

UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI ROMA TOR VERGATA
FACOLTÀ DI INGEGNERIA



CORSO DI STUDIO IN
Ingegneria Meccanica

TESI DI LAUREA IN
Elementi costruttivi delle macchine

*Ottimizzazione termo strutturale con metodo agli elementi finiti del
collettore di aspirazione di un motore a combustione interna*

Relatore:

Chiar.mo Prof.
Marco Evangelos Biancolini

Laureando:

Gabriele Bortolotto
Matricola: 0272882

Correlatori:

Chiar.mo Prof. *Lorenzo Bartolucci*
Ing. *Riccardo Serenella*

Anno Accademico 2024/2025

Indice

PREMESSA.....	4
CAPITOLO 1: MOTORE.....	5
1.1. MOTORE A COMBUSTIONE INTERNA	5
1.2. CICLO OTTO	7
1.3. IL SISTEMA DI ASPIRAZIONE	10
1.4. MATERIALE IMPIEGATO E STAMPA 3D MJF.....	16
CAPITOLO 2: REVERSE ENGINEERING E PROTOTIPAZIONE VIRTUALE.....	20
2.1 REVERSE ENGINEERING CON SCANNER 3D.....	20
2.2 PREPARAZIONE MODELLO CAD (ONSHAPE)	22
CAPITOLO 3: INTRODUZIONE ALL'OTTIMIZZAZIONE	25
3.1 OTTIMIZZAZIONE MEDIANTE RBF MORPH.....	25
3.2 RADIAL BASIS FUNCTIONS	26
3.3 SET UP RBF MORPH	29
CAPITOLO 4: ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI.....	31
4.1 ANALISI AGLI ELEMENTI FINITI	31
4.2 ANSYS WORKBENCH	35
4.3 ANSYS MECHANICAL.....	37
4.4 CARICHI TERMICI	37
4.5 CARICHI STRUTTURALI.....	39
4.6 DESCRIZIONE DELLE CONDIZIONI AL CONTORNO.....	41
4.7 BUCKLING.....	42
4.8 CRITERIO DI VON MISES.....	45
4.9 CREAZIONE E RAFFINAMENTO MESH	47
4.10 RISULTATI DELLE ANALISI	50
4.10.1 Scambi termici e distribuzione delle temperature	51
4.10.2 Condizione di carico Pressione interna massima.....	54
4.10.3 Condizione di carico nominale	55
4.10.4 Verifica a buckling con pressione interna massima.....	57
4.10.5 Verifica a buckling con pressione atmosferica e vuoto interno	59
CAPITOLO 5: OTTIMIZZAZIONE STRUTTURALE.....	60
5.1 OTTIMIZZAZIONE PARAMETRICA.....	60
5.2 ANALISI DEI RISULTATI OTTIMIZZATI.....	63
CAPITOLO 6: CONCLUSIONI E SVILUPPI FUTURI.....	68
BIBLIOGRAFIA.....	71
RINGRAZIAMENTI.....	73

Premessa

Lo studio effettuato in questa tesi riguarda l'ottimizzazione termo strutturale del collettore di aspirazione in collaborazione con la società DMZ Engineering, del motore Toyota G16E-GTS installato su una Toyota Yaris GR.

L'obiettivo del lavoro non si limita a un'analisi teorica del componente, ma consiste nello sviluppo di un nuovo collettore ad alte prestazioni, seguendo un approccio che comprende l'acquisizione geometrica tramite scansioni, modellazione CAD e simulazione numerica finalizzata alla produzione del prototipo mediante l'impiego di tecnologie di additive manufacturing.

Il progetto ha avuto inizio con una fase di scannerizzazione 3D del vano motore e del collettore originale, finalizzata alla ricostruzione accurata delle geometrie e degli ingombri tramite tecniche di reverse engineering. Tale attività ha consentito di ottenere un modello CAD da utilizzare come base per l'ottimizzazione in funzione dei vincoli e dei carichi termo-strutturali. La verifica strutturale è stata condotta mediante analisi agli elementi finiti (FEM), considerando condizioni di carico rappresentative del funzionamento reale, comprendendo pressioni interne, condizioni al contorno dovute dai vincoli di montaggio e gradienti termici.

Sulla base dei risultati numerici, è stato implementato un processo di ottimizzazione topologica, finalizzato alla riduzione della massa strutturale e alla massimizzazione della rigidità specifica nel rispetto dei vincoli imposti.

L'elaborato si configura quindi come un caso studio completo di sviluppo in ambito del motorsport, integrando metodi di reverse engineering, progettazione e simulazione numerica con l'obiettivo di coniugare innovazione tecnologica, aumento delle prestazioni del componente e applicabilità.

Capitolo 1: Motore

1.1. Motore a combustione interna

In apertura del presente lavoro di tesi è importante descrivere il motore del quale verrà analizzato il collettore di aspirazione [1].

Il motore a combustione interna è il sistema più diffuso e più sviluppato per l'autotrazione terrestre, nei MCI il sistema di conversione è coincidente con la macchina nella quale avvengono tutte e quattro le fasi del ciclo termodinamico.

È possibile classificare i motori nel seguente modo:

- **Motore ad accensione comandata:** sono tutti i motori che seguono il ciclo termodinamico Otto, nei quali, come indicato dalla denominazione stessa, l'accensione della miscela è comandata dall'esterno tramite lo scoccare di una scintilla tra gli elettrodi delle candele e innescando la combustione.
- **Motore ad accensione spontanea:** sono i motori che fanno fede al ciclo Diesel, nei quali viene iniettato il combustibile nell'aria, la miscela poi si accende in maniera spontanea trovando nel cilindro le condizioni di temperatura e pressione idonee per l'autoaccensione.

Un'ulteriore classificazione riguarda il numero di fasi necessarie per compiere il ciclo termodinamico:

- **Motori a 4 tempi:** sono caratterizzati dall'aver una fase utile ogni due giri dell'albero motore. Le fasi sono: aspirazione, compressione, combustione-espansione, scarico.
- **Motori a 2 tempi:** nei motori a due tempi abbiamo una fase utile ad ogni giro dell'albero motore, le fasi che compongono il ciclo sono 2: compressione, combustione-espansione e ricambio di carica. Si noti che essendo due le fasi del ciclo, durante la fase di espansione avviene anche il ricambio di carica all'interno del cilindro.

Anche il sistema di aspirazione consente di distinguere diverse tipologie di motore:

- **Motore aspirato:** i motori aspirati prendono l'aria direttamente dall'ambiente esterno.
- **Motore sovralimentato:** i motori sovralimentati invece utilizzano dei compressori volumetrici, introducendo nel cilindro un'aria già precompressa in modo da aumentare la potenza e la coppia del motore.

Il motore oggetto del presente studio è il G16E-GTS montato sulla Toyota Yaris GR, è un motore che ha le seguenti specifiche: [2].

- 3 cilindri in linea
- Cilindrata di 1618 cc
- Alesaggio di 87.5 mm
- Corsa del pistone di 89.7 mm
- Materiale: lega di alluminio
- Potenza di 206 kW
- Coppia di 345 Nm



Figura 1 Motore G16E-GTS

La macchina in cui avvengono tutte le fasi del ciclo è una macchina volumetrica alternativa; il suo funzionamento si basa sullo scambio di lavoro tra il fluido e il pistone, che si muove di moto alternativo. Attraverso un manovellismo biella-manovella il moto alternativo del pistone viene trasformato in moto rotatorio dell'albero motore.

Assumiamo due punti notevoli sul cilindro: Punto morto superiore PMS (posizione del pistone più vicina alla testa del cilindro) e il Punto morto inferiore PMI (posizione del pistone più lontana dalla testa del cilindro).

Si definiscono ora le grandezze che descrivono le prestazioni del motore:

La cilindrata è pari alla somma dei volumi spazzati dai cilindri durante il loro moto alternativo, questo volume può essere calcolato per il singolo cilindro facendo il prodotto tra la sezione dipendente dall'alesaggio (diametro interno del cilindro) moltiplicata per la corsa del pistone.

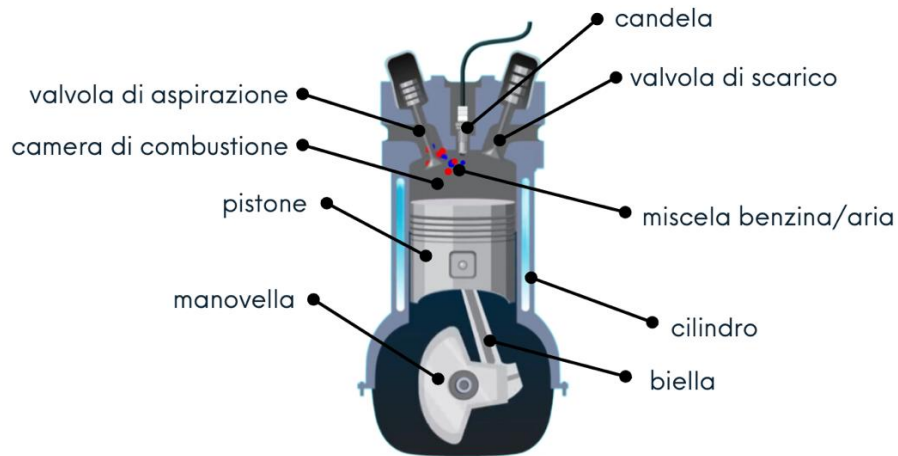


Figura 2 Motore a benzina 4 tempi (fonte: tecnologiaduepuntozero.it)

1.2. Ciclo Otto

Viene ora approfondito il ciclo termodinamico che consente di produrre lavoro meccanico a partire dalla combustione della miscela [1].

È un ciclo termodinamico impiegato nei motori a combustione interna alternativi, prende il nome in onore dell'ingegnere tedesco Nikolaus August Otto, inventore del primo motore a quattro tempi.

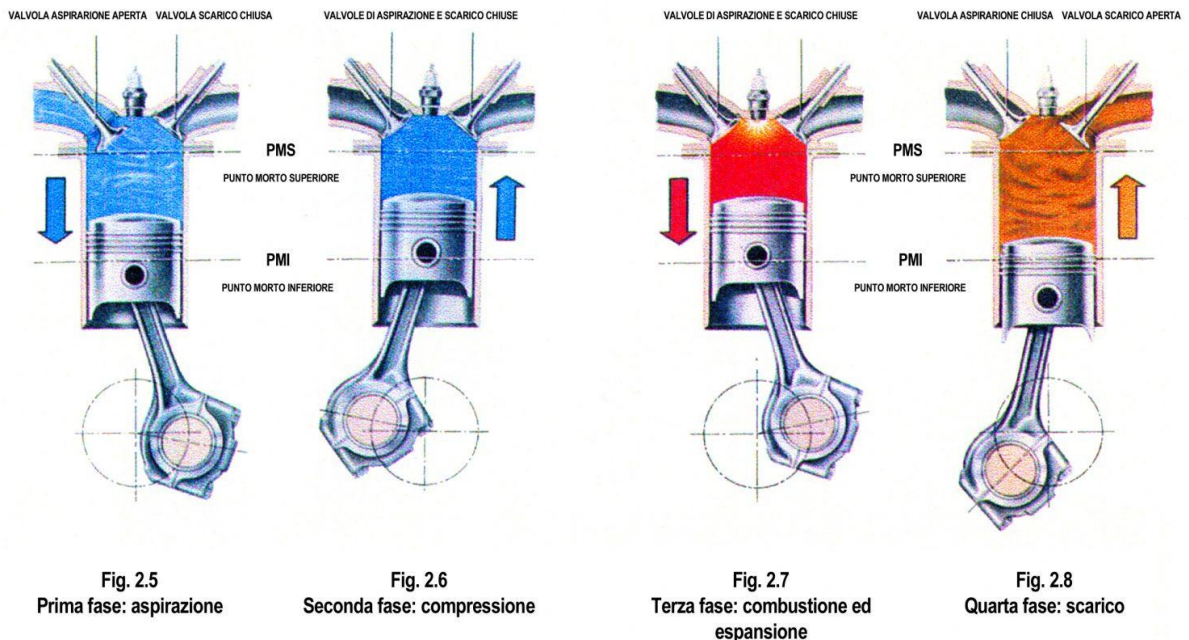


Figura 3 - Le 4 fasi del ciclo Otto (fonte: autotecnica,2016)

Si consideri un cilindro dotato di valvole, una valvola di aspirazione e una di scarico disposte sulla testa del cilindro.

Il ciclo di funzionamento si articola in quattro fasi:

1. Aspirazione: Valvola di aspirazione aperta, valvola di scarico chiusa, il pistone si muove dal PMS al PMI aspirando all'interno del cilindro la miscela di aria e benzina, grazie alla depressione che il moto del pistone genera.
2. Compressione: Entrambe le valvole sono chiuse, il pistone si sposta dal PMI al PMS, la carica viene compressa nel volume della camera di combustione.
3. Combustione-Espansione: A fine compressione ho un repentino aumento di temperatura e pressione dovuto alla combustione, una volta terminata, i gas combusti si espandono velocemente fornendo lavoro al pistone durante la corsa dal PMS al PMI.
4. Scarico: Valvola di scarico aperta in prossimità del PMI, valvola di aspirazione chiusa, l'apertura della valvola consente la rapida fuoriuscita dei gas combusti e abbassando la pressione nel cilindro fino a valori prossimi a quelli atmosferici (scarico spontaneo), i gas combusti rimanenti vengono poi espulsi tramite la corsa del pistone dal PMI al PMS (scarico forzato).

Il ciclo si articola in quattro fasi, in ogni fase il pistone compie una corsa e metà giro dell'albero motore.

Riportando il comportamento su un piano non termodinamico P-V è possibile legare il valore della pressione all'interno del cilindro al volume spazzato dal pistone. Il diagramma a destra è detto indicato o dell'indicatore e rappresenta le trasformazioni del ciclo reale, mentre il ciclo a sinistra è la rappresentazione del ciclo ideale.

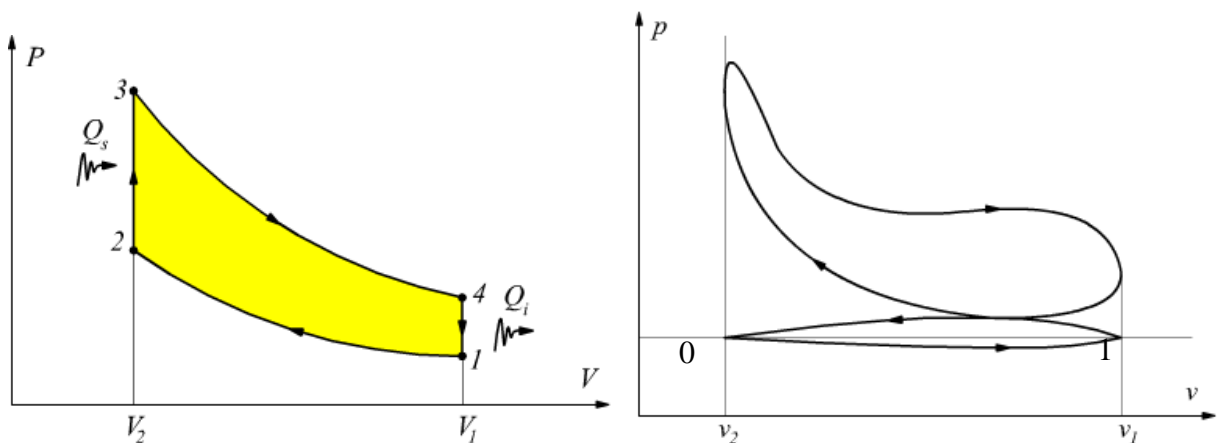


Figura 4 Confronto tra diagramma ideale e indicato ciclo otto (fonte: edutecnica)

Per lo studio del ciclo ideale vengono effettuate delle semplificazioni, il sistema viene schematizzato come chiuso togliendo le valvole e sostituendo la combustione e lo scarico con due scambi di calore.

Analizzando le trasformazioni del ciclo ideale si osserva che le trasformazioni sono:

- 1-2 Compressione adiabatica dal PMI (V_1) a PMS (V_2)
- 2-3 Acquisizione di calore a volume costante al PMS
- 3-4 Espansione adiabatica dal PMS al PMI

- 4-1 Cessione di calore a volume costante al PMI

Nel ciclo reale però le trasformazioni differiscono da quelle ideali, innanzitutto l'aspirazione del fluido 0-1 avviene in depressione a causa delle perdite di carico nel condotto di aspirazione, le trasformazioni di compressione ed espansione non sono più considerate adiabatiche ma politropiche poiché il cilindro può scambiare calore con l'esterno.

Le fasi di combustione e di scarico non avverranno in condizioni di volume costante poiché la prima ha un tempo di ritardo e durante il tempo impiegato dalla combustione il pistone ha proseguito la sua corsa, per quanto riguarda lo scarico la valvola viene aperta prima che il pistone sia nel PMI. La trasformazione di scarico forzato avviene in condizioni di sovrappressione sempre a causa delle perdite di carico.

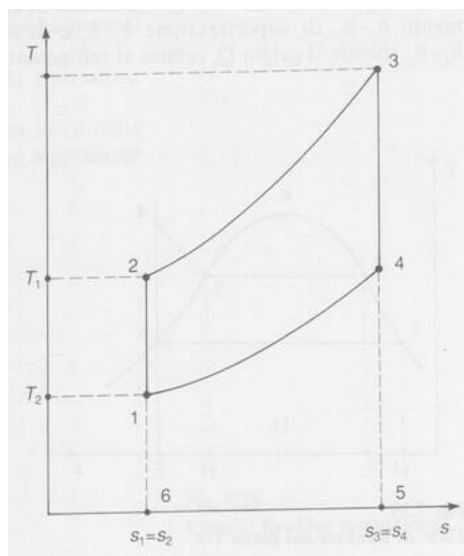


Figura 5 Diagramma T-s del ciclo Otto

Analizzando il ciclo da un punto di vista termodinamico, riporto tutte le trasformazioni sul diagramma T-s (temperatura-entropia) in modo da avere visivamente in maniera immediata una valutazione dei calori scambiati, essendo il calore pari all'area sottesa alla trasformazione.

Il calore assorbito è pari all'area sottesa alla trasformazione isocora 2-3 mentre il calore ceduto è pari all'area sottesa alla trasformazione 4-1 anch'essa isocora.

Le relazioni matematiche risultano quindi le seguenti:

Calore assorbito:

$$Q_1 = c_v(T_3 - T_2) \quad (1.1)$$

Calore ceduto:

$$Q_2 = c_v(T_4 - T_1) \quad (1.2)$$

Essendo il calore specifico dipendente dalla temperatura, è stato considerato un calore specifico a volume costante medio tra le due temperature dello scambio di calore.

Il lavoro W compiuto dal ciclo termodinamico può essere espresso come la differenza tra calore assorbito e calore ceduto:

$$W = Q_1 - Q_2 \quad (1.3)$$

Valutando ora il rendimento del ciclo Otto come il rapporto tra lavoro ottenuto su calore assorbito dal ciclo, lo esprimiamo:

$$\eta = \frac{W}{Q_1} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} = \frac{T_1 \left(\frac{T_4}{T_1} - 1 \right)}{T_2 \left(\frac{T_3}{T_2} - 1 \right)} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{r_v^{k-1}} \quad (1.4)$$

Con r_v rapporto volumetrico di compressione

$$r_v = \frac{v_{max}}{v_{min}} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{v_4}{v_3} \quad (1.5)$$

Il rapporto stechiometrico è definito come il rapporto in massa tra aria e combustibile necessario per una combustione completa. Il mantenimento di un rapporto aria-combustibile pari a quello stechiometrico è fondamentale per garantire elevata efficienza di combustione e contenimento delle emissioni.

1.3. Il sistema di aspirazione

Il sistema di aspirazione di un motore a combustione interna è composto da numerosi elementi che hanno il compito di fornire il comburente e di garantire un'adeguata preparazione della miscela.

Di seguito vengono analizzati nel dettaglio i vari componenti, studiando la funzione e la struttura: [3].

Ogni motore endotermico necessita di aspirare aria per compiere la combustione e bruciare il combustibile. L'aria viene prelevata dall'ambiente esterno attraverso un **bocchettone**, posto in una zona nel vano motore riparata dall'acqua che potrebbe entrarvi durante la marcia dell'auto. L'eventuale immissione di acqua nel condotto potrebbe comportare lo spegnimento del motore o ancor peggio il completo danneggiamento.

Tra il bocchettone e il motore viene sempre interposto un **filtro** che ha lo scopo di trattenere tutte le impurità sospese nell'aria come ad esempio polvere, sabbia o pezzi di foglie.

Polvere e residui risultano particolarmente dannosi poiché possono danneggiare sia le pareti del cilindro sia poiché potrebbero accumularsi sulle sedi delle valvole impedendo la completa chiusura delle stesse. Il filtro dell'aria assume ancor più importanza nei motori sovralimentati, dato che il turbo ha una velocità altissima di rotazione, l'urto di particelle ad alta velocità con il rotore provocherebbe danni alla palettatura.

Il filtro è composto da un foglio in fibra di cellulosa ripiegato a fisarmonica per aumentare la superficie di passaggio dell'aria a parità di sezione occupata, alla parte di filtro che si affaccia verso l'aspirazione del motore viene applicata una rete metallica di rinforzo, per scongiurare che si strappi il foglio di cellulosa. I filtri possono avere varie forme, come quadrati, rettangolari, anello o a cono. Il filtro dell'aria è collocato all'interno dell'**airbox**, un contenitore che ha la funzione di gestire l'aria in ingresso al sistema di alimentazione. È collegato da due condotti, uno di entrata a cui si collega il bocchettone della presa d'aria e uno di uscita a cui si attacca il manicotto che porta al collettore di aspirazione.



Figura 6 Filtro aria

Dopo il sistema di filtraggio troviamo il **corpo farfallato**, componente elettromeccanico di fondamentale importanza nei motori a combustione interna a ciclo otto, poiché ha il compito di regolare il flusso d'aria e di conseguenza la quantità di comburente che entrerà direttamente nella camera di combustione; la regolazione della quantità di aria determina anche il numero di giri al minuto del motore.

Il corpo farfallato è un condotto di sezione cilindrica che mette in comunicazione il sistema di alimentazione con l'interno del motore termico. All'interno di questo condotto è presente una valvola a farfalla, che ha il compito di regolare il flusso d'aria nel condotto.

La valvola è comandata in modo indiretto tramite il "drive by wire", un sensore legge la posizione dell'acceleratore, invia un segnale alla centralina di iniezione, che a sua volta comanda un motore elettrico in grado di aprire o meno la valvola a farfalla. Maggiormente sarà premuto l'acceleratore, maggiore sarà la quantità di aria addotta nella camera di combustione e quindi maggiormente sarà aperta la valvola. L'obiettivo del corpo farfallato è quello di

mantenere il rapporto stechiometrico della miscela, il più possibile vicino a quello ideale; di conseguenza le variazioni di volume di aria aspirata determinano la variazione della quantità di combustibile bruciato e quindi i giri del motore.



quattrovalvole

Figura 7 Corpo farfallato

Il componente oggetto dell'ottimizzazione è il **collettore di aspirazione** [4], ha il compito di distribuire l'aria alle valvole di aspirazione di ogni cilindro in modo efficiente e garantire una combustione ottimale.

È costituito da un volume di accumulo chiamato plenum e da una serie di condotti, detti runner, che convogliano l'aria verso ciascun cilindro.

Avere una distribuzione ottimale è fondamentale per avere una combustione efficiente, che va a influire direttamente su emissioni, efficienza e potenza del motore.

Nel design di un collettore di aspirazione vanno considerati i fenomeni fluidodinamici non stazionari legati al moto alternativo del pistone, in primo luogo viene analizzato il flusso dell'aria all'interno del condotto, essendo il collettore l'elemento di tramite fra il corpo farfallato e la testa del cilindro, il flusso d'aria al suo interno dipende dal moto alternativo del pistone. Quando il pistone si muove dal PMS al PMI si crea una depressione nel cilindro, l'aria fluisce dai runner fino al cilindro poiché è presente una differenza di pressione.

La pressione nella luce di aspirazione sarà ora più alta rispetto a quella dell'altro estremo del collettore, creando un flusso d'aria inverso a quello di aspirazione. Il flusso d'aria rimbalzerà all'interno del collettore per un determinato lasso di tempo se non è presente nessuna opposizione, un fenomeno apparentemente sfavorevole per l'aspirazione dell'aria nel cilindro, può essere sfruttato vantaggiosamente scegliendo una lunghezza appropriata del condotto, per variare la lunghezza si utilizzano delle valvole in grado di cambiare il percorso dell'aria, più lungo per bassi regimi e più corto per alti regimi; adattando la geometria del collettore in base alla prestazione richiesta. Il progettista deve fare in modo che il flusso d'aria torni in direzione del cilindro nel momento in cui si apre la valvola di aspirazione con il risultato di immettere

una quantità maggiore di miscela nel cilindro, aumentando la potenza del motore. Nei motori sovralimentati mediante turbocompressore come in questo caso, l'influenza dei fenomeni di risonanza delle onde di pressione nei runner, risulta generalmente meno rilevante rispetto ai motori aspirati, in quanto il riempimento dei cilindri è principalmente garantito dalla pressione imposta dal compressore.

Tutti i runner sono collegati a una camera chiamata plenum, la camera di espansione dove l'aria si raccoglie prima di essere distribuita in ogni cilindro, che ha il compito di assorbire o smorzare le variazioni di pressione provocate da ogni cilindro; stabilizzando il flusso d'aria e garantendo una distribuzione uniforme.

Un requisito che il collettore di aspirazione deve avere è quello di assicurare la stessa quantità di aria a tutti i cilindri. La geometria dei runner non deve avere delle curve troppo accentuate che andrebbero a limitare il flusso d'aria.

In prossimità della sezione d'ingresso dei condotti di aspirazione sono presenti i **cornetti d'aspirazione**, dei dispositivi a forma di campana con profilo raccordato, che hanno il compito di convogliare il flusso d'aria dal plenum verso la testata del motore, migliorando le condizioni fluidodinamiche del flusso, guidandolo in modo più regolare possibile e meno turbolento.

L'aria entrando in un condotto con uno spigolo vivo genera una separazione dello strato limite, creando delle turbolenze e perdite di carico, con il cornetto essendo presente una forma raccordata l'aria transita dal plenum ai condotti in maniera fluida riducendo la possibilità di turbolenze. Una volta che il flusso è aderente alla parete del runner viene aumentata la portata effettiva e conseguentemente le prestazioni del motore ai diversi regimi di rotazione.

Il motore in questione è sovralimentato, risulta quindi necessario analizzare due componenti rilevanti posti tra il corpo farfallato e il collettore di aspirazione: il turbo compressore e l'intercooler.

Il **turbocompressore** è il sistema di sovralimentazione più utilizzato, basato sull'accoppiamento tra una turbina centripeta e un compressore centrifugo calettati sullo stesso albero. Il sistema è collocato nei pressi dei condotti di scarico e di alimentazione, infatti la turbina è alimentata dai gas di scarico mentre il compressore alimentato da aria fresca.

Questi due elementi sono caratterizzati ciascuno da una girante dedicata che gira all'interno di una cassa statorica a forma di chiocciola. La girante della turbina viene messa in movimento dai gas di scarico, captando l'elevato valore di entalpia dei fumi e trasformandola in lavoro ed energia cinetica attraverso la trasformazione di espansione.

Il lavoro raccolto dalla turbina è quindi una forma di energia meccanica utile che mette in movimento il compressore, la cui girante comprime l'aria e la invia al collettore d'aspirazione, fornendo ai cilindri un volume d'aria maggiore.

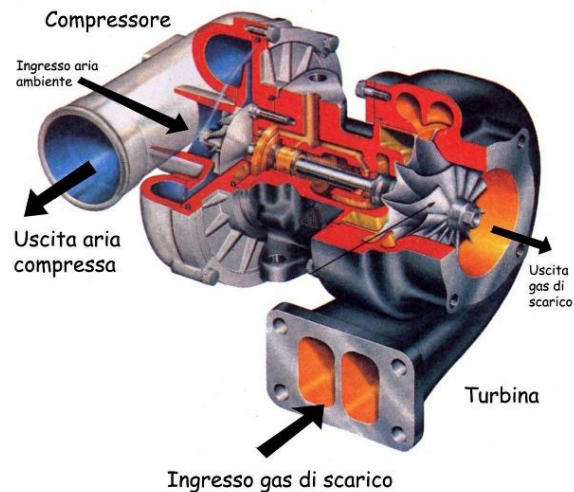


Figura 8 Turbocompressore

L'aria in uscita dalla girante del compressore risulta riscaldata a causa della trasformazione di compressione, allora l'aria compressa prima di essere immessa nel motore ha bisogno di essere raffreddata tramite uno scambiatore di calore aria-aria chiamato **intercooler**.

L'intercooler è uno scambiatore di calore che raffredda l'aria che fuoriesce dal turbocompressore prima che venga immessa nel motore, con il fine di incrementare la densità dell'aria e quindi la quantità del comburente nel cilindro, sfruttando maggiormente la cilindrata del motore. Grazie a questo componente viene migliorata l'efficienza volumetrica e diminuisce il rischio di detonazione nel motore.

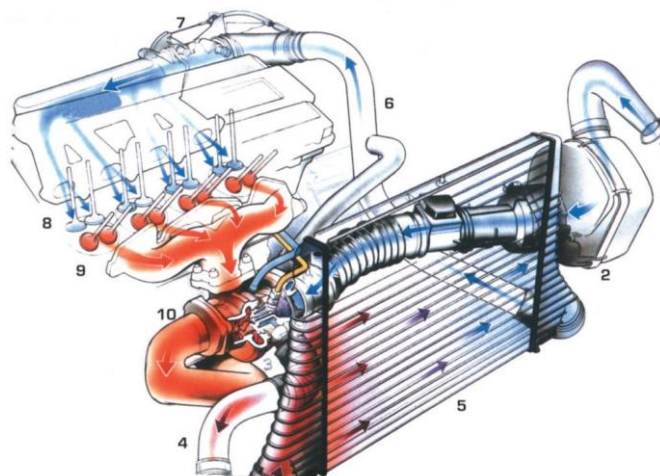


Figura 9 Intercooler

Infine, viene analizzata la sezione finale dell'apparato di aspirazione, analizzando le valvole e l'iniettore.

Le **valvole di aspirazione** svolgono un ruolo fondamentale nel determinare il corretto riempimento del cilindro e di conseguenza le prestazioni del motore. Esse hanno il compito di

consentire l'ingresso della carica fresca all'interno della camera di combustione durante la fase di aspirazione.

Dal punto di vista costruttivo, le valvole di aspirazione sono realizzate in acciai legati ad alta resistenza meccanica e termica, la geometria è ottimizzata per rendere minime le perdite di carico e favorire il moto del fluido.

Nei motori moderni anche la disposizione delle valvole e l'angolo tra le valvole di aspirazione e scarico hanno una notevole importanza per incrementare il moto turbolento della miscela all'interno del cilindro, migliorando l'omogeneizzazione aria-combustibile e la velocità di combustione.

Il **sistema di iniezione** composto dagli iniettori ha il compito di dosare con elevata precisione la quantità di combustibile necessaria a mantenere il rapporto aria-combustibile prossimo a quello stechiometrico durante tutte le condizioni di funzionamento del motore.

L'iniettore è un dispositivo elettromeccanico composto da un corpo cilindrico cavo che si avvita nella testata, al cui interno è montato uno spruzzatore. Quest'ultimo componente è formato da un ugello ostruito da una valvola a spillo mantenuta a riposo in posizione di chiusura. L'iniettore è composto da due ambienti uno in cui viene mantenuto in pressione il carburante e l'altro invece è deputato allo scarico del carburante. Un altro componente importante è l'elettrovalvola che blocca il combustibile prima della valvola a spillo fin quando non riceve il comando di apertura dalla centralina, alzandosi lo spillo scopre i fori dai quali viene spruzzato il carburante. Nei motori moderni l'iniezione è di tipo elettronico, governata tramite una centralina elettronica che consente un controllo accurato dei tempi delle modalità di iniezione.

Nel motore G16E-GTS è adottato un sistema di iniezione avanzato che combina l'iniezione indiretta nel condotto di aspirazione con l'iniezione diretta in camera di combustione.

L'iniezione indiretta è prevalentemente utilizzata ai bassi carichi, poiché favorisce una migliore miscelazione, mentre l'iniezione diretta viene impiegata a carichi elevati.

L'iniettore diretto, posizionato sulla testa del cilindro, lavora a pressioni elevate e consente una polverizzazione fine del combustibile, migliorando la vaporizzazione e la distribuzione della benzina all'interno del cilindro. La sinergia tra la geometria delle valvole di aspirazione e la strategia dell'iniezione rappresenta uno snodo fondamentale per il raggiungimento di elevati livelli di potenza, efficienza e affidabilità nei motori.

1.4. Materiale impiegato e stampa 3D MJF

Il settore automotive col passare degli anni ha richiesto in misura sempre maggiore delle esigenze in termini di prestazioni, affidabilità, sicurezza, efficienza e prezzi competitivi.

Per soddisfare tali richieste è stato necessario rivedere sia i materiali sia il processo produttivo dei componenti di un'automobile.

In passato i collettori di aspirazione venivano comunemente prodotti attraverso tecniche di fusione utilizzando leghe metalliche. I materiali più utilizzati erano sicuramente alluminio e le sue leghe, materiale molto leggero e in grado di dissipare calore; un altro materiale utilizzato era la ghisa, nota per la sua robustezza.

Per la produzione dei collettori con delle forme complesse era necessario un processo produttivo di fusione. La tecnica utilizzata era quella di fusione in conchiglia o in terra, dove il metallo fuso veniva versato in stampi modellati che andavano a ricreare le geometrie del plenum e dei runner. Il processo di fonderia darà vita ad un grezzo, il quale necessiterà di essere rilavorato per eliminare materiale in eccesso e difetti, oltre a fori e maschiature per i bulloni.

Questo processo risulta oltre ad essere molto lungo anche economicamente molto dispendioso, per tale motivo l'innovazione tecnologica e produttiva ha virato sui materiali polimerici e su tecniche di stampaggio per la realizzazione dei collettori.

I polimeri hanno cambiato in maniera radicale la progettazione, poiché hanno portato dei vantaggi tra cui la riduzione del peso, costi di produzione inferiori, isolamento termico, maggiore efficienza e resistenza alla corrosione.

Negli ultimi anni l'additive manufacturing si sta inserendo nel processo produttivo in ambito automotive come alternativa allo stampaggio per iniezione. La stampa 3D è in grado di garantire un'ottima finitura superficiale, offre la possibilità di creare geometrie complesse e altamente personalizzabili a seconda delle richieste specifiche, garantendo allo stesso tempo sia costi che tempi di produzione contenuti; per tutti questi motivi elencati per la produzione di questo collettore sarà utilizzata questa tecnologia.

Stampa 3d metodo MJF: [5].

Il modello una volta studiato e ottimizzato verrà stampato con un metodo di stampa 3D Multi Jet Fusion (MJF).

Il metodo MJF è una delle tecnologie più recenti e con un elevato potenziale nell' additive manufacturing; è una strategia di produzione per creare modelli di piccole e medie dimensioni, anche di forme piuttosto complesse con finitura superficiale molto buona, in tempi brevi e costi ridotti.

Questa tecnologia offre una grande flessibilità in ambito progettuale, sposandosi molto bene con le metodologie di progettazione basate sull'ottimizzazione numerica.

La stampa 3D MJF è una tecnologia a fusione su letto di polvere, che utilizza una fonte di calore per fondere le particelle all'interno di una camera di costruzione riempita da polveri polimeriche termoplastiche, come ad esempio nylon o TPU.

La fonte energetica utilizzata è ad infrarossi unita ad un agente di fusione per produrre ogni strato del nostro modello da realizzare. Il processo parte da un file CAD che tramite un apposito software per la stampa 3D, seziona in strati il modello, da inviare poi alla stampante. Per prima cosa un recoater (sistema di spatolatura del layer di polvere) stende un sottile strato di polvere sul piano di lavoro, poi gli ugelli della stampante possono iniziare a stampare il primo strato proiettando in maniera selettiva un agente di fusione sulla polvere ad ogni passaggio; questi agenti di fusione sono sensibili al calore, così una volta depositati, una lampada termica ad infrarossi solidifica e consolida lo strato di materiale aggiunto.

Successivamente si ripetono le operazioni, il piano di lavoro scende leggermente e il recoater stende un altro strato di polvere sullo strato precedente, fino a completare tutti gli strati.

La stampa MJF è nota per produrre pezzi con proprietà ottime di isotropia e meccaniche; attraverso lo stampaggio in strati ultra sottili, nell'ordine dei micron, il prodotto avrà una bassa porosità e un'alta densità oltre che ad un'ottima finitura superficiale. Il prodotto una volta uscito dalla stampante 3d può essere considerato finito, poiché l'elevata finitura superficiale rende superflui ulteriori trattamenti superficiali e rettifiche post produzione.

Questa tecnologia non impone alcun vincolo di tipo geometrico durante l'iter di progettazione, non essendo presenti né supporti né angoli di sforno dovuti ad un'estrazione del pezzo da uno stampo.

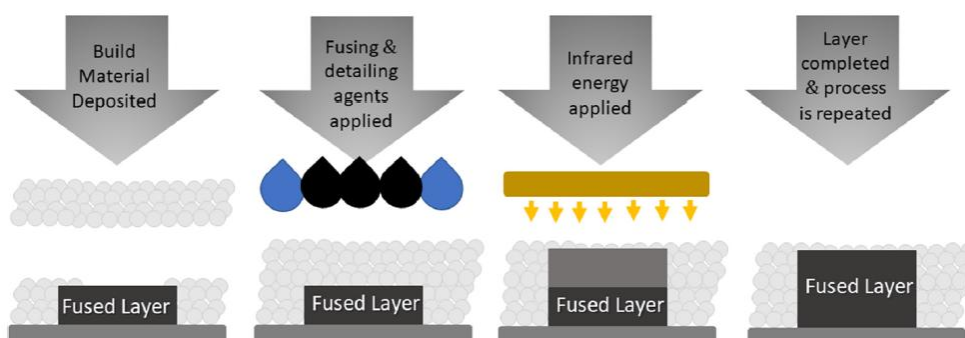


Figura 10 Schema del processo produttivo di stampa MJF fonte: HP Development Company

Materiale utilizzato: PA12

Il Nylon PA12 è un materiale termoplastico per la stampa 3D utilizzato maggiormente per componenti resistenti e di alta precisione.

Il materiale utilizzato è un isolante termico, il calore generato all'interno del vano motore non influenzerà ciò che accade all'interno del collettore di aspirazione, consentendo un incremento delle prestazioni della vettura, poiché si procederà a immettere aria all'interno della camera di combustione ad una temperatura più bassa rispetto ad un qualsiasi altro collettore di aspirazione composto da un materiale non termo isolante.

Un'altra caratteristica fondamentale di questo materiale è quella di avere un'eccellente resistenza alla corrosione chimica e agli agenti atmosferici grazie alla lunga catena carboniosa presente nella sua struttura.

La caratterizzazione meccanica del materiale Poliammide 12 prodotto tramite tecnologia MJF [6] [7] [8] [9] [10], è stata condotta tramite prove sperimentali di trazione, i cui risultati evidenziano un comportamento tipicamente elasto-plastico con incrudimento. I valori di resistenza e modulo elastico sono molto simili a quelli tipici dei polimeri. È stata notata una dipendenza delle proprietà meccaniche dall'orientazione della stampa dei provini, in particolare è considerabile quasi isotropo in trazione. Dal punto di vista anisotropo le differenze più marcate si osservano nelle proprietà flessionali con variazioni anche fino al 40% in funzione dell'orientazione di stampa. I campioni realizzati lungo la direzione di deposizione del materiale hanno una resistenza leggermente superiore rispetto a quelli orientati in direzione trasversa, ma possono essere considerati isotropi in prima approssimazione.

Analizzando tutti i risultati ricavati dalle prove sperimentali presenti in letteratura si può andare a creare una tabella con tutte le proprietà meccaniche necessarie per le analisi.

Confrontando quindi i valori presenti in letteratura con la tabella dei dati impostati per il PA12 nelle librerie dei materiali di ANSYS, si può valutare che i dati sono considerabili molto simili, approssimando molto bene anche il PA12 MJF.

Tabella 1 Confronto dati presenti in letteratura con datasheet ANSYS

	Letteratura PA12 MJF	Datasheet ANSYS
Densità	$1.01 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$	$1.01 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
Resistenza a trazione	45÷50 MPa	49,7 MPa
Modulo elastico	1500÷1800 MPa	1207 MPa
Tensione di snervamento	40÷48 MPa	38.860 MPa
Tensione di rottura	45÷50 MPa	49.750 MPa
Modulo di Poisson	0.40	0.41
Conduttività termica	$2.3 \times 10^{-4} \text{ W/(mm } ^\circ\text{C)}$	$2.5 \times 10^{-4} \text{ W/(mm } ^\circ\text{C)}$
Temperatura di fusione	182÷185°C	/
Temperatura di cristallizzazione	147÷148°C	/

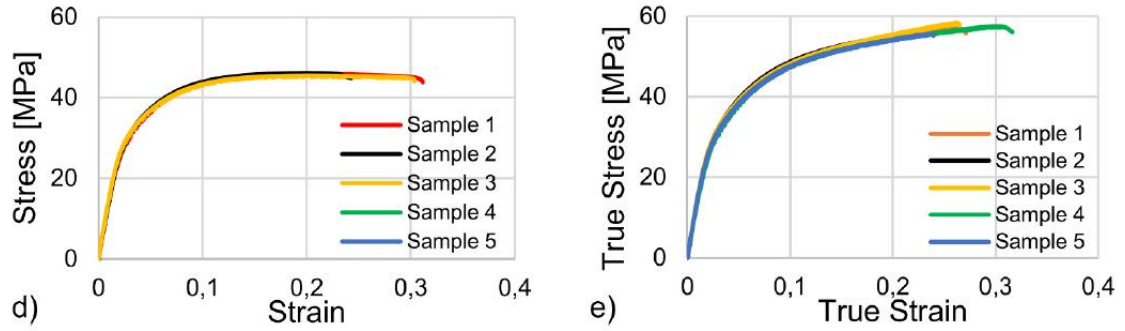


Figura 11 Curve Sforzo deformazione PA12 MJF fonte: In-depth comparison of polyamide 12 parts manufactured by Multi Jet Fusion and Selective Laser Sintering

Essendo il PA12 un materiale termoplastico è importante sapere come variano le proprietà meccaniche del materiale al variare della temperatura, soprattutto nel caso in esame in cui sono presenti dei carichi termici.

Attraverso l'analisi della letteratura scientifica [11] è stato possibile ricavare dei grafici relativi a una prova a trazione uniassiale di un provino a forma di osso di cane a diverse temperature.

I grafici presenti sono curve sforzo-deformazione a temperature che vanno dai 23°C ai 100°C.

Oltre alle curve sforzo deformazione, sono stati correlati alla temperatura anche la sigma di snervamento che il modulo di Young.

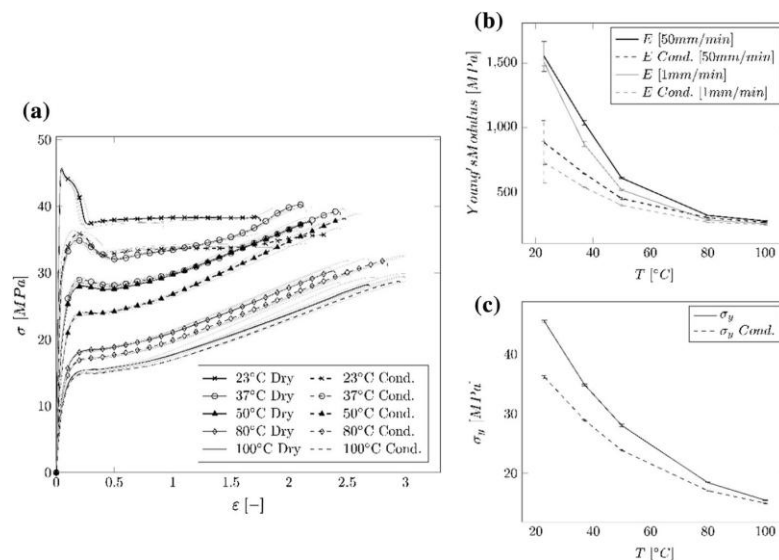


Figura 12 Grafici proprietà meccaniche fonte: Temperature-dependent tensile properties of polyamide 12 for the use in percutaneous transluminal coronary angioplasty balloon transluminal coronary angioplasty balloon catheters.

Attraverso il software “Engauge Digitizer” sono stati estrapolati i dati dai grafici, caricando le immagini e analizzando le curve. Una volta finita l'analisi, il software restituirà un file CSV composto da tutti i punti di ascissa e ordinata relativi ai punti delle curve.

Una volta ottenuti, i valori possono essere importati nella casella Engineering Data di Workbench, ottenendo così le curve in funzione della temperatura anche nell'ambiente ANSYS.

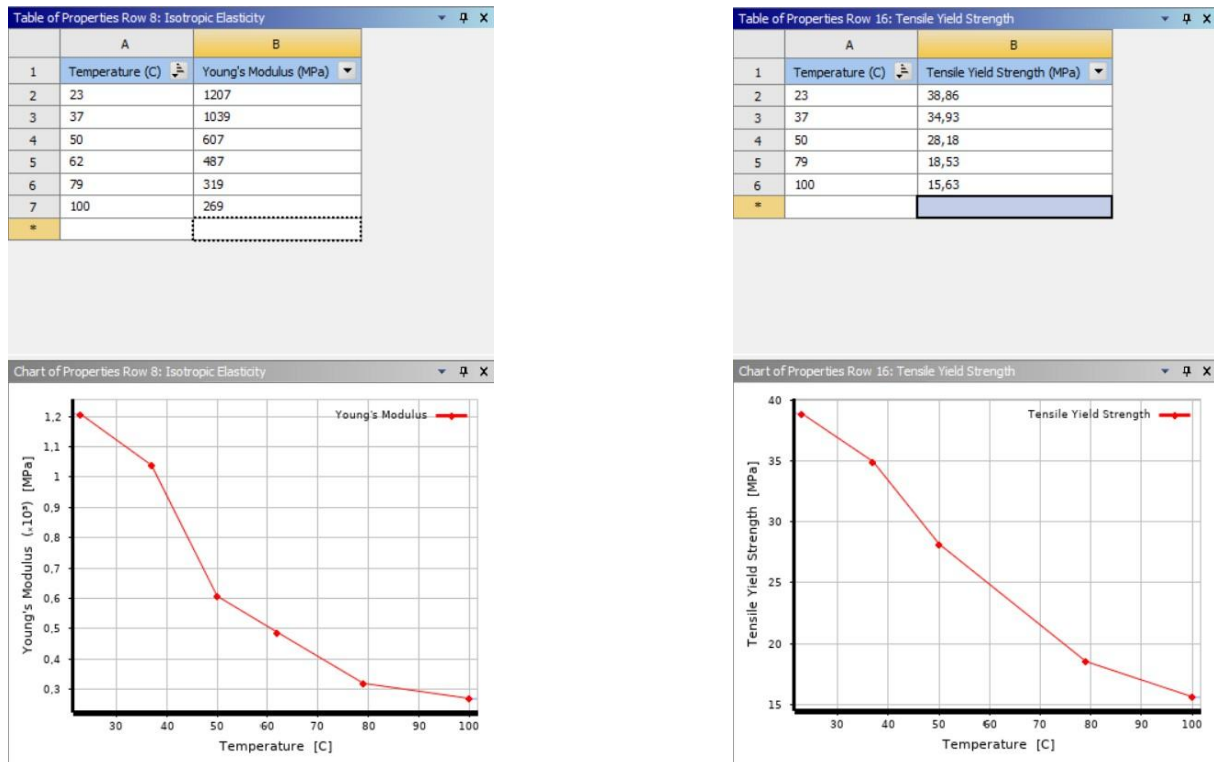


Figura 13 Modulo di Young e tensione di snervamento importate in ANSYS

Capitolo 2: Reverse engineering e prototipazione virtuale

2.1 Reverse engineering con scanner 3D

Il processo di reverse engineering con scannerizzazione 3D è il primo passo del percorso di progettazione e ottimizzazione di un componente, il quale consente di avere un modello 3D in scala 1:1 di quello reale scansionato.

La scansione 3D è il metodo più rapido e preciso per andare a catturare la geometria desiderata. Nel caso in analisi sono state effettuate quattro scansioni differenti:

- Collettore di aspirazione
- Sezione della testata del motore
- Vano motore senza collettore
- Vano motore con collettore montato

Queste quattro casistiche di scannerizzazione provengono dalla necessità di tenere a mente alcune considerazioni necessarie per la progettazione del nuovo componente.

La scansione del collettore originale servirà come “reference” per iniziare la modellazione del CAD, seguendo la geometria già esistente esterna, progettare i condotti interni e modellare le flange d’attacco con la testata e con il corpo farfallato.

La sezione della testata comprendente il lato di aspirazione, importante per andare a valutare l’inclinazione del condotto di aspirazione nella testata del motore.

La scansione del vano motore è altresì importante per valutare i punti in cui verrà montato il collettore e tutti gli ingombri dovuti a componenti meccanici, tubi e cablaggi presenti all’interno del vano che limitano lo spazio utilizzabile.

Una volta compresi gli spazi presenti nel vano è possibile avere un’idea di massima di come andare a sviluppare il collettore e in quali direzioni è possibile aumentare le dimensioni.

Per effettuare le scansioni sono stati utilizzati uno scanner 3D, dei marker riflettenti e un software per PC integrato direttamente con lo scanner.

Per prima cosa vengono preparati gli oggetti da scannerizzare applicando i marker adesivi riflettenti, che diventeranno dei punti di riferimento per lo scanner durante tutta la durata della scansione.



Figura 14 Collettore di aspirazione con marker applicati

Lo scanner si basa su due tecnologie: la scansione laser e la luce strutturata, lo scanner invia raggi laser all’oggetto e calcola sia la deflessione del raggio e sia il tempo di ritorno della luce. Assieme ai raggi laser lo scanner proietta dei raggi di luce strutturata, ovvero una vera e propria griglia di luce blu calibrata in maniera molto precisa, sull’oggetto da scansionare.

Quando la luce colpisce l’oggetto, la griglia viene distorta dalla superficie del pezzo, nel frattempo la fotocamera dello scanner acquisisce anche la griglia distorta fotogramma dopo fotogramma, inviando al software le immagini da analizzare per ricreare la superficie.

In base alla sintesi di questi parametri si crea una nuvola di punti che genera la superficie del modello.

Le diverse scansioni acquisite sono state allineate dallo scanner che utilizza un algoritmo di registrazione chiamato ICP (Iterative Closest Point), basato sull’identificazione dei marker e

sull'ottimizzazione iterativa della distanza tra le superfici e in grado di allineare due nuvole di punti che rappresentano lo stesso oggetto ma visto da angolazioni diverse.

Una volta ottenuta la nuvola di punti dalla scansione, l'attenzione viene quindi rivolta al software collegato allo scanner, iniziamo con l'ottimizzare e semplificare la mesh creata automaticamente dal software, di default il programma genererà una superficie con una mesh molto fitta e di conseguenza una risoluzione elevata.

Dal momento in cui il file generato servirà solamente come riferimento nella modellazione CAD è inutile avere un modello con una mesh molto fitta e con una quantità elevata di dettagli, la semplificazione comporta un duplice vantaggio, sia come "peso" del file da importare poi nel software CAD sia come tempo necessario a generare la superficie e la mesh del modello.



Figura 15 Scansioni del vano motore e condotto di aspirazione nella testata

2.2 Preparazione modello CAD (Onshape)

La fase di modellazione tridimensionale del collettore di aspirazione è stata sviluppata partendo dai dati acquisiti tramite la scansione, elaborata in formato STL. Tale formato descrive la geometria del modello mediante una mesh triangolare discreta, risultando idoneo alla rappresentazione della forma reale ma non utilizzabile per operazioni di progettazione parametrica, analisi FEM o ottimizzazione in quanto la geometria è priva di informazioni topologiche e relazioni geometriche.

Per la ricostruzione del modello fisico in versione CAD è stato utilizzato il software Onshape, una piattaforma di progettazione tridimensionale parametrica basata su cloud. Il software consente la modellazione sia solida sia superficiale attraverso un approccio feature-based, con una completa tracciabilità delle operazioni effettuate e la possibilità di modificare parametricamente le geometrie. Come primo passo è stato importato il modello STL all'interno dell'ambiente CAD come riferimento geometrico, anche la mesh stessa è stata utilizzata solamente come supporto visivo e metrico per la creazione del modello parametrico.

La modellazione geometrica è stata eseguita mediante un processo di reverse engineering con l'obiettivo di creare un modello CAD attraverso primitive geometriche e superfici; in particolare inizialmente sono stati definiti dei piani di riferimento, mediante la creazione di un

volume di ingombro in cui il collettore non interferisce con gli altri elementi e un sistema di coordinate coerente con l'orientamento del pezzo all'interno del vano motore, elementi che saranno molto utili anche per l'applicazione delle condizioni al contorno nelle analisi FEM.

I principali piani di riferimento che sono stati individuati sono quelli relativi alle superfici di accoppiamento con la testata del motore e con il corpo farfallato oltre ai piani passanti per la mezzeria delle sezioni dei condotti.

La fase principale del processo consiste nella ricostruzione della geometria CAD, le principali caratteristiche geometriche del collettore sono state ricostruite mediante operazioni di modellazione parametrica come: estrusioni, loft e sweep.

I condotti di aspirazione sono stati modellati disegnando opportunamente le sezioni del runner sui piani di inflow e outflow, e guidando queste sezioni lungo un percorso coerente.

Il percorso del runner è dettato principalmente da fattori fluidodinamici, ovvero quello di guidare quanto più possibile l'aria all'interno dei cilindri e evitare per quanto possibile distacchi di vena fluida e turbolenze all'interno dei condotti. Per limitare tali fenomeni sono state seguite delle norme di buona progettazione come l'ortogonalità del percorso alle sezioni iniziali e finali del condotto e quella di evitare curvature troppo brusche.

Per validare la geometria interna del collettore, sono state realizzate in maniera parallela alla progettazione CAD, delle analisi numeriche CFD che però non sono argomento di questo lavoro di tesi.

Per quanto riguarda il plenum è stato realizzato come volume di raccordo tra il condotto collegato al corpo farfallato e i singoli condotti, anche per il plenum è stata dedicata attenzione alla continuità geometrica delle superfici interne al fine di ridurre le perdite di carico e garantire una distribuzione uniforme del flusso, grazie alla libertà offerta dalla modellazione parametrica è stato possibile introdurre modifiche migliorative rispetto alla geometria originale, come l'ottimizzazione delle curvature.

Il modello è stato costruito in maniera parametrica, definendo le principali variabili geometriche come le sezioni dei condotti, sezioni del plenum, lunghezza e inclinazione dei runner, in questo modo è possibile andare a modificare la geometria in funzione delle esigenze.

Per non appesantire le analisi numeriche successive, il modello non è stato compreso di tutti i dettagli geometrici non rilevanti come finiture secondarie, con l'obiettivo di ridurre il più possibile la complessità computazionale senza andare a compromettere la rappresentatività del modello.

Alla fine di questo processo è stato ottenuto un modello CAD parametrico e ottimizzabile, una base affidabile per tutte le fasi successive di analisi strutturale.

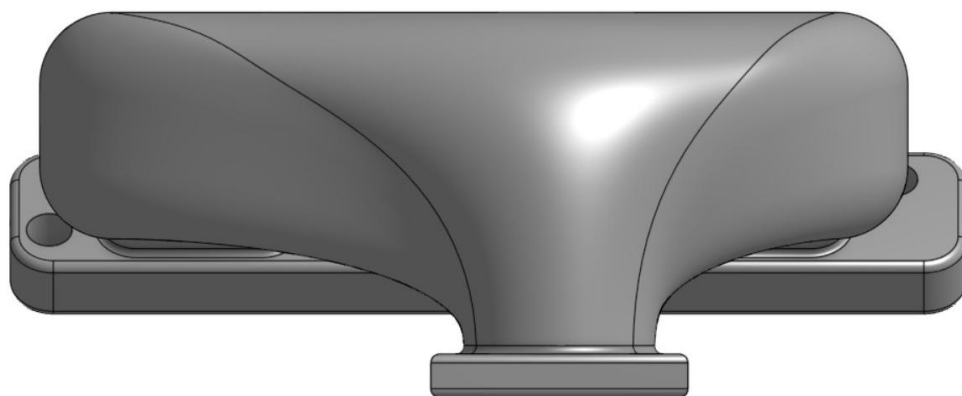


Figura 16 Vista posteriore

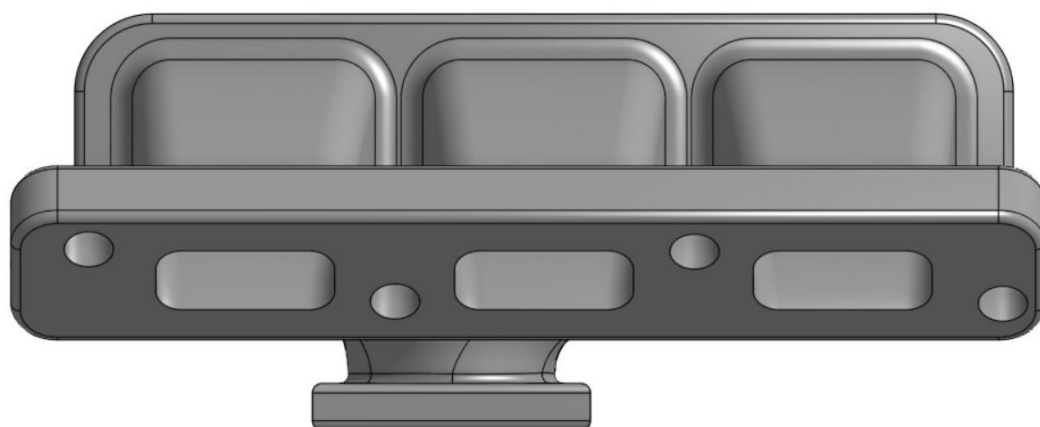


Figura 17 Vista frontale

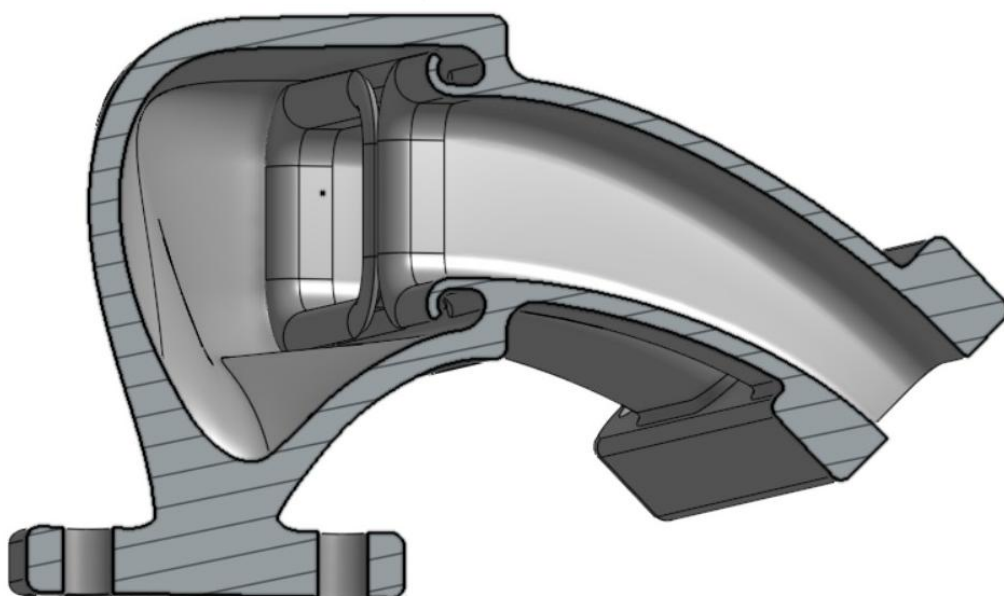


Figura 18 Sezione con dettaglio trombetta

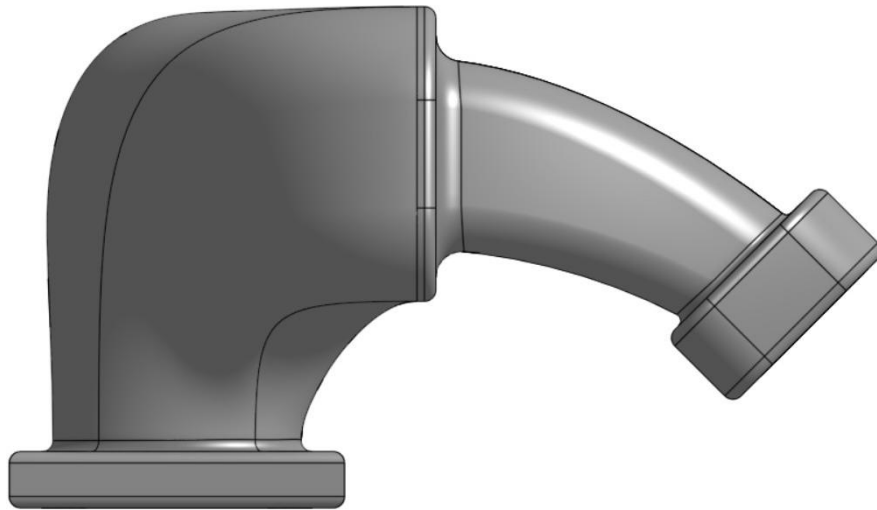


Figura 19 Vista laterale

Capitolo 3: Introduzione all'ottimizzazione

3.1 Ottimizzazione mediante RBF Morph

In questo capitolo verranno analizzati tutti gli elementi che saranno utilizzati per l'ottimizzazione del collettore di aspirazione: dal software alle funzioni matematiche utilizzate per ottimizzare il modello.

L'ottimizzazione di forma è una tecnica utilizzata per migliorare le prestazioni strutturali dei componenti meccanici basati su geometrie parametriche. Aggiornare le posizioni nodali di modelli agli elementi finiti è una valida alternativa al re-meshing di geometrie parametriche, in grado di aiutare il progettista nella valutazione di varie alternative, mantenendo la coerenza geometrica [12].

Le Radial Basis Functions (RBF) sono riconosciute per essere tra i migliori strumenti matematici per la gestione del mesh morphing, tecnica che permette di modificare direttamente la forma della griglia di calcolo. Questo strumento matematico risulta particolarmente efficace nell'ambito della progettazione e ottimizzazione meccanica, poiché consente di evitare la generazione di un nuovo modello numerico e la sua conseguente valutazione di qualità della mesh e coerenza geometrica, ottenendo un notevole risparmio di tempo. Utilizzando queste tecniche è possibile riposizionare i nodi della mesh, mantenendo comunque la topologia originale.

Il mesh morphing è una tecnica molto utilizzata per generare variazioni di forma e per connettere modelli CFD con modelli di progettazione strutturale.

Il software in grado di implementare il mesh morphing tramite RBF è RBF Morph, disponibile come estensione in ANSYS Mechanical.

ANSYS Workbench consente agli utenti di aggiungere software in grado di aumentare le sue funzionalità, in particolare la tecnologia ACT (Ansys Customization Toolkit) consente di integrare in maniera semplice e veloce il software all'interno di ANSYS.

Utilizzando Mechanical con RBF Morph integrato, si osserva come l'estensione del software sia perfettamente integrata in ANSYS. Viene inserito nell'albero di progetto dopo la generazione della mesh e prima del solutore, potendo sfruttare il mesh morphing per tutte le tipologie di analisi supportate in Mechanical.

L'estensione ha una logica gerarchia di lavoro, prevedendo l'impiego di molteplici elementi "child" all'interno dell'albero di progetto. Ogni elemento figlio opera come modificatore di forma applicato a una specifica sorgente selezionata, che può essere composta da nodi, entità geometriche o "Named Selections", l'effetto di tale modifica viene poi propagato all'elemento target selezionato. Il sistema permette di associare diverse sorgenti a un unico target, come ad esempio la gestione contemporanea di nodi mobili e fissi, i quali propagano le loro azioni di spostamento o vincolo ai target a loro associati.

Per quanto riguarda le capacità di modellazione, RBF Morph è in grado di operare diversi strumenti di modifica geometrica tra cui: traslazione, rotazione, scala, offset di curve e superfici.

3.2 Radial Basis Functions

Le Radial Basis Functions (RBF) costituiscono uno strumento matematico potente per l'interpolazione di dati sparsi nello spazio n-dimensionale, essendo in grado di interpolare ovunque nello spazio un campo definito in punti discreti rispettando le condizioni al contorno [13] [12] [14].

Le RBF essendo capaci di interpolare in tutto \mathbb{R}^n un valore scalare, il mesh morphing diventa un campo di applicazione naturale. Le condizioni al contorno in termini di spostamenti possono essere assegnate ovunque usando i "source points", i valori di interpolazione possono essere recuperati arbitrarie come i nodi della mesh, sia all'interno che all'esterno del dominio deformato.

Rispetto ad altre tecniche di mesh morphing, non sono richieste strutture di controllo e si ha l'indipendenza dalla mesh, la stessa soluzione dell'interpolazione può essere applicata a diverse mesh semplicemente leggendo i risultati in diverse posizioni dei nodi. L'accuratezza e il

controllo locale possono essere assicurati con precisione, a tal punto che le RBF possono essere impiegate come strumento per la modellazione espressiva.

Il problema matematico RBF viene risolto calcolando un sistema lineare il quale ordine è pari al numero di punti sorgente. La funzione interpolatrice è della seguente forma:

$$s(x) = \sum_{i=1}^N \gamma_i \varphi(\|x - x_i\|) + h(x) \quad (3.1)$$

Dove x è il punto in cui viene valutata la funzione, φ è la cosiddetta funzione base radiale, che è una funzione scalare della distanza euclidea tra ogni punto sorgente e il punto target considerato, γ_i è il peso della funzione radiale, $h(x)$ è un termine polinomiale con un grado che dipende dal tipo di base scelto e N è il numero di punti sorgente. Il termine polinomiale h nell'equazione 3.1 è aggiunto per garantire l'esistenza e l'unicità della funzione interpolatrice. Le RBF possono essere classificate in base allo schema di interpolazione locale o globale e il comportamento della funzione dipende dalla base scelta. Le funzioni supportate globalmente o in modo compatto possono essere definite in base all'insieme di punti in cui la funzione ha valore zero. Tale scelta influenza anche il costo computazionale e gli approcci utilizzati per ottenere la soluzione RBF. Nella figura, sono mostrate tre funzioni di Wendland a supporto compatto con diversa classe di continuità, considerando $r = \|x - x_{ki}\|$ e $\zeta = r/R$ essendo R il raggio del supporto compatto.

Name	Abbreviation	$\phi(\zeta)$
Wendland C^0	C0	$(1 - \epsilon\zeta)^2$
Wendland C^2	C2	$(1 - \epsilon\zeta)^4(4\epsilon\zeta + 1)$
Wendland C^4	C4	$(1 - \epsilon\zeta)^6(\frac{35}{3}\epsilon\zeta^2 + 6\epsilon\zeta + 1)$

Figura 20 Funzioni di Wendland

A differenza delle RBF supportate in modo compatto, in cui ogni centro RBF influenza solo una porzione locale del dominio, con le RBF supportate globalmente tutte le interazioni reciproche dei punti sorgente vengono prese in considerazione durante la valutazione della soluzione RBF. Le RBF più comuni supportate a livello globale sono presentati nella figura riportata di seguito.

Name	Abbreviation	$\phi(r)$
Polyharmonic spline	PHS	r^n, n odd $r^n \log(r), n$ even
Thin plate spline	TPS	$r^2 \log(r)$
Multiquadric biharmonics	MQB	$\sqrt{a^2 + (er)^2}$
Inverse multiquadric biharmonics	IMQB	$\frac{1}{\sqrt{a^2 + (er)^2}}$
Quadric biharmonics	QB	$1 + (er)^2$
Inverse quadric biharmonics	IQB	$\frac{1}{1 + (er)^2}$
Gaussian biharmonics	GS	e^{-er^2}

Figura 21 RBF globalmente supportate

I pesi γ_i dei coefficienti del polinomio di interpolazione (eq.3.1) possono essere trovati se sono soddisfatte le seguenti condizioni:

$$s(x_{ki}) = g_i \quad 1 \leq i \leq N \quad (3.2)$$

Che rappresentano rispettivamente la condizione al contorno (g_i) applicata ai punti sorgente x_{ki} e il valore h del polinomio agli stessi punti sorgente. Per tutti i polinomi p con un grado minore o uguale a quello del polinomio h è richiesta anche un'ulteriore condizione di ortogonalità:

$$\sum_{i=1}^N \gamma_i p(x_{ki}) = 0 \quad (3.3)$$

Un interpolatore unico esiste se la funzione di base è una funzione definita condizionatamente positiva. Scegliendo un polinomio lineare per un caso 3D nella forma:

$$h(x) = \beta_1 + \beta_2 x + \beta_3 y + \beta_4 z \quad (3.4)$$

È possibile ottenere un sistema quadratico non singolare facilmente risolvibile di equazioni simultanee:

$$\begin{bmatrix} M & P \\ P^T & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \gamma \\ \beta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} g \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.5)$$

Dove M è la matrice che dipende dalle distanze come:

$$M_{ij} = \varphi(x_{ki} - x_{kj}) \quad 1 \leq i, j \leq N \quad (3.6)$$

E P è una matrice che definisce il polinomio e applica la condizione di ortogonalità dell'eq.3.3:

$$P = \begin{bmatrix} 1 & x_{k1} & y_{k1} & z_{k1} \\ 1 & x_{k2} & y_{k2} & z_{k2} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & x_{kN} & y_{kN} & z_{kN} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Per una tipica applicazione di mesh morphing, il sistema lineare mostrato nell'eq 3.5 può essere risolto per ottenere i pesi γ_i e β_i . L'interpolazione risultante in uno spazio 3D può essere recuperata mediante il seguente sistema che interpola ogni componente come un campo scalare indipendente:

$$\begin{cases} s_x(x) = \sum_{i=0}^N \gamma_i^x \varphi(\|x - x_i\|) + \beta_1^x + \beta_2^x x + \beta_3^x y + \beta_4^x z \\ s_y(x) = \sum_{i=0}^N \gamma_i^y \varphi(\|x - x_i\|) + \beta_1^y + \beta_2^y x + \beta_3^y y + \beta_4^y z \\ s_z(x) = \sum_{i=0}^N \gamma_i^z \varphi(\|x - x_i\|) + \beta_1^z + \beta_2^z x + \beta_3^z y + \beta_4^z z \end{cases} \quad (3.8)$$

Per un'applicazione di mesh morphing, questa attività viene generalmente svolta per ciascun nodo in cui deve essere calcolata la deformazione. Vale la pena osservare che il mesh morphing può influire sulla qualità della mesh e il compimento del morphing dipende dalla qualità iniziale della mesh, dalla misura e dalle posizioni delle deformazioni locali. Con una definizione oculata della mesh di partenza, progettata tenendo conto le massime deformazioni previste permette di gestire efficacemente la distorsione degli elementi soggetti ai fenomeni di compressione o trazione più severi, così che possa essere mantenuta l'eccellente qualità della mesh anche per una modifica di forma sostanziale.

3.3 Set up RBF Morph

Per ottimizzare il modello su ANSYS è stato utilizzato RBF Morph facendo un setup parametrico sui runner e i suoi raccordi.

Una volta inserito RBF nella libreria di ANSYS e aver aperto Mechanical, si può aggiungere RBF nell'albero di progetto. RBF comparirà tra il comando delle named selections e lo steady-state thermal.

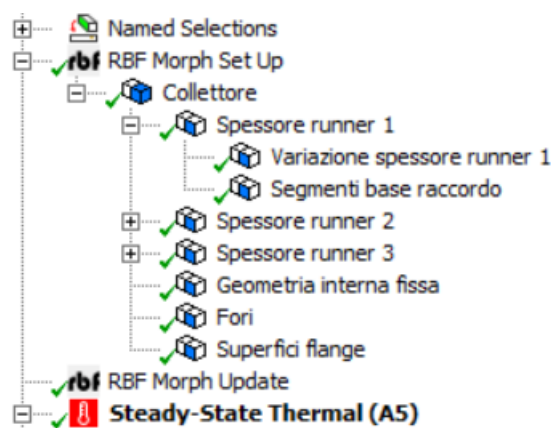


Figura 22 Set up RBF Morph

RBF è composto da due blocchi, il set up, in cui tramite delle trasformazioni consente di modificare i punti appartenenti al corpo, e il secondo blocco è quello riferito all'update, ovvero aggiorna sulla mesh tutte le trasformazioni che abbiamo imposto nel set up.

In particolare risulta utile analizzare le trasformazioni utilizzate e i parametri imposti per effettuare il morphing.

Per completare il set up sono stati costruiti tre rami, tutti e tre riferiti allo stesso unico "genitore" definito dall'intero collettore.

Dopodiché è stata creata una RBF Region comprendente il runner e i raccordi ad esso collegati, che faranno da sorgente per i punti che verranno trasformati. In questa regione è importante impostare tra le opzioni quella di somma dei nodi di due superfici nel caso in cui venissero sovrapposti.

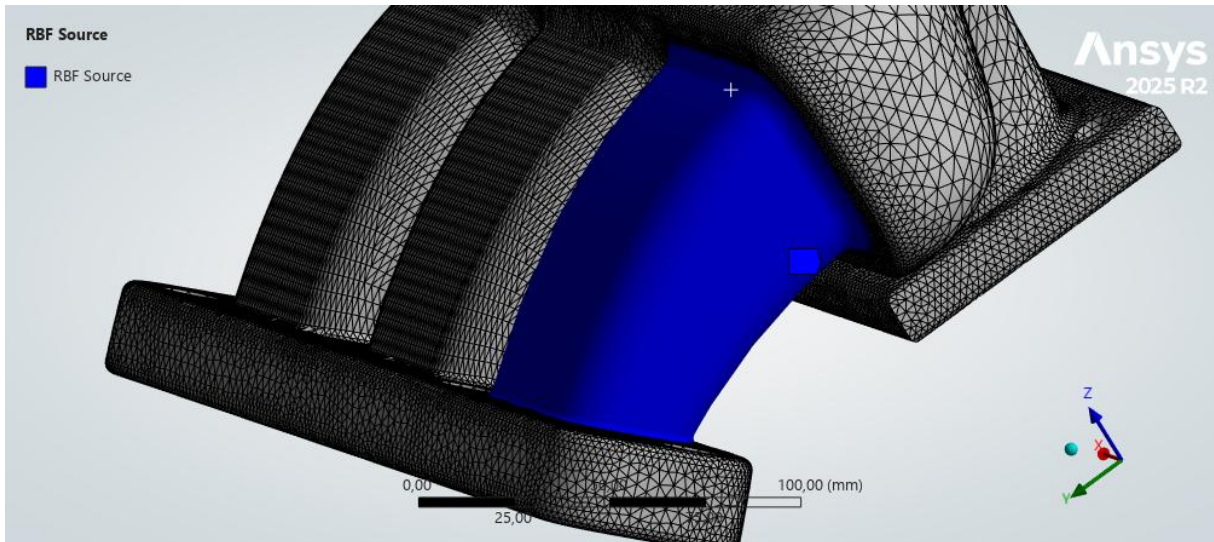


Figura 23 Sorgente dei punti per il morphing

Dopo aver creato la sorgente, sono stati creati due sorgenti “figlio” dipendenti dalla sorgente appena creata. Questi due sotto elementi sono i due che modificheranno la superficie esterna. In particolare è stata selezionata inizialmente solo la superficie esterna del runner, ad esso è applicata una trasformazione di offset lungo la normale alla superficie. La quantità dell’offset verrà utilizzata come parametro.



Figura 24 Bordi fissi dei raccordi

Il secondo sotto elemento considerato sono i bordi alla base del raccordo, affinché non ci siano sovrapposizioni tra superfici ed errori è importante che tutte le traslazioni siano impostate fisse. Questo singolo set up è stato ripetuto per ogni runner. A valle di queste trasformazioni, sono state fissate tutte le traslazioni delle seguenti sorgenti di punti: geometria interna, superfici delle flange a contatto con testata e corpo farfallato e i fori per i collegamenti filettati.

È importante mantenere fissi i punti di queste zone del collettore per non andare a creare delle distorsioni della geometria che potrebbero impedire il montaggio o cambiare la fluidodinamica della geometria interna.

Capitolo 4: Analisi agli elementi finiti

Per condurre un'analisi agli elementi finiti è necessario andare a definire i carichi agenti sul componente, in questo caso specifico saranno di tipo strutturale a causa della pressione sia interna che esterna al collettore e di tipo termico a causa degli scambi convettivi con l'aria sia interna al collettore che esterna nel vano motore.

Nel seguente capitolo verranno analizzati tutti i parametri che influenzano l'analisi assieme alle condizioni al contorno che andranno a definire le interazioni che ha il modello con l'ambiente esterno.

4.1 Analisi agli elementi finiti

Il metodo di calcolo che meglio si integra con i programmi utilizzando file CAD è l'analisi agli elementi finiti (FEM) [15]. Tramite questa analisi siamo in grado di analizzare la risposta meccanica di un componente soggetto ad una determinata combinazione di carichi e vincoli.

Il metodo consente di ricavare numericamente le relazioni dei campi di: spostamento, deformazione e tensione in ogni punto del nostro modello, andando ad approssimare le equazioni differenziali che governano lo stato del sistema continuo, con un sistema di equazioni algebriche in un numero finito di incognite, trasformando il sistema da differenziale ad algebrico.

L'analisi agli elementi finiti opera suddividendo il dominio continuo del componente in un modello matematico a parametri discreti composto da elementi elastici di dimensioni piccole ma finite, delle quali conosciamo il loro comportamento meccanico.

Gli elementi hanno una propria individualità e sono connessi tra loro tramite un numero discreto di punti detti nodi, le vere entità fondamentali che caratterizzano gli elementi, tramite essi le sottostrutture si collegano tra loro, garantendo la congruenza del continuo elastico; tramite i nodi vengono assegnate le condizioni al contorno e applicate tutte le forze.

L'analisi agli elementi finiti calcola la risposta dei nodi agli effetti dei carichi esterni e dei vincoli applicata alla struttura.

La rete di nodi ed elementi che discretizzano una regione viene chiamata mesh, per andare a migliorare la qualità dei risultati, riducendo l'entità degli errori, è possibile aumentare la densità della mesh riducendo la grandezza di ogni singolo elemento.

La teoria degli elementi finiti assicura che all'aumentare della densità della discretizzazione la soluzione si stabilizza e tende ad un risultato ingegneristicamente corretto, la scelta della strategia di discretizzazione deve essere ponderata facendo un compromesso tra il costo in

termini di tempo di calcolo e accuratezza di risultato; l'obiettivo è quello di andare a ottenere un'accuratezza soddisfacente in un tempo macchina di calcolo ragionevole.

L'analisi FEM ha numerosi campi di applicazione, può essere applicato sia a problemi statici studiando le tensioni, problemi dinamici studiando problemi agli autovalori per analizzare stabilità e vibrazioni ed infine anche lo studio di problemi di propagazione sismiche.

In questa tesi verrà analizzato un problema di tipo statico.

Per poter descrivere il comportamento di un corpo deformabile è necessario un modello matematico composto da equazioni differenziali che tengono conto dell'equilibrio meccanico, proprietà costitutive del materiale e condizioni al contorno.

Preso un corpo in tre dimensioni, suddiviso tramite una mesh che individua un numero n di nodi e sui quali agiscono n forze che comportano n spostamenti. Si possono definire dei vettori composti da forze e spostamenti nodali in un sistema di coordinate (x, y) [16].

Definiamo il vettore q che raggruppa tutte le forze agenti sui nodi

$$q^1 = \begin{pmatrix} q_1 \\ \vdots \\ q_n \end{pmatrix} \quad q_1 = \begin{pmatrix} u_1 \\ v_1 \end{pmatrix} \dots \quad (4.1)$$

Analogamente definiamo il vettore degli spostamenti nodali corrispondenti

$$u^1 = \begin{pmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_n \end{pmatrix} \quad u_1 = \begin{pmatrix} u_1 \\ v_1 \end{pmatrix} \dots \quad (4.2)$$

Assumendo il comportamento lineare elastico per il corpo, esprimiamo la relazione caratteristica fondamentale nel metodo FEM, che lega gli spostamenti nodali alle forze nodali equivalenti:

$$\bar{q} = K\bar{u} \quad (4.3)$$

Dove q è il vettore delle forze indotte dallo spostamento dei nodi, la matrice K è nota come matrice delle rigidezze dell'elemento, infine u è il vettore degli spostamenti nodali.

La matrice delle rigidezze è una matrice quadrata e nella forma:

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & \dots & K_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{n1} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

Dove $K_{11} \dots$ sono sottomatrici quadrate di dimensione $n \times n$, dove n è il numero di forze e spostamenti su ogni nodo, se siamo nel caso di materiale lineare elastico, la matrice delle rigidezze oltre ad essere quadrata sarà anche simmetrica grazie al teorema di Betti-Maxwell.

Il coefficiente K_{11} di rigidità è pari al valore della forza nodale q_1 conseguente al solo spostamento nodale u_1 , posto di entità unitaria mentre tutti gli altri spostamenti nodali sono nulli.

Per quanto riguarda i termini misti dei coefficienti di rigidità, ad esempio K_{n1} è pari al valore della forza nodale q_n conseguente al solo spostamento nodale u_1 , posto unitario.

Definite queste grandezze devono essere soddisfatte due condizioni in ogni nodo: congruenza degli spostamenti nodali e equilibrio.

Considerando ora un nodo "a", tenendo conto della somma delle componenti delle forze di tutti gli elementi adiacenti nel nodo, formuliamo l'equazione di equilibrio.

$$\sum_{i=1}^n q_a^i = q_a^1 + q_a^2 + \dots = 0 \quad (4.5)$$

Dove q_a^1 è la forza nel nodo "a" data dall'elemento 1.

Analizzando il secondo termine dell'equazione (4.3), è possibile riscrivere l'equazione:

$$\left(\sum_{i=1}^n K_{a1}^i \right) u_1 + \left(\sum_{i=1}^n K_{a2}^i \right) u_2 + \dots = 0 \quad (4.6)$$

Se sommiamo tutte le equazioni di tutti i nodi otteniamo l'equazione (4.3)

Dopo aver ricavato quest'ultima relazione, il passo successivo è quello di scegliere una funzione attraverso la quale descrivere univocamente il campo degli spostamenti dell'elemento; la funzione scelta di solito è di tipo polinomiale [17].

Quest'ultima relazione dovrà soddisfare quattro requisiti fondamentali, due di completezza e due di compatibilità, per garantire la convergenza verso il risultato esatto.

1. Dovrà garantire la possibilità di esprimere tutti i moti rigidi dell'elemento, senza che questo comporti l'insorgere di uno stato di tensione nell'elemento.
2. Garantire la possibilità di esprimere tutti gli stati di deformazione costante su tutto l'elemento.
3. Garantire la continuità del campo degli spostamenti fra elementi contigui nella struttura, durante la deformazione non dovranno prodursi lacerazioni o sovrapposizioni.
4. La funzione dovrà essere priva di punti singolari nel suo dominio di definizione, il campo degli spostamenti deve essere continuo all'interno dell'elemento.

Si ottiene quindi l'espressione dello spostamento i-esimo:

$$\delta_i(x_k) = \alpha_1 \varphi_{i1}(x_k) + \alpha_2 \varphi_{i2}(x_k) + \dots + \alpha_n \varphi_{in}(x_k) \quad (4.7)$$

Il numero di equazioni delle funzioni di spostamento è direttamente legato al numero di nodi, dove x_k sono le coordinate del punto considerato nel sistema di riferimento locale, φ_{ij} sono

le funzioni polinomiali scelte e calcolate in tale punto e α_{ij} i coefficienti della combinazione lineare delle funzioni, sono valori incogniti e devono essere in numero almeno tanti quanti i gradi di libertà dell'elemento.

L'equazione (4.7) può essere riscritta anche in formulazione matriciale:

$$\bar{\delta}(x_k) = [\boldsymbol{\varphi}(x_k)] \bar{\alpha} \quad (4.8)$$

Una volta definita la funzione per il campo degli spostamenti è necessario legare questa funzione agli spostamenti nodali, questo legame avviene sostituendo alle coordinate x_k quelle dei nodi; attraverso questa condizione siamo in grado di calcolare il valore dei coefficienti α_{ij} incogniti.

Questo risultato può essere scritto nella seguente forma matriciale partendo dall'equazione (4.8)

$$\bar{f} = [\boldsymbol{\varphi}(x_k)] \bar{\alpha} = [\mathbf{A}] \bar{\alpha} \quad (4.9)$$

Dove la matrice A è quadrata e invertibile e raccoglie i valori delle funzioni φ_{ij} calcolate nei nodi. L'invertibilità della matrice permette di calcolare i valori dei coefficienti alfa invertendo l'equazione (4.9).

Avendo ricavato i coefficienti alfa, il campo degli spostamenti (4.8) può essere scritto in funzione degli spostamenti nodali:

$$\bar{\delta}(x_k) = [\boldsymbol{\varphi}(x_k)] [\mathbf{A}]^{-1} \bar{f} = [\mathbf{N}(x_k)] \bar{f} \quad (4.10)$$

Dove la matrice N raccoglie le funzioni di forma che moltiplicate per i valori degli spostamenti nodali, descrivono il campo degli spostamenti.

In ogni punto del corpo, in conseguenza del campo di spostamenti che è stato applicato, il materiale sarà sottoposto a deformazione. La misura di questa deformazione può essere espressa tramite il vettore $\varepsilon(x_k)$, sfruttando la teoria dell'elasticità.

Le deformazioni misurate da $\varepsilon(x_k)$, sono legate al campo degli spostamenti attraverso operazioni di derivazione del vettore $\delta(x_k)$.

$$\bar{\varepsilon}(x_k) = \frac{d(\bar{\delta}(x_k))}{d(x_k)} \quad (4.11)$$

Riscrivendo quest'ultima in forma matriciale partendo dall'eq. (4.10)

$$\bar{\varepsilon}(x_k) = [\mathbf{diff} \cdot \boldsymbol{\varphi}(x_k)] [\mathbf{A}]^{-1} \bar{f} = [\mathbf{B}] \bar{f} \quad (4.12)$$

Dove la matrice B è composta da funzioni di x_k , risultato delle operazioni di differenziazione delle funzioni di forma, matrice che lega direttamente il campo delle deformazioni agli spostamenti nodali.

Una volta determinato il campo di deformazioni, si ottiene il campo di tensioni corrispondente mediante l'applicazione della legge costitutiva del materiale:

$$\bar{\sigma}(x_k) = [D]\bar{\epsilon}(x_k) = [D][B] \bar{f} \quad (4.13)$$

La matrice D è detta matrice di elasticità del materiale, è una matrice quadrata che lega le tensioni alle deformazioni. Questa espressione consente di valutare il campo delle tensioni a partire dagli spostamenti nodali.

Un'altra matrice notevole da ricavare in funzione di queste ultime matrici appena definite è la matrice delle rigidezze, ricavata tramite l'applicazione del lavoro virtuale interno, si esprime secondo il seguente integrale di volume:

$$[K] = \int [B]^T [D] [B] dV \quad (4.14)$$

4.2 ANSYS Workbench

Il lavoro di analisi agli elementi finiti è stato sviluppato tramite il software Ansys Workbench, la piattaforma sviluppata da Ansys che integra i dati nelle simulazioni ingegneristiche per creare modelli ad alta fedeltà. L'utilità maggiore del software è quella di avere un'unica interfaccia utente che coordina tutti i dati di simulazione in un unico posto, combinando strumenti di modellazione, analisi e simulazione, trasferendo in modo automatico le informazioni. Un'ultima funzione da notare è la capacità di effettuare analisi multi fisiche, come quella che verrà effettuata.

Di seguito viene illustrato il Workflow implementato nel software:

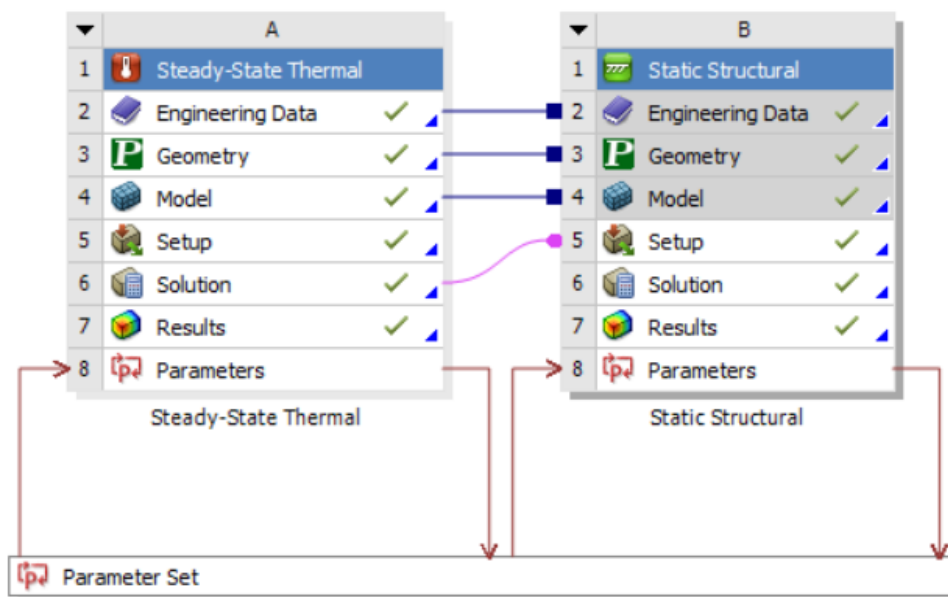


Figura 25 Workflow analisi termo-strutturale con pressione interna

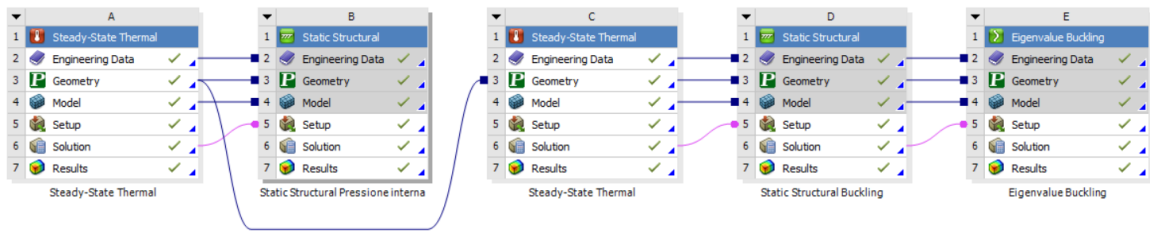


Figura 26 Workflow completo delle analisi termo-strutturali

Nel workflow sono presenti due macro blocchi, i primi due (a, b) sono uno riguardante l'analisi termica (Steady-State Thermal) e uno per l'analisi strutturale (Static Structural) relativi ad una sollecitazione di pressione interna al collettore. L'altro macro blocco è composto da 3 gruppi (c, d, e) di analisi termo-strutturale e del buckling ad una pressione atmosferica esterna.

Ogni blocco è formato da dei sottogruppi che vengono ora definiti:

- Engineering Data: è la sezione relativa alla definizione delle caratteristiche del materiale di cui è composto il modello da studiare.
- Geometry: riceve in ingresso il file della geometria del modello, in modo da importare direttamente nell'ambiente di lavoro la geometria senza passare dal software di modellazione.
- Model: sezione incaricata di generare la mesh che renderà possibile l'analisi agli elementi finiti.
- Setup: in questo sottogruppo vengono impostate tutte le condizioni relative all'analisi termica e strutturale.
- Solution: riporta tutti i risultati dell'analisi richiesti, memoria impiegata e tempo necessario per finalizzare l'analisi.
- Results: sezione che rende possibile la lettura e la valutazione dei risultati ottenuti a valle dei calcoli effettuati.

Come si può notare il blocco a e b sono collegati tra loro, in particolare i due blocchi condividono le prime 3 sotto parti: Engineering Data, Geometry e Model poiché entrambe le analisi saranno effettuate su stesso materiale, stesso modello e stessa mesh. È inoltre presente un ulteriore collegamento tra la solution della Thermal e il setup della Structural, essendo un'analisi combinata termo strutturale, affinché le due analisi siano collegate tra loro sono state collegate le soluzioni fornite dall'analisi termica con i parametri di setup dell'analisi strutturale in modo da avere una chiara dipendenza tra le due. Le stesse osservazioni valgono per il blocco di analisi per il buckling, sono tutte analisi collegate tra loro e che condividono ovviamente lo stesso modello. Il workflow descritto è stato utilizzato per più simulazioni, variando dei parametri come la grandezza dell'elemento della mesh in varie zone del modello.

Come è ben visibile in fondo a entrambi i blocchi sono presenti i sottogruppi parameters e parameter set, tramite queste funzioni è possibile visualizzare le variabili di input con l'obiettivo di osservare le variazioni delle variabili in output, queste funzioni risultano utili quando verrà verificata la convergenza della mesh.

4.3 ANSYS Mechanical

In questa sezione viene illustrata nel dettaglio la metodologia di validazione strutturale condotta sul collettore di aspirazione mediante l'ausilio del software ANSYS Mechanical. Il software in questione è una suite di simulazione agli elementi finiti tra le più avanzate, consente di integrare analisi multi fisiche, permettendo di accoppiare gli effetti termici derivanti dagli elementi presenti nel vano motore con i carichi meccanici strutturali.

Data la natura termoplastica del componente e le condizioni operative del motore sovralimentato, le analisi si articolano in un workflow integrato volto a investigare sia la resistenza strutturale statica sia la stabilità globale nei confronti del buckling in tre diverse configurazioni:

- Vuoto all'interno del collettore e pressione atmosferica all'esterno.
- Pressione di 6 bar all'interno e pressione atmosferica all'esterno.
- Condizioni di utilizzo nominali, 2,8 bar all'interno e pressione atmosferica all'esterno.

L'approccio adottato permette di simulare il comportamento del PA12 tenendo conto anche delle variazioni delle proprietà meccaniche indotte dagli scambi convettivi durante le condizioni operative.

Vengono analizzati nel dettaglio i workflow e i setup utilizzati su Mechanical in tutte le analisi condotte.

4.4 Carichi termici

Il collettore di aspirazione è un componente soggetto sia a carichi termici che a carichi strutturali, in questa sezione analizzeremo principalmente quelli termici.

Risulta importante considerare i carichi termici per poter valutare i cambiamenti delle proprietà meccaniche assieme ai carichi strutturali oltre che deformazioni termiche e tensioni interne. Pertanto l'analisi strutturale è stata condotta considerando l'accoppiamento termo-meccanico.

Il collettore è soggetto a carichi termici convettivi provenienti sia dall'aria uscente dall'intercooler e sia dall'aria nel vano motore.

I due casi vengono analizzati separatamente:

Convezione esterna:

La temperatura del vano motore è stata assunta pari a 70°C, valore rappresentativo dell'ambiente termico all'interno del vano motore. In condizioni operative, la presenza di componenti ad elevata temperatura come turbocompressore e collettore di scarico, che determinano un innalzamento della temperatura dell'aria circostante.

Studi sperimentali e dati di letteratura indicano che la temperatura dell'aria nel vano motore può variare tra i 60°C e i 100°C in funzione del regime di funzionamento [18] [19].

Il valore adottato risulta coerente con una condizione di esercizio realistica.

L'aria attorno al collettore è considerata calda e ferma, con un coefficiente di scambio convettivo tra i valori di 5 e 10 $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$. Il valore assunto su Mechanical è pari a 5 $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$.

L'area su cui agisce il carico termico esterno è tutta la superficie esterna, escluse le superfici a contatto con la farfalla e la testata.

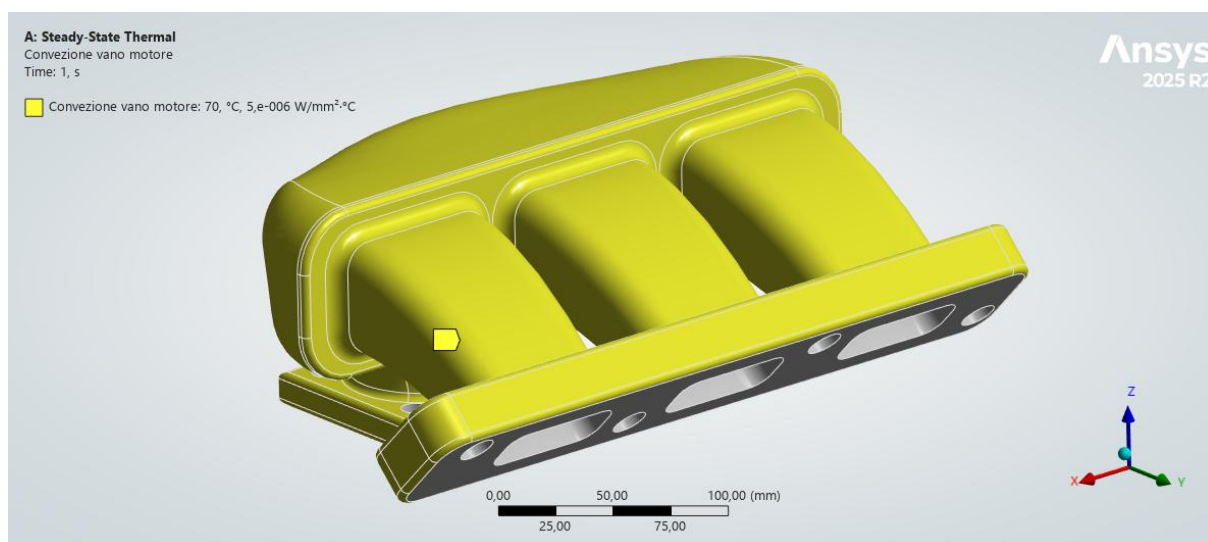


Figura 27 Superficie di scambio convettivo esterno

Convezione interna:

La temperatura dell'aria all'interno del collettore di aspirazione è stata assunta pari a 40°C, valore coerente con le condizioni operative di motori sovralimentati dotati di intercooler.

In particolare, l'aria compressa in uscita dal turbocompressore può raggiungere temperature superiori ai 120-150°C; tuttavia, il passaggio attraverso l'intercooler consente una notevole riduzione della temperatura, fino a valori compresi tra i 30°C e i 60°C in base alle condizioni ambientali e carico del motore [20] [21].

Il valore di 40°C rappresenta pertanto una condizione realistica per il funzionamento del sistema. Al contrario delle condizioni dell'aria nel vano motore, nel collettore il flusso dell'aria è veloce, quindi il coefficiente di scambio convettivo sarà più alto, tra 50-300 $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$, con regime

al minimo i valori si aggirano tra 50 e 100 $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$, per prestazioni elevate in cui le turbolenze e la velocità dei gas aumentano, aumentando anche i valori di scambio. Analizzando i valori di un'analisi CFD condotta in maniera parallela a questo studio, è stato ricavato il valore di 260 $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ che sarà impostato poi su Mechanical.

L'area su cui agisce lo scambio convettivo interno è tutta la geometria interna, ovvero runner e plenum.

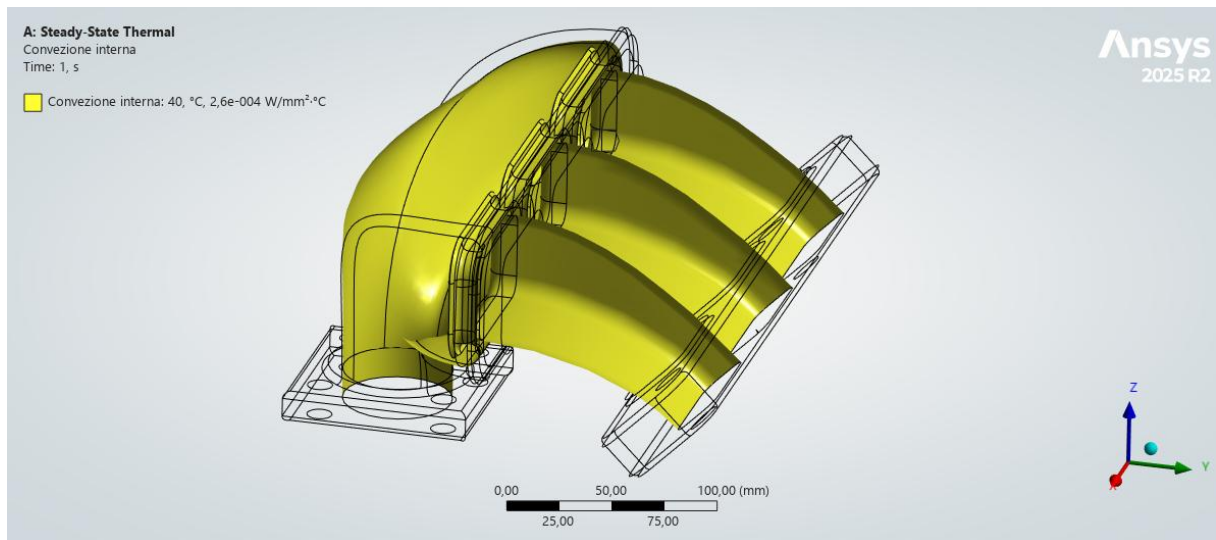


Figura 28 Superficie di scambio convettivo interno

4.5 Carichi strutturali

Dopo aver esaminato i carichi termici, necessari per osservare come la temperatura influenzi le proprietà meccaniche del materiale e di conseguenza lo stress sul componente.

Le condizioni di studio delle sollecitazioni sono due: Verifica a pressione interna (burst test) e verifica ad instabilità (buckling).

La prima verifica è legata all'analisi dello stato tensionale e deformativo durante diverse fasi di pressione del turbo, utile a verificare che le tensioni di Von Mises rimangano entro i limiti di snervamento del PA12 alla temperatura di esercizio.

La verifica a instabilità è basata sull'analisi del comportamento strutturale nei 3 casi già citati, soprattutto nel caso di vuoto, dove la depressione interna (considerata come vuoto in questo caso), può innescare fenomeni di instabilità elastica delle pareti del collettore.

Verifica a pressione interna:

La pressione interna agente nel collettore di aspirazione in condizioni di massima pressione, che è stata ricavata tramite una prova a banco è pari a 2,8 bar. Nel nostro caso per lo studio delle sollecitazioni abbiamo imposto un fattore di sicurezza, ovvero l'obiettivo progettuale è che il collettore non snervi con una pressione interna imposta pari a 6 bar col fine di considerare

una condizione estremamente cautelativa. Tale valore, superiore alle condizioni operative nominali, consente di valutare la robustezza strutturale del collettore.

È stata quindi impostata una pressione costante interna, diretta verso l'esterno su tutta la geometria interna del collettore, ovvero sul plenum e sui runner.

L'imposizione di pressione interna massima e uniforme in ogni punto della geometria interna è di fatto un'approssimazione del caso reale.

Oltre a calcolare le sollecitazioni nel caso di pressione interna più gravosa, per completezza è stata analizzata anche la condizione di carico nominale

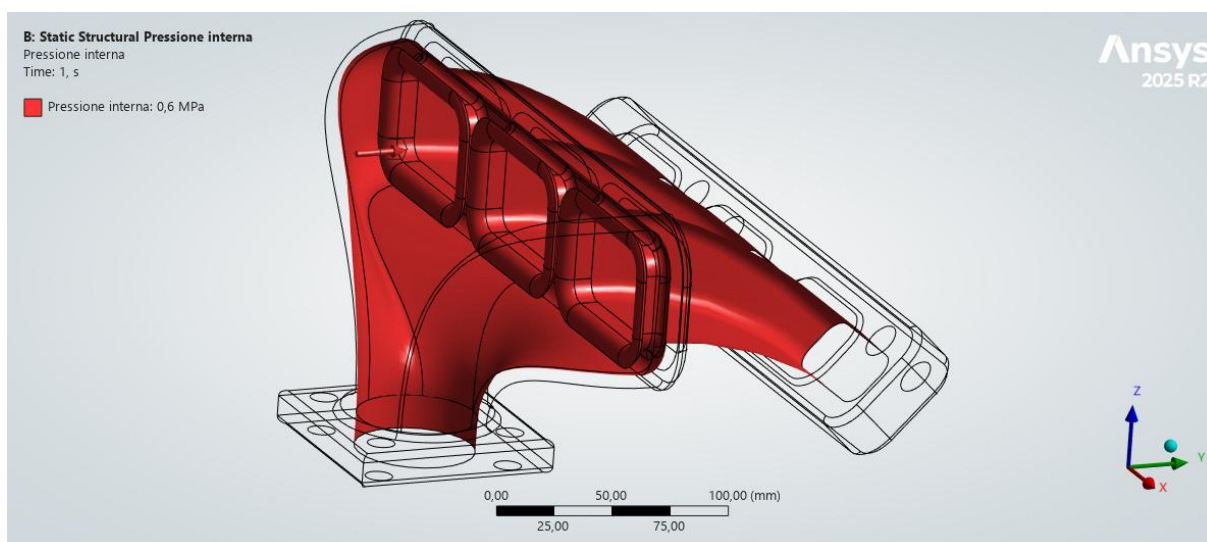


Figura 29 Superficie di applicazione della pressione interna

Verifica a instabilità:

Per quanto riguarda l'analisi per il buckling è stata ipotizzata una pressione esterna atmosferica e una condizione di vuoto interno. Tale scenario, sebbene non totalmente rappresentativo del funzionamento, consente di valutare la stabilità strutturale del componente in condizioni limite. Analogamente sono state analizzate le altre condizioni: pressione massima e condizione di carico nominale.

Nell'ambiente ANSYS l'analisi di Eigenvalue Buckling richiede una procedura a due stadi, una di pre-stress e poi l'analisi vera e propria.

Si parte impostando l'analisi statica strutturale combinata a quella termica che compongono la fase di pre-stress, il solutore calcola lo stato tensionale necessario per costruire la matrice di rigidità tensionale. Nella fase di Eigenvalue Buckling si estraggono gli autovalori risolvendo il sistema associato, per poi calcolare il carico critico mediante il prodotto degli autovalori con i carichi agenti. Il processo di analisi dell'instabilità sarà analizzato nello specifico nel paragrafo 4.7 relativo al Buckling.

4.6 Descrizione delle condizioni al contorno

Per la definizione delle condizioni al contorno del modello è stato utilizzato il comando “Fixed Support” in corrispondenza dei fori di fissaggio presenti sulle flange.

Tale comando implementa quello che strutturalmente è chiamato incastro, matematicamente impone che lo spostamento di tutti i nodi appartenenti alla geometria dei fori selezionata sia nullo in tutte le direzioni.

Per gli elementi solidi presenti nel modello, ogni nodo possiede 3 gradi di libertà traslazionali (U_x, U_y, U_z). Il Fixed Support impone:

$$U_x = 0, \quad U_y = 0, \quad U_z = 0 \quad (4.15)$$

Anche se gli elementi solidi non abbiano gradi di libertà rotazionali sui singoli nodi, il vincolo impedisce la rotazione della faccia dell'elemento grazie alla distribuzione dei nodi sulla superficie. L'imposizione del vincolo sui fori è fondamentale per due motivi, il primo perché senza, il modello sarebbe volante nello spazio. Dal punto di vista matematico, la matrice di rigidità K sarebbe non singolare, rendendo impossibile la risoluzione dell'eq 4.3.

Applicando il vincolo ai fori delle flange si eliminano 6 moti di corpo rigido (3 traslazioni e 3 rotazioni), garantendo che ogni spostamento calcolato dal solutore sia dovuto esclusivamente alla deformazione del materiale al carico applicato.

Nella realtà il collettore è fissato alla testata e al corpo farfallato attraverso collegamenti filettati, vincolando la superficie interna dei fori si simula la rigidità del collegamento, ma allo stesso tempo rappresenta un'ipotesi semplificativa del vincolo reale, poiché si presuppone che i bulloni siano serrati con una coppia tale che impedisce ogni scorrimento o distacco dagli altri elementi collegati.

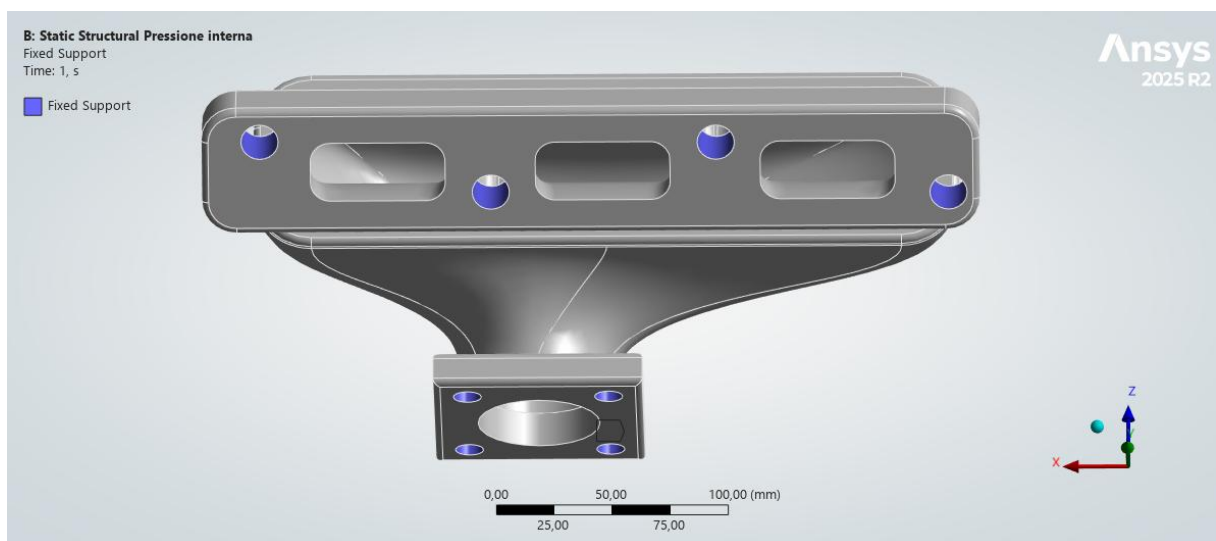


Figura 30 Fori vincolati

4.7 Buckling

In questo paragrafo verrà analizzato in maniera dettagliata il fenomeno del buckling [15] [22]. Con il termine instabilità a compressione o buckling si intende il fenomeno per il quale sollecitando a compressione un elemento strutturale. L'instabilità è rappresentata dall'insacco di campi di deformazione con spostamenti prevalentemente ortogonali alla direzione della massima compressione. La conseguenza dell'insacco di questo fenomeno è il cedimento della struttura a un carico più basso rispetto ai limiti meccanici del materiale di cui è composta la struttura. Il meccanismo è sempre legato all'insorgere di fenomeni di carico a flessione, che possono essere o globali o locali, laddove si presenta uno stato di compressione più o meno diffuso. La presenza di imperfezioni locali ha effetti determinanti sull'insorgere del fenomeno, infatti maggiore è il difetto e minore sarà il carico necessario per rendere evidente la flessione. In determinate condizioni ci si riferisce a instabilità per pareti sottili quando il fenomeno di flessione è localizzato sulle superfici sottili dell'elemento.

L'esempio principe per l'analisi dell'instabilità è quello dell'asta soggetta a carico di compressione, struttura snella che ad un certo punto esibisce una flessione laterale, questa flessione laterale è un fenomeno che si auto esalta provocando profonde modifiche alla struttura, fino ad arrivare al collasso.

La ricerca dell'instabilità è basata sul determinare il passaggio tra equilibrio stabile, equilibrio indifferente e condizione di instabilità. Se il carico di compressione è minore del carico critico la trave rimarrà dritta in una condizione di equilibrio stabile, se invece il carico supera quello critico la trave sbanderà passando a una configurazione inflessa in una condizione di equilibrio instabile. Il carico critico rappresenta la condizione di equilibrio indifferente.

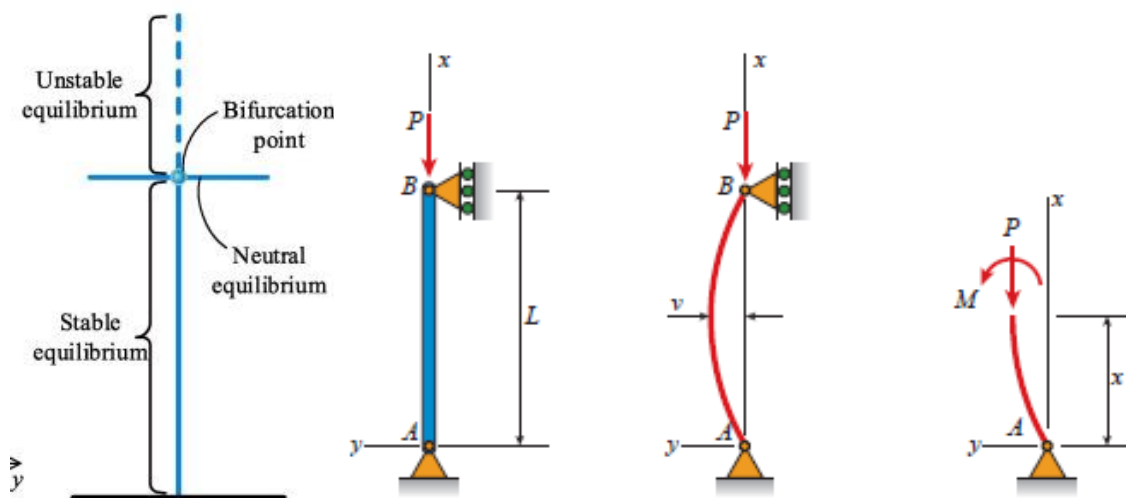


Figura 31 Buckling fonte: ScienceDirect, Mechanics of materials

Per lo studio delle travi snelle è largamente utilizzato il modello di Eulero. Consideriamo una trave di lunghezza L con sezione A . La trave è elastica, senza imperfezioni, perfettamente centrata, soggetta a carico di compressione P .

Ipotizziamo valida la legge di Hooke e che la trave sia configurata nella condizione di vincolo appoggio-appoggio agli estremi.

Nella prima parte di applicazione del carico la trave è soggetta alla sola pressione σ :

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (4.16)$$

Incrementando il carico si raggiunge una condizione di equilibrio indifferente, nel quale ora la condizione elastica è fornita dalla curvatura assunta dalla trave, oltre il valore di tale carico (P_{cr}) la trave svelle.

Per equilibrare la curvatura, la trave risponde con un momento riequilibrante:

$$M_e = EI \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (4.17)$$

Separando in due la trave, rispetto al punto A , si può esprimere l'equazione di equilibrio dei momenti valido per ogni x .

$$EI \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + Pv = 0 \quad (4.18)$$

Che è rappresentata da un'equazione differenziale del secondo ordine a coefficienti costanti, che facendo alcune assunzioni può essere riscritta:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + k^2 v = 0 \quad (4.19)$$

Con k pari a:

$$k = \sqrt{\frac{P}{EI}} \quad (4.20)$$

L'equazione differenziale ha soluzione generale del tipo:

$$v(x) = C_1 \sin(kx) + C_2 \cos(kx) \quad (4.21)$$

A tale soluzione generale è necessario definire univocamente C_1 e C_2 costanti che dipendono dalle condizioni al contorno del problema.

Per la trave appoggio-appoggio le condizioni al contorno da imporre sono di spostamento nullo nelle ascisse 0 e L .

$$\begin{cases} v(0) = 0 \\ v(L) = 0 \end{cases} \rightarrow \begin{cases} C_2 = 0 \\ C_1 \sin kL = 0 \end{cases} \quad (4.22)$$

L'annullarsi di un prodotto implica la nullità di uno dei due fattori:

$$\begin{cases} C_1 = 0 \\ \sin kL = 0 \end{cases} \quad (4.23)$$

Nel caso in cui C_1 sia nullo otterremmo la soluzione banale, non avendo flessione, nel caso di annullamento del secondo fattore otteniamo:

$$\sin kL = 0 \rightarrow kL = n\pi \rightarrow P_{cr} = \frac{n^2\pi^2}{L^2}EI \quad (4.24)$$

Si è trovato un valore del carico al quale corrisponde uno spostamento trasversale lungo la trave, indeterminato ma non nullo, di complessità legata al valore del numero naturale n.

N è un numero che indica le “gobbe” mostrate dalla trave a quel carico applicato, identificando anche il modo di carico.

Siamo interessati al carico critico per n=1, i successivi crescono rapidamente con n² quindi sono di scarso interesse pratico.

Analizziamo ora il carico critico di Eulero e facciamo delle osservazioni:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2}{L^2}EI \quad (4.25)$$

- Non dipende dal carico di snervamento
- Cresce linearmente con il momento di inerzia I della sezione
- Cresce linearmente con il modulo di Young
- Decresce quadraticamente con la lunghezza L

Dopo questa introduzione riguardante il buckling e il carico critico di Eulero, è possibile analizzare il modello matematico adottato da ANSYS Mechanical per la valutazione dell’instabilità [23].

Il solutore effettua un’analisi di instabilità agli autovalori, prevedendo la resistenza teorica all’instabilità di una struttura elastica ideale.

Per avere un approccio più accurato nel valutare l’instabilità si esegue un’analisi di instabilità non lineare, effettuando un’analisi strutturale statica considerando gli effetti di grandi deformazioni. In queste analisi viene applicato un carico che aumenta gradualmente per individuare il carico critico in cui la struttura diventa instabile.

Utilizzando la tecnica non lineare il modello può includere imperfezioni, comportamento plastico e risposta a grandi deformazioni, ottenendo un valore di carico critico accurato e reale.

L’analisi Eigenvalue Buckling in ANSYS è eseguita andando a ricercare il carico critico tramite l’imposizione dell’equilibrio indifferente.

Matematicamente la condizione di equilibrio indifferente equivale ad avere la matrice di rigidezza totale singolare.

La matrice di rigidezza totale è composta da due matrici, K la matrice di rigidezza elastica e S la matrice di rigidezza tensionale, dipendente esclusivamente dallo stato tensionale e dalla geometria dell’elemento.

L’analisi di instabilità lineare risolve la seguente equazione relativa al problema agli autovalori:

$$([K] + \lambda[S])\{\psi\} = 0 \quad (4.26)$$

Dove il load multiplier λ (autovalore) è moltiplicato ai carichi applicati per ottenere il carico critico, ψ (autovettore) indica la forma che la struttura assume nel momento che si instabilizza. Una volta estratti gli autovalori il sistema determina il carico critico effettivo moltiplicando il moltiplicatore al carico applicato sul modello.

4.8 Criterio di Von Mises

Per valutare lo stato tensionale del collettore è stato utilizzato il criterio di resistenza di Von Mises [15] [22].

Se siamo in condizioni di sollecitazione monodimensionale è molto facile determinare le condizioni tensionali, nella pratica comune però le sollecitazioni sono di tipo pluridimensionale. In questo caso è necessario andare a determinare una tensione equivalente monodimensionale per avere un riferimento da confrontare con i valori delle prove di resistenza del materiale, questa tensione equivalente prende il nome di tensione ideale.

La tensione ideale viene confrontata con un valore di tensione limite per valutare la criticità dello stato tensionale, per i materiali duttili si confronta con la tensione di snervamento, mentre per i materiali fragili con la tensione di rottura.

I criteri di rottura sono semi empirici, ne esistono molti e nessuno di questi ha validità generale, di solito a seconda del materiale si sceglie il criterio più adatto da utilizzare.

Ogni criterio di rottura ha una sua ipotesi di cedimento, ovvero un limite oltrepassato il quale ho la rottura.

Il criterio di Von Mises, anche definito come criterio dell'energia di distorsione assume che "lo snervamento avviene quando l'energia di distorsione per unità di volume raggiunge o oltrepassa l'energia di distorsione per unità di volume necessaria a snervare lo stesso materiale durante la prova di trazione o compressione semplice".

La formulazione di questo criterio nasce dall'osservazione che i materiali duttili soggetti a uno stato di tensione idrostatico mostrano una resistenza allo snervamento molto superiore al valore misurabile nella prova di trazione semplice.

L'energia di distorsione è legata alla variazione della sola forma e non di volume, ed è ricavabile tramite la differenza tra energia di deformazione idrostatica e energia di deformazione di sola distorsione.

Considerando un punto di un materiale lineare elastico soggetto a carico monodimensionale e con volume unitario; essendo l'energia di deformazione pari al prodotto tra forza e spostamento, si può scrivere:

$$U = \int_0^{\varepsilon_f} \sigma d\varepsilon = \frac{1}{2} \sigma_f \varepsilon_f \quad (4.27)$$

Riferendosi al caso tridimensionale l'energia diventa:

$$U = \frac{1}{2} (\sigma_1 \varepsilon_1 + \sigma_2 \varepsilon_2 + \sigma_3 \varepsilon_3) \quad (4.28)$$

Utilizzando le equazioni di Navier per sostituire le epsilon è possibile riscrivere:

$$\begin{cases} \varepsilon_1 = \frac{1}{E} [\sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_2 = \frac{1}{E} [\sigma_2 - \nu(\sigma_1 + \sigma_3)] \\ \varepsilon_3 = \frac{1}{E} [\sigma_3 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2)] \end{cases} \quad (4.29)$$

Ottenendo l'energia di deformazione per il caso tridimensionale:

$$U = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (4.30)$$

Calcolando ora l'energia derivante dalla sola componente idrostatica:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (4.31)$$

Se tutte le tre tensioni fossero uguali a σ_m l'energia diventerebbe quella idrostatica U' :

$$U' = \frac{1}{2E} (3\sigma_m^2 - 6\nu\sigma_m^2) = \frac{1-2\nu}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 \quad (4.32)$$

Da cui:

$$U' = \frac{1-2\nu}{6E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (4.33)$$

Calcoliamo quindi per differenza l'energia di distorsione U''

$$U'' = \frac{1+\nu}{3E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (4.34)$$

Che in condizioni monodimensionali diventa:

$$U'' = \frac{1+\nu}{3E} \sigma_{id}^2 \quad (4.35)$$

Dal confronto delle due energie di distorsione otteniamo:

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - (\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)} \quad (4.36)$$

Se fossimo invece in uno stato di tensione piano con riferimento non principale otteniamo una tensione ideale di questo tipo

$$\sigma_{id} = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (4.37)$$

4.9 Creazione e raffinamento mesh

Definita la geometria del modello, ho diverse tipologie di schemi disponibili per andare a discretizzare la struttura, in base alla tipologia di problema che devo affrontare andrò a scegliere una tipologia di elemento.

L'obiettivo è quello di andare a raffinare la mesh nelle zone con i gradienti di tensione più elevati o in prossimità di dettagli geometrici dove la griglia è meno fitta, in modo da ottenere una descrizione del comportamento meccanico più accurata.

I risultati dell'analisi FEM convergono al risultato esatto se si affina gradualmente la mesh, si possono quindi andare ad effettuare più prove aumentando la densità della mesh nei punti in cui ho maggiori gradienti tensionali, finché non si ottiene una stabilizzazione del valore massimo di tensione, quest'ultimo una volta stabilizzato può essere considerato con buona approssimazione il risultato più attendibile [15].

Il software ANSYS Mechanical cercherà di andare a suddividere il modello con degli elementi a forma di esaedri o tetraedri.

Gli esaedri forniscono un'accuratezza maggiore in tempi rapidi ma la geometria deve essere tale da permetterne l'uso, principalmente tutte quelle generate da estrusioni sono le più indicate per questa tipologia di mesh.

I tetraedri sono più utili invece per tutte quelle geometrie complesse, consentendo di ottenere in maniera semplice delle mesh di ottima qualità.

La mesh ha il compito di dividere il dominio in celle discrete e di risolvere le equazioni sui nodi o nelle celle.

Una volta importata la geometria nella sezione di Workbench nel blocco Steady-State Thermal, per andare a effettuare l'operazione di meshing è necessario innanzitutto andare a aprire la sezione "model" di Workbench che condurrà direttamente al progetto in Mechanical, dove si può andare a generare e modificare la mesh nell'omonima sezione.

Siccome viene effettuata un'analisi termo-strutturale, la "Physics Preference" della mesh sarà impostata su "Mechanical". Questa impostazione ottimizza gli algoritmi di meshing per problemi strutturali dando la priorità alla forma degli elementi rispetto alla fluidodinamica.

Impostiamo il valore "Element Size", della grandezza massima dell'elemento mesh che si vuole ottenere, tale parametro verrà utilizzato per studiare la convergenza della mesh.

La tipologia di elemento utilizzata è tetraedrica quadratica, poiché questo tipo di elemento riesce a seguire molto bene le curvature dei condotti e della geometria, evitando di sottostimare la deformazione reale.

Nella sezione "Sizing" disattiviamo la funzione che adatta la grandezza della griglia, in modo da avere una mesh ordinata e modificata a nostro piacimento.

Un altro dato da impostare è il Growth Rate, un valore che gestisce la velocità di variazione di grandezza degli elementi tra zone fitte e meno. È importante non impostare un valore percentuale troppo alto per non andare a creare transizioni troppo brusche della mesh, evitando di degradare la mesh e avere dei gradienti di tensione poco accurati ed errori numerici.

Nella creazione della mesh non sono stati utilizzati gli automatismi del programma come “Capture curvatures” e “Capture Proximity” per modificare la densità della mesh, ma bensì sono stati assegnati dei body/face sizing.

Per andare a catturare in maniera più efficace il gradiente di temperatura e lo stress superficiale nella geometria interna, sono stati utilizzati gli “Inflation Layers” che creano degli strati di elementi prismatici sottili e piani vicino alla superficie in grado di approssimare bene le sollecitazioni. Gli strati sono 3 con un rapporto di crescita di 1,2.

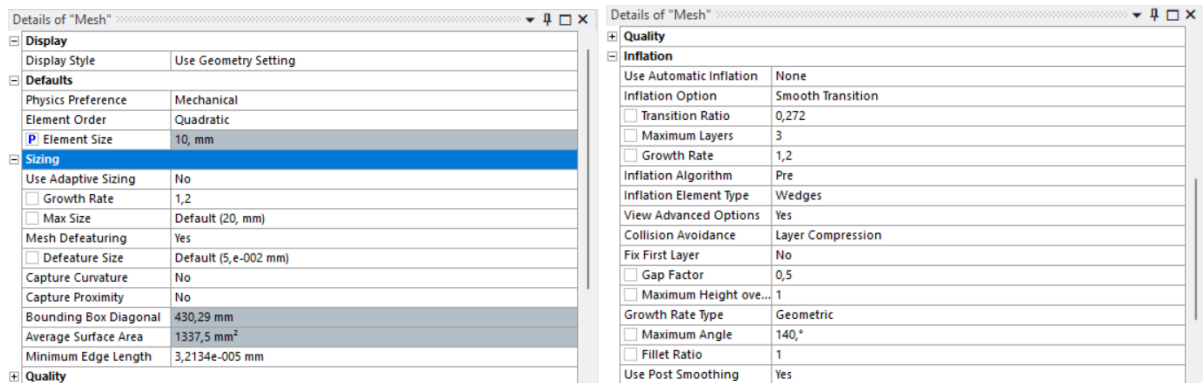


Figura 32 Impostazioni della mesh

Data l’assenza di piani di simmetria nella geometria del collettore, è stata utilizzata una strategia di sizing non uniforme. È stato applicato un raffinamento locale esclusivamente nelle zone a elevato gradiente di tensione, mantenendo una mesh grossolana nelle zone strutturalmente rigide come le flange e rendendo più fine la mesh proporzionalmente con i valori di stress massimo; con l’obiettivo di ottimizzare il costo computazionale senza compromettere la convergenza del risultato nei punti critici.

Invece di utilizzare un unico parametro totale di mesh, sono stati utilizzati come parametri i valori di sizing del plenum, runner e dei raccordi.

Tramite questo studio differenziato siamo riusciti a identificare la densità di mesh ottimale per ciascuna regione, garantendo almeno 2 elementi nello spessore e concentrando le risorse computazionali sui raccordi.

Prova	Sizing raccordi	Sizing plenum	Sizing runner	Nodi	Elementi	Stress equivalente massimo	Variazione
1	4 mm	9 mm	6,5 mm	1,15 10 ⁵	67297	26,5 MPa	/
2	2 mm	7 mm	4,5 mm	4,39 10 ⁵	2,81 10 ⁵	27,5 MPa	3.70%
3	1 mm	3,5 mm	2,25 mm	1,77 10 ⁶	1,19 10 ⁶	31,2 MPa	13.23%
4	0,8 mm	3,5 mm	2,25 mm	2,52 10 ⁶	1,71 10 ⁶	31,1 MPa	0.12%

Tabella 2 Analisi stress equivalente

Prova	Sizing raccordi	Sizing plenum	Sizing runner	Nodi	Elementi	Deformazione totale massima	Variazione
1	4 mm	9 mm	6,5 mm	1,15 10 ⁵	67297	2,0225 mm	/
2	2 mm	7 mm	4,5 mm	4,39 10 ⁵	2,81 10 ⁵	2,0505 mm	0.014%
3	1 mm	3,5 mm	2,25 mm	1,77 10 ⁶	1,19 10 ⁶	2,0647 mm	0.007%
4	0,8 mm	3,5 mm	2,25 mm	2,52 10 ⁶	1,71 10 ⁶	2,0647 mm	0%

Tabella 3 Analisi deformazione totale massima

Prova	Sizing raccordi	Sizing plenum	Sizing runner	Nodi	Elementi	Temperatura massima	Variazione
1	4 mm	9 mm	6,5 mm	1,15 10 ⁵	67297	66,216°C	/
2	2 mm	7 mm	4,5 mm	4,39 10 ⁵	2,81 10 ⁵	66,22°C	0.01%
3	1 mm	3,5 mm	2,25 mm	1,77 10 ⁶	1,19 10 ⁶	66,221°C	0%
4	0,8 mm	3,5 mm	2,25 mm	2,52 10 ⁶	1,71 10 ⁶	66,221°C	0%

Tabella 4 Analisi temperatura massima

Dopo aver analizzato il modello con 4 prove, sono state costruite delle tabelle che analizzano le variazioni di stress equivalente massimo, deformazione totale massima, temperatura massima, numero di elementi e nodi.

Il vantaggio di andare a variare le dimensioni dell'elemento di mesh su varie parti del modello consente di scoprire quale parte è più sensibile alle variazioni. Notiamo subito che le tabelle 2 e 3 hanno una velocità di convergenza di gran lunga superiore rispetto alla prima tabella, dimostrando come la deformazione e la temperatura descrivano il comportamento globale del pezzo non essendo sensibili ai dettagli locali. Queste due tabelle confermano che il modello è globalmente stabile e che la soluzione termica e degli spostamenti sono indipendenti dalla mesh anche a densità medie.

Lo stress invece si comporta in maniera totalmente diversa, essendo molto sensibile ai dettagli locali ha bisogno di una mesh sia molto fitta, infatti è possibile notare come nella tabella 1 tra la prova 2 e la prova 3 ci sia un picco di tensione nel raccordo, questo avviene perché l'analisi con un elemento di 2mm provoca un fenomeno di sottovalutazione dello stress massimo, poiché

la discretizzazione non è in grado di descrivere in maniera corretta l'effetto delle tensioni sul raccordo, mediando il picco di tensione su un'area troppo vasta.

Passando da un elemento di 2mm a 1mm sui raccordi, notiamo come scendendo a 1mm la mesh è sufficientemente piccola per approssimare in maniera abbastanza fedele la curvatura del raccordo e leggere il valore di tensione corretto.

Per quanto riguarda i valori assunti per il plenum e per i runner, sono stati assunti pari al valore dello spessore per la prova 2 e poi dimezzati nella prova 3, avendo almeno 2 elementi nello spessore garantiamo la corretta rigidità flessionale delle pareti.

L'analisi tra la prova 3 e 4 definisce il punto di ottimo dell'analisi, infatti con la variazione di 0,2mm la tensione varia di uno 0.12% mentre rimane identica il valore della deformazione, allo stesso tempo però aumenta di molto il costo computazionale, passando da 1,77 milioni di nodi a 2,52 milioni, allungando i tempi di calcolo e di analisi.

La prova 3 è la nostra mesh di convergenza, aumentare ulteriormente il numero di elementi appesantisce il calcolo senza aggiungere nessuna informazione utile, rappresentando il miglior compromesso tra accuratezza numerica e onere computazionale.

Per l'analisi con la pressione interna è stata utilizzata una mesh con i parametri della prova 3, per quanto riguarda invece la prova a buckling, essendo un fenomeno globale, è necessario avere una mesh che descrive bene la forma del collettore senza avere un grado di precisione elevato come l'altra analisi, per questo motivo è stata utilizzata la mesh con i parametri della prova 2, ottenendo una precisione di calcolo ottima con un tempo macchina ridotto.

4.10 Risultati delle analisi

Quanto è stato fatto finora ha consentito alla realizzazione di un modello utilizzabile per il caso di studio. La definizione e l'imposizione della combinazione dei carichi sia termici che strutturali, assieme alle condizioni al contorno congrue, hanno permesso di generare delle analisi mediante il metodo agli elementi finiti.

Le analisi condotte saranno in tre diverse condizioni di carico:

- Vuoto all'interno del collettore e pressione atmosferica all'esterno.
- Pressione di 6 bar all'interno e pressione atmosferica all'esterno.
- Condizioni di utilizzo nominali, 2,8 bar all'interno e pressione atmosferica all'esterno.

In questo paragrafo saranno analizzati i risultati provenienti dalle analisi sul modello pre ottimizzazione del collettore.

4.10.1 Scambi termici e distribuzione delle temperature

Iniziamo con il valutare gli scambi termici e la distribuzione delle temperature:

Come già illustrato nel paragrafo relativo alla valutazione degli scambi termici, essi sono stati impostati all'interno del setup dello Steady-State Thermal e il solutore ha restituito come risultato la mappa delle temperature su tutto il collettore.

Si riporta di seguito l'albero relativo all'analisi presente in Mechanical:

Che rappresenta la sezione dove sono impostati tutti i dati relativi allo studio svolto dal punto di vista termodinamico.

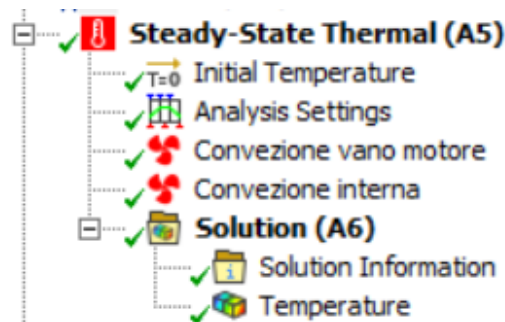


Figura 33 Setup Steady-State Thermal

Si osservino i valori che l'analisi ha restituito in output:

Come valori riassuntivi della distribuzione termica abbiamo:

- Temperatura massima: 65.29 °C
- Temperatura minima: 39.99 °C
- Temperatura media: 46.69 °C

Si nota come le temperature più alte sono in prossimità delle flange di attacco con la testata del motore e con il corpo farfallato, il calore poi si propaga verso i runner e il corpo del collettore. È importante notare come il materiale rappresenti anche attraverso la mappa delle temperature il suo comportamento termo isolante, infatti è facile notare la differenza di temperatura tra la superficie esterna ed interna del collettore.

In particolare è importante notare come mediamente la temperatura sui runner sia di 43°C, dato fondamentale per valutare la tensione di snervamento del materiale in quel punto.

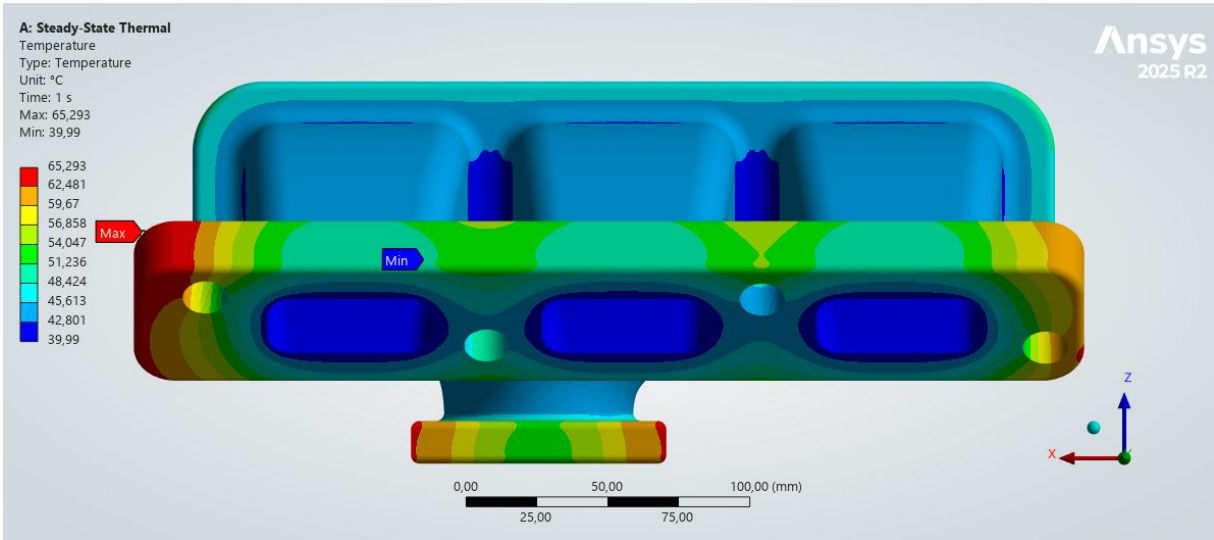


Figura 34 Vista frontale distribuzione delle temperature

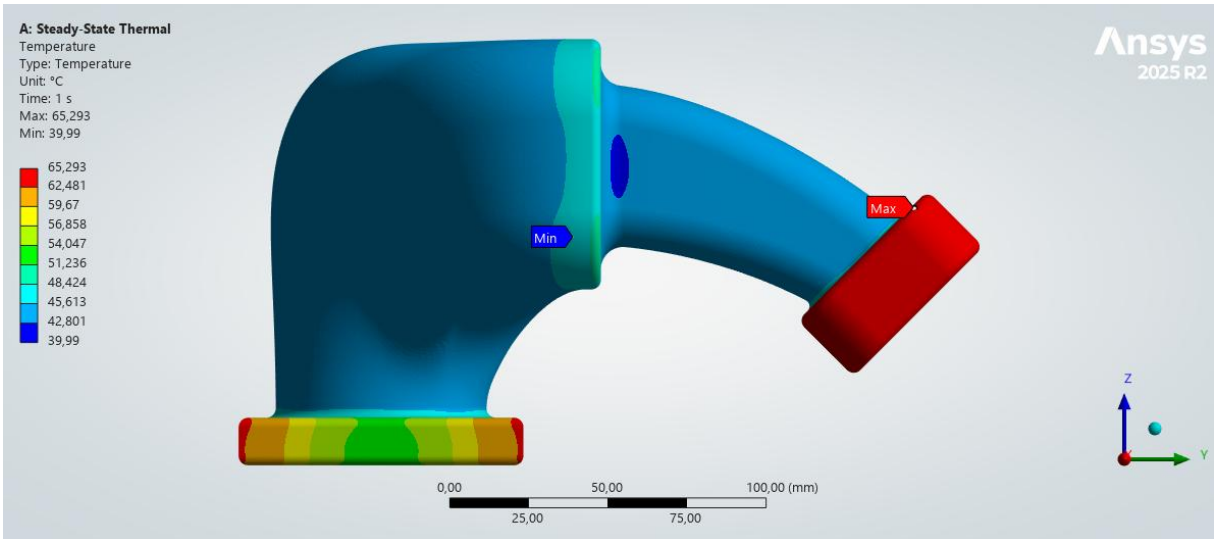


Figura 35 Vista laterale distribuzione delle temperature

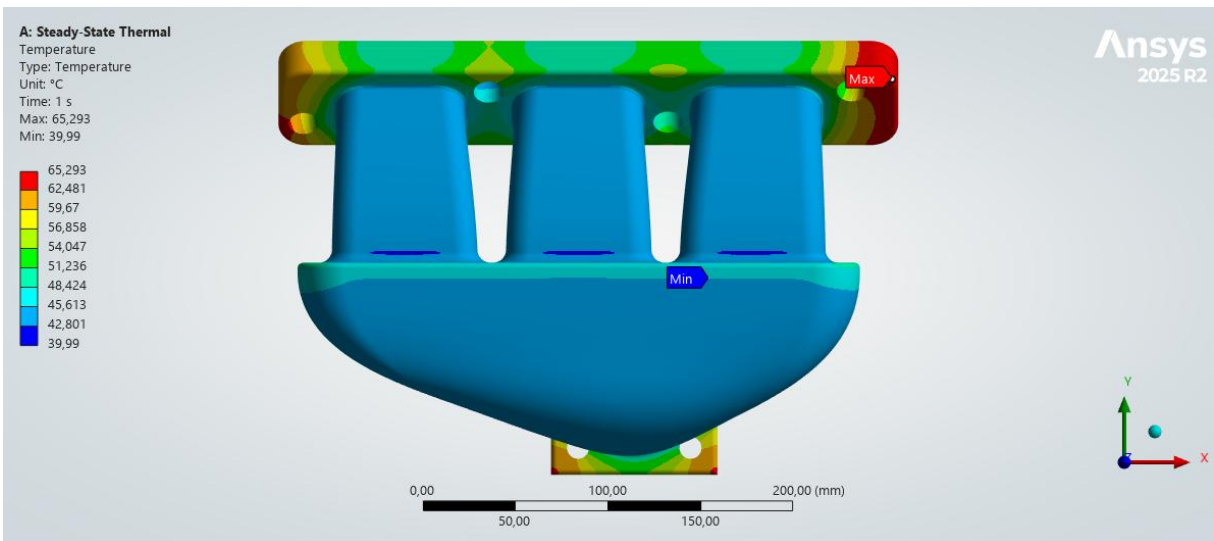


Figura 36 Vista superiore distribuzione delle temperature

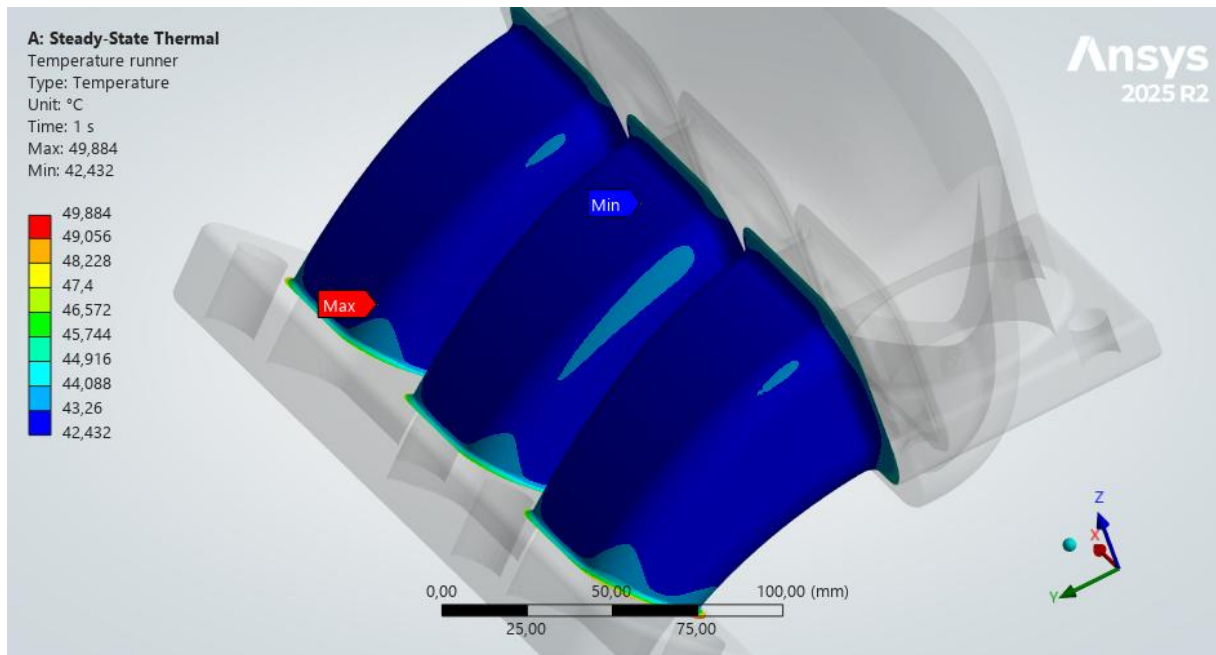


Figura 37 Distribuzione delle temperature sui runner

Dopo aver analizzato la parte relativa all'analisi termica del collettore passiamo quindi ad analizzare la parte relativa ai **carichi strutturali** e i relativi vincoli a cui è soggetta la struttura. Le analisi sono state impostate per due delle condizioni di carico, come precedentemente illustrato.

- Pressione di 6 bar all'interno e pressione atmosferica all'esterno.
- Condizioni di utilizzo nominali, 2,8 bar all'interno e pressione atmosferica all'esterno.

Riferendosi al workflow, per lo studio delle sollecitazioni strutturali è stato utilizzato il blocco Static Structural. Il setup è illustrato nella seguente figura:

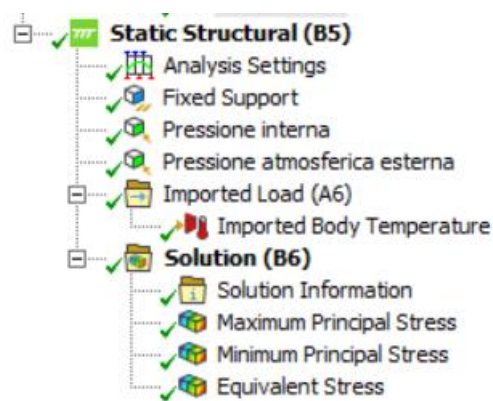


Figura 38 Setup Static Structural

Notiamo che in input ci sono le impostazioni relative alla condizione di vincolo dei fori, i carichi di pressione agenti e la distribuzione delle temperature sul corpo ottenuta tramite l'analisi precedente. Il solutore fornisce in output lo stress equivalente di Von Mises e il volume del modello. Il focus principale è rivolto alla superficie esterna del collettore, non verranno

analizzati i punti più sollecitati nella geometria interna. Studiare e ottimizzare la geometria interna senza avere un riscontro fluidodinamico parallelo è un'ottimizzazione finalizzata solo per ragioni strutturali e non per quelle funzionali del componente. Per questi motivi verranno presi in considerazione i punti sulla superficie esterna.

4.10.2 Condizione di carico Pressione interna massima

Iniziamo con il valutare la condizione di carico a pressione massima e analizzare la tensione equivalente di Von Mises:

Notiamo come i punti più sollecitati siano localizzati sulle superfici piatte dei runner e del plenum e sui raccordi tra flangia e runner. Tramite valutazione degli stress principali massimi e minimi, si può osservare che le superfici sono sollecitate a trazione a causa della pressione interna del fluido sulle pareti, mentre per quanto riguarda i raccordi, sono caricati a compressione. Il valore di stress che più preoccupa strutturalmente sono quelli localizzati nei raccordi, poiché i runner sono ad una temperatura media di 43°C, il loro valore di tensione di snervamento è di 30 MPa, presentando una situazione molto vicina allo snervamento.

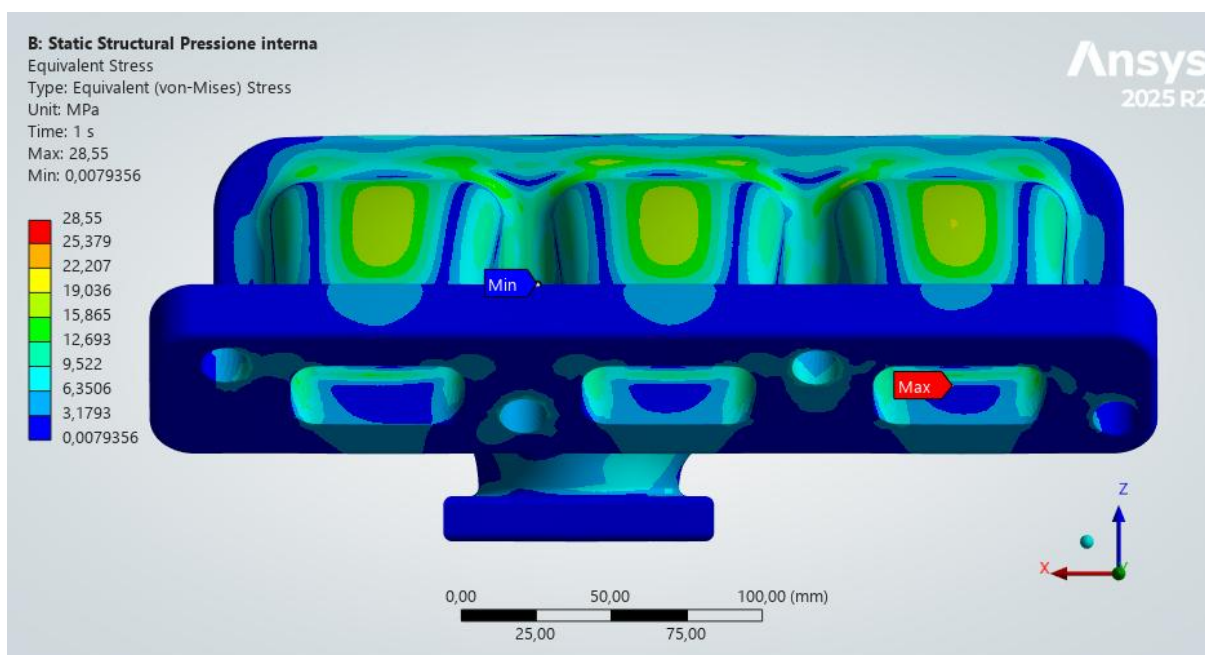


Figura 39 Tensione di Von Mises 1

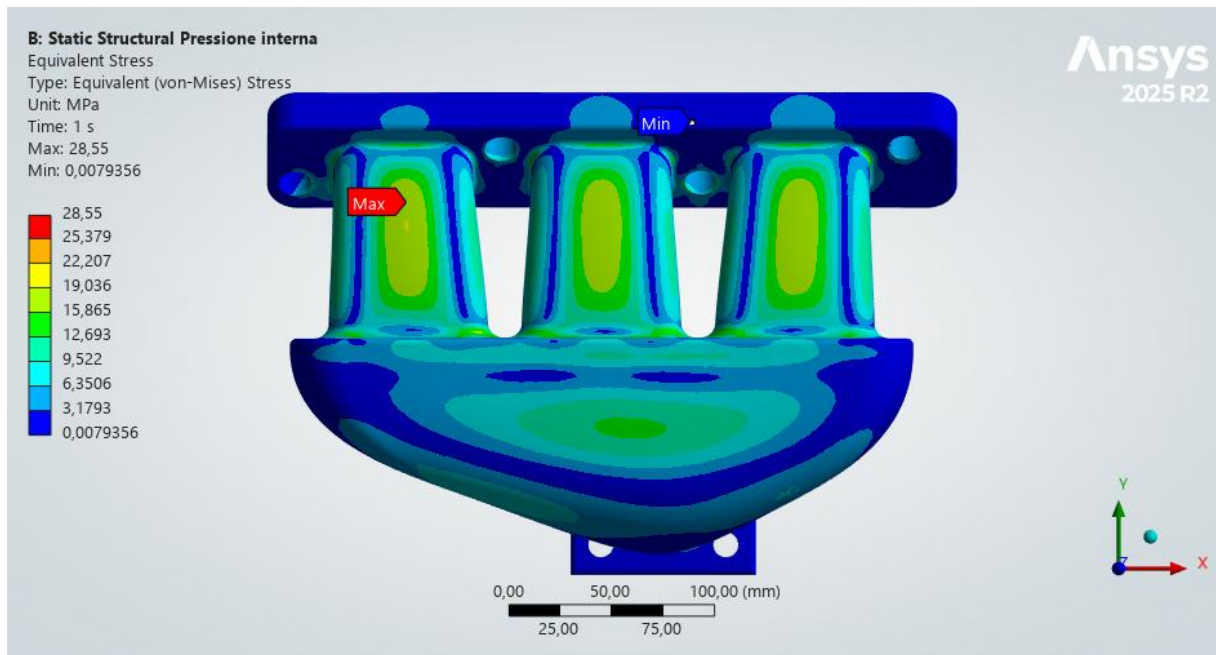


Figura 40 Tensione di Von Mises 2

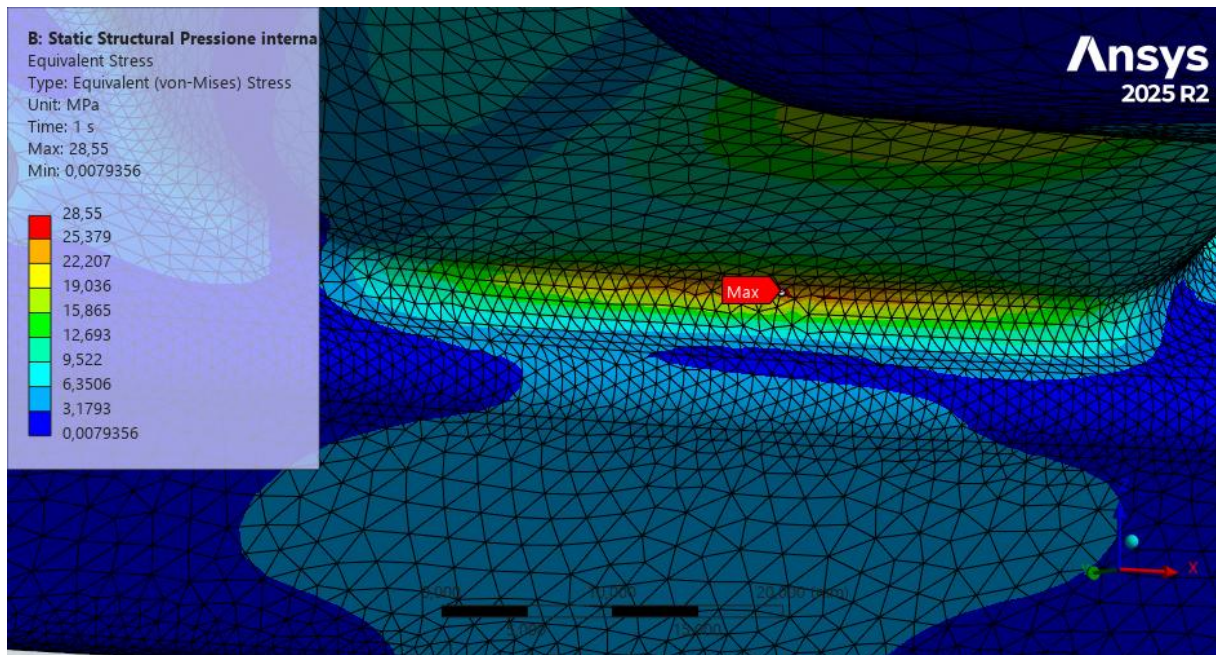


Figura 41 Concentrazione di tensione

4.10.3 Condizione di carico nominale

Per completezza analizziamo anche il collettore soggetto al carico nominale di utilizzo:

Ovviamente in questo caso il collettore essendo sollecitato a carichi minori, i valori di stress localizzati sui condotti e sui raccordi sono diminuiti di molto.

L'analisi di questa condizione di carico dimostra quanto siano sfavorevoli e in sicurezza le condizioni di carico in cui si sta analizzando il componente.

I punti più sollecitati sono ampiamente al di sotto dei valori di snervamento alle relative temperature.

Tensione equivalente di Von Mises:

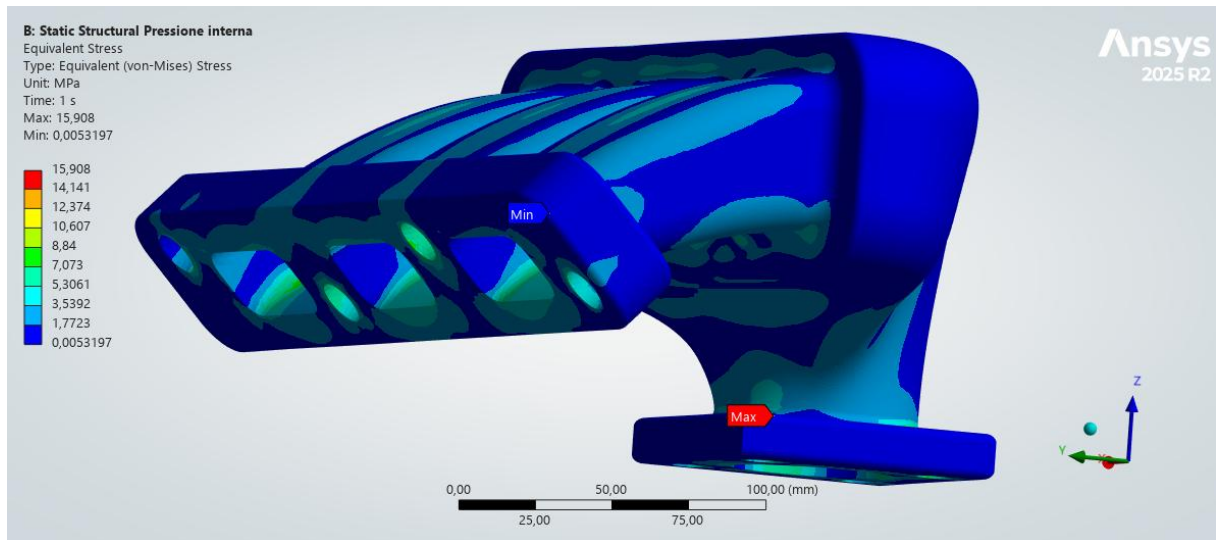


Figura 42 Tensione equivalente di Von Mises 1

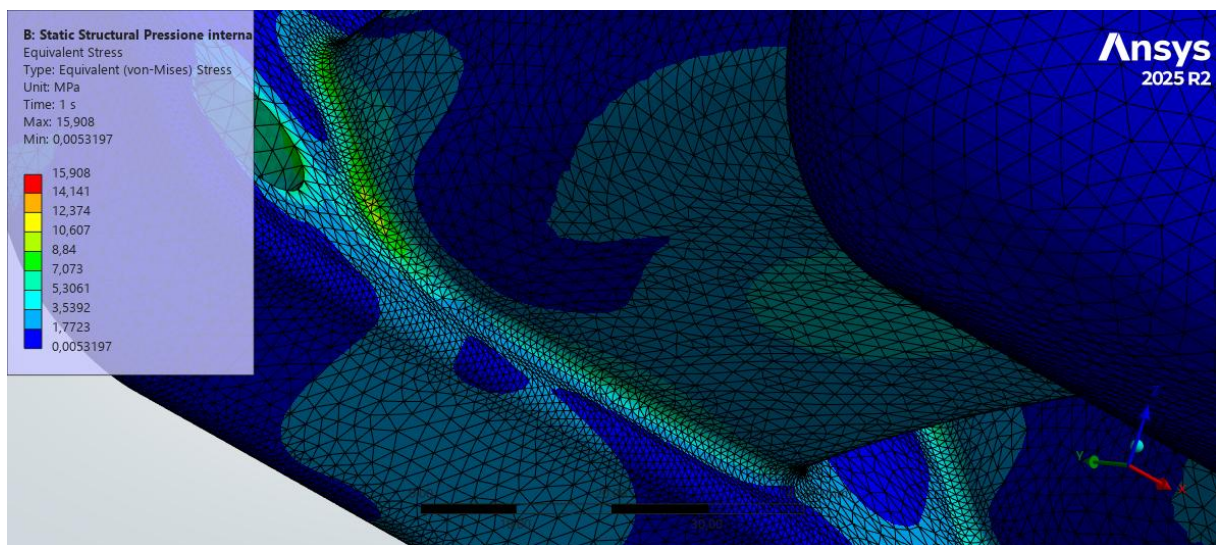


Figura 43 Sollecitazioni sul raccordo

Passiamo ora all'analisi dell'instabilità del collettore, le condizioni di carico per il buckling analizzate saranno le due condizioni limite di applicazione:

- Vuoto all'interno del collettore e pressione atmosferica all'esterno.
- Pressione di 6 bar all'interno e pressione atmosferica all'esterno.

Per lo studio dell'instabilità è stato utilizzato il blocco Eigenvalue Buckling. Il setup dell'analisi è illustrato nella figura:

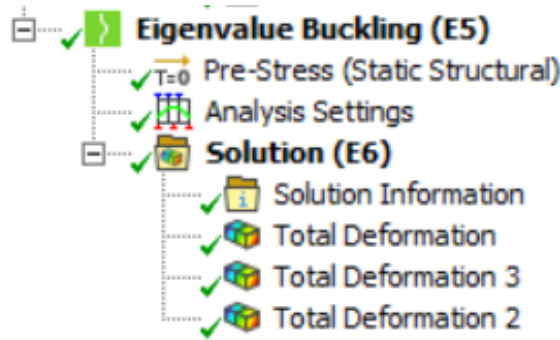


Figura 44 Set up Buckling

È possibile notare che in input ci sono le impostazioni relative alla condizione di pre-stress, ovvero i risultati dei carichi di pressione agenti e la distribuzione delle temperature sul corpo ottenute. Il solutore fornisce in output le deformazioni totali del collettore per i tre diversi modi del buckling e i relativi “Load Multiplier”.

4.10.4 Verifica a buckling con pressione interna massima

Partiamo con il caso di pressione massima 6 bar:

Per questa tipologia di carichi otteniamo i seguenti autovalori:

- Modo 1: -5.3879
- Modo 2: -5.3114
- Modo 3: -4.9628

Analizzando gli autovalori restituiti dall’analisi notiamo subito due particolari: il segno e il modulo dell’autovalore. Il segno meno è dovuto dal tipo di carico che è stato applicato al modello, infatti il buckling è un fenomeno subordinato ad un carico compressivo, in questa analisi il carico predominante è la pressione interna va a tendere le superfici esterne.

Il segno meno indica quindi che affinché ci sia buckling è necessaria una inversione della direzione del carico, situazione abbastanza irrealizzabile.

Il modulo invece indica che per avere instabilità i carichi agenti sulla struttura debbano aumentare di almeno 5 volte rispetto a quelli analizzati.

Nel complesso l’analisi riporta resistenza a buckling con il carico di pressione interna.

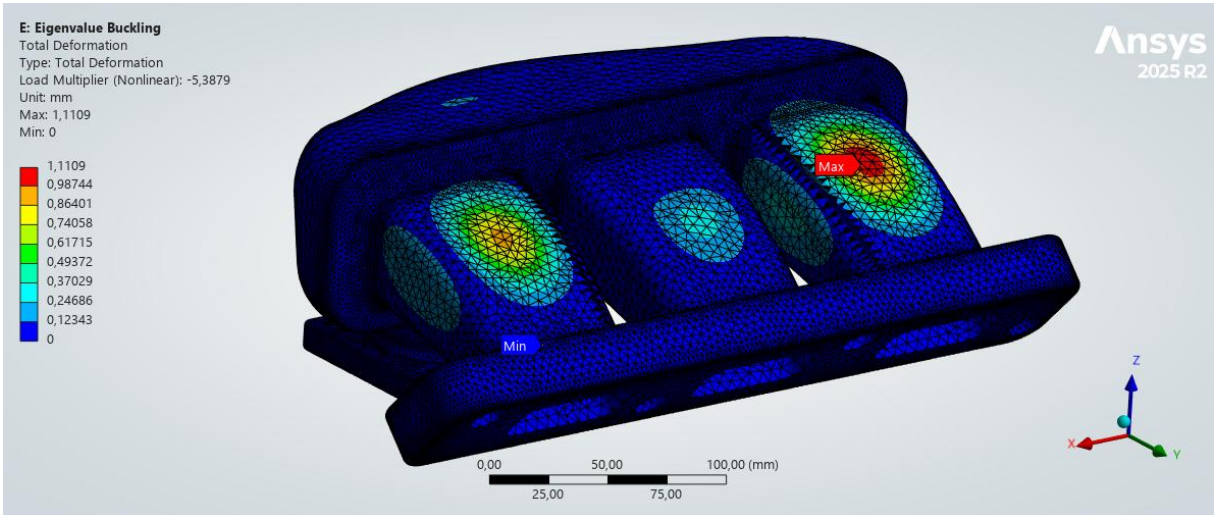


Figura 45 Modo 1 Buckling pressione interna 1

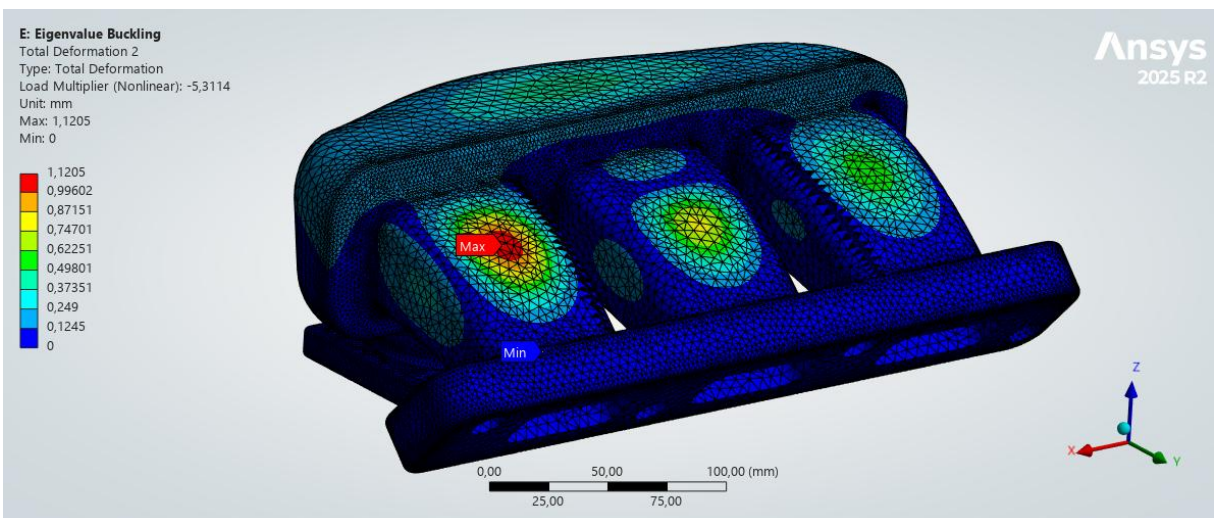


Figura 46 Modo 2 Buckling pressione interna 2

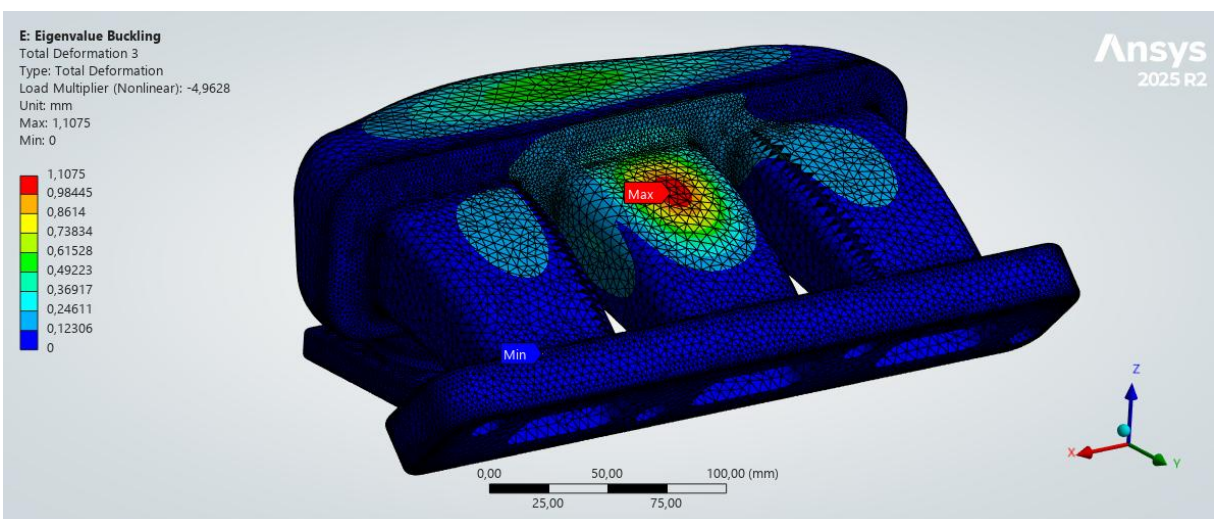


Figura 47 Modo 3 buckling pressione interna 3

4.10.5 Verifica a buckling con pressione atmosferica e vuoto interno

Passando alla seconda condizione di carico, ovvero quella con il vuoto all'interno.

Per questa configurazione di carichi otteniamo i seguenti autovalori:

- Modo 1: 14.401
- Modo 2: 15.143
- Modo 3: 15.239

A differenza del caso con pressione interna imposta, nella prova in questione è stata imposta solo la pressione atmosferica all'esterno.

È facile notare che i valori sono molto alti, indicando un'elevata resistenza al buckling in questa determinata condizione di carico. Sia in questo ultimo caso come nel precedente, non ci sono punti di instabilità localizzati. Unendo i risultati di entrambi i casi di analisi, è possibile valutare che il collettore nella sua configurazione pre ottimizzazione resiste ad instabilità globale.

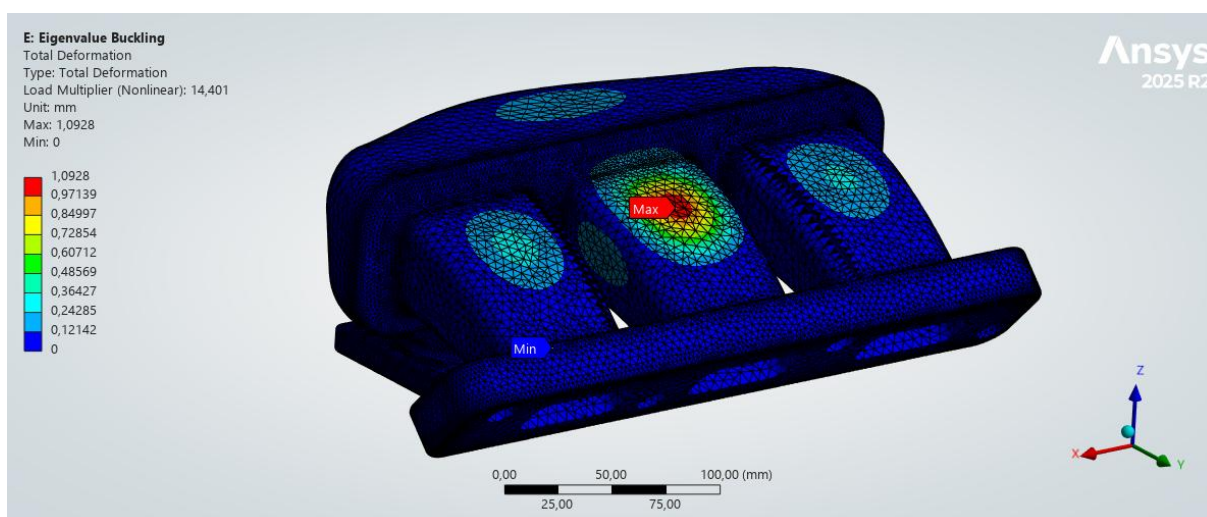


Figura 48 Modo 1 buckling vuoto 1

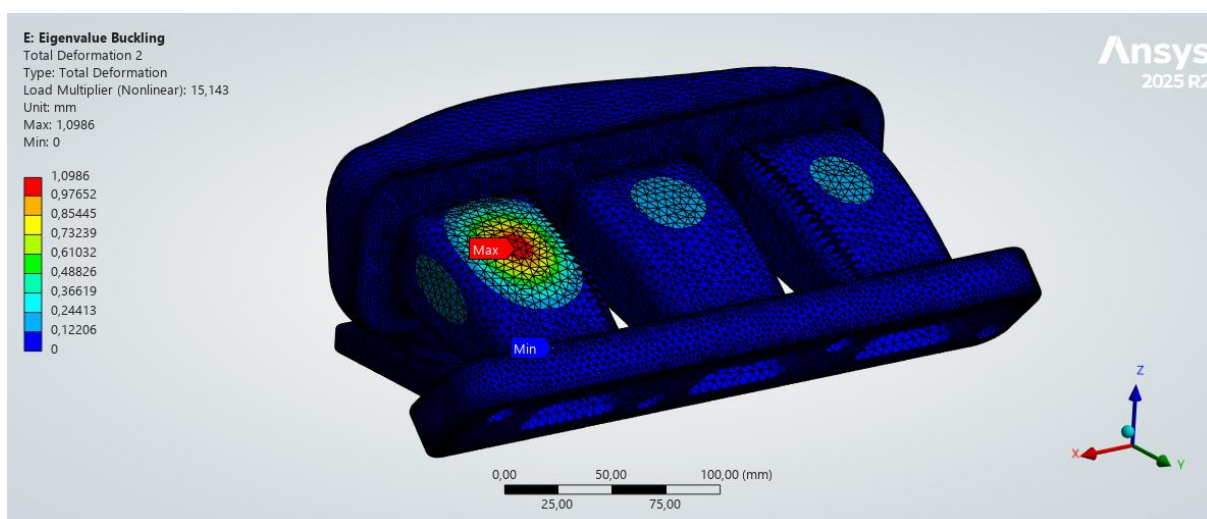


Figura 49 Modo 2 buckling vuoto 2

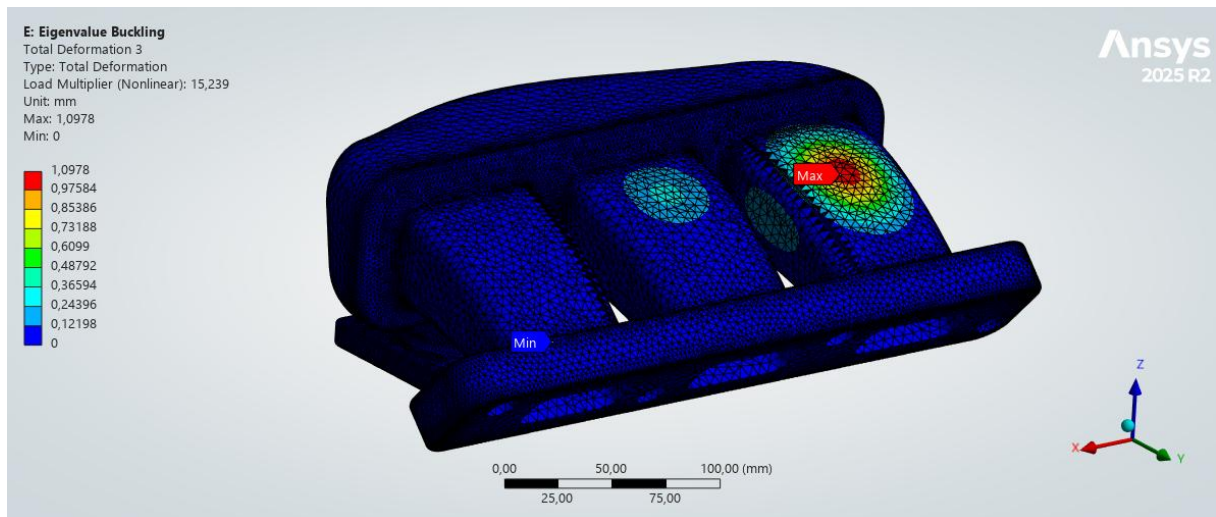


Figura 50 Modo 3 buckling vuoto 3

Capitolo 5: Ottimizzazione strutturale

Nei paragrafi precedenti sono state mostrate tutte le analisi termo strutturali e di instabilità sul modello base.

Nei prossimi verranno analizzati i risultati dell'ottimizzazione parametrica effettuata, prendendo in esame il "setting" di ANSYS, i design points con le relative variazioni parametriche effettuate dall'ottimizzatore.

5.1 Ottimizzazione parametrica

L'ottimizzazione parametrica del collettore di aspirazione ha come obiettivo quello di ridurre la massa complessiva del componente mantenendo adeguati livelli di rigidità e resistenza meccanica nelle condizioni operative considerate.

L'ottimizzazione è stata condotta utilizzando come parametro geometrico l'offset dello spessore dei runner, implementato mediante tecniche di mesh morphing.

Le variazioni dello spessore e dei raccordi, tali variazioni geometriche propagate alla mesh da RBF Morph verranno esaminati dalle analisi termo strutturali precedentemente descritte, utilizzando come parametro la distribuzione delle tensioni equivalenti di Von Mises e il Volume del componente.

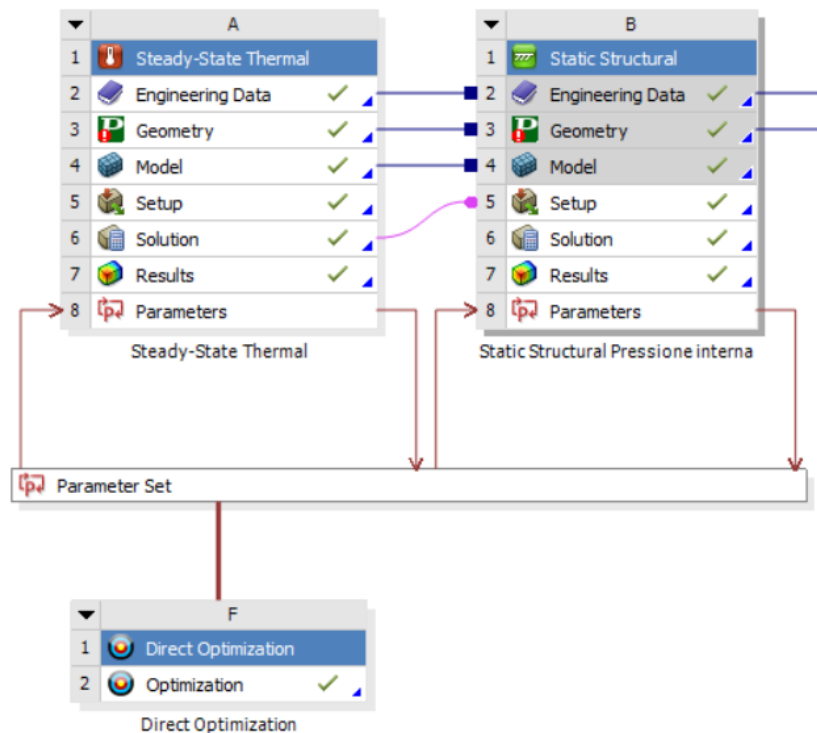


Figura 51 Workflow con ottimizzazione

L'ultima fase del lavoro riguarda l'implementazione di un ciclo di Direct Optimization all'interno dell'ambiente di ANSYS. L'ottimizzazione diretta interroga il solutore per ogni design point, garantendo la massima precisione dei risultati.

Definiamo il problema:

Come variabili in input sono stati selezionati i parametri geometrici definiti tramite RBF Morph, in particolare l'offset della superficie esterna dei tre runner.

Come funzioni obiettivo invece sono stati osservati il volume del modello, finalizzato a monitorare la riduzione di massa e lo stress equivalente massimo nel modello.

Analizzando l'ottimizzatore, sono stati imposti come obiettivi: la minimizzazione del volume totale e la minimizzazione dello stress equivalente sui runner con il limite ottimo inferiore a 30 MPa. I parametri di input sono stati collegati tra loro, facendo un offset uguale tra tutti i runner. Per i valori di offset sono stati impostati due valori limite, quello superiore di 0 mm (ovvero nessuna variazione dal modello iniziale) e quello inferiore di -1,5 mm.

Il limite inferiore è stato assunto notando la tendenza all'instabilità applicando un offset di -2mm, volendo mantenere un margine di sicurezza dalla condizione critica di instabilità e stato assunto come valore cautelativo quello di -1,5 mm.

	A	B	C
1		Enabled	Monitoring
2	✓ Optimization		
3	Objectives and Constraints		
4	Minimize P18		
5	Minimize P24; P24 <= 30 MPa		
6	Domain		
7	Steady-State Thermal (A1)		
8	P20 - spr1o Surface Offset	<input checked="" type="checkbox"/>	
9	Parameter Relationships		
10	✓ Raw Optimization Data		
11	✓ Convergence Criteria		
12	Results		
13	✓ Candidate Points		
14	✓ Tradeoff		
15	✓ Samples		
16	✓ Sensitivities		

Figura 52 Schema di ottimizzazione

Le impostazioni inserite nell'ottimizzatore sono le seguenti:

Metodo di ottimizzazione automatico adattivo con obiettivi multipli. Il tempo di calcolo è stato impostato su medio, con un numero stimato di 46 design point. Il numero di prove iniziale è di 8, con 8 prove per iterazione, la percentuale necessaria per la convergenza è di 2%.

Di seguito sono riportati i risultati relativi a 20 design points valutati dall'ottimizzatore:

Table of Schematic F2: Optimization									
	A	B	C	D	E	F	G	H	I
1	Name	P20 - spr1o Surface Offset (mm)	P2 - Mesh Nodes	P3 - Mesh Elements	P6 - Temperature Maximum (C)	P18 - Volume Total (mm^3)	P19 - Equivalent Stress Maximum (MPa)	P21 - Variazione spessore runner 3 Surface Offset (mm)	P24 - seq_runner Maximum
2	1	-1,4063	6,6475E+05	4,311E+05	65,314	1,1407E+06	45,062	-1,4063	45,062
3	2	-1,2188	6,6475E+05	4,311E+05	65,311	1,1507E+06	40,853	-1,2188	40,853
4	3	-1,0313	6,6475E+05	4,311E+05	65,307	1,1606E+06	36,813	-1,0313	36,813
5	4	-0,84375	6,6475E+05	4,311E+05	65,305	1,1705E+06	33,052	-0,84375	33,052
6	5	-0,65625	6,6475E+05	4,311E+05	65,302	1,1806E+06	29,695	-0,65625	29,695
7	6	-0,46875	6,6475E+05	4,311E+05	65,299	1,1907E+06	27,634	-0,46875	27,634
8	7	-0,28125	6,6475E+05	4,311E+05	65,296	1,2008E+06	25,815	-0,28125	25,637
9	8	-0,09375	6,6475E+05	4,311E+05	65,292	1,2111E+06	25,954	-0,09375	23,725
10	9	-0,66924	6,6475E+05	4,311E+05	65,302	1,1798E+06	29,84	-0,66924	29,84
11	10	-0,26826	6,6475E+05	4,311E+05	65,295	1,2016E+06	25,824	-0,26826	25,508
12	11	-0,88801	6,6475E+05	4,311E+05	65,306	1,1683E+06	33,911	-0,88801	33,911
13	12	-0,42449	6,6475E+05	4,311E+05	65,298	1,1931E+06	27,152	-0,42449	27,152
14	13	-0,85099	6,6475E+05	4,311E+05	65,305	1,1702E+06	33,169	-0,85099	33,169
15	14	-0,64901	6,6475E+05	4,311E+05	65,302	1,1809E+06	29,616	-0,64901	29,616
16	15	-0,25779	6,6475E+05	4,311E+05	65,295	1,202E+06	25,833	-0,25779	25,409
17	16	-0,10421	6,6475E+05	4,311E+05	65,292	1,2105E+06	25,945	-0,10421	23,829
18	17	-0,09375	6,6475E+05	4,311E+05	65,292	1,2111E+06	25,954	-0,09375	23,725
19	18	-0,09375	6,6475E+05	4,311E+05	65,292	1,2111E+06	25,954	-0,09375	23,725
20	19	-0,10421	6,6475E+05	4,311E+05	65,292	1,2105E+06	25,945	-0,10421	23,829
21	20	-0,25779	6,6475E+05	4,311E+05	65,295	1,202E+06	25,833	-0,25779	25,409

Figura 53 Design points ottimizzazione

5.2 Analisi dei risultati ottimizzati

Tra i vari modelli calcolati durante il processo di ottimizzazione, sono stati presi in considerazione due modelli con due offset differenti.

1° modello ottimizzato:

Il primo modello considerato è stato ottenuto imponendo un offset delle superfici dei runner pari a $-0,843$ mm.

Analizzando la distribuzione delle tensioni equivalenti di Von Mises sui runner, si può notare come la riduzione di spessore porti ad un aumento della tensione media rispetto alla baseline.

Nel raccordo notiamo un picco di tensione massima pari a $33,92$ MPa che è confrontabile rispetto al valore massimo sulla baseline.

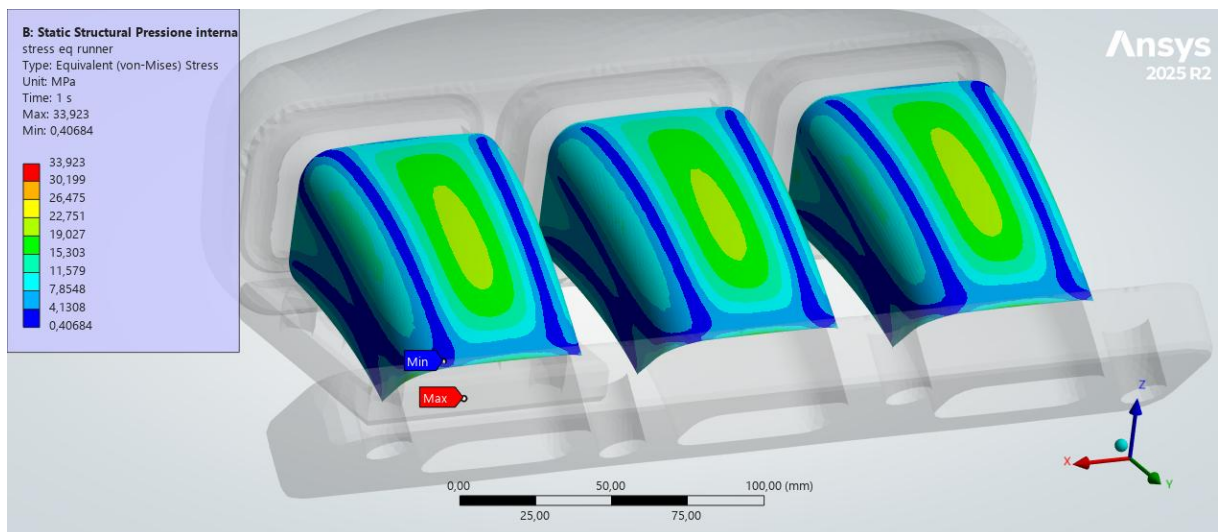


Figura 54 Tensione equivalente sui runner caso 1

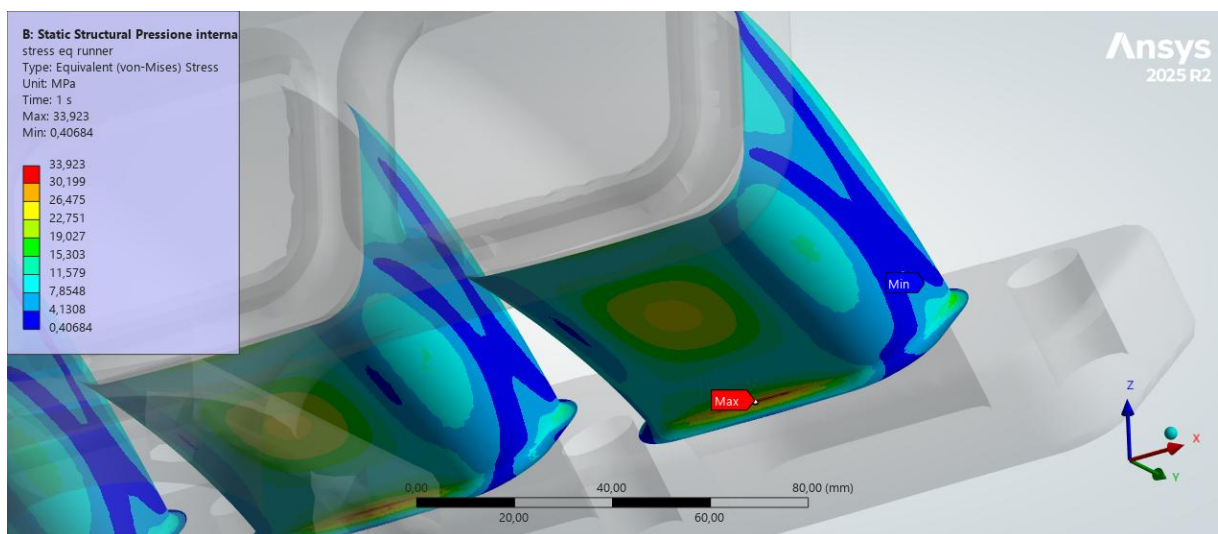


Figura 55 Dettaglio tensione sul raccordo

Oltre all'analisi strutturale è stata verificata anche la resistenza al buckling nel caso di pressione atmosferica e vuoto interno, il modello restituisce un autovalore minimo di 7,0454 scongiurando l'instabilità.

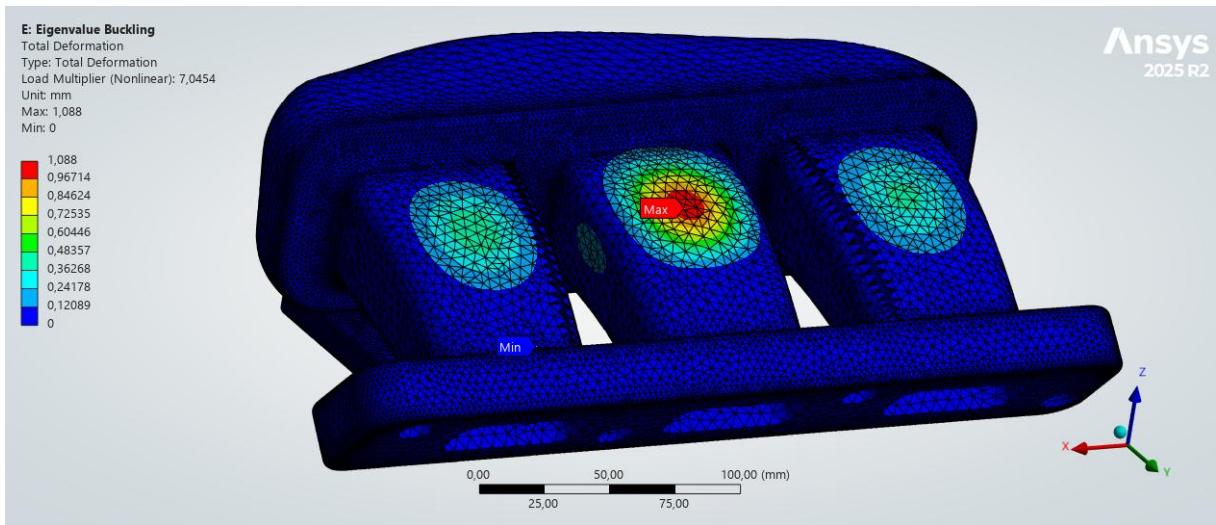


Figura 56 Modo 1 buckling caso 1

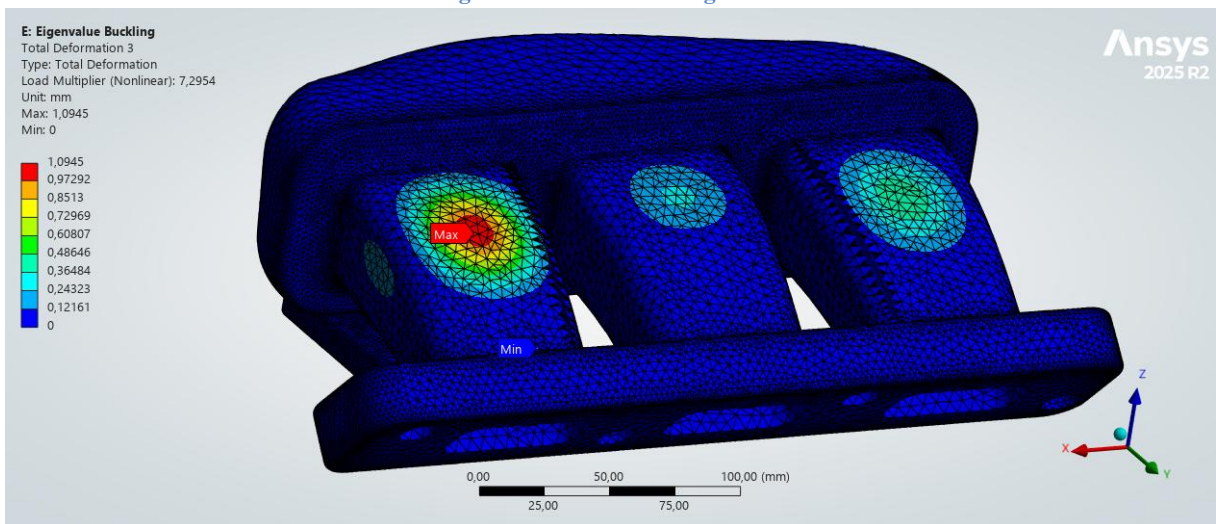


Figura 57 Modo 2 buckling caso 1

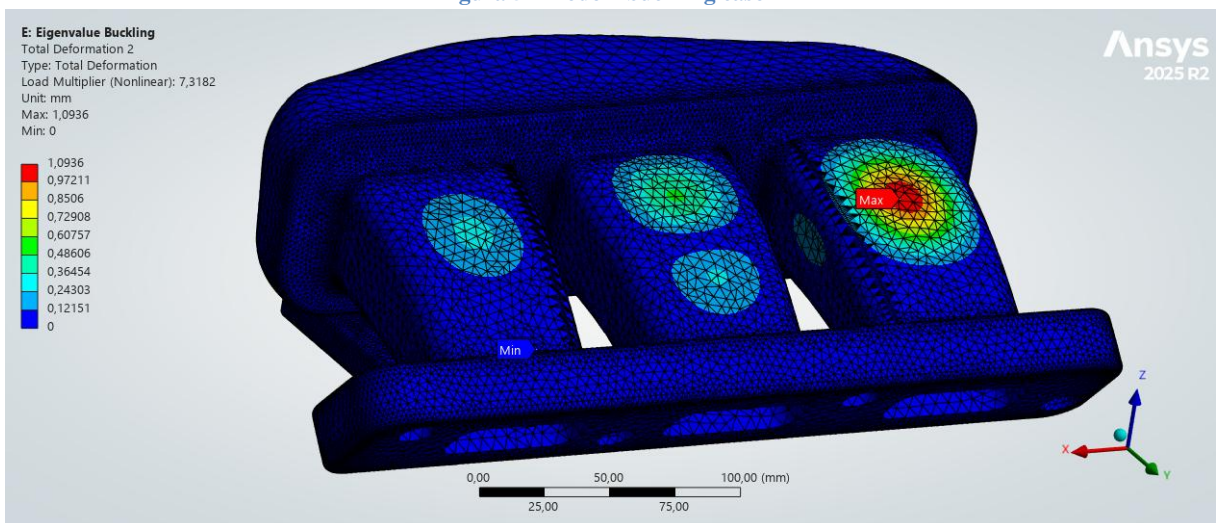


Figura 58 Modo 3 buckling caso 1

Il volume totale del corpo in questa configurazione è di $1,1705 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$, con una massa pari a 1,18 Kg.

Confrontando i valori tra il primo modello e la baseline si ottengono le seguenti variazioni:

Tensione massima:

- Baseline: 28,55 MPa
- Modello 1: 33,92 MPa +18,81%

Massa:

- Baseline: 1,23 Kg
- Modello 1: 1,18 Kg -4.07%

2° modello ottimizzato:

Il secondo modello in analisi è stato ottenuto tramite un offset dello spessore di -0,67mm.

Osservando la distribuzione delle tensioni equivalenti di Von Mises sui runner, si può notare anche in questo caso un aumento della tensione media rispetto alla baseline.

Nel raccordo notiamo un picco di tensione massima pari a 30,79 MPa che è confrontabile rispetto al valore massimo sulla baseline.

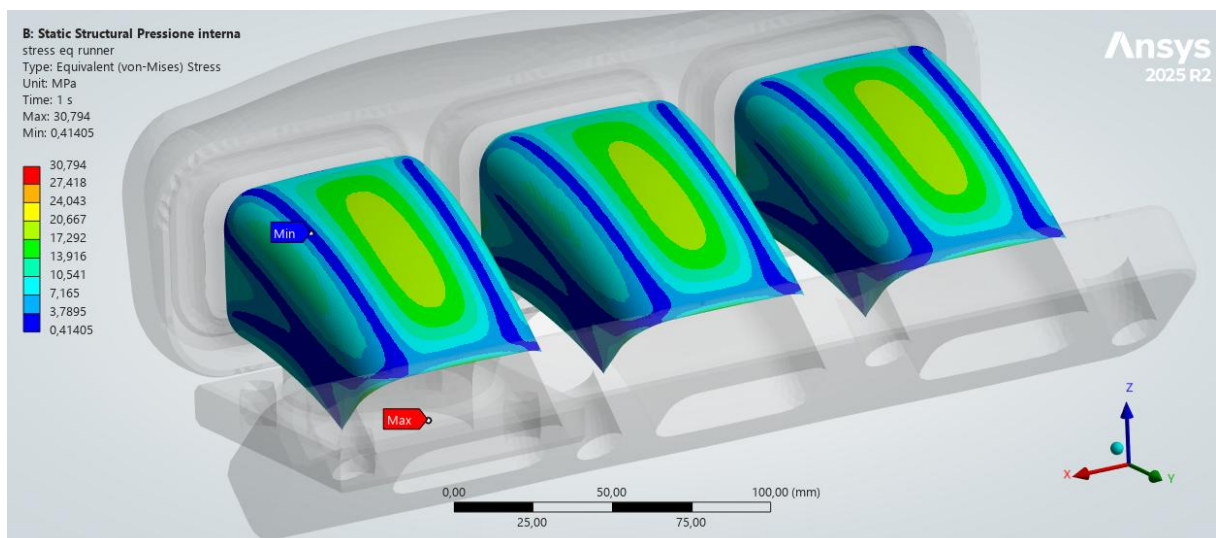


Figura 59 Tensione equivalente sui runner caso 2

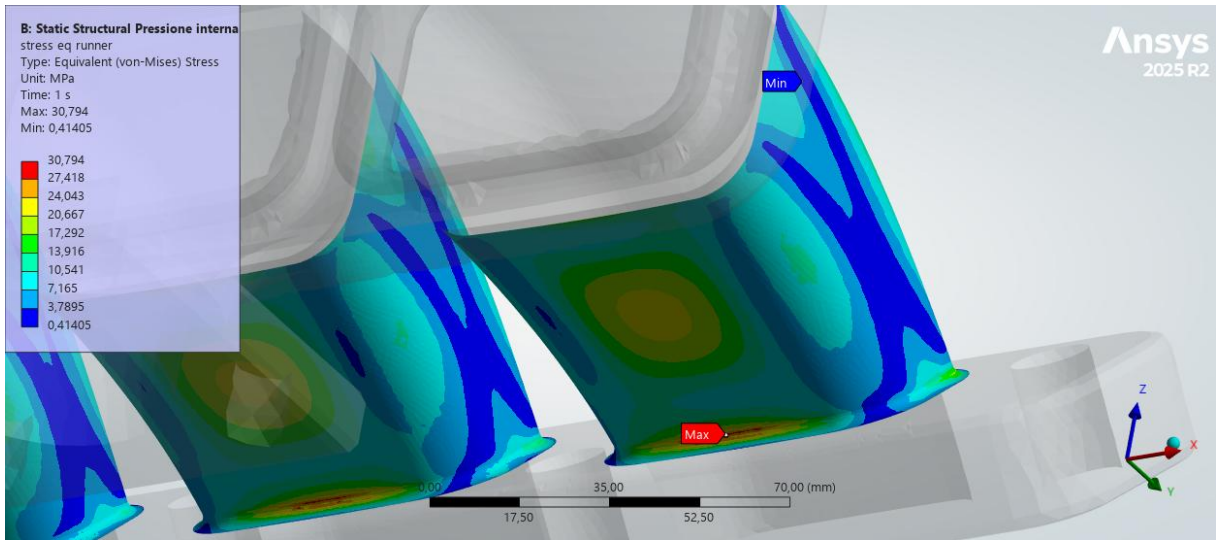


Figura 60 Dettaglio tensione sul raccordo

Oltre all'analisi strutturale è stata verificata anche la resistenza al buckling nel caso di pressione atmosferica e vuoto interno, il modello restituisce un autovalore minimo di 8,38 evitando l'instabilità.

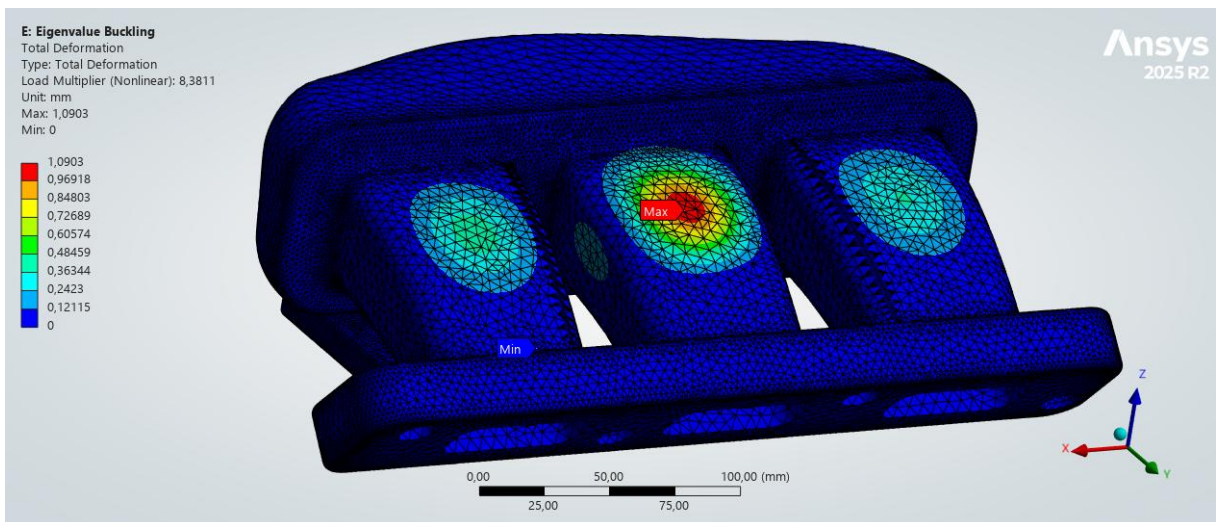


Figura 61 Modo 1 buckling caso 2

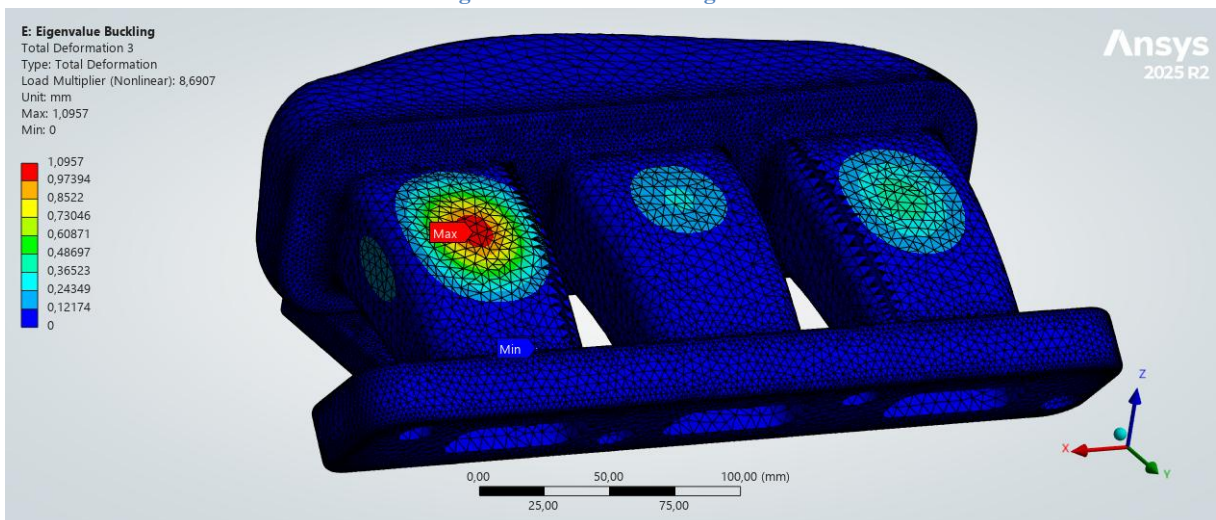


Figura 62 Modo 2 buckling caso 2

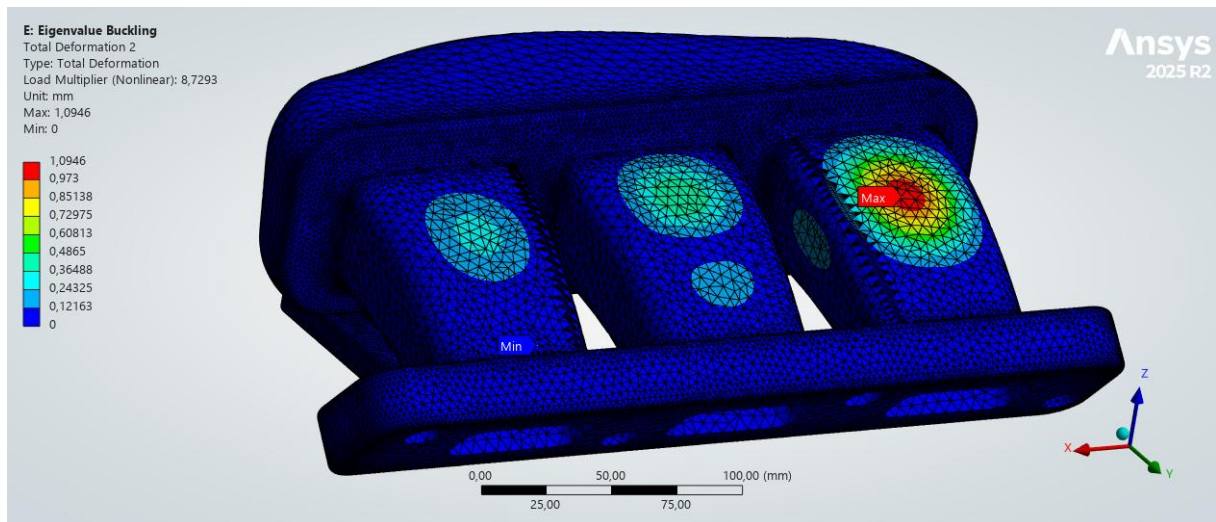


Figura 63 Modo 3 buckling caso 2

Il volume totale del corpo in questa configurazione è di $1,1798 \cdot 10^6 \text{ mm}^3$, con una massa pari a 1,19 Kg

Confrontando i valori tra il primo modello e la baseline si ottengono le seguenti variazioni:

Tensione massima:

- Baseline: 28,55 MPa
- Modello 2: 30,79 MPa +7,85%

Massa:

- Baseline: 1,23 Kg
- Modello 2: 1,19 Kg -3,25%

Capitolo 6: Conclusioni e sviluppi futuri

In questo lavoro di tesi è stato presentato uno studio riguardante l'ottimizzazione termo strutturale del collettore di aspirazione del motore G16E-GTS montato su una Yaris GR.

Inizialmente sono state definite le caratteristiche del ciclo termodinamico per illustrare le peculiarità tecniche del funzionamento. In seguito sono stati analizzati tutti i componenti necessari per il sistema di aspirazione del motore.

Dopodiché è stata affrontata la sezione progettuale di questa tesi, partendo dall'acquisizione del modello originale mediante reverse engineering per arrivare fino alla realizzazione di un nuovo modello CAD del collettore.

Analizzando i modelli matematici e le proprietà del materiale sono state gettate le basi per la valutazione delle analisi termo strutturali.

Fatte le dovute considerazioni iniziali sono stati presentati il software ANSYS Workbench e Mechanical, responsabili delle analisi. Ottenuti i risultati sulla baseline, si entra nella fase finale di ottimizzazione del modello, per ottimizzare il modello è stato utilizzato RBF Morph, software in grado di modificare la superficie esterna dei runner e modificare i raccordi direttamente nell'ambiente ANSYS.

Una volta impostato un setup valido su RBF è stato utilizzato un ottimizzatore in grado di calcolare diversi modelli con variazioni di spessore differenti, quindi sono stati scelti e analizzati due modelli che più rispettavano le condizioni di riduzione di massa mantenendo un valore di stress equivalente ottimale.

Gli sviluppi futuri relativi a questo lavoro riguardano la possibilità di creare un modello finale del collettore facendo l'unione delle ottimizzazioni fluidodinamiche assieme a quelle strutturali, ottenendo un modello complessivamente ad elevate prestazioni sia funzionali che strutturali.

Dopo questo processo, è possibile realizzare il modello tramite stampa 3D MJF e testare direttamente sull'automobile l'incremento delle prestazioni.

FIGURA 1 MOTORE G16E-GTS.....	6
FIGURA 2 MOTORE A BENZINA 4 TEMPI (FONTE: TECNOLOGIADUEPUNTOZERO.IT).....	7
FIGURA 3 - LE 4 FASI DEL CICLO OTTO (FONTE: AUTOTECNICA,2016).....	7
FIGURA 4 CONFRONTO TRA DIAGRAMMA IDEALE E INDICATO CICLO OTTO (FONTE: EDUTECNICA).....	8
FIGURA 5 DIAGRAMMA T-S DEL CICLO OTTO.....	9
FIGURA 6 FILTRO ARIA.....	11
FIGURA 7 CORPO FARFALLATO.....	12
FIGURA 8 TURBOCOMPRESSORE.....	14
FIGURA 9 INTERCOOLER.....	14
FIGURA 11 SCHEMA DEL PROCESSO PRODUTTIVO DI STAMPA MJF FONTE: HP DEVELOPMENT COMPANY.....	17
FIGURA 12 CURVE SFORZO DEFORMAZIONE PA12 MJF FONTE: IN-DEPTH COMPARISON OF POLYAMIDE 12 PARTS MANUFACTURED BY MULTI JET FUSION AND SELECTIVE LASER SINTERING.....	19
FIGURA 13 GRAFICI PROPRIETÀ MECCANICHE FONTE: <i>TEMPERATURE-DEPENDENT TENSILE PROPERTIES OF POLYAMIDE 12 FOR THE USE IN PERCUTANEOUS TRANSLUMINAL CORONARY ANGIOPLASTY BALLOON TRANSLUMINAL CORONARY ANGIOPLASTY BALLOON CATHETERS.</i>	19
FIGURA 14 MODULO DI YOUNG E TENSIONE DI SNERVAMENTO IMPORTATE IN ANSYS.....	20
FIGURA 15 COLLETTORE DI ASPIRAZIONE CON MARKER APPLICATI.....	21
FIGURA 16 SCANSIONI DEL VANO MOTORE E CONDOTTO DI ASPIRAZIONE NELLA TESTATA.....	22
FIGURA 17 VISTA POSTERIORE.....	24
FIGURA 18 VISTA FRONTALE.....	24
FIGURA 19 SEZIONE CON DETTAGLIO TROMBETTA.....	24
FIGURA 20 VISTA LATERALE.....	25
FIGURA 21 FUNZIONI DI WENDLAND.....	27
FIGURA 22 RBF GLOBALMENTE SUPPORTATE.....	27
FIGURA 23 SET UP RBF MORPH.....	29
FIGURA 24 SORGENTE DEI PUNTI PER IL MORPHING.....	30
FIGURA 25 BORDI FISSI DEI RACCORDI.....	30
FIGURA 26 WORKFLOW ANALISI TERMO-STRUTTURALE CON PRESSIONE INTERNA.....	35
FIGURA 27 WORKFLOW COMPLETO DELLE ANALISI TERMO-STRUTTURALI.....	36
FIGURA 28 SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVETTIVO ESTERNO.....	38
FIGURA 29 SUPERFICIE DI SCAMBIO CONVETTIVO INTERNO.....	39
FIGURA 30 SUPERFICIE DI APPLICAZIONE DELLA PRESSIONE INTERNA.....	40
FIGURA 31 FORI VINCOLATI.....	41
FIGURA 32 BUCKLING FONTE: SCIENCE DIRECT, MECHANICS OF MATERIALS.....	42
FIGURA 33 IMPOSTAZIONI DELLA MESH.....	48
FIGURA 34 SETUP STEADY-STATE THERMAL.....	51
FIGURA 35 VISTA FRONTALE DISTRIBUZIONE DELLE TEMPERATURE.....	52
FIGURA 36 VISTA LATERALE DISTRIBUZIONE DELLE TEMPERATURE.....	52
FIGURA 37 VISTA SUPERIORE DISTRIBUZIONE DELLE TEMPERATURE.....	52
FIGURA 38 DISTRIBUZIONE DELLE TEMPERATURE SUI RUNNER.....	53
FIGURA 39 SETUP STATIC STRUCTURAL.....	53

FIGURA 40 TENSIONE DI VON MISES 1.....	54
FIGURA 41 TENSIONE DI VON MISES 2.....	55
FIGURA 42 CONCENTRAZIONE DI TENSIONE	55
FIGURA 43 TENSIONE EQUIVALENTE DI VON MISES 1.....	56
FIGURA 44 SOLLECITAZIONI SUL RACCORDO.....	56
FIGURA 45 SET UP BUCKLING.....	57
FIGURA 46 MODO 1 BUCKLING PRESSIONE INTERNA 1	58
FIGURA 47 MODO 2 BUCKLING PRESSIONE INTERNA 2	58
FIGURA 48 MODO 3 BUCKLING PRESSIONE INTERNA 3.....	58
FIGURA 49 MODO 1 BUCKLING VUOTO 1	59
FIGURA 50 MODO 2 BUCKLING VUOTO 2.....	59
FIGURA 51 MODO 3 BUCKLING VUOTO 3.....	60
FIGURA 52 WORKFLOW CON OTTIMIZZAZIONE.....	61
FIGURA 53 SCHEMA DI OTTIMIZZAZIONE.....	62
FIGURA 54 DESIGN POINTS OTTIMIZZAZIONE.....	62
FIGURA 55 TENSIONE EQUIVALENTE SUI RUNNER CASO 1	63
FIGURA 56 DETTAGLIO TENSIONE SUL RACCORDO.....	63
FIGURA 57 MODO 1 BUCKLING CASO 1	64
FIGURA 58 MODO 2 BUCKLING CASO 1	64
FIGURA 59 MODO 3 BUCKLING CASO 1	64
FIGURA 60 TENSIONE EQUIVALENTE SUI RUNNER CASO 2	65
FIGURA 61 DETTAGLIO TENSIONE SUL RACCORDO.....	66
FIGURA 62 MODO 1 BUCKLING CASO 2	66
FIGURA 63 MODO 2 BUCKLING CASO 2	66
FIGURA 64 MODO 3 BUCKLING CASO 2	67

Bibliografia

- [1] M. Gambini e M. Vellini, *Macchine a fluido*, Texmat, 2021.
- [2] Toyota, *Scheda tecnica Yaris GR*, 2025.
- [3] D. Scullino, *Meccanica dell'automobile*, Sandit, 2022.
- [4] C. Hillier, *Fundamentals of motor vehicle technology*, Nelson Thornes Ltd, 2004.
- [5] Dassault Systemes, «MJF-Multi Jet Fusion,» 2022. [Online]. Available:
<https://www.3ds.com/it/make/service/3d-printing-service/mjf-multi-jet-fusion>.
- [6] A. N. D. D. P. D. Heather J. O'Connor, «Evaluation of the mechanical performance of polymer parts fabricated using a production scale multi jet fusion printing process,» 2018.
- [7] E. M. D. D. A. G. M. L. J. D. E. S. A. A. M. B. S. B. Mahyar Khorasani, «Multi Jet Fusion (MJF) of polymeric components: A review of process, properties and opportunities,» 2024.
- [8] R. M. L. B. L. G. G. C. G. S. Stefano Rosso, «In-depth comparison of polyamide 12 parts manufactured by Multi Jet Fusion and Selective Laser Sintering,» 2020.
- [9] P. O. G. A. M. C. M. F. D. R. G. W. Paul Victor Osswald, «Failure criterion for PA 12 multi-jet fusion additive manufactured parts,» 2021.
- [10] HP , «HP MJF PA12 Datasheet».
- [11] B. W. S. V. A. H. J. B. A. Z. C. Amstutz, «Temperature-dependent tensile properties of polyamide 12 for the use in percutaneous transluminal coronary angioplasty balloon transluminal coronary angioplasty balloon catheters,» 2021.
- [12] C. G. M. B. R. Cenni, «STRUCTURAL OPTIMISATION USING ADVANCED RADIAL BASIS FUNCTIONS MESH MORPHING,» 2015.
- [13] C. G. W. W. M. E. B. Stefano Porziani, «Automatic shape optimisation of structural parts driven by BGM and RBF mesh morphing,» 2021.
- [14] C. G. L. M. R. C. M. C. M. E. B. Stefano Porziani, «Optimisation of industrial parts by mesh morphing enabled automatic shape sculpting,» 2019.
- [15] J. N. Richard G. Budynas, *Shigley Progetto e costruzione di macchine*, Mc Graw Hill, 2020.

- [16] O. Zienkiewicz, R. Taylor e J. Zhu, The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals, Elsevier , 2005.
- [17] G. Belingardi, Il metodo degli elementi finiti nella progettazione meccanica, Levrotto & Bella, 1995.
- [18] F. H. H. P. Mahmoud Khaled, «Towards the control of car underhood thermal conditions,» 2010.
- [19] J. K. B. Richard Stone, Automotive Engineering Fundamentals, SAE International, 2004.
- [20] J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
- [21] J. K. A. Z. Barhm Mohamad, «CFD MODELLING OF FORMULA STUDENT CAR INTAKE SYSTEM,» 2019.
- [22] P. Salvini, Appunti delle lezioni di Fondamenti di Progettazione Strutturale Meccanica.
- [23] ANSYS, «Eigenvalue Buckling Analysis,» [Online]. Available: https://ansyshelp.ansys.com/public/account/secured?returnurl=/Views/Secured/corp/v252/en/wb_sim/ds_buckling_analysis_type.html. [Consultato il giorno 9 Maggio 2026].

Ringraziamenti

Desidero esprimere i miei più sinceri ringraziamenti al prof. Marco Evangelos Biancolini e al prof. Lorenzo Bartolucci per il supporto e la possibilità di lavorare su questa tesi.

Un ringraziamento speciale all'Ing. Andrea Mucci di DMZ Engineering per avermi guidato durante tutta la fase di Reverse engineering e di progettazione.

Grazie anche all'Ing. Riccardo Serenella per il supporto fornito nelle fasi di ottimizzazione e finale del lavoro.

Ringrazio la mia famiglia e i miei amici per avermi sempre supportato durante questo percorso di studi.