), i suddetti lavori dell'energia debbono essere positivi. Per le strutture labili la matrice di rigidezza è semidefinita positiva. Ciò significa che il prodotto scalare (2.9) sopra indicato può essere uguale a zero se il vettore \mathbf{v}_i rappresenta un moto rigido del sistema consentito dalla condizione di labilità. Infatti in tal caso l'energia potenziale elastica risulta nulla.

La matrice di massa è sempre definita positiva perché l'energia cinetica non si annulla mai se non nel caso di gradi di libertà con spostamenti tutti nulli.

Gli autovalori sono le radici del polinomio che rappresenta il determinante D . D viene detto *polinomio caratteristico* del problema degli autovalori. Se si adotta la formulazione (2.7) D è un polinomio di grado n in ω^2 .

Pertanto, per il problema fondamentale dell'algebra, gli autovalori sono pari al numero dei gradi di libertà della struttura se le radici vengono contate con il loro grado di molteplicità. A radici multiple corrispondono diversi autovettori.

Se le matrici \mathbf{K} e \mathbf{M} sono definite positive gli autovalori sono positivi. Se la matrice di rigidezza è semidefinita positiva, cioè la struttura è labile, D ha radici di valore nullo in numero pari al grado di labilità della struttura. Gli autovettori corrispondenti a tali autovalori nulli rappresentano gli spostamenti rigidi della struttura.

2.3 Analisi Spettrale

2.3.1 Generalità

Si definisce analisi spettrale quella in cui i risultati derivanti da un'analisi modale si servono di uno *spettro* noto per calcolare spostamenti e tensioni in una qualsiasi struttura.

Viene principalmente usata per determinare la risposta di strutture sottoposte a condizioni di carico casuali tipo terremoti, carichi dovuti al vento o allo spostamento di grandi masse d'acqua, vibrazioni indotte dal lancio di un missile, etc.

2.3.2 Che cos'è uno spettro

Lo *spettro* è un grafico su cui vengono riportati valori spettrali relativi a svariate grandezze fisiche in funzione della frequenza. Tale frequenza interpreta l'intensità di carichi variabili nel tempo.

Sono disponibili tre tipi di spettro per affrontare un'analisi spettrale:

-) Response Spectrum
 - Single-point Response Spectrum (SPRS)
 - Multi-point Response Spectrum (MPRS)

-) Dinamic Design Analysis Method (DDAM)

-) Power Spectral Density (PSD)

Nel lavoro della presente tesi è stata sviluppata un'analisi di tipo PSD.

2.3.3 Power Spectral Density

Power Spectral Density (PSD) è una misura statistica definita come il valore quadratico medio limite di una variabile random. È usata per analisi di vibrazioni casuali nelle quali le grandezze istantanee della risposta possono essere tradotte solamente attraverso funzioni di distribuzione della probabilità che mostrino la probabilità di una determinata grandezza di assumere un particolare valore.

Un'analisi PSD è quindi una misura statistica della risposta di una struttura sottoposta a condizioni di carico dinamiche casuali. Secondo la definizione di spettro sopra esposta dunque, avremo un grafico di diversi valori di PSD in funzione della frequenza, dove le grandezze PSD possono essere spostamenti, velocità, accelerazioni o forze.

In termini matematici, l'area sottostante ad una curva PSD-frequenza è equivalente alla varianza ossia il quadrato della deviazione standard della risposta.

2.3.4 Cenni teorici

Per poter meglio comprendere il linguaggio matematico alla base di una PSD si rende necessario trattare brevemente gli aspetti fondamentali del metodo della trasformazione integrale. Una trasformazione di funzione significa un'operazione matematica con la quale una funzione g , continua o discreta, di variabile reale o complessa, è trasformata in un'altra funzione h , o in una sequenza di numeri. Applicando poi alla soluzione una trasformazione inversa della precedente si ottiene la soluzione nello stato originario.

Data quindi una funzione $g(x)$ si definisce una trasformata (integrale) la funzione $h(\nu)$ espressa da

$$h(\nu) = T[g(x)] = \int_a^b g(x)K(x, \nu) dx \quad (2.10)$$

dove $K(x, \nu)$ viene detto *nucleo della trasformazione*, $K(x, \nu)$, a e b definiscono il tipo di trasformazione.

È ovvio che, affinché la (2.10) abbia utilità pratica, occorre poter ricostruire dalla $h(\nu)$ la $g(x)$, ossia poter effettuare la trasformazione inversa della (2.10), la quale è generalmente una nuova trasformazione integrale del tipo

$$g(x) = T^{-1} [h(\nu)] = \int_a^{b'} h(\nu) H(x, \nu) d\nu \quad (2.11)$$

dove $H(x, \nu)$ è il nucleo della trasformazione, $H(x, \nu)$, a' e b' definiscono il tipo di trasformazione.

Avvalendoci quindi di queste relazioni riportate possiamo meglio capire la teoria riguardante una PSD ma più in generale di qualsiasi tipo di analisi spettrale.

Consideriamo quindi un processo random stazionario. L'integrale finito

$$\chi(\omega, T) = \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} X(t) e^{-j\omega t} dt \quad (2.12)$$

è la trasformata di Fourier troncata del processo.

Può essere dimostrato che, se

$$\int_{-\infty}^{\infty} |\tau R_{xx}(\tau)| d\tau < \infty \quad (2.13)$$

allora,

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2\pi T} E \left[|\chi(\omega, T)|^2 \right] = \Phi_{xx}(\omega) \quad (2.14)$$

dove la funzione *power spectral density* (PSD) è definita come la trasformata di Furier della funzione di autocorrelazione:

$$\Phi_{xx}(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{xx}(\tau) e^{-j\omega\tau} d\tau \quad (2.15)$$

da cui

$$R_{xx}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_{xx}(\omega) e^{j\omega\tau} d\omega \quad (2.16)$$

L'equazione (2.14) è il punto di partenza per la stima di una PSD da intervalli di tempo finiti. Essendo il limite di una quantità positiva è inoltre la dimostrazione che $\Phi_{xx}(\omega) \geq 0$.

La ragione per cui l'analisi PSD è spesso di notevole utilità pratica è relativa al fatto che la relazione d'ingresso e d'uscita per sistemi lineari che è una convoluzione nel dominio del tempo, si trasforma in un prodotto nel dominio della frequenza. Inoltre non ci sono dipendenze tra le componenti della risposta relativa a frequenze distinte.

Per $\tau = 0$ l'equazione (2.16) diventa

$$R_{xx}(0) = E[X^2(t)] = \int_{-\infty}^{\infty} \Phi_{xx}(\omega) d\omega \quad (2.17)$$

Quest'ultima equazione dimostra che $\Phi_{xx}(\omega)$ è proprio una scomposizione in funzione della frequenza del valore quadratico medio del processo.

Dacchè la funzione di autocorrelazione è funzione del tempo τ , la PSD sarà funzione della frequenza ω .

La PSD è definita sia per frequenze positive che per negative. In accordo con la (2.17), $\Phi_{xx}(\omega)$ viene espressa in

$$\frac{(\text{unit of } X)^2 * \text{sec}}{\text{rad}} \quad (2.18)$$

Nella letteratura, generalmente, una PSD, $G_x(f)$, definita solo per frequenze positive in *Hertz* ($f = \omega/2\pi$). Con ciò dobbiamo intendere che

$$R_{xx}(0) = E[X^2] = \int_0^{\infty} G_x(f) df \quad (2.19)$$

Uguagliando quest'ultima alla (2.17), otteniamo

$$G_x(f) = 4\pi\Phi_{xx}(2\pi f) \quad (2.20)$$

quindi vediamo che $G_x(f)$ è espressa in

$$\frac{(\text{unit of X})^2}{\text{Hertz}} \quad (2.21)$$

CAPITOLO 3

La Cold Plate ISS

3 La Cold Plate ISS

3.1 Introduzione

I sistemi spaziali attualmente in orbita possono essere suddivisi in satelliti e stazioni. La configurazione più comune per i satelliti è caratterizzata da un corpo e da pannelli solari orientati continuamente verso il sole.

È comune riferirsi al veicolo spaziale in termini di *payload* e *bus*. Per *payload* s'intende l'equipaggiamento utilizzato per la missione primaria, mentre il *bus* consiste in tutti gli altri sottosistemi che supportano il *payload*, quali strutture, elettronica, propulsione e controllo termico.

Per quanto riguarda le stazioni, attualmente il programma principale è rappresentato dalla *Stazione Spaziale Internazionale (ISS)* (Fig.3.1)



Fig. 3.1 Stazione Spaziale Internazionale

I programmi scientifici delle Agenzie Spaziali includono una grande varietà di missioni, dipendenti dall'uso di strumenti che richiedono di essere raffreddati a temperature sempre più basse. I satelliti di nuova generazione inoltre, con i loro alti livelli di dissipazione di potenza, richiedono sistemi di trasporto e di reiezione del calore sempre più efficienti.

Le temperature dei componenti del veicolo sono mantenute entro determinati valori da un appropriato controllo della dissipazione dell'energia di tutti gli elementi, attraverso la trasmissione di calore.

Le tecniche di controllo termico sui veicoli spaziali si possono suddividere in due categorie:

- controllo termico passivo
- controllo termico attivo

Il controllo termico passivo può essere realizzato controllando la trasmissione e la radiazione del calore attraverso la selezione di opportune configurazioni geometriche: coperture isolanti, alette radianti, superfici con proprietà termo-ottiche, coperture termiche, *heat sink* e materiali con cambiamento di fase. Tutti quei sistemi, quindi, che non coinvolgono movimenti di parti o di fluido. Tuttavia quando le tecniche di controllo termico passivo non sono in grado di affrontare ambienti estremi o contenere equipaggiamenti che dissipano alta potenza, può risultare più efficiente impiegare tecniche di controllo termico attivo. L'obiettivo può essere raggiunto con l'utilizzo di resistenze scaldanti, tubi di calore e sistemi basati sulla convezione forzata monofase e bifase.

Ed è proprio in quest'ultimo ambito che si va ad inserire il lavoro svolto nella presente tesi. Nei paragrafi seguenti verrà illustrato il progetto della *cold plate* attualmente in uso a bordo della ISS.

La *cold plate* altro non è che uno scambiatore di calore che garantisce la necessaria dissipazione del calore per il controllo termico dell'equipaggiamento elettronico. Il calore dell'equipaggiamento è trasferito per conduzione attraverso la superficie superiore della *cold plate* dove viene dissipato dal fluido che fluisce nel circuito idraulico della *cold plate*.

3.2 Requisiti

3.2.1 Generalità

La cold plate dovrà affrontare diverse condizioni ambientali naturali o indotte dall'esterno durante tutta la sua vita utile. Tali condizioni ambientali, che verranno di seguito elencate, saranno considerate appropriate per questo tipo di cold plate e per gli scopi di verifica che verranno studiati.

Ad ogni modo, per soddisfare anche una fascia di utenza più ampia, molte delle specifiche riportate sono state estese o maggiormente specificate.

Elenchiamo, quindi, le specifiche di progetto della cold plate in base alle quali saranno poi confrontati i risultati di tutte le analisi intraprese.

3.2.2 Specifiche di prestazione

• Massima Pressione di Progetto (MDP)	15bar
• Dimensioni	710*452*20mm
• Planarità complessiva	<0.2mm
• Rugosità	$\leq 3.2 \mu m$
• Massa Cold Plate senza liquido	11 kg
• Vita utile	15anni
• Max. salto di Pressione alla Portata nom.	<0.1 bar
• Portata Nominale	36 Kg/h
• Perdite a MDP	$0.5 \cdot 10^{-5}$ ccm/h
• Varia. di Temp. del Fluido refrigerante	0.5-50°C
• Temperatura d'ingresso del fluido	17 ± 1 °C
• Temperatura d'uscita del fluido	≤ 50 °C
• Capacità di dissipazione del calore	300W

3.2.3 Condizioni Ambientali Naturali e Indotte

Elenchiamo ora le condizioni ambientali naturali e indotte che caratterizzano l'ambiente di lavoro della cold plate:

- Variazione di Temperatura 0.5-50°C
- Variazione d'Umidità 25-75% R.H.
- Variazione di Pressione 0-11bar
- Per quanto riguarda i carichi dinamici (vibrazioni) in gioco, il progetto coMPatibile con i fattori di carico limite riportati in Fig. (3.2)

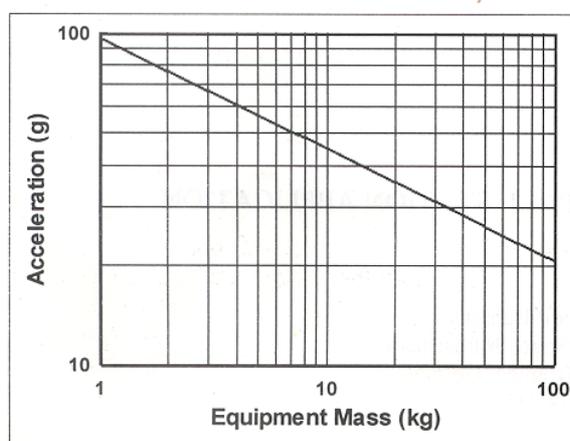


Fig. 3.2 Fattori di carico limite

3.2.4 Specifiche d'interfaccia

Si riportano di seguito i requisiti fondamentali per l'interfaccia della cold plate con i necessari organi di fissaggio, l'equipaggiamento elettronico, il fluido refrigerante e i carichi dinamici su di essa agenti.

- Fluido refrigerante Acqua
- Interfacce Meccaniche
 - Cold Plate alla struttura Rack attraverso appositi sostegni
 - Cold Plate al Payload attraverso 106 fori M5
- Massa dell'equipaggiamento ≤ 40 Kg

• Carichi Meccanici	20 Hz	0.005 g^2/Hz
(tipico spettro test di qualifica	20-70 Hz	3.3 dB/oct
per l'equipaggiamento)	70-200 Hz	0.02 g^2/Hz
	200-2000 Hz	-4.0 dB/oct
	2000 Hz	0.00093 g^2/Hz

3.2.5 Criteri di progetto

La cold plate è stata sviluppata cercando di perseguire i seguenti obiettivi:

- Costi ridotti
- Massima adattabilità fisica alle interfacce
- Robustezza
- Carico integrato alla struttura portante

Costi ridotti significa ricerca di soluzioni tecnologiche semplici, materiali comuni e processi di fabbricazione comuni. Ovviamente la scelta di tali soluzioni non deve assolutamente andare a scapito della sicurezza o della qualità del prodotto.

La *massima adattabilità fisica alle interfacce* consiste nel cercare di apportare il numero minimo di variazioni alla parte di progetto riguardante la cold plate e i relativi sostegni che la interfacciano con il rack. Ciò le conferisce una adattabilità anche per diverse applicazioni ,ISS, ISPR e COLUMBUS.

La *robustezza* si traduce in un progetto strutturale e termico semplice tale da ridurre gli sviluppi, le conseguenti attività di qualifica e quindi ridurre i rischi. Robustezza significa inoltre un alto grado di affidabilità, un fattore importante per garantire maggior sicurezza e vita utile al prodotto.

Carico integrato alla struttura portante significa che questa cold plate non necessita di nessun tipo di struttura di supporto. Le due funzioni, appoggio al payload e rimozione del calore generato dall'equipaggiamento, sono integrati nella medesima struttura.

Dal rispetto delle precedenti conclusioni, affiancate da analisi termo-strutturali, si è arrivati al concepimento della Cold Plate ISS della quale riportiamo qui sotto una foto illustrativa.

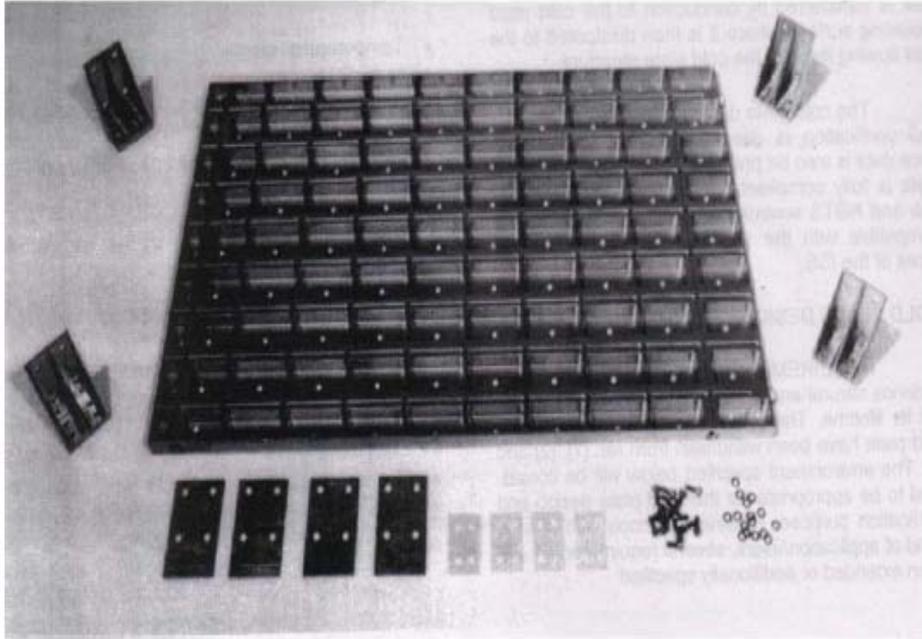


Fig. 3.3 Vista dal basso della Cold Plate

3.3 Progettazione Strutturale

3.3.1 Generalità

Come già detto in precedenza la cold plate è soggetta a differenti tipi di carico e per questo deve essere ottimizzata sotto i vincoli di minima massa, massima rigidità e massima conducibilità termica.

La complessità del progetto sta proprio nel riuscire a coordinare al meglio le variabili termiche e strutturali in modo da soddisfare i vincoli sopra esposti.

3.3.2 Analisi dei carichi

I test di qualifica e le conseguenti verifiche sono state fatte sperimentalmente su un modello della cold plate. I carichi applicati a suddetto modello sono i tipici carichi di progetto che insorgono in questo tipo di applicazioni, nel nostro caso si tratta di una missione dello shuttle-payload.

Questi carichi si traducono in accelerazioni risultanti, con contributi quasistatici, sinusoidali e casuali, che nascono durante la fase di ascesa dello shuttle. Una tipica massa fittizia,

rappresentante l'equipaggiamento elettronico, sarà considerata fissata alla superficie superiore della cold plate.

Una volta portata a termine la realizzazione del modello si è potuto affrontare dapprima un'analisi modale della struttura per valutare la prima frequenza propria della cold plate a pieno carico.

I risultati hanno messo in evidenza che generalmente la prima frequenza propria dovrebbe essere maggiore di 35 Hz.

In seguito quindi è stata impostata un'analisi spettrale PSD applicando al modello uno spettro di accelerazioni riportato al quarto punto del paragrafo 3.2.4.

Infine sono state ricavate le tensioni dovute ai carichi termici. I coefficienti di sicurezza sono stati valutati in accordo con il progetto ISS (regolamenti sulla sicurezza per componenti pressurizzati).

3.3.3 Materiali e configurazioni

Il materiale della cold plate è una lega di Alluminio Cr/Ni avente un alto modulo di Young in modo da minimizzare il peso e la massa dello scambiatore di calore.

In confronto all'alluminio, l'acciaio inossidabile ha una più bassa conducibilità termica e un più alto peso specifico. Nonostante ciò la scelta dell'acciaio si è resa indispensabile per la sua compatibilità con l'acqua che è usata nel circuito del fluido raffreddante.

Non stati fatti speciali trattamenti all'intera struttura venendo così incontro alle esigenze di un processo di fabbricazione relativamente veloce e semplice. Così facendo si sono ridotti i test di qualifica garantendo comunque una lunga vita utile e un'alta affidabilità.

Per quanto riguarda la configurazione della cold plate, il pezzo è ottenuto per fusione e i fori sono portati a tolleranza in successive fasi di allargatura e alesatura, riportiamo di seguito una sezione della cold plate che permetta di prendere visione del numero e della disposizione dei fori Fig.3.4.

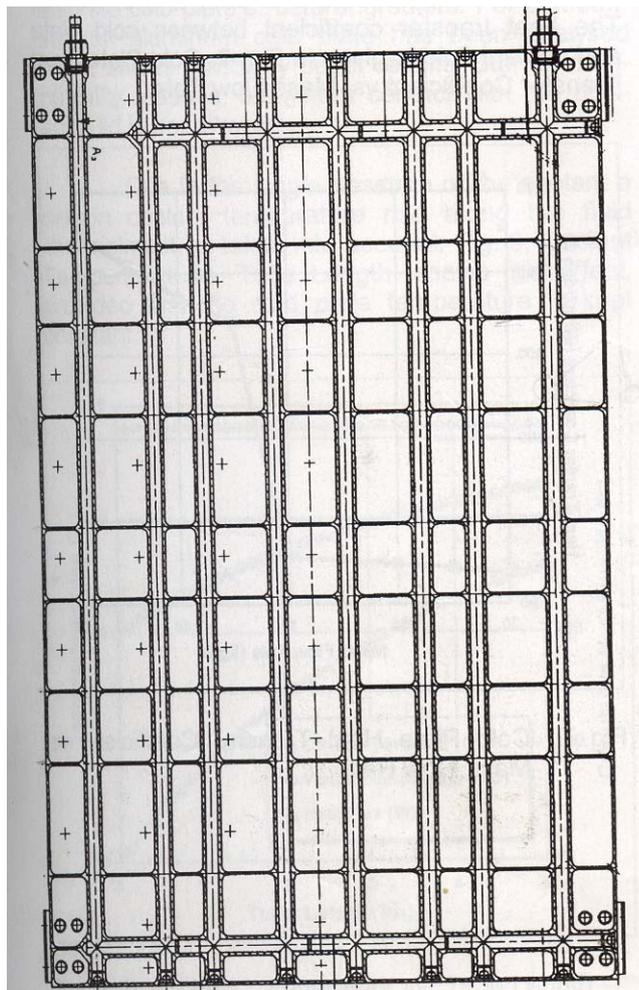


Fig. 3.4 Sezione Cold Plate

I fori sono stati chiusi alle relative estremità. Il materiale sul lato basso è stato fresato per ridurre la massa.

I fori aperti per l'ingresso e l'uscita del fluido refrigerante sono interfacciati con il sistema idraulico di poMPaggio per mezzo di un'elettro-saldatura.

Nei due condotti trasversali sono presenti dei setti

3.3.4 Interfacce strutturali

Gli attacchi previsti per la struttura sono degli appositi sostegni disposti su ciascun spigolo della cold plate. Questa configurazione permette una certa flessibilità di utilizzo, possono essere infatti facilmente modulari alla struttura ISPR o ad altri tipi di modello. La Fig.3.5 illustra appunto la configurazione delle interfacce attraverso due sezioni, una vista dall'alto e una laterale che permette di vedere anche la disposizione della cold plate sul relativo rack.

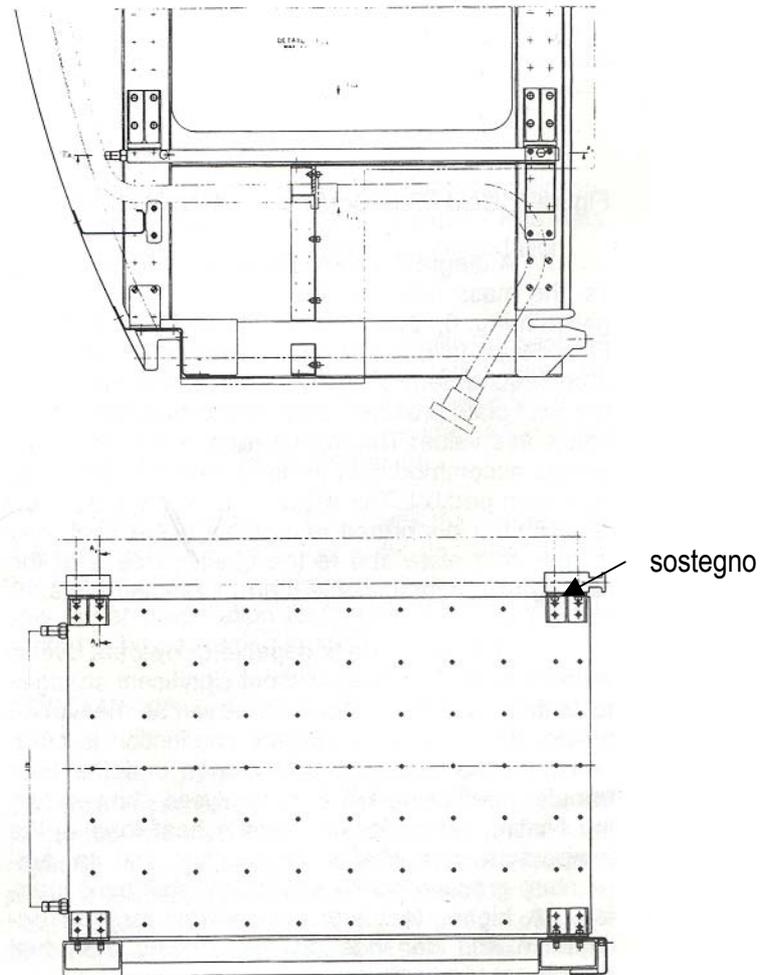


Fig. 3.5 Vista laterale e superiore della C.P.

3.4 Progettazione Termica

3.4.1 Generalità

La progettazione termica della cold plate è strettamente legata a quella strutturale e viceversa. La scelta di un materiale come l'acciaio inossidabile implica comunque solo una conducibilità termica moderata.

Per questo motivo un primo obiettivo di progetto è stato quello di realizzare una bassa resistenza termica tra il fluido refrigerante e la superficie della cold plate, zona dove si compie la dissipazione delle potenze termiche in gioco.

3.4.2 Geometrie dei condotti

Come già anticipato, l'acciaio inossidabile è un moderato conduttore di calore. In base a questo vincolo progettuale, i condotti per il fluido sono stati disposti il più vicino possibile al piano d'interfaccia della cold plate con il payload.

Ciò ha reso possibile un abbassamento complessivo della resistenza termica tra l'equipaggiamento elettronico e il fluido refrigerante, in Fig 3.6 si riporta una sezione che mostra la disposizione dei condotti e le relative quote.

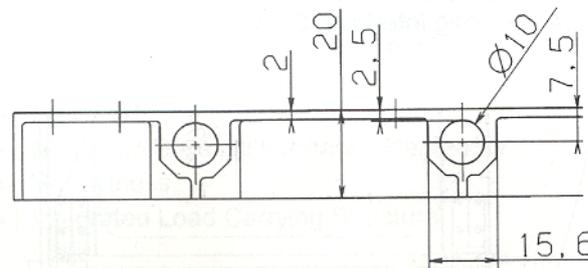


Fig. 3.6 Spaccato dei condotti per il fluido refrigerante

Le restanti spallette che si vedono anche in Fig.3.4 che si ripetono parallelamente alla dimensione minore della cold plate non hanno nessuna funzione termica. Sono necessarie per aumentare la rigidità della struttura e quindi svolgono solo una funzione strutturale.

3.4.3 Considerazioni sulle analisi termiche affrontate

Riportiamo ora diversi grafici e le relative considerazioni sorte in seguito alle analisi termiche affrontate sulla cold plate.

Il seguente diagramma mostra l'andamento del salto di pressione in funzione della portata massica per due condotti con differenti diametri.

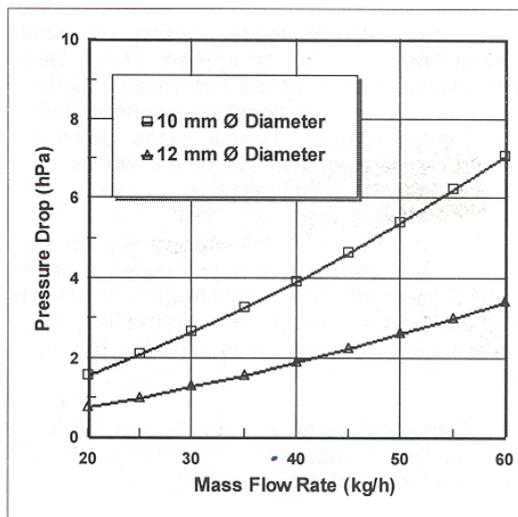


Fig. 3.7 Salto di pressione della C.P. in funzione della portata massica

Il salto di pressione complessivo dovrà comunque mantenersi minore di 0.4 bar in modo tale da soddisfare le specifiche sul salto di pressione del programma ISPR.

Questo fattore permette il montaggio della cold plate sul rack potendo optare indifferentemente per un circuito idraulico in serie o in parallelo.

La regolazione della portata massica è quindi effettuata in relazione alla potenza termica agente sulla cold plate, in base alle speciali esigenze del sistema idraulico del rack e delle specifiche termiche.

Comunque, come già detto in precedenza, la conduttanza termica complessiva dipende dalla conduttanza del materiale e dal coefficiente di scambio termico. Analisi più approfondite hanno messo in evidenza che il fattore limite per la progettazione termica è l'innalzamento della temperatura del fluido refrigerante e il conseguente gradiente termico che si viene a verificare all'interfaccia tra l'equipaggiamento elettronico e la cold plate.

Un alto salto di temperatura può essere plausibile a patto che riesca comunque a mantenere l'equipaggiamento al di sotto delle temperature ammissibili.

Una riduzione di detto salto può essere ottenuto attraverso l'utilizzo di una pasta di riempimento che riduce la resistenza di contatto all'interfaccia, generalmente però, non ne è consigliabile l'uso qualora si decida di realizzare la struttura in acciaio.

La pasta contribuirebbe ad una distribuzione più uniforme del flusso termico lungo tutta la superficie di contatto e a una riduzione del percorso tra il flusso termico e il fluido refrigerante.

Il coefficiente di scambio termico tra la cold plate e il fluido refrigerante è mostrato in Fig.3.8 che illustra la variazione del coefficiente di scambio termico in funzione della portata massica

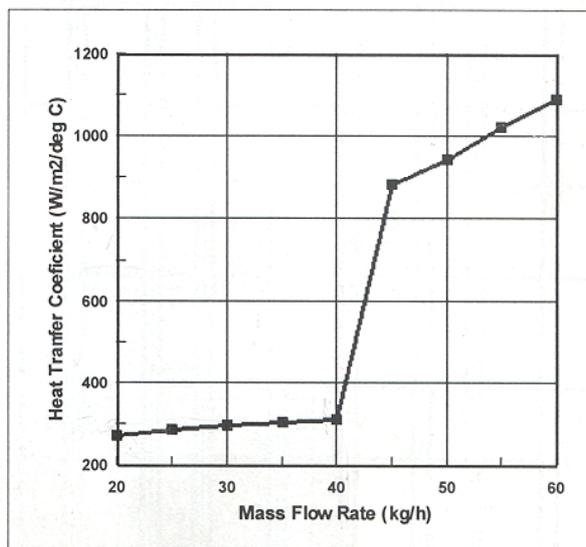


Fig. 3.8 Coefficiente di scambio termico in funzione della portata massica

Come si vede dalla figura il coefficiente di scambio termico si mantiene pressoché costante al variare della portata fintantoché il fluido rimane in condizione di flusso laminare. Al momento in cui la portata è tale da generare una condizione di flusso turbolento si ha un brusco innalzamento del coefficiente di scambio. Ad ulteriori aumenti della portata si ha una conseguente crescita del coefficiente di scambio termico ma meno rapida.

Riportiamo ora un interessante grafico che permette di vedere quanto incide sulla differenza di temperatura l'uso di un materiale ad alta conducibilità termica e l'uso di paste conduttive.

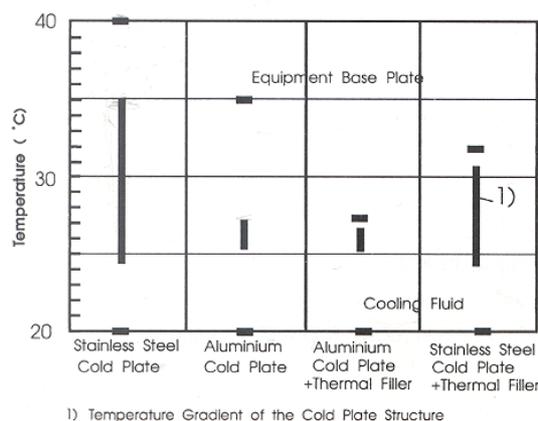


Fig. 3.9 Differenze di temperatura della struttura della Cold Plate

La figura mostra in primo luogo come si riduca e il salto termico e la temperatura massima dell'equipaggiamento nel caso la cold plate venga realizzata in alluminio piuttosto che in acciaio

inossidabile. Per ragioni di coMPatibilità però, il contatto tra l'alluminio e il fluido refrigerante non è permesso.

Si può anche notare come l'utilizzo di una pasta conduttiva riduca oltre al salto termico anche la resistenza termica tra la superficie superiore della cold plate e l'equipaggiamento elettronico.

Un altro importante fattore da prendere in considerazione è l'innalzamento che subisce la temperatura del fluido refrigerante dall'ingresso all'uscita del condotto.

L'effetto di tale innalzamento è quello di diminuire la dissipazione di calore in corrispondenza delle zone a temperature più alte della cold plate. Il fenomeno è inevitabile e dipende da svariati fattori tra cui la potenza termica, la portata massica e il calore specifico a pressione costante del fluido in considerazione.

Per una maggiore comprensione del fenomeno si riporta un grafico che mostra la variazione di temperatura e di flusso termico lungo tutta lunghezza del condotto qualora venga mantenuta costante la temperatura della superficie superiore della cold plate.

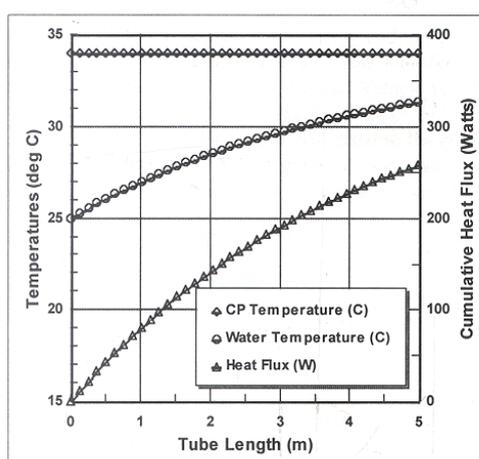


Fig. 3.10 Temperature del fluido refrigerante in funzione della lunghezza del condotto

Bisogna precisare comunque che la figura appena illustrata non ha alcuna attinenza con la situazione che si viene a creare sulla cold plate ISS. Nel caso reale la temperatura della superficie superiore dello scambiatore non sarà mai uniforme ma varierà in funzione della distanza dell'equipaggiamento dai condotti con il fluido refrigerante.

In Fig.3.10, per meglio evidenziare l'innalzamento della temperatura del fluido refrigerante e per semplicità sperimentale, è stata mantenuta costante la temperatura della cold plate.

3.5 Verifiche

3.5.1 Generalità

Per garantire che la cold plate sia capace di operare nelle condizioni ambientali precedentemente illustrate e per dimostrare la conformità con il circuito idraulico raffreddante ISPR, si riportano nei successivi paragrafi le verifiche che sono state previste sulla stessa.

3.5.2 Test di vibrazione

È stato svolto un test di vibrazione da Daimler-Benz Aerospace avvalendosi di una massa fittizia, rappresentante il payload della cold plate, al fine di valutare il comportamento dinamico della struttura ricavando le frequenze e i modi propri.

I risultati del test sono la convalida del modello matematico strutturale (SMM). Quest'ultimo, insieme alle già menzionate specifiche sulla rigidità, può essere usato come verifica meccanica nelle condizioni ambientali in cui si trova ad operare la cold plate.

3.5.3 Prova di pressione

Una prova di pressione stabilisce l'idoneità della lavorazione tecnologica della cold plate e della qualità del materiale utilizzato.

Stabilisce inoltre il massimo carico iniziale di rottura.

3.5.4 Test di perdita di fluido

Un test di perdita dimostra la capacità dei componenti pressurizzati di rientrare nei valori ammissibili di progetto per quanto concerne le perdite.

3.5.5 Test sul salto di pressione

Un test sul salto di pressione verifica il comportamento idraulico per diverse portate massiche.

3.5.6 Test termico

Il test termico attesta la capacità di dissipazione del calore da parte della cold plate sotto molteplici condizioni termiche e idrauliche.

3.6 Conclusioni

La cold plate progettata per applicazioni spaziali riveste una notevole importanza per il controllo termico e elettronico del payload per svariate ragioni.

È una semplice e robusta struttura che riesce a combinare la funzione di appoggio per il carico contestualmente alla capacità di rimozione delle potenze termiche.

Questo vantaggio offre oltre ad un alto grado di flessibilità per l'adattamento della cold plate a diverse condizioni di lavoro, una ridotta complessità della struttura.

Ad ogni modo, è necessario precisare che la capacità di dissipazione del calore è limitata approssimativamente a 300 W e che la massa della cold plate è leggermente più alta delle comuni cold plate usate in generalmente nelle applicazioni spaziali.

Si deve però anche sottolineare che lo svantaggio dell'alta densità dell'acciaio inossidabile è complessivamente compensato dal fatto che la cold plate non necessita di nessuna struttura aggiuntiva di sostegno.

CAPITOLO 4

Analisi FEM Cold Plate ISS

4 Analisi FEM Cold Plate ISS

4.1 Introduzione

Nel precedente capitolo abbiamo voluto analizzare e commentare i risultati ottenuti da diverse analisi sulla Cold Plate ISS.

Nel presente capitolo ci proponremo di ottenere un modello sul quale condurre un'analisi termostrutturale agli elementi finiti cercando di ricavare i risultati forniti da ESA.

L'analisi è stata condotta con il programma Ansys 7.0.

Tale programma, avvalendosi della teoria degli elementi finiti, permette di studiare distintamente il comportamento meccanico e termico delle struttura, è possibile poi combinare gli effetti per avere una maggiore affinità al fenomeno reale.

Il primo passo da affrontare consiste nella costruzione di un modello il più attinente possibile alla realtà. Tale modello da continuo verrà poi discretizzato in "elementi", attraverso le interazioni tra suddetti elementi il programma sarà in grado di valutare il comportamento dinamico e termico della simulazione.

Sarà di fondamentale importanza ricreare le condizioni di carico a cui è sottoposto il modello, più quest'ultime saranno verosimili più i risultati saranno vicini a quelli sperimentali.

Verranno quindi affrontate, nei successivi paragrafi, analisi termiche bidimensionali, tridimensionali, analisi strutturali e interazione tra carichi termici e sollecitazioni strutturali.

Per alcuni aspetti teorici sulla teoria degli elementi finiti si rimanda all'appendice B.

4.2 Analisi termica bidimensionale

4.2.1 Generalità

L'analisi termica bidimensionale è stata possibile previa individuazione di una sezione della cold plate che si potesse considerare significativa per l'intera struttura.

Le simmetrie geometriche e termiche hanno reso quindi possibile un primo approccio bidimensionale. Tale fatto, qualora si lavori in ambiente Ansys, risulta vantaggioso in termini di facilità di modellazione e di analisi computazionale.

4.2.2 Geometrie e condizioni di carico

Riportiamo la geometrie della cold plate ISS per rendere più chiare in seguito le semplificazioni e le approssimazioni apportate al modello FEM

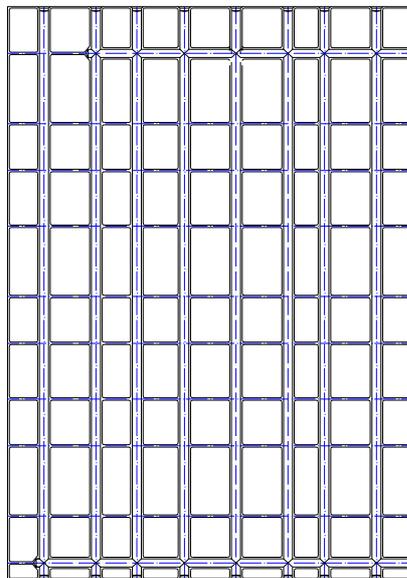


Fig. 4.1 Vista superiore

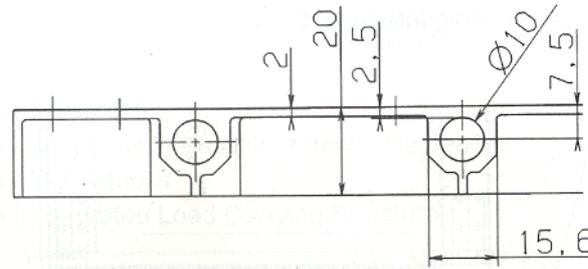


Fig. 4.2 Vista frontale

I carichi termici consistono nella potenza termica da dissipare per mezzo della convezione ottenuta dal passaggio del fluido refrigerante attraverso i condotti.

4.2.3 Materiali

La struttura è interamente realizzata in acciaio inossidabile, riportiamo quindi le principali caratteristiche meccaniche del materiale necessarie per impostare qualsiasi tipo di analisi:

Modulo d'elasticità 210000 MPa

Coefficiente di Poisson 0.3

Densità 7.6 Kg/Dm³

Conducibilità termica 15 W/m*c

Coefficiente d'espansione termica $10e-6 K^{-1}$

Tensione di snervamento $\cong 350$ MPa

4.2.4 Modellazione EF

Per lo studio bidimensionale della cold plate si è ritenuto ragionevolmente verosimile considerare una sezione centrale parallela alla dimensione inferiore della sezione di Fig.4.1 come rappresentativa dell'intero comportamento termico.

L'approssimazione è avvalorata dal fatto che si è considerata una potenza termica uniformemente distribuita sulla superficie superiore della cold plate e dal fatto che i condotti attraversano l'intera dimensione longitudinale della struttura.

Inoltre, data la simmetria geometrica della distanza tra i condotti, la suddetta sezione è stata ulteriormente sezionata dall'unico asse di simmetria presente.

Il modello che ne è nato viene illustrato in figura Fig.4.3.

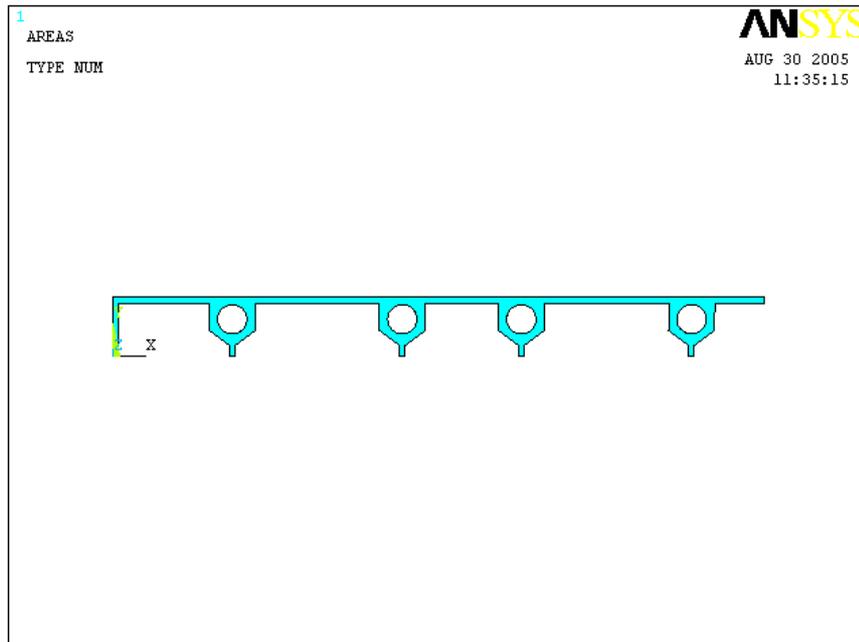


Fig. 4.3 Modello della Cold Plate

A questo punto, il passo successivo consiste nell'individuazione dell'elemento adatto alla discretizzazione del modello.

La scelta è ricaduta sul PLANE 55. Tale elemento può essere usato come elemento piano con la capacità di una conduzione termica bidimensionale.

L'elemento è formato da quattro nodi con un unico grado di libertà per ciascun nodo: la temperatura.

L'elemento in questione ha un corrispettivo elemento strutturale per permettere analisi combinate termo-strutturali.

La discretizzazione del modello, detta anche “meshatura”, è di tipo “free” invece che “mapped”. La scelta è stata dettata, nonostante la relativa semplicità del modello, da misure particolari, non multipli interi della dimensione dell'elemento FEM.

In Fig.4.4 si può vedere il risultato di tale meshatura:

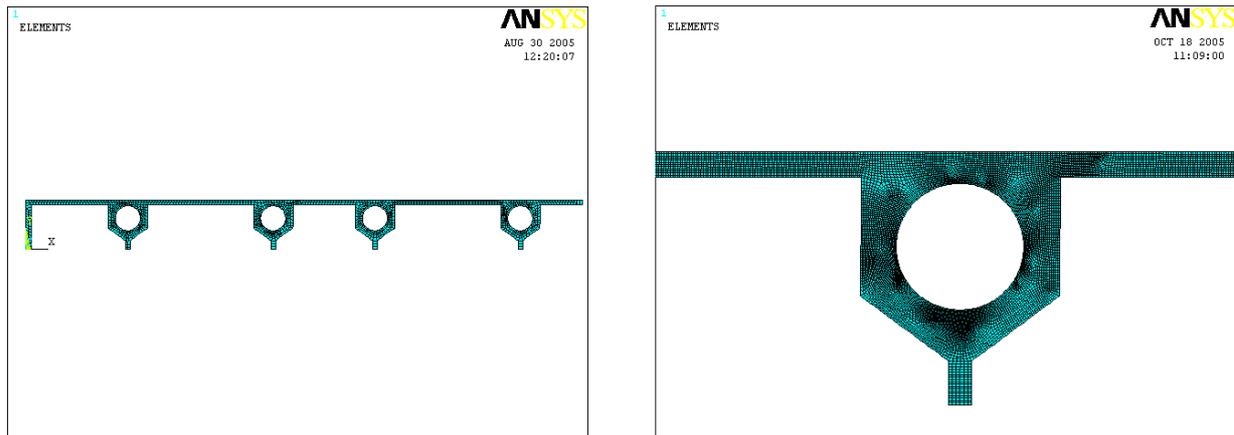


Fig. 4.4 Mesh del modello

4.2.5 Condizioni al contorno

Le condizioni al contorno del problema sono da ricavarsi dalle condizioni di carico termico cui è sottoposta la cold plate.

La specifica termica richiede la dissipazione di una potenza termica pari a 300 W. Tale potenza deve essere dissipata dal liquido refrigerante circolante nei condotti.

Avremo quindi una trasmissione di calore per convezione da applicarsi, in relazione al modello studiato, sulle circonferenze dei condotti.

Il coefficiente di scambio termico utilizzato sarà quello relativo a una condizione di flusso laminare, dalla Fig.3.8 del Cap.3 vediamo che tale valore corrisponde a $300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ opportunamente convertito in mm per rispettare le unità di misura del modello.

La temperatura del fluido (T_{bulk}) è stata considerata costante e pari a $20 \text{ }^\circ\text{C}$ in accordo con la Fig.3.9 del Cap.3.

È necessaria una precisazione, il valore della potenza termica da utilizzare non è propriamente quello fornitoci dalla specifica ma deve essere diviso per l'intera superficie di scambio termico in quanto stiamo lavorando ad un problema bidimensionale. Le dimensioni della superficie superiore sono $710\text{mm} \times 452\text{mm}$ (Par.3.2.2 Cap.3), potendo benissimo considerare la superficie di scambio termico estesa a tutta la superficie superiore, il valore della potenza termica sarà: $300\text{W}/(710 \cdot 452)\text{mm}^2 = \underline{0.000934 \text{ W/mm}^2}$.

Dalla Fig.3.5 si può vedere l'applicazione delle condizioni al contorno

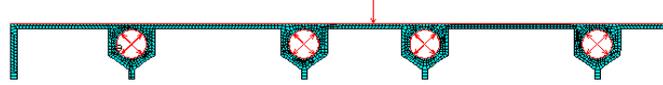


Fig. 4.5 Condizioni al contorno

Una cosa importante da sottolineare è che le restanti parti del modello, ove non è stato applicato nessun tipo di carico termico, sono state considerate adiabatiche, mettendoci così nella situazione più cautelativa. Nella realtà infatti il calore potrebbe trasmettersi anche attraverso le pareti esterne, avendole invece imposte adiabatiche, la dissipazione sarà esclusivamente a carico del fluido refrigerante.

4.2.6 Risultati dell'analisi FEM

Il primo risultato importante da commentare è la distribuzione delle temperature sulla cold plate, nelle Fig.4.6 e 4.7 riportiamo il campo di temperature ottenuto dall'analisi FEM in modo da poter confrontare i risultati con le specifiche illustrate nel Cap.3.

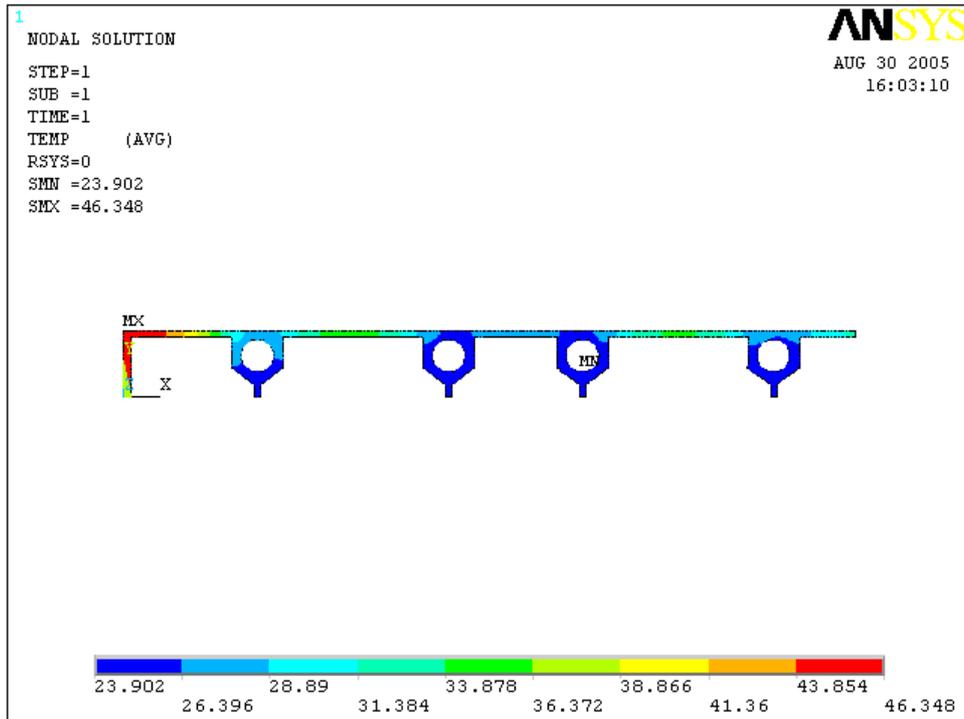


Fig. 4.6 Campo di temperature

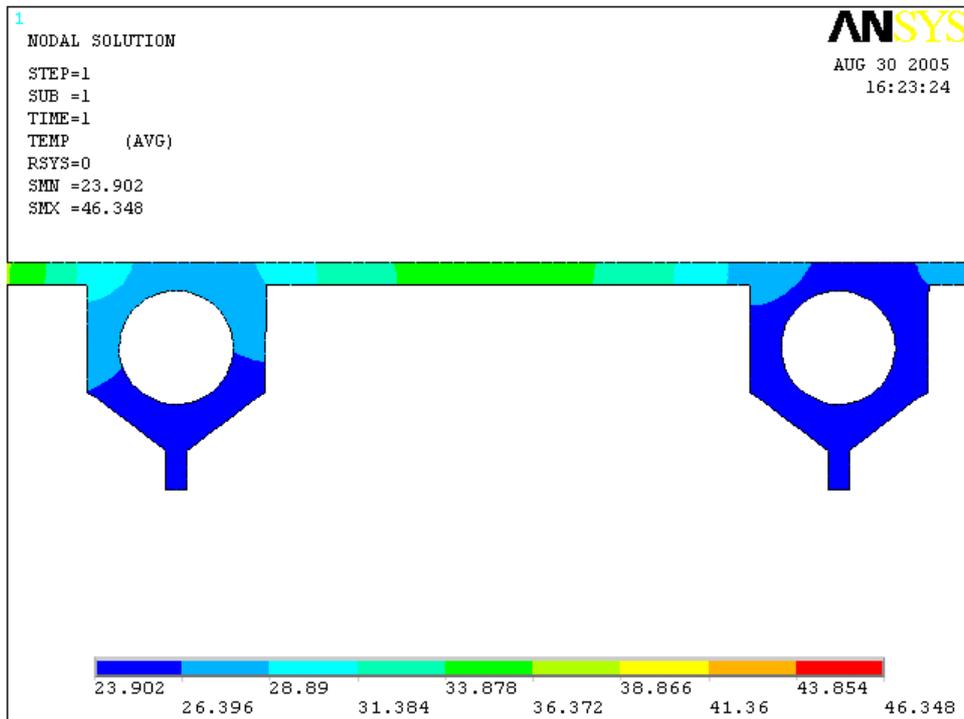


Fig. 4.7 Zoom su temperature

Dalla Fig.4.6 vediamo che la temperatura ha un minimo in corrispondenza dei punti più vicini ai condotti. Il massimo si trova in corrispondenza dell'aletta verticale, il fenomeno è riconducibile al fatto che essendo state supposte le pareti adiabatiche e avendo un flusso termico distribuito su

tutta la lunghezza della linea, si viene a creare in quella zona una sorgente di calore, una zona cioè in grado di scambiare una qualsiasi quantità di calore senza modificare la sue temperatura.

La cosa non deve comunque destare preoccupazione in quanto l'equipaggiamento elettronico manterrà una distanza precauzionale dagli estremi della cold plate.

La Fig.4.7 mette in evidenza invece l'escursione termica tra il punto più lontano dai condotti e quello più vicino.

Come si vede, ad ogni valore è associato un colore corrispondente, il punto più caldo è ad una temperatura che va dai 34 a 36 °C (verde), mentre il punto più freddo si trova all'interno dell'intervallo di temperature che va da 24 a 26 °C (blu). Confrontando questo risultato con il primo caso della Fig.3.9 Cap.3, vediamo che l'analisi effettuata coincide perfettamente con i risultati fornitici dall'ESA.

Ad ulteriore conferma della validità dell'analisi vogliamo mostrare che il valore del flusso termico lungo la direzione Y e cioè quella ortogonale alla superficie superiore della cold plate è proprio corrispondente al valore del flusso termico da dissipare, vedere le figure seguenti.

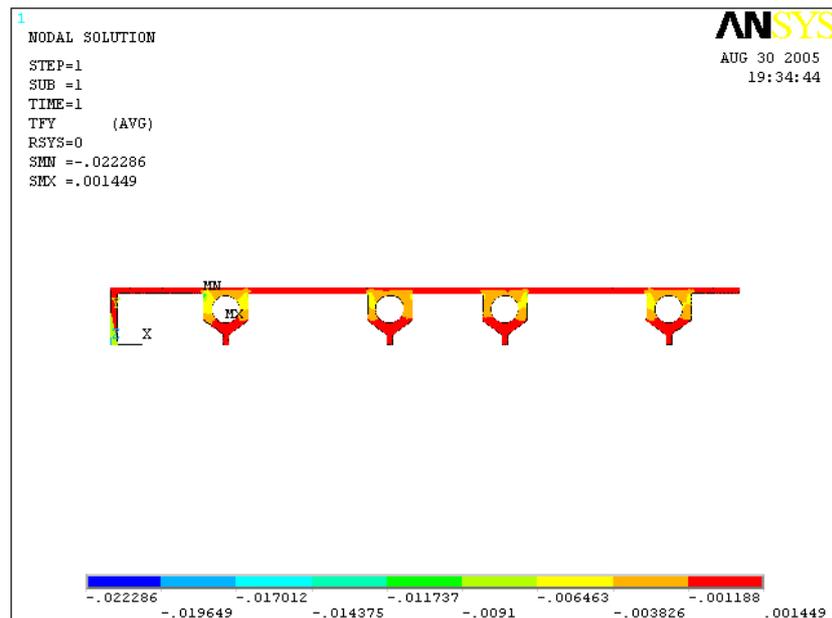


Fig. 4.8 Flusso termico lungo Y

Se andiamo a scegliere un intervallo di valori più ristretto vediamo che sulla superficie superiore ci avviciniamo sempre di più al valore della specifica termica

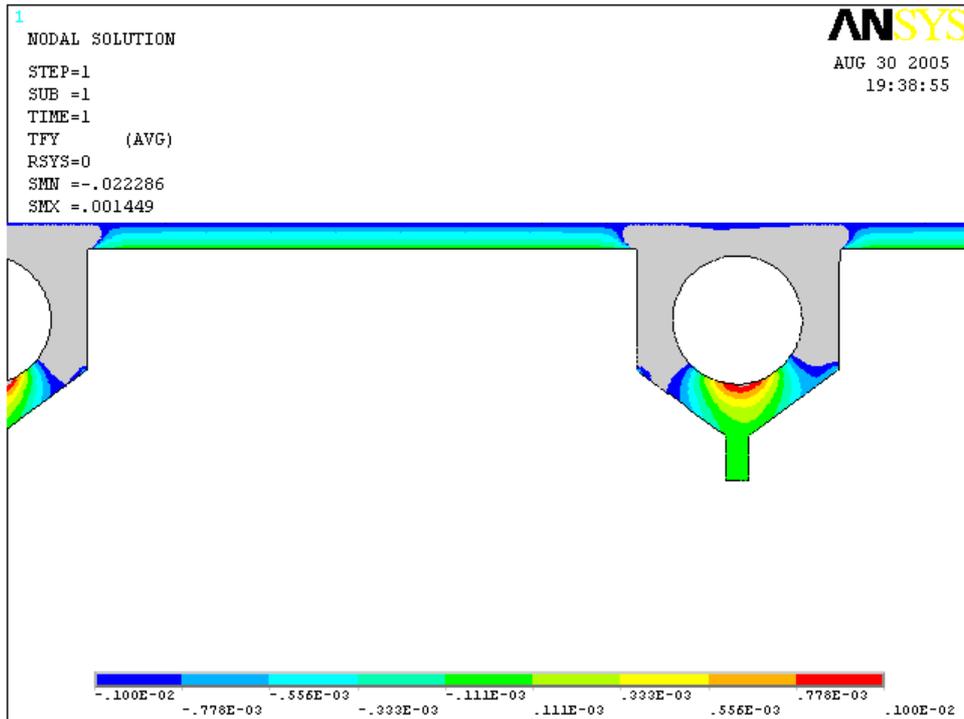


Fig. 4.9 Flusso termico lungo Y

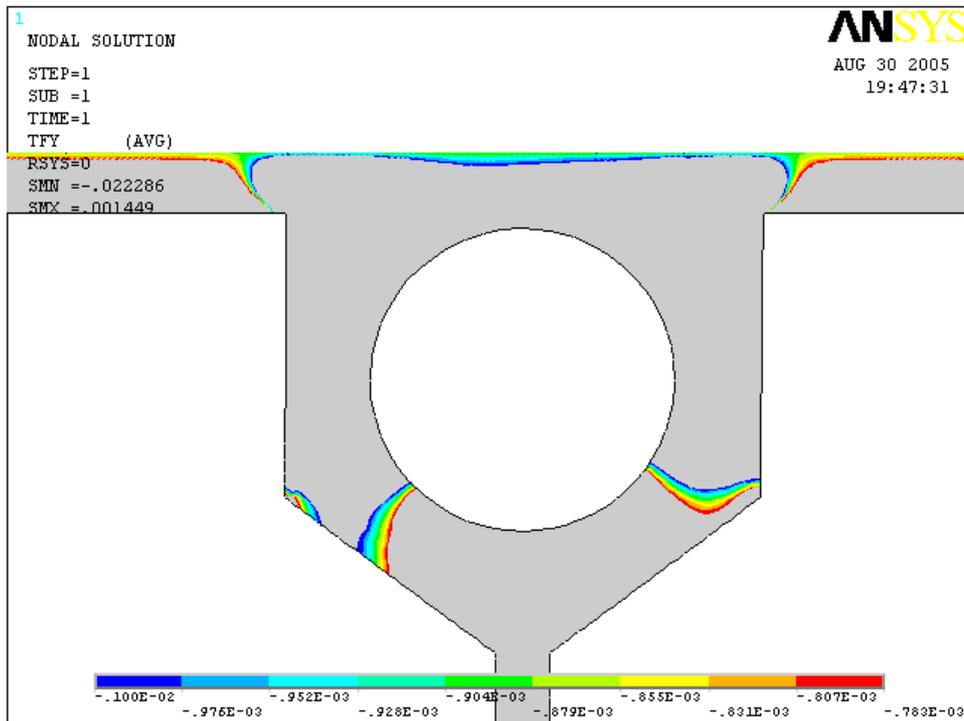


Fig. 4.10 Flusso termico lungo Y

Come si può vedere dalle Fig.4.8, 4.9, 4.10, restringendo sempre di più l'intervallo dei valori del flusso termico, quest'ultimo converge proprio al valore impostato per affrontare l'analisi. Si noti

infatti che lungo tutta la linea superiore del modello, corrispondente alla superficie superiore, il flusso termico vale all'incirca 0.0009 W/mm^2 .

Il segno negativo che risulta dall'analisi è dovuto al fatto che il flusso è entrante e per rispettare l'impostazione del sistema di riferimento di Ansys, dal programma risulta negativo.

Risulta di notevole interesse prendere visione anche della rappresentazione vettoriale del flusso termico. Attraverso quest'ultima si vede chiaramente il "percorso" del calore che dalla superficie superiore confluisce verso i condotti per l'azione del fluido refrigerante, il fenomeno è illustrato in Fig.4.11.

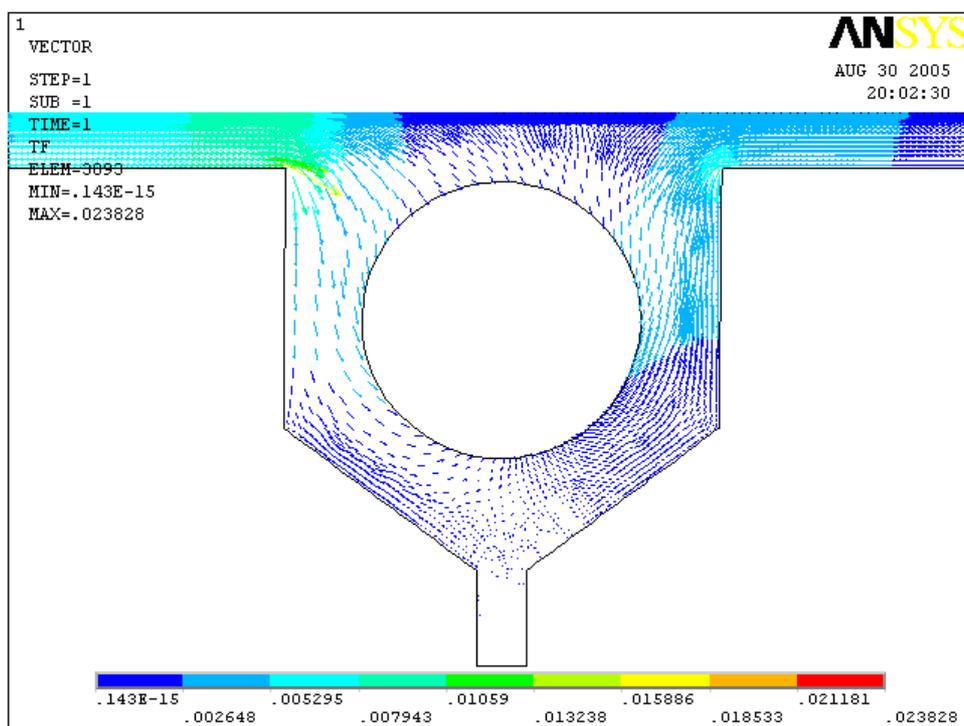


Fig. 4.11 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

Per focalizzare l'analisi sulla zona di scambio termico più significativa si è ridotta la superficie di applicazione del flusso termico, si è cercato di evitare che gli estremi della cold plate prendessero parte al processo anche per l'impossibilità di tali zone di dissipare il calore proveniente dall'equipaggiamento.

In Fig.4.12 mostriamo il campo di temperature ottenuto con una riduzione della superficie di scambio termico.

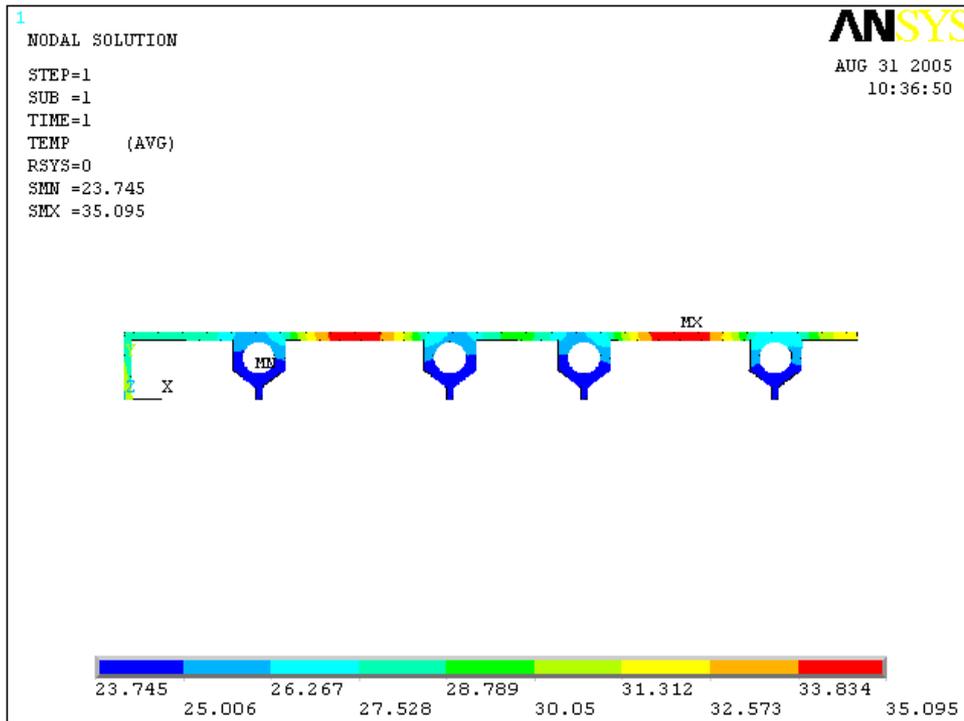


Fig. 4.12 Temperature con superficie di scambio termico ridotta

Come vediamo chiaramente, il massimo e il minimo della temperatura coincidono esattamente con i valori riportati nel primo caso della Fig.3.9 Cap.3.

I risultati ottenuti ci confermano quindi che il modello bidimensionale può essere considerato un'ottima simulazione del fenomeno.

4.2.7 Variabili di progetto

Nei paragrafi precedenti abbiamo esaminato e verificato il comportamento della cold plate ISS. Se intervenissimo sulle variabili di progetto come il materiale, il coefficiente di scambio termico e la temperatura del fluido refrigerante, a parità di potenza termica avremmo certamente delle variazioni nel campo di temperature della cold plate.

Per meglio capire come e quanto influirebbero tali variazioni, riportiamo nelle figure a seguire i risultati ottenuti apportando alcune modifiche alle variabili di progetto.

La temperatura del fluido refrigerante la considereremo sempre costante e pari a 20 °C. L'effetto di un suo cambiamento sarà affrontato al momento in cui analizzeremo il problema tridimensionale.

Potremo invece, già dal modello bidimensionale, vedere l'effetto di un cambiamento della conducibilità termica del materiale e del coefficiente di scambio termico.

L'acciaio inossidabile utilizzato, come detto, possiede una conducibilità termica di $15 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$, tuttavia è possibile avere a disposizione determinati tipi di acciai che raggiungono una conducibilità fino a $44.5 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$.

Nel caso della cold plate ISS questo tipo di materiale è stato scartato per problemi di compatibilità con l'acqua che circola nei condotti.

Dalla Fig.4.13 si nota che, adottando questo tipo di materiale

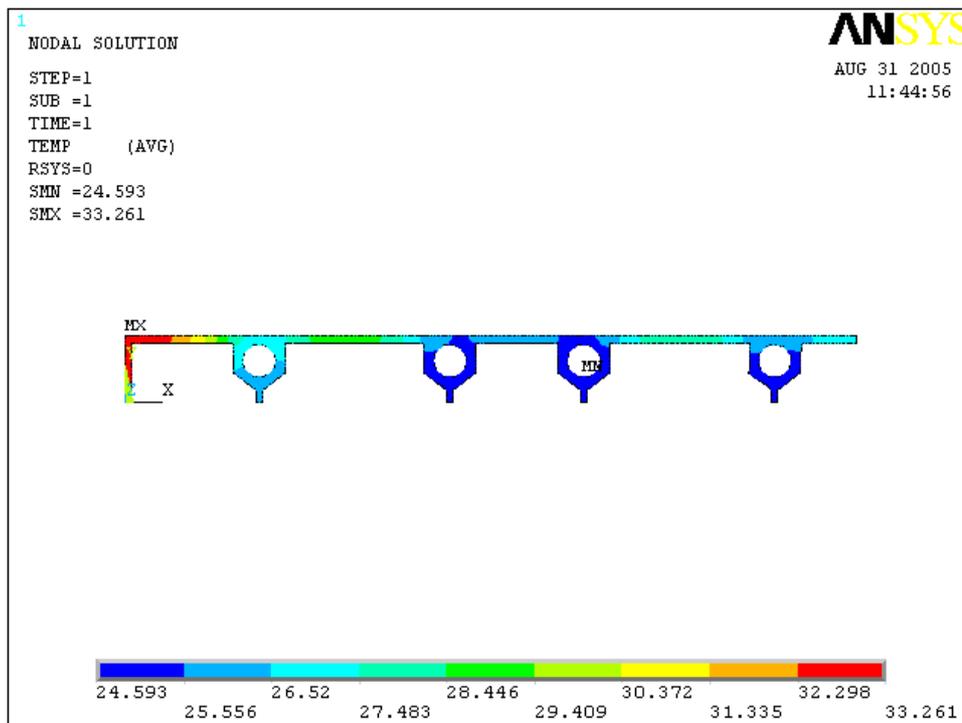


Fig. 4.13 Campo di temperature con conducibilità termica acciaio di $44.5 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$

il valore massimo della temperatura si è sensibilmente abbassato in conseguenza all'incremento della conducibilità termica del materiale.

La situazione migliorerebbe anche per il fatto che la temperatura si manterrebbe più uniforme su tutta la superficie di scambio termico.

Un altro parametro su cui potremmo intervenire è il coefficiente di scambio termico.

Attraverso un opportuno sistema di pompaggio potremmo portare il fluido refrigerante ad un regime di flusso turbolento ottenendo così valori del coefficiente di convezione all'incirca pari a $1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

I vantaggi che otterremmo adottando un simile sistema sarebbero però subito compensati dagli svantaggi che avremmo nell'incremento di potenza necessario al sistema di pompaggio e nell'aumento delle perdite.

Per queste ragioni il fluido refrigerante della cold plate ISS è mantenuto in un regime di flusso laminare.

Riportiamo comunque in Fig.4.14 i vantaggi derivanti da un coefficiente di convezione intorno ai $1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

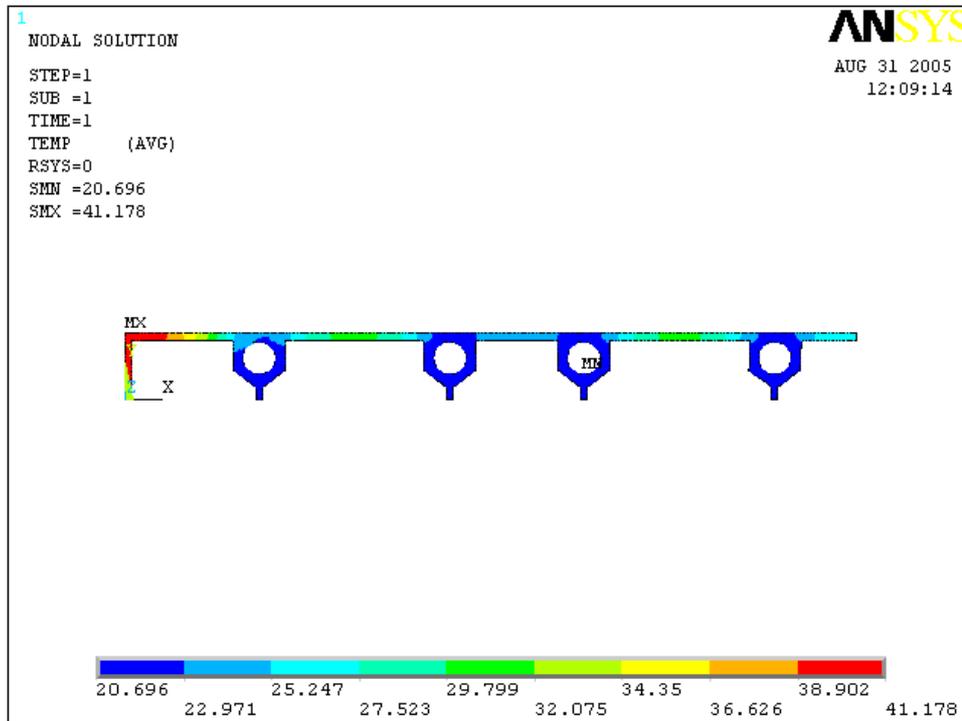


Fig. 4.14 Campo di temperature con un coeff. di convezione pari a $1000 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$

Si nota che, anche in questo caso, il valore massimo della temperatura, relativo alla zona d'interesse, cioè quella tra i condotti, è diminuito ma non tanto quanto avviene per l'aumento della conducibilità termica del materiale considerato in precedenza.

Ciò dimostra che la conducibilità termica del materiale influisce in maniera preponderante rispetto al coefficiente di convezione.

Queste considerazioni rivestiranno notevole importanza al momento in cui ci proporremo di sviluppare il progetto della cold plate ISS.

4.2.8 Diminuzione del numero dei condotti

La cold plate ISS è dotata di otto condotti per la circolazione del fluido refrigerante. Abbiamo visto nei paragrafi precedenti che tale configurazione risulta necessaria per soddisfare le specifiche termiche in gioco.

A scopo di verifica abbiamo provato a diminuire il numero dei condotti per dimostrare che in tali condizioni la cold plate non sarebbe in grado di dissipare il calore dell'equipaggiamento.

La geometria è a quattro condotti equamente distanziati e disposti in modo che tutti i punti della superficie di scambio termico mantengano la stessa distanza dai condotti, vedere Fig.4.15.

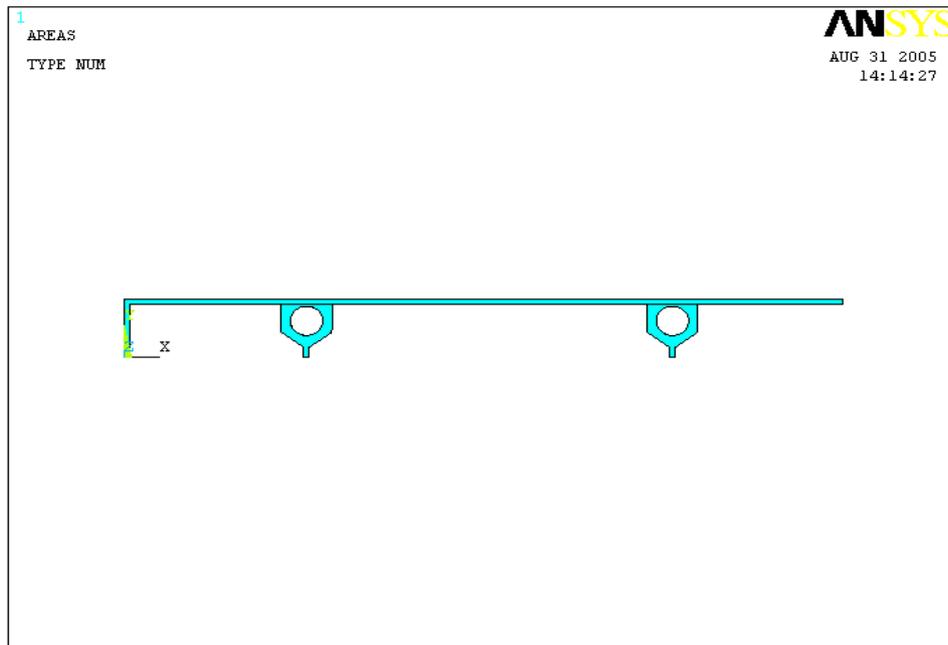


Fig. 4.15 Modello a quattro condotti

Anche in questo caso è stato possibile studiare la semistruttura grazie alla simmetria geometrica. Per l'analisi con Ansys sono stati usati ovviamente gli stessi elementi e lo stesso materiale. Le condizioni al contorno sono le medesime del caso a otto condotti, vedi Fig.4.16.

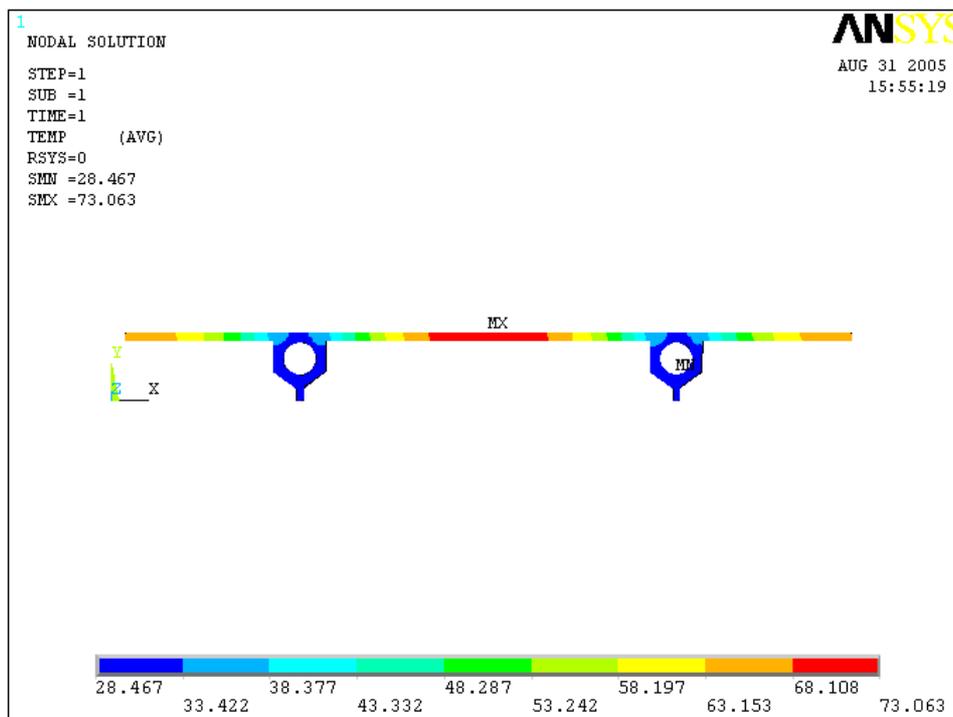


Fig. 4.16 Temperature Cold Plate a quattro condotti

Si vede immediatamente che la maggior distanza tra i condotti unitamente alla bassa conducibilità termica del materiale genera una zona calda in corrispondenza dei punti più distanti dal fluido refrigerante.

Si nota quindi che questa configurazione non riesce a soddisfare le specifiche termiche, il valor massimo della temperatura è ben al di sopra del valore ammissibile ricavato dalla Fig.3.9 Cap.3.

4.2.9 Analisi termo-strutturale

Ci proponiamo ora di valutare le deformazioni e le tensioni indotte dal gradiente di temperatura agente sulla cold plate.

Il modello Ansys sarà ancora bidimensionale ma cambieranno le condizioni al contorno.

Il carico applicato sarà appunto il gradiente di temperatura che causerà delle deformazioni e relative tensioni nella struttura in base ai vincoli strutturali cui è sottoposta.

Dalla Fig.3.5 Cap.3 vediamo che la cold plate è vincolata al rack tramite gli appositi sostegni disposti sui quattro vertici.

L'elemento adatto a questo tipo di analisi è il PLANE 42. Tale elemento è formato da quattro nodi con due gradi di libertà per ciascun nodo: la traslazione nel piano lungo X e lungo Y.

Permette di valutare le sollecitazioni derivanti da un gradiente termico imponendo le temperature a ciascun nodo come se fossero un carico di volume.

In Fig.4.17 vediamo la meshatura del modello con vincoli applicati.

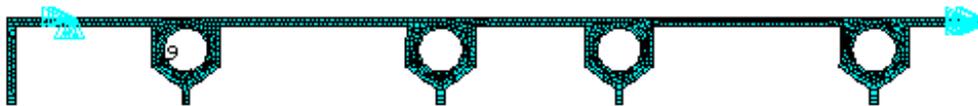


Fig. 4.17 Mesh e vincoli del modello

I gradi di libertà ristretti sono quelli in corrispondenza della sezione di simmetria e in corrispondenza del sostegno.

Il sostegno è stato schematizzato togliendo tutti i gradi di libertà di due nodi adiacenti.

A questo modello è stato quindi imposto un gradiente di temperatura come un carico di volume e si è valutato lo stato di sollecitazione conseguente.

In Fig.4.18 è possibile vedere la deformata della struttura, mentre nella Fig.4.19 mostriamo le deformazioni equivalenti.

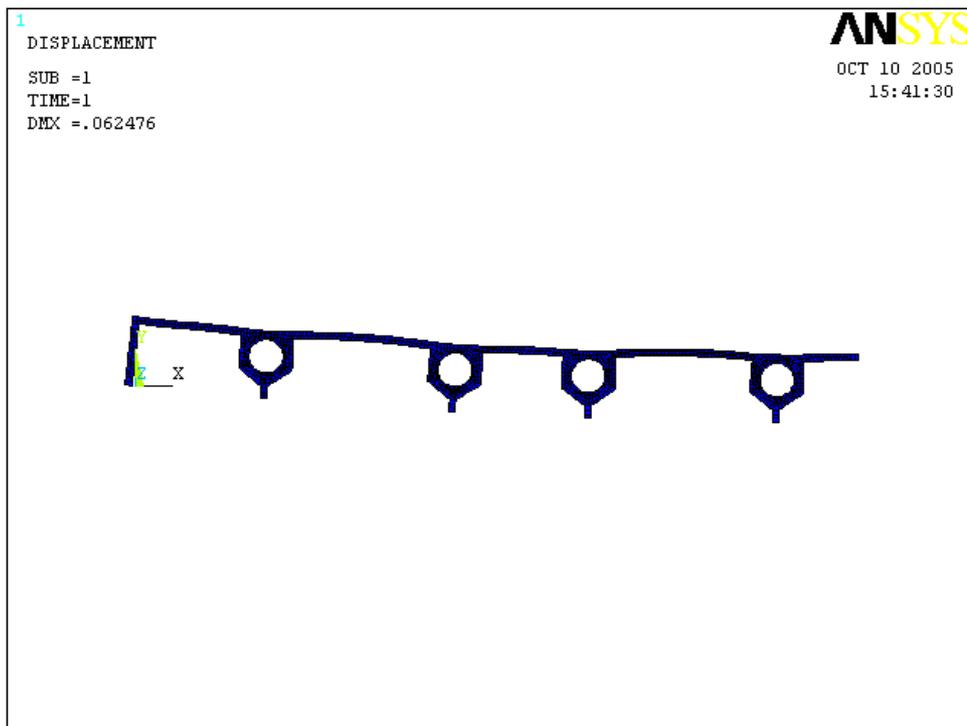


Fig. 4.18 Deformata in seguito a gradiente termico

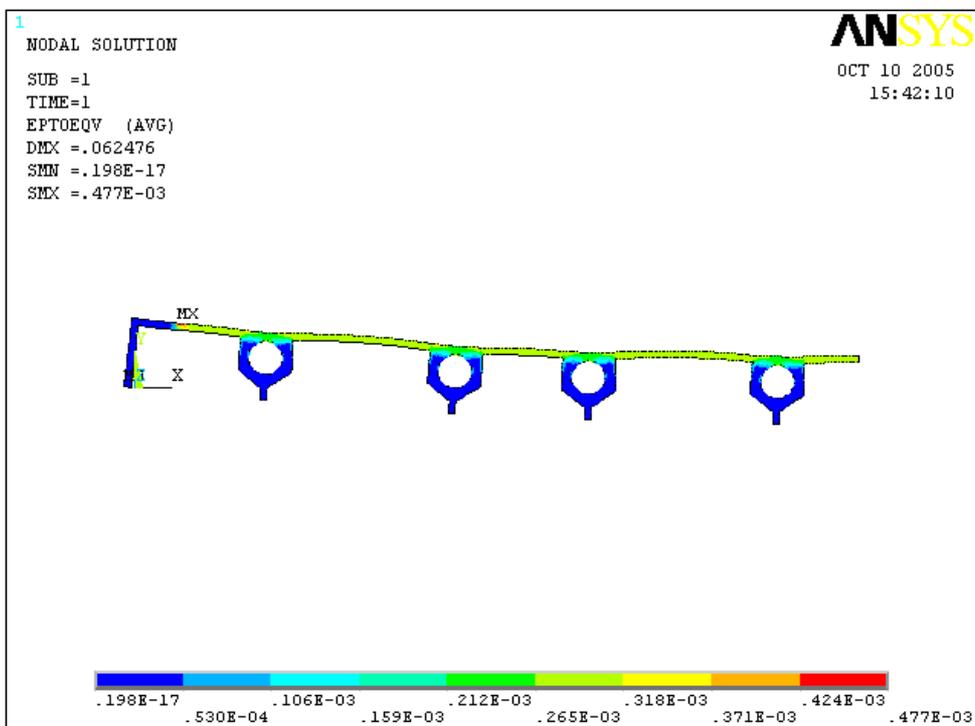


Fig. 4.19 Deformazioni equivalenti

Come si nota dalla figura 4.19 le deformazioni maggiori si hanno in corrispondenza dei punti vincolati ma rimangono comunque all'interno di valori trascurabili.

In Fig.4.20 è possibile prendere visione delle tensioni equivalenti (tensioni di Von Mises) nella struttura.

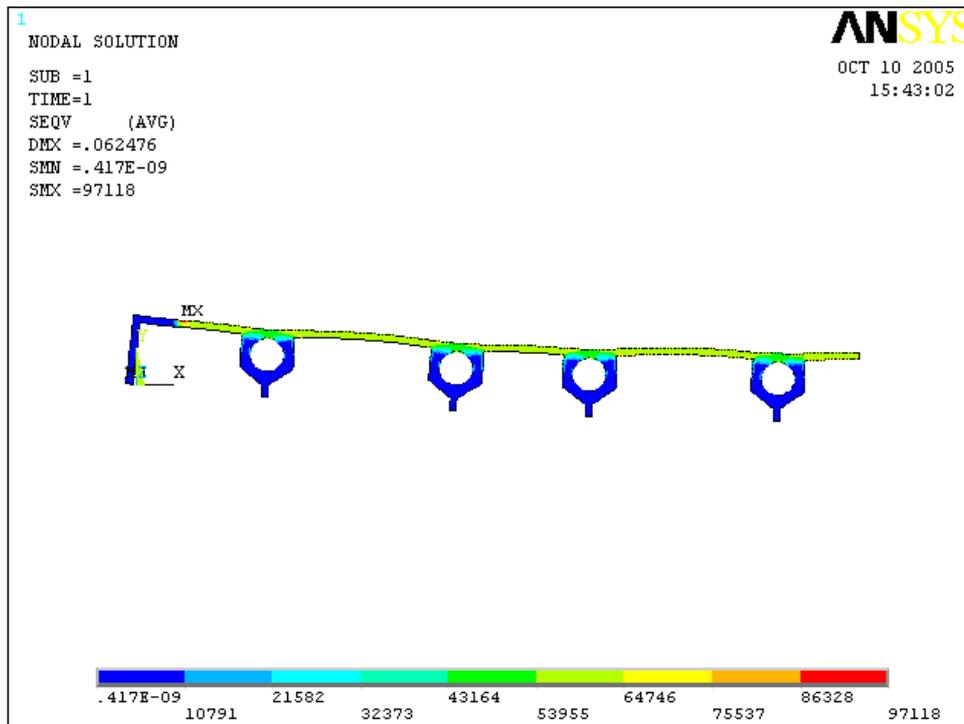


Fig. 4.20 Tensioni di Von Mises

Il valore della tensione letto in figura è espresso in $Pa \cdot 10^3$, il massimo di tale valore è in corrispondenza dei vincoli ma in quei punti la soluzione non è convergente a causa della presenza di punti di singolarità.

Per tale motivo la tensione risultante sarà molto più alta del reale stato di sollecitazione, vediamo infatti che lungo tutta la superficie superiore della cold plate la tensione si assesta tra i 43 e i 54 MPa.

Il valore minimo, ragionevolmente in corrispondenza dei condotti supera di poco gli 80 KPa.

4.3 Analisi termica tridimensionale

4.3.1 Generalità

Dopo aver studiato il problema bidimensionale e aver così individuato le variabili più significative del processo, si è proceduto alla costruzione di un modello tridimensionale. Ciò ha

permesso una visione più globale e diretta del fenomeno reale nonché una maggior attinenza alla realtà.

In questo caso è stato infatti possibile simulare gli incrementi di temperatura che il fluido subisce dall'ingresso nel circuito idraulico fino alla sua uscita.

Il modello tridimensionale dà inoltre una visione della struttura nella sua totalità, evidenziando così le zone più o meno calde sull'intero corpo della struttura. Ciò è sicuramente un vantaggio perché in tal modo è possibile, qualora fosse fattibile, disporre determinati componenti dell'equipaggiamento elettronico che erogano maggior potenza in zone più fredde della cold plate, lasciando i componenti che lavorano in situazioni meno gravose in regioni relativamente più calde.

4.3.2 Modellazione

Il modello tridimensionale cerca di rappresentare il più fedelmente possibile la struttura reale della cold plate.

Come si vede in Fig.3.4 Cap.3, agli 8 condotti se ne aggiungono due trasversali che hanno sostanzialmente la funzione di collegamento tra un condotto e il successivo. Si è ritenuto ragionevole considerare quest'ultimi non significativamente rilevanti nel fenomeno termico sostituendoli, per semplicità di modellazione, con due spallette. Ciò non ha portato nessuna deficienza nell'analisi termica e al tempo stesso ha mantenuto intatta la rigidità globale della struttura.

L'elemento idoneo a questo tipo di analisi è il SOLID 87. Tale elemento ha una geometria tetraedrica a 10 nodi, è particolarmente adatto ad analisi termiche tridimensionali ove la geometria della struttura si presenti particolarmente complessa e richieda quindi una mesh irregolare.

Il SOLID 87 ha un unico grado di libertà: la temperatura a ciascun nodo.

Il materiale adoperato resta ovviamente l'acciaio inossidabile.

Riportiamo nelle figure a seguire il modello tridimensionale e la relativa mesh.

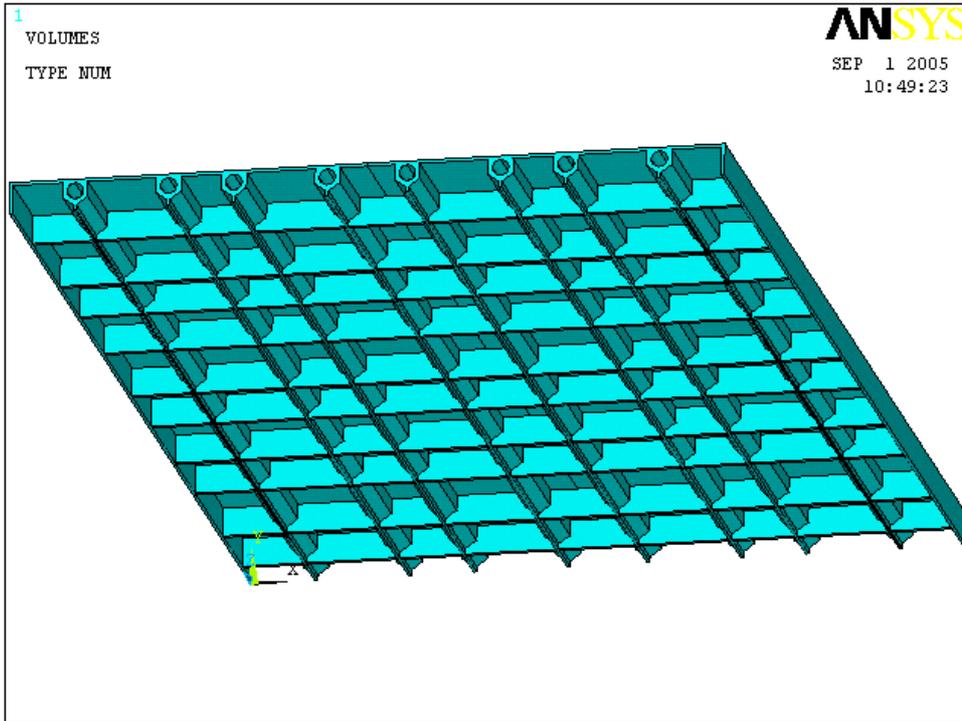


Fig. 4.21 Modello tridimensionale

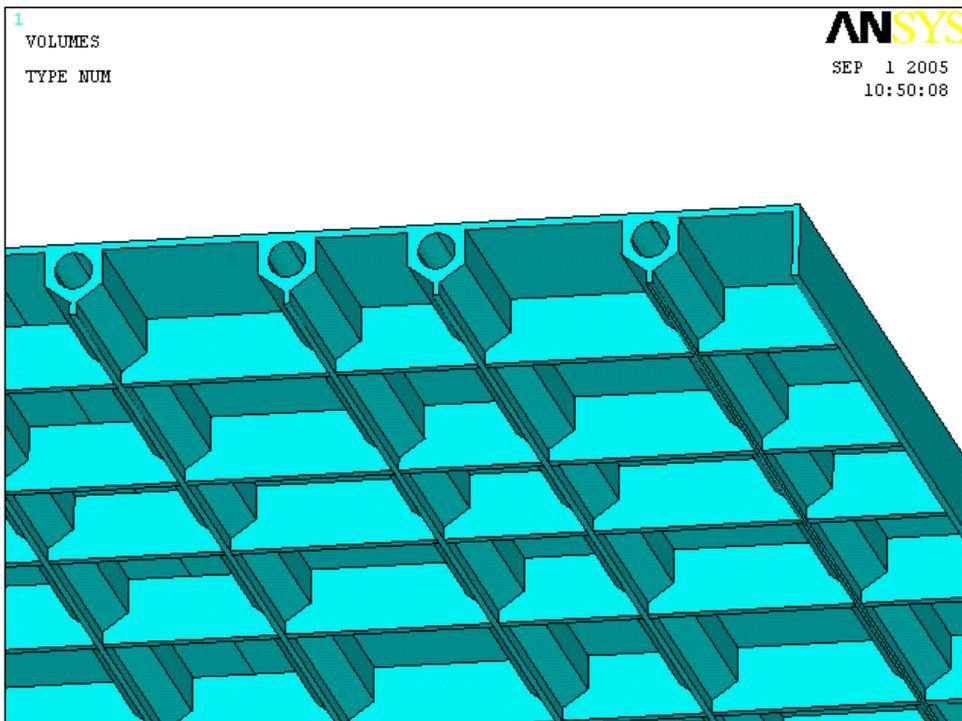


Fig. 4.22 Zoom sul modello

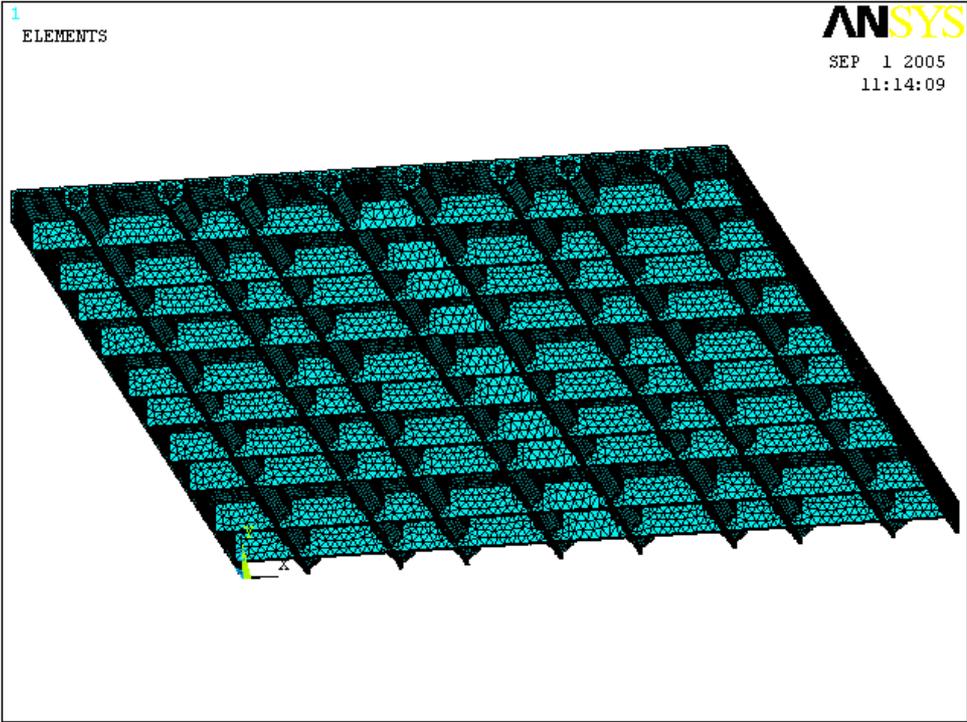


Fig. 4.23 Mesh del modello con SOLID 87

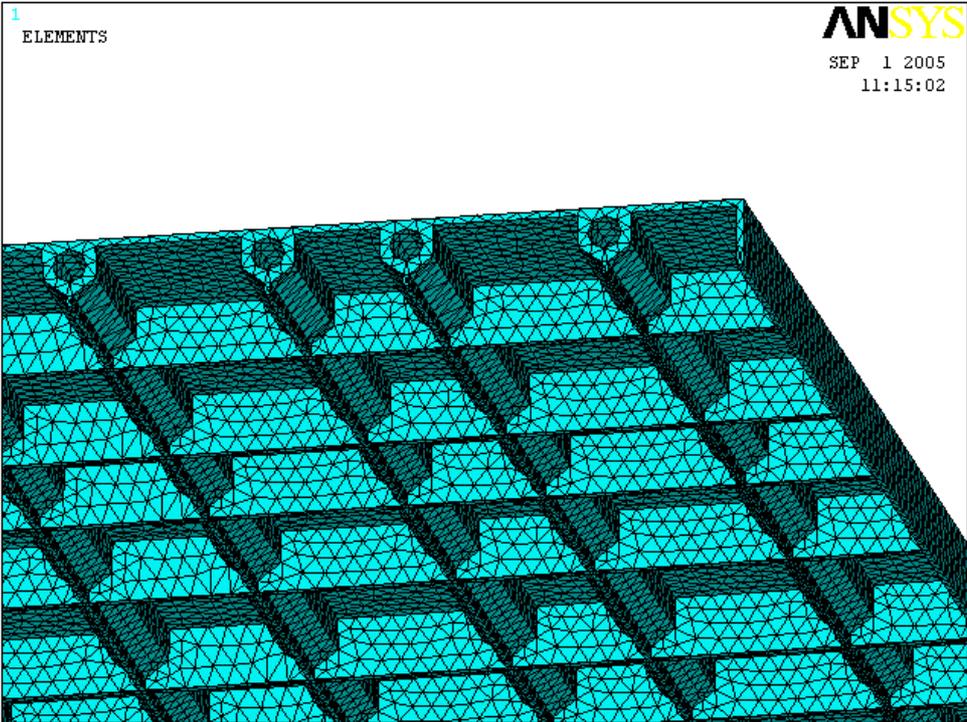


Fig. 4.24 Zoom meshatura

4.3.3 Condizioni al contorno

La potenza termica proveniente dall'equipaggiamento elettronico ovviamente rimane la stessa, in questo caso però non sarà più applicata ad una linea come nel problema bidimensionale ma all'intera superficie superiore della cold plate.

Stesse considerazioni possono essere fatte per quanto riguarda il coefficiente di scambio termico. Il flusso resta in regime laminare per cui il valore del coefficiente di convezione sarà lo stesso del problema bidimensionale solo che sarà applicato all'intera superficie cilindrica dei condotti invece che alla sola circonferenza.

Alcune considerazioni aggiuntive vanno spese per quel che concerne la temperatura del fluido refrigerante. Nel caso bidimensionale era stata assunta costante e pari a 20 °C, così facendo è come se avessimo fotografato un istante del processo e precisamente il momento in cui il fluido raggiungeva 20°C.

Nel modello tridimensionale è invece possibile applicare al fluido refrigerante la caduta termica che subisce fluendo attraverso i condotti del circuito idraulico.

Introducendo la relazione 4.1

$$q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (4.1)$$

dove q è la potenza termica, \dot{m} la portata massica, C_p è il calore specifico a pressione costante del fluido di lavoro e ΔT variazione della temperatura.

Possiamo dalla 4.1 mettere in evidenza il ΔT

$$\Delta T = \frac{q}{\dot{m} \cdot C_p} \quad (4.2)$$

Ora, introducendo i valori relativi al problema in esame:

- $q = 300$ W
- $\dot{m} = 36$ Kg/h (da Par.3.2.2 Cap.3)
- $C_p = 4180$ J/Kg*K (calore specifico dell'acqua a 20 °C)

ricaviamo un $\Delta T \cong 8C^\circ$.

Il valore ricavato ci dà il salto di temperatura che subisce il fluido dall'ingresso all'uscita della cold plate.

Il circuito idraulico della cold plate ISS prevede una configurazione in serie e per tale motivo il salto termico è piuttosto elevato.

I condotti sono otto, se volessimo sapere la caduta termica per ogni condotto non dovremmo fare altro che dividere il ΔT ricavato per il numero dei condotti

$$\Delta T_c = \frac{\Delta T}{8} \cong 1C^\circ \quad (4.3)$$

dove ΔT_c è il salto termico per il singolo condotto.

Nel modello tridimensionale quindi dovremo impostare una temperatura del fluido (T_{bulk}) variabile all'interno del condotto.

4.3.4 Risultati dell'analisi FEM

Riportiamo nelle figure a seguire i risultati dell'analisi termica tridimensionale, temperature e flusso termico.

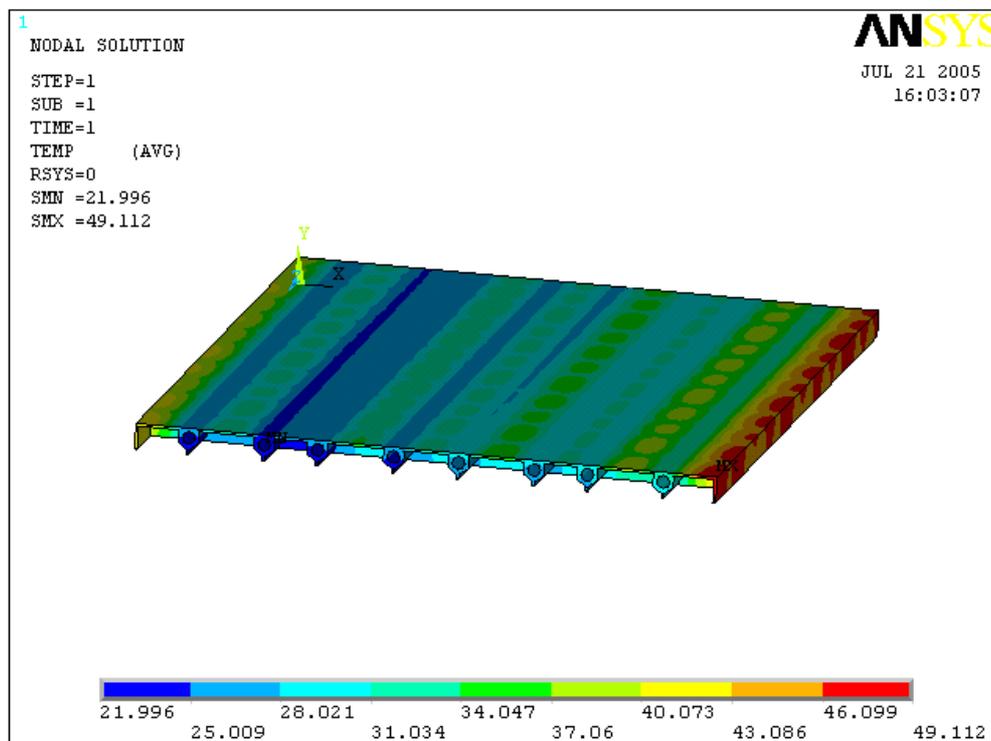


Fig. 4.25 Campo di temperature

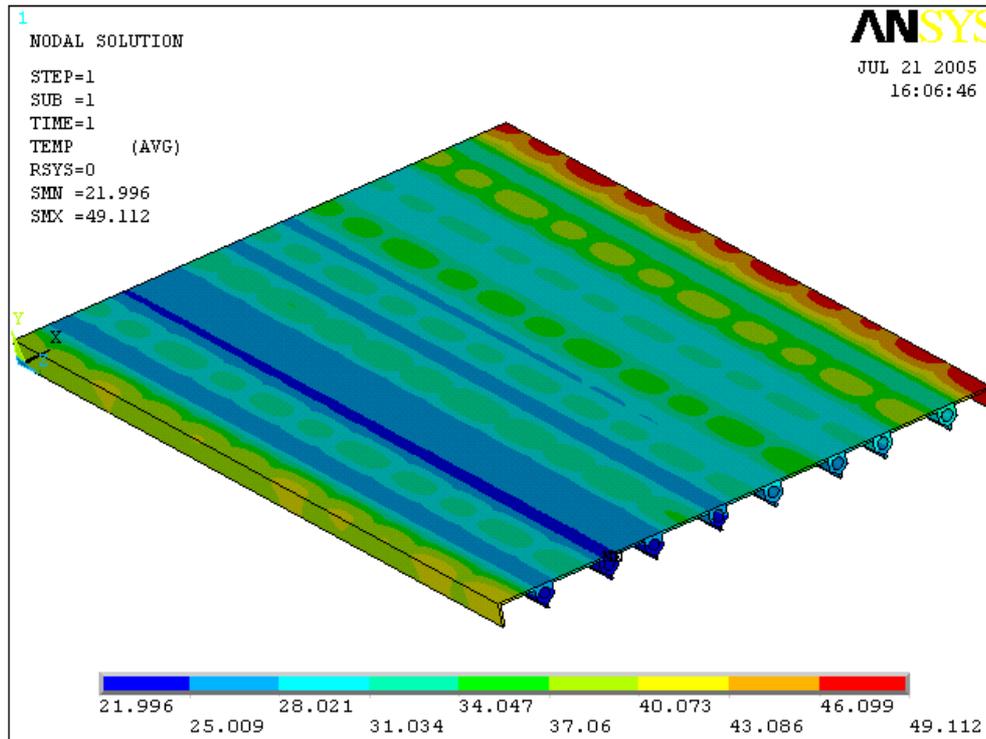


Fig. 4.26 Altra vista del campo di temperature

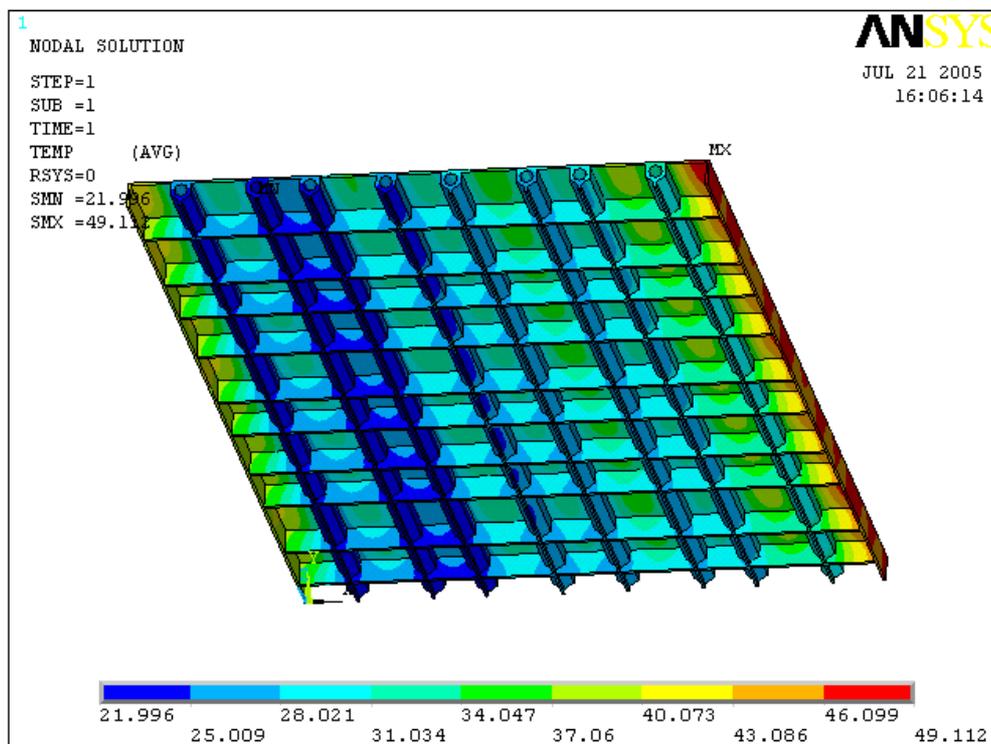


Fig. 4.27 Vista dal basso delle temperature della Cold Plate

Come si vede dalle figure c'è un graduale e progressivo aumento della temperatura a partire dal condotto d'entrata a quello d'uscita.

La situazione, ripetiamo, corrisponde a quella in cui il flusso termico è uniformemente distribuito su tutta la superficie superiore della cold plate.

Dai risultati emerge anche che le spallette non hanno alcuna influenza sul processo termico e assolvono quindi il solo compito strutturale.

Notiamo inoltre che la temperatura massima risulta inferiore ai 50 °C rispettando appieno le specifiche del Par.3.2.2 Cap.3 che indicano la temperatura del fluido in uscita inferiore ai 50 °C.

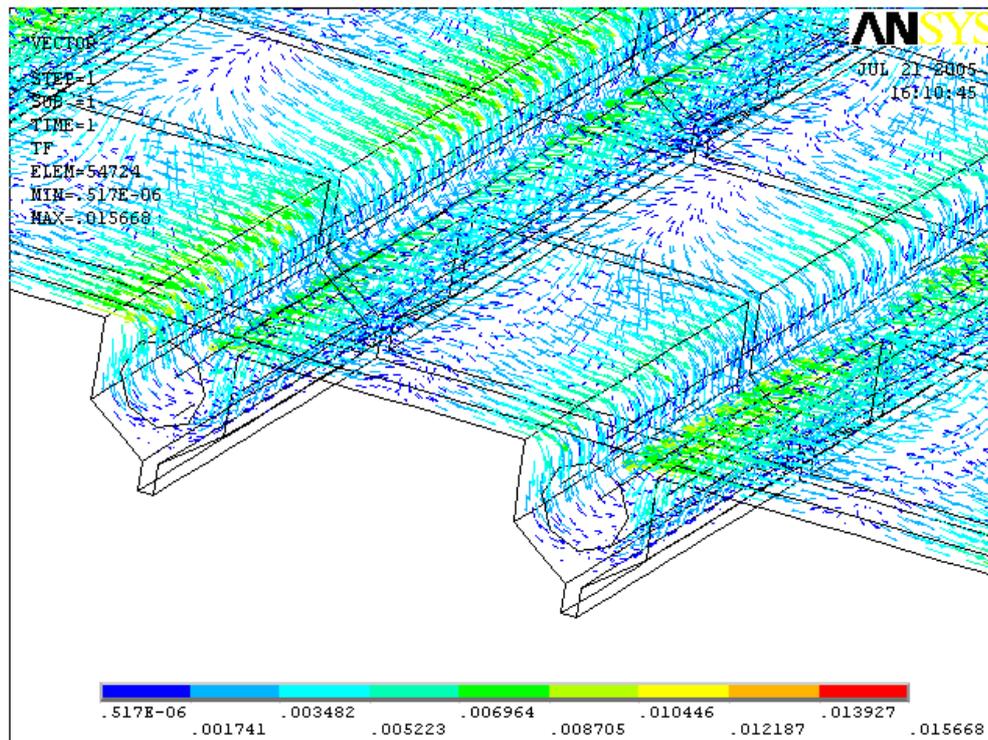


Fig. 4.28 Andamento del flusso termico

La figura 4.28 mostra la rappresentazione vettoriale del flusso termico. Si nota chiaramente come tale flusso, proveniente dalla superficie superiore, si diriga verso i condotti contenenti il fluido refrigerante.

Le analisi termiche condotte fino a questo punto ci hanno fornito una dettagliata visione del comportamento termico della cold plate ISS. La validità di tali analisi è stata supportata anche dal pieno rispetto dei risultati fornitici in partenza dall'ESA.

I modelli che nasceranno in seguito a modifiche del progetto appena studiato, seguiranno fedelmente le analisi finora fatte per avere un termine di paragone sicuro e corretto.

4.4 Analisi strutturale

4.4.1 Generalità

Le fasi più gravose a livello strutturale sono certamente quelle di decollo e atterraggio.

In queste condizioni si vengono a generare carichi dinamici casuali agenti su tutti i componenti all'interno dello shuttle.

La cold plate stessa subisce quindi vibrazioni casuali che si concretizzano in carichi dinamici attraverso accelerazioni risultanti.

L'analisi è stata condotta per mezzo di un test di qualifica a carichi dinamici random, la struttura è stata sottoposta a uno spettro di accelerazioni tipico di una fase di decollo di uno shuttle.

È stata necessaria quindi un'analisi modale per valutare le frequenze e i modi propri di vibrare e successivamente un'analisi spettrale condotta utilizzando lo spettro di accelerazioni suddetto per verificare lo stato di sollecitazione che ne insorge.

Le analisi intraprese si sono servite anche in questo caso del programma Ansys 7.0, ciò ha comportato, proprio come per l'analisi termica, la costruzione del modello, la definizione del materiale e la discretizzazione del modello.

4.4.2 Materiali e modellazione

Il materiale, come già anticipato nell'analisi termica, è acciaio inossidabile per l'intera struttura.

Anche per quanto riguarda la modellazione valgono le medesime considerazioni fatte per lo studio termico riportate al Par.4.3.2 del presente capitolo in quanto, come anticipato, la sostituzione dei condotti con le spallette ha mantenuto inalterata la rigidità della struttura.

La discretizzazione del modello è stata ottenuta utilizzando l'elemento SOLID 185. Tale elemento è impiegato per modellazioni di strutture solide tridimensionali. È definito da otto nodi con tre gradi di libertà per ciascun nodo: gli spostamenti lungo le direzioni del sistema di riferimento di Ansys X, Y e Z.

L'impiego di tale elemento permette di valutare l'elasticità, l'inflessione, le deformazioni e le tensioni del modello.

Per prendere visione del modello si rimanda alle figure 4.21 e 4.22 del presente capitolo.

4.4.3 Condizioni al contorno

Sia l'analisi modale che quella spettrale sono state condotte simulando una massa pressappoco uguale a 40 Kg (Par.3.2.4 Cap.3), rappresentante il peso dell'equipaggiamento elettronico, fissato sulla superficie superiore della cold plate.

A livello di simulazione in ambiente Ansys ciò è stato reso fattibile dell'utilizzo dall'elemento MASS 21. Si tratta di un elemento rappresentato da un punto con sei gradi di libertà: gli spostamenti lungo le direzioni X, Y, Z e le rotazioni attorno agli assi nodali X, Y e Z.

Al punto rappresentante l'elemento, che può essere un nodo della struttura già discretizzata con un altro elemento, possiamo assegnare la densità desiderata simulando così un vero e proprio peso.

Le analisi strutturali sono state condotte su una cold plate con il circuito idraulico scarico, non vi è presenza del fluido refrigerante all'interno dei condotti, il peso complessivo dell'acqua è stato considerato trascurabile rispetto alla struttura in acciaio.

Una particolare attenzione è stata rivolta alla simulazione dei vincoli sulla cold plate. Nella realtà essi sono rappresentati dai sostegni illustrati in Fig.3.5 Cap.3. che costituiscono l'interfaccia della cold plate con il relativo rack su cui è montata.

Nell'analisi FEM tali sostegni sono stati schematizzati come cerniere sferiche, punti cioè dove è impedita la traslazione lungo le tre direzioni principali ma è possibile la rotazione attorno agli assi principali.

In corrispondenza quindi degli spigoli della cold plate, zone dove sono localizzati i sostegni, si è bloccato un nodo ossia gli sono stati tolti tutti i gradi di libertà. Così facendo, il nodo bloccato è attorniato dagli altri nodi che sono liberi di ruotargli intorno creando un campo di spostamenti relativo a una cerniera sferica.

Riportiamo ora alcune figure che mostrano il modello discretizzato e vincolato secondo le considerazioni suddette.

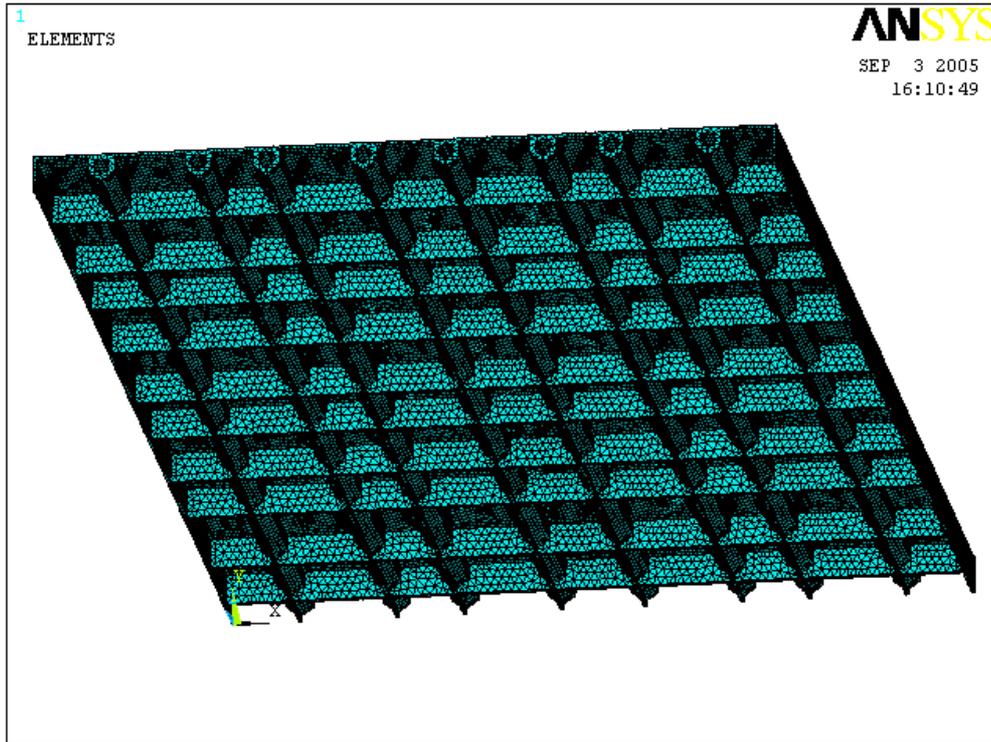


Fig. 4.29 Mesh del modello con elementi SOLID 185

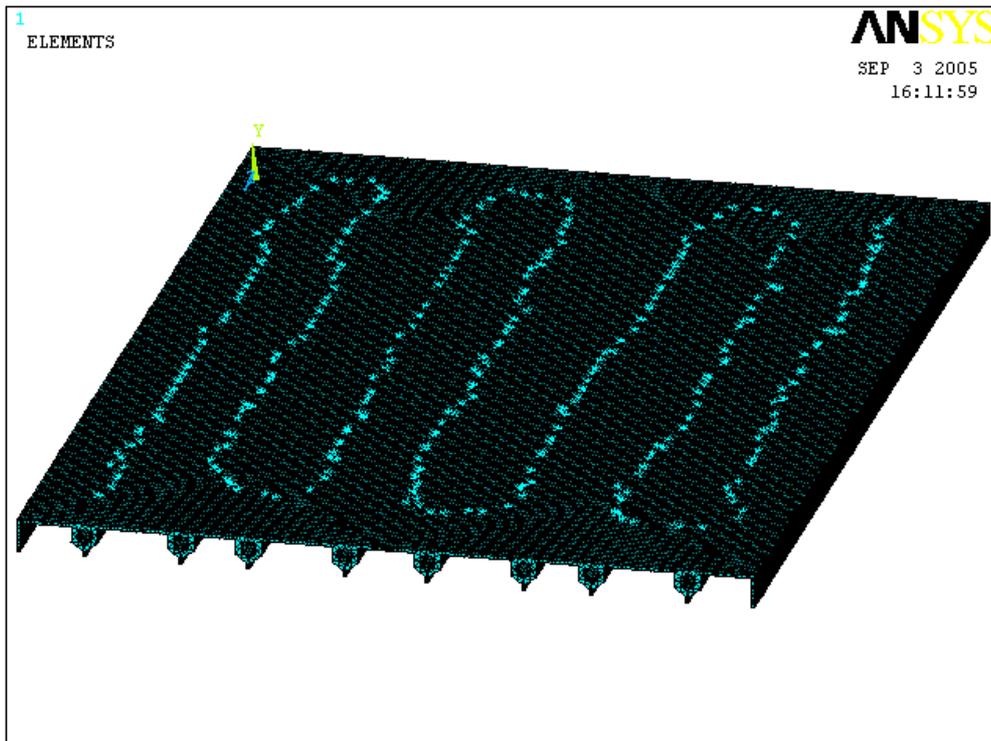


Fig. 4.30 Mesh con elementi SOLID 185 e MASS 21

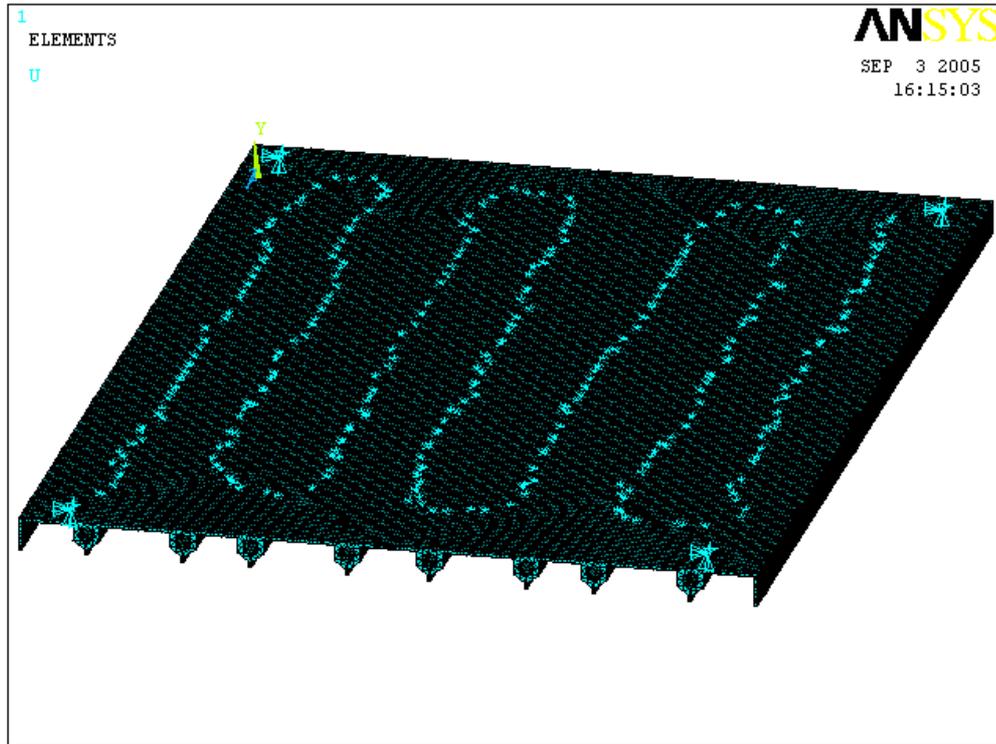


Fig. 4.31 Mesh e vincoli

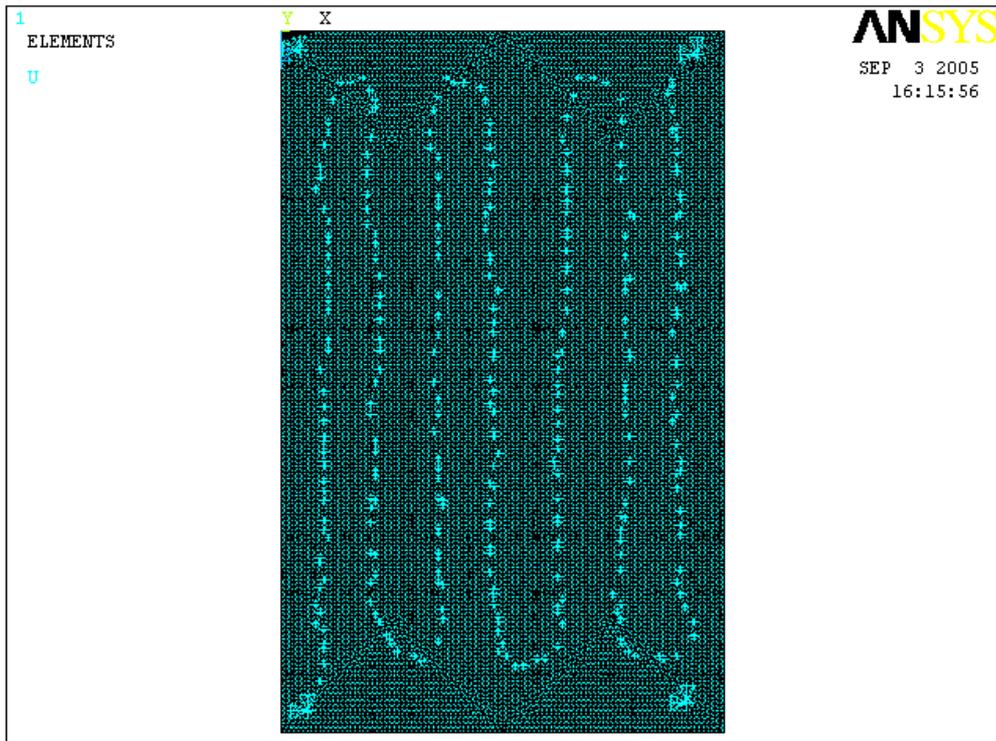


Fig. 4.32 Mesh e vincoli vista dall'alto

La “serpentina” che si vede dalla Fig.4.30 alla Fig.4.32 giacente sulla superficie superiore della cold plate rappresenta una serie di elementi MASS 21 distribuiti casualmente in modo da simulare il peso dell’equipaggiamento elettronico.

La distribuzione degli elementi massa è volutamente casuale per perseguire una maggiore attinenza con il fenomeno reale, l’equipaggiamento infatti non avrà una massa uniformemente distribuita sull’intera superficie di scambio termico della cold plate.

Le figure 4.31 e 4.32 illustrano inoltre la disposizione dei vincoli sulla struttura. Come si vede, in prossimità dei quattro spigoli della cold plate vi è un nodo a cui sono stati tolti tutti i gradi di libertà disponibili.

4.4.4 Analisi modale

Dopo aver ultimato la creazione del modello discretizzato comprensivo delle condizioni al contorno possiamo affrontare l’analisi modale della cold plate.

In termini matematici, già ampiamente trattati nel Cap.2, il programma deve ricavare gli autovalori, corrispondenti alle frequenze proprie della struttura, di una matrice contenente tutti i gradi di libertà del modello discretizzato.

Le frequenze che rivestono maggior importanza sono le prime essendo le più significative per caratterizzare il comportamento dinamico della struttura.

Per questa ragione, anche per una maggiore semplicità computazionale, sono state ricavate le prime due frequenze proprie della struttura.

I risultati dell’analisi verranno poi confrontati con la specifica strutturale (vedi Par.3.3.2 Cap.3) per la quale la prima frequenza propria generalmente dovrebbe essere superiore a 35 Hz.

Dagli autovalori trovati verranno successivamente ricavati i modi propri, necessari per affrontare l’analisi spettrale.

4.4.5 Risultati dell'analisi FEM

Riportiamo di seguito i valori ottenuti delle prime due frequenze proprie della cold plate:

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	47.515	1	1	1
2	87.178	1	2	2

I valori riportati sono da considerarsi in Hz.

I risultati ottenuti dimostrano che la simulazione può essere considerata valida visto che il valore della prima frequenza propria supera abbondantemente quello riportato nel Par.3.2.2 del Cap.3.

Nella figure a seguire si illustrano le deformate relative al primo e al secondo modo proprio.

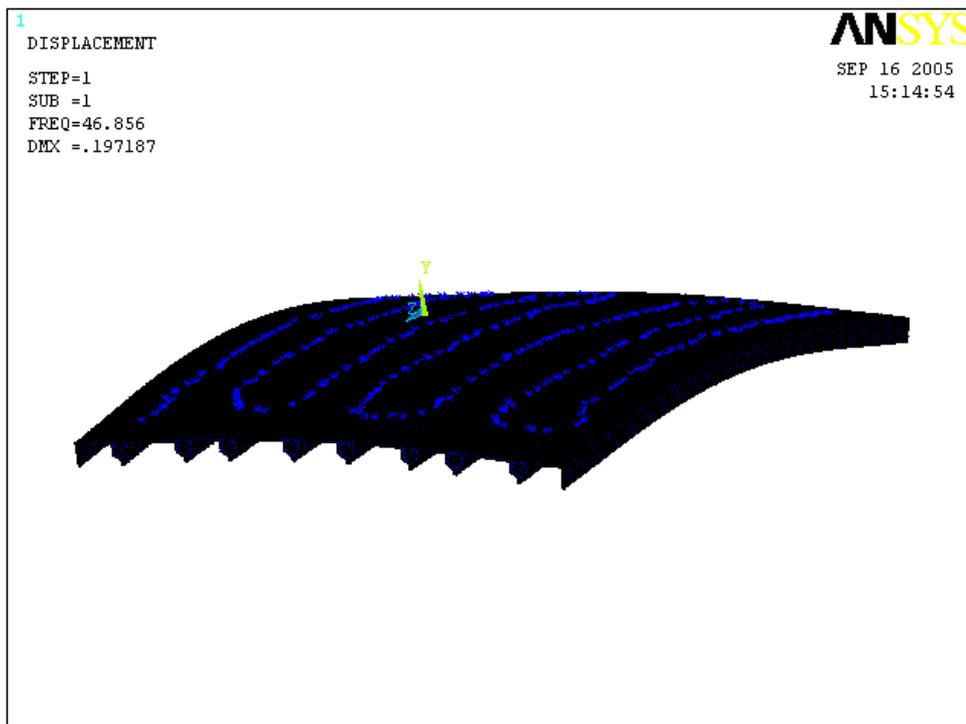


Fig. 4.33 Deformata al primo modo proprio

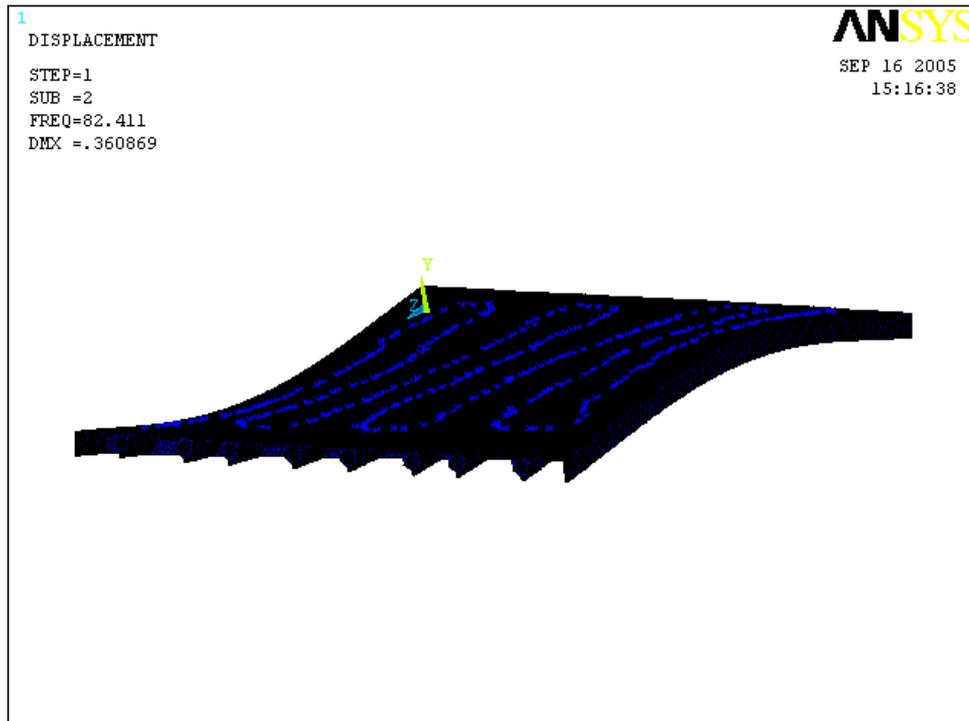


Fig. 4.34 Deformata al secondo modo proprio

4.4.6 Analisi spettrale PSD

Dopo aver ricavato le frequenze e i modi propri della struttura è possibile affrontare un'analisi spettrale, in particolare ci accingeremo a condurre un'analisi PSD.

Gli aspetti matematici di tale studio sono già stati trattati nel Cap.2. Ci limiteremo a dire che il nostro obiettivo è quello di andare a valutare le probabilità che la cold plate si comporti in un certo modo se sottoposta a carichi dinamici random.

Nel nostro caso verrà applicato uno spettro di accelerazioni del tipo g^2/Hz i cui valori sono riportati nel Par.3.2.4 del Cap.3 al punto “Carichi meccanici”.

Tale spettro è un tipico spettro di accelerazioni di qualifica che ritrae le condizioni di carico che vengono a insorgere durante una fase di decollo.

Riportiamo in Fig.4.35 l'andamento del suddetto spettro

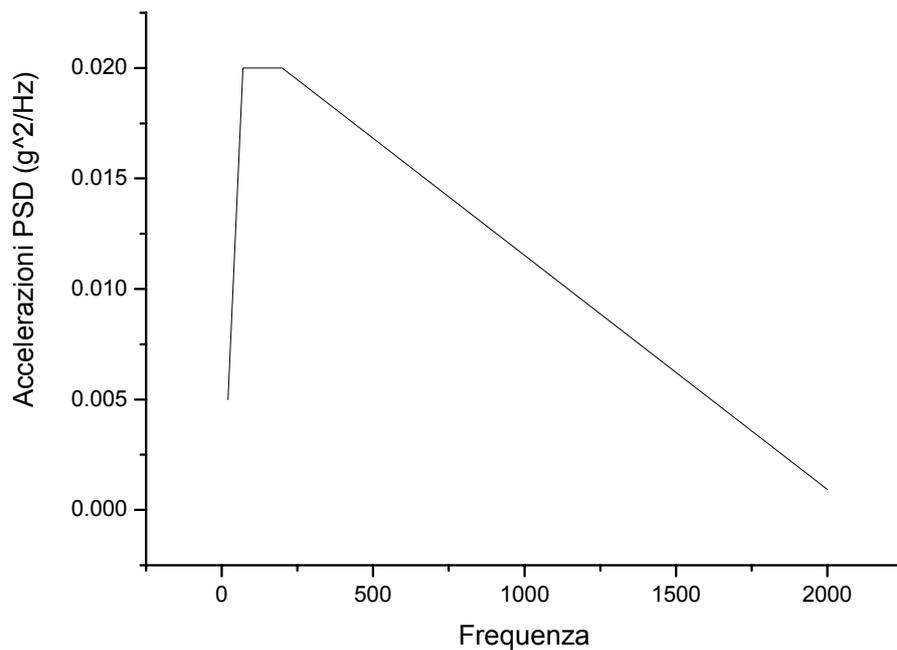


Fig. 4.35 Spettro di accelerazioni

dove il valore della PSD in ordinata è da intendersi, come detto, in g^2/Hz .

Lo spettro appena illustrato sarà applicato al modello attraverso i vincoli, otterremo così un'eccitazione dinamica che si trasmette alla struttura attraverso i punti d'interfaccia con il relativo supporto.

La simulazione cerca di seguire il più fedelmente possibile il fenomeno reale dove la cold plate subisce uno spettro di accelerazioni random propagate attraverso i sostegni che la bloccano sul rack.

4.4.7 Risultati dell'analisi FEM

Come già anticipato nel Cap.2 i risultati che otteniamo da un'analisi PSD non sono altro che misure statistiche. Otteniamo cioè una distribuzione della probabilità che una variabile possa assumere un determinato valore.

Questa probabilità è definita dal valore quadratico medio della variabile detta anche *deviazione standard*.

La deviazione standard è un indice di dispersione derivato direttamente dalla *varianza*. È misura di variabilità di una variabile casuale, che ha la stessa unità di misura dei valori osservati, mentre la varianza ha come unità di misura il quadrato dell'unità di misura dei valori di riferimento.

In termini matematici, la deviazione standard è semplicemente la radice quadrata della varianza, la quale viene correttamente rappresentata con il quadrato della deviazione standard.

Generalmente la deviazione standard viene indicata con la lettera σ , se abbiamo una variabile x , definiamo

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n}} \quad (4.4)$$

la deviazione standard della variabile x e con \bar{x} la media aritmetica definita come

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (4.5)$$

Riportiamo ora in Fig.4.36 la deformata in seguito all'applicazione dello spettro di accelerazioni sopra illustrato.

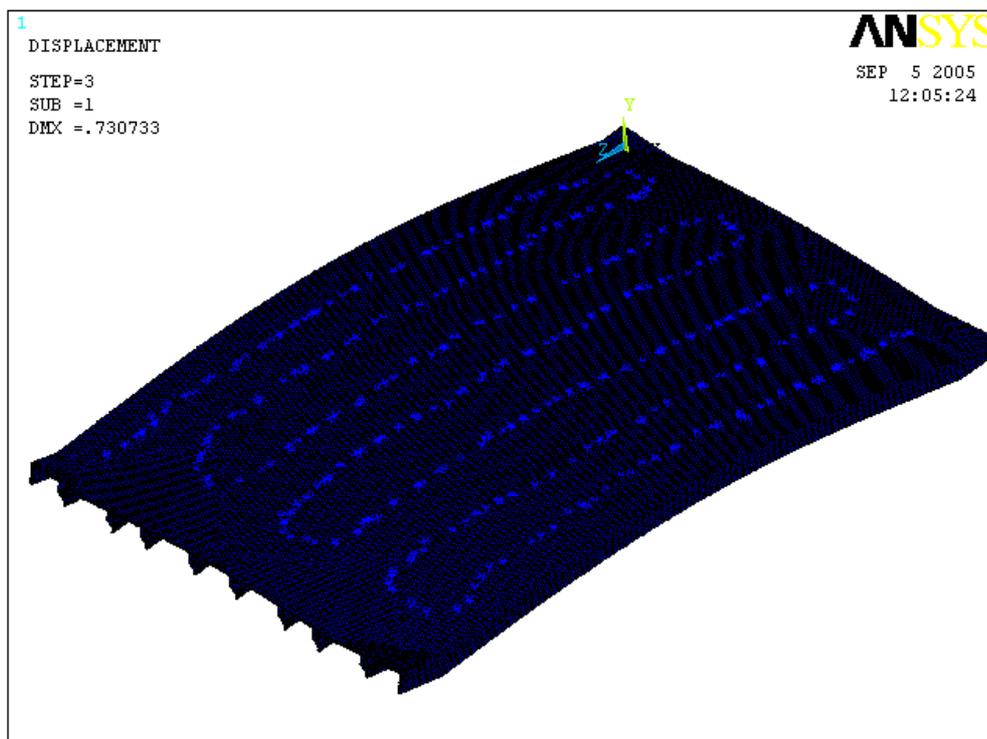


Fig. 4.36 Deformata in seguito a spettro PSD

Le successive figure mostrano lo stato di sollecitazione della cold plate sottoposta allo spettro di accelerazioni di Fig.4.35 applicato in direzione Y, cioè nella direzione ortogonale alla superficie superiore della cold plate.

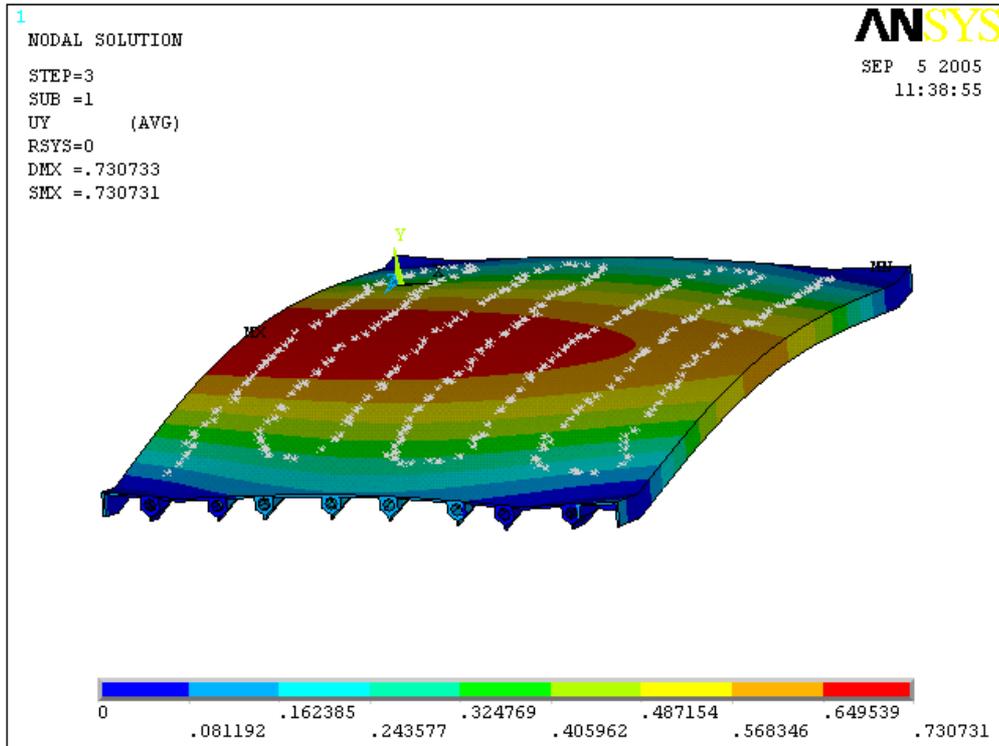


Fig. 4.37 Deviazione standard degli spostamenti lungo Y

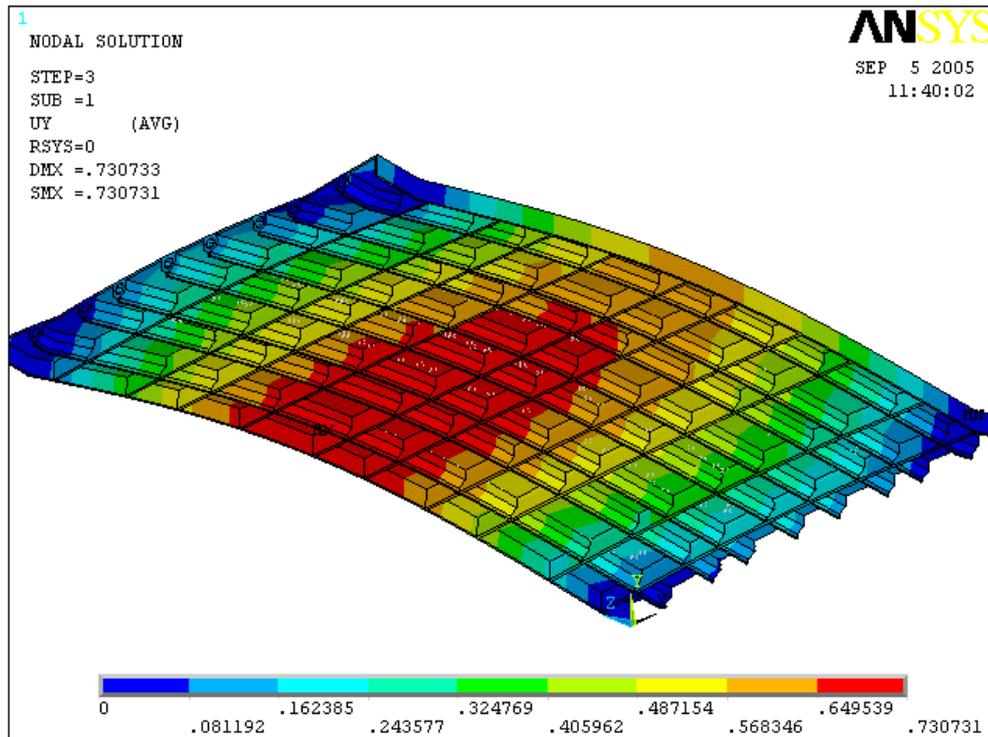


Fig. 4.38 Deviazione standard degli spostamenti lungo Y

Come vediamo la struttura si inflette sempre di più man mano che ci allentiamo dai vincoli. Proprio per questo la zona centrale della cold plate è quella soggetta ad inflettersi maggiormente. Nella figura vediamo che gli spostamenti maggiori non sono simmetricamente disposti al centro nonostante la struttura sia vincolata e caricata simmetricamente, ciò è dovuto al fatto che la massa rappresentante l'equipaggiamento elettronico non è uniformemente distribuita sulla cold plate.

Prendiamo ora visione della deviazione standard degli spostamenti lungo la direzione X per effetto del solito spettro di accelerazioni imposto lungo Y.

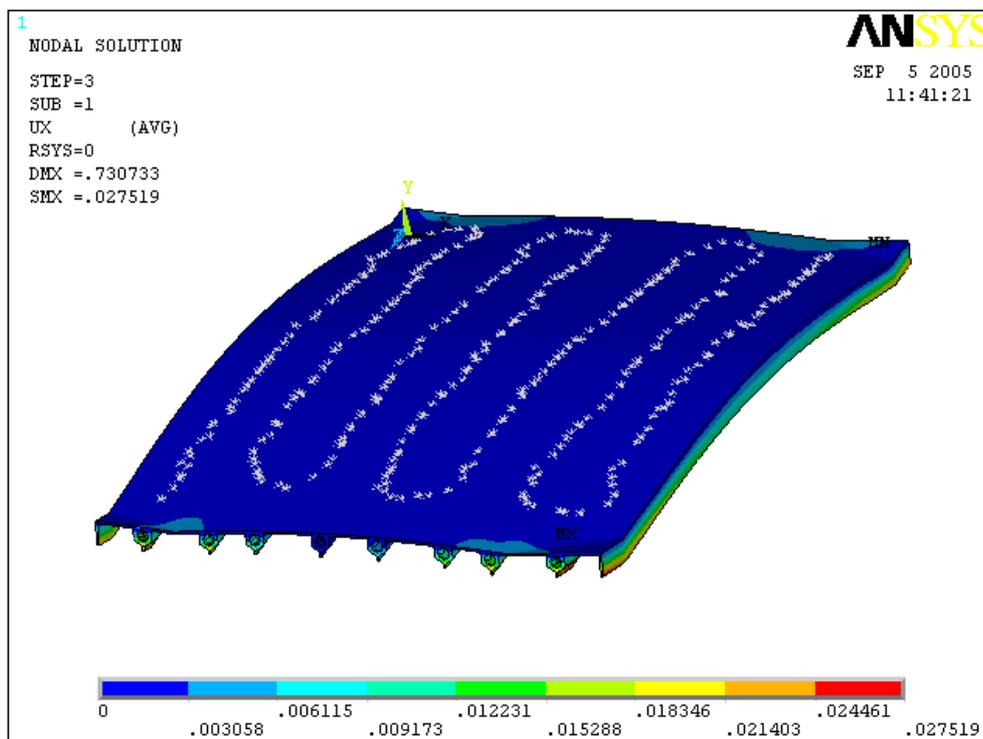


Fig. 4.39 Deviazione standard degli spostamenti lungo X

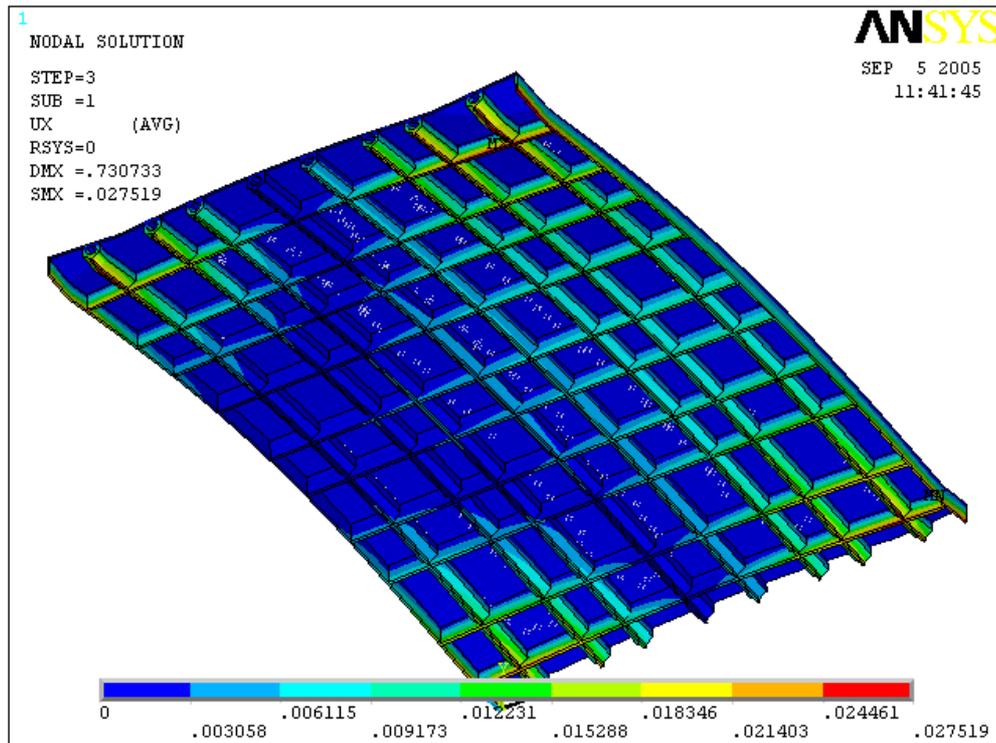


Fig. 4.40 Deviazione standard degli spostamenti lungo X

Vediamo che l'effetto di una eccitazione lungo Y è pressoché irrilevante su una struttura vincolata in questo modo, il valore della deviazione standard è poco più che nullo.

Mostriamo ora la deviazione standard degli spostamenti lungo Z.

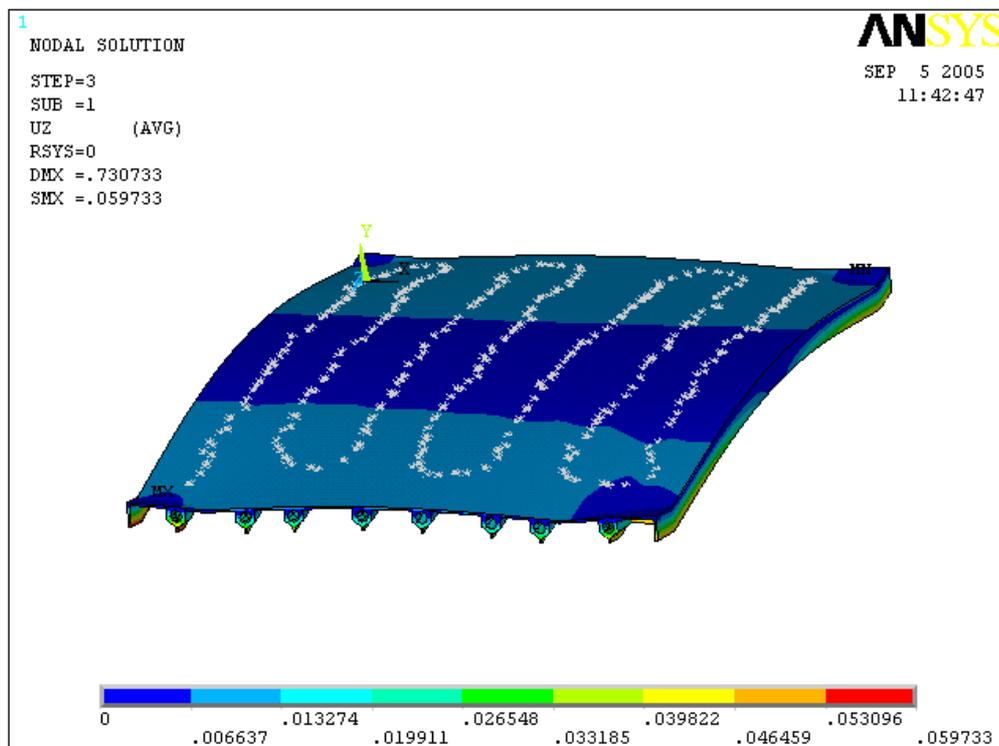


Fig. 4.41 Deviazione standard degli spostamenti lungo Z

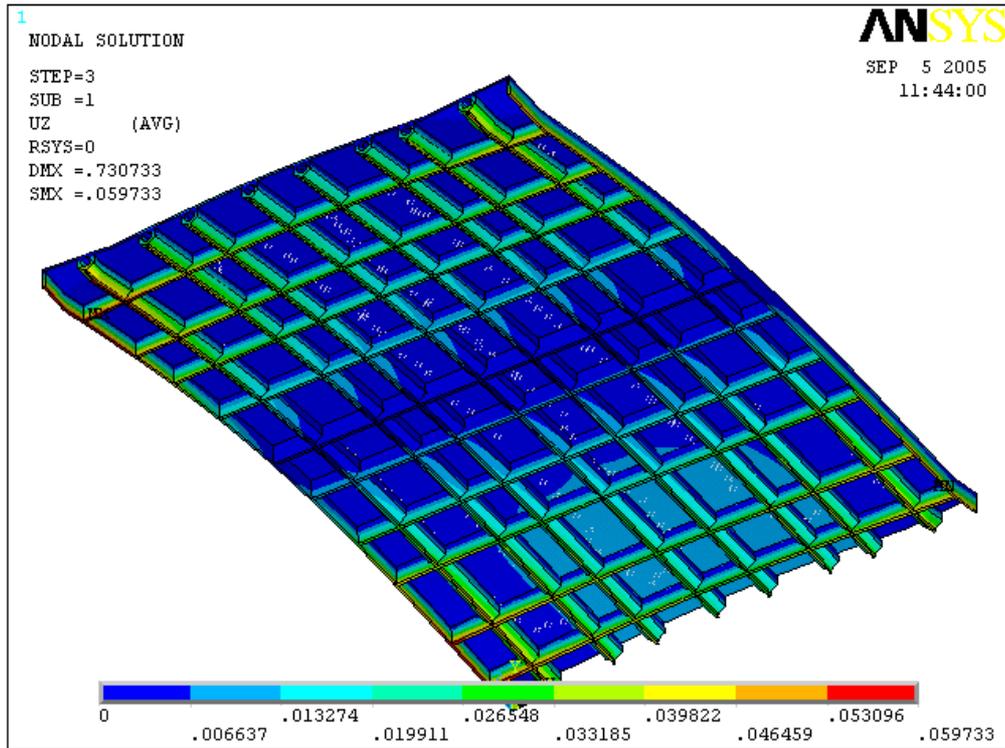


Fig. 4.42 Deviazione standard degli spostamenti lungo Z

Anche in questo caso la deviazione standard degli spostamenti è pressappoco uguale a zero. Prendiamo visione dello stato di sollecitazione nella cold plate.

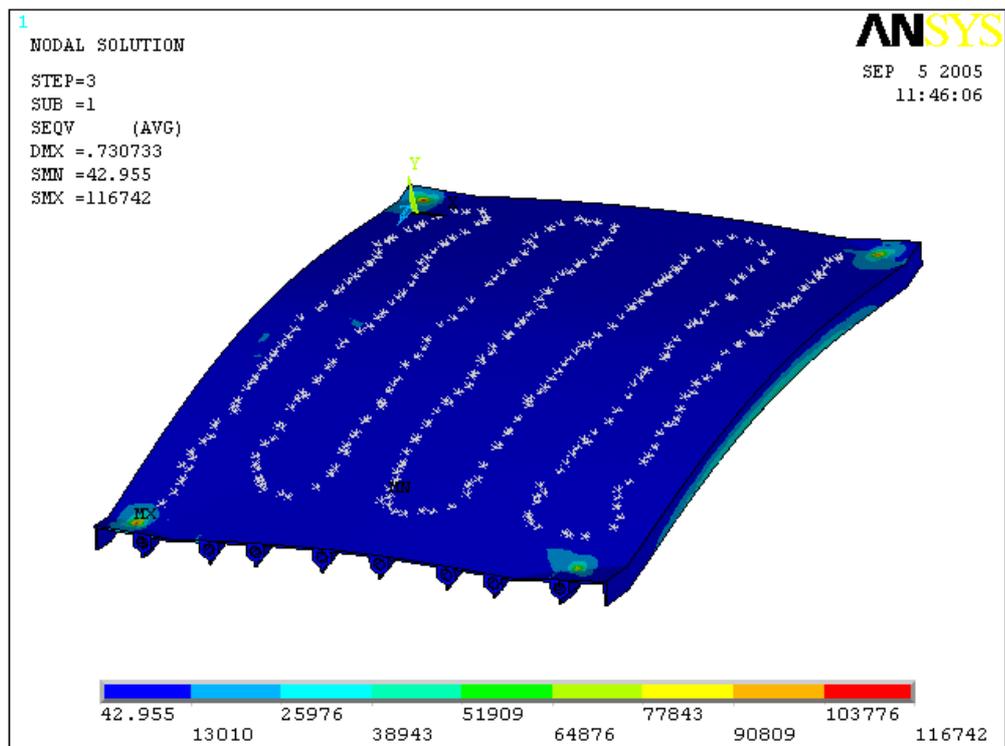


Fig. 4.43 Deviazione standard delle tensioni di Von Mises

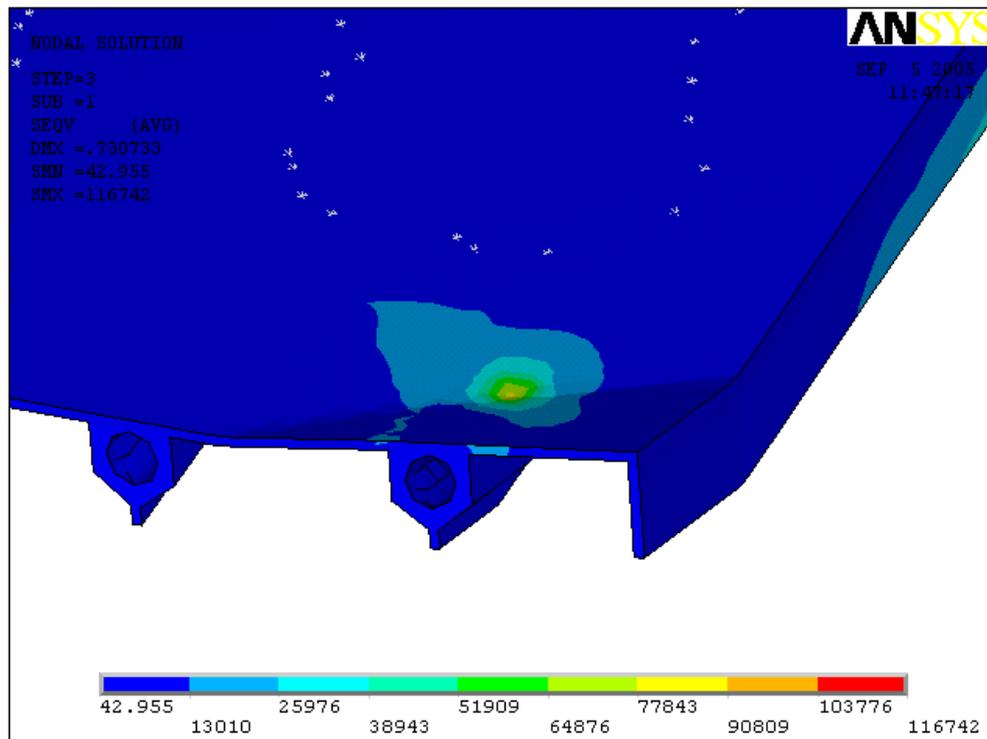


Fig. 4.44 Zoom della deviazione standard delle tensioni di Von Mises

I valori ottenuti sono da intendersi in $Pa \cdot 10^3$. Lo stato di sollecitazione è pressoché costante intorno ai 43 KPa su tutta la cold plate all'infuori dei punti vincolati dove le tensioni possono raggiungere 100 MPa, valori comunque ampiamente al di sotto della tensione di snervamento dell'acciaio (350 MPa, vedi Par.4.2.3 del presente capitolo).

A questo punto risulta di notevole interesse analizzare la risposta dinamica del sistema ad uno spettro di accelerazioni random, ci dovremmo aspettare che il sistema presenti un massimo della risposta proprio in corrispondenza della prima frequenza propria.

Ciò significa, in questo caso, che l'accelerazione di eccitazione è rappresentata da una frequenza di ugual valore della prima frequenza propria della struttura.

Se il sistema fosse privo di smorzamento interno la risposta andrebbe all'infinito, in questo caso, essendo presente un coefficiente di smorzamento maggiore di zero avremo un picco della risposta in corrispondenza della prima frequenza propria.

Il risultato che illustreremo nella prossima figura è la risposta dinamica PSD della struttura. Tale risposta può esprimersi in spostamenti, accelerazioni o forze.

Nel nostro caso risulta interessante vedere la risposta del sistema nei punti in cui la deviazione standard degli spostamenti risulta massima.

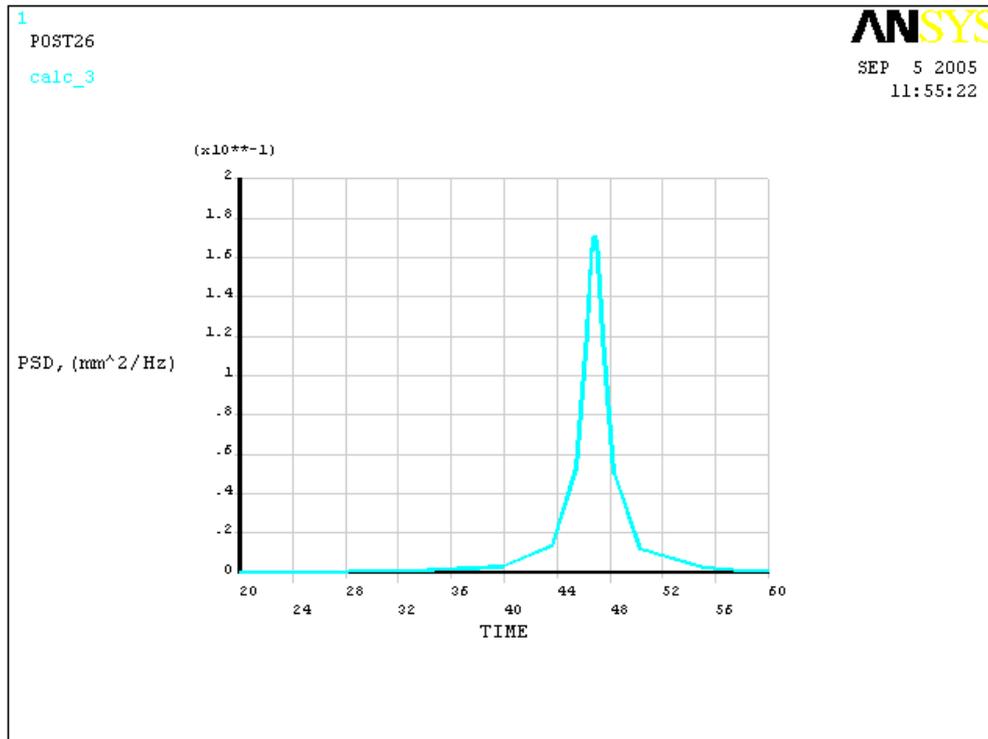


Fig. 4.45 Risposta dinamica PSD in mm^2/Hz

In ordinata, come mostra il grafico, abbiamo la risposta dinamica PSD in mm^2/Hz , la quale mostra come effettivamente ci sia un massimo in corrispondenza della prima frequenza propria.

Il valore ottenuto della risposta corrisponde ad una analisi con un valore del coefficiente di smorzamento pari al 2%, valore solitamente relativo allo smorzamento interno del materiale costituente la struttura.

Per le successive analisi che andremo ad affrontare considereremo ragionevole utilizzare lo stesso valore del coefficiente di smorzamento.

4.4.8 Eccitazione nelle restanti direzioni

Nel paragrafo precedente si è presa visione dei risultati ottenuti tramite un eccitazione diretta lungo la direzione perpendicolare alla superficie di scambio termico della cold plate. Tale componente dell'accelerazione si può considerare ragionevolmente come quella più gravosa sulla struttura in quanto induce la maggior deviazione standard degli spostamenti.

A dimostrazione di quest'ultima considerazione, riportiamo nelle figure a seguire le deviazioni standard degli spostamenti per eccitazioni agenti anche nelle direzioni X e Z.

Vediamo come e quanto influisce lo spettro di accelerazioni imposto lungo Z sulle deviazioni standard degli spostamenti.

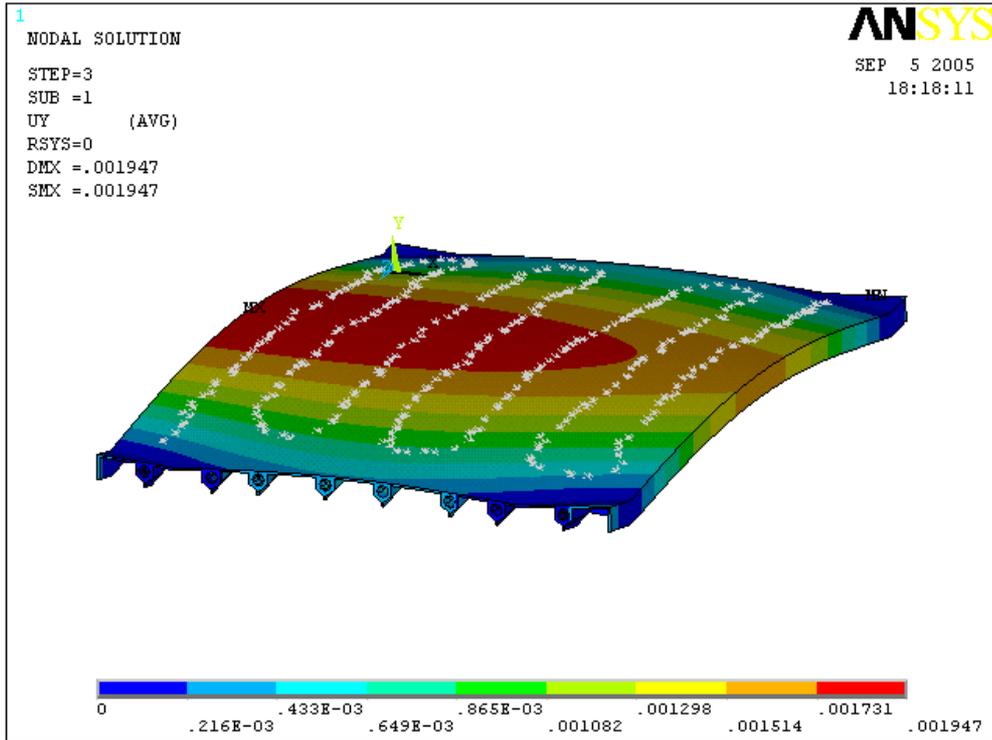


Fig. 4.46 Deviazione standard degli spostamenti lungo Y per acc. lungo Z

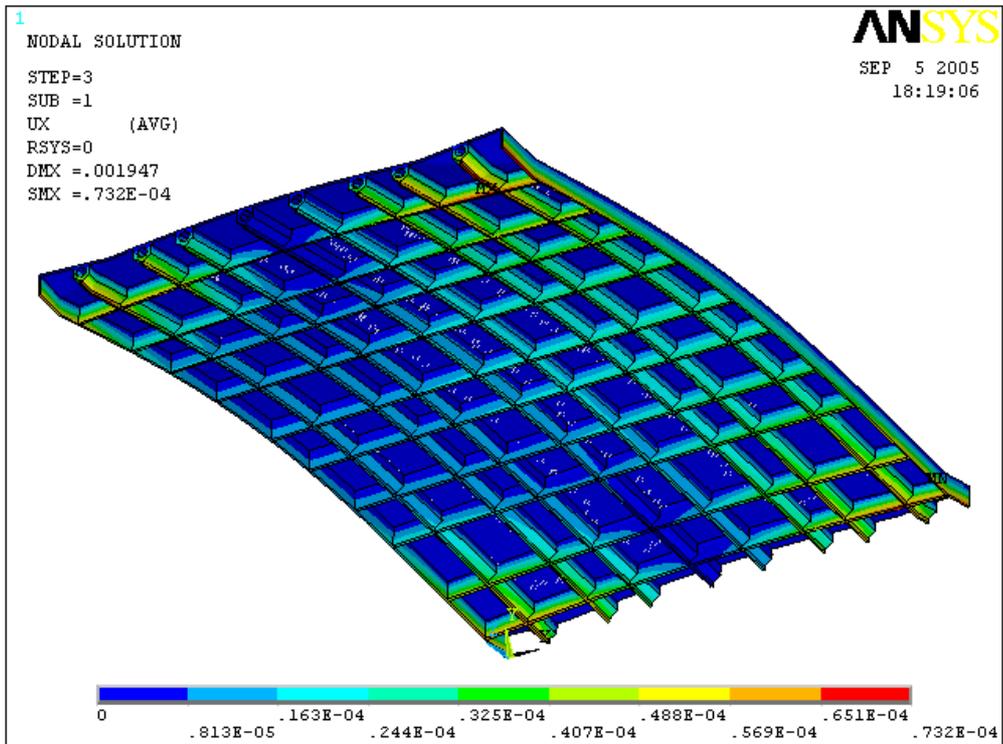


Fig. 4.47 Deviazione standard degli spostamenti lungo X per acc. lungo Z

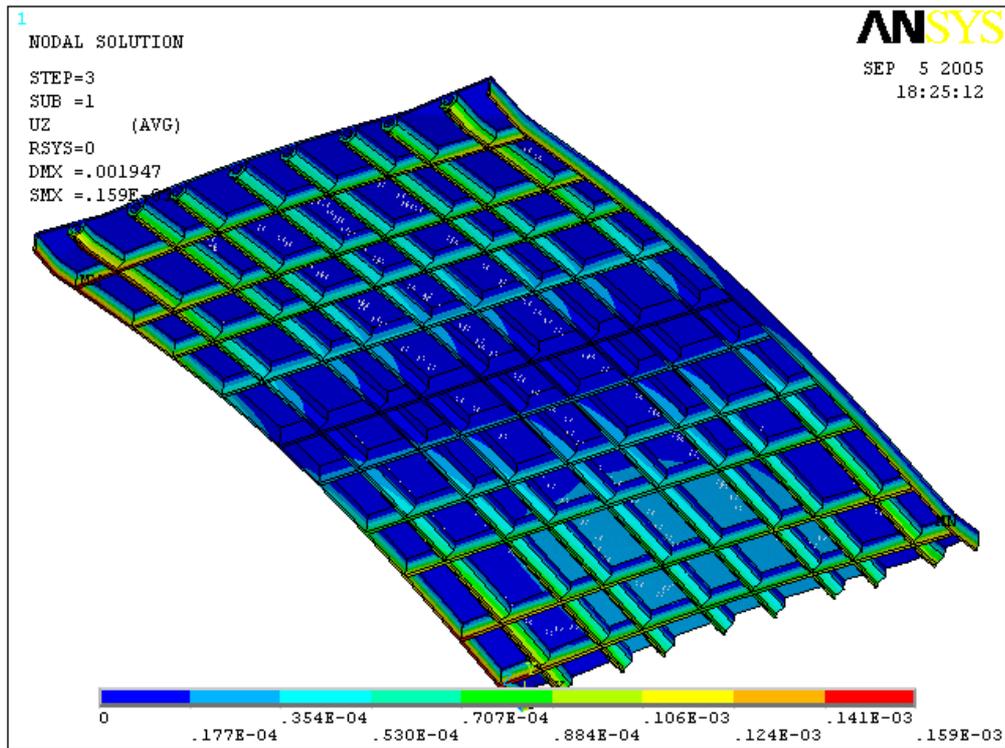


Fig. 4.48 Deviazione standard degli spostamenti lungo Z per ecc. lungo Z

Come si vede dalle figure l'effetto di uno spettro di accelerazioni lungo Z sulle deviazioni standard degli spostamenti è minimo dato che i tutti i valori sono prossimi allo zero.

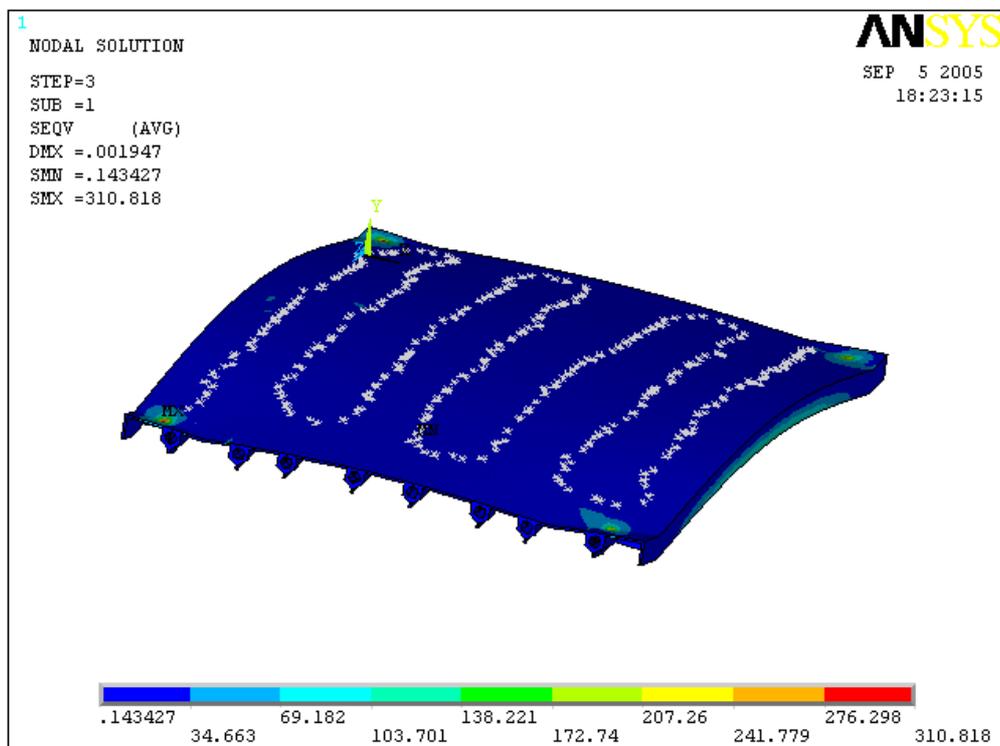


Fig. 4.49 Deviazione standard delle tensioni di Von Mises

Anche le tensioni risultanti sono trascurabili.

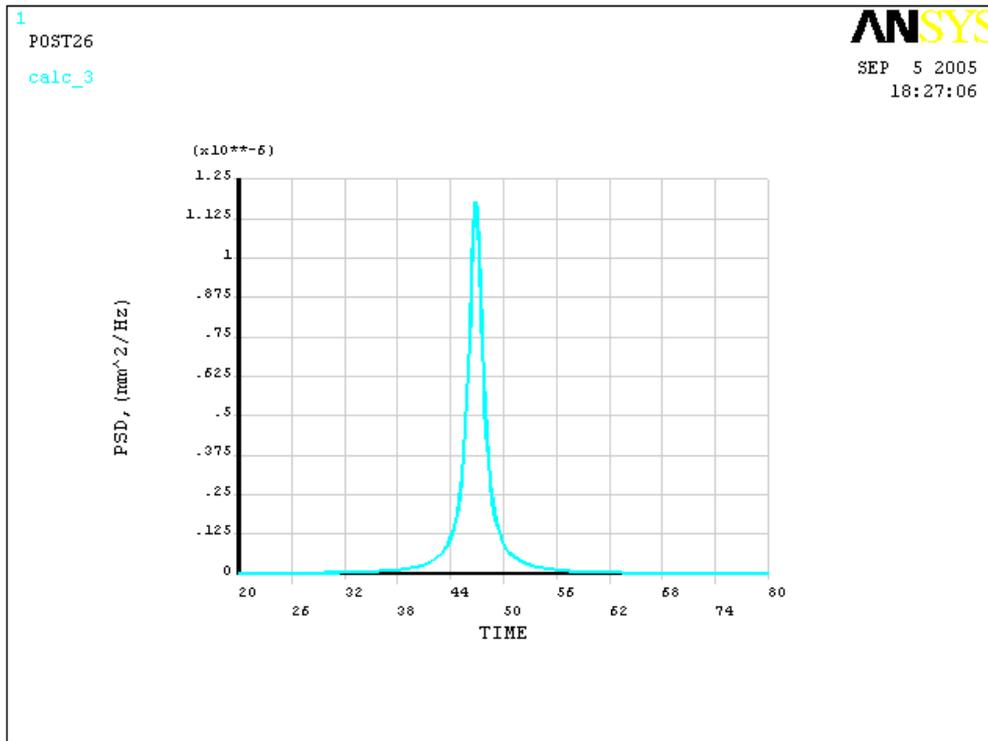


Fig. 4.50 Risposta dinamica PSD in mm^2/Hz

Analogamente la risposta dinamica PSD raggiunge dei valori molto piccoli dell'ordine di 10^{-6} , valori nettamente più bassi della risposta per un'eccitazione spettrale diretta lungo Y.

Vediamo ora gli effetti di uno spettro di accelerazioni diretto lungo X.

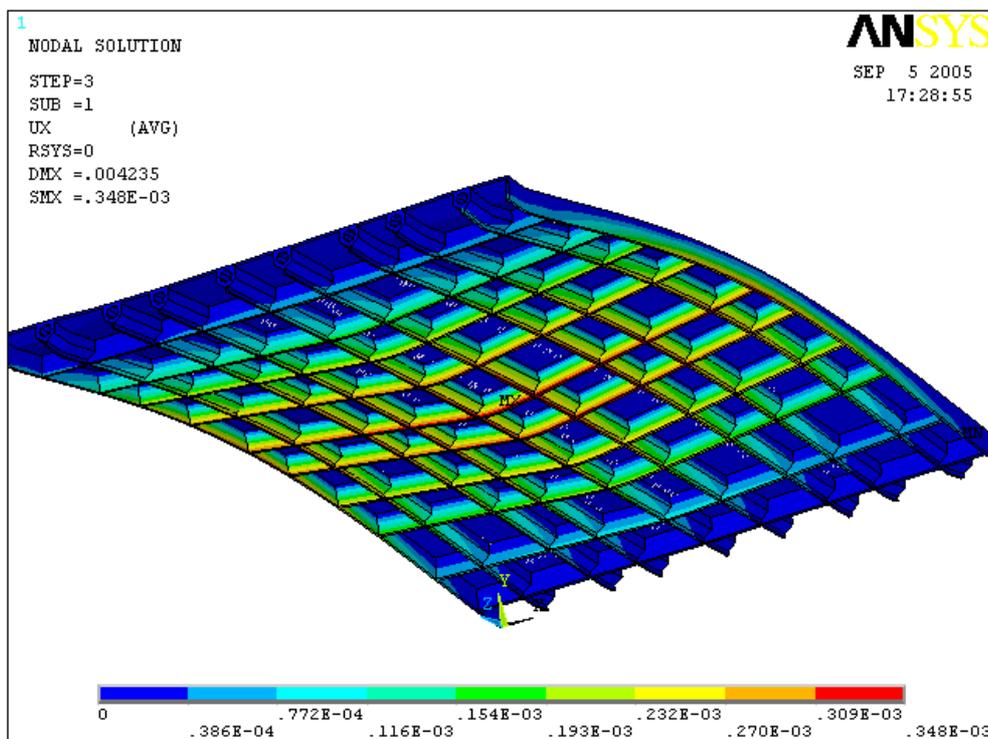


Fig. 4.51 Deviazione standard degli spostamenti lungo X per acc. lungo X

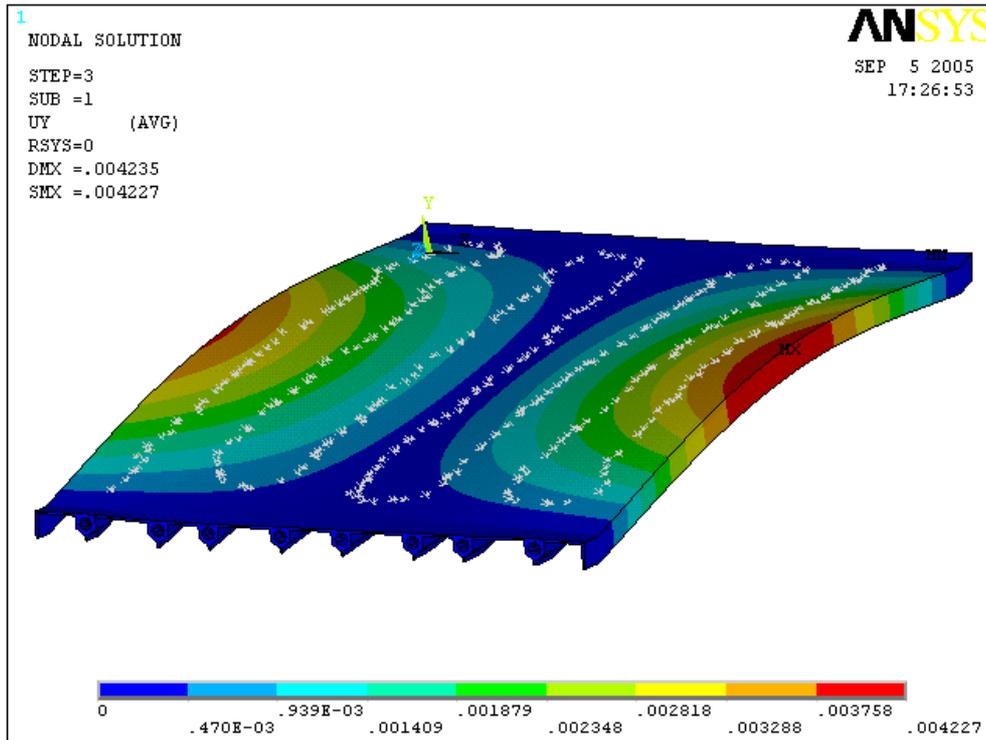


Fig. 4.52 Deviazione standard degli spostamenti lungo Y per acc. lungo X

Quindi l'effetto di uno spettro di accelerazioni diretto lungo X è trascurabile in quanto le deviazioni standard degli spostamenti risultanti sono di poco superiori allo zero.

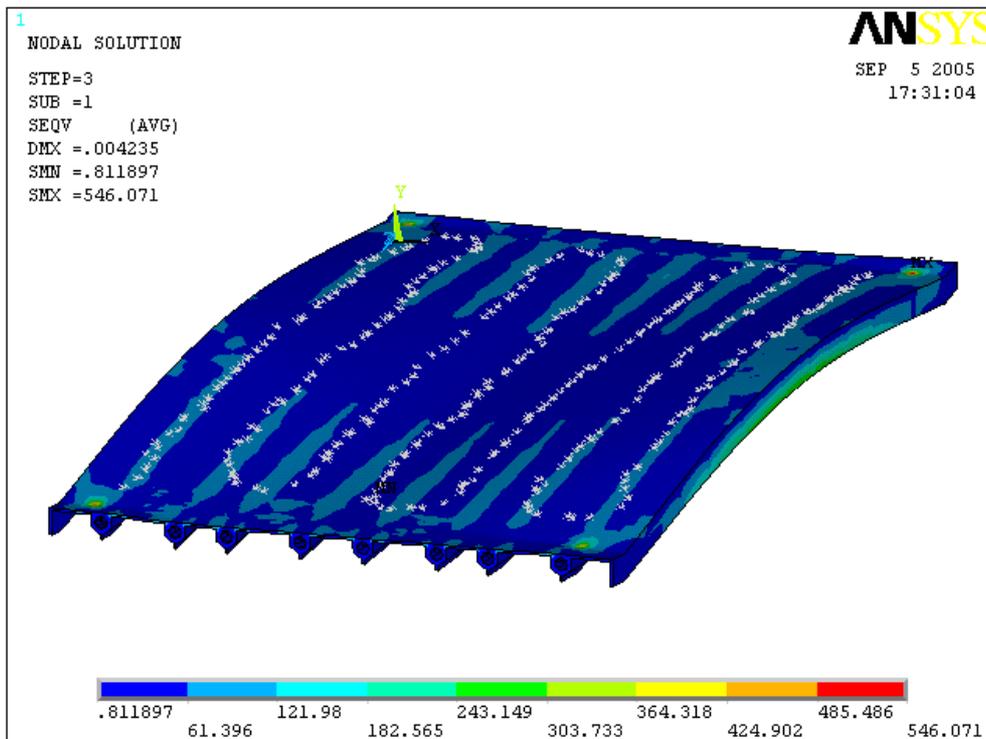


Fig. 4.53 Deviazioni standard delle tensioni di Von Mises

Le tensioni risultanti di Von Mises raggiungono un massimo in corrispondenza dei punti vincolati ma rimangono comunque entro valori trascurabili.

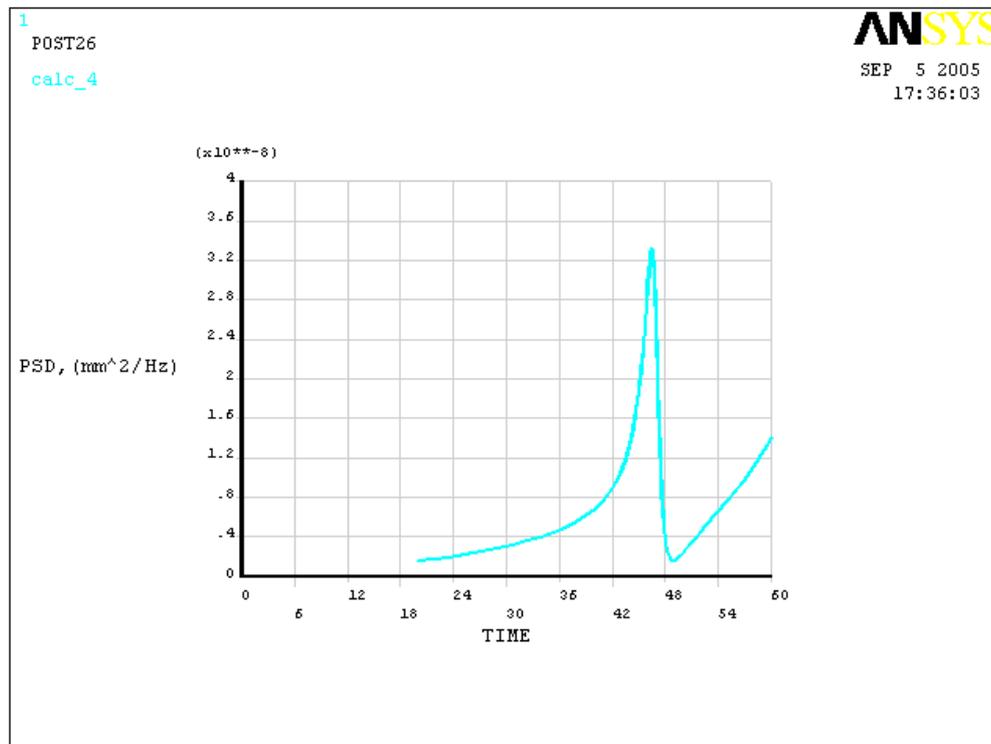


Fig. 4.54 Risposta dinamica PSD mm^2/Hz

La risposta dinamica PSD del sistema risulta in questo caso la più bassa delle tre viste finora.

4.4.9 Conclusioni

Le analisi affrontate nel presente capitolo hanno dimostrato che la simulazione effettuata sulla cold plate può essere considerata ragionevolmente valida vista la coMParabilità dei risultati ottenuti con i risultati forniti dall'ESA.

Per quanto concerne la progettazione strutturale abbiamo visto che le sollecitazioni che insorgono nella struttura sono caratterizzate da diversi contributi: gli spettri di accelerazione nelle tre direzioni principali e le interazioni termo-strutturali.

Essendo tali contributi totalmente indipendenti, si può pensare ad una sovrapposizione degli effetti sommando i singoli risultati, tenendo ben presente però le considerazioni del paragrafo precedente che permettono di trascurare le tensioni insorte in seguito all'applicazione di spettri di accelerazione lungo X e Z.

Per cui dai Par.4.2.9 e 4.4.7 si può prendere visione dei vari stati di sollecitazione sulla cold plate che sommati tra loro rimangono comunque entro valori più bassi della tensione di snervamento dell'acciaio.

Tutti i risultati ottenuti nelle analisi affrontate nel presente capitolo saranno prese come banco di prova e verifica degli sviluppi di progetto che ci proporremo di intraprendere nel successivo capitolo.

CAPITOLO 5

Sviluppi di progetto

5 Sviluppi di progetto

5.1 Introduzione

Nel capitolo precedente si è cercato di conseguire un'ideale simulazione della Cold Plate ISS che fosse in grado di ottenere i risultati forniti dall'ESA.

Dopo aver dimostrato che le analisi sviluppate sul modello raggiungono risultati paragonabili a quelli in nostro possesso, ci proponiamo di modificare e migliorare il progetto esistente grazie ai vantaggi che sono stati raggiunti dall'impiego di un campo elettrico nei processi di scambio termico.

Abbiamo visto nei capitoli precedenti che uno degli obiettivi di progetto è il conseguimento di un'ottimizzazione del peso, ciò si rivela importante in quanto ad una riduzione dei pesi consegue direttamente una riduzione dei costi di trasporto nello spazio.

Il nostro intento primario è stato quindi quello di sviluppare una progettazione che riuscisse a tradurre i vantaggi termici in riduzione dei pesi, riuscendo al tempo stesso a soddisfare le specifiche termiche e strutturali.

Ci si è trovati, quindi, a gestire e coordinare diversi tipi di variabili all'interno di un lavoro che già in partenza presentava svariati vincoli progettuali.

L'impiego del campo elettrico ha comportato anche dei vincoli geometrici relativi alla realizzazione materiale di due zone a differente potenziale in grado di generare l'intensità del campo elettrico necessaria al miglioramento del coefficiente di scambio termico.

Illustriamo nel presente capitolo il percorso che si è seguito per il conseguimento dei nostri obiettivi di progetto dopo aver preso visione dei necessari vincoli tecnologici per l'impiego del campo elettrico in un processo di scambio termico.

5.2 Realizzazione del campo elettrico

5.2.1 Generalità

Gli aspetti matematici sull'impiego di un campo elettrico in un processo di scambio termico sono già stati trattati nel Cap.2, mettendo in evidenza i cambiamenti che devono essere apportati alle equazioni che regolano il fenomeno.

Ci proponiamo ora di vedere come si può porre in essere tali teorie attraverso la realizzazione materiale del fenomeno.

L'impiego del campo elettrico in un'applicazione così specifica come quella della cold plate ISS ha necessariamente comportato dei vincoli progettuali legati appunto alla realizzazione dell'apparato.

5.2.2 Impianto per l'impiego di un campo elettrico

Dobbiamo realizzare due zone a differente potenziale capaci di generare una migrazione di cariche elettriche responsabili della nascita del campo elettrico.

Il campo elettrico interessa il fluido refrigerante in movimento provocando un incremento del coefficiente di convezione complessivo.

Lo schema generale di un tale fenomeno viene illustrato in Fig.5.1.

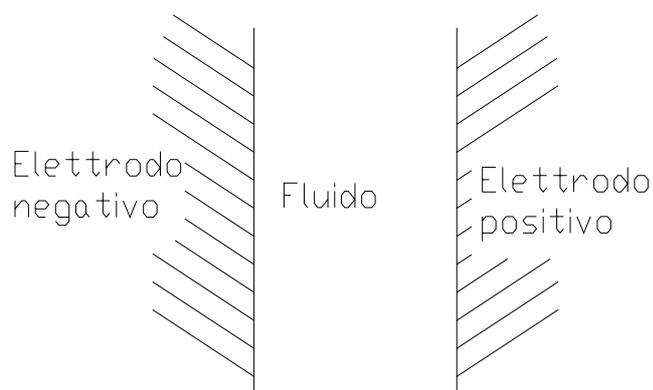


Fig. 5.1 Schema generale del fenomeno

Vediamo ora come si può tradurre lo schema illustrato cercando di conseguire una realizzazione tecnologica idonea al fenomeno in questione.

L'elettrodo positivo è rappresentato in questo caso dalla superficie superiore in acciaio inossidabile della cold plate.

Il fluido di lavoro è FC 72 per le ragioni già discusse nel Cap.1.

La parte che richiede maggiore attenzione è quella relativa alla costruzione dell'elettrodo negativo. La soluzione che si è rivelata più adeguata vede l'utilizzo di una punta metallica montata su una superficie isolante. Tale punta rappresenta il polo negativo del sistema, si viene quindi a creare una differenza di potenziale tra la punta e la superficie della cold plate e conseguentemente la nascita di un campo elettrico.

Vediamo in Fig.5.2 lo schema specifico del problema.

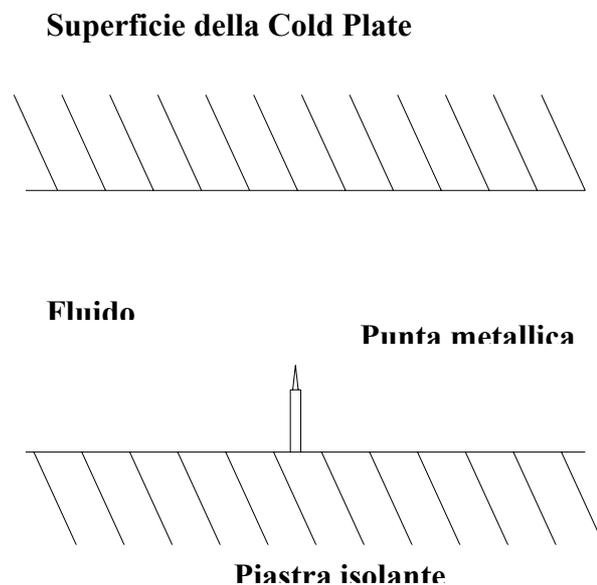


Fig. 5.2 Schema specifico del problema

Diversi esperimenti condotti in laboratorio hanno dimostrato che se la differenza di potenziale tra la piastra isolante e la superficie della cold plate è sufficientemente alta si innescano fenomeni di tipo EHD. Con questa configurazione di elettrodi si genera un getto dalla punta verso la superficie superiore, getto che può essere sfruttato per aumentare il coefficiente di scambio termico.

In Fig.5.3 riportiamo la conformazione di tale getto.

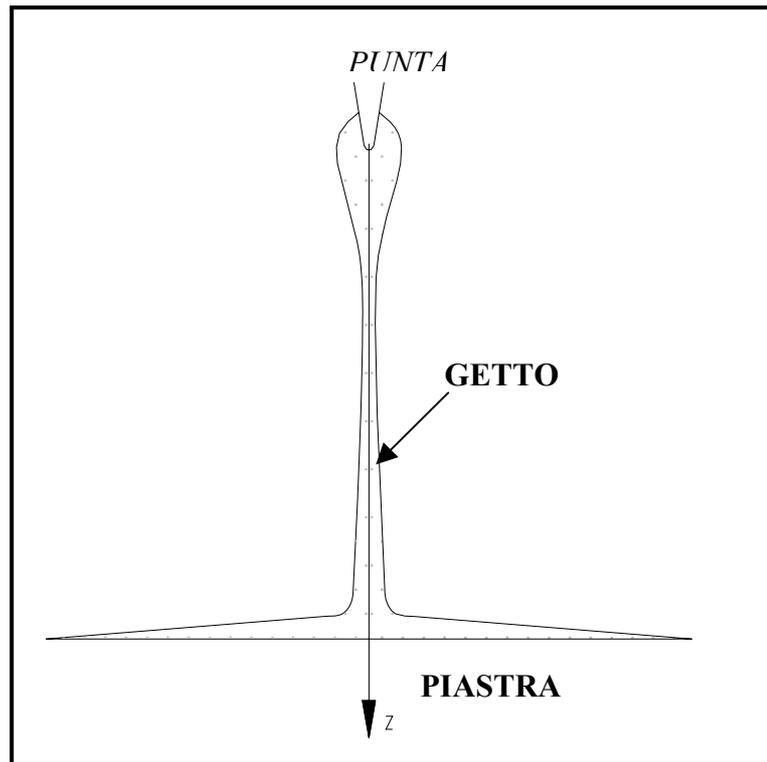


Fig. 5.3 Conformazione del getto

I vantaggi derivanti dall'applicazione di un campo elettrico possono portare, nel caso della cold plate ISS, a valori del coefficiente di scambio termico quattro volte superiori a quelli riportati in Fig.3.8 del Cap.3. In particolare il numero di Nusselt per FC 72 in presenza di campo elettrico è quattro volte il numero di Nusselt in assenza di campo elettrico.

Ci proponiamo ora di sviluppare il progetto della cold plate ISS cercando di sfruttare le considerazioni riportate nel presente paragrafo.

5.3 Primo sviluppo

5.3.1 Generalità

L'idea di partenza è stata quella di tradurre l'intero vantaggio termico in riduzione del peso della struttura.

Ciò è possibile dal momento che aumentando il coefficiente di scambio termico possiamo dissipare la stessa quantità di potenza termica con un numero minore di condotti.

Con questi presupposti, il primo tentativo ha portato ad una vera e propria rivoluzione della geometria della cold plate che ha previsto l'eliminazione dei condotti e l'allargamento della superficie di contatto fluido refrigerante-cold plate .

Con questa configurazione sono stati ridotti al minimo i pesi in gioco e al tempo stesso si è ottenuto un miglioramento delle caratteristiche termiche della struttura.

Una volta definita la geometria della struttura abbiamo condotto le analisi termiche e strutturali agli elementi finiti per verificare se il nuovo progetto riesce a soddisfare le specifiche illustrate nel Cap.3.

5.3.2 Geometrie, materiali e pesi.

L'idea ha quindi suggerito la sostituzione dei condotti con una piastra di materiale isolante estesa quanto la superficie superiore della cold plate dove montare una serie di punte metalliche necessarie per mantenere il campo elettrico costante su tutta l'estensione della superficie.

Il materiale isolante usato è il PVC mentre la superficie di scambio termico e le alette verticali sono in acciaio inossidabile.

Riportiamo in Fig.5.4 la geometria della sezione sopra descritta.

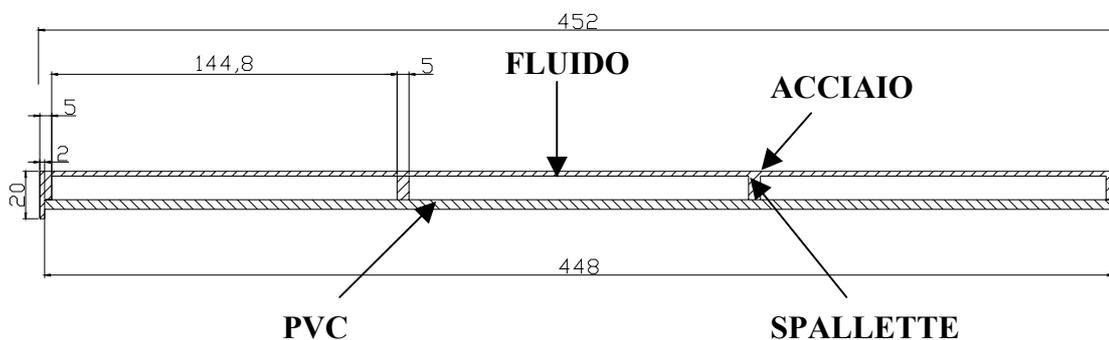


Fig. 5.4 Sezione della Cold Plate

Le spallette che suddividono la cold plate in tre canali sono state messe per aggiungere rigidità alla struttura e per rendere meno difficoltoso il processo di pompaggio del fluido refrigerante all'interno dei canali.

Le caratteristiche meccaniche e termiche dell'acciaio inossidabile sono già state elencate nel paragrafo 4.2.3 del Cap.4, riportiamo adesso le caratteristiche del PVC:

-) Modulo d'elasticità 3450 MPa
-) Coefficiente di Poisson 0.33
-) Densità 1.38 Kg/Dm³

-) Conducibilità termica 0.16 W/m*c
-) Coefficiente d'espansione termica 1.1E-4 K⁻¹

Vediamo ora quanto verrebbe a pesare la nuova cold plate, la massa totale verrà calcolata nel seguente modo

$$M_T = \rho_a \cdot V_a + \rho_p \cdot V_p \quad (5.1)$$

dove M_T è la massa totale della struttura, ρ_a la densità dell'acciaio, V_a volume in acciaio della cold plate, ρ_p la densità del PVC e V_p il volume in PVC della cold plate.

Per calcolare i volumi è sufficiente moltiplicare le superfici di Fig.5.4 per la terza dimensione che vale 710 mm mentre le densità dei materiali sono già state elencate nelle relative caratteristiche meccaniche.

Otteniamo quindi

$$M_T = \underline{7.8 \text{ Kg}}$$

Se confrontiamo tale risultato con il peso della cold plate ISS (vedi Par.3.2.2 Cap.3) notiamo che c'è una diminuzione di oltre tre chili.

Una tale riduzione di peso comporterebbe non pochi vantaggi tra i quali il drastico abbassamento dei costi di trasporto nello spazio.

Per tale motivo l'ottimizzazione rispetto al peso assume un'importanza primaria in tutte le applicazioni spaziali.

5.3.3 Analisi termica

Per le stesse considerazioni esposte nel Cap.4 possiamo studiare il problema bidimensionale ottenendo comunque risultati che garantiscono sufficiente attendibilità.

È stato possibile anche in questo caso semplificare ulteriormente la modellazione sfruttando le simmetrie geometriche e dei carichi termici.

L'elemento scelto, come per l'analisi della cold plate ISS, è il PLANE 55 che è perfettamente idoneo per analisi termiche bidimensionali.

Riportiamo in Fig.5.5 il modello della cold plate.

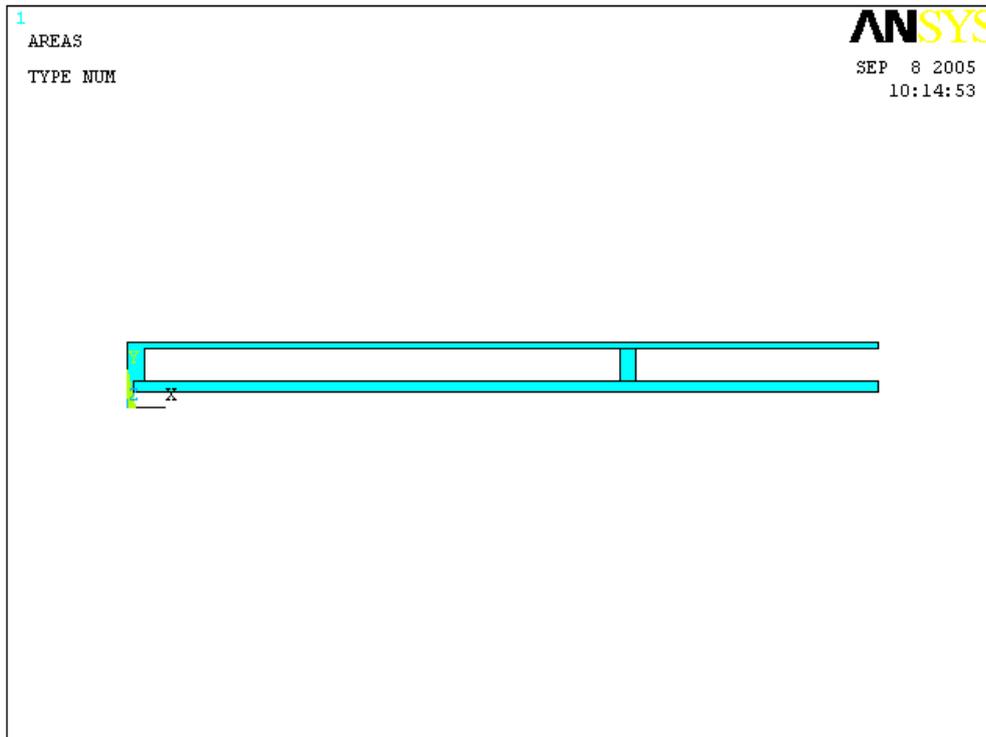


Fig. 5.5 Modello della Cold Plate

Come notiamo il modello bidimensionale è costituito dalla semi-struttura della cold plate.

Le condizioni al contorno del problema sono la potenza termica da dissipare che andrà applicata su tutta la linea superiore del modello e che avrà lo stesso valore già visto nel problema della cold plate ISS (vedi Par.4.2.5 Cap.4) e la convezione da applicarsi ai lati del rettangolo rappresentante il canale.

Come abbiamo anticipato, l'impiego di un campo elettrico in convezione può portare a sensibili aumenti del coefficiente di scambio termico. In questo caso gli esperimenti hanno dimostrato che possiamo ottenere un coefficiente di convezione quattro volte superiore a quello relativo al problema della cold plate ISS.

Se andiamo a vedere la Fig.3.8 del Cap.3 il valore del coefficiente di convezione per un flusso in regime laminare vale all'incirca $300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, con campo elettrico possiamo raggiungere un valore di $1200 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Per attenerci maggiormente al fenomeno reale non abbiamo utilizzato il valore suddetto per tutti i lati del canale, sul lato superiore abbiamo imposto un coefficiente di scambio termico di $1200 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, sui lati minori $600 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$ e infine sulla base si è lasciato il solito coefficiente di convezione della cold plate ISS pari a $300 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$.

Nelle figure a seguire illustriamo le condizioni al contorno del problema.

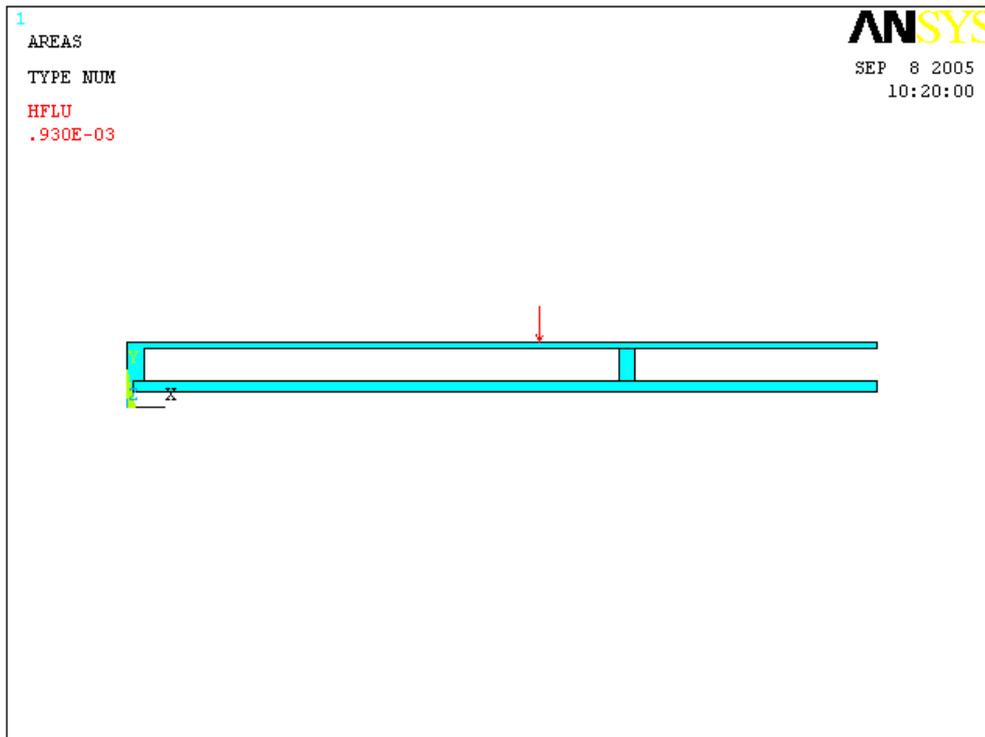


Fig. 5.6 Flusso termico

Il vettore rappresenta il flusso termico entrante mentre il valore visibile in rosso è il flusso per unità di superficie.

Vediamo la rappresentazione della convezione.

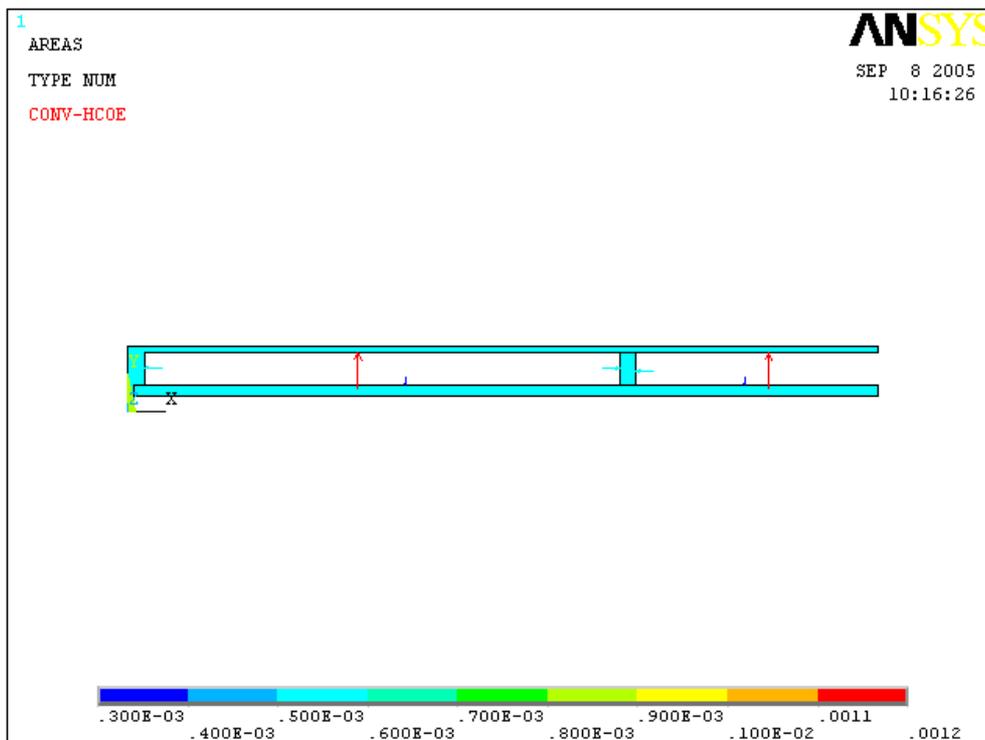


Fig. 5.7 Applicazione della convezione

Nella scala di colori è possibile leggere i valori del coefficiente di scambio termico opportunamente convertiti in mm per mantenere la coerenza tra le altre grandezze fisiche mentre in figura possiamo notare come è stata applicata la convezione attraverso la rappresentazione vettoriale.

5.3.4 Risultati dell'analisi FEM

Prendiamo quindi visione dei risultati dell'analisi termica valutando il campo di temperature e il flusso termico e confrontando i risultati acquisiti con quelli del problema originario.

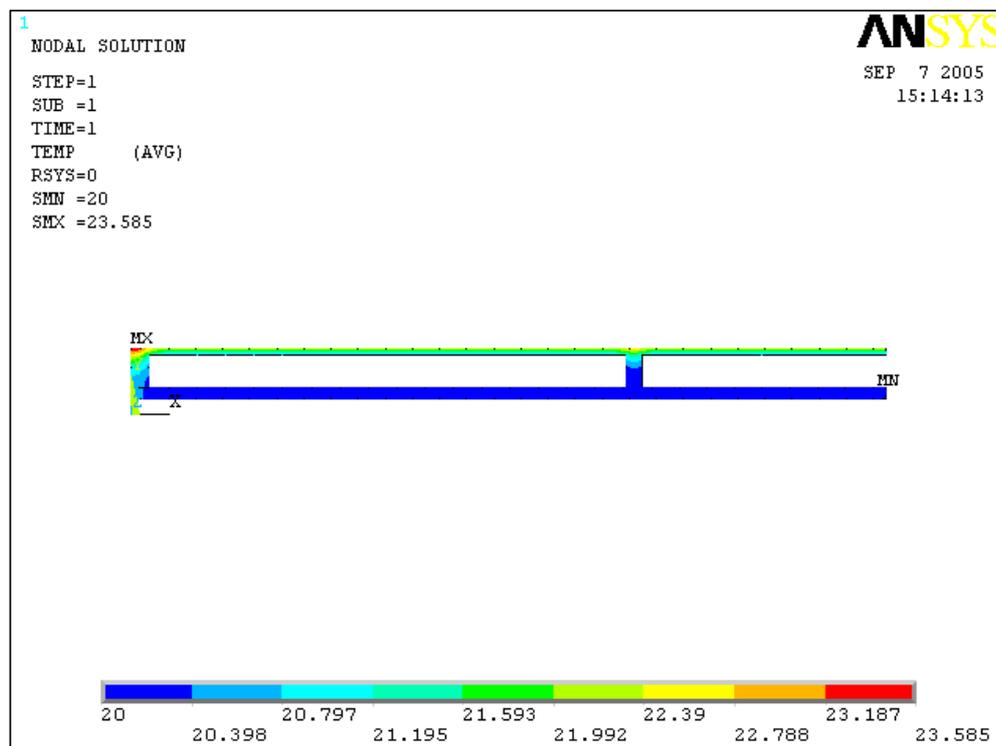


Fig. 5.8 Temperature sulla Cold Plate

Dalla Fig.5.8. emerge chiaramente che con questa geometria l'escursione termica sulla cold plate si abbassa sensibilmente, il massimo della temperatura vale $23.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e comunque non interessa la zona di scambio termico la quale si assesta su l'intera sezione a un valore di $21.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Se confrontiamo i risultati ottenuti con quelli di Fig.4.12 del Cap.4 notiamo immediatamente che c'è un notevole miglioramento termico su tutta la struttura della cold plate.

Un altro beneficio significativo, oltre all'abbassamento generale delle temperature, si manifesta in una distribuzione uniforme della temperatura su tutta la superficie superiore della cold plate.

Il gradiente di temperatura, molto piccolo, si ha solo sugli spigoli della struttura, zone ad ogni modo, ininfluenti nel processo di scambio termico.

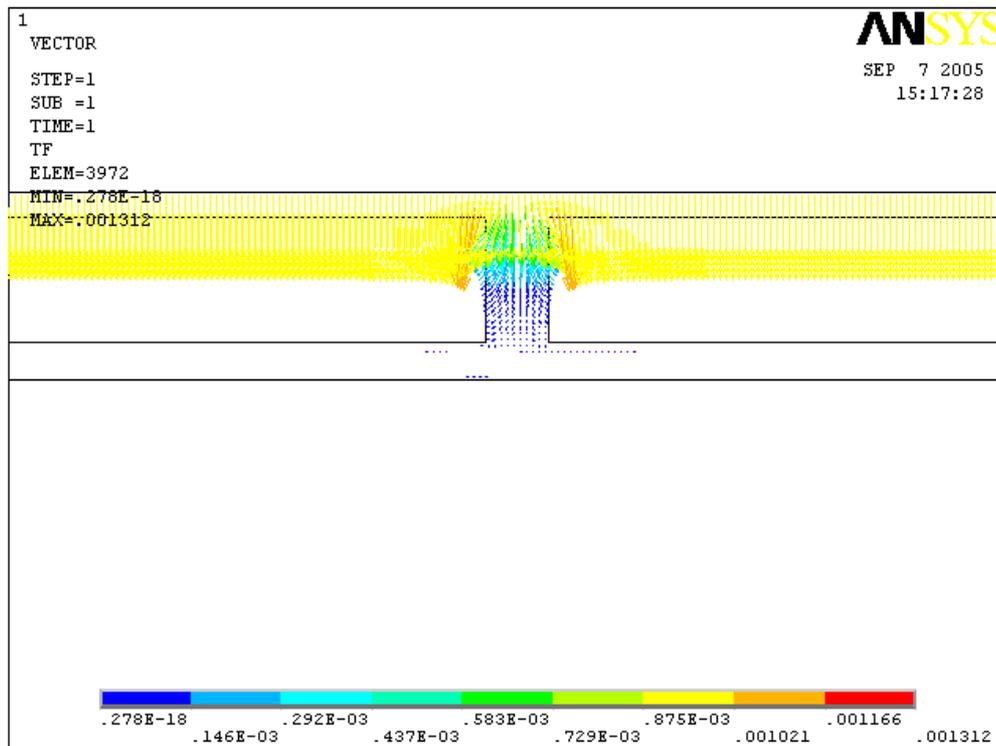


Fig. 5.9 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

Nella Fig.5.9 si può vedere la rappresentazione vettoriale del flusso termico, la direzione dei vettori ci dimostra che il flusso in questo caso riesce a dirigersi verso il fluido refrigerante in maniera più diretta rispetto alla cold plate ISS.

L'analisi termica ci ha quindi dimostrato che una tale geometria unita ad i vantaggi derivanti dall'applicazione di un campo elettrico comporta un netto miglioramento termico aumentando l'efficienza della cold plate.

5.3.5 Analisi strutturale

Dopo aver condotto l'analisi termica affrontiamo ora un'analisi strutturale della cold plate per verificare che tale geometria riesca a soddisfare anche le specifiche strutturali, in particolare è necessario controllare che la prima frequenza propria della struttura sia maggiore o uguale a 35 Hz. Abbiamo condotto in primo luogo, quindi, un'analisi modale.

Per un'analisi strutturale si è resa indispensabile una modellazione tridimensionale della cold plate, riportiamo in Fig.5.10 il risultato di tale modellazione.

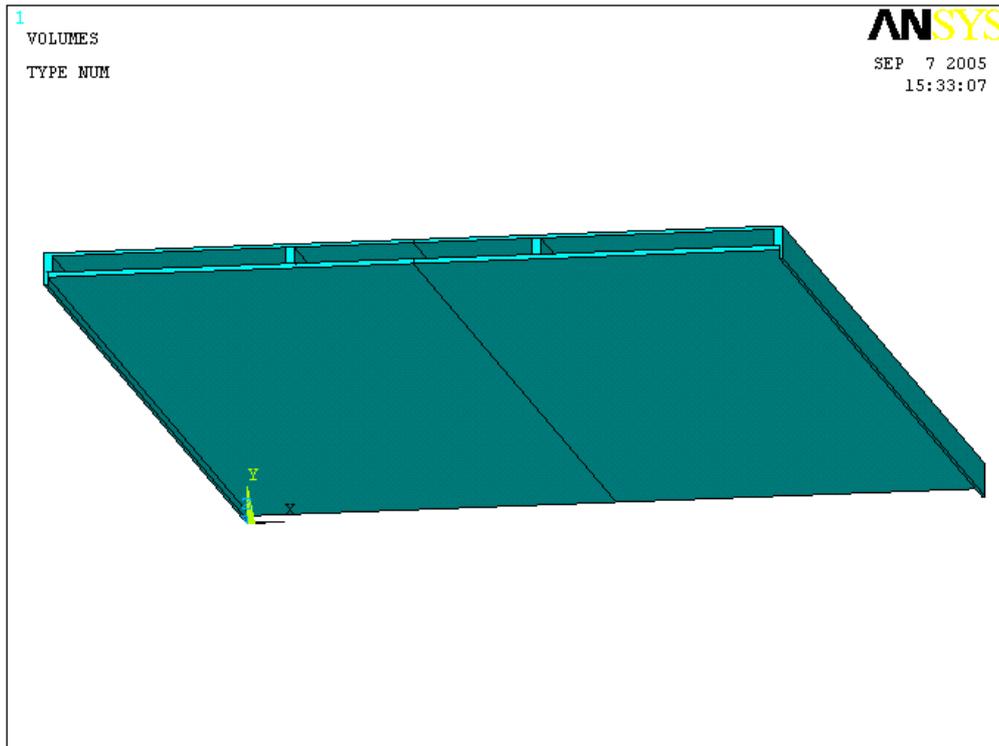


Fig. 5.10 Modello 3D della cold plate

L'elemento usato per la discretizzazione è il SOLID 185, tipicamente usato per analisi strutturali tridimensionali. Il corpo è vincolato nel medesimo modo della cold plate ISS ipotizzando i sostegni agli spigoli come cerniere sferiche, per approfondimenti vedere il Par.4.4.3 Cap.3.

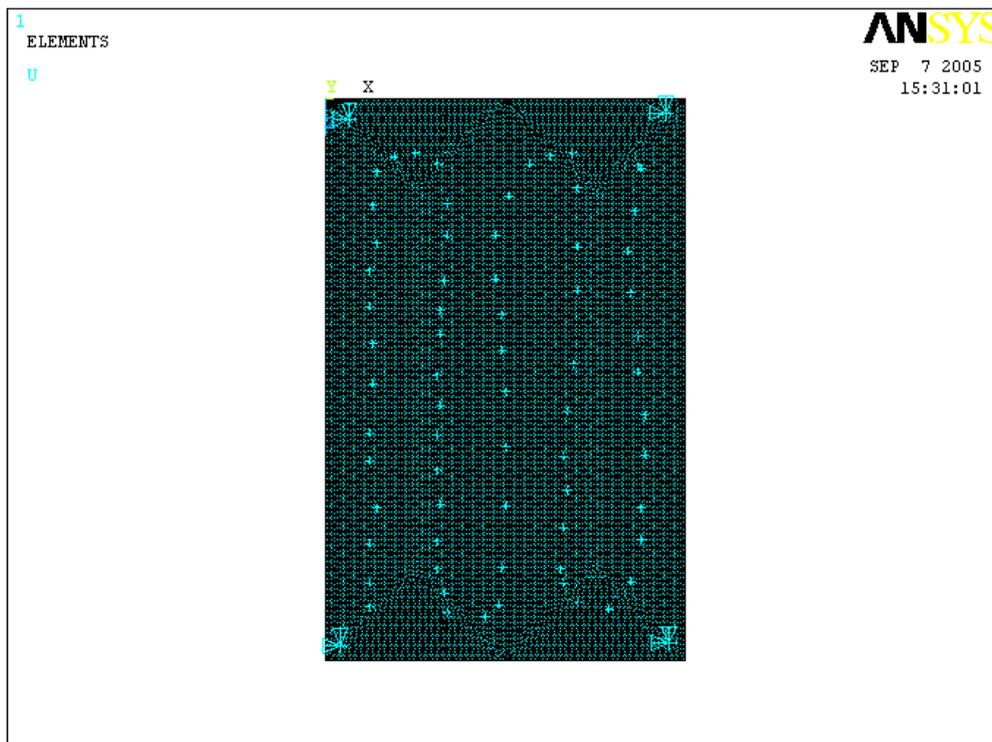


Fig. 5.11 Vincoli e mesh del modello

I punti contrassegnati sul modello stanno ad indicare gli elementi massa (MASS 21) rappresentanti la massa dell'equipaggiamento elettronico.

Impostate le opportune condizioni al contorno si è condotta l'analisi modale.

5.3.6 Risultati dell'analisi FEM

Riportiamo dunque i risultati ottenuti dall'analisi modale della cold plate, elencando dapprima le prime frequenze proprie della struttura:

SET	TIME/FREQ	LOAD	STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
-----	-----------	------	------	---------	------------

1	20.270		1	1	1
---	--------	--	---	---	---

2	39.163		1	2	2
---	--------	--	---	---	---

I valori ottenuti dimostrano che la nuova geometria della cold plate non permette di soddisfare la specifica strutturale sulla prima frequenza propria, la struttura non è sufficientemente rigida per poter superare le 35 Hz richieste.

In questo caso la prima frequenza propria vale all'incirca 20 Hz, valore ben al di sotto del limite ammissibile.

Riportiamo nelle figure a seguire le deformate relative al primo e al secondo modo proprio.

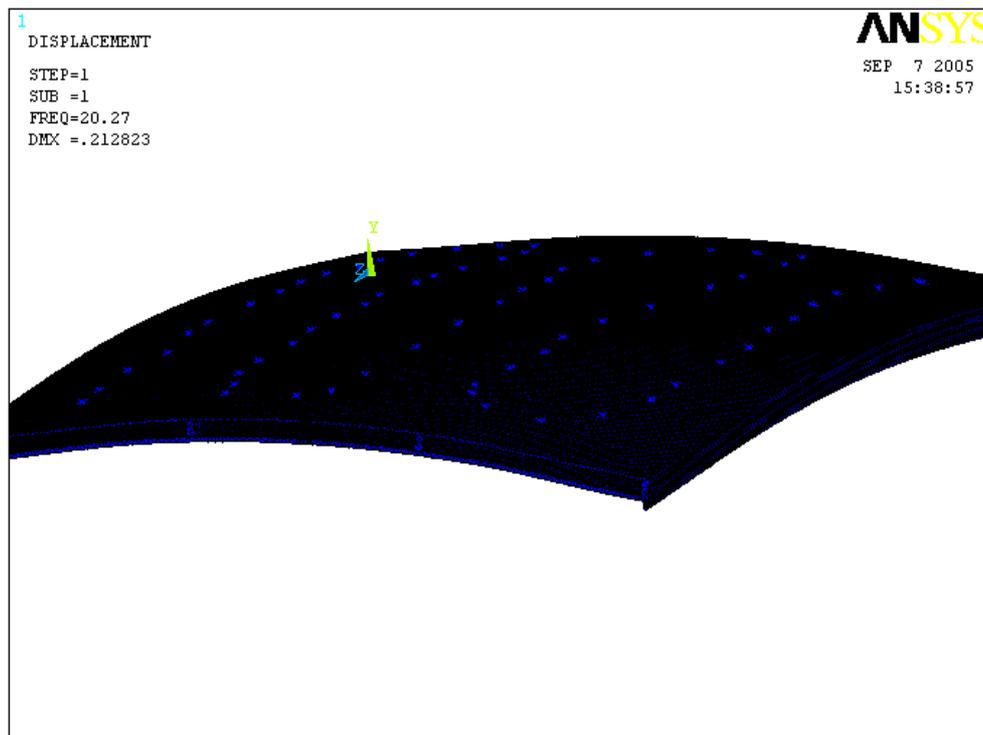


Fig. 5.12 Deformata al primo proprio

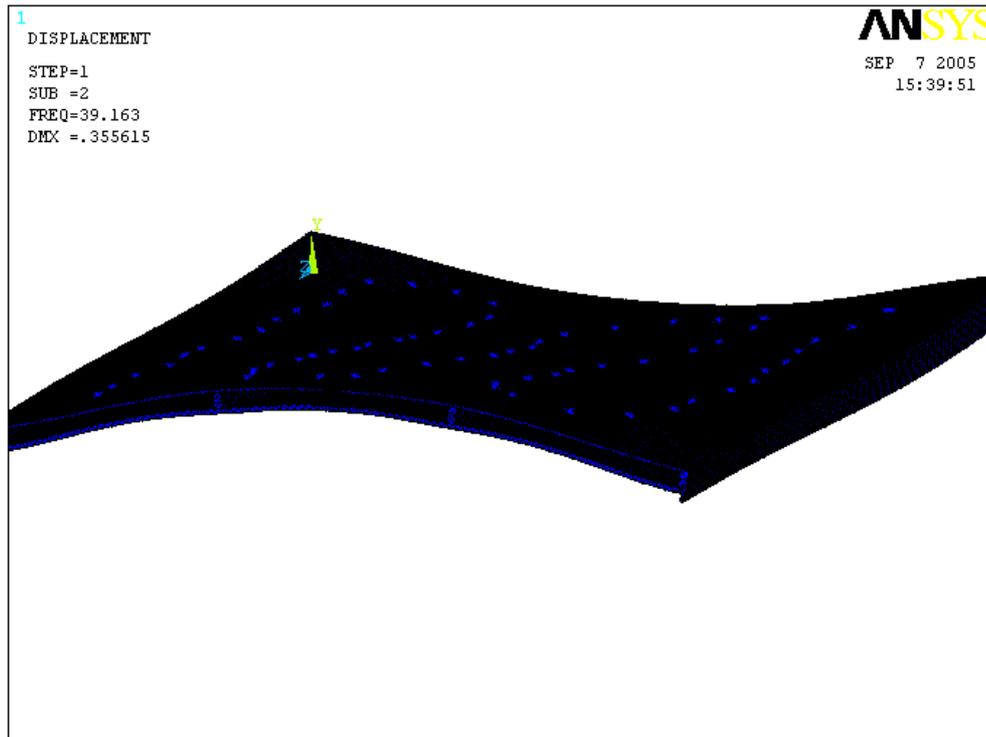


Fig. 5.13 Deformata al secondo modo proprio

5.3.7 Modello con spallette

Nel precedente paragrafo abbiamo visto che il primo sviluppo della cold plate non riesce a soddisfare le specifiche strutturali, si è cercato allora di modificare la struttura precedentemente analizzata in modo da conferirle una maggiore rigidità.

In particolare si è pensato di sfruttare lo spazio al di sotto della piastra isolante inserendo delle spallette in acciaio.

L'obiettivo è quello di raggiungere le 35 Hz cercando al tempo stesso di non aumentare sensibilmente i 7.8 Kg del primo sviluppo. Inserendo 11 spallette in acciaio di sezione 4mm X 5mm aumentiamo la massa totale di 0.75 Kg.

Ricordiamo che le spallette non hanno nessuna influenza sul processo di scambio termico ma assolvono la sola funzione strutturale.

Bisogna però sottolineare che una simile geometria aumenterebbe i costi di realizzazione tecnologica, vale la pena però fare almeno un tentativo perché i vantaggi termici sono notevoli.

Tralasciando, quindi, l'analisi termica che rimarrebbe sostanzialmente invariata, vediamo quanto influiscono le spallette sulla rigidità strutturale, o per meglio dire quanto aumenta la rigidità all'aumentare del peso della cold plate.

Vediamo in Fig.5.14 il nuovo modello.

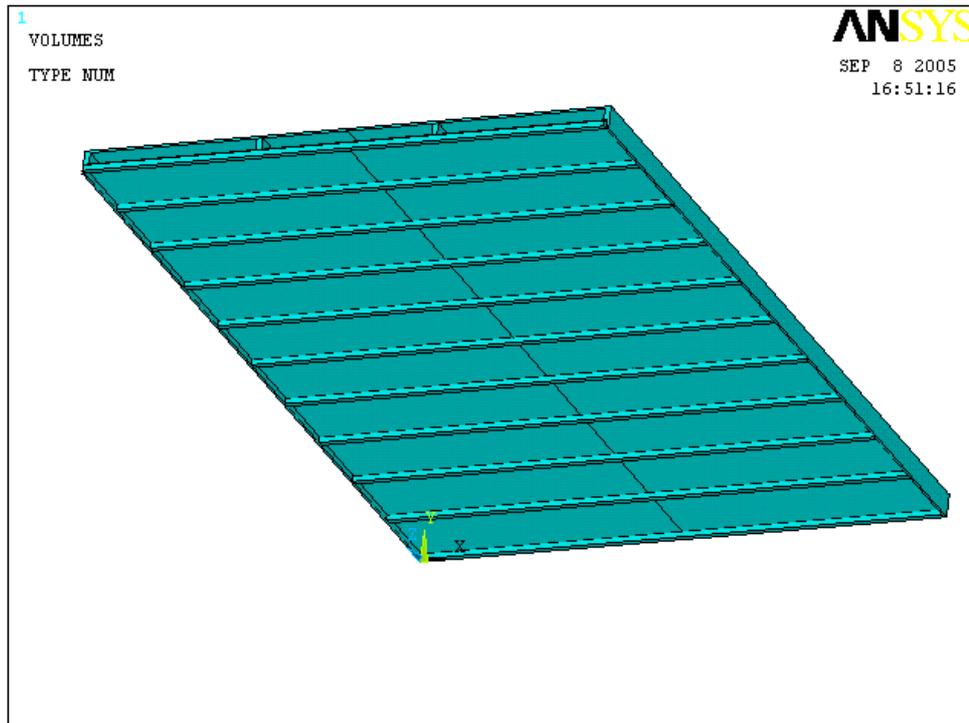


Fig. 5.14 Modello della Cold Plate

Utilizzando le stesse condizioni al contorno precedentemente trattate, vediamo, impostando un'analisi modale, cosa succede alle frequenze proprie:

SET TIME/FREQ LOAD STEP SUBSTEP CUMULATIVE

1 26.209 1 1 1

2 45.661 1 2 2

Anche in questo caso pur avendo raggiunto 26 Hz con la prima frequenza propria, restiamo notevolmente sotto il valore ammissibile da specifica.

5.4 Secondo sviluppo

5.4.1 Generalità

Lo sviluppo successivo a quello precedentemente studiato ha previsto la reintroduzione dei condotti per la circolazione del fluido refrigerante.

In questo caso l'obiettivo è quello di riuscire a dissipare la stessa potenza termica ma con un minore numero di condotti riducendo così il materiale e di conseguenza i pesi.

I problemi inerenti a questa configurazione riguardano l'interfaccia tra il materiale isolante e l'acciaio inossidabile. Pensando a un condotto formato da entrambi i materiali, si rende necessario studiare un sistema di bloccaggio, la soluzione più idonea si è rivelata l'uso di una colla speciale. Si è prevista una configurazione che rendesse possibile la manutenzione del pezzo nello spazio, in particolare nel caso si verificassero dei malfunzionamenti del sistema elettrico, attraverso particolari alloggi per le punte in maniera da renderle estraibili senza dover smontare l'intera cold plate.

La colla, inoltre, garantisce un'ottima tenuta evitando così perdite di fluido refrigerante.

Una volta stabilita la geometria della nuova cold plate, si è nuovamente condotto un'analisi termo-strutturale agli elementi finiti.

5.4.2 Geometrie, materiali e pesi

Il primo studio è stato condotto su un modello con lo stesso numero di condotti della cold plate ISS al fine di vedere i miglioramenti apportati dall'applicazione del campo elettrico, poi si è cercato di ridurre il numero dei condotti per conseguire gli obiettivi di progetto.

I materiali sono gli stessi del precedente sviluppo, per prendere visione delle caratteristiche meccaniche si rimanda, quindi, ai paragrafi precedenti.

Riportiamo in Fig.5.15 la sezione quotata della nuova cold plate.

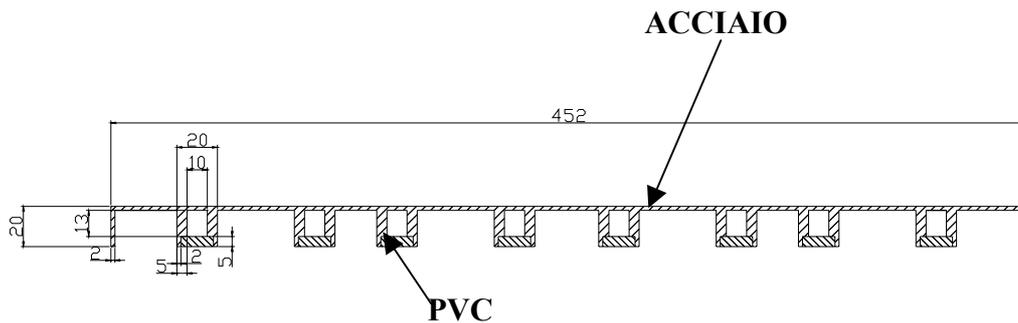


Fig. 5.15 Sezione della Cold Plate

Come si vede dalla sezione il PVC è stato alloggiato e incollato in una sede ricavata nell'acciaio ed è provvisto inoltre di una piccola cava, non riportata in figura, su cui montare le punte metalliche.

Applicando la relazione (5.1) ricaviamo la massa totale della cold plate che in questo caso vale

$$M_T = \underline{12.8 \text{ Kg}}$$

con questa geometria si nota che il peso del nuovo modello supera di quasi due chili quello della cold plate ISS.

5.4.3 Analisi termica

L'analisi è ancora bidimensionale e la modellazione Ansys ha visto solo il cambiamento della geometria, per quanto riguarda elemento, mesh e condizioni al contorno non c'è stata alcuna variazione.

Anche in questo caso è stato possibile sfruttare le varie simmetrie che il problema presenta semplificando così la modellazione.

Illustriamo di seguito la geometria del modello.

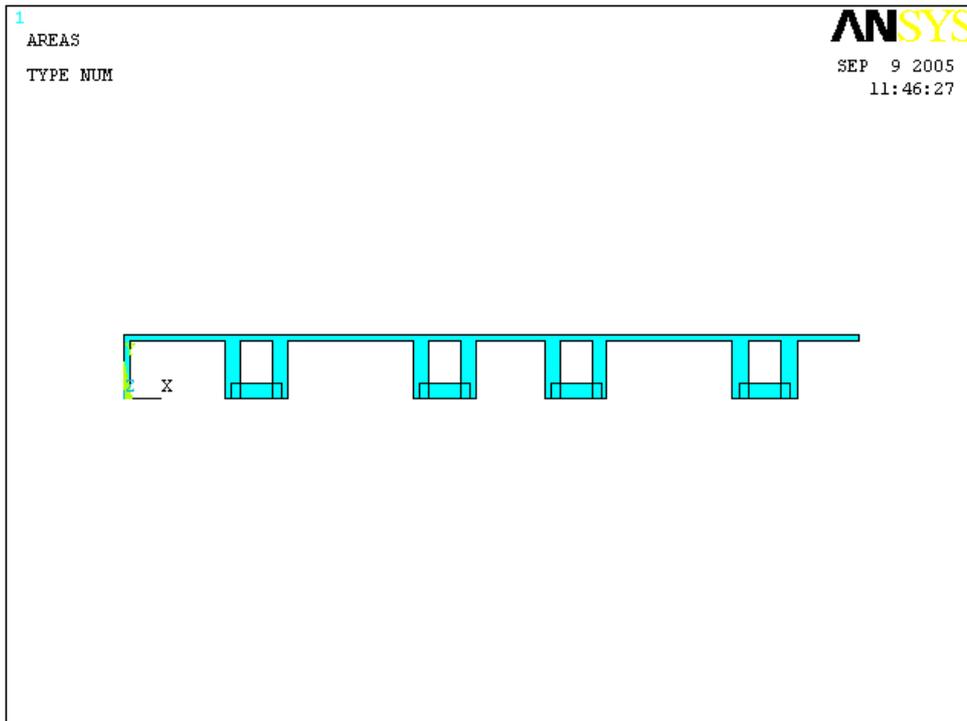


Fig. 5.16 Modello della cold plate

Vediamo le condizioni al contorno: flusso termico e convezione.

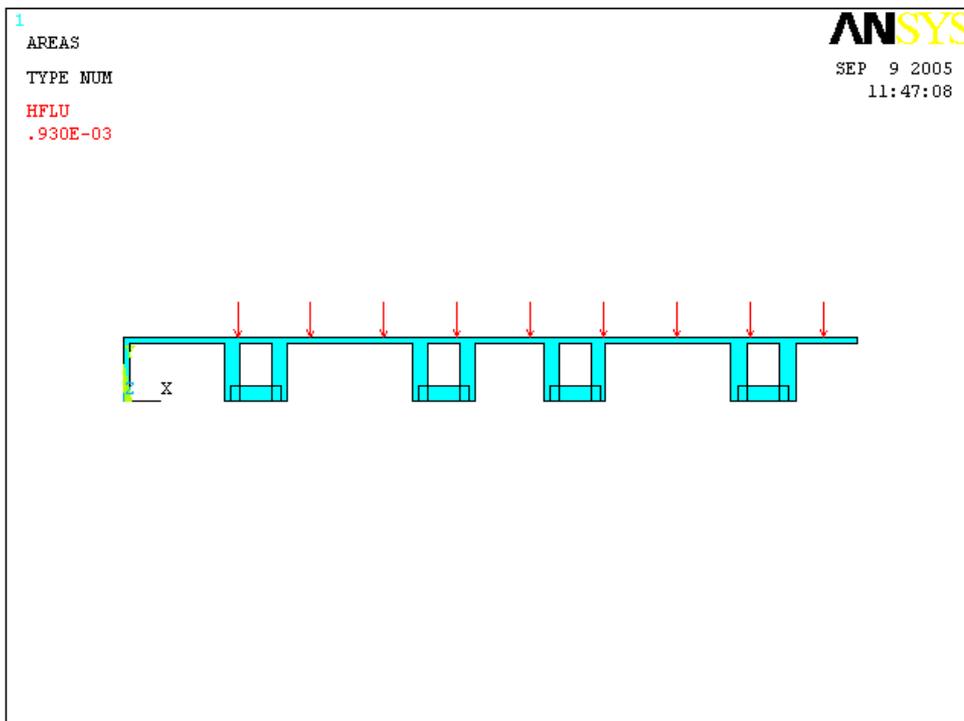


Fig. 5.17 Flusso termico

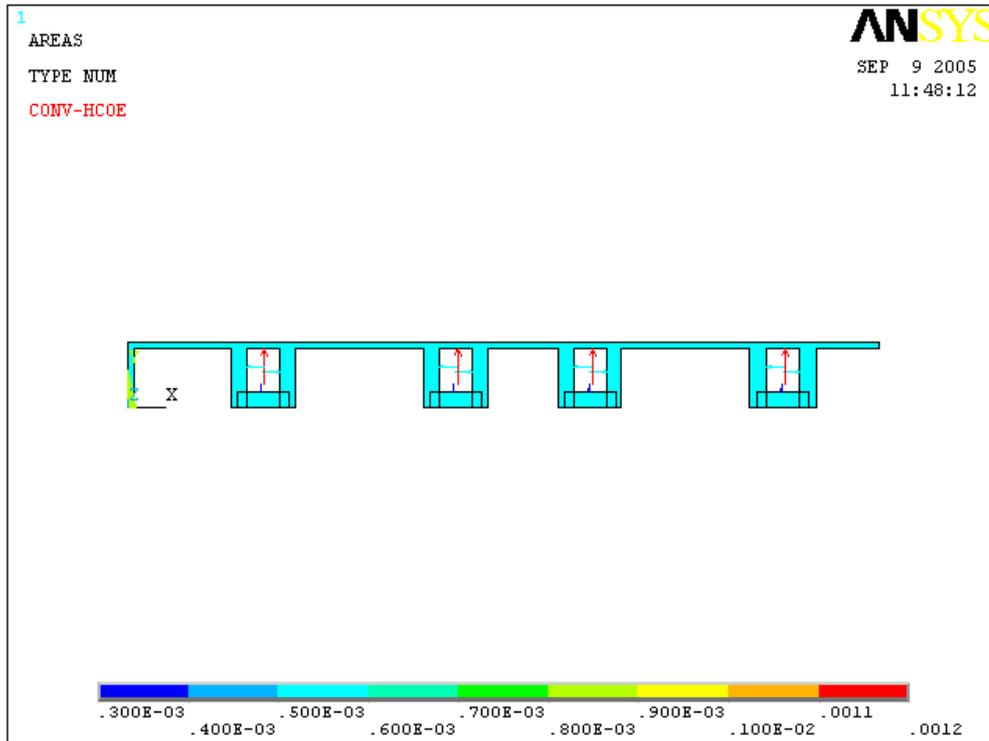


Fig. 5.18 Convezione

Riportiamo dunque i risultati ottenuti.

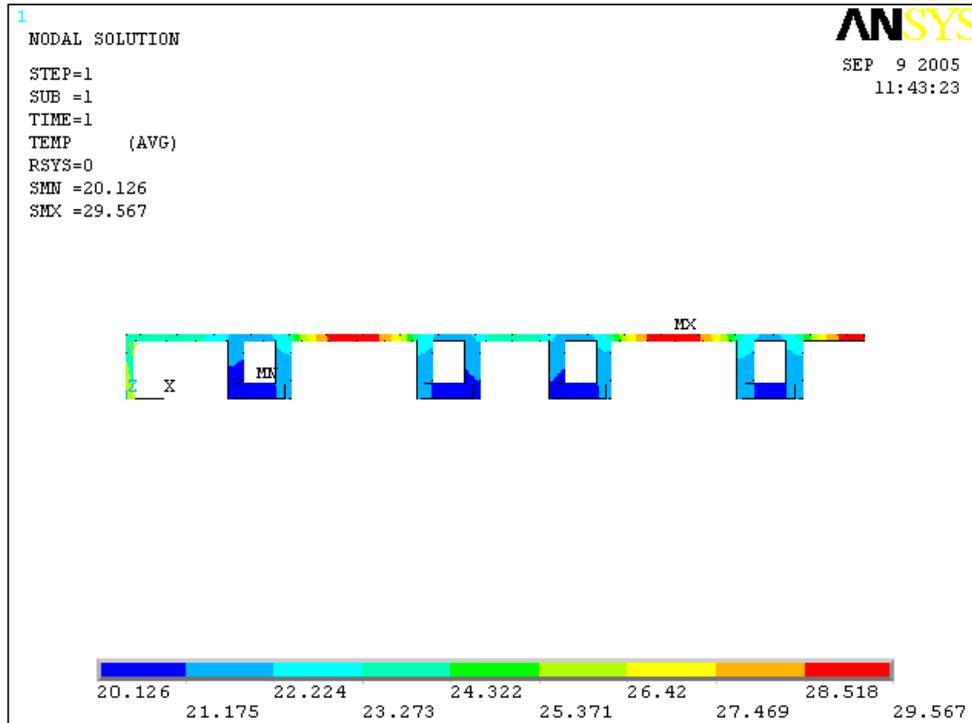


Fig. 5.19 Campo di temperature

Il beneficio del campo elettrico è subito evidente, se confrontiamo i risultati ottenuti con quelli relativi alla cold plate ISS riportati in Fig.4.12 Cap.4 vediamo che c'è un abbassamento della temperatura massima di 6 °C circa.

Un tipo di cold plate come questa quindi è in grado di dissipare maggiori potenze termiche a parità di superficie di scambio termico.

5.4.4 Analisi strutturale

L'analisi modale ha ricavato le prime frequenze proprie della struttura ed è stata condotta su un modello tridimensionale, le condizioni al contorno del problema sono le stesse degli sviluppi precedentemente studiati.

La Fig.5.20 mostra il modello ottenuto.

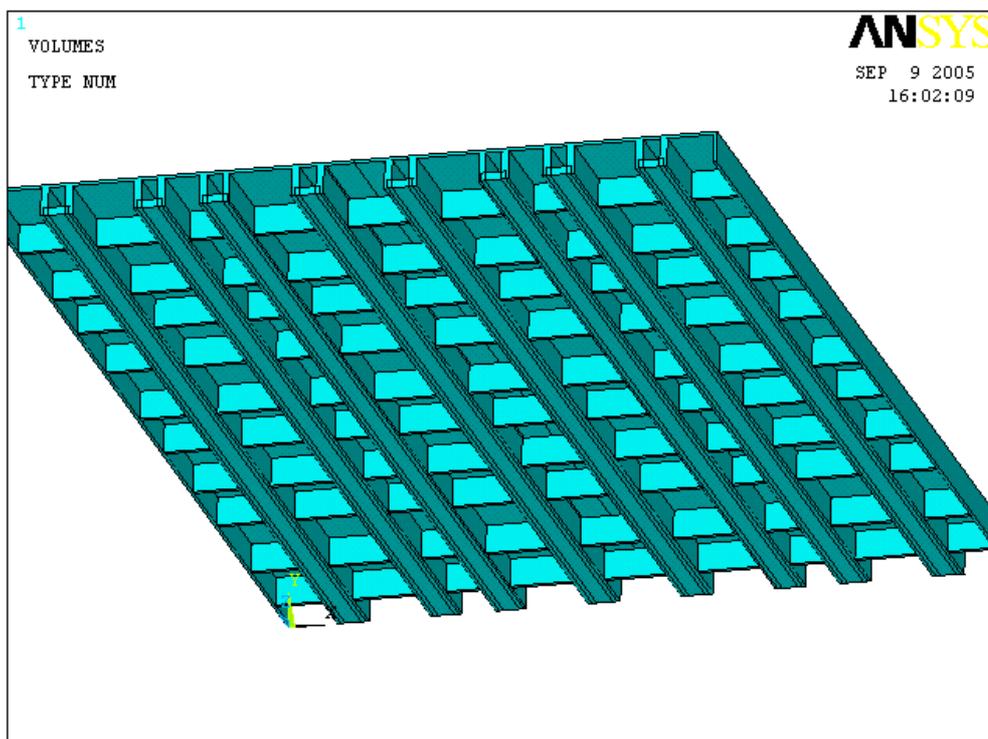


Fig. 5.20 Modello tridimensionale

Su questo modello è stata affrontata l'analisi modale.

Riportiamo i risultati ottenuti riguardo alle prime frequenze proprie della struttura.

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	43.135	1	1	1
2	78.199	1	2	2

I risultati mettono in evidenza che in questo caso la cold plate riesce a soddisfare la specifica strutturale riguardo la prima frequenza propria.

Il progetto appena illustrato tuttavia ha il notevole difetto dell'aumento del peso rispetto alla cold plate ISS.

5.4.5 Diminuzione dei condotti

Proviamo allora a diminuire il numero dei condotti per verificare se riusciamo a soddisfare le specifiche termiche cercando di alleggerire la struttura.

Il primo tentativo è stato quello di togliere due condotti ottenendo una cold plate a sei condotti con le stesse dimensioni.

Si presentano due alternative per la disposizione dei condotti, una che vede tutti i punti della superficie di scambio termico equamente distanziati dai condotti, l'altra invece che lascia i punti degli estremi della cold plate più distanziati a favore del centro dove i punti si ritrovano maggiormente ravvicinati al fluido refrigerante.

Vediamo quest'ultima soluzione, la Fig.5.21 mostra il modello.

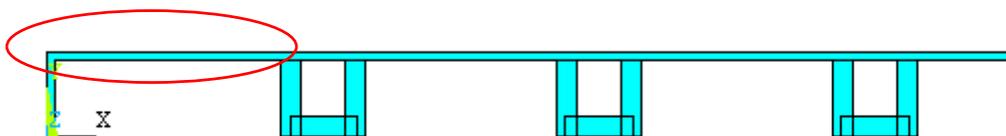


Fig. 5.21 Modello a 6 condotti

Come si nota dalla figura, questa configurazione vede i condotti maggiormente ravvicinati tra loro nella parte centrale lasciando gli estremi della cold plate più distanziati.

Vediamo i risultati di un'analisi termica bidimensionale condotta su un simile sviluppo.

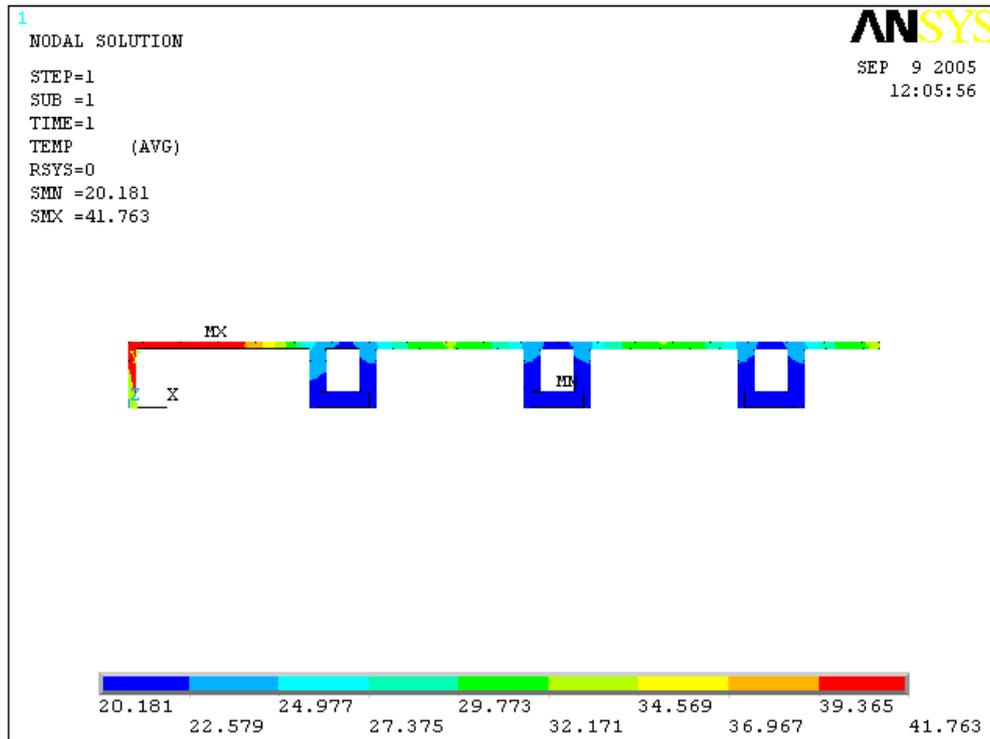


Fig. 5.22 Temperature con intera superficie di scambio

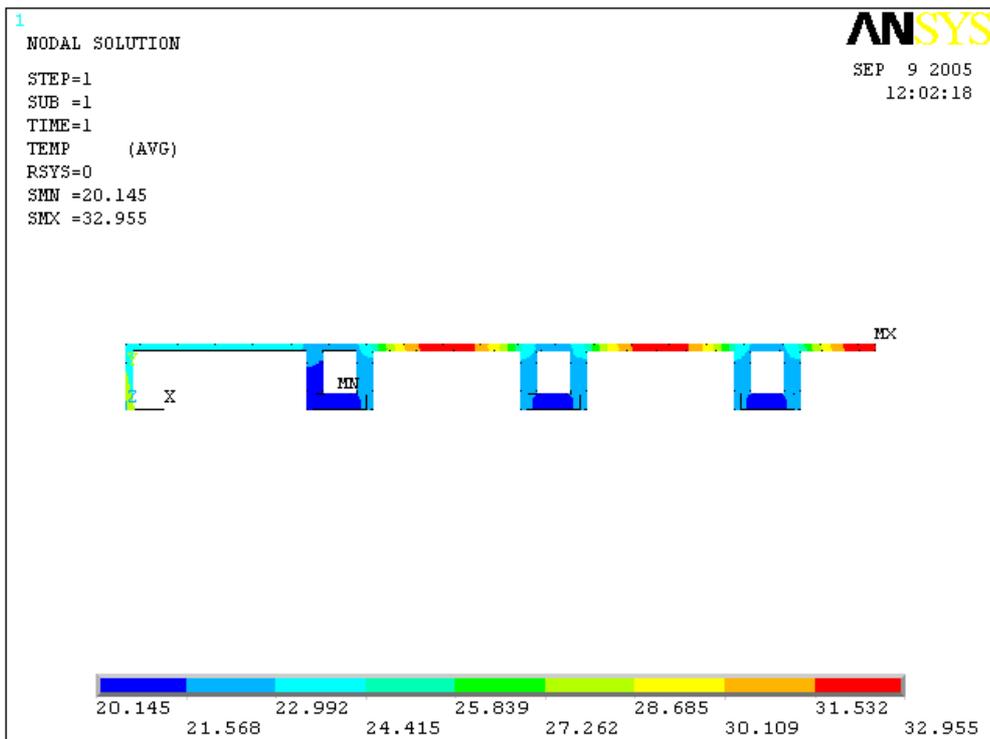


Fig. 5.23 Temperature con parziale superficie di scambio

La Fig.5.22 mostra il campo di temperature nel caso la potenza termica sia applicata sull'intera superficie della cold plate.

In questo caso vediamo che gli estremi non riescono a dissipare calore aumentando significativamente la temperatura la quale raggiunge dei valori non ammissibili dalle specifiche. Rimane comunque la parte centrale che riesce tranquillamente a rientrare nei valori di Fig.4.12 Cap.4 con una temperatura più bassa all'incirca di 2 °C rispetto alla massima della cold plate ISS. Se però possiamo montare sulla cold plate un equipaggiamento che non necessariamente trasmette calore sull'intera superficie della piastra, allora la Fig.5.23 mette in evidenza che i punti caldi della cold plate mantengono una temperatura massima minore del progetto ISS.

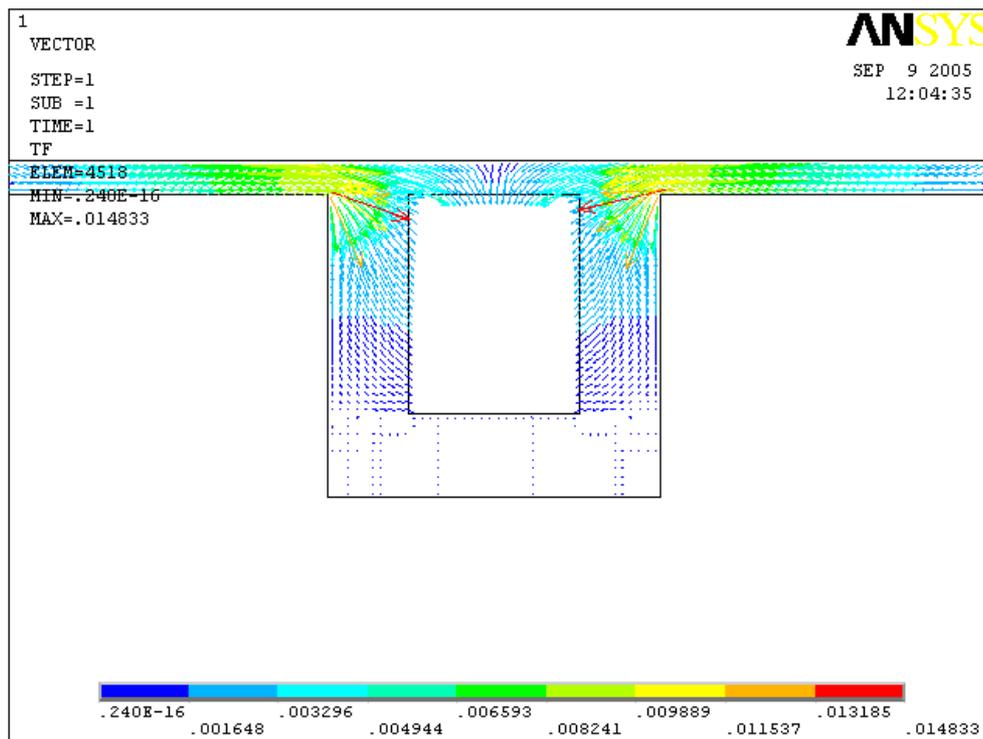


Fig. 5.24 Flusso termico

La rappresentazione vettoriale del flusso termico mostra chiaramente come il minore coefficiente di conducibilità termica del PVC rispetto all'acciaio determina una zona dove la trasmissione di calore è pressoché nulla.

Vediamo di seguito, invece, la prima soluzione spiegata dove i punti della superficie di scambio termico sono egualmente distanziati dai condotti.

In Fig.5.25 riportiamo il modello.

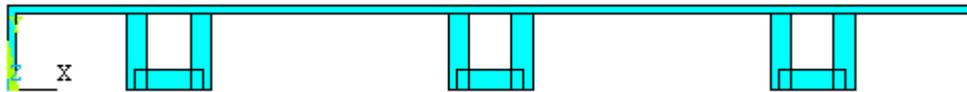


Fig. 5.25 Modello della cold plate

Notiamo che adesso i condotti sono maggiormente distanziati rispetto a prima garantendo uniformità di distanza.

Esaminiamo i risultati dell'analisi svolta su questa soluzione.

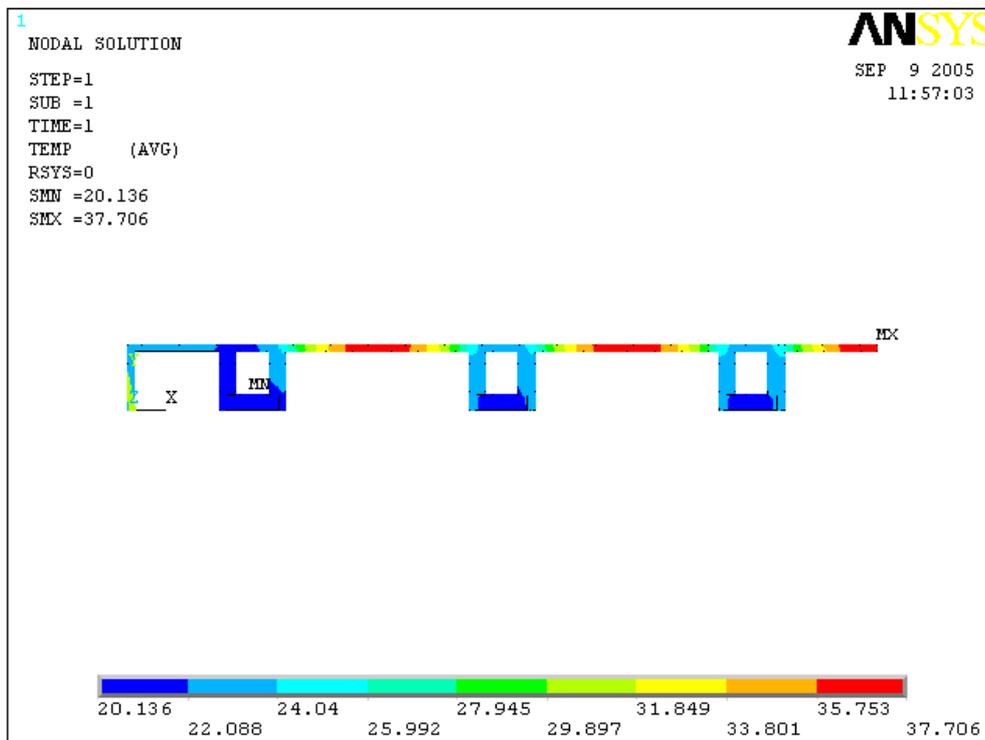


Fig. 5.26 Campo di temperature a parziale superficie di scambio

In questo caso gli estremi non rappresentano più un punto critico della piastra ma l'aumento del passo tra i condotti genera un punto caldo proprio nei punti intermedi che raggiunge la temperatura critica.

5.5 Terzo sviluppo

5.5.1 Generalità

La soluzione di progetto appena vista mette in evidenza i vantaggi termici derivanti dall'applicazione del campo elettrico mantenendo però, se non superando, il peso della cold plate ISS.

Da qui allora è nata la necessità di cercare una soluzione che salvaguardasse i vantaggi termici unitamente ad una riduzione del peso.

Si è cercato quindi di mantenere una configurazione a sei condotti intervenendo però sulla geometria degli stessi in modo da ridurre il materiale di cui sono composti.

A modellazione ultimata si sono condotte le consuete analisi termo-strutturali agli elementi finiti.

5.5.2 Geometrie, materiali e pesi

Innanzitutto è necessario precisare che si è scelto di analizzare la configurazione a sei condotti con i punti della piastra egualmente distanziati dal fluido refrigerante per mantenere comunque una maggiore flessibilità di utilizzo della cold plate, permettendo così il montaggio dell'equipaggiamento su l'intera superficie dello scambiatore.

Se andiamo a rivedere il modello di Fig.5.25 possiamo pensare di intervenire immediatamente sulla riduzione del materiale dei condotti riducendone lo spessore e prevedendo una geometria più semplice.

Possiamo togliere la svasatura per la collocazione del PVC mettendolo direttamente a battuta sulle colonne verticali d'acciaio.

Tali colonne, inoltre, possono essere inclinate in maniera tale da ottenere un condotto trapezoidale che permette di conseguire una maggior superficie di contatto tra fluido refrigerante e superficie di scambio termico.

La geometria che ne consegue è illustrata in Fig.5.27.

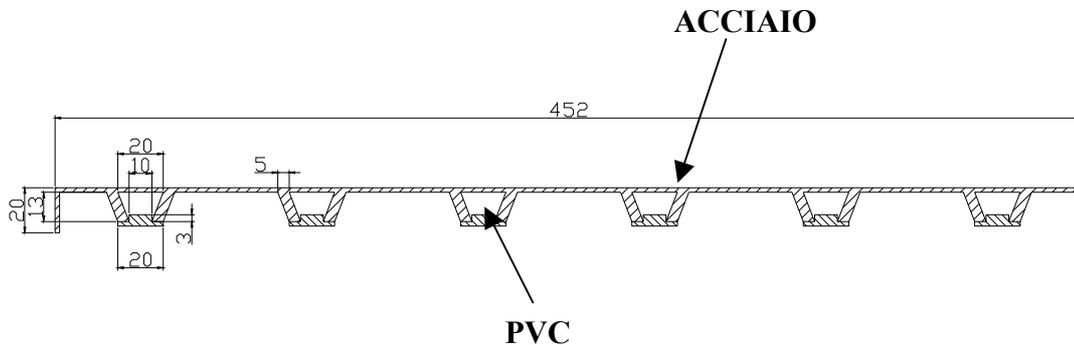


Fig. 5.27 Sezione del nuovo sviluppo

La forma della piastrina in PVC è a “T” per la presenza della cava per l’inserimento delle punte metalliche.

I materiali sono gli stessi dei precedenti sviluppi, si rimanda ai precedenti paragrafi per dettagli sulle caratteristiche meccaniche.

Applicando la relazione (5.1) possiamo ricavare la massa totale del nuovo sviluppo che risulta pari a:

$$M_T = \underline{10.8 \text{ Kg}}$$

che all’incirca coincide con quella della cold plate ISS.

5.5.3 Analisi termica

A questo punto si è condotta l’analisi termica agli elementi finiti del nuovo sviluppo, il modello segue il più fedelmente possibile le geometrie illustrate in Fig.5.27.

È stato possibile anche in questo caso studiare un problema bidimensionale, inoltre per semplificare ulteriormente la modellazione è stato possibile sfruttare le simmetrie della struttura.

Riportiamo in figura il modello.

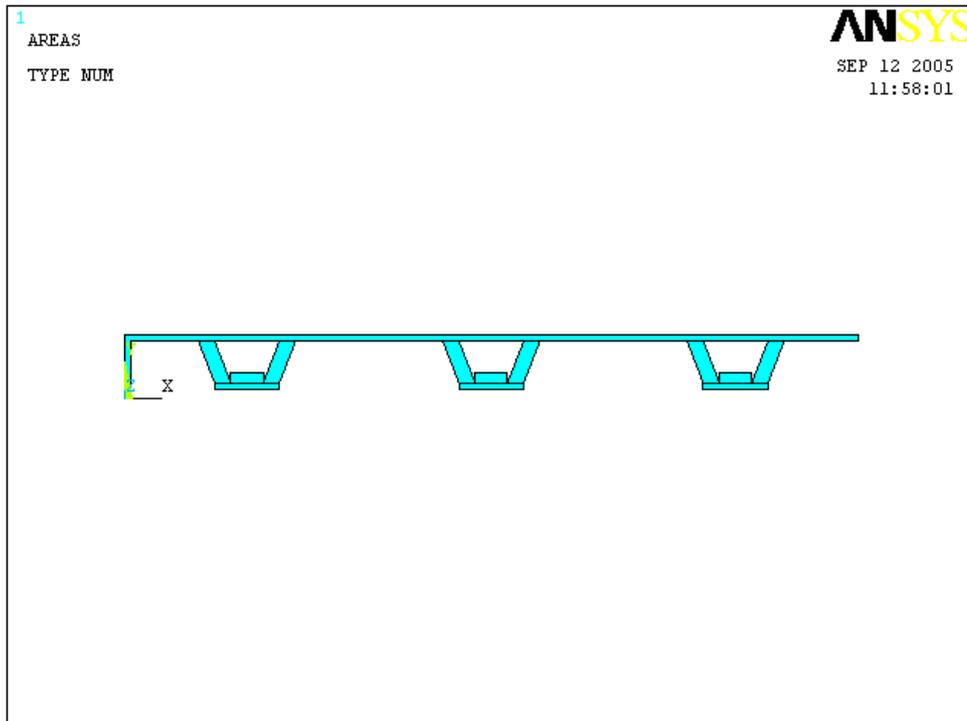


Fig. 5.28 Modello della Cold Plate

La discretizzazione è stata ottenuta ancora con l'elemento PLANE 55 . Le condizioni al contorno sono come al solito il flusso termico da dissipare e la convezione sui condotti e i valori sono ovviamente gli stessi dei precedenti problemi. Vediamo allora i risultati di tali considerazioni.

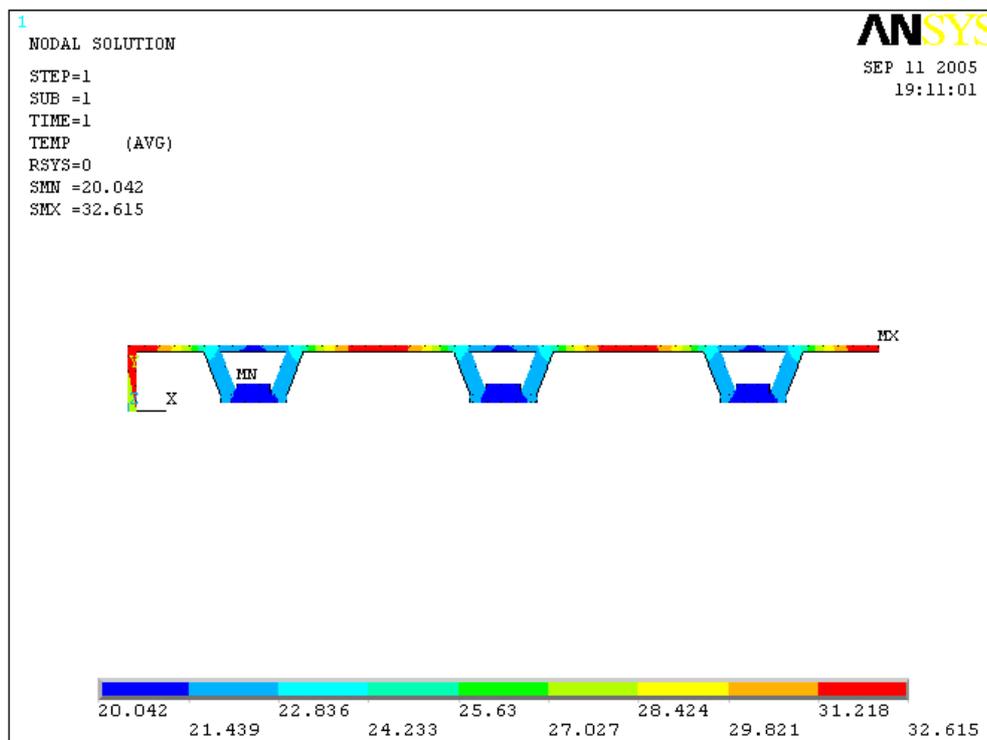


Fig. 5.29 Campo di temperature

Come si nota in figura la nuova geometria dei condotti ha portato a un abbassamento della temperatura massima rispetto al precedente sviluppo, risultato comunque prevedibile in quanto in questo caso abbiamo allargato la superficie di contatto tra fluido refrigerante e superficie di scambio termico.

In questa maniera siamo riusciti ad ottenere una configurazione capace di soddisfare le specifiche termiche con un numero di condotti minore al caso della cold plate ISS.

C'è da sottolineare comunque che un tale modello comporta però un gradiente di temperatura più grande sulla superficie di scambio termico della piastra, si vede infatti che la variazione di temperatura è pari all'incirca a 12 °C.

Si mostra nella seguente figura la rappresentazione vettoriale del flusso termico.

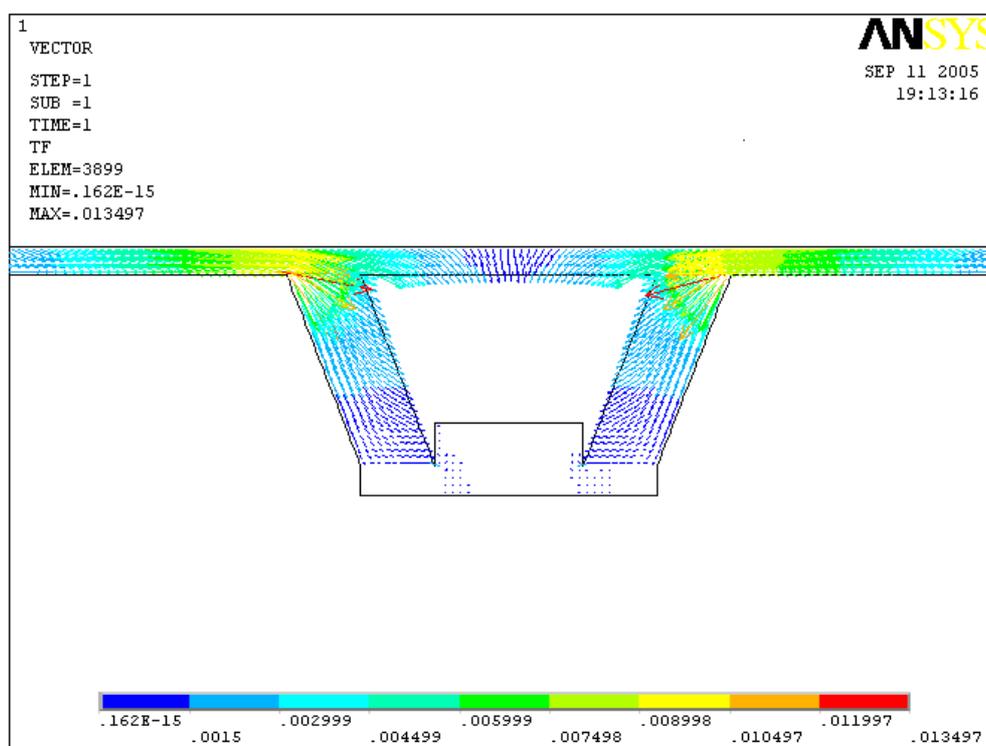


Fig. 5.30 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

Si nota chiaramente anche in questo caso che il flusso termico in corrispondenza della piastrina di PVC è nullo a causa della bassa conducibilità termica del materiale.

È importante sottolineare nuovamente che il valore del flusso che si legge in figura, corrispondente al valore blu, non è esattamente il valore limite 0.12E-15, se riduciamo la scala dei valori converge esattamente a 0.00093, numero che sta proprio nell'intervallo tra 0.12E-15 e 0.0015 (blu chiaro).

5.5.4 Analisi strutturale

Conduciamo ora un'analisi strutturale per verificare come al solito se la struttura è in grado di soddisfare le specifiche strutturali oltre a quelle termiche.

Il primo passo come nei precedenti problemi è quello di verificare che la prima frequenza propria superi le 35 Hz , la prima analisi è stata quindi modale.

Si è studiato un modello tridimensionale dell'intera struttura utilizzando i soliti elementi SOLID185. Le condizioni al contorno sono le stesse dei problemi già affrontati, sono caratterizzate dai sostegni ai quattro spigoli della cold plate e dalla massa rappresentante l'equipaggiamento elettronico di 40 Kg distribuiti sull'intera superficie superiore della piastra.

La massa è stata simulata tramite l'impiego di elementi massa MASS 21.

Riportiamo in figura il modello della cold plate.

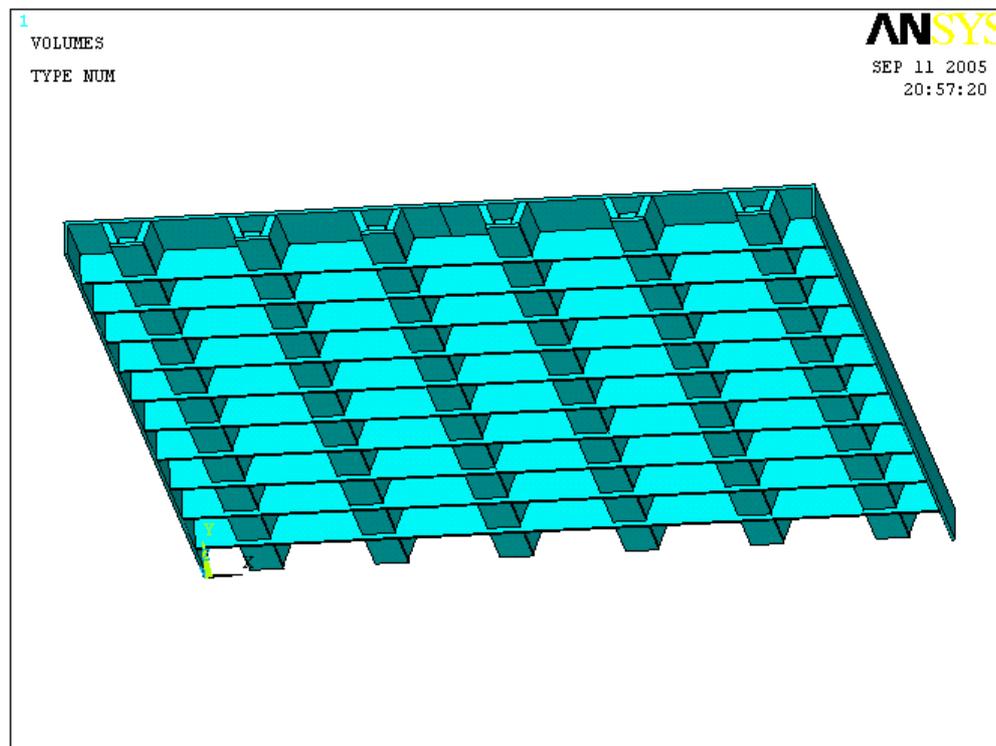


Fig. 5.31 Modello del nuovo sviluppo

Nella prossima figura vogliamo invece mostrare le condizioni al contorno sulla cold plate “meshata” con gli elementi sopra citati.

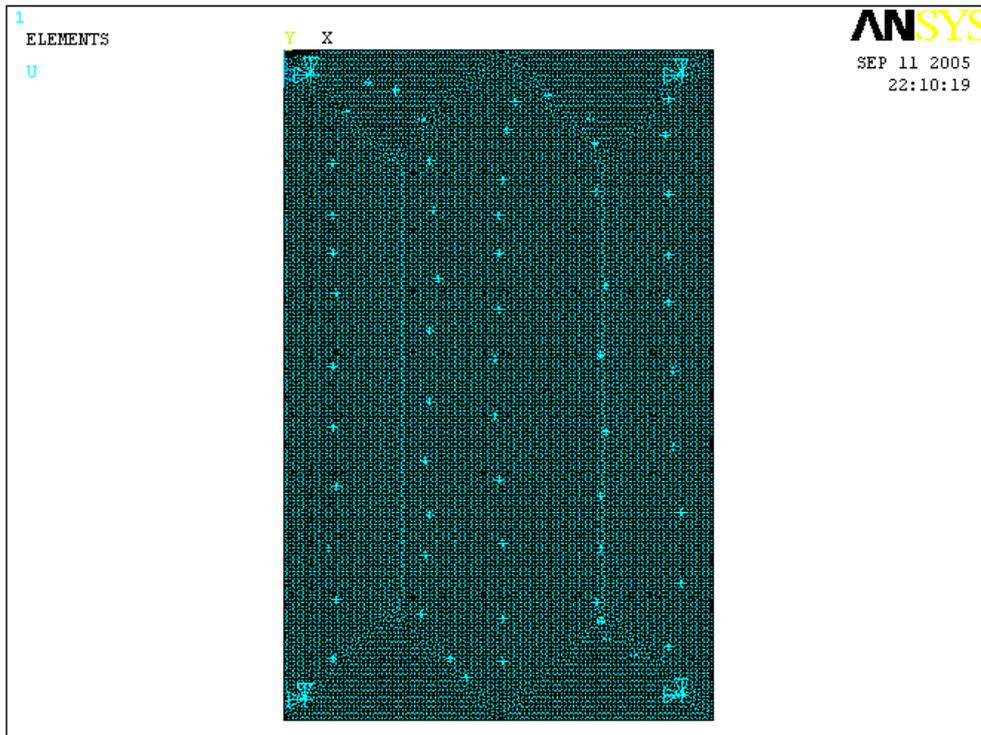


Fig. 5.32 Mesh, vincoli e masse

Mostriamo adesso i risultati ottenuti da un'analisi modale su tale modello.

SET	TIME/FREQ	LOAD	STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	42.342	1	1	1	
2	69.594	1	2	2	

In questo caso il modello permette di soddisfare la specifica strutturale sulla prima frequenza propria, quest'ultima infatti supera le 35 Hz richieste.

Un risultato comunque che ci si poteva attendere in quanto il modello ha una geometria a condotti, è provvisto delle spallette trasversali e pesa approssimativamente come la cold plate ISS.

Risulta interessante anche in questo caso prendere visione delle deformate della struttura al primo e al secondo modo proprio.

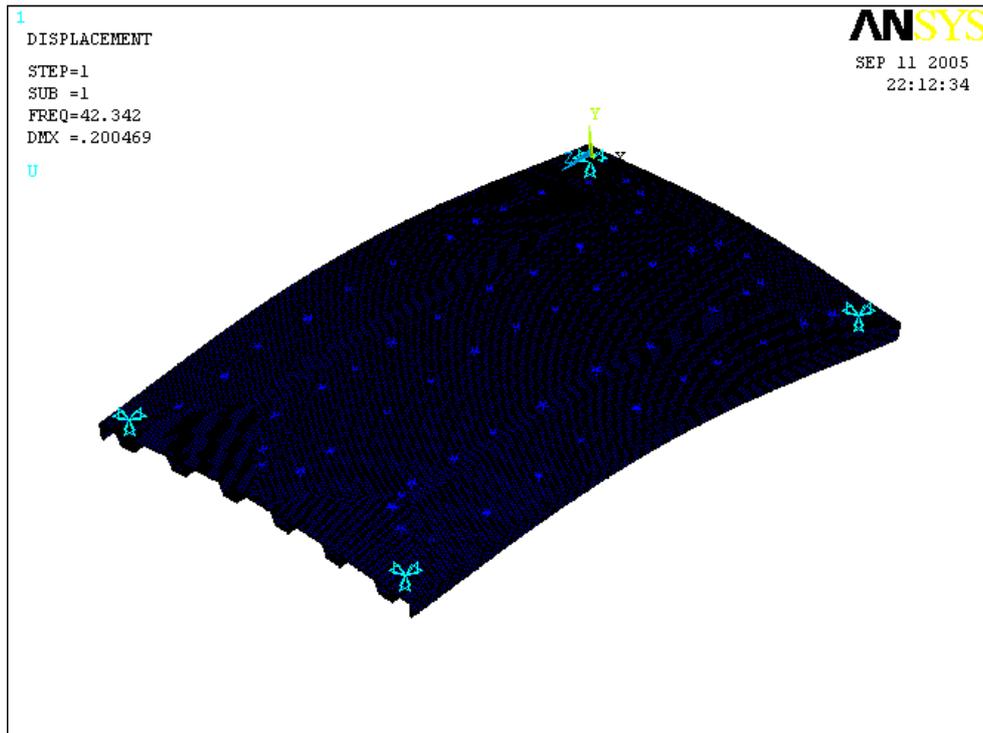


Fig. 5.33 Deformata al primo modo proprio

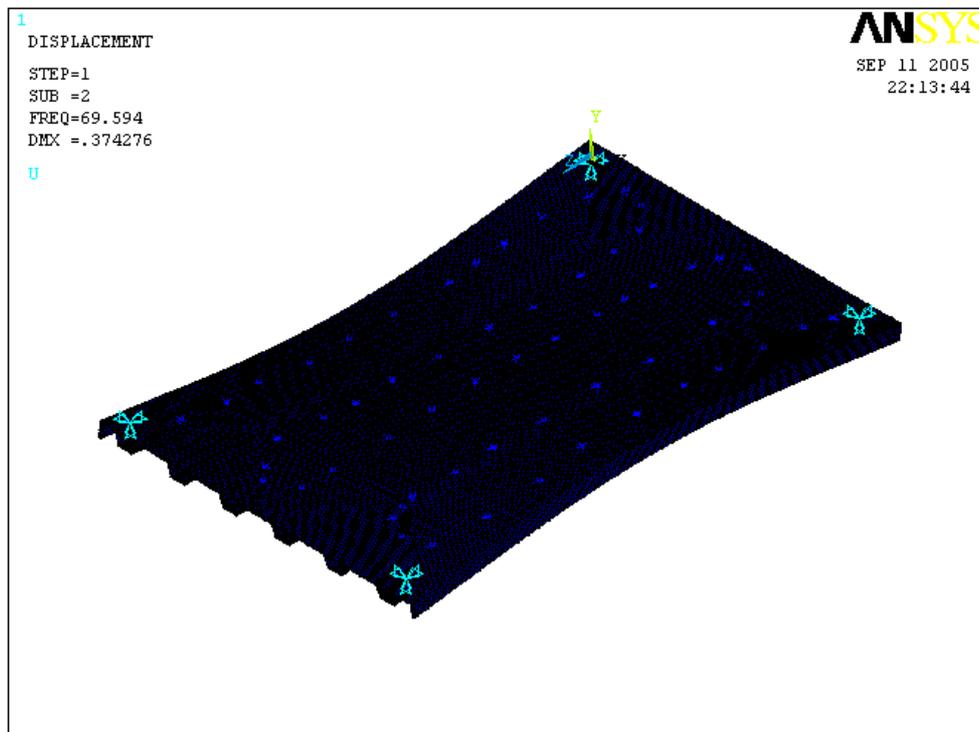


Fig. 5.34 Deformata al secondo modo proprio

5.5.5 Variazione della geometria

Visto che il modello appena studiato ha dimostrato di poter soddisfare le specifiche termo-strutturali seppur mantenendo un peso all'incirca pari agli 11 Kg, è stato interessante provare a modificare leggermente la geometria dei condotti cercando di mantenere la stessa configurazione ma riducendo il peso.

La prima e più semplice modifica vede una diminuzione dello spessore d'acciaio dei condotti, si è passati dai 5 mm ai 3 mm di spessore. La geometria della sezione resta identica a quella di Fig.5.27 salvo appunto la riduzione degli spessori dei condotti.

5.5.6 Analisi termo-strutturale

La Fig.5.35 mostra la geometria del nuovo modello.

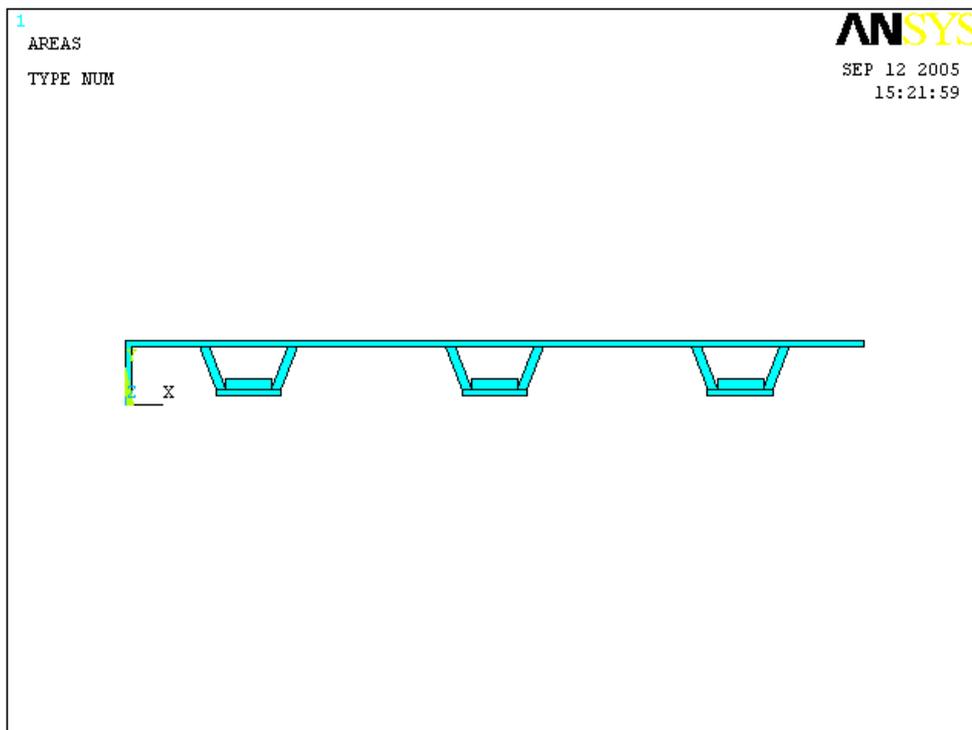


Fig. 5.35 Geometria del nuovo modello

Applicando nuovamente la (5.1) sulla nuova geometria otteniamo una massa pari a :

$$M_T = 9.8 \text{ Kg}$$

Il nuovo modello, come vediamo, riduce la massa totale di circa 1 Kg.

Dopo aver effettuato le medesime considerazioni del caso precedente, quindi stesse condizioni al contorno, stessi materiali e stesse valutazioni geometriche sulla modellazione, vediamo i risultati dell'analisi termica.

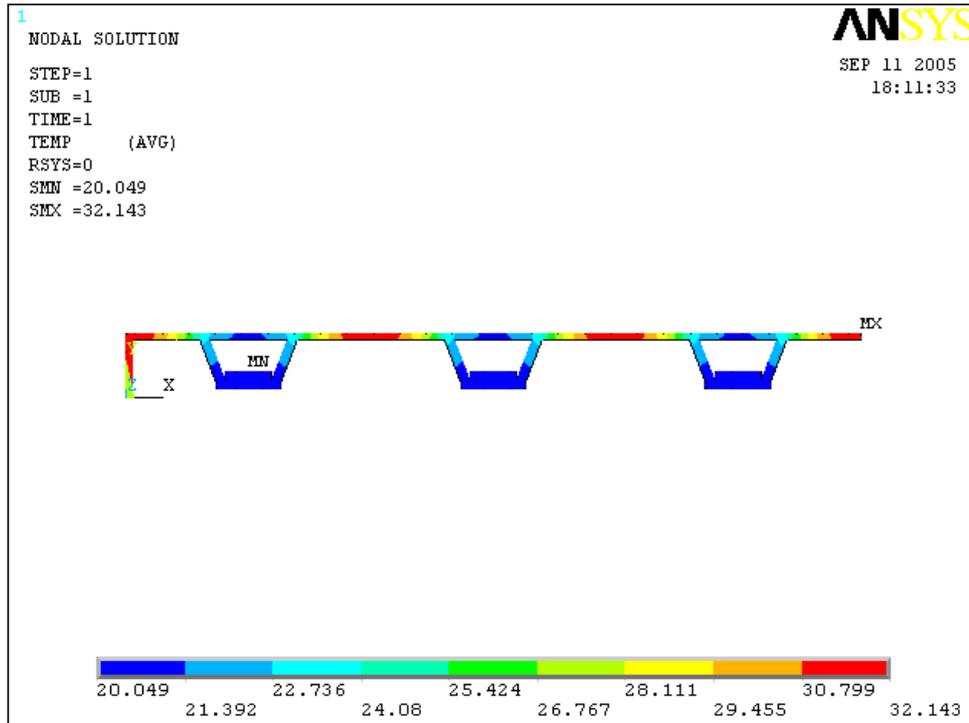


Fig. 5.36 Campo di temperature

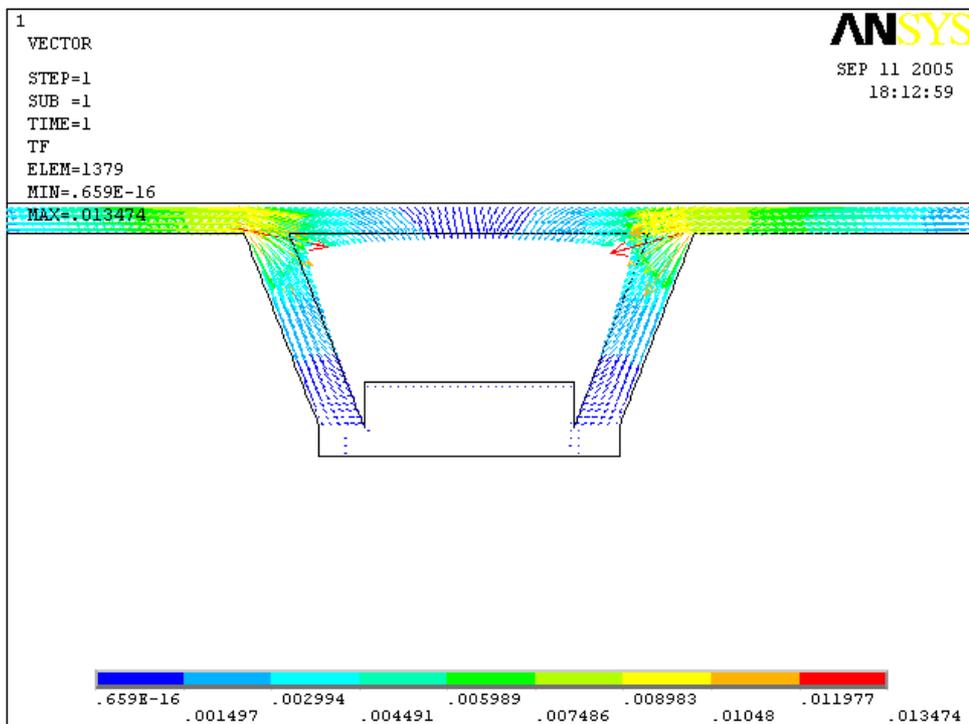


Fig. 5.37 Flusso termico

Come si nota, il campo di temperature sulla sezione della cold plate resta sostanzialmente immutato rispetto al caso precedente, la temperatura massima è la solita e anche il gradiente termico non è variato.

La temperatura sulla superficie della piastra resta poco uniformemente distribuita.

Anche il flusso termico evidenzia lo stesso andamento del caso precedentemente studiato.

Risulta interessante in questo caso prendere visione degli effetti del gradiente termico sullo stato di sollecitazione della struttura. La cold plate in questo caso è formata da due materiali per cui avremo anche due differenti coefficienti d'espansione termica.

I valori di tali coefficienti sono stati riportati nei paragrafi precedenti e per quanto riguarda le condizioni al contorno del problema e modellazione, si è seguita fedelmente la procedura già affrontata nel Par.4.2.9 del Cap.4.

Riportiamo di seguito i risultati dell'analisi.

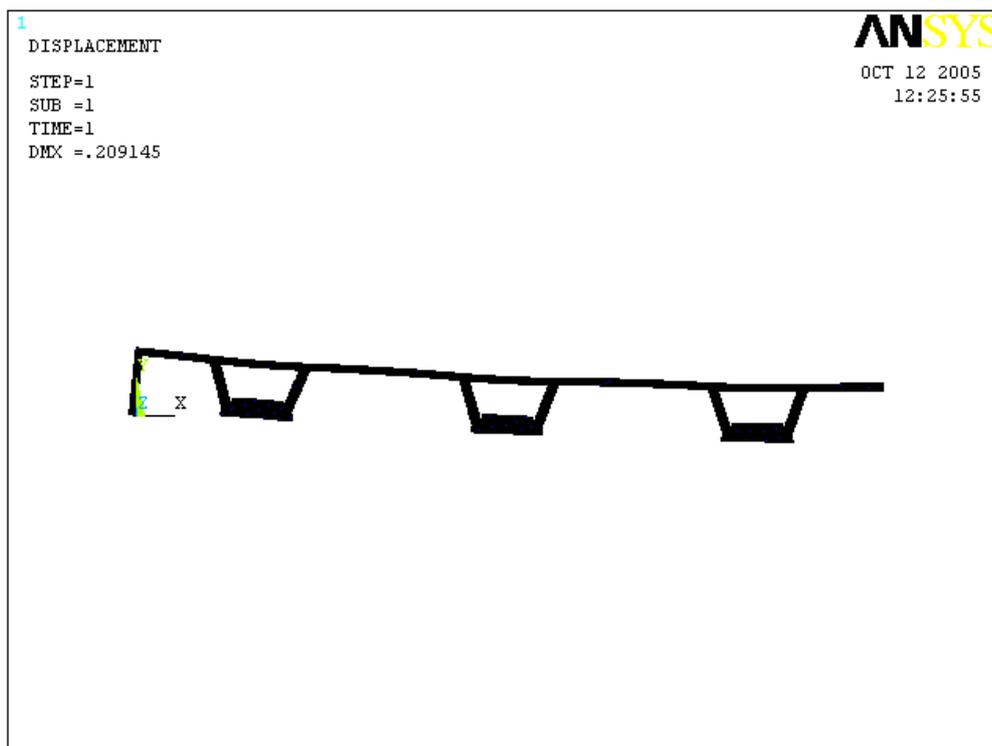


Fig. 5.38 Deformata in seguito a gradiente termico

La Fig.5.38 mostra la deformata della struttura in seguito all'applicazione di un gradiente termico relativo alla situazione vista in Fig.5.36.

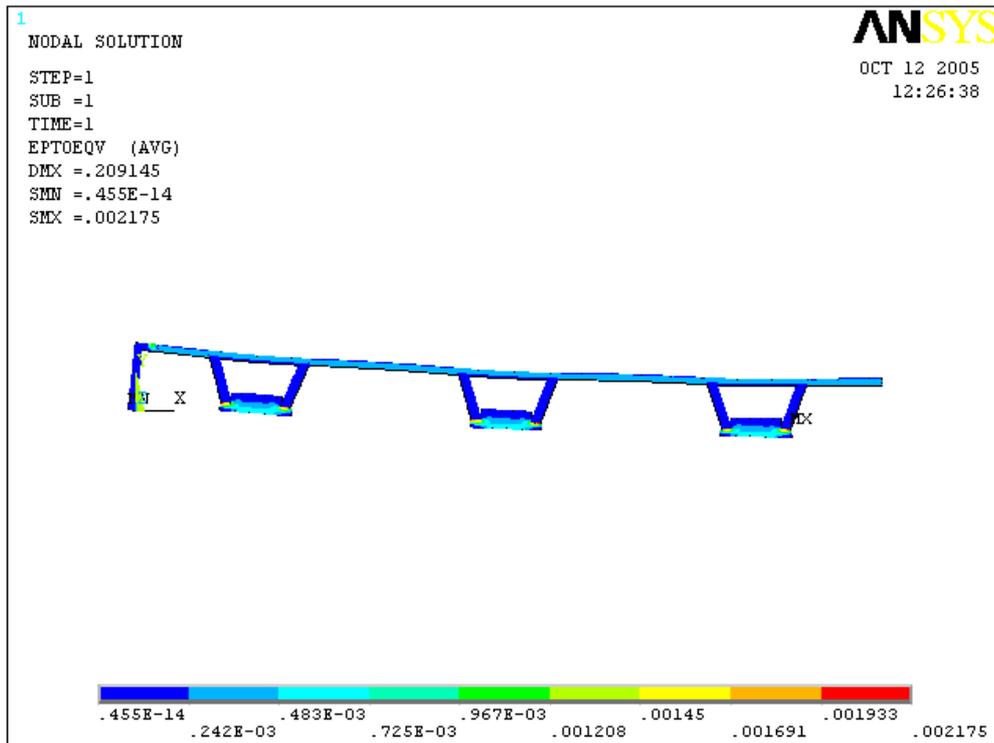


Fig. 5.39 Deformazioni equivalenti

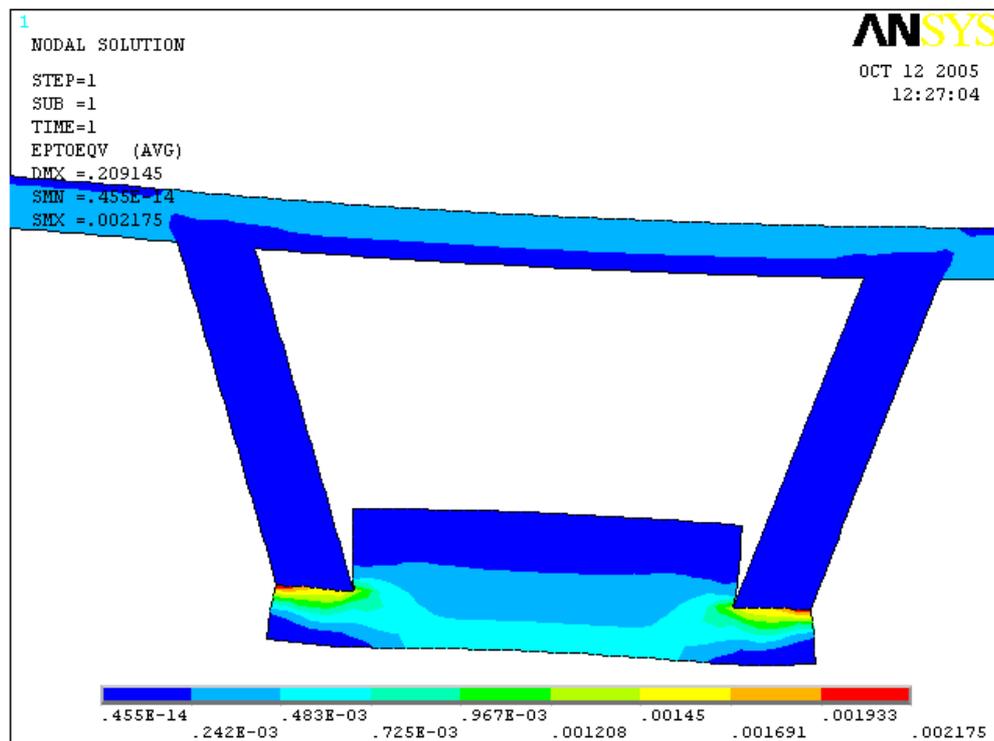


Fig. 5.40 Zoom sulle deformazioni

Come si vede soprattutto in Fig.5.40, il differente coefficiente d'espansione termica dei due materiali provoca una discontinuità delle deformazioni in particolare all'interfaccia fra i due.

I valori delle deformazioni comunque restano entro valori trascurabili anche vista la bassa escursione termica, vediamo le tensioni.

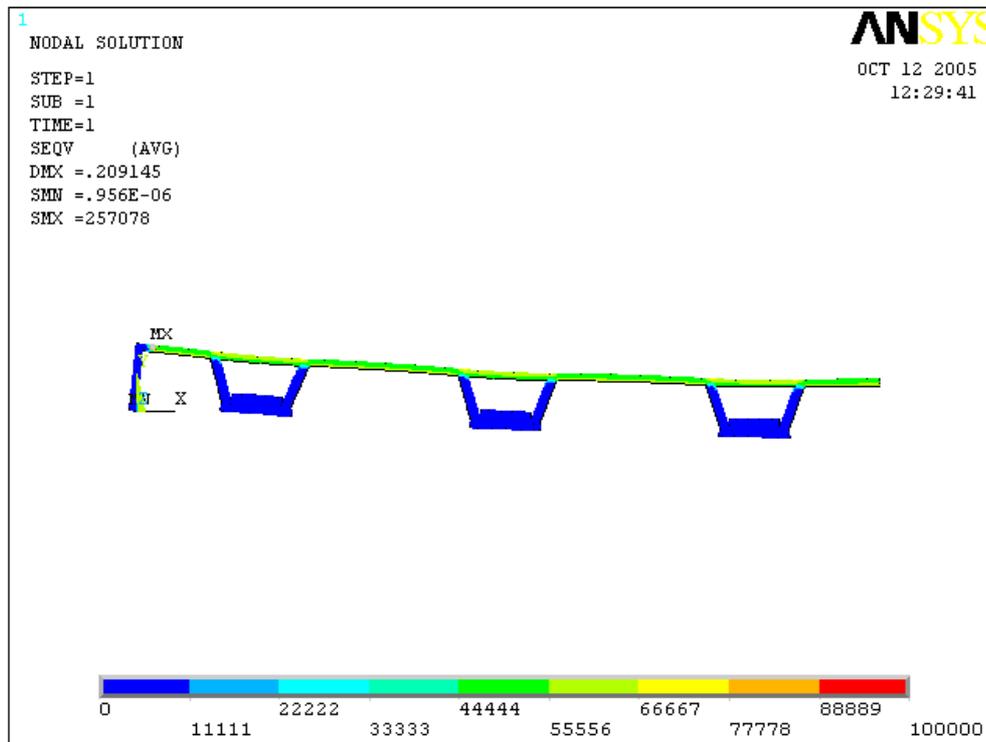


Fig. 5.41 Tensioni di Von Mises

A parte le zone vincolate, dove valgono le considerazioni fatte nel Par.4.2.9 del Cap.4, le tensioni sull'intera piastra si mantengono costanti e approssimativamente intorno a 45-50 MPa. Vediamo ora come cambiano le prime frequenze proprie del modello impostando un'analisi modale.

Anche in questo caso affronteremo l'analisi in frequenza considerando le stesse condizioni al contorno e gli stessi materiali dei problemi già affrontati.

La modellazione della struttura è necessariamente tridimensionale e la meshatura è stata ottenuta con gli stessi elementi già utilizzati in precedenza, mostriamo nella seguente figura il risultato di tale modellazione.

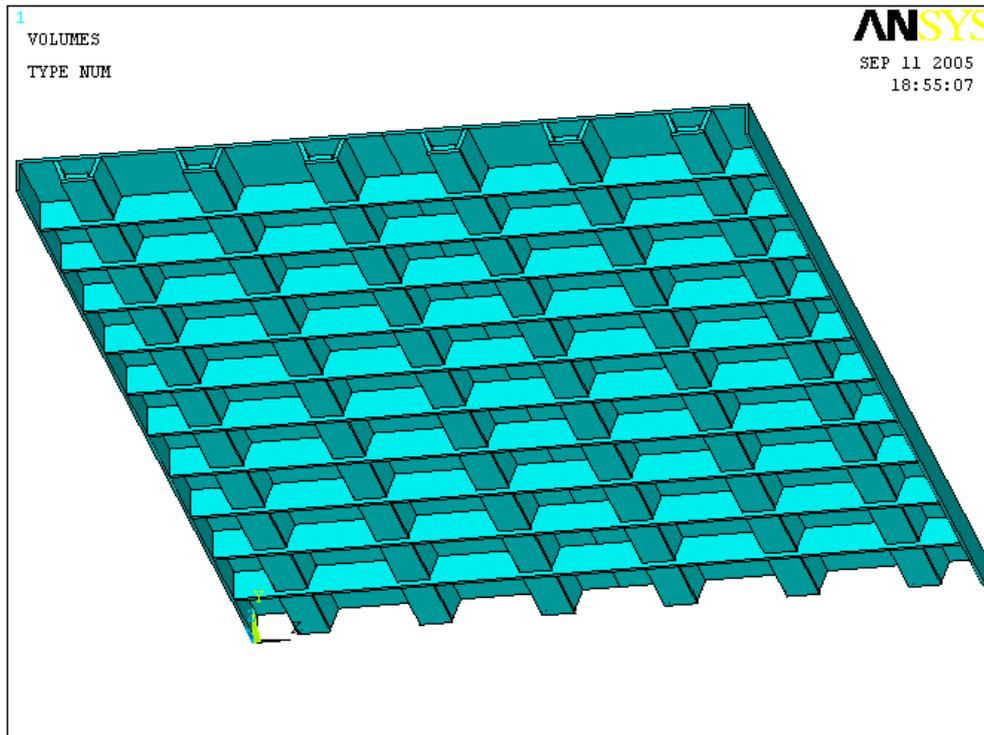


Fig. 5.42 Modello tridimensionale

Vediamo le prime frequenze proprie.

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	38.213	1	1	1
2	64.495	1	2	2

Le variazioni apportate al primo modello dimostrano che una riduzione della massa di all'incirca 1 Kg genera un abbassamento della prima frequenza propria pressoché di 5 Hz, il valore comunque ottenuto resta al di sopra delle 35 Hz necessarie.

5.6 Quarto sviluppo

5.6.1 Generalità

I vari sviluppi finora trattati hanno portato all'ottenimento di una soluzione che riesce a gestire i vincoli progettuali del problema abbassando il peso e migliorando l'efficienza della cold plate presentando però diversi significativi problemi.

La geometria trapezoidale dei condotti necessita di una lavorazione più precisa e onerosa economicamente, la forma a T delle piastre del materiale isolante comporta problemi a livello fluidodinamico, la temperatura massima non si abbassa sensibilmente e soprattutto la temperatura sulla superficie superiore della piastra non è uniforme, presenta infatti un gradiente piuttosto elevato.

Queste considerazioni hanno indotto a concepire un modo per poter rendere la temperatura il più uniforme possibile ed a una geometria più semplice.

Per ridurre i problemi tecnologici riguardo ai condotti si è pensato di tornare ad una sezione quadrata con i lati composti dalla superficie superiore, le colonne verticali d'acciaio e il materiale isolante in PVC a battuta sulle colonne.

Per mantenere una temperatura il più uniforme possibile sulla superficie di scambio termico si è pensato di inserire una lastra di alluminio a contatto con l'acciaio. L'elevata conducibilità termica dell'alluminio agevola il flusso termico nel suo percorso dall'equipaggiamento elettronico al fluido refrigerante.

Gli elevati vantaggi termici derivanti da questa soluzione hanno spinto a provare diverse configurazioni geometriche che soddisfacessero le specifiche strutturali pur rimanendo in un peso moderato.

Si è cercato poi di tradurre le idee in un modello verosimile e si è condotta la consueta analisi termo-strutturale agli elementi finiti.

5.6.2 Geometrie, materiali e pesi

Riportiamo in questo paragrafo una delle geometrie possibili per questo nuovo sviluppo. Sono ottenibili diverse configurazioni in quanto con questa nuova soluzione è possibile intervenire su più variabili, lo spessore e il numero dei condotti e delle spallette.

Per quanto riguarda i materiali elenchiamo ora le caratteristiche meccaniche dell'Alluminio che viene utilizzato per la prima volta in questo sviluppo:

-) Modulo d'elasticità 69000 MPa
-) Poisson 0.3
-) Densità 2.7 Kg/Dm³
-) Conducibilità termica 227 W/m*c
-) Coefficiente d'espansione termica 23.6e-6 K⁻¹

Per il calcolo dei pesi alla (5.1) dovremo aggiungere il termine dovuto al peso dell'alluminio e pertanto otteniamo:

$$M_T = \rho_a \cdot V_a + \rho_P \cdot V_P + \rho_{Al} \cdot V_{Al} \quad (5.2)$$

dove ρ_{Al} è la densità dell'alluminio e V_{Al} il volume dell'alluminio.

Dacché in questo capitolo studieremo diverse configurazioni riporteremo i relativi pesi al momento in cui affronteremo il problema specifico.

Nella seguente figura illustriamo una sezione della cold plate che in seguito verrà poi modificata.

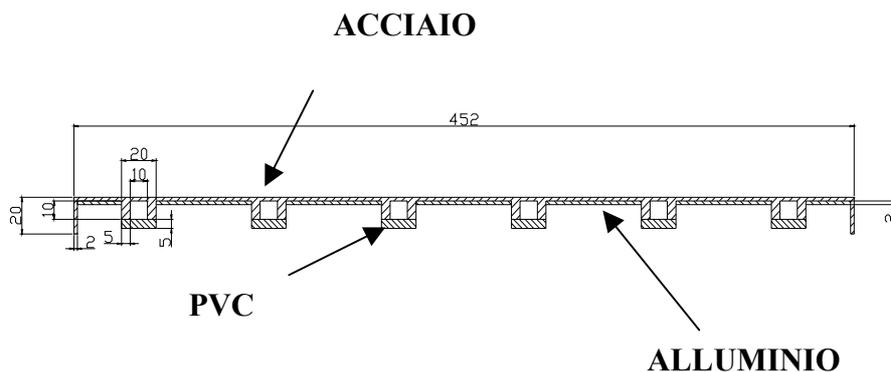


Fig. 5.43 Sezione della nuova Cold Plate

Come si nota in figura l'alluminio è stato interfacciato sulla superficie inferiore della cold plate, non è formato da un'unica lastra in quanto si deve collocare tra lo spazio rimanente tra condotti e spallette.

Per tale motivo l'unico modo di bloccaggio si è rivelato l'impiego di speciali colle conduttive che riducono al minimo la resistenza termica che si viene a creare all'interfaccia tra alluminio e acciaio.

Tale resistenza termica comunque rimane entro valori ammissibili in quanto viene impiegato un fine spessore di colla.

I condotti, come già anticipato, hanno forma quadrata e il PVC è a battuta sulle colonne d'acciaio formanti il condotto.

5.6.3 Analisi termica

La sezione illustrata nel precedente paragrafo mette in evidenza che per la modellazione Ansys si possono sfruttare, come nei problemi già studiati, le simmetrie geometriche a disposizione.

La meshatura del modello è ottenuta con lo stesso elemento dei casi già studiati e le condizioni al contorno sono le medesime già viste nei problemi già trattati.

Riportiamo di seguito il modello del nuovo sviluppo tralasciando le rappresentazioni delle condizioni al contorno, il flusso termico e la convezione, che sono già state illustrate nei precedenti paragrafi.

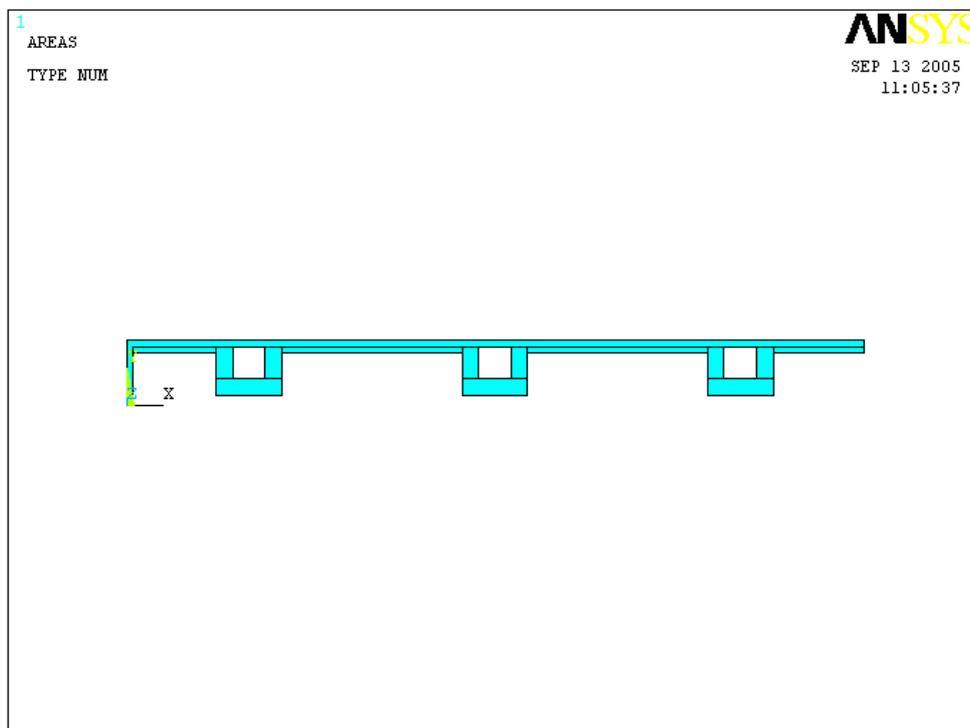


Fig. 5.44 Modello del nuovo sviluppo

Si illustrano nelle figure a seguire i risultati dell'analisi termica agli elementi finiti, campo di temperature e rappresentazione vettoriale del flusso termico.

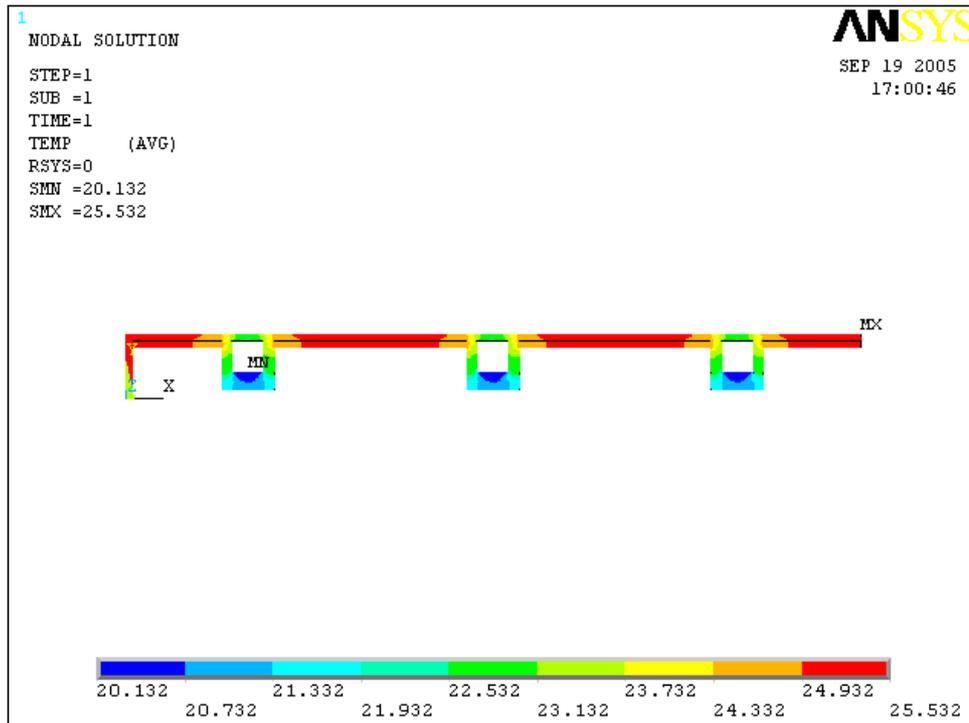


Fig. 5.45 Campo di temperature

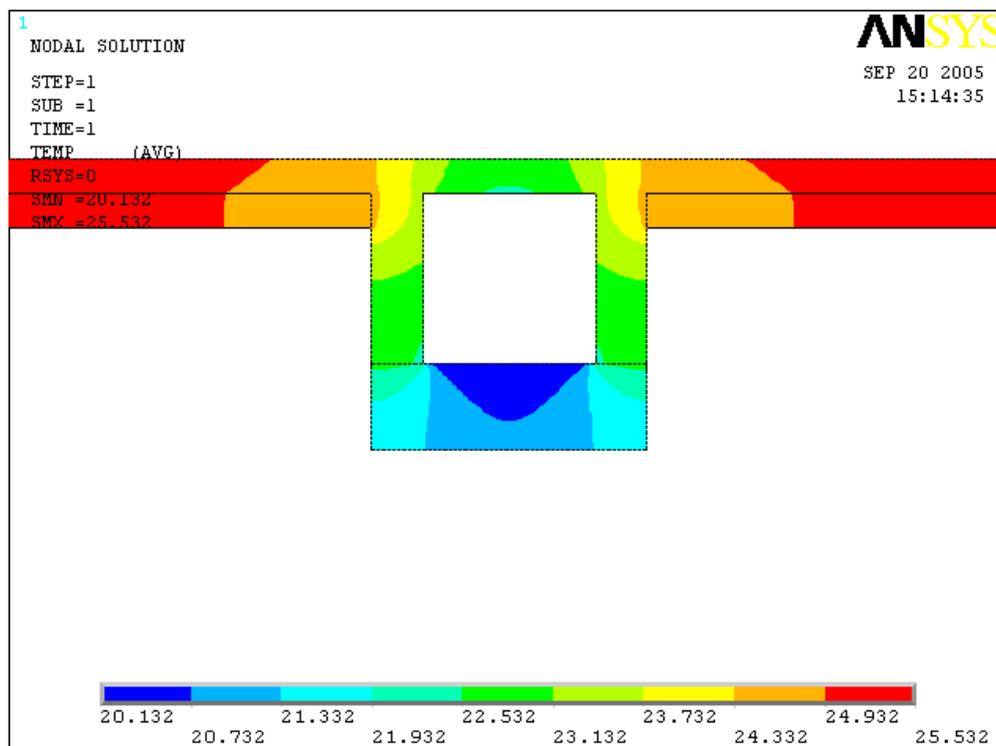


Fig. 5.46 Zoom campo di temperature

Si nota immediatamente che i benefici apportati dall'alluminio sono notevoli, la temperatura massima si è abbassata sensibilmente, si assesta ora sui 25.6 °C, quasi 7 °C in meno rispetto all'ultimo sviluppo studiato.

Il vantaggio più importante è però che in questo modo riusciamo ad ottenere un'uniformità di distribuzione della temperatura su quasi tutta la superficie di scambio termico. Si nota infatti che si riesce a mantenere la temperatura uniforme fino alla prossimità dei condotti dove, chiaramente, la vicinanza del fluido refrigerante abbassa la temperatura.

Altro significativo miglioramento sta nell'aver abbassato anche l'escursione termica sulla piastra e conseguentemente il gradiente termico. Sulla superficie di scambio termico le temperature vanno dai 25 ai 22 °C evidenziando un salto termico di appena 3 °C.

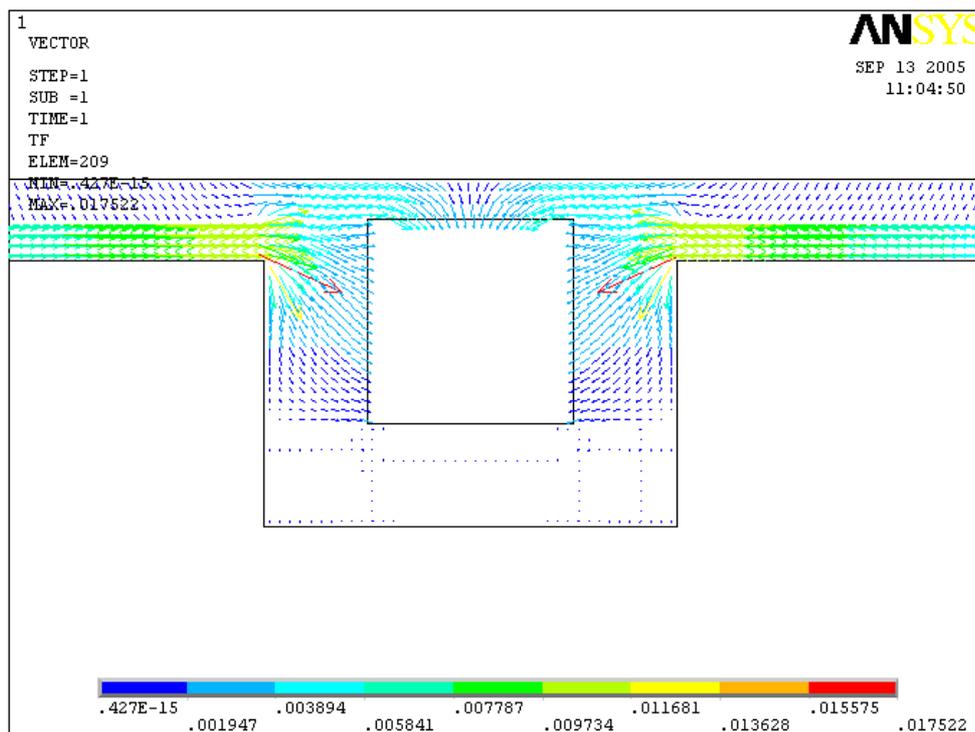


Fig. 5.47 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

La Fig.5.47 illustra la situazione del flusso termico, si nota che la presenza dell'alluminio agevola notevolmente la trasmissione del calore dall'equipaggiamento elettronico al fluido refrigerante.

La modellazione appena studiata non prende però in considerazione la resistenza termica che la colla potrebbe generare all'interfaccia tra l'alluminio e l'acciaio.

Vogliamo pertanto studiare un modello bidimensionale che riesca a simulare il comportamento del dissipatore in presenza del collante. Illustriamo nelle due seguenti figure il modello ottenuto e la relativa discretizzazione.

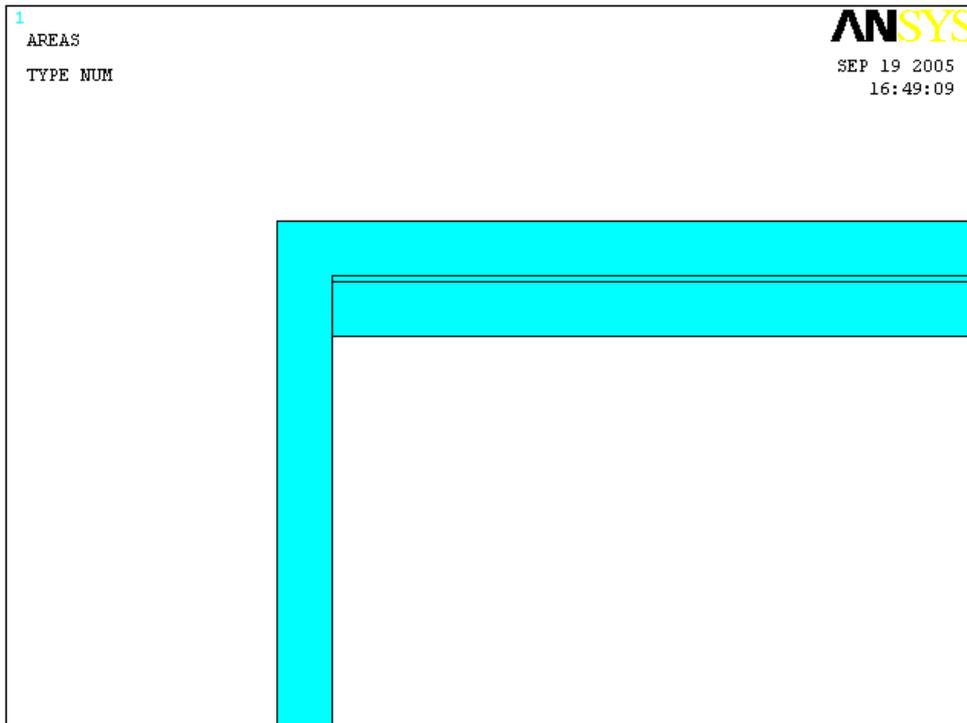


Fig. 5.48 Modello

La piccola area che si vede in Fig.5.48 rappresenta la striscia di colla che si interpone tra la piastra inferiore d'alluminio e quella superiore d'acciaio. Lo spessore della colla è stato stimato sui 0.2 mm circa.

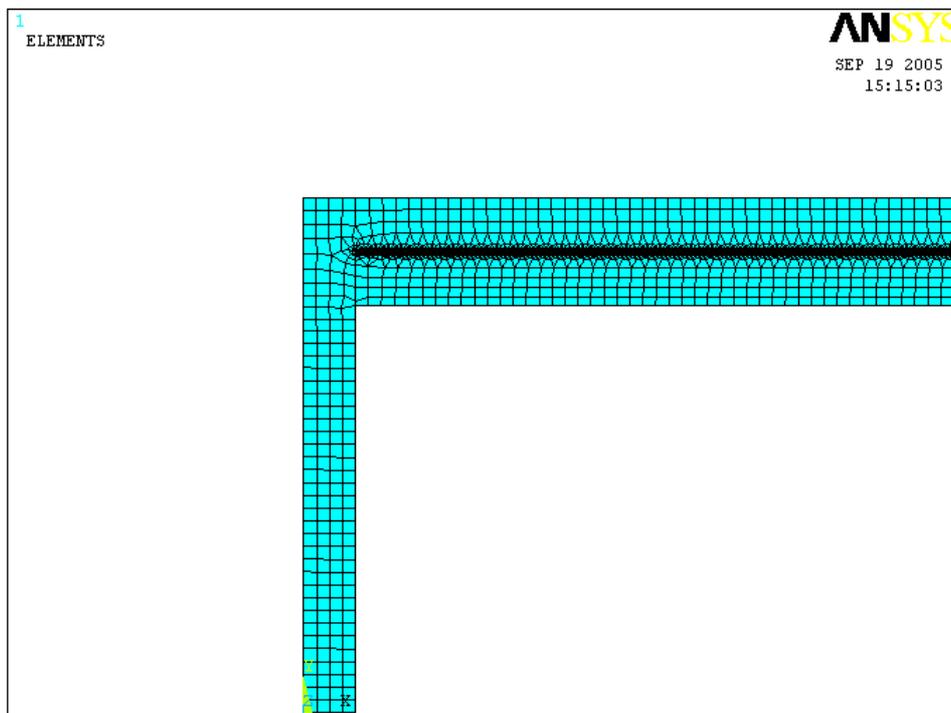


Fig. 5.49 Mesh del modello

In corrispondenza della colla abbiamo voluto infittire il grado della mesh in quanto la dimensione degli elementi impiegati per la meshatura delle aree restanti sarebbe stata troppo grande per ottenere un numero sufficiente di elementi.

Le condizioni al contorno sono rimaste invariate salvo l'attribuzione alla superficie rappresentante lo strato di colla della relativa conducibilità termica.

Esistono svariate colle conduttive in commercio, riportiamo di seguito la conducibilità termica di una di queste:

-) Conducibilità termica Colla 1.34 W/m*c
-) Resistenza a trazione 63.4 MPa

Prendiamo quindi visione dei risultati ottenuti dopo aver condotto un'analisi termica su questo modello, temperature e flusso termico.

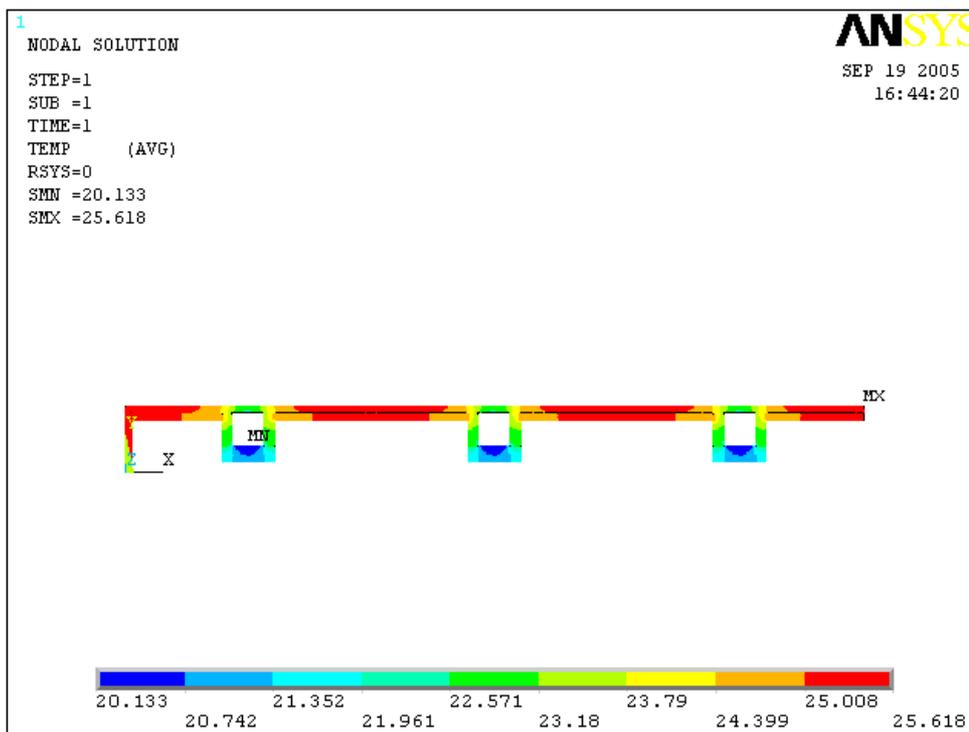


Fig. 5.50 Campo di temperature in presenza di collante

Le temperature ottenute mettono in evidenza che lo strato di colla non influenza in modo apprezzabile il processo di scambio termico del dissipatore, ciò è dovuto al fatto che lo spessore di tale strato è molto ridotto. La massima temperatura si alza solo di qualche decimo di grado.

È interessante però prendere visione della resistenza termica che viene generata dalla colla, vediamo le seguenti figure.

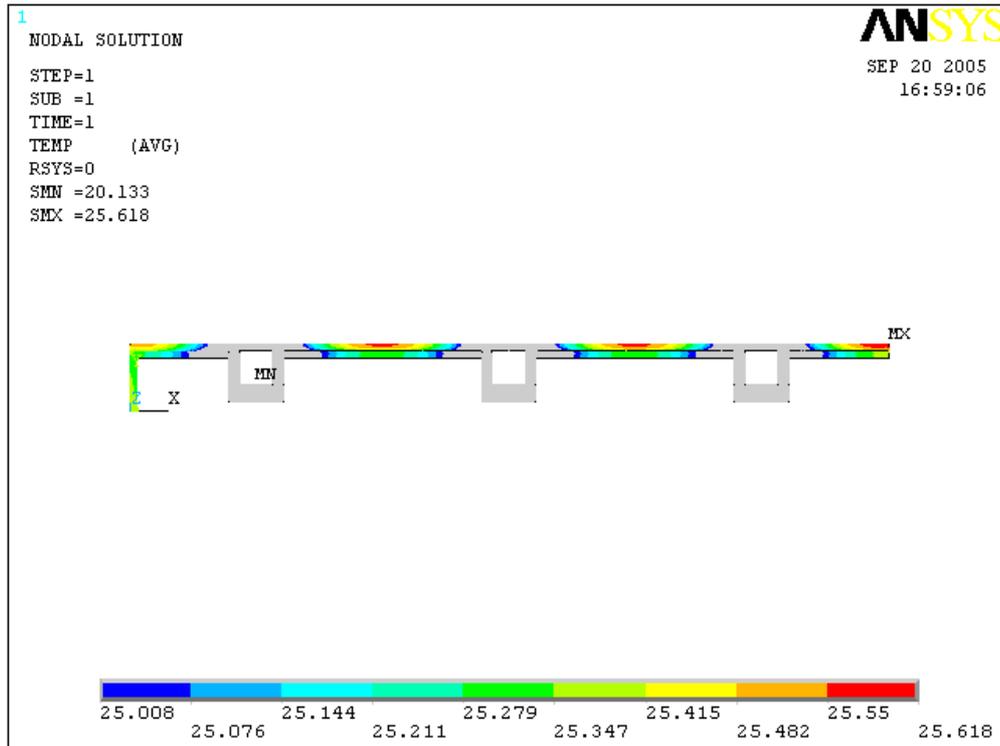


Fig. 5.51 Distribuzione della temperatura massima

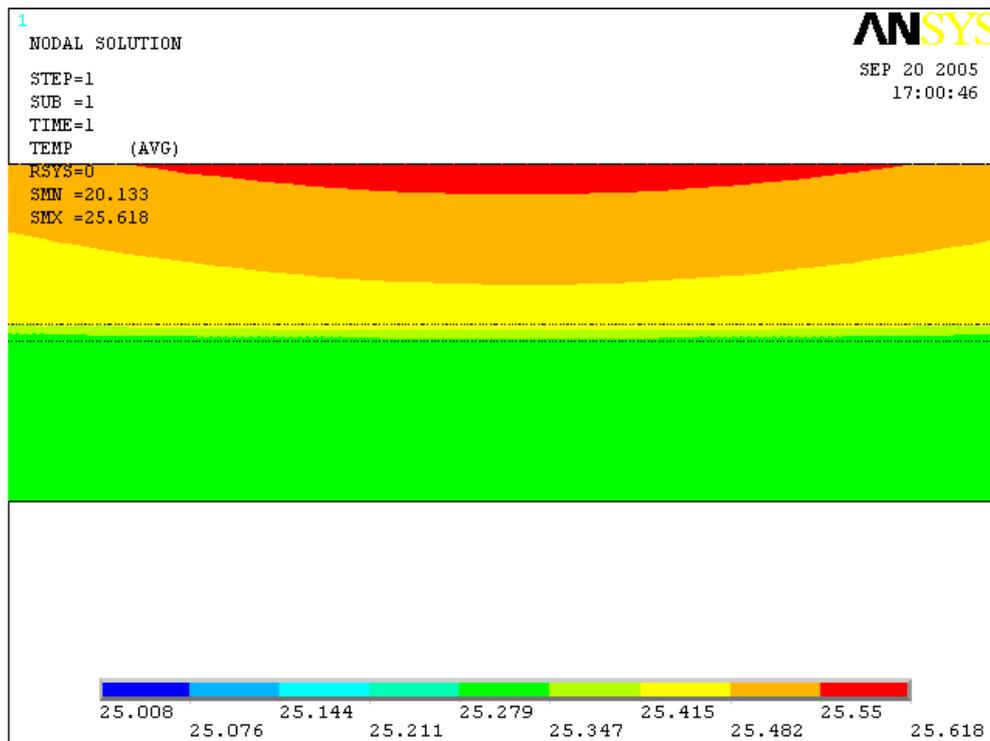


Fig. 5.52 Zoom distribuzione della temperatura massima

La Fig.5.51 mostra la distribuzione delle temperature che stanno nell'intervallo del color rosso di Fig.5.50.

L'intento è quello di analizzare il salto termico che c'è nello spessore d'acciaio per confrontarlo con il salto che si verifica nello strato di collante. Ci aspetteremmo che il salto termico nello strato di colla fosse dello stesso ordine di grandezza di quello che abbiamo nello spessore d'acciaio. Ciò perché lo strato di colla misura dieci volte meno dello spessore d'acciaio ma la sua conducibilità termica è all'incirca dieci volte inferiore a quella dell'acciaio.

Se analizziamo la Fig.5.52 vediamo che sullo spessore d'acciaio si va dal rosso al giallo e cioè da $0.618\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $0.415\text{ }^{\circ}\text{C}$, un intervallo quindi di $0.203\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Sullo strato di collante invece, rappresentato dalle due linee parallele in mezzo all'intera piastra, si va dal giallo al verde più scuro, cioè da $0.415\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $0.279\text{ }^{\circ}\text{C}$, per una differenza di $0.136\text{ }^{\circ}\text{C}$.

I risultati conseguiti confermano quindi ciò che ci aspettavamo di ottenere in partenza. La differenza tra i due valori è dovuta al fatto che mentre lo spessore della colla è precisamente dieci volte inferiore a quello dell'acciaio, la conducibilità termica non è esattamente dieci volte più bassa.

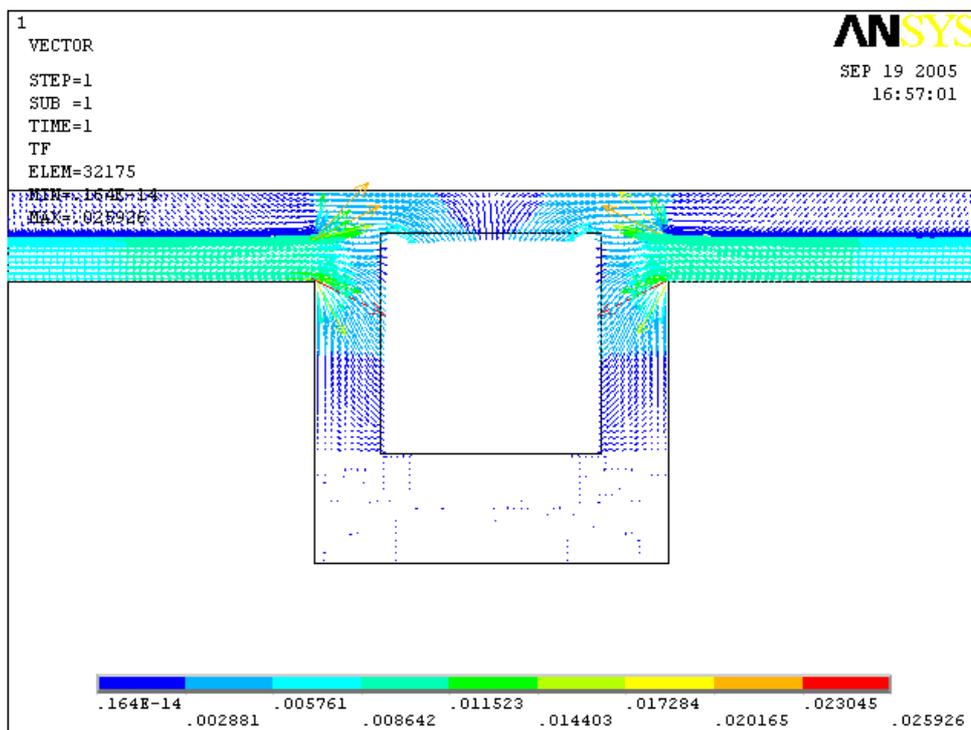


Fig. 5.53 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

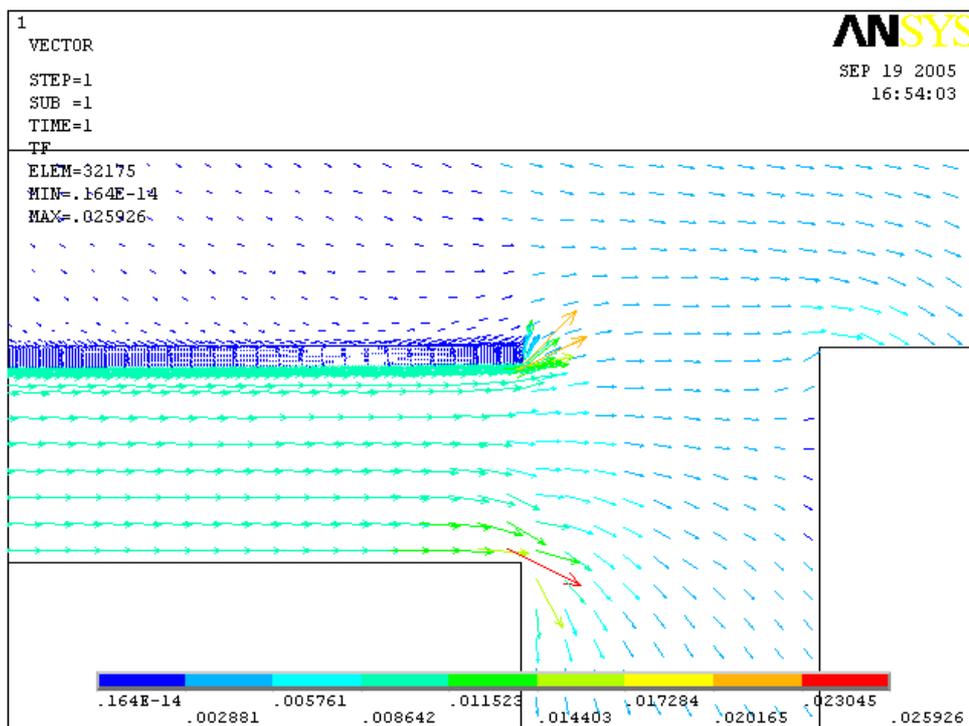


Fig. 5.54 Zoom flusso termico

Le ultime due figure mettono in evidenza l'andamento del flusso termico, come si vede, nella zona in corrispondenza del collante il flusso è minore a causa della bassa conducibilità termica della colla. Nella striscia d'alluminio invece è maggiore che nelle restanti zone e tende ad aumentare man a mano che ci avviciniamo ai condotti.

Le situazioni appena analizzate dimostrano gli indiscutibili vantaggi termici derivanti dalla combinazione dell'impiego dell'alluminio e dell'applicazione del campo elettrico.

Queste considerazioni ci hanno spinto a considerare la progettazione termica vicina all'ottimo e per questo successivamente si è cercato di provare le possibili geometrie per abbassare i pesi.

5.6.4 Analisi strutturale e soluzioni alternative

Vogliamo ora analizzare le possibili alternative di progetto che si possono ricavare da modifiche sugli spessori dei condotti e delle spallette che dovranno essere messe nella struttura per aumentarne la rigidità.

In questo paragrafo quindi si condurranno analisi modali sulle soluzioni ricavate per cercare lo sviluppo ottimo sia in termini di peso che in termini strutturali.

Le modifiche che apporteremo per migliorare strutturalmente la cold plate non avranno nessuna influenza sul fenomeno termico già visto nel precedente paragrafo e per questo tralascieremo l'analisi termica e condurremo solo la modale.

Partiamo dalla modellazione dello sviluppo precedentemente analizzato, come al solito svilupperemo un modello tridimensionale e vi collocheremo i 40 Kg dell'equipaggiamento elettronico.

Gli elementi usati saranno i soliti e anche le condizioni al contorno non subiranno modifiche rispetto ai problemi passati.

Saranno illustrati allora i vari modelli, i relativi pesi e successivamente passeremo direttamente alla visione dei risultati dell'analisi modale.

Conduciamo l'analisi partendo direttamente dal modello appena analizzato termicamente per poi apportare le opportune modifiche.

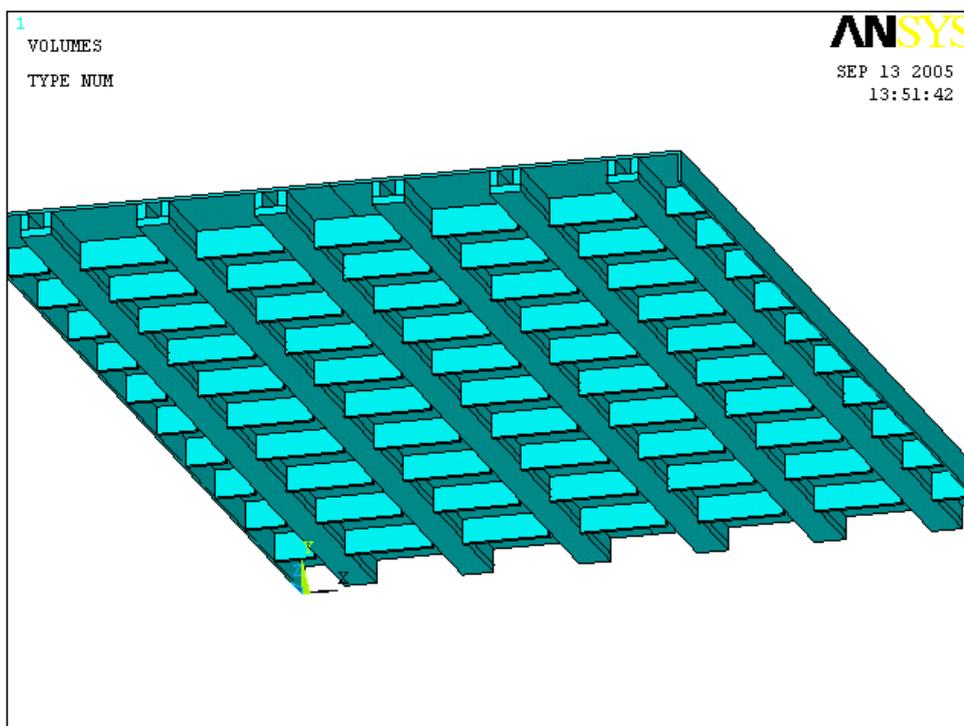


Fig. 5.55 Modello 3D

Se applicata la (5.2) al modello in figura 5.48 otteniamo un massa:

$$M_r = \underline{11.7 \text{ Kg}}$$

Implementiamo un'analisi modale e quindi prendiamo visione dei risultati:

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	37.148	1	1	1
2	67.358	1	2	

- 5 condotti di lato 5 mm

Proviamo a diminuire il numero dei condotti mantenendo inalterato lo spessore.

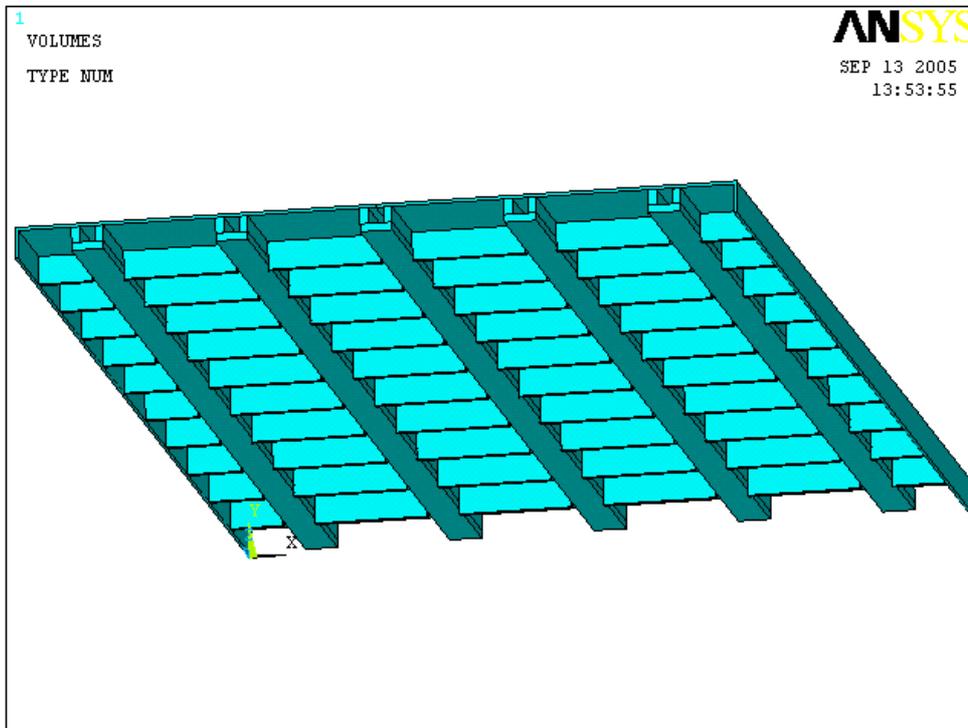


Fig. 5.56 Modello 3D

In questo caso otteniamo una massa di:

$$M_T = \underline{11.1 \text{ Kg}}$$

Risultati dell'analisi modale:

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
-----	-----------	-----------	---------	------------

1	34.722	1	1	1
---	--------	---	---	---

2	65.234	1	2	2
---	--------	---	---	---

- **8 condotti di lato 4 mm**

Proviamo ora a diminuire lo spessore dei condotti su una cold plate a 8 condotti.

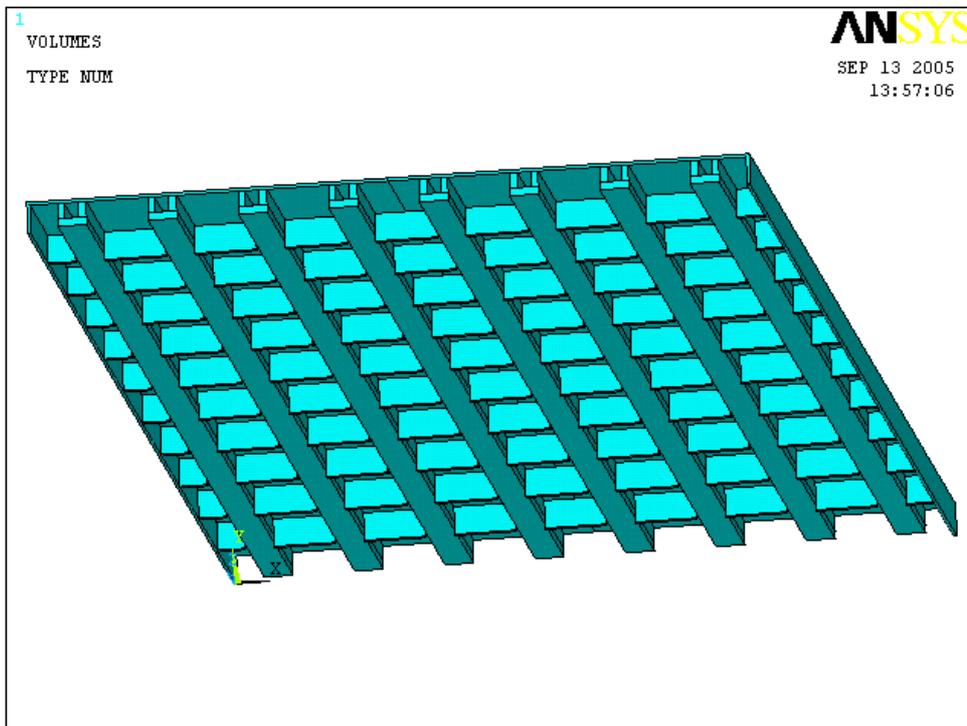


Fig. 5.57 Modello 3D

La massa del nuovo modello vale:

$$M_T \cong \underline{12\text{Kg}}$$

vediamo i risultati dell'analisi modale:

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	37.022	1	1	1
2	69.589	1	2	2

- **6 condotti di lato 4 mm**

Vediamo una configurazione a 6 condotti con spessore ancora di 4 mm.

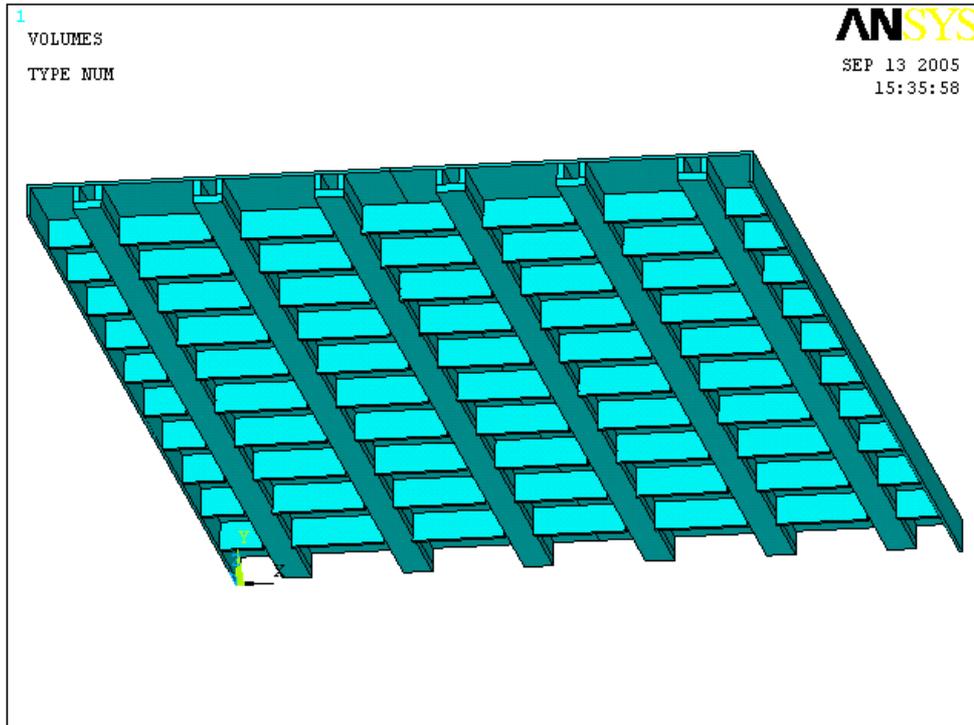


Fig. 5.58 Modello 3D

Vediamo la massa complessiva di tale modello comprensiva ovviamente, come nei casi precedenti, di Alluminio e PVC:

$$M_r \cong \underline{10.9\text{Kg}}$$

Risultati ottenuti dall'analisi modale:

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	35.820	1	1	1
2	65.589	1	2	2

- **8 condotti di lato 3 mm**

Proviamo a mantenere una struttura a 8 condotti riducendo ulteriormente lo spessore fino a 3 mm.

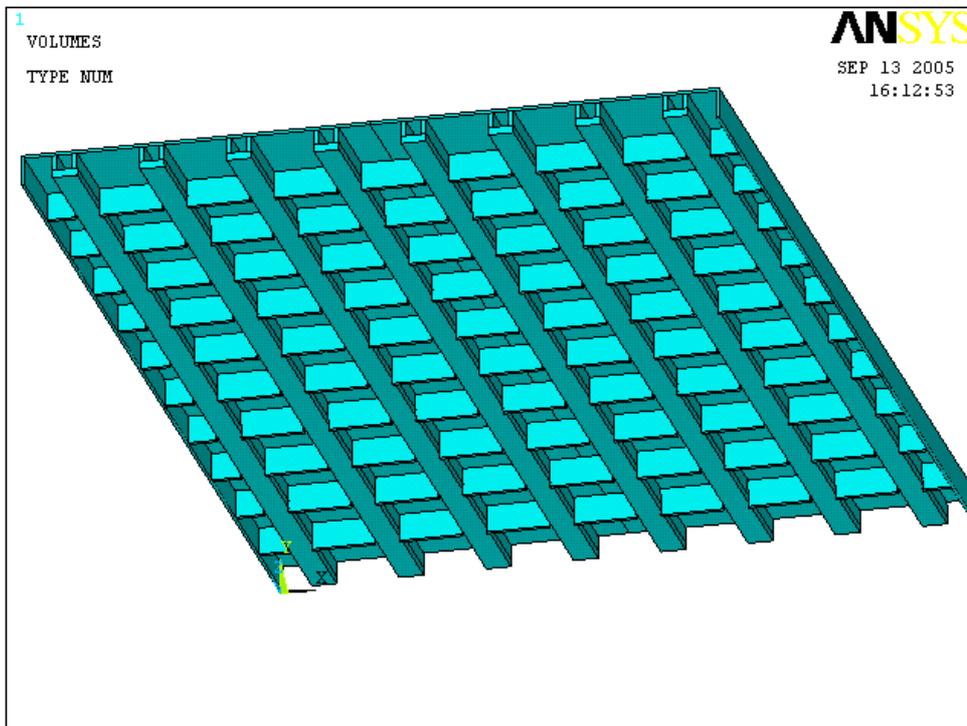


Fig. 5.59 Modello 3D

La massa totale vale:

$$M_T \cong \underline{10.3\text{Kg}}$$

Risultati dell'analisi modale:

SET	TIME/FREQ	LOAD	STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	34.949	1	1	1	
2	61.198	1	2	2	

- **8 condotti di lato 3 mm e 3 spallette di 3 mm**

A questo punto, si è pensato di inserire delle spallette parallele ai condotti e lunghe quanto l'intera cold plate per cercare di aumentarne la rigidezza.

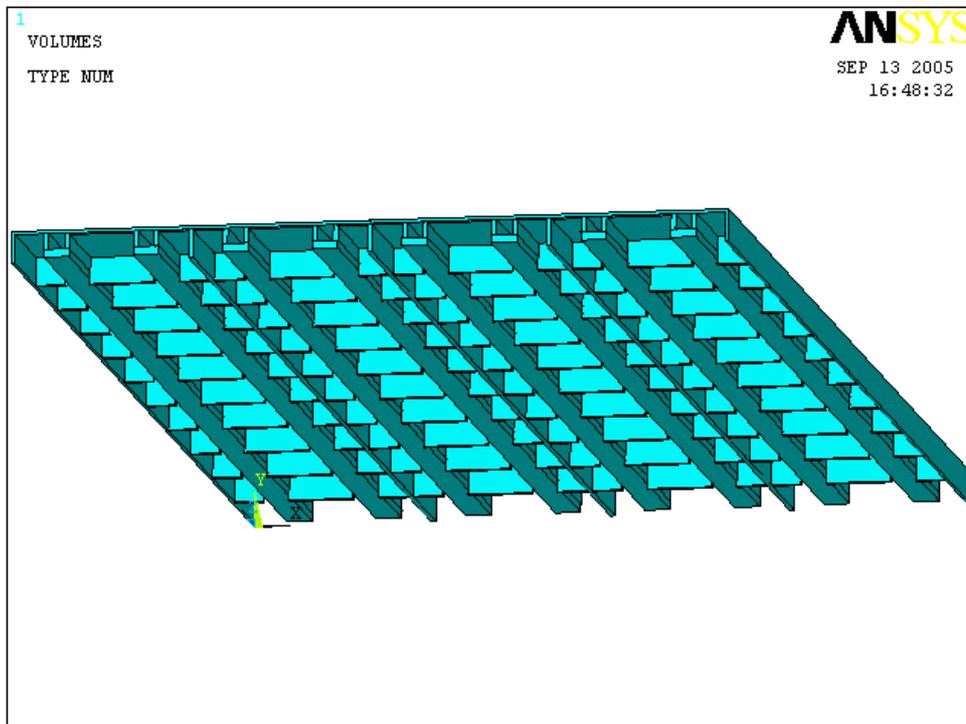


Fig. 5.60 Modello 3D

La massa di tale struttura vale:

$$M_T \cong \underline{11.2 \text{ Kg}}$$

Le prime frequenze proprie valgono:

SET	TIME/FREQ	LOAD	STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	39.240	1	1	1	
2	65.589	1	2	2	

- 8 condotti di lato 3 mm e 6 spallette di 1.5 mm

Proviamo ora a vedere l'influenza di un aumento del numero di spallette.

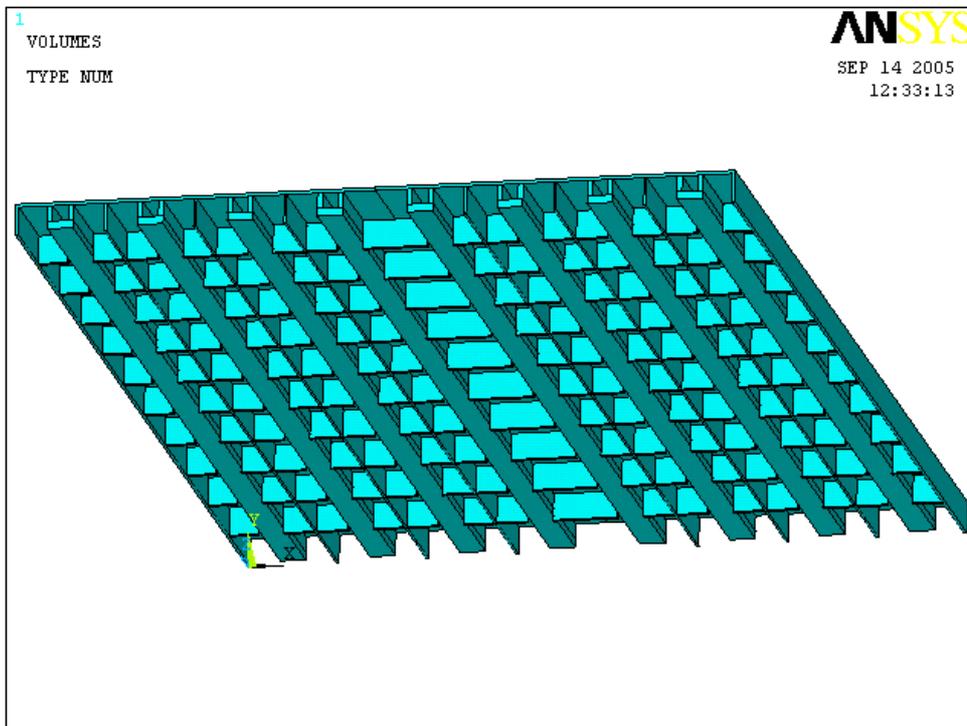


Fig. 5.61 Modello 3D

Tale modello avendo raddoppiato il numero di spallette dimezzandone però lo spessore avrà una massa complessiva equivalente al modello precedente:

$$M_T \cong \underline{11.2 \text{ Kg}}$$

I risultati dell'analisi modale forniscono:

SET	TIME/FREQ	LOAD	STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
-----	-----------	------	------	---------	------------

1	42.277	1	1	1	
---	--------	---	---	---	--

2	89.412	1	2	2	
---	--------	---	---	---	--

- 6 condotti di lato 3 mm

Proviamo ora diminuire il numero condotti in un modello senza spallette.

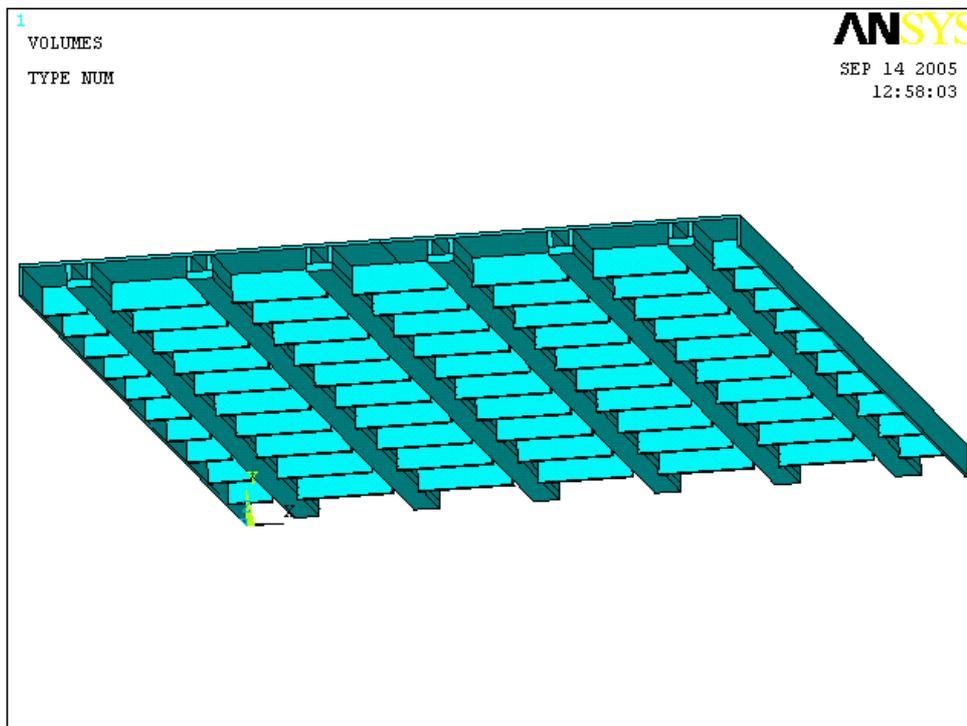


Fig. 5.62 Modello 3D

La massa di tale modello vale:

$$M_T \cong \underline{9.85 \text{ Kg}}$$

Vediamo allora i risultati dell'analisi modale:

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	33.051	1	1	1
2	58.503	1	2	2

- **4 condotti di lato 3 mm**

Visti i vantaggi termici studiati precedentemente cerchiamo di spingere ulteriormente la progettazione diminuendo il numero dei condotti.

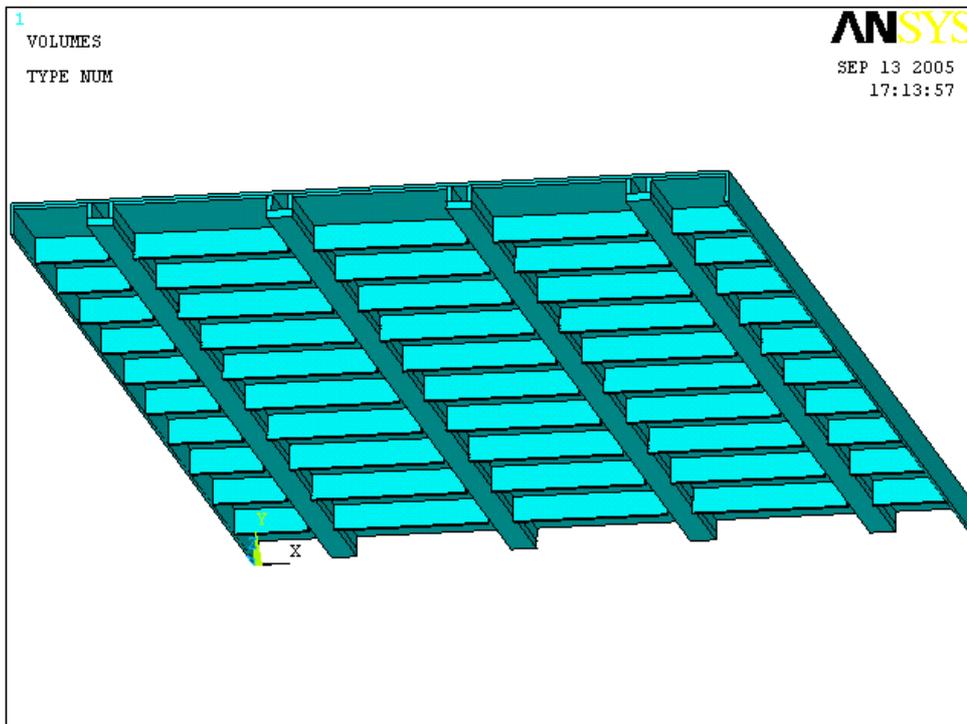


Fig. 5.63 Modello 3D

La massa complessiva vale:

$$M_T \cong \underline{9.2 \text{ Kg}}$$

L'analisi modale fornisce:

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	28.777	1	1	1
2	52.605	1	2	2

- 4 condotti di lato 3 mm e 3 spallette di 3 mm

Come nel caso degli otto condotti proviamo a immettere delle spallette parallele alla tubazioni.

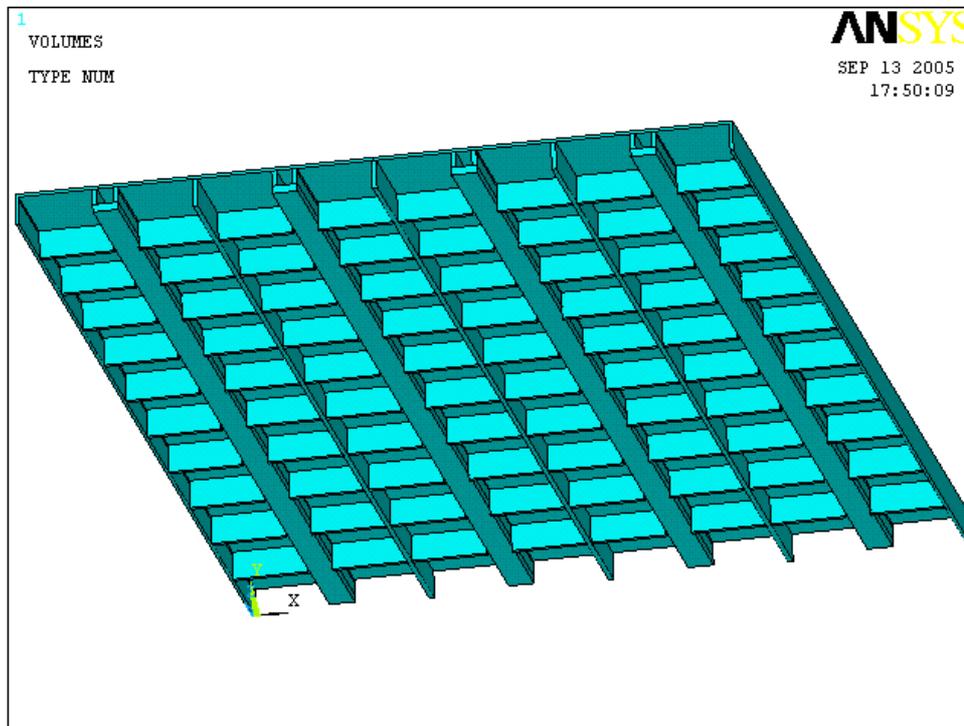


Fig. 5.64 Modello 3D

La massa vale:

$$M_T \cong \underline{10.3 \text{ Kg}}$$

I risultati dell'analisi modale forniscono:

SET	TIME/FREQ	LOAD	STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	35.997	1	1	1	
2	60.229	1	2	2	

- 4 condotti di lato 3 mm e 3 spallette con sezione a “T”

Vediamo se una variazione della geometria delle spallette a parità di massa, comporta una significativa variazione della rigidità.

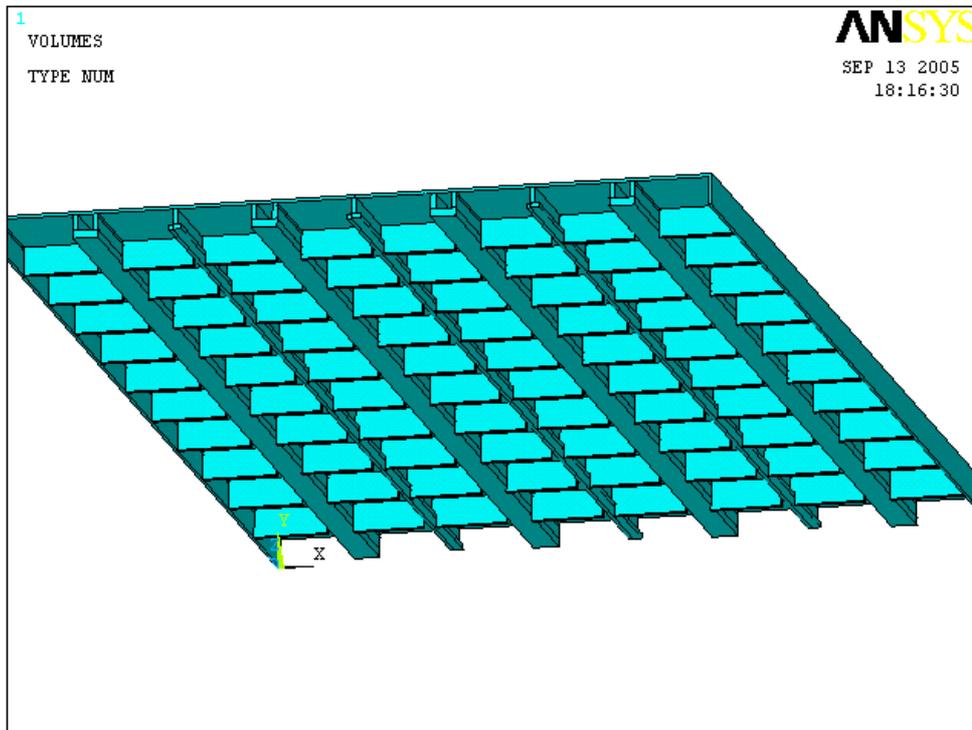


Fig. 5.65 Modello 3D

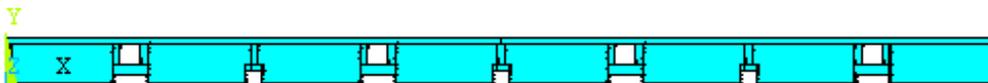


Fig. 5.66 Vista frontale del modello

La massa rimane invariata e pari a 10.3 Kg, vediamo allora i risultati dell'analisi modale:

SET TIME/FREQ LOAD STEP SUBSTEP CUMULATIVE

1 36.487 1 1 1

2 61.189 1 2 2

- 4 condotti di lato 3 mm e 6 spallette di 1.5 mm

Controlliamo ora l'influenza di un aumento delle spallette sulle frequenze proprie della struttura.

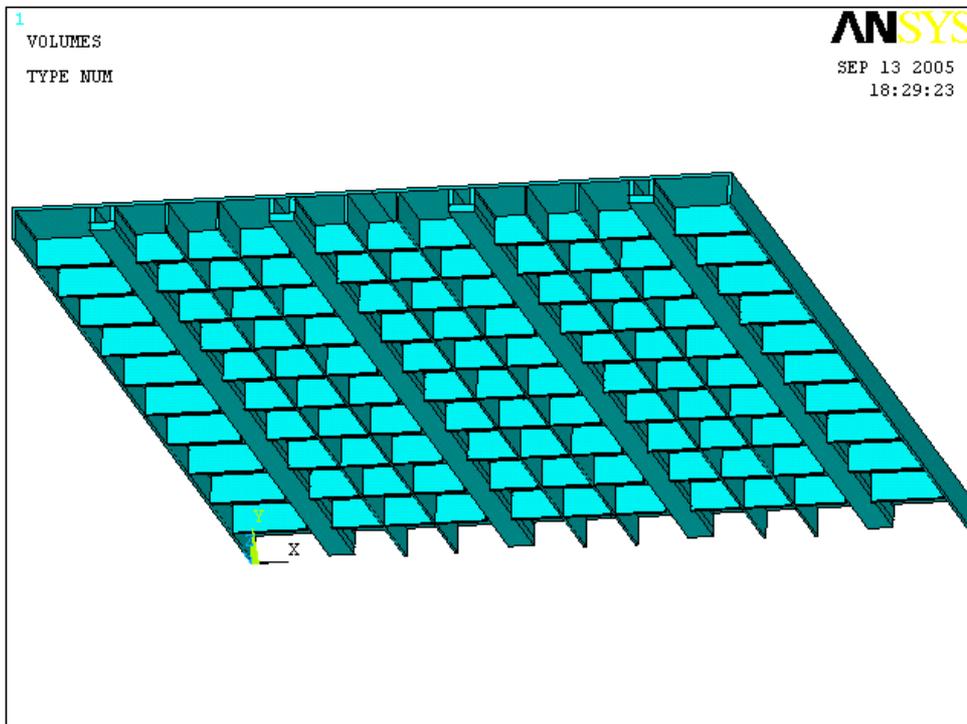


Fig. 5.67 Modello 3D

La massa anche in questo caso rimane la stessa e pari a 10.3 Kg

Illustriamo i risultati dell'analisi modale:

SET TIME/FREQ LOAD STEP SUBSTEP CUMULATIVE

1 37.537 1 1 1

2 61.968 1 2 2

- **4 condotti di lato 3 mm e 9 spallette di 2 mm**

Vogliamo ora controllare che un aumento di spallette in modo da raggiungere approssimativamente il peso e la rigidezza della cold plate ISS, comporta un avvicinamento delle frequenze proprie ai valori di quest'ultima.

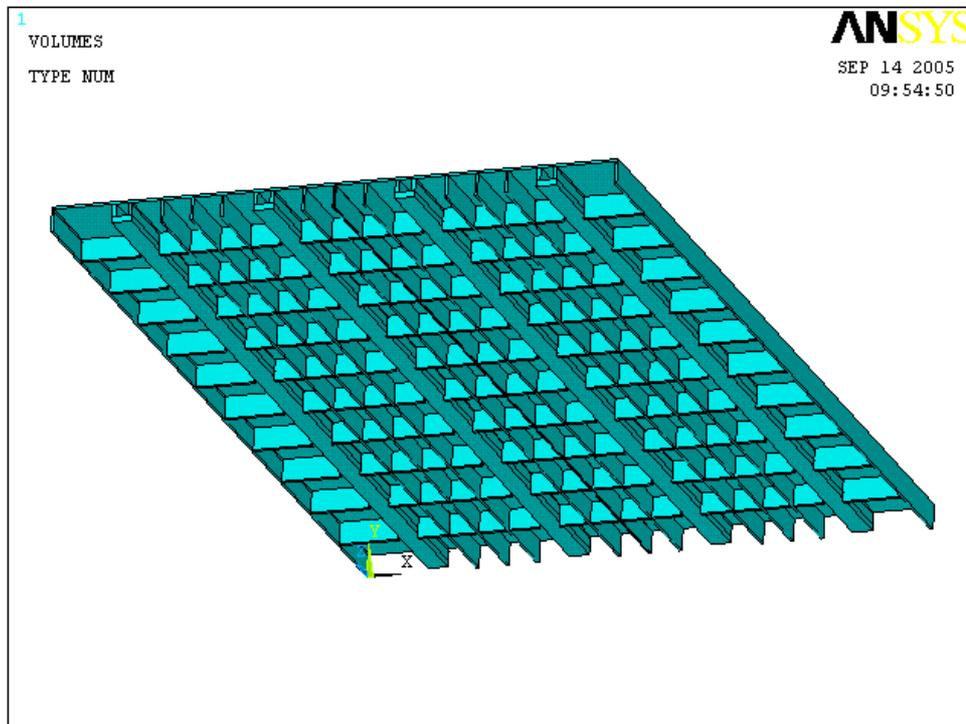


Fig. 5.68 Modello 3D

La massa di tale modello vale:

$$M_T \cong \underline{11.2 \text{ Kg}}$$

Conducendo un'analisi modale otteniamo i seguenti risultati:

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	46.237	1	1	1
2	74.717	1	2	2

Riportiamo di seguito una tabella riassuntiva delle varie alternative di progetto.

Tabella 5.1 Riassunto alternative possibili di progetto

Modello	Peso	Frequenze proprie
•) 6 cond. 5 mm	$M_T = \underline{11.7 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 37.148 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 67.358 \text{ Hz}$
•) 5 cond. 5 mm	$M_T = \underline{11.1 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 34.722 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 65.234 \text{ Hz}$
•) 8 cond. 4 mm	$M_T = \underline{12 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 37.022 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 69.589 \text{ Hz}$
•) 6 cond. 4 mm	$M_T = \underline{10.9 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 35.820 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 65.589 \text{ Hz}$
•) 8 cond. 3 mm	$M_T = \underline{10.3 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 34.949 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 61.198 \text{ Hz}$
•) 8 cond. 3 mm 3 spal. 3 mm	$M_T = \underline{11.2 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 39.240 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 65.589 \text{ Hz}$
•) 8 cond. 3 mm 6 spal. 1.5 mm	$M_T = \underline{11.2 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 42.277 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 89.412 \text{ Hz}$
•) 6 cond. 3 mm	$M_T = \underline{9.85 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 33.051 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 58.503 \text{ Hz}$
•) 4 cond. 3 mm	$M_T = \underline{9.2 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 28.777 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 52.605 \text{ Hz}$
•) 4 cond. 3 mm 3 spal. 3 mm	$M_T = \underline{10.3 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 35.997 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 60.229 \text{ Hz}$
•) 4 cond. 3 mm 3 spal. a "T" 3 mm	$M_T = \underline{10.3 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 36.487 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 61.189 \text{ Hz}$
•) 4 cond. 3 mm 6 spal. 1.5 mm	$M_T = \underline{10.3 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 37.537 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 61.968 \text{ Hz}$
•) 4 cond. 3 mm spal. 2 mm	$M_T = \underline{11.2 \text{ Kg}}$	$\omega_1 = 46.237 \text{ Hz}$ $\omega_2 = 74.717 \text{ Hz}$

Dalla tabella si evince che se vogliamo ottenere una prima frequenza propria all'incirca uguale a quella della cold plate ISS, mantenendo gli stessi ingombri, dobbiamo necessariamente lavorare su una struttura di 11 Kg circa e con una particolare rigidità.

Nel prossimo capitolo prenderemo in esame le alternative progettuali esaminate per trovare la/e soluzione/i che meglio soddisfano i nostri obiettivi di progetto.

CAPITOLO 6

Scelta delle soluzioni definitive ed analisi FEM

6 Scelta delle soluzioni definitive ed analisi FEM

6.1 Introduzione

Nel precedente capitolo si sono visti i possibili sviluppi che possono essere apportati alla cold plate ISS per migliorare l'efficienza del processo termodinamico rispettando i vincoli progettuali imposti.

Quello che si è visto ha sostanzialmente dimostrato che il progetto della cold plate ISS è stato sviluppato nella direzione dell'ottenimento di un ottimo del peso in quanto la maggior parte dei tentativi di ridurre la massa della piastra ha comportato un abbassamento della prima frequenza propria al di sotto dei valori ammissibili.

Nel presente capitolo vogliamo scegliere tra le alternative elencate in precedenza quelle più idonee al perseguimento degli obiettivi del presente lavoro.

In base, quindi, ai risultati acquisiti nelle analisi termo-strutturali condotte, abbiamo a disposizione una serie di varianti di progetto da poter valutare ed approfondire.

Una volta determinate la soluzione o le soluzioni più vantaggiose si è svolta un'analisi finale agli elementi finiti al fine di dimostrare i miglioramenti delle prestazioni termodinamiche nel pieno rispetto dei vincoli strutturali del problema.

6.2 Valutazione delle possibili soluzioni

6.2.1 Generalità

L'intento del presente lavoro di tesi era quello di riuscire a trovare un'unica soluzione in grado di tradurre il vantaggio termico derivante dall'applicazione del campo elettrico in una sensibile riduzione del peso della cold plate.

In realtà ciò non è stato totalmente possibile dato che una sensibile riduzione del peso significa disattendere la specifica strutturale sulla prima frequenza propria.

Per questo, come si vedrà nel presente capitolo, ci siamo indirizzati verso la scelta di due soluzioni alternative, entrambe soddisfacenti i requisiti termostrutturali, ma con tipi di vantaggi differenti:

-) Una progettazione spinta strutturalmente che consiste in una cold plate più leggera.

In questo caso si è cercato di diminuire al massimo i pesi in modo da ridurre i costi di trasporto nello spazio.

-) Una progettazione cautelativa strutturalmente in grado però di sfruttare tutto il beneficio termico dovuto all'impiego del campo elettrico migliorando così l'efficienza della cold plate che in questo modo è capace di dissipare potenze termiche più alte a parità di superficie di scambio termico.

6.2.2 Riesame delle varie alternative

Se andiamo a rivedere il Cap.5 in particolare la tabella si nota fondamentalmente che i primi due sviluppi non possono essere presi in considerazione, uno per motivi strutturali, l'altro per l'eccessivo peso a fronte di uno scarso vantaggio termico.

Il terzo sviluppo consiste in una cold plate a peso sostanzialmente invariato rispetto al progetto originario ma i cui vantaggi termici sarebbero troppo ridotti rispetto all'incremento del coefficiente di convezione ottenuto col campo elettrico.

Con il quarto sviluppo diciamo che abbiamo approssimativamente raggiunto l'ottimizzazione termica relativamente a questa configurazione della cold plate. Per usufruire appieno dei benefici del campo elettrico è stato necessario introdurre l'alluminio per aiutare il processo di scambio termico.

Avendo raggiunto una soluzione ottima a livello termico, abbiamo riportato diverse alternative di progetto, le analisi effettuate ci hanno dimostrato che:

-) Condotti di 5 mm di spessore conferiscono alla cold plate un peso maggiore del modello ISS, la diminuzione dei condotti comporta una diminuzione del peso fino a 11 Kg ma in questo caso la geometria non permette di soddisfare la specifica strutturale sulla prima frequenza propria.
-) Una cold plate ad otto condotti ma di 4 mm di spessore pur soddisfacendo le specifiche strutturali ha un peso superiore al modello ISS, diminuendo i condotti non otteniamo una riduzione del peso tale da accettare la conseguente riduzione del coefficiente di sicurezza strutturale.

•) Se diminuiamo ulteriormente lo spessore dei condotti fino a 3 mm si presentano diverse alternative. Abbiamo valutato i risultati acquisiti dalle analisi e non avendo trovato un'unica soluzione ottima che traducesse il vantaggio termico in una notevole diminuzione di peso, ci siamo orientati verso due soluzioni alternative che presentiamo di seguito:

<p>•) 8 condotti di 3 mm e 6 spallette di 1.5 mm</p> <p>Tale modello presenta un peso di 11.2 Kg. La prima frequenza propria vale 42.227 Hz. Questo progetto è stato scelto per presentare un modello più cautelativo a livello strutturale ma al tempo stesso con una progettazione termica che permette la dissipazione di elevate potenze termiche a parità di superficie di scambio termico.</p>	<p>•) 4 condotti di 3 mm e 6 spallette di 1.5 mm</p> <p>Tale modello presenta un peso 10.3 Kg. La prima frequenza propria vale 37.537 Hz. Questo progetto è stato scelto per presentare un modello più spinto a livello strutturale guadagnando all'incirca 1 Kg di massa sul progetto ISS, permettendo in questo modo un sensibile abbassamento dei costi di trasporto nello spazio. Si sottolinea che 1 Kg di massa costa all'incirca 20000 \$ per il trasporto.</p>
---	---

6.3 Analisi FEM modello a 4 condotti

6.3.1 Generalità

Dopo aver scelto le soluzioni definitive di progetto, conduciamo nel presente paragrafo le analisi termo-strutturali agli elementi finiti del modello a 4 condotti di lato di 3 mm con 6 spallette di 1.5 mm.

Affronteremo analisi termiche bidimensionali, tridimensionali e analisi strutturali modali e spettrali PSD.

6.3.2 Analisi termica

Seguendo la logica delle analisi precedentemente affrontate, si procede dapprima ad uno studio bidimensionale del problema per poi estendere le valutazioni e i risultati ottenuti ad un modello tridimensionale più attinente al fenomeno termico reale.

I materiali e le loro caratteristiche meccaniche sono già stati elencati nei precedenti paragrafi.

La modellazione è stata ottenuta sfruttando le simmetrie geometriche e strutturali del problema e gli elementi utilizzati per la meshatura sono già stati illustrati nelle precedenti trattazioni. Riportiamo nelle seguenti figure il modello e i risultati dell'analisi FEM.

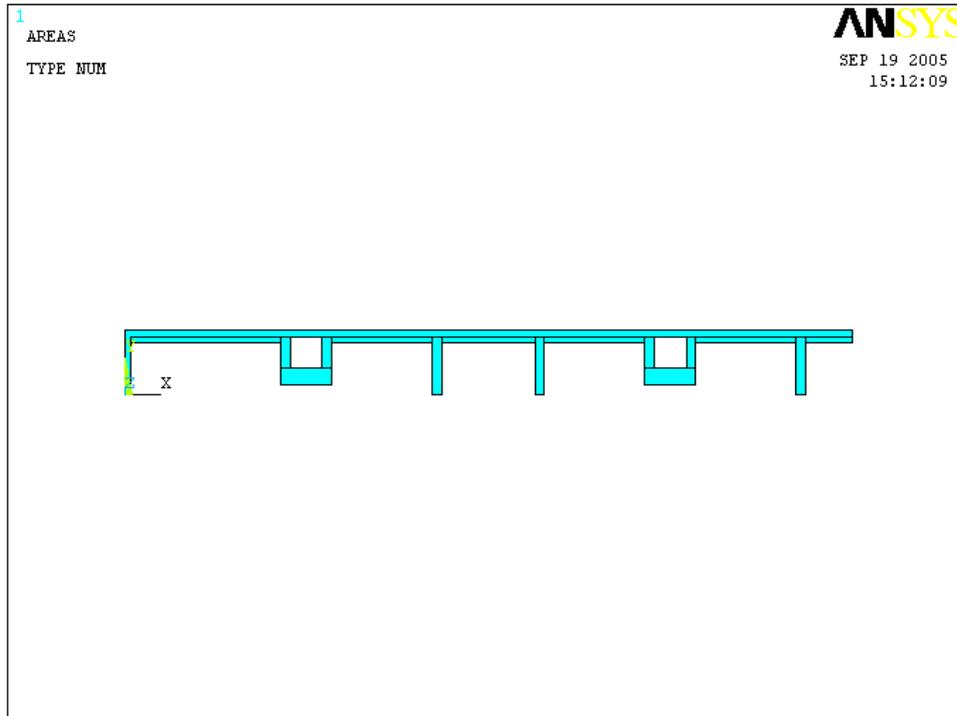


Fig. 6.1 Modello bidimensionale

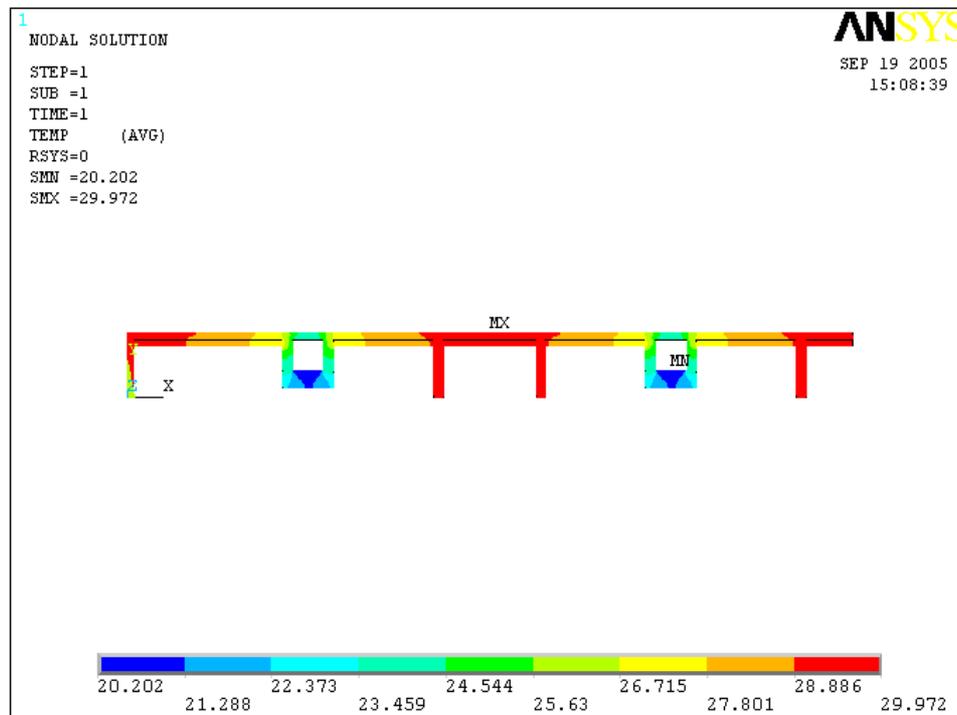


Fig. 6.2 Campo di temperature

Come si nota in Fig.6.1 il modello comprende le spallette e l'alluminio posto sulla superficie inferiore della piastra dove avviene il processo termico.

Le temperature dimostrano che questo tipo di progetto della cold plate ottiene dei risultati del tutto paragonabili con il progetto ISS, se confrontiamo infatti i risultati ottenuti con quelli di Fig.4.12 del Cap.4 notiamo che la temperatura massima, in questo caso, è inferiore di 4 °C circa. Riusciamo quindi a dissipare le potenze termiche del problema con una cold plate con meno condotti e più leggera.

Vediamo la rappresentazione vettoriale del flusso termico.

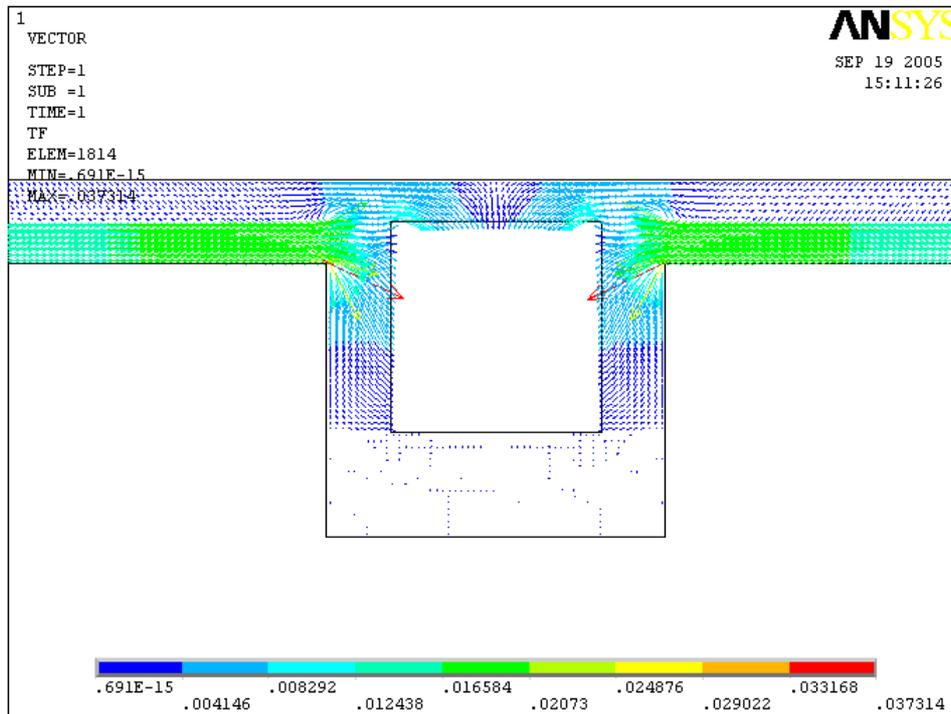


Fig. 6.3 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

Notiamo che la piastra di alluminio favorisce la trasmissione del calore e conseguentemente il flusso termico assume dei valori più alti proprio in corrispondenza delle piastrine d'alluminio.

A questo punto risulta di notevole interesse vedere come influisce il gradiente di temperatura sullo stato di sollecitazione della struttura poichè in questo caso, avendo materiali diversi, abbiamo anche diversi coefficienti d'espansione termica. Ciò potrebbe far insorgere delle tensioni interlaminari che devono essere valutate. Va anche detto che il range di temperature in cui si trova ad operare la cold plate è piuttosto basso perciò ci aspetteremo delle tensioni relativamente basse.

Le condizioni al contorno e la modellazione per questa analisi ha seguito fedelmente quella già fatta per il modello ISS per cui si rimanda al Cap.4 per ulteriori approfondimenti.

Riportiamo di seguito i risultati dello studio.

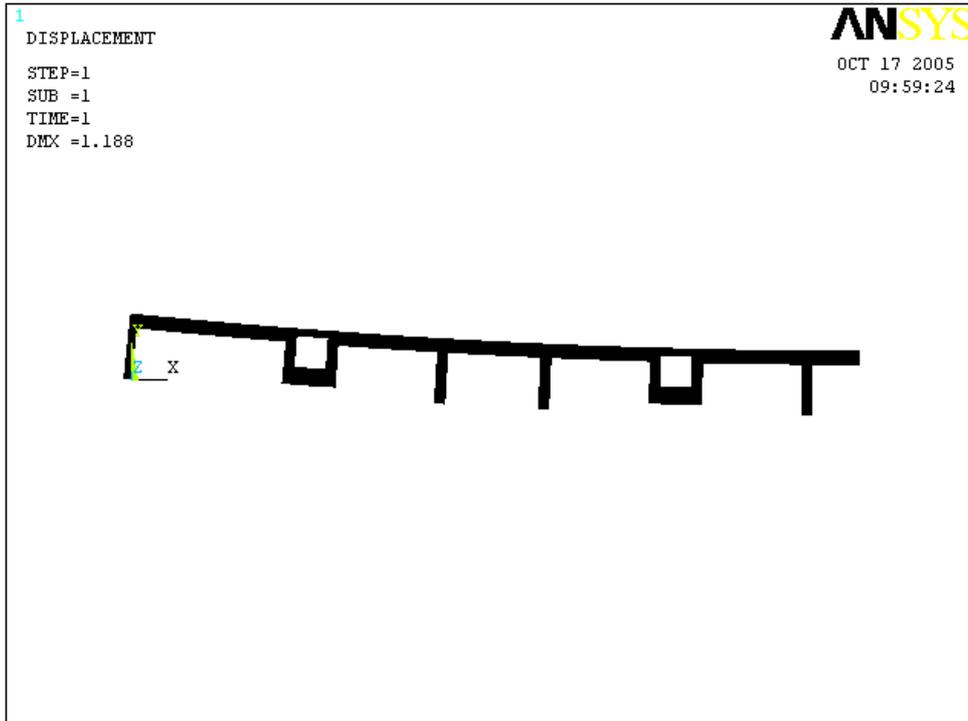


Fig. 6.4 Deformata

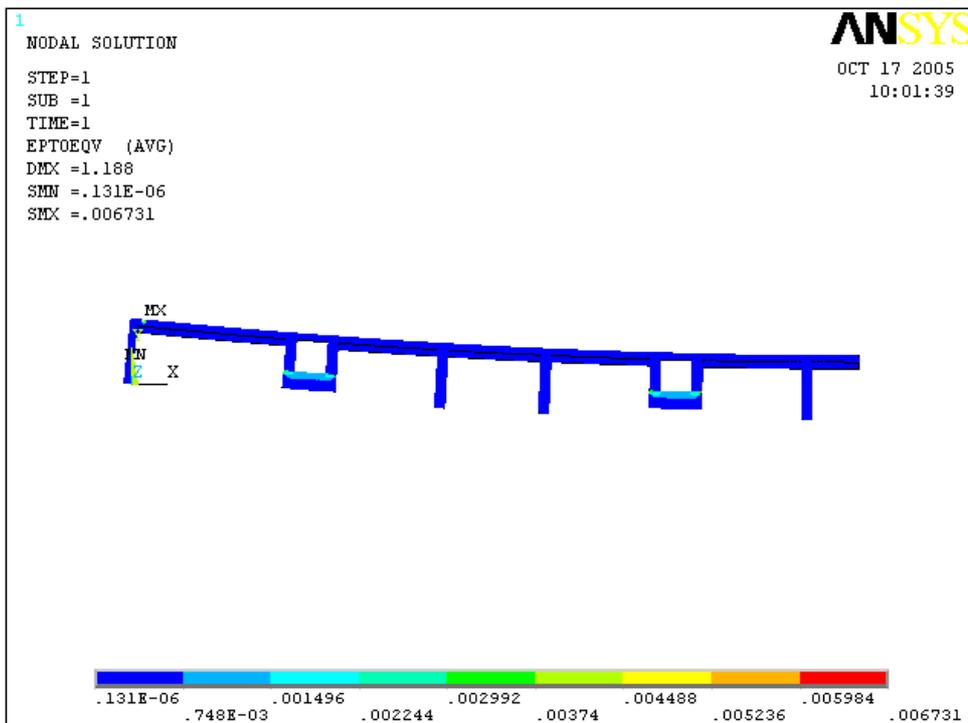


Fig. 6.5 Deformazioni equivalenti

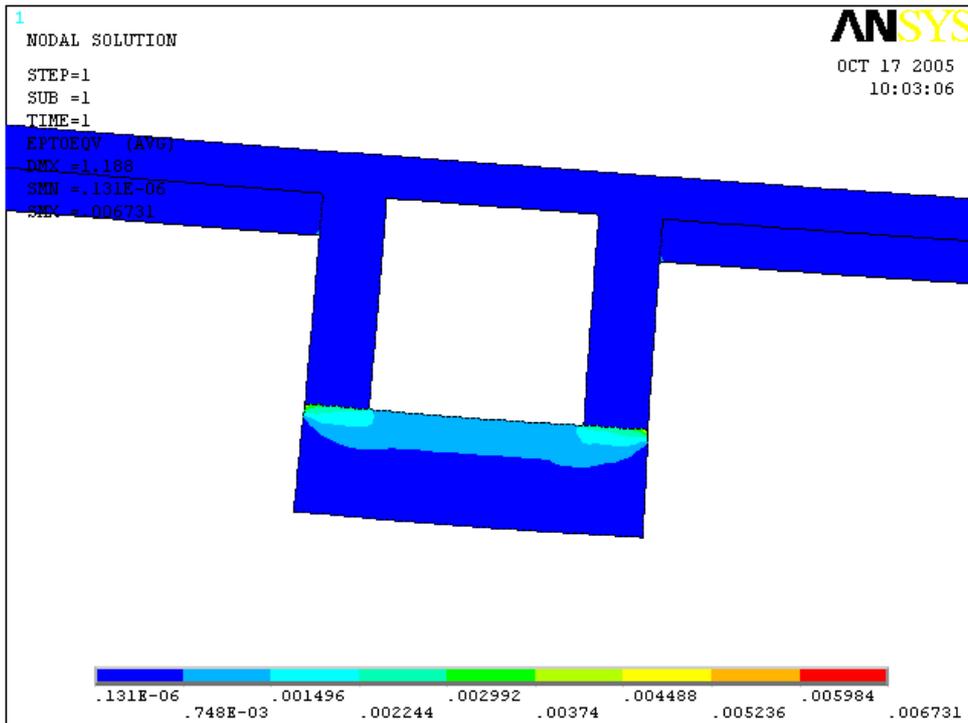


Fig. 6.6 Zoom su deformazioni equivalenti

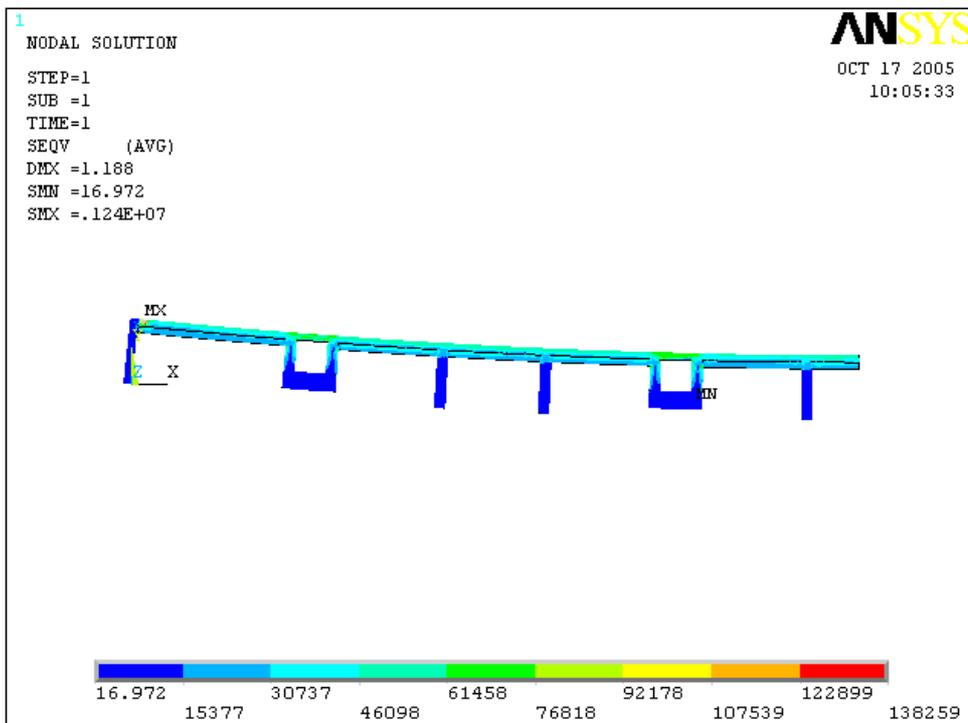


Fig. 6.7 Tensioni di Von Mises

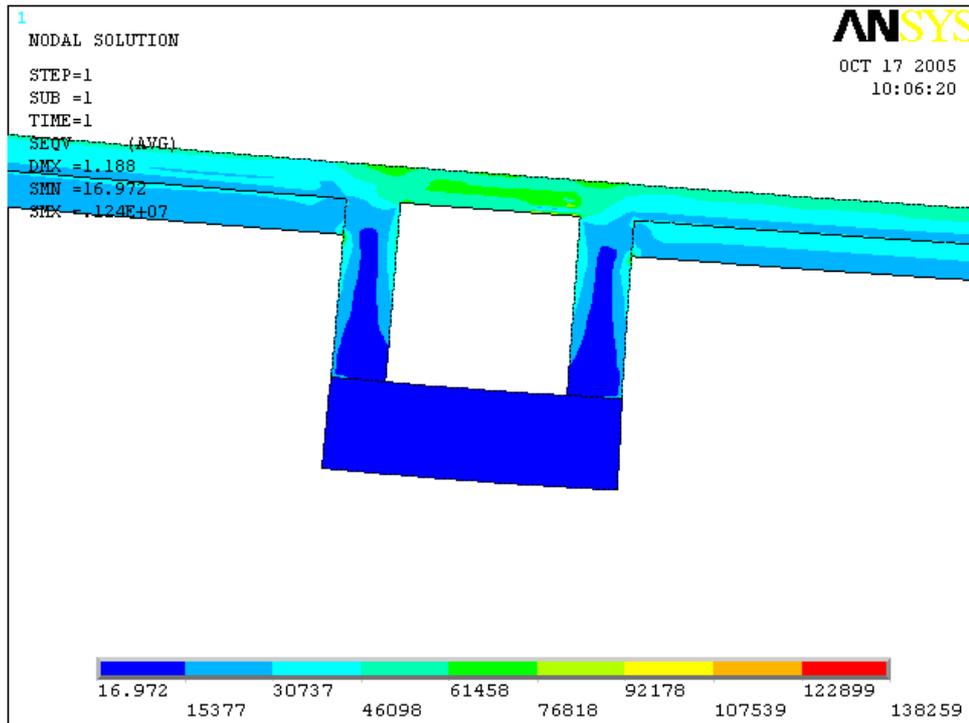


Fig. 6.8 Zoom sulle tensioni di Von Mises

Dalle deformazioni si deduce che l'alluminio si deforma di più rispetto all'acciaio a causa del suo più alto coefficiente d'espansione termica, comunque l'intervallo di temperature è talmente piccolo che ciò avviene solo in corrispondenza degli spigoli dell'alluminio. Le maggiori deformazioni si hanno sulle piastrine di PVC ma anche in questo caso i valori sono prossimi allo zero.

Le tensioni evidenziano che a parte i punti di singolarità in corrispondenza dei vincoli lo stato di sollecitazione della piastra risulta uniforme e i valori si assestano sui 47 MPa circa.

•) Analisi termica tridimensionale

Vogliamo ora condurre un'analisi termica tridimensionale per meglio capire i fenomeni termici sull'intera struttura.

Abbiamo a disposizione due alternative di progetto:

-) Circuito in serie
-) Circuito in parallelo

A questo punto è necessario risalire alla caduta termica del fluido refrigerante dall'entrata all'uscita del circuito del fluido refrigerante.

Applicando la relazione (4.1) ricaviamo il salto di temperatura cercato, ovviamente la quantità di calore da dissipare e la portata massica resteranno invariate, ciò che cambierà sarà il calore specifico del fluido refrigerante.

Il calore specifico a pressione costante del fluido FC 72 vale:

- $C_p = 1170 \text{ J/Kg} \cdot \text{K}$ (calore specifico FC 72 a 20°C)

introducendo tale valore ci possiamo calcolare il ΔT ricercato:

$$\Delta T \cong 23\text{C}^\circ$$

se vogliamo il salto termico per il singolo condotto in questo caso avremo:

$$\Delta T_c = \frac{\Delta T}{4} \cong 5.5\text{C}^\circ$$

Il modello della struttura è quello riportato in Fig.5.60 di Cap.5, la meshatura è stata ottenuta con l'impiego degli stessi elementi citati nell'analisi termica tridimensionale della cold plate ISS del Cap.4 e anche le condizioni al contorno non sono ovviamente cambiate, rimandiamo per cui al Cap.4 per ulteriori chiarimenti.

A questo punto vediamo i risultati delle analisi delle due configurazioni.

•) Configurazione in serie

Riportiamo nelle figure a seguire le temperature e i flussi termici relativi ad una applicazione con circuito in serie.

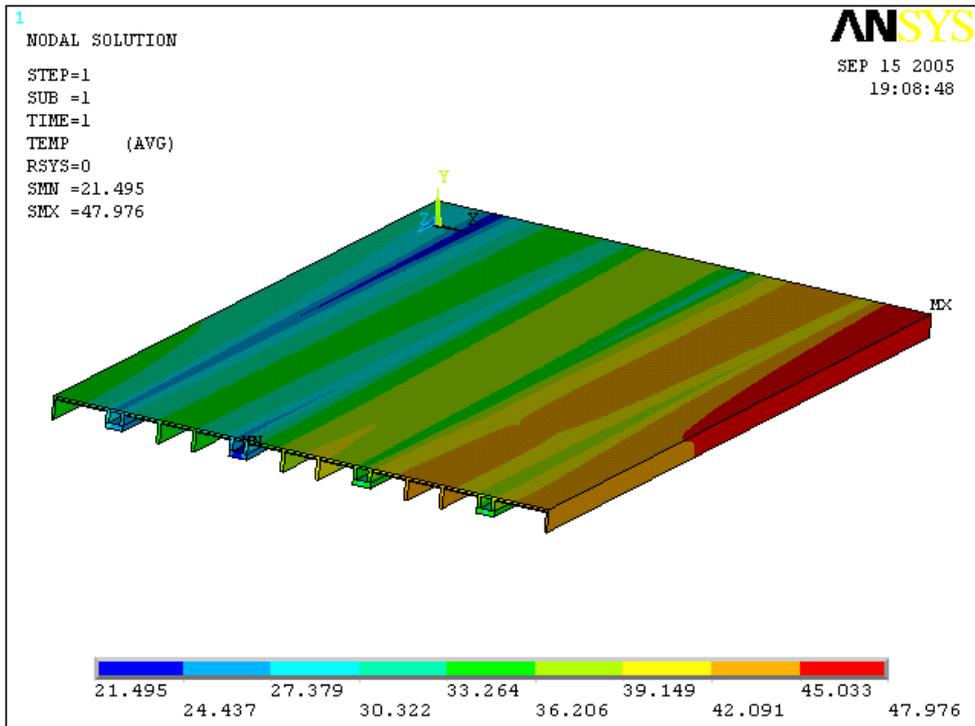


Fig. 6.9 Campo di temperature

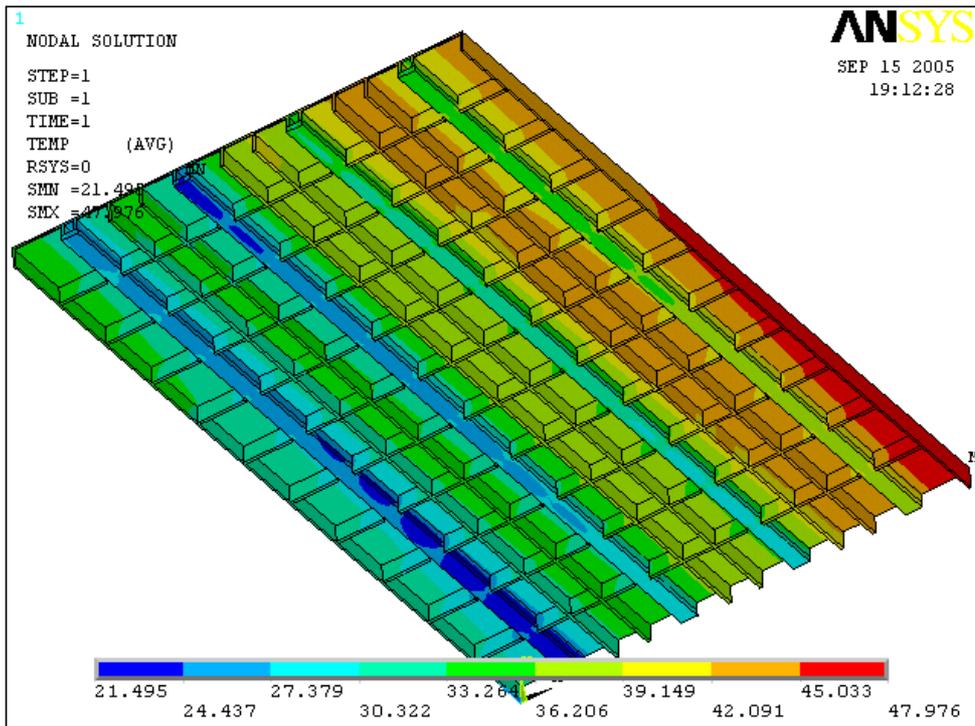


Fig. 6.10 Campo di temperature, vista dal basso

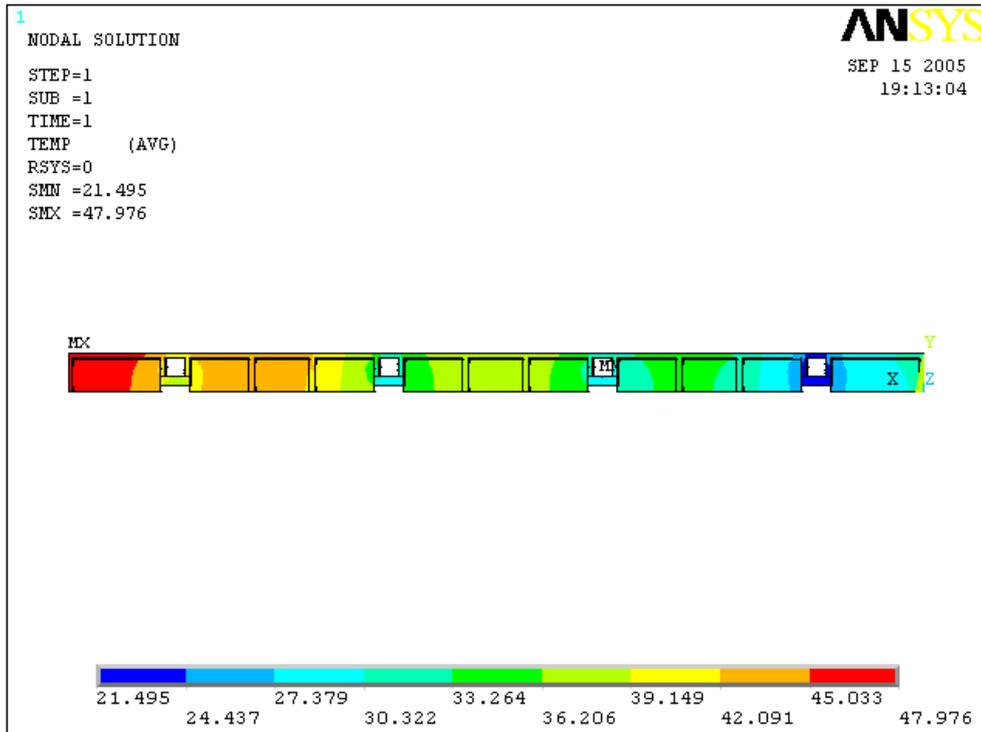


Fig. 6.11 Campo di temperature, vista frontale

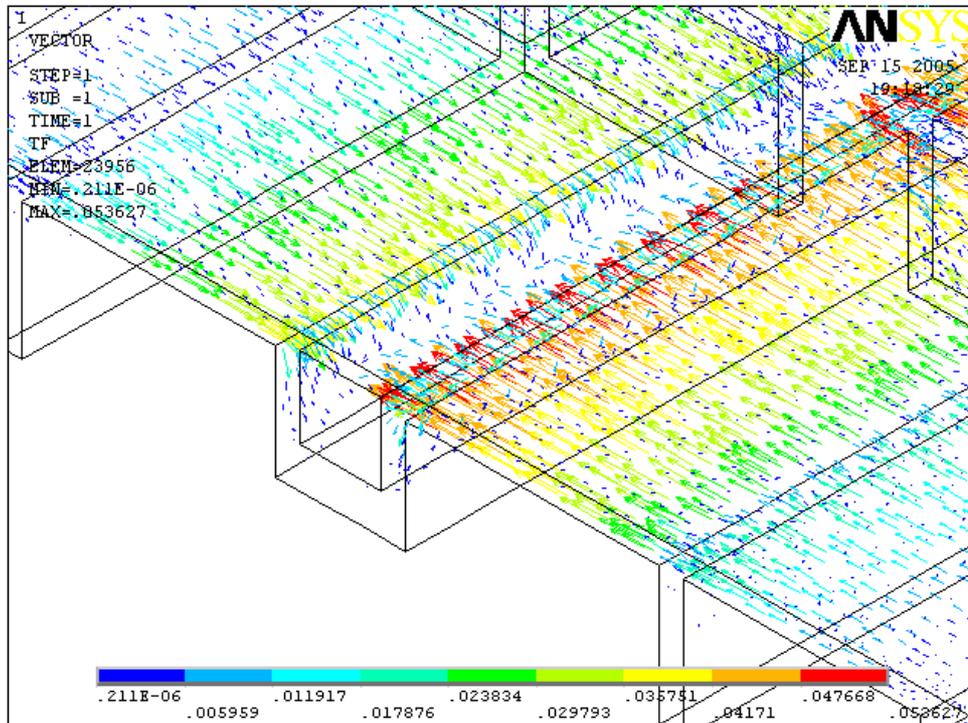


Fig. 6.12 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

I risultati ottenuti dimostrano che la distribuzione delle temperature con un circuito in serie rispecchia all'incirca quella della cold plate ISS (vedi Fig.4.25 Cap.4), non ci sono significativi vantaggi con la nuova versione. Ciò è dovuto al fatto che nel nuovo progetto il calore specifico è molto inferiore rispetto all'acqua e quindi a parità di calore trasmesso FC 72 subisce un maggior incremento di temperatura.

In questo caso però, un intervallo di temperature così ampio, oltre a non migliorare l'efficienza dello scambiatore di calore, potrebbe rivelarsi dannoso a livello strutturale. Il nuovo progetto vede l'accostamento di differenti tipi di materiale e un simile gradiente di temperatura comporterebbe l'insorgere di stati di tensione interlaminari che potrebbero portare anche al distacco tra i materiali stessi.

Il flusso termico evidenzia l'andamento del calore scambiato verso il fluido refrigerante, man mano che ci si muove da sinistra a destra sulla superficie di scambio termico la temperatura si alza e per questo il flusso termico che finisce nel condotto arrivando dalla destra della cold plate è maggiore. Ciò è da attribuirsi all'andamento della temperatura sulla superficie superiore della cold plate.

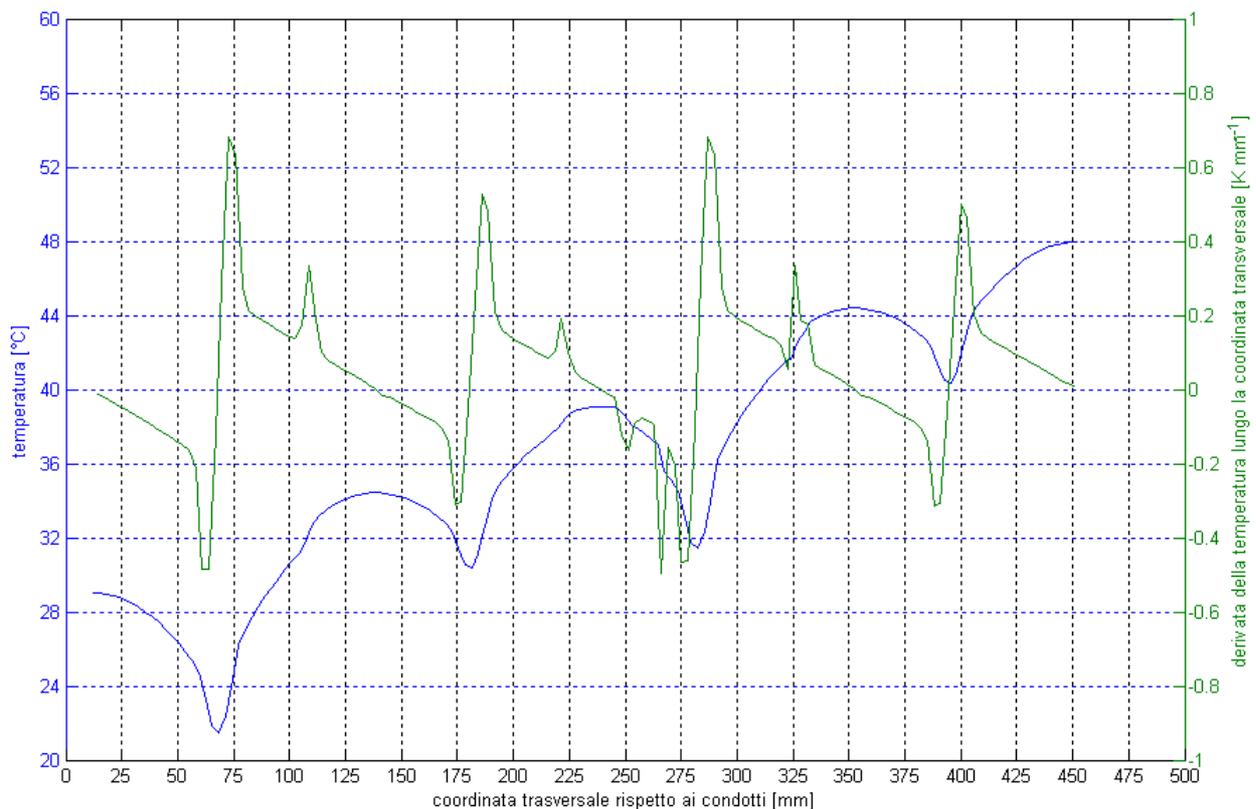


Fig. 6.13 Grafico Temperatura-Coordinata trasversale-Derivata della temperatura

Il grafico illustrato in figura 6.13 mostra l'andamento della temperatura rispetto alla coordinata trasversale della piastra (linea blu) e l'andamento della derivata della temperatura rispetto a tale coordinata (linea verde).

La temperatura ha un andamento oscillatorio crescente lungo la sezione, ciò è dovuto al fatto che i punti più vicini ai condotti risentono maggiormente dell'influsso del fluido refrigerante e quindi la temperatura in quelle zone si abbassa, nel grafico i minimi rappresentano la disposizione dei condotti sulla piastra, i massimi invece i punti più distanti dai condotti.

Dato che il circuito idraulico è in serie, man a mano che il fluido passa da un condotto al successivo la sua temperatura aumenta provocando così un innalzamento dei massimi della temperatura della piastra.

Se andiamo quindi ad analizzare la derivata della temperatura lungo la coordinata trasversale, vediamo che è maggiore alla destra dei minimi, cioè dei condotti e minore alla sinistra.

Poiché il flusso termico è proporzionale al gradiente termico, si riesce così a spiegare l'andamento vettoriale del flusso termico di Fig.6.12.

Risulta inoltre interessante vedere l'influenza delle spallette sul flusso termico. La figura rappresenta il particolare dell'incrocio tra condotto e spalletta.

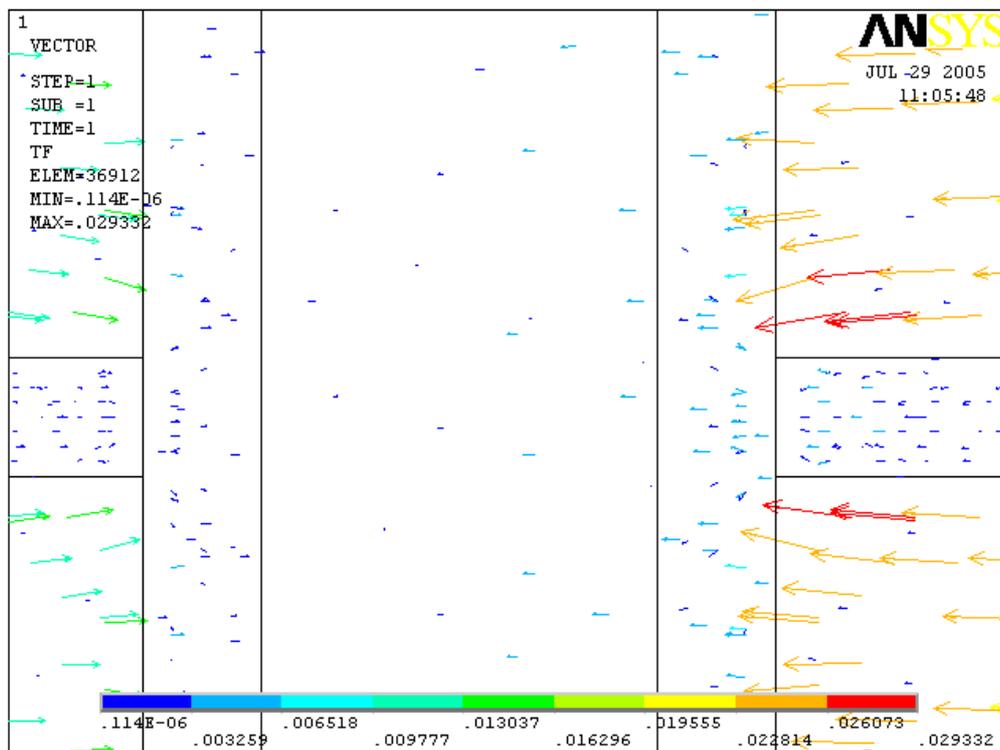


Fig. 6.14 Influenza delle spallette sul flusso termico

Come si vede le spallette impediscono il normale andamento del flusso termico ma complessivamente tale variazione risulta trascurabile.

•) Configurazione in parallelo

Vediamo dunque i cambiamenti che comporta l'utilizzo di un circuito del fluido in parallelo, anche in questo caso mostreremo le distribuzioni della temperatura e il flusso termico.

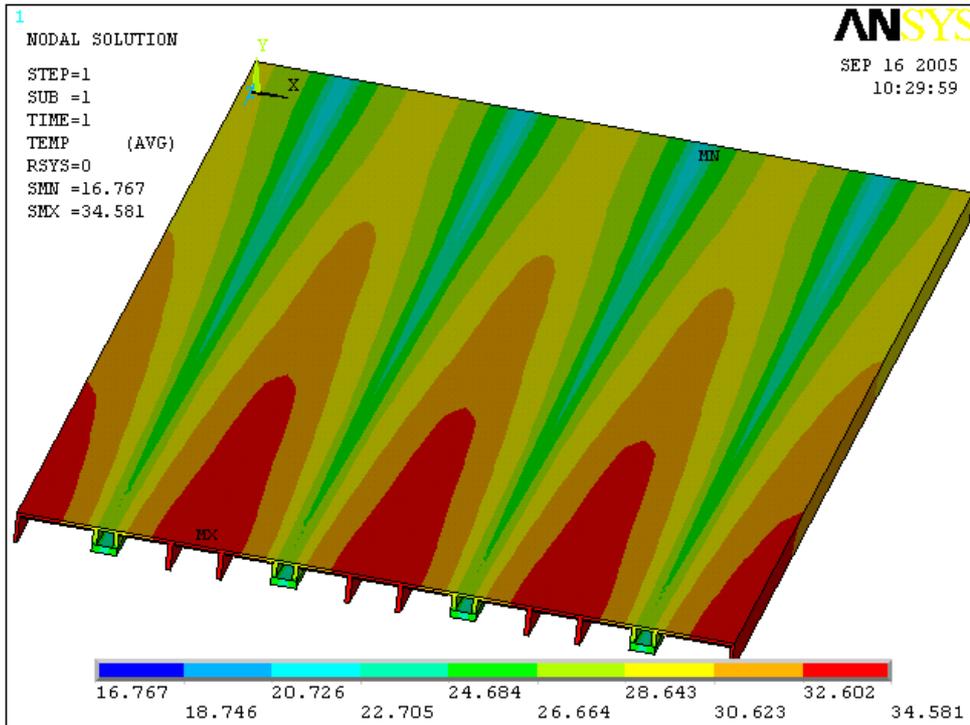


Fig. 6.15 Distribuzione della temperatura

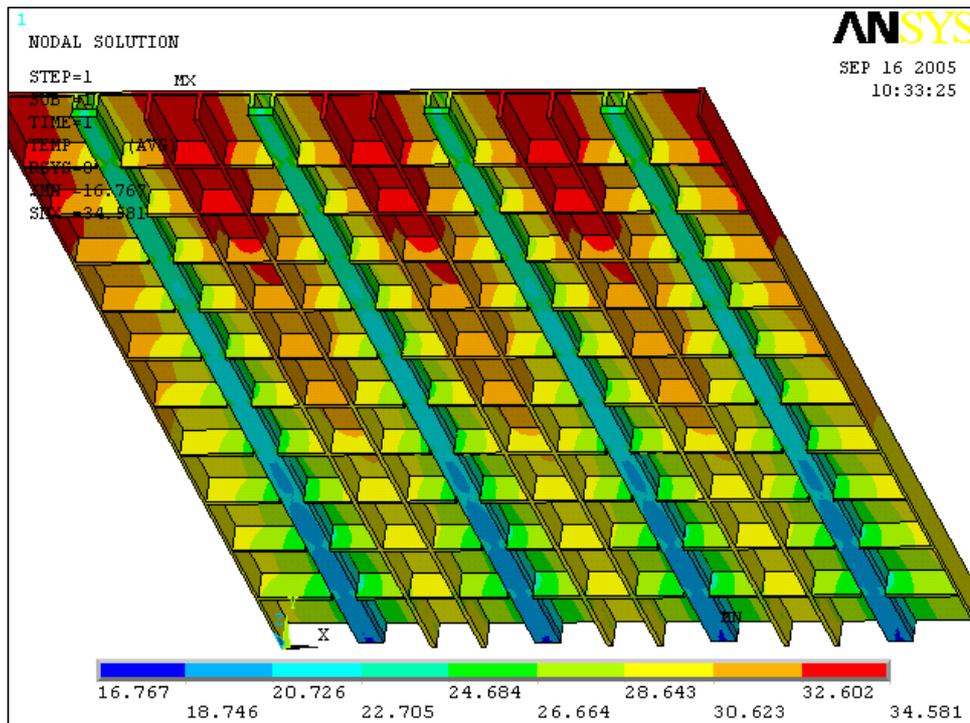


Fig. 6.16 Distribuzione della temperatura, vista dal basso

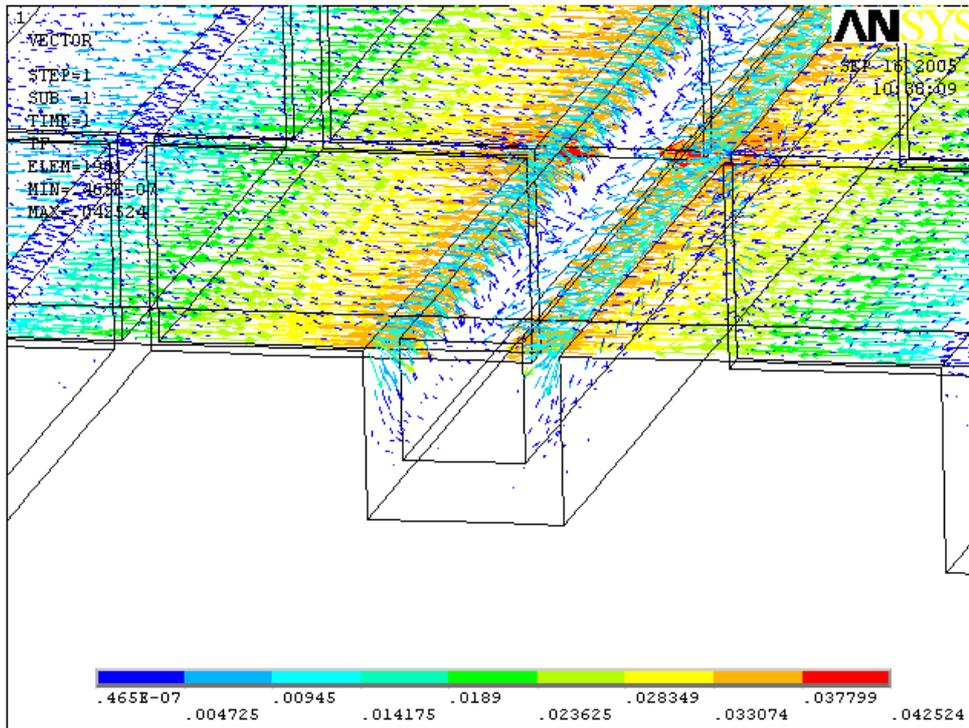


Fig. 6.17 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

Le figure 6.15 e 6.16 mettono in evidenza come un circuito in parallelo permetta una distribuzione più uniforme della temperatura sulla superficie di scambio termico.

La differenza tra la temperatura massima e la minima è inferiore rispetto al caso con condotti in serie e comunque la massima raggiunge un valore più basso della configurazione precedentemente studiata.

Per quanto riguarda il flusso termico è interessante sottolineare che in questo caso, come è possibile prenderne visione in figura 6.16, il flusso termico entrante nei condotti è lo stesso sia che provenga da destra che da sinistra. Ciò è da attribuirsi al fatto che la temperatura, in questa configurazione, non ha un andamento come in figura 6.13, resta comunque oscillatorio ma costante e quindi la derivata della temperatura lungo la coordinata trasversale assume lo stesso valore sia a destra che a sinistra dei minimi, cioè dei condotti.

Dallo studio delle due configurazioni emerge che per ottenere una progettazione termica efficiente e non nociva strutturalmente si rende necessario dotare la cold plate di un circuito per il fluido refrigerante in parallelo.

6.3.3 Analisi strutturale

Procediamo ora con un'analisi strutturale agli elementi finiti per vedere se otteniamo dei risultati paragonabili alla cold plate ISS in grado quindi di soddisfare le specifiche strutturali del problema.

•) Analisi modale

Come abbiamo già visto in questo e nel precedente paragrafo l'analisi modale ci ha fornito un valore della prima frequenza propria pari a $\omega_1 = 37.537$ Hz. Tale valore, che rientra nei valori ammissibili, è relativo però ad una distribuzione uniforme delle masse equivalenti al peso dell'equipaggiamento elettronico.

Vogliamo vedere, anche per conferire al progetto una maggior sicurezza e flessibilità di utilizzo, se riusciamo a mantenerci entro i valori ammessi distribuendo più eccentricamente la massa dell'equipaggiamento.

Il modello è quello di Fig.5.60 di Cap.5, la discretizzazione della struttura è stata ottenuta con gli stessi elementi delle analisi modali già affrontate, le condizioni al contorno sono le solite salvo la distribuzione della massa sulla superficie superiore della cold plate che in questo caso è più eccentrica. Riportiamo in figura i vincoli e la nuova distribuzione delle masse sulla cold plate.

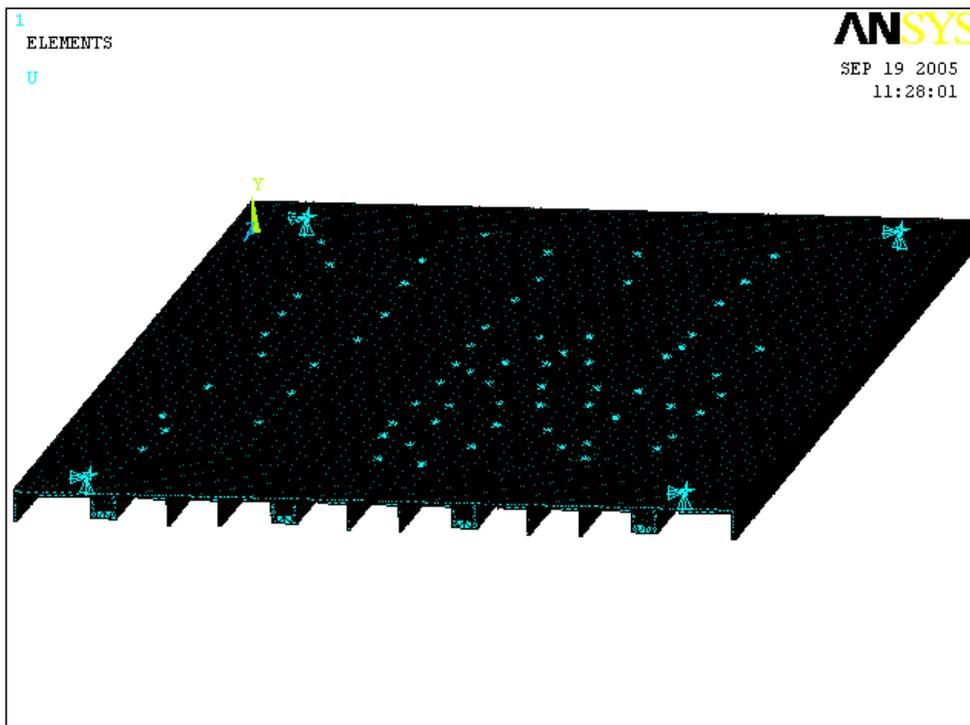


Fig. 6.18 Vincoli e masse

Come si nota, in questa caso abbiamo distribuito gli elementi massa in modo che il peso dell'equipaggiamento gravi su uno degli angoli della piastra.

Illustriamo ora le prime frequenze proprie ottenute attraverso l'analisi modale della configurazione illustrata in Fig.6.16.

SET TIME/FREQ LOAD STEP SUBSTEP CUMULATIVE

1 35.836 1 1 1

2 69.894 1 2 2

Notiamo che la prima frequenza si è leggermente abbassata ma rimane comunque al di sopra delle 35 Hz ammissibili da specifica.

Vediamo ora la deformata al secondo modo proprio della struttura.

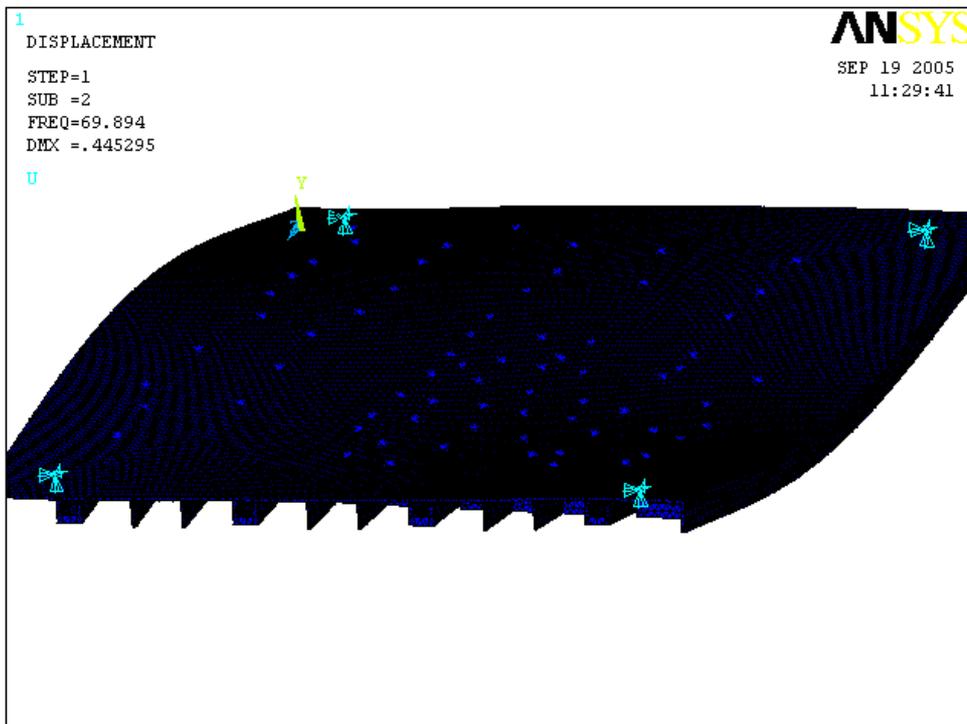


Fig. 6.19 Deformata al secondo modo proprio

•) Analisi spettrale PSD

Illustriamo in seguito i risultati ottenuti da un'analisi spettrale PSD condotta su questo modello della cold plate.

Innanzitutto è necessario precisare che per avere un confronto reale con il progetto ISS, l'analisi è stata affrontata su una cold plate a massa uniformemente distribuita sulla superficie .

Le condizioni al contorno saranno quindi le stesse del problema affrontato nel Cap.4, l'eccitazione spettrale sarà lo spettro di accelerazioni illustrato in figura 4.35 Cap.4, anche in questo caso tale spettro sarà trasmesso alla struttura attraverso i vincoli agli spigoli che rappresentano l'interfaccia della cold plate al relativo rack.

Quello che otterremo saranno ancora delle deviazioni standard delle variabili studiate che saranno poi paragonate con i risultati acquisiti nell'analisi del progetto ISS per avere un termine di riferimento reale e sicuro.

Illustriamo le deviazioni standard degli spostamenti lungo Y che come abbiamo già visto sono anche le maggiori.

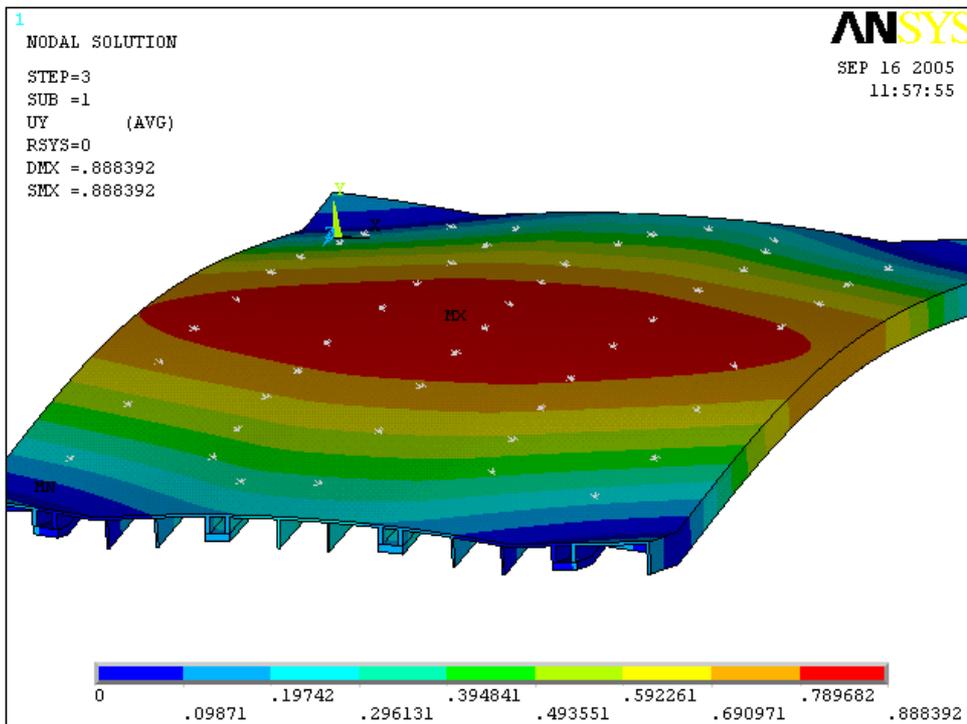


Fig. 6.20 Deviazioni standard degli spostamenti lungo Y

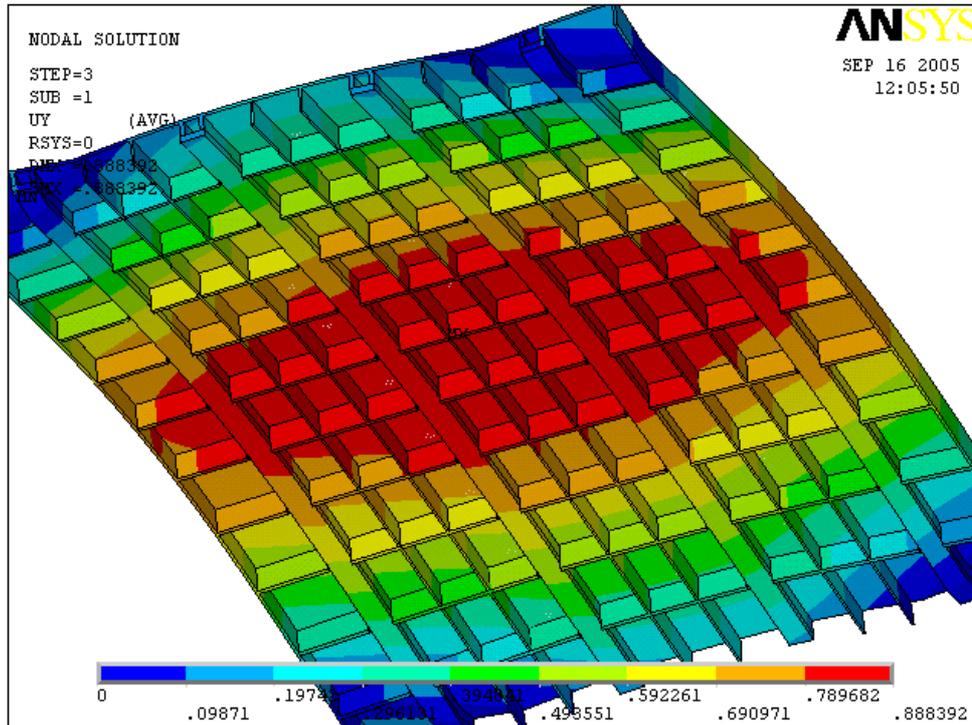


Fig. 6.21 Deviazioni standard degli spostamenti lungo Y, vista dal basso

Come si vede dalle figure sopra illustrate i massimi delle deviazioni standard si assestano su valori del tutto paragonabili alla cold plate ISS (Fig.4.37, Cap.4), la distribuzione di tali deviazioni risulta in questo caso più simmetrica, ciò è da attribuirsi al fatto che le masse, nonostante la disposizione casuale, risultano più uniformemente distribuite.

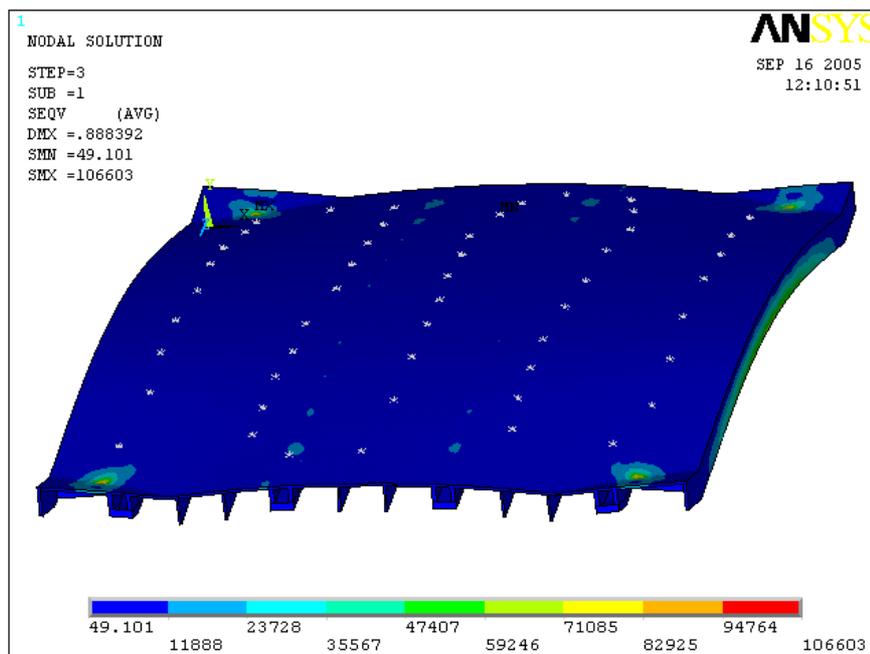


Fig. 6.22 Tensioni di Von Mises

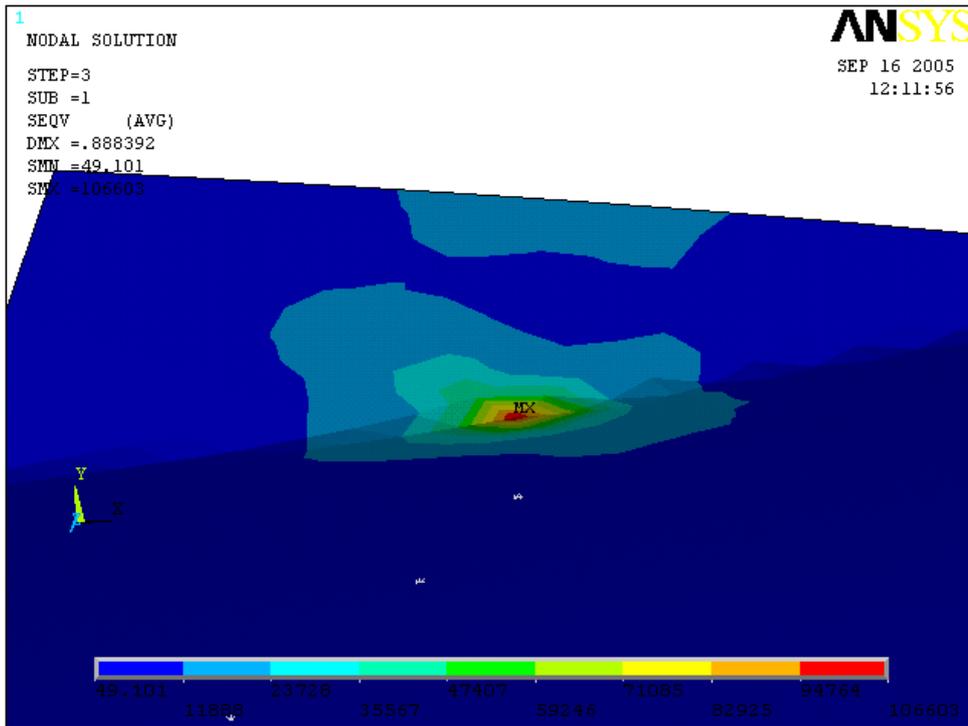


Fig. 6.23 Zoom tensioni di Von Mises

Le tensioni equivalenti sulla piastra assumono valori relativamente bassi e si avvicinano ai risultati visti nello studio della cold plate ISS.

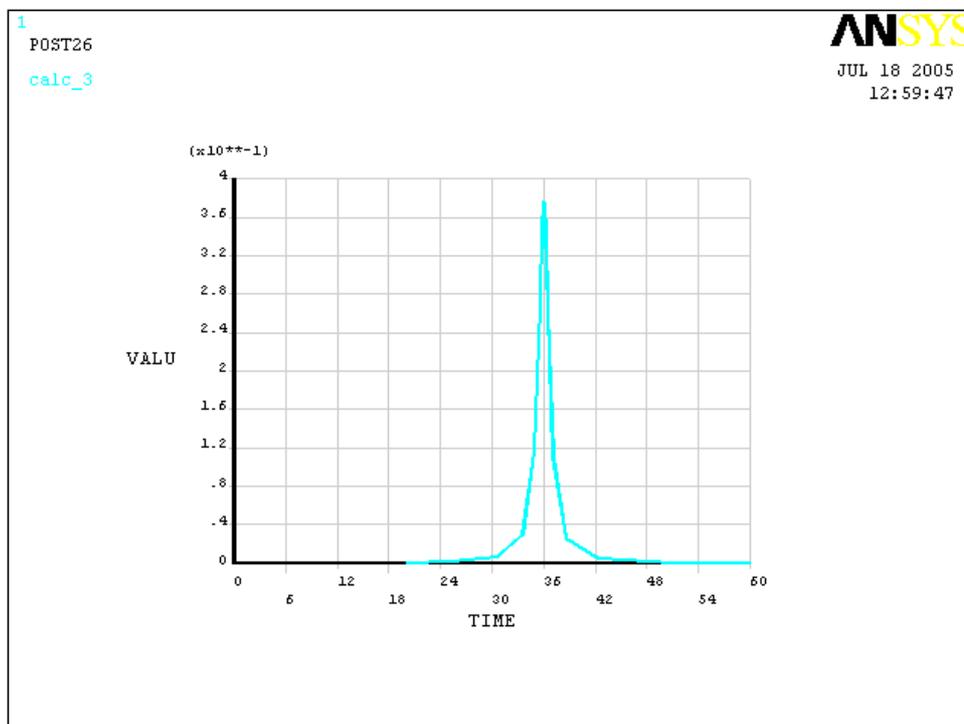


Fig. 6.24 Risposta dinamica PSD in mm^2/Hz

Sulle ascisse abbiamo la frequenza in Hz e sulle ordinate la risposta dinamica PSD in mm^2/Hz .

Se confrontiamo la Fig.6.22 con la Fig.4.45 del Cap.4 vediamo che anche le risposte dinamiche del sistema sono paragonabili, in questo caso dal momento che le deviazioni standard viste in precedenza sono più alte di quelle del progetto ISS, anche la risposta dinamica del sistema sarà leggermente superiore.

6.4 Analisi FEM modello a 8 condotti

6.4.1 Generalità

Ci proponiamo nel presente paragrafo di analizzare più approfonditamente la seconda soluzione di progetto presentata.

La cold plate in questione è caratterizzata da otto condotti di 3 mm di spessore e sei spallette longitudinali di 1.5 mm di spessore.

Affronteremo analisi termiche bidimensionali, tridimensionali e analisi strutturali modali e spettrali PSD.

6.4.2 Analisi termica

Anche in questo caso la prima analisi è stata condotta su un modello bidimensionale in modo da ottenere subito un raffronto valido con i precedenti sviluppi di progetto ma in particolar modo con la cold plate ISS.

Gli elementi impiegati sono ancora gli stessi sia nell'analisi strutturale che in quella termostrutturale. I materiali utilizzati per questo modello sono sempre i soliti, si rimanda per cui ai capitoli precedenti per prendere visione della relative caratteristiche meccaniche

Le condizioni al contorno del problema sono rimaste invariate e lo studio è stato condotto sulla stessa sezione dei precedenti modelli.

Le considerazioni sullo studio bidimensionale sono state poi estese ad un modello tridimensionale per conseguire una simulazione il più attinente possibile ai reali processi del problema.

Nella seguente figura si riporta il modello bidimensionale ottenuto sfruttando le possibili simmetrie geometriche della struttura.

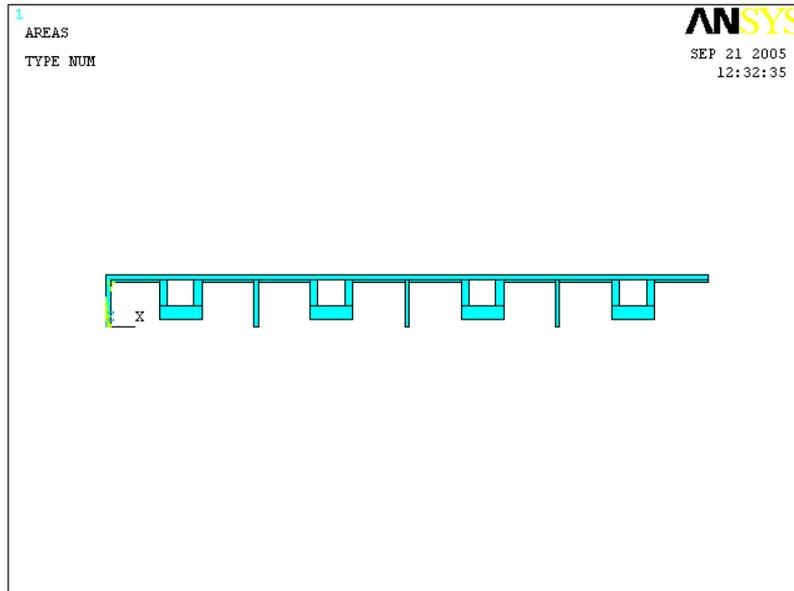


Fig. 6.25 Modello bidimensionale

Come si nota in figura, il nuovo progetto prevede la diminuzione dello spessore d'alluminio in quanto la presenza di numerosi condotti e del campo elettrico permette di raggiungere alte prestazioni anche senza alti spessore d'alluminio, inoltre così facendo si riduce, anche se minimamente, la massa della cold plate.

Le soluzioni precedenti adottavano uno spessore d'alluminio pari a 2 mm, in questo caso si dimezza portandolo a 1 mm.

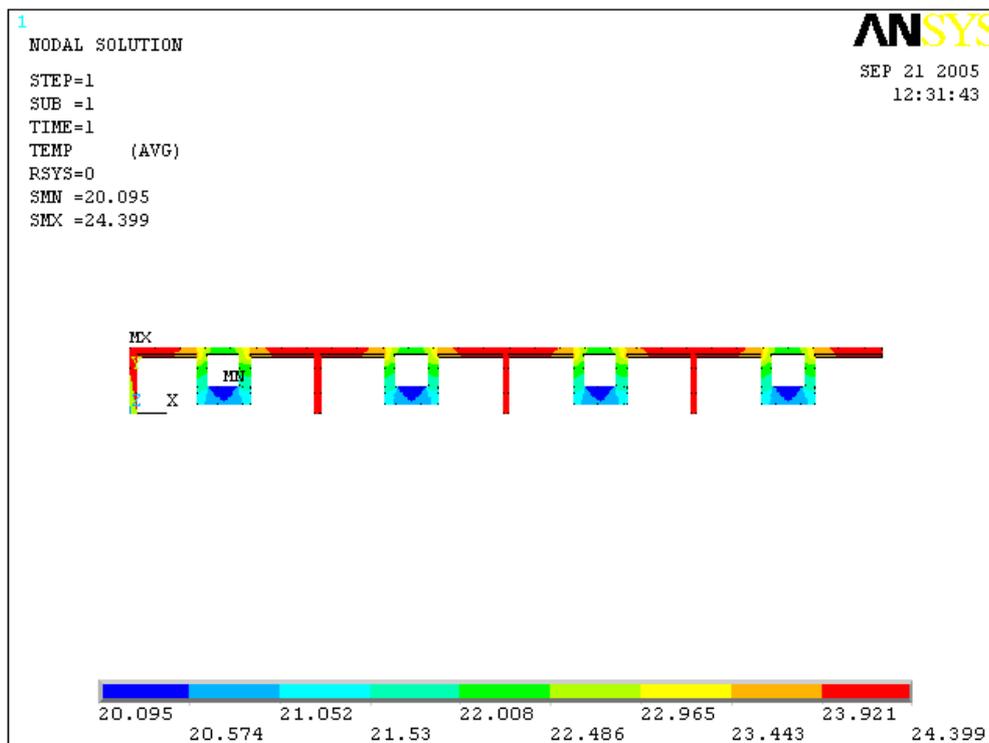


Fig. 6.26 Distribuzione della temperatura

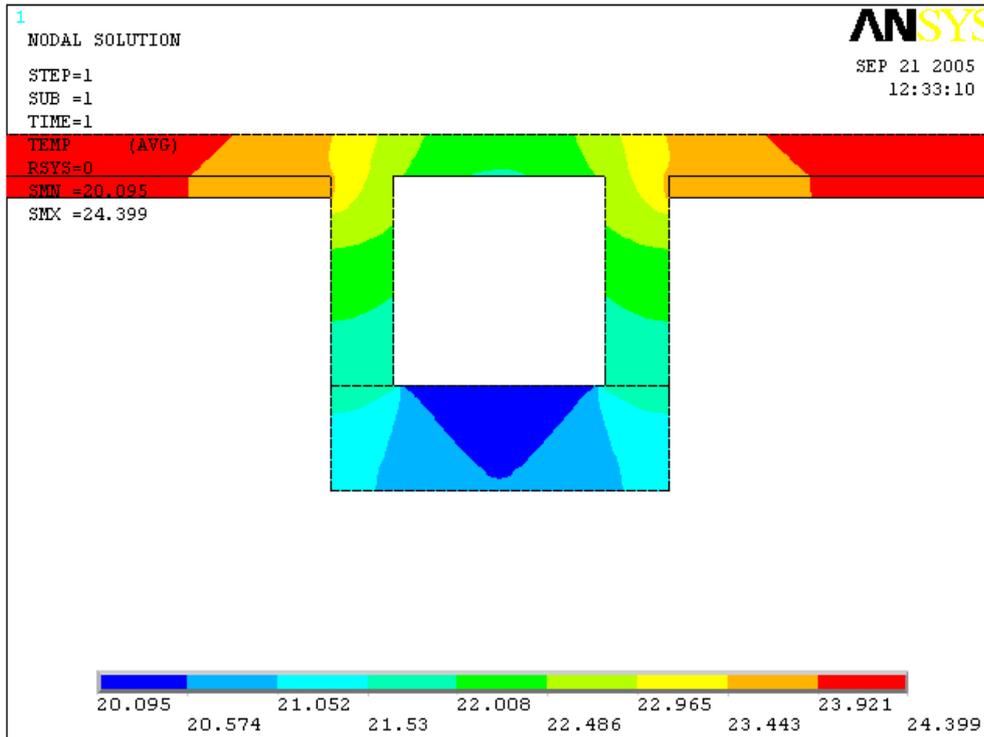


Fig. 6.27 Zoom distribuzione della temperatura

Dalle figure emergono chiaramente gli indiscutibili benefici termici ottenuti dall'adozione di un modello a otto condotti in presenza di campo elettrico.

La temperatura massima si è abbassata di 10 °C circa rispetto al modello ISS (vedere Fig.4.12 Cap.4) e la differenza tra la minima e la massima sulla superficie superiore della piastra è poco più di 2 °C, se andiamo a confrontare questo risultato con il primo caso della Fig3.9 del Cap.3 (caso a cui ci siamo sempre riferiti per i confronti) notiamo che tale differenza si è ridotta di ben 9 °C. Ciò comporta una generale uniformità di distribuzione della temperatura sulla cold plate, fatto altamente benefico per la possibilità di dissipare potenze termiche più alte e per disporre di un dissipatore più termicamente flessibile in quanto la disposizione dell'equipaggiamento sulla piastra non deve tener conto di zone fredde o calde sulla superficie di scambio termico.

Vediamo la rappresentazione vettoriale del flusso termico.

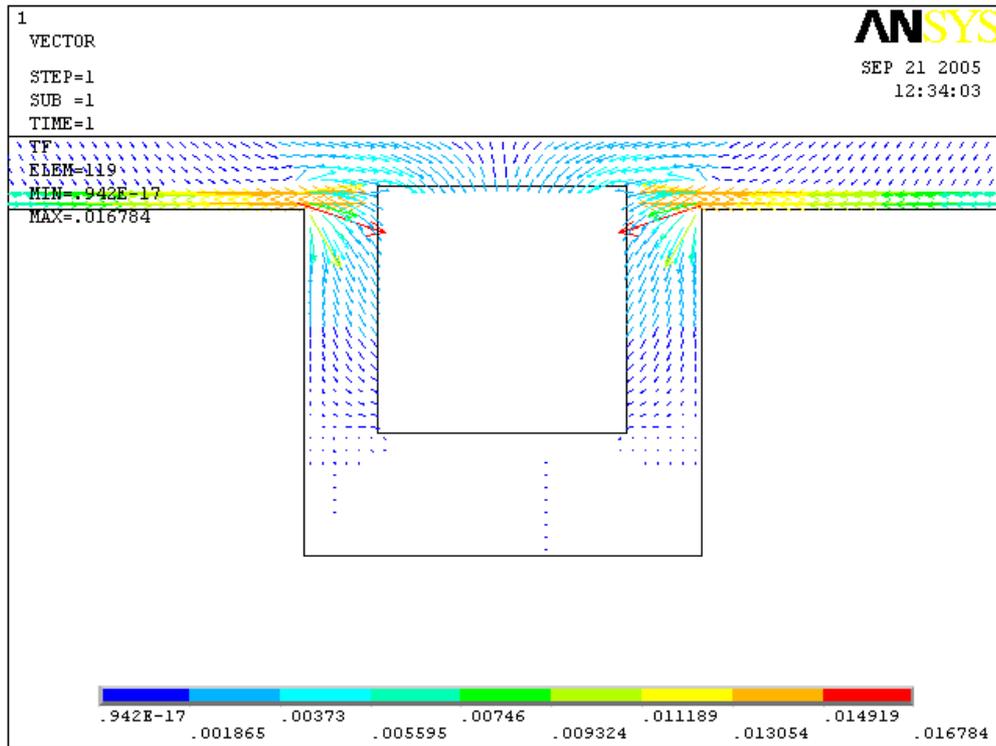


Fig. 6.28 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

L'andamento del flusso resta invariato rispetto al precedente sviluppo confermando che l'alta conducibilità termica dell'alluminio agevola la trasmissione del calore dall'equipaggiamento elettronico ai condotti.

Andiamo ora a vedere l'effetto del gradiente termico sullo stato di sollecitazione della cold plate, in questo caso visto che le temperature si assestano entro un intervallo minore ci aspetteremo di conseguenza delle tensioni più basse.

Vediamo i risultati nelle seguenti figure.

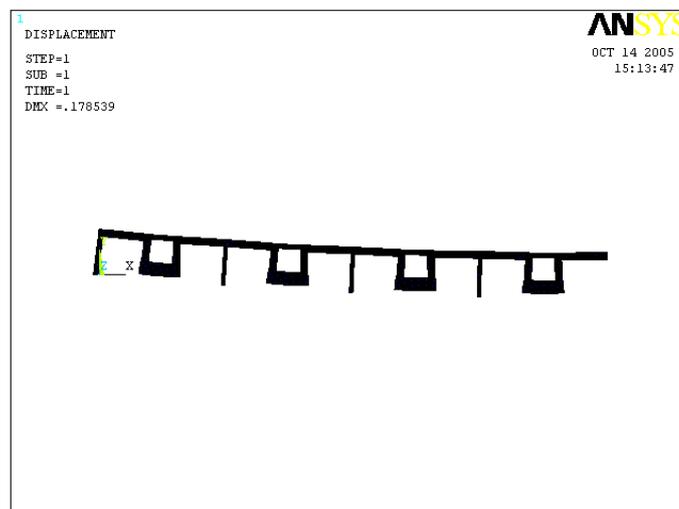


Fig. 6.29 Deformata della struttura

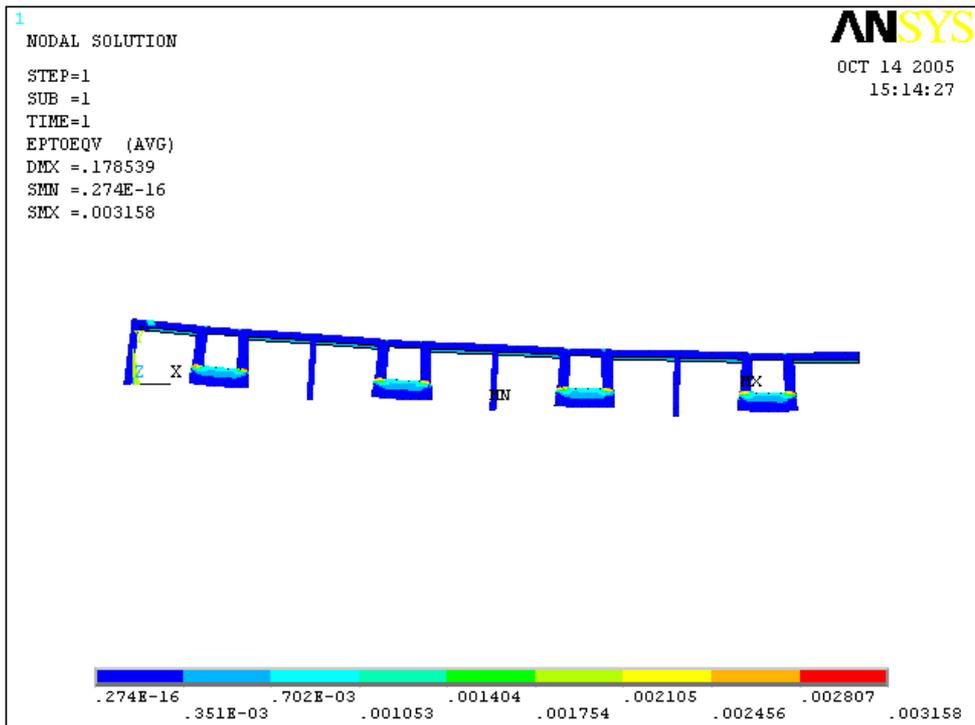


Fig. 6.30 Deformazioni equivalenti

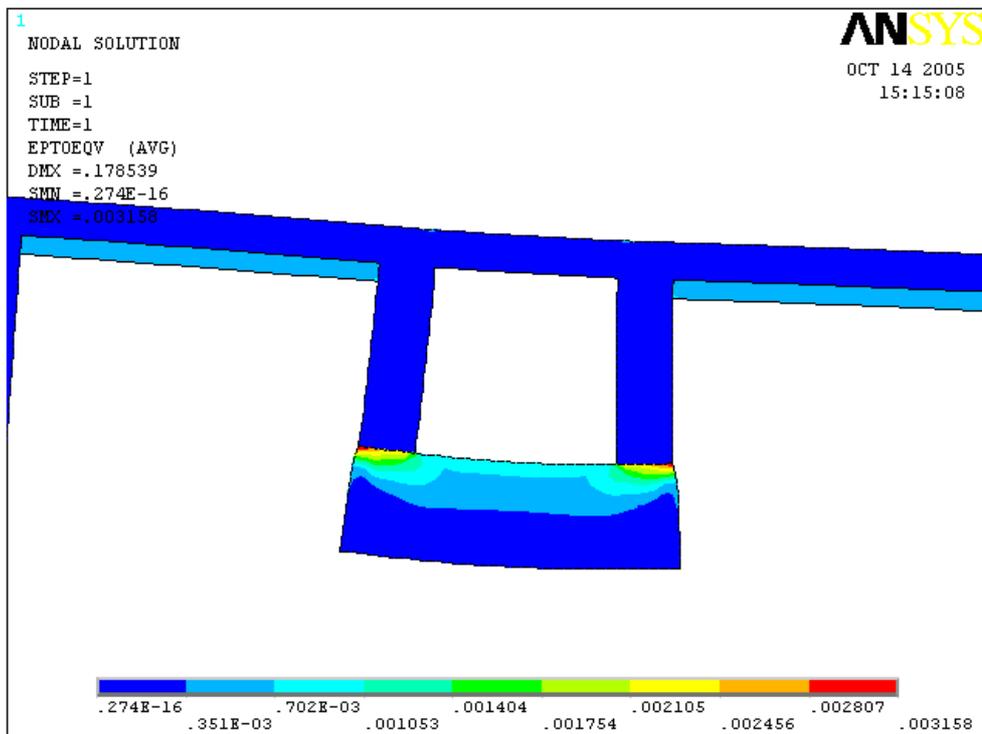


Fig. 6.31 Zoom su deformazioni

Come si nota, anche in questo caso le deformazioni maggiori sono in corrispondenza degli strati di PVC ma rimangono comunque su valori prossimi allo zero.

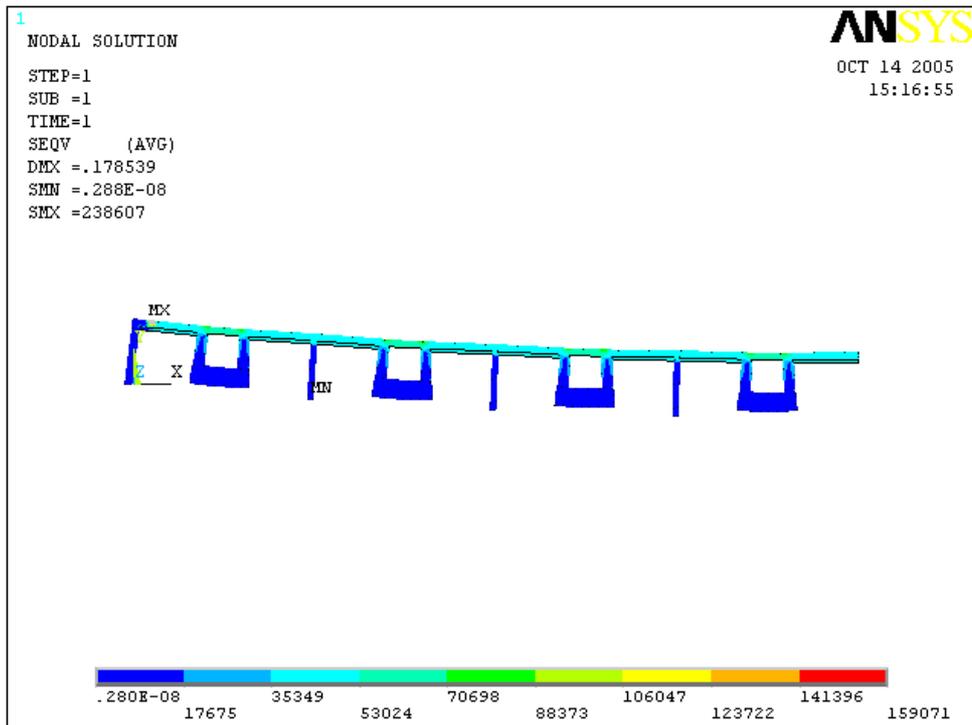


Fig. 6.32 Tensioni di Von Mises

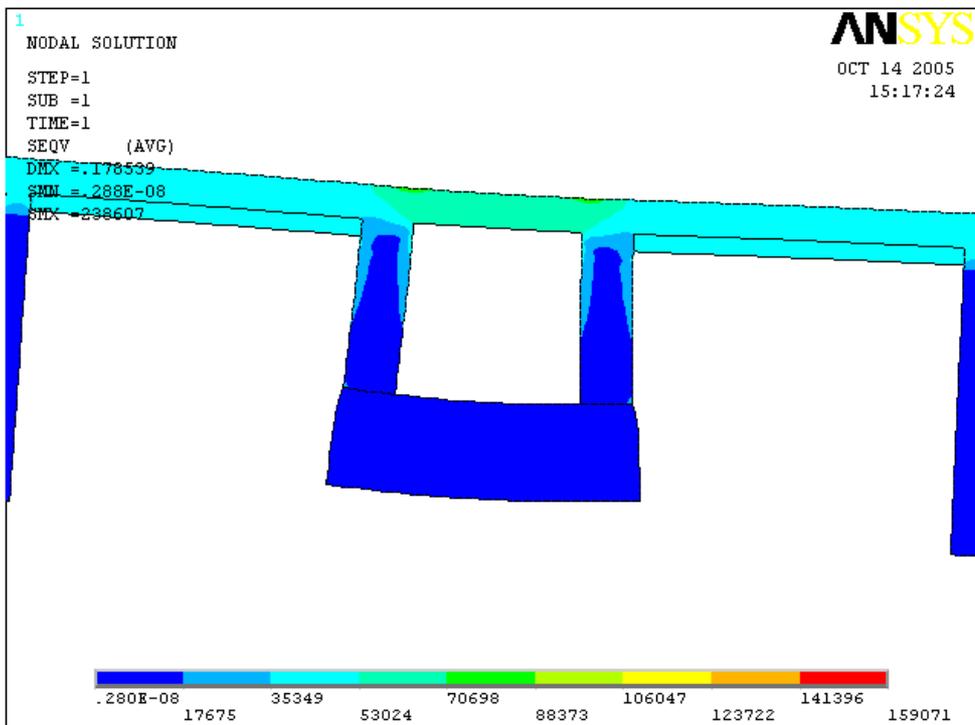


Fig. 6.33 Zoom su tensioni di Von Mises

Le tensioni risultanti di Von Mises sulla piastra, a parte le zone vincolate, risultano pressoché costanti e pari a 35 MPa circa (ricordiamo che i valori in figura sono da leggersi in $Pa \cdot 10^3$), valore più basso di quello ottenuto nell'analisi del precedente modello.

•) **Analisi termica tridimensionale**

Ci proponiamo adesso di condurre un'analisi termica tridimensionale che ci permetta di vedere più da vicino il reale comportamento della cold plate.

Anche per questa progettazione sono possibili due soluzioni alternative riguardanti il circuito del fluido refrigerante.

•) Circuito in serie

•) Circuito in parallelo

Per quanto riguarda la caduta termica del fluido refrigerante, essa rimane complessivamente la stessa ma cambia per i singoli condotti in quanto il nuovo progetto ne prevede otto invece che quattro.

Riprendendo quindi la relazione vista nel precedente sottoparagrafo:

$$\Delta T_c = \frac{\Delta T}{8} \cong 2.8C^\circ$$

ricaviamo la caduta termica per singolo condotto. Naturalmente materiali, elementi e condizioni al contorno sono rimasti invariati, vediamo pertanto i risultati delle analisi svolte su entrambe le configurazioni possibili.

È possibile prendere visione del modello tridimensionale in Fig.5.61 del Cap.5.

•) Configurazione in serie

Mostriamo di seguito i risultati a cui si è pervenuti analizzando una cold plate in serie.

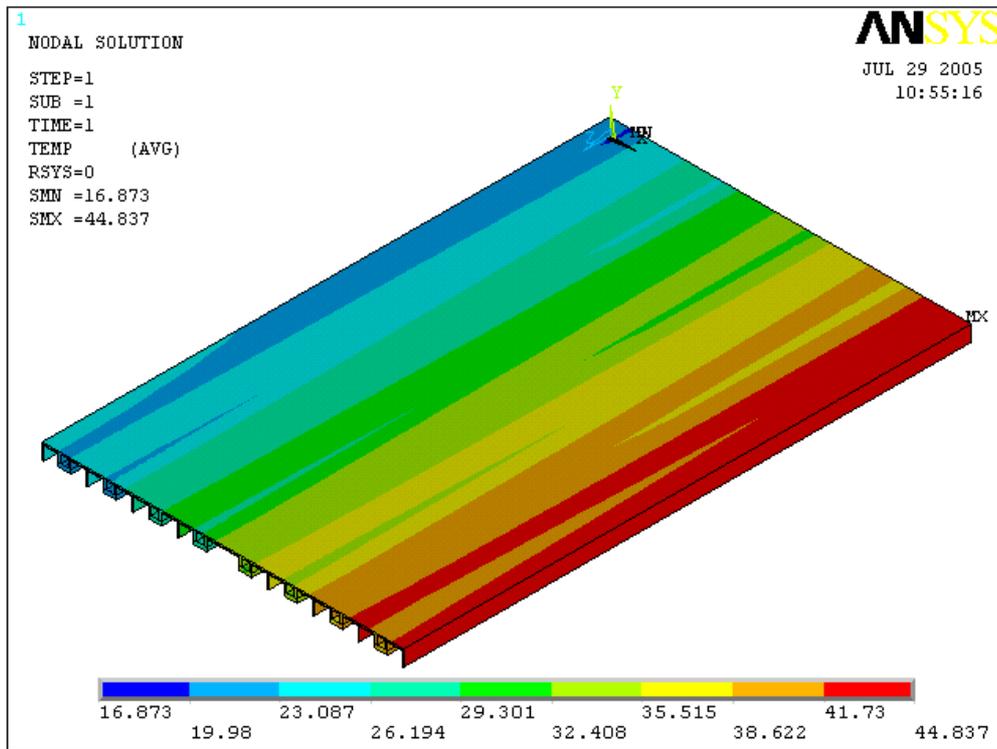


Fig. 6.34 Distribuzione della temperatura

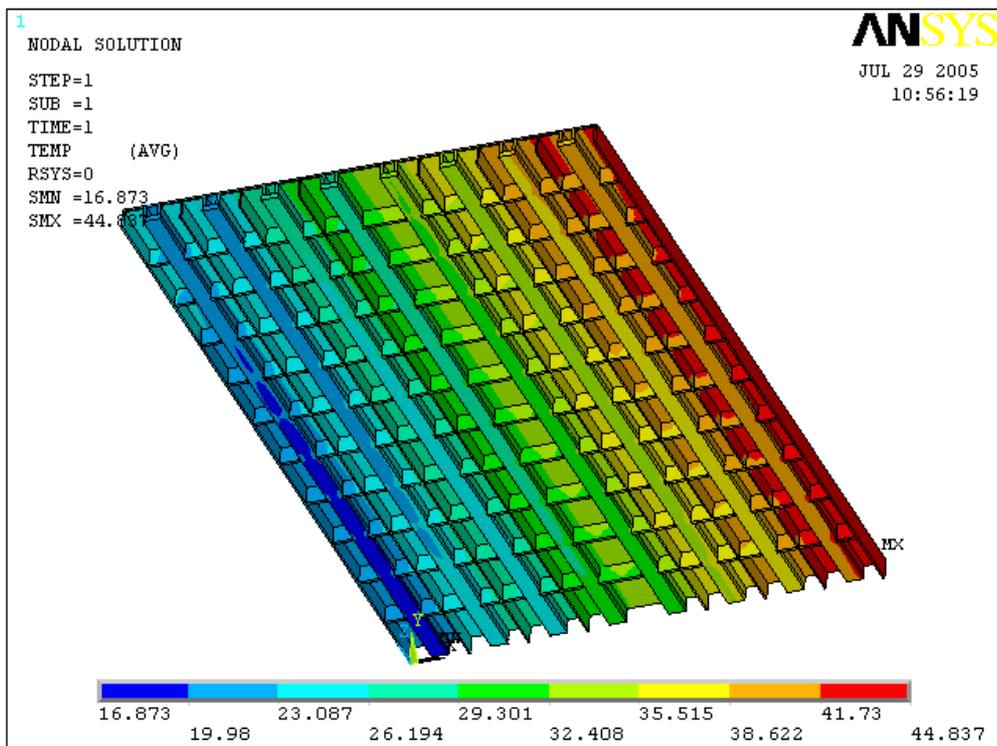


Fig. 6.35 Distribuzione della temperatura, vista dal basso

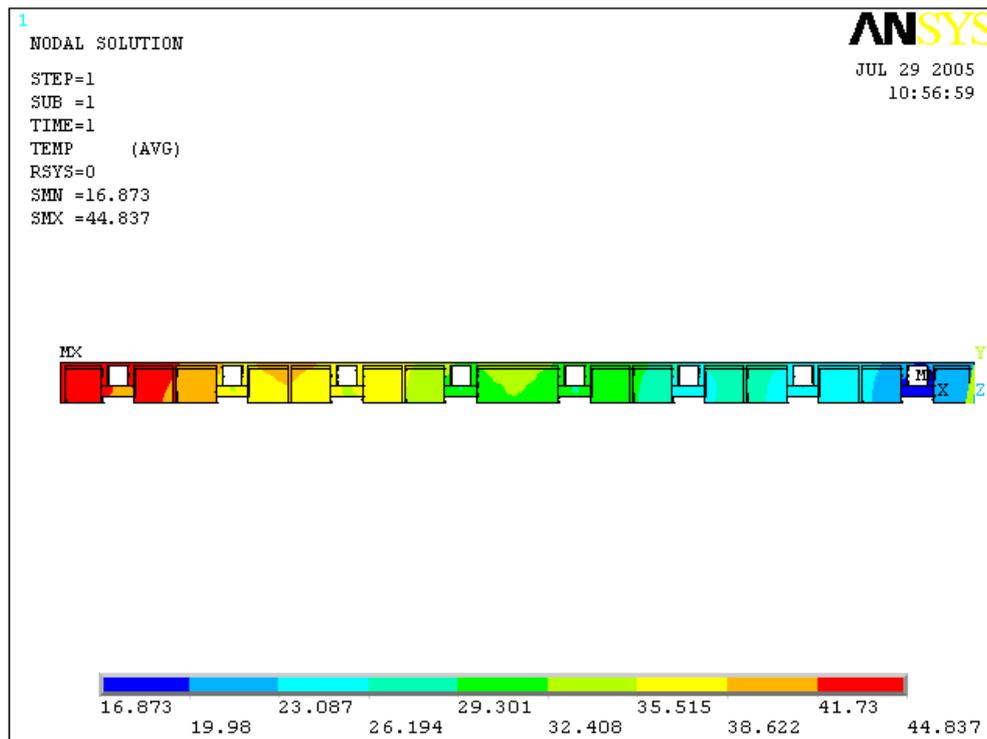


Fig. 6.36 Distribuzione della temperatura, vista frontale

Le temperature mostrano che tale configurazione riesce a soddisfare le specifiche termiche abbassando inoltre i massimi sulla piastra di 5 °C circa rispetto al progetto ISS.

È comunque necessario notare che questo tipo di progettazione non permette di sfruttare al massimo l'incremento di scambio termico dovuto alla presenza del campo elettrico per il basso calore specifico del FC-72 che genera un elevato salto termico del fluido.

Inoltre, come notato in precedenza, l'intervallo di temperature sulla cold plate raggiunge valori piuttosto alti, fattore alquanto rilevante per le sollecitazioni visto che siamo in presenza di accoppiamenti di materiali con diverse caratteristiche meccaniche.

Illustriamo di seguito la rappresentazione vettoriale del flusso termico. Come era logico aspettarsi, avremo un andamento che segue fedelmente quello visto nello studio precedente.

La disuniformità dei flussi entranti alla destra e alla sinistra dei condotti trova spiegazione nelle considerazioni già fatte per il precedente progetto.

Si rimanda per questo al grafico di Fig.6.13 del presente capitolo per approfondimenti.

Riportiamo invece nella seguente figura, l'andamento del flusso termico relativo a questa configurazione.

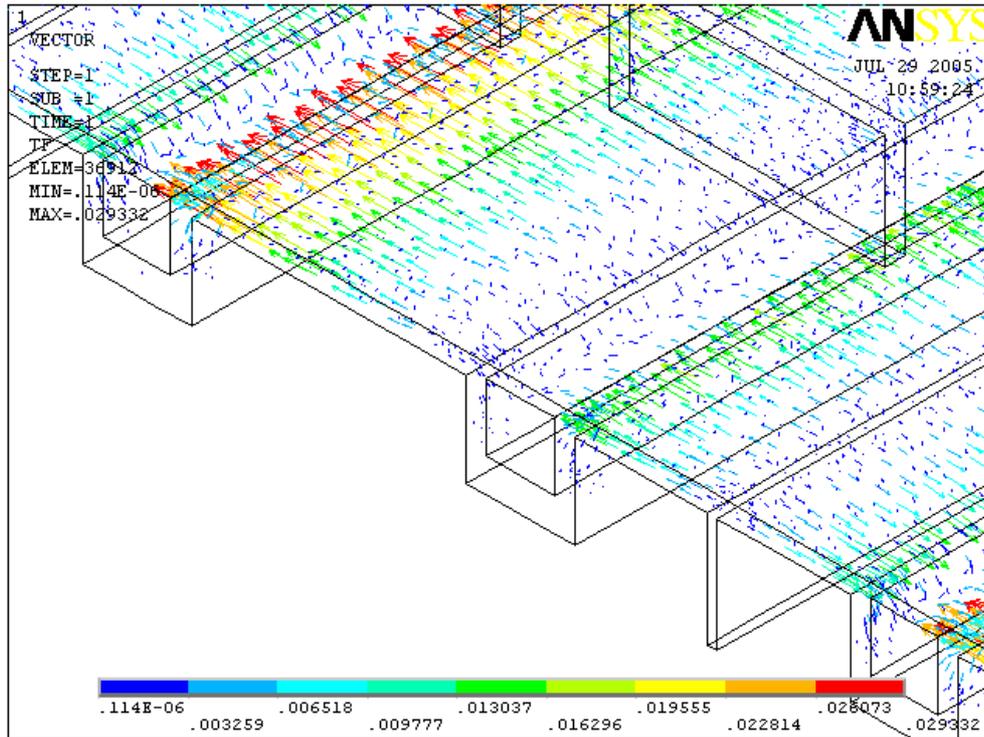


Fig. 6.37 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

•) Configurazione in parallelo

Vediamo dunque i cambiamenti che si ottengono dall'utilizzo di un circuito in parallelo.

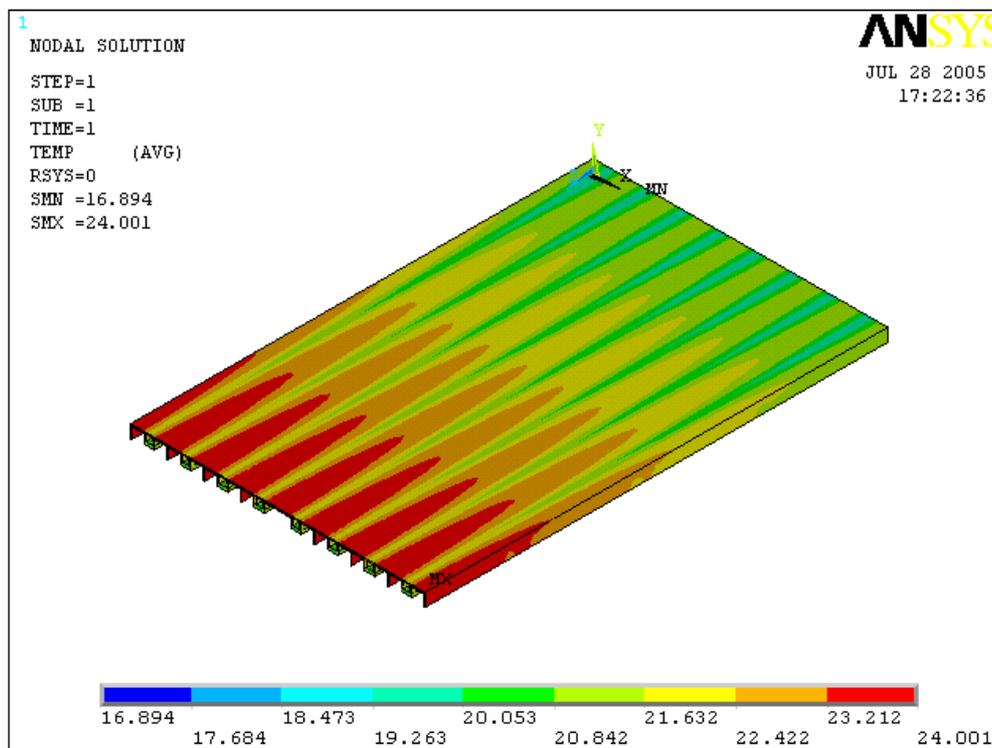


Fig. 6.38 Distribuzione della temperatura

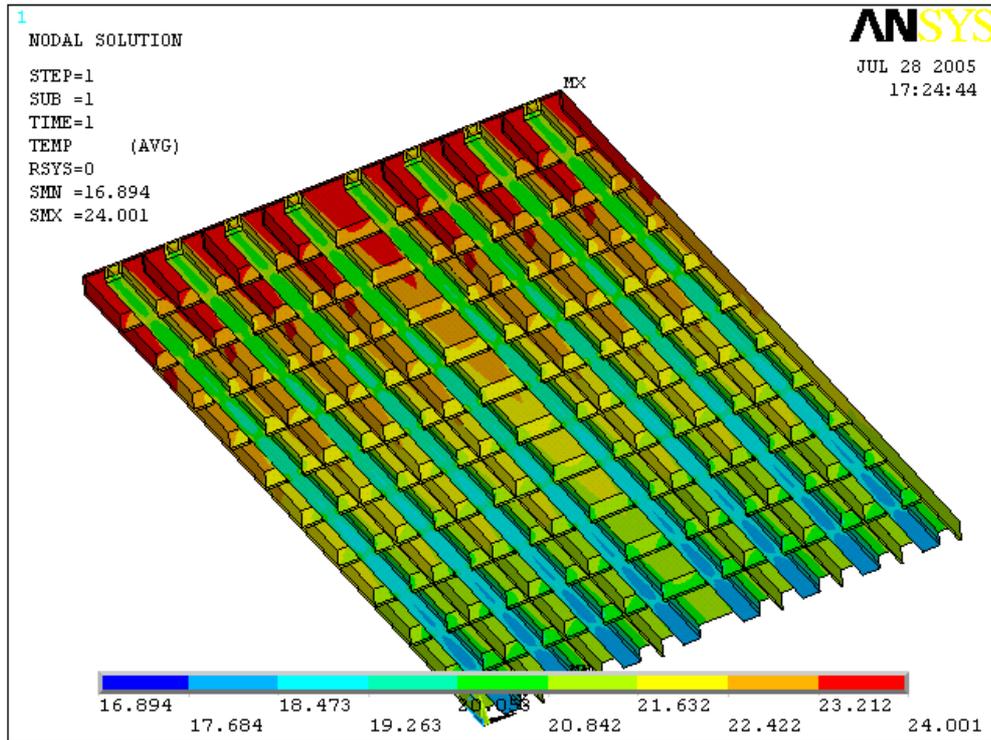


Fig. 6.39 Distribuzione della temperatura, vista dal basso

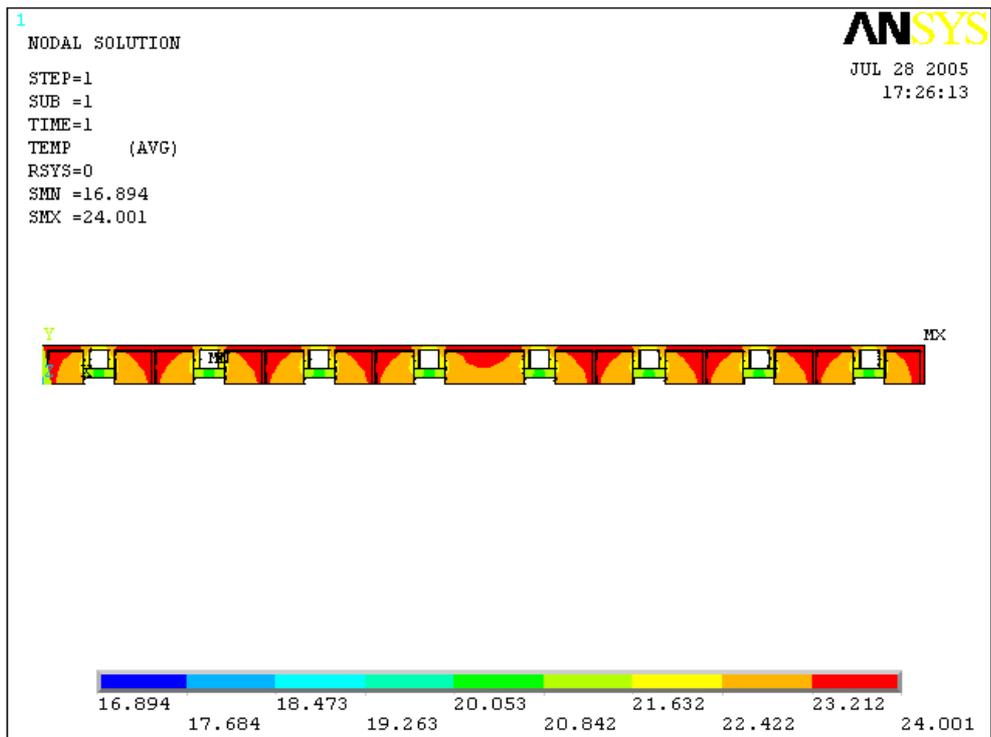


Fig. 6.40 Distribuzione della temperatura, vista frontale

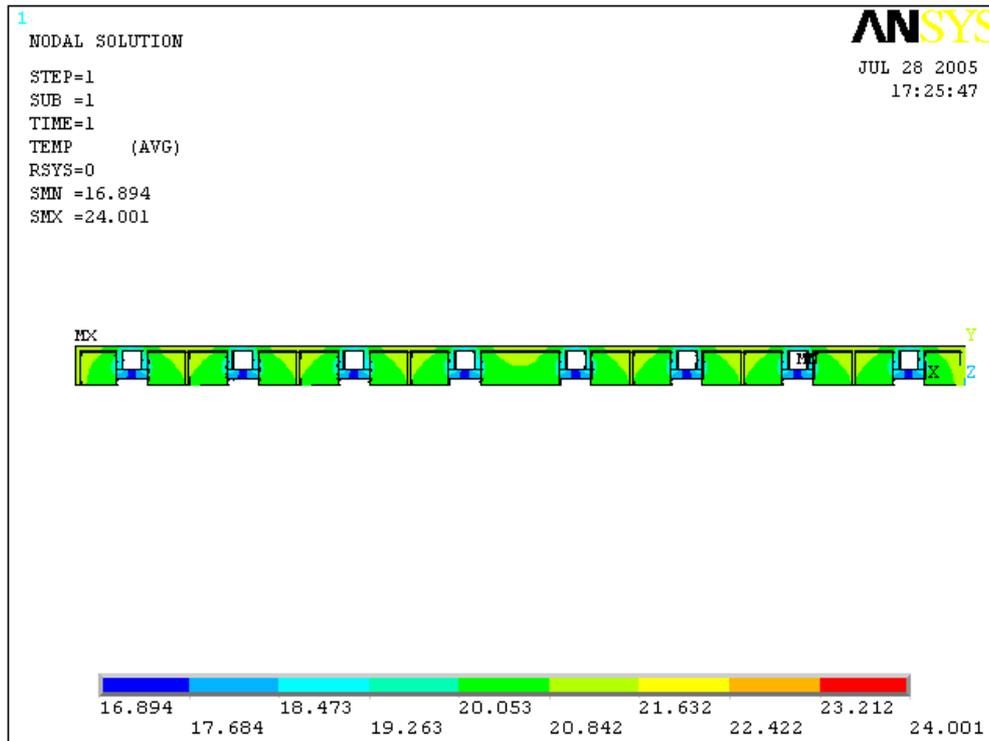


Fig. 6.41 Distribuzione della temperatura, vista frontale

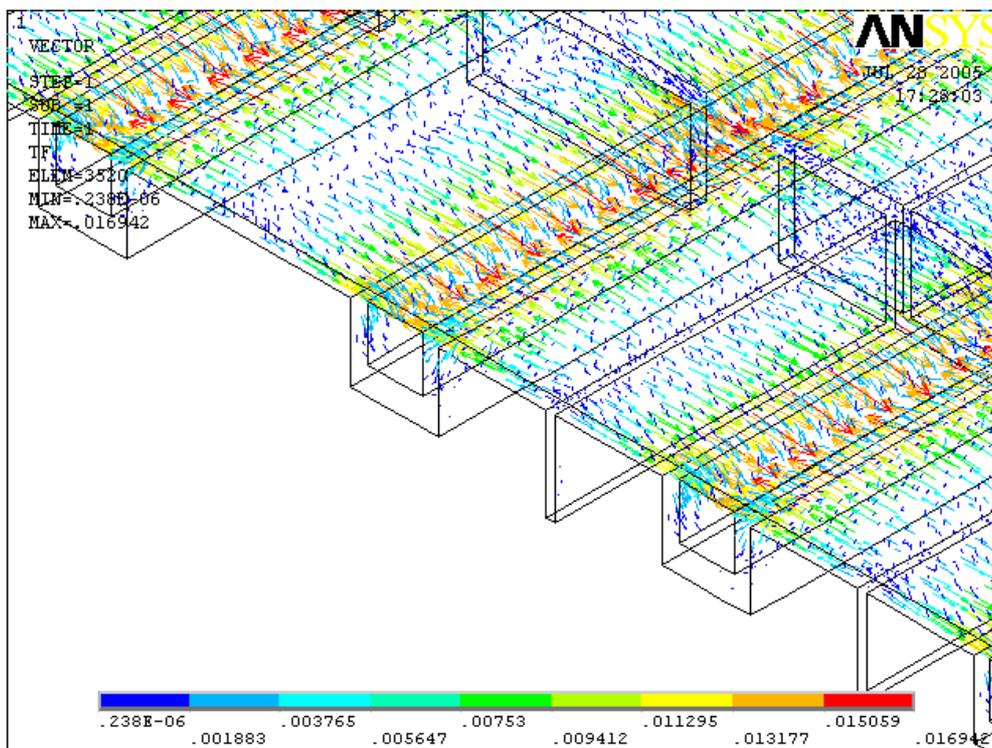


Fig. 6.42 Rappresentazione vettoriale del flusso termico

I risultati ottenuti mettono immediatamente in evidenza i netti miglioramenti termici che si possono ottenere dall'utilizzo di questa particolare cold plate.

Il circuito in parallelo sfrutta appieno l'aumento del coefficiente di scambio termico in presenza di campo elettrico in quanto con una tale configurazione si riesce a sopperire al problema del basso calore specifico del fluido FC-72 che comporta notevoli complicazioni in un circuito in serie.

Le temperature risultanti sono notevolmente inferiori rispetto a tutti gli sviluppi e in particolar modo rispetto al progetto ISS.

Il salto termico sulla superficie di scambio si è sensibilmente ridotto e ciò, come anticipato, implica indiscutibili vantaggi termici e non. Con un simile modello potremmo dissipare potenze termiche fino a 450W e cioè il 50% in più rispetto al progetto della Daimler-Benz.

Il flusso termico evidenzia un andamento regolare, ossia la quantità di calore che fluisce dalla destra e dalla sinistra dei condotti è la stessa, per i motivi visti in precedenza e cioè che le temperature sulle sezioni trasversali della piastra hanno un andamento oscillatorio costante.

Le considerazioni effettuate sulle due configurazioni ci ha portato a considerare la configurazione in parallelo come l'unica possibile alternativa per il presente progetto della cold plate.

6.4.3 Analisi strutturale

Procediamo ora con un'analisi strutturale agli elementi finiti per vedere se otteniamo dei risultati paragonabili alla cold plate ISS in grado quindi di soddisfare le specifiche strutturali del problema.

•) Analisi modale

Come abbiamo già visto, l'analisi modale ci ha fornito un valore della prima frequenza propria pari a $\omega_1 = 42.227$ Hz. Tale valore, che rientra nei valori ammissibili, è relativo però ad una distribuzione uniforme delle masse rappresentanti il peso dell'equipaggiamento elettronico.

Vogliamo vedere, anche per conferire al progetto una maggior sicurezza e flessibilità di utilizzo, se riusciamo a mantenerci entro i valori ammessi distribuendo più eccentricamente la massa dell'equipaggiamento.

Anche in questo caso ricordiamo che gli elementi impiegati, i materiali e le condizioni al contorno sono rimasti invariati.

Vediamo nella seguente figura il modello, la mesh, i vincoli e gli elementi massa del problema.

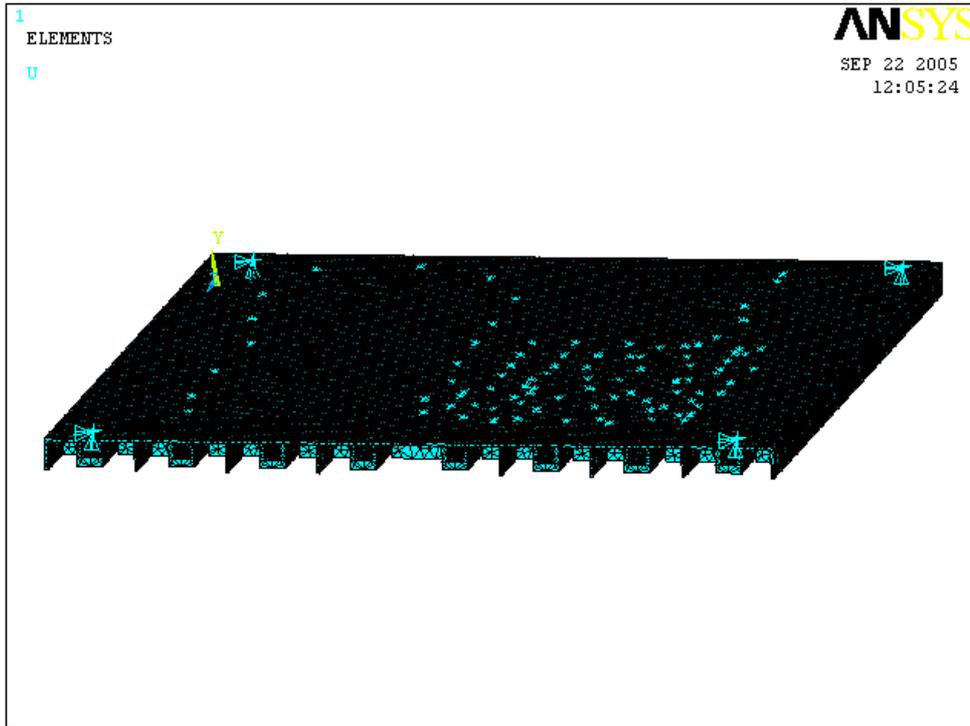


Fig. 6.43 Vincoli, mesh e elementi massa

Vediamo quindi quanto variano le prime frequenze proprie con una distribuzione della massa più eccentrica.

SET	TIME/FREQ	LOAD	STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	37.790	1	1	1	
2	100.29	1	2	2	

Come si vede, la prima frequenza propria rimane al di sopra delle 35 Hz ammissibili conferendo in questo modo alla struttura la disponibilità di disporre i pesi dell'equipaggiamento anche in maniera non uniformemente distribuita.

Bisogna sottolineare che in questo caso la prima frequenza propria si abbassa di più della prima alternativa studiata. Ciò è da attribuirsi al fatto che, come si vede in Fig.6.43, le masse sono più eccentriche e maggiormente addensate nello spigolo della cold plate rispetto al progetto precedentemente analizzato(vedi Fig.6.18).

Si mostrano di seguito le due deformate, al primo e al secondo modo proprio.

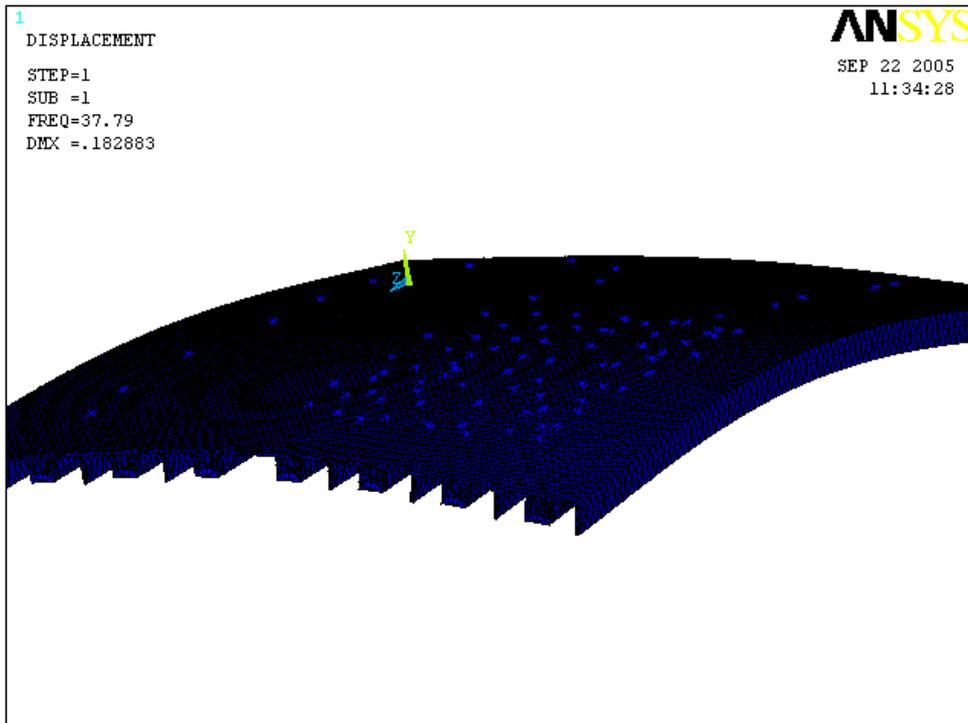


Fig. 6.44 Deformata al primo modo proprio

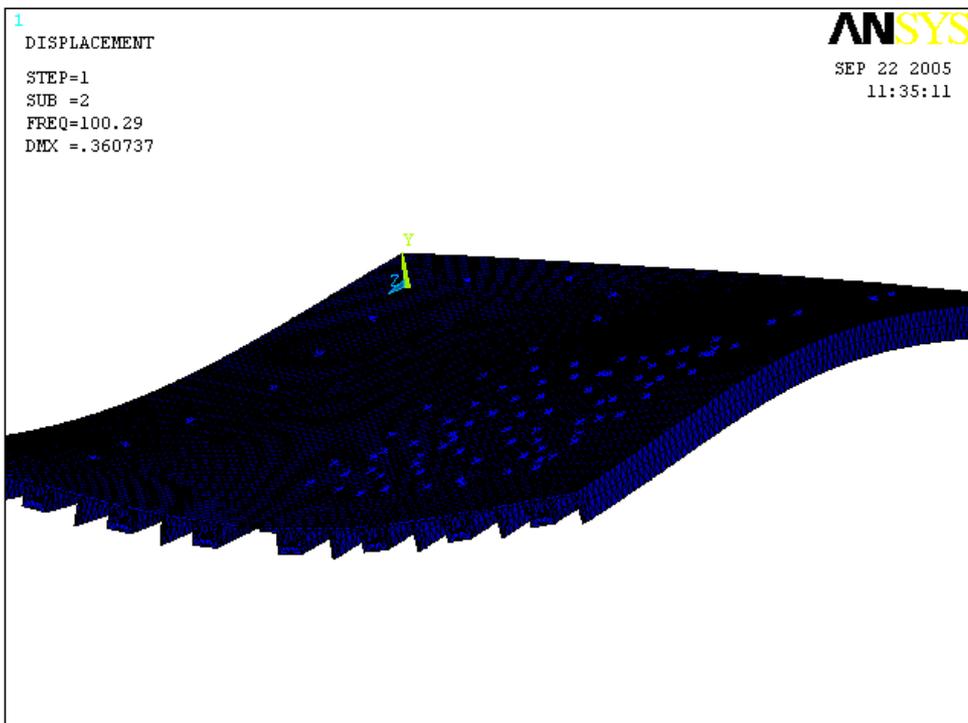


Fig. 6.45 Deformata al secondo proprio

•) Analisi spettrale PSD

Illustriamo in seguito i risultati ottenuti da un'analisi spettrale PSD condotta su questo modello della cold plate.

Innanzitutto è necessario precisare che per avere un confronto reale con il progetto ISS, l'analisi è stata affrontata su una cold plate a massa uniformemente distribuita sulla superficie.

Le condizioni al contorno saranno quindi le stesse del problema affrontato nel Cap.4, l'eccitazione spettrale sarà lo spettro di accelerazioni illustrato in figura 4.35 Cap.4, anche in questo caso tale spettro sarà trasmesso alla struttura attraverso i vincoli agli spigoli che rappresentano l'interfaccia della cold plate al relativo rack.

Quello che otterremo saranno ancora delle deviazioni standard delle variabili studiate che saranno poi paragonate con i risultati acquisiti nell'analisi del progetto ISS per avere un termine di riferimento reale e sicuro.

Ci andremo a ricavare quindi le deviazioni standard degli spostamenti, delle deformazioni, delle tensioni e la risposta dinamica PSD del sistema.

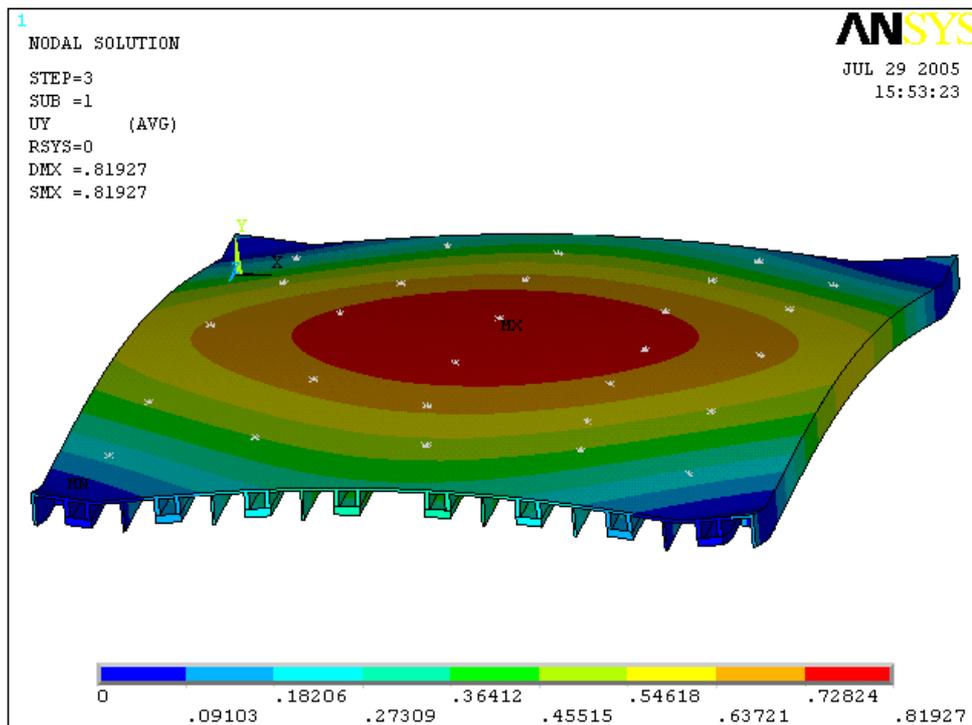


Fig. 6.46 Deviazione standard degli spostamenti lungo Y

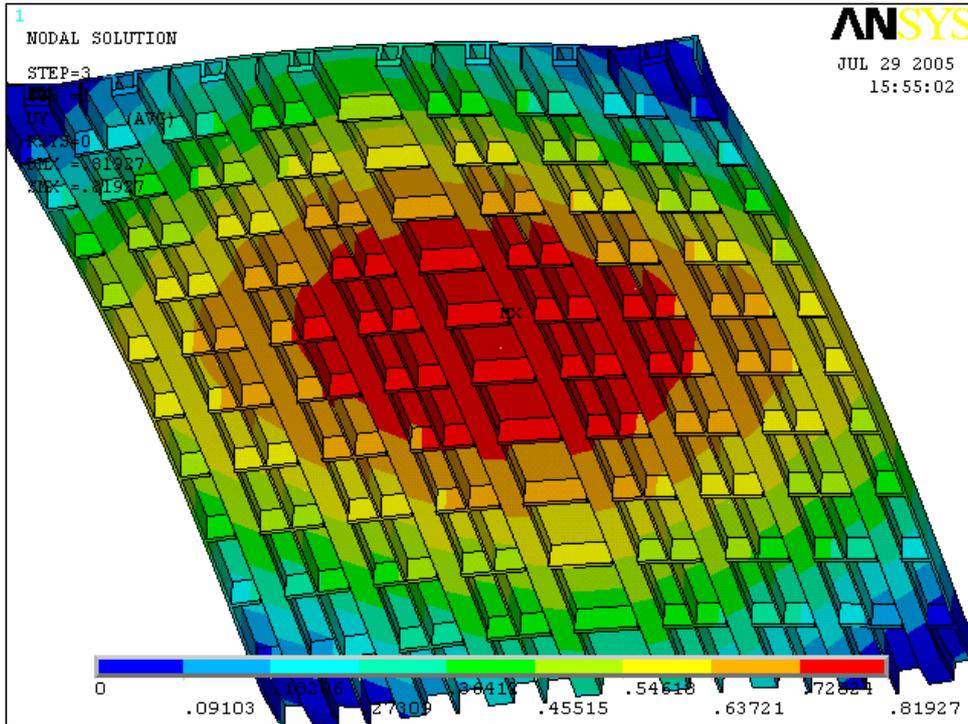


Fig. 6.47 Deviazione standard degli spostamenti lungo Y, vista dal basso

L'analisi dimostra l'assoluta comparabilità dei risultati ottenuti con quelli della cold plate ISS (vedi Fig.4.37 del Cap.4). La simmetria delle deviazioni, anche in questo caso, è dovuta alla casuale uniformità della distribuzione degli elementi massa.

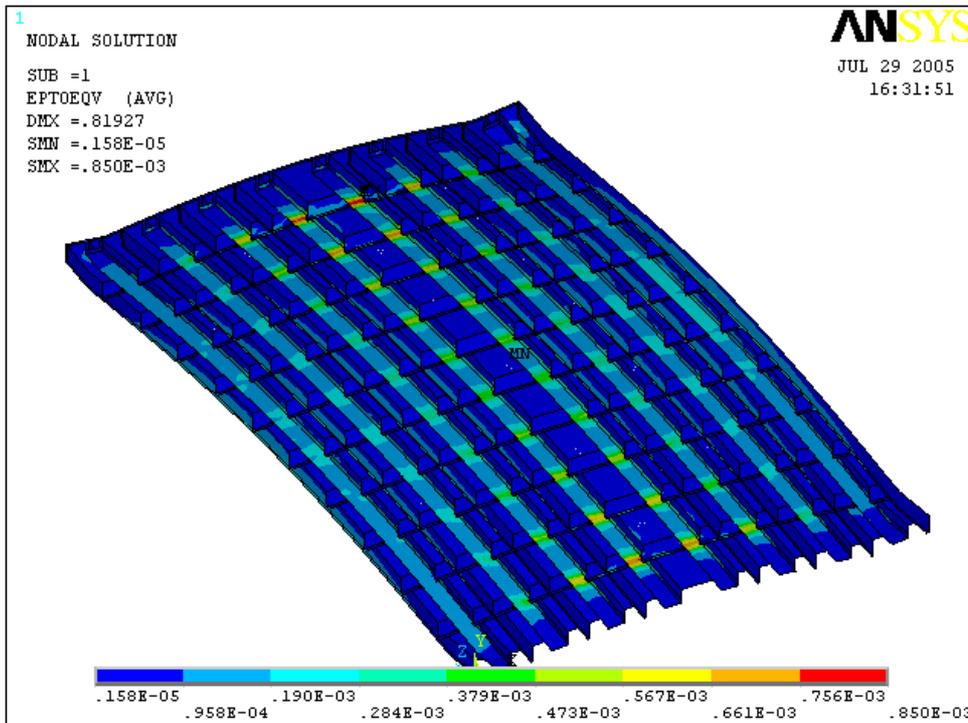


Fig. 6.48 Deviazione standard delle deformazioni equivalenti

La Fig.6.48 mostra le deviazioni standard delle deformazioni, come si nota i valori sono prossimi allo zero. Vediamo le tensioni.

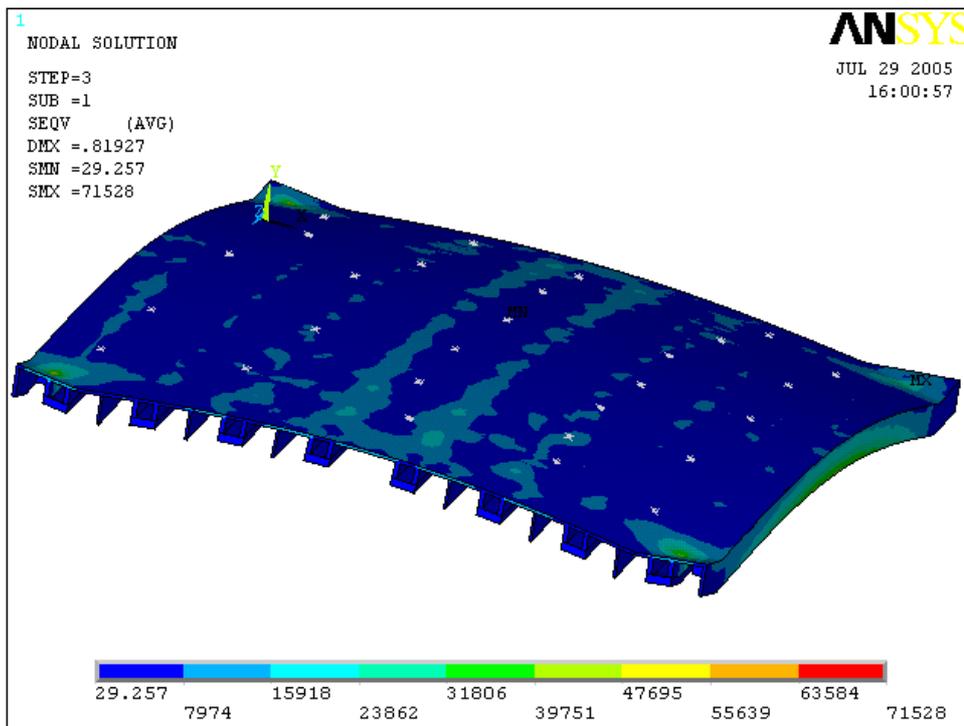


Fig. 6.49 Deviazione standard delle tensioni di Von Mises

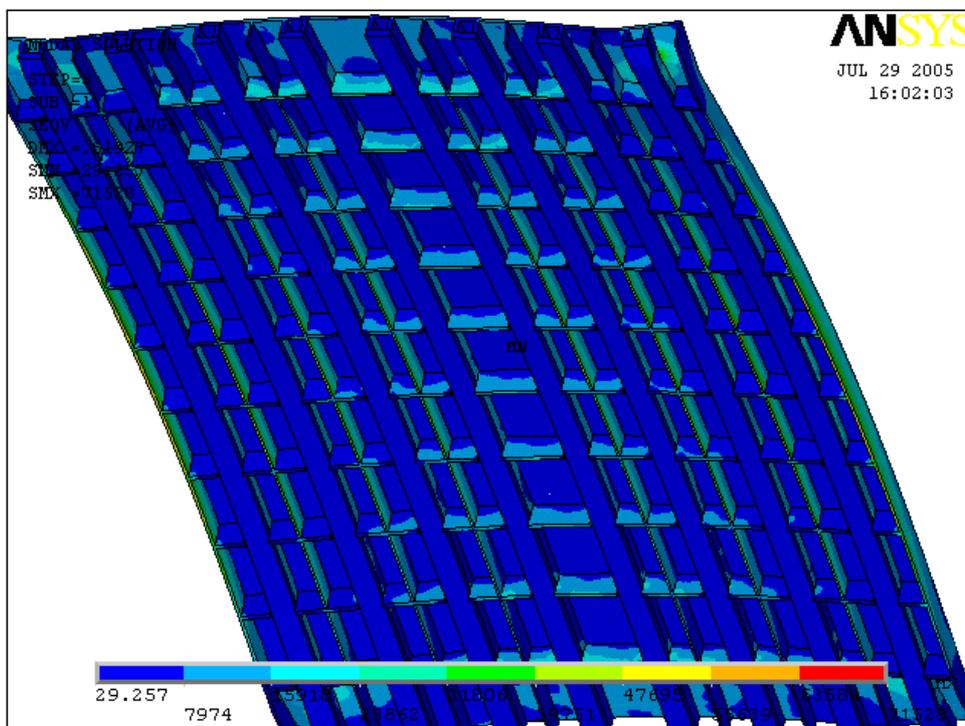


Fig. 6.50 Deviazione standard delle tensioni di Von Mises, vista del basso

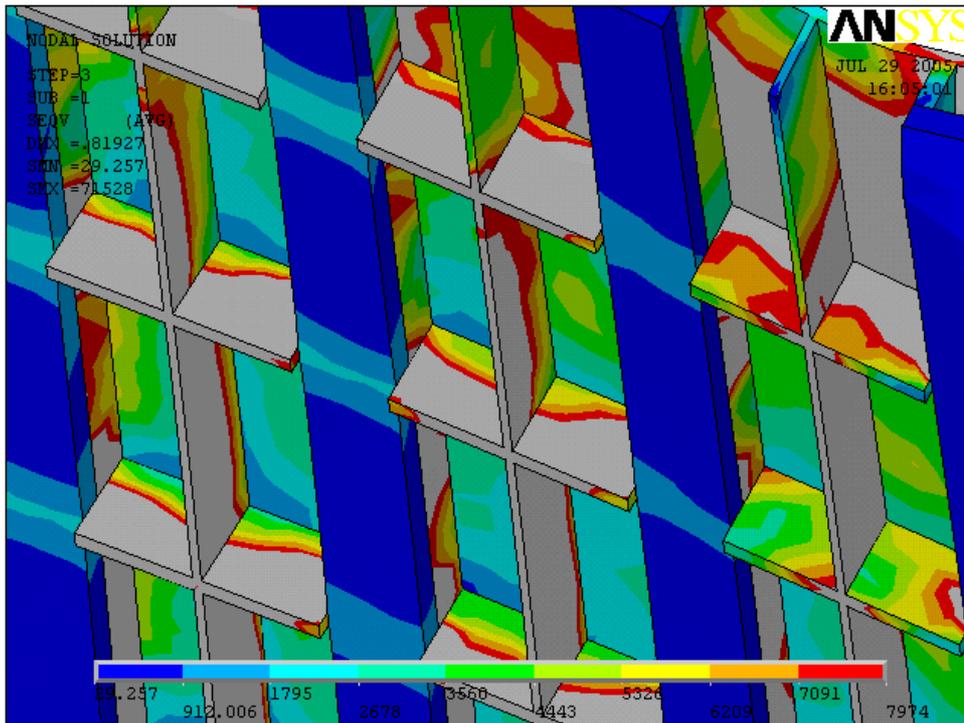


Fig. 6.51 Zoom su deviazione standard delle tensioni di Von Mises

Le Fig.6.49 e 6.50 mostrano che lo stato di sollecitazione sull'intera cold plate è molto ridotto. I massimi delle tensioni si riscontrano in corrispondenza dei punti vincolati mentre nelle restanti zone della piastra le deviazioni standard si assestano su valori di pochi MPa.

Nella Fig.6.51, infine, si è voluto ridurre la scala dei valori per vedere più precisamente lo stato di sollecitazione che può insorgere nel collante.

Come si vede la tensione massima raggiunge gli 8 MPa circa, valore ben al di sotto della resistenza a trazione della colla pari a 63.4 MPa (vedere Par.5.6.3 Cap.5).

Quest'ultima considerazione è stata affrontata per ottenere una stima di massima del comportamento strutturale della colla.

CAPITOLO 7

Conclusioni e sviluppi futuri

7 Conclusioni e sviluppi futuri

7.1 Conclusioni e sviluppi futuri

Il presente lavoro si è inserito all'interno di uno studio più ampio e approfondito, portato avanti negli ultimi anni dal laboratorio LOTHAR (*Low gravity and THERmal Advanced Research*) del dipartimento di Energetica dell'Università degli Studi di Pisa, per l'aumento del coefficiente di scambio termico in presenza di campo elettrico.

Si è cercato quindi di sfruttare i vantaggi termici ottenuti dai suddetti studi per cercare di migliorare l'efficienza del dissipatore di calore a Cold Plate attualmente in funzione sulla stazione spaziale internazionale (ISS).

L'obiettivo della presente tesi era quello di riuscire a presentare un'unica soluzione progettuale capace di tradurre i miglioramenti termici in una diretta diminuzione dei pesi della cold plate.

Dopo numerose evoluzioni, la dipendenza tra vincoli strutturali e termici ha portato al concepimento di due soluzioni alternative entrambe vantaggiose ma per alcuni aspetti differenti.

La prima soluzione prevede una cold plate con una massa inferiore al progetto ISS, la riduzione delle masse implica degli indiscutibili vantaggi economici in termini di trasporto nello spazio del payload, basti pensare che un chilogrammo di massa in più da trasportare costa all'incirca 20000\$. I vincoli strutturali in gioco non hanno permesso il totale sfruttamento dei benefici termici a disposizione qualora si cerchi una diminuzione della massa della cold plate. Questa soluzione è capace, comunque, di tradurre direttamente il vantaggio termico in riduzione dei pesi.

La seconda soluzione prevede una cold plate con una massa sostanzialmente invariata rispetto al progetto ISS ma con un'efficienza termica molto superiore. In questo caso è possibile, quindi, disporre sul dissipatore un equipaggiamento elettronico capace di erogare potenze termiche maggiori di quello che è attualmente montato sulla cold plate ISS.

Questo modello non permette una diretta riduzione dei pesi, è però importante considerare che le moderne tecnologie di fabbricazione dei sistemi elettronici tendono a comprimere al massimo le dimensioni dei componenti degli strumenti cercando di mantenere inalterata l'efficienza elettronica del processo.

È possibile pertanto cercare di ottenere un equipaggiamento elettronico in grado ugualmente di assolvere le proprie mansioni in uno spazio ridotto.

Questo fattore si coniuga bene con il presente progetto in quanto è capace di dissipare la stessa potenza termica con una minor superficie di scambio termico.

Avendo quindi a disposizione un equipaggiamento elettronico meno ingombrante è possibile a questo punto montarlo su una cold plate più piccola. Otteniamo così una riduzione delle masse in gioco avendo ridotto la superficie di scambio termico necessaria a dissipare la potenza termica dei componenti elettronici.

Così facendo non otterremmo direttamente una riduzione della massa della cold plate ma riusciremmo comunque a diminuire i pesi che devono essere trasportati nello spazio.

Si è visto dunque che i vantaggi derivanti dall'applicazione di un campo elettrico all'interno di processi di scambio termico sono oggettivamente applicabili ai dissipatori di calore a cold plate per applicazioni spaziali.

Nel caso specifico della presente tesi, molte sono state le variabili e i vincoli progettuali da prendere in considerazione, dovendosi necessariamente attenere ai dati che ESA ci ha fornito, la progettazione ha presentato due diverse soluzioni per tentare di sfruttare al massimo i benefici derivanti da questa tecnica.

Gli ulteriori sviluppi che potranno interessare il presente lavoro potrebbero prevedere una collaborazione più diretta con ESA al fine di studiare nuove soluzioni progettuali per il gruppo *rack-cold plate*.

Le dimensioni degli alloggi per la cold plate potrebbero essere modificate ed adeguate alle nuove soluzioni presentate. Si potrebbe inoltre cercare un sistema alternativo di bloccaggio della cold plate al rack in modo da permettere una maggiore flessibilità nell'ambito della progettazione strutturale.

Ulteriori interventi potrebbero essere apportati direttamente sulla cold late. In primo luogo si potrebbero studiare soluzioni diverse per il bloccaggio delle piastre di alluminio alla superficie dell'acciaio.

Si potrebbe sostituire il collante con un qualche collegamento smontabile, in questo caso i problemi potrebbero nascere dagli ingombri visto il poco spazio a disposizione per la presenza delle spallette trasversali e longitudinali.

Volendo invece mantenere il collante come sistema di bloccaggio, allora si rende necessario uno studio più dettagliato e approfondito sullo stato di sollecitazione che si genera all'interfaccia tra alluminio e acciaio in seguito ai carichi termici e strutturali.

BIBLIOGRAFIA

-
- [1] **Incropera F.P, De Witt D.P.**
Fundamentals of heat and mass transfer
John Wiley & sons, Inc. New York 1981
- [2] **Çengel Yunus A.**
Termodinamica e trasmissione del calore
Mc Graw-Hill Italia srl, Milano 1998
- [3] **Metais B., Eckert E.R.G.**
Forced, mixed and free convection regimes
J. Heat Transfer, 86, 295-296 (1964)
- [4] **C.Carmignani**
Dinamica strutturale
Edizioni ETS, Pisa 2001
- [5] **D.E.Newland**
An introduction to random vibrations and spectral analysis
LONGMAN GROUP LIMITED London 1975
- [6] **André Preumont**
Random Vibrations and Spectral Analysis
G.M.L. Gladwell, Solid Mechanics Division, Faculty of Engineering University of Waterloo, Ontario, Canada
- [7] **Sixth European Symposium on Space Environmental Control Systems**
Noordwijk, The Netherlands 20-22 May 1997
- [8] **L.Bertini**
Appunti delle lezioni di Progettazione Assistita delle Strutture Meccaniche
Dipartimento d'ingegneria Meccanica, Nucleare e della Produzione, facoltà d'ingegneria dell'Università degli Studi di Pisa.
- [9] **J.Maguire, D.J.Dawswell, L.Gould**
Selected Benchmarks for Forced Vibrations
NAFEMS Ref: R0016
- [10] **Barsali, Barsotti, Rosa**
Lezioni di disegno di macchine
San Marco Litotipo, Lucca

APPENDICE A

Influenza del liquido sull'analisi strutturale

A.1 Influenza del fluido sull'analisi strutturale

A.1.1 Introduzione

Le analisi condotte sulla cold plate ISS e i conseguenti risultati sono relativi alla configurazione priva di fluido refrigerante all'interno dei condotti.

Nella presente appendice si vuole verificare l'influenza della presenza del fluido sull'analisi strutturale, in particolar modo risulta interessante vedere l'effetto sulla prima frequenza propria della struttura.

Condurremo pertanto un'analisi modale del modello della cold plate ISS a circuito idraulico carico.

A.1.2 Modellazione

L'analisi è stata condotta sul solito modello studiato per la cold plate ISS, l'unica variazione riguarda appunto l'immissione dell'acqua nei condotti.

Per semplificare la modellazione si è ritenuto conveniente discretizzare anche lo spazio riservato alla circolazione del fluido salvo poi attribuire ai corrispondenti elementi le caratteristiche di un fluido. Sostanzialmente il fluido si è schematizzato attribuendogli la propria densità e un modulo d'elasticità lineare pressoché nullo. Illustriamo il modello ottenuto.

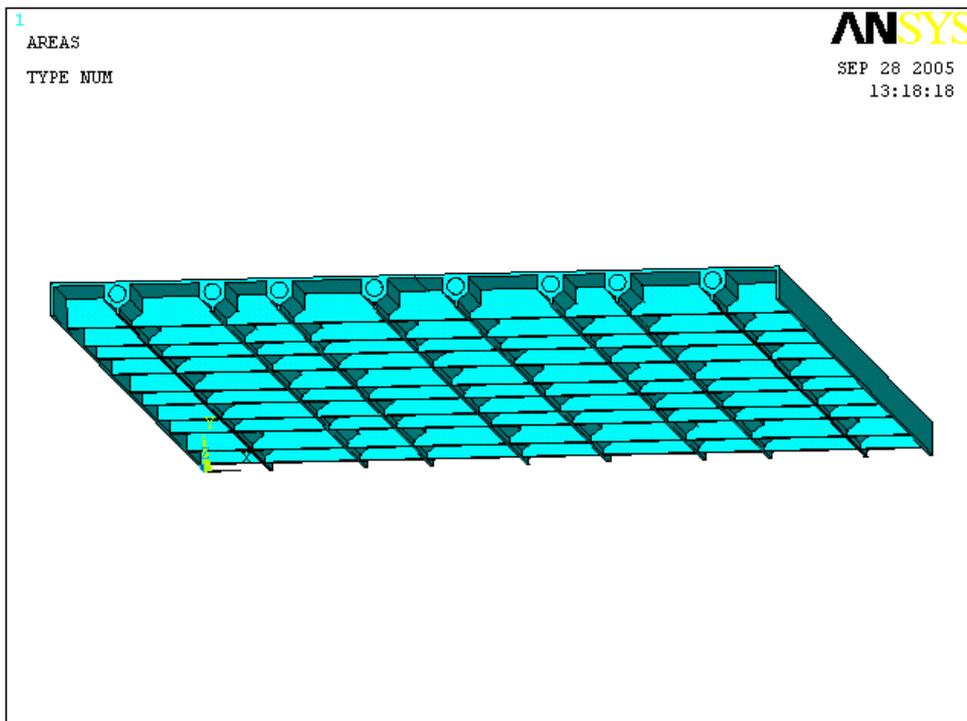


Fig.A 1 Modello con acqua

Le condizioni al contorno del problema sono le stesse delle analisi precedentemente affrontate con l'aggiunta del fluido refrigerante nei condotti.

Per la meshatura si sono impiegati i soliti elementi dei problemi già studiati. Mostriamo quindi il modello vincolato e discretizzato che si è ottenuto.

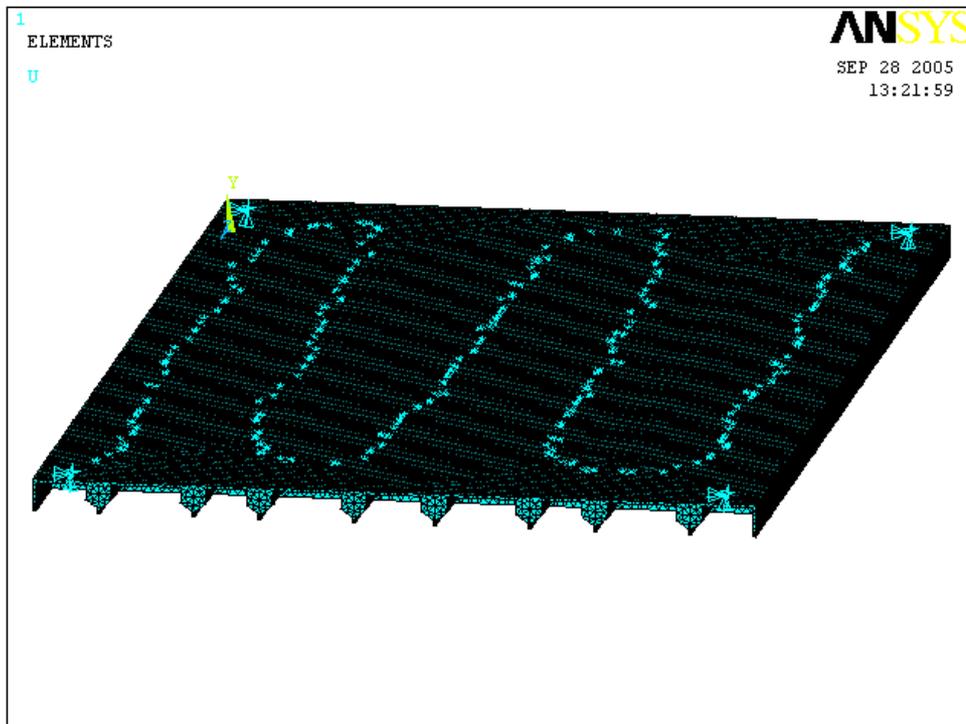


Fig.A 2 Vincoli e mesh del modello con acqua

A.1.3 Risultati dell'analisi FEM

A questo punto, dopo aver condotto un'analisi modale sul modello sopra esposto, vogliamo prendere visione delle prime frequenze proprie della struttura:

SET	TIME/FREQ	LOAD STEP	SUBSTEP	CUMULATIVE
1	46.992	1	1	1
2	83.234	1	2	2

Come si nota dai risultati ottenuti l'incidenza del fluido refrigerante sulle frequenze proprie della struttura è molto bassa. Ciò conferma la validità delle analisi condotte dall'ESA essendo state affrontate su una cold plate a circuito idraulico scarico.

APPENDICE B

Cenni sulla teoria degli elementi finiti

B.1 Cenni sulla teoria degli elementi finiti

B.1.1 Introduzione

Nella presente appendice si vuole dare alcuni cenni sulla teoria degli elementi finiti. Tale teoria è impiegata dal software Ansys per risolvere i sistemi di equazioni alle derivate parziali che regolano gran parte dei problemi fisici.

Poiché le analisi condotte all'interno della presente tesi hanno impiegato il software Ansys, ci è parso congruo richiamare la teoria alla base del programma.

B.1.2 Il metodo degli elementi finiti

Gran parte dei problemi di fluidodinamica, termodinamica, elasticità etc, possono essere posti nella forma di sistema di equazioni alle derivate parziali

$$\begin{cases} \Delta^2 u + \frac{1}{1-2\nu} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{X}{G} = 0 \\ \Delta^2 v + \frac{1}{1-2\nu} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{Y}{G} = 0 \\ \Delta^2 w + \frac{1}{1-2\nu} \cdot \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{Z}{G} = 0 \end{cases} \quad (2.1)$$

La soluzione analitica di tale sistema è molto complessa, solo introducendo significative semplificazioni è possibile giungere a una soluzione, altrimenti possiamo utilizzare tecniche di soluzione approssimate come:

- Differenze finite
- Elementi Finiti
- Elementi di contorno

Il Metodo degli Elementi Finiti (MEF) è oggi di gran lunga il più diffuso, soprattutto a causa della sua estrema versatilità.

L'idea centrale del MEF è quella di determinare le funzioni incognite u , v e w della (2.1) attraverso funzioni sostitutive che approssimino u , v e w con un errore accettabile ai fini pratici e siano relativamente facili da calcolare.

Lo studio di un problema meccanico quindi passa necessariamente attraverso la discretizzazione della struttura in tanti elementi la cui integrazione fornisce la soluzione approssimata della (2.1)

B.1.3 Comportamento meccanico del singolo elemento

Vogliamo vedere qual è il comportamento meccanico di un singolo elemento, in questo caso per una maggiore semplicità si prende in considerazione un elemento piano triangolare a tre nodi.

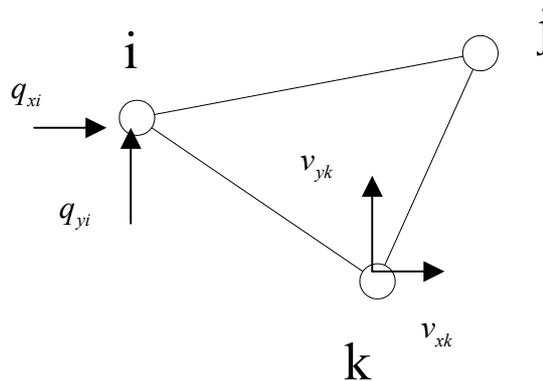


Fig.B 1 Elemento triangolo

L'elemento è formato da tre nodi con due gradi di libertà per ciascun nodo, i gradi di libertà totali quindi saranno dati dal prodotto del numero dei nodi per i rispettivi gradi di libertà, in questo caso avremo pertanto sei gradi di libertà totali.

Come si vede in figura ogni nodo ha due componenti dello spostamento e due componenti del carico, le componenti complessive formano un campo di spostamenti e di forze che può essere riassunto nella seguente forma:

$$\{P^e\} = \begin{Bmatrix} P_1^e \\ P_2^e \\ P_3^e \\ P_4^e \\ P_5^e \\ P_6^e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} q_{xi} \\ q_{yi} \\ q_{xj} \\ q_{yj} \\ q_{xk} \\ q_{yk} \end{Bmatrix} \quad \{U^e\} = \begin{Bmatrix} u_1^e \\ u_2^e \\ u_3^e \\ u_4^e \\ u_5^e \\ u_6^e \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} v_{xi} \\ v_{yi} \\ v_{xj} \\ v_{yj} \\ v_{xk} \\ v_{yk} \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

Se lo studio è condotto in campo lineare, per risalire agli spostamenti attraverso le forze utilizziamo una *matrice di rigidezza* $[K^e]$ che ci permette di ottenere la relazione:

$$\begin{matrix} \{P^e\} \\ \mathbf{6 \times 1} \end{matrix} = \begin{matrix} [K^e] \\ \mathbf{6 \times 6} \end{matrix} \cdot \begin{matrix} \{U^e\} \\ \mathbf{6 \times 1} \end{matrix} \quad (2.3)$$

La matrice di rigidezza dell'elemento $[K^e]$ viene calcolata con il metodo degli spostamenti, assegnando cioè un valore unitario ad una generica componente del vettore $\{U^e\}$ e ricavando così, applicando la (2.3), la rispettiva il valore corrispondente di $k_{m,n}$.

A livello fisico il termine $k_{m,n}$ di $[K^e]$ è pari alla reazione vincolare presente secondo il grado di libertà "m" ($m=1,..6$), se si applica un sistema di spostamenti nodali in cui tutte le componenti sono nulle tranne la "n-esima" che assume un valore pari a 1.

B.1.4 Spostamenti nei punti interni all'elemento

Dopo aver visto cosa succede a livello nodale, ci preoccupiamo adesso di vedere come possiamo caratterizzare gli spostamenti dei punti interni all'elemento.

Dobbiamo pertanto stabilire una connessione tra gli spostamenti nodali e quelli dei punti interni all'elemento.

Definiamo allora delle *funzioni di forma* o *shape functions* che riescono a definire un campo di spostamenti dei punti dell'elemento in relazione agli spostamenti nodali.

Matematicamente possiamo riassumere il tutto nella relazione:

$$\{v(x,y)\} = \begin{Bmatrix} v_x(x,y) \\ v_y(x,y) \end{Bmatrix} = [N^e(x,y)] \cdot \{U^e\} \quad (2.4)$$

dove $v(x,y)$ è uno spostamento di un generico punto all'interno dell'elemento, $N^e(x,y)$ è la matrice delle funzioni di forma e $\{U^e\}$ è il campo di spostamenti nodali dell'elemento.

Ogni funzione di forma rappresenta il "peso" (dipendente dalla posizione del punto all'interno dell'elemento) che ciascuna componente di spostamento nodale ha nel determinare lo spostamento del punto interno.

Queste funzioni di forma possono rappresentare campi di spostamento lineari, bilineari, quadratici etc a seconda dell'elemento impiegato nella discretizzazione.

Per l'elemento illustrato in Fig.B.1 la funzione di forma è rappresentata dalla relazione.

$$N = a + b \cdot X + c \cdot Y \quad (2.5)$$

ossia un campo di spostamenti lineare in X e Y.

Avendo a disposizione tutti gli spostamenti di qualsiasi punto interno all'elemento, possiamo andare a ricavarci le deformazioni attraverso le seguenti relazioni:

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_x = \frac{\partial v_x}{\partial x} \\ \varepsilon_y = \frac{\partial v_y}{\partial y} \\ \gamma_{xy} = \frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \end{array} \right. \quad (2.6)$$

Una volta ottenute le deformazioni possiamo risalire alle tensioni attraverso le equazioni costitutive dei continui.

Lo studio termico agli elementi finiti segue gli stessi principi ma adoterà ovviamente un sistema di equazioni alle derivate parziali le cui variabili non saranno gli spostamenti bensì le temperature.

Per ulteriori approfondimenti si rimanda a testi specifici come “Teoria degli elementi finiti” di C.Carmignani o gli appunti delle lezioni del corso di “Progettazione Assistita delle Strutture Meccaniche” del Prof. L. Bertini.

RINGRAZIAMENTI

Un sentito ringraziamento va al Prof. Walter Grassi per avermi dato l'opportunità di affrontare uno studio interessante e impegnativo mettendo a disposizione le sue notevoli qualità tecniche ed umane.

Grazie al Prof. Leonardo Bertini per aver seguito con interesse il presente lavoro.

Grazie agli ingegneri Testi, Della Vista e ai neo-ingegneri Torelli e Riccetti per i loro imprescindibili consigli tecnici ma soprattutto grazie alle persone Daniele, Davide, Gabriele e Nicola per la loro sincera e preziosa amicizia.

Grazie al perito industriale, ingegnere, professore, geometra, quello che sa mandare la macchina per il calore, quello che sta là, l'amico della Brigida e chi più ne ha più ne metta Roberto Manetti per la sua puntuale disponibilità e a tutti i parabolici che hanno gravitato nel laboratorio in questi mesi.

Senza stare a ricordare tutti, coloro i quali si sentano chiamati in causa sicuramente comparirebbero nell'elenco, ringrazio di cuore gli Amici e le Persone che mi sono state vicine in questa lunga traversata.

Ma il ringraziamento più profondo va a Simonetta e Giampaolo i quali hanno fatto tutto ciò che era nelle loro possibilità affinché raggiungessi questo traguardo, sempre pronti all'incoraggiamento e mai aggiungendo ulteriori esigenze, vincoli o pressioni ad un percorso universitario di per sé già impegnativo per le mie capacità.