

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PISA

Facoltà di Ingegneria

Tesi di Laurea in Ingegneria Aerospaziale

**Progetto del sistema di bloccaggio opto-meccanico di
un prisma ottico per un telescopio spaziale
operante a temperatura criogenica**

Relatori:

Prof. Ing. Mario Chiarelli

Prof. Ing. Agostino Lanciotti

Dott. Ing. Giuseppe Mondello

Candidato:

Maurizio Amato

Ad Andrea e Paolo,
compagni di studi
ma soprattutto amici,
di cui rimangono
splendidi ricordi.

INDICE

Capitolo 1

INTRODUZIONE	4
1.1 SCOPO DELLA TESI	4
1.2 IL PROGETTO GAIA	5
1.2.1 La missione	6
1.2.2 Struttura del satellite e del modulo di carico	8
1.2.3 Spettrometro di velocità radiale (RVS)	10
1.3 PRESENTAZIONE DELL'AZIENDA	11

Capitolo 2

SPETTROMETRO DI VELOCITÀ RADIALE	13
2.1 FUNZIONE DELL'OMA	14
2.2 REQUISITI E PRESTAZIONI DELL'OMA	17
2.3 SIGENZE GENERALI DI PROGETTO	22
2.4 ASPETTI STRUTTURALI DELL'OMA	23
2.5 SCELTE EFFETTUATE	25
2.5.1 Tipo di montaggio dell'assieme RVS-OMA	25
2.5.2 Elemento ottico significativo considerato	25

Capitolo 3

MATERIALI E MONTAGGI OPTO-MECCANICI	26
3.1 MATERIALI OPTO-MECCANICI	26
3.2 POSSIBILI MONTAGGI OTTICI	28
3.2.1 Collegamento adesivo	28
3.2.2 Fusione	29
3.2.3 Bloccaggio meccanico	29
3.2.4 Scelta del tipo di montaggio ottico	31
3.3 BIRIFRANGENZA ED ERRORE DEL FRONTE D'ONDA	31

Capitolo 4

PROGETTO OPTO-MECCANICO DELL'ASSIEME PRISMA	34
4.1 STRUTTURA DI BLOCCAGGIO	34
4.2 PRISMA (P1)	35
4.3 REQUISITI	37
4.3.1 Massa	37
4.3.2 Frequenza di risonanza	38
4.3.3 Temperatura	38

4.3.4	Carico di progetto	39
4.3.5	Tensioni	40
4.3.6	Microdistorsioni superficiali	41
4.3.7	Spostamenti del Prisma P1	42
4.3.8	Tabella riepilogativa dei requisiti	43

Capitolo 5

ANALISI DI SENSIBILITÀ DEL PRISMA	44	
5.1	CARICO APPLICATO E CARATTERISTICHE DEL MATERIALE DEL PRISMA P1	45
5.2	MODELLO GEOMETRICO DEL PRISMA P1	46
5.3	MODELLO AD ELEMENTI FINITI	47
5.4	CASO DI CARICO 1: FORZE INERZIALI AL LANCIO	48
5.4.1	Casi analizzati	48
5.4.2	Risultati	49
5.5	CASO DI CARICO 2: FORZE DI BLOCCAGGIO	53
5.5.1	Calcolo delle pressioni sul Prisma P1	53
5.5.2	Casi analizzati	56
5.5.3	Risultati	58
5.6	RIEPILOGO	62

Capitolo 6

DISEGNO DELL' ASSIEME P1	63	
6.1	MATERIALI DELL' ASSIEME P1	65
6.2	LEGATURA OTTICA DELL' ASSIEME P1	66
6.3	ELEMENTI ELASTICI	67
6.3.1	Molla a balestra	68
6.3.2	Molla a sbalzo	72
6.4	CILINDRI DISTANZIALI	76

Capitolo 7

ANALISI MODALE DELL' ASSIEME PRISMA	77	
7.1	LEGATURA OTTICA SCHEMATIZZATA: SOLUZIONE N. 1	79
7.1.1	Modello geometrico	79
7.1.2	Modello ad elementi finiti	81
7.1.3	Risultati	87
7.2	LEGATURA OTTICA SCHEMATIZZATA: SOLUZIONE N. 2	90
7.2.1	Modello geometrico	90
7.2.2	Modello ad elementi finiti	91
7.2.3	Risultati	92
7.3	CONCLUSIONI DELL' ANALISI MODALE	95

Capitolo 8

MODELLO GEOMETRICO E AD ELEMENTI FINITI DELL'ASSIEME PRISMA	96
8.1 MODELLO GEOMETRICO	96
8.1.1 Legatura ottica	97
8.1.2 Molla a balestra	99
8.1.3 Molla a sbalzo	101
8.1.4 Cilindri distanziali	102
8.2 MASSE	104
8.3 MODELLO AD ELEMENTI FINITI	104
8.3.1 Contatti tra elementi	105
8.3.2 Mesh	112
8.3.3 Vincoli	119

Capitolo 9

ANALISI STATICA DELL'ASSIEME PRISMA	121
9.1 CASO DI CARICO 1: FORZE ELASTICHE DI BLOCCAGGIO	121
9.1.1 Tensioni	122
9.1.2 Reazioni sulle molle	134
9.1.3 Conclusioni per il caso di carico Forze elastiche di bloccaggio	135
9.2 CASO DI CARICO 2: FORZE INERZIALI AL LANCIO	136
9.2.1 Tensioni	137
9.2.2 Reazioni sulle molle	145
9.2.3 Conclusioni per il caso di carico Forze inerziali al lancio	146
9.3 RIEPILOGO TENSIONI E CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE ALL'ANALISI STATICA	147
9.3.1 Riepilogo tensioni risultanti	147
9.3.2 Considerazioni conclusive	147

Capitolo 10

ANALISI TERMO-ELASTICHE DELL'ASSIEME PRISMA	149
10.1 MODELLO AD ELEMENTI FINITI	150
10.1.1 Condizione di carico	150
10.1.2 Vincoli	150
10.2 RISULTATI DELL'ANALISI TERMO-ELASTICA	154
10.2.1 Tensioni	154
10.2.2 Reazioni sulle molle	165
10.2.3 Microdistorsioni superficiali e spostamenti del Prisma P1	166
10.2.4 Riepilogo risultati	175
10.3 CONSIDERAZIONI CONCLUSIVE	176

Capitolo 11

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI	178
11.1 CONCLUSIONI	178
11.2 SVILUPPI FUTURI	180
11.2.1 Modifica degli Elementi elastici	180
11.2.2 Sistema di compensazione termica	181

Appendice A

REQUISITI SUI FENOMENI OTTICI	182
A.1 REQUISITO DI ERRORE DEL FRONTE D'ONDA (WFE)	182
A.2 REQUISITO DI BIRIFRANGENZA	184

Appendice B

PROPRIETÀ DEI MATERIALI	185
B.1 INVAR M93	185
B.2 SUPRASIL 2	186
B.2.1 Determinazione del limite ammissibile a trazione	188
B.2.2 Determinazione del coefficiente di espansione termica medio	189

Appendice C

RISULTATI DELL'ANALISI MODALE SULL'ASSIEME PRISMA	190
C.1 SOLUZIONE 1	190
C.2 SOLUZIONE 2	194

Appendice D

DISEGNI DEI PRINCIPALI COMPONENTI	199
--	------------

<i>Bibliografia</i>	206
---------------------	-----

<i>Ringraziamenti</i>	208
-----------------------	-----

PREFAZIONE

Lo scopo della tesi è il progetto opto-meccanico del sistema di bloccaggio dei componenti ottici di uno spettrometro spaziale operante a temperatura criogenica.

Nell'ambito della missione spaziale GAIA, la Ditta Selex Galileo SpA ha la responsabilità della fornitura dello spettrometro per lo strumento Radial Velocity Spectrometer (RVS).

L'intero satellite GAIA deve operare in condizioni criogeniche (120 K). Lo spettrometro è costituito da un assieme di sei elementi ottici in quarzo, dall'alloggio meccanico degli stessi e dalla interfaccia con la struttura del satellite.

Le caratteristiche operative criogeniche, unite ai requisiti di prestazione ottica assai stringenti, pongono notevoli difficoltà progettuali, in particolare per quanto riguarda la stabilità dimensionale e di forma dei componenti ottici. Sono sufficienti spostamenti o distorsioni sub-micrometrici delle ottiche interne allo spettrometro per avere aberrazioni ottiche inaccettabili dal progetto dell'intero sistema. Ciò significa che il progetto meccanico non è stato guidato solo dai requisiti strutturali, pur critici a causa della fragilità delle ottiche in quarzo, ma anche da requisiti estremi di stabilità dimensionale.

La forma, dimensione e il materiale dei componenti ottici sono imposti dal progetto ottico di RVS.

Si tratta di un filtro per selezionare la lunghezza d'onda operativa, un reticolo di diffrazione e quattro prismi, per un peso totale di circa 12 kg di quarzo, con un peso allocato totale di 25 kg.

Nella tesi viene introdotta la missione spaziale GAIA, e in particolare le scelte costruttive dello spettrometro RVS (Capitoli 1 e 2).

Un capitolo a parte (Capitolo 3) è dedicato allo studio dei materiali e delle tecniche di progetto di legature ottiche sofisticate.

Dai requisiti dati per il progetto dello spettrometro RVS, si sono ricavati i requisiti di progetto per "l'Assieme Prisma", oggetto della tesi (Capitolo 4).

A partire dalle scelte architettoniche dello spettrometro, si è enucleato il progetto della legatura di uno dei prismi, in particolare il P1 che è il più pesante del lotto. La legatura è intesa come la struttura meccanica che sostiene il prisma mantenendone la stabilità dimensionale, e che si interfaccia all'elemento strutturale principale dello spettrometro, il "banco ottico". Per avere una ottima congruenza fra le contrazioni lineari del prisma e della legatura, si è scelto l'*Invar*. Questo materiale è largamente usato per strutture ottiche dove siano necessarie le minime dilatazioni termiche e le massime stabilità dimensionali. Il prisma è montato sulla legatura in *Invar* mediante un sistema di molle precaricate che ne bloccano tutti i gradi di libertà. Uno dei vantaggi è la relativa "sofficità" delle molle rispetto a altri tipi di giunto, in modo da limitare l'introduzione di stress sul quarzo sia durante le vibrazioni al lancio, sia nel passaggio dalla temperatura ambiente a quella operativa criogenica: le molle possono compensare eventuali microscorrimenti e diverse dilatazioni dei materiali a contatto senza introdurre aumenti di tensioni inaccettabili dal quarzo. Questo metodo è largamente impiegato in applicazioni di montaggi ottici criogenici e quando non possono venire impiegati giunti incollati.

Al Capitolo 5 sono state eseguite delle analisi di sensitività sul Prisma P1, onde accertarne la capacità di resistenza ai carichi. I casi di carico analizzati sono:

- Carichi inerziali al lancio;
- Carichi che simulano le forze delle molle precaricate.

Successivamente si è passati al progetto dell'Assieme Prisma (Capitolo 6), che comprende:

- Il prisma P1 in quarzo;
- La struttura di sostegno in *Invar*, collegata al banco ottico di RVS;
- Le molle di precarica;
- Distanziali interposti fra le molle e il prisma.

Al Capitolo 7 viene dimensionato l'assieme P1 fino ad ottenere il requisito di rigidità di 200 Hz rimanendo entro il peso allocato per la legatura, pari a circa 2 Kg.

Eseguito il dimensionamento viene definito il modello geometrico e il modello ad elementi finiti utilizzati per le analisi seguenti (Capitolo 8).

Al Capitolo 9 si procede alle analisi di verifica delle condizioni di carico in due casi diversi: un primo caso in cui sono applicate soltanto le forze elastiche di bloccaggio e l'altro caso in cui è presente anche il carico inerziale, simulando così la condizione di

lancio del satellite. Di tali casi di carico vengono analizzate le tensioni sui singoli componenti e l'effettivo carico esercitato dagli Elementi elastici.

Al Capitolo 10, invece, viene simulata la condizione operativa di RVS: oltre al carico dato dalle forze esercitate dalle molle, si aggiunge una temperatura uniforme di 120 K. In questo caso vengono analizzate le tensioni e anche le deformazioni del Prisma P1 per verificare il soddisfacimento dei requisiti ottici.

Infine nell'ultimo capitolo, Capitolo 11, si traggono le conclusioni e si accenna a possibili sviluppi migliorativi.

INTRODUZIONE

Lo Spettrometro di Velocità Radiale (RVS – *Radial Velocity Spectrometer*) è parte del telescopio spaziale GAIA progettato per scrutare oltre un miliardo di stelle durante tutta la sua vita.

Lo strumento RVS è composto principalmente da alcuni specchi, un piano focale su cui arrivano i fasci ottici riflessi sugli specchi e un componente intermedio denominato Assemblato Opto-Meccanico di RVS (OMA – *Optic-Mechanical Assembly*)

È proprio su questa parte che si concentra questo lavoro progettando la struttura meccanica dei componenti ottici che lo compongono. Tali elementi ottici sono sei: un filtro ottico, un reticolo e quattro lenti prismatiche, che devono essere bloccati in posizione tra loro all'interno di un rivestimento di forma rettangolare aperto su due lati opposti per il passaggio dei raggi di luce.

1.1 Scopo della tesi

Scopo di questa tesi è quello di progettare il sistema opto-meccanico di bloccaggio di uno dei componenti ottici presenti nello spettrometro RVS, scelto come quello maggiormente significativo: il sottoassieme di RVS-OMA, composto dall'elemento ottico selezionato e il suo alloggio meccanico, saranno la base di partenza di tutto il progetto e i suoi risultati potranno essere estesi anche agli altri elementi ottici, sia che si decida di bloccarli individualmente, sia che sia creata una struttura unica in cui tutti gli elementi vengono fissati insieme.

Trattandosi di un componente di un satellite, la condizione più gravosa in cui si trova durante la missione è al momento del lancio in cui sono in gioco le maggiori accelerazioni dovute alle vibrazioni. Inoltre, una volta in orbita, bisogna tener conto dell'ambiente in cui deve operare, tra assenza di gravità e, soprattutto, temperature criogeniche.

Il gruppo ottico non ha alcuna parte dinamica, è necessario quindi che mantenga la propria posizione in cui viene bloccato al momento del montaggio: questo semplifica non poco il problema ma trattandosi di elementi ottici è determinante la loro fragilità e quindi è importante assicurare che non si verifichino fratture che successivamente si propagherebbero sotto gli sforzi a cui sono soggetti compromettendo la funzionalità del pezzo.

L'accuratezza richiesta alla missione GAIA si traduce in questo progetto in strettissime tolleranze riguardo la deformazione ammissibile del fronte d'onda ottico che attraversa gli elementi ottici: per questo la difficoltà principale di questo progetto non risiede soltanto nel soddisfacimento dei requisiti di resistenza strutturale, ma soprattutto nella minimizzazione di micro-distorsioni e micro-spostamenti ammissibili per il soddisfacimento dei requisiti di performance ottica.

1.2 Il progetto GAIA

Sono passati 50 anni da quando un oggetto costruito dall'uomo entrò in orbita terrestre per la prima volta: era il 1957 e tale oggetto era il famoso satellite Russo *Sputnik*. Da allora molte sono state le conquiste spaziali, dall'aver messo piede sulla Luna alla realizzazione, tuttora in corso, della Stazione Spaziale Internazionale (ISS), senza dimenticare i fallimenti e gli incidenti avvenuti. Lo studio che ha portato a tali conquiste ha permesso un progresso tecnologico notevole, successivamente sfruttato anche fuori dal campo spaziale, come per esempio nel mondo civile.

Dopo un ultimo periodo di anni in cui l'interesse pubblico per le missioni spaziali era considerevolmente calato, attualmente la NASA, in collaborazione con altre agenzie spaziali, ha stabilito nuovi programmi spaziali per missioni verso la Luna, prevedendo anche la costruzione di una base permanente da sfruttare come rampa di lancio per Marte e pianeti più lontani.

Tra questi programmi spaziali che prevedono la presenza di uomini a bordo hanno sempre preso posto, e tuttora lo fanno, lanci di sonde prive di equipaggio che forniscono milioni di dati sull'universo spaziale che ci circonda: dai telescopi spaziali (come il *Voyager* e l'*Hubble*) ai "robotini" che hanno esplorato il suolo marziano. Per il futuro

sono previste altre missioni allo scopo di scoprire o approfondire la conoscenza del cosmo che ci circonda: una tra queste è il **progetto GAIA**.

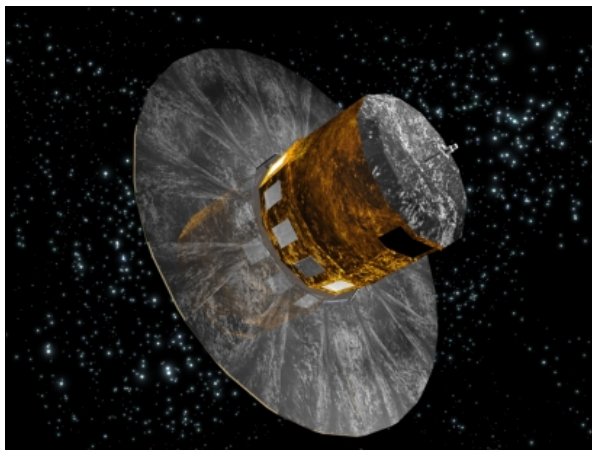


Fig. 1.1 - Rappresentazione del satellite GAIA

1.2.1 La missione

Dal nome attribuito alla teoria che sostiene che la Terra, nel suo insieme, si comporti come un complesso organismo vivente, la missione GAIA (acronimo di Interferometro Astrometrico Globale per Astrofisica) è stata pensata dall'ESA (Agenzia Spaziale Europea) per creare la più accurata mappa stellare in tre dimensioni della nostra galassia, la Via Lattea.

GAIA è un satellite di circa 2100 kg di peso la cui messa in orbita è prevista per fine 2011; dopo quasi un mese di viaggio raggiungerà il Secondo punto Lagrangiano (L2) del sistema Sole-Terra, attorno al quale stazionerà in una larga orbita Lissajous (particolare curva generata da un sistema di equazioni parametriche che descrivono moti armonici). Tale punto è stato scelto accuratamente: essendo uno dei cinque punti di Lagrange del sistema Terra-Sole il satellite sarà in equilibrio per il bilanciamento tra le forze di attrazione gravitazionale, principalmente del Sole e della Terra, e le forze di repulsione dovute all'orbita mantenuta; la zona decisa permetterà inoltre al satellite di non essere eclissato dalla Terra per sei anni di seguito, il che fornisce un ambiente termico stabile e un'alta efficienza osservativa; infine tale regione fa sì che il satellite sia investito da una minore quantità di radiazioni solari. Da tale vantaggiosa posizione, per

cinque anni, con la possibilità di estenderli a sei, GAIA eseguirà gli esami astrometrici, spettroscopici e fotometrici di oltre un miliardo di stelle e di altri oggetti presenti nello spazio: queste misure permetteranno di determinare la struttura, la formazione e l'evoluzione della nostra galassia.

Il progetto è decisamente ambizioso dato che lo scopo è quello di osservare tutti gli oggetti fino alla ventesima magnitudine apparente di luminosità: la precedente missione astrometrica *Hipparcos*, sempre progettata a livello europeo, tra il 1989 e il 1993 mappò il 99% delle stelle fino alla undicesima magnitudine. GAIA supera il suo predecessore per ordine di magnitudine in termini di accuratezza, sensibilità e quantità e mentre *Hipparcos* seguiva un programma di oggetti da osservare preselezionati, l'indagine di GAIA è completa e obiettiva. Per raggiungere tale scopo sono necessari strumenti di alta precisione che devono rispondere a requisiti molto stretti.

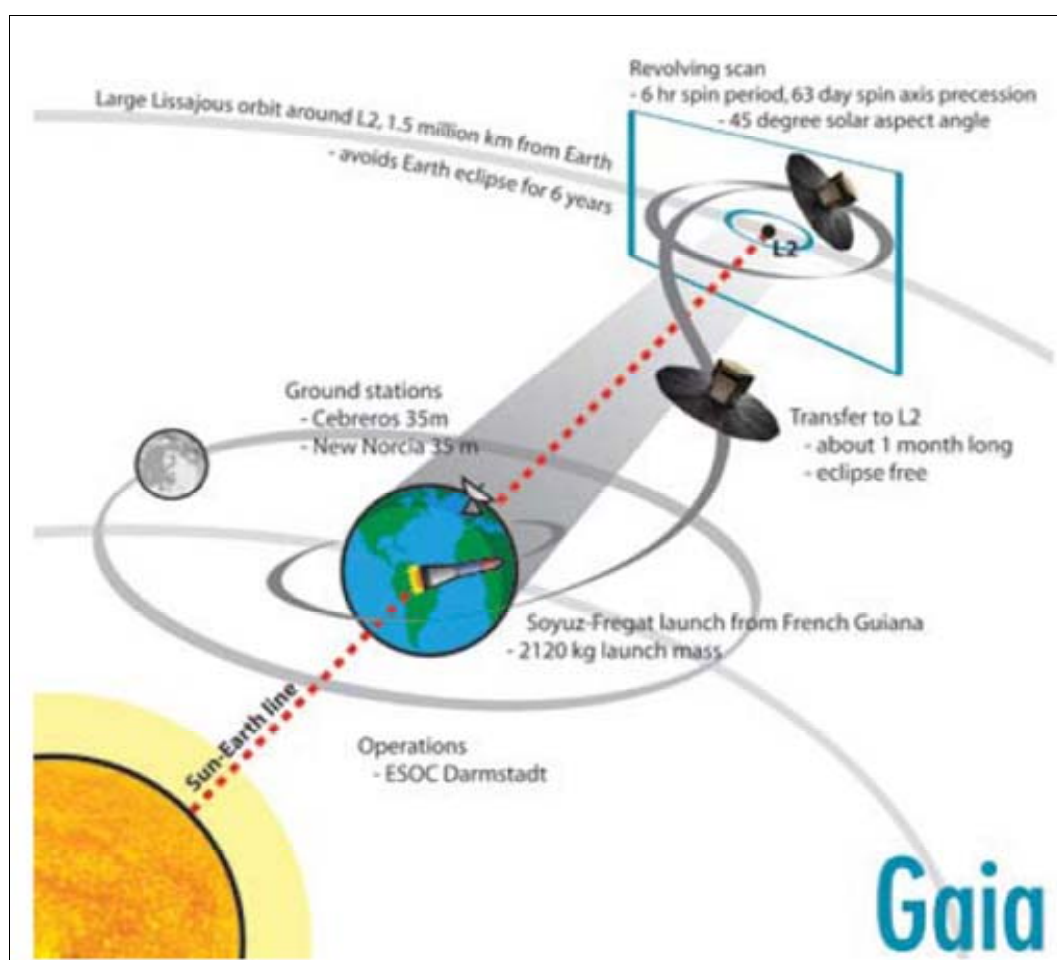


Fig. 1.2 - Illustrazione della missione GAIA

1.2.2 Struttura del satellite e del modulo di carico

Il satellite è costituito da un corpo centrale e da una serie di pannelli solari che, una volta aperti, formano un ampio disco alla base del satellite stesso. Il corpo centrale è composto da un modulo base a 12 facce di oltre 3 metri di diametro su cui è alloggiato il modulo di carico costituito da un banco esagonale che porta gli strumenti ottici con i quali vengono effettuate le misurazioni. Il modulo base contiene al suo interno i puntatori stellari, i sottosistemi di comunicazione e gestione dei dati, il sottosistema di potenza e tutti i serbatoi necessari alla propulsione. Il tutto è sormontato da un rivestimento termico su cui è posizionata l'antenna per la trasmissione dei dati sulla Terra.

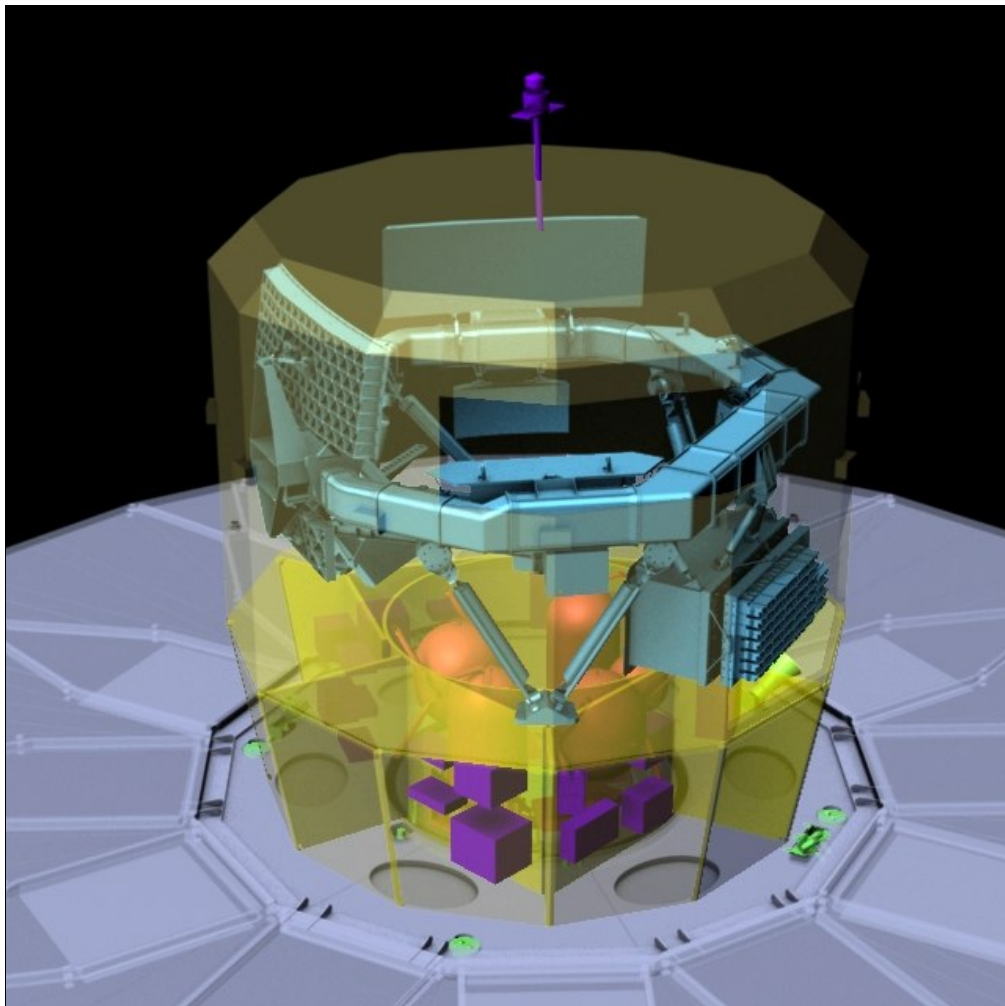


Fig. 1.3 - Struttura del satellite

Il modulo di carico consiste in un singolo strumento integrato che, per mezzo di un telescopio e di un piano focale condiviso, assolve alle tre funzioni principali:

1. **Analisi astrometrica:** misura accurata della posizione relativa di qualunque oggetto che passa davanti al campo di vista del telescopio di GAIA tramite la determinazione di cinque valori astrometrici base, dei quali due individuano la posizione angolare dell'oggetto, due il moto proprio e l'ultimo, la parallasse, la distanza;
2. **Analisi fotometrica:** misura della distribuzione di energia spettrale (SED) tramite l'utilizzo di due dispersori ottici, uno per le lunghezze d'onda corte (blue Photometer, BP) e l'altro per le lunghezze d'onda lunghe (Red Photometer, RP): l'analisi dello spettro determinato permette di individuare luminosità, temperatura, massa, anni di vita e composizione delle stelle;
3. **Analisi spettrometrica di velocità radiale (RVS):** acquisizione della velocità radiale delle stelle per effetto Doppler tramite un assemblato opto-meccanico (OMA) atto a filtrare le lunghezze d'onda ed a disperdere il fascio di luce.

Per la ricezione della luce dall'esterno si sfrutta il concetto di telescopio duale. Si tratta di due telescopi che hanno in comune la solita struttura e il solito piano focale nei quali i raggi di luce provengono da due direzioni diverse per poi convergere in un fascio comune al momento di arrivare sul piano focale sul quale vanno ad impressionare le camere CCDs: questo è permesso dal fatto che il percorso ottico di entrambi i telescopi è composto da sei riflessioni di cui le ultime due sono in comune. I telescopi hanno ciascuno un'apertura di 1,45m x 0,5 e una lunghezza focale di 35 m.

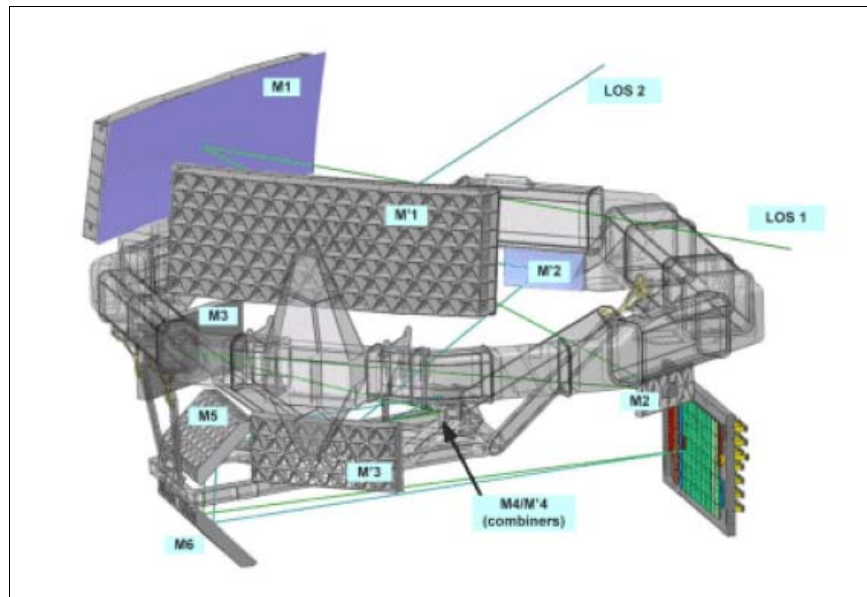


Fig. 1.4 – Layout della struttura del telescopio GAIA

1.2.3 Spettrometro di velocità radiale (RVS)

Per la determinazione della velocità radiale è necessario restringere il campo di analisi dello spettro energetico all'intervallo di lunghezze d'onda comprese tra 847 e 874 nm (10^{-6} m): tra queste lunghezze d'onda, oltre ad altri elementi, sono ben visibili tre linee del calcio ionizzato. Grazie alla riduzione dell'intervallo visualizzato è possibile osservare gli spostamenti che subiscono tali linee per l'effetto Doppler, dato che la stella osservata si sta muovendo rispetto al satellite, e la misurazione di questi spostamenti permette di determinare la velocità radiale della stella.

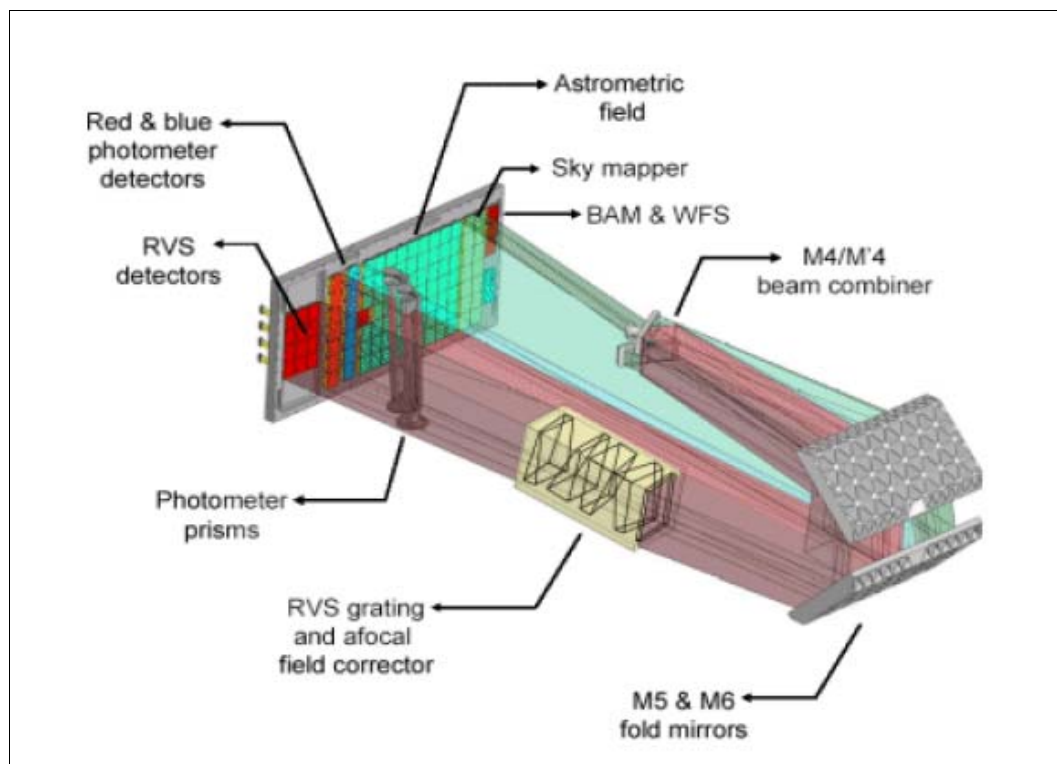


Fig. 1.5 – Diagramma delle funzioni fotometriche e di velocità radiale

La dispersione della luce e il restringimento del campo di lunghezze d'onda è permesso grazie al modulo ottico interposto tra l'ultimo specchio del telescopio (M6) e il piano focale: tale modulo, denominato **Assemblato Opto-Meccanico (OMA)**, costituisce, insieme ai telescopi ed al piano focale, lo strumento **Spettrometro di Velocità Radiale (RVS)**. Il suo funzionamento è permesso da un filtro ottico che restringe il “volume di lavoro” in entrata al campo di lunghezze d'onda desiderato, da quattro lenti ottiche prismatiche in quarzo, che fungono da collimatori del fascio, e da un reticolo di diffrazione che disperde la luce proveniente dai telescopi.

1.3 Presentazione dell'azienda

Selex Galileo è il marchio che rappresenta l'unione, avvenuta a Gennaio 2008, tra la ditta italiana Galileo Avionica e la ditta britannica SELEX S&AS. Le due ditte agiscono adesso a livello internazionale come un'unica azienda, sotto il gruppo Finmeccanica, occupandosi soprattutto di sistemi elettronici per la difesa ma anche di spazio, tradizione questa che deriva solamente dalla ditta italiana.

Galileo Avionica, infatti, si occupa di spazio fin dagli anni 60 e durante questi anni ha fornito apparecchiature e sottosistemi spaziali all’Agenzia spaziale Europea (ESA), all’Agenzia Spaziale Italiana (ASI) e alla NASA, collaborando a molti programmi spaziali internazionali. Il settore di cui si occupa principalmente è quello che prevede l’impiego di componenti ottici: realizza specchi, lenti o simili e tutto l’assemblato meccanico che essi necessitano, dai sistemi di bloccaggio a quelli di regolazione.

La sede generale è a Campi Bisenzio, in provincia di Firenze, ma è presente anche a Milano; è fornita di laboratori, camere bianche e officine specializzate che permettono studiare e realizzare direttamente i componenti progettati.

SPETTROMETRO DI VELOCITÀ RADIALE

L'assemblato opto-meccanico dello spettrometro di velocità radiale (RVS-OMA) è, come accennato in precedenza, quella parte costituita da elementi ottici che, insieme ai due telescopi e al piano focale del satellite, costituisce lo strumento RVS nel suo insieme. L'OMA è costituito da un involucro a forma di parallelepipedo aperto sulle due facce opposte più piccole, al cui interno racchiude una serie di sei elementi ottici in Quarzo: tale assieme è fissato alla struttura trasversale del telescopio GAIA, a cui sono fissati anche alcuni specchi del telescopio, che a sua volta è collegata alla struttura toroidale del satellite in carburo silicio.

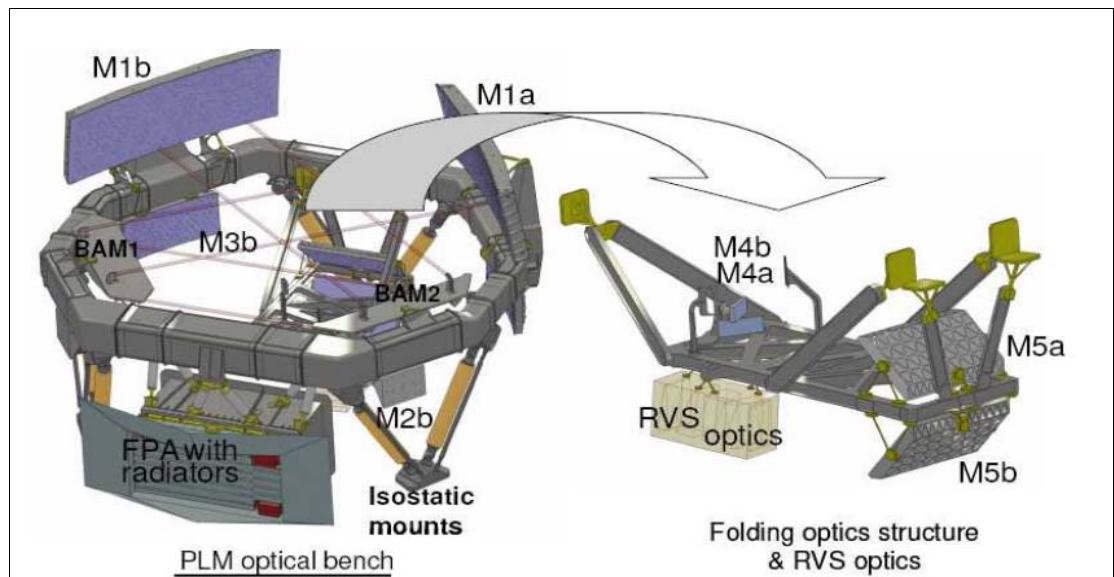


Fig. 2.1 – Rappresentazione della struttura toroidale del telescopio GAIA e della struttura trasversale a cui è attaccato l'OMA

2.1 Funzione dell'OMA

L'OMA ha una triplice funzione, infatti opera come:

- **filtro** delle lunghezze d'onda operative;
- **dispersore** di luce;
- **collimatore**.

Un filtro ottico seleziona le lunghezze d'onda operative che variano tra 847 e 874 nm per poter analizzare le linee di assorbimento del Calcio sullo spettro. Per la misurazione dell'effetto Doppler sullo spettro è necessario disperdere il fascio di luce proveniente dal telescopio grazie ad un reticolo di diffrazione che, per mezzo di microincisioni superficiali, si comporta come tanti piccolissimi prismi che scompongono la luce che li attraversa. Infine, il fascio di luce che proviene dall'ultimo specchio del telescopio in forma conica deve essere reso parallelo per permettere al reticolo di poterlo disperdere (il reticolo lavora solo su fasci paralleli) e, una volta che quest'ultimo è stato attraversato, deve di nuovo essere collimato per impressionare le camere CCD del piano focale.

Di seguito è riportata la rappresentazione indicativa della disposizione degli elementi ottici rispetto ai raggi di luce che, provenienti da sinistra, dopo essere stati riflessi dall'ultimo specchio del telescopio attraversano l'OMA e vanno a colpire il piano focale posto a destra.

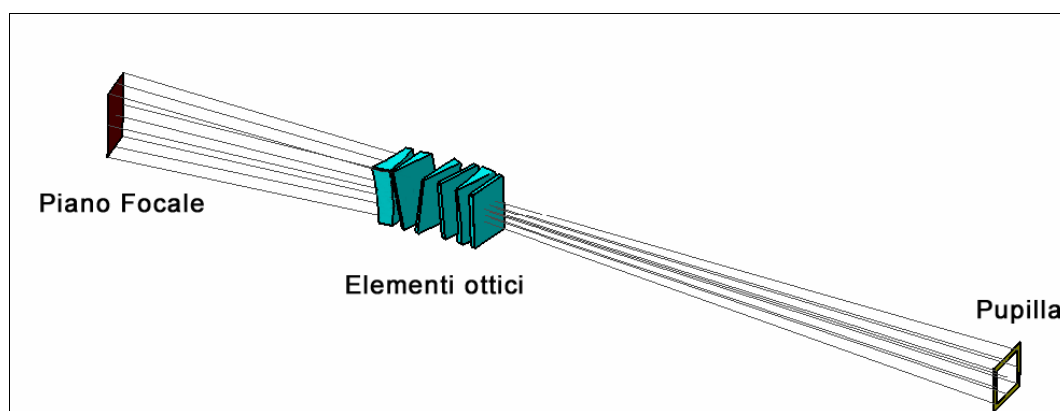


Fig. 2.2 – Rappresentazione del fascio ottico attraversante l'OMA

Nel complesso l'RVS OMA è composto da 6 elementi ottici in quarzo e la meccanica di supporto, come di seguito descritto:

- **Elementi ottici**

- Il **filtro di banda**, costituito da una lamina piana parallela che non esegue alcuna correzione ottica ma soltanto la selezione delle lunghezze d'onda operative. Questo viene posto prima di tutti gli altri componenti ottici;
- Il **reticolo di diffrazione**, realizzato da una lamina piana di quarzo parallela microincisa la quale, come il filtro, non comporta correzioni ottiche ma agisce solo come dispersore di luce;
- **Quattro prismi ottici** di cui due piani e gli altri due a doppia curvatura: uno di questi è posto dopo il filtro ma prima del reticolo per portare il fascio ad essere parallelo, gli altri sono posti di seguito dopo il reticolo per collimare il fascio verso il piano focale.

- **Meccanica**

- Un **rivestimento meccanico** che racchiude tutti gli elementi ottici comprendente i sistemi di fissaggio ed eventuale regolazione per questi ultimi;
- **Agganci isostatici** per interfacciare l'OMA con la struttura del satellite GAIA (bipodi);
- Eventuali **dispositivi di regolazione** per imporre la giusta posizione degli elementi ottici al momento dell'assemblaggio.

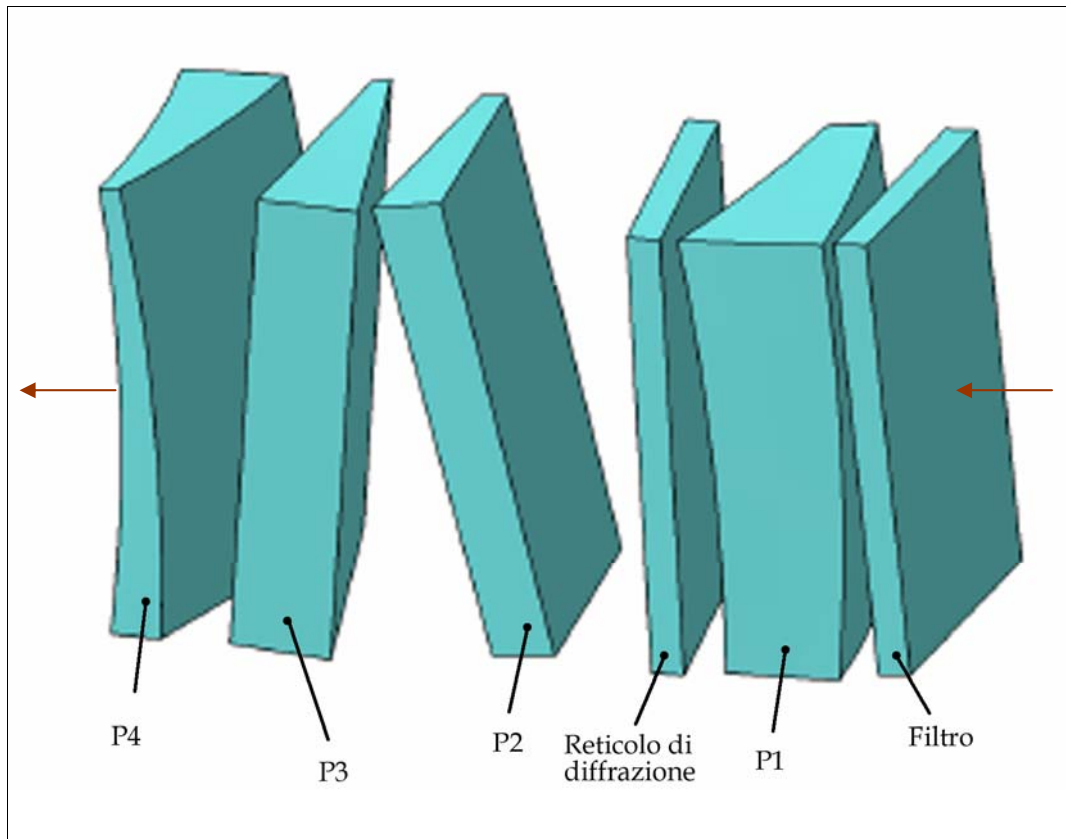


Fig 2.3 – Rappresentazione degli elementi ottici costituenti l'OMA.

La struttura OMA, le cui dimensioni ammissibili di ingombro (vedi Fig. 2.4) sono **377 x 425 x 225 mm**, ha una massa complessiva di circa 25 kg (oltre 11 kg sono dei soli elementi ottici) e deve operare a temperature intorno ai 120 K ($\sim -153\text{ }^{\circ}\text{C}$). Il materiale utilizzato per tutte le ottiche è il quarzo ottico, mentre quello della struttura meccanica deve essere scelto tenendo principalmente conto dei ridotti pesi specificati. Quindi è necessario optare per materiali leggeri ma pur sempre resistenti e, se possibile, che abbiano un coefficiente di espansione termica che si avvicini a quello del quarzo, in modo da ridurre i problemi dovuti all'interfaccia di elementi che subiscono dilatazioni o contrazioni termiche diverse al variare della temperatura..

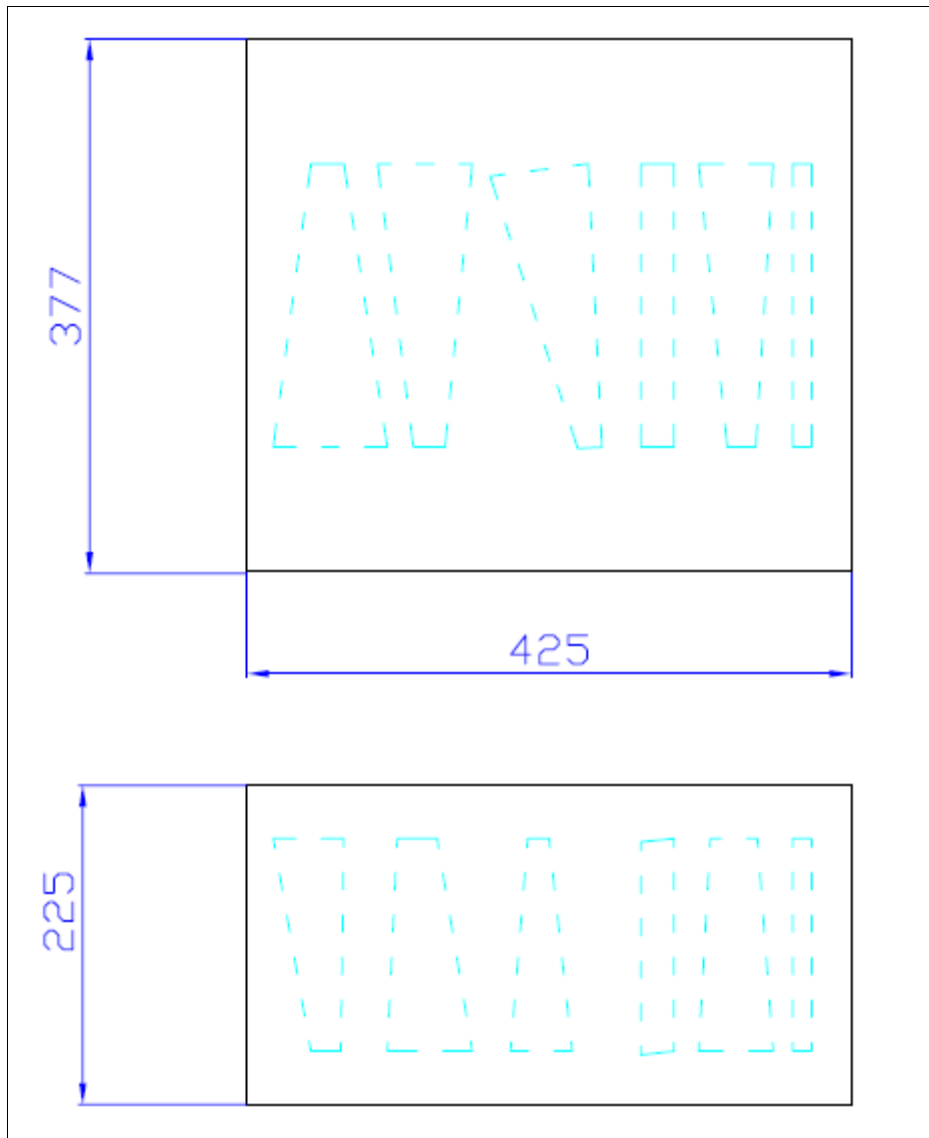


Fig. 2.4 – Rappresentazione degli ingombri dell’OMA (misure in mm).

2.2 Requisiti e prestazioni dell’OMA

I **requisiti** principali dell’assieme opto-meccanico OMA sono forniti dalla EADS Astrium, che è responsabile dell’intero progetto: dalla documentazione fornita si estrapolano i requisiti inerenti alla struttura meccanica e a tutto ciò che la concerne o che comunque è determinante per la sua progettazione.

Di seguito si elencano i requisiti di progetto suddivisi per categorie.

1. Progetto opto-meccanico

- a. L'RVS-OMA deve provvedere alla realizzazione di un **alloggio meccanico** per mantenere nello spazio, entro le tolleranze richieste, i componenti ottici. Questo inoltre deve essere **sigillato alla luce**, eccetto per le facce di ingresso e di uscita del fascio di luce.
- b. L'RVS-OMA deve disporre di **dispositivi di montaggio “pseudo-isostatici”** per interfacciare l'OMA con la struttura esterna del satellite in carburo di silicio. Il posizionamento di tali dispositivi è indicato nei disegni allegati alla documentazione fornitaci.
- c. Il **materiale dei prismi**, del filtro e del reticolo di diffrazione deve essere **quarzo** di alta qualità ottica (ad esempio *Lithosil* della Schott oppure *Suprasil* della Heraeus) (vedi Appendice B).
- d. La **contaminazione molecolare** deve essere **minore di $0.2 \times 10^{-7} \text{ g/cm}^2$** .
- e. Il **peso totale** massimo dell'OMA deve essere **inferiore a 25 Kg**.
- f. Dimensioni massime: 376 x 425 x 225 mm.
- g. **Stabilità del fascio ottico**: il fascio ottico in uscita dell'OMA, tenendo fisso quello in entrata, alla fine della vita del satellite, dovrà mantenersi all'interno delle seguenti tolleranze:
 - Stabilità lungo l'asse X: migliore di $\pm 5 \mu\text{m}$;
 - Stabilità lungo l'asse Y: migliore di $\pm 15 \mu\text{m}$;
 - Stabilità lungo l'asse Z (stabilità del fuoco): migliore di $\pm 50 \mu\text{m}$;
 - Stabilità attorno l'asse Z: lo spettro generato da qualsiasi punto del campo di vista rimane parallelo all'asse X con una stabilità migliore di $\pm 300 \mu\text{rd}$;
 - Stabilità attorno gli assi X e Y: migliore di $\pm 300 \mu\text{rd}$.

2. Progetto ottico

- a. L'RVS-OMA deve fornire **un'immagine di dispersione spettrale** di ciascun punto del campo di vista, del range spettrale richiesto, conformemente alle prestazioni ottiche specificate.
- b. Il **range spettrale** da coprire è quello le cui lunghezze d'onda variano **da 847 a 874 nm**.
- c. **Errore del fronte d'onda (WFE)**: per l'RVS-OMA, in condizioni ambientali operative, l'errore residuo del fronte d'onda (comparato con il fronte d'onda teorico) per ogni punto del campo di vista ed ogni lunghezza d'onda del range previsto deve essere **minore di 20 nm rms¹**, su una **subarea** della superficie ottica di dimensioni **50 x 50 mm²** (vedi Fig. 2.5) (Per maggiori informazioni sul fronte d'onda: vedi Cap. 3).

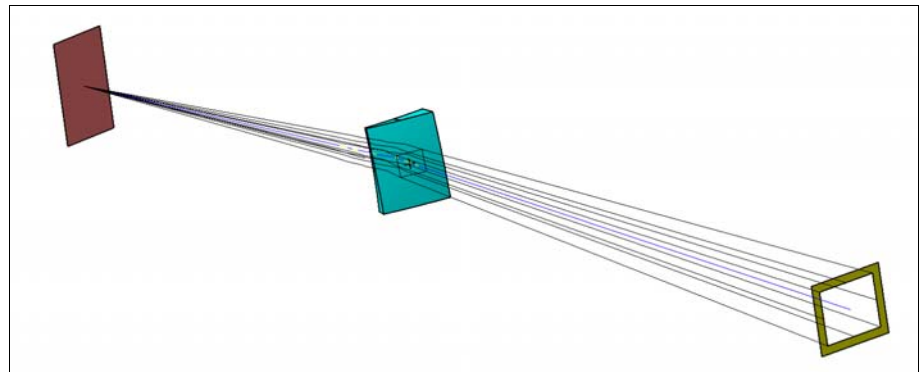


Fig. 2.5 – Esempio di sub-area su un elemento

¹ “rms” (*root mean square*) esprime il valore efficace di una grandezza, definito come la radice della media dei quadrati dei valori da elaborare, utilizzato per ottenere un valore equivalente di una funzione variabile punto per punto.

3. Requisiti ambientali

- a. La **temperatura** dell'OMA in condizioni operative deve essere uguale a **120 K ± 10 K**.
- b. L'escursione della **temperatura** in condizioni non operative è: **[100 K ÷ 333 K]** .
- c. L'RVS- OMA deve essere in grado di **operare**, pur con prestazioni degradate, in condizioni di laboratorio:
 - Temperatura = **20 °C ± 3 °C**;
 - Tasso di umidità RH: **da 40% a 60%**;
 - Pressione: **da 970 a 1050 bar**;
- d. L'RVS-OMA deve essere in grado di sopportare un'**accelerazione statica equivalente** pari a **20g²** lungo la direzione X, Y e Z. Tali carichi non agiscono simultaneamente.

² "g" è l'accelerazione di gravità a livello del mare (= 9.81 m/s²).

Di seguito si presenta una tabella riassuntiva dei requisiti e delle prestazioni.

REQUISITI DI PROGETTO	
Progetto opto-meccanico	<ul style="list-style-type: none"> - Alloggio meccanico sigillato alla luce - Materiali prismi = quarzo ottico - Contaminazione molecolare $< 0.2 \times 10^{-7} \text{ g/cm}^2$. - Ingombri: 376 x 425 x 225 mm - Peso totale $< 25 \text{ Kg}$ - Stabilità del fascio ottico: <ul style="list-style-type: none"> Lungo asse X $> \pm 5 \mu\text{m}$ Lungo asse Y $> \pm 15 \mu\text{m}$ Lungo asse Z $> \pm 50 \mu\text{m}$ Attorno asse Z $> \pm 300 \mu\text{rd}$ Attorno assi X e Y $> \pm 300 \mu\text{rd}$
Progetto ottico	<ul style="list-style-type: none"> - Immagine di dispersione spettrale - Range spettrale = 847 ÷ 874 nm - Errore del fronte d'onda (WFE): $< 20 \text{ nm rms}$ (su subarea 50 x 50 mm²)
Requisiti ambientali	<ul style="list-style-type: none"> - T = 120K \pm 10 K (in condizioni operative) - T = 100K ÷ 333 K (in condizioni non operative) - Funzionamento in <i>laboratorio</i>: <ul style="list-style-type: none"> T = 20°C \pm 3°C RH = 40% ÷ 60% P = 970 ÷ 1050 bar - Accelerazione statica equivalente: 20g lungo X, Y e Z

Tab. 2.1 – Elenco dei requisiti per RVS-OMA

2.3 Esigenze generali di progetto

Obbiettivo primario del progetto meccanico è quello di assicurare che i componenti ottici rimangano accuratamente allineati tra loro e rispetto al resto dello strumento, sotto tutte le condizioni a cui l'OMA è soggetto, soddisfacendo ogni requisito richiesto. Per tale motivo, tutti i componenti devono essere sufficientemente robusti e le prestazioni dell'assemblato nel suo insieme devono essere previste e rispettate per le temperature criogeniche a cui è soggetto durante la propria operatività. È quindi fondamentale la scelta del materiale da utilizzare, sia per gli elementi ottici che per quelli strutturali di bloccaggio, in modo da ridurre, o per lo meno predire, gli effetti dell'espansione termica dovuta alla forte escursione termica, e assicurare la compatibilità termica tra i componenti che si interfacciano tra di loro.

Le esigenze principali da tener conto in fase progettuale sono:

- Minimizzazione della massa: trattandosi di un progetto spaziale è importante che la massa totale sia la più piccola possibile per risparmiare sui costi;
- Rispetto dei limiti spaziali imposti: come già visto l'assieme RVS-OMA è una piccola parte di un complesso telescopio spaziale in cui gli spazi sono necessariamente ottimizzati. La struttura di sostegno deve quindi essere il più compatta possibile;
- Resistenza strutturale: chiaramente dovuta alle elevate accelerazioni e sforzi a cui la struttura è soggetta, soprattutto durante la fase di lancio del satellite;
- Stabilità posizionale delle ottiche a temperatura criogenica: fondamentale per il corretto funzionamento dello strumento;
- Minimizzazione delle micro-distorsioni delle ottiche indotte dal montaggio e dalle variazioni termiche: la precisione richiesta dal progetto GAIA richiede strettissime tolleranze nell'errore superficiale affinché l'immagine che attraversa gli elementi ottici non venga distorta.

Il progetto dell'OMA e dei suoi componenti si sviluppa in modo da selezionare la soluzione di compromesso migliore tra tali esigenze, premettendo che, come visto nei capitoli precedenti, gli elementi ottici che si trattano sono molto grandi per la loro tipologia, di conseguenza pesanti, e molto complessi nella loro forma.

2.4 Aspetti strutturali dell'OMA

Per l'assemblaggio degli elementi ottici costituenti l'OMA sono state studiate tre diverse metodologie:

Montaggio individuale: in questo caso si effettua il bloccaggio di ciascun elemento ottico, in modo separato dagli altri elementi, su una struttura comune a tutti. Ogni elemento può essere montato direttamente sulla struttura comune o, meglio ancora, in un primo momento inserito in una cornice strutturale, che d'ora in avanti verrà chiamata "*legatura ottica*", a cui viene fissato saldamente e, successivamente, l'insieme lente-legatura è interfacciato con la struttura comune dell'OMA precedentemente progettata per accogliere tutti i singoli elementi. Le regolazioni di posizionamento avvengono al momento del montaggio di ogni singolo pezzo e, nel caso dell'utilizzo di legature ottiche, sono agevolate potendo operare direttamente su quest'ultime.

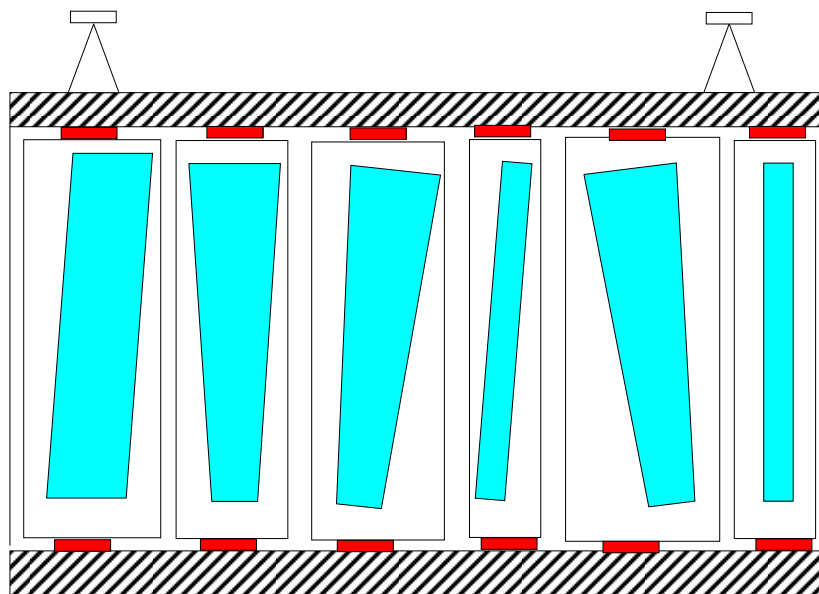


Fig. 2.6 – Esempio di Montaggio Individuale.

Montaggio modulare: con tale dicitura si intende il bloccaggio di più elementi ottici contemporaneamente entro un unico rivestimento meccanico in modo da formare un “modulo” composto così dagli elementi ottici e da tutta la struttura meccanica che serve per fissarli: questa poi si interfacerà con il banco ottico comune dell’OMA avente funzione di collegamento dei moduli e strutturale. Una volta “costruito” ogni modulo si passerà all’assemblaggio e al successivo allineamento dei moduli tra loro per ottenere la struttura completa finale. Tale soluzione permette di montare ogni ottica nel proprio alloggio e l’allineamento può essere ottenuto per mezzo di sottili aggiustamenti meccanici e/o utilizzo di spessori tra i diversi “moduli ottici” al momento che sono assemblati sul banco. In questo modo non è necessario ottenere riferimenti molto precisi sul materiale ottico poiché l’accuratezza nel montaggio è raggiunta allineando i diversi moduli tra loro.

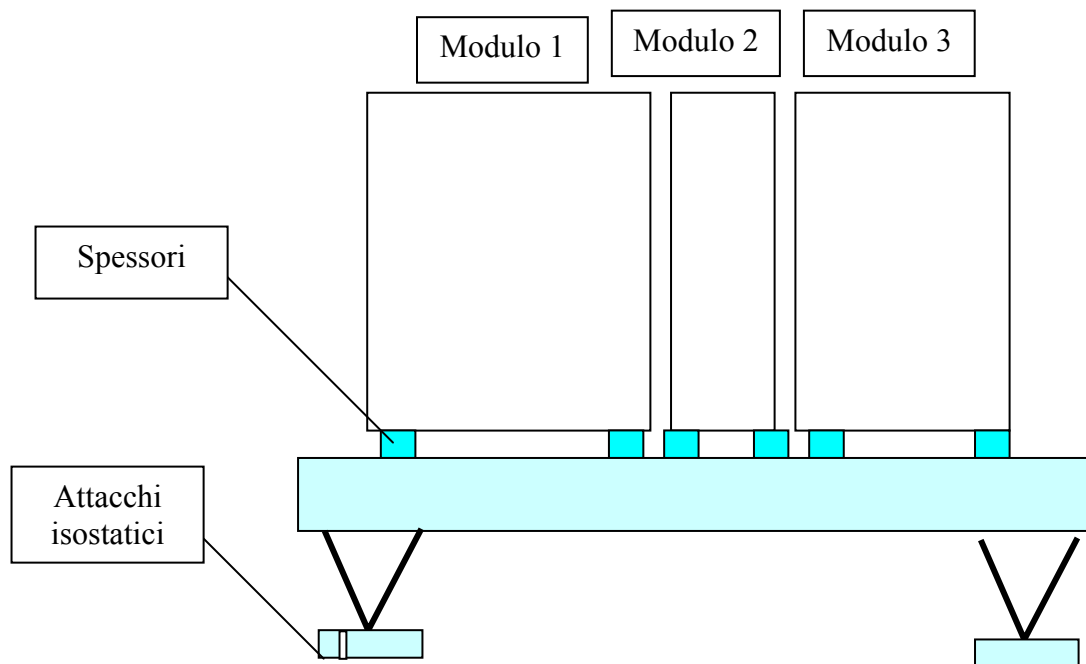


Fig. 2.7 – Esempio di Montaggio Modulare. (

2.5 Scelte effettuate

2.5.1 Tipo di montaggio dell'assieme RVS-OMA

In questa fase del progetto non è possibile definire con certezza quale sia la soluzione migliore tra quelle considerate, montaggio individuale e per moduli, necessitando di disegni ed analisi preliminari per capire le diverse problematiche presenti. Già adesso però può essere ragionevole pensare ad una terza soluzione, che probabilmente risulterà quella definitiva, chiamata **montaggio ibrido**, consistente in una unione tra le due soluzioni viste. L'idea è quella di poter realizzare una struttura per moduli in cui i singoli elementi possono essere incorniciati da una legatura ottica che si interfaccia con la struttura meccanica del modulo. In apparenza può sembrare una soluzione più laboriosa che porta ad un maggior peso strutturale: alcuni elementi, soprattutto quelli di minor spessore, come il reticolo di diffrazione e il filtro, possono essere fissati in un primo momento ad una legatura ottica, che può risultare anche molto complessa; successivamente, tramite delle viti, quest'ultima può essere collegata al modulo.

2.5.2 Elemento ottico significativo considerato

Al fine di trovare una soluzione i cui risultati siano estendibili anche agli altri elementi ottici è stato preso, come elemento significativo dei sei che compongono l'OMA, il **Prisma P1**: esso è l'elemento con massa maggiore, più gravoso per il carico statico, e, insieme al Prisma P4, quello geometricamente più complesso, avendo una doppia curvatura delle superfici ottiche;

Caratteristiche:

- Dimensioni di ingombro: **204x165x72 mm**
- Massa: **2.867 kg**

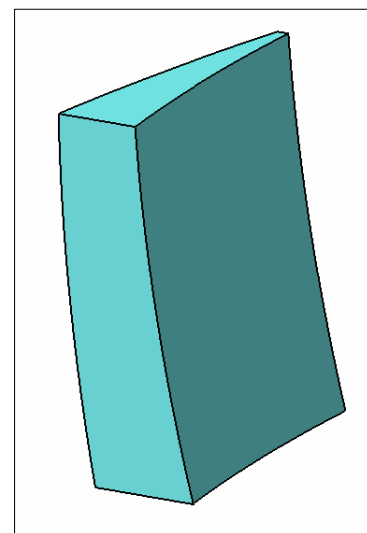


Fig. 2.8 – Prisma P1

MATERIALI E MONTAGGI OPTO-MECCANICI

3.1 Materiali opto-meccanici

Per materiali opto-meccanici si intende tutti quei materiali utilizzati nella costruzione di strumentazioni in cui vi è presente una o più parti ottiche. Tali materiali si suddividono in due classi principali: i materiali ottici, cioè materiali non metallici utilizzati per gli elementi quali lenti, specchi e simili, ed i materiali metallici utilizzati per il montaggio degli elementi ottici.

I parametri di maggiore importanza per i **materiali ottici** sono quelli che controllano la inflessione e la deformazione della superficie degli elementi del sistema ottico, dato che, trattandosi di lenti o specchi, generalmente è importante che la superficie ottica rimanga entro determinati valori di deformazione per non distorcere il campo di vista che vi riflette o l'attraversa. La inflessione di una superficie ottica è determinata dalle proprietà del materiale quali il peso proprio, la distorsione termica e la stabilità.

Altro parametro rilevante, in generale per i materiali, è la resistenza di una superficie ottica agli attacchi da parte di agenti esterni che, anche in questo caso, possono andare a modificare le proprietà ottiche dell'elemento.

I materiali generalmente usati in questo caso sono il vetro e il quarzo.

I materiali **metallici**, dovendosi interfacciare con i materiali ottici, spesso è bene che abbiano alcune proprietà simili a questi ultimi: tra queste proprietà una importante è quella di avere un simile coefficiente di dilatazione termica, in questo modo non si creano tensioni nei punti di contatto quando il sistema è soggetto a variazione termica. Un materiale molto utilizzato per questo motivo è l'**Invar**, una lega metallica composta

principalmente di ferro (64 %) e nichel (36 %), che ha un coefficiente di dilatazione termica quasi uguale a quello del vetro.

Di seguito si analizzano più in dettaglio le proprietà dei materiali più significative per il progetto.

- **Rigidezza Specifica**

Importante parametro poiché proporzionale alla inflessione indotta dal proprio peso di una trave o di una disco sottile. Come noto la rigidezza specifica è uguale al rapporto tra il Modulo di Young e la densità: il materiale con più alta rigidezza specifica è quello che permette di avere la struttura di minor peso data una certa inflessione o, fissato il peso, la minore inflessione indotta. Molti materiali comuni, come l'acciaio inossidabile, l'alluminio, il titanio e l'*Invar*, hanno simile rigidezza specifica, compreso il vetro.

- **Coefficiente di espansione termica (α)**

È una proprietà termica del materiale che determina la variazione della dimensione di un pezzo causata da un cambiamento della temperatura. Varia in maniera non lineare con la temperatura e si misura in K^{-1} . Tale coefficiente può essere causa dell'insorgere di inflessione quando si ha una variazione del suo valore tra la parte frontale e la parte posteriore di un pezzo e quando il coefficiente non è omogeneo nel pezzo. Un valore tipico per il vetro alla temperatura di 300 K è $\alpha=7,4 \cdot 10^{-6} K^{-1}$: essendo tale valore così basso, gli elementi ottici, anche in presenza di forti escursioni termiche, non sono soggetti a elevate variazioni di dimensioni. Per il quarzo si hanno addirittura valori del coefficiente di espansione termica prossimi a 0.

- **Conduttività termica (K)**

È definita come la percentuale (quota) di trasferimento del calore attraverso lo spessore unitario rispetto l'area unitaria per variazione unitaria di temperatura. Insieme al coefficiente di espansione termica permette di determinare la distorsione di un elemento ottico, sia questo un semplice pezzo di vetro piano che subirà una curvatura sferica, sia che si tratti di una lente leggermente incurvata il cui raggio di curvatura subirà una modifica.

- **Instabilità dimensionale**

Termine generico che sta ad indicare svariati fenomeni complessi che implicano una variazione delle dimensioni come funzione del tempo e degli sforzi. Tra questi il *limite di precisione elastica* (MYS microyield stress) cioè l'insieme degli sforzi richiesto per causare tensioni permanenti di 10^{-6} e il *microcreep* che identifica il fenomeno per cui sotto sforzi costanti si ha cambiamento delle dimensioni in funzione del tempo.

- **Resistenza del vetro**

Il vetro è un materiale fragile e questa è la sua prima causa di cedimento. È molto più resistente in compressione che in trazione ma tale resistenza dipende fortemente dai difetti superficiali e diminuisce se tali difetti aumentano. A temperature criogeniche la resistenza aumenta di un fattore 2.

3.2 Possibili montaggi ottici

Di seguito sono elencati i consueti concetti di montaggio e possibilità di allineamento degli elementi ottici: trattandosi di elementi ottici, tranne rari casi è bene evitare di praticare fori o scavi profondi sul pezzo poiché in questo modo si aumenterebbe notevolmente l'innesco e la rapida propagazione di fratture.

3.2.1 Collegamento adesivo

Il collegamento adesivo consiste nell'utilizzo di particolari colle spalmate sulle superfici dell'elemento ottico, non operative, che sono successivamente messe a contatto con la struttura meccanica di sostegno. Tale metodo è molto utilizzato perché semplice, efficace e non prevede particolari modellazioni della struttura meccanica.

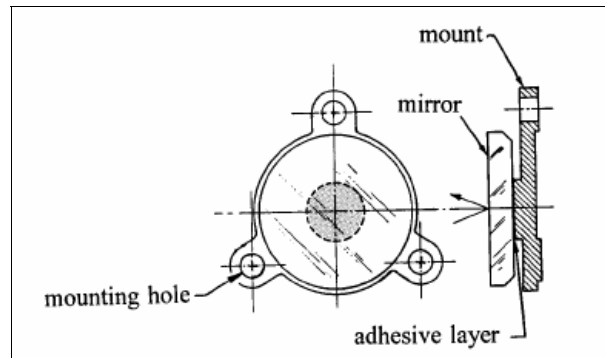


Fig. 3.1 – Esempio di collegamento adesivo

L'utilizzo di adesivi strutturali deve essere evitato o limitato nel caso in cui si presentino queste situazioni:

- a. Le temperature operative raggiungano valori molto bassi (100 K) o, cosa ancora peggiore, il pezzo sia soggetto a cicli ripetuti di variazione di temperatura;
- b. La contaminazione molecolare che l'uso di questo metodo inevitabilmente comporta non sia accettabile poiché il progetto considerato ha delle tolleranze ottiche molto strette.

3.2.2 Fusione

Tale metodo prevede la fusione preliminare di due elementi ottici ad una base comune in quarzo che in seguito può essere facilmente montata sul rivestimento ottico: in questo modo le ottiche non sono direttamente collegate alla struttura meccanica e si può ottenere una buona stabilità dimensionale.

Unico inconveniente di questo metodo sono le alte temperature che si raggiungono durante la fusione e a cui i pezzi sono soggetti: in particolare, se la tolleranza sulla massima distorsione ammissibile delle superfici ottiche (WFE) è molto stretta è impossibile pensare di fondere due pezzi dopo che sono stati lavorati otticamente senza avere microdistorsioni superficiali aggiuntive.

3.2.3 Bloccaggio meccanico

Tale metodo prevede il bloccaggio delle ottiche per mezzo di elementi, generalmente elastici, e di "battute" di contrasto che ne determinano anche la posizione e l'orientamento. Il metodo non ha controindicazioni, tranne il controllo della forza di serraggio che non può superare certi valori per non indurre deformazioni permanenti

negli elementi ottici. Per l'utilizzo di tale metodo è però necessario progettare una struttura meccanica idonea che preveda l'alloggio per gli elementi elastici e le necessarie "battute" di bloccaggio.

Di seguito vengono riportati alcuni schemi di esempio di bloccaggio meccanico.

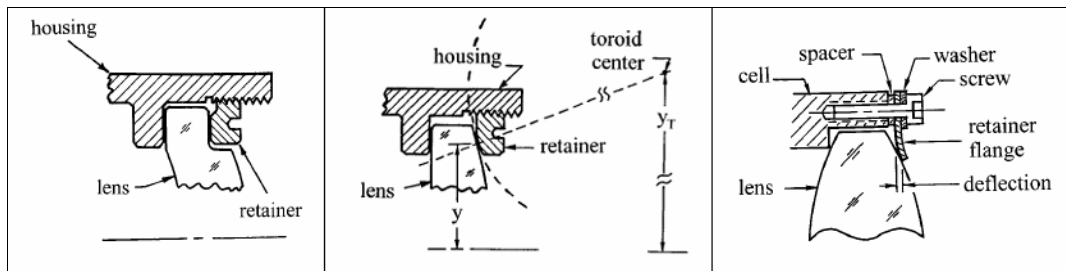


Fig. 3.2 – Esempio di tipici bloccaggi meccanici di una lente bloccata in posizione per mezzo di anelli o flange di fermo

Tale tipo di montaggio è impiegato soprattutto nel caso in cui è presente una notevole escursione termica; il sistema elastico, infatti, favorisce la compensazione delle diverse contrazioni dovute ai differenti coefficienti di espansione termica del vetro e della struttura di supporto.

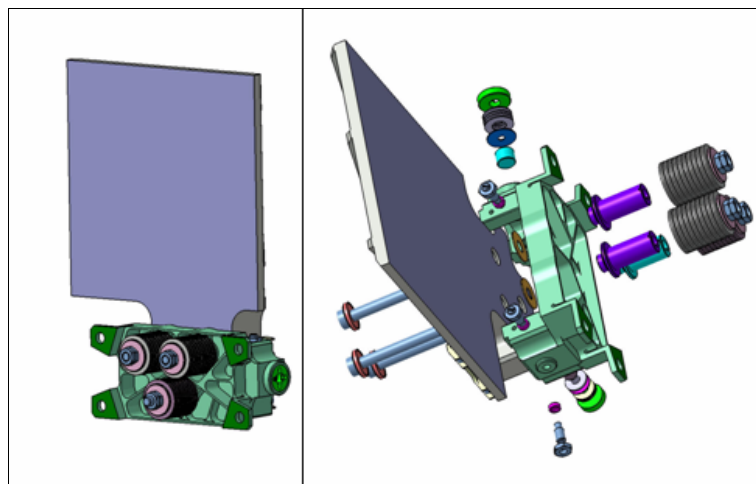


Fig. 3.3 – Esempio di bloccaggio meccanico applicato

3.2.4 Scelta del tipo di montaggio ottico

Tra i tipi di montaggi ottici analizzati viene esclusa la fusione dato che le alte temperature raggiunte con tale metodo provocherebbero un errore del fronte d'onda non trascurabile.

L'uso di adesivi è stato invece scartato poiché le bassissime temperature operative raggiunte restringono la cerchia dei possibili adesivi qualificati per lo spazio e, soprattutto, per il requisito di contaminazione molecolare molto stringente (vedi Cap. 2, § 2.3), praticamente irraggiungibile con qualunque tipo di adesivo. In caso di necessità, l'utilizzo di tale metodo può essere utilizzato su zone ristrette

Il **bloccaggio meccanico** è dunque l'unico metodo utilizzabile ma anche il più idoneo, in questo caso, avendo a che fare con elementi ottici molto grandi e con un escursione termica notevole. A causa delle grandi sollecitazioni in gioco però, non è possibile pensare di forare il quarzo, quindi, sarà necessario l'utilizzo di elementi elastici per il serraggio.

Al fine di utilizzare questo metodo è quindi necessario ricavare alcune sporgenze (*codoli*) sugli elementi ottici semplicemente modellando idoneamente il pezzo al momento della realizzazione, per permettere ai sistemi di bloccaggio di avere superfici idonee su cui agire e per cercare di limitare gli sforzi dovuti al serraggio a zone il più possibile lontane da quelle che verranno attraversate dai fasci ottici.

Tali sporgenze dovranno essere ricavate sulle superfici laterali degli elementi, quelle cioè non "operative", decidendo quanti codoli creare e quale forma debbano avere: per esempio possono essere di **forma cilindrica** o a **sezione rettangolare**. Un'analisi più dettagliata nel capitolo successivo risponderà a tali quesiti.

3.3 Birifrangenza ed errore del fronte d'onda

L'utilizzo di materiali ottici è particolarmente delicato poiché al momento che si presentano tensioni interne al pezzo il fascio ottico che attraversa il materiale può risultare in qualche maniera distorto. Tali tensioni possono essere causate dallo stato di carico a cui è soggetto il pezzo stesso, come per esempio il sistema di fissaggio che viene utilizzato per tenerlo fermo ma anche un gradiente di temperatura dovuto all'ambiente circostante in cui il pezzo si trova ad operare.

L'effetto dello stato di tensione risultante porta a due fenomeni distinti che vanno a modificare il fascio ottico: l'errore del fronte d'onda e la birifrangenza.

- **Errore del fronte d'onda (*Wave Front Error, WFE*)**

Consideriamo un'onda che si propaga nello spazio. Si chiama **fronte d'onda** l'insieme dei punti che vibrano concordemente, in modo tale che per ciascuno di essi lo spostamento dalla posizione di equilibrio assuma lo stesso valore in ogni istante. Una lente ideale modifica il fronte d'onda della radiazione luminosa in ingresso, in un diverso fronte d'onda a seconda delle caratteristiche della lente.

L'errore del fronte d'onda (*Wave Front Error, o WFE*) si definisce come la differenza fra il fronte d'onda in uscita da un sistema (o componente) ottico "reale" e il fronte d'onda che si avrebbe se il sistema/componente fosse ideale.

Ad esempio le piccole imperfezioni della forma delle superfici ottiche di una lente, introdotte ad esempio dal processo produttivo o dal montaggio, producono piccole aberrazioni ottiche che si traducono in una quantità convenzionalmente chiamata WFE.

- **Birifrangenza (*Stress birefringence*)**

Consiste nella produzione di una doppia immagine per raggi ottici che passano attraverso particolari solidi cristallini: è dunque la doppia rifrazione della luce in un materiale trasparente "molecolarmente ordinato" (un solido cristallino). Essa è la manifestazione di un cambiamento dell'*indice di rifrazione*¹ del materiale in funzione della direzione e produce un comportamento ottico anisotropo che porta sia ad un errore del fronte d'onda, ma anche ad un cambiamento di *polarizzazione*². La luce, polarizzata in uno stato lineare, viene convertita in uno stato ellittico di polarizzazione: per tale motivo la luce entrante in un cristallo si scompone in due distinte "porzioni"

¹ L'**indice di rifrazione** di un materiale è un parametro macroscopico che rappresenta il fattore numerico per cui la velocità di propagazione di una radiazione elettromagnetica (nel nostro caso un fascio ottico) viene rallentata, rispetto alla sua velocità nel vuoto, quando attraversa un materiale.

² La **polarizzazione** è un "filtraggio" di un particolare piano di oscillazione del campo elettrico perpendicolare alla direzione di propagazione della luce, la cui vibrazione caratterizza la luce stessa. Quando la luce non è polarizzata tutte le direzioni sono ugualmente probabili e consentite; la luce polarizzata apparentemente diminuisce la sua intensità, ma di fatto questo avviene selezionando una sola direzione dei campi elettrici: si può ottenere anche l'oscuramento totale o parziale scegliendo, successivamente, una direzione del campo elettrico perpendicolare o quasi alla prima.

perpendicolari tra loro che, a causa dell'anisotropia del materiale cristallino, producono due diversi cammini con due diversi indici di rifrazione e quindi due diverse velocità di trasmissione. Questo si traduce in un errore del fronte d'onda.

Le cause di fenomeni di birifrangenza possono essere di tipo termico e meccanico.

La temperatura può introdurre espansione/contrazione del materiale ottico che produce errore del fronte d'onda a causa di variazioni della geometria delle superfici ottiche. Anche la variazione dell'indice di rifrazione al variare della temperatura introduce errore del fronte d'onda. Un terzo caso sono le tensioni introdotti sia dalla temperatura sia ad esempio dai bloccaggi meccanici del componente ottico. Lo stato di tensione interno modifica l'indice di rifrazione e quindi produce un comportamento ottico anisotropo. Quest'ultimo effetto produce sia errore del fronte d'onda, ma anche effetti di polarizzazione.



Fig. 3.4 - Esempio di fenomeno di birifrangenza in un componente ottico.

PROGETTO OPTO-MECCANICO DELL'ASSIEME PRISMA

Nei capitoli precedenti sono state effettuate alcune scelte riguardanti il sistema di assemblaggio degli elementi ottici, il tipo di montaggio opto-meccanico utilizzabile, e l'elemento selezionato per effettuare le analisi: viene qui definito l'“**Assieme Prisma**” inteso come sottoassieme di RVS-OMA, che comprende l'elemento ottico scelto (Prisma P1) e tutta la struttura meccanica che lo circonda (denominata “**Struttura di bloccaggio**”). Dopodichè, vengono ricavati i requisiti riferiti ad esso elaborando quelli generali, inerenti allo spettrometro RVS, elencati e descritti nel Capitolo 2.

4.1 Struttura di bloccaggio

Per Struttura di bloccaggio si intende l'alloggio meccanico che circonda il Prisma P1 e accoglie gli elementi necessari a centrare e bloccare l'elemento ottico nella sua posizione operativa.

L'idea è quella di utilizzare un sistema di riscontri su cui adattare il Prisma P1 e una serie di elementi elastici (molle), agenti a compressione, per tenerlo fermo; ogni molla può impedire la traslazione del prisma lungo un'asse ma, complessivamente, quest'ultimo deve essere bloccato in tre direzioni ortogonali tra loro: sono quindi necessarie almeno tre molle, una per ogni asse.

4.2 Prisma (P1)

Sono quattro le considerazioni principali che portano alla definizione del disegno finale del Prisma P1:

- 1) Per poter dar modo agli elementi elastici di esercitare le forze sull'elemento ottico è necessario ricavarsi delle superfici su quest'ultimo che non interferiscano con il fascio ottico;
- 2) Al fine di ridurre le deformazioni superficiali e gli sforzi all'interno dell'elemento (che portano, come già visto, al problema della birifrangenza), sarebbe opportuno evitare il più possibile che le linee di forza, dovute al bloccaggio, non si trasmettessero attraverso il pezzo: per questo motivo è stata pensata l'idea di creare dei *codoli*¹ sulle superfici non operative del Prisma (quelle laterali), in modo che le linee di forza si richiudano su se stesse.
- 3) La forma dei codoli usualmente può essere di due tipi: circolare o rettangolare (vedi Fig. 4.1): data l'elevata precisione richiesta nel progetto è preferibile lavorare con superfici piane sul Prisma.

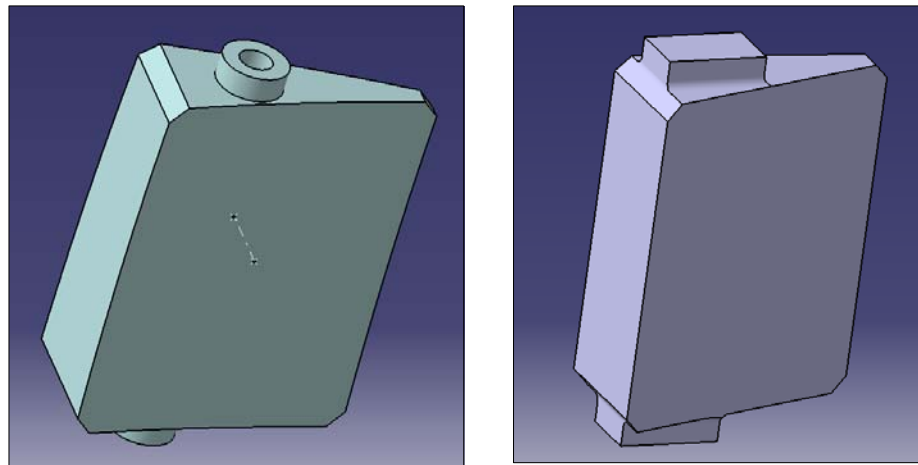


Fig. 4.1 – Esempi di forma di codoli

¹ Con il termine *codoli* si sta ad indicare delle sporgenze direttamente ricavate sul pezzo

- 4) Il numero di tali codoli e il loro posizionamento è dettato dalle problematiche di spazio intorno a tutto l'Assemblato Opto-Meccanico RVS; in particolare, una superficie laterale del Prisma è praticamente a ridosso del piano oltre il quale non è possibile costruire: quindi la decisione è stata di tre codoli, uno per ogni lato laterale "libero" del Prisma.

Il posizionamento lungo l'asse ottico (in profondità) è stato realizzato in modo che tutti e tre i codoli appartengano ad uno stesso piano perpendicolare all'asse stesso; il posizionamento sul lato si è basato sulla forma e la grandezza del codolo. Naturalmente va tenuto conto anche degli altri elementi ottici adiacenti al Prisma P1 (cioè il reticolo e il filtro) che, a loro volta, potranno avere dei codoli e, essendo inclinati rispetto al Prisma P1, tali codoli potranno interferire con quelli dell'elemento qui discusso: dai disegni (vedere Appendice D) si nota comunque che è molto più semplice e comodo adattare i codoli degli elementi adiacenti al Prisma P1, una volta posizionati quelli su quest'ultimo, piuttosto che il contrario, essendo il reticolo e il filtro elementi geometricamente molto più semplici, regolari e simmetrici..

È così definito il Prisma P1, completo dei suoi codoli, la cui massa risulta pari a **3.082 kg**.

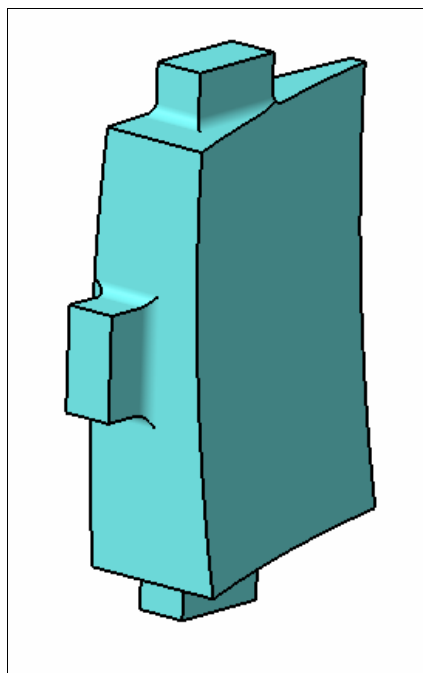


Fig. 4.2 – Prisma P1: modello geometrico

4.3 Requisiti

Si elencano di seguito i requisiti per l'Assieme Prisma, partendo da quelli dell'Assemblato Opto-Meccanico nel suo insieme, discutendo come vengono ricavati.

4.3.1 Massa

La massa richiesta per l'intero RVS-OMA è di 25 kg; considerando che il progetto ottico dei prismi ne definisce spessori, forma e dimensioni, il peso delle ottiche è praticamente un dato di progetto, pari a 12.5 kg: rimangono quindi 12.5 kg a disposizione per tutta la parte meccanica del banco ottico e delle singole strutture di bloccaggio ottiche dei sei componenti. Analisi preliminari hanno stimato un peso del banco ottico, previsto in titanio, pari a 7 kg: rimangono dunque 5.5 kg per le strutture di bloccaggio dei sei elementi ottici, ovvero, 0.9 kg ciascuna. Considerato però la notevole differenza di massa tra le ottiche più leggere e i prismi più pesanti, come il P1, oggetto di questa tesi, viene assegnato un valore di circa il doppio per la legatura di questo elemento che quindi, al massimo, dovrà essere di **2 kg**.

	Massa (kg)	Note
Peso totale RVS-OMA	25	Dato di progetto
Peso ottiche	12.5	Dato di progetto
Peso Banco ottico	7	Da prove preliminari
Peso Strutture di bloccaggio (x6)	5.5	(25 - 12.5 - 7) kg
Peso Struttura di bloccaggio (per Prisma P1)	≤ 2	Requisito
Peso Prisma P1	3.082	Dato di progetto

Tab. 4.1 – Riepilogo requisiti di massa

4.3.2 Frequenza di risonanza

La prima frequenza di risonanza richiesta per l'intero spettrometro RVS-OMA è di 150 Hz.

Normalmente per i sottoassiemi di una struttura che deve avere una certa frequenza minima di risonanza F , viene posto l'obiettivo di un valore superiore ad F stesso, per evitare fenomeni di accoppiamento delle risonanze.

Si assume quindi, per l'Assieme Prisma, il requisito di prima frequenza maggiore di **200 Hz**.

Componente	Prima frequenza (Hz)
Struttura RVS-OMA	150
Assieme Prisma	> 200

Tab. 4.2 – Riepilogo requisiti di frequenza

4.3.3 Temperatura

La temperatura a cui è soggetto l'Assieme Prisma è la stessa di tutto lo spettrometro: in condizioni non operative essa può variare da un minimo di 100 K ad un massimo di 333 K; in condizioni operative, invece, la temperatura è di **120 K** con una variazione di **± 10 K**.

Condizioni	Temperatura (K)
Non operative	100 ÷ 333
Operative	120 \pm 10

Tab. 4.3 – Riepilogo requisiti di temperatura

4.3.4 Carico di progetto

L'Assemblato Opto-Meccanico RVS-OMA subisce un carico statico pari a 20g (vedi Cap 2, § 2.3) lungo ogni asse del sistema di riferimento, applicato all'interfaccia (Fig. 4.3).

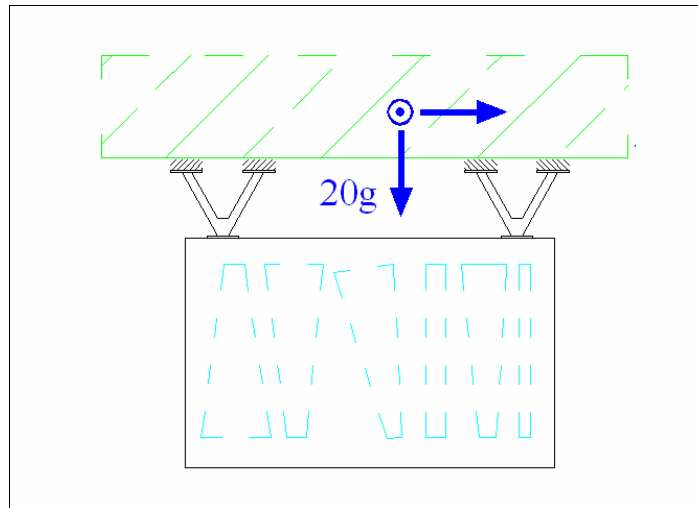


Fig. 4.3 – Carico statico equivalente sulla struttura RVS-OMA

Considerate la elevate amplificazioni che si possono avere all'interno della struttura, normalmente il carico applicato all'interfaccia viene amplificato di una fattore uguale a **3**. In mancanza di un progetto completo della struttura, viene ipotizzato tale valore come fattore di amplificazione.

Quindi, l'assieme Prisma sarà dimensionato per una carico statico pari a **60g**, agente separatamente lungo 3 direzioni ortogonali.

Componente	Carico statico equivalente
Struttura RVS-OMA	20g
Fattore di amplificazione	3
Assieme Prisma	60g

Tab. 4.4 – Riepilogo requisiti di carico statico equivalente

4.3.5 Tensioni

Le tensioni che risulteranno dalle analisi dell'Assieme Prisma dovranno essere minori dei limiti ammissibili ammessi dai materiali utilizzati.

Per quanto riguarda il **Prisma P1**, il materiale utilizzato è un particolare tipo di quarzo il cui nome è *Suprasil* (per maggiori informazioni vedere Appendice B). Come già accennato nel Capitolo 3, questi tipi di materiale hanno alti valori ammissibili per le tensioni di compressione ma bassi per quelle di trazione: sono questi due tipi di trazione che dovranno essere verificate.

Nel caso di tutte le altre parti meccaniche della **Struttura di bloccaggio**, trattandosi di materiali metallici, il limite di tensione ammissibile è espresso in termini di tensione equivalente di Von Mises; non sapendo, a questo punto del progetto, quali materiali verranno utilizzati per le parti della Struttura di bloccaggio, viene soltanto ricordato che le tensioni equivalenti (σ_{eq}) ottenute dalle analisi dovranno essere minori a quelle ammissibili del materiale (σ_{amm}).

Per quanto riguarda i fenomeni di **birifrangenza** può essere assunto come parametro di riferimento un valore di tensione all'interno della parte ottica utili inferiore ad **1.2 MPa** (vedere Appendice A per maggiori dettagli).

Materiale	Tensioni (MPa)	Note
Suprasil	$\sigma < 10$	a trazione
	$\sigma < 200$	a compressione
Materiali metallici	$\sigma_{eq} < \sigma_{amm}$	Tensione equivalente
Birifrangenza	$\sigma < 1.2$	sulla parte ottica operativa

Tab. 4.5 – Riepilogo requisiti di tensioni

4.3.6 Microdistorsioni superficiali

Il requisito inerente alle deformazioni ottiche ammissibili specificato per l'intero RVS-OMA è di avere un errore del fronte d'onda (WFE) minore di 20 nm rms (root main square)

Da questo valore viene estrapolato il requisito di riferimento per la progettazione dell'Assieme Prisma (vedere Appendice A), che equivale ad un errore superficiale (*Surface Figure Error, SFE*) minore di **13 nm rms**, considerato su una **sub-area** della superficie ottica di dimensioni **50 x 50 mm²**.

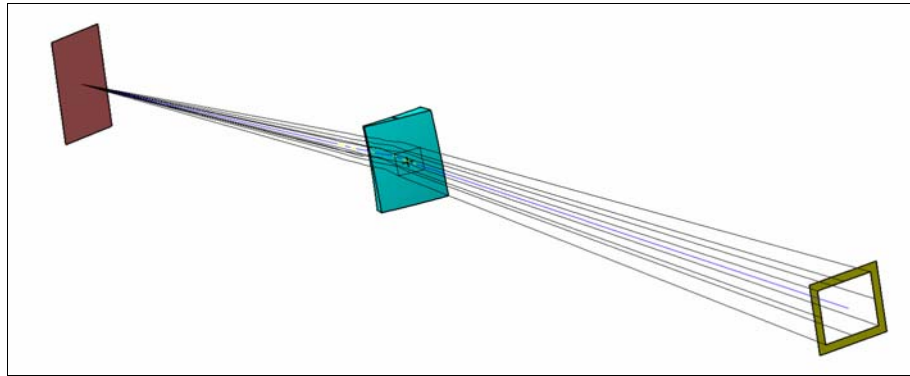


Fig. 4.4 – Esempio di sub-area su un elemento

Componente	Requisito di microdistorsioni superficiali (nm rms)	Note
Struttura RVS-OMA	< 20	WFE
Assieme Prisma (Prisma P1)	<13	SFE su sub-area 50x50 mm ²

Tab. 4.6 – Riepilogo requisiti di microdistorsioni superficiali

4.3.7 Spostamenti del Prisma P1

Dalla stabilità di fascio ottico specificata al Cap 2, § 2.3, mediante un'analisi ottica del sistema, sono derivati i seguenti requisiti per il Prisma P1:

- Massima inclinazione in condizioni operative, rispetto alla posizione di montaggio: $\alpha < 12 \text{ arcsec}$ (secondi d'arco)
- Massimo decentraggio in un piano ortogonale all'asse ottico, rispetto alla condizione di montaggio: $\delta < 0.2 \text{ mm}$

Componente	Microspostamenti		Note
Prisma P1	Massima inclinazione	$\alpha < 12 \text{ arcsec}$	In condizioni operative rispetto alla condizione di montaggio
	Massimo decentraggio	$\delta < 0.2 \text{ mm}$	

Tab. 4.7 – Microspostamenti del Prisma P1

4.3.8 Tabella riepilogativa dei requisiti

Di seguito si riporta la tabella riepilogativa dei requisiti necessari dell'Assieme Prisma.

	Componente		Requisiti	Note
Massa	Struttura di bloccaggio		< 2 kg	
Frequenza di risonanza	Assieme Prisma		< 200 Hz	
Temperatura	Assieme Prisma		100 ÷ 333 K	In condizioni non operative
			120 ± 10 K	In condizioni operative
Carico di progetto	Assieme Prisma		60 g	(20g · 3)
Tensioni	Prisma P1 (<i>Suprasil</i>)		$\sigma < 10$ MPa	A trazione
			$\sigma < 200$ MPa	A compressione
	Prisma P1 (Parte ottica operativa)		$\sigma < 1$ MPa	Birifrangenza
	Struttura di bloccaggio (mat. Metallici)		$\sigma < \sigma_{eq}$	
Deformazioni ottiche	Assieme Prisma (Prisma P1)		< 13 nm rms	SFE su subarea 50x50 mm ²
Microspostamenti	Massima inclinazione	Prisma P1	$\alpha < 12$ arcsec	In condizioni operative rispetto alla condizione di montaggio
	Massimo decentraggio		$\delta < 0.2$ mm	

Tab. 4.8 – Riepilogo requisiti

ANALISI DI SENSIBILITÀ DEL PRISMA

Le analisi effettuate in questo capitolo sono studi di sensibilità sul Prisma P1, riguardanti deformazioni e tensioni a cui esso è soggetto nei vari casi di carico presi in considerazione: lo scopo è quello di verificare che i risultati ottenuti siano accettabili in modo da poter proseguire, nei capitoli successivi, con il disegno dell'Assieme Prisma nel suo insieme e le analisi approfondite su di questo.

Essendo il Prisma P1 (vedi Fig. 4.2, Cap. 4) l'elemento di peso maggiore, è necessario eseguire l'analisi statica con carico inerziale: come da specifica (vedi Cap. 4) il carico, espresso come accelerazione totale equivalente, è diretto nelle tre direzioni, prese singolarmente; in questo modo si riproduce la condizione che si ha al momento del lancio del satellite.

È importante, comunque, effettuare anche l'analisi nel caso in cui i codoli siano sottoposti alle forze di bloccaggio necessarie per contrastare il carico inerziale, riproducendo la configurazione del Prisma P1 dopo il lancio in condizioni di operatività. Entrambe le analisi daranno risultati preliminari di spostamenti e tensioni utili a capire quanto si muove il Prisma P1 e se il materiale riesce a resistere ai carichi.

Il modello ad elementi finiti e le successive analisi sono state effettuate tramite il software Ansys 11.

5.1 Carico applicato e caratteristiche del materiale del Prisma P1

Il carico considerato deriva direttamente dai requisiti di progetto e si ricorda che consiste in un'accelerazione statica equivalente pari a $20g^1$. Quindi, tenendo conto del coefficiente di sicurezza pari a 3, anch'esso fornito dai requisiti, l'accelerazione totale risulta

$$a_{tot} = a \cdot CS \cdot g = (20 \cdot 3 \cdot 9.81) m / s^2 = 588.6 m/s^2$$

Il materiale di cui sono costituiti tutti gli elementi ottici è il *Suprasil*, un particolare tipo di quarzo scelto per le sue proprietà ottiche, i cui requisiti di resistenza sono molto ampi per quanto riguarda la compressione ma decisamente restrittivi per la trazione (come per tutti i tipi di vetro); nella tabella seguente sono elencati tali requisiti e le proprietà del materiale necessarie per i calcoli (per maggiori informazioni vedere Appendice B).

<i>SUPRASIL</i>		
Modulo di Young		70'000 MPa
Coefficiente di Poisson		0.17
Densità		$2.2 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Resistenza	a trazione	< 10 MPa
	a compressione	< 200 MPa

Tab. 5.1 – Caratteristiche del materiale *Suprasil*

¹ “g” è l'accelerazione di gravità a livello del mare (= 9.81 m/s²).

5.2 Modello geometrico del Prisma P1

Al fine di agevolare i calcoli, è stato considerato un modello geometrico semplificato del Prisma P1: sono state rese piane le superfici sferiche, facendo in modo che non risultino “sghembe” tra loro. Il tutto avendo l’accortezza di non ottenere una riduzione del peso.

Per avere delle superfici di riferimento in corrispondenza dei codoli, sulle quali applicare pressioni e vincoli, sono state realizzate delle piccole sporgenze a sezione cilindrica di diametro uguale a 10 mm e spessore pari a 0.1 mm.

Tali superfici corrispondono all’area di contatto tra le superfici dei codoli del Prisma P1 e le molle o le “battute”: come diametro provvisorio di quest’area di contatto è stato assunta una lunghezza di 10 mm. Durante l’analisi sarà necessario porre attenzione a tali riferimenti: questi saranno infatti fonte di picchi di tensione localizzati i quali però potranno essere ignorati poiché dovuti soltanto alla geometria del modello.

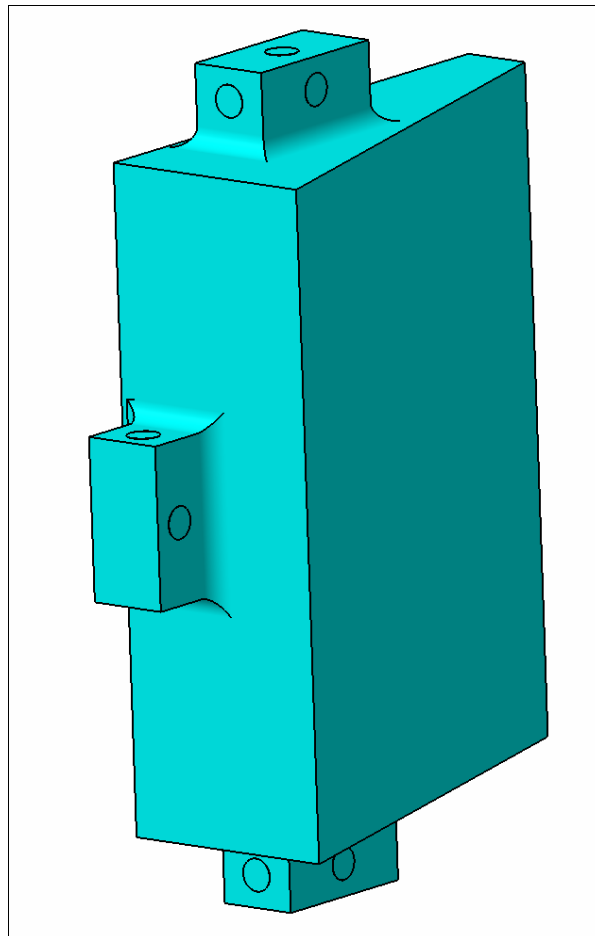


Fig. 5.1 – Rappresentazione del modello geometrico del Prisma P1

Caratteristiche:

- Dimensioni di ingombro: **254x190x69 mm**
- Massa: **3.56 kg**

L'ingombro è rimasto praticamente invariato rispetto al pezzo originale, il peso invece è aumentato ma ciò comporterà che la soluzione risultante sarà cautelativa rispetto al caso reale.

5.3 Modello ad elementi finiti

Per la *mesh* è stato utilizzato l'elemento **SOLID95** (20 nodi) in forma tetraedrica che ha la particolarità di avere nodi intermedi rispetto a quelli sugli spigoli.

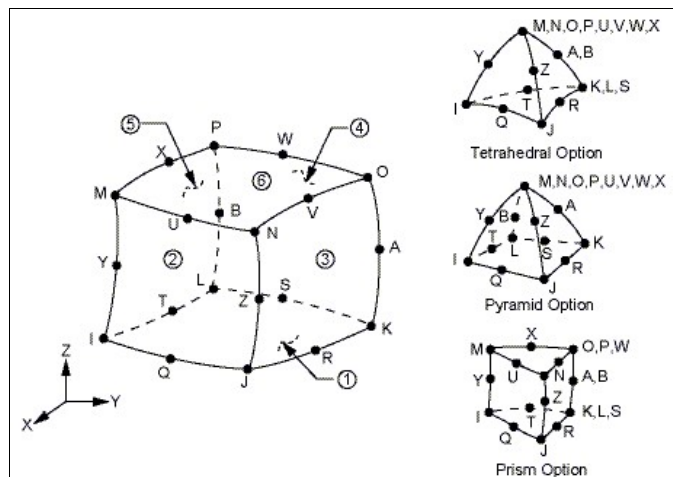


Fig. 5.2 – Elemento SOLID95

La *mesh* è stata eseguita imponendo la dimensione dell'elemento pari a **4 mm** in modo da averla particolarmente fitta anche in corrispondenza dei codoli: il totale degli elementi risultanti è di oltre **70'000** (Fig. 5.3).

Per quanto riguarda i **vincoli**, questi sono stati posti sulle superfici dei codoli che vanno a contatto con le “battute”, bloccando lo spostamento perpendicolare alla faccia su cui sono applicati per ogni nodo delle aree di riferimento create. Per ognuno dei tre codoli sono state fissate soltanto due delle tre direzioni (X,Y,Z) poiché nel modello reale le forze applicate sono soltanto quelle che si richiudono sul codolo stesso evitando

che le linee di forza si trasmettono attraverso tutto il Prisma P1. Ovviamente nel complesso ogni grado di libertà di rotazione e traslazione è stato impedito (Fig. 5.3).

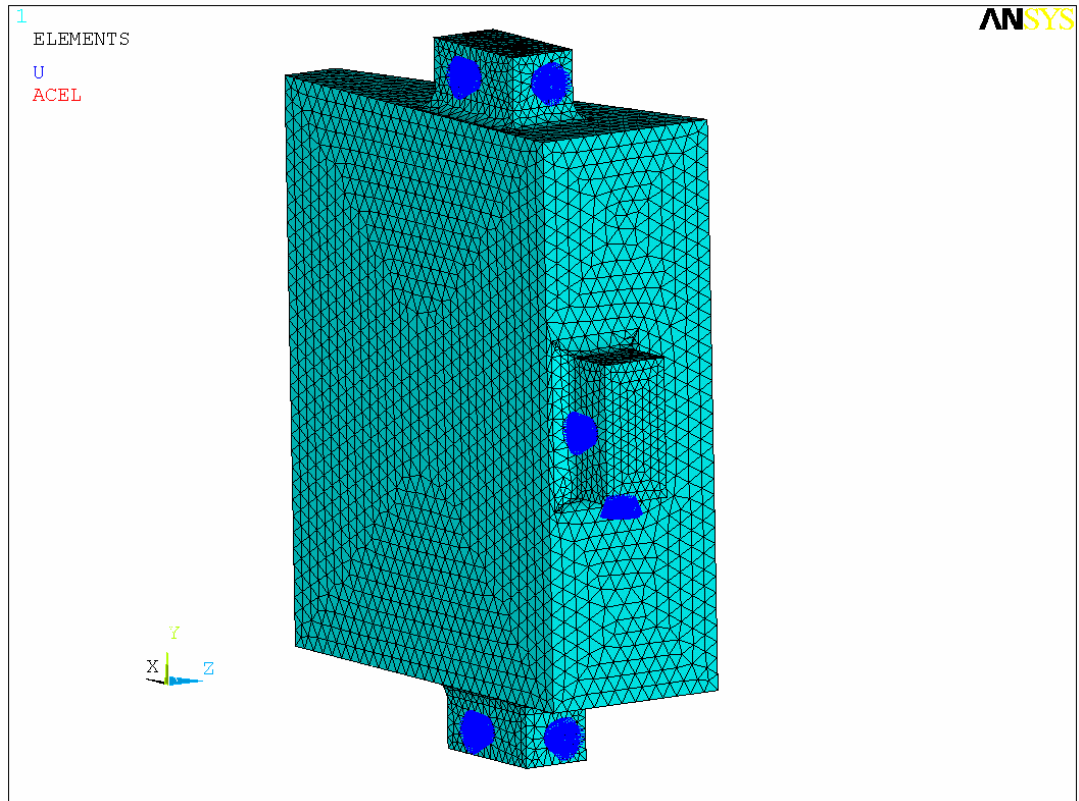


Fig. 5.3 – Rappresentazione della *mesh* e dei vincoli

5.4 Caso di carico 1: Forze inerziali al lancio

5.4.1 Casi analizzati

Nel caso di carico inerziale si analizzano **tre casi**, uno per ogni direzione degli assi cartesiani, con il verso dell'accelerazione totale equivalente in modo tale da avere forze di compressione sui vincoli (in Ansys il verso è deciso dal segno); nel verso contrario infatti si avrebbero tensioni di trazione molto alte e non reali poiché in questa analisi non si sono ancora applicate le forze necessarie a tenere fermo il Prisma P1, cosa che verrà analizzata nel prossimo paragrafo. I tre casi analizzati sono qui di seguito riportati:

- 1) $a_{X_{tot}} = 60g = +588.6 \text{ m/s}^2$ in direzione X;
- 2) $a_{Y_{tot}} = 60g = +588.6 \text{ m/s}^2$ in direzione Y;
- 3) $a_{Z_{tot}} = 60g = -588.6 \text{ m/s}^2$ in direzione Z;

5.4.2 Risultati

I risultati sono elencati nella tabella sottostante: le tensioni di trazione (Prima tensione principale) considerate non sono quelle massime fornite dal programma poiché quest'ultime corrispondono alle aree di attaccatura dei vincoli e, come precedentemente accennato, sono dovute alla geometria del modello appositamente creata per avere un'area di riferimento. Le tensioni di trazione inserite nella tabella sono, invece, quelle prossime all'area suddetta; nella realtà infatti i codoli sono tenuti per compressione tra due parti (molla e "battuta") e quindi le tensioni non sono presenti in questa zona. Anche le tensioni di compressione (Terza tensione principali) risultano concentrate nelle zone della geometria creata per avere dei riferimenti ma, non essendo molto alte, sono state mantenute quelle massime come risultati finali².

Valori \ Casi	1. ($a_{X_{tot}} = 588.6 \text{ m/s}^2$)	2. ($a_{Y_{tot}} = 588.6 \text{ m/s}^2$)	3. ($a_{Z_{tot}} = 588.6 \text{ m/s}^2$)
Spostamenti δ_{\max} (somma vettoriale) (mm)	0.0083	0.0075	<u>0.0208</u>
Tensioni $\sigma_{1\max}$ (Trazione) (MPa)	7.313	<u>11.961</u>	7.781
Tensioni $\sigma_{3\max}$ (compressione) (MPa)	28.047	<u>36.713</u>	34.19

Tab. 5.2 – Risultati per analisi a carico inerziale (i valori sottolineati indicano i risultati rappresentati nelle figure seguenti)

² La Prima tensione principale, σ_1 , rappresenta la tensione maggiore positiva, quindi di trazione, la Terza tensione principale, σ_3 , quella minore negativa, quindi di compressione, sebbene venga sempre considerata in valore assoluto.

Riassumendo, i risultati nella peggiore delle ipotesi sono:

- Spostamenti < **0.021 mm** (= 21 μm);
- Tensioni di trazione < **12 MPa**
- Tensioni di compressione < **37 MPa** (in valore assoluto)

Per quanto concerne lo spostamento notiamo che è dell'ordine dei centesimi di millimetro, rientra quindi abbondantemente entro il limite di decentraggio massimo pari a 0.2 mm (vedi Cap. 4, § 4.3.7): sicuramente ciò è dovuto alla schematizzazione dei vincoli considerati fissi.

Le tensioni di trazione sono minori al limite ammesso dal materiale tranne nel secondo caso, forze d'inerzia lungo Y, in cui superano di poco il limite.

Dalle immagini si vede che sono concentrate all'attaccatura inferiore del codolo laterale: questo è il risultato del peso proprio del Prisma P1 soggetto alla forte accelerazione, che viene sostenuto soltanto dalla superficie vincolata in direzione Y del codolo laterale. Per tale motivo, per diminuire le tensioni suddette, nelle successive analisi il modello è stato modificato aggiungendo il vincolo allo spostamento in direzione Y, in una nuova area propria del codolo inferiore.

Infine, le tensioni di compressione non creano alcun problema essendo ampiamente al di sotto delle tensioni di compressione ammesse dal materiale.

Di seguito le figure³. inerenti ai risultati sottolineati in Tab. 5.2

³ La scala di rappresentazione della configurazione deformata è stata aumentata per poterne vedere gli effetti.

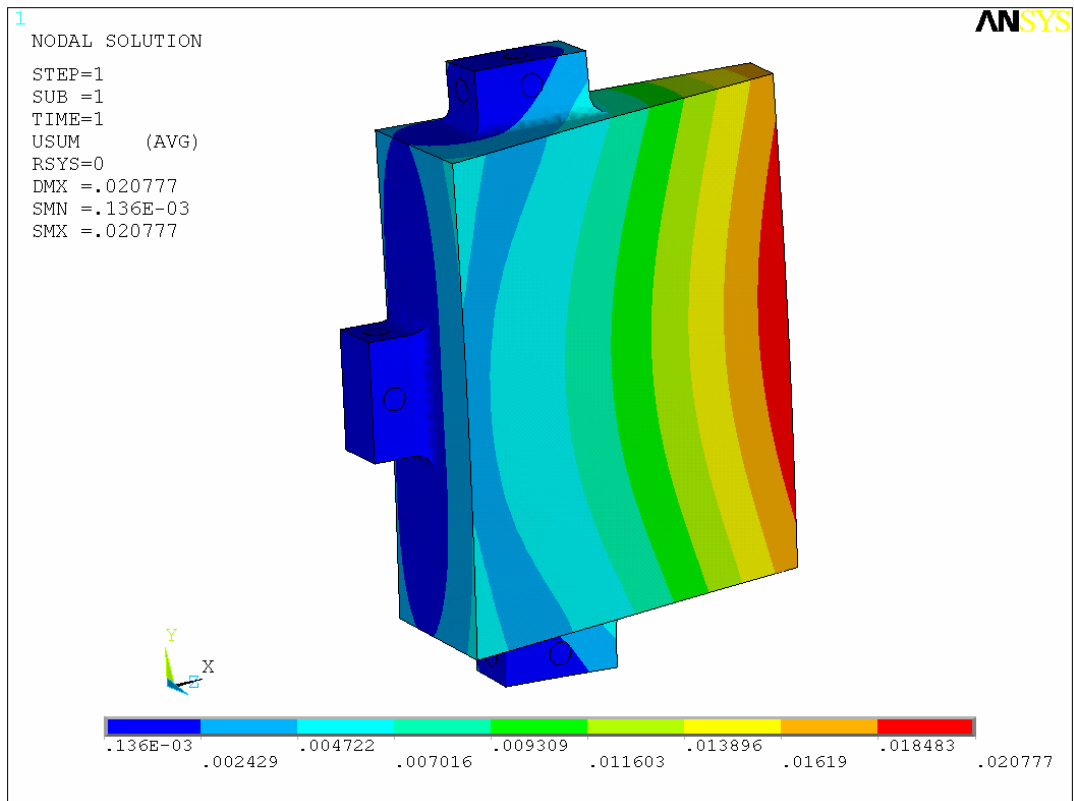


Fig. 5.4 – Spostamenti totali, caso 3 ($a_{z_{tot}}$)

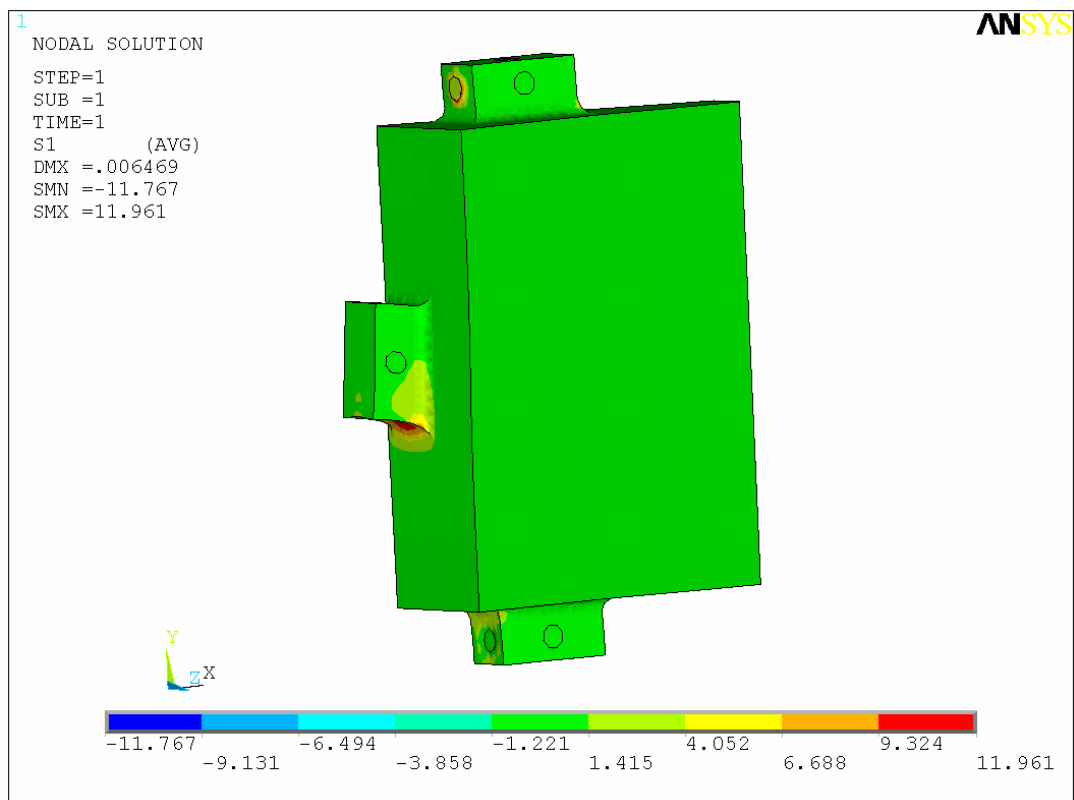


Fig. 5.5 – Prima tensione principale , caso 2 ($a_{y_{tot}}$) (le tensioni positive sono quelle di trazione)

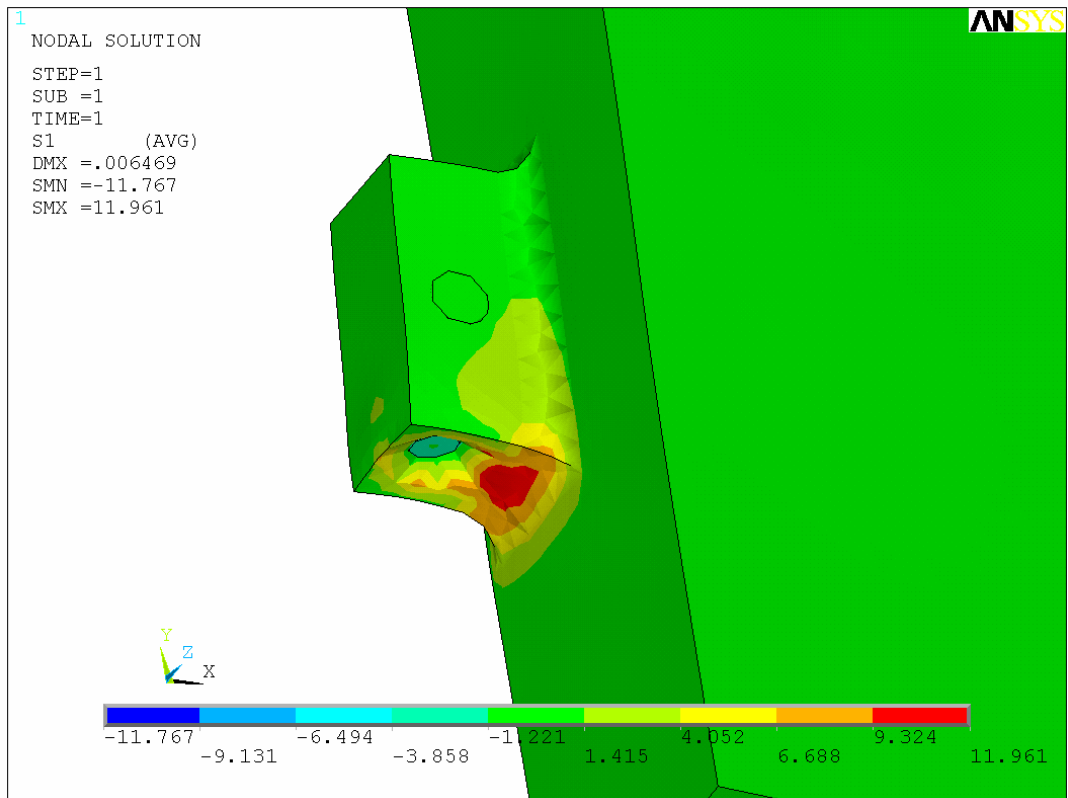


Fig. 5.6 – Prima tensione principale (trazione), caso 2 (a_{Ytot}): particolare
 (le tensioni positive sono quelle di trazione)

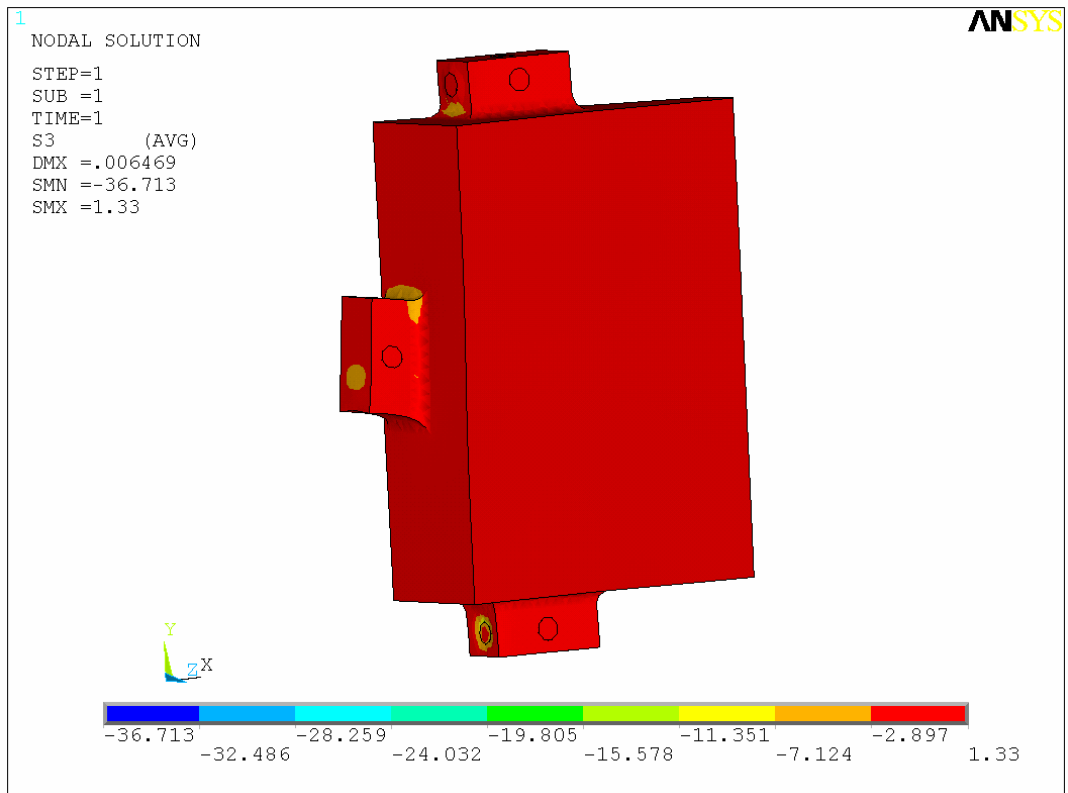


Fig. 5.7 – Terza tensione principale (compressione), caso 2 (a_{Ytot})
 (le tensioni negative sono quelle di compressione)

5.5 Caso di carico 2: Forze di bloccaggio

Per simulare la situazione di operatività in cui il Prisma P1 è soltanto sottoposto all'azione delle molle che, al momento del lancio, devono tenerlo bloccato per contrastare l'accelerazione, si provvede ad applicare sui codoli le pressioni esercitate dagli elementi elastici, determinate imponendo l'equilibrio tra forze applicate ed accelerazione.

La *mesh* ed i vincoli sono invariati rispetto alla precedente analisi ma, avendo visto che è utile aggiungere un vincolo in direzione Y, si effettuano due casi diversi al momento di considerare le forze lungo tale asse.

5.5.1 Calcolo delle pressioni sul Prisma P1

Le forze esercitate dalle molle sul Prisma P1 si ricavano imponendo l'equilibrio lungo ogni asse con la forza risultante dovuta all'accelerazione, data dal prodotto della massa dell'elemento ottico per l'accelerazione totale equivalente di 60g:

$$F_{TOT} = m * a_{tot} = 3.56 * 588.6 \approx 2100 \text{ N (kg * m/s}^2\text{)}^4$$

Per quanto riguarda l'asse Y si hanno due casi:

- Fy singola: in cui una sola superficie è vincolata in tale direzione, e di conseguenza è presente una sola forza (e molla nel progetto reale);
- Fy distribuita: in cui ci sono due superfici vincolate, quella del codolo laterale e quella del codolo inferiore. Quindi la forza è distribuita su due aree, quella sul codolo laterale che si “richiude” su di esso e quella sul codolo superiore che attraversa tutto il Prisma P1 prima di “richiudersi” sul vincolo.

⁴ In questi casi l'approssimazione è fatta sempre in eccesso in modo che l'analisi risulti cautelativa.

La forza risultante è distribuita sui codoli secondo il seguente schema:

1. Caso F_y singola:

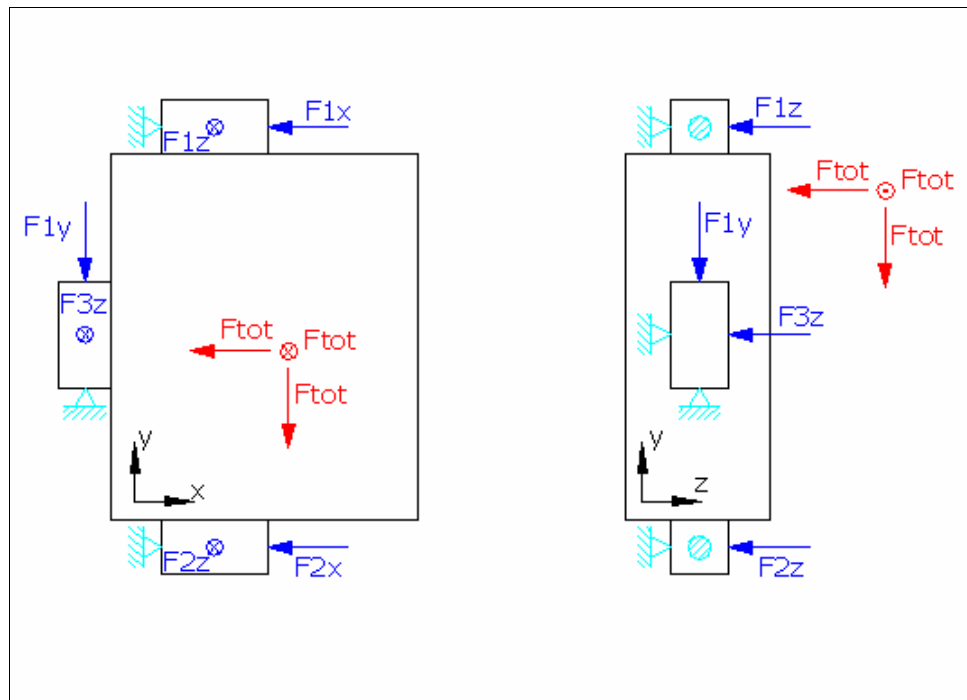
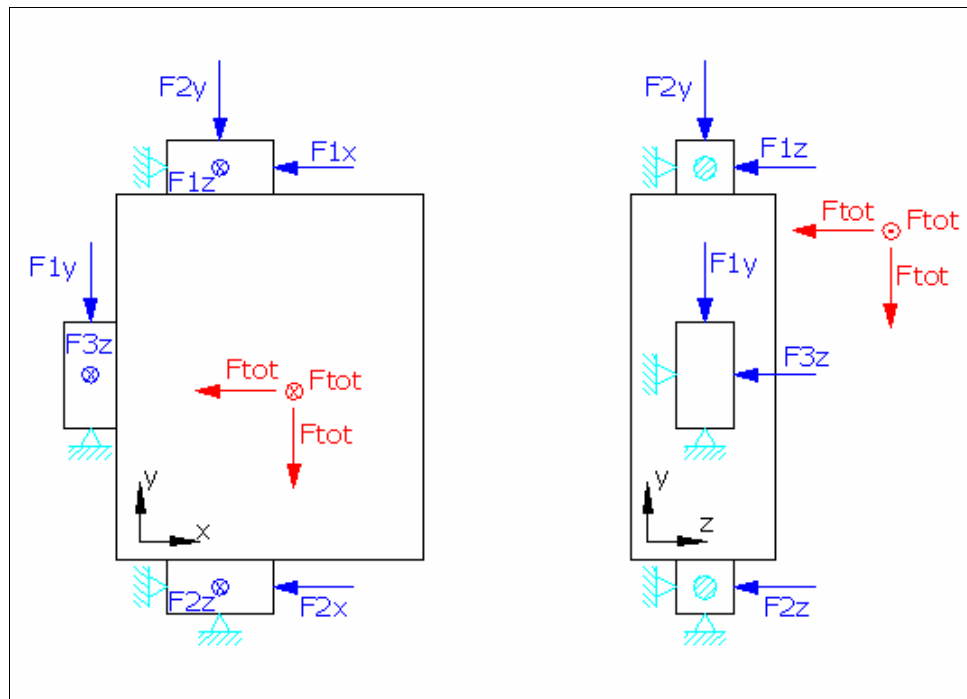


Fig. 5.8 – Schema forze su Prisma P1, caso F_y singola

$$F_{x1} = F_{x2} = \frac{F_{TOT}}{2} = 1050 \text{ N}$$

$$F_{y1} = F_{TOT} = 2100 \text{ N}$$

$$F_{z1} = F_{z2} = F_{z3} = \frac{F_{TOT}}{3} = 700 \text{ N}$$

2. Caso F_y distribuita:Fig. 5.9 – Schema forze su Prisma P1, caso F_y distribuita

$$F_{x1} = F_{x2} = \frac{F_{TOT}}{2} = 1050 \text{ N}$$

$$F_{y1} = F_{y2} = \frac{F_{TOT}}{2} = 1050 \text{ N}$$

$$F_{z1} = F_{z2} = F_{z3} = \frac{F_{TOT}}{3} = 700 \text{ N}$$

Le forze sono applicate come pressioni su un'area circolare di diametro 10 mm (la stessa dei vincoli) . Quindi le pressioni esercitate risultano:

$$P = F/A$$

$$\text{con } A = \pi r^2 \approx 78 \text{ mm}^2$$

1. Caso Fy singola

$$P_{X1}=P_{X2}= 13.46 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{Y1}= 26.92 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{Z1}=P_{Z2}=P_{Z3}= 8.97 \text{ N/mm}^2$$

2. Caso Fy distribuita:

$$P_{X1}=P_{X2}= 13.46 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{Y1}= P_{Y2}= 13.46 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{Z1}=P_{Z2}=P_{Z3}= 8.97 \text{ N/mm}^2$$

5.5.2 Casi analizzati

In totale i casi analizzati sono cinque:

- 1) **P_{XYZ}**: tutte le pressioni applicate contemporaneamente considerando il caso di F_Y distribuita; questo è il caso più cautelativo e probabilmente quello che verrà adottato nel progetto;
- 2) **P_X**: pressione lungo la direzione X;
- 3) **P_Y singola**: pressione lungo Y nel caso F_Y singola;
- 4) **P_Y distribuita**: pressione lungo Y nel caso F_Y distribuita;
- 5) **P_Z**: pressione lungo la direzione Z.

Ovviamente il caso che più si avvicina alla realtà reale sarà il primo in cui sono applicate tutte le pressioni. Gli altri casi sono stati analizzati solo per avere un'analisi di sensibilità nelle singole configurazioni.

Di seguito uno schema rappresentante vincoli (Fig. 5.10) e pressioni nel primo caso (Fig. 5.11).

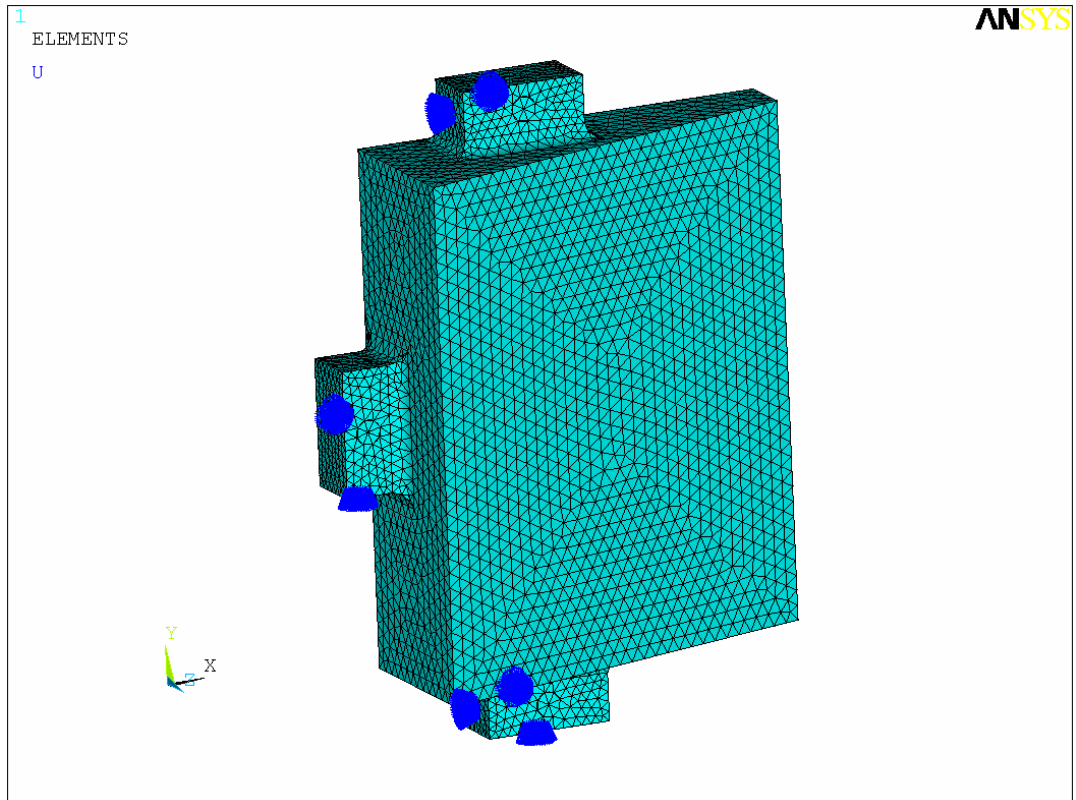


Fig. 5.10 – Schema dei vincoli applicati, caso 1 (P_{XYZ})

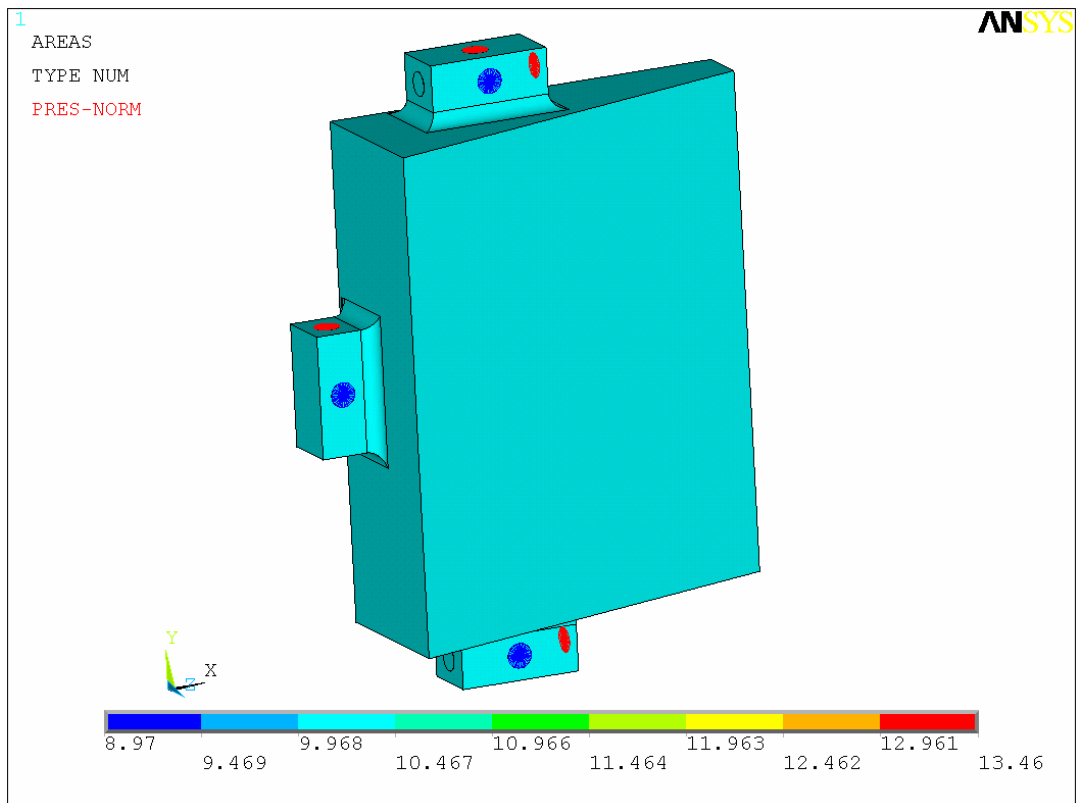


Fig. 5.11 – Schema delle pressioni applicate, caso 1 (P_{XYZ})

5.5.3 Risultati

Per i risultati valgono le stesse considerazioni fatte nel caso precedente (vedi § 5.4 Carico inerziale sul Prisma P1).

Di seguito i risultati vengono elencati nella Tab. 5.3.

Valori \ Casi	P _{XYZ}	P _X	P _Y singola	P _Y distribuita	P _Z
Spostamenti δ_{\max} (somma vettoriale) (mm)	<u>0.011</u>	0.003	0.006	0.004	0.0016
Tensioni $\sigma_{1\max}$ (Trazione) (MPa)	<u>4.452</u>	4.89	<u>8.232</u>	3.838	5.963
Tensioni $\sigma_{3\max}$ (compressione) (MPa)	<u>28.353</u>	27.593	47.223	27.281	19.225

Tab. 5.3 – Risultati analisi con forze di bloccaggio (i valori sottolineati indicano i risultati rappresentati nelle figure seguenti)

Quindi:

- Spostamenti < **0.012 mm** (= 12 μm);
- Tensioni di trazione < **10 Mpa**;
- Tensioni di compressione < **50 Mpa** (in valore assoluto).

Per quanto riguarda gli spostamenti anche in questo caso si evidenzia che sono dell'ordine dei centesimi di millimetro, quindi non creano alcun problema rientrando nei requisiti di massimo decentraggio; essendo però questa la possibile configurazione operativa, è interessante analizzare le deformazioni superficiali e verificare che rispondano ai requisiti richiesti per il *Wave Front Error* (tale studio è rimandato al caso più dettagliato di analisi dell'Assieme Prisma soggetto a temperatura criogenica, effettuato nel Capitolo 10).

Le tensioni di trazione risultano in ogni caso entro il limite del materiale (10 MPa) avendo considerato, come nel caso precedente, quelle ottenute nelle zone circostanti le aree di applicazione delle forze e non le tensioni massime date dal programma e relative alla geometria del modello.

Infine le tensioni di compressione risultano sensibilmente inferiori a quelle sopportate dal materiale.

Nelle figure che seguono, riferite ai risultati sottolineati in tab. 5.3, si constata che le tensioni più elevate sono concentrate sullo spessore delle parti dei codoli rialzate, create solamente allo scopo di avere un riferimento geometrico per l'inserimento dei vincoli.

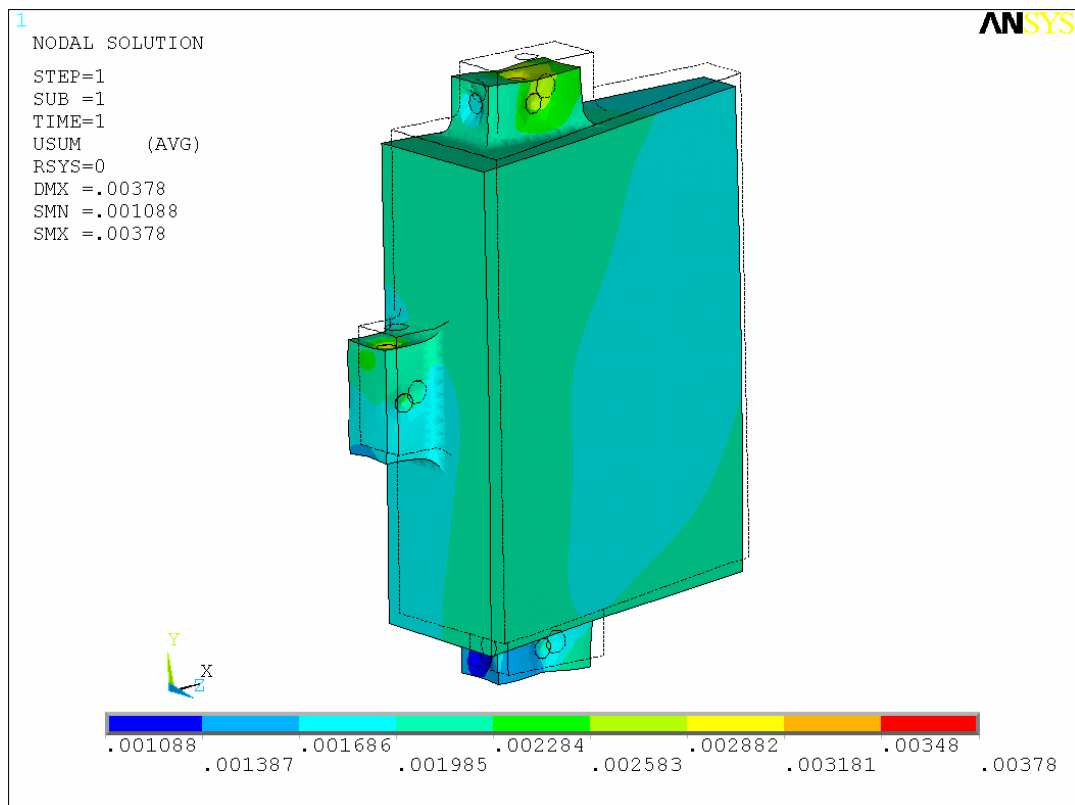


Fig. 5.12 – Spostamenti totali, caso 1 (P_{XYZ})

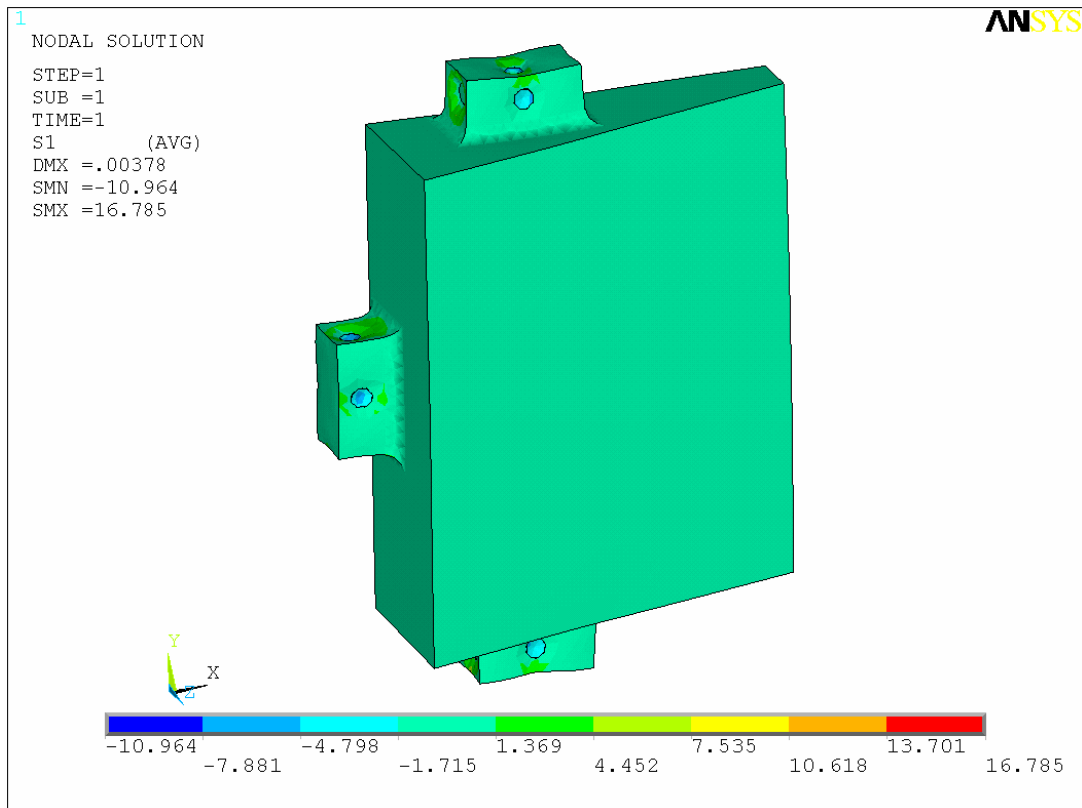


Fig. 5.13 – Prima tensione principale, caso 1 (P_{XYZ}) (le positive sono quelle di trazione)

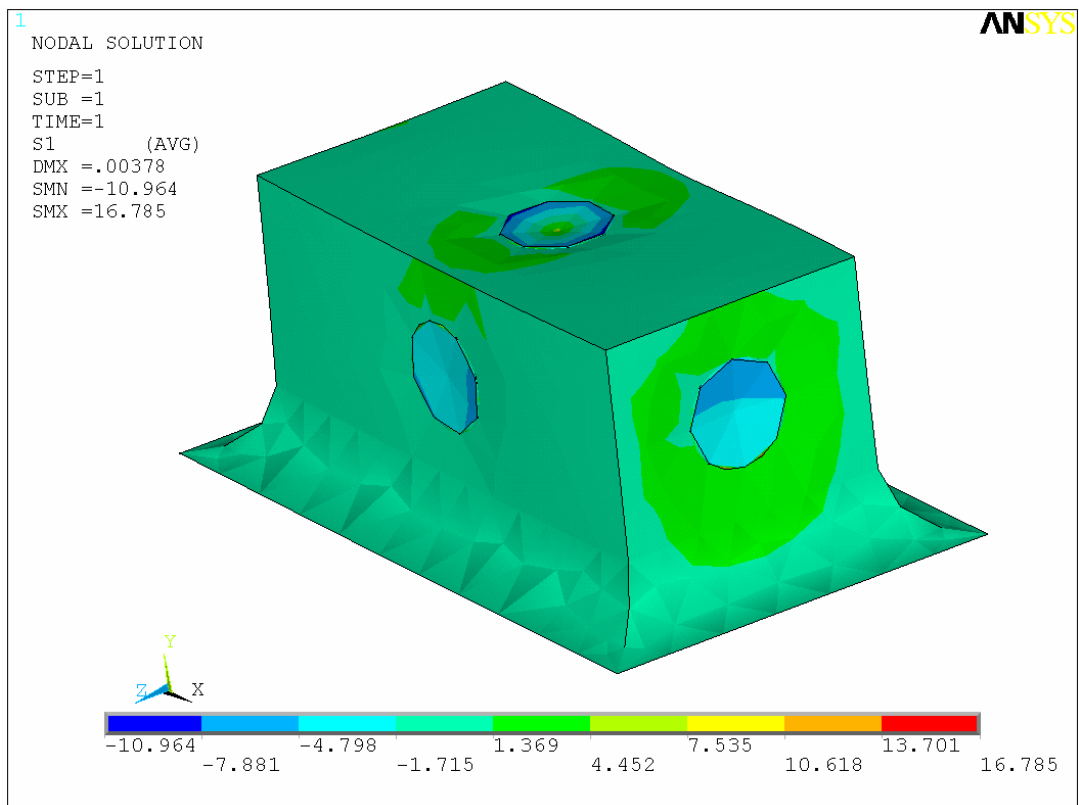


Fig. 5.14 – Prima tensione principale di trazione, caso 1 (P_{XYZ}): particolare del solo codolo superiore

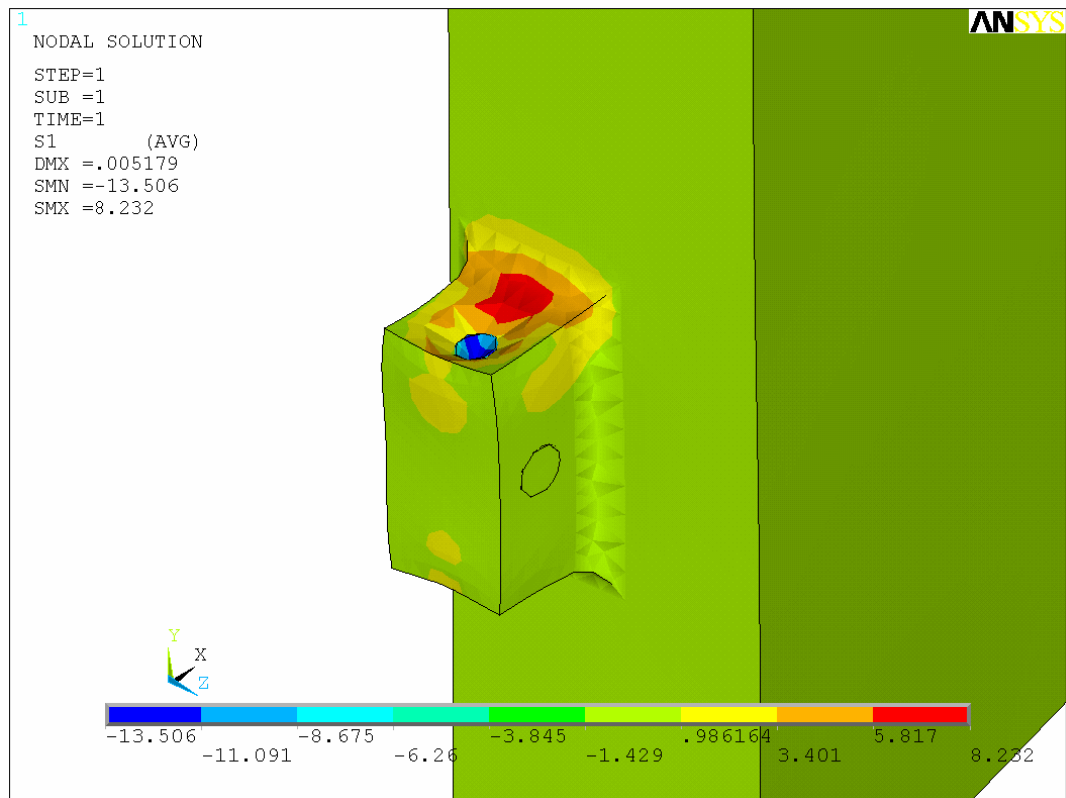


Fig. 5.15 – Prima tensione principale, caso 3 (P_{Y} singola)

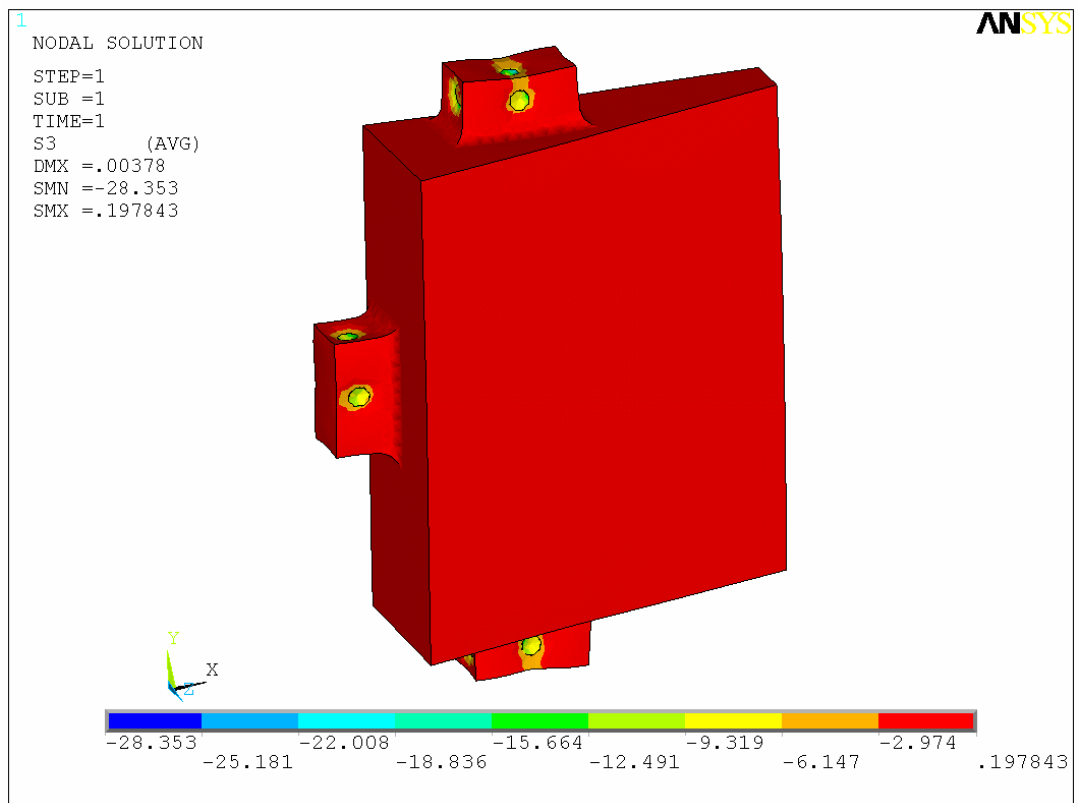


Fig. 5.16 –Terza tensione principale di compressione, caso 1 (P_{XYZ}) (le negative sono quelle di compressione)

5.6 Riepilogo

Di seguito viene presentata una tabella riassuntiva dei due casi di carico analizzati, quello inerente alle forze inerziali e quello relativo alle forze elastiche di bloccaggio.

	Casi analizzati	Spostamenti δ_{\max} (mm)	Tensioni $\sigma_{1\max}$ (Trazione) (MPa)	Tensioni $\sigma_{3\max}$ (compressione) (MPa)
Forze inerziali	1. ($a_{Xtot} = 588.6 \text{ m/s}^2$)	0.0083	7.313	28.047
	2. ($a_{Ytot} = 588.6 \text{ m/s}^2$)	0.0075	11.961	36.713
	3. ($a_{Ztot} = 588.6 \text{ m/s}^2$)	0.0208	7.781	34.19
Forze di bloccaggio	P_{XYZ}	0.011	4.452	28.353
	P_X	0.003	4.89	27.593
	P_Y singola	0.006	8.232	47.223
	P_Y distribuita	0.004	3.838	27.281
	P_Z	0.0016	5.963	19.225

Tab. 5.4 – Riepilogo risultati analisi sul Prisma

Riassumendo, i risultati indicano che il materiale di cui è costituito il Prisma, *Suprasil*, resiste bene sia quando l'elemento ottico è soggetto alle accelerazioni lungo i tre assi, sia nel caso di applicazione delle forze di bloccaggio necessarie a tenere fermo il Prisma. Come già accennato, soltanto in un caso le tensioni di trazione superano, se pur di poco, il limite ammesso. Si tratta del caso *Forze d'inerzia lungo Y* e la tensione si concentra sul codolo laterale che deve sostenere l'intero carico lungo l'asse Y: tale risultato ci induce a proseguire le analisi sull'Assieme Prisma considerando di distribuire la forza di bloccaggio applicata in direzione Y su due molle, evitando così tensioni troppo elevate sul codolo laterale.

DISEGNO DELL' ASSIEME PRISMA

Sviluppando l'idea di montaggio individuale per un singolo elemento ottico, è stata costruita intorno al Prisma P1 una struttura meccanica avente lo scopo di poter esercitare le forze necessarie a tenere fermo il Prisma P1 al momento del lancio del satellite calcolate precedentemente (Cap 5).

Tale struttura è composta da tre diversi tipi di elementi:

- **Elementi elastici:** elementi che esercitano il carico richiesto per bloccare l'elemento ottico (in rosa e giallo);
- **Legatura ottica:** struttura portante che circonda il Prisma P1 come una cornice su cui vengono fissati gli elementi elastici (in grigio);
- **Cilindri distanziali:** elementi di unione che colmano lo spazio tra le superfici dei "codoli" del Prisma P1 e gli altri elementi (struttura portante e elementi elastici) (in blu e celeste scuro).

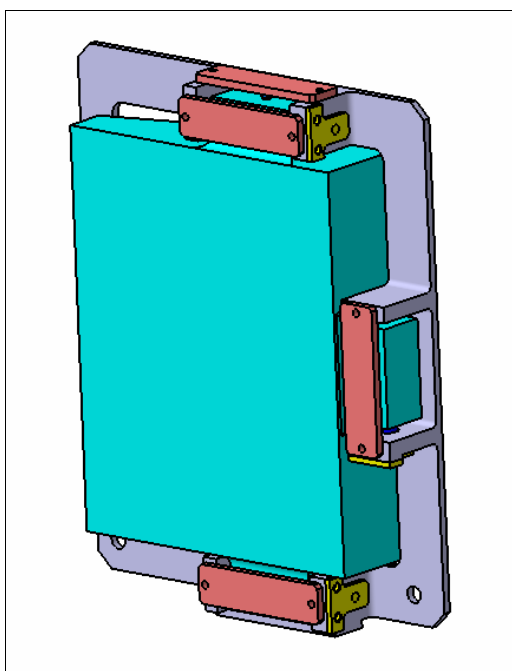


Fig. 6.1 –Assieme P1

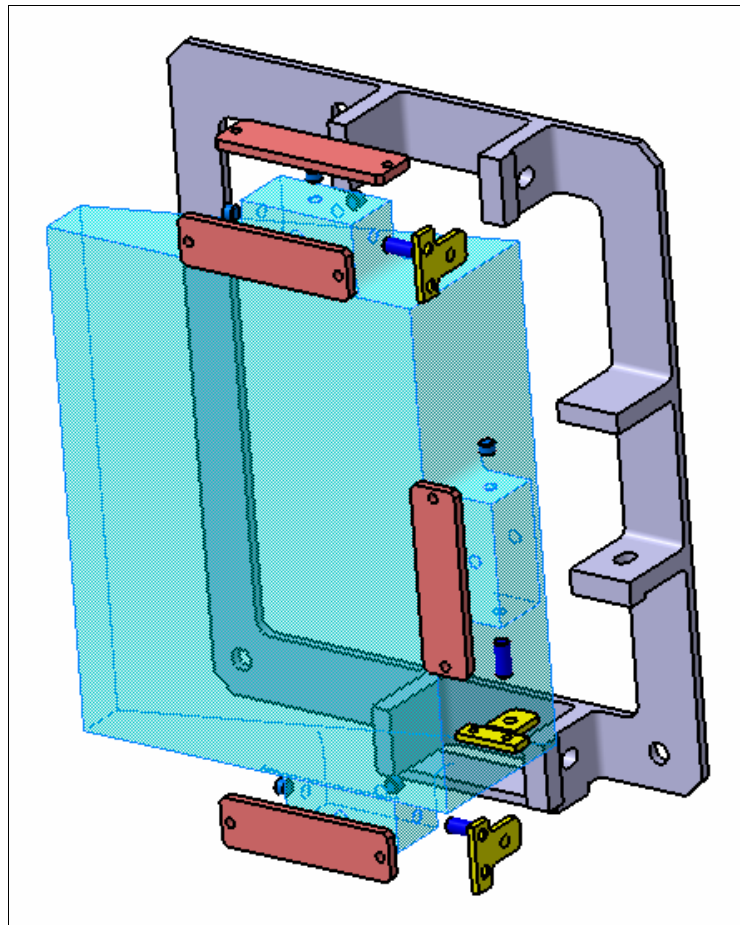


Fig 6.2 Assieme P1, vista esplosa

Molte parti dell'Assieme Prisma sono state semplificate: in particolare il contatto tra il materiale del Prisma P1 e i Cilindri distanziali.

Nella figura seguente è raffigurato un esempio di come, di solito, questo contatto viene disegnato.

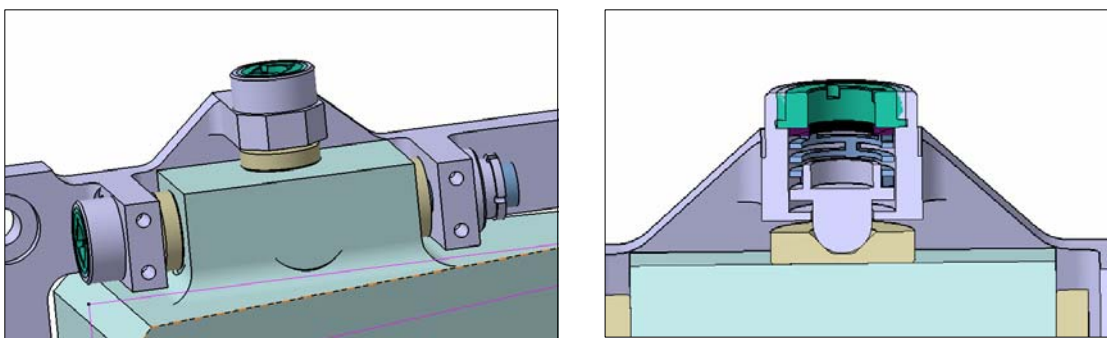


Fig. 6.3 – Esempio di contatto vetro-molle

6.1 Materiali dell'Assieme P1

Il materiale utilizzato per la **Legatura ottica** è l'**Invar**: tale materiale è una lega metallica composta principalmente di ferro (64%) e nichel (36%), con tracce di carbonio e cromo. E' stato scelto per la sua rigidità e resistenza poiché simili all'acciaio e per il suo coefficiente di espansione termica molto basso, vantaggioso per interfacciarsi con il *Suprasil* del Prisma P1, in modo che quando la struttura scende alla temperatura operativa di 100 K si avvertano in maniera minore le differenze di dilatazione termica dei diversi materiali.

Le proprietà dell'*Invar* sono elencate in tabella:

INVAR M93	
Modulo di Young	144'000 Mpa
Coefficiente di Poisson	0.29
Densità	$8.15 \cdot 10^{-6}$ Kg/mm ³
Coefficiente di dilatazione termica medio tra 293 e 120 K	$1.56 \cdot 10^{-6}$ K ⁻¹

Tab. 6.1 – Caratteristiche del materiale *Invar*

Anche gli **Elementi elastici** vengono costruiti in *Invar*, in modo che non si abbiano problemi di diversa dilatazione termica al variare della temperatura.

I **Cilindri distanziali** possono essere dello stesso *Invar* o di altro materiale simile come un comune acciaio.

Come già evidenziato, il materiale di cui è composto il **Prisma P1** è il *Suprasil*, di cui riportiamo le caratteristiche principali nella Tab.6.2.

SUPRASIL		
Modulo di Young		70'000 MPa
Coefficiente di Poisson		0.17
Densità		$2.2 \cdot 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$
Resistenza	a trazione	< 10 MPa
	a compressione	< 200 MPa

Tab. 6.2 – Caratteristiche del materiale *Suprasil*

6.2 Legatura ottica dell'Assieme P1

Tale struttura di sostegno è stata disegnata come una cornice di larghezza e spessore pressoché uniforme, sulla quale sono state ricavate delle “colonne” in corrispondenza dei codoli del prisma, per poter fissare gli elementi elastici.

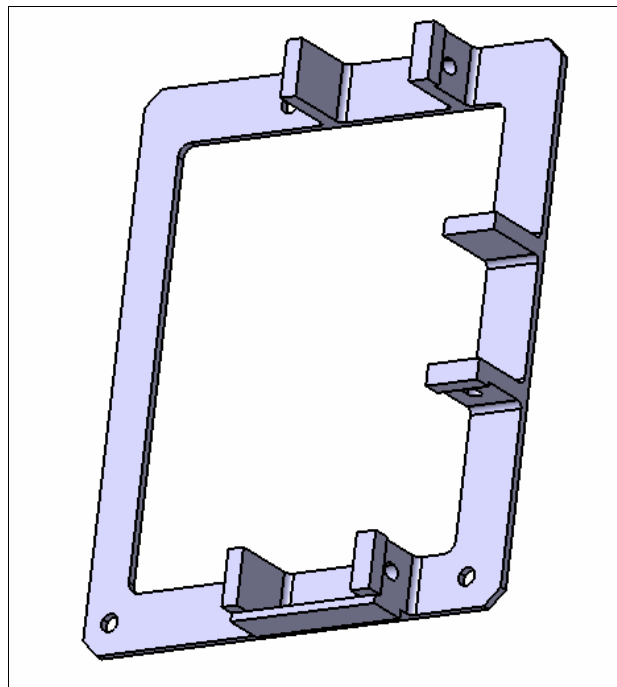


Fig. 6.4 – Disegno della Legatura ottica

Su di essa sono stati ricavati tre fori, posizionati il più lontano possibile tra loro per avere un maggiore stabilità alle deformazioni, costituenti i punti di interfaccia con la struttura esterna, sia essa il banco strutturale su cui alloggiavano tutti gli elementi ottici, sia una struttura modulare su cui vengono fissati alcuni elementi ottici racchiusi nelle loro cornici.

Il dimensionamento di tale struttura viene eseguito nel Cap. 7 seguente, in cui si effettua l'analisi modale.

6.3 Elementi elastici¹

Gli elementi elastici sono stati pensati come **Molle a balestra** o **Molle a sbalzo**, in modo da occupare meno spazio rispetto ad altri tipi di molle, quali le molle a tazza, che usualmente vengono impiegate in questi casi.

La scelta tra Molla a balestra o Molla a sbalzo dipende dallo spazio disponibile. Entrambe le molle sono state disegnate appositamente per tale progetto: le dimensioni principali sono state ricavate dalla geometria della Legatura ottica su cui si devono interfacciare; lo spessore, invece, è stato determinato approssimando le molle con un modello di trave a sezione rettangolare e sfruttando la formula della freccia massima; successivamente le molle sono state analizzate e verificate, simulando la condizione reale, tramite il *software* ad elementi finiti Ansys.

¹ Si premette che il dimensionamento di tali elementi non è definitivo: esso è fatto sulla base dei dati noti a questo livello di progettazione. In particolare gli spostamenti imposti alle molle sono molto piccoli, dell'ordine di qualche decimo di millimetro, sebbene questo comporti una costante di rigidità elastica molto elevata, dato che il carico applicato è molto grande (circa 1000 N). La cosa migliore sarebbe avere una costante elastica bassa in modo che, pur avendo spostamenti e deformazioni al momento del lancio, il carico che le molle sostengono non vari di molto. Per questo, cosa che non viene affrontata in questa tesi, sarà necessaria un'analisi approfondita di tali tipi di molle, ideandone anche di nuove, nel caso si voglia ottenere una costante elastica bassa.

6.3.1 Molla a balestra

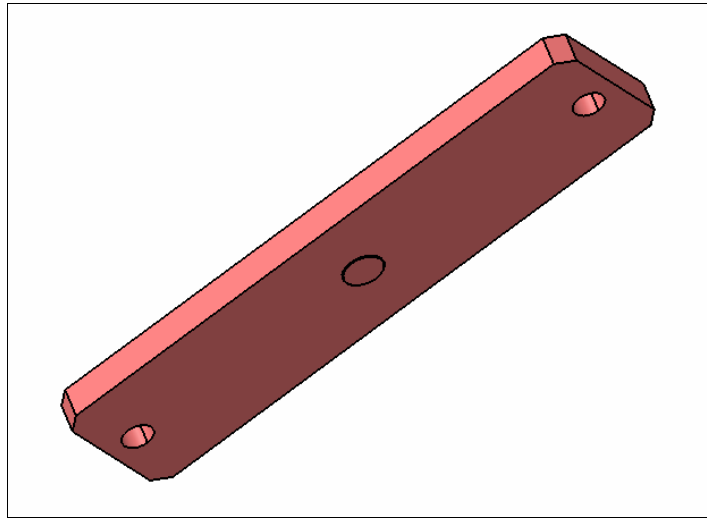


Fig. 6.5 – Molla a balestra

- **Carichi applicati**

Le Molle a balestra sono quattro e i carichi che devono sostenere sono i seguenti (vedere Fig. 5.9 del capitolo precedente):

$$F_{Z1}=F_{Z2}=F_{Z3}= = 700 \text{ N}$$

$$F_{Y2}= 1050 \text{ N}$$

Per il dimensionamento consideriamo il carico più alto pari a **1'050 N**.

- **Dimensionamento**

La lunghezza e la larghezza della molla sono date dalla geometria della Legatura ottica: il dimensionamento ci permette di definire lo spessore dato il carico che la molla deve esercitare e lo spostamento che vogliamo imporgli.

Per il calcolo dello spessore si approssima la Molla a balestra con una trave a sezione rettangolare semplicemente appoggiata agli estremi: volendo ottenere una deformazione massima della molla dell'ordine di qualche decimo di millimetro, si sfrutta la formula della freccia per ricavare lo spessore.

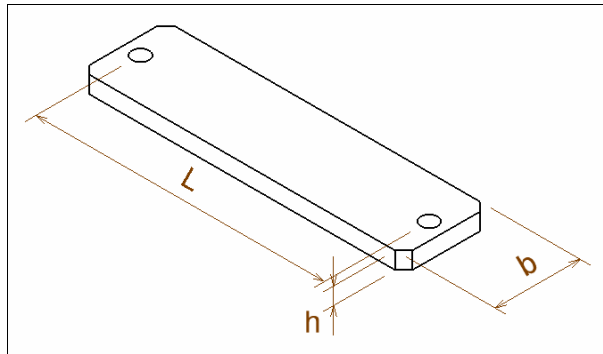


Fig. 6.6 – Grandezza della Molla a balestra

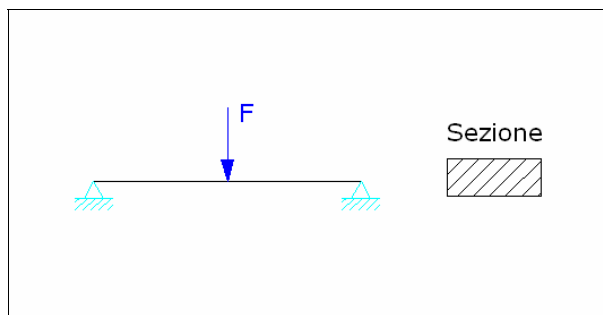


Fig. 6.7 – Modello di trave incastrata per il calcolo spessore Molla a balestra

Dati:

- Carico: $F = 1050 \text{ N}$
- Lunghezza utile della molla: $L = 68 \text{ mm}$
- Larghezza della molla: $b = 15 \text{ mm}$
- Modulo di Young del materiale (*Invar*): $E = 144'000 \text{ MPa}$
- Spostamento desiderato (freccia): $\delta = 0,6 \text{ mm}$

Formula della freccia per una trave appoggiata con carico al centro:

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I}$$

dove I è il momento d'inerzia:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Sostituendo i dati si ricava che lo spessore della molla è:

$$h = 4 \text{ mm}$$

Ovviamente nella realtà i risultati sono diversi, dato che il carico non è concentrato, ma distribuito su una superficie, e che le zone vincolate non sono dei semplici appoggi: per questo si esegue una verifica simulando la molla con il modello agli elementi finiti.

- **Verifica del dimensionamento**

Nel modello ad elementi finiti si vincola ogni grado di libertà dei nodi delle superfici interne dei fori alle estremità della molla e si applica il carico di 1050 N sottoforma di pressione sulla superficie di riferimento appositamente disegnata di diametro 5mm. La pressione risulta:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot r^2} = \frac{1050}{\pi \cdot 2.5^2} = 52.5 \text{ N/mm}^2$$

Dalla deformata si ricava così lo spostamento della parte centrale della molla.

Di seguito la rappresentazione del modello ad elementi finiti e i risultati della deformata.

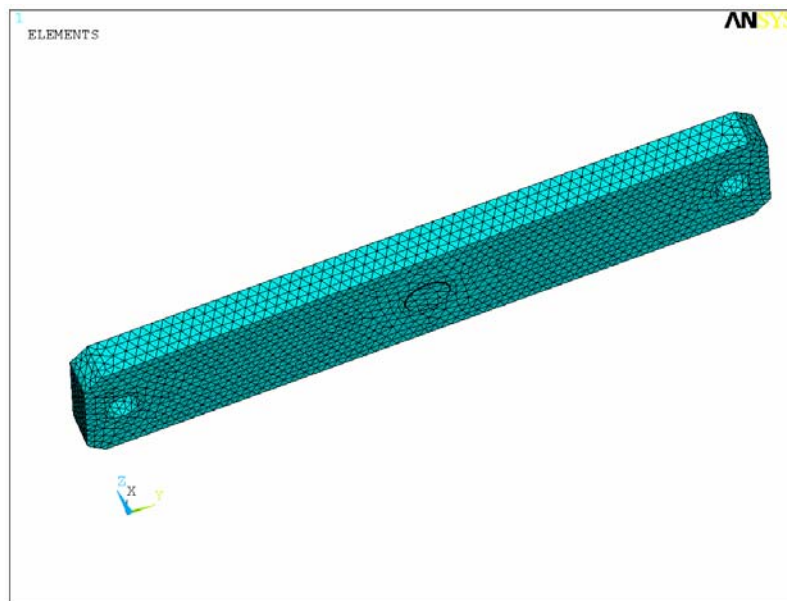


Fig. 6.8 – Modello ad elementi finiti della Molla a balestra

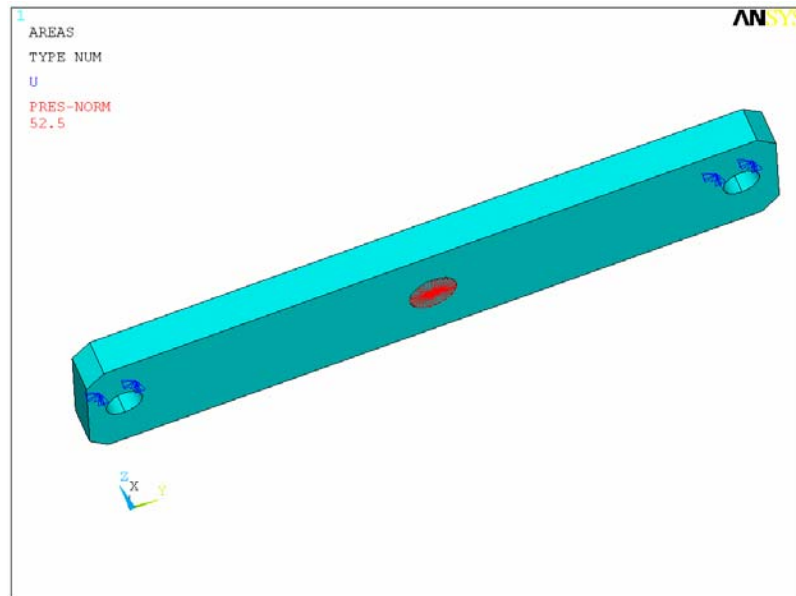


Fig. 6.9 – Pressione e vincoli della Molla a balestra

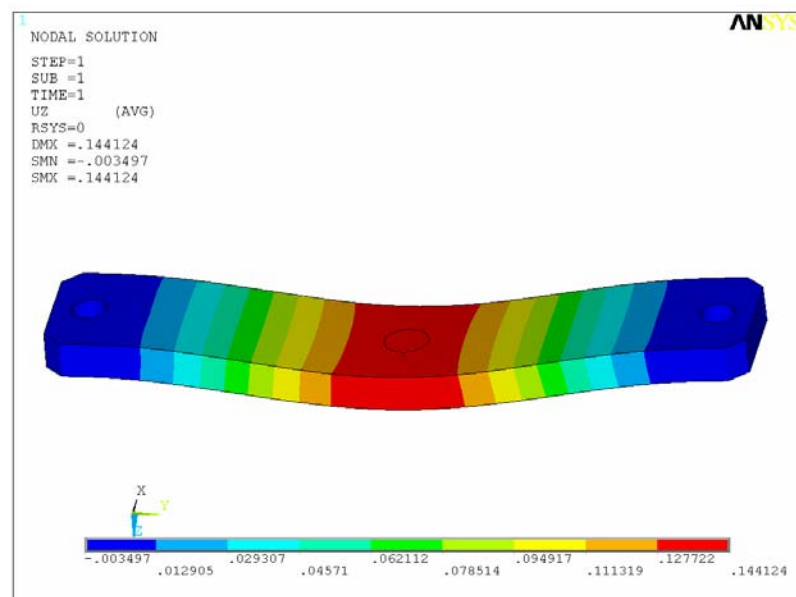


Fig. 6.10 – Spostamenti lungo Z della Molla a balestra

Dal diagramma degli spostamenti si vede che la freccia è pari a **0.14 mm**: sebbene sia un po' inferiore al dato da cui eravamo partiti (0.4 mm), si ritiene accettabile e si mantiene lo spessore della Molla a balestra quello calcolato al punto precedente (**4 mm**), dato che sarà comunque necessario in seguito uno studio più accurato delle molle.

In Appendice D: disegno con le dimensioni dettagliate.

6.3.2 Molla a sbalzo

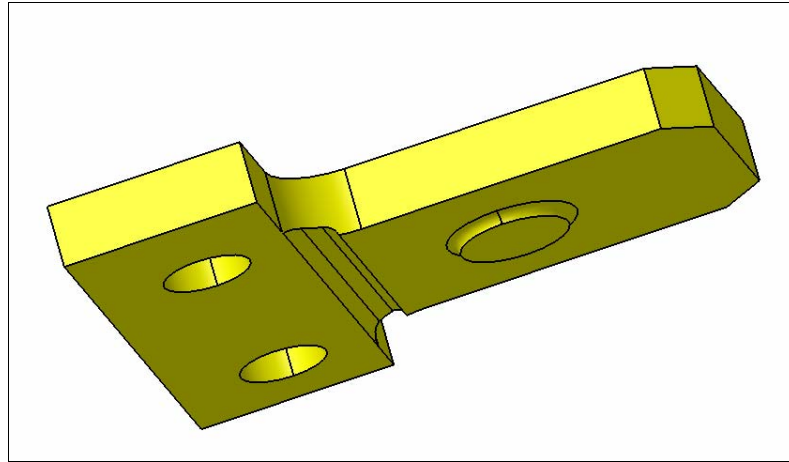


Fig. 6.11 – Molla a sbalzo

- **Carichi applicati**

Le Molle a sbalzo sono tre e i carichi che devono sostenere sono i seguenti (vedere Fig. 5.9 del capitolo precedente):

$$F_{X1}=F_{X2}= 1050 \text{ N}$$

$$F_{Y1}= 1050 \text{ N}$$

Quindi per il dimensionamento consideriamo il carico pari a **1'050 N**.

- **Dimensionamento**

Il procedimento è analogo a quello effettuato per la Molla a balestra, cambia soltanto la formula della freccia, dato che in questo caso la molla è approssimata con un modello di mensola incastrata e carico concentrato in estremità.

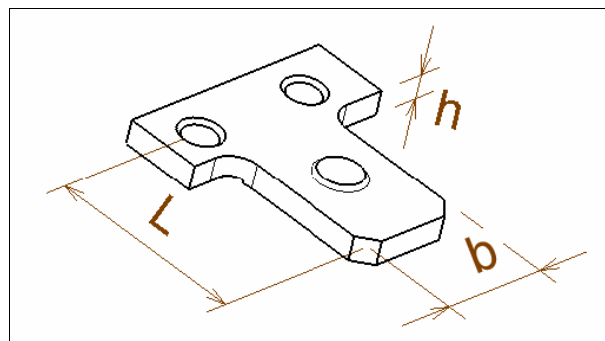


Fig. 6.12 – Grandezze della Molla a balestra

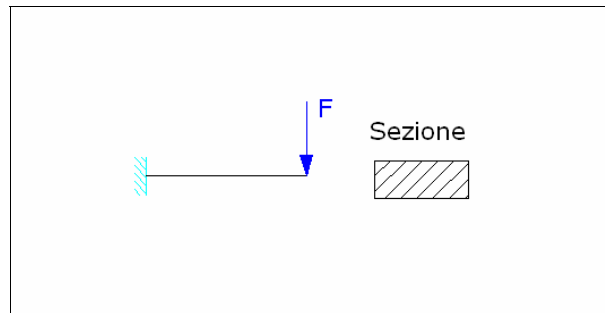


Fig. 6.13 – Modello di mensola incastrata per il calcolo spessore Molla a balestra

Lo spostamento richiesto può essere in questo caso anche dell'ordine del millimetro dato che la molla è fissata ad una sola estremità.

Dati:

- Carico: $F = 1\,050\text{ N}$
- Lunghezza utile della molla: $L = 23\text{ mm}$
- Larghezza della molla: $b = 13\text{ mm}$
- Modulo di Young del materiale (*Invar*): $E = 144000\text{ MPa}$
- Spostamento desiderato (freccia): $\delta = 1,0\text{ mm}$

Formula della freccia per una mensola incastrata e carico in estremità:

$$\delta = \frac{F \cdot L^3}{3 \cdot E \cdot I}$$

dove I è il momento d'inerzia:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Sostituendo i dati si ricava che lo spessore della molla è:

$$h = 2.9\text{ mm}$$

Come nel caso della Molla a balestra si effettua una verifica con il modello ad elementi finiti.

- **Verifica**

Nel modello ad elementi finiti si vincola ogni grado di libertà dei nodi delle superfici interne dei fori della molla e si applica il carico di 1050 N sottoforma di pressione sulla superficie di riferimento appositamente disegnata di diametro 5mm: la pressione quindi risulta:

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot r^2} = \frac{1050}{\pi \cdot 2.5^2} = 52.5 \text{ N/mm}^2$$

Al fine di ottenere una soluzione che comporti meno tensioni di trazione e di taglio, sono già stati disegnati smussi in corrispondenza dei fori e una gola che agevola la flessione della molla.

Dalla deformata si ricava così lo spostamento della parte centrale della molla.

Di seguito la rappresentazione del modello ad elementi finiti e i risultati della deformata.

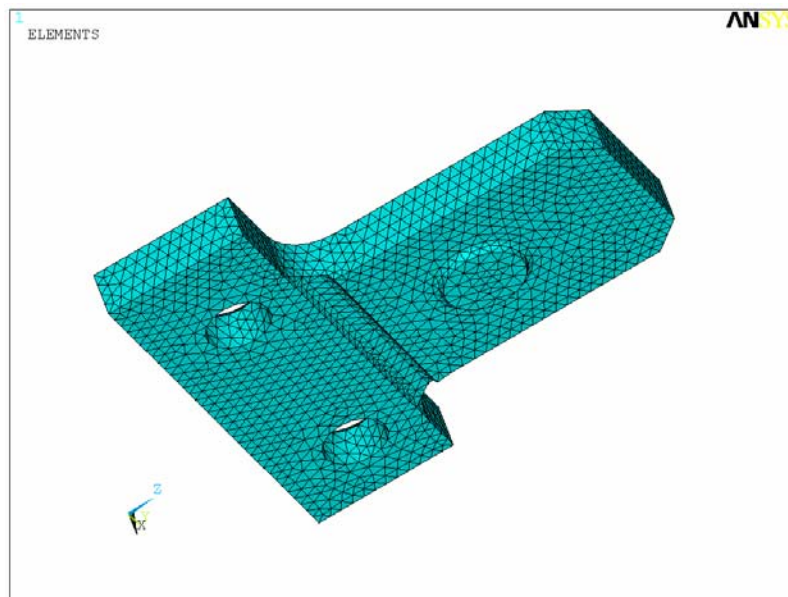


Fig. 6.14 – Modello ad elementi finiti della Molla a balestra

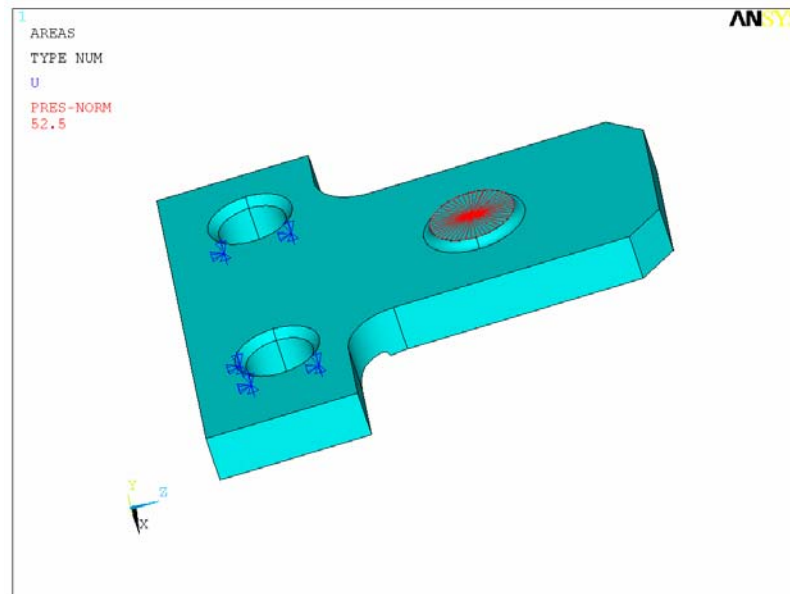


Fig. 6.15 – Pressione e vincoli della Molla a balestra

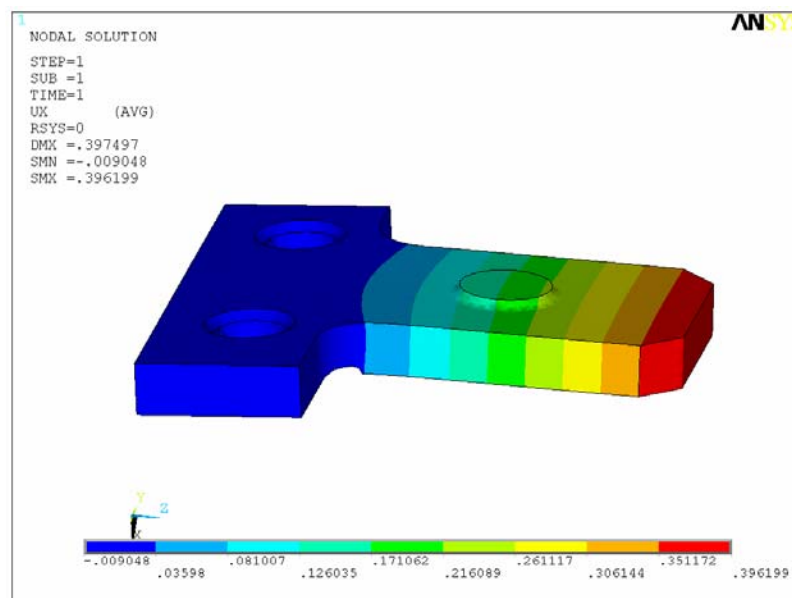


Fig. 6.16 – Spostamenti lungo Z della Molla a balestra

La freccia richiesta non è quella corrispondente agli spostamenti massimi ottenuti dall'analisi, inerenti l'estremità della molla, bensì quelli della parte centrale in corrispondenza della superficie di riferimento (in verde scuro nella figura precedente: Fig. 6.16).

Quindi si ottiene una freccia di **0.22 mm**, più bassa di quella imposta nei conti teorici (0.5 mm), ma ugualmente accettata, dato che il disegno della Molla a sbalzo non è definitivo.

In Appendice D: disegno con le dimensioni dettagliate.

6.4 Cilindri distanziali

I Cilindri distanziali hanno la funzione di porre a contatto le facce dei “codoli” del Prisma P1 con le altre parti, Elementi elastici e Legatura ottica. Essi consistono in piccoli cilindri di diametro costante, pari a quello dell’area circolare di contatto, e di lunghezza variabile a seconda di dove devono essere posizionati: per questo motivo ne sono stati disegnati tre tipi diversi.

In Appendice D: disegni con le dimensioni dettagliate.



Fig. 6.17 – Cilindri distanziali

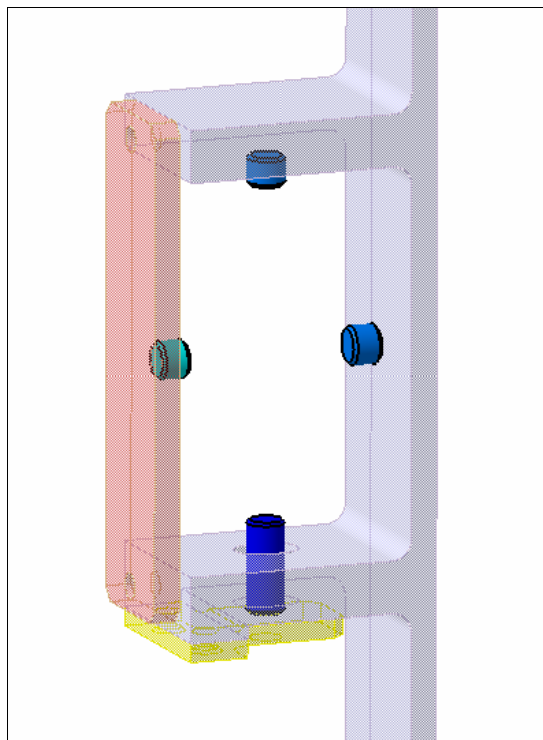


Fig. 6.18 – Posizionamento dei Cilindri distanziali

ANALISI MODALE DELL'ASSIEME PRISMA

L'analisi modale viene effettuata per indagare la robustezza dell'Assieme Prisma e in particolare della Legatura ottica, su cui si interverrà strutturalmente per raggiungere le frequenze dettate da specifica: l'obiettivo che ci prefiggiamo di raggiungere è di ottenere una prima frequenza del sistema, con masse partecipanti di oltre il 5%, maggiore di 200 Hz (vedi Cap 2, § 2.3).

Questa analisi viene eseguita senza la presenza delle forze elastiche di precarico imponendo i vincoli ed togliendo evitando qualsiasi situazione di carico. Per tale motivo si è ritenuto opportuno semplificare il modello unendo tutte le parti dell'Assieme Prisma, escluso il Prisma P1, in un unico elemento di *Invar*: il pezzo così ottenuto, denominato *Legatura ottica schematizzata*, risulta come se fosse stata creata per fusione: l'insieme di Legatura ottica schematizzata e Prisma P1 è stato denominato *Assieme Prisma schematizzato*.

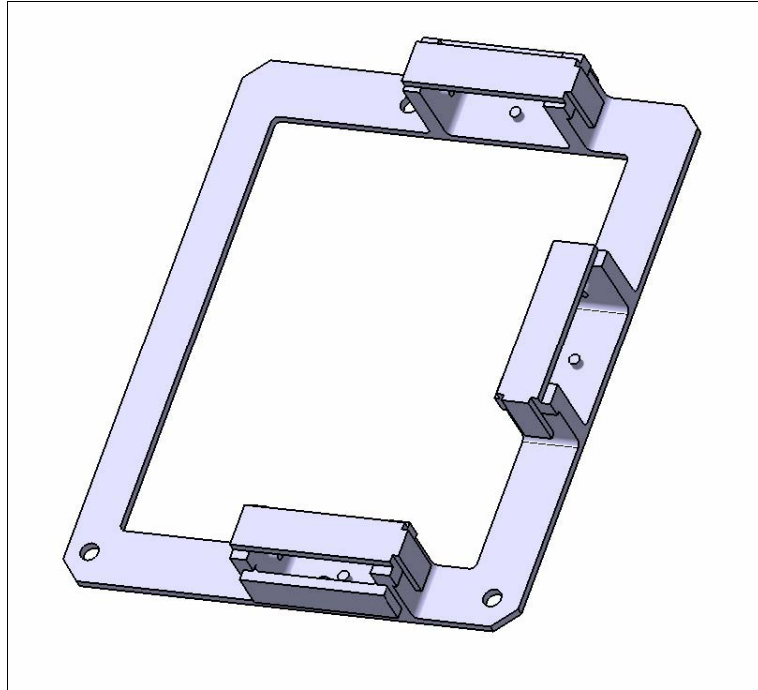


Fig. 7.1 – Legatura ottica schematizzata: modello di partenza

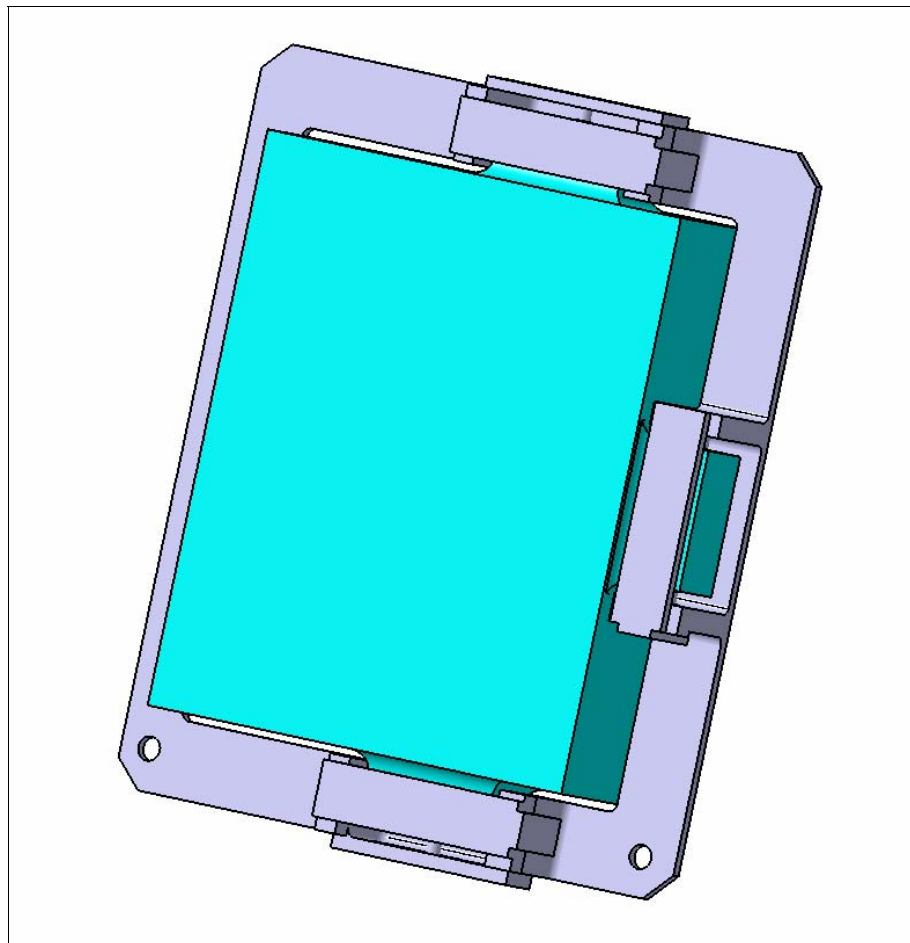


Fig. 7.2 –Asieme Prisma schematizzato: modello di partenza

Da tale configurazione si sviluppano le due soluzioni in cui viene rinforzata la Legatura ottica per ottenere la frequenza del primo modo di vibrazione richiesta.

Per lo studio con il modello ad elementi finiti è stato utilizzato il software Ansys Workbench¹ che permette di gestire in maniera migliore e più immediata i contatti tra parti diverse.

7.1 Legatura ottica schematizzata: soluzione n. 1

Dopo aver fusi insieme tutti gli elementi della Legatura ottica, ottenendo la Legatura ottica schematizzata, si è ritenuto opportuno eseguire un primo irrobustimento di tale modello prima di effettuare l'analisi modale.

7.1.1 Modello geometrico

- **Irrobustimento**

Per rafforzare la struttura la Legatura ottica è stata modificata disegnando una sezione a “C” al posto dello spessore uniforme originario, con irrigidimenti trasversali opportunamente posizionati.

¹ L'Ansys Workbench è una nuova applicazione di Ansys presente dalla versione 9 di questo ultimo. Essa è più interattiva rispetto al programma classico e utile nei casi in cui si abbia a che fare con complessivi in cui vi sono molte parti a contatto tra loro, soprattutto durante l'analisi modale, per la quale sono stati risolti molti problemi presenti nella versione classica.

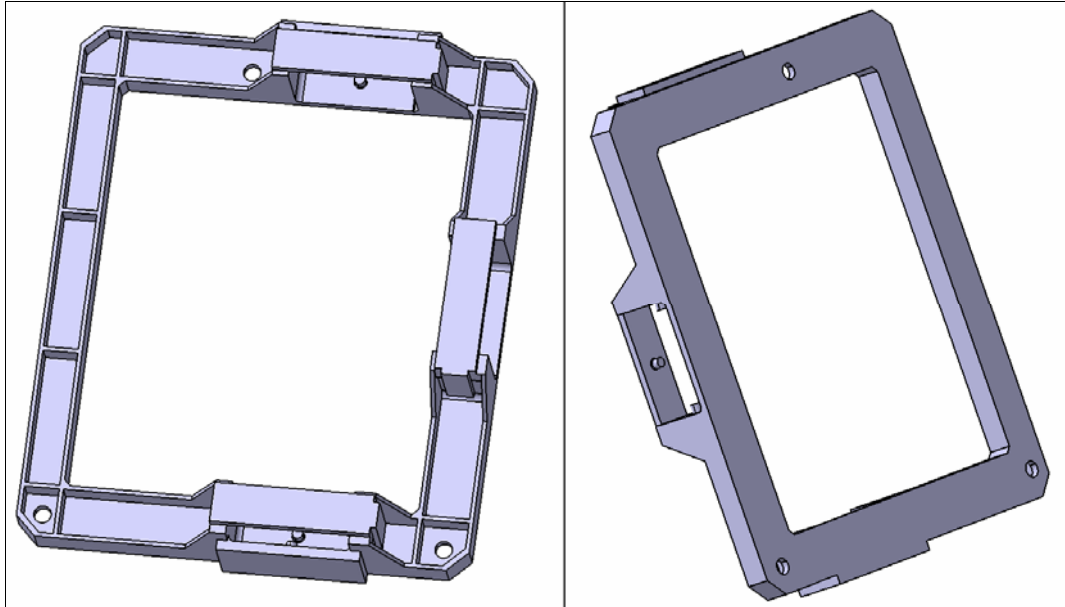


Fig. 7.3 – Soluzione n. 1: Legatura ottica schematizzata

Inoltre, le “colonne” su cui sono bloccati gli Elementi elastici, sono state consolidate tramite alette laterali.

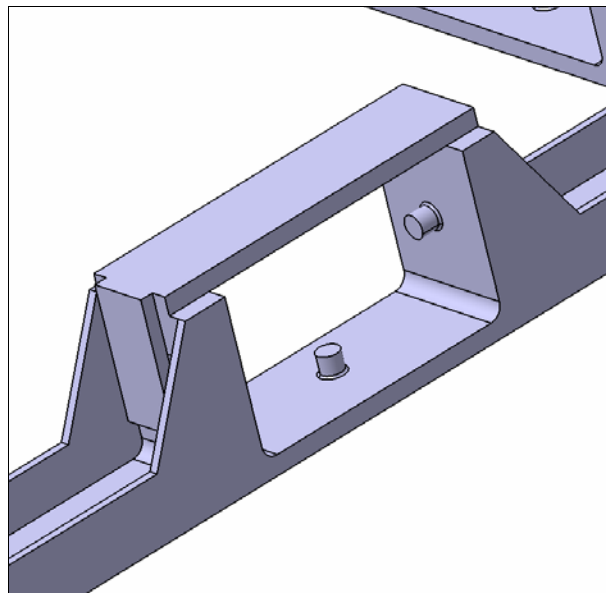


Fig. 7.4 – Soluzione n. 1: Legatura ottica schematizzata (alette laterali di rinforzo)

Infine anche la battuta sulla parte inferiore, che già faceva parte della Legatura ottica, è stata allargata e unita al resto della cornice per rendere tutta la parte più compatta e resistente.

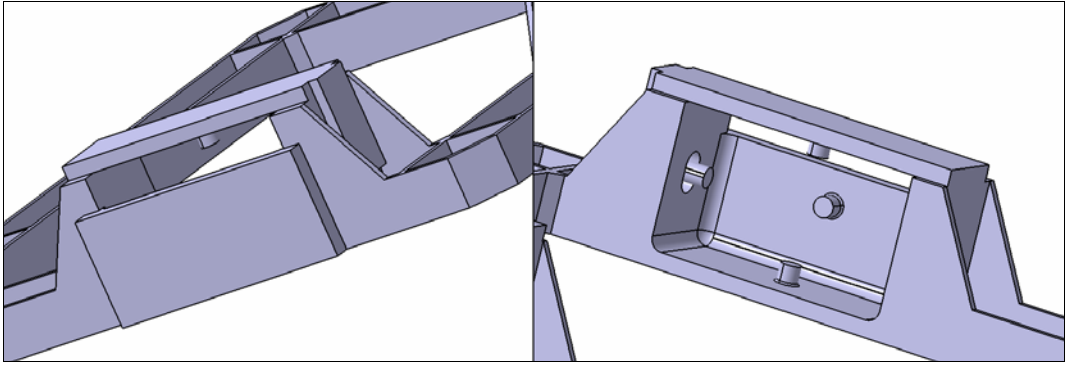


Fig. 7.5 – Soluzione n. 1: Legatura ottica schematizzata (battuta inferiore)

- **Massa**

La massa risultante della Legatura ottica schematizzata così realizzata, considerando la densità dell'*Invar*, è pari a **1.696 kg**.

Parte	Massa (kg)
Legatura ottica schematizzata	1.696
Prisma P1	3.565
Totale Assieme Prisma Schematizzato	5.261

Tab. 7.1 – Soluzione n. 1: Masse delle parti del modello

7.1.2 Modello ad elementi finiti

- **Contatto tra parti**

Il contatto tra le facce dei codoli del Prisma P1 e gli elementi della Legatura ottica schematizzata è stato affrontato utilizzando l'opzione "**Senza separazione**" che permette lo scorrimento tra le superfici ma non la separazione.

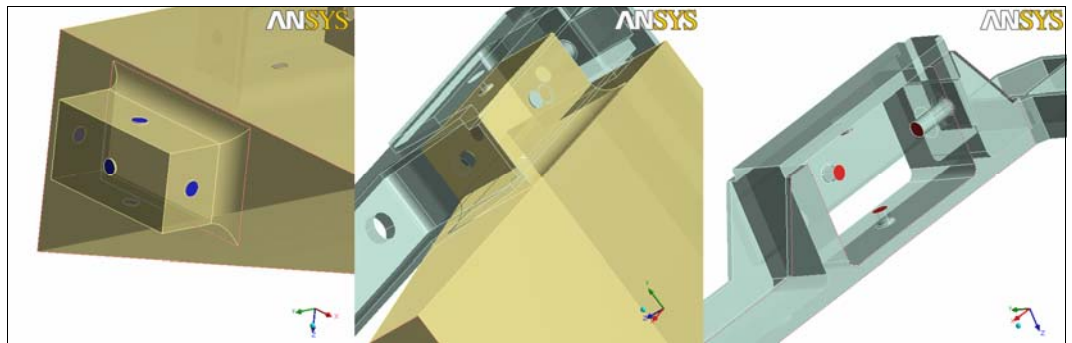


Fig. 7.6 – Soluzione n. 1: Esempio di zone di contatto

- **Mesh²**

La *mesh* è stata eseguita imponendo di avere tutti elementi tetraedrici, sia per il Prisma P1 che per la Legatura ottica schematizzata. Per rendere più regolare la *mesh*, dove la geometria lo permetteva, è stata creata una *mesh* superficiale regolare utilizzando il metodo *mappatura di faccia*; inoltre, sia sul Prisma P1 che sulla Legatura ottica schematizzata, alcuni spigoli sono stati suddivisi in un certo numero di parti uguali sfruttando lo strumento *dimensione*: su tali suddivisioni, successivamente, si adattano gli elementi della *mesh* volumetrica.

Si è scelto di proposito di non esagerare con le suddivisioni e le rifiniture per evitare un numero di elementi troppo alto.

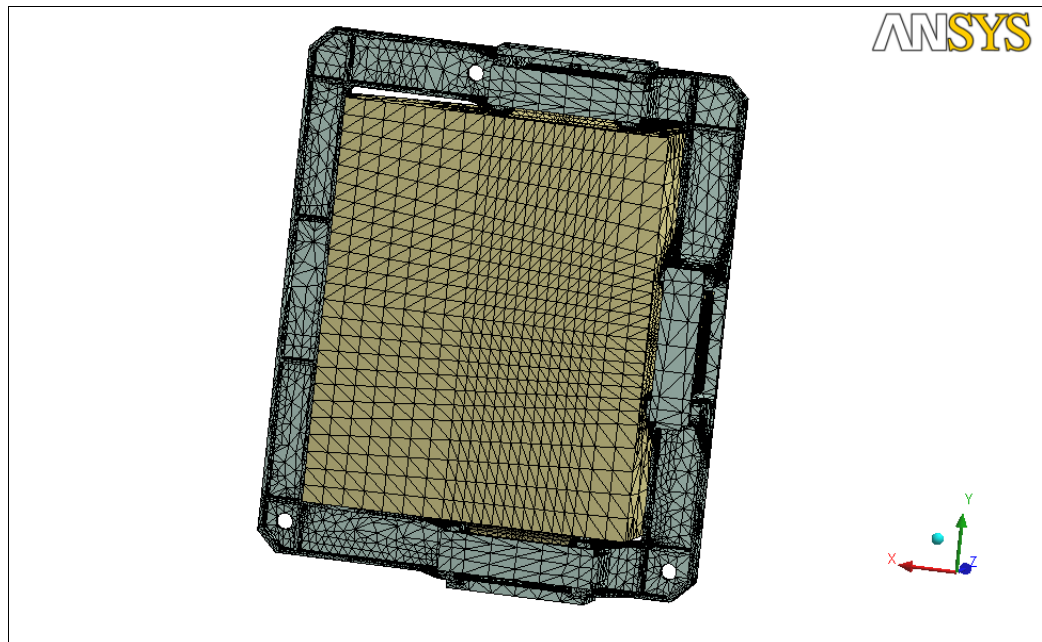


Fig. 7.7 – Mesh dell'Assieme Prisma schematizzato

² L'analisi dettagliata di metodi e strumenti di *mesh* utilizzati è presente nel Capitolo 8 in cui si definisce il modello ad elementi finiti dell'Assieme Prisma, descrivendolo in tutte le sue parti.

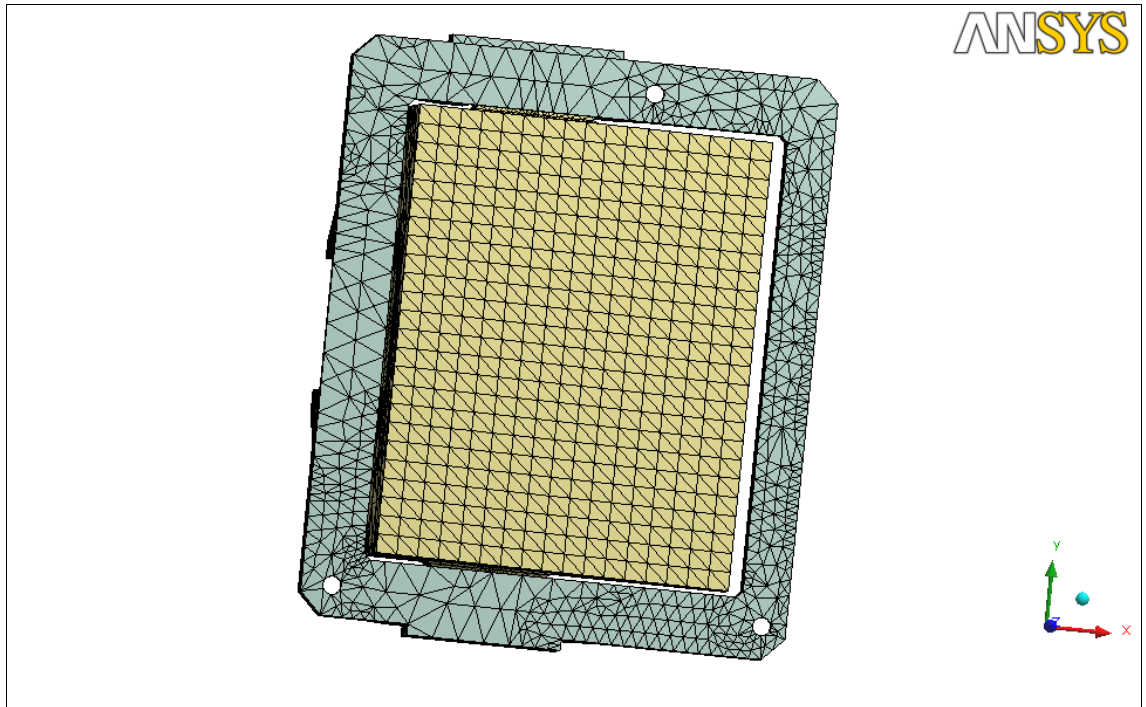


Fig. 7.8 – Mesh dell'Asieme Prisma schematizzato

Il totale degli elementi utilizzati è pari a **65'879**.

Il programma gestisce automaticamente gli elementi da utilizzare: in questo caso sono stati adoperati elementi SOLID187 per le *mesh* volumetriche, dato che è stato richiesto di avere tutti tetraedri, ed elementi CONTA174, con gli abbinati TARGE170, per le superfici a contatto.

Di seguito una tabella riassuntiva e la descrizione di tali elementi.:

Geometria	N. di elementi	Tipo
Legatura ottica schematizzata	35'621	SOLID187
Prisma P1	30'258	SOLID187
Totale	65'879	
Contatto tra Legatura e Prisma	454	CONTA174
	454	TARGE170

Tab. 7.2 – Soluzione n. 1: elementi della *mesh* dell'Asieme Prisma schematizzato

Gli elementi **SOLID187** sono elementi 3-D a 10 nodi, di cui 4 sono i vertici della struttura tetraedrica e 6 sono nodi intermedi posizionati a metà degli spigoli:

ogni nodo ha tre gradi di libertà consistenti nelle traslazioni lungo gli assi X, Y e Z; tale elemento è utile nei casi in cui si abbia a che fare con la modellazione di *mesh* irregolari.

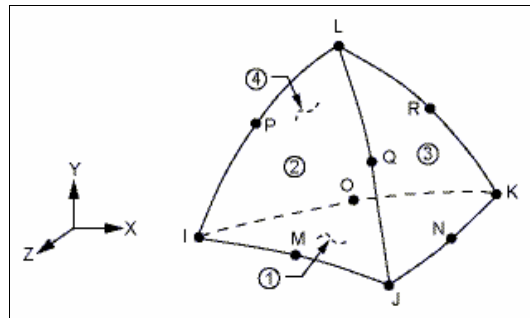


Fig. 7.9 – Geometria dell'elemento SOLID187

Ansys Workbench³ riconosce i tipi di contatto del modello geometrico, che sono stati creati in precedenza, e realizza automaticamente la *mesh* producendo gli elementi *contact* e *target* sulle due superfici che si devono interfacciare; in questo caso, come elementi *contact*, sono stati utilizzati i **CONTA174** poiché applicabili su superfici di solidi tridimensionali con elementi aventi nodi intermedi (quali i SOLID187): tali elementi si adattano alla superficie della parte su cui vengono creati assumendo le stesse caratteristiche della faccia degli elementi a cui vengono connessi. (vedi Fig. 7.10).

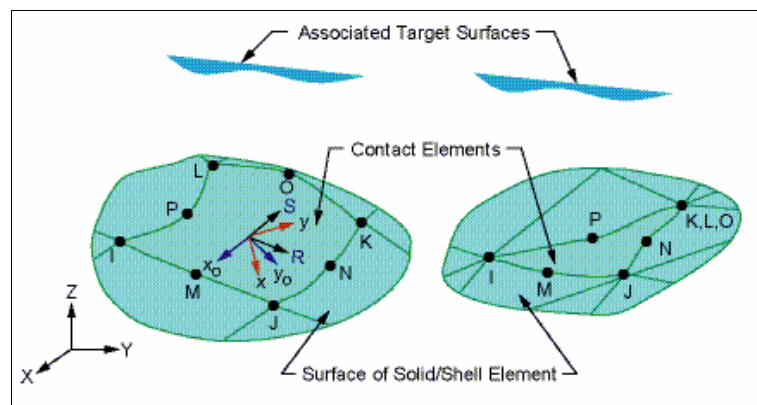


Fig. 7.10 – Geometria dell'elemento CONTA174

³ Il contatto tra parti diverse viene gestito da Ansys classico tramite la realizzazione di due tipi di elementi sulle superfici che devono essere poste a contatto: tali elementi sono i *contact* e i *target*; a seconda del tipo di elemento *contact* scelto si può scegliere l'elemento *target*, cioè il "bersaglio", fra quelli compatibili: Ansys provvede automaticamente a collegare i due tipi di elementi. Il tipo di *contact* viene scelto, normalmente, in base al tipo di *mesh* ed elementi su cui si deve interfacciare; la tipologia di contatto che si vuol creare è determinata cambiando le proprietà dell'elemento.

Il “bersaglio” dei CONTA174 sono necessariamente (non vi è altra scelta) gli elementi *target* **TARGE170**: tali elementi consistono in superfici discretizzate da una serie di segmenti (vedi Fig. 7.12) che sono accoppiati con la superficie degli elementi *contact* per mezzo di un set di costanti reali.

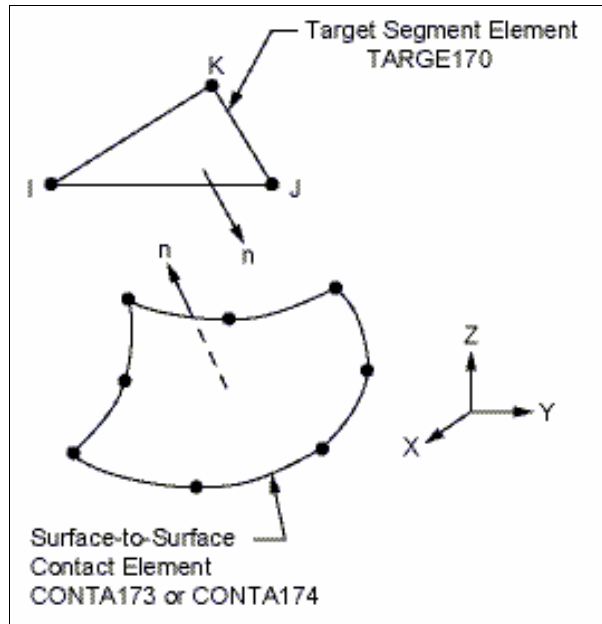


Fig. 7.11 – Esempio di accoppiamento *contact* – *target* per il caso *surface to surface*

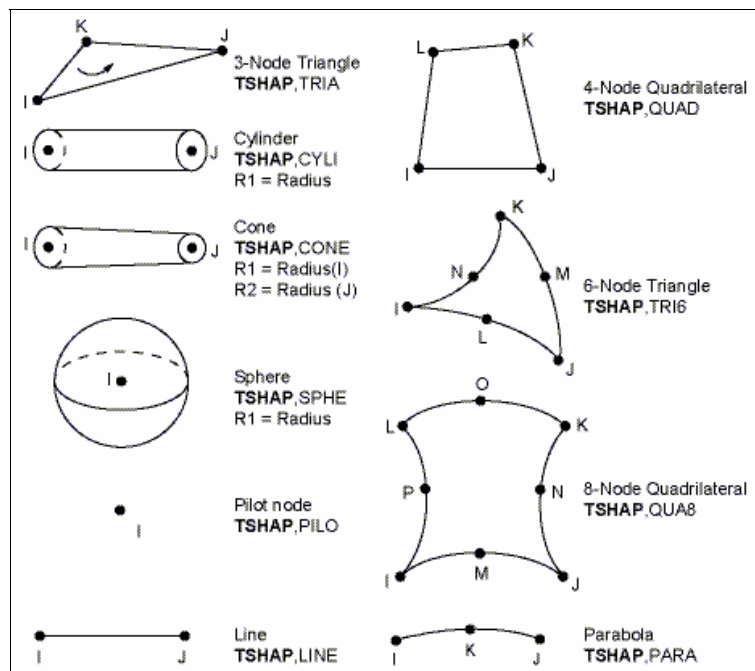


Fig. 7.12 – Tipi di segmenti per l'elemento **TARGE170**

- **Vincoli**

Per simulare il bloccaggio mediante viti con la struttura esterna in corrispondenza dei tre fori predisposti sulla Legatura ottica, si utilizza l'opzione *Vincolo fisso* sulle aree circolari interne dei fori, impedendo sia le traslazioni che le rotazioni di tali superfici. Nella realtà le parti che rimangono fisse sono anche quelle intorno al foro stesso per la compressione dovuta al preserraggio delle viti ma, i vincoli posti in questo modo sono una buona approssimazione più che buona nel caso di un'analisi modale in cui non si devono andare ad controllare le tensioni.

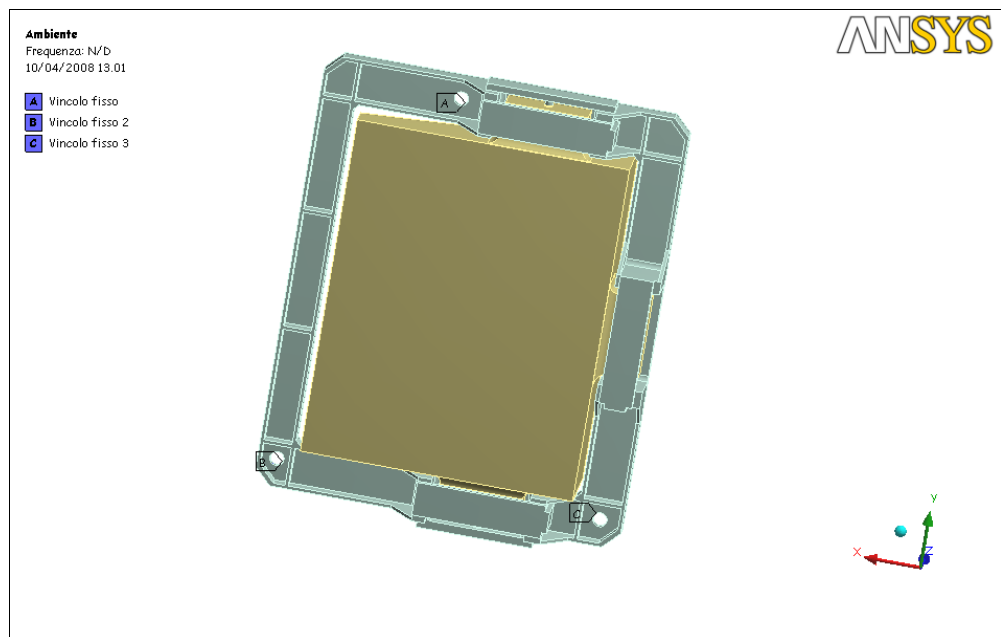


Fig. 7.13 – Vincoli sull'Assieme Prisma schematizzato

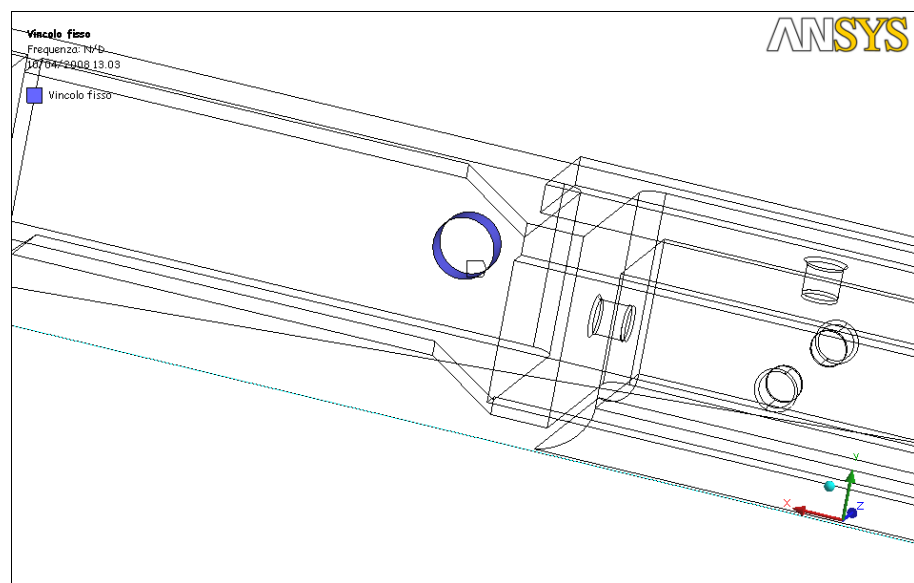


Fig. 7.14 – Vincoli sull'Assieme Prisma schematizzato: particolare

7.1.3 Risultati

- **Verifica del modello con l'analisi modale *Free Free***

È buona norma far precedere l'analisi modale dalla cosiddetta *Free Free* che consiste nella ricerca delle prime sei frequenze del sistema completamente libero, cioè privo di vincoli. Tale analisi serve per verificare che il modello non presenti alcun problema constatando che i primi sei modi di vibrare hanno una frequenza praticamente uguale a zero: infatti il sistema, essendo privo di vincoli, si muoverà come un corpo libero e quindi i primi sei modi di vibrazione che corrispondono ai sei gradi di libertà del corpo libero (traslazioni e rotazioni lungo i tre assi) avranno frequenze nulle.

Quindi, tolti i vincoli imposti al modello geometrico, si manda in esecuzione il programma ricavando i valori delle prime sei frequenze:

Modi	Frequenza [Hz]
1	0
2	0
3	$1.5 \cdot 10^{-3}$
4	$5.9 \cdot 10^{-3}$
5	$1.2 \cdot 10^{-2}$
6	$1.2 \cdot 10^{-2}$

Tab. 7.3 – Soluzione n. 1: Risultati analisi modale *Free Free*

Dalla tabella si evince che i primi sei modi di vibrare corrispondono praticamente a 0, per cui il modello funziona correttamente. Quindi si procede con la determinazione delle frequenze del sistema vincolato imponendo di nuovo i vincoli.

- **Ricerca delle frequenze**

Per avere un'idea di come reagisce il modello ai propri modi vibranti si chiedono al programma le prime venti frequenze del sistema; ogni tipo di frequenza ha una certa parte della massa totale che vi partecipa: per questo si ricava dal programma anche le masse partecipanti lungo i tre assi cartesiani.

Di seguito sono elencati le frequenze ottenute per i primi sei modi e le animazioni delle deformate dei primi tre modi; i valori delle altre frequenze e di tutte le masse partecipanti sono presentati in Appendice C.

Modi	Frequenze (hz)
1	190.84
2	266.68
3	519.26
4	572.26
5	596.49
6	618.67

Tab. 7.4 – Soluzione n. 1: frequenze dei primi sei modi

La frequenza relativa al primo modo, pari a **190.84 Hz**, è la prima frequenza dell'assieme, dato che ha una massa partecipante superiore al 5% di quella complessiva (vedi Appendice C per maggiori dettagli)

Il primo modo ha una frequenza minore a quella richiesta nelle specifiche (pari a 200 Hz), per questo è necessario irrobustire ulteriormente il modello. Per irrobustire soltanto le zone maggiormente deformabili senza sovradimensionare la struttura e quindi renderla troppo pesante, si osserva soprattutto l'animazione del primo modo di vibrare del sistema.

Di seguito le immagini della configurazione deformata per i primi tre modi di vibrazione⁴.

⁴ La scala di rappresentazione utilizzata è pari a 1.

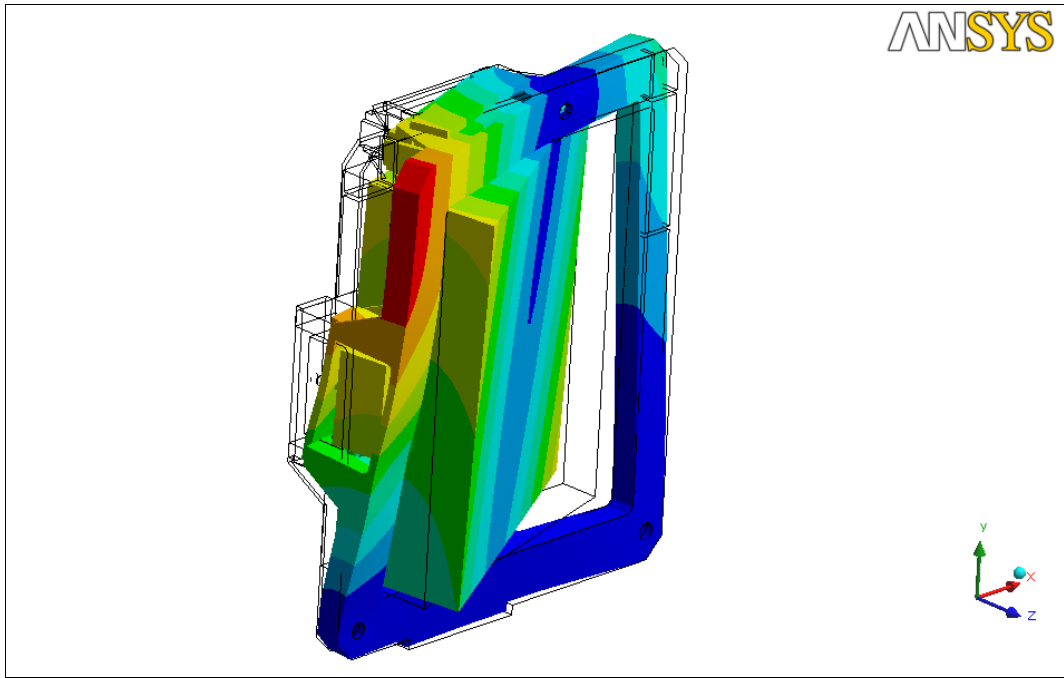


Fig. 7.15 – Soluzione n. 1: deformata del I modo di vibrare

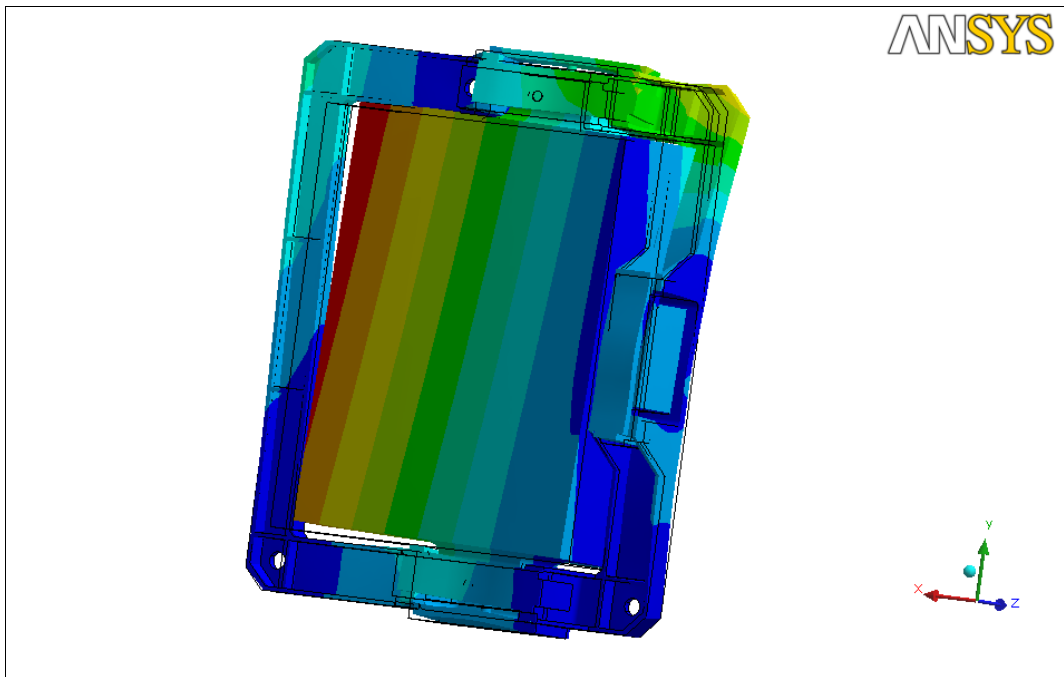


Fig. 7.16 – Soluzione n. 1: deformata del II modo di vibrare

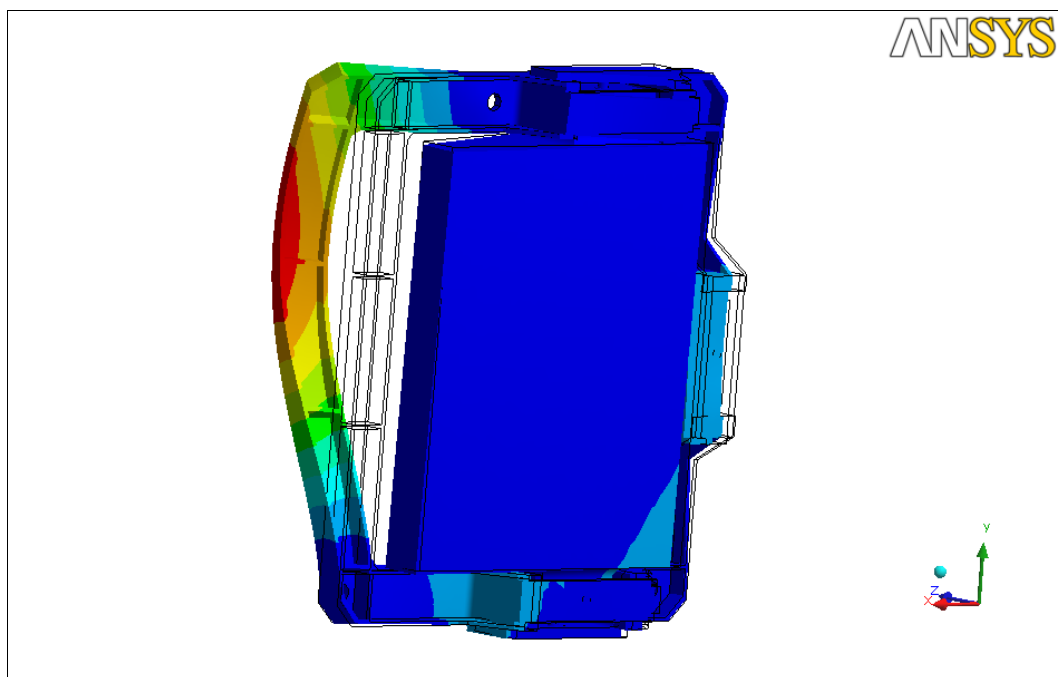


Fig. 7.17 – Soluzione n. 1: deformata del III modo di vibrare

7.2 Legatura ottica schematizzata: soluzione n. 2

7.2.1 Modello geometrico

- **Irrobustimento**

Dai dati ricavati nel paragrafo precedente, specialmente riguardo al primo modo di vibrare, si nota che la parte maggiormente deformabile del modello precedente è l'angolo superiore della Legatura ottica schematizzata compreso tra i codoli, dove non c'è il foro vincolato, e in parte minore l'altro angolo non vincolato, dalla parte senza codoli del Assieme Prisma Schematizzato: l'irrobustimento che si va ad eseguire sarà mirato a rinforzare queste zone.

Per ottenere un modello non troppo complesso da analizzare con il metodo ad elementi finiti, si preferisce creare un irrobustimento analogo a quello già effettuato sulla Legatura ottica di partenza ottenendo una “cornice” con sezione a doppio “T” per tutta la lunghezza di questa ultima, senza modificare lo spessore base, con irrigidimenti trasversali in corrispondenza di quelli già presenti dall'altra parte e dei codoli.

Nelle figure seguenti la rappresentazione del nuovo modello ottenuto.

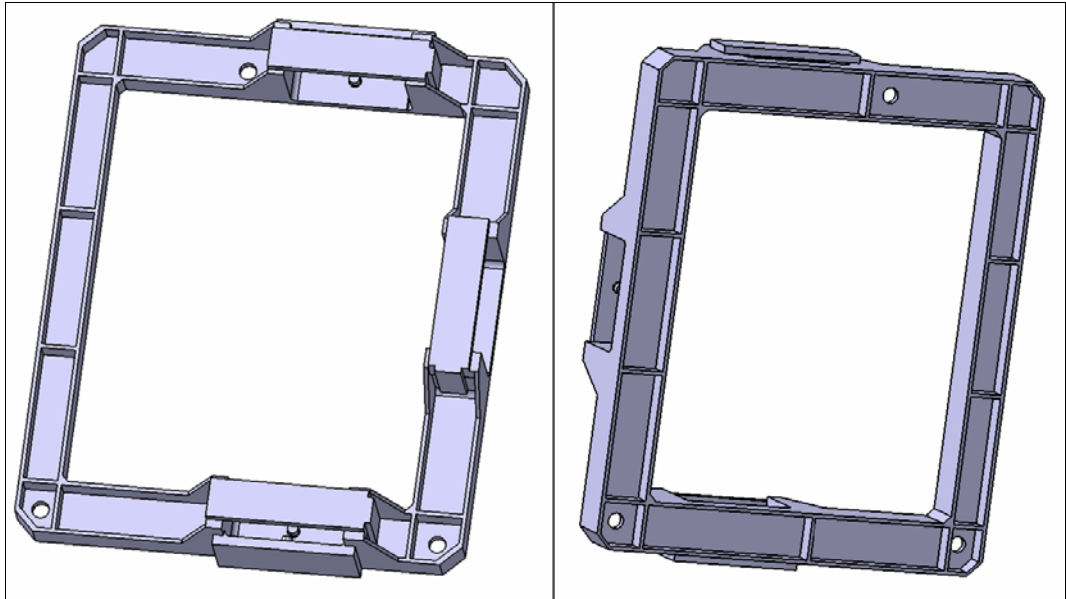


Fig. 7.18 - Soluzione n. 2: Legatura ottica schematizzata

- **Massa**

In questo caso le masse ottenute sono:

Parte	Massa (kg)
Legatura ottica schematizzata	2,024
Prisma P1	3.565
Totale Assieme Prisma Schematizzato	5,589

Tab. 7.5 – Soluzione n. 2: Masse delle parti del modello

7.2.2 Modello ad elementi finiti

- **Contatto tra parti**

Valgono le stesse considerazioni fatte nel caso precedente dato che le parti interessate non sono cambiate.

- **Mesh**

Anche per la mesh valgono tutte le considerazioni fatte nel caso precedente salvo che cambia il numero di elementi nella Legatura ottica schematizzata quindi il numero di elementi totale:

Geometria	N. di elementi	Tipo
Legatura ottica schematizzata	44'915	SOLID187
Prisma P1	30'258	SOLID187
Totale	75173	
Contatto tra legatura e Prisma	454	CONTA174
	454	TARGE170

Tab. 7.6 – Soluzione n. 2: elementi della *mesh* dell'Assieme Prisma schematizzato

- **Vincoli**

I vincoli sono analoghi al caso precedente dato che lo spessore dei fori non è cambiato.

7.2.3 Risultati

- **Verifica del modello con l'analisi modale *Free Free***

Anche in questo caso è stata eseguita l'analisi modale *Free Free*, in assenza dei vincoli, per verificare il modello.

Modi	Frequenza [Hz]
1	0
2	0
3	$2.2 \cdot 10^{-3}$
4	$4.7 \cdot 10^{-3}$
5	$1.2 \cdot 10^{-2}$
6	$1.3 \cdot 10^{-2}$

Tab. 7.7 – Risultati analisi modale *Free Free* per la Soluzione n. 1

I risultati, praticamente uguali a zero per ogni modo, dimostrano che il modello non presenta problemi particolari.

- **Ricerca delle prime sei frequenze**

Analogamente a quanto fatto nella soluzione 1, si chiedono le frequenze dei primi 20 modi di vibrare; in Appendice C è presente l'elenco di tali frequenze con le masse partecipanti per ognuno dei tre assi. Qui di seguito si elencano soltanto le frequenze dei primi 6 modi e si inseriscono le immagini dei primi tre (Fig. 7.19 – 7.21)⁵

Modi	Frequenze (hz)
1	205,56
2	314,49
3	634,67
4	682,58
5	711,69
6	748,53

Tab. 7.8 – Soluzione n. 2: frequenze dei primi sei modi

La frequenza relativa al primo modo, pari a **205,56 Hz**, è la prima frequenza di risonanza dell'assieme (vedi Appendice C per maggiori dettagli).

Tale valore supera i 200 Hz la massa della legatura ottica schematizzata è di circa 2 kg, come veniva richiesto da specifica: non è necessario quindi modificare ulteriormente la struttura.

⁵ La scala di rappresentazione utilizzata è pari a 1.

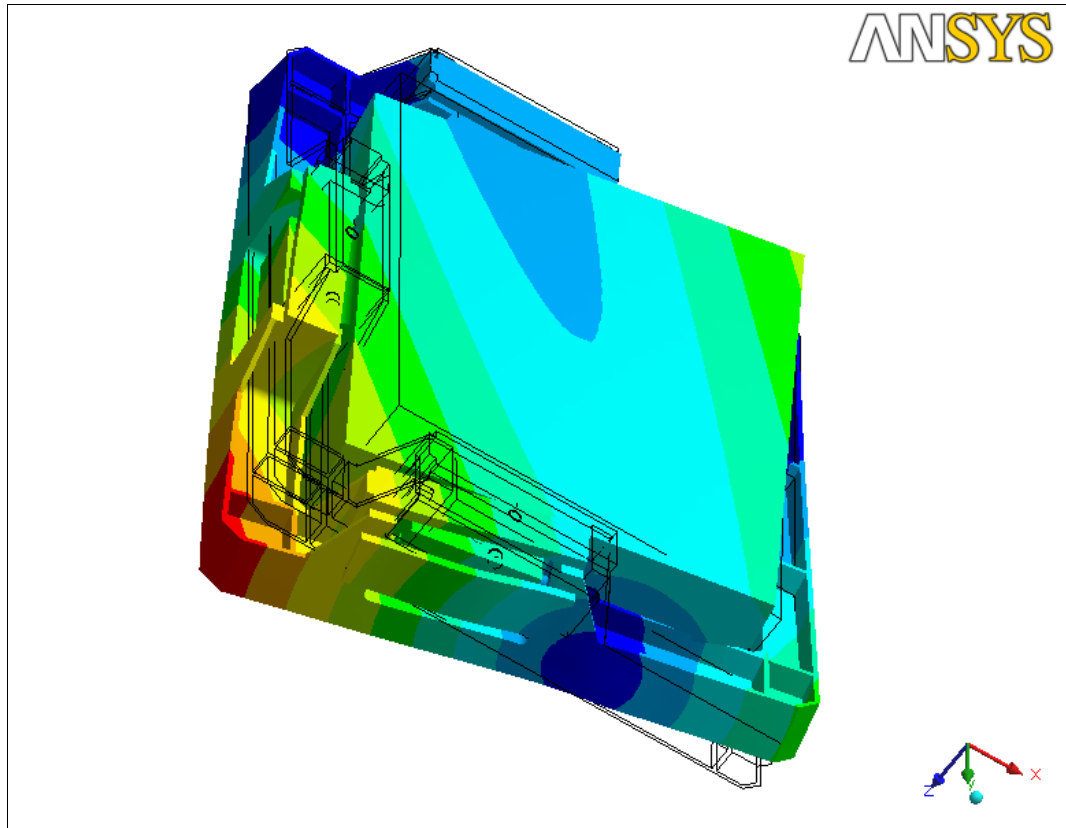


Fig. 7.19 – Soluzione n. 2: deformata del I modo di vibrare

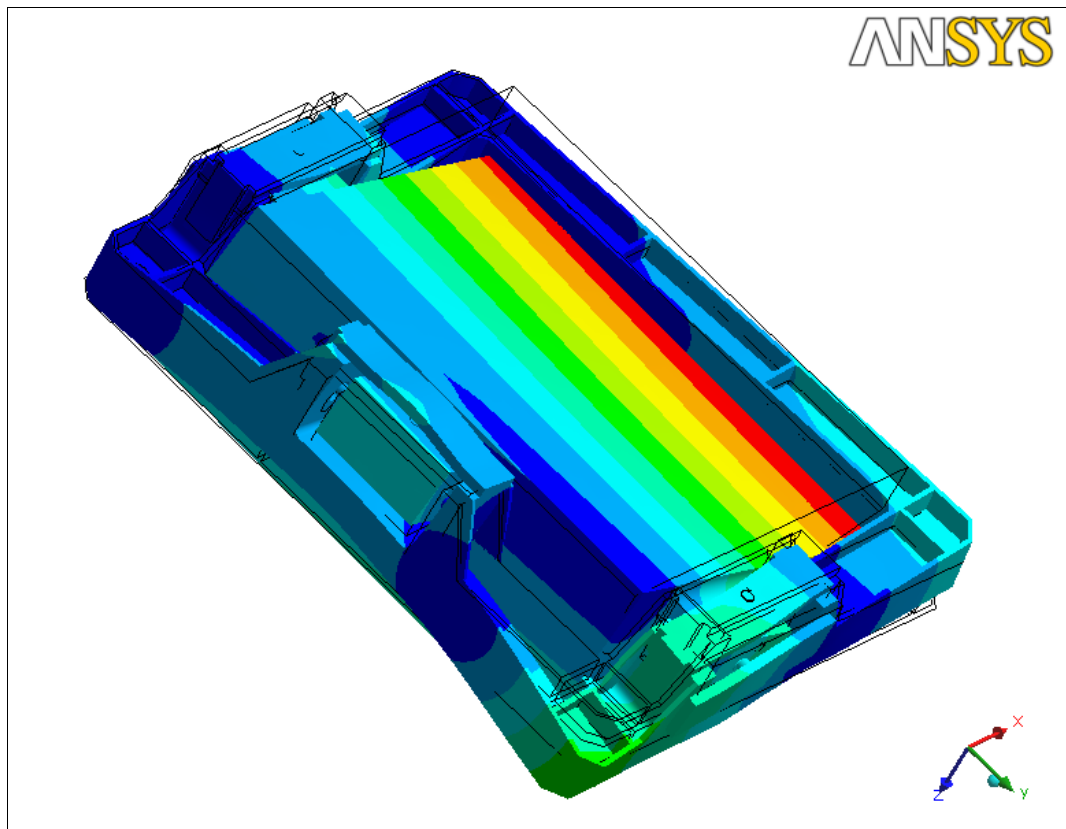


Fig. 7.20 – Soluzione n. 2: deformata del I modo di vibrare

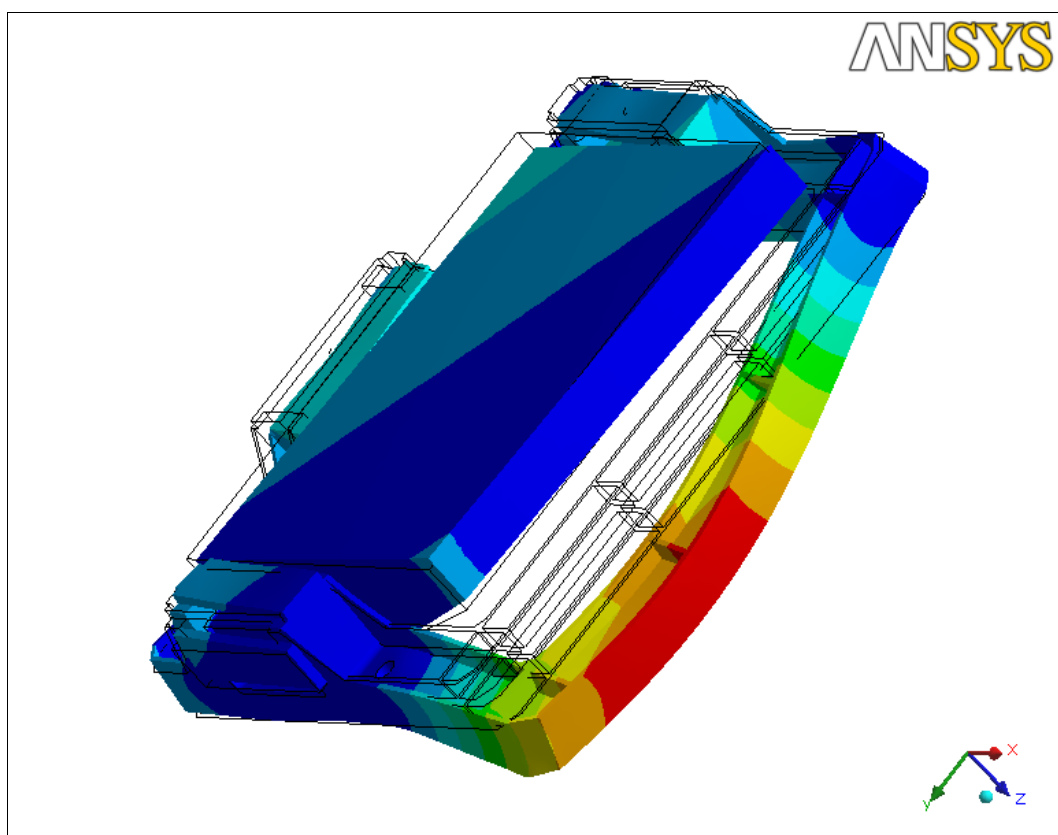


Fig. 7.21 – Soluzione n. 2: deformata del I modo di vibrare

7.3 Conclusioni dell'analisi modale

Partendo dal modello geometrico di struttura di bloccaggio definito nel capitolo precedente, suddiviso principalmente nei componenti Legatura ottica ed Elementi elastici, è stato definito e analizzato un nuovo modello geometrico che ingloba in un pezzo unico tutti i componenti. Di tale modello è stata fatta l'analisi modale eseguendo alcune iterazioni durante le quali sono state apportate modifiche geometriche alla struttura. Infine è stato trovato un progetto che permette di ottenere la frequenza del primo modo di vibrare maggiore del valore di 200 Hz rimanendo entro i 2 kg di peso richiesto.

Tale struttura così definita, verrà assunta come base di partenza del modello geometrico utilizzato per le analisi statiche e termo-elastiche eseguite nei capitoli successivi. In particolare da esso si ricaverà la geometria per ridefinire la Legatura ottica, tornando al concetto introdotto nel capitolo precedente di struttura che incornicia il Prisma P1 su cui sono fissati gli Elementi elastici.

MODELLO GEOMETRICO E AD ELEMENTI FINITI DELL'ASSIEME PRISMA

Vengono adesso definiti sia il modello geometrico che il modello ad elementi finiti, dell'Assieme Prisma, necessari alle analisi (statiche e termo-elastiche) che verranno descritte nei capitoli successivi.

Il modello geometrico è lo stesso definito nel capitolo 6 ma con la Legatura ottica modificata secondo i risultati ottenuti dall'analisi modale.

Il modello ad elementi finiti comprende il sistema di precarica degli elementi elastici che applicano le forze di bloccaggio al Prisma P1: tali forze costituiscono il primo caso di carico analizzato nel capitolo seguente.

Per l'applicazione delle forze di bloccaggio, esercitate dagli Elementi elastici (Molle a balestra e Molle a sbalzo, vedi Cap. 6, § 6.3), si è deciso di simulare il più possibile ciò che avviene realmente al momento del montaggio del sistema, ovvero le molle vengono messe in inflessione in modo che spingano sui Cilindri distanziali e questi, a loro volta, spingono sulle facce dei codoli del Prisma P1. L'entità dell'inflessione è decisa in base alla forza di bloccaggio da applicare.

8.1 Modello geometrico

Il modello geometrico utilizzato per l'analisi statica è un'evoluzione del disegno dell'Assieme Prisma descritto nel Cap. 6. In particolare esso comprenderà tutti gli elementi dell'Assieme Prisma con l'aggiunta di qualche variazione, tra cui quella più evidente riguardante la Legatura ottica, in seguito all'analisi modale effettuata. Inoltre, non sono state fatte rifiniture, come alleggerimenti della struttura, per non complicare la geometria e, di conseguenza, il successivo modello ad elementi finiti realizzato per

effettuare le analisi: per esempio, i raggi di raccordo sono stati utilizzati soltanto quando la zona era soggetta a particolari tensioni elevate.

Nei successivi paragrafi vengono analizzate in dettaglio tutte le parti che compongono l'Assieme Prisma (in Appendice D sono presentati i disegni quotati).

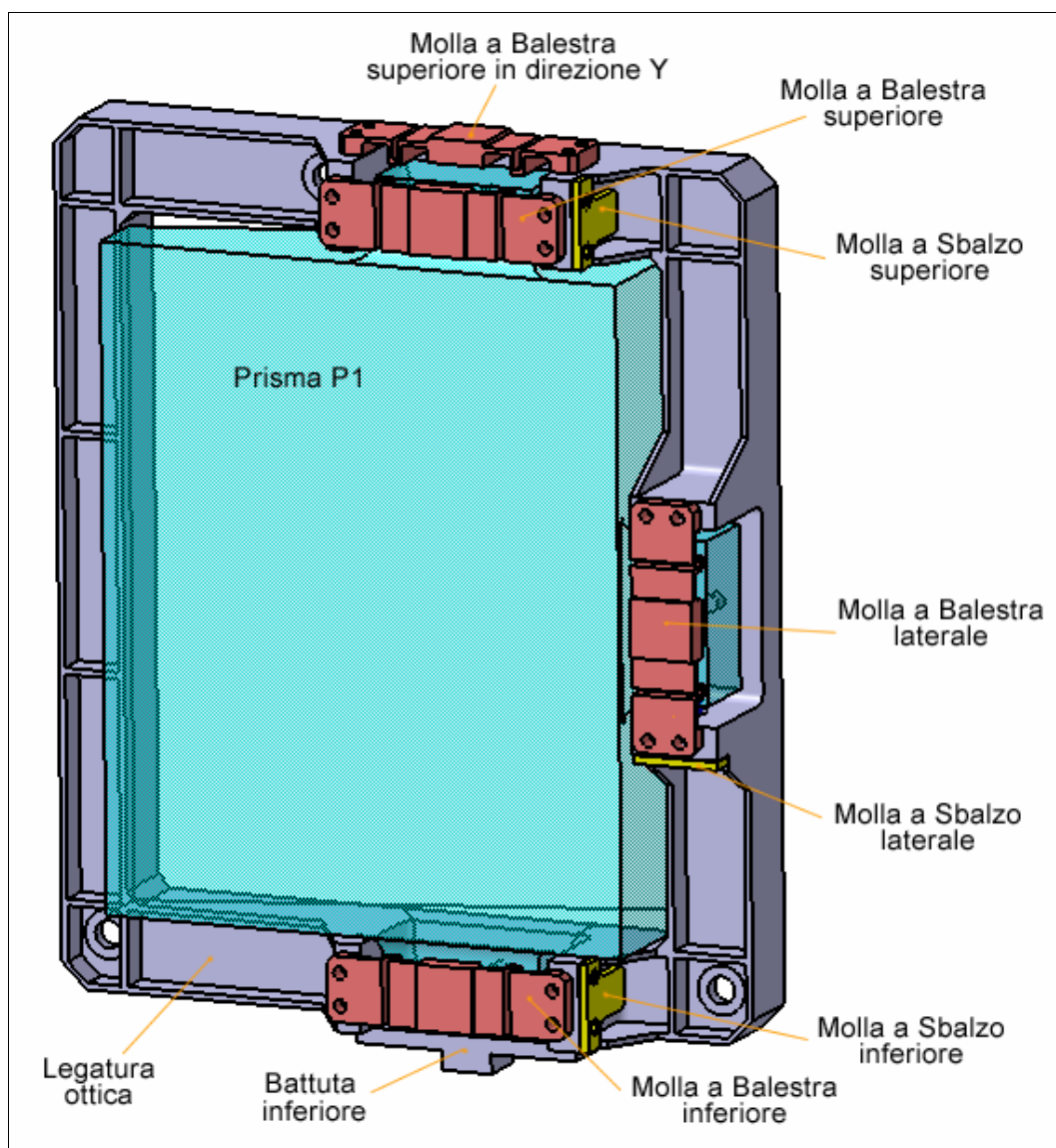


Fig. 8.1 – Modello geometrico dell'Assieme Prisma

8.1.1 Legatura ottica

Il disegno della Legatura ottica deriva direttamente da quello definito alla fine del capitolo precedente, togliendovi però quelle parti che originariamente, prima della fusione in un unico pezzo, erano gli Elementi elastici e i Cilindri distanziali collegati a questi. Per semplificare il modello, ma non l'analisi, gli altri Cilindri distanziali, che

nel modello di partenza dell'Assieme Prisma erano elementi separati da questo, sono stati considerati come parte della Legatura ottica come se fossero ricavati direttamente su di essa.

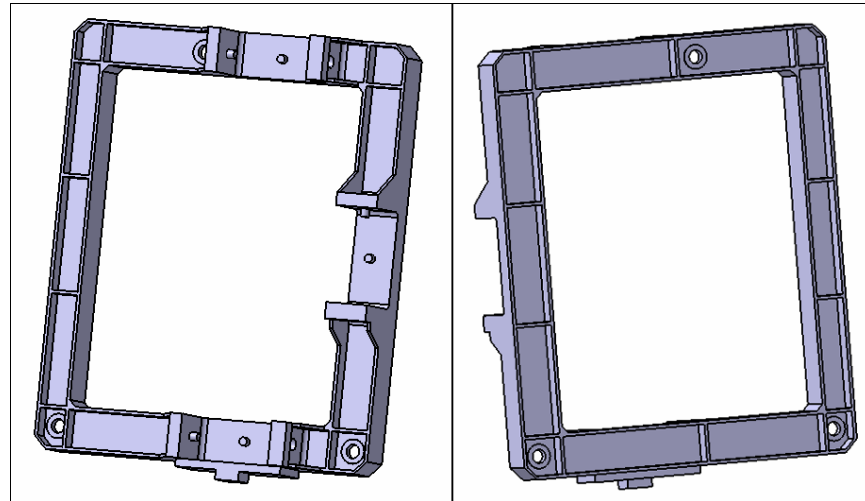


Fig. 8.2 – Rappresentazione della Legatura ottica modificata

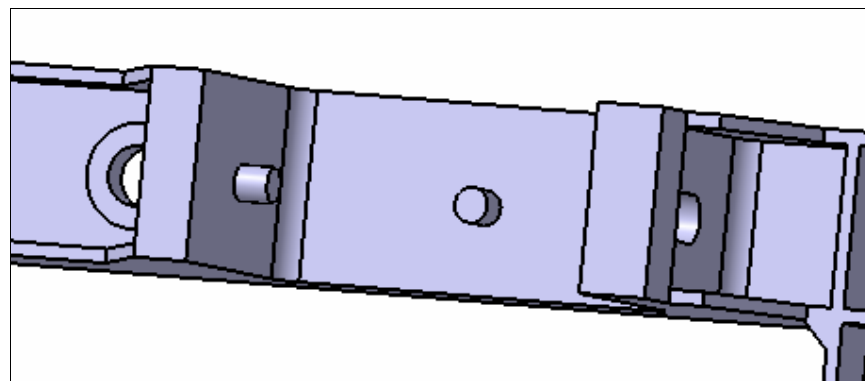


Fig. 8.3 – Rappresentazione della Legatura ottica modificata: particolare

Un particolare necessario per il fissaggio della struttura esterna all'Assieme Prisma, sono le superfici in rilievo intorno ai tre *fori di interfaccia*: lo scopo di queste superfici è quello di avere delle aree su cui applicare i vincoli nel modello ad elementi finiti simulando, più realisticamente, il serraggio che si avrebbe con vite e bullone.

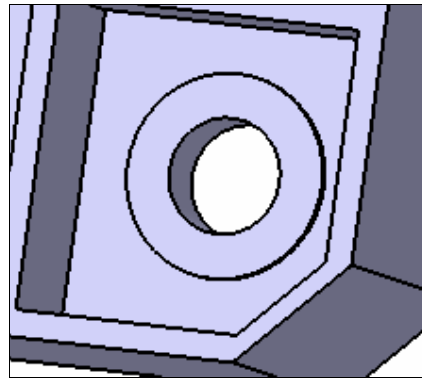


Fig. 8.4 – Legatura ottica modificata: particolare (fori di interfaccia)

La battuta inferiore è rimasta la stessa disegnata nella configurazione di Legatura ottica fusa, tranne per il fatto che è stata ispessita nella parte centrale, per ricavare all'interno lo spazio cilindrico necessario a contenere e sostenere un cilindro che si interfaccia con il Prisma P1, ovvero uno dei Cilindri distanziali originali modificato.

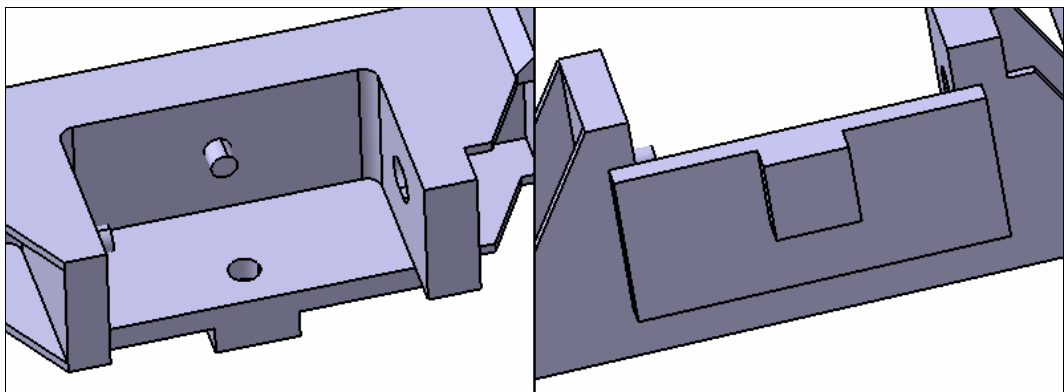


Fig. 8.5 – Legatura ottica modificata: battuta inferiore

8.1.2 Molla a balestra

La Molla a balestra ha subito un'evoluzione dal punto di vista geometrico rispetto a quella originariamente disegnata, mantenendo lo stesso materiale (*Invar*).

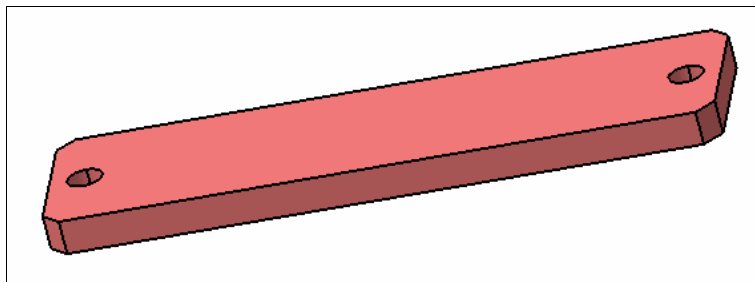


Fig. 8.6 – Molla a balestra originaria

Attraverso una analisi preliminare si è notato che, nonostante la freccia richiesta per mettere in inflessione la molla sia dell'ordine di qualche decimo di millimetro, nelle zone di collegamento con la Legatura ottica si hanno elevati sforzi di taglio. Per evitare queste concentrazioni di sforzi è stata adottata una soluzione che introduce una specie di intaglio, in modo che la molla si possa flettere più liberamente diminuendo il carico di taglio (vedi Fig. 8.7).

Tramite le analisi eseguite e le verifiche effettuate con il metodo ad elementi finiti, è stata raggiunta la configurazione che riesce a dare il carico massimo richiesto (1050 N, Cap.5, § 5.5.1) per una freccia massima dell'ordine di qualche decimo di millimetro.

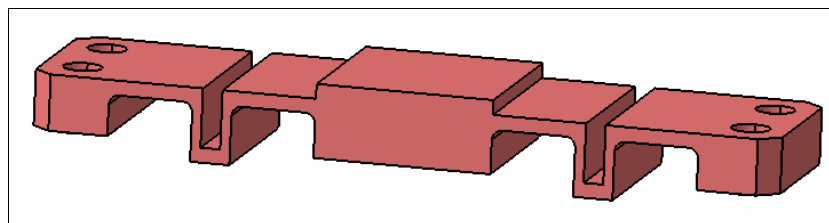


Fig. 8.7 – Rappresentazione della Molla a balestra modificata

Similmente a quanto fatto per la battuta inferiore della Legatura ottica, anche in questo caso è stata prevista una parte centrale ispessita con foro cilindrico al centro che alloggia un Cilindro distanziale.

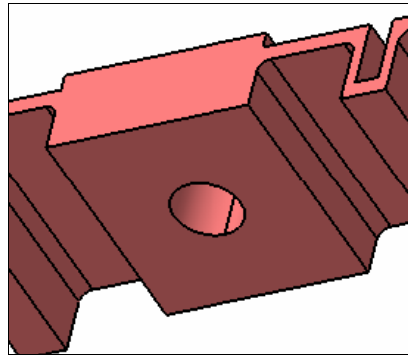


Fig. 8.8 – Molla a balestra: particolare

Infine, per delimitare il contatto con la Legatura ottica ad una zona ben precisa, sono state costruite delle superfici circolari rialzate in corrispondenza dei fori, analoghe a quelle eseguite per i fori di interfaccia della Legatura ottica.

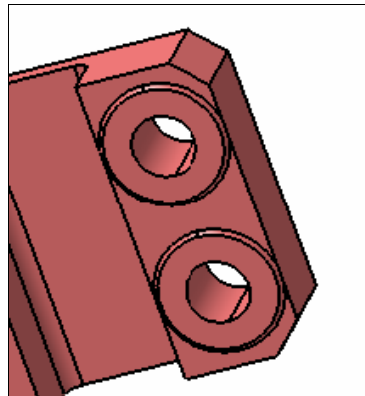


Fig. 8.9 – Molla a balestra: particolare

8.1.3 Molla a sbalzo

La Molla sbalzo, definita nel Cap. 7 è stata modificata solo aggiungendo le superfici necessarie a delimitare il contatto intorno ai fori, come realizzato per la Molla a balestra .

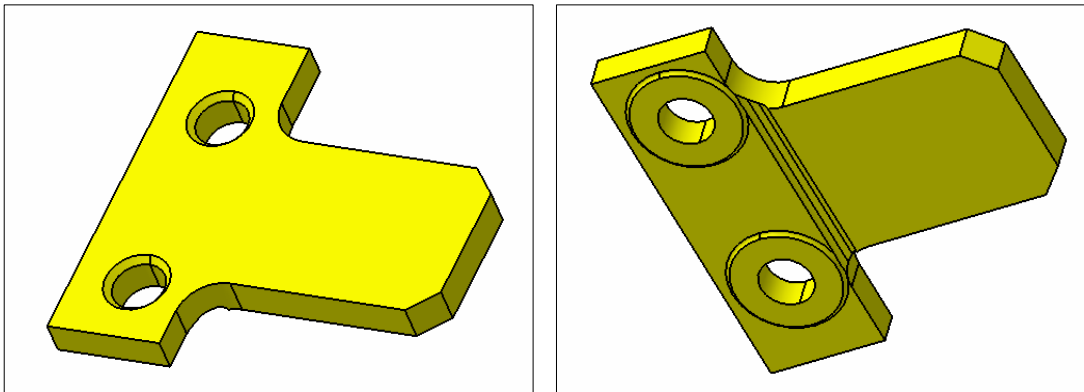


Fig. 8.10 – Molla a sbalzo

8.1.4 Cilindri distanziali

Come detto nei paragrafi precedenti, alcuni Cilindri distanziali sono diventati parte della Legatura ottica. Altri, che servivano da interfaccia tra Molle a sbalzo e Prisma P1, sono rimasti tali e quali a come erano stati disegnati.

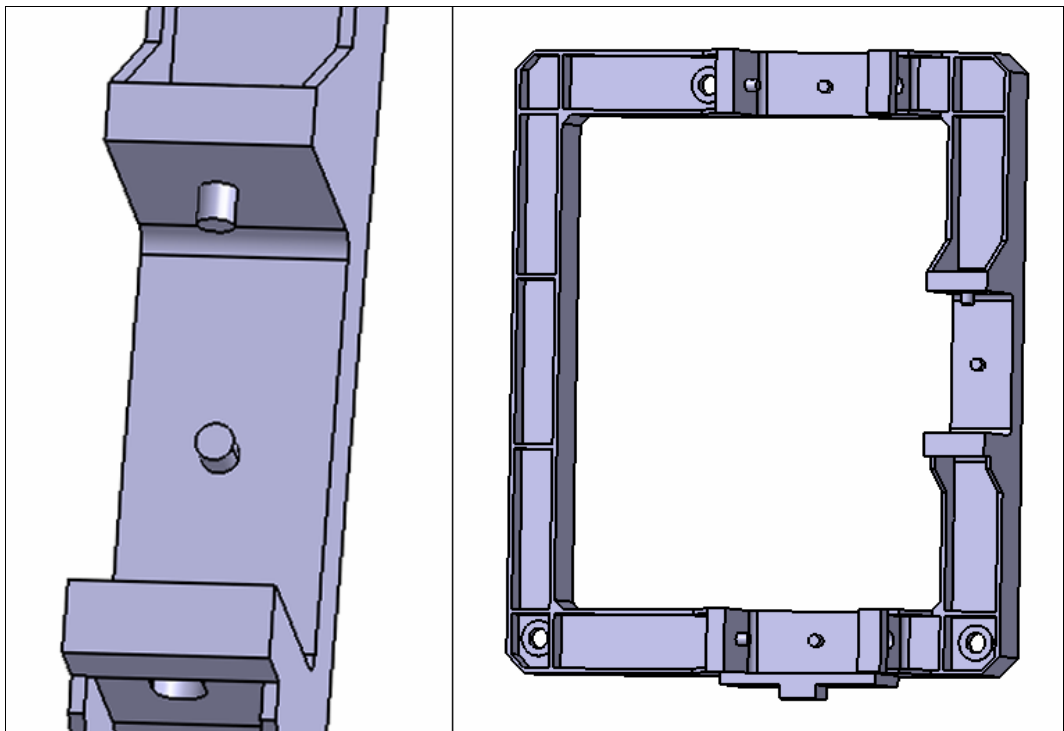


Fig. 8.11 – Cilindri distanziali inglobati nella Legatura ottica

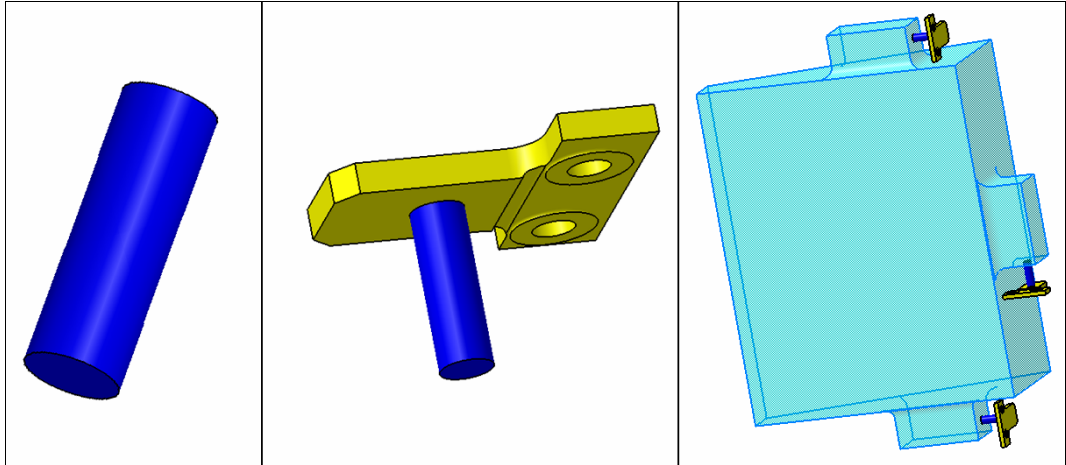


Fig. 8.12 – Cilindri distanziali a contatto con le Molle a sbalzo

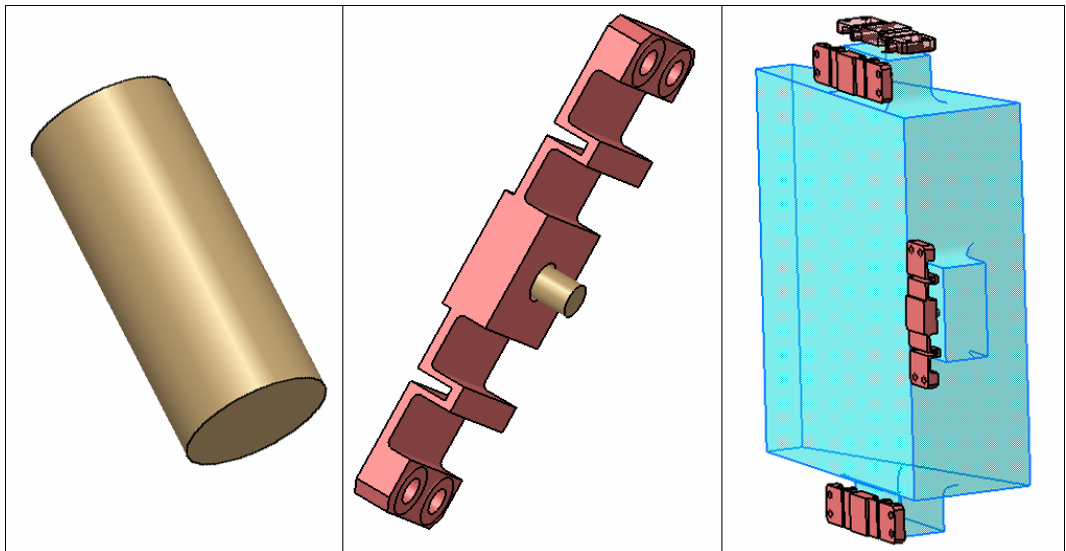


Fig. 8.13 – Cilindri distanziali a contatto con le Molle a balestra

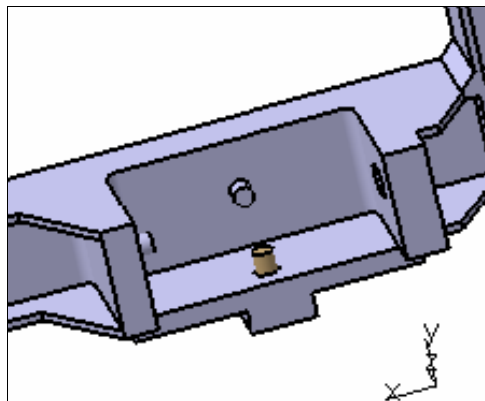


Fig. 8.14 –Cilindro distanziale a contatto con la battuta inferiore

8.2 Masse

Le masse di ogni elemento sono elencate nella seguente tabella: tutte le parti sono in *Invar* escluso il Prisma P1 di *Suprasil*.

Parte		Quantità	Materiale	Massa (kg)
Prisma P1		1	Suprasil	3.5643
Legatura ottica		1	Invar	1.7936
Molla a balestra		4		0.0476
Molla a sbalzo		3		0.0105
Cilindri di interfaccia	con Molla a sbalzo	3		0.0024
	con Molla a balestra	4		0.0006
	con battuta inferiore	1		0.0007
Massa totale				5.5903

Tab. 8.1 – Masse degli elementi componenti l'Assieme Prisma

8.3 Modello ad elementi finiti

Come nel caso dell'analisi modale, il modello geometrico eseguito in CATIA è stato importato in Ansys Workbench, in cui sono stati definiti i contatti tra gli elementi ed è stata creata la *mesh*. La definizione di quest'ultima è stata eseguita ricercando una maggiore accuratezza e più simmetria possibile: il tutto incrementando il numero di elementi, dato che per l'analisi statica il calcolatore riesce a gestire anche un numero elevato di nodi.

8.3.1 Contatti tra elementi

Sono stati usati tre tipi di contatti tra gli elementi: quello *vincolato*, quello *senza separazione* e quello *senza attrito*; la scelta è stata fatta in base alla funzione che il particolare contatto deve svolgere.

Di seguito sono stati analizzati tali tre i tipi di contatti, specificando per quali zone sono stati utilizzati e mostrando le immagini rappresentative. Infine il tutto è stato riepilogato in una tabella.

1) Contatto vincolato

L'aggettivo *vincolato* per un contatto sta a significare che il modello viene considerato come se fosse un pezzo saldato in quella zona.

Per questo motivo è stata utilizzata questa scelta in tutti quei casi in cui le parti in gioco sono legate tra loro da collegamenti saldati o in cui gli elementi fanno parte di un unico componente. Ad esempio, questo vale per tutti i collegamenti tra gli Elementi elastici e la Legatura ottica, ma anche per le zone di contatto tra Cilindri distanziali e i due tipi di molle.

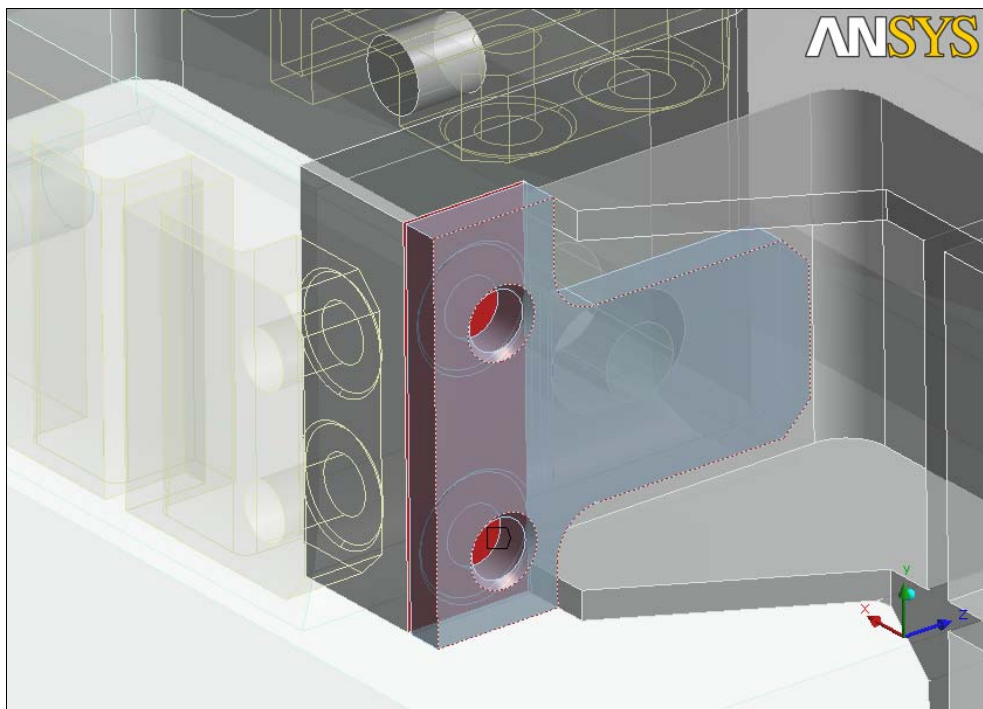


Fig. 8.15 – Esempio di Contatto vincolato

2) Contatto senza separazione

Questo tipo di contatto è lo stesso utilizzato per il modello adoperato nell'analisi modale. È un contatto che permette lo scorrimento tra le parti, ma non il distacco e la compenetrazione.

In questa analisi statica, a differenza dell'analisi modale in cui era stato utilizzato questo tipo di contatto per tutte quelle zone aderenti al Prisma P1, esso viene usato solo per i contatti tra il Prisma P1 con la Legatura ottica e il Cilindro distanziale utilizzato con la battuta inferiore. Gli altri Cilindri distanziali a contatto con il prisma vengono gestiti con il contatto senza attrito.

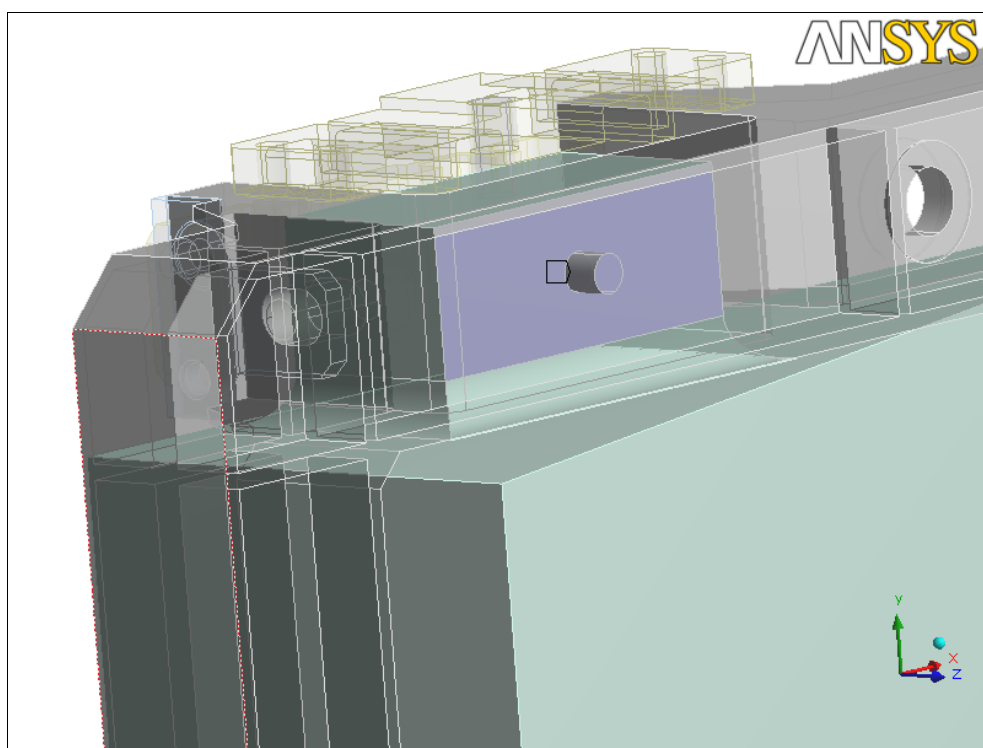


Fig. 8.16 – Esempio di Contatto senza separazione

3) Contatto senza attrito

L'utilizzo del contatto *senza attrito* avviene in tutti quei casi in cui il Prisma P1 è a contatto con i Cilindri distanziali vincolati agli Elementi elastici, perché questo tipo di contatto permette l'opzione di aggiungere un *offset*. In questo modo è possibile creare la flessione della molla forzando un elemento in uno spazio minore della lunghezza stessa dell'elemento (similmente a quanto avviene nella realtà, solo che in quel caso è una vite che, ruotando, spinge la molla, su cui è inserita, mettendola in flessione).

In pratica, prendendo come esempio una Molla a balestra ed il Cilindro distanziale ad essa collegato, si costruisce la geometria in modo che il cilindro sia più lungo dello spazio che intercorre tra molla e faccia del “codolo” del prisma.

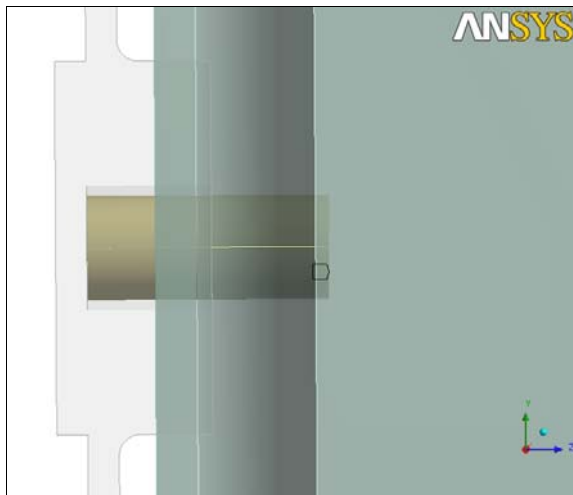


Fig. 8.17 – Modello geometrico: compenetrazione Cilindro-Prisma P1

Nel modello geometrico, quindi, il cilindro penetra dentro il prisma (Fig. 8.17). Successivamente, nel modello ad elementi finiti si impone un *offset* pari a 0 tra le superfici che sono state messe a contatto, in modo che il programma metta a contatto quelle superfici anche se fisicamente separate. Nel nostro caso come risultato si ottiene una “forzatura” dei pezzi ed, essendo la Molla a balestra l’elemento più cedevole, essa viene messa in flessione (Fig. 8.18).

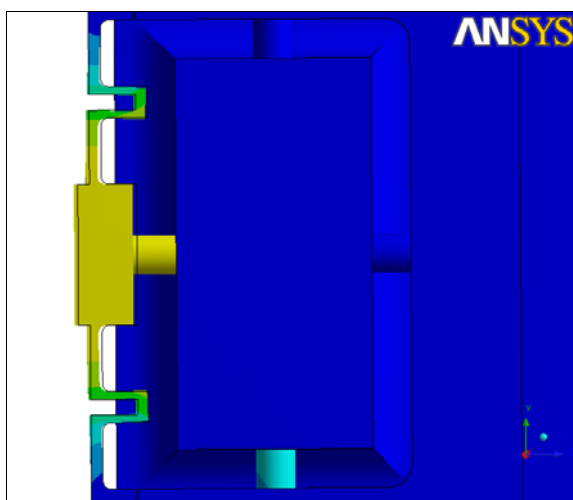


Fig. 8.18 – Modello ad elementi finiti: risultato del vincolo di *offset* per Cilindro-Prisma P1 (il bordo nero indica la sagoma dell’elemento indeformato)

Questo procedimento viene eseguito per ogni contatto tra il Prisma P1 e i Cilindri distanziali collegati agli Elementi elastici. L'opzione di aggiungere un *offset* tra le superfici ci permette anche di variare il valore del carico esercitato dagli Elementi elastici: il carico può essere aumentato, attraverso un *offset* positivo, o diminuito con un *offset* negativo, rispetto al caso di *offset* nullo.



Fig. 8.19 – Esempio di Contatto senza attrito

Calcolo dell'offset

Il modello geometrico è già disegnato con la compenetrazione dei cilindri nel prisma, la cui profondità corrisponde allo spostamento che deve subire la molla per esercitare il carico desiderato. Tale spostamento è quello che era stato ottenuto dalle analisi della Molla a balestra (vedi § 8.1) e della Molla a sbalzo (vedi Cap. 7, § 7.3.2) con il metodo ad elementi finiti, nel caso di carico massimo (1050 N).

Elemento elastico	Spostamento (mm)
Molla a balestra	0.656
Molla a sbalzo	0.22

Tab. 8.2 – Spostamenti originari degli Elementi elastici

Secondo lo schema mostrato nel Cap.6, § 6.2 e qui riproposto, le forze sul Prisma P1, cioè quelle forze che devono sostenere le molle, sono anche minori del carico massimo (700 N). Quindi, nel caso in cui le molle debbano esercitare un carico pari a 1050 N, lo spostamento che esse devono subire è uguale a quello già ottenuto ed elencato in Tab. 8.2. Ma, nel caso in cui il carico sia minore, lo spostamento dovrà essere inferiore. Tutto ciò si traduce in termini di *offset*, imponendo un valore uguale a 0 nel primo caso e un valore minore di 0 nel secondo; per calcolare quanto deve essere quest'ultimo valore negativo è necessario fare uno studio sulla molla in questione.

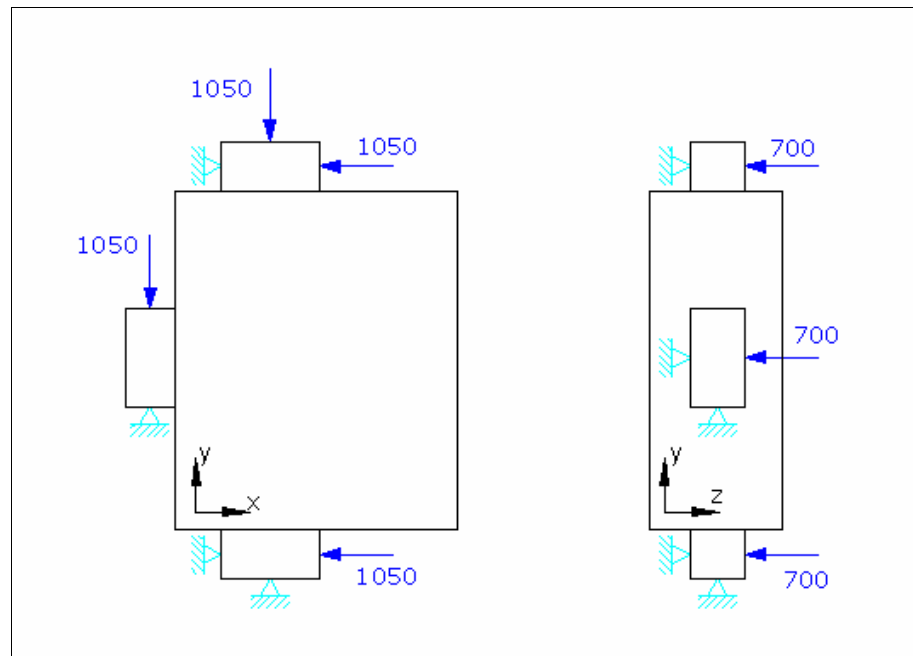


Fig. 8.20 – Schema delle forze esercitate dagli Elementi elastici applicati sul Prisma P1

Le molle che devono esercitare un carico diverso da 1050 N sono le tre Molle a balestra che agiscono in direzione Z. Tutte e tre devono dare una forza di 700 N ciascuna.

Lo studio per la ricerca del giusto valore di *offset* viene effettuato su una di esse simulando il contatto che si ha nell'Assieme Prisma. Si considerano quindi la Molla a balestra, il Cilindro distanziale ad essa collegato e un parallelepipedo, a contatto con il cilindro, che simula il Prisma P1.

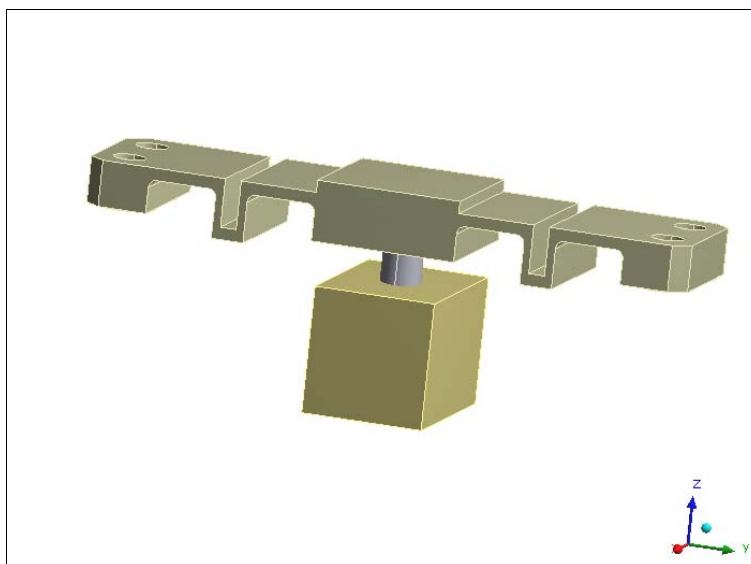


Fig. 8.21 – Modello per lo studio della Molla a balestra

Imponendo la compenetrazione tra cilindro e prisma a livello geometrico e studiando il tutto con il modello ad elementi finiti, si può ricavare il valore di *offset* da dare per ottenere il carico desiderato¹.

Ovviamente viene usato il contatto *senza attrito* tra il Prisma P1 ed il Cilindro distanziale e, tra questo e la Molla a balestra, il contatto *senza separazione*. In questo caso, però, è necessario bloccare come *vincolo fisso* sia la Molla a balestra in corrispondenza dei fori, che l'elemento che simula il prisma (vedi Fig. 8.21). Si ottiene così che l'*offset* richiesto per ottenere un carico di circa 700 N è di -0.2 mm e lo spostamento risultante della molla è pari a 0.40 mm.

¹ Come approfondito in Appendice C, il carico si deduce ricavando la reazione sulla molla.

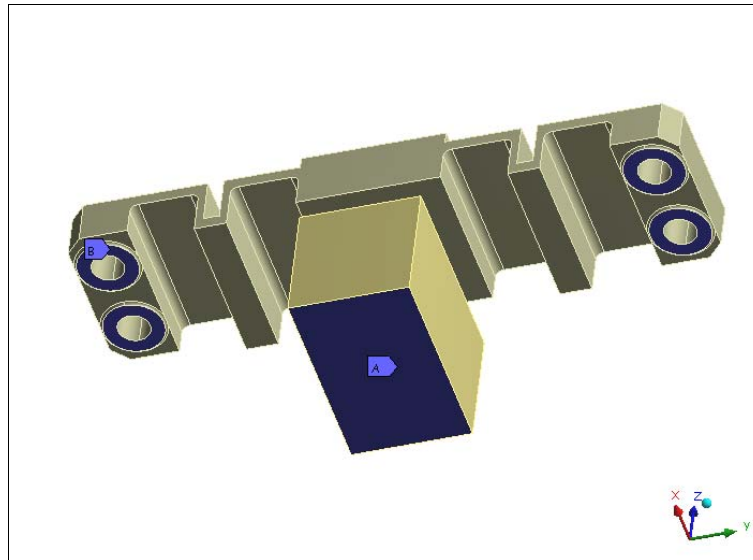


Fig. 8.22 – Modello per lo studio della Molla a balestra: vincoli fissi

I valori di *offset* ottenuti per tutti gli Elementi elastici sono riassunti nella Tab. 8.3 insieme agli spostamenti risultanti:

Elemento elastico	Quantità	Spostamento (mm)	Valore di <i>offset</i> (mm)
Molla a balestra (direzione Z)	3	0.40	-0.2
Molla a balestra (direzione Y)	1	0.656	0
Molla a sbalzo	3	0.2	0

Tab. 8.3 – Spostamenti originari e *offset* degli Elementi elastici

Nella Tab. 8.4 sono elencati i tipi di contatto utilizzati relativi agli elementi considerati.

Elemento a contatto	Q.tà	Numero facce a contatto	Tipo di contatto	Opzioni aggiuntive
Molla a balestra – Legatura ottica	4	4 - 2	Vincolato	
Molla a sbalzo – Legatura ottica	3	4 - 2		
Cilindro – Molle a balestre	4	1 - 1		
Cilindro – Molle a sbalzo	3	1 - 1		
Cilindro (battuta inferiore) – Legatura	1	1 - 1		
Cilindro (battuta inferiore) – Prisma P1	1	1 - 1	Senza separazione	
Legatura ottica – Prisma P1	6	1 - 1		
Cilindro (Molla a balestra dir. Z) – Prisma P1	3	1 - 1	Senza attrito	<i>offset = -0.2</i>
Cilindro (Molla a balestra dir. Y) – Prisma P1	1	1 - 1		<i>offset = 0</i>
Cilindro (Molla a sbalzo) – Prisma P1	3	1 - 1		<i>offset = 0</i>

Tab. 8.4 – Tipi di contatto dell'Assieme Prisma

8.3.2 Mesh

Come suddetto, è stata realizzata una *mesh* il più possibile regolare, ottenendo un numero complessivo di elementi maggiore rispetto a quelli generati nell'analisi modale.

Per ottenere questa soluzione sono state utilizzate varie opzioni messe a disposizione dal *software* Ansys Workbench.

Di seguito queste opzioni vengono elencate mostrando alcuni esempi degli effetti ottenuti.

- **Opzioni di *meshatura***

- Metodo su una parte

Tale opzione impone al programma di utilizzare l'elemento scelto in una sola delle sue forme (tetraedrica, esagonale o altre se l'elemento le permette) o di preferirne una tra queste; nel nostro caso è stato scelto di utilizzare sempre elementi tetraedrici, che si adattano meglio ai volumi irregolari, tranne per i Cilindri distanziali in cui sono stati utilizzato elementi esagonali.

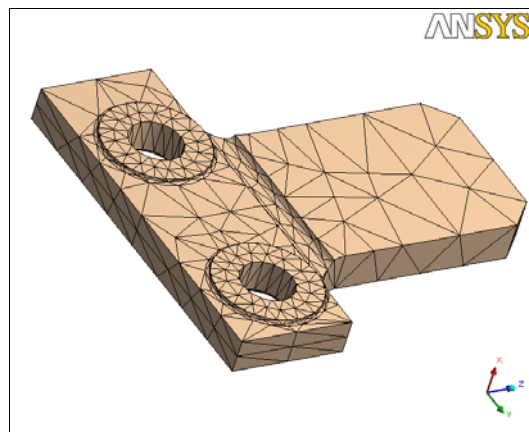


Fig. 8.23 – Esempio di metodo con elementi tetraedrici: Molla a sbalzo

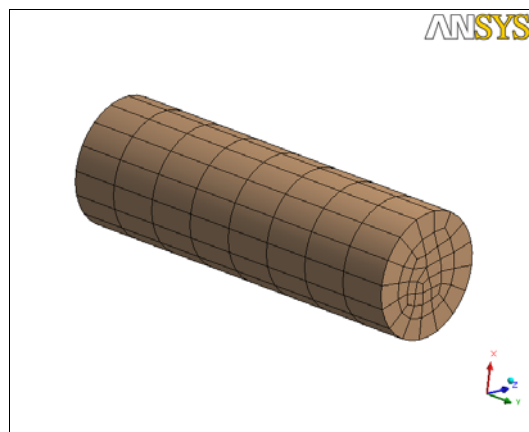


Fig. 8.24 – Esempio di metodo con elementi esagonali: Cilindro di interfaccia

- Dimensionamento

Il dimensionamento può essere usato per suddividere in parti uguali uno spigolo di modo che gli elementi successivamente generati seguano tale divisione: questa opzione è stata applicata ad ogni spigolo di ogni elemento (esclusi quelli non determinanti ai fini della *mesh*), dividendoli opportunamente, per ottenere la *mesh* più regolare e simile nelle parti di uguale

dimensione. In certi casi è stata usata anche l'ulteriore opzione di *deviazione* che permette di infittire i segmenti appena generati da una parte, allargando quelli dall'altra, senza cambiarne il numero.

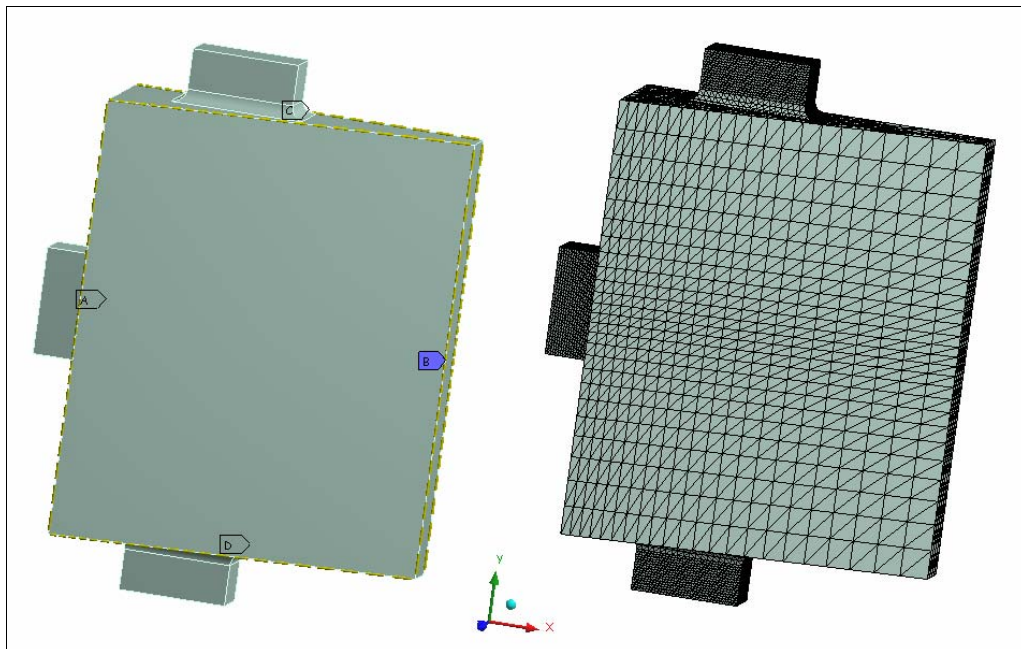


Fig. 8.25 – Esempio di dimensionamento con deviazione: Prisma P1

In particolare tutti gli spigoli circolari, e quindi le relative circonferenze, presenti nell'Assieme Prisma, sono stati suddivisi nello stesso numero di elementi.

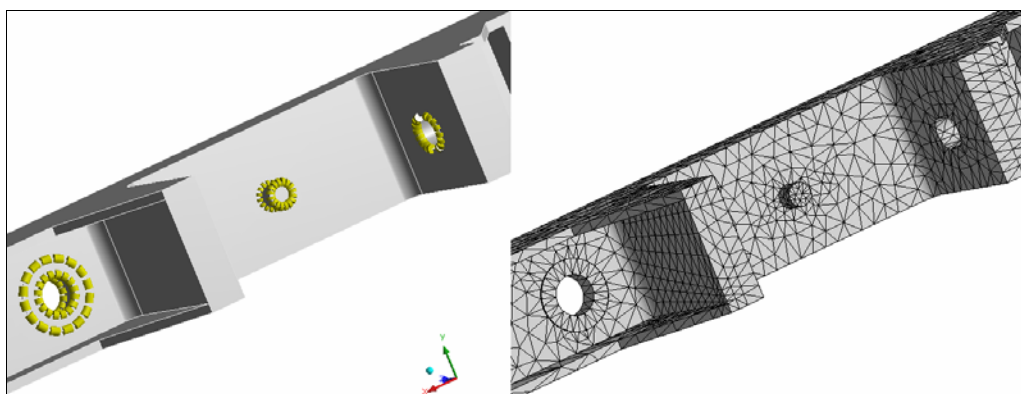


Fig. 8.26 – Esempio di dimensionamento su spigoli circolari

Il dimensionamento può anche essere utilizzato su volumi, superfici o spigoli imponendo la dimensione dell'elemento utilizzato in millimetri: tale funzione è stata scelta per tutte quelle superfici in cui non si riusciva ad

ottenere una *mesh* abbastanza regolare e fitta con la sola suddivisione degli spigoli.

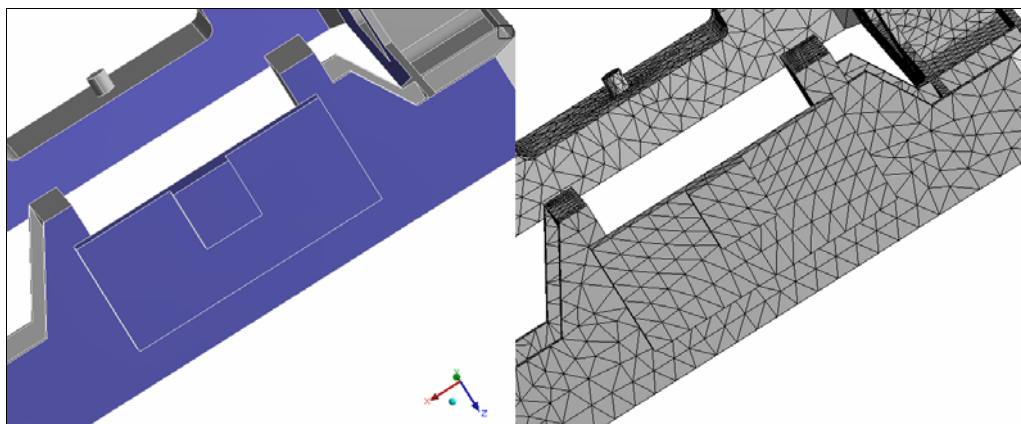


Fig. 8.27 – Esempio di dimensionamento degli elementi su una superficie: Legatura ottica

- Mappatura di faccia

Applicabile su un'area, questo strumento permette di generare una *mesh* superficiale molto regolare, suddivisa in triangoli o quadrilateri, da cui viene generata la *mesh* volumetrica; tale strumento non sempre è applicabile poiché la superficie su cui si applica deve essere abbastanza regolare: l'ottimale è avere superfici rettangolari ma, se per esempio è presente un foro al centro, non si riesce ad ottenere una *mesh* di faccia regolare

Questa opzione è stata usata tutte le volte che era presente una superficie rettangolare, in unione alla suddivisione degli spigoli in parti uguali, come per le superfici del Prisma P1 già visto in precedenza o nel caso della Molla a balestra rappresentata nella Fig. 8.28.

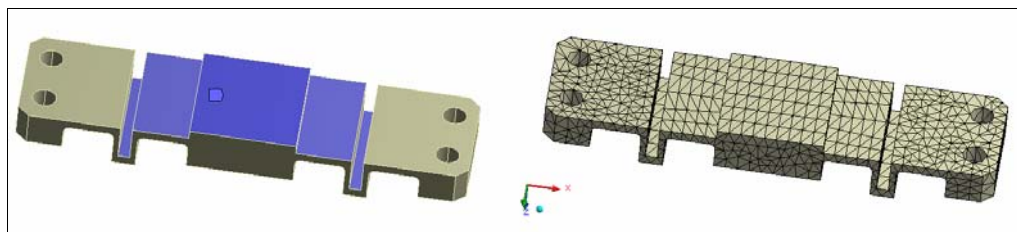


Fig. 8.28 – Esempio di mappatura di faccia: Molla a balestra

- Affinamento

L'affinamento può essere eseguito sia su un solido che su una superficie. Nel nostro caso è sempre stato usato in quest'ultimo modo per infittire la *mesh* in cui la mappatura di faccia non aveva dato risultati soddisfacenti: in genere quando la superficie mappata aveva più di quattro lati.

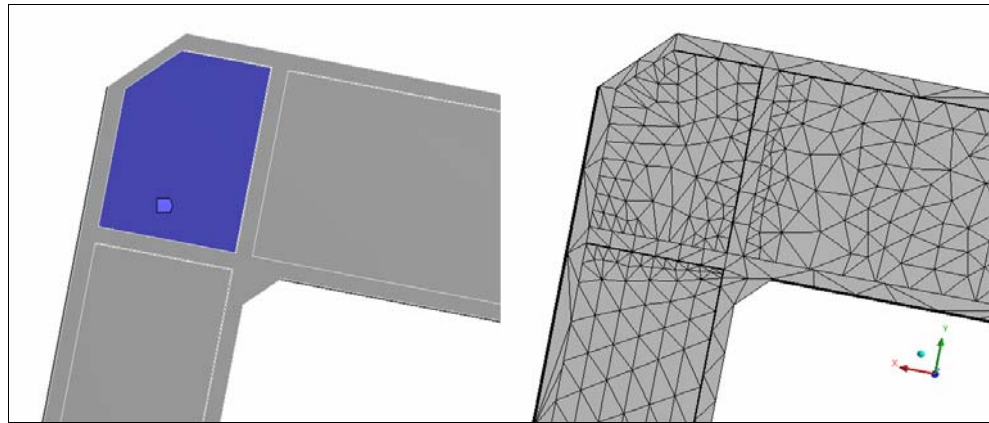


Fig. 8.29 – Esempio di affinamento: Legatura ottica

Di seguito altre immagini dell'Assieme Prisma nel suo insieme, raffiguranti la *mesh* eseguita.

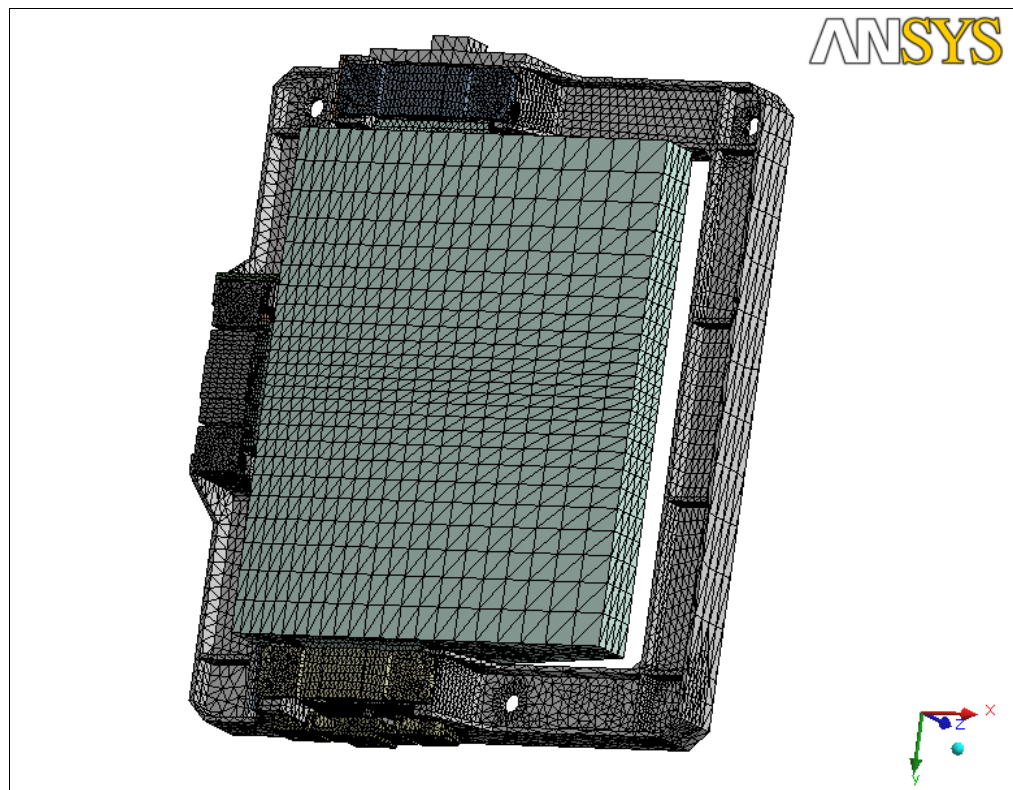


Fig. 8.30 – Assieme Prisma: *mesh*

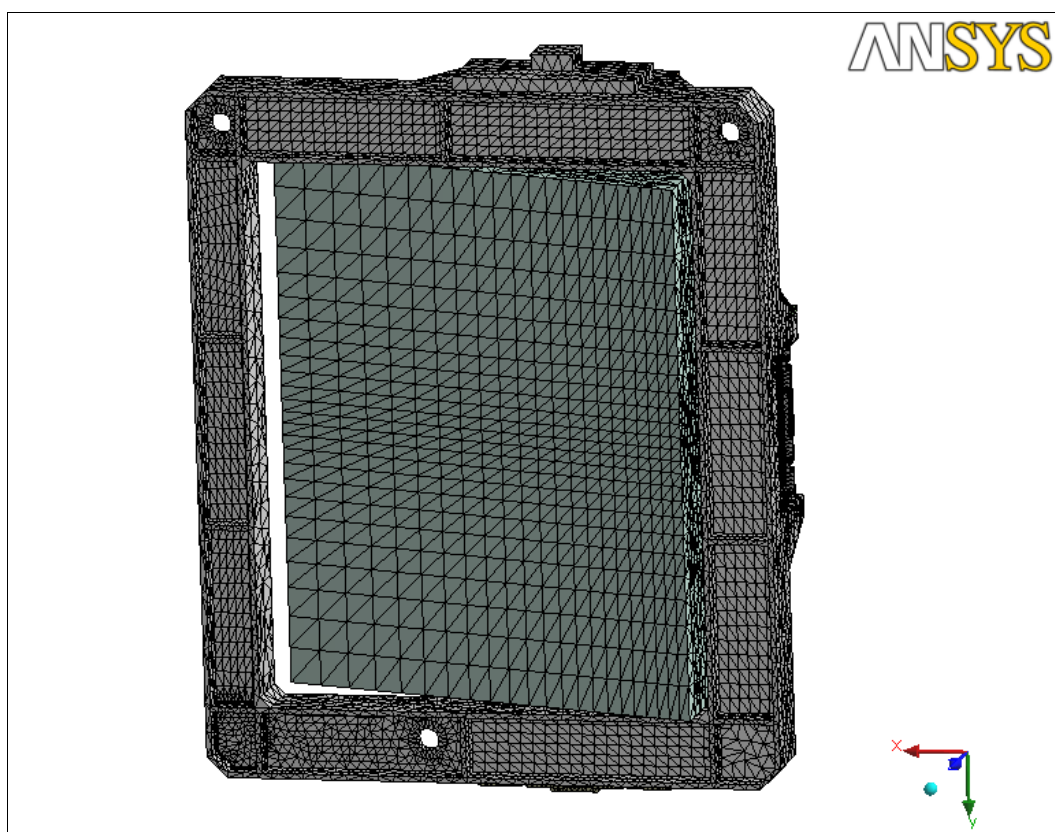


Fig. 8.31 – Assieme Prisma: *mesh*

- **Elementi utilizzati**

Viene ricordato che Ansys Workbench sceglie automaticamente gli elementi da utilizzare, sia per la *mesh* solida, che per le zone di contatto, in base alla geometria, alle opzioni di *mesh* richieste ed al tipo di analisi da effettuare.

- Mesh solida

Per eseguire la **mesh solida** gli elementi scelti sono il **SOLID187** (lo stesso utilizzato nel modello per l'analisi modale: vedi Cap.7, § 7.1.2), della cui geometria si riporta qui la rappresentazione, ed il **SOLID186**. Quest'ultimo elemento è definito da 20 nodi, aventi ciascuno 3 gradi di libertà (le 3 traslazioni lungo gli assi cartesiani), e viene utilizzato nel caso di *mesh* irregolari.

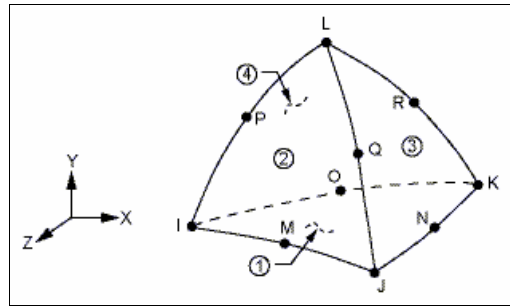


Fig. 8.32 – Geometria dell'elemento SOLID187

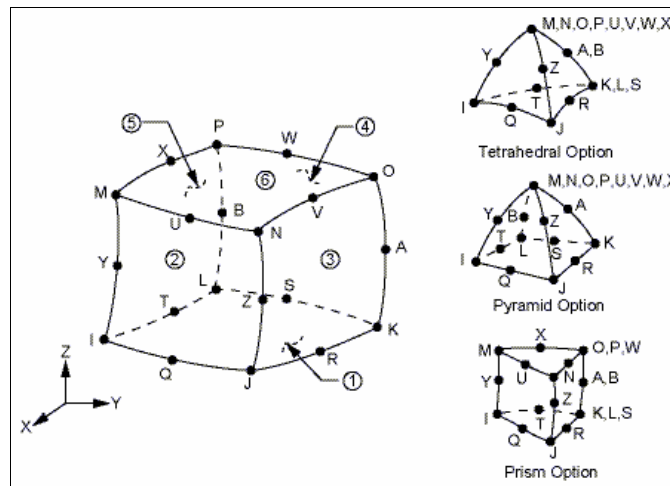


Fig. 8.33 – Geometria dell'elemento SOLID186

▪ Regioni di contatto

Per quanto concerne le regioni di contatto, Ansys Workbench le gestisce automaticamente, sulla base delle opzioni definite precedentemente nel modello geometrico, utilizzando elementi **CONTA174** e **TARGE170**: tali elementi sono gli stessi utilizzati nel caso di analisi modale, a cui si rimanda per la loro descrizione Cap.7, § 7.1.2), riproponendo, in questa sede, soltanto la rappresentazione dell'esempio di accoppiamento tra di essi.

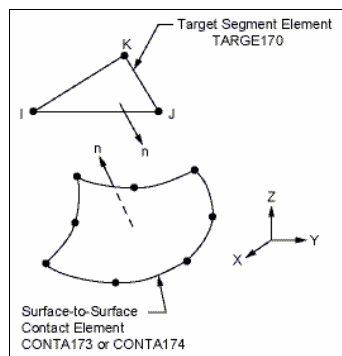


Fig. 8.34 – Esempio di accoppiamento *contact - target* per il caso *surface to surface*

La Tab. 8.5 riassume gli elementi utilizzati per ogni parte del modello.

Geometria	Q.tà	N. di elementi	Tipo
Prisma P1	1	53 450	SOLID187
Legatura ottica	1	33 148	
Molla a balestra (superiore)	1	4 913	
Molla a balestra (sup dir.Y)	1	4 949	
Molla a balestra (laterale)	1	4 949	
Molla a balestra (inferiore)	1	4 980	
Molla a sbalzo (superiore)	1	1 808	
Molla a sbalzo (laterale)	1	1 808	
Molla a sbalzo (inferiore)	1	1 808	
Cilindri distanziali (collegati a Molla a balestra)	4	231	
Cilindri distanziali (collegati a Molla a sbalzo)	3	352	
Cilindro distanziale (collegato a Battuta inferiore)	1	352	
Totale		114 024	
Tutte le zone di contatto		8 302	CONTA174
		8 302	TARGE170

Tab. 8.5 – Elementi utilizzati per la *mesh* dell'Assieme Prisma

8.3.3 Vincoli

Per simulare il collegamento della Legatura ottica al banco ottico di RVS sono stati posizionati **vincoli fissi** sulle apposite aree create intorno ai tre fori della Legatura ottica stessa: il totale è di sei corone circolari vincolate, tre davanti e tre dietro, aventi diametro esterno pari a 15 mm e diametro interno uguale a 9.5 mm.

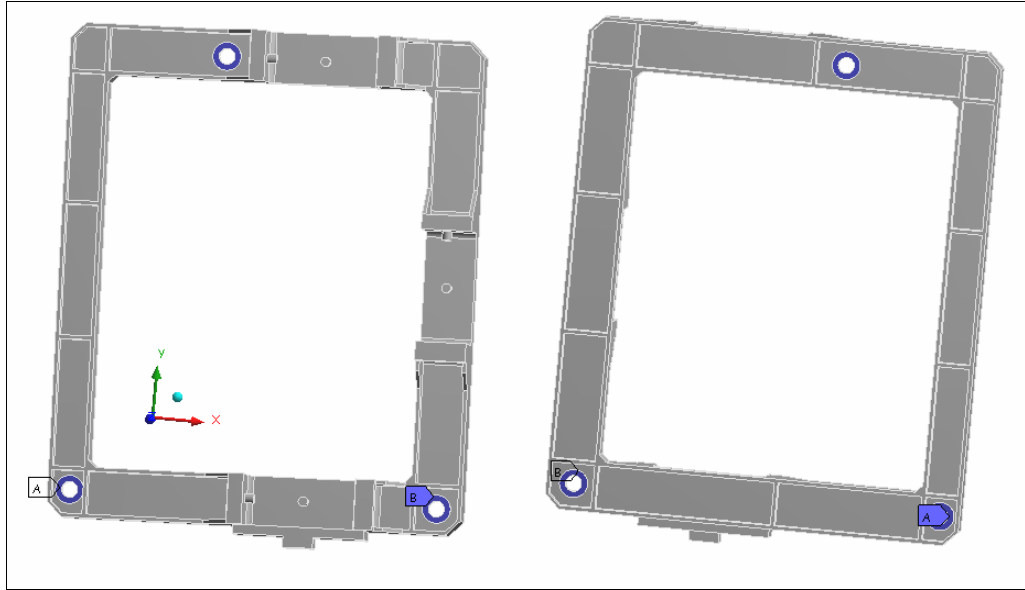


Fig. 8.35 – Vincoli sul modello dell'Asieme Prisma: vista frontale e vista posteriore

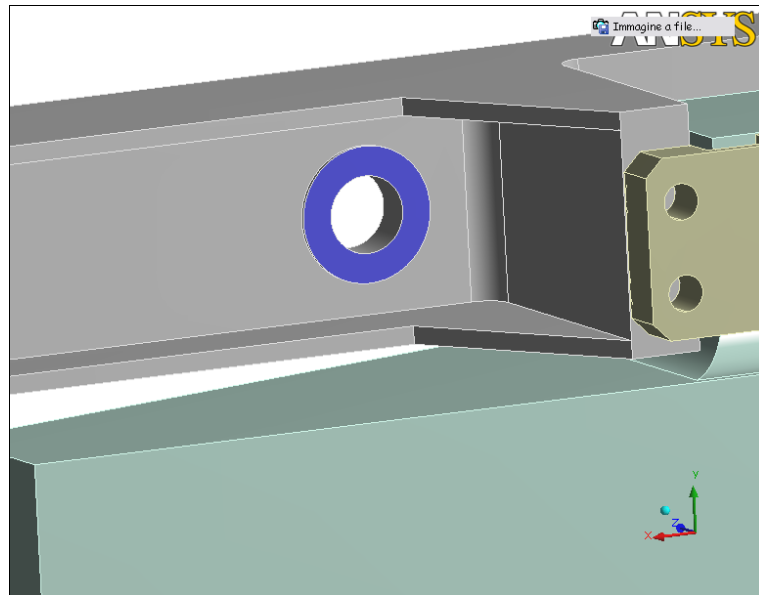


Fig. 8.36 – Vincoli sul modello dell'Asieme Prisma: particolare

ANALISI STATICA DELL'ASSIEME

PRISMA

Sulla base del modello ad elementi finiti dell'Assieme Prisma definito nel capitolo precedente, vengono studiate le analisi statiche eseguendo due tipi differenti di applicazione dei carichi. Un primo caso in cui sono applicate soltanto le forze elastiche di bloccaggio e l'altro caso in cui sono presenti anche le forze inerziali della condizione di lancio.

I risultati analizzati riguardano soltanto le tensioni sui diversi componenti dell'Assieme Prisma e l'analisi dell'effettivo carico esercitato dagli Elementi elastici. Non sono stati calcolati gli spostamenti e le deformazioni. Infatti, non si prevedono spostamenti permanenti del Prisma P1 dopo l'applicazione del carico inerziale; questo perché le forze di richiamo delle molle sovrastano le forze di attrito che si hanno tra il quarzo del Prisma P1 e gli elementi a contatto con questo, quali molle e battute¹: per cui, l'Elemento ottico è comunque spinto contro le posizioni di battuta che ne determinano la posizione e l'orientamento.

9.1 Caso di carico 1: Forze elastiche di bloccaggio

La condizione di carico analizzata per prima è quella relativa al montaggio: in questa configurazione il Prisma P1 è soggetto solamente alle forze di bloccaggio esercitate dagli Elementi elastici secondo lo schema già visto e qui riproposto (vedi Fig 9.1).

¹ Il coefficiente di attrito tipico assunto nel caso di contatto tra metallo e quarzo è pari a 0.2. Questo significa che, considerando il valore massimo di forza esercitato dalle molle (1050 N) si ottiene una forza di attrito pari a 210 N. Tale forza è sempre minore delle forze esercitate dalle molle (che variano tra 700 e 1050 N), qualunque sia la direzione considerata.

Viene ricordato che tali forze elastiche di bloccaggio sono inserite nel modello ad elementi finiti tramite l'applicazione di opportune lunghezze di *offset* ai contatti imposti tra le superfici dei codoli del Prisma P1 e quelle dei Cilindri distanziali corrispondenti agli Elementi elastici (vedi § 8.3.1).

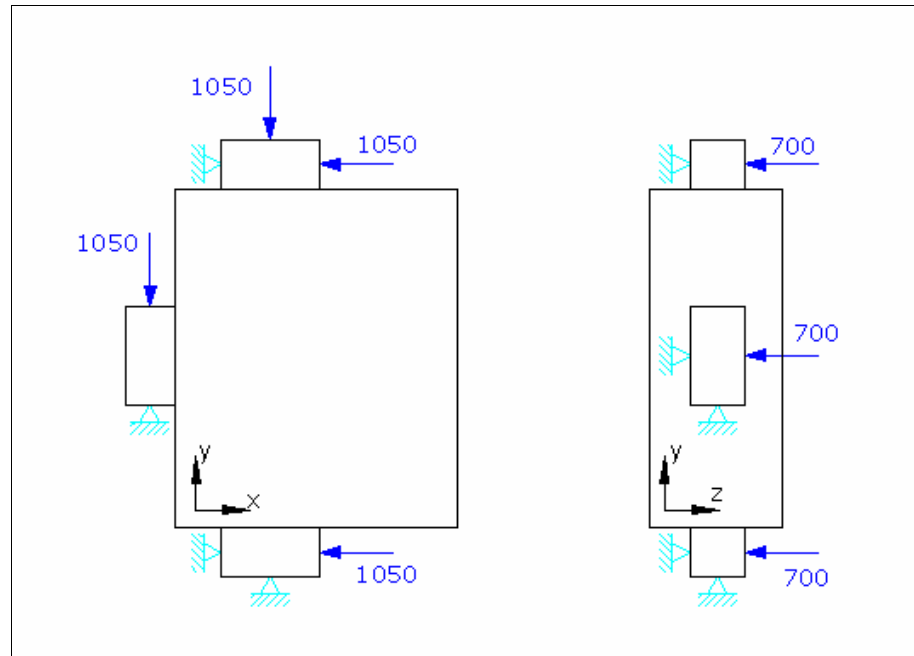


Fig. 9.1 – Schema delle forze esercitate dagli Elementi elastici applicati sul Prisma P1

Tale analisi è finalizzata al calcolo delle tensioni massime su ogni elemento dell'Assieme Prisma, per verificare che i materiali resistano alle sollecitazioni.

9.1.1 Tensioni

È necessario considerare due modi di esprimere le tensioni a seconda del materiale di cui è composto l'elemento che viene analizzato: per materiali come *Invar*, di cui sono composti la Legatura ottica, gli Elementi elastici e i Cilindri distanziali, deve essere considerata la tensione equivalente di Von Mises. È questa, infatti, ad essere espressa nelle proprietà del materiale come massima tensione ammissibile e, se superata, il materiale deforma plasticamente o, nel peggiore dei casi, l'elemento è soggetto a rottura. Nel caso invece del Prisma P1, composto di *Suprasil*, le tensioni dovranno

essere espresse come tensioni principali² in modo che vengano ottenute le tensioni massime di trazione e compressione: viene ricordato, infatti, che il *Suprasil*, come tutti i tipi di quarzo, ha un'elevata resistenza a compressione, ma limitata a trazione (vedi Appendice B).

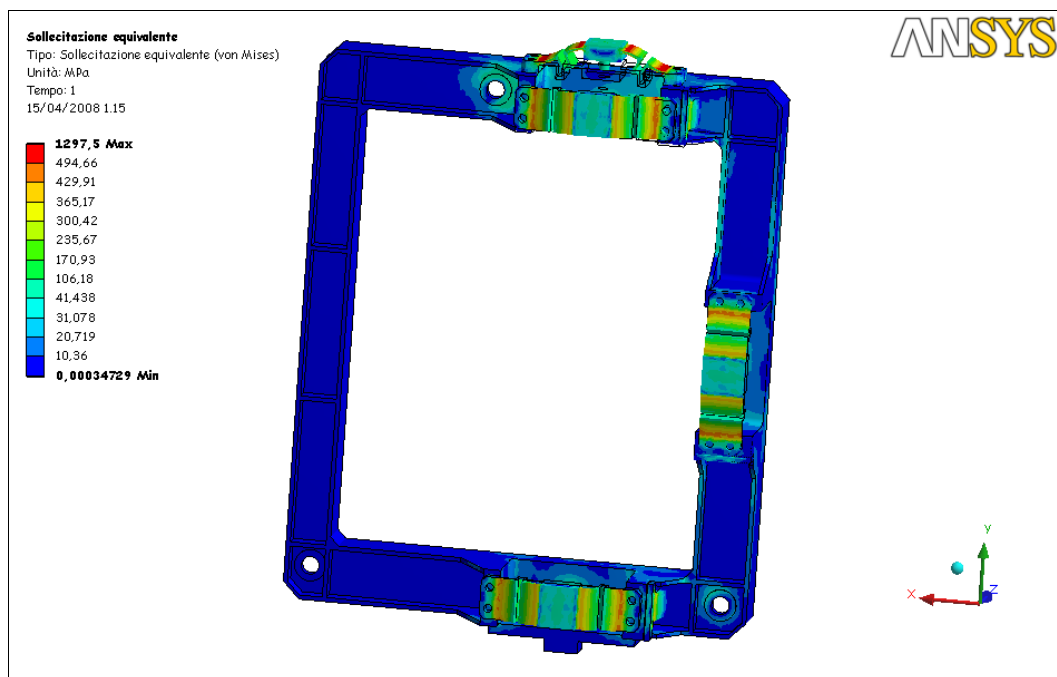


Fig. 9.2 – Assieme Prisma, escluso il Prisma P1: tensione equivalente di Von Mises (MPa)³

Di seguito vengono analizzate le tensioni per ogni elemento dell'Assieme Prisma, i quali sono suddivisi in base al materiale di cui sono formati.

- **Prisma P1 (elemento in *Suprasil*)**

Le tensioni, espresse come principali, risultano di trazione se positive e di compressione se negative; per questo motivo le tensioni interessate sono soltanto la *principale massima* (prima tensione principale σ_1) e la *principale minima* (terza tensione principale σ_3) nei loro valori massimi e minimi rispettivamente, in modo da

² Le tensioni principali sono i tre valori della diagonale della matrice di tensione (matrice 3x3) nel caso in cui tutti gli altri termini siano 0: esse si trovano ponendosi su un sistema di riferimento in cui non si hanno sforzi di taglio e le tensioni diverse da 0 sono solo di compressione e di trazione.

³ La scala di rappresentazione per questa e tutte le successive immagini è impostata sempre maggiore di quella reale in modo da poter notare la configurazione deformata, variando da un massimo di 64, nel caso che venga rappresentato il solo Prisma P1, ad un minimo di 3 nel caso della Molla a balestra.

ottenere la **tensione di trazione massima** ($\sigma_{1\text{Max}}$) e la **tensione di compressione massima** ($\sigma_{3\text{min}}$) (considerandola in valore assoluto).

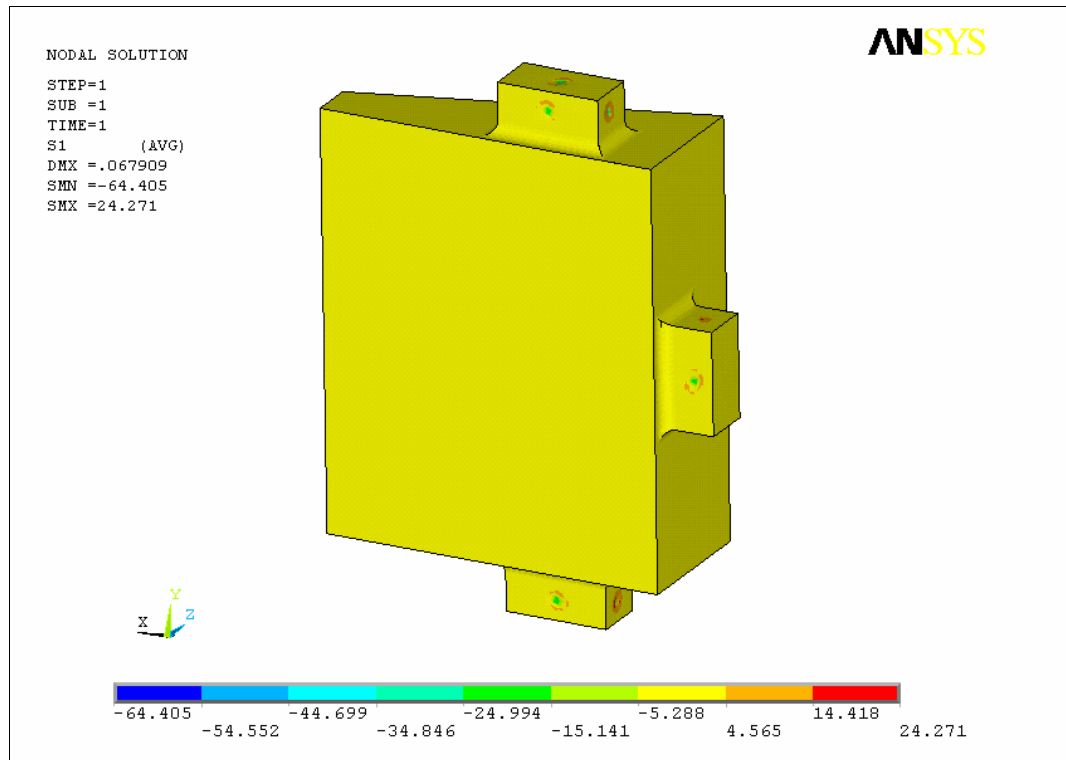


Fig. 9.3 – Prisma P1: prima tensione principale σ_1 (MPa)⁴ (le positive sono quelle di trazione)

⁴ Spesso per la rappresentazione dei risultati viene utilizzato l'Ansys classico, in cui è stato caricato il file Ansys ottenuto da Ansys Workbench al termine della soluzione: questo perché in Ansys classico la rappresentazione grafica è maggiormente comprensibile poiché quando viene isolato un elemento dell'assieme, i massimi e minimi della grandezza, che viene graficata, sono quelli relativi all'elemento considerato; in Ansys Workbench tali valori rimangono invece riferiti a tutto l'assieme, ottenendo un diagramma inizialmente fuorviante e di comprensione non immediata.

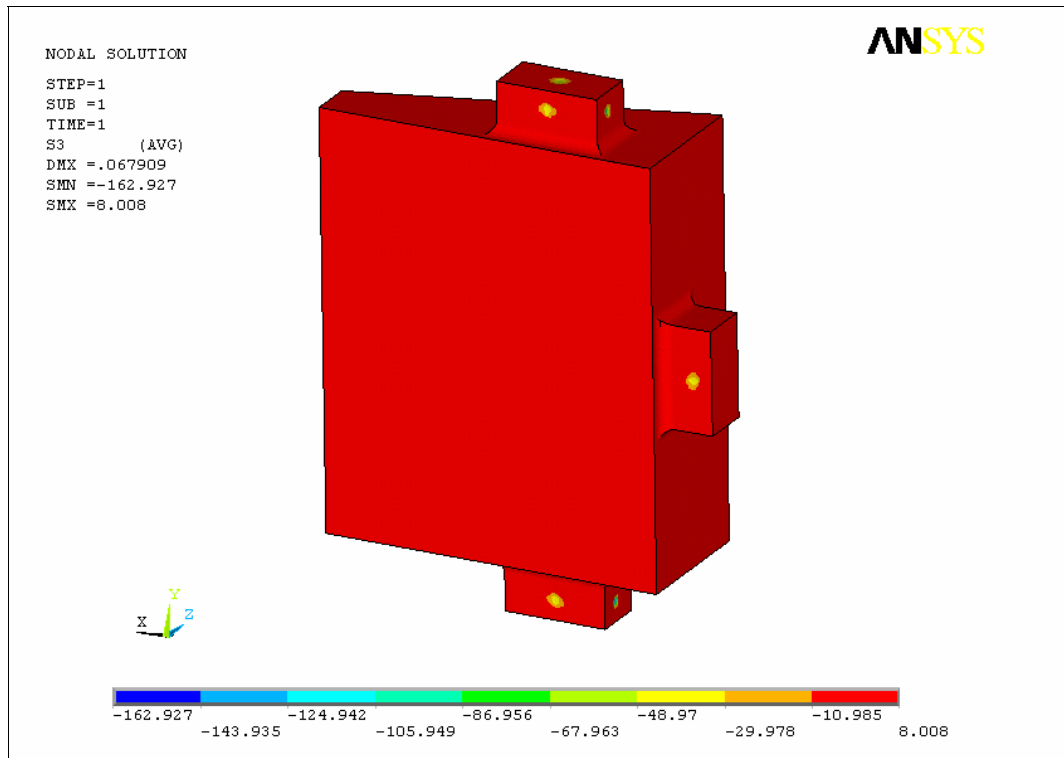


Fig. 9.3 – Prisma P1: terza tensione principale σ_3 (MPa) (le negative sono quelle di compressione)

I valori massimi delle tensioni che si osservano nelle figure precedenti sono localizzati in corrispondenza delle aree di contatto del Prisma P1 con gli altri elementi (vedi Fig. 9.2 – 9.3) e, quindi, devono essere considerati con cautela. In queste zone si verifica infatti che, a causa del modello, le tensioni crescano sensibilmente; questo dipende da i due tipi di tensione considerate: tensioni di trazione e tensioni di compressione, che qui di seguito vengono analizzate.

- Analisi delle tensioni di trazione

Come si osserva dalle rappresentazioni, l'intero Prisma P1 è soggetto a tensioni di trazione inferiori a 5 MPa. Esistono però dei picchi che raggiungono i 14-24 MPa, estremamente localizzati alle zone di vincolo con i cilindri distanziali. Questi picchi possono essere dovuti alla modellazione e al fatto che il materiale nell'intorno del cilindro può essere posto in trazione per un fenomeno come raffigurato in Fig. 9.4.

In ogni caso, il volume di quarzo soggetto a trazioni maggiori di 10 MPa è estremamente localizzato. Nel progetto finale possono essere eseguite piccole modifiche per ridurre questi effetti di bordo; ad esempio:

- Aumento delle aree di contatto tra Cilindro distanziale e codolo;
- Inserimento di un “bicchierino” di metallo fra cilindro di spinta e codolo del Prisma P1 (come descritto in seguito in *Analisi delle tensioni di compressione*);
- Utilizzo di ampi raggi di smusso ai bordi del “bicchierino” sopra citato.

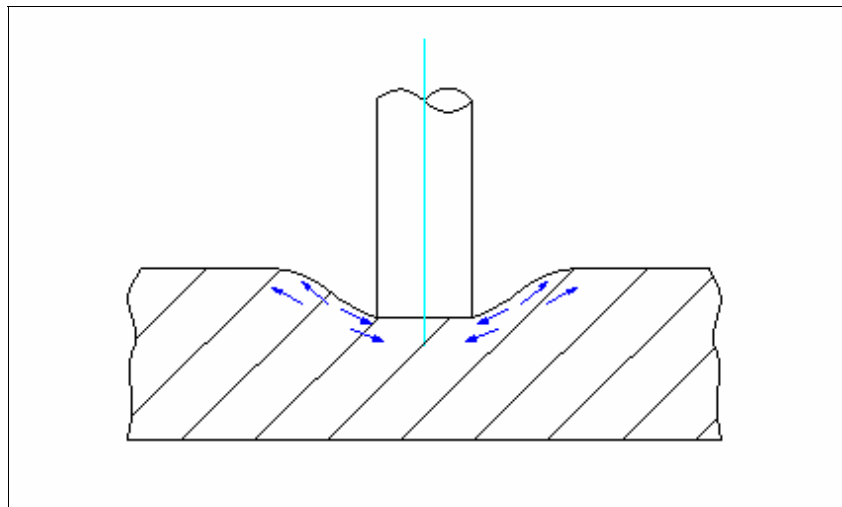


Fig. 9.4 – Esempio di tensioni di trazione formatesi per zone soggette a compressione

▪ Analisi delle tensioni di compressione

Le tensioni di compressione sul Prisma P1 sono minori di 10.9 MPa, ad eccezione di aree molto localizzate nelle zone di applicazione dei vincoli.

La concentrazione di tensioni di compressione in queste zone è dovuta alle semplificazioni fatte nel modello geometrico rispetto alla realtà: succede infatti che, durante la deformazione di tutto l'Assieme Prisma in ogni suo elemento, i contatti, che inizialmente si svolgevano su un'area ben precisa, tendono ad avere una superficie di scambio sempre minore, facendo aumentare la pressione e, di conseguenza, gli sforzi di compressione.

Tutto ciò è evitato nella realtà con un sistema ampiamente sperimentato in campo opto-meccanico che consiste nell'utilizzo di un

“bicchierino” metallico opportunamente sagomato (generalmente in lega di alluminio), interposto tra pezzo in vetro e pressore di metallo, quest’ultimo con superficie finale sferica, per adattarsi alla superficie interna del “bicchierino” durante le deformazioni (vedi Fig.9.5).

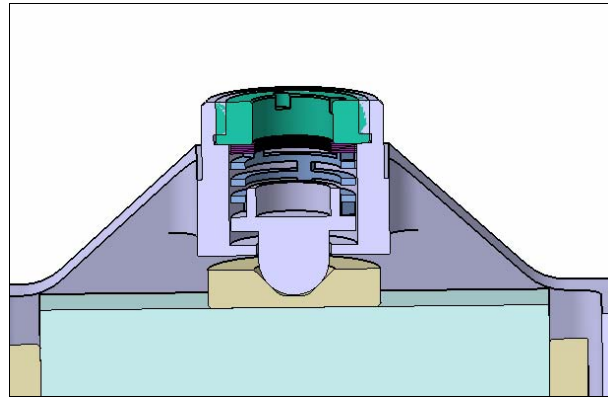


Fig. 9.5 – Esempio di montaggio pressore su vetro con “bicchierino” interposto

Per questi motivi è necessario escludere tutte le zone di concentrazione di tensioni in prossimità dei contatti ed andare a rappresentare di nuovo i risultati delle tensioni per ottenere i valori delle tensioni più realistici nel corpo del prisma..

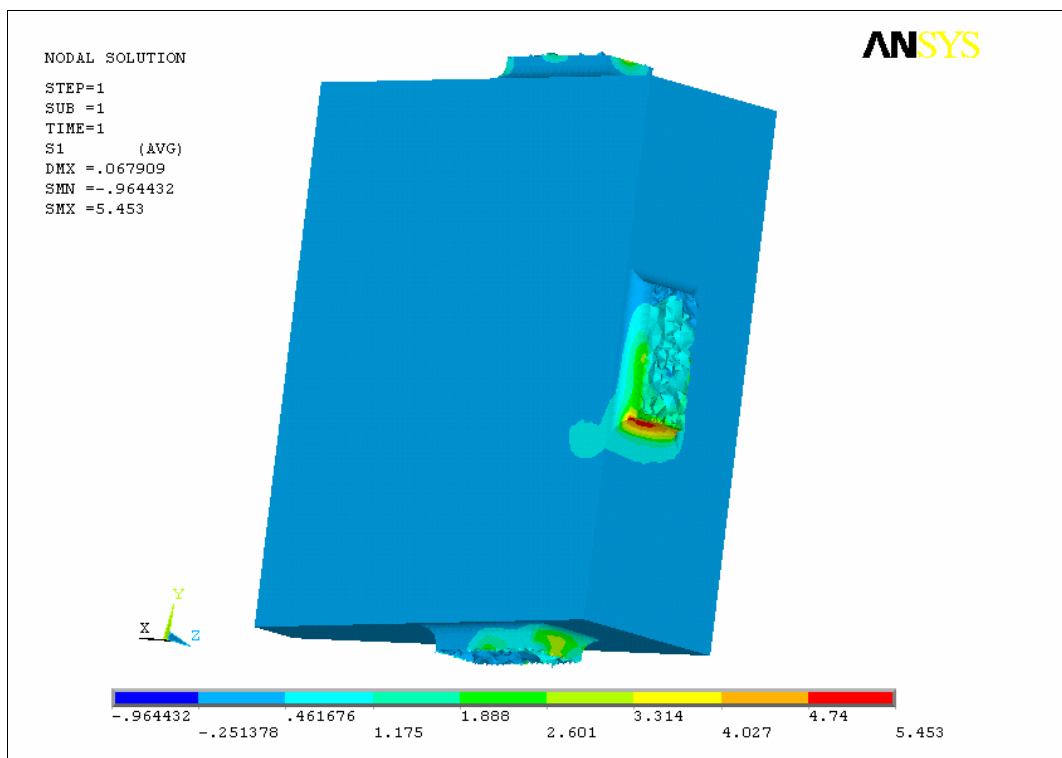


Fig. 9.6 – Prisma P1: prima tensione principale σ_1 , picchi di tensione esclusi (MPa)

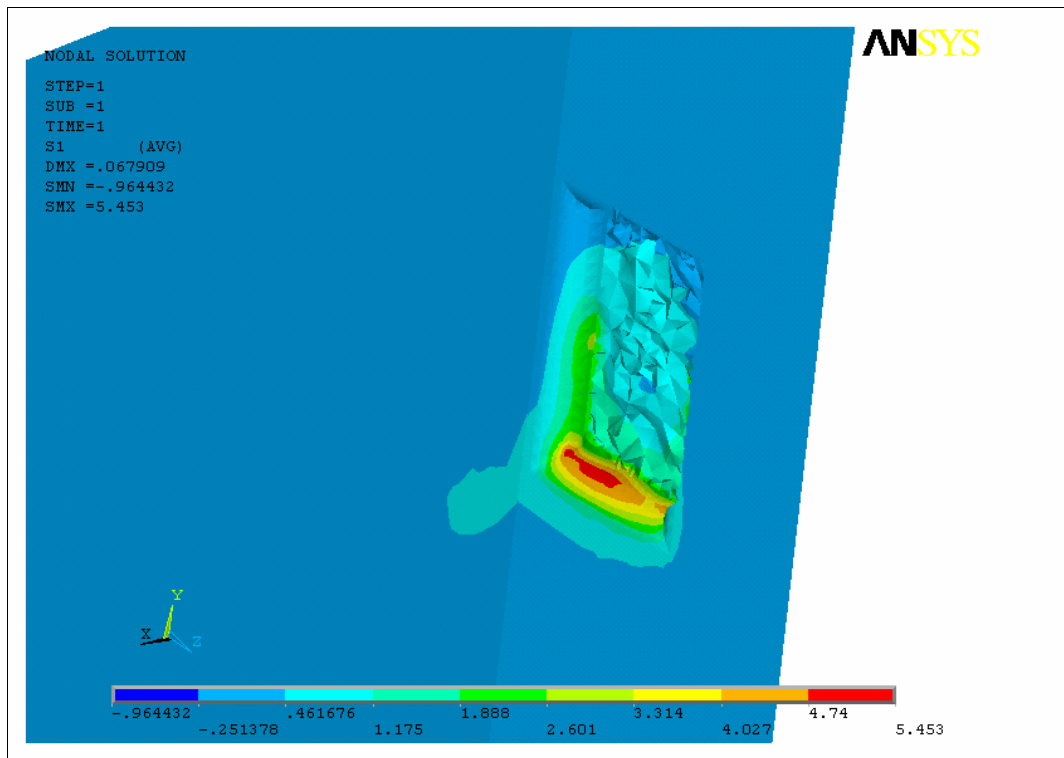


Fig. 9.7 – Prisma P1: prima tensione principale σ_1 , picchi di tensione esclusi, particolare (MPa)

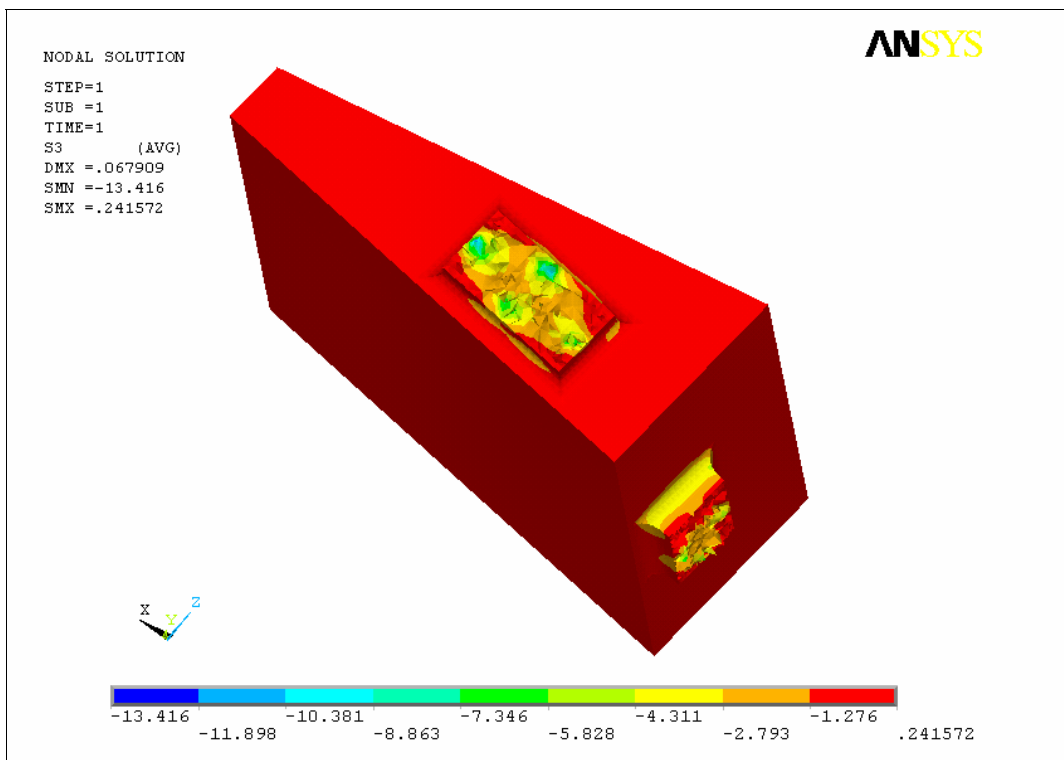


Fig. 9.8 – Prisma P1: terza tensione principale σ_3 , picchi di tensione esclusi (MPa)

Nella Tab. 9.1 seguente vengono riassunti i valori delle tensioni nel caso in cui siano state escluse le zone con concentrazioni di tensioni precedentemente discusse. Inoltre sono stati aggiunti anche il limite di tensione ammissibile del materiale per sforzi di trazione ed il limite di tensione ammissibile per sforzi di compressione come indicato in Appendice B.

Tensioni	Tensioni Risultanti (MPa)	Tensioni Ammissibili (MPa)
Prima tensione principale σ_1 (trazione)	5.453	≤ 10
Terza tensione principale σ_3 (compressione)	13.416	≤ 200

Tab. 9.1 – Prisma P1: riepilogo tensioni (Mpa)

- **Elementi in Invar**

Gli elementi in *Invar* sono: Legatura ottica, Molla a balestra, Molla a sbalzo e i Cilindri distanziali.

Per tutti questi elementi le tensioni sono state espresse come tensioni equivalenti di Von Mises; dalle immagini (vedi Fig. 9.9 – 9.12) si ricavano i valori massimi di tensione e dove questi sono localizzati

. Nei casi di parti identiche ripetute, come per le Molle a balestra e le Molle a sbalzo, è stato considerato solo l'elemento maggiormente sollecitato determinato sulla base dell'analisi globale delle tensioni sull'Assieme Prisma (Fig. 9.2)

Seguono alcune considerazioni su ogni elemento con le immagini delle tensioni inerenti ad esso.

- Legatura ottica

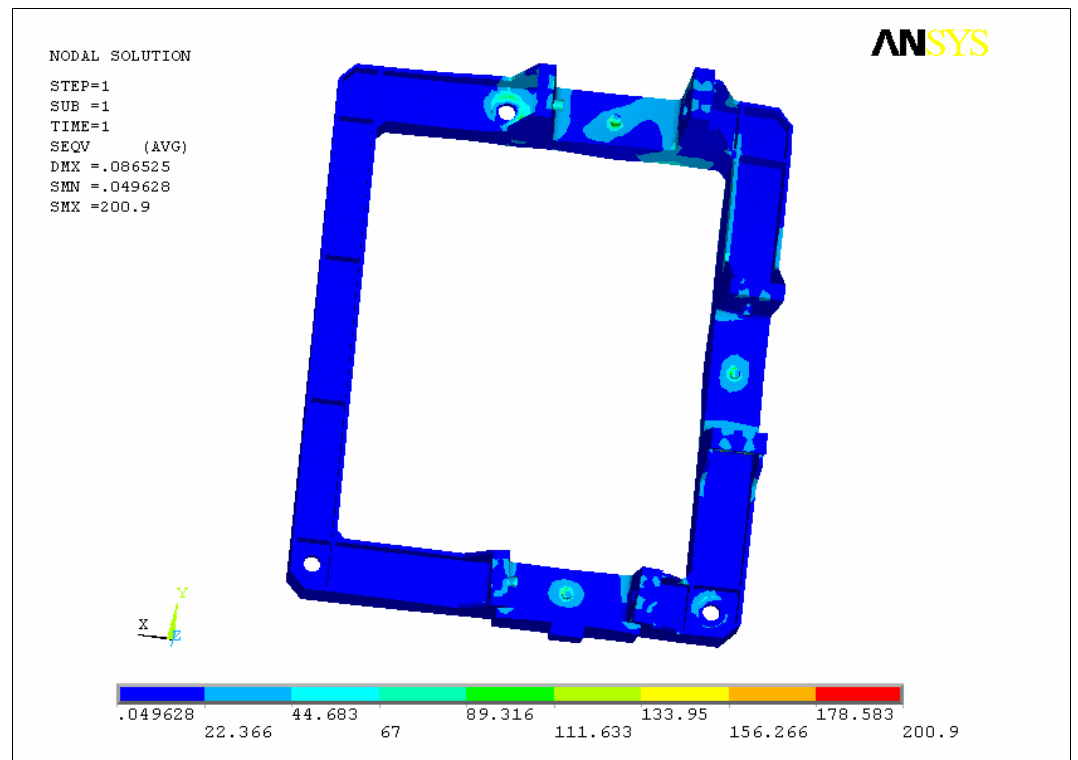


Fig. 9.9 – Legatura ottica: tensioni equivalenti di Von Mises (MPa)

Le tensioni massime sono localizzate in corrispondenza del foro superiore, sebbene il valore massimo ottenuto dal programma sia causato dalla geometria della superficie realizzata per posizionare i vincoli.

Per determinare la tensione effettiva sulla Legatura ottica, si considera il valore dell'area circostante alla zona di concentrazione di tensione, in corrispondenza del foro superiore.

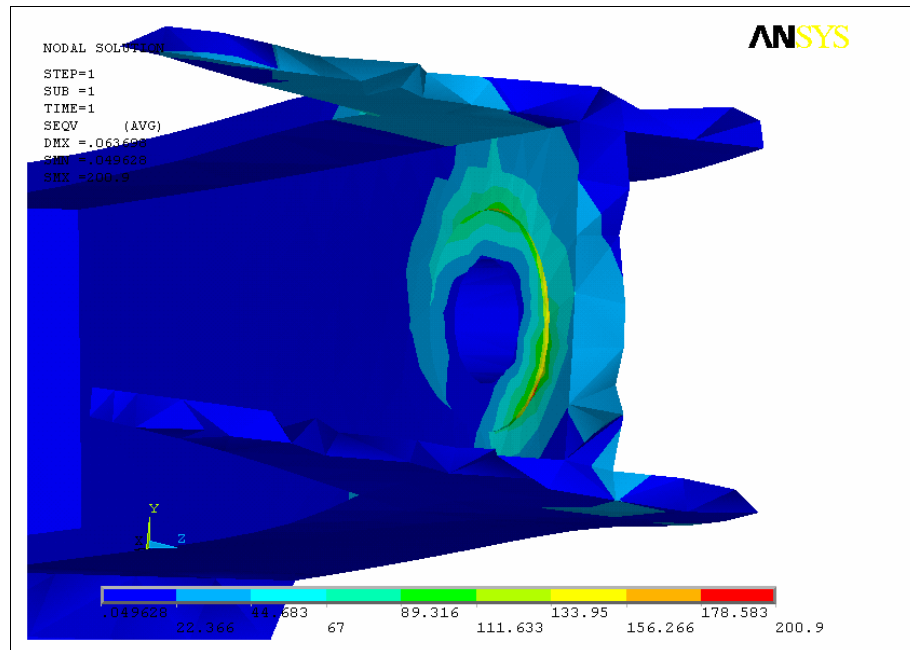


Fig. 9.10 – Legatura ottica, particolare in sezione: tensioni equivalenti di Von Mises (MPa)

Si ottiene dunque che la tensione massima effettiva sul materiale della Legatura ottica è pari a circa 156 MPa.

- Molla a balestra

La Molla a balestra più sollecitata risulta quella superiore agente in direzione Y. Come si nota dall'immagine seguente, sono presenti concentrazioni di tensione di valore elevato dovute alla flessione delle parti sottili.

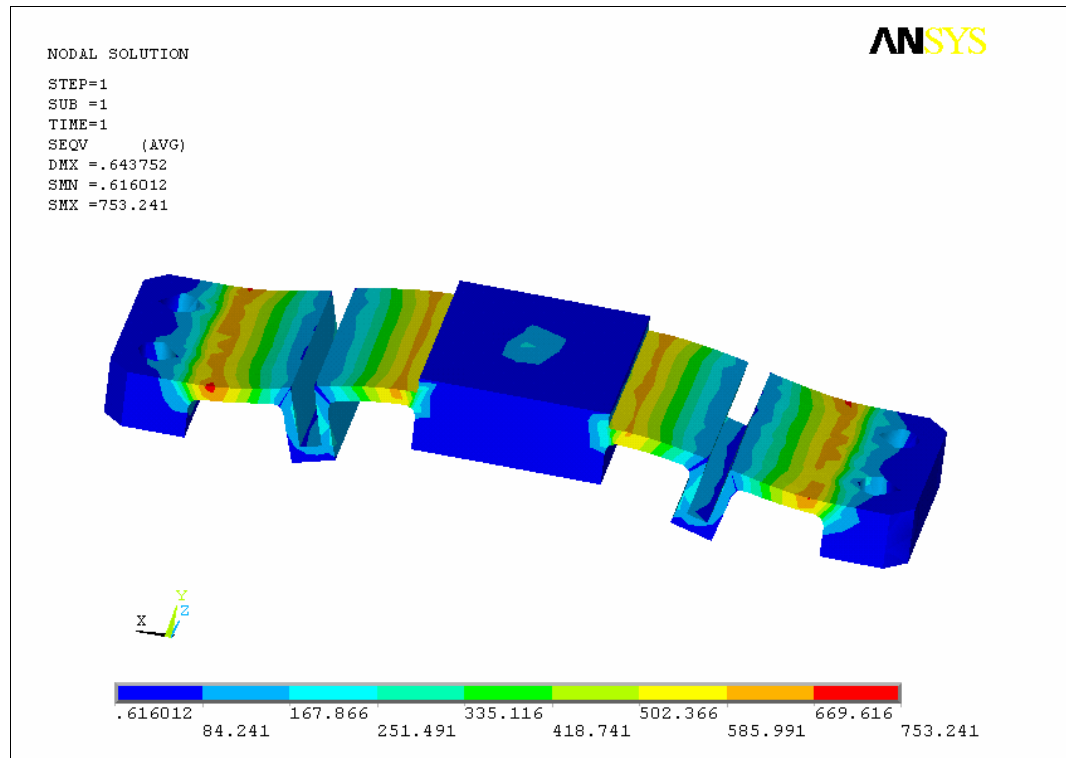


Fig. 9.11 – Molla a balestra: tensioni equivalenti di Von Mises (MPa)

- Molla a sbalzo

La Molla a sbalzo maggiormente sollecitata risulta quella laterale. Il valore massimo ottenuto si riferisce alla zona di contatto vincolato con la Legatura ottica rappresentata in figura: tale valore, principalmente dovuto alla geometria del modello, è quindi da considerarsi più alto di quello reale, sebbene nelle zone circostanti si abbiano tensioni comunque elevate: il valore effettivo è ottenuto analizzando le tensioni nell'area circostante alla zona di concentrazione.

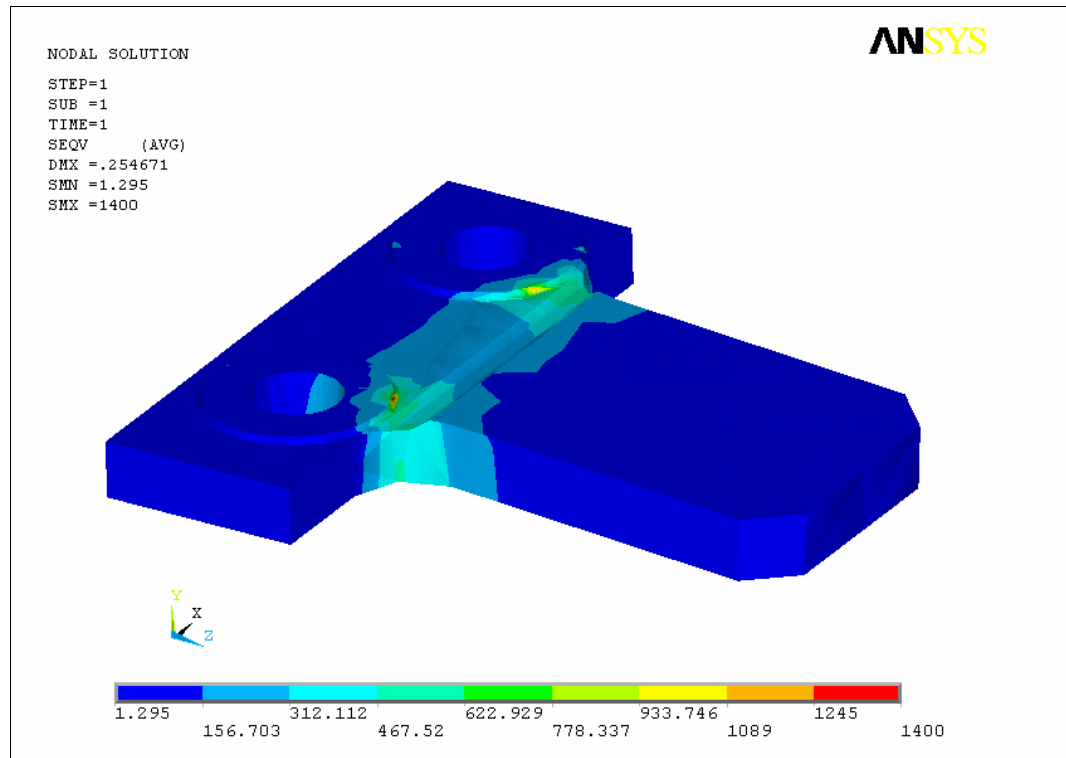


Fig. 9.12 – Molla a sbalzo: tensioni equivalenti di Von Mises (MPa)

- Cilindri distanziali

Le tensioni a cui sono soggette sono irrilevanti, e dato che, come precedentemente descritto, sono geometrie semplificate delle parti utilizzate nella realtà, questi elementi non sono presi in considerazione.

La Tab. 9.2 riassume i valori ottenuti per i componenti in *Invar*, considerando che i valori della Legatura ottica e della Molla a sbalzo non sono quelli massimi ottenuti con il programma, dato che questi sono dovuti alla geometria del modello e, in particolare, alle superfici circolari rialzate su cui vengono posti i vincoli; in tabella sono stati inseriti quindi i valori delle zone circostanti a dove si ottengono i picchi di tensione. Inoltre, sono state immesse anche le tensioni ammissibili del materiale, ricordando che per gli Elementi elastici viene utilizzato l'*Invar* incrudito, che ha una tensione di snervamento maggiore rispetto a quello ricotto utilizzato per la Legatura ottica (vedi Appendice B).

Elemento	Tensione equivalente di Von Mises (MPa)	
	Risultati	Ammissibile di snervamento
Legatura ottica	156.266	≤ 270 (<i>Invar ricotto</i>)
Molla a balestra	753.241	≤ 570 (<i>Invar incrudito</i>)
Molla a sbalzo	933.746	

Tab. 9.2 – Legatura ottica, Molla a balestra, Molla a sbalzo: riepilogo tensioni (Mpa)
(il grassetto sta ad indicare che il valore non è quello massimo di figura, dovuto alla geometria del modello, ma quello della zona adiacente al picco massimo di tensione)

9.1.2 Reazioni sulle molle

Interessante è andare a verificare la forza effettivamente esercitata dagli elementi elastici: questo è possibile analizzando la reazione sulle molle tramite lo strumento *sonda di reazione*.

I risultati, elencati nella Tab. 9.3 (in corsivo il valore teorico che gli Elementi elastici avrebbero dovuto esercitare), evidenziano che non sempre le forze di bloccaggio reggono il carico necessario a tenere bloccato il Prisma P1 ma, a volte sono maggiori e altre minori. Nel caso in cui sono maggiori lo scopo delle molle è comunque mantenuto: basta soltanto verificare che le tensioni ottenute in questo caso non siano troppo elevate. Nel caso in cui tali forze sono minori, viene meno la funzione dell'elemento elastico stesso: questo avviene per le tre Molle a sbalzo.

La causa di queste variazioni è la deformabilità della Legatura ottica, a cui gli Elementi elastici sono collegati, e l'elevato valore della costante elastica delle molle, che porta a grandi variazioni di carico con piccoli spostamenti. La maggiore differenza, tra valore richiesto e valore ottenuto, si ha nei casi di Molle a sbalzo, dato che esse sono legate alla Legatura ottica soltanto da una parte, mentre le Molle a balestra hanno un collegamento più rigido essendo fissate in due punti distanti tra loro quanto la lunghezza della molla stessa. Inoltre, le "colonne" della Legatura ottica, a cui le Molle a sbalzo sono fissate, tendono a deformarsi più facilmente in direzione di come agiscono le Molle a sbalzo, piuttosto che nelle altre direzioni, proprio per come la struttura stessa è realizzata.

Elementi elastici	Reazioni da modello (N)	Valori teorici (N)
Molla a sbalzo superiore dir.X	771	<i>1050</i>
Molla a sbalzo laterale dir.Y	877	<i>1050</i>
Molla a sbalzo inferiore dir.X	888	<i>1050</i>
Molla a balestra inferiore dir.Z	831	<i>700</i>
Molla a balestra laterale dir.Z	831	<i>700</i>
Molla a balestra superiore dir.Z	830	<i>700</i>
Molla a balestra superiore dir.Y	1185	<i>1050</i>

Tab. 9.3 – Reazioni degli Elementi elastici (caso forze di bloccaggio) (i valori in grassetto indicano che sono minori del valore “ideale”)

9.1.3 Conclusioni per il caso di carico Forze elastiche di bloccaggio

Tensioni

Dall'analisi delle tensioni risultanti sui componenti dell'Assieme Prisma si ottiene che i valori ottenuti per il Prisma P1 e la Legatura ottica, rientrano nei limiti ammissibili del materiale: soltanto gli Elementi elastici, Molla a balestra e Molla a sbalzo, hanno tensioni che superano tali limiti e quindi sono soggette a snervamento. Per questo è necessaria un'analisi approfondita e la ricerca di soluzioni alternative che risolvano questo problema. Tale studio esula dallo scopo di questa tesi: vengono soltanto suggerite due possibili strade trattate nel capitolo conclusivo della tesi al paragrafo *Sviluppi futuri* (Cap. 11, § 11.2)

Reazioni sulle molle

Per quanto concerne l'analisi delle reazioni sulle molle, il risultato ottenuto che gli Elementi elastici non esercitano la forza che in teoria dovrebbero, è molto importante: nel caso in cui la forza esercitata sia maggiore (questo avviene per le Molle a balestra), il problema non si pone dato che il carico desiderato è comunque mantenuto e che tale aumento, non essendo particolarmente alto (al massimo di 135 N), non induce grandi

cambiamenti di tensione sui componenti dell'Assieme Prisma. Nel caso in cui la forza esercitata dagli Elementi elastici sia minore (cioè per le Molle a sbalzo), questo può portare, durante le sollecitazioni inerziali dovute al lancio del satellite, ad uno spostamento del Prisma P1 in una posizione diversa da quella originaria, dato che le forze elastiche non riescono a contrastare quelle inerziali. Per questo motivo tali Elementi elastici dovranno essere sovraccaricati fino a quando non si otterrà che esercitino il valore teorico della forza; per fare ciò, al momento del montaggio dell'assieme, sarà necessario servirsi di un sistema di controllo e verifica del precarico applicato da ciascun Elemento elastico⁵.

9.2 Caso di carico 2: Forze inerziali al lancio

Questa condizione di carico rappresenta il momento del lancio in cui il satellite è soggetto a forti accelerazioni nelle tre direzioni X, Y e Z. Dalla specifica è noto che l'accelerazione equivalente sullo spettrometro RVS è pari a 20g e che, a causa delle amplificazioni della struttura, si prevede un'accelerazione a livello dell'Assieme Prisma pari a 60g, ovvero **588.6 m/s²**.

Vengono quindi presi in considerazione tutti i casi possibili: per ogni direzione viene considerato il caso in cui l'accelerazione è diretta in un verso e quello in cui è diretta nell'altro. In totale si hanno sei casi.

Casi di carico inerziale

- 1) **60g +X**: caso in cui le forze inerziali a cui l'Assieme Prisma è soggetto sono dirette nella direzione positiva dell'asse X;
- 2) **60g -X**: forze inerziali dirette nella direzione negativa dell'asse X;
- 3) **60g +Y**: forze inerziali dirette nella direzione positiva dell'asse Y;
- 4) **60g -Y**: forze inerziali dirette nella direzione negativa dell'asse Y;
- 5) **60g +Z**: forze inerziali dirette nella direzione positiva dell'asse Z;
- 6) **60g -Z**: forze inerziali dirette nella direzione negativa dell'asse Z.

⁵ Per svolgere tale funzione possono essere utilizzate celle di carico o opportuni dinamometri per misurare il reale valore di precarico ad assieme in condizioni operative.

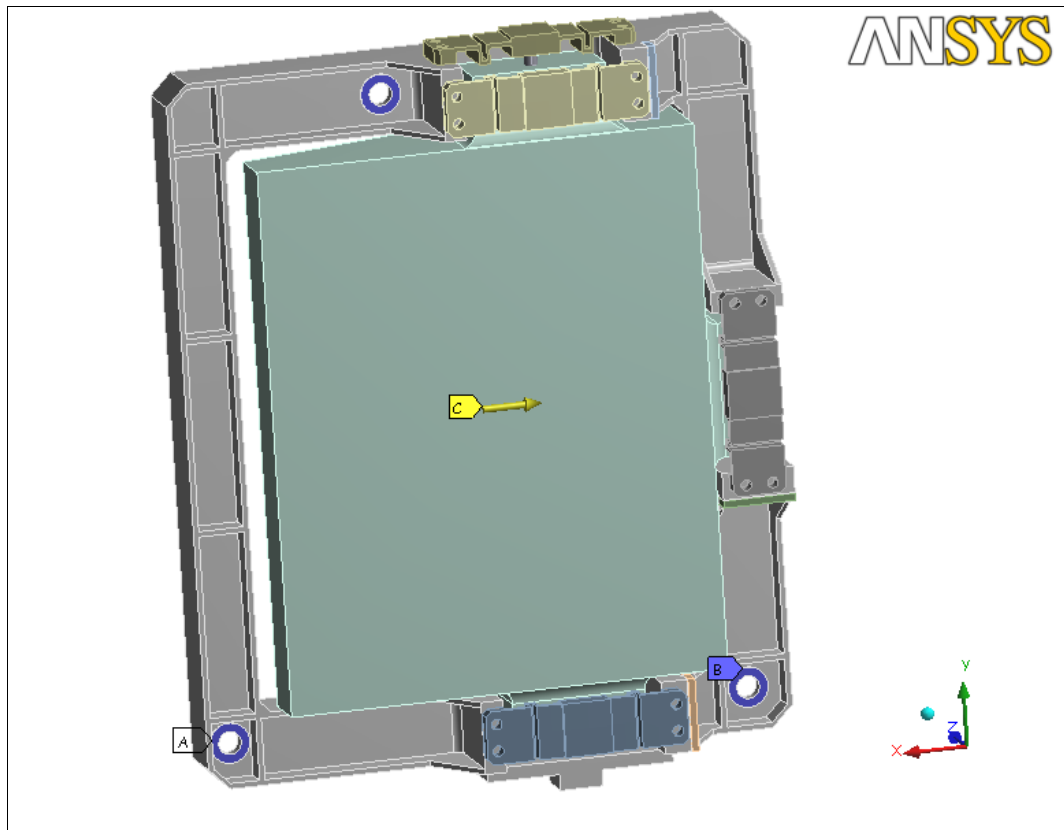


Fig. 9.13– Asieme Prisma: esempio di carico inerziale, caso 60g +X

In ogni caso sopra elencato sono presenti anche le forze elastiche di bloccaggio applicate secondo lo stesso schema del paragrafo precedente (vedi Fig. 9.1), dato che sono queste a dover tenere fermo il Prisma P1 mentre è soggetto alle accelerazioni del lancio.

9.2.1 Tensioni

Valgono le stesse considerazioni fatte nel § 9.4.1, in fase di trattazione del caso di carico Forze elastiche di bloccaggio (vedi § 9.4). Riassumendo: per il Prisma P1, essendo in *Suprasil*, si esprimono le tensioni sotto forma di componenti principali, per evidenziare le tensioni massime di trazione e compressione; per gli altri elementi, in *Invar*, si utilizza invece la tensione equivalente di Von Mises; i Cilindri distanziali non vengono considerati, essendo soggetti a tensioni non rilevanti.

Di seguito si mostra una tabella riassuntiva (Tab. 9.4) di tutti i casi analizzati con i valori massimi delle tensioni ottenuti, utile per fare un confronto dei vari casi tra loro. Per gli Elementi elastici è stato considerato soltanto un elemento rappresentativo per ciascun tipo: al fine di poter fare un confronto tra i vari casi e anche con il caso di Forze elastiche di bloccaggio, sono stati scelti gli stessi Elementi elastici considerati nel caso di carico precedente: quindi, per la Molla a balestra, è stata scelta quella superiore agente in direzione Y e per la Molla a sbalzo quella laterale sempre in direzione Y; questi elementi, inoltre, sono quelli che risultano maggiormente sollecitati quasi in tutte le analisi effettuate.

Casi analizzati		60g -X	60g +X	60g -Y	60g +Y	60g -Z	60g +Z
Elementi	Tensioni (MPa)						
Prisma P1	σ_1	32.38	22.21	<u>42.15</u>	23.84	29.65	21.87
	σ_3	195.04	165.76	<u>76.72</u>	49.65	211.05	217.37
Legatura Ottica	σ_{eq}	211.05	277	316.38	241.24	<u>595.4</u>	373
Molla a balestra	σ_{eq}	699	702.53	572.12	808.77	<u>774.8</u>	660
Molla a sbalzo	σ_{eq}	1478	1305	1440.7	1339.4	<u>1808</u>	1411

Tab. 9.4 – Prisma P1, Legatura ottica, Molla a balestra, Molla a sbalzo: riepilogo tensioni (MPa) (i risultati sottolineati si riferiscono ai casi rappresentati nelle figure)

Per quanto riguarda il Prisma P1 vale quanto già detto nel § 9.1: sia le tensioni massime di trazione che quelle di compressione sono localizzate in corrispondenza delle aree di contatto del Prisma P1 con gli altri elementi e quindi, per le motivazioni discusse nel paragrafo suddetto, sono da considerare come valori non reali.

Per ottenere le tensioni reali, nel caso del Prisma P1, devono essere escluse le zone dei picchi dalla rappresentazione, analogamente a quanto fatto per il caso delle forze elastiche di bloccaggio. Tale procedura, in questo paragrafo, è limitata al caso di carico **60g -Y** in cui si ottiene la massima tensione di trazione.

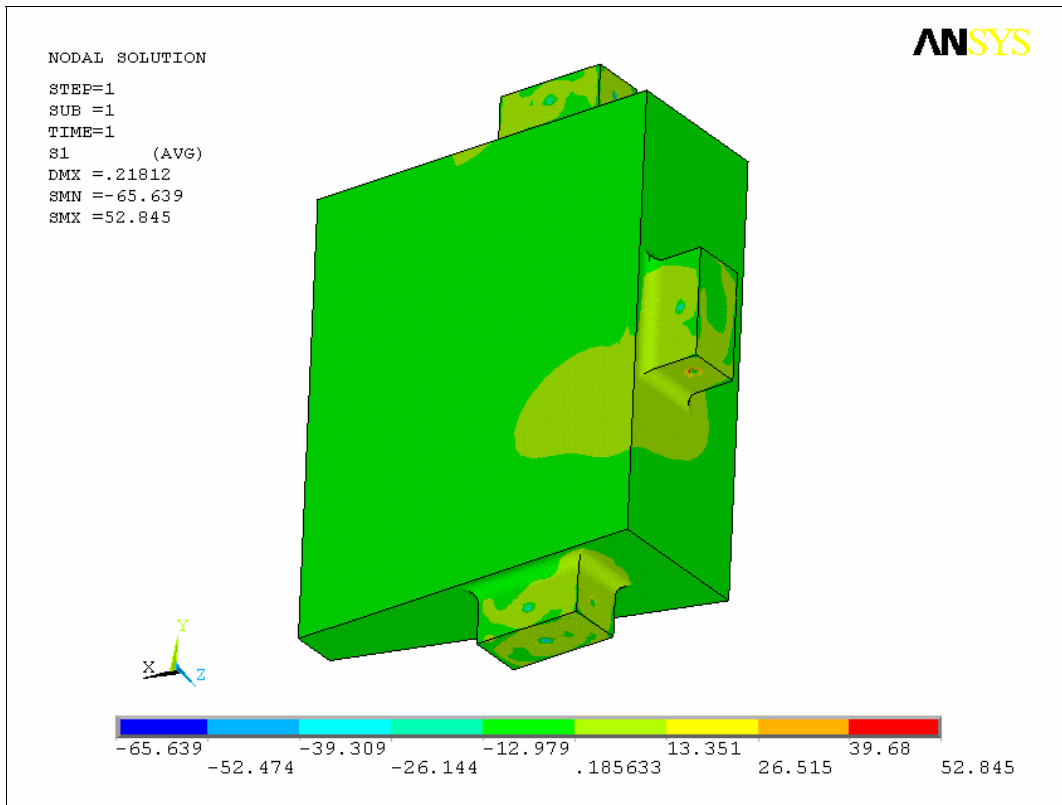


Fig. 9.14 – Prisma P1, caso 60g –Y: prima tensione principale σ_1 (MPa)

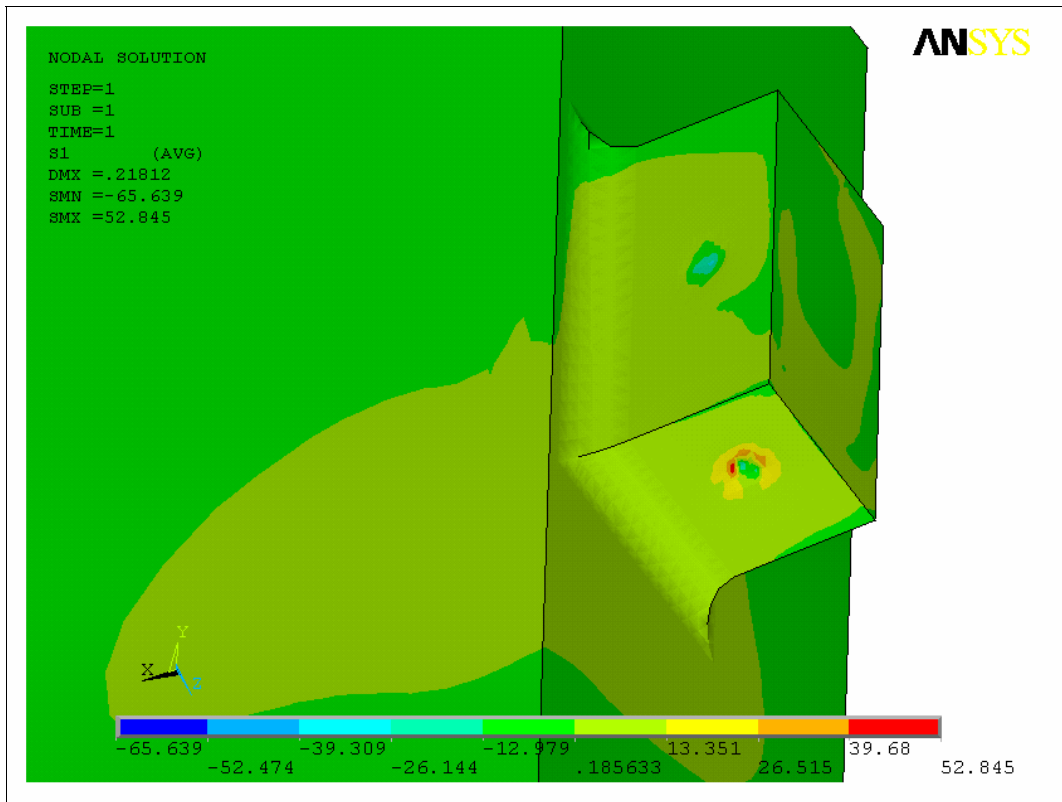


Fig. 9.15 – Prisma P1, caso 60g –Y: prima tensione principale σ_1 ; particolare codolo laterale (MPa)

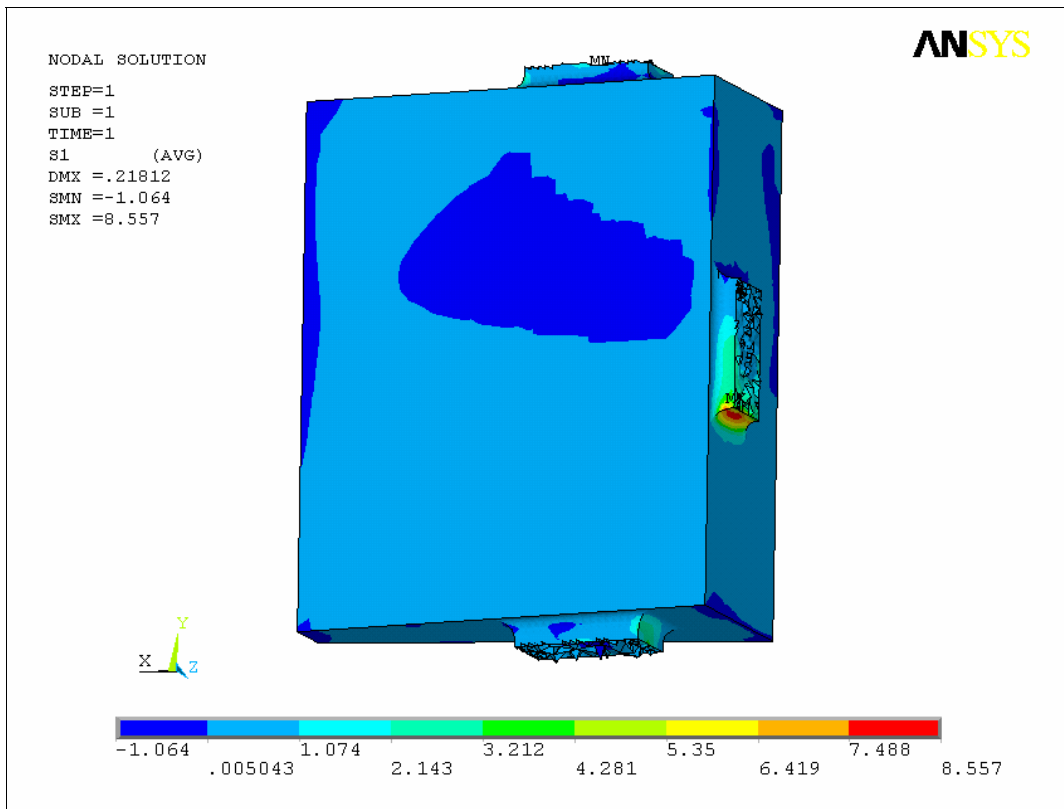


Fig. 9.16 – Prisma P1, caso 60g –Y: prima tensione principale σ_1 ; picchi di tensione esclusi (MPa)

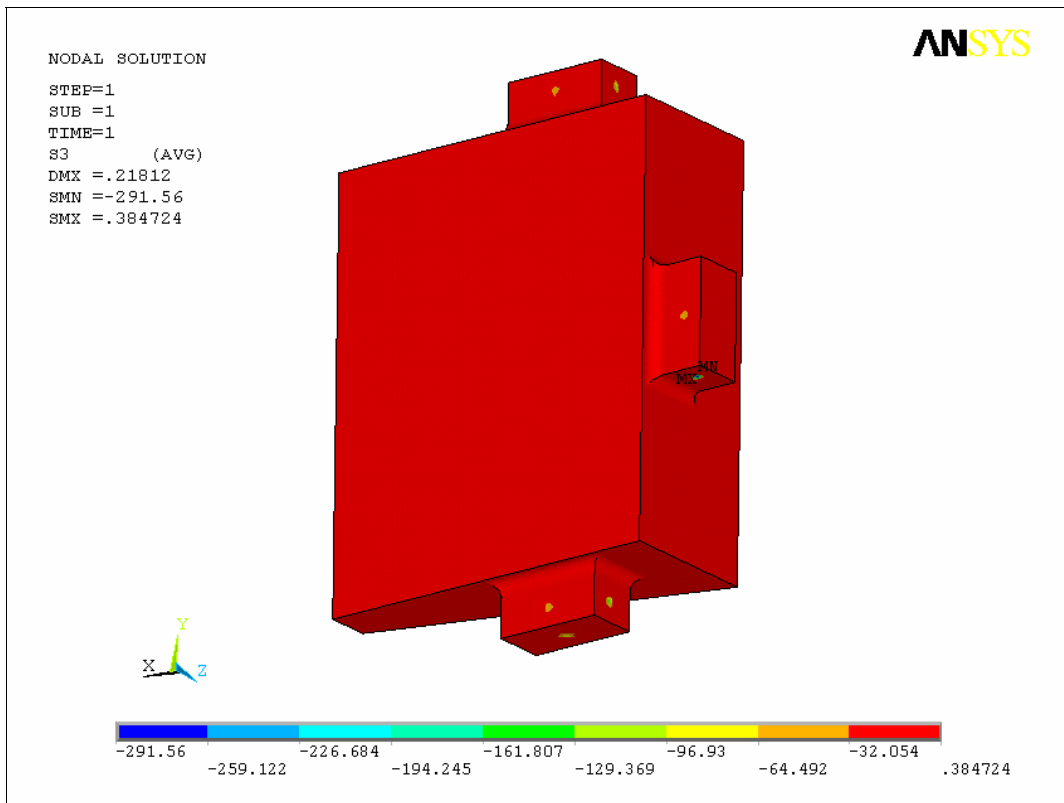
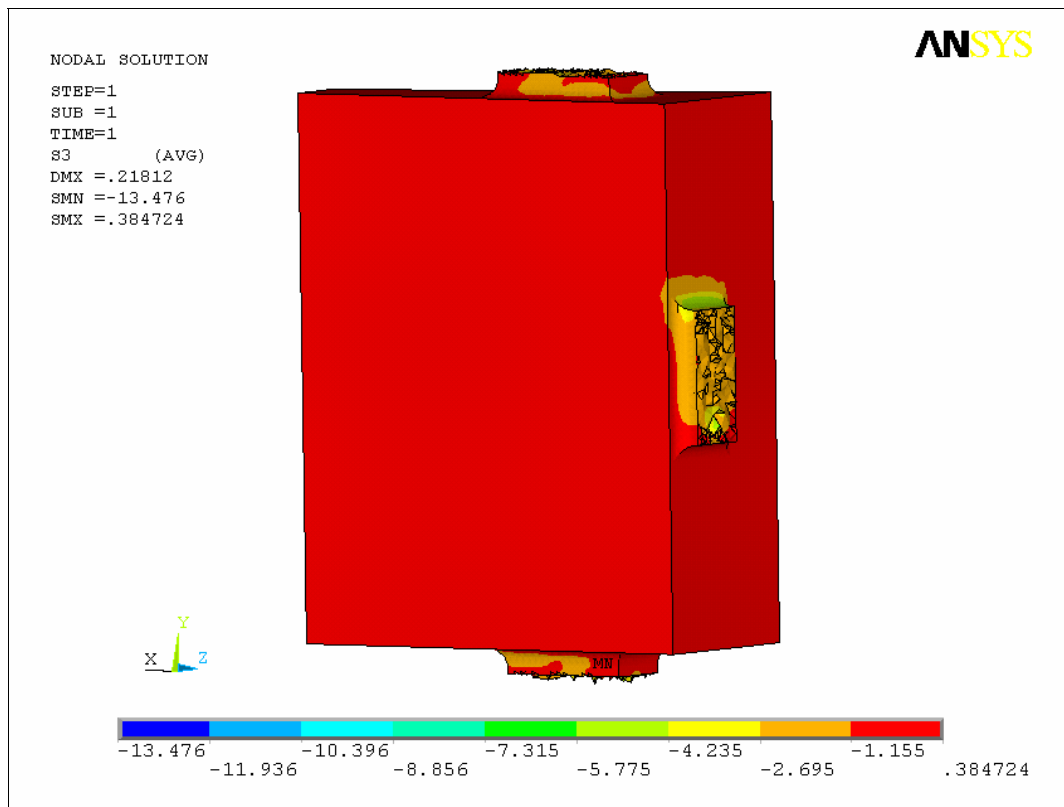


Fig. 9.17 – Prisma P1, caso 60g –Y: terza tensione principale σ_3 (MPa)Fig. 9.18– Prisma P1, caso 60g –Y: terza tensione principale σ_3 ; picchi di tensione esclusi (MPa)

Nella Tab. 9.5 vengono indicati i valori delle tensioni ottenuti per il caso **60g –Y**, sul Prisma P1, una volta che siano state escluse le zone con concentrazioni di tensioni.

Tensioni	Tensioni Risultanti (MPa)	Tensioni Ammissibili (MPa)
Prima tensione principale σ_1 (trazione)	8.557	≤ 10
Terza tensione principale σ_3 (compressione)	13.476	≤ 200

Tab. 9.5 – Prisma P1, caso 60g –Y : riepilogo tensioni (Mpa)

Per non subissare tale relazione con una quantità di immagini troppo elevate, oltre a quelle inerenti al Prisma P1 già mostrate, vengono riportate soltanto le immagini degli

altri elementi in riferimento al caso **60g-Z**, essendo questa la condizione peggiore per tali elementi.

Come discusso nel caso di carico precedente, i picchi di tensione ottenuti per la Legatura ottica e la Molla a sbalzo sono dovuti alla geometria del modello: dalle immagini che seguono, si vedono chiaramente le tensioni nelle aree circostanti le zone di massimo. Come fatto nel paragrafo precedente, anche qui, nella Tab. 9.5, vengono elencati tali valori di tensione minori rispetto alle tensioni massime che fornisce il programma.

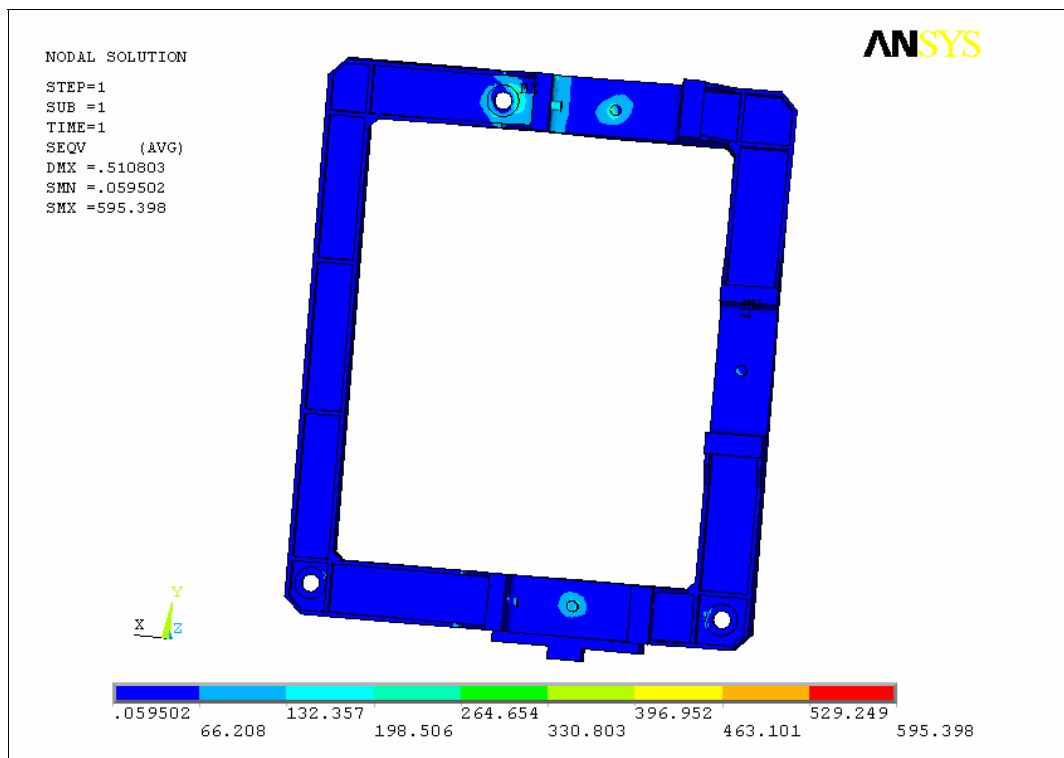


Fig. 9.19 –Legatura ottica, caso 60g –Z: tensione equivalente di Von Mises (MPa)

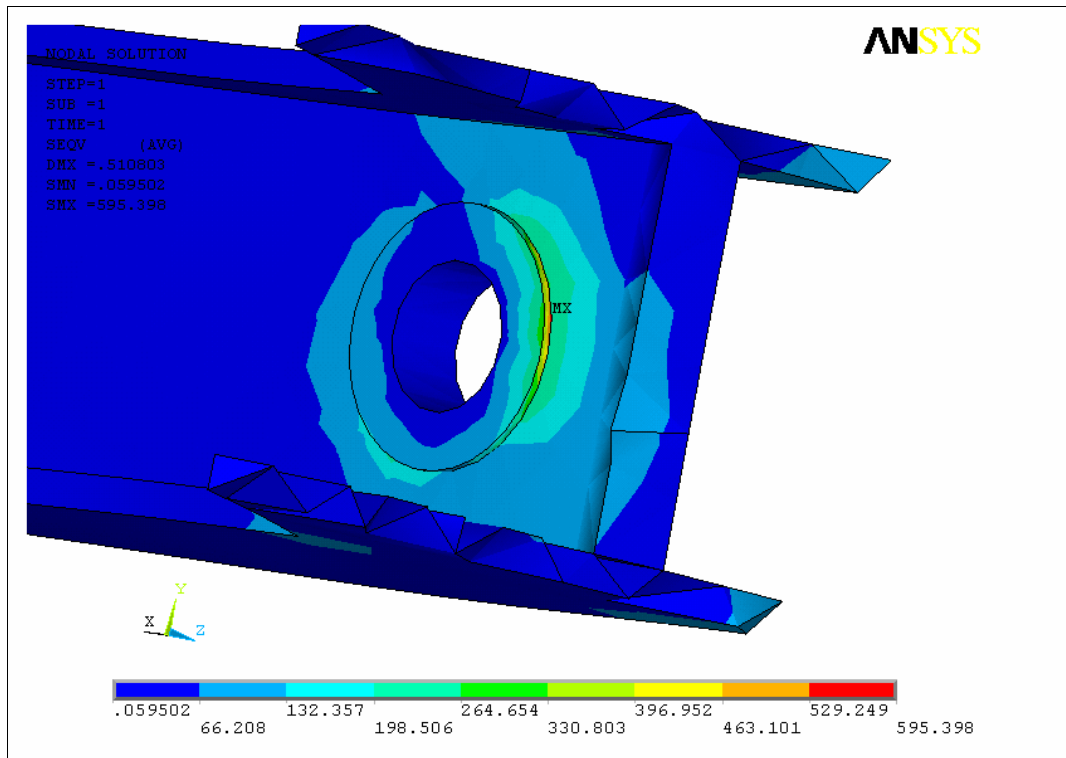


Fig. 9.20 –Legatura ottica, caso 60g –Z: tensione equivalente di Von Mises ; sezione (MPa)

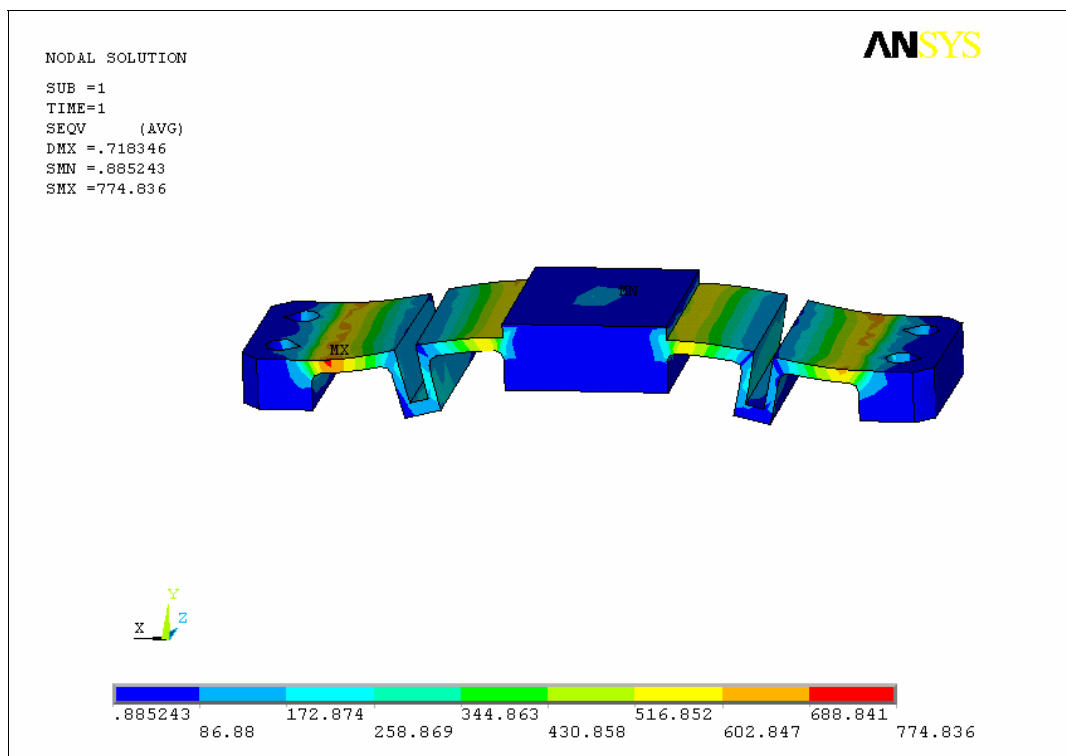


Fig. 9.21 –Molla a balestra (superiore, dir. Y), caso 60g –Z: tensione equivalente di Von Mises (MPa)

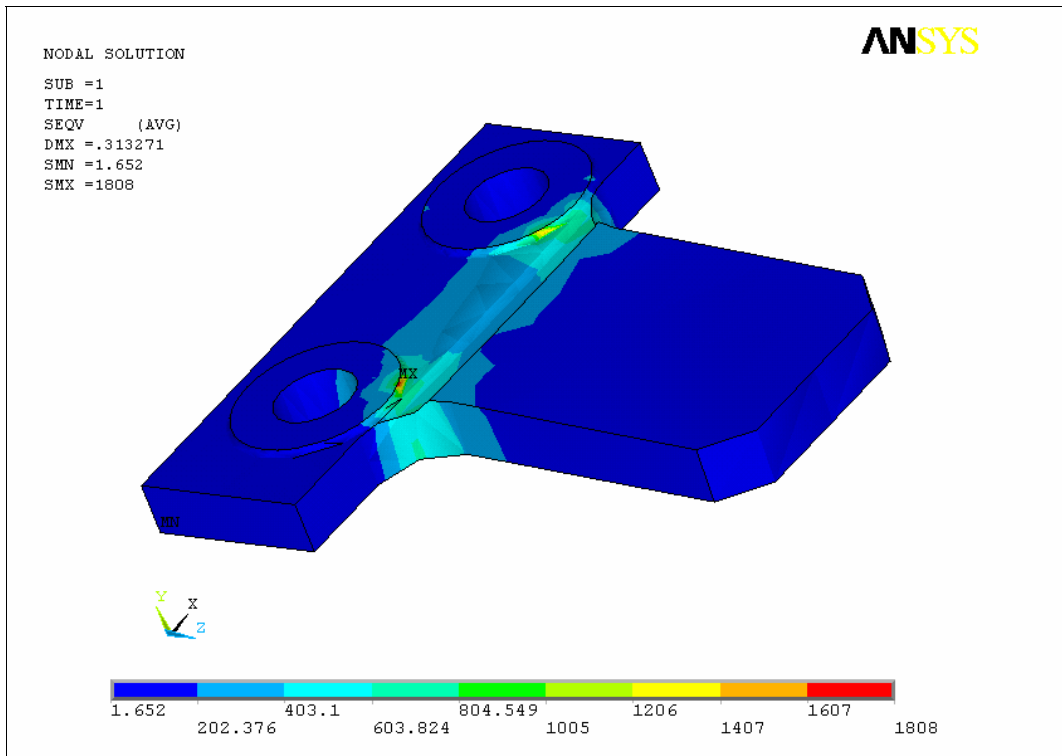


Fig. 9.22 – Molla a sbalzo (laterare, dir. Y), caso 60g –Z: tensione equivalente di Von Mises (MPa)

Elemento	Tensione equivalente di Von Mises (MPa)	
	Risultati	Ammissibile di snervamento
Legatura ottica	264.654	≤ 270 (Invar ricotto)
Molla a balestra	774.836	≤ 570 (Invar incrudito)
Molla a sbalzo	1005	

Tab. 9.6 – Legatura ottica, Molla a balestra, Molla a sbalzo: riepilogo tensioni caso 60g –Z (Mpa) (il grassetto sta ad indicare che il valore non è quello massimo di figura, dovuto alla geometria del modello, ma quello della zona adiacente al picco massimo di tensione)

9.2.2 Reazioni sulle molle

Anche in questo caso di carico si verifica la forza effettivamente esercitata dagli elementi elastici: il metodo utilizzato è lo stesso descritto nel § 9.4.2 che qui viene impiegato per ogni caso di carico inerziale considerato.

Casi analizzati	60g -X (N)	60g +X (N)	60g -Y (N)	60g +Y (N)	60g -Z (N)	60g +Z (N)	Valori ideali (N)
Molla a sbalzo superiore dir.X	815	729	888	663	674	890	1050
Molla a sbalzo laterale dir.Y	842	912	1256	524	876	965	1050
Molla a sbalzo inferiore dir.X	980	797	951	831	1043	742	1050
Molla a balestra inferiore dir.Z	828	834	831	830	799	860	700
Molla a balestra laterale dir.Z	837	824	823	838	860	800	700
Molla a balestra superiore dir.Z	829	832	823	836	796	864	700
Molla a balestra superiore dir.Y	1194	1176	1077	1286	1230	1116	1050

Tab. 9.7 – Reazioni degli Elementi elastici (caso forze d'inerzia) (i valori in grassetto indicano che sono minori del valore "ideale")

Anche nel caso di carico inerziale, sono le Molle a sbalzo a subire una diminuzione di carico rispetto al valore desiderato.

9.2.3 Conclusioni per il caso di carico Forze inerziali al lancio

Tensioni

Le tensioni ottenute sugli elementi costituenti l'Assieme Prisma sono del tutto analoghe a quelle ottenute nel caso di Forze elastiche di bloccaggio, tranne per il fatto che in genere sono maggiori e che gli Elementi elastici sono più o meno sollecitati (rispetto al caso di sole forze di bloccaggio) a seconda di come è diretta l'accelerazione inerziale equivalente. Nei casi di cui sono state rappresentate le immagini, caso **60g-Y** per il Prisma P1 e caso **60g-Z** per la Legatura ottica, che sono i casi in cui questi due componenti raggiungono gli sforzi maggiori, le tensioni sul Prisma P1 e sulla Legatura ottica sono sempre entro il limite ammissibile del materiale (vedi Tab. 9.5 e 9.6). Quindi, confrontando tali risultati con gli altri casi in cui le tensioni risultano minori, tramite la Tab. 9.4, i limiti ammissibili del materiale per il Prisma P1 e la Legatura ottica non vengono mai superati.

Per quanto riguarda invece gli Elementi elastici, essi superano spesso il limite ammissibile del materiale, quindi valgono le stesse considerazioni fatte nel § 9.4.3.

Reazioni sulle molle

Anche in tutti i casi di forze inerziali gli Elementi elastici che esercitano un carico minore rispetto a quello desiderato sono le tre Molle a sbalzo: vale, perciò, quanto già detto a riguardo nel § 9.4.3.

9.3 Riepilogo tensioni e considerazioni conclusive all'analisi statica

9.3.1 Riepilogo tensioni risultanti

La Tab. 9.8 riassume i valori di tensione reali ottenuti nei due casi di carico analizzati; per quanto riguarda il carico dovuto alle forze inerziali sono inseriti soltanto i dati relativi ai casi approfonditi in precedenza, cioè il caso 60g–Y per il Prisma P1 e quello 60g–Z per la Legatura ottica e gli Elementi elastici, che risultano i peggiori, dal punto di vista degli sforzi, per tali elementi. Viene ricordato, inoltre, che la Molla a balestra presa in considerazione è quella superiore agente in direzione Y e la Molla a sbalzo è quella laterale.

Elemento		Prisma P1		Legatura ottica	Molla a balestra	Molla a sbalzo
Tensioni		Tensioni principali (MPa)		Tensione equivalente di Von Mises (MPa)		
Caso di carico		σ_1 trazione	σ_3 compressione			
Forze elastiche di bloccaggio		5.453	13.416	156.266	753.241	933.746
Forze inerziali	60g-Y	8.557	13.476	-	-	-
	60g-Z	-	-	264.654	774.836	1005
Tensioni ammissibili		≤ 10	≤ 200	≤ 270 (Invar ricotto)	≤ 570 (Invar incrudito)	

Tab. 9.8 – Riepilogo tensioni su Assieme Prisma nei due casi di carico

9.3.2 Considerazioni conclusive

Le analisi eseguite con un modello dettagliato mostrano valori delle tensioni sul Prisma P1 che sono entro quelli ammissibili. Picchi localizzati di tensione nella zona di applicazione del carico sono dovuti in parte alla modellazione, in parte alla mancanza di superfici opportunamente smussate negli elementi “pressori”. Queste modifiche possono essere implementate nel progetto costruttivo finale.

Le tensioni sulle parti in *Invar* mostrano valori molto elevati, superiori all'ammissibile, nel caso delle molle. In questo caso sarà possibile ottimizzare il progetto delle molle o sostituirle con molle a tazza, per rientrare nei limiti.

Il calcolo delle reazioni sulle molle ha mostrato che, a causa della cedevolezza della struttura della legatura, alcune molle non riescono ad esercitare tutta la forza di compressione calcolata teoricamente. Questo risultato suggerisce l'importanza di una verifica del carico reale esercitato da ogni molla, durante le operazioni di assemblaggio del sistema.

ANALISI TERMO-ELASTICHE DELL'ASSIEME PRISMA

Viene adesso studiato l'Assieme Prisma nella sua configurazione operativa in orbita, quindi soggetto alle sole forze elastiche di bloccaggio e soggetto ad una temperatura criogenica pari a 120 K.

La variazione di temperatura da 293 K (temperatura ambiente) a 120 K comporta la contrazione degli elementi costituenti l'Assieme Prisma: essendo presenti componenti di materiale diverso, cioè *Suprasil* e *Invar*, anche l'entità del restringimento sarà diversa, e questo implicherà degli sforzi aggiuntivi rispetto al caso di sole forze di bloccaggio. In particolare sarà il Prisma P1 a subire sforzi di compressione da parte della Legatura ottica avendo quest'ultima (in *Invar*) un coefficiente di dilatazione termica maggiore rispetto a quello del Prisma P1 (in *Suprasil*).

Inoltre, deve essere considerato anche il Banco ottico di RVS a cui la Legatura ottica è fissata: essendo tale banco in titanio, esso si contrarrà ancora di più rispetto alla Legatura, essendo il suo coefficiente di dilatazione del titanio ancora più elevato. Tale contrazione viene calcolata e imposta alla Legatura ottica in modo da simulare la presenza del banco.

L'analisi permette di determinare non solo le tensioni e le reazioni sulle molle, come eseguito nell'analisi statica descritta nel capitolo precedente, ma anche le deformazioni delle superfici ottiche, così da poter vedere se i requisiti ottici sono verificati.

Il modello geometrico e le masse dell'Assieme Prisma sono del tutto analoghe a quelle descritte nel Cap. 8 a cui si rimanda.

10.1 Modello ad elementi finiti

Per quanto riguarda le regioni di contatto e la *mesh*, anche in questo caso è stato utilizzato il modello descritto nel Capitolo 8 (§ 8.3.1 e § 8.3.2) dato che la geometria non è cambiata; sono stati invece modificati la condizione di carico ed i vincoli.

10.1.1 Condizione di carico

Oltre alle forze elastiche di bloccaggio, esercitate dagli elementi elastici imponendo gli offset tra i contatti come indicato nel § 8.3.1, è stata imposta la temperatura operativa di **120 K** (-153°C) inserendola come temperatura uniforme tramite lo strumento Ansys *condizioni termiche* nella sottocategoria *Ambiente*.

10.1.2 Vincoli

Come accennato precedentemente, la contrazione subita dal Banco ottico in titanio di RVS viene trasferita alla Legatura ottica imponendo uno spostamento opportuno ai fori di interfaccia Legatura-banco: Ansys, tramite lo strumento *vincolo spostamento*, permette di assegnare uno spostamento ad un elemento (che può essere un punto, uno spigolo o un'area) inserendo i valori con segno nelle tre direzioni di un sistema cartesiano.

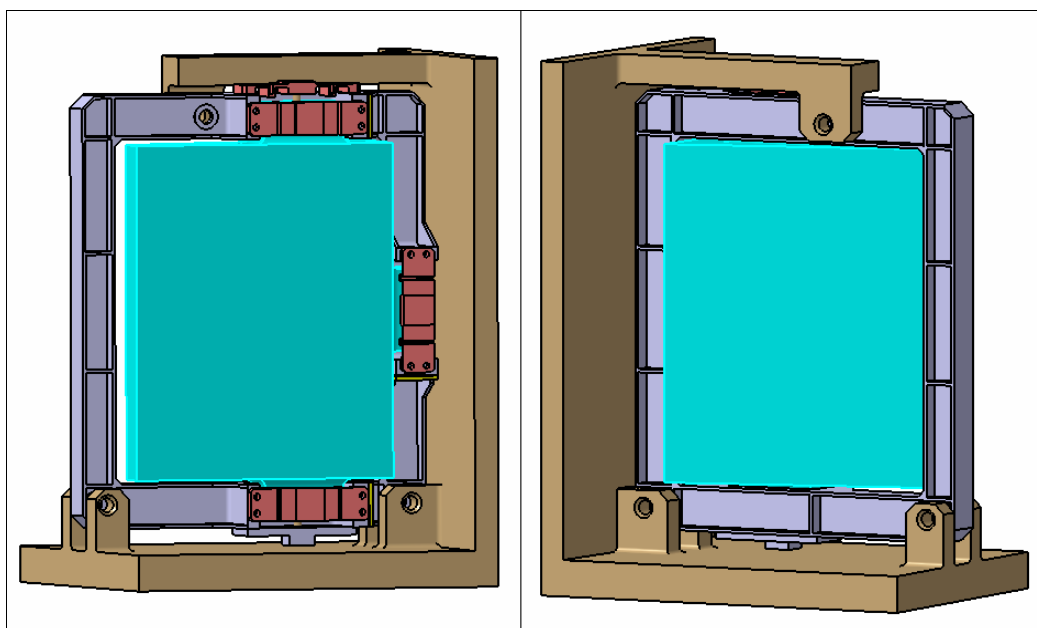


Fig. 10.1 – Esempio di banco strutturale in titanio

Per calcolare tali valori è necessario capire come sono interfacciati la legatura ottica e il banco strutturale tra loro.

▪ **Schema di interfaccia Legatura ottica – Banco ottico di RVS**

Il montaggio tra i due elementi è effettuato fissando in maniera opportuna tre punti, quelli cioè in corrispondenza dei fori della Legatura. Uno di questi punti (Foro 1 in Fig. 10.2) viene bloccato alla struttura di titanio impedendone qualsiasi tipo di movimento traslatorio. Gli altri due punti, invece, vengono bloccati nella direzione ortogonale al piano di appartenenza dei tre fori (piano XY in figura) mentre lungo la loro congiungente con il Foro 1 viene imposto uno spostamento uguale alla contrazione che subisce la struttura di titanio quando va in temperatura.

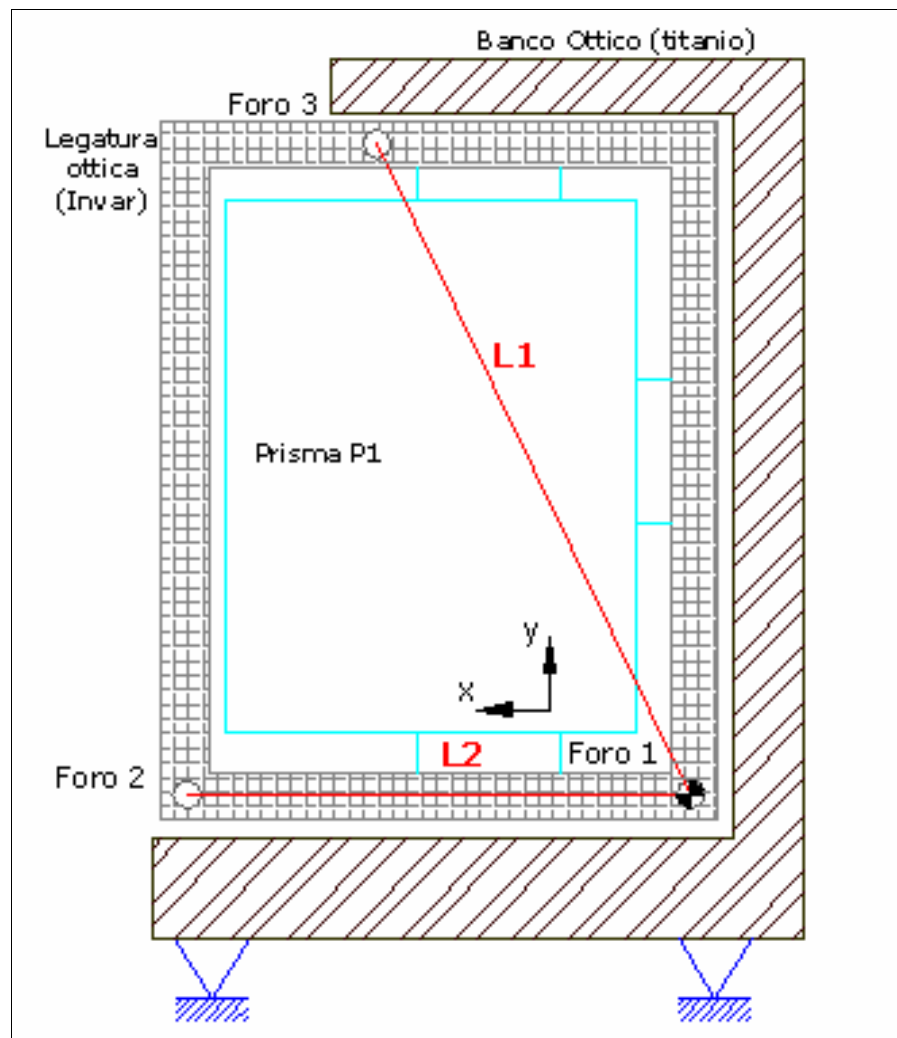


Fig. 10.2 – Schema interfaccia Banco ottico – Legatura ottica

Nota quindi il coefficiente di espansione termica del titanio, si può calcolare la contrazione del banco lungo le due direzione congiungenti i Fori 2 e 3 con il foro 1 tramite la formula dell' espansione termica longitudinale:

$$\Delta L = \alpha \cdot \Delta T \cdot L .$$

Dove α è il coefficiente di espansione termica, ΔT la variazione di temperatura, e L la lunghezza iniziale.

Quindi, sapendo che:

$$\alpha_{\text{titanio}} = 7 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1} \quad (\text{il valore si riferisce alla Lega di Titanio } Ti6Al4V)^1$$

$$\Delta T = T_{\text{op}} - T_{\text{amb}} = 120 - 293 = -173 \text{ K}$$

con T_{op} indicante la temperatura operativa ($T_{\text{op}}=120 \text{ K}$) e T_{amb} che indica la temperatura ambiente al momento dell'assemblaggio ($T_{\text{amb}} = 20^\circ\text{C} \approx 293 \text{ K}$).

Si possono calcolare le contrazioni (poiché risultano di valore negativo) sia della lunghezza L_2 che della lunghezza L_3 :

$$L_2 = 196 \text{ mm} \quad \Rightarrow \quad \Delta L_2 = -0.27 \text{ mm}$$

$$L_3 = 266,6 \text{ mm} \quad \Rightarrow \quad \Delta L_3 = -0.37 \text{ mm}$$

Adesso tali spostamenti devono essere applicati alle superfici dei fori 2 e 3 nella direzione congiungente tali fori e il foro 1; per semplicità si creano due nuovi sistemi di riferimento il cui asse Z è ortogonale al piano passante per i tre fori ed il cui asse Y è parallelo alla congiungente i punti 1 e 2: in questo modo, per imporre lo spostamento al foro 2 basta inserire il valore calcolato (ΔL_2) nella componente Y del vincolo di spostamento; per il foro 3 invece si calcola l'angolo formato dall'asse Y con la congiungente al foro 1, avendo la geometria della Legatura ottica, e, tramite le formule trigonometriche, si ricavano le componenti dello spostamento lungo l'asse X e Y .

Nella Tab. 10.1 si riportano i valori delle componenti inseriti in Ansys: i segni dipendono da come è orientato il sistema di riferimento (vedi Fig. 10.3), considerando

¹ Valore ottenuto da prove sperimentali eseguite da *Selex Galileo* in ambito di un'altro programma spaziale.

che i Fori 2 e 3 si avvicinano al Foro 1; alle componenti che non subiscono uno spostamento deve essere dato il valore 0 per indicare che lungo quella direzione il vincolo non può muoversi.

Componenti dei vincoli di spostamento (mm)			
	X	Y	Z
Foro 2	0.237	0	0
Foro 3	- 0.151	- 0.286	0

Tab. 10.1 – Componenti dei vincoli di spostamento per i fori 2 e 3

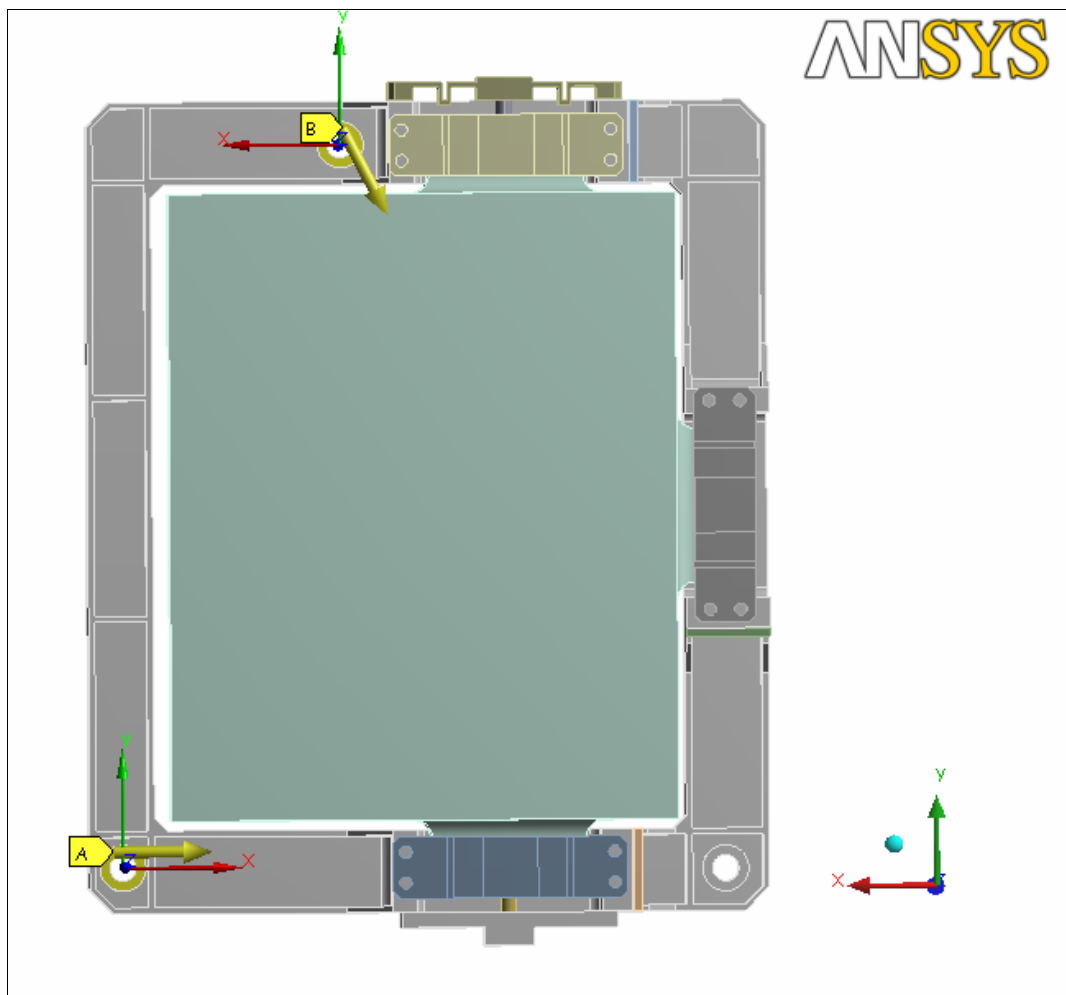


Fig. 10.3 – Vincoli spostamento imposti alla Legatura Ottica (in giallo)

10.2 Risultati dell'analisi termo-elastica

Vengono discussi, adesso, i risultati ottenuti dall'analisi dell'Assieme Prisma nella sua condizione operativa, analizzando le tensioni, le reazioni degli elementi elastici e le deformazioni.

Per quanto riguarda le tensioni e gli sforzi esercitati dalle molle, il discorso è del tutto analogo al caso di analisi statica, tranne per il fatto che in questo caso dovrà essere soddisfatto anche il requisito di birifrangenza circa le tensioni interne al Prisma P1 (vedi Cap. 4, § 4.3.5.)

Per l'analisi delle microdistorsioni superficiali è stato fatto uso di un programma ottico, Zemax, che, tramite gli spostamenti dei punti del piano, calcola il fronte d'onda superficiale risultante.

Sia perché risultano gli Elementi elastici più sollecitati, sia per poter fare un confronto con i risultati ricavati nell'analisi statica, la Molla a balestra superiore agente in direzione Y e la Molla a sbalzo laterale sono gli Elementi elastici su cui è ricaduta la scelta per la determinazione dei risultati.

10.2.1 Tensioni

Analogamente a quanto fatto nel capitolo precedente (vedi Cap.9, § 9.4.1), si prendono in considerazione due modi di esprimere le tensioni: per il Prisma P1, realizzato in *Suprasil*, è necessario considerare la tensione principale massima, per analizzare gli sforzi a trazione, e quella minima, per determinare gli sforzi a compressione. Per gli altri elementi di *Invar*, invece, si considera la tensione equivalente di Von Mises.

I risultati vengono presentati suddivisi in base ai materiali utilizzati per i componenti. Valgono tutte le considerazioni fatte nell'analisi statica (vedi Cap.9, § 9.4.1) riguardo alla differenza che a volte intercorre tra tensioni massime dovute alla geometria del modello e tensioni effettive dell'elemento: come nel capitolo precedente, quest'ultime riguardano il Prisma P1, la Legatura ottica e la Molla a sbalzo. Tali tensioni effettive vengono ricavate dal grafico dei risultati per gli elementi suddetti andando ad analizzare le tensioni nell'intorno della zona in cui si ha il valore massimo.

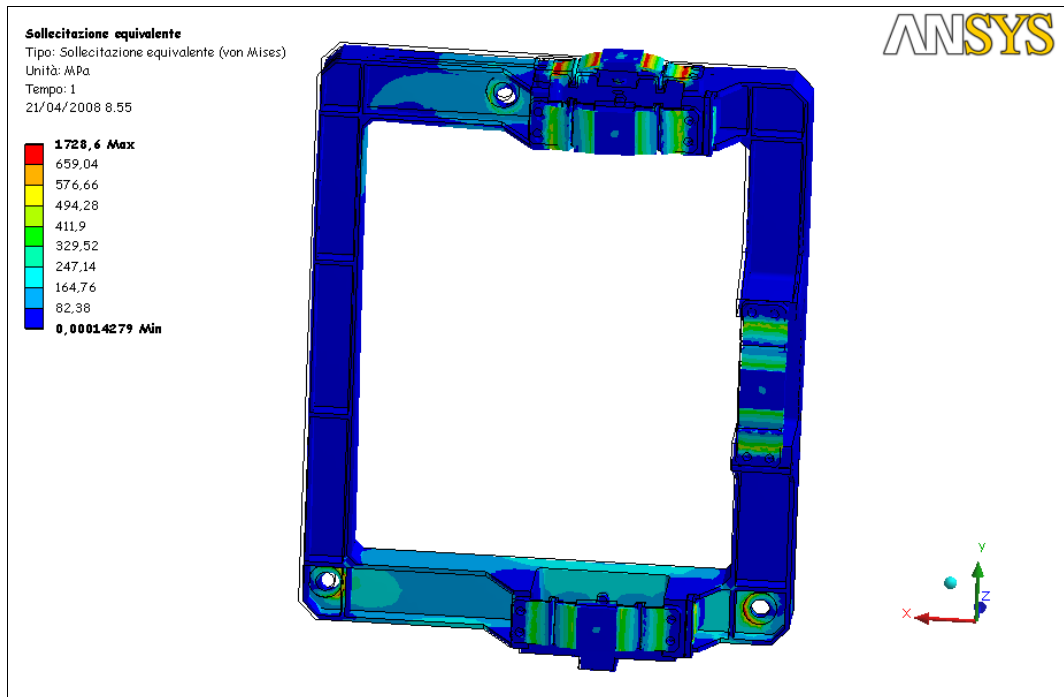


Fig. 10.4 – Asieme P1, escluso il Prisma P1: tensione equivalente di Von Mises (MPa)²

- **Prisma P1 (elemento in *Suprasil*)**

Di seguito le immagini delle tensioni principali da cui si ricavano gli sforzi massimi di trazione e di compressione per l'intero Prisma P1.

² La scala di rappresentazione per questa e tutte le successive immagini è impostata sempre maggiore di quella reale in modo da poter notare la configurazione deformata, variando da un massimo di 64, nel caso che venga rappresentato il solo Prisma P1, ad un minimo di 3 nel caso della Molla a balestra.

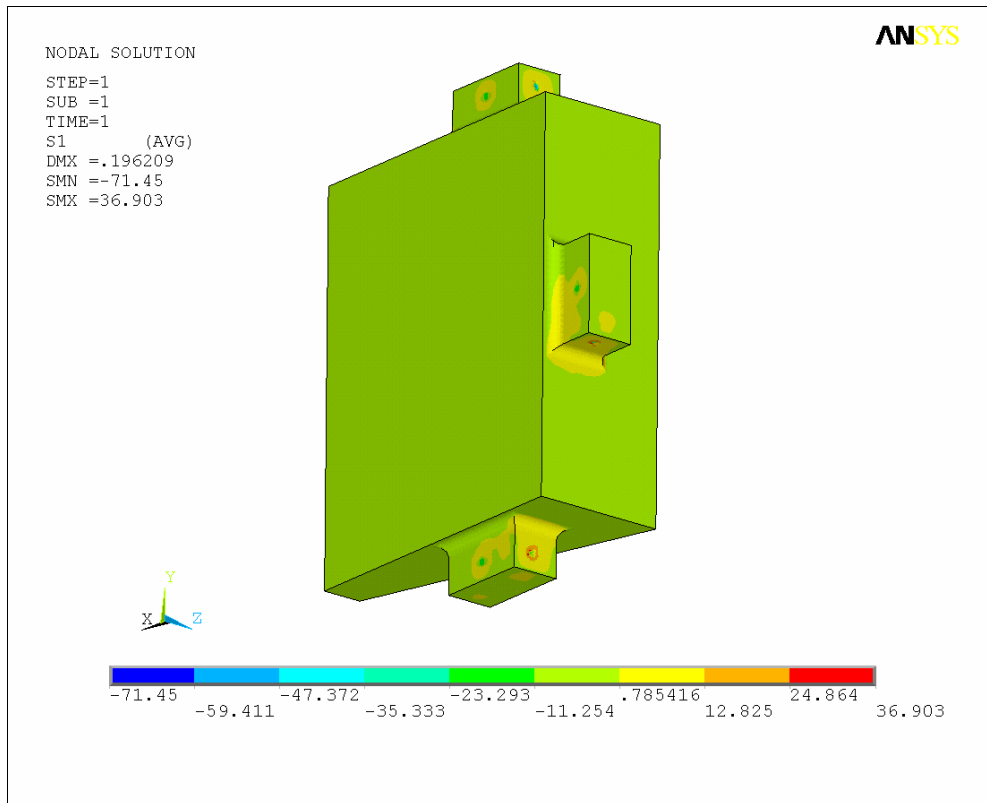


Fig. 10.5 – Prisma P1: prima tensione principale σ_1 (MPa) (le tensioni positive sono quelle di trazione)

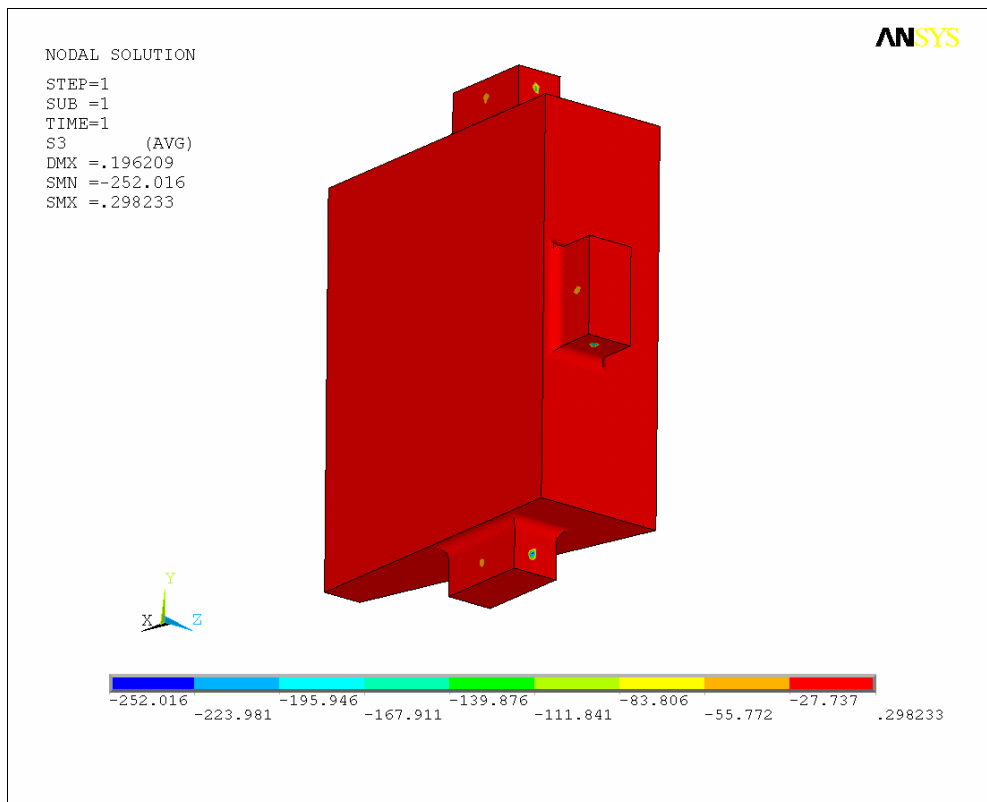


Fig. 10.6 – Prisma P1: terza tensione principale σ_3 (MPa) (le tensioni negative sono quelle di compressione)

Viene ricordato che i valori massimi di tensione, localizzati in corrispondenza dei contatti tra i codoli del Prisma P1 e gli altri elementi, sono dovuti al modello geometrico e al modello ad elementi finiti che portano ad avere delle concentrazioni di tensione nelle zone di contatto o limitrofe ad esse (per la spiegazione dettagliata vedi *Analisi delle tensioni di trazione e Analisi delle tensioni di compressione*, Cap.9, § 9.4.1). Per tale motivo adesso vengono presentati i grafici dei risultati per il Prisma P1 con escluse le aree di concentrazione di tensioni, in modo da ottenere gli sforzi effettivi sull'elemento ottico.

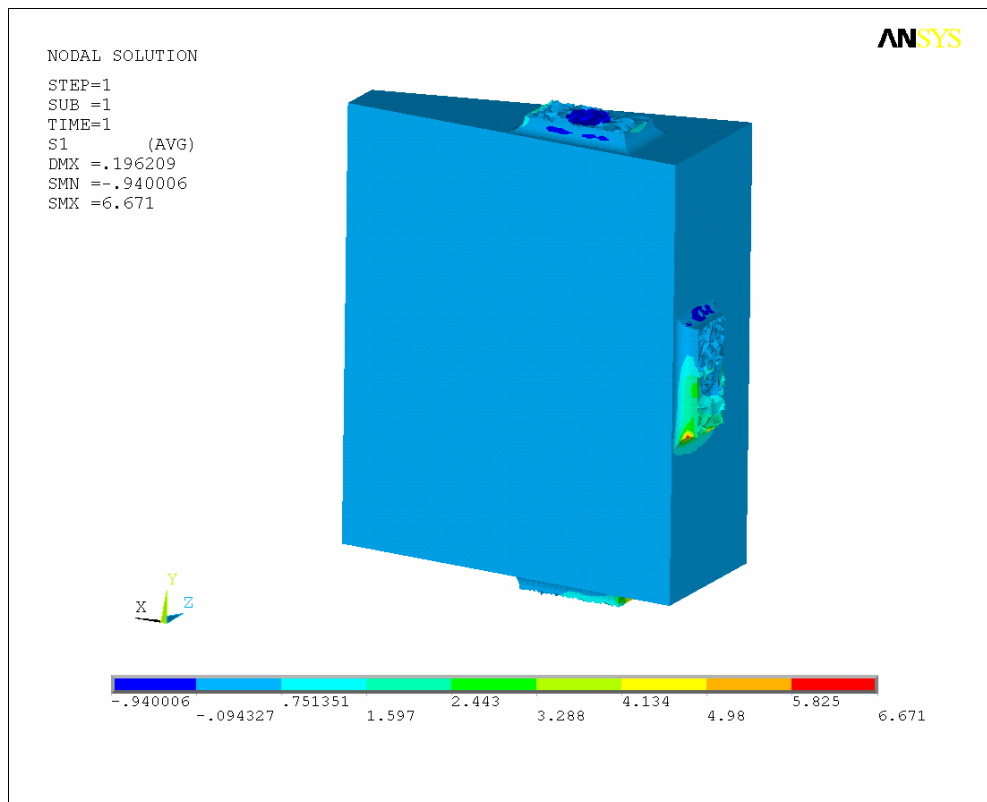


Fig. 10.7 – Prisma P1: prima tensione principale σ_1 , picchi di tensione esclusi (MPa)

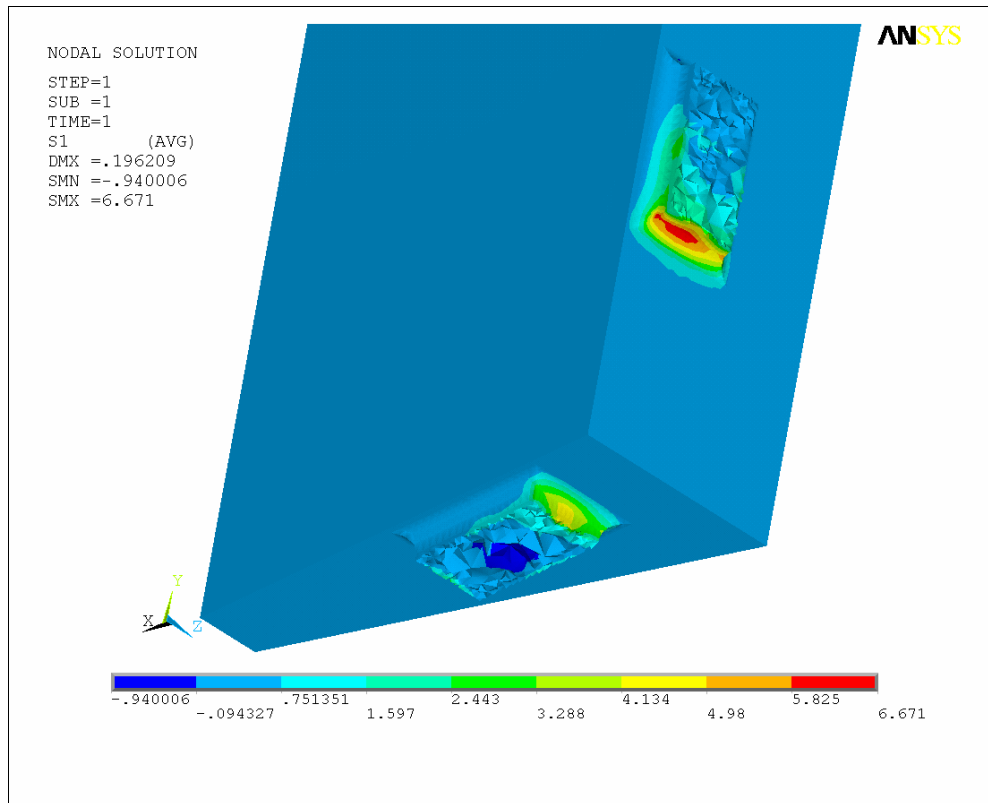


Fig. 10.8– Prisma P1: prima tensione principale σ_1 , picchi di tensione esclusi, particolare (MPa)

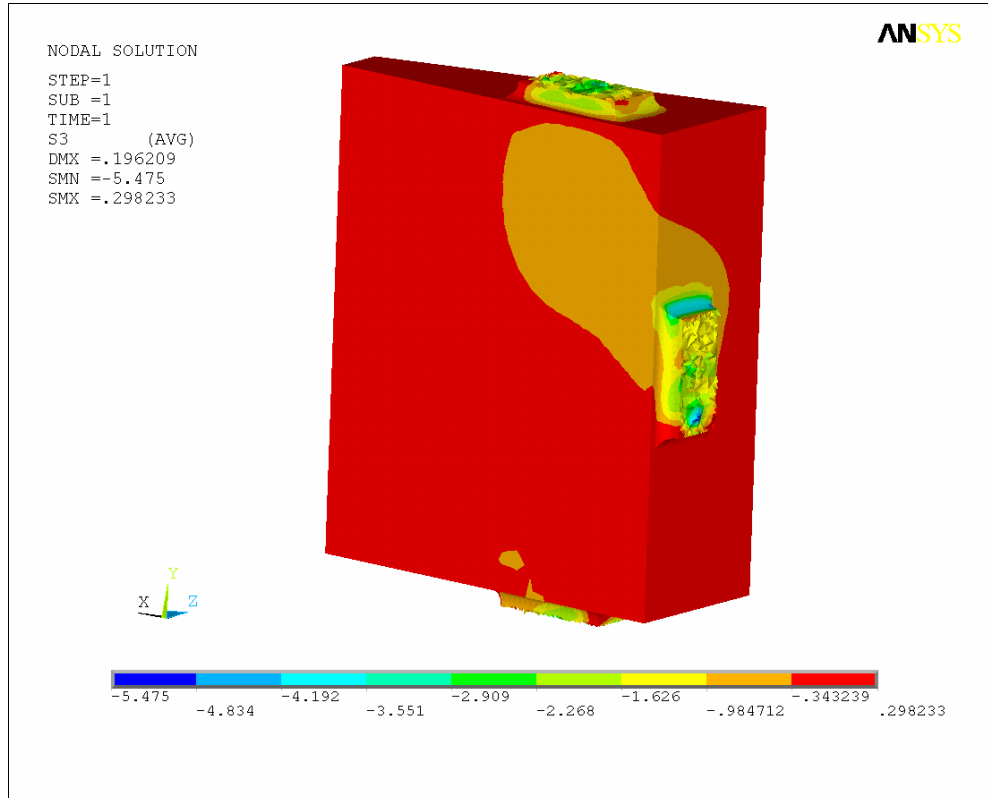


Fig. 10.9 – Prisma P1: terza tensione principale σ_3 , picchi di tensione esclusi (MPa)

Birifrangenza: per verificare il requisito di birifrangenza devono essere considerate le tensioni all'interno del Prisma P1 in corrispondenza della parte ottica, cioè della zona dove passa il fascio di luce, che è leggermente più piccola rispetto alle dimensioni dell'elemento ottico.

Il requisito di birifrangenza è stato calcolato ipotizzando di avere uno stato piano di tensione e ricercando le tensioni massime lungo i due assi (vedi Appendice A). Nel caso del Prisma P1 lo stato di tensione non è piano ma ai fini di un'analisi di sensibilità si assume che lo sia; si calcolano quindi le tensioni sul piano più vicino ai codoli, preso come piano di riferimento.

Il requisito richiede che $(\sigma_x - \sigma_y)$ sia minore di 1.2 MPa, con σ_x e σ_y valori massimi delle tensioni lungo i due assi appartenenti al piano, presi con segno.

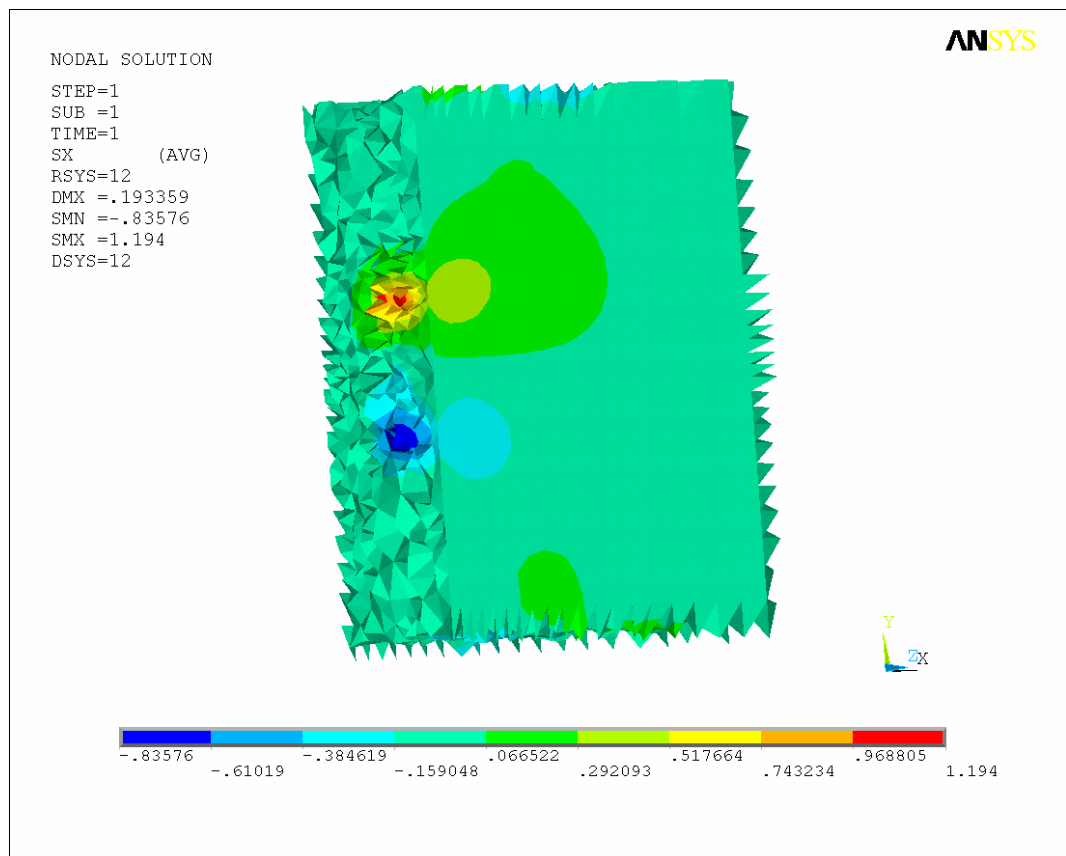


Fig. 10.10 – Prisma P1: Tensioni lungo X , parte ottica (MPa)

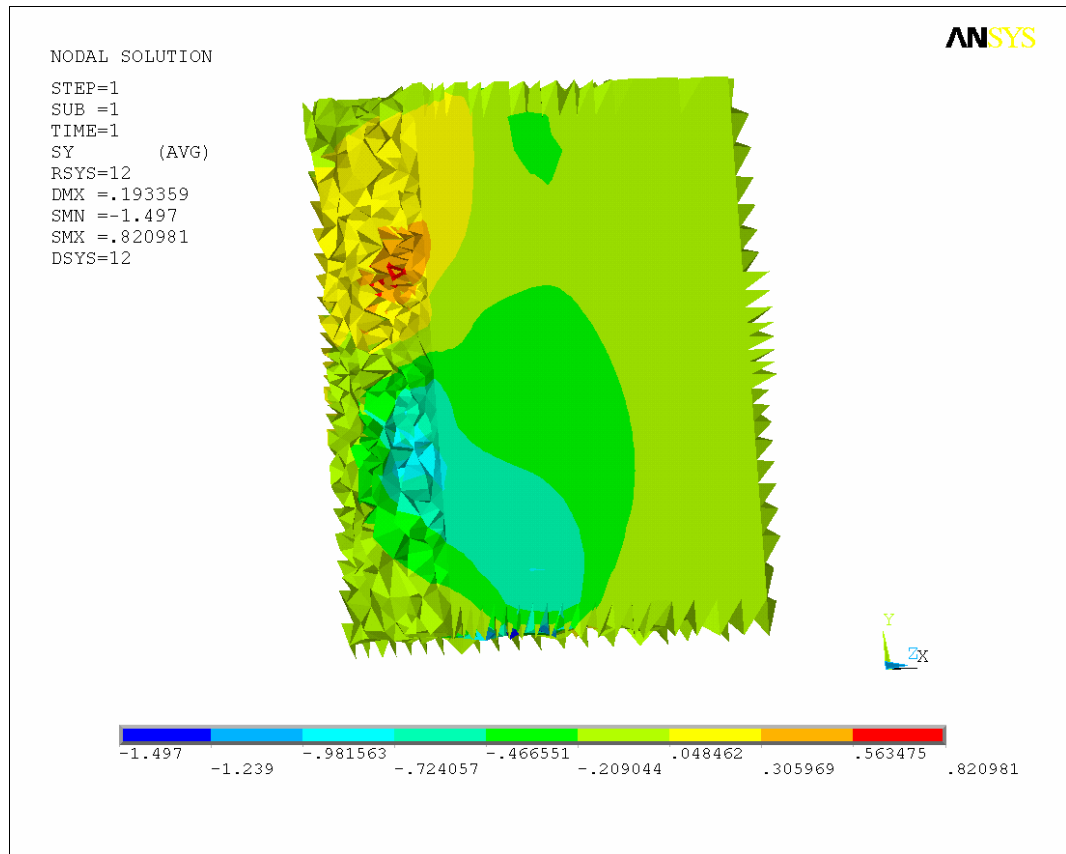


Fig. 10.11 – Prisma P1: Tensioni lungo Y , parte ottica (MPa)

Si ha quindi che $(\sigma_x - \sigma_y)$ risulta uguale a:

$$(\sigma_x - \sigma_y) = (1.194 - (-1.497)) \text{MPa} = 2.691 \text{MPa}$$

Tale valore è maggiore del requisito (1.2 MPa) ma è limitato ad una piccola zona in corrispondenza del codolo laterale.

La Tab. 10.2 riassume i valori di tensione ottenuti, oltre al limite di tensione ammissibile del materiale per sforzi di trazione, il limite di tensione ammissibile per sforzi di compressione (vedi Appendice B) e il requisito di tensione da non superare nel caso di birifrangenza.

Tensioni	Tensioni Risultanti (MPa)	Tensioni Ammissibili (MPa)
Prima tensione principale σ_1 (trazione)	6.671	≤ 10
Terza tensione principale σ_3 (compressione)	5.475	≤ 200
$(\sigma_x - \sigma_y)$ (Birifrangenza)	2.691	≤ 1.2

Tab. 10.2 – Prisma P1: riepilogo tensioni (Mpa)

- **Elementi in Invar**

Si procede in modo analogo a quanto fatto nel capitolo precedente, analizzando le tensioni equivalenti di Von Mises per gli elementi in *Invar*, che sono: Legatura ottica, Molla a balestra, Molla a sbalzo e Cilindri distanziali.

- Legatura ottica

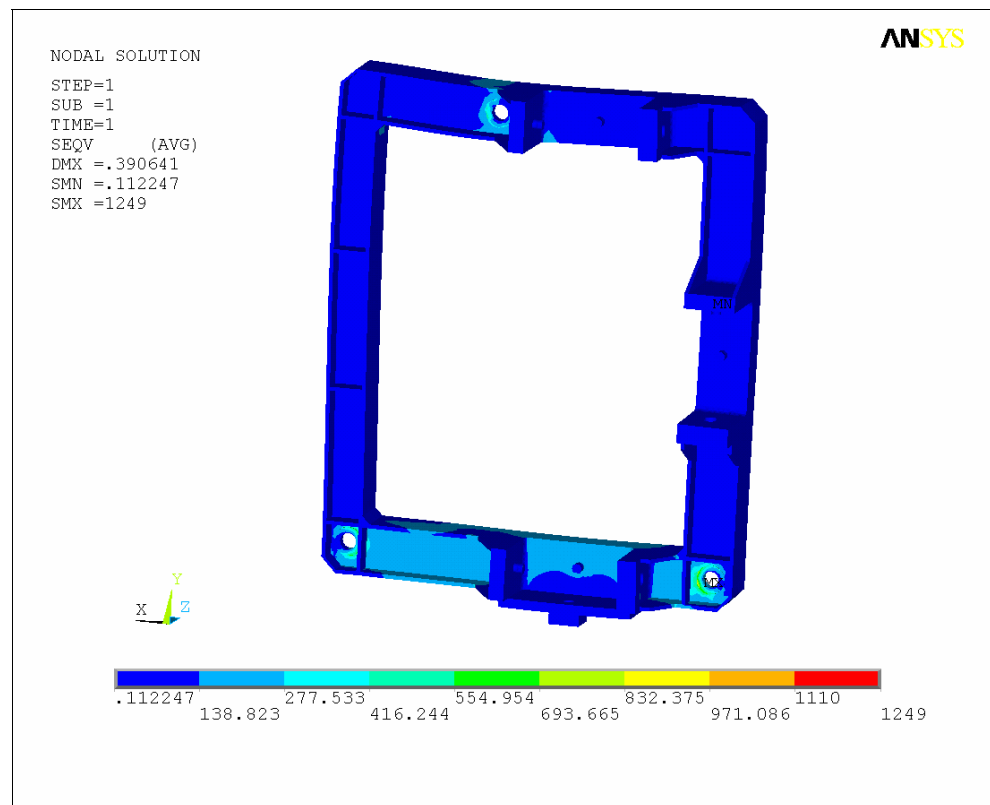


Fig. 10.12 – Legatura ottica: tensioni equivalenti di Von Mises (MPa)

Le tensioni massime sono localizzate in corrispondenza del foro inferiore a cui è stato applicato il vincolo fisso; il valore massimo ottenuto è però causato dalla geometria del modello. La tensione effettiva viene determinata considerando il valore dell'area circostante alla zona di concentrazione di tensione.

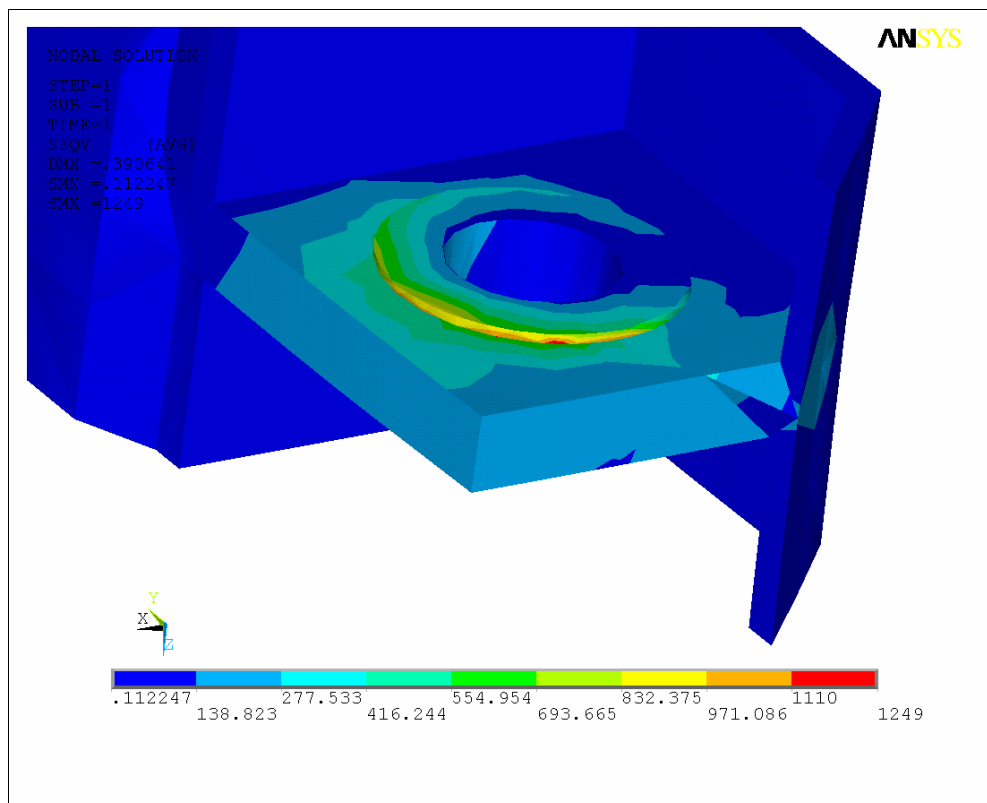


Fig. 10.13 – Legatura ottica, particolare in sezione: tensioni equivalenti di Von Mises (MPa)

- Molla a balestra

Come suddetto è stata scelta la Molla a balestra superiore agente in direzione Y.

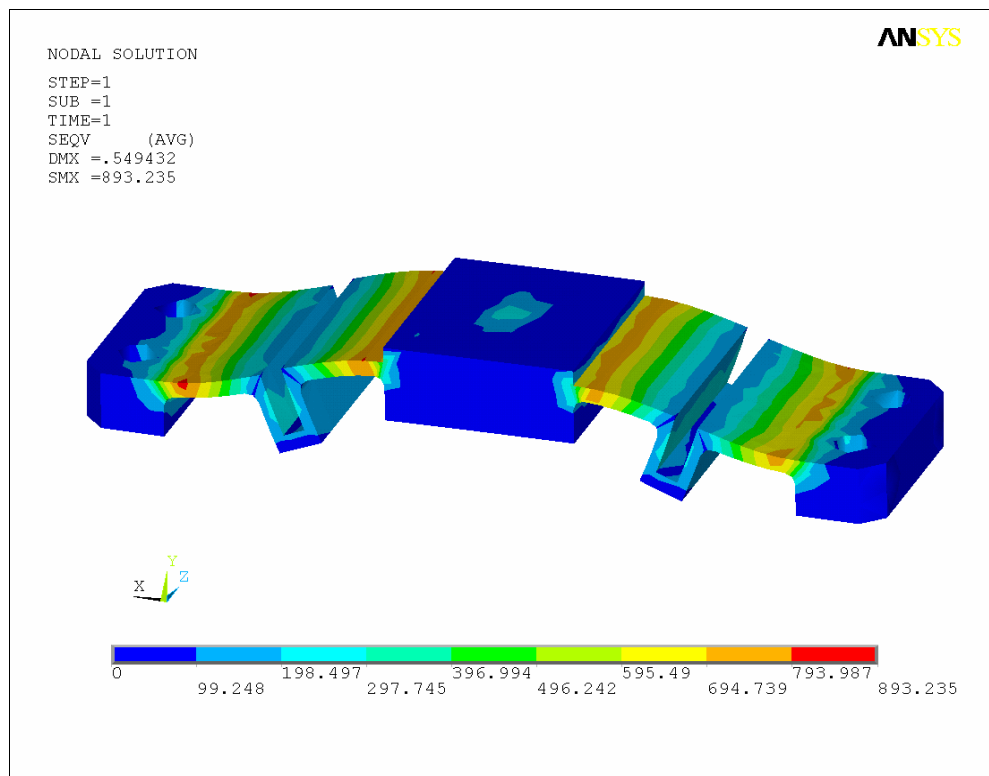


Fig. 10.14 – Molla a balestra: tensioni equivalenti di Von Mises (MPa)

- Molla a sbalzo

La Molla a sbalzo considerata è quella laterale. Il valore massimo ottenuto, dovuto alla geometria del modello, è sostituito nella Tab. 10.3 riepilogativa con quello effettivo ottenuto analizzando le tensioni nell'area circostante alla zona di concentrazione.

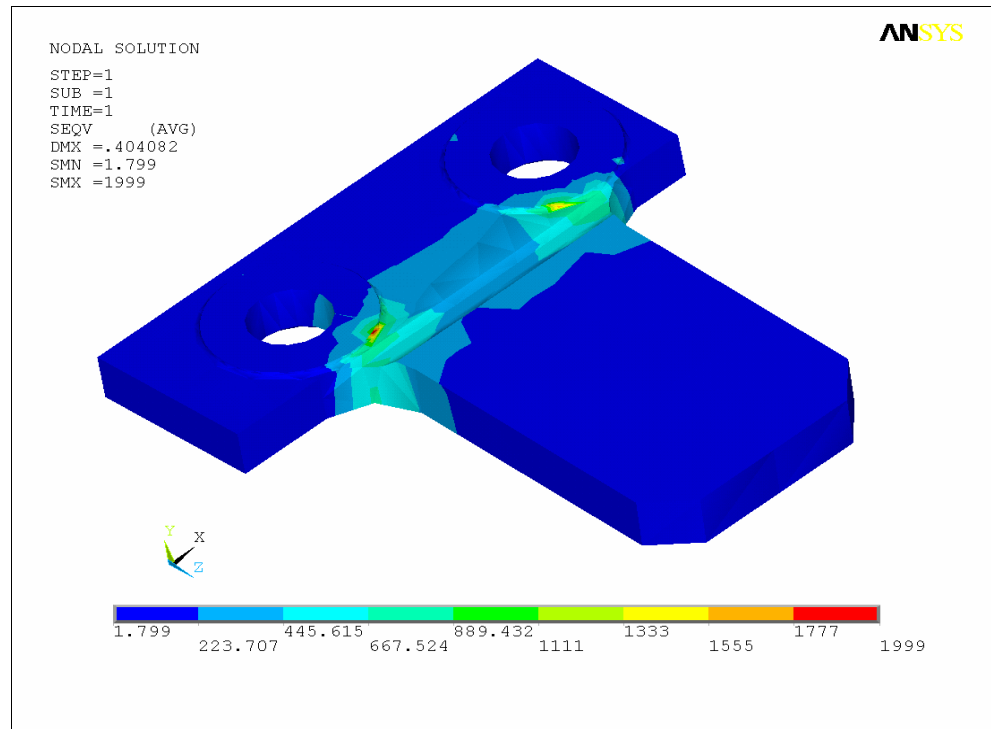


Fig. 10.15 – Molla a sbalzo: tensioni equivalenti di Von Mises (MPa)

- Cilindri distanziali

Le tensioni a cui sono soggetti i Cilindri distanziali sono irrilevanti, e dato che, come precedentemente descritto, sono geometrie semplificate delle parti utilizzate nella realtà, questi elementi non sono presi in considerazione.

Pertanto la Tab. 10.3 riassume i valori ottenuti per i componenti in *Invar* comprensivi delle tensioni ammissibili del materiale utilizzato (si ricorda che per gli Elementi elastici viene utilizzato l'*Invar* incrudito, per la Legatura ottica l'*Invar* ricotto).

Elemento	Tensione equivalente di Von Mises (MPa)	
	Risultati	Ammissibile di snervamento
Legatura ottica	156.266	≤ 270 (<i>Invar ricotto</i>)
Molla a balestra	753.241	≤ 570 (<i>Invar incrudito</i>)
Molla a sbalzo	933.746	

Tab. 10.3 – Legatura ottica, Molla a balestra, Molla a sbalzo: riepilogo delle tensioni (Mpa)
(il grassetto sta ad indicare che il valore non è quello massimo, dovuto alla geometria del modello, ma quello della zona adiacente al picco massimo di tensione)

10.2.2 Reazioni sulle molle

Si analizzano anche in questo caso i valori reali delle forze esercitate dagli Elementi elastici.

Elementi elastici	Reazioni (N)	Valori ideali (N)
Molla a sbalzo superiore dir.X	843	1050
Molla a sbalzo laterale dir.Y	1261	1050
Molla a sbalzo inferiore dir.X	<u>1435</u>	1050
Molla a balestra inferiore dir.Z	762	700
Molla a balestra laterale dir.Z	776	700
Molla a balestra superiore dir.Z	775	700
Molla a balestra superiore dir.Y	<u>1439</u>	1050

Tab. 10.4 – Reazioni degli Elementi elastici (caso forze di bloccaggio) (i valori in grassetto indicano che sono minori del valore “ideale”, quelli sottolineati che sono molto maggiori)

Si ottiene che soltanto in un caso, Molla a sbalzo superiore, la forza esercitata è minore di quella teorica richiesta. Negli altri casi è sempre maggiore, ma l'elevata contrazione del banco di titanio e, di conseguenza, quella della Legatura ottica, porta a

valori delle forze anche di quasi 400 N più alti rispetto al valore necessario a tenere fermo il Prisma P1. Sebbene, come visto in precedenza, non ci siano problemi per il Prisma P1 dal punto di vista delle tensioni, tale aumento ha conseguenze negative dal punto di vista delle tensioni sulle molle (vedi Tab. 10.3) e dal punto di vista delle deformazioni superficiali del piano ottico.

10.2.3 Microdistorsioni superficiali e spostamenti del Prisma P1

Tramite gli spostamenti totali (intesi come somma vettoriale degli spostamenti lungo i tre assi) dei punti appartenenti ad uno dei due piani ottici del Prisma P1, scelto come rappresentativo, viene calcolata la deformata superficiale tramite il software Zemax: tale programma fornisce il valore del fronte d'onda superficiale (SFE) e la rotazione del piano di migliore approssimazione (*best fit plane*) che devono essere confrontati con i valori ammissibili dati da specifica. Inoltre, per rispondere anche al requisito di decentraggio, viene calcolato lo spostamento del piano (traslazione) ortogonalmente alla direzione del raggio ottico.

- **Scelta del piano**

Le distorsioni superficiali sono state calcolate soltanto per il piano ottico maggiormente sollecitato dei due che fanno parte del Prisma P1, dato che, se i risultati ottenuti per tale piano soddisfano i requisiti richiesti, anche l'altro piano, che ha spostamenti minori, soddisferà i requisiti ottici. Dai risultati graficati inerenti alle tensioni (vedi Fig 10.16 e 10.17) il piano più sollecitato è quello più vicino ai codoli.

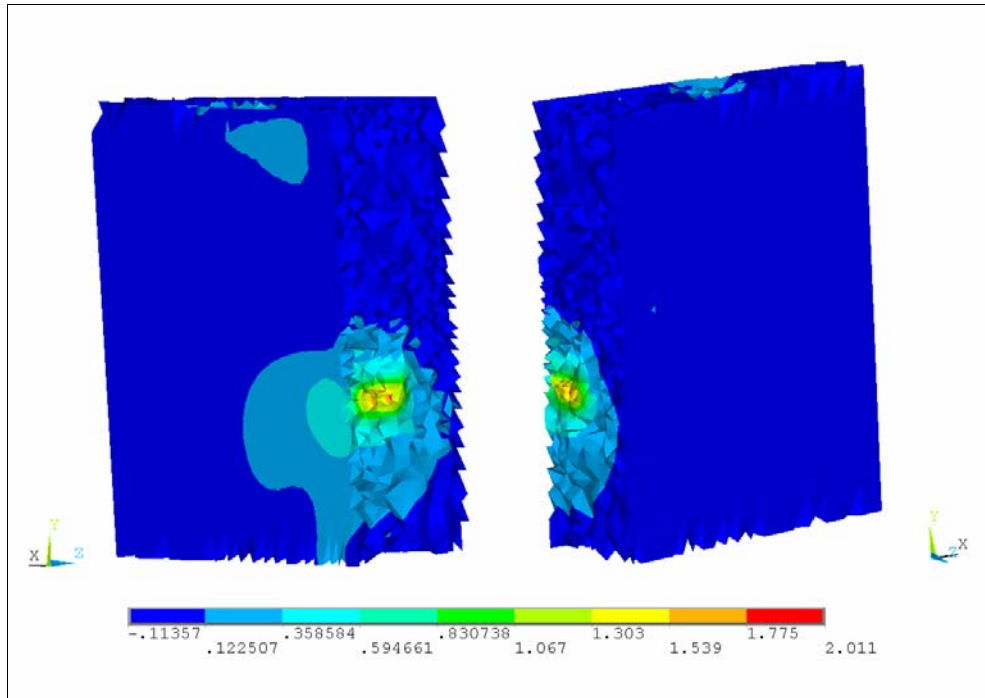


Fig. 10.16 – Prisma P1: confronto tensioni di trazione sui piani ottici (MPa)

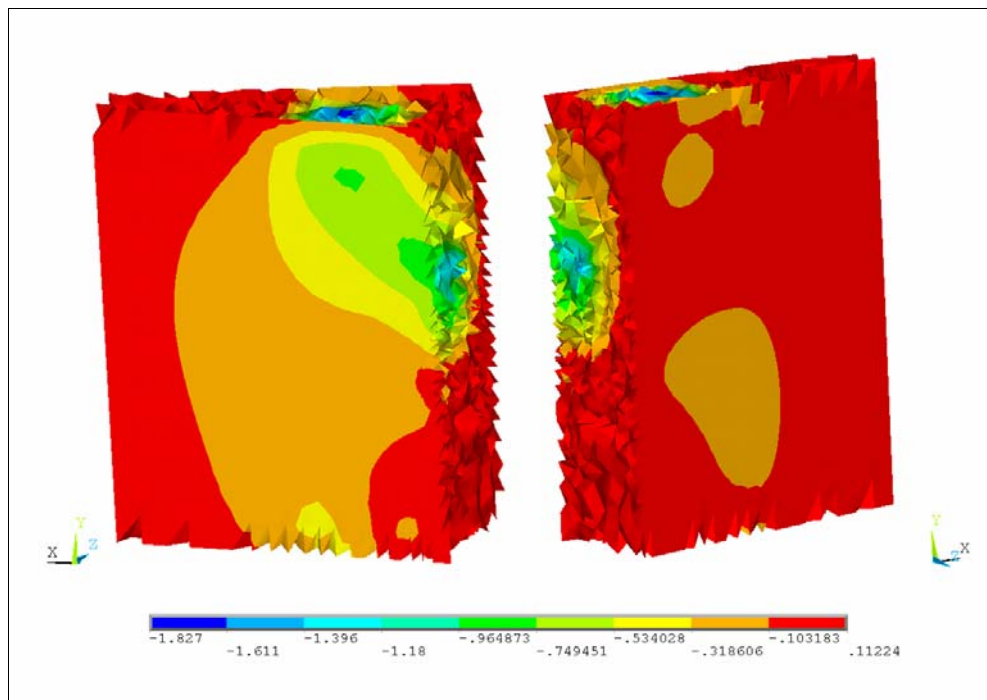


Fig. 10.17 – Prisma P1: confronto tensioni di compressione sui piani ottici (MPa)

- **Calcolo delle microdistorsioni superficiali**

Per il calcolo del piano deformato, il programma Zemax ha bisogno sia delle coordinate dei punti del piano nella loro condizione di partenza e quindi

indeformata, sia delle coordinate nella loro posizione finale della configurazione deformata.

Per questo, una volta scelto il piano rappresentativo, sono stati selezionati tutti i nodi appartenenti a tale piano che, essendo oltre 2000, sono un numero più che sufficiente per avere una buona deformata superficiale. Dopodichè è stato creato un sistema di riferimento con origine sul piano stesso e con gli assi XY appartenenti al piano nella sua configurazione indeformata: questa operazione permette di ottenere direttamente le coordinate degli spostamenti dei nodi, senza dover eseguire calcoli aggiuntivi³.

Le coordinate dei nodi, sia nella loro posizione iniziale che nella configurazione deformata, sono state richieste ad Ansys sotto forma di listato, importato poi in Zemax.

³ Utilizzando un sistema di riferimento non centrato sul piano, infatti, sarebbe stato necessario eseguire la differenza tra le coordinate degli spostamenti dei nodi del piano e le coordinate della loro posizione iniziale per calcolare la deformata effettiva.

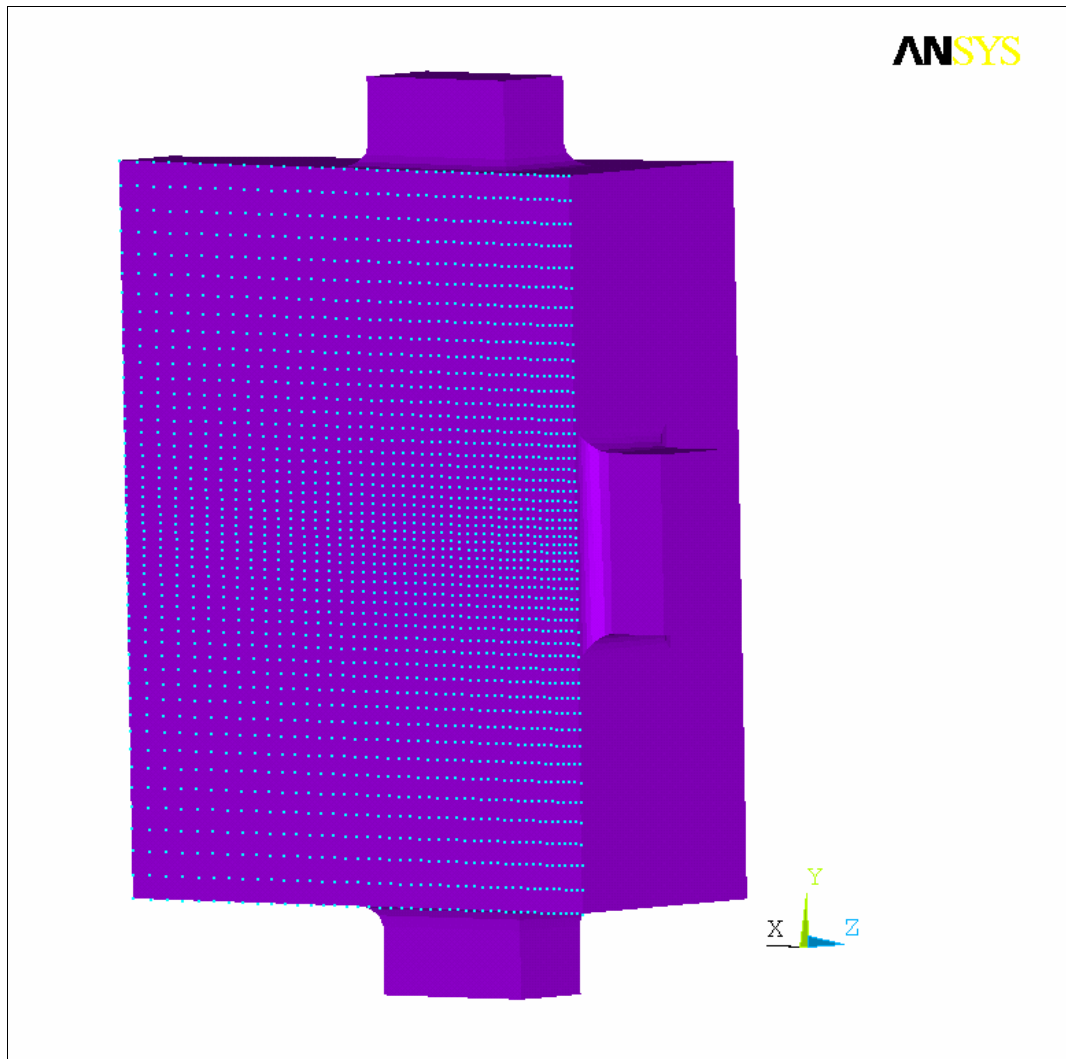


Fig. 10.18 – Prisma P1: nodi del piano rappresentativo scelto

Le Fig. 10.19 e 10.20 mostrano la deformata superficiale del piano scelto, escludendo la rotazione che viene calcolata a parte. La Fig. 10.19 evidenzia la deformata con scala cromatica, l'altra rappresenta il piano deformato in tre dimensioni. Sia il diagramma a scala cromatica che il tridimensionale mostrano una deformazione della superficie del tipo "a sella". Tale deformata è probabilmente dovuta in gran parte all'effetto di compressione imposto dalla legatura al prisma a causa della contrazione termica.

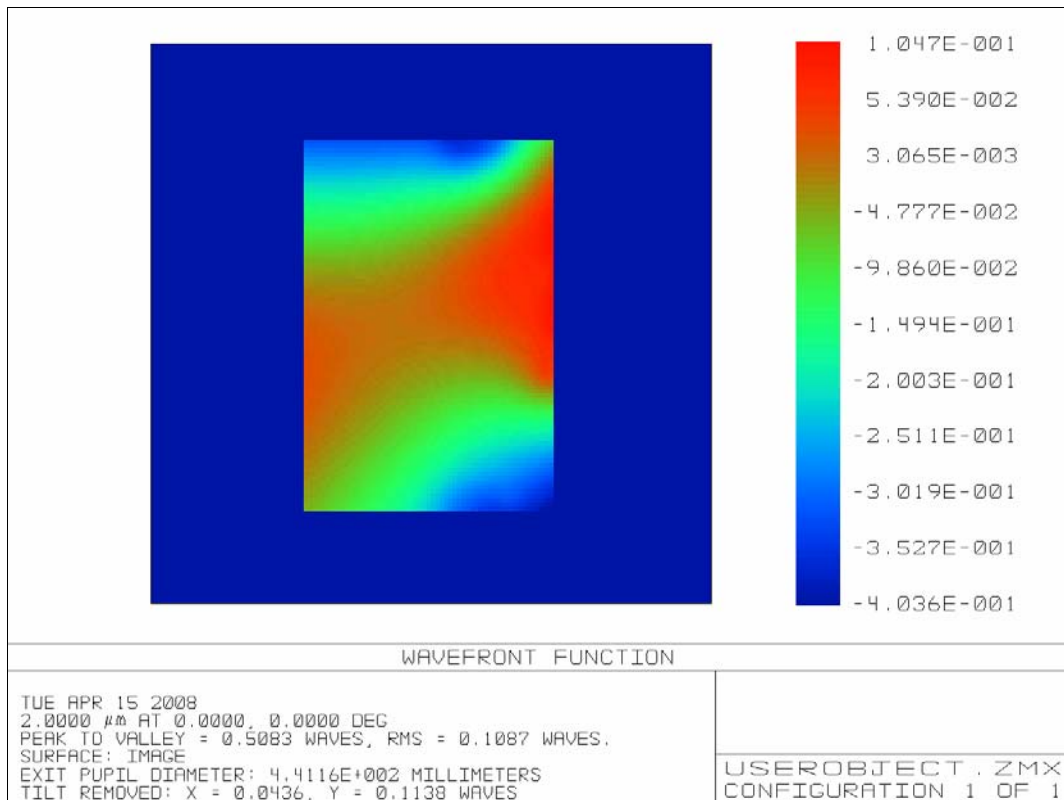


Fig. 10.19 – Piano ottico del Prisma P1: deformazioni superficiali, scala cromatica

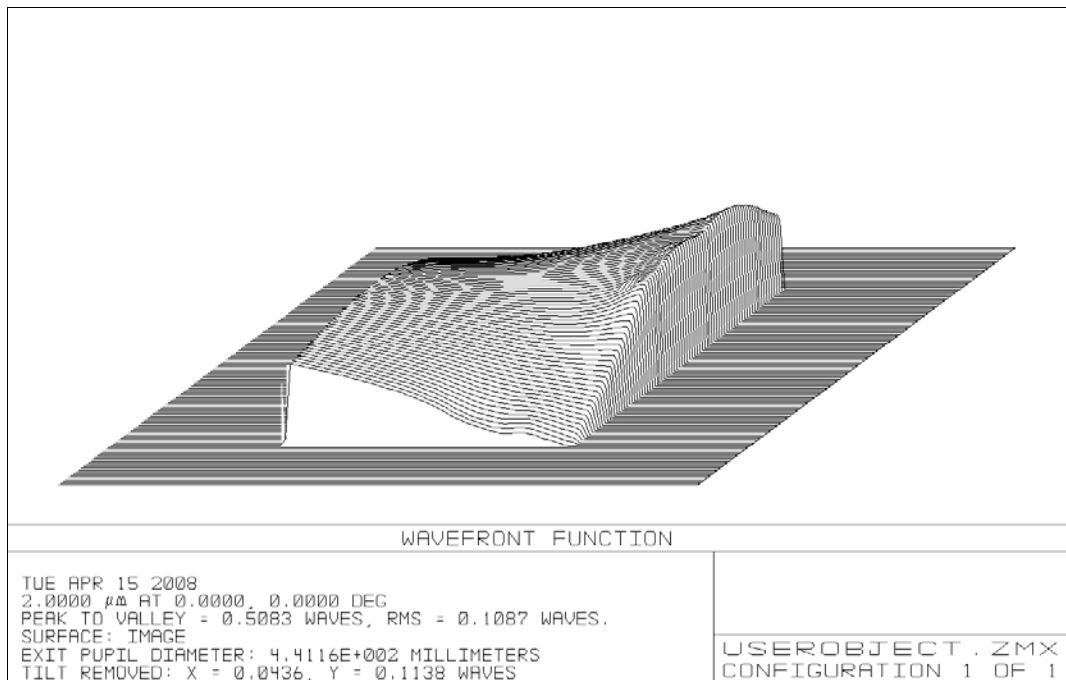


Fig. 10.20 – Piano ottico del Prisma P1: deformazioni superficiali in 3D

Le analisi mostrano un errore superficiale (SFE) pari a 0,1087 μm rms (1010.7 nm rms) sull'intera superficie del Prisma P1 e un picco-valle pari a circa 0.5 μm .

Il requisito da rispettare è relativo a sub-aree di 50x50 mm^2 all'interno dell'area ottica utile (vedi § 4.3.6) ed è pari a

$$\text{SFE}_{\text{sub area}} = 13 \text{ nm rms.}$$

Perciò è stato ottenuto il diagramma relativo a porzioni di 50x50 mm^2 , come mostrato nelle Fig. 10.21 – 10.24

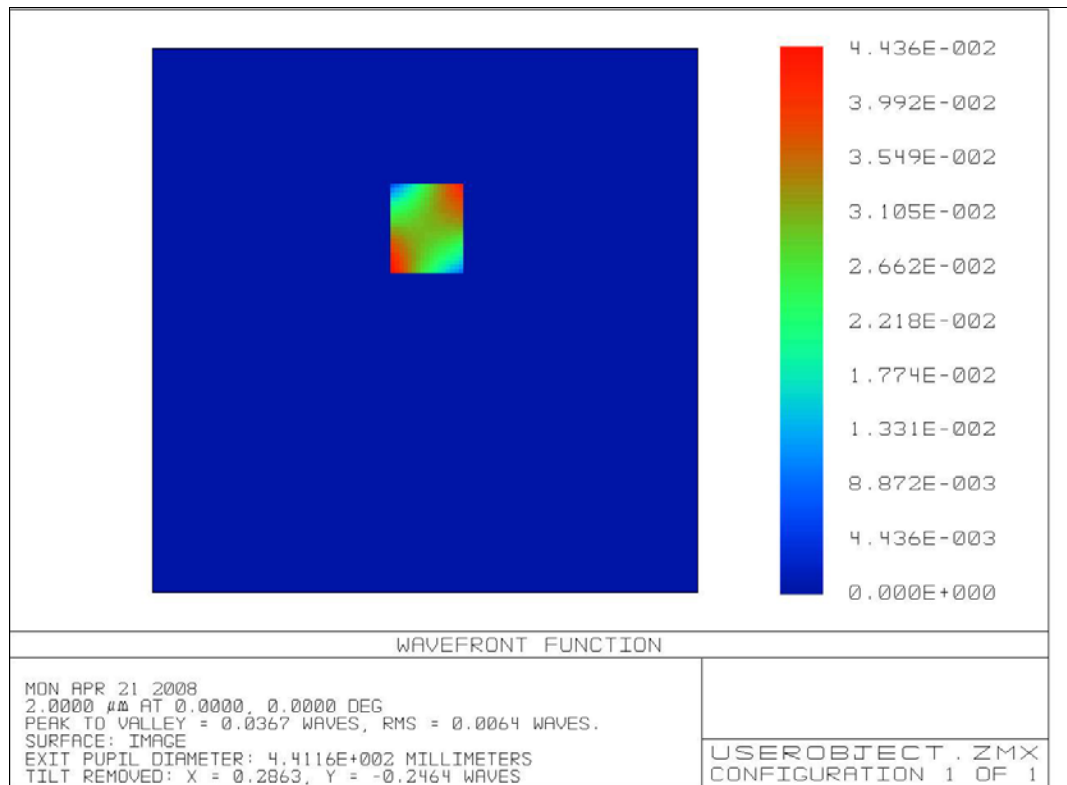


Fig. 10.21 – Piano ottico del Prisma P1: deformazioni superficiali, scala cromatica

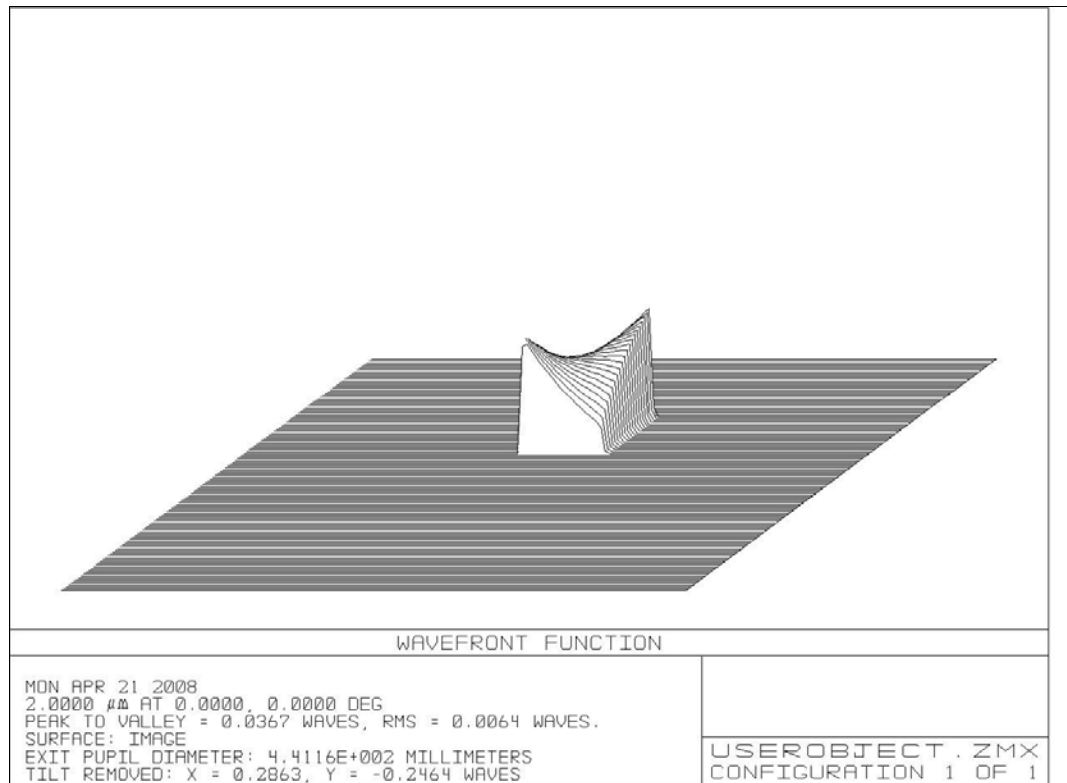


Fig. 10.22 – Piano ottico del Prisma P1: deformazioni superficiali in 3D

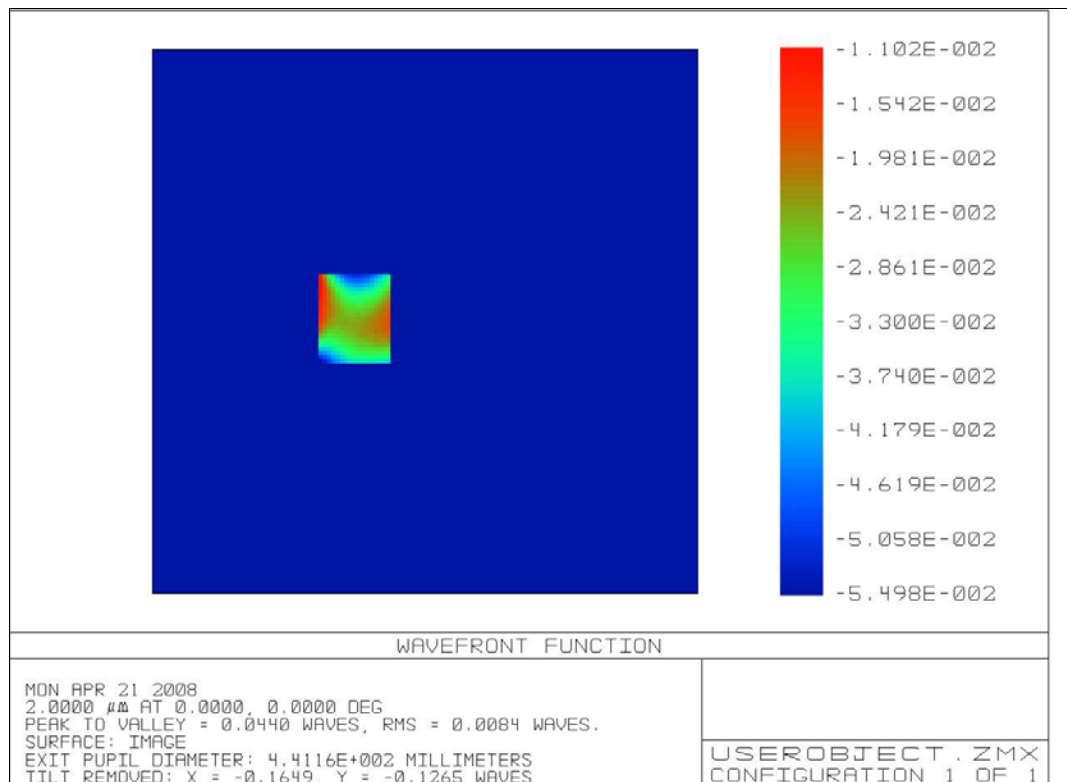


Fig. 10.23 – Piano ottico del Prisma P1: deformazioni superficiali, scala cromatica

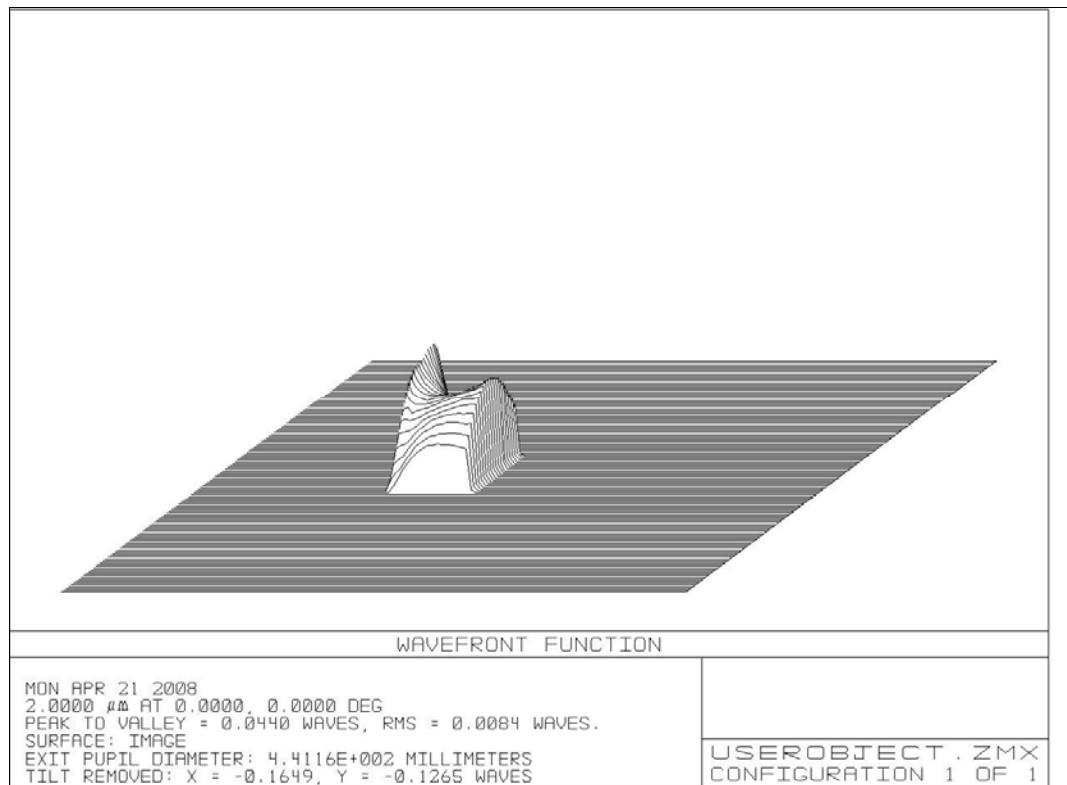


Fig. 10.24 – Piano ottico del Prisma P1: deformazioni superficiali in 3D

I risultati mostrano che ovunque si hanno valori di SFE rms oscillanti fra **6.4 e 10.4 nm rms**, rientrando quindi nel requisito.

- **Calcolo del decentraggio massimo**

Il decentraggio è stato trovato calcolando le coordinate massime dello spostamento del piano perpendicolarmente al fascio ottico. Considerando i nodi del piano utilizzati per la determinazione della deformata superficiale, si ricavano i valori massimi dello spostamento lungo la direzione X e Y (si ricorda che la terna presa di riferimento ha il piano XY coincidente con il piano del Prisma P1 nella sua configurazione indeformata).

$$\delta_x = 0.13351 \text{ mm}$$

$$\delta_y = 0.097124 \text{ mm}$$

Considerando la somma vettoriale si ottiene:

$$\delta_{tot} = \sqrt{\delta_X^2 + \delta_Y^2} = \mathbf{0.165 \text{ mm}}$$

che risulta minore del requisito pari a 0.2 mm

- **Calcolo della massima inclinazione**

L'angolo di massima inclinazione è ricavato direttamente dall'inclinazione del piano tolta dal programma Zemax per rappresentare la deformata superficiale (*tilt removed*); questa è fornita da software come ampiezza massima di inclinazione rispetto alle rotazioni del piano lungo gli assi Y e X.

$$\delta_{tiltX} = 0.0872 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\delta_{tiltY} = 0.2276 \text{ } \mu\text{m}$$

Considerando il valore più alto e calcolando l'angolo di rotazione intorno all'asse Y tramite la formula

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{\delta_{tiltY}}{L_Y}\right) = \mathbf{0.22 \text{ arcsec}}$$

Con L_Y lunghezza del piano in direzione Y pari a 204 mm.

Il valore calcolato, $\alpha = 0.22 \text{ arcsec}$ risulta minore del requisito pari a 12 arcsec.

10.2.4 Riepilogo risultati

Di seguito si riportano due tabelle riassuntive dei risultati riguardanti le tensioni ottenute oltre alle deformazioni ed agli spostamenti superficiali.

Elemento	Prisma P1			Legatura ottica	Molla a balestra	Molla a sbalzo
Tensioni	Tensioni principali (MPa)		Birifrangenza (MPa)	Tensione equivalente di Von Mises (MPa)		
Caso di carico	σ_1	σ_3	$(\sigma_x - \sigma_y)$			
Forze elastiche di bloccaggio + Temperatura uniforme (120 K)	6.671	5.475	2.691	156.266	753.241	933.746
Tensioni ammissibili	≤ 10	≤ 200	≤ 1.2	≤ 270 (Invar ricotto)	≤ 570 (Invar incrudito)	

Tab. 10.5 – Riepilogo tensioni sull'Assieme Prisma

Elemento	Prisma P1 Superficie ottica	Prisma P1	
Grandezze	Distorsioni superficiali (SFE su subarea 50x50 mm ²)	Microspostamenti	
Caso di carico		Massimo decentraggio	Massima inclinazione
Forze elastiche di bloccaggio + Temperatura uniforme (120 K)	6.4 ÷ 10.4 nm rms	0.165 mm	0.22 arcsec
Valori ammissibili	$< 13 \text{ nm rms}$	$< 0.2 \text{ mm}$	$< 12 \text{ arcsec}$

Tab. 10.6 – Riepilogo deformazioni e spostamenti superficiali per il Prisma P1

10.3 Considerazioni conclusive

Tensioni

Le tensioni di trazione e compressione sul Prisma P1 rientrano nei requisiti dei limiti ammissibili del materiale. Anche in questo caso, però, sono presenti picchi di tensione in corrispondenza dell'applicazione del materiale: come indicato nelle considerazioni sul capitolo precedente, possono essere implementate, nel progetto costruttivo finale, migliorie geometriche e strutturali al fine di ridurre tali picchi.

Le tensioni all'interno del volume ottico utile del Prisma P1 superano di circa il doppio il requisito imposto per il fenomeno della birifrangenza. Tali valori sono però limitati a piccole zone in corrispondenza dell'attaccatura del codolo laterale, mentre, nelle zone limitrofe, decrescono sensibilmente rientrando entro i limiti ammissibili. In ambito del progetto ottico di RVS verranno quindi eseguite analisi più accurate per determinare l'influenza di questo leggero fuori specifica cercando, eventualmente, soluzioni più vantaggiose: per esempio potrebbe essere progettato un sistema di termo-compensazione tramite materiali ad alto coefficiente di espansione termica (CTE), che permetta di ridurre il carico sulle molle sfruttando la differenza di CTE tra materiali diversi.

La Legatura ottica risulta maggiormente sollecitata in corrispondenza del foro, di interfaccia con il Banco ottico in titanio, che è fisso e non subisce spostamenti. La tensione risultante rientra nei limiti sebbene anche qui si abbiano dei picchi dovuti al modello geometrico: sarà quindi necessario prevedere, in tali zone, raggi di raccordo maggiorati.

Per quanto riguarda gli Elementi elastici, Molle a sbalzo e a Balestra, si riscontrano i medesimi problemi dell'analisi statica: le tensioni raggiunte sono molto alte e sarà indispensabile una modifica delle molle se non la sostituzione con tipi diversi.

Reazioni delle molle

Lo studio delle reazioni sulle molle è servito per comprendere come varia il carico al momento della contrazione termica. È stato riscontrato che soltanto una delle Molle a sbalzo diminuisce il suo carico mentre in tutti gli altri Elementi elastici, aumenta sempre rispetto al carico teorico e, per una Molla a balestra, aumenta di oltre 400 N. Tali aumenti sono causa di maggiori tensioni sulle molle e sul Prisma P1 portando, quest'ultimo, a superare il requisito di birifrangenza. Essendo tale studio effettuato alle

condizioni operative del satellite, ciò vuol dire che non è più necessario che le molle esercitino le forze teoriche calcolate poiché la fase di lancio è già stata superata.

Potrebbe quindi essere interessante studiare in proposito una soluzione di termo-compensazione come accennata nel punto precedente.

Microdistorsioni superficiali e spostamenti

Dal punto di vista prettamente ottico, i valori ottenuti riguardo alle deformazioni superficiali e ai microspostamenti del Prisma P1, rientrano ampiamente nei requisiti richiesti. Tali valori non possono altro che migliorare nel caso in cui venga considerata la soluzione termo-compensativa.

CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI

11.1 Conclusioni

Nell'ambito dello sviluppo dello spettrometro GAIA-RVS condotto da Selex Galileo, si è progettata e analizzata la soluzione per il montaggio opto-meccanico dei prismi in quarzo, i componenti più critici dello spettrometro.

Il progetto è stato guidato dalla necessità di soddisfare requisiti di prestazioni ottica assai stringenti, che hanno posto vincoli inusuali al progetto meccanico.

I requisiti ambientali (escursione termica da ambiente a 120 K e carichi di lancio di 60g) hanno influito sulla scelta di un montaggio senza impiego di adesivi. Il prisma viene infatti bloccato su una struttura in *Invar* mediante forze elastiche esercitate da molle precaricate agenti su apposite alette (codoli) ottenute di pezzo sul prisma: in questo modo si cerca di confinare le tensioni, dovute alle forze di bloccaggio, al di fuori della zona ottica utile del prisma, riducendo microdistorsioni e fenomeni di birifrangenza.

La struttura in *Invar* ha tre fori di interfaccia per essere inserita all'interno del banco ottico in titanio dello spettrometro RVS.

Il sistema è stato dimensionato per sopportare gli elevati carichi al lancio a cui si aggiunge la precarica delle molle di bloccaggio. Inoltre, il sistema deve sostenere il passaggio alla temperatura operativa criogenica con minimi spostamenti e deformazioni ammessi dal prisma in quarzo, per non compromettere la qualità ottica e il puntamento. Sono quindi state valutate le proprietà fisiche dei materiali sia a temperatura ambiente che a 120 K.

L'analisi modale mostra che la prima frequenza di risonanza dell'assieme legatura – prisma è superiore al requisito di 200Hz.

I casi di carico analizzati si riferiscono essenzialmente a 2 fasi distinte della vita operativa dello spettrometro:

1. Un primo caso si riferisce al lancio. In questa condizione lo strumento non è operativo ma deve resistere agli elevati carichi inerziali senza rotture o spostamenti permanenti della parte ottica;
2. Un secondo caso si riferisce alla condizione operativa, cioè in orbita e con temperatura di 120 K.

Le analisi delle 2 condizioni operative hanno evidenziato quanto segue:

- Le tensioni sul prisma rientrano entro i limiti ammissibili per la resistenza strutturale del quarzo;
- È presente uno stato di tensione, in alcune zone del prisma, tale da superare di poco il limite ammesso per evitare fenomeni di birifrangenza. Queste zone, localizzate in corrispondenza dell'attaccatura del codolo laterale, sono dovute all'aumento del carico esercitato dalle molle a causa della contrazione della struttura nel caso di analisi termica. Un sistema di compensazione termica porterebbe a far diminuire tali tensioni.
- Le tensioni sulle molle di bloccaggio spesso raggiungono e superano il valore ammissibile per l'*Invar*. Sarà necessario quindi trovare una soluzione che risolva tale problema o modificando la geometria delle molle utilizzate o cambiando il tipo di molle.
- È stato verificato che a causa della cedevolezza della legatura in *Invar*, la forza realmente esercitata da alcune molle nel modello usato per le analisi è diversa da quella nominale. In particolare, questa risulta minore per alcune molle già al momento dell'assemblaggio, quando cioè il carico agente è solo quello esercitato dalle molle: sarà quindi necessario prevedere un sistema di controllo del reale valore di precarico utilizzando celle di carico od opportuni dinamometri. In condizioni operative, invece, alcune molle esercitano una forza che supera di molto il valore nominale: in questo caso, per alleviare l'aumento di tensione, dovuto a tale incremento del carico, può essere utilizzato un sistema di compensazione termica.

- I bassi valori di tensioni in condizioni operative dovute alla contrazione termica differenziale tra legatura in *Invar* e prisma in quarzo, non pregiudicano la qualità ottica del sistema. In particolare gli spostamenti del prisma sono inferiori al requisito di 0.2 mm e la microdistorsione superficiale è sempre inferiore al requisito di 13 nm rms.

In definitiva, risulta che il progetto della struttura di bloccaggio del Prisma P1, preso come elemento ottico rappresentativo dei sei presenti in RVS-OMA, soddisfa tutti i requisiti imposti dalle specifiche escluso quello di birifrangenza, che però riguarda soltanto una limitata zona del prisma. Tuttavia è necessario analizzare gli elementi elastici utilizzati e trovare una soluzione per evitare le concentrazioni di tensione a cui essi sono soggetti.

Tale progetto può quindi essere esteso anche a tutti gli altri elementi ottici di RVS-OMA: ovviamente, ciò può essere fatto attuando opportune modifiche a livello geometrico, strutturale e di carico, dato che si tratta di elementi molto diversi tra loro, sia in termini di forma che di massa.

11.2 Sviluppi futuri

11.2.1 Modifica degli Elementi elastici

La modifica degli Elementi elastici, necessario a causa delle eccessive tensioni che superano il limite ammissibile del materiale, può essere effettuato seguendo due strade diverse. La prima consiste nel tentare di modificare le molle utilizzate: per esempio, nel caso della Molla a balestra, potrebbe essere incrementato il numero delle “sezioni” in modo che le altre parti della molla siano meno soggette a flessione (la quale fa scaturire le alte concentrazioni di tensione). La seconda suggerisce di utilizzare le *molle a tazza* (o simili), inizialmente scartate per il limitato spazio a disposizione, cercando di implementarle nel disegno della Legatura ottica eseguendo le necessarie modifiche.

11.2.2 Sistema di compensazione termica

Come accennato in precedenza, un sistema di compensazione delle dilatazioni termiche porta a ridurre i carichi che si creano a causa della contrazione termica differenziale tra banco ottico in titanio, legatura in *Invar* e prisma in quarzo, al momento che l'assemblato RVS scende a temperatura criogenica.

Per attuare tale soluzione è necessario fare uso di un materiale che abbia un coefficiente di espansione molto più alto di quelli già utilizzati: spesso, quando vi è bisogno di avere una certa rigidità strutturale, viene utilizzata una lega di alluminio, che, oltre ad un CTE alto, possiede anche modulo di rigidità elastica (Modulo di Young) dello stesso ordine di quello del titanio.

Nel progetto studiato, un'implementazione rapida di tale sistema può essere fatta sostituendo i Cilindri distanziali di *Invar* con degli analoghi in lega di alluminio. Un'analisi più accurata dovrebbe però calcolare la contrazione della Legatura ottica e dimensionare tali elementi in lega di alluminio in modo che possano compensare tale restringimento.

REQUISITI SUI FENOMENI OTTICI

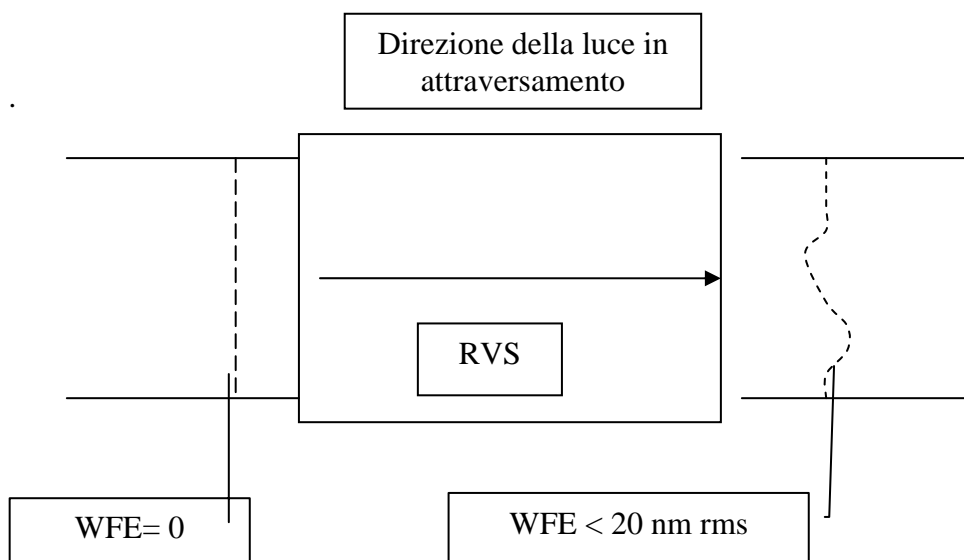
Di seguito viene illustrato come sono stati ricavati i requisiti ottici del Capitolo 4 per i fenomeni ottici introdotti al Capitolo 3.

A.1 Requisito di Errore del Fronte d'Onda (WFE)

Il requisito è di 20 nm rms in attraversamento dello spettrometro RVS:

$$\text{WFE} < 20 \text{ nm rms.}$$

Ciò significa che un fronte d'onda piano perfetto in ingresso a RVS, alla sua uscita può subire una aberrazione ottica massima inferiore a 20 nm rms.



Per aberrazione ottica si intende il disturbo del fronte d'onda introdotto da tutti quei fattori che differenziano un sistema ottico reale da quello teorico di progetto. Ad es. ne entrano a far parte le tolleranze costruttive delle superfici delle lenti, la loro precisione di centraggio e inclinazione, le microdistorsioni introdotte dalle forze di bloccaggio. Nel progetto dell'Assieme Prisma una parte importante può essere dovuta alla compressione del prisma che risulta dalla legatura ottica circostante, nel passare dalla temperatura ambiente a quella operativa criogenica.

Viene trovato un modo semplice per scomporre il requisito generale dell'RVS e estrapolare un requisito valido per il Assieme Prisma e definito in termini di deformazione superficiale, più facile da confrontare con i dati ottenibili dai modelli FEM.

In prima approssimazione si divide il requisito di RVS fra i 6 componenti ottici in parti uguali ottenendo così quello relativo al Prisma P1¹:

$$WFE_{P1} = \frac{WFE}{\sqrt{6}} = 8.16 \text{ nm rms}$$

L'errore attribuibile a ognuna delle 2 superfici è

$$\frac{WFE_{P1}}{\sqrt{2}} = 6 \text{ nm rms}$$

Indicando la microdistorsione della singola superficie ottica del prisma con SFE (Surface Figure Error) è dimostrabile che vale la seguente:

$$SFE = \frac{WFE}{n-1}$$

dove n è l'indice di rifrazione (n=1.45 per il quarzo).

Quindi nel nostro del Prisma P1 caso:

$$SFE = \frac{6}{1.45-1} = \mathbf{13 \text{ nm rms}};$$

Questo è il requisito che devono soddisfare le deformazioni superficiali.

¹ Si divide per la radice quadrata perchè si tratta di grandezze rms (root mean square).

A.2 Requisito di Birifrangenza

Ipotizzando uno stato piano di tensione attraverso il materiale ottico, la relazione fra le tensioni interne al materiale e l'indice di rifrazione è data dalla seguente:

$$\Delta n_{x-y} = C \cdot (\sigma_x - \sigma_y)$$

dove $C = \textit{stress optic coefficient}$, caratteristico di ogni materiale ottico.

Da [3] si ha per il quarzo:

$$C = 35 \cdot 10^{-7} \text{ MPa}^{-1}$$

Nel caso di GAIA-RVS le analisi ottiche preliminari indicano che per mantenere l'errore del fronte d'onda entro limiti accettabili l'omogeneità dell'indice di rifrazione del quarzo all'interno di ogni prisma deve essere entro $\pm 2 \times 10^{-6}$ (4 ppm²).

Dalla

$$\Delta n_{x-y} = C \cdot (\sigma_x - \sigma_y)$$

si ha che per mantenere omogeneità dell'indice di rifrazione entro 4 parti per milione deve essere:

$$\Delta n_{x-y} = 35 \cdot 10^{-7} \cdot (\sigma_x - \sigma_y) = 4 \cdot 10^{-6}$$

quindi

$$(\sigma_x - \sigma_y) = \frac{4 \cdot 10^{-6}}{35 \cdot 10^{-7}} = \mathbf{1.2 \text{ MPa}}$$

Ovvero in ogni punto interno del prisma attraversato dalla luce, lo stato di tensione deve essere tale per cui la differenza fra le tensioni lungo X e lungo Y deve risultare inferiore a 1.2 Mpa.

² “ppm”: parti per milione.

PROPRIETÀ DEI MATERIALI

B.1 Invar M93

L'Invar M93 è stato utilizzato per la Legatura ottica, gli Elementi elastici e i Cilindri distanziali.

Densità: $8.125 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

Modulo di Young: $E (@20^\circ\text{C}) = 142000 \text{ MPa}$

$E (@-160^\circ\text{C}) = 136000$

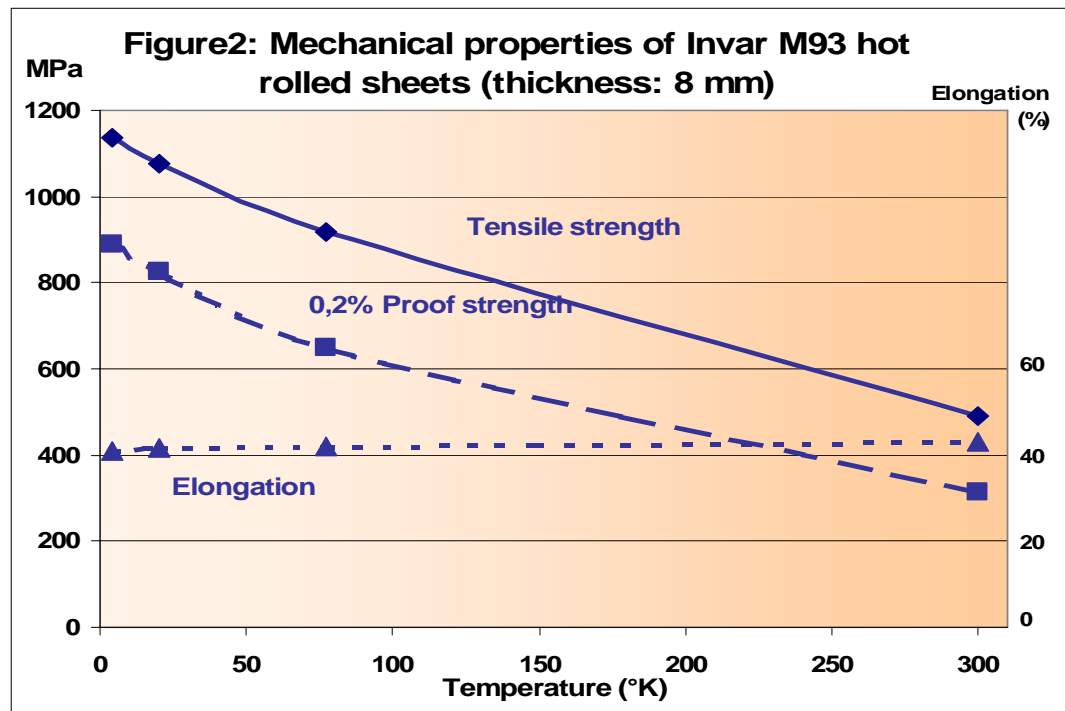
Tensione di snervamento: Stato ricotto $\sigma_y = 270 \text{ MPa}$

Stato incrudito $\sigma_y = 570 \text{ MPa}$

Tensione di rottura: Stato ricotto $\sigma_u = 465 \text{ MPa}$

Stato incrudito $\sigma_u = 580 \text{ MPa}$

Fonte: catalogo e vari *data sheet* del produttore *Imphy Alloys*.




B.2 Suprasil 2

Il Suprasil 2 è stato utilizzato per i componenti ottici, in particolare il Prisma P1.

I dati riferiti al Suprasil-2 sono riportati nelle pagine del catalogo *Heraeus* da cui sono tratte le seguenti figure.

Grade	Bubbles and Inclusions		Homogeneity		Residual Strain		Fluorescence	OH Content
	1	2	PV value (Peak-to-Valley)	Δn Value	In the center nm/cm	At the edges nm/cm		
Suprasil® 1	The bubble grade is given for every 100 cm ² . Quartzglass from Heraeus is free of inclusions. DIN 58927	DIN ISO 10110	Maximum bubble diameter (mm) for different weight intervals (kg):	Δn Value	PV value by special request	At the edges nm/cm	With excitation using a Hg lamp at $\lambda = 254$ nm and UG 5-filter	ppm ($\mu\text{g/g}$)
			0	Non spherical proportion Δn (p.s.)				
Suprasil® 2 Grade A	0	1 / 2*0.10	0.10 / ≤ 6	$\leq 5 \cdot 10^{-6}$	$\leq 1 \cdot 10^{-6}$	5...15	free	≤ 1000
Suprasil® 2 Grade B	0	1 / 1*0.16	0.15 / ≤ 6 0.25 / 6 - 30	$\leq 5 \cdot 10^{-6}$	$\leq 1 \cdot 10^{-6}$	5...15	free	≤ 1000
Suprasil® 1 ArF*	0	1 / 1*0.16	0.15 / ≤ 6 0.25 / 6 - 30	$\leq 10 \cdot 10^{-6}$	$\leq 5 \cdot 10^{-6}$	5...15	free	≤ 1000
Suprasil® 2 ArF*	0	1 / 2*0.10	0.10 / ≤ 6	$\leq 5 \cdot 10^{-6}$	$\leq 1 \cdot 10^{-6}$	5...15	free	≤ 1200
Suprasil® 1 KrF*	0	1 / 1*0.16	0.15 / ≤ 6 0.25 / 6 - 30	$\leq 5 \cdot 10^{-6}$	$\leq 1 \cdot 10^{-6}$	5...15	free	≤ 1200
Suprasil® 2 KrF*	0	1 / 2*0.10	0.10 / ≤ 6	$\leq 5 \cdot 10^{-6}$	$\leq 1 \cdot 10^{-6}$	5...15	free	≤ 1200
Suprasil® 311	0	1 / 2*0.10	0.10 / ≤ 6	$\leq 3 \cdot 10^{-4}$	$\leq 1 \cdot 10^{-4}$	5...15	free	ca. 200
Suprasil® 312	0	1 / 1*0.16	0.15 / ≤ 6 0.25 / 6 - 30	$\leq 4 \cdot 10^{-4}$	$\leq 2 \cdot 10^{-4}$	5...15	free	ca. 200
Suprasil® 300	0	1 / 2*0.16	0.20 / ≤ 6	n.sp.	n.sp.	5...15	slight blue	≤ 1

 = 3D material, optically isotropic.

In quartz glass, the homogeneity is typically specified in one direction only. Heraeus manufactures quartz glass grades which are controlled and specified in all 3 directions regarding striae, layers and homogeneity. These materials, specified for the most demanding applications, are identified by the 3D symbol.

1 For raw formed ingots the bubble specification is valid for the area defined by the minimum diameter tolerance. For machined parts it is defined as 100 % of the material.

2 Bubbles or inclusions ≤ 0.08 mm diameter are not counted.

3 For non-spherical bubbles the diameter is averaged.

4 The Δn value is the maximum permissible lateral variation in refractive index (measured by interferometer at 632.8 nm) over 90% of the diameter or edge length of a fine ground piece, or 80% of a raw formed ingot. The maximum test diameter is 430 mm. Larger pieces are measured using overlapping interferograms.

5 Δn (p.s.) (power subtracted) is calculated by subtracting from a measured Δn distribution the proportion that gives an exactly spherical aberration of an originally plane optical phase-front. Does not apply to drawn rods.

6 Quartz glass is free from visible fluorescence at excitation wavelengths $\lambda \geq 290$ nm.

7 Lower values available on request.

8 The residual strain values refer to the measured stress induced birefringence per cm light path. The edge zone is defined as the outer 10% (with raw formed ingots and rods, the edge zone is defined as the outer 15%).

n.sp. = not specified

Refractive index

at 20°C and 1 bar

The given values are interpolated from measured values having an accuracy of $\pm 3 \cdot 10^4$.

In contrast to other optical glasses, quartz glass shows very little difference in refractive index from melt to melt.

	Wavelength nm	Suprasil	Homosil/ Herasil/ Intrasil/HOQ	
ArF	100	1.56572	-	
	103,4	1.56077	-	
	200	1.55051	-	
	202,54	-	1.54720	
KrF	220	1.52845	1.52870	
	232,04	-	1.51834	
	240	1.51334	1.51350	
	248,4	1.50855	-	
4 x Nd:YAG	260	1.50230	1.50284	
	266	1.49989	1.49993	
	274,87	1.49807	1.49634	
	290	1.49418	1.49430	
XeCl	300	1.48770	1.48800	
	308	1.48564	1.48593	
	320	1.48274	1.48292	
	325	1.48164	1.48162	
HeCd	337	1.47921	1.47938	
	340	1.47855	1.47881	
	360	1.47520	1.47544	
	(n)	365,48	1.47447	1.47482
380		1.47248	1.47282	
400		1.47012	1.47025	
404,85		1.46982	1.46975	
HeCd	435,83	1.46880	1.46881	
	441,8	1.46822	1.46834	
	447,1	1.45881	1.46801	
	Kr	486,13	1.46313	1.46324
498		1.46301	1.46313	
514,5		1.46158	1.46168	
2 x Nd:YAG		532	1.46071	1.46081
	548,07	1.46008	1.46018	
	587,56	1.45846	1.45856	
	HeNe	632,8	1.45702	1.45711
656,27		1.45627	1.45648	
694,3		1.45542	1.45552	
Ruby		752,5	1.45410	1.45428
	800	1.45332	1.45341	
	850	1.45250	1.45250	
	GaAs	900	1.45175	1.45185
906		1.45168	1.45177	
1000		1.45042	1.45051	
Nd:YAG		1064	1.44983	1.44972
	HeNe	1153	1.44850	1.44868
	1200	1.44805	1.44815	
	Nd:YAG	1310	1.44870	1.44860
1400		1.44579	1.44580	
1600		1.44342	1.44353	
1800		1.44087	1.44090	
2000		1.43800	1.43821	
2200		1.43501	1.43515	
2400		1.43163	1.43177	
2600		1.42790	1.42804	
2800		1.42377	1.42393	
3000		1.41925	1.41941	
3200		1.41427	1.41444	
3400		1.40881	1.40897	

		Suprasil	Homosil/ Herasil/ Intrasil/HOQ
Mechanical data			
Density	g/cm ³	2,201	2,203
Mohs hardness		5,5.....6,5	
Micro hardness	N/mm ²	8900.....9800	
Knoop hardness	N/mm ²	5900.....6200	
Modulus of elasticity (at 20°C)	N/mm ²	7,25·10 ⁴	7,0·10 ⁴
Modulus of torsion	N/mm ²	3·10 ⁴	3,1·10 ⁴
Poisson's ratio		0,17	0,17
Compressive strength	N/mm ²	1150	1150
Tensile strength	N/mm ²	50	50
Bending strength	N/mm ²	87	87
Torsional strength	N/mm ²	30	30
Sound velocity	m/s	5720	5720
Thermal data			
Softening temperature	°C	1800	1730
Annealing temperature	°C	1120	1190
Strain temperature	°C	1025	1075
Max. working temperature continuous short-term	°C	050 1200	1150 1300
Mean specific heat	0...100°C 0...500°C J/kg · K		772 964 1052
Heat conductivity W/m · K	20°C 100°C 200°C 300°C 400°C 950°C		1,38 1,48 1,55 1,67 1,84 2,88
Mean thermal expansion coefficient K ⁻¹	0...100°C 0...200°C 0...300°C 0...800°C -50...0°C 0...160°C		5,1·10 ⁻⁷ 5,8·10 ⁻⁷ 5,9·10 ⁻⁷ 5,4·10 ⁻⁷ 4,8·10 ⁻⁷ 2,7·10 ⁻⁷ 0

B.2.1 Determinazione del limite ammissibile a trazione

Per quanto riguarda la resistenza strutturale, il catalogo della *Heraeus* riporta una resistenza a compressione di 1150 MPa e a trazione di 50 MPa. Tuttavia il valore di catalogo è generico e non riferito alle condizioni di preparazione del provino. La resistenza a trazione di materiali fragili dipende fortemente dalle condizioni di preparazione delle superfici. I valori di resistenza a trazione verranno testati su provini rappresentativi dei prismi di GAIA RVS, nel prosieguo del programma.

In mancanza di dati testati, è stato adottato un limite ammissibile a trazione pari a **10 MPa**. Questo dato è riportato in letteratura come un valore cautelativo di progetto

quando non è nota la finitura superficiale del componente in vetro (Ref.: Design strength of optical glass -Keith B. Doyle - Sigmadyne, Inc -Mark A. Kahan, Optical Research Associates.).

B.2.2 Determinazione del coefficiente di espansione termica medio

La maggior parte dei dati reperibili in letteratura sono riferiti a condizioni intorno alla temperatura ambiente. Per il nostro caso abbiamo usato le curve del CTE in funzione della temperatura, per ricavare un valore medio fra la temperatura ambiente e la temperatura operativa di RVS (120K). In letteratura sono disponibili grafici come quello sotto riportato.

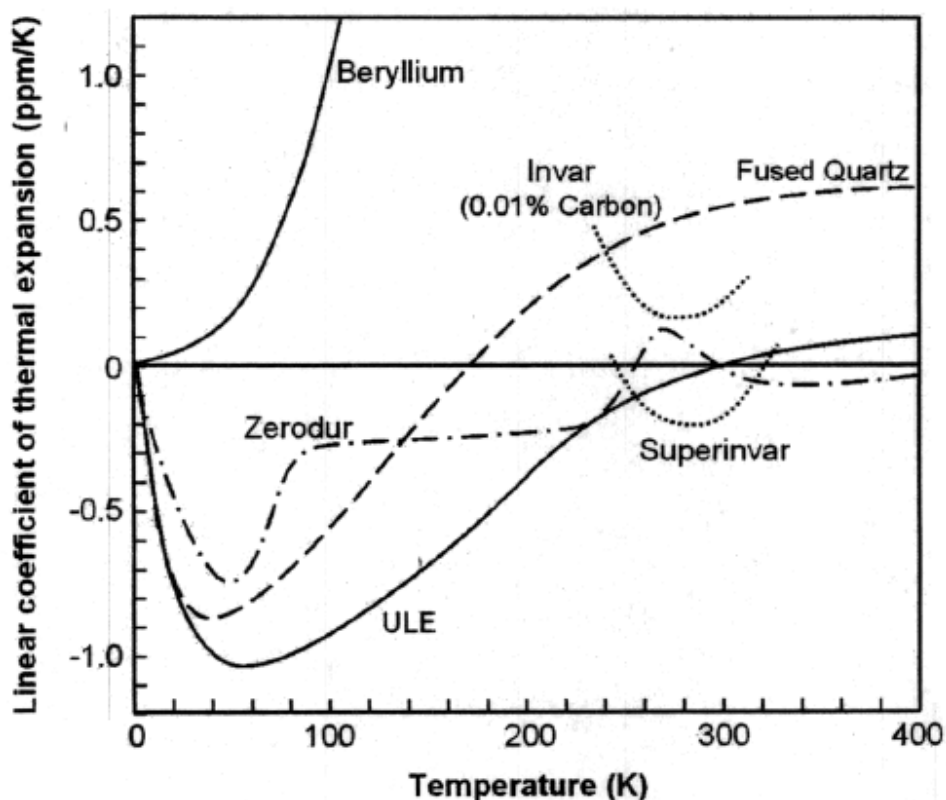


Fig. B.2 - Esempio di CTE del quarzo ottico in funzione della temperatura.

Da questi grafici è stato calcolato il valore di CTE mediato fra temperatura ambiente e 120K, pari a $0.3 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$.

RISULTATI DELL'ANALISI MODALE SULL'ASSIEME PRISMA

Il criterio normalmente utilizzato per capire se un modo proprio è dovuto a buona parte del sistema e non solamente a piccole parti che vibrano per conto proprio è quella di andare a verificare, per uno dei tre assi cartesiani, che la massa partecipante per quel modo sia superiore al 5 % della massa totale coinvolta lungo l'asse considerato.

Di seguito vengono presentati i risultati delle analisi modale per le due soluzioni presentate al Capitolo 7, elencando le frequenze dei primi 20 modi di vibrazione e le masse partecipanti relative ad ogni modo per ognuno dei tre assi X, Y, Z

Inoltre, in entrambe le soluzioni, viene effettuato il conto del 5% della massa totale per verificare che la frequenza, presa come quella di risonanza per il sistema, risponda al criterio sulla massa partecipante precedentemente spiegato.

C.1 Soluzione 1

Parte	Massa (kg)
Legatura ottica schematizzata	1.696
Prisma P1	3.565
Totale Assieme Prisma Schematizzato	5.261

Tab. C.1 – Soluzione n. 1: Masse delle parti del modello

Modi propri e masse partecipanti lungo i tre assi.

Modi	Frequenza (Hz)	Masse partecipanti (tonnellate)
1	190.843	0.548363E-04
2	266.685	0.679588E-04
3	519.256	0.141922E-03
4	572.258	0.456606E-03
5	596.489	0.967023E-05
6	618.669	0.122078E-03
7	975.596	0.126831E-02
8	1080.21.00	0.164354E-02
9	1138.02.00	0.198951E-03
10	1257.28.00	0.119816E-03
11	1366.42.00	0.168960E-03
12	1568.74	0.561404E-04
13	1576.15.00	0.305122E-04
14	1722.65	0.501490E-07
15	1750.31.00	0.578545E-04
16	1844.95	0.336321E-04
17	1959.12.00	0.946406E-05
18	2049.66	0.180136E-04
19	2141.01.00	0.313150E-04
20	2223.09.00	0.792515E-07
Massa partecipante totale		0.448970E-02

Tab. C.2 – Frequenze dei primi 20 modi e masse partecipanti lungo l’Asse X

Modi	Frequenza (Hz)	Masse partecipanti (tonnellate)
1	190.843	0.216639E-03
2	266.685	0.102546E-03
3	519.256	0.259474E-04
4	572.258	0.284120E-03
5	596.489	0.607799E-03
6	618.669	0.291406E-02
7	975.596	0.236722E-04
8	1080.21.00	0.192302E-06
9	1138.02.00	0.684414E-05
10	1257.28.00	0.401382E-08
11	1366.42.00	0.281361E-04
12	1568.74	0.464689E-04
13	1576.15.00	0.707393E-04
14	1722.65	0.162541E-04
15	1750.31.00	0.671916E-04
16	1844.95	0.607563E-06
17	1959.12.00	0.159502E-06
18	2049.66	0.120720E-05
19	2141.01.00	0.377451E-04
20	2223.09.00	0.399107E-06
Massa partecipante totale		0.445074E-02

Tab. C.3 – Frequenze dei primi 20 modi e masse partecipanti lungo l'Asse Y

Modi	Frequenza (Hz)	Masse partecipanti (tonnellate)
1	190.843	<u>0.613044E-03</u>
2	266.685	0.247645E-02
3	519.256	0.121938E-02
4	572.258	0.108362E-03
5	596.489	0.374103E-03
6	618.669	0.150292E-05
7	975.596	0.601752E-05
8	1080.21.00	0.112040E-05
9	1138.02.00	0.879919E-04
10	1257.28.00	0.576299E-07
11	1366.42.00	0.934964E-06
12	1568.74	0.649995E-07
13	1576.15.00	0.735830E-06
14	1722.65	0.140745E-07
15	1750.31.00	0.214840E-05
16	1844.95	0.341194E-06
17	1959.12.00	0.199145E-07
18	2049.66	0.458797E-08
19	2141.01.00	0.877873E-05
20	2223.09.00	0.280727E-04
Massa partecipante totale		<u>0.492915E-02</u>

Tab. C.4 – Frequenze dei primi 20 modi e masse partecipanti lungo l’Asse Z

Considerando l’Asse Z, in cui la massa partecipante del primo modo è maggiore, si ha:

$$M = 0.61304 \text{ kg}$$

La massa totale lungo l'Asse Z è:

$$M_{\text{tot}} = 4.92915 \text{ kg}$$

Il cui 5% è

$$5\% M_{\text{tot}} = 0.2465 \text{ kg}$$

Quindi la massa M relativa al primo modo lungo l'Asse Z è maggiore del 5% della massa totale lungo tale asse: la prima frequenza di risonanza è **190.8 Hz**.

C.2 Soluzione 2

Parte	Massa (kg)
Legatura ottica schematizzata	2,024
Prisma P1	3.565
Totale Assieme Prisma Schematizzato	5,589

Tab. C.5 – Soluzione n. 2: Masse delle parti del modello

Modi propri e masse partecipanti lungo i tre assi.

Modi	Frequenza (Hz)	Masse partecipanti (tonnellate)
1	205.564	0.780632E-04
2	314.487	0.543342E-04
3	634.669	0.190388E-03
4	682.577	0.105094E-03
5	711.692	0.298253E-03
6	748.527	0.158481E-03
7	1129.84	0.284729E-02
8	1265.46.00	0.399286E-03
9	1452.83	0.142538E-03
10	1558.66	0.120640E-05
11	1590.73	0.763553E-04
12	1607.10.00	0.130888E-03
13	1668.29.00	0.119858E-03
14	1753.59.00	0.585160E-05
15	1871.65	0.600112E-04
16	2187.22.00	0.467200E-06
17	2204.88	0.167623E-05
18	2306.53.00	0.364112E-05
19	2532.64	0.371752E-05
20	2657.70	0.825884E-05
Massa partecipante totale		0.468566E-02

Tab. C.6 – Frequenze dei primi 20 modi e masse partecipanti lungo l'Asse X

Modi	Frequenza (Hz)	Masse partecipanti (tonnellate)
1	205.564	0.262681E-03
2	314.487	0.857173E-04
3	634.669	0.522563E-04
4	682.577	0.218912E-02
5	711.692	0.570405E-03
6	748.527	0.106881E-02
7	1129.84	0.448351E-05
8	1265.46.00	0.109698E-04
9	1452.83	0.176035E-04
10	1558.66	0.951970E-05
11	1590.73	0.246029E-04
12	1607.10.00	0.653067E-05
13	1668.29.00	0.166938E-04
14	1753.59.00	0.278484E-04
15	1871.65	0.148139E-03
16	2187.22.00	0.228065E-04
17	2204.88	0.720139E-05
18	2306.53.00	0.185521E-06
19	2532.64	0.108594E-03
20	2657.70	0.118811E-04
Massa partecipante totale		0.464605E-02

Tab. C.7 – Frequenze dei primi 20 modi e masse partecipanti lungo l'Asse Y

Modi	Frequenza (Hz)	Masse partecipanti (tonnellate)
1	205.564	<u>0.911300E-03</u>
2	314.487	0.193390E-02
3	634.669	0.197782E-02
4	682.577	0.178435E-03
5	711.692	0.587974E-04
6	748.527	0.146278E-04
7	1129.84	0.170650E-05
8	1265.46.00	0.126969E-04
9	1452.83	0.228957E-04
10	1558.66	0.746883E-05
11	1590.73	0.814345E-05
12	1607.10.00	0.693848E-05
13	1668.29.00	0.978530E-05
14	1753.59.00	0.307519E-05
15	1871.65	0.173158E-04
16	2187.22.00	0.365107E-05
17	2204.88	0.224638E-05
18	2306.53.00	0.119241E-04
19	2532.64	0.335363E-05
20	2657.70	0.268416E-05
Massa partecipante totale		<u>0.518876E-02</u>

Tab. C.8 – Frequenze dei primi 20 modi e masse partecipanti lungo l’Asse Z

Considerando l’Asse Z, in cui la massa partecipante del primo modo è maggiore, si ha:

$$M = 0.9113 \text{ kg}$$

La massa totale lungo l'Asse Z è:

$$M_{\text{tot}} = 5.18876 \text{ kg}$$

Il cui 5% è

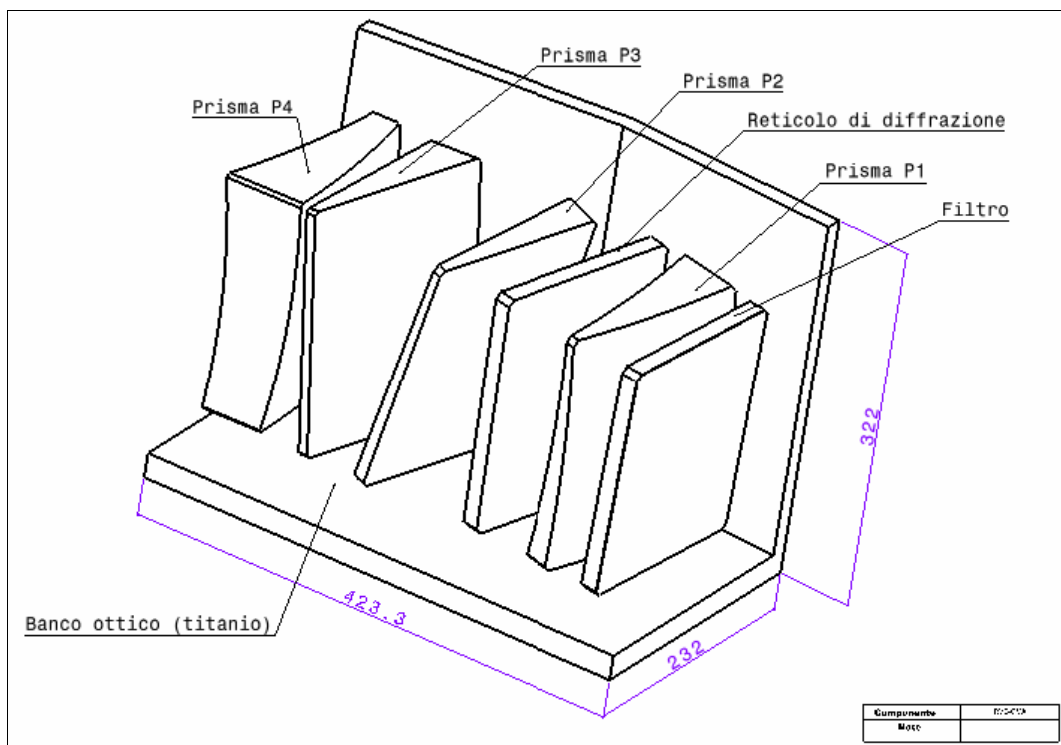
$$5\% M_{\text{tot}} = 0.2594 \text{ kg}$$

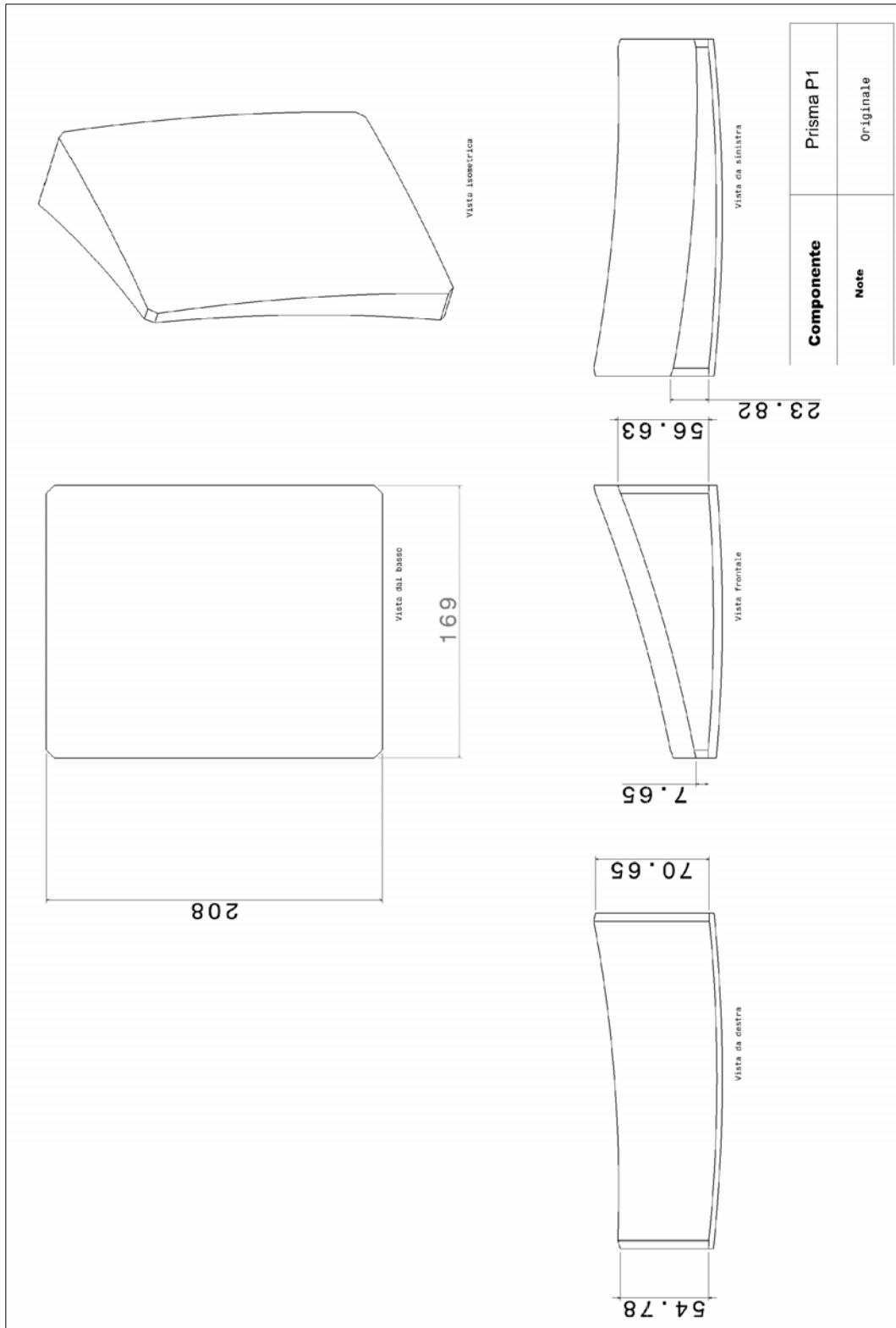
Quindi la massa M relativa al primo modo lungo l'Asse Z è maggiore del 5% della massa totale lungo tale asse: la prima frequenza di risonanza è **205.6 Hz**.

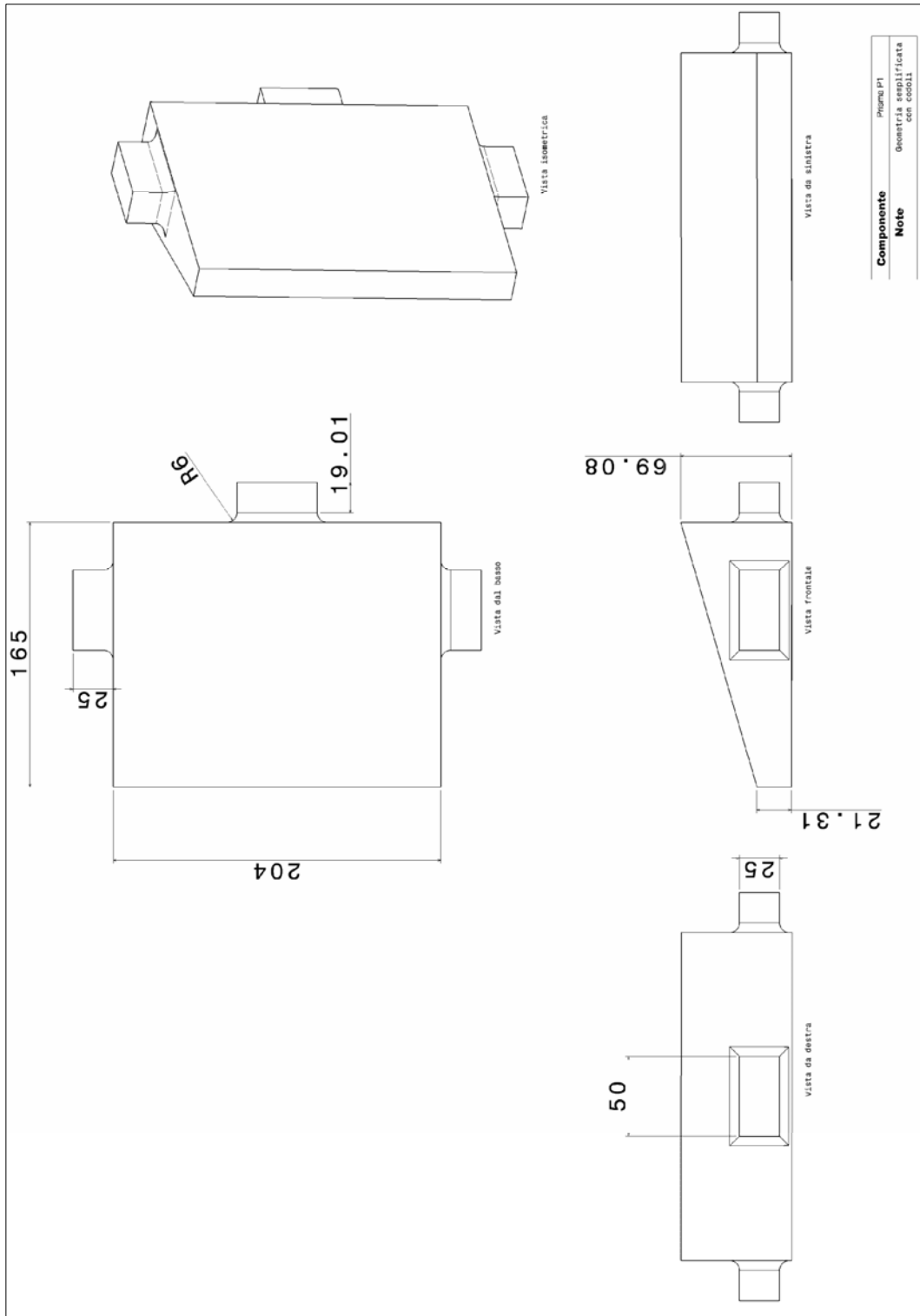
DISEGNI DEI PRINCIPALI COMPONENTI

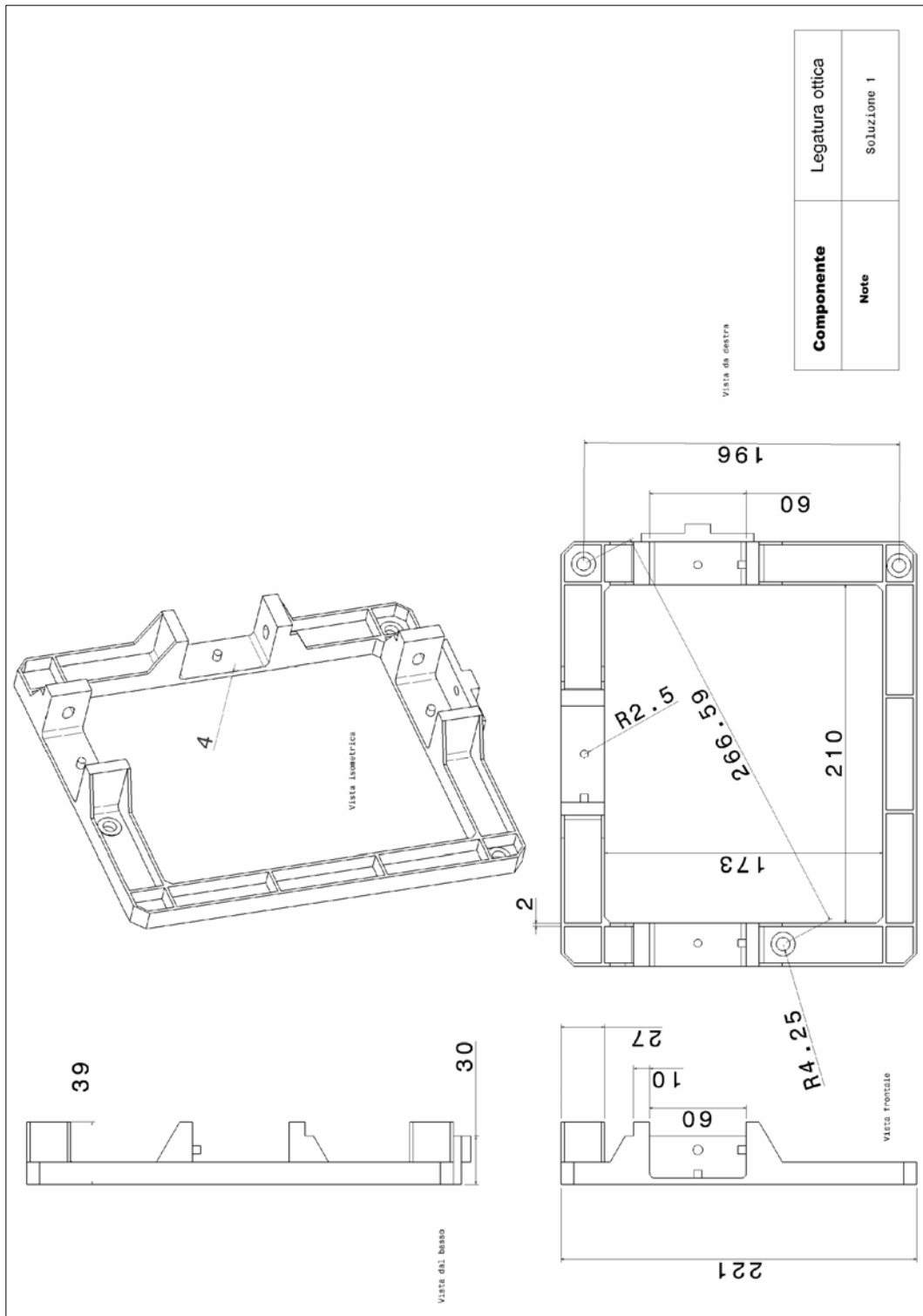
Di seguito vengono inserite i disegni con le principali misure dei componenti descritti nel corso del progetto.

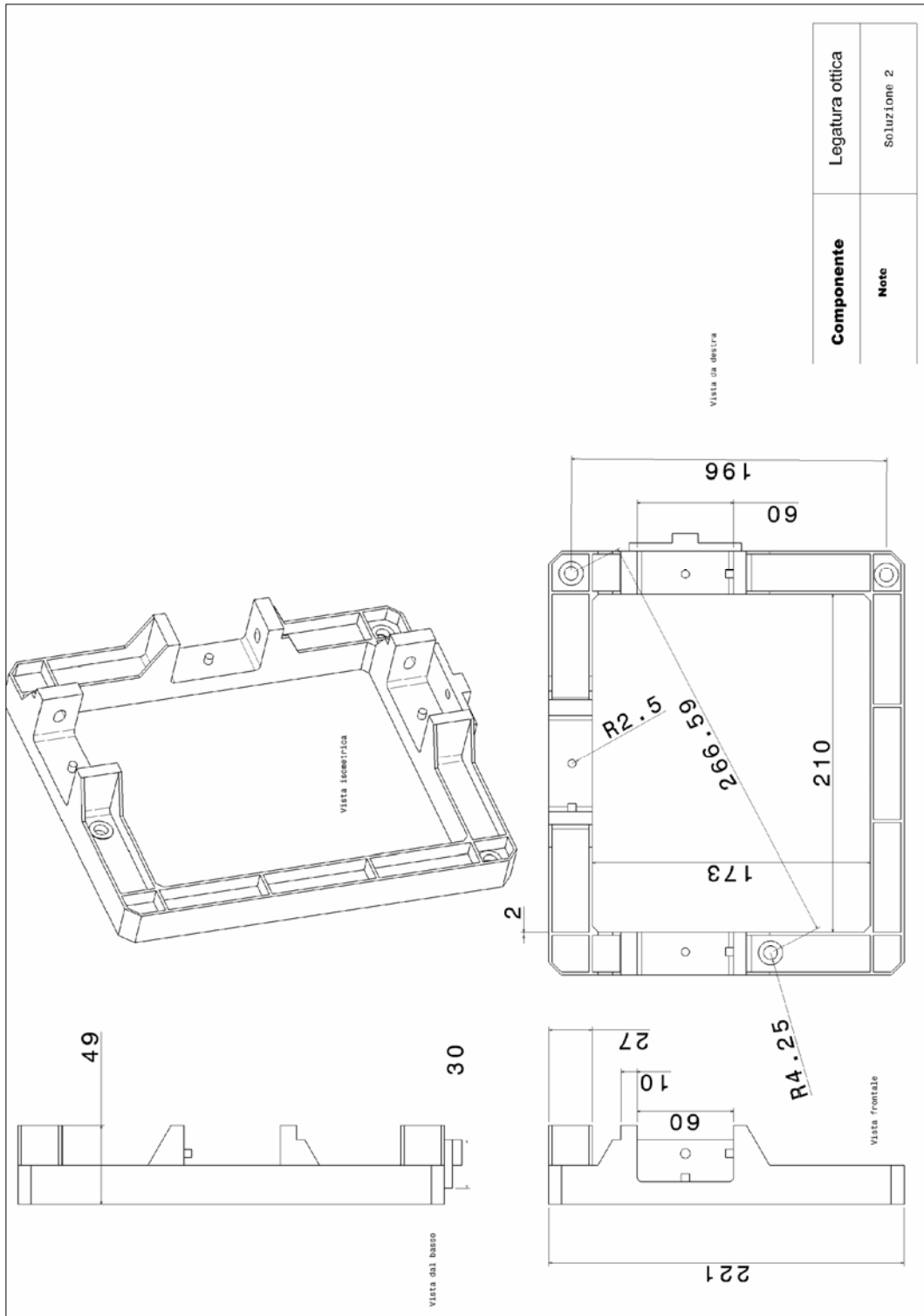
Tutte le misure sono in mm.

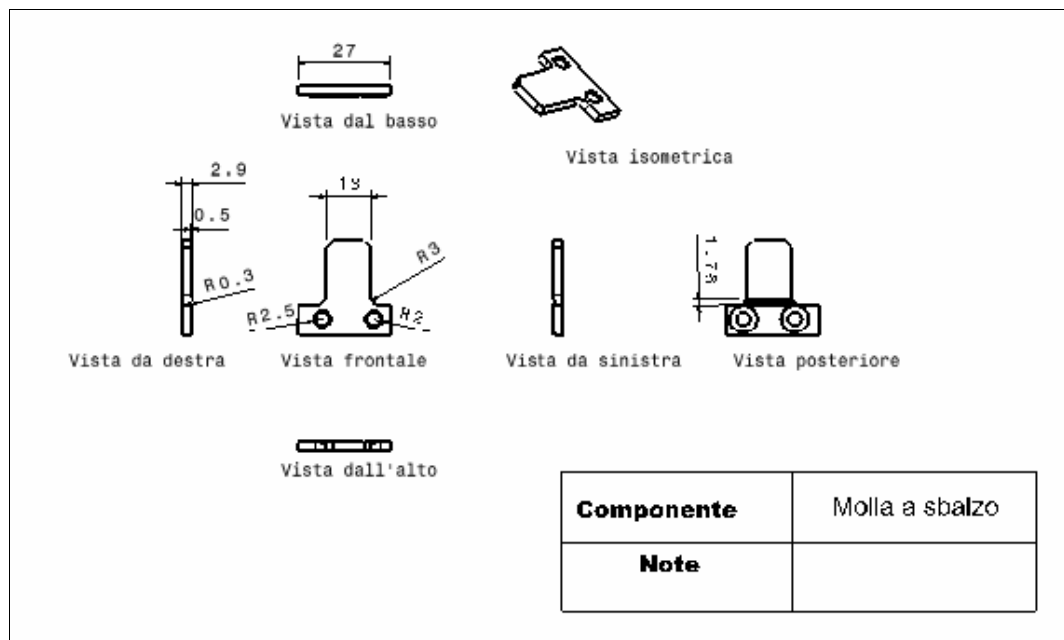
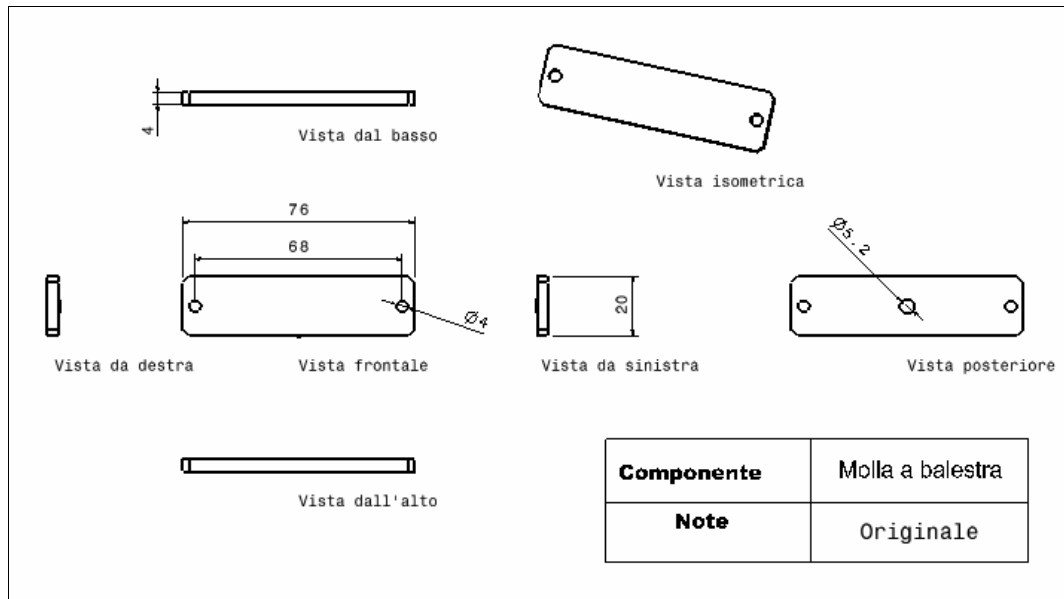


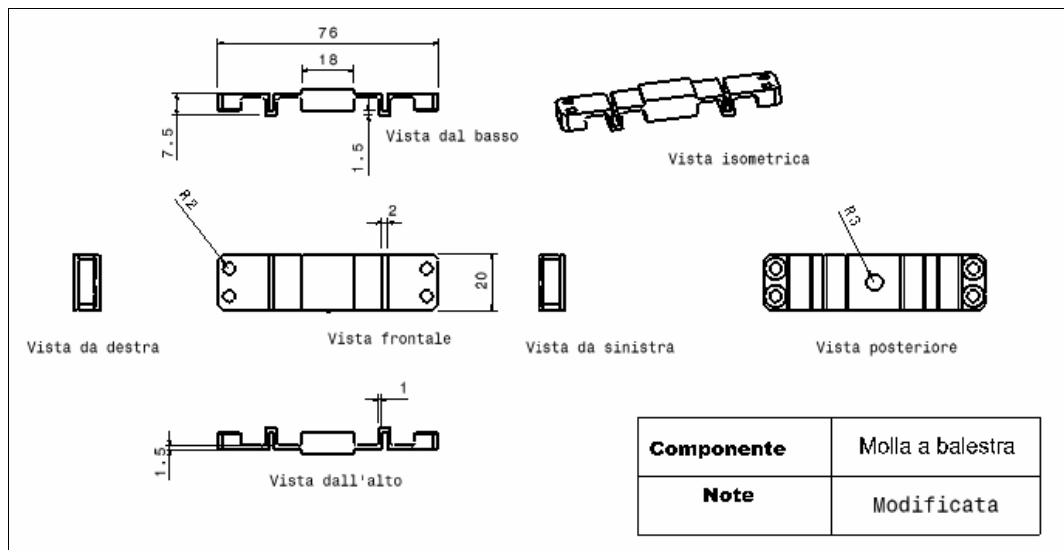
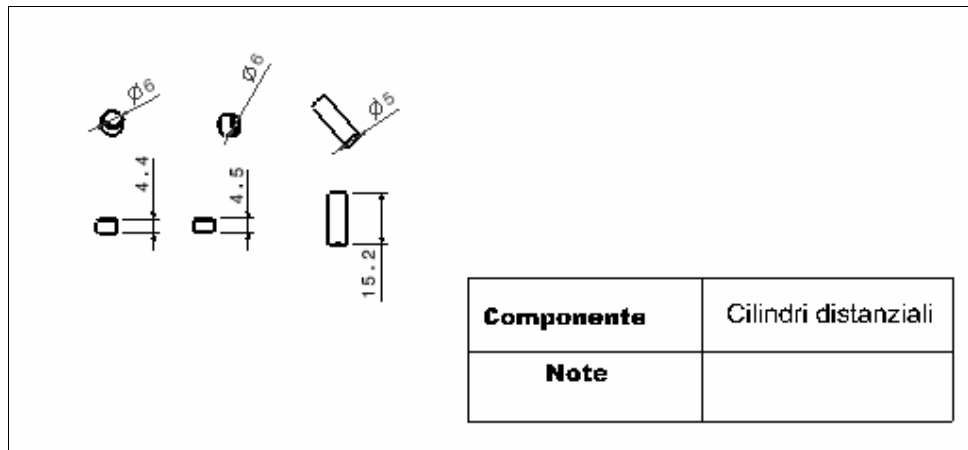












BIBLIOGRAFIA

- [1] ANSYS 11.0, *Ansys user manual*, Ansys inc., 2007
- [2] ANSYS 11.0, *Ansys workbench user manual*, Ansys inc., 2007
- [3] M. Bengisu, *Engineering Ceramics*, Springer ed., 2001
- [4] K. B. Doyle, M. A. Kahan, *Design strength of optical glass*, Conference Proceeding Sheets, Optical Research Associates, Sigmadyne inc, 2003.
- [5] R. C. Juvinall, K. M. Marshek, *Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine*, ETS ed., 1993
- [6] Manfredi, *Una introduzione alla progettazione e costruzione di macchine*, Edizioni Plus – Pisa University Press, Pisa, 2004
- [7] W. Marschall, R. E. Maringer, *Dimensional Instability, an introduction, vol. 22: International series on materials science and technology*, 1977
- [8] J. Maxwell, *Optics for opto-mechanical design, (Applied optics department imperial college)*
- [9] Meneghetti, M. Quaresimin, *Introduzione all'analisi strutturale statica con il codice di calcolo Ansys*, Libreria Progetto ed., Padova, 2004

- [10] Sollazzo, S. Marzano, *Scienza delle costruzioni, vol. II: Elementi di meccanica dei continui e resistenza dei materiali*, U.T.E.T ed., Torino, 1988
- [11] D. Vignocchi, *Progettare con CATIA V5, seconda ed.*, Athena Audiovisual ed., Modena, 2005
- [12] D. Vukobratovich, *Advanced topics in optomechanical design*, EPS - Europtica SPIE The international congress on Optical Science and Engineering, 1988
- [13] D. Vukobratovich, *Introduction to Opto-mechanics design*, Optical science center, University of Arizona, Tucson (SIRA Communication), 1986
- [14] P. R. Yoder Jr, *Optical component Mounting Techniques*, EPS - Europtica - SPIE The international congress on Optical Science and Engineering, 1990

RINGRAZIAMENTI

Desidero ringraziare innanzi tutto la mia famiglia: i miei genitori, mio fratello e mia sorella, che mi hanno permesso di arrivare dove sono rispettando sempre le mie scelte.

Un doveroso ringraziamento è rivolto al Prof. Mario Chiarelli e soprattutto all'Ing. Giuseppe Mondello che mi ha seguito passo passo in ogni momento di questo lavoro.

Forse non avrei mai frequentato la Facoltà di Ingegneria e quindi non sarei arrivato a questo punto, se non fosse stato per una persona che credo di non aver mai ringraziato abbastanza: si tratta di Maura Tombelli, presidente del Gruppo Astrofili di Montelupo, i cui ottimi consigli ho sempre seguito.

Dietro a tanti anni di studio, tra rinunce e ripensamenti, gioie e dolori, c'è sempre stata una luce che mi illuminava il percorso quando io ne perdevo le tracce, e che ormai è presente nella mia vita fin da quando ero un bambino: il kung fu, arte della guerra ma soprattutto filosofia di vita. Ringrazio il mio Maestro, a cui mi ispiro tutte le volte che cerco di migliorare me stesso.

Infine, desidero ringraziare tutti i mie amici e le mie amiche che hanno sempre creduto in me: tra questi voglio ricordare Rita, Claudia, Erica, Irene, Letizia e Laura (che più che un'amica è quasi una seconda mamma).