



FACOLTÀ DI INGEGNERIA
TESI DI LAUREA MAGISTRALE
IN
INGEGNERIA MECCANICA

**“Progetto di dispositivo per eccitazione rotante di giranti di
compressori”**

RELATORI

IL CANDIDATO

Prof. Ing. *Leonardo Bertini*

Paolo Neri

Dott. Ing. *Ciro Santus*

Dott. Ing. *Bernardo Disma Monelli*

Dott. Ing. *Alberto Guglielmo*

Anno Accademico 2011-2012

Sommario

1	Introduzione	3
2	Analisi dinamica delle giranti	6
2.1	Diagramma di Campbell	6
2.2	Diagramma SAFE	8
2.2.1	Dinamica della girante	8
2.2.2	Costruzione del diagramma SAFE.....	12
2.3	Approcci sperimentali	15
3	Analisi preliminare.....	17
3.1	Schema concettuale	17
3.1.1	Base di supporto.....	18
3.1.2	Girante da studiare	18
3.1.3	Struttura di supporto.....	27
3.1.4	Dispositivo rotante di applicazione del carico	35
4	Progettazione di dettaglio dispositivo di carico	63
4.1	Geometria scelta e verifica dei componenti	63
4.1.1	Albero.....	65
4.1.2	Disco posteriore	70
4.1.3	Disco centrale.....	73
4.1.4	Disco porta-ugelli.....	75
4.2	Verifica del sottoassieme.....	77
4.3	Verifica dei cuscinetti.....	79
4.4	Bilanciamento.....	81
4.5	Rigidezza della struttura.....	83
5	Conclusioni	86
5.1	Risultati ottenuti	86
5.2	Possibili sviluppi	86

1 Introduzione

Come è noto la progettazione di turbomacchine non può prescindere dalla conoscenza del comportamento dinamico dei relativi componenti e ovviamente dell'intero sistema. Nell'ambito della progettazione di turbine e compressori, tali problemi assumono un carattere rilevante soprattutto nei componenti rotorici. In esercizio, le pale del rotore sono sottoposte al carico rotante derivante dall'azione del fluido proveniente dallo statore che impatta sulla superficie della paletta; le caratteristiche del carico (in termini di frequenza e ampiezza) dipendono dalla geometria della paletta, dal numero di pale del rotore e dal numero di setti dello statore, oltre che dalla velocità di rotazione dell'albero del compressore. Esistono quindi alcune combinazioni di queste variabili che agiscono sulle palette della girante con una sollecitazione tale da instaurare un regime di risonanza con i modi propri del componente. Qualora la girante si trovasse a lavorare in condizioni prossime al regime di risonanza, le vibrazioni prodotte risulterebbero deleterie per il corretto funzionamento della macchina per varie ragioni:

- pesante incidenza sulla vita a fatica delle palette;
- fretting;
- calo del rendimento della macchina (parte dell'energia introdotta nel sistema verrebbe spesa nell'alimentare il moto vibratorio delle palette);
- rumore.

Il manifestarsi di questi fenomeni (soprattutto per quanto riguarda eventuali rotture dei componenti rotorici) comporterebbe ingenti perdite economiche dovute principalmente all'interruzione del servizio e ai costi decisamente elevati di tale tipologia di componenti. Per studiare l'effetto del carico di esercizio sulla dinamica della macchina, e al fine di mettere a punto un modello previsionale dei fenomeni di risonanza, sono stati proposti nel tempo vari approcci basati sul confronto dello spettro di carico con le forme e le frequenze dei modi propri della girante in esame. Dato che la complessità del problema lo rende poco adatto ad approcci analitici completi, il progettista deve affidarsi a una buona dose di esperienza per dimensionare i componenti, rendendo in parte sterile la fase di ottimizzazione e di innovazione del prodotto.

Alla luce di queste considerazioni, non deve stupire l'attenzione posta allo studio dei fenomeni vibratori e l'energia spesa da tutte le aziende che operano nel settore nella ricerca sulle macchine progettate.

Il presente lavoro di tesi si colloca all'interno di tale attività di ricerca e, in collaborazione con l'azienda leader del settore "*GE Oil & Gas*", si prefigge come scopo la progettazione di un banco prova finalizzato alla conduzione delle prove sperimentali per la determinazione del comportamento dinamico delle giranti. Grazie a tale banco, sarà possibile verificare che determinate combinazioni dei parametri di progetto non portino la macchina a lavorare in condizioni prossime alla risonanza. Il banco deve quindi ospitare la girante in esame e deve essere in grado di riprodurre il carico a cui questa è sottoposta in esercizio, in modo da poter misurare la vibrazione delle palette.

Nel primo capitolo verrà analizzato lo stato dell'arte, mettendo in luce gli strumenti di calcolo attualmente a disposizione del progettista per la messa a punto del componente e illustrando brevemente gli approcci sperimentali più comunemente impiegati.

Successivamente, nel secondo capitolo verrà esposto lo schema preliminare del banco, contenente tutti i componenti principali:

- girante;
- supporto della girante;
- dispositivo di applicazione del carico rotante;
- sistema di attuazione;
- sistema di misura della vibrazione.

Il banco che si intende progettare deve essere adattabile allo studio di un ventaglio di geometrie differenti di girante. Una volta stabilita la geometria della girante che si intende provare sul banco, è possibile passare alla progettazione di dettaglio di tutti gli altri componenti. Il disegno della girante determina infatti in modo univoco le frequenze dei modi propri di maggior interesse; partendo dalla conoscenza delle forme modali da studiare, è possibile scegliere l'andamento della forza da produrre con il dispositivo di carico per sollecitare proprio la forma modale desiderata: tale scelta si riflette sul disegno del dispositivo di carico e sulla determinazione della potenza richiesta dal sistema di attuazione. Allo stesso tempo sarà necessario accertarsi che il supporto pensato per collegare la girante al banco sia disegnato in modo da non alterare sensibilmente la risposta della girante. Tutto questo lavoro di progettazione dovrà essere ovviamente condotto tenendo in considerazione le prestazioni del sistema di misura a disposizione,

verificando che la vibrazione indotta sulla girante dal sistema di prova sia alla portata della capacità di misura dello strumento adoperato con un opportuno fattore di sicurezza.

In base a quanto detto, la progettazione e la scelta di tutti i componenti in questione devono essere portate avanti in parallelo, tenendo conto dell'effetto reciproco che hanno i vari componenti. Per questo motivo sono stati messi a punto diversi strumenti di calcolo per stimare la risposta dei vari componenti del sistema:

- modelli agli elementi finiti per effettuare l'analisi modale e l'analisi di risposta armonica della girante (validati, quando possibile, da prove sperimentali);
- modelli FEM per stimare l'effetto del supporto sulla risposta della girante;
- algoritmi numerici in grado di stimare le forze agenti sulle palette, oltre alle prestazioni richieste al sistema di attuazione.

Nel corso del secondo capitolo saranno quindi illustrati tali modelli previsionali, mettendo in luce le problematiche riscontrate e le soluzioni proposte.

Nel terzo capitolo verranno dettagliate le soluzioni costruttive scelte, corredando di disegni i componenti principali del banco e illustrando le specifiche imposte su eventuali componenti da acquistare.

Saranno infine esposte nel quarto capitolo le conclusioni del lavoro, riassumendo i risultati raggiunti ed evidenziando gli sviluppi futuri ancora necessari per la realizzazione del banco.

2 Analisi dinamica delle giranti

2.1 Diagramma di Campbell

Quando si progettano organi di macchina rotanti, l'approccio classico nello studio dei fenomeni vibratorii consiste nell'impiego del diagramma di Campbell [1].

Nel caso delle ruote palettate del rotore di un compressore, il carico da studiare è determinato dall'interazione tra la paletta del rotore e il fluido operativo distribuito dallo statore. Lo statore presenta un certo numero di vani (Nv) angolarmente equispaziati che indirizzano il fluido verso le Nb palette del rotore, determinando un carico periodico. Sarà pertanto possibile effettuare una scomposizione in serie di Fourier del carico, ottenendo una prima armonica con frequenza fondamentale che dipende dalla velocità angolare della girante (Ω) e dal numero di vani dello statore

$$f = Nv \Omega \quad (2.1)$$

La frequenza dell'armonica n – esima che compone il carico sarà quindi un multiplo intero della frequenza fondamentale:

$$f_n = n Nv \Omega \quad (2.2)$$

e presenta pertanto un andamento lineare con Ω .

Il diagramma di Campbell riporta sull'asse delle ascisse la velocità di rotazione della girante, e sulle ordinate le frequenze delle varie armoniche. La Figura 1 mostra un esempio di diagramma di Campbell: le rette tratteggiate rappresentano l'andamento delle frequenze delle varie armoniche al variare della velocità di rotazione della macchina. L'intersezione tra queste linee e la linea verticale corrispondente al valore di velocità angolare in esame ($\bar{\Omega}$) indica l'effettivo valore di frequenza delle armoniche che compongono il carico studiato.

Utilizzando questo diagramma, è possibile confrontare le frequenze del carico con le frequenze dei modi propri del componente che si sta studiando. È quindi necessario a questo punto passare allo studio dei modi propri della girante in esame, che può essere

effettuato mediante modelli di simulazione agli elementi finiti o mediante analisi modale sperimentale del componente.

Come tutti i sistemi continui, anche le giranti possiedono un numero infinito di gradi di libertà e, di conseguenza, il corrispondente comportamento dinamico sarà caratterizzato da un numero infinito di modi propri di vibrare. Per ovvie ragioni, lo studio dinamico del componente dovrà essere circoscritto a un numero finito di frequenze proprie; sarà pertanto necessario fissare un valore di soglia delle frequenze (f_{max}), raggiunto il quale si decide di interrompere l'analisi. Una volta stabilito un limite massimo (Ω_{max}) per la velocità di rotazione, sarà possibile determinare il valore di soglia osservando l'entità dell'ampiezza associata alle varie armoniche dello sviluppo in serie di Fourier del carico: tale ampiezza decresce tipicamente molto rapidamente con l'aumentare del numero d'ordine dell'armonica, rendendo pertanto trascurabile l'effetto che le armoniche di ordine elevato possono avere sulla dinamica della girante.

Una volta stabilito l'intervallo di frequenze che si intende studiare, sarà sufficiente riportare sul diagramma appena costruito le linee orizzontali corrispondenti ai valori di frequenza dei modi propri ritenuti significativi. Secondo l'approccio del diagramma di Campbell si avranno fenomeni di risonanza quando i punti di intersezione di queste rette orizzontali con le rette tratteggiate hanno un valore dell'ascissa pari a $\bar{\Omega}$ (Figura 1).

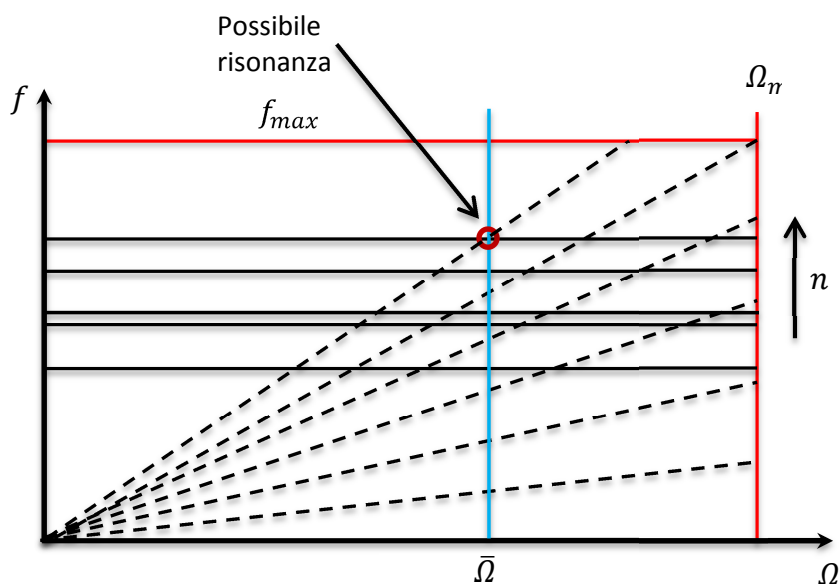


Figura 1 – Esempio di diagramma di Campbell per una ruota palettata

A causa della complessità di forma delle ruote palettate, in questo tipo di componenti si riscontra la presenza di molte frequenze proprie piuttosto ravvicinate all'interno dell'intervallo di frequenza che si intende studiare. Di conseguenza, la probabilità che ci

sia almeno una frequenza propria pericolosamente vicina alla frequenza di eccitazione del carico per ogni regime di rotazione della girante è estremamente elevata. L'approccio di Campbell risulta quindi essere poco efficace per questa tipologia di componenti, in quanto eccessivamente cautelativo. Questo approccio infatti si limita a considerare la frequenza del carico applicato. In realtà, l'eventuale verificarsi di fenomeni di risonanza è collegato anche dalla disposizione dei carichi sulla struttura e alla fase delle forze agenti su di essa. La Figura 2 riporta uno schema esemplificativo che valuta la combinazione di carichi agenti in punti diversi di una trave appoggiata sollecitata da una forzante a una frequenza risonante con il secondo modo proprio della struttura.

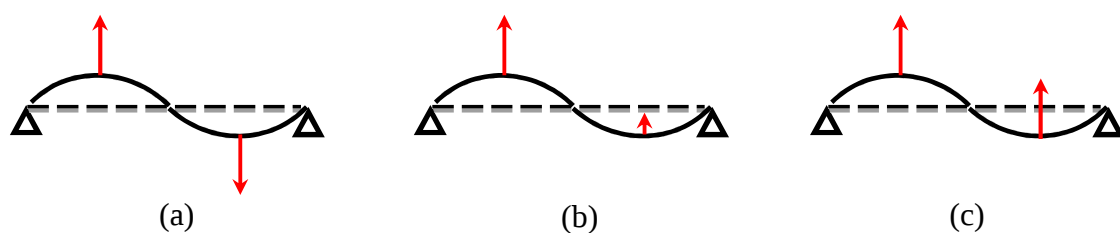


Figura 2 – Combinazioni tra forzante e modo proprio: composizione costruttiva (a), parzialmente costruttiva (b), distruttiva (c)

Come mostrato dalla Figura 2, limitarsi al confronto tra le frequenze proprie della struttura e le frequenze delle armoniche che compongono il carico risulta un approccio troppo cautelativo nello studio dei fenomeni di risonanza. Per avere un'analisi più corretta del comportamento dinamico di una struttura sarà quindi fondamentale concentrarsi anche sulla forma modale della struttura in relazione alla sollecitazione imposta.

2.2 Diagramma SAFE

2.2.1 Dinamica della girante

In base a quanto detto nel paragrafo 2.1, per ottenere un'analisi accurata di eventuali fenomeni di risonanza nelle strutture meccaniche soggette a carichi ciclici è fondamentale sia considerare l'eventuale coincidenza tra la frequenza delle forzanti e le frequenze proprie, sia verificare che le forme modali corrispondenti alle frequenze risonanti siano in condizione di composizione costruttiva con il carico applicato.

Il diagramma SAFE (Singh's Advanced Frequency Evaluation) [2] fornisce uno strumento di facile implementazione che consente di affrontare in maniera più completa la problematica in questione.

Affinché il fenomeno di risonanza abbia un effetto significativo, è necessario che il sistema di carichi applicato sia tale da accumulare a ogni ciclo una certa quota di lavoro positivo nella struttura. Questo processo vede la sua massima intensità quando la fase delle forze che agiscono sul componente è tale da generare una composizione totalmente costruttiva con la forma modale eccitata. Il diagramma SAFE infatti prende in considerazione soltanto questo caso, trascurando l'effetto di una forzante in composizione distruttiva o parzialmente costruttiva il cui effetto di accumulo di lavoro può essere compensato dagli smorzamenti e dagli attriti che inevitabilmente sono contenuti nel sistema analizzato.

Per capire se i carichi agenti sono tali da generare una composizione costruttiva con la forma modale, è necessario studiare lo sviluppo in serie di Fourier della forzante, che avrà un'espressione analoga per tutte le palette, in quanto le palette sono tutte uguali tra loro e l'interazione con il fluido si ripeterà su ogni palette con le stesse modalità. L'unica differenza consiste nello sfasamento che la forza sulla i – *esima* palette ha rispetto alle forze sulle altre palette. La Figura 3 illustra questo concetto, mostrando le principali grandezze in gioco e l'andamento della forza sulla palette in funzione della coordinata angolare ϑ ($\vartheta = \Omega t + \vartheta_0$).

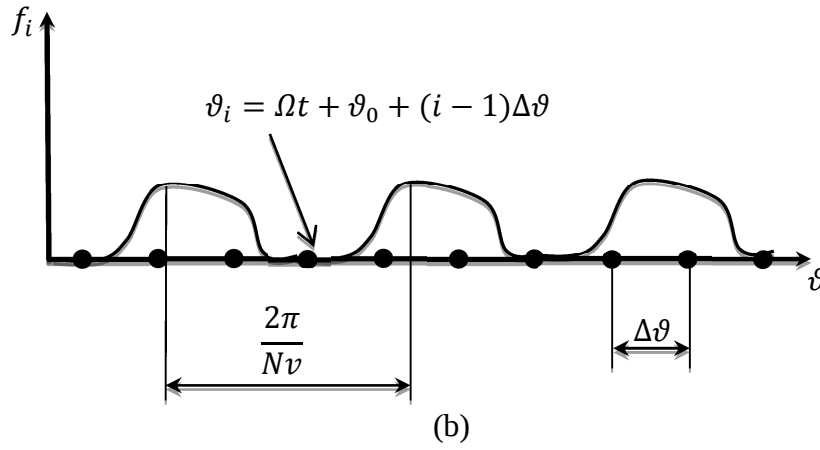
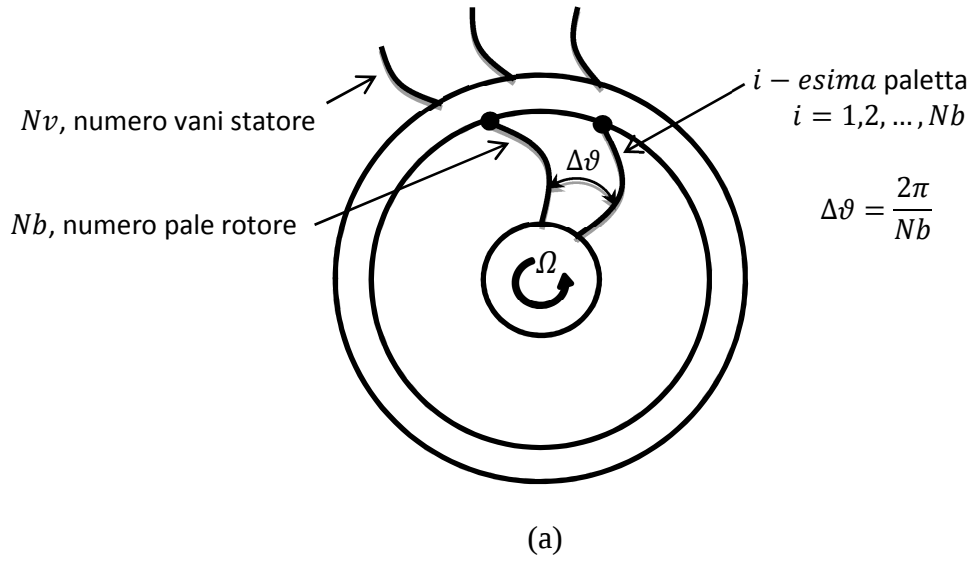


Figura 3 – Schema di girante con le sue grandezze geometriche principali (a) e andamento della forza al variare dell'angolo (b)

Data la natura ciclica del carico, lo sviluppo in serie di Fourier della forza agente sull'*i* – *esima* paletta assume la forma:

$$f_i = F_0 + \sum_{n=1}^{\infty} F_n \cos(nNv(\Omega t + (i - 1)\Delta\vartheta) + \varphi_n) \quad (2.3)$$

dove n è il numero d'ordine dell'armonica in esame mentre F_n e φ_n sono rispettivamente l'ampiezza e la fase dell'*n* – *esima* armonica dello sviluppo in serie.

La risposta oscillatoria della paletta sarà esprimibile come sovrapposizione modale, per cui lo spostamento x_i della paletta *i* – *esima* sarà del tipo:

$$x_i = X_0 + \sum_{m=1}^{\infty} X_m \cos(\omega_m t + \varphi_{tm}) \cos(d_m \Delta\vartheta (i - 1) + \varphi_{\vartheta m}) \quad (2.4)$$

dove X_m , ω_m e φ_{tm} rappresentano rispettivamente l'ampiezza, la frequenza e lo sfasamento temporale del modo proprio m – *esimo*, mentre con $\varphi_{\vartheta m}$ d_m si sono indicati rispettivamente lo sfasamento angolare e il numero di diametri nodali. Il diametro nodale è chiaramente un concetto specifico di questa trattazione e rappresenta il luogo dei punti disposti lungo un diametro della girante soggetti a spostamento nullo in riferimento al modo proprio in esame. Il numero di diametri nodali è un numero naturale positivo soggetto a una limitazione superiore data da [1]:

$$d_{m,max} = \frac{Nb}{2} \quad \text{se } Nb \text{ è pari} \quad (2.5)$$

$$d_{m,max} = \frac{Nb-1}{2} \quad \text{se } Nb \text{ è dispari} \quad (2.6)$$

$$0 \leq d_m \leq d_{m,max} \quad (2.7)$$

Con opportune manipolazioni della relazione 2.4 è possibile ricavare un'espressione della velocità di vibrazione del singolo modo proprio e, sovrapponendo le velocità di vibrazione così ottenute per tutti i modi propri in esame, ottenere l'espressione della velocità di vibrazione (v_i) della paletta i – *esima*.

Il lavoro complessivamente immagazzinato nella girante, ottenibile come somma dei lavori compiuti dal carico sulle palette, assume pertanto la seguente forma:

$$dW_i = f_i v_i d\tau \quad (2.8)$$

$$W_i = \int_0^t f_i v_i d\tau \quad (2.9)$$

$$W = \sum_{i=1}^{Nb} W_i \quad (2.10)$$

Osservando l'espressione 2.10, si nota che il termine costante F_0 produce un lavoro fluttuante con media nulla, che quindi non si accumula nel tempo. Lo stesso vale per qualsiasi coppia di n – *esima* armonica ed m – *esimo* modo proprio aventi frequenze diverse. Inoltre, al fine di avere un contributo di lavoro positivo su tutte le pale (composizione costruttiva), è necessario che coincidano i termini di dipendenza angolare su tutte le pale.

Le seguenti relazioni esprimono, rispettivamente, la coincidenza delle frequenze e dei termini di dipendenza angolare:

$$nNv\Omega = \omega_m \quad (2.11)$$

$$nNv\Delta\vartheta(i-1) = d_m\Delta\vartheta(i-1) + k(2\pi) \quad \forall i = 1, 2, \dots, Nb, k = \dots, -2, -1, 0, 1, 2, \dots \quad (2.12)$$

oppure

$$nNv\Delta\vartheta(i-1) = d_m\Delta\vartheta(1-i) + k(2\pi) \quad \forall i = 1, 2, \dots, Nb, k = \dots, -2, -1, 0, 1, 2, \dots \quad (2.13)$$

La condizione sulle frequenze (equazione 2.11) corrisponde esattamente al criterio adottato per costruire il diagramma di Campbell; l'approccio del diagramma SAFE infatti non si contrappone alle considerazioni soggiacenti al metodo di Campbell, ma affianca ad esse un'ulteriore condizione riguardante il segno del lavoro introdotto nel sistema dalle forzanti nei vari punti.

Per quanto riguarda tale ulteriore condizione (espressa dalle equazioni 2.12 e 2.13), è da notare che la dipendenza dall'indice di pala i è solo fittizia, in quanto se l'espressione viene verificata per $i = 2$, risulta verificata per qualunque altro indice i (basterà moltiplicare per $i - 1$ l'intero k che rendeva vera l'espressione per $i = 2$); viceversa, se l'espressione risulta vera per un qualsiasi valore dell'indice i , allora è verificata anche per $i = 2$. Alla luce di queste considerazioni e ricordando che $\Delta\vartheta = \frac{2\pi}{Nb}$ è possibile scrivere la seconda delle condizioni che determinano composizione costruttiva di forzante e modo proprio nella forma:

$$\frac{nNv \pm d_m}{Nb} = a \quad (2.14)$$

con a intero positivo, negativo o nullo.

2.2.2 Costruzione del diagramma SAFE

Mediante l'equazione 2.14 è possibile ricavare per ogni armonica della forzante il numero di diametri nodali che comporta un accoppiamento pienamente costruttivo. È possibile dimostrare che, data la limitazione imposta su d_m , per ogni intero n esiste un unico valore di accoppiamento d_m . È quindi possibile ottenere una mappa di accoppiamento associando ai valori di n che si intendono studiare il corrispondente valore di d_m ricavato dalla condizione sulla coincidenza di forma. Inoltre si può dimostrare che in alternativa all'applicazione dell'equazione 2.14, è possibile impiegare un metodo grafico per tracciare

la mappa di accoppiamento. Se si costruisce un diagramma che riporti sulle ascisse il valore di d_m e sulle ordinate il valore di n , è possibile ottenere i punti rappresentativi degli accoppiamenti costruttivi contando un numero di passi pari a nNv partendo da $d_m = 0$ e applicando le riflessioni riportate in Figura 4 ogni volta che si raggiunge il valore $d_{m,max}$.

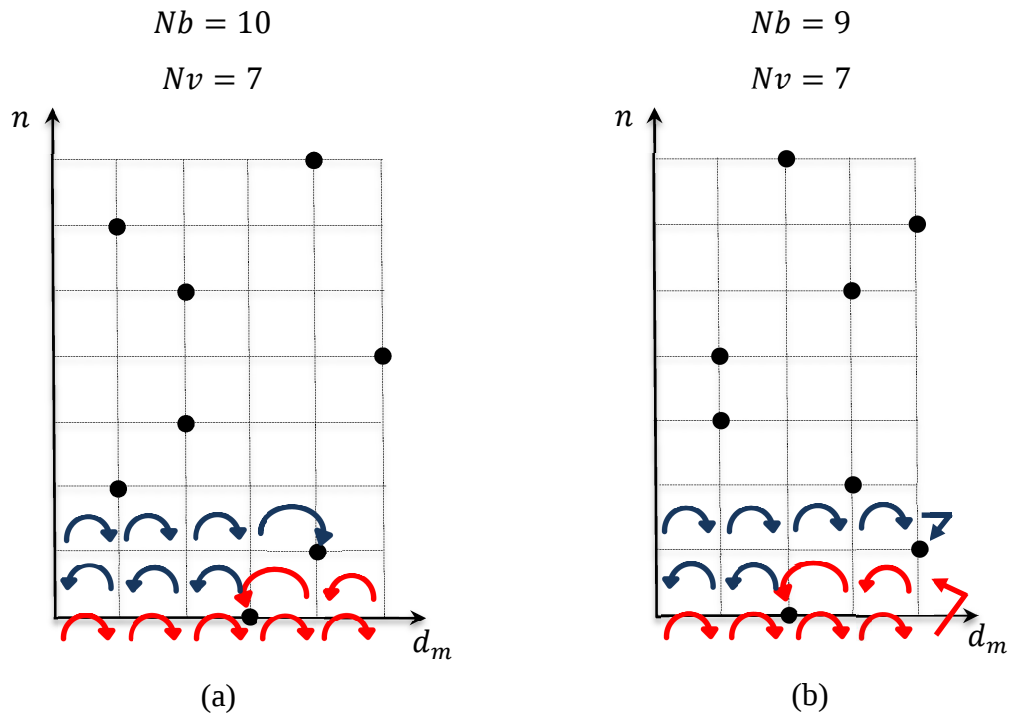


Figura 4 – Mappa di accoppiamento: numero di pale pari (a), numero di pale dispari (b)

Le mappe riportate in Figura 4 permettono di stabilire, per ogni ordine di armonica, il numero di diametri nodali del modo proprio che si trova in composizione costruttiva con l'armonica in questione. Queste mappe si riferiscono quindi alla condizione riguardante la coincidenza di forma; se si considerano contemporaneamente questa condizione e la condizione sulla coincidenza delle frequenze, è possibile tracciare il diagramma SAFE.

In ascissa si riporta ancora una volta il numero di diametri nodali, mentre in ordinata si indicano i valori di frequenza. A questo punto è facile collocare sul grafico la posizione dei modi propri della girante, derivati dall'analisi modale e individuati dalla propria frequenza e dal numero di diametri nodali corrispondente. Viene quindi tracciata sul grafico una retta di pendenza pari alla velocità di rotazione della girante (seguendo uno schema di riflessioni analogo a quello riportato in Figura 4). La frequenza di ogni armonica sarà calcolabile come il numero d'ordine dell'armonica moltiplicato per la velocità di rotazione della macchina e per il numero di vani statorici. Ricordando la regola adoperata per tracciare la mappa di accoppiamento, si nota che per trovare il numero di

diametri nodali di accoppiamento costruttivo è necessario contare un numero di passi pari al numero d'ordine dell'armonica moltiplicato per il numero di vani (nNv). Moltiplicando questo numero per la velocità di rotazione Ω , si ottiene la frequenza dell'armonica. Se si immagina di contare il numero di passi muovendosi su una retta di pendenza pari alla velocità di rotazione della girante, si trova un valore in ascissa pari alla frequenza dell'armonica in esame (Figura 5).

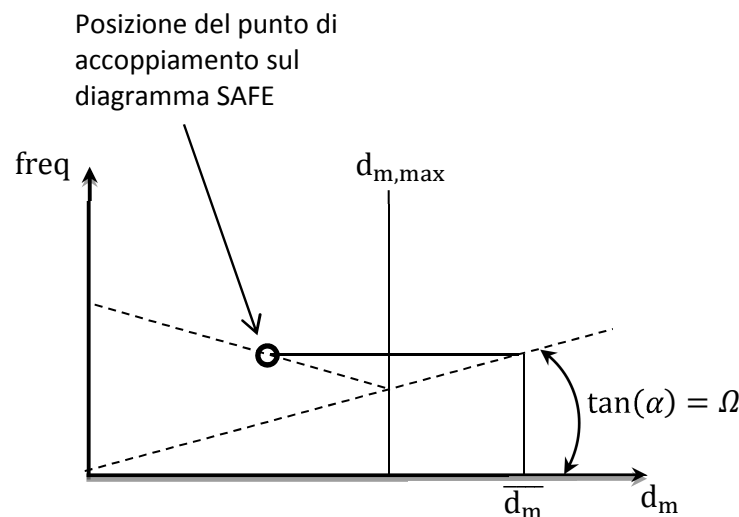


Figura 5 – Posizionamento dell'armonica sul diagramma SAFE

In questo modo è possibile posizionare sul diagramma i punti corrispondenti a tutte le armoniche ritenute significative nello sviluppo in serie di Fourier del carico.

Una volta ottenuto il diagramma SAFE, è possibile discriminare le condizioni di risonanza individuando sul grafico tutti i casi in cui un punto relativo a un modo proprio coincide con un punto relativo a un'armonica. Il margine di sicurezza tra una determinata armonica e un modo proprio caratterizzato da combinazione costruttiva può essere individuato valutando la differenza di frequenza tra i due punti corrispondenti (distanza verticale). Se invece due punti risultano avere medesima ordinata (quindi stessa frequenza) ma ascissa diversa, significa che la combinazione tra il modo proprio e l'armonica in questione sarà di tipo distruttivo o solo parzialmente costruttivo, e non rappresenta quindi un punto interessante nell'ottica dello studio delle risonanze.

Il procedimento sopradescritto è stato implementato in un semplice software nel linguaggio MATLAB, in modo da poter impostare i dati di ingresso di rotore e statore (numero di pale e di vani e velocità di rotazione) per ottenere il diagramma SAFE corrispondente. In questo modo è possibile scegliere rapidamente la velocità di rotazione e

il numero di vani che determinano composizione costruttiva tra il modo proprio che si intende studiare e l'armonica che si sceglie per la sollecitazione.

La Figura 6 riporta un esempio di diagramma SAFE tracciato per una girante avente $N_b = 15$, per due diverse combinazioni di N_v e Ω .

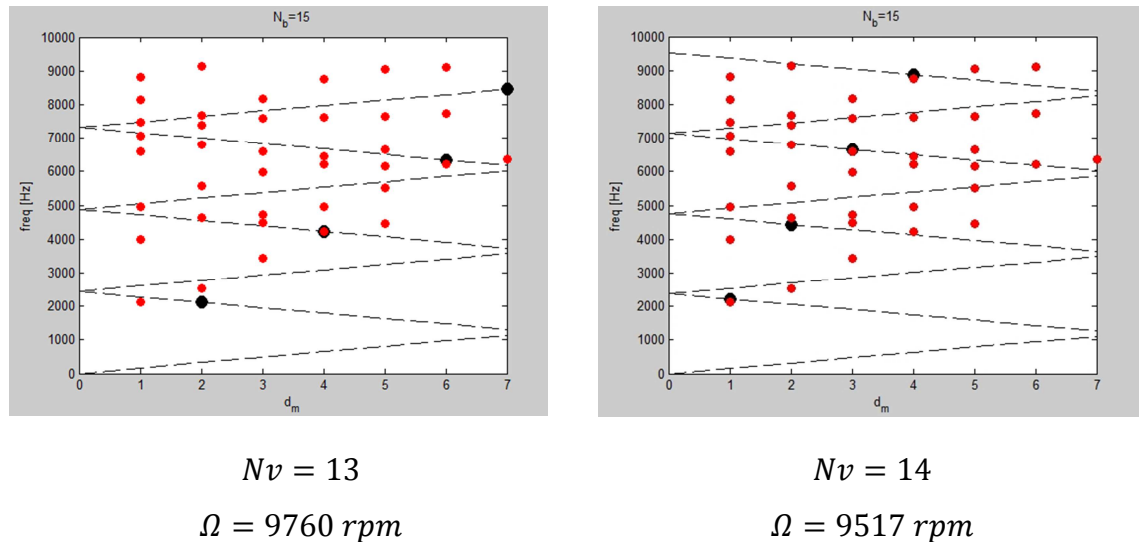


Figura 6 – Diagramma SAFE per girante con quindici pale

Come si può notare, la girante è caratterizzata da un gran numero di modi propri a frequenza molto ravvicinata; di conseguenza, qualsiasi tipo di carico comporta situazioni di risonanza anche per armoniche di ordine superiore al primo. Per questo motivo, se si desidera eccitare esclusivamente un determinato modo proprio, sarà necessario produrre un carico in cui l'armonica risonante con il modo proprio studiato abbia un'ampiezza molto maggiore rispetto alle altre.

2.3 Approcci sperimentali

L'approccio tipico adottato per problemi di questo tipo consiste nel simulare le condizioni di esercizio della macchina: la girante viene posta in rotazione e il carico è determinato mediante un flusso di fluido prodotto da un certo numero di ugelli che rappresentano (se pure in maniera semplificata) i vani statorici. Un'altra tecnica impiegata per l'applicazione del carico consiste nell'impiego di campi magnetici [3], [4], che presentano una notevole semplificazione dell'impianto del banco, sebbene ne limitino l'impiego esclusivamente a componenti ferromagnetici.

In ogni caso, operando in questo modo la misurazione della vibrazione delle palette va effettuata sul componente in movimento, che può ruotare anche a velocità consistenti a

seconda di quale armonica si sceglie per la sollecitazione del modo proprio in esame. Questa circostanza rende la misurazione piuttosto complicata, in quanto il valore registrato ad esempio da un accelerometro fissato sulla girante risulterebbe falsato dall'accelerazione centrifuga o da eventuali fluttuazioni nella velocità di rotazione. Inoltre, ponendo il componente in rotazione, si introducono nel sistema gli effetti causati dalla vibrazione del motore oltre che dal sistema di supporti, falsando quindi l'acquisizione della misura. Infine, ponendo in rotazione la girante, si determina una condizione per cui il profilo aerodinamico delle palette genera portanza, con la conseguenza di dover spendere moltissima energia per tenere in rotazione alla velocità desiderata il rotore da testare.

Per queste ragioni il presente lavoro di tesi consiste nella progettazione di un banco che sfrutti un principio di funzionamento diverso: per semplificare la misura della vibrazione della girante, questa viene vincolata al banco prova in modo tale da impedirne la rotazione. Per ottenere la sollecitazione ciclica si adopera quindi un disco (posto in rotazione da un elettromandrino) che simuli il carico proveniente dallo statore con un certo numero di ugelli che ne rappresentino i vani. Oltre a facilitare le operazioni di misura, si limita anche lo spreco di energia. La potenza messa a disposizione dall'elettromandrino infatti viene impiegata, oltre che per accelerare il disco di applicazione del carico, anche per fornire al fluido operativo l'energia cinetica necessaria a realizzare la prova.

Da notare che se questa soluzione semplifica la misurazione delle vibrazioni, è anche vero che complica la progettazione del sistema di carico, in quanto il fluido in pressione dovrà essere alimentato su un dispositivo rotante e non più statico, con la conseguenza di dover impiegare guarnizioni a strisciamento (con le relative perdite per attrito).

3 Analisi preliminare

3.1 Schema concettuale

Come anticipato nel capitolo precedente, il sistema di prova che si intende realizzare deve constare di:

- base di supporto su cui montare l'attrezzatura necessaria;
- girante oggetto dello studio;
- struttura di supporto con cui vincolare la girante al banco in modo che sia consentita la vibrazione dei modi propri da studiare ma non il moto rigido (rotazione e traslazione);
- dispositivo rotante di applicazione del carico;
- sistema di alimentazione del fluido operativo (pompa, serbatoio);
- sistema di attuazione (elettromandrino e relativo sistema di raffreddamento e controllo);
- sistema di misura della risposta vibratoria.

Considerando l'attrezzatura disponibile nel laboratorio del dipartimento di Ingegneria Meccanica Nucleare e della Produzione dell'Università di Pisa (presso il quale il banco prova verrà montato ed utilizzato) si è scelto di adoperare come base di supporto un banco dotato di scanalature a T del tutto simile al bancale delle macchine utensili. Le dimensioni del banco a disposizione sono $800 \times 850 \text{ mm}$ e, considerando le dimensioni di ingombro indicative del tipo di girante da analizzare, è possibile ricavare un limite orientativo degli ingombri massimi accettabili per i vari componenti (Figura 7). La rappresentazione di Figura 7 ha valenza esclusivamente qualitativa. Nei paragrafi successivi si analizzeranno i vari componenti singolarmente, evidenziando le maggiori problematiche riscontrate in fase di progettazione e le relative soluzioni proposte, descrivendo anche brevemente gli strumenti di calcolo adoperati per la messa a punto dei particolari.

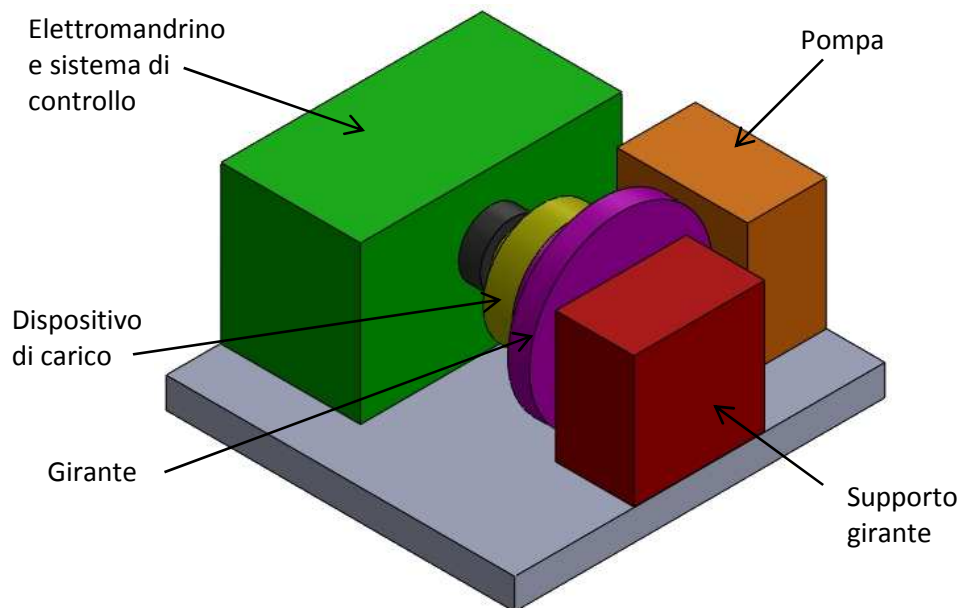


Figura 7 – Ingombri dei vari componenti del banco

3.1.1 Base di supporto

Come già anticipato, la base di supporto a disposizione consiste in un bancale in acciaio (Figura 8) di dimensioni $800 \times 850 \text{ mm}$ in cui sono presenti delle scanalature a T che verranno adoperate per vincolare i componenti del banco prova.

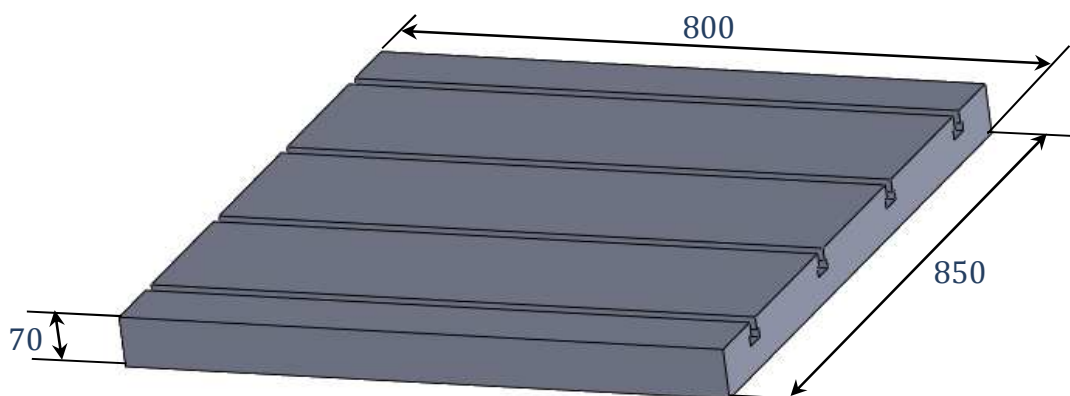


Figura 8 – Base di supporto

3.1.2 Girante da studiare

Il banco prova oggetto di progettazione dovrà permettere la caratterizzazione almeno delle tipologie di giranti più comuni. La progettazione dell'intero banco pertanto è stata concepita in modo da poter soddisfare tale condizione di flessibilità. Tuttavia, allo scopo di definire più in dettaglio le varie parti e le modalità con cui queste interagiscono tra loro,

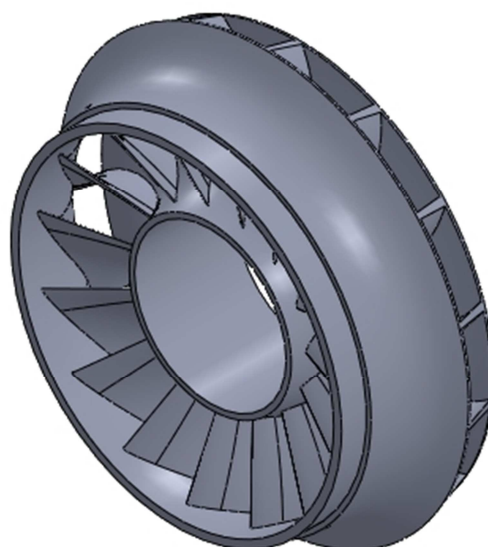
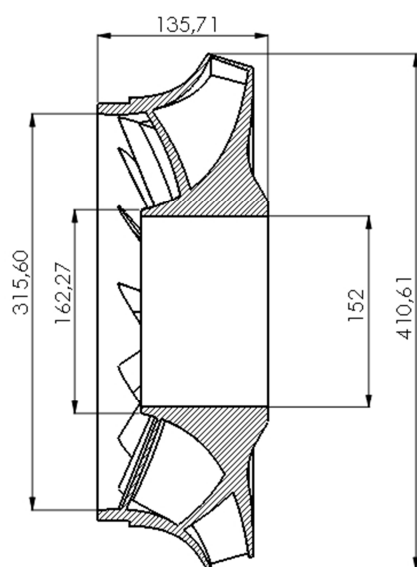
si è fatto riferimento a due particolari giranti prodotte dalla “GE Oil & Gas”. Su indicazione dell’azienda si è scelto di studiare giranti di tipo chiuso, ovvero dotate di controdisco. Questo non toglie generalità al lavoro svolto, in quanto l’architettura generale del banco resta invariata anche per giranti differenti. La scelta della girante comporta la necessità di modificare alcuni componenti, ma quelli fondamentali (bancale, elettromandrino, sistema di alimentazione e di carico) sono dimensionati per l’impiego in un campo di applicazione che non si limita alle sole giranti descritte nel presente lavoro.

Sono stati forniti dall’azienda i modelli CAD relativi a due giranti differenti per numero di pale ($Nb = 15$ e $Nb = 17$). È stata inoltre consegnata al dipartimento una girante in acciaio con quindici pale corrispondente al CAD; questa girante sarà impegnata in un’analisi modale sperimentale atta alla validazione del modello agli Elementi Finiti utilizzato per la messa a punto del banco.

Le due giranti in esame sono comunque morfologicamente simili e differiscono solamente per alcune grandezze geometriche, oltre che per il numero di pale (Figura 9).

Nei paragrafi successivi verranno esposti i vari modelli agli elementi finiti ricavati partendo dalla geometria delle giranti in questione, impiegati in varie fasi del lavoro svolto per mettere a punto il progetto dei diversi componenti.

$Nb = 15$



$Nb = 17$

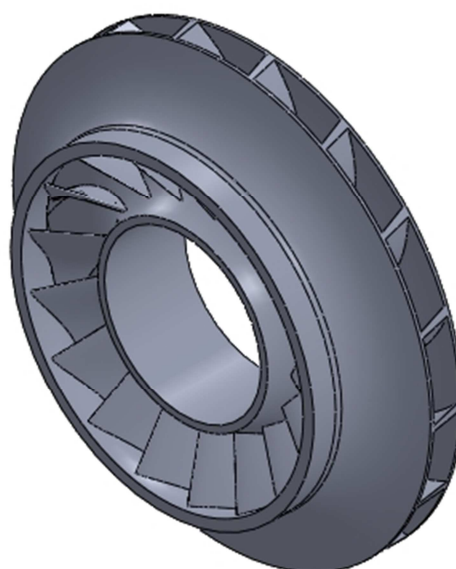
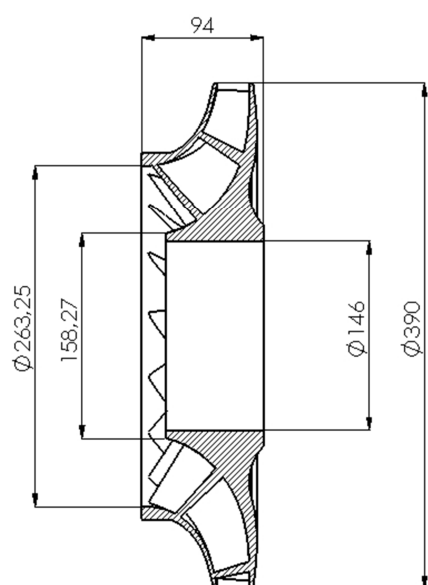


Figura 9 – Caratteristiche geometriche principali della girante con quindici (sopra) e diciassette (sotto) pale

3.1.2.1 *Analisi modale*

Dovendo studiare il comportamento dinamico della girante, è stato necessario effettuare un'analisi modale del componente in esame.

In prima battuta ci si è dedicati allo studio di un modello FEM per individuare i primi modi propri in termini di frequenza e forma modale. L'analisi modale agli elementi finiti è stata condotta per entrambe le giranti (con quindici e diciassette pale).

3.1.2.1.1 *Considerazioni sul modello*

Il modello è stato costruito partendo dal CAD della girante: data la simmetria di ripetizione del componente, si è deciso di concentrare la modellazione su un solo spicchio che coprisse una porzione angolare pari a $\gamma = \frac{2\pi}{Nb}$. Importando quindi in ANSYS la geometria dello spicchio, è stato possibile semplificare le operazioni di discretizzazione del modello limitando il lavoro a una porzione del componente.

Al fine di ottenere una descrizione completa dei modi propri della girante, è necessario modellare la geometria del componente per intero: se si limitasse l'analisi al singolo spicchio infatti, si imporrebbe al modello la condizione di simmetria di ripetizione, che sebbene sia valida per la geometria, non è necessariamente valida per le forme modali della girante. Per cui se si eseguisse l'analisi modale sul singolo spicchio, si otterrebbero come risultato soltanto le forme modali che rispettino tale simmetria, escludendo tutte le altre (che sono invece interessanti). Per questo motivo la maglia realizzata sulla geometria dello spicchio verrà successivamente copiata Nb volte, per ottenere il modello complessivo della girante (vedi paragrafo 3.1.2.1.2).

3.1.2.1.2 *Discretizzazione dello spicchio e completamento del modello*

Le due aree di delimitazione dello spicchio sono naturalmente uguali tra loro. Per questo motivo, si è deciso di eseguire la discretizzazione automatica di una delle due superfici (con elementi di tipo *mesh200*), per poi ricopiarla sulla seconda in modo da produrre una maglia identica. Gli elementi *mesh200* sono degli elementi fittizi, non dotati di proprietà meccaniche. La loro unica funzione è quella di sistemare i nodi sulla superficie discretizzata, in modo da poterli ricopiare sulla seconda area di delimitazione dello spicchio. Quando poi si procede alla discretizzazione del volume dello spicchio (con elementi di tipo *solid187*), gli elementi posizionati dal software tengono conto della posizione dei nodi prefissata mediante i *mesh200*; in questo modo, il volume dello

spicchio risulta discretizzato con gli elementi solidi scelti, dotati delle proprietà meccaniche del materiale che si intende simulare, ma la maglia delle due aree di delimitazione dello spicchio continua ad essere identica. La necessità di avere la maglia identica sulle due facce di delimitazione dello spicchio verrà chiarita maggiormente quando si parlerà dell'analisi di convergenza effettuata sul modello.

La Figura 10 riporta le fasi sopradescritte di discretizzazione.

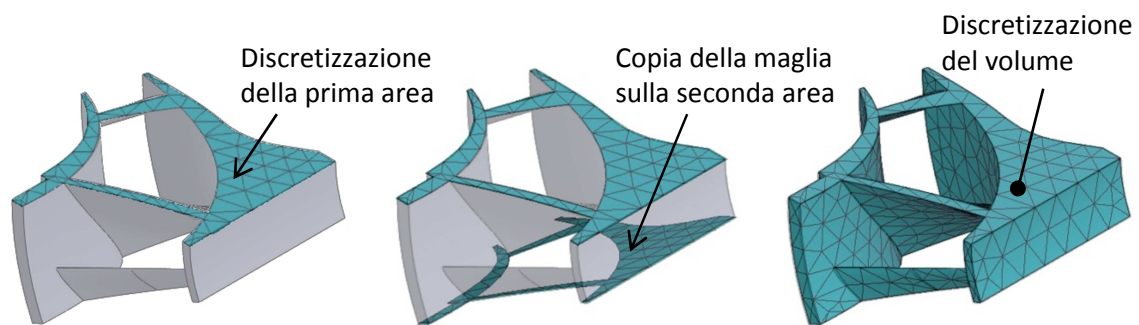


Figura 10 – Discretizzazione del modello

Una volta ottenuta la maglia in Figura 10, è possibile copiare lo spicchio Nb volte per ottenere la geometria della girante completa.

Come ultimo passo della modellazione, è necessario eseguire il comando *nummrg*. Tale comando individua tutti i nodi la cui distanza reciproca sia inferiore al valore di tolleranza impostato e li fonde tra loro: in questo modo si impone la congruenza tra i vari spicchi che costituiscono la girante. Aver realizzato la discretizzazione delle aree di delimitazione dello spicchio in modo che risultassero identiche tra loro garantisce che i nodi delle facce corrispondenti di due spicchi adiacenti si trovino effettivamente all'interno della tolleranza di default del programma.

3.1.2.1.3 Analisi di convergenza

L'utilità di questa strategia di discretizzazione non si limita a questo. Prima di procedere all'analisi modale vera e propria si è pensato di effettuare un'analisi di convergenza della soluzione. Dato che la variazione dei parametri della maglia influisce esclusivamente sulla disposizione degli elementi del singolo spicchio (che poi vengono riprodotti per formare il modello intero) si è deciso di concentrarsi solo sulla porzione di girante di ampiezza

$$\gamma = \frac{2\pi}{Nb}.$$

Come parametro di convergenza si è deciso di adottare l'energia elastica totale immagazzinata dal volume per effetto di un campo centrifugo. Tale parametro, essendo

calcolato sul totale degli elementi, rappresenta una grandezza complessiva del modello, e limita per tanto l'incidenza sul risultato di effetti locali legati al livello di dettaglio della modellazione. Per eseguire l'analisi di convergenza si è quindi deciso di simulare l'effetto di un campo centrifugo (è stata scelta una velocità di rotazione pari a 11000 *rpm*, vicina a quella di esercizio della girante) sul singolo spicchio. Così facendo anche il carico applicato soddisfa le stesse condizioni di simmetria della geometria del modello, per cui è possibile imporre il vincolo di ripetizione circolare: gli spostamenti radiali e assiali dei nodi posti sulle due aree di delimitazione dello spicchio devono essere uguali, mentre gli spostamenti tangenziali dovranno essere nulli; per applicare questo vincolo in maniera corretta si rende indispensabile che la maglia delle due facce interessate sia identica, in modo da poter individuare i nodi corrispondenti sulle due superfici da vincolare.

Una volta completata la simulazione, è possibile sommare i valori di energia elastica immagazzinata in ogni elemento; ripetendo la simulazione per dimensione degli elementi decrescente, è possibile confrontare i risultati ottenuti. Confrontando la variazione relativa tra il risultato di due simulazioni successive con la differenza relativa della dimensione degli elementi corrispondenti alle due simulazioni, è possibile decidere se il livello di infittimento della maglia è da ritenersi soddisfacente (Tabella 1).

Dimensione caratteristica degli elementi delle due simulazioni [mm]	Differenza % di energia elastica totale
32 – 25	1.1742
25 – 20	1.0867
20 – 16	0.8245
16 – 14	0.8903
14 – 12	0.2976
12 – 10	0.4604
10 – 8	0.3666
8 – 6	0.4566
6 – 4	0.3939

Tabella 1 – Analisi di convergenza della discretizzazione

Come si vede dalla Tabella 1, già con dimensioni intorno ai 14 *mm*, l'ulteriore infittimento della maglia comporta una variazione del risultato inferiore al punto percentuale. Per cui si è deciso di impiegare una maglia caratterizzata da elementi di dimensione di 10 *mm* che consentono di avere una risposta affidabile impiegando comunque tempi di calcolo ragionevoli.

3.1.2.1.4 Analisi modale

A questo punto è possibile procedere con l'analisi modale vera e propria.

Il risultato dell'analisi è chiaramente influenzato dai vincoli imposti alla struttura. Dato che per la costruzione del diagramma SAFE è importante riprodurre i modi tipici della girante montata sul banco, si è deciso di applicare un sistema di vincoli che riproduca l'effetto del supporto.

Nel paragrafo 3.1.3 verrà illustrata l'influenza che ha il supporto sui modi propri della girante. Dato che la differenza di frequenza tra vincolo ideale di mozzo infinitamente rigido e supporto reale è di pochi punti percentuali, l'analisi modale è stata condotta imponendo i vincoli di spostamento nullo sul mozzo della girante. In questo modo è possibile snellire il modello rimuovendo dal calcolo la geometria del supporto. Di seguito sono riportati frequenza e forma modale di alcuni modi propri relativi alla girante con quindici pale (Figura 11, Figura 12, Figura 13, Figura 14, Figura 15).

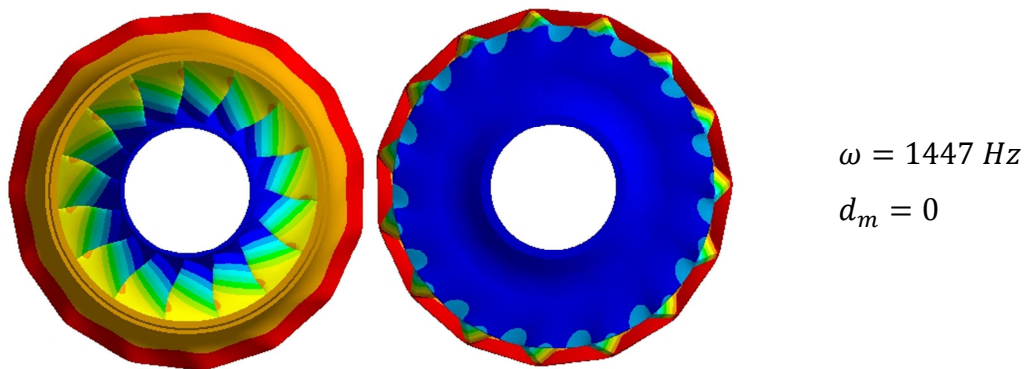


Figura 11 – Modo proprio a zero diametri nodali

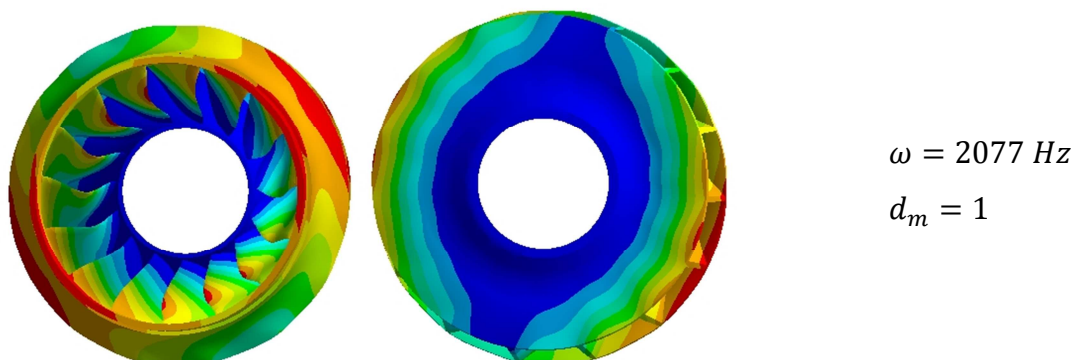
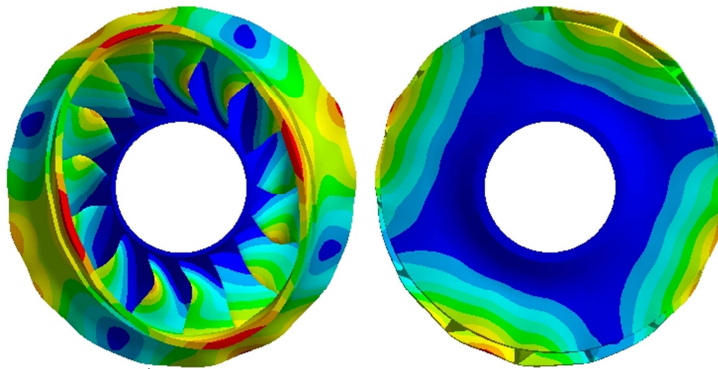


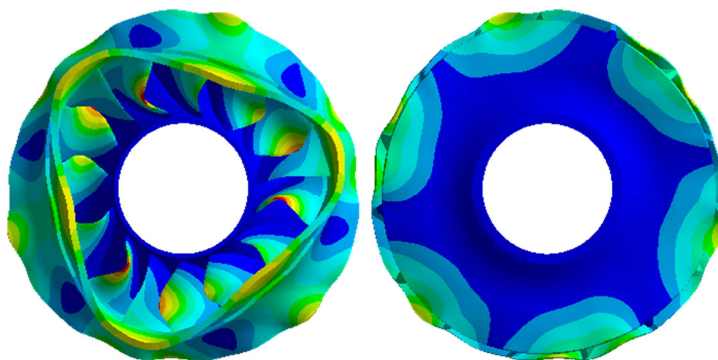
Figura 12 – Modo proprio a un diametro nodale



$$\omega = 2490 \text{ Hz}$$

$$d_m = 2$$

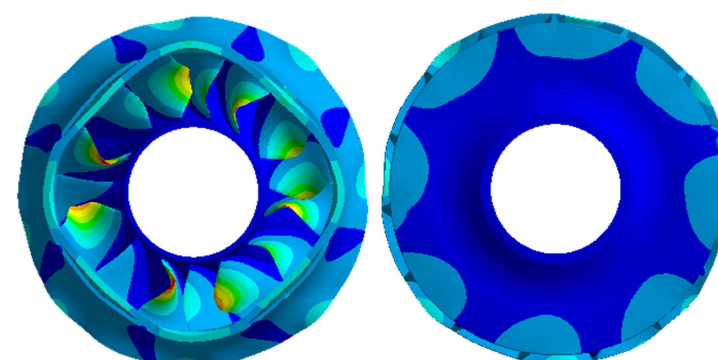
Figura 13 – Modo proprio a due diametri nodali



$$\omega = 3355 \text{ Hz}$$

$$d_m = 3$$

Figura 14 – Modo proprio a tre diametri nodali



$$\omega = 4128 \text{ Hz}$$

$$d_m = 4$$

Figura 15 – Modo proprio a quattro diametri nodali

3.1.2.1.5 Validazione del modello

In aggiunta all'analisi di convergenza (paragrafo 3.1.2.1.3), si è ritenuto opportuno eseguire anche una validazione sperimentale del modello FEM impiegato. Dato che in

dipartimento è fisicamente disponibile solamente la girante con quindici pale, ci si è concentrati su di essa per la validazione del modello FEM.

Per semplificare il problema, si è deciso di eseguire l'analisi modale *free-free*, eliminando quindi l'effetto dei vincoli. La simulazione agli elementi finiti è stata quindi realizzata rimuovendo tutti i vincoli dalla struttura. Per avvicinarsi a tale condizione anche nella prova sperimentale, si è deciso di sospendere la girante con una gru a giraffa mediante delle camere d'aria di bicicletta. Le camere d'aria hanno ovviamente un comportamento elastico: dato che il rapporto tra la costante elastica delle camere d'aria e la massa della girante dovrebbe essere decisamente basso, si presume che tale sistema di supporto abbia un effetto trascurabile sui risultati dell'analisi sperimentale. Questa condizione verrà ovviamente verificata durante il test: se le prime sei frequenze proprie (associate ai moti rigidi della girante, uno per ognuno dei sei gradi di libertà di un corpo nello spazio) risultano inferiori al 20% della frequenza del primo modo proprio della girante, allora l'effetto del vincolo è ritenuto trascurabile [5].

Avvalendosi del software della “*LMS Engineering Innovation*” per analisi modale sperimentale è stato messo a punto l'*hammer test*. Il software accetta in ingresso l'analisi condotta agli elementi finiti, in modo da individuare i punti della struttura caratterizzati da accelerazione maggiore. Su alcuni di questi punti verranno montati gli accelerometri, mentre gli altri punti verranno colpiti con il martello strumentato.

Considerando le attrezzature a disposizione, si è scelto di impiegare due accelerometri e di colpire con il martello altri diciotto punti della girante (per un totale di venti punti).

Elaborando i dati misurati con gli accelerometri a seguito del colpo con il martello strumentato, il software è in grado di ricavare le frequenze e le forme modali della girante. Da notare che mentre le frequenze sono individuate correttamente già con un basso numero di punti, per quanto riguarda le forme modali si rende necessario approfondire l'analisi con un maggior numero di punti se si vogliono ottenere dei risultati attendibili. Per questo motivo, ai fini del presente lavoro di tesi, ci si è limitati a un confronto dei risultati FEM con quelli sperimentali solo in termini di frequenza dei primi modi propri misurati (la strumentazione disponibile ha un limite sulla frequenza massima ottenibile vicino ai 3500 Hz).

Il confronto tra i valori di frequenza dei primi modi propri della struttura ottenuti con il FEM e con la prova sperimentale sono riportati in Tabella 2.

Frequenza FEM [Hz]	Frequenza sperimentale [Hz]	Differenza %
1442	1461	1.3
2555	2557	0.1
3010	3096	2.8
3467	3497	0.9

Tabella 2 – Confronto tra risultati sperimentali e calcolati con il FEM

Dalla prova sperimentale sono emersi ovviamente i moti rigidi della struttura, con un frequenza massima di circa 4 Hz, che risulta essere nettamente inferiore al 20% della prima frequenza propria; si può pertanto ritenere trascurabile l'effetto del supporto sulla misura delle frequenze proprie della girante.

Alla luce dei risultati appena riportati, si può concludere che il risultato ottenuto dall'analisi agli elementi finiti sia da ritenere accettabile e coerente con quanto misurato mediante la prova sperimentale.

3.1.3 Struttura di supporto

3.1.3.1 Analisi dinamica

Come accennato in precedenza, l'architettura del banco prova prevede di vincolare staticamente la girante al banco per sollecitarla con un carico rotante. La priorità del sistema di supporto consiste nella bassa incidenza sui modi propri della girante. Il sistema studiato infatti dovrà garantire il sostegno della girante (impedendone la rotazione) senza partecipare in maniera significativa alla deformazione quando la prova è incorso. Se infatti la deformazione del supporto fosse significativa rispetto a quella della girante, lo strumento di misura fornirebbe un dato contenente gli spostamenti del rotore legati alla sollecitazione del modo proprio in esame, sovrapposti però all'oscillazione del supporto (di scarso interesse nella prova in questione).

Si è quindi pensato a una struttura semplice composta da piastre d'acciaio saldate e irrigidite da nervature triangolari. Una simulazione agli elementi finiti (condotta su ANSYS Workbench, che consente una maggiore rapidità nella messa a punto di un modello la cui geometria deve essere cambiata varie volte prima di trovare la configurazione ottimale) ha consentito di valutare l'incidenza del supporto sul comportamento dinamico della girante.

Per valutare l'incidenza del supporto sulla risposta dinamica della girante, è stata inizialmente condotta un'analisi modale della girante ipotizzando un vincolo rigido sulla

superficie cilindrica del mozzo, valutando le forme modali e le frequenze dei modi propri di interesse (quelli caratterizzati da un numero di diametri nodali compreso tra due e cinque). Dopodiché è stata ripetuta l'analisi modale della girante montata sul supporto, per verificare che i modi propri di interesse non subissero variazioni di forma e frequenza significative. La Figura 16 riporta la geometria dei modelli realizzati per l'analisi. Per semplificare il modello e ridurre il numero di gradi di libertà, si è scelto di non inserire nella geometria della simulazione la base del supporto che presenta i fori di avvitatura per vincolare la struttura al banco prova.

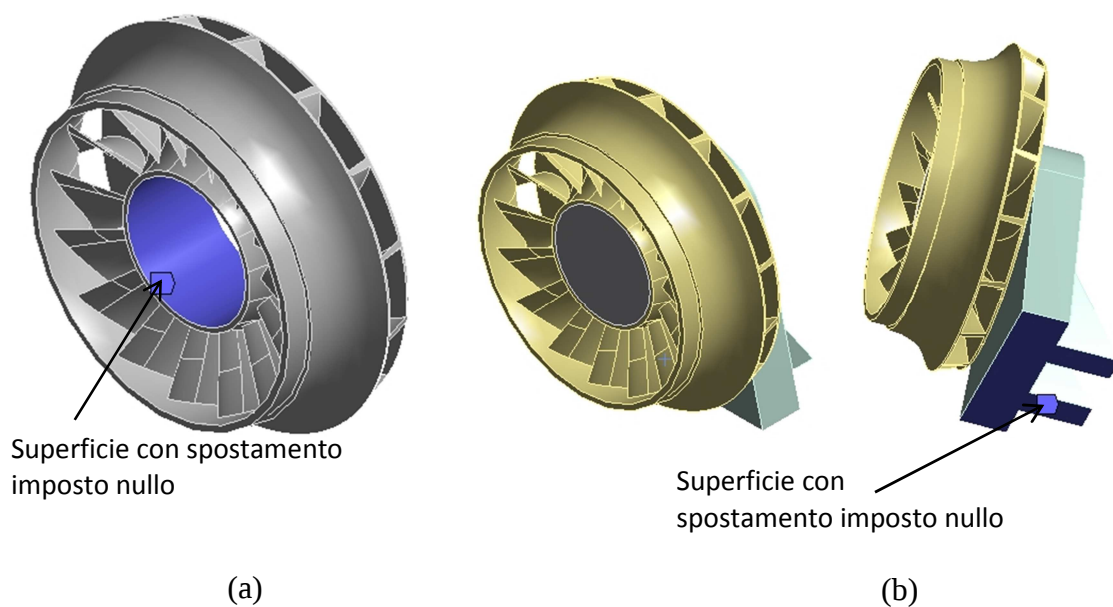
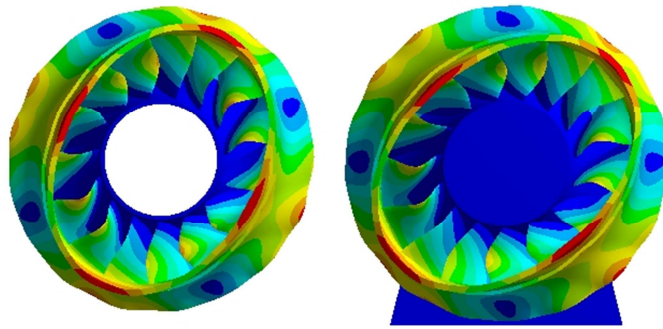
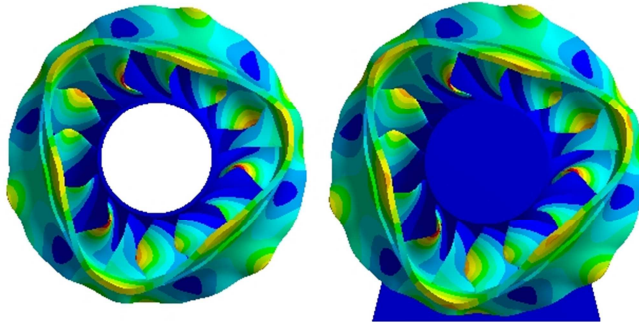


Figura 16 – Modello con vincolo rigido ideale (a) e con supporto di montaggio (b)

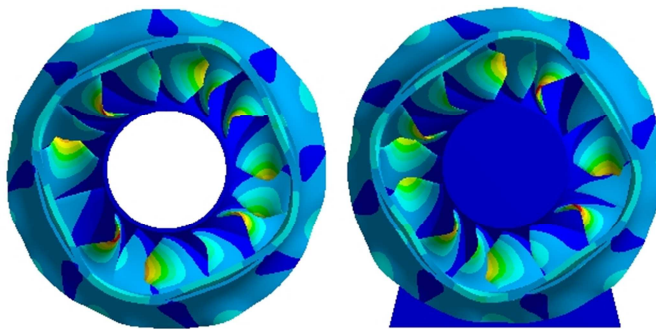
Una volta effettuata la simulazione, sono stati individuati i modi propri caratterizzati da un numero di diametri nodali compreso tra due e cinque (questi sono infatti le forme modali più semplici da individuare e confrontare) in modo da poter paragonare forma e frequenza del modo proprio nei due casi di vincolo ideale infinitamente rigido sul mozzo della girante e vincolo deformabile progettato per il banco. I risultati e la differenza relativa tra le frequenze proprie sono riportati in Figura 17.



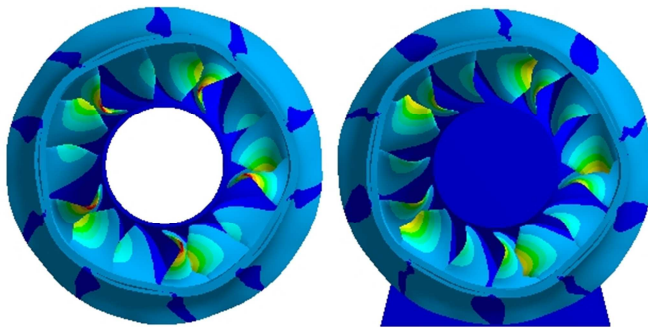
N° diametri nodali	2
Frequenza vincolo ideale [Hz]	2490
Frequenza vincolo reale [Hz]	2362
Differenza relativa [%]	5.1



N° diametri nodali	3
Frequenza vincolo ideale [Hz]	3355
Frequenza vincolo reale [Hz]	3309
Differenza relativa [%]	1.4



N° diametri nodali	4
Frequenza vincolo ideale [Hz]	4128
Frequenza vincolo reale [Hz]	4113
Differenza relativa [%]	0.4



N° diametri nodali	5
Frequenza vincolo ideale [Hz]	4350
Frequenza vincolo reale [Hz]	4339
Differenza relativa [%]	0.3

Figura 17 – Confronto tra vincolo ideale e vincolo reale

Come era prevedibile, l'introduzione del supporto (che determina un vincolo deformabile) comporta un abbassamento nelle frequenze proprie della struttura rispetto al caso di vincolo ideale (infinitamente rigido). Le differenze relative riscontrate (sempre inferiori al 6%) sono ritenute sufficientemente basse da poter considerare trascurabile l'effetto del supporto sulla risposta vibratoria della girante. Dato che il confronto è stato effettuato solamente per i modi propri caratterizzati da un certo numero di diametri nodali, al

momento della progettazione della prova sarà opportuno verificare (tramite il diagramma re SAFE) che nessuna delle armoniche caratterizzate da un'ampiezza significativa risulti eccitare un modo proprio privo di diametri nodali. È da notare inoltre che il supporto, così progettato, comporta la scomparsa del modo proprio a un diametro nodale (vedi Figura 12). Per questo motivo sarà possibile studiare solamente la risposta dei modi propri caratterizzati da un numero di diametri nodali maggiore o uguale a due. Qualora fosse necessario studiare il modo proprio a un diametro nodale, risulterebbe opportuno modificare il disegno del supporto in modo da comprendere nello spettro di risposta dinamica anche la forma modale di interesse, con una frequenza il più vicino possibile a quella indicata in Figura 12. Dato che l'oggetto principale del presente lavoro di tesi consiste nella progettazione del dispositivo di carico, si è deciso di tralasciare tale aspetto, limitandosi in questo paragrafo a dimostrare la fattibilità di un supporto con caratteristiche tali da non compromettere la risposta dinamica della girante.

La Figura 18 riporta la rappresentazione del supporto progettato, indicando le principali grandezze geometriche.

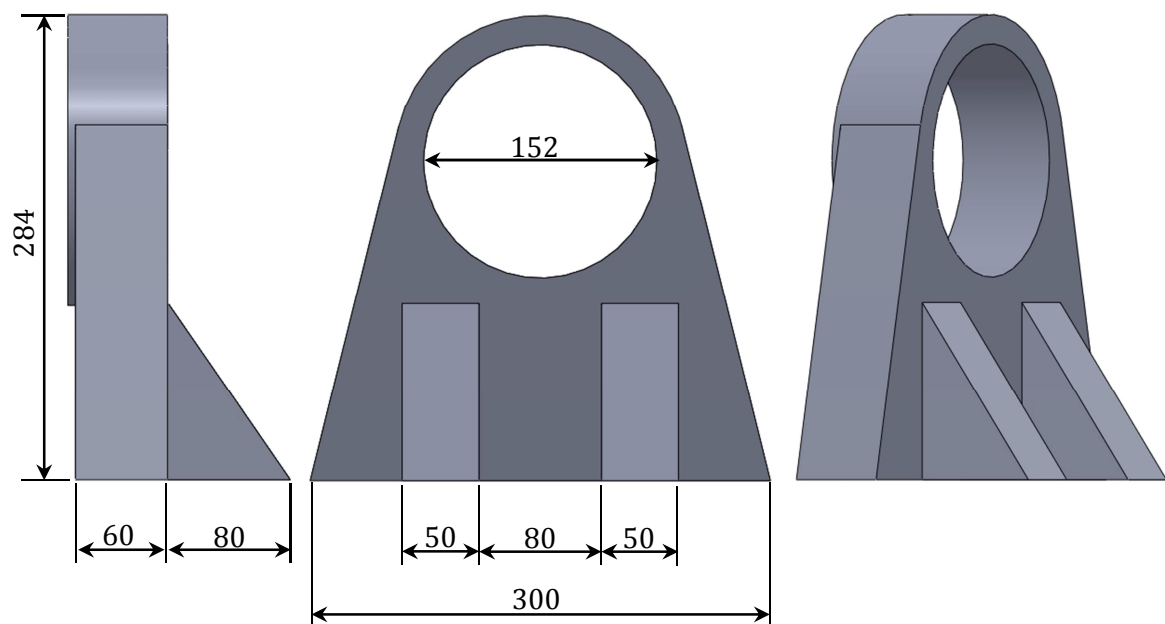


Figura 18 – Struttura di supporto con quote principali

La rappresentazione è puramente indicativa; il supporto della girante infatti esula dallo scopo fondamentale del presente lavoro di tesi. Lo studio qui riportato è volto esclusivamente a dimostrare la fattibilità di una struttura di supporto capace di soddisfare le esigenze sperimentali, in modo da poterne ricavare gli ingombri e poter quindi definire il layout complessivo del banco prova.

3.1.3.2 Montaggio girante

Nel paragrafo precedente è stata studiata la rigidezza del supporto per verificarne la scarsa incidenza sulla dinamica della struttura. Come è possibile vedere dalla Figura 16 (b), la girante viene montata sul supporto accoppiando il mozzo con un albero. Sarà necessario garantire che l'accoppiamento elimini i gradi di libertà relativi a rotazione e traslazione lungo l'asse. Su indicazione della “GE Oil & Gas”, si è deciso di optare per un montaggio con interferenza: le giranti prodotte dall'azienda sono infatti calettate sull'albero della macchina sfruttando un'interferenza piuttosto importante (per ridurre la forza di montaggio è infatti necessario riscaldare la girante). L'interferenza diametrale adottata varia per ogni girante, secondo la relazione:

$$\frac{1.7}{1000} = \frac{i}{d_c} \quad (3.1)$$

dove i rappresenta il valore di interferenza diametrale e d_c rappresenta il valore nominale del diametro di calettamento.

Utilizzando la relazione soprariportata, è possibile calcolare il valore di interferenza relativo al caso in esame. Bisogna però notare che quando la girante si trova in esercizio, gli elevati regimi di rotazione a cui può lavorare la macchina determinano una riduzione della pressione di contatto tra albero e mozzo, per effetto delle forze centrifughe. Per cui, dato che nel banco che si sta progettando si opera con la girante ferma e il carico rotante, sarà necessario tener conto di questi effetti riducendo di una certa quantità il valore di interferenza rispetto a quanto prescritto dalla relazione fornita dalla “GE Oil & Gas”.

Per valutare l'entità di tale riduzione, si è fatto ricorso ad un modello messo a punto con il software ANSYS classico. Sfruttando la simmetria di ripetizione del problema, è stato possibile studiare solo uno spicchio della girante (di ampiezza pari a $\frac{2\pi}{Nb}$) in modo da velocizzare le operazioni di calcolo. Le superfici di albero e mozzo sono state discretizzate con elementi di tipo *conta174* e *targe170*, in modo da realizzare un contatto simmetrico. La geometria dello spicchio di girante è stata importata dal modello CAD (semplificato per quanto riguarda raggi di raccordo e dettagli geometrici); il modello dell'albero è stato realizzato mediante il codice ANSYS, producendo una geometria cilindrica di raggio maggiorato rispetto al nominale del valore dell'interferenza radiale ricavata dalla relazione 3.1 (Figura 19).

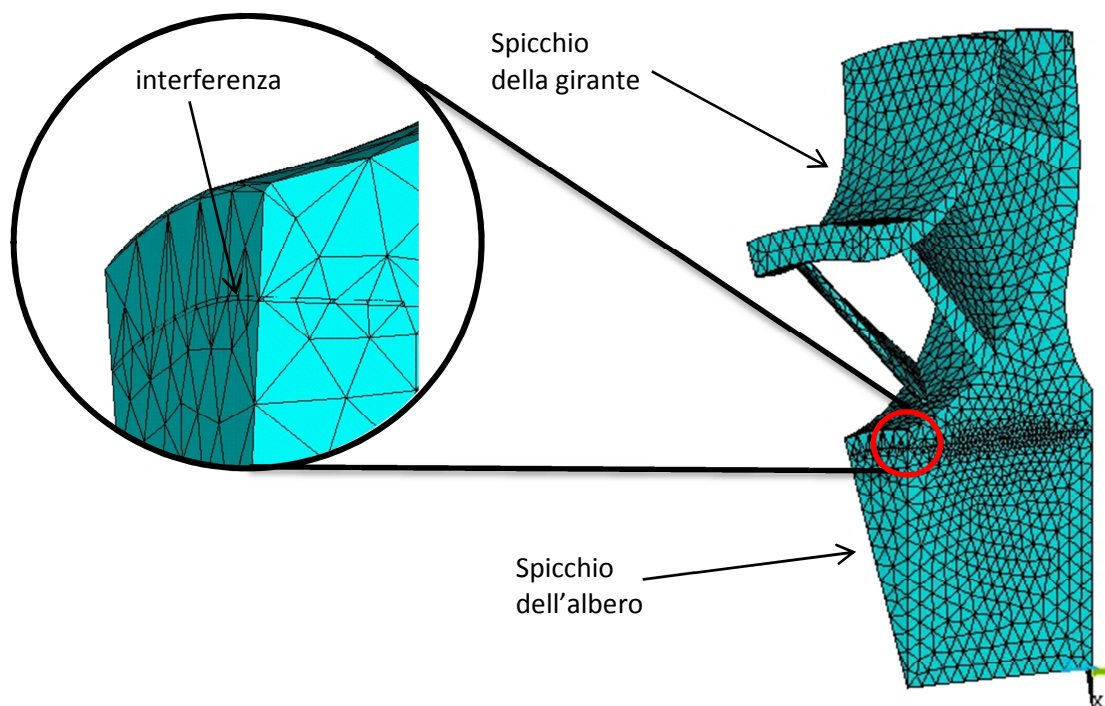


Figura 19 – Modello FEM dello spicchio di girante con interferenza

A questo punto l'analisi si divide in due *load-step*:

- Il primo *load-step* è necessario per ripristinare la congruenza tra girante e albero, recuperando la compenetratura tra i due elementi e ricavando così la distribuzione di pressione caratteristica del montaggio della macchina.
- Il secondo *load-step* consiste nell'applicazione del campo centrifugo, in modo da valutare il valore di pressione di contatto caratteristico della macchina in esercizio.

Per valutare un andamento medio della pressione, sono stati selezionati i nodi disposti sulla superficie cilindrica dell'albero, in direzione assiale, in tre posizioni angolari differenti: al centro dello spicchio e in prossimità dei due spigoli (a una distanza opportuna per limitare l'influenza degli effetti di bordo). Analizzando i valori di pressione di contatto caratteristici di questi nodi, è stato possibile tracciare un grafico che riportasse l'andamento della pressione per le tre coordinate angolari scelte, calcolandone un valore medio. Questi valori rappresentano, nei limiti delle approssimazioni introdotte dal metodo agli elementi finiti, gli andamenti che la pressione di contatto assume per effetto dell'interferenza di montaggio e della forza centrifuga.

A questo punto, è stato possibile modificare il modello FEM riducendo il valore di interferenza ed eliminando gli effetti centrifughi: in questo modo è possibile tracciare dei

grafici che riportino l'andamento della pressione per ogni valore di interferenza introdotto. Questi andamenti rappresentano la pressione di contatto che si otterrebbe sul banco prova montando l'albero e il mozzo con il valore di interferenza scelto. Con una serie di tentativi, riducendo o aumentando il valore di interferenza, è possibile procedere finché gli andamenti della pressione di contatto e soprattutto il valore di pressione media risultano soddisfacentemente vicini a quelli trovati nella prima analisi. Quando la differenza raggiunge l'ordine di qualche punto percentuale, si può ritenere valido il valore di interferenza ottenuto. In altre parole, se sul banco prova la girante viene montata con il valore di interferenza ottenuto mediante la seconda analisi, si può ritenere che la pressione di contatto tra albero e mozzo sia sufficientemente vicina alla pressione che caratterizza l'accoppiamento quando la girante si trova in condizioni di esercizio.

La Figura 14 riporta il confronto tra i grafici tracciati per rappresentare la condizione di esercizio (con un'interferenza di montaggio di $248\ \mu\text{m}$, ricavata dalla relazione 3.1, e una velocità angolare di $12000\ \text{rpm}$) e la condizione di prova (con un'interferenza di $164\ \mu\text{m}$).

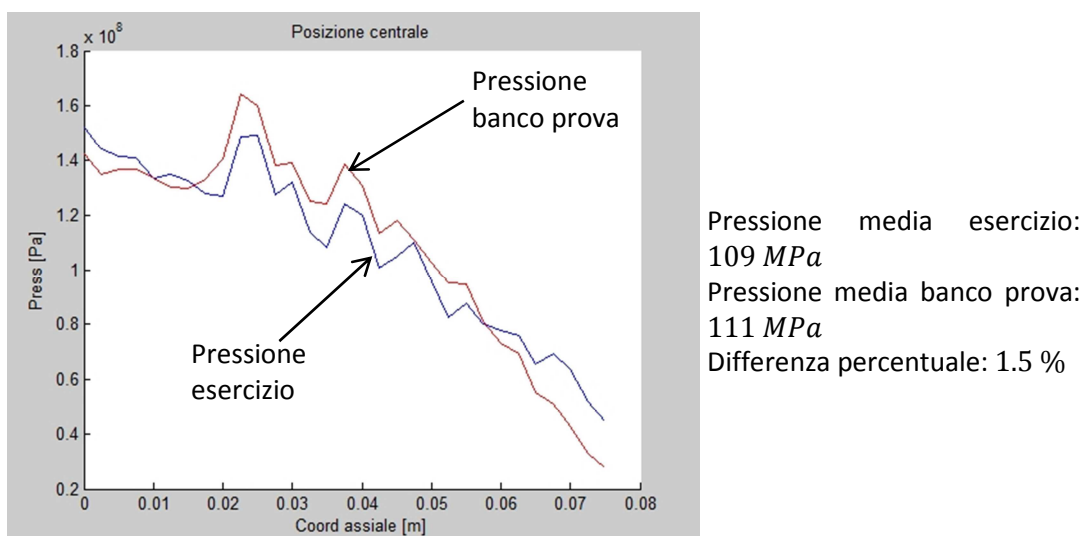


Figura 20 – Andamento di pressione di contatto in esercizio e sul banco prova

Procedendo in questa maniera per vari valori di velocità angolare, è possibile individuare delle coppie di punti composte dal valore di velocità di rotazione studiato e il valore di interferenza da realizzare nel banco prova per riprodurre gli effetti di tale velocità angolare sulla girante in esercizio.

Il valore di interferenza di montaggio viene scelto per rimanere in campo elastico: se si raggiungesse il campo plastico infatti, l'incremento di pressione di contatto dovuto all'incremento di interferenza risulterebbe decisamente più basso di quanto avviene in campo elastico, rendendo inutile la plasticizzazione del materiale. Per cui in prima approssimazione è lecito ipotizzare che la pressione di contatto abbia una dipendenza lineare con il valore di interferenza. Per quanto riguarda gli effetti centrifughi, è possibile considerare la dipendenza quadratica della pressione di contatto con la velocità angolare. Per questo motivo, si è deciso di interpolare i punti ottenuti con i tentativi precedentemente descritti mediante una parabola, in modo da poter collegare con una semplice relazione analitica il valore di velocità angolare che si intende simulare sul banco con il valore di interferenza da realizzare. La Figura 15 riporta un esempio di parabola così ottenuta nel caso della girante con $Nb = 17$.

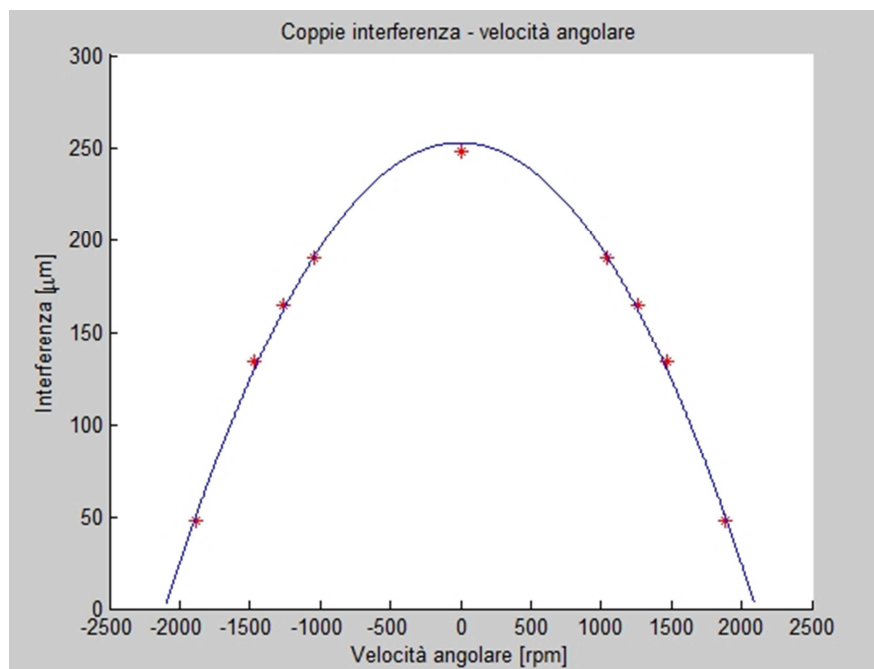


Figura 21 – Parabola relativa alla girante con diciassette pale

Con questo procedimento è quindi possibile, per ogni geometria di girante da analizzare, condurre un basso numero di simulazioni per ottenere l'equazione della parabola che collega il valore di interferenza da realizzare sul banco con il valore di velocità angolare che si intende riprodurre con la prova.

3.1.4 Dispositivo rotante di applicazione del carico

Il dispositivo rotante per l'applicazione del carico rappresenta l'oggetto principale del presente lavoro di tesi.

Tramite il diagramma SAFE (vedi paragrafo 2.2) è possibile progettare la prova sperimentale che si intende eseguire. In base alla disposizione dei modi propri della girante è possibile stabilire il numero di vani statorici e la velocità di rotazione della macchina per eccitare un determinato modo proprio con l'armonica dell'ordine desiderato. Il dispositivo di applicazione del carico dovrà quindi essere in grado di riprodurre la sollecitazione rappresentata schematicamente dal diagramma SAFE; a questo scopo il dispositivo viene collegato a un elettromandrino che ne determini la rotazione alla velocità desiderata, e deve disporre di un sistema di alimentazione che riesca a portare il fluido operativo agli ugelli che rappresenteranno il vano statorico. Inoltre è opportuno rendere flessibile il banco prova progettato. Il che significa che il dispositivo di carico dovrà essere progettato in maniera tale da poter riprodurre differenti combinazioni di velocità angolare e numero di vani, allo scopo di valutare la risposta di vari modi propri della girante.

Per ottenere questo risultato, è necessario innanzitutto scegliere un elettromandrino in grado di operare in un intervallo di velocità piuttosto ampio; questo aspetto verrà maggiormente chiarito nei paragrafi successivi.

Per considerare la variazione del numero di vani invece, sarà necessario variare il numero di ugelli da cui esce il fluido operativo, per cui il disco di carico dovrà essere progettato in modo che su un componente principale (dotato del sistema di alimentazione) sia possibile adattare vari dischi differenti a seconda del numero di ugelli da utilizzare nella prova.

3.1.4.1 Fluido operativo

Il primo passo della progettazione del dispositivo di carico consiste nella scelta del fluido operativo.

Sono state vagliate principalmente due ipotesi differenti: aria e acqua.

L'aria risulta vantaggiosa in quanto la dispersione del fluido nell'ambiente non comporta naturalmente nessuna difficoltà di gestione: una volta fuoriuscita dall'ugello, l'aria impatta sulla paletta e poi si disperde nell'ambiente di prova senza necessità di predisporre sistemi di raccolta.

Gli svantaggi essenziali consistono nella scarsa densità del fluido, che comporta quindi la necessità di portate maggiori per esercitare sulla paletta una forza significativa, e nella

difficoltà di alimentazione. È infatti necessaria una pressione molto elevata che, unitamente alla portata richiesta, comporta la necessità di utilizzare delle bombole di aria compressa, con gli svantaggi di ridurre drasticamente il tempo disponibile per la prova e di determinare problemi di sicurezza.

Per questa ragione, si è valutata la possibilità di utilizzare l'acqua come fluido operativo. Data la densità mille volte superiore rispetto all'aria, è possibile determinare forze significative sulla paletta con portate decisamente minori. Inoltre risulta semplificata l'alimentazione del banco che può essere effettuata con una semplice pompa. In questo modo il tempo di prova può essere prolungato e si evita il problema di conservare in laboratorio le bombole d'aria compressa. Lo svantaggio di tale fluido operativo consiste però nella necessità di recuperare l'acqua dopo la fuoriuscita dagli ugelli: sarà necessario racchiudere il banco in un contenitore che eviti la fuoriuscita del liquido ed impedisca che l'acqua vada a interferire con il sistema di misura (verrà impiegato un sistema laser). La scelta dell'acqua piuttosto che di altri liquidi (come ad esempio l'olio) è determinata dal fatto che eventuali perdite di fluido attraverso le guarnizioni o il sistema di alimentazione risultano ovviamente meno dannose utilizzando l'acqua. Inoltre il fluido esce nebulizzato dagli ugelli, e l'impiego di un liquido infiammabile comporterebbe seri problemi di sicurezza.

3.1.4.2 Layout del dispositivo

Il dispositivo di carico dovrà essere dotato di:

- Albero di rotazione per il collegamento con l'elettromandrino e per il montaggio sui supporti
- Corpo centrale per l'alimentazione degli ugelli con il fluido operativo
- Sistema di alimentazione del dispositivo con tenute tra organi rotanti
- Disco sostituibile per la variazione del numero di ugelli

Come schema concettuale del dispositivo ci si è riferiti a quello riportato in Figura 22.

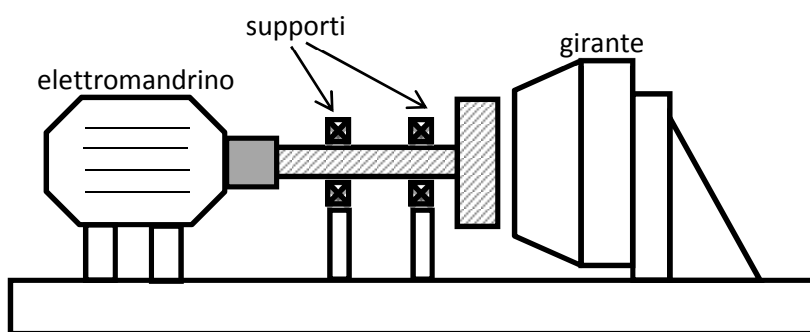


Figura 22 – Schema concettuale

Comi si può facilmente immaginare, il baricentro del sottoassieme composto da disco di carico e albero di trasmissione risulta esterno ai cuscinetti di supporto. Questa situazione complica leggermente il problema del bilanciamento del sottoassieme (che verrà trattato più dettagliatamente nel paragrafo 4.4), in quanto i macchinari a disposizione della “*GE Oil & Gas*” non consentono di bilanciare componenti con il baricentro esterno agli appoggi, e risulterebbe quindi necessario riferirsi ad altre aziende.

Per ovviare a questo problema sono state pensate due soluzioni differenti.

La prima possibilità consiste nel montare sull’albero un contrappeso esterno ai cuscinetti dal lato del giunto di trasmissione (Figura 23).

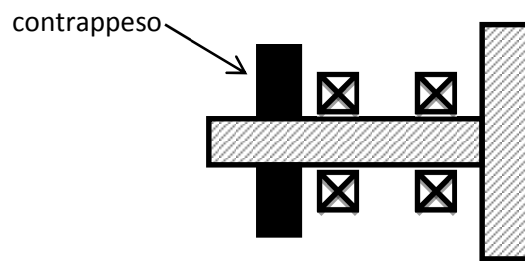


Figura 23 – Schema del sistema con contrappeso

Dimensionando opportunamente il contrappeso, è ovviamente possibile posizionare il baricentro in un punto a scelta dell’asse di rotazione. Per ottenere un effetto sensibile, è possibile agire su due parametri: la massa del contrappeso e la distanza dello stesso rispetto al cuscinetto. Dato che la distanza dal cuscinetto è vincolata da limiti di ingombro e di rigidità dell’albero, la grandezza su cui si può incidere più pesantemente è la massa, che dovrà essere molto simile alla massa del disco di carico affinché l’effetto sia quello desiderato. Per questo motivo, il dispositivo risulterebbe avere una massa e un momento di inerzia circa doppi rispetto alla configurazione precedente. Tale condizione risulta svantaggiosa a causa dell’aumento della coppia necessaria per accelerare il dispositivo oltre che per la risposta dinamica dell’albero che vedrebbe un sostanziale calo delle frequenze proprie.

Inoltre, per garantire un corretto bilanciamento del sottoassieme è opportuno che il contrappeso sia vincolato assialmente e angularmente, rendendo necessario un montaggio con interferenza. Questo comporterebbe difficoltà di disegno del dispositivo, che dovrebbe tener conto di questo vincolo aggiuntivo per la progettazione dei supporti e il montaggio di tutti gli altri componenti.

La seconda possibilità consiste nello spostamento di uno dei due cuscinetti all'esterno del disco di carico. Data la vicinanza tra il disco e la girante, non sarebbe però possibile montare tale cuscinetto su un supporto a sé stante, ma sarebbe necessario montarlo in una sede realizzata all'interno del mozzo della girante (Figura 24).

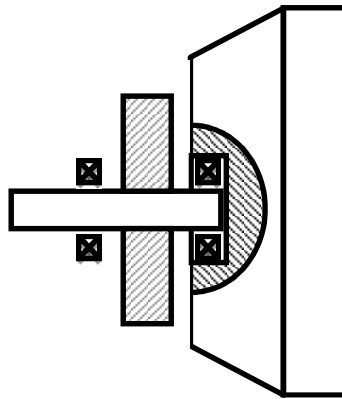


Figura 24 – Schema del sistema con appoggio nel mozzo della girante

Questa configurazione, sebbene riesca a riportare il baricentro all'interno dei supporti senza incrementare l'inerzia del sistema, presenta lo svantaggio di collegare il dispositivo di carico alla girante. Quando il dispositivo viene posto in rotazione, lo sbilanciamento residuo che necessariamente caratterizzerà il sottoassieme innescherà delle vibrazioni. A causa dell'appoggio dell'albero sulla girante, tali vibrazioni verranno trasmesse al rotore montato sul banco, compromettendo il corretto svolgimento della prova.

Per questo motivo si è deciso di scartare queste due configurazioni (Figura 23 e Figura 24) e di portare avanti lo schema concettuale rappresentato in Figura 22, rivolgendosi per il bilanciamento a un'azienda specializzata. Le problematiche relative al bilanciamento del complessivo saranno esaminate dettagliatamente nel paragrafo 4.4.

Alla luce di queste considerazioni, sono state prese accuratamente in esame le due configurazioni riportate schematicamente in Figura 25 e Figura 26.

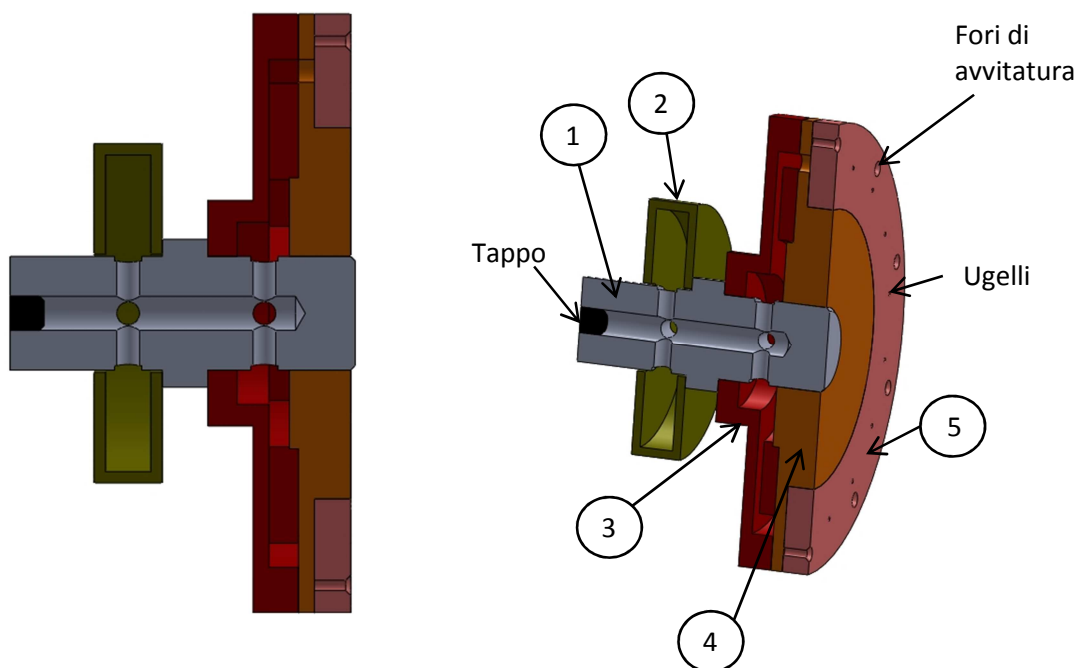


Figura 25 – Dispositivo di carico (soluzione 1)

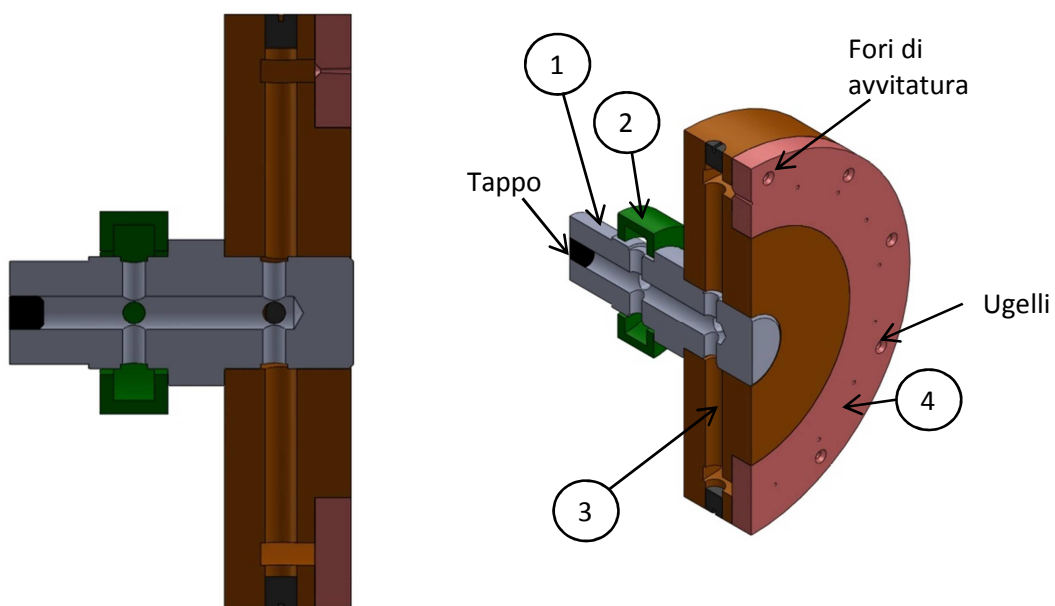


Figura 26 – Dispositivo di carico (soluzione 2)

Come è stato più volte sottolineato, il banco deve essere adattabile a test che simulino diverse combinazioni di carico applicato e girante studiata. Per questo motivo, alla base del disegno di entrambe le soluzioni sta la necessità di sostituire facilmente il componente dotato di ugelli. Il numero e la disposizione degli ugelli infatti determinano le caratteristiche del carico che verrà applicato alla girante.

In tutte e due le soluzioni studiate, l'acqua viene trasferita dalla pompa di alimentazione in un piccolo serbatoio che risulta solidale rispetto al bancale e sarà quindi dotato di tenute a labirinto (componente 2). Attraverso un sistema di fori praticati nell'albero (radiali e assiali), il fluido raggiunge il disco di carico. La rotazione del disco determina un aumento di pressione dell'acqua, che raggiunge in corrispondenza degli ugelli la pressione operativa.

Come si vede, la seconda soluzione necessita di un componente in meno rispetto alla prima. Nonostante ciò, la difficoltà di alcune lavorazioni la rende meno preferibile. La Figura 27 rappresenta una sezione del componente numero 3 della soluzione 2; dato che il diametro del disco può superare i 350 mm , risulta complicato praticare le forature radi. Risulta inoltre necessario ricorrere a dei tappi per impedire all'acqua di fuoriuscire dai fori radiali, che dovranno essere avvitati e resi ermetici mediante del sigillante.

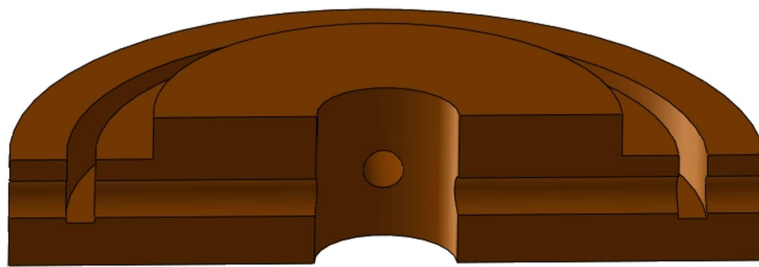


Figura 27 – Soluzione 2, componente numero 3

Per queste ragioni si è optato per la soluzione 1 che, nonostante presenti un numero maggiore di componenti, richiede delle lavorazioni molto semplici.

3.1.4.3 Soluzione scelta

La progettazione di dettaglio è stata quindi eseguita sulla soluzione 1. La Figura 28 riporta la rappresentazione del disegno preliminare dei componenti principali del complessivo, in modo da chiarire meglio il funzionamento del dispositivo e il percorso seguito dall'acqua. La progettazione di dettaglio dei componenti e il loro dimensionamento sono riportati nel capitolo 4.

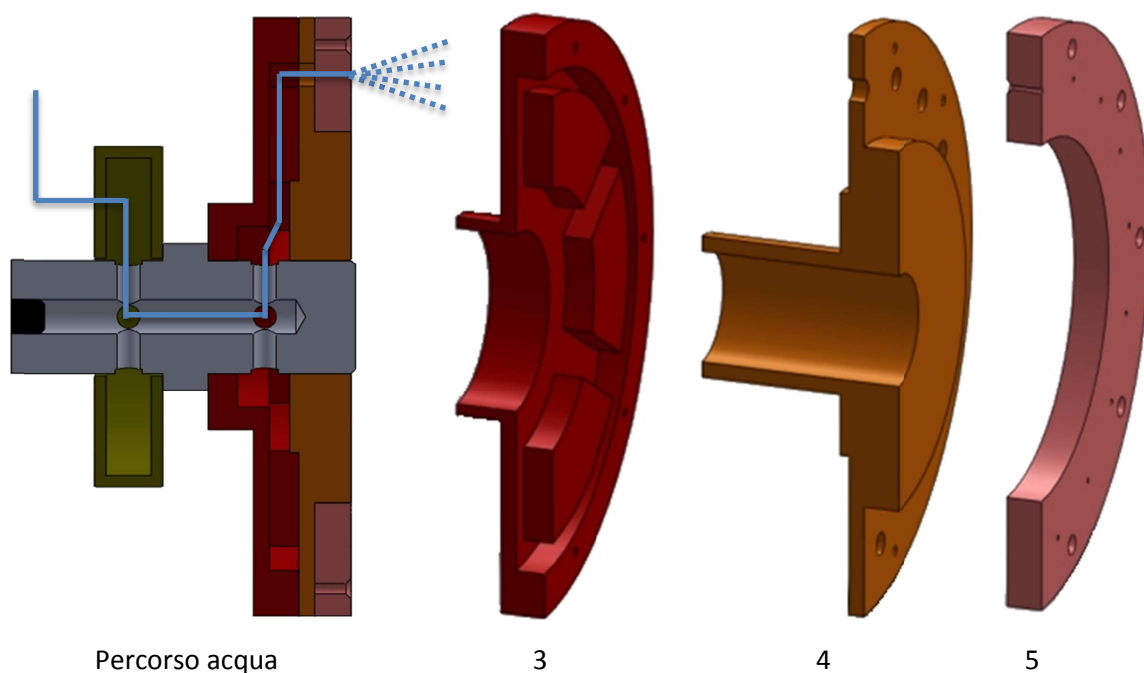


Figura 28 – Schema del sottoassieme e geometria dei componenti principali

3.1.4.4 Ugelli

La scelta degli ugelli è di fondamentale importanza per la progettazione della prova. La forza agente sulla paletta per effetto del flusso d'acqua dipende ovviamente dalle proprietà del getto uscente dagli ugelli, in particolare dall'angolo di apertura del cono, dalla portata d'acqua, dal diametro del foro e dalla forma del getto. Nei paragrafi successivi sarà esposto lo strumento di calcolo impiegato per stimare la forza di interazione tra paletta e cono di fluido. Affinché tale strumento dia risposte attendibili, è necessario quindi avere un certo controllo sulle proprietà del getto sopra elencate. Inizialmente si era pensato di poter realizzare l'ugello in officina, al momento della fabbricazione del disco di carico, praticando semplicemente dei fori con un diametro e uno svasamento opportuni a produrre determinate proprietà del getto in uscita. Consultando però i cataloghi disponibili in rete di alcuni produttori di ugelli, si è osservato che la geometria degli ugelli commerciali è piuttosto studiata e complessa. Dato che i produttori forniscono la specifica del getto prodotto dai vari modelli in vendita, fornendo anche i valori di pressione necessari ad ottenerli, e dato il basso costo dei prodotti commerciali, si è deciso di acquistare gli ugelli da aziende specializzate. Questi componenti dispongono tipicamente anche di un sistema di filtraggio: date le ridottissime dimensioni dei fori (sempre inferiori al millimetro), è necessario garantire che le particelle solide non occludano il passaggio del fluido,

degradando le proprietà del getto. La Figura 29 riporta il disegno del tipo di ugello scelto, corredato dalla tabella con le caratteristiche tecniche del prodotto.

Come verrà spiegato nei paragrafi successivi, i parametri riportati nella tabella di Figura 29 sono di particolare interesse per la determinazione dell'andamento della forza generata dall'interazione tra la paletta e il flusso d'acqua.



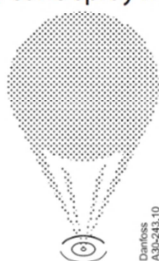
Data sheet

Water Mist Nozzles

Technical data and code numbers

Spray pattern

Full cone spray nozzles.



Solid

Danfoss
A30-243.10

Litre per hour	Litre per min.	US Gallon per hour	US Gallon per min.	Spray angle	Operating pressure / Max. pressure bar (psi)	Nozzle / house Material	Nozzle thread	Code number
25.2	0.42	6.6	0.1	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1910
55.2	0.92	14.4	0.24	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1915
75.0	1.25	19.8	0.33	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1918
93.0	1.55	24.5	0.41	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1920*
105	1.75	27.7	0.46	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1922*
130	2.18	34.3	0.58	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1924
143	2.39	37.8	0.63	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1934*
172	2.87	45.6	0.76	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1926
188	3.13	49.8	0.83	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1937
202	3.36	53.4	0.89	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1927
246	4.11	65.1	1.08	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1928*
282	4.7	74.5	1.24	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1929*
344	5.74	91.2	1.52	60°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z1931
130	2.18	42.0	0.70	80°	100 / 130 (1450 / 1900)	AISI316 / 430	M13 x 1 mm	180Z2024

The nozzles are delivered in packages of 12 pcs., and must therefore be ordered in multiplicity of 12 pcs

* Not available from stock

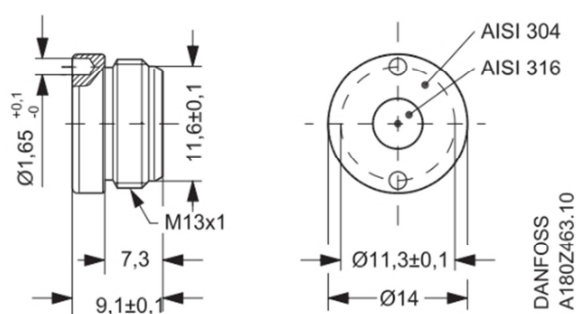


Figura 29 – Scheda tecnica della tipologia di ugello scelta

3.1.4.5 Calcolo dell'interazione paletta – fluido

Risulta ovviamente importante per la progettazione della prova riuscire a stimare l'andamento della forza di interazione tra la paletta e il fluido operativo.

Una volta ottenuta una stima dell'andamento della forza nel tempo, sarà possibile eseguirne uno sviluppo in serie di Fourier per ottenere ampiezza e fase delle armoniche ritenute significative. Partendo da tali valori, sarà possibile eseguire delle simulazioni FEM di analisi armonica, eseguendo il calcolo in vari *load-step*, uno per ogni armonica. Una volta ottenuta la soluzione per le singole armoniche, sarà possibile ricostruire il valore di spostamento di alcuni punti nel tempo. Sommando il contributo determinato dalle varie armoniche, sarà quindi possibile stimare la risposta della girante sottoposta al carico calcolato, per valutare l'entità degli spostamenti e delle velocità al fine di confrontarli con la sensibilità dello strumento di misura adoperato.

3.1.4.5.1 Stima della forza

Per stimare la forza di interazione tra paletta e fluido si fa riferimento a un modello di calcolo suggerito dalla “GE Oil & Gas”. Il metodo utilizzato dall'azienda ha ottenuto ottimi riscontri sperimentali e comporta tempi di calcolo decisamente brevi, per cui si presta molto bene ad essere implementato in algoritmi di ottimizzazione per ricavare le caratteristiche dell'ugello ottimali [6].

L'algoritmo messo a punto si basa su un modello semplificato in cui la paletta è schematizzata con un piano che incide con un certo angolo rispetto all'asse del cono che rappresenta il fluido operativo uscente dall'ugello (Figura 30).

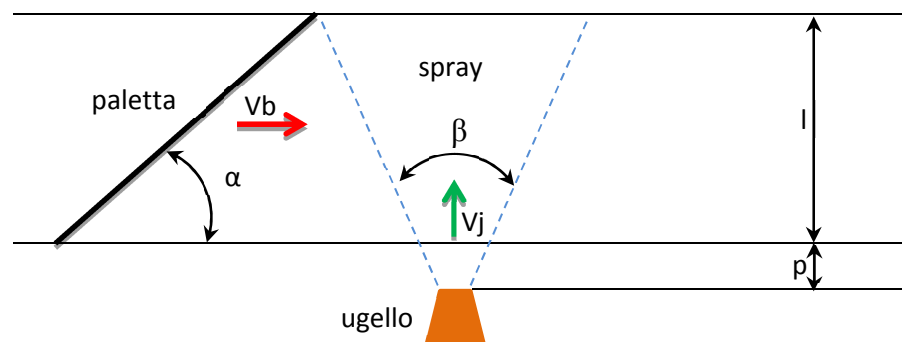


Figura 30 – Schema semplificato del problema

La paletta è dotata di una certa velocità V_b , che dipende dalla velocità di rotazione e dal raggio a cui sono disposti gli ugelli, mentre il fluido operativo avanza con una velocità V_j , a seconda della portata d'acqua prodotta dal sistema. Il valore dell'angolo β e del diametro dell'ugello sono resi disponibili dal fornitore del componente. Per quanto riguarda l'angolo α , si è fatto riferimento a un valore ottenuto dal CAD della paletta, secondo lo

schema riportato in Figura 31. Il valore di offset tra ugello e paletta (variabile p) è scelto in fase di progetto.

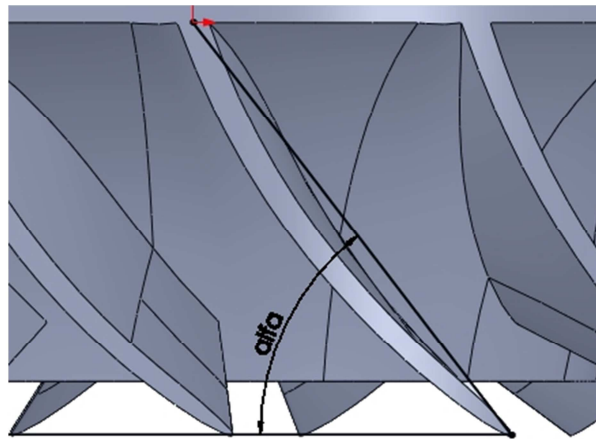


Figura 31 – determinazione dell'angolo α

Nel modello impiegato, si assume che il fluido uscente dall'ugello proceda per fronti d'onda che si propagano con velocità costante. Dato che la girante è ovviamente dotata di più palette, è necessario determinare il momento in cui la paletta precedente a quella studiata lascia partire il fronte d'onda che colpirà per primo la paletta in esame. Riferendosi allo schema in Figura 32, è possibile determinare che il fronte d'onda che per primo colpirà la paletta in esame (paletta 2) parte dall'ugello quando la paletta precedente (paletta 1) supera il punto A.

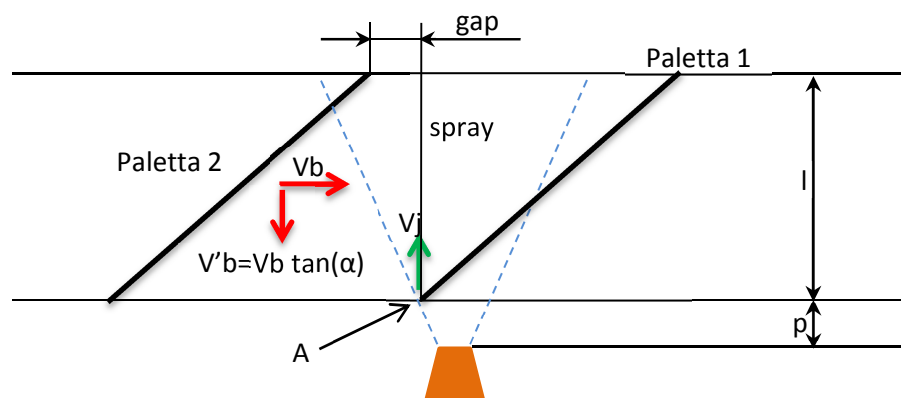


Figura 32 – Partenza del fronte d'onda d'interesse

Per cui il fronte d'onda che parte quando la paletta 1 lascia il punto A, colpirà la paletta 2 a un certo tempo t^* (Figura 33).

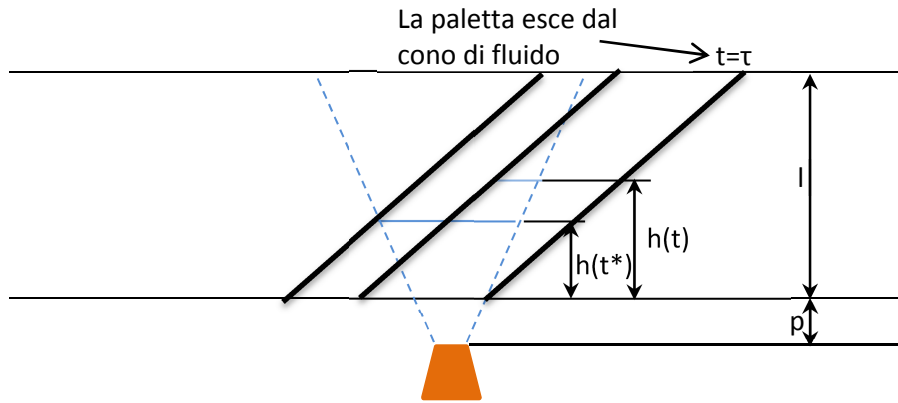


Figura 33 – Partenza del fronte d’onda d’interesse

Il parametro $h(t)$ indica la quota raggiunta dal fluido al variare del tempo, e si può quindi esprimere secondo la relazione:

$$h(t) = t V_j \quad (3.2)$$

In questo modo è possibile determinare il tempo in cui la paletta interagisce con il cono di fluido, in modo da avere dei riferimenti temporali per scrivere l’algoritmo di stima della forza di interazione.

Una volta stabilito il tempo di interazione, è necessario determinare la forza prodotta sulla paletta quando l’acqua ne colpisce una certa area.

Riferendosi alla quantità di moto del fluido, è possibile scrivere la relazione:

$$F(t) = \left(\frac{d(mV)}{dt} \right)_t \quad (3.3)$$

Nella presente trattazione si assume che la densità d’acqua nel cono dello spray sia costante all’interno del volume e variabile nel tempo. Dato che la portata massica ($\dot{m}$) uscente dall’ugello è costante, si può assumere che la quantità di massa d’acqua introdotta nel cono dipenda dal tempo secondo la relazione:

$$m_{tot}(t) = \dot{m} t \quad (3.4)$$

Dato che il volume del cono varia nel tempo (al variare del valore di $h(t)$), si può ricavare il valore di densità effettiva del fluido nel cono dello spray mediante la relazione:

$$\rho_{eff} = \frac{m_{tot}(t)}{Vol(t)} \quad (3.5)$$

Le particelle di fluido, per $t < t^*$, si muovono con velocità assiale (V_a) diversa da zero e con velocità tangenziale (V_t) nulla. Dopo l'urto con la paletta, si assume che le particelle inizino a muoversi con velocità assiale nulla e velocità tangenziale pari a quella della paletta. Per cui si può assumere che la variazione di velocità delle particelle sia descritta dalle relazioni:

$$t < t^* \rightarrow V_t = 0 \quad V_a = V_j \quad (3.6)$$

$$t \geq t^* \rightarrow V_t = V_b \quad V_a = 0 \quad (3.7)$$

Per cui a partire dal momento in cui la paletta urta il primo fronte d'onda di fluido, è possibile scrivere le relazioni:

$$F_t(t \geq t^*) = \frac{dm}{dt} V_b \quad (3.8)$$

$$F_a(t \geq t^*) = \frac{dm}{dt} V_j \quad (3.9)$$

$$F(t \geq t^*) = \sqrt{F_t^2 + F_a^2} \quad (3.10)$$

Per quanto riguarda la massa che colpisce la paletta, si può far riferimento alla Figura 34.

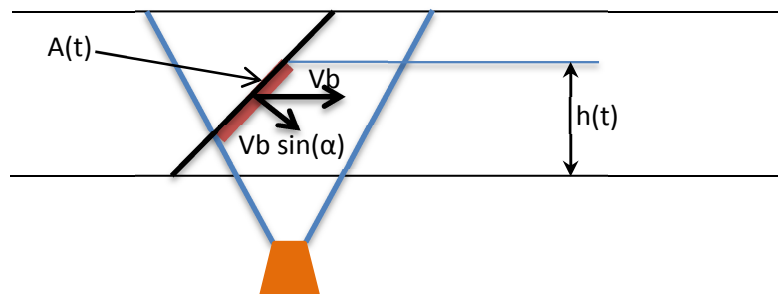


Figura 34 – Determinazione della forza di contatto

Conoscendo l'area di contatto $A(t)$, è possibile scrivere la quantità infinitesima di massa moltiplicando il volume infinitesimo per la densità dello spray:

$$dm = \rho_{eff} A(t) V b \sin(\alpha) dt \quad (3.11)$$

Mettendo insieme tutte le grandezze sin qui definite, è possibile quindi scrivere la forza agente sulla paletta come:

$$F(t) = \rho_{eff} A(t) V b^2 \sin(\alpha) \quad (3.12)$$

Come è evidente dalla relazione sopra riportata, per determinare la forza è fondamentale conoscere l'area dell'ellisse (o della porzione di ellisse) derivante dall'intersezione tra la paletta e il cono d'acqua.

A tale scopo è stato messo a punto un secondo algoritmo che in funzione della distanza tra la paletta e il punto A (Figura 32), considerando ovviamente le caratteristiche dello spray e della paletta, riesca a discriminare il tipo di intersezione (ellisse completa o parziale) e ne ricavi la lunghezza dei semiassi, in modo da calcolare la superficie di intersezione. I risultati ottenuti con l'algoritmo in questione sono stati confrontati con delle misurazioni ottenute con sistemi CAD.

L'algoritmo risulta essere di fondamentale importanza per la dinamicità dell'impiego del programma descritto nel presente paragrafo. Nella studio eseguito dalla "GE Oil & Gas", da cui questo lavoro trae le assunzioni principali, l'area di intersezione veniva valutata al CAD per alcune configurazioni particolari e per determinati parametri dell'ugello. I valori così ottenuti venivano interpolati con un polinomio che fornisse un'approssimazione della superficie di intersezione per tutte le configurazioni interessanti.

Questo metodo risulta svantaggioso, dato il tempo necessario a ottenere un numero di punti utile per ricavare un'interpolazione valida. Inoltre, la procedura andrebbe ripetuta per ogni tipo di ugello che si intende studiare, rendendo il programma poco flessibile e di utilizzo valido solo per operazioni di verifica, non di progettazione.

Per questo motivo si è deciso di realizzare l'algoritmo sopra descritto che è in grado di calcolare l'area di intersezione in maniera analitica, ed è quindi adattabile a qualsiasi configurazione geometrica che si intende studiare.

Ora che sono stati descritti i componenti fondamentali del programma destinato alla stima della forza di contatto, è possibile ricapitolare brevemente i dati di input del software (Tabella 3).

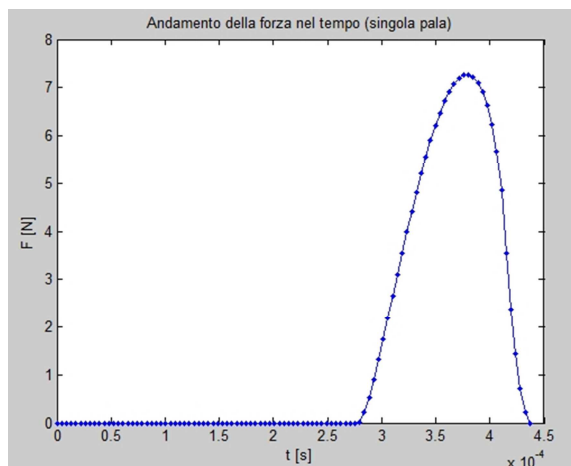
Dato di input	Descrizione
N° pale	Assegnato dalla “GE Oil & Gas”
N° vani	Variabile di progetto
β	Variabile di progetto (catalogo fornitore)
α	Assegnato dalla “GE Oil & Gas”
Diametro ugello	Variabile di progetto (catalogo fornitore)
Offset ugello (p)	Variabile di progetto
Raggio posizionamento ugelli	Variabile di progetto
rpm	Fissato dal diagramma SAFE
Velocità assiale	Variabile di progetto (catalogo fornitore ugelli)

Tabella 3 – Input del software di calcolo

3.1.4.5.2 Analisi output

Impostando correttamente i dati elencati nella Tabella 3 è possibile ricavare in output diverse grandezze significative per la progettazione del banco.

Per prima cosa, è possibile ottenere una stima dell’andamento della forza di interazione tra paletta e fluido al variare del tempo, con le modalità appena descritte (Figura 35). Da questo dato è possibile ricavare uno sviluppo in serie di Fourier della forza: ampiezza e fase delle varie armoniche (fino all’ordine ritenuto significativo) potranno poi essere implementate nel codice FEM per eseguire l’analisi di risposta armonica e valutare l’entità della vibrazione innescata nella girante.



Dato di input	Descrizione
N° pale	15
N° vani	13
β	60°
α	53°
Diametro ugello	0.75 mm
Offset ugello (p)	4 mm
Raggio posizionamento ugelli	140 mm
rpm	10560 rpm
Velocità assiale	56.3 m/s

Figura 35 – Esempio di andamento della forza nel tempo

Il software è anche in grado di fornire tutta una serie di informazioni accessorie.

Conoscendo la velocità di rotazione del disco (Ω) e il raggio a cui sono disposti gli ugelli (Ru), è possibile ricavare la velocità tangenziale del flusso d'acqua uscente dall'ugello usando la relazione:

$$Vb = \Omega Ru \quad (3.13)$$

Inoltre, nota la velocità assiale del flusso (Vj), il diametro dell'ugello (d_u), la densità dell'acqua (ρ) e il numero di ugelli (n_{ugelli}) è possibile ottenere la portata (massica e volumica) necessaria ad alimentare il sistema:

$$\dot{m} = \rho Vj \pi \left(\frac{d_u}{2} \right)^2 n_{ugelli} \quad (3.14)$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \quad (3.15)$$

Per effetto della rotazione, l'acqua (che all'ingresso del sistema è a pressione ambiente) raggiunge la pressione operativa degli ugelli.

Se si analizza un tratto infinitesimo del condotto radiale che porta l'acqua fino al raggio degli ugelli (Figura 36), è possibile impostare la relazione:

$$(p + dp)A - pA = df_c \rightarrow dp A = df_c \quad (3.16)$$

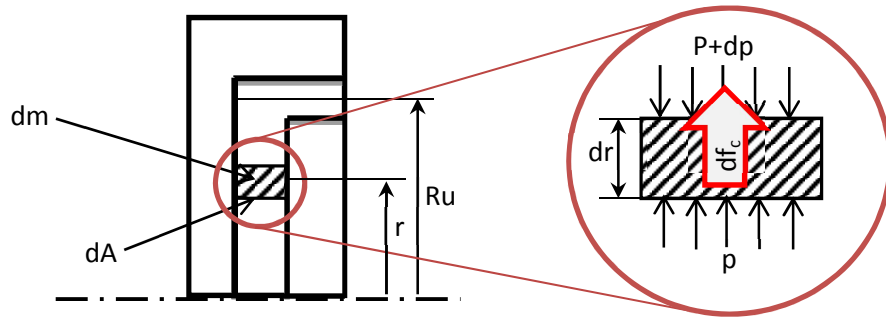


Figura 36 – Schema di calcolo della pressione nel condotto

Considerando l'espressione della forza centrifuga infinitesima:

$$df_c = dm \Omega^2 r \quad (3.17)$$

e che la quantità dm può essere ricavata semplicemente mediante la relazione:

$$dm = \rho dV = \rho A dr \quad (3.18)$$

è possibile rielaborare l'equazione 3.16 nella forma:

$$dpA = \rho A dr \Omega^2 r \rightarrow dp = \rho dr \Omega^2 r \quad (3.19)$$

Per cui, se si vuole conoscere il valore di pressione in una certa distanza radiale R (a meno delle perdite di carico), è possibile eseguire il calcolo mediante la relazione:

$$p(R) - p_a = \int_{p_a}^{p(R)} dp = \int_0^R \rho dr \Omega^2 r = \frac{\rho \Omega^2 R^2}{2} \quad (3.20)$$

Ovviamente quest'incremento di pressione comporta una spesa energetica da parte del sistema: l'energia necessaria alla compressione viene infatti fornita dall'elettromandrino. Dato che il salto di pressione (dalla pressione a monte dell'ugello alla pressione ambiente a valle dell'ugello) si traduce in un incremento nella velocità dell'acqua, è possibile quantificare l'energia fornita dall'elettromandrino valutando la differenza di energia meccanica dell'acqua tra ingresso nel sistema e uscita dall'ugello.

Il diametro degli ugelli è dell'ordine di alcuni decimi di millimetro; se i condotti del disco di carico vengono realizzati con un diametro idraulico dell'ordine della decina di millimetri, la sezione di tali condotti risulterà quattro ordini di grandezza superiore alla sezione dell'ugello. In virtù della conservazione della massa, è possibile considerare che la velocità del fluido nei condotti del disco di carico sia trascurabile rispetto alla velocità in uscita dall'ugello. Per cui la differenza di energia cinetica tra ingresso e uscita del sistema, che corrisponde all'energia spesa dall'elettromandrino per accelerare l'acqua, corrisponde anche in pratica all'energia cinetica dell'acqua all'uscita dall'ugello.

Al fine del dimensionamento dell'elettromandrino, è interessante conoscere la potenza necessaria piuttosto che l'energia; dato che l'acqua esce dall'ugello con velocità assiale e tangenziale, la potenza in questione può essere ricavata tramite la relazione:

$$W_{em,min} = \frac{1}{2} \dot{m} (Vj^2 + Vb^2) \quad (3.21)$$

La potenza soprariportata considera solamente la quota di energia necessaria ad ottenere le caratteristiche di velocità desiderate all'uscita dell'ugello. L'espressione non tiene conto

delle perdite di carico dei condotti (seppur trascurabili in virtù delle velocità molto basse), delle perdite per ventilazione legate alla rotazione del disco di carico, delle perdite per attrito nei cuscinetti e delle perdite per attrito nelle tenute a labirinto. Per cui per scegliere un elettromandrino adatto allo scopo, tale valore di potenza dovrà essere maggiorato di un opportuno fattore moltiplicativo che tenga conto delle perdite.

Infine, sempre allo scopo di facilitare la scelta dell'elettromandrino, è possibile valutare il valore di coppia necessario a far ruotare il disco di carico, usando la relazione:

$$C_{em,min} = \frac{W_{em,min}}{\Omega} \quad (3.22)$$

I valori di output ricavabili dal software realizzato e la loro utilità ai fini della progettazione del banco prova sono riassunti in Tabella 4.

Dato di output	Utilizzo
Andamento della forza nel tempo	Esecuzione dello sviluppo in serie di Fourier
Ampiezza e fase delle armoniche dello sviluppo	Implementazione nella simulazione FEM
Portata massica d'acqua	Verifica dell'ugello e dimensionamento dell'alimentazione
Pressione a monte degli ugelli	Verifica delle condizioni operative dell'ugello scelto
Potenza e coppia minime necessarie	Dimensionamento dell'elettromandrino

Tabella 4 – Output del software di calcolo

3.1.4.5.3 Sistema multi-ugello

Nel paragrafo 3.1.4.5.1 è stato spiegato il principio di calcolo con cui viene stimata la forza di interazione tra la paletta e il getto uscente da un ugello con determinate caratteristiche.

Da un'analisi dell'andamento della forza nel tempo, si è notato che per qualsiasi scelta dei parametri dell'ugello il carico agente sulla paletta risulta di natura impulsiva, concentrato in un piccolo arco di tempo. Per questo motivo, le prime tre o quattro armoniche dello sviluppo in serie di Fourier hanno un'ampiezza significativa. La Figura 37 riporta l'andamento delle ampiezze delle varie armoniche dello sviluppo in serie della forza prodotta da un ugello con le caratteristiche riportate in Figura 35.

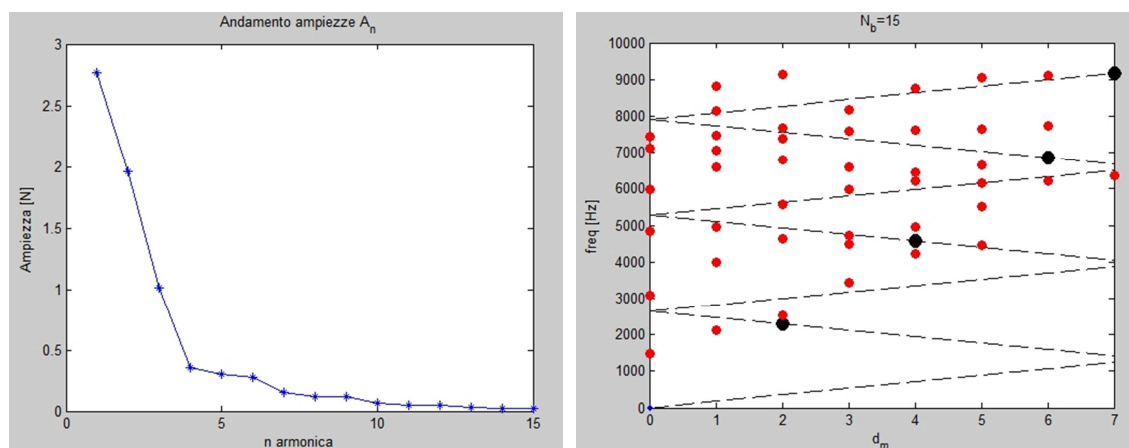


Figura 37 – Andamento delle ampiezze e diagramma SAFE

Il diagramma SAFE della girante mostra chiaramente che con i parametri scelti, la prima armonica si trova in condizione di risonanza con il primo modo proprio a due diametri nodali della girante. Analogamente però, la seconda e la terza armonica si trovano comprese tra due condizioni di risonanza relative a un diverso numero di diametri nodali. Dato che le prime tre armoniche hanno ampiezza significativa, è lecito supporre che i tre modi propri risonanti con le tre armoniche diano tutti un contributo significativo alla vibrazione complessiva della girante. Questa ipotesi è confermata dalla simulazione agli elementi finiti (vedi paragrafo 3.1.4.6).

Gli studi effettuati dalla “GE Oil & Gas” sulle condizioni di esercizio, indicano che il carico effettivamente applicato alla girante in effetti presenta un contributo significativo delle armoniche fino al terzo ordine. Ad ogni modo, in una fase preliminare di messa a punto del banco, la sovrapposizione di diversi modi propri nella vibrazione complessiva della girante comporta dei problemi nell’interpretazione dei dati. Per questo motivo si è deciso di cercare una configurazione di parametri che consenta di abbattere il contributo delle armoniche di ordine superiore al primo. In questo modo si otterrebbe una risposta determinata quasi esclusivamente dal modo proprio di interesse, risonante con la prima armonica del carico applicato.

A tale scopo è necessario aumentare l’arco di tempo di interazione tra paletta e fluido, in modo che interessi una percentuale maggiore del periodo. Per ottenere questo risultato non è sufficiente agire sulla geometria dell’ugello, ma si è pensato di aumentare il numero di ugelli impiegato per rappresentare il singolo vano statorico.

Nella trattazione del paragrafo 3.1.4.5.1 si ipotizza che ogni vano sia rappresentato da un singolo ugello. Per semplicità di scrittura del programma, ma anche per semplificare la costruzione del dispositivo, si è deciso di impiegare ugelli tutti uguali per la rappresentazione di ogni vano. Per questo motivo, una volta ottenuta la stima dell'andamento della forza nel tempo per il singolo ugello, sarà sufficiente traslare il contributo degli ugelli successivi di una quantità temporale pari all'intervallo di tempo necessario al dispositivo rotante per coprire il passo angolare tra due ugelli consecutivi ($\Delta\varphi$):

$$\Delta t = \frac{\Delta\varphi}{\Omega} \quad (3.23)$$

In questo modo è possibile sovrapporre l'effetto dei vari getti per determinare l'effetto complessivo sulla paletta. La Figura 38 riporta l'andamento della forza nel tempo con due ugelli consecutivi per rappresentare il singolo vano, ottenuto come sovrapposizione del contributo dei singoli ugelli. È inoltre riportato l'andamento delle ampiezze delle prime quindici armoniche: come si vede dalla figura, il contributo delle armoniche oltre la prima è decisamente trascurabile.

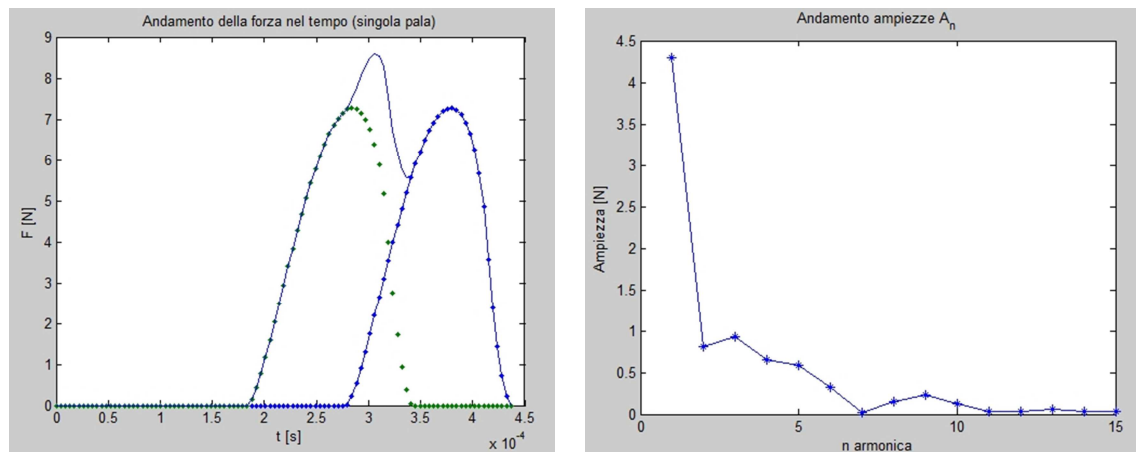


Figura 38 – Andamento della forza nel tempo e delle ampiezze delle varie armoniche

Modificando l'algoritmo in quest'ottica, si introducono altre due variabili di input, ovvero il numero di ugelli da impiegare per rappresentare il singolo vano il passo angolare tra gli ugelli consecutivi. Ovviamente questi due parametri sono limitati dalle dimensioni geometriche degli ugelli e del dispositivo di carico: il passo minimo è determinato dall'ingombro del singolo ugello, il passo massimo (analogamente al numero di ugelli per

vano) è determinato dalla lunghezza dell'arco di cerchio (l_{arc}) a disposizione per posizionare gli ugelli:

$$l_{arc} = \frac{Ru2\pi}{Nv} \quad (3.24)$$

3.1.4.5.4 Progettazione del sistema di ugelli

Quanto detto sinora è utile a spiegare il funzionamento del software messo a punto. La flessibilità del programma consente di inserire liberamente i dati indicati in Tabella 3 (con l'aggiunta del numero di ugelli per vano e del passo angolare tra gli ugelli) per ricavare una stima dei parametri riportati in Tabella 4. Ai fini della progettazione però, sarà necessario vagliare una grande varietà di parametri di input per cercare la configurazione che restituisca l'output desiderato. Questa scelta comporta la necessità di tenere sotto controllo tutte le grandezze in uscita del programma, in quanto su ognuna sono imposti dei vincoli.

L'andamento della forza è sicuramente la prima grandezza da controllare, in quanto il carico imposto sulla paletta dev'essere tale da determinare una risposta misurabile dallo strumento di misura. Allo stesso tempo però, è necessario verificare che la portata d'acqua sia compatibile con le prestazioni degli ugelli, che la pressione raggiunta a monte degli ugelli sia simile a quella prescritta dal costruttore per un corretto funzionamento e che la potenza richiesta all'elettromandrino non superi la capacità dei prodotti commercialmente diffusi.

Data la grande quantità di variabili da tenere sotto controllo, si è scelto di mettere a punto un algoritmo di ottimizzazione.

È stata implementata la tecnica degli algoritmi genetici, in analogia con il principio che in biologia regola l'evoluzione delle specie naturali mediante la combinazione del DNA dei vari individui.

La scelta dei parametri di input fissa univocamente una possibile configurazione di ugelli, per cui determina la geometria del dispositivo di carico. Ogni possibile geometria descritta dai parametri di input rappresenta, nell'analogia biologica, un individuo della popolazione che si sta studiando. I parametri di input caratteristici dell'individuo rappresentano il suo DNA (i dati vengono ordinati in un vettore e tradotti in codice binario per una più facile gestione). In base al proprio DNA, ogni individuo risulta più o meno adatto all'ambiente in cui si trova. Analogamente, deve essere messo a punto un criterio che indichi se la

combinazione di parametri in esame è da ritenere soddisfacente o meno. Per questo motivo l'algoritmo calcola una funzione peso. Alla base dell'ottimizzazione sta la volontà di massimizzare il contributo della prima armonica dello sviluppo in serie di Fourier rispetto alle armoniche di ordine maggiore. Dato che tipicamente l'ampiezza delle armoniche decresce con il numero d'ordine, si è pensato di usare come parametro il rapporto tra l'ampiezza della seconda e della prima armonica: più elevato è tale rapporto, minore è la *fitness* dell'individuo in esame, ovvero il suo adattamento all'ambiente. Per cui l'individuo migliore sarà quello che minimizza la funzione peso. Ad ogni modo, se ci si limita a considerare il rapporto tra le ampiezze delle prime due armoniche, non solo si accettano configurazioni che presentano ampiezze significative per tutte le altre armoniche oltre la seconda, ma si perdono di vista anche gli altri parametri importanti al fine della corretta progettazione del banco.

Per questo motivo, sono state realizzate delle funzioni di penalità, una per ognuna delle grandezze che si desidera tenere sotto controllo. Per capire meglio la definizione delle funzioni di penalità, si riporta l'esempio della funzione ideata per controllare la potenza richiesta all'elettromandrino.

Nei paragrafi precedenti si è spiegato come tale parametro sia fornito in output dal programma. Dato che il valore di potenza è limitato superiormente dalla scheda tecnica dell'elettromandrino, è possibile introdurre nel programma un valore di soglia di potenza che non deve essere superato (in questo caso, si è scelto $W_{em,max} = 15 \text{ kN}$). Se la potenza calcolata con i parametri del DNA di un determinato individuo supera il valore di soglia, allora la funzione di penalità assume un valore molto elevato (10^6 , in questo caso). Altrimenti la funzione di penalità associata alla potenza richiesta assume il valore nullo. È possibile definire nel programma una funzione di questo tipo impiegando un semplice ciclo *if*.

Ragionando in questo modo, sono state definite anche tutte le altre funzioni di penalità. Si è deciso di impiegare le funzioni di penalità per controllare che:

- il rapporto tra l'ampiezza delle armoniche di ordine superiore al secondo e la prima armonica stia sotto a un valore di soglia (0.2, in questo caso).
- la portata volumica richiesta sia inferiore della portata massima elaborata dagli ugelli
- la pressione a monte degli ugelli sia compatibile con quella indicata dal costruttore

- il numero di ugelli scelto per rappresentare il vano sia contenuto nello spazio a disposizione sul disco di carico

Per ottenere la funzione peso di ogni individuo quindi, sarà sufficiente sommare tutte le funzioni di penalità al valore del rapporto tra l'ampiezza della seconda e della prima armonica. Se il DNA dell'individuo determina parametri di output all'interno dei limiti imposti, allora il valore della funzione peso coincide con il rapporto tra le ampiezze delle prime due armoniche. Se invece una o più condizioni vengono trasgredite, la funzione peso viene enormemente maggiorata dalle funzioni di penalità, determinando quindi una *fitness* dell'individuo molto bassa, definita come il reciproco della funzione peso.

Fissate queste considerazioni iniziali, è possibile compilare l'algoritmo di ottimizzazione.

L'utente sceglie la numerosità della popolazione da analizzare. È quindi necessario costruire il corredo genetico di ogni individuo della popolazione iniziale: per fare questo, il valore dei vari parametri che compongono il DNA viene scelto casualmente all'interno di un certo intervallo (scelto sempre dall'utente). Per esempio, il raggio a cui posizionare gli ugelli (Ru) dovrà essere scelto in modo che il getto colpisca effettivamente la paletta, per cui avrà un range di valori ammissibili dipendente dalla geometria della girante da analizzare. In questo modo si garantisce che tutti gli individui della popolazione rappresentino una configurazione geometrica effettivamente realizzabile nella pratica.

Una volta definita la popolazione iniziale, è necessario calcolare la *fitness* di ogni individuo, con il metodo descritto precedentemente.

A questo punto è opportuno formare le coppie di genitori che si incroceranno per produrre la generazione successiva. In natura gli individui con *fitness* maggiore hanno più probabilità di accoppiarsi. Analogamente, l'algoritmo sceglie i due genitori che formano ogni coppia pescando casualmente nella popolazione, associando a ogni individuo una probabilità di essere scelta proporzionale alla propria *fitness*. In questo modo, statisticamente gli individui con DNA che produce una *fitness* maggiore hanno maggiori probabilità di accoppiarsi tra loro.

Una volta formate le coppie, è possibile passare alla riproduzione e alla formazione del corredo genetico dei figli, attuando il fenomeno noto in biologia come *crossing-over*. Il DNA dei due genitori viene troncato in un punto a caso, originando quindi due spezzoni per ogni genitore (Figura 39).

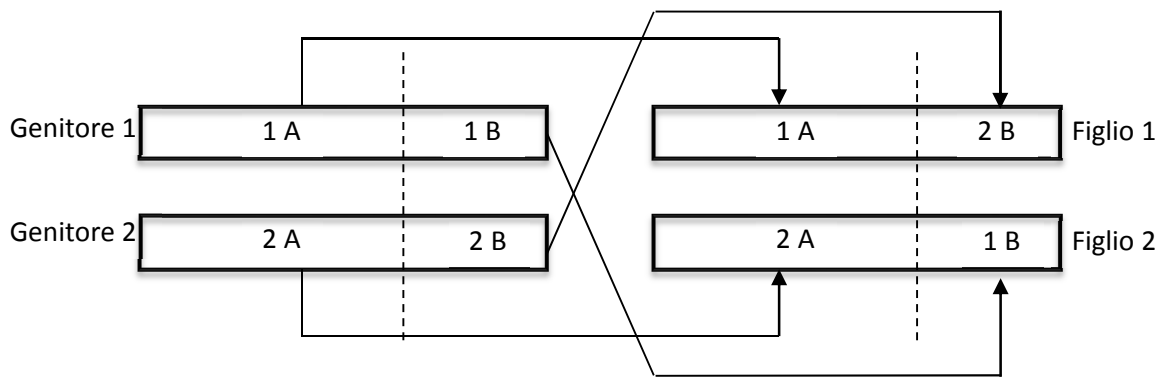


Figura 39 – Schema della combinazione del DNA dei genitori per ottenere quello dei figli

Per ottenere il DNA dei figli quindi si mescolano i due spezzoni così ottenuti in modo da mescolare i parametri dei due individui di partenza.

Una volta completata questa operazione per tutti gli individui della popolazione, è possibile introdurre una mutazione genetica. La teoria evuzionistica più accreditata prevede che nel corso dell'evoluzione di una specie mutazioni casuali nel DNA di alcuni individui producano caratteristiche particolarmente adatte alla sopravvivenza dell'esemplare che avrà pertanto una probabilità maggiore di trasmettere il suo DNA mutato alle generazioni successive. Per riprodurre questo fenomeno, viene scelto un tasso di mutazione, ovvero un valore di probabilità che un determinato individuo subisca una mutazione del corredo genetico. Passando al vaglio tutti gli individui della generazione appena costruita con il rimescolamento del DNA dei genitori, il programma sceglie casualmente un certo numero di individui che subiranno la mutazione genetica (a seconda del valore di probabilità scelto per la mutazione). A questo punto il software sceglie un bit a caso del corredo genetico degli individui selezionati (si ricorda che il DNA è scritto in codice binario) e lo commuta da zero a uno o viceversa. Nell'algoritmo messo a punto, viene introdotto anche un ulteriore controllo della mutazione: dopo aver commutato il bit scelto casualmente, il programma calcola il valore di tutti i parametri contenuti nel DNA dell'individuo mutato per verificare che siano ancora contenuti all'interno dell'intervallo imposto sulla variabile in esame, onde evitare la nascita di individui mutanti caratterizzati da parametri non realizzabili nella pratica. Se il parametro mutato è ancora costruttivamente valido, allora la mutazione viene accettata, altrimenti si ripristinano i parametri non mutati.

Il processo qui descritto è in grado, in maniera iterativa, di gestire l'evoluzione della popolazione nel corso di un certo numero di generazioni, impostato dall'utente. Per ogni generazione, è disponibile il valore di *fitness* di ogni individuo. È quindi possibile

selezionare l'individuo con *fitness* maggiore di ogni generazione e salvarne il corredo genetico.

Una volta completate le iterazioni, sarà sufficiente individuare l'individuo con *fitness* maggiore in tutta la storia evolutiva per ottenere la combinazione di parametri ottimale rispetto alla funzione peso descritta in precedenza.

I parametri di input che determinano gli andamenti riportati in Figura 38 sono stati ottenuti mediante questo algoritmo di ottimizzazione genetica. Come si può notare, l'evoluzione della popolazione iniziale ha portato alla nascita di un individuo che presentasse un'armonica predominante rispetto a tutte le altre, mantenendo comunque accettabili i valori di tutte le grandezze che si desidera controllare.

3.1.4.6 Verifica delle prestazioni

Fino ad ora sono stati descritti tutti gli strumenti che permettono di prevedere il comportamento dei vari componenti da progettare per realizzare il dispositivo di carico. Per garantire il corretto funzionamento del banco sarà però necessario verificare anche la capacità da parte del dispositivo di carico progettato di determinare una sollecitazione sufficientemente intensa sulla girante. In altre parole, è opportuno mettere a punto uno strumento di calcolo che consenta di stimare la vibrazione innescata nella girante dal carico imposto, per accertarsi che risulti di entità misurabile dal sistema che si è scelto di adottare (vedi paragrafo 3.1.4.6).

Gli strumenti sin qui descritti sono in grado di fornire una stima della forza agente sulle varie palette e di ricavarne uno sviluppo in serie di Fourier. Il carico stimato è quindi ottenibile come sovrapposizione delle armoniche ottenute mediante lo sviluppo in serie, di cui si conoscono ampiezza, fase e frequenza. Si è quindi deciso di mettere a punto un modello FEM della girante per eseguire un'analisi di risposta armonica del componente.

La simulazione è divisa in vari *load-step*. Ogni *load-step* corrisponde a un'analisi in cui si calcola l'effetto di una singola armonica: il numero dei *load-step* da calcolare dipende dal numero d'ordine dell'ultima armonica ritenuta significativa.

3.1.4.6.1 Descrizione del modello

Data la complessità delle forme modali della girante, che in generale non presentano simmetrie utilizzabili, si è reso necessario modellare l'intera geometria del componente.

In virtù della simmetria di ripetizione che caratterizza esclusivamente la geometria del rotore, si è scelto di realizzare la maglia su un singolo spicchio della girante (di ampiezza angolare pari a $\gamma = \frac{2\pi}{Nb}$). La discretizzazione dello spicchio è stata realizzata come

descritto nel paragrafo 3.1.2.1.2. Una volta ottenuti gli elementi rappresentativi del singolo spicchio, è stato sufficiente copiare nodi ed elementi Nb volte per ottenere il modello completo (Figura 40). Al fine di “saldare” tra loro gli spicchi di girante, è stato impiegato il comando *nummrg*, in grado di fondere tra loro i nodi che distino di una quantità inferiore al valore di tolleranza impostato. Dato che la maglia delle due aree di delimitazione di ogni spicchio è identica, i nodi disposti su tali facce appartenenti a due spicchi consecutivi occupano la stessa posizione geometrica, e vengono quindi fusi senza problemi dal software.

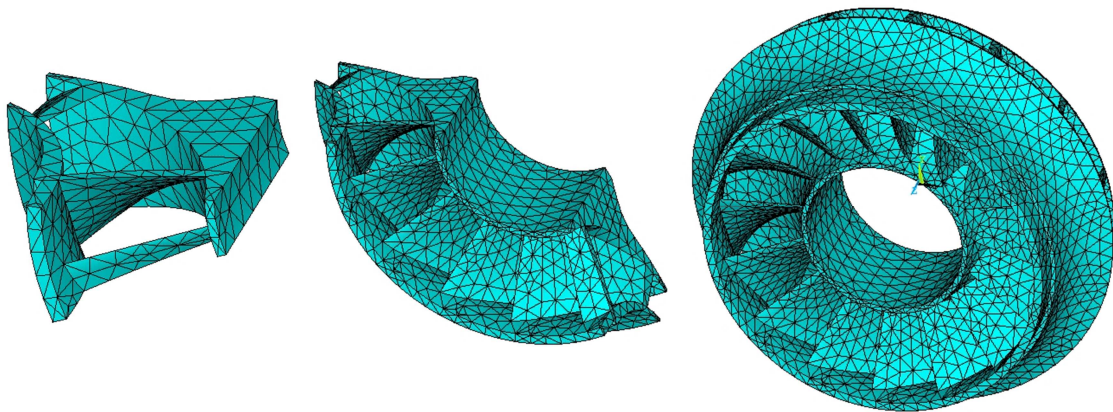


Figura 40 – Maglia del modello ottenuta come copia della maglia dello spicchio

Come illustrato nel paragrafo 3.1.3.1, la struttura di supporto ha un effetto trascurabile sulla risposta dinamica della girante. Per questo motivo si è deciso di semplificare il modello omettendo la geometria del supporto e imponendo il vincolo di spostamento nullo sul mozzo della girante.

In fase di modellazione CAD, si è deciso di sezionare lo spicchio di girante con una superficie cilindrica di raggio pari a quello scelto per la posizione degli ugelli; elaborando il modello, è stato possibile far sì che lo spicchio fosse composto da un unico volume e che le superfici di delimitazione della paletta fossero divise in due parti da una linea posta in corrispondenza degli ugelli. In questo modo, effettuando la discretizzazione del modello si ha la certezza che alcuni nodi vengano posizionati su tale linea, e sarà successivamente possibile selezionarli per applicarvi il carico.

Per semplicità si è deciso di simulare il carico applicando una forza su ogni paletta in corrispondenza del nodo sull’apice (Figura 41: per maggior chiarezza è stato rappresentato un solo spicchio di girante); la forza viene applicata con le due componenti assiali e tangenziali, come indicato nelle relazioni 3.8, 3.9 e 3.10.

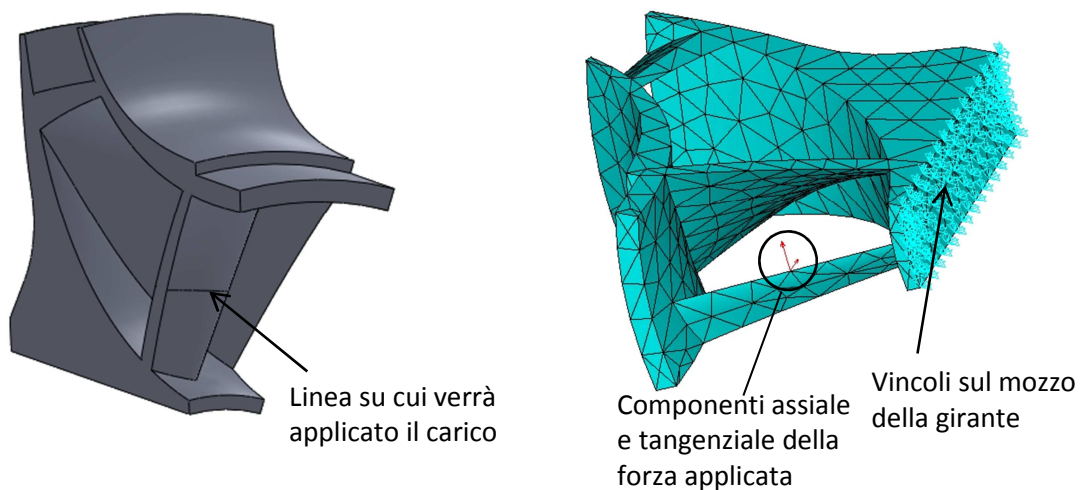


Figura 41 – Linea di applicazione del carico e sistema di carichi e vincoli

Ricordando le considerazioni descritte nel paragrafo 2.2, è stato possibile ricavare il valore di sfasamento temporale tra la forza sulla paletta i – *esima* e su quella di riferimento, secondo la relazione:

$$\varphi_{t,i} = \frac{nNv(i-1)2\pi}{Nb} \quad (3.25)$$

Dato che ogni armonica dello sviluppo in serie di Fourier è determinata dal suo valore di ampiezza e fase (oltre che dalla frequenza, che sarà un multiplo intero della frequenza dell'armonica fondamentale), lo sfasamento ricavato tramite la 3.25 va sommato al valore di fase dell'armonica in questione.

Introducendo nel codice ANSYS un vettore contenente il valore di ampiezza delle varie armoniche e un vettore contenente i valori di fase, è possibile costruire un ciclo *do* che a ogni iterazione esegua il *load-step* relativo ad un'armonica.

Ovviamente la simulazione fornisce un risultato per ogni *load-step*, corrispondente alla risposta dinamica che avrebbe la girante se fosse sollecitata con la singola armonica. Dato che il risultato della prova consisterebbe nella sovrapposizione dei contributi di tutte le armoniche, è necessario elaborare i dati ulteriormente.

Per ogni soluzione, la frequenza eccitante e quindi la frequenza della risposta corrispondono alla frequenza dell'armonica studiata. L'evoluzione nel tempo dello spostamento del nodo j può essere ottenuta considerando la parte reale del numero complesso:

$$s_j(t) = \rho_j e^{i(\omega t + \alpha_j)} = \rho_j e^{i\alpha_j} e^{i\omega t} \quad (3.26)$$

La dipendenza dal tempo risulta uguale per tutti i nodi; il software fornisce quindi per ogni nodo j del modello il numero complesso s_{sj} corrispondente ad ampiezza e fase caratteristici del nodo:

$$s_{sj} = \rho_j e^{i\alpha_j} = Re_{sj} + i Im_{sj} \quad (3.27)$$

Il software ANSYS restituisce in uscita proprio i valori indicati con Re_{sj} e Im_{sj} nella relazione 3.27.

Partendo da queste grandezze, è possibile ricavare il valore di ρ_j e α_j mediante le relazioni:

$$\rho_j = \sqrt{Re_{sj}^2 + Im_{sj}^2} \quad (3.28)$$

$$\alpha_j = \text{atan}\left(\frac{Im_{sj}}{Re_{sj}}\right) \quad (3.29)$$

Una volta eseguito questo calcolo, è possibile risalire al valore di spostamento nel tempo per ogni nodo dovuto all'effetto di ogni armonica. Una volta ricostruito l'andamento dello spostamento di un nodo in funzione del tempo per ogni armonica interessante, è possibile ottenere l'andamento complessivo della risposta mediante la sovrapposizione degli effetti. La Figura 42 mostra un grafico della risposta determinata sulla girante dall'azione di tre armoniche sovrapposte (più il termine costante): gli andamenti riportati nei grafici si riferiscono al valore di spostamento lungo l'asse della turbina di uno dei nodi caratterizzati da velocità maggiore.

Come si può osservare dalla figura, quando le prime armoniche che compongono il carico hanno ampiezza paragonabile vengono eccitati in maniera significativa diversi modi propri e la risposta del sistema risulta frastagliata.

Una volta ottenuta l'ampiezza dello spostamento (ρ_j) dei punti di interesse per la misura, è possibile valutare la velocità con cui si muove il punto mediante la relazione:

$$v_j = \rho_j \omega \quad (3.30)$$

Il valore di velocità così ottenuto può essere confrontato con la sensibilità dello strumento per stabilire se la vibrazione innescata dal dispositivo di carico progettato è misurabile o meno dal sistema.

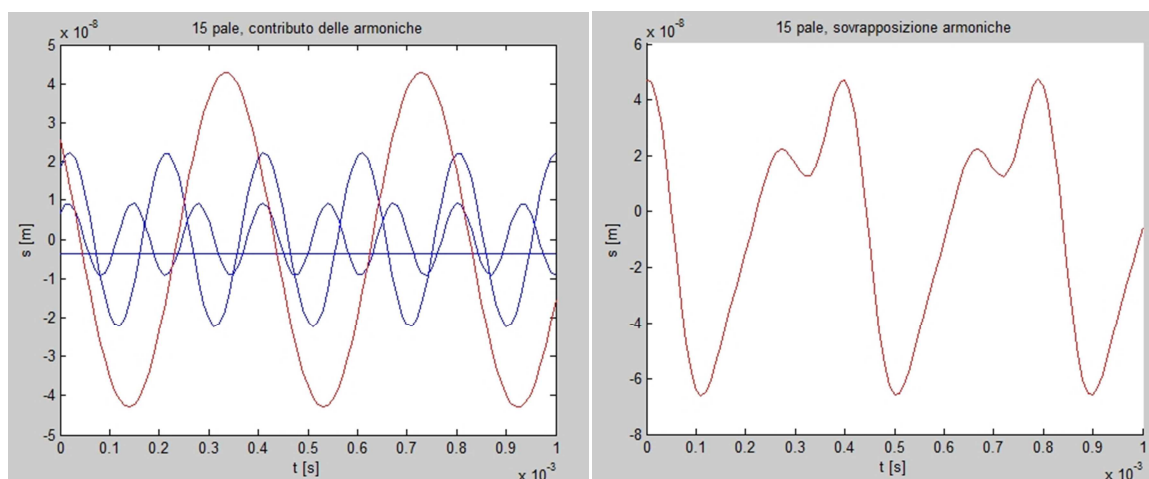


Figura 42 – Contributo delle varie armoniche e loro sovrapposizione

4 Progettazione di dettaglio dispositivo di carico

Nel presente capitolo si illustrerà la progettazione di dettaglio effettuata per l'elemento fondamentale del banco prova nonché oggetto principale del presente lavoro di tesi, ovvero il dispositivo per l'applicazione del carico rotante.

Per ogni componente verrà descritta e giustificata la geometria scelta e verranno esposti i metodi di calcolo utilizzati per la verifica del particolare. Più precisamente, per quanto riguarda l'albero di rotazione si è scelto di adottare un semplice modello di trave per eseguire il calcolo delle tensioni nelle sezioni critiche. Per quanto riguarda i dischi, a causa della loro complessità geometrica si è optato per una simulazione agli elementi finiti. Per ottenere un risultato attendibile, per prima cosa ogni disco è stato simulato singolarmente. Dati i vincoli reciproci tra i dischi però, è lecito pensare che l'attrito svolga un ruolo molto importante nella distribuzione delle tensioni tra i componenti. Per questo motivo si è pensato di eseguire una ulteriore simulazione del sottoassieme composto dai dischi "montati" insieme. Le tensioni massime ottenute mediante queste due simulazioni rappresentano quindi rispettivamente un limite superiore e inferiore per le tensioni effettivamente agenti sui dischi e possono essere utilizzate come valori di riferimento per la verifica del sottoassieme.

I principali carichi agenti sul sottoassieme sono il campo centrifugo dovuto alla rotazione del dispositivo, la pressione interna del fluido operativo e la forza del fluido che fuoriesce dagli ugelli. Nell'analisi dei singoli componenti, si è deciso di simulare solamente l'effetto del campo centrifugo; introducendo anche la pressione e la forza degli ugelli infatti si sovrastimerebbe eccessivamente il problema, in quanto il momento flettente determinato dall'azione di questi carichi viene fortemente contrastato dal collegamento tra i vari dischi. Dato che sia la geometria sia i carichi e i vincoli godono di evidenti proprietà di simmetria, è stato possibile realizzare un modello ridotto dei vari componenti.

4.1 Geometria scelta e verifica dei componenti

Nel capitolo precedente è stato illustrato lo schema concettuale del dispositivo. Partendo da tale schema è stato perfezionato il disegno di ogni componente. La Figura 43 riporta la

rappresentazione in sezione del dispositivo nella sua forma definitiva; nei paragrafi successivi i vari componenti verranno analizzati singolarmente.

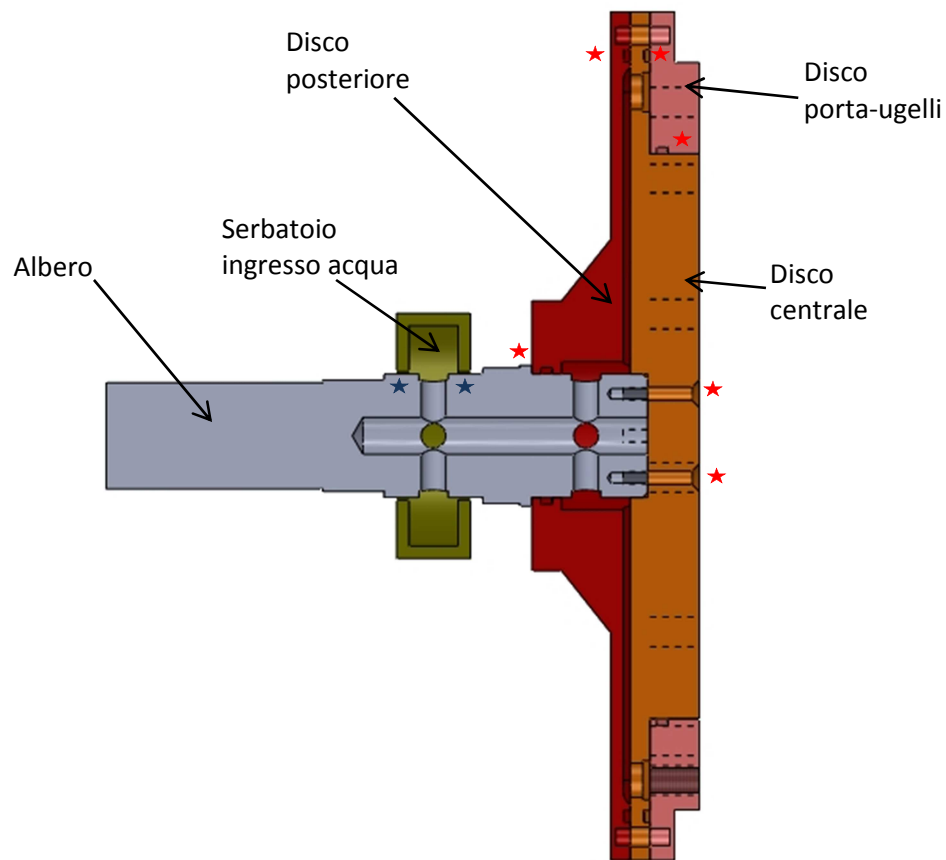


Figura 43 – Schema dettagliato del dispositivo di carico

Data la presenza di acqua in pressione, si rende necessario prevedere delle guarnizioni che ne impediscano fuoriuscite indesiderate. Le posizioni in cui è indispensabile impiegare una guarnizione tra elementi solidali tra loro sono contrassegnate da una stella rossa in Figura 43. Dove invece si ha moto relativo tra i componenti, si impiegheranno tenute a labirinto (stelle blu in Figura 43).

Si nota inoltre che per facilitare l'intercambiabilità del disco porta-ugelli, si è deciso di progettare il dispositivo in modo che questo componente risultasse indipendente dal resto. Per questo motivo si è deciso di realizzare l'avvitatura dei dischi in maniera separata: il disco posteriore e il disco porta-ugelli presentano i fori passanti mentre il disco centrale presenta i fori filettati. Il disco posteriore e il disco porta-ugelli si avvitano al disco centrale con due set di viti differenti, in modo tale da poter svitare il disco porta-ugelli senza separare quello posteriore da quello centrale (questa scelta risulta importante anche per il bilanciamento, di cui si parlerà nel paragrafo 4.4).

Nel presente capitolo si descriveranno qualitativamente i componenti progettati, illustrando anche le procedure di verifica seguite per sincerare il corretto funzionamento del dispositivo. I disegni di fabbricazione con la relativa quotatura dei vari componenti sono riportati in ALLEGATO – A.

4.1.1 Albero

4.1.1.1 Geometria

L'albero ha lo scopo di trasmettere la coppia dall'elettromandrino al disco di carico, fornendo inoltre il supporto al dispositivo mediante i cuscinetti. Deve infine consentire al fluido operativo di raggiungere il disco di carico. La Figura 44 mostra due viste dell'albero (laterale e frontale), riportando inoltre una sezione longitudinale del componente, in modo da evidenziarne le lavorazioni interne.

Per la trasmissione della coppia al dispositivo di carico, l'albero è dotato di due sedi per spine cilindriche (stelle rosse in Figura 44) che consentono l'accoppiamento con il disco centrale (vedi paragrafo 4.1.3.1); il serraggio viene effettuato mediante quattro viti mordenti (stelle blu in Figura 44).

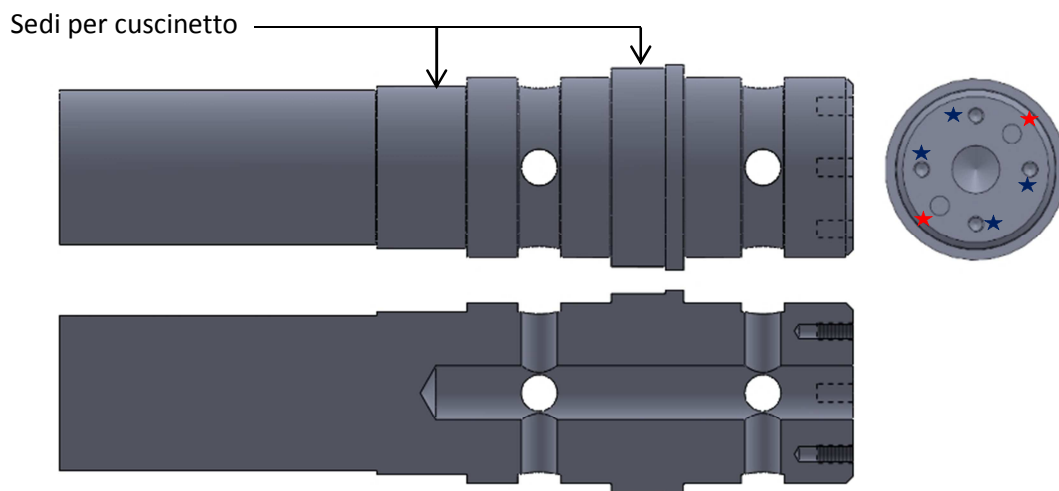


Figura 44 – Albero

Per quanto riguarda i supporti, sono state predisposte le sedi per cuscinetto indicate in Figura 44. Si è scelto di utilizzare cuscinetti radiali obliqui con montaggio ad "O": in questa maniera il supporto è in grado di sostenere anche la spinta assiale causata dal getto d'acqua in uscita dagli ugelli.

Il passaggio dell'acqua è garantito dai condotti realizzati internamente all'albero. Sulla circonferenza del componente sono presenti due scanalature (una per l'ingresso del liquido

e una per l'uscita) che, riempiendosi d'acqua, alimentano i fori radiali. In questo modo il fluido raggiunge il canale centrale che assialmente dirige l'acqua verso il disco di carico. Negli schemi costruttivi riportati nel paragrafo 3.1.4.2 si era pensato di eseguire la lavorazione assiale partendo dal lato della trasmissione. Successivamente il disegno è stato modificato: con la soluzione riportata in Figura 44, si elimina la necessità di sigillare posteriormente il foro assiale, in quanto l'estremità anteriore risulta già tappata dal disco di carico. Inoltre in questa maniera si lascia completamente non lavorata la parte di albero posteriore, interessata dal collegamento con il motore. Così facendo si lascia maggior libertà nella progettazione della trasmissione, rimandata ad una fase successiva. È stata inoltre affrontata la problematica della tenuta d'acqua all'interfaccia tra l'albero e il serbatoio di ingresso dell'acqua. I due componenti in questione sono caratterizzati da moto relativo ad alta velocità, in quanto l'asse dell'albero è posto in rotazione dall'elettromandrino, mentre il serbatoio è vincolato al banco per consentire il corretto afflusso dell'acqua dalla pompa. Per questo motivo non è possibile predisporre le sedi per guarnizione come avviene in tutti gli altri componenti del dispositivo di carico, ma si è deciso di impiegare tenute a labirinto. Infine, si è verificato che fosse possibile eseguire il montaggio dei vari componenti, che dovrà essere effettuato seguendo lo schema in Figura 45.

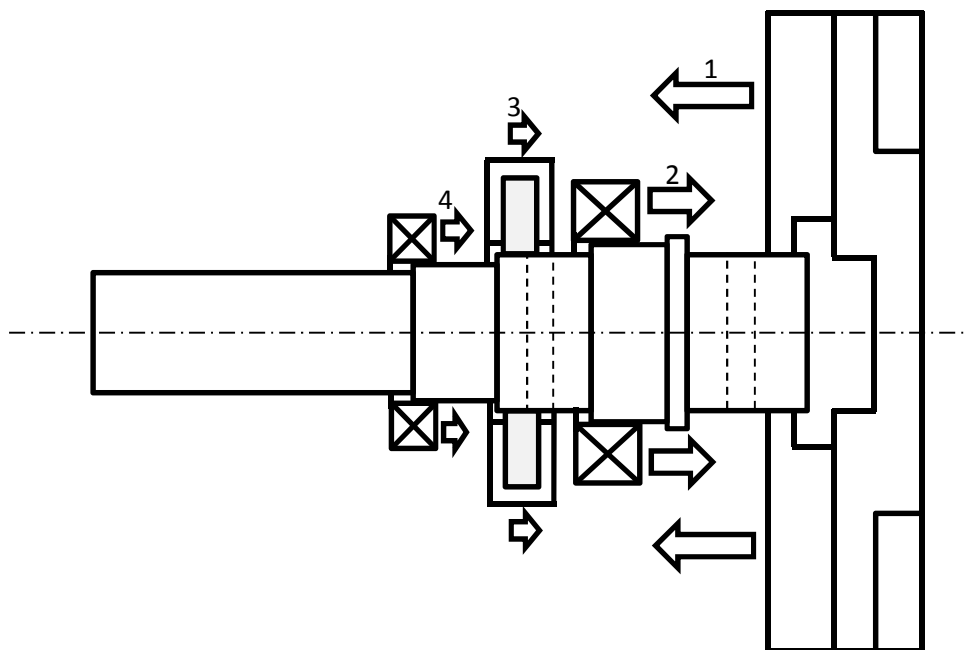


Figura 45 – Schema di montaggio

4.1.1.2 Verifica

I carichi agenti sulla struttura sono determinati dalla forza normale causata dalla fuoriuscita dell'acqua dagli ugelli, dal momento torcente dovuto alla trasmissione della coppia e dal momento flettente generato dal peso della struttura e dallo sbilanciamento residuo (s_r) del complessivo. Tutti i carichi risultano costanti nel tempo (la forza generata dallo sbilanciamento residuo infatti ruota insieme al complessivo), per cui risulta sufficiente una verifica statica dell'albero. L'unica eccezione è rappresentata dal peso della struttura, che comunque risulta un carico secondario e che quindi non richiede particolari attenzioni.

Seguendo lo schema riportato in Figura 46, è possibile ricavare l'andamento delle caratteristiche di sollecitazione.

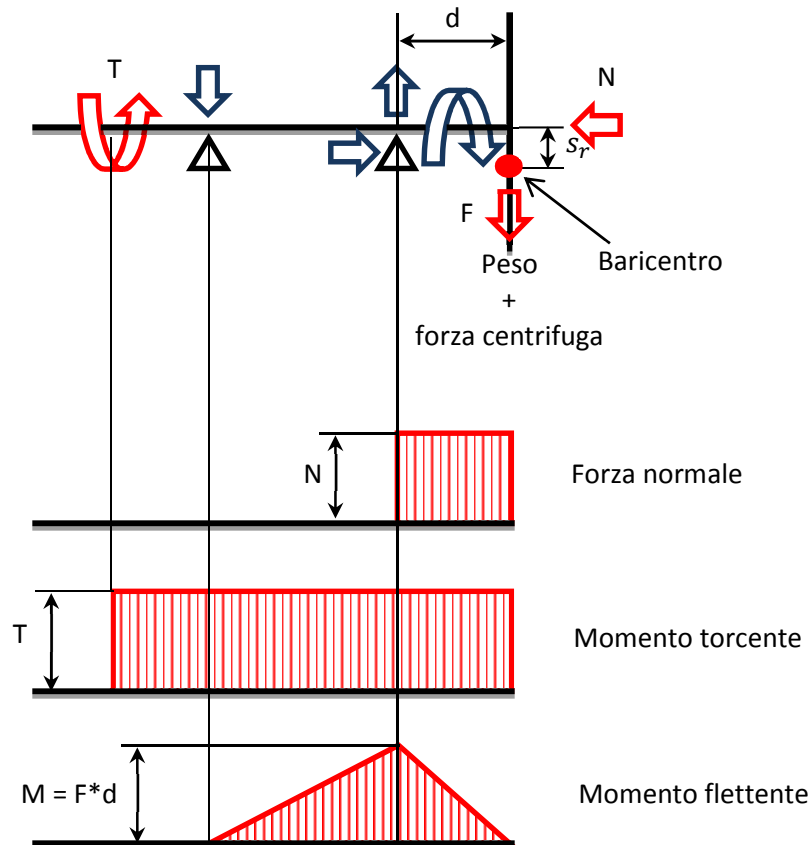


Figura 46 – Schema delle caratteristiche di sollecitazione dell'albero

È importante a questo punto stimare il valore dei carichi agenti sull'albero per eseguire il calcolo. Per quanto riguarda il momento torcente e la forza normale, è possibile impiegare il software descritto nel paragrafo 3.1.4.5.2. Il valore di T è approssimabile con la coppia fornita dall'elettromandrino. Il valore di N è ottenibile partendo dalla forza di interazione tra paletta e fluido: moltiplicando il valore massimo di tale forza per il numero degli

ugelli, è possibile ricavare una stima per eccesso del valore della forza normale agente sul componente.

Per quanto riguarda il valore di M , è necessario considerare l'effetto del peso del componente (P) e del campo centrifugo (F_c).

È da notare che il peso agisce sempre verso il basso, mentre la forza F_c agisce sempre in verso uscente rispetto all'asse di rotazione, per cui i due contributi andrebbero scomposti in componenti. Questa ulteriore complicazione è stata tralasciata in quanto a causa degli elevati regimi di rotazione, l'entità della forza peso risulta essere ovviamente trascurabile rispetto agli effetti centrifughi.

In virtù di queste considerazioni, una volta nota la massa del dispositivo (m) e ipotizzato il valore di sbilanciamento residuo è possibile stimare gli effetti della forza centrifuga mediante la relazione:

$$F_c = m \Omega^2 s_r \quad (4.1)$$

Per quanto riguarda s_r , è da notare che il valore di sbilanciamento residuo non è un dato del problema, ma risulta essere una variabile di progetto: una volta ottenuto un valore ammissibile per s_r , questo verrà fornito come specifica all'azienda deputata al bilanciamento del complessivo.

A questo punto risulta nota la stima dei carichi agenti sulla struttura. A causa della complessità geometrica dell'albero, della presenza di diversi punti potenzialmente critici e dell'incertezza sul valore di s_r , si è deciso di compilare un foglio Excel per il calcolo della struttura.

Sono stati individuati i punti dell'albero interessati da variazione di diametro e le zone interessate da forature radiali: tali sezioni saranno caratterizzate da dettagli geometrici fonte di intensificazione delle tensioni (Figura 47). È stata inoltre considerata la presenza in alcune sezioni della foratura assiale che, sebbene sottragga del materiale al componente, non risulta particolarmente dannosa in quanto realizzata sull'asse dell'albero.

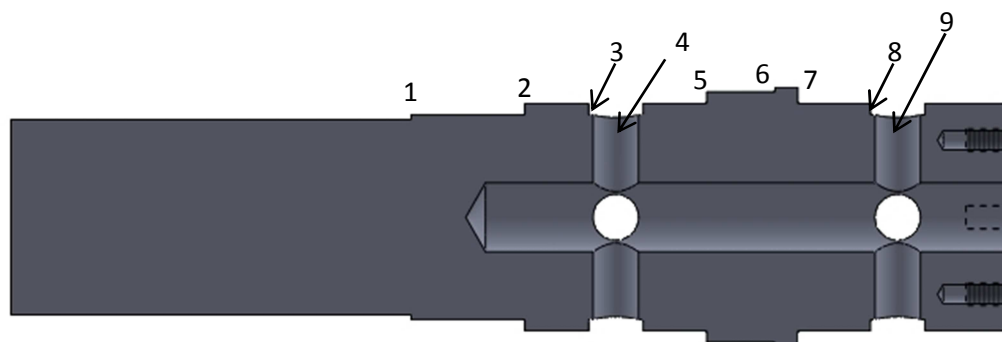


Figura 47 – Designazioni delle sezioni per la verifica

Riferendosi ai grafici trovati sul Juvinall [7], sono stati ricavati i coefficienti di intensificazione delle tensioni relativi ad ogni sezione analizzata. Conoscendo la geometria del componente e l'effetto dei dettagli geometrici, è stato possibile compilare una tabella in cui ad ogni sezione viene associato il valore di tensione equivalente in base alle caratteristiche di sollecitazione sopportate dalla sezione stessa.

In questa prima fase ci si è riferiti al caso statico, trascurando quindi l'effetto dello sbilanciamento residuo. Inoltre si è ipotizzato che il momento flettente fosse costante e pari al suo massimo per tutte le sezioni studiate, in modo da semplificare il calcolo rimanendo in condizioni cautelative.

La Tabella 5 riporta i valori così ottenuti dei coefficienti di intensificazione delle tensioni e di tensione equivalente (secondo il criterio di Von Mises).

Numero sezione	K_t			$\sigma_{eq,statico} [MPa]$
	N	M	T	
1	2.1	2.4	1.6	3.2
2	2.2	2.6	1.85	3.1
3	4.65	4.6	3.3	7.4
4	4.65	4.6	3.3	7.4
5	2.3	2.7	1.85	2.3
6	2.1	2.4	1.7	2.1
7	2.2	2.7	1.9	2.4
8	4.65	4.6	3.3	7.2
9	4.65	4.6	3.3	7.2

Tabella 5 – Verifica delle varie sezioni in condizioni statiche

In questo modo, è stato possibile stabilire che la sezione critica tra tutte quelle analizzate risulta essere quella contrassegnata dal numero 3. Per ragioni cautelative, nelle sezioni 3 e 4, così come nelle sezioni 8 e 9, sono stati sovrapposti gli effetti della riduzione di sezione

e della presenza del foro radiale: questa scelta è giustificata da considerazioni cautelative derivanti dalla vicinanza tra il foro radiale e la variazione di diametro.

È inoltre da notare che, sempre per ragioni cautelative, i valori di tensione equivalente riportati in Tabella 5 sono stati calcolati in riferimento a valori dei carichi maggiorati di un coefficiente moltiplicativo pari a 1.5.

Alla luce di queste considerazioni, si è deciso di concentrare la successiva analisi sulla sezione numero 3, introducendo l'effetto dello sbilanciamento residuo con un calcolo parametrico, in modo da determinare un valore ammissibile per s_r .

I risultati ottenuti sono riportati in Tabella 6.

s_r [mm]	F [N]	M [Nmm]	$\sigma_{eq,dinamico}$ [MPa]
0.001	29	5881	6
0.005	149	11374	10
0.010	298	18241	16
0.015	447	25108	21
0.020	597	31975	27
0.025	746	38842	32
0.030	895	45708	38
0.035	1044	52575	44
0.040	1194	59442	49
0.045	1343	66309	55
0.050	1492	73176	61
0.055	1642	80042	66
0.060	1791	86909	72
0.065	1940	93776	78

Tabella 6 – Verifica della sezione 3 in funzione dello sbilanciamento residuo

Sfruttando il foglio di calcolo sin qui descritto è possibile ricavare un valore di sbilanciamento residuo massimo ammissibile pari a 0.06 mm, che non risulta essere particolarmente oneroso dal punto di vista del bilanciamento e comporta una tensione equivalente nella sezione critica di circa 61 MPa.

4.1.2 Disco posteriore

4.1.2.1 Geometria

Il disco posteriore è il componente che consente di convogliare l'acqua proveniente dall'albero di supporto fino alla posizione radiale in cui sono posizionati gli ugelli (Figura 48).

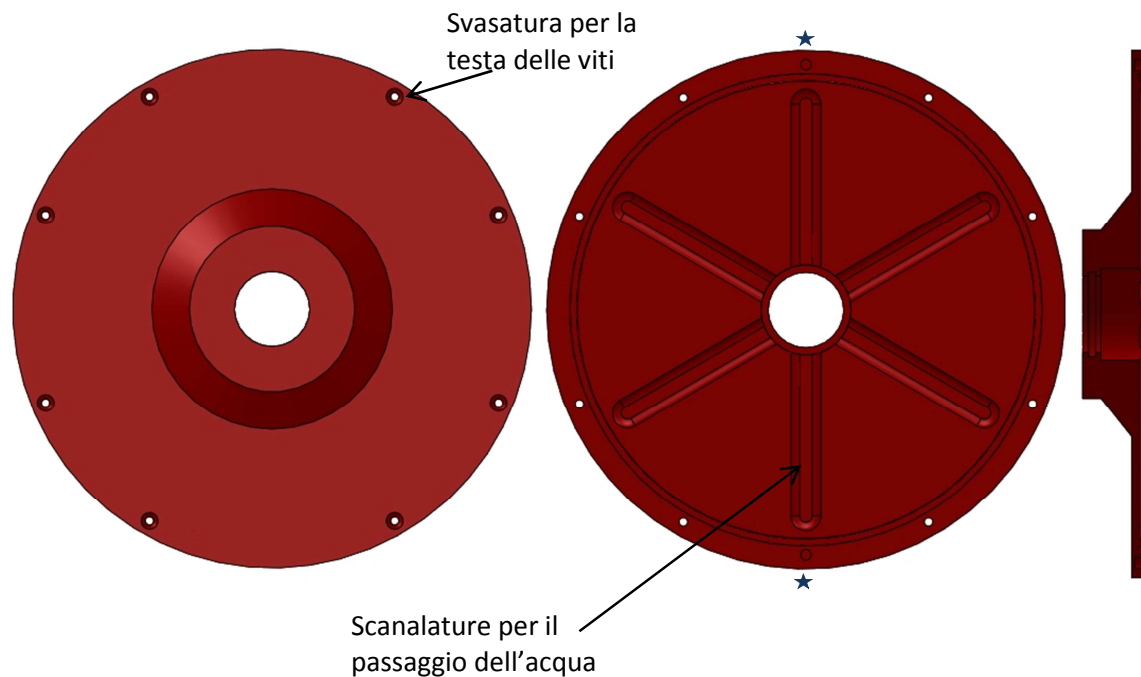


Figura 48 – Disco posteriore

Il collegamento tra questo disco e il disco centrale è effettuato mediante viti che garantiscono il serraggio; per quanto riguarda il posizionamento, i dischi sono riferiti reciprocamente mediante due spine cilindriche (poste in corrispondenza delle stelle blu in Figura 48).

Per limitare le perdite per ventilazione, le sedi per le viti presentano una svasatura in cui verrà posizionata la testa della vite in modo da limitarne l'interazione con l'aria.

Per evitare la fuoriuscita dell'acqua, la guarnizione esterna è posta a un diametro inferiore rispetto ai fori per le viti, cosicché non sarà necessario sigillare i singoli elementi di collegamento.

4.1.2.2 Verifica

La verifica del disco posteriore è stata eseguita mediante un modello agli elementi finiti.

La geometria (leggermente semplificata per velocizzare i tempi di calcolo) è stata importata su ANSYS. Il carico applicato in questa simulazione (campo centrifugo), rispetta le stesse simmetrie della geometria; per questo motivo è possibile studiare un modello ridotto. La geometria analizzata nella simulazione rappresenta un sesto dell'intero disco, depurato da alcuni dettagli geometrici. Come si può notare dalla Figura 49 però, il modello così ottenuto presenterebbe un ulteriore piano di simmetria (osservazione

confermata dall'andamento della soluzione del calcolo, che presenta lo stesso piano di simmetria che caratterizza la geometria). Si è deciso però di non sfruttare tale piano di simmetria in quanto la geometria completa del disco (comprendendo anche i dettagli omessi in questo caso) non rispetterebbe tale ulteriore simmetria. Nell'ottica di ripetere la simulazione con un modello più completo, e dato che per il modello così realizzato il tempo di calcolo è comunque breve, si è deciso di procedere con un numero di elementi maggiori dello stretto necessario in modo da non dover modificare il codice di calcolo qualora si rendessero necessarie simulazioni più dettagliate.

La Figura 49 mostra la discretizzazione del modello, i vincoli applicati e la soluzione della simulazione.

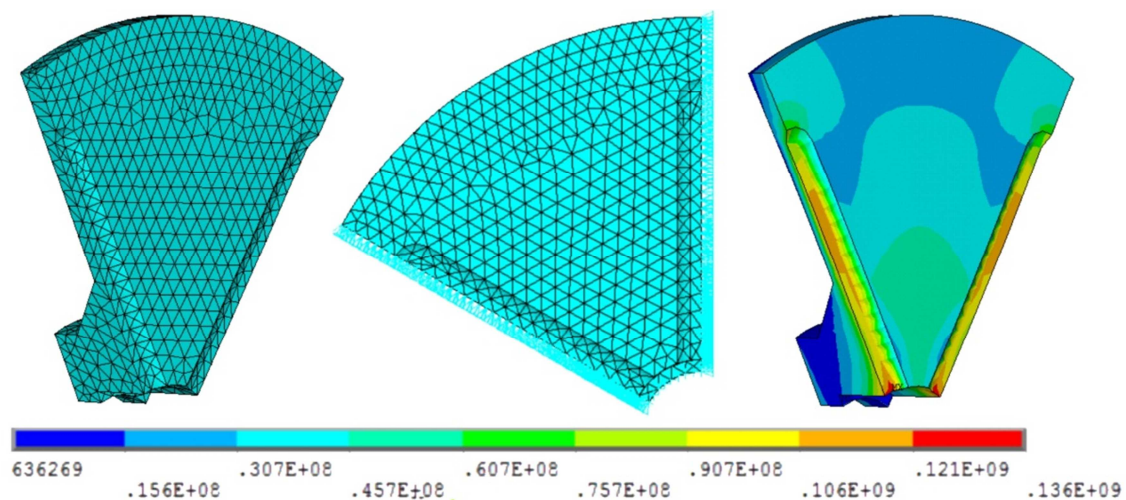


Figura 49 – Discretizzazione, vincoli e soluzione per il disco posteriore (tensioni in Pa)

In Figura 49 è rappresentata la distribuzione di tensione equivalente secondo il principio di Von Mises; come si può notare, fatta eccezione per alcuni punti singolari (caratterizzati dalla presenza di spigoli vivi), le tensioni massime nel materiale si avvicinano a circa 110 MPa . Ricordando che tale valore rappresenta una sovrastima della tensione che effettivamente caratterizzerà il componente in esercizio, si ritiene accettabile la geometria così disegnata, a patto di scegliere un alluminio con tensione di snervamento superiore ai 150 MPa .

4.1.3 Disco centrale

4.1.3.1 Geometria

Il disco centrale è il componente deputato alla trasmissione della coppia e al supporto del disco porta-ugelli (Figura 50). Data la necessità di introdurre delle guarnizioni tra albero e dischi, si è scelto di realizzare un accoppiamento con gioco, per cui la coppia necessaria a far ruotare il dispositivo non potrebbe essere trasmessa.

Per questo motivo si è deciso di avvitare il disco centrale all'albero di rotazione, riferendolo con delle spine cilindriche (stelle rosse in Figura 50). In questo modo si assicura la trasmissione della coppia dall'elettromandrino al dispositivo di carico e si garantisce il saldo posizionamento dei dischi rispetto all'albero.

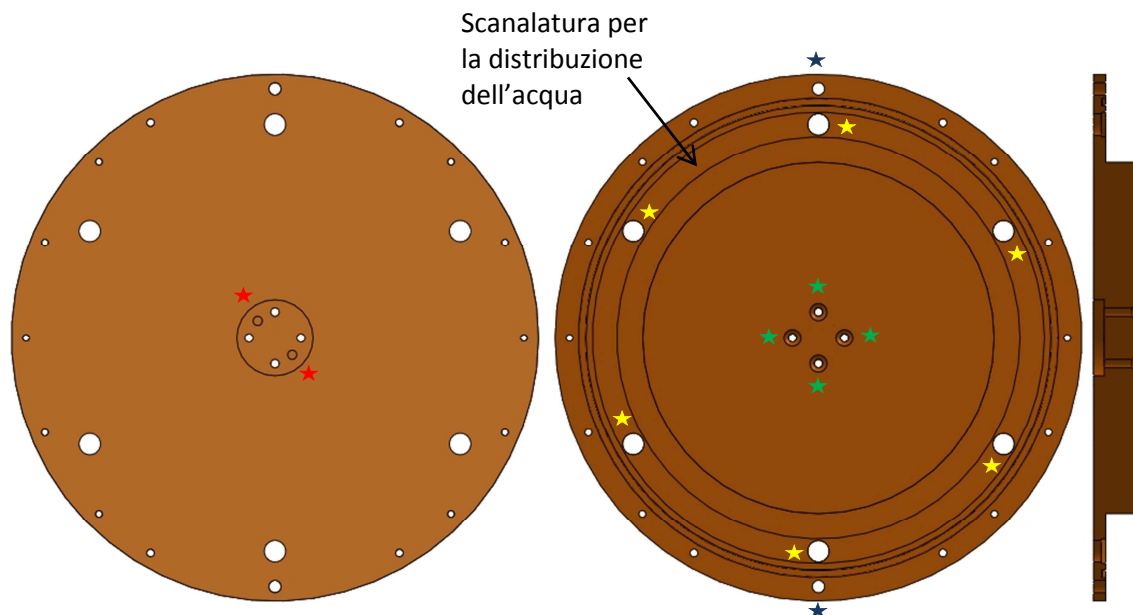


Figura 50 – Disco centrale

In questo componente sono anche presenti i fori filettati per l'avvitatura dei dischi, nonché le sedi per le spine cilindriche di riferimento (poste in corrispondenza delle stelle blu in Figura 50).

È da notare che anche in questo componente sono stati realizzati dei fori passanti con svasatura per la testa della vite, al fine di limitare le perdite per ventilazione (stelle verdi in Figura 50). Risulta pertanto necessario sigillare tali fori per prevenire la fuoriuscita del fluido operativo. Per questo motivo si è pensato di impiegare viti con testa conica dotate di guarnizione individuale, del tipo riportato in Figura 51.

FLAT		A	{	.119	.146	.172	.199	.225	.252	.279	.332	.385	.438	.507	.635	.762
		B	{	.099	.123	.147	.171	.195	.220	.244	.292	.340	.389	.452	.568	.685
			{	.035	.043	.051	.059	.067	.075	.083	.100	.116	.132	.153	.191	.230
			{	.026	.033	.040	.048	.055	.062	.069	.084	.098	.112	.131	.165	.200

Figura 51 – Vite a testa conica con guarnizione

Un'altra particolarità di questo componente è rappresentata dalla scanalatura per la distribuzione dell'acqua: questa scanalatura a forma di corona circolare ha come raggio medio il raggio di posizionamento degli ugelli. L'acqua proveniente dalle scanalature ricavate sul disco posteriore (vedi Figura 48) passa attraverso i fori del disco centrale (stelle gialle in Figura 50) e riempie la scanalatura in questione garantendo l'alimentazione degli ugelli. Dato che il disco porta-ugelli è intercambiabile, e può quindi presentare un numero variabile di fori per gli ugelli oltre che una disposizione angolare imprevedibile degli stessi, si è resa necessaria la realizzazione di tale scanalatura per garantire che gli ugelli fossero correttamente alimentati in qualsiasi configurazione di prova.

4.1.3.2 Verifica

La verifica del disco posteriore è stata eseguita mediante un modello agli elementi finiti.

La geometria (leggermente semplificata per velocizzare i tempi di calcolo) è stata importata su ANSYS. Le considerazioni sui piani di simmetria sono analoghe a quelle esposte per il disco posteriore.

La Figura 52 mostra la discretizzazione del modello, i vincoli applicati e la soluzione della simulazione.

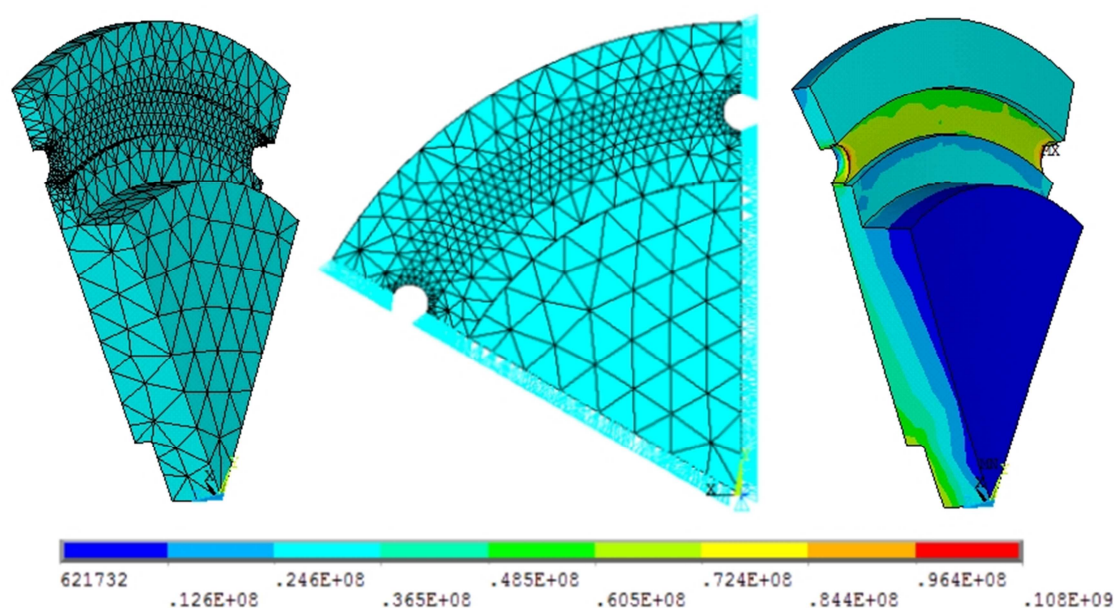


Figura 52 – Discretizzazione, vincoli e soluzione per il disco centrale (tensioni in Pa)

In Figura 52 è rappresentata la distribuzione di tensione equivalente secondo il principio di Von Mises; come si può notare, le tensioni massime nel materiale si avvicinano a circa 110 MPa . Ricordando che tale valore rappresenta una sovrastima della tensione che effettivamente caratterizzerà il componente in esercizio, si ritiene accettabile la geometria così disegnata, a patto di scegliere un alluminio con tensione di snervamento superiore ai 150 MPa .

4.1.4 Disco porta-ugelli

4.1.4.1 Geometria

Il disco porta-ugelli è il componente chiave del dispositivo: su questo componente verranno montati gli ugelli che, in base al loro numero e alla loro disposizione, determineranno la condizione di carico progettata per il test. In Figura 53 è rappresentato un disco di carico caratterizzato dalla presenza di tredici ugelli, ognuno dei quali simula la presenza di un vano statorico.

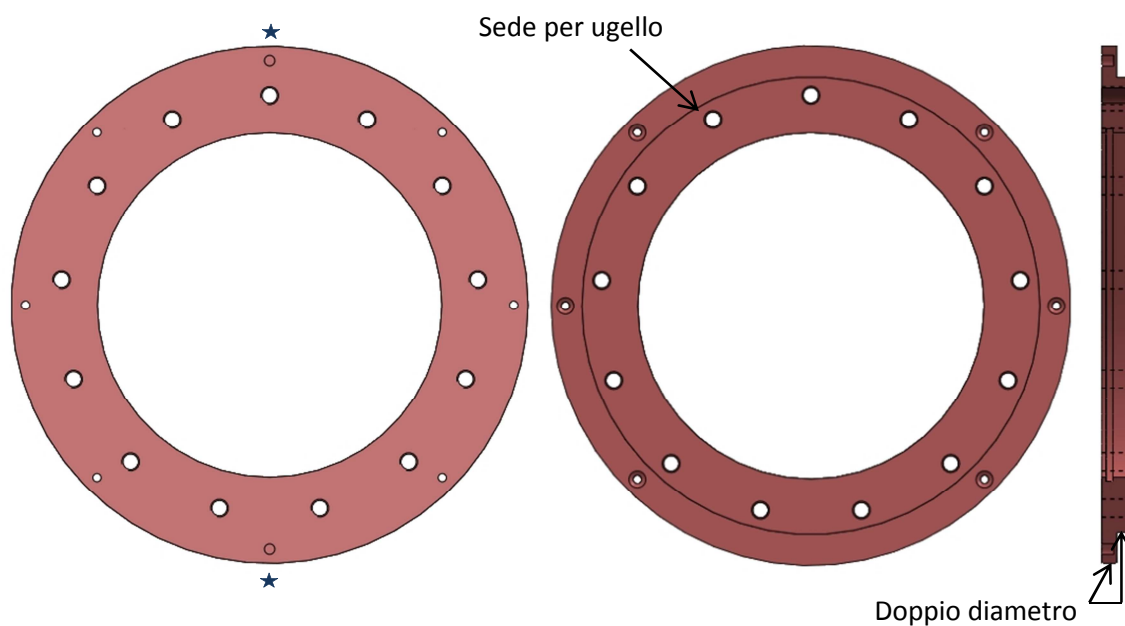


Figura 53 – Disco porta-ugelli

Il componente presenta i fori passanti con svasatura conica per il fissaggio al disco centrale, oltre alle sedi per le spine cilindriche di riferimento (indicate con le stelle blu in Figura 53).

Inoltre è presente una scanalatura per la guarnizione che impedisce all'acqua di infiltrarsi nella zona in cui il disco porta-ugelli si accoppia con il disco centrale.

La presenza del doppio diametro evidenziato in Figura 53 è giustificata dalla necessità di accoppiare il disco di carico con la girante: a causa della geometria del rotore, per essere sicuri che gli ugelli raggiungano la distanza desiderata rispetto alla paletta della turbina è necessario prevedere una sezione di diametro inferiore al diametro interno della girante. Questa esigenza è schematizzata in Figura 54.

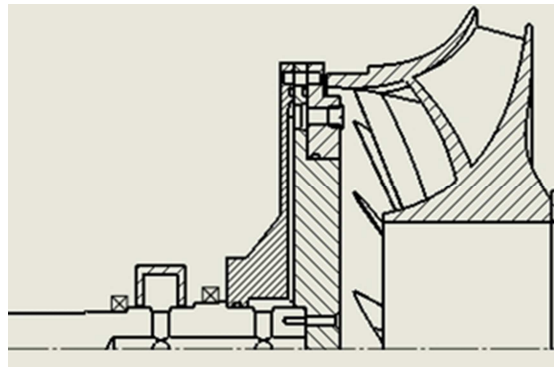


Figura 54 – Importanza del doppio diametro

A titolo esemplificativo, la Figura 55 riporta una rappresentazione del disco porta-ugelli dotato di ventisei ugelli: in questa configurazione il singolo vano statorico è rappresentato dalla presenza di due ugelli (vedi paragrafo 3.1.4.5.3).

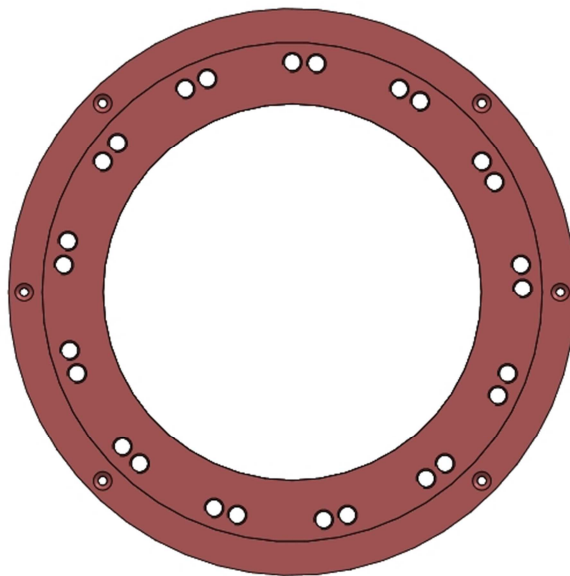


Figura 55 – Configurazione con due ugelli per simulare il singolo vano statorico

4.1.4.2 Verifica

La verifica del disco porta-ugelli è stata eseguita mediante un modello agli elementi finiti. La geometria (leggermente semplificata per velocizzare i tempi di calcolo) è stata importata su ANSYS. Analogamente a quanto detto per il disco posteriore e il disco

centrale, si è deciso di non sfruttare a pieno le simmetrie del problema (che in questo caso è caratterizzato da simmetria assiale e consentirebbe di ridurre la simulazione al caso bidimensionale) in quanto tale simmetria non caratterizza la geometria completa del componente. Inoltre, verrà successivamente illustrata la simulazione effettuata sul sottoassieme “montato”: per avere un confronto più immediato del risultato, la geometria del sottoassieme verrà modellata unendo tra loro le geometrie dei vari componenti, che dovranno quindi rappresentare il medesimo spicchio di disco.

La Figura 56 mostra la discretizzazione del modello, i vincoli applicati e la soluzione della simulazione.

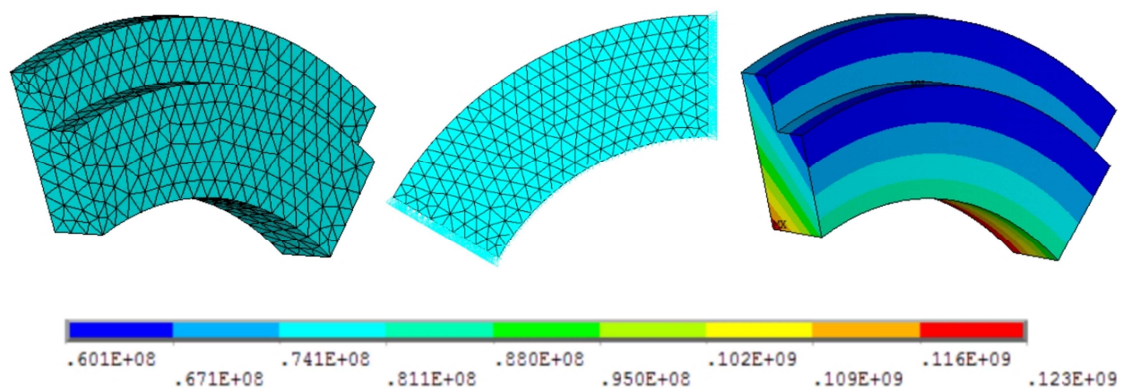


Figura 56 – Discretizzazione, vincoli e soluzione per il disco porta-ugelli (tensioni in Pa)

In Figura 56 è rappresentata la distribuzione di tensione equivalente secondo il principio di Von Mises; come si può notare, le tensioni massime nel materiale si avvicinano a circa 120 MPa . Ricordando che tale valore rappresenta una sovrastima della tensione che effettivamente caratterizzerà il componente in esercizio, si ritiene accettabile la geometria così disegnata, a patto di scegliere un alluminio con tensione di snervamento superiore ai 150 MPa .

4.2 Verifica del sottoassieme

Come anticipato, la simulazione effettuata sui singoli dischi del sottoassieme fornisce una sovrastima delle tensioni che interessano il materiale dei componenti. Per questo motivo si è deciso di ripetere la simulazione per una geometria che rappresenti i dischi montati tra loro. Per semplificare il modello, si è deciso di simulare il sottoassieme come un unico volume comprendente i tre dischi (posteriore, centrale e porta-ugelli). In questo modo, si

ipotizza che le viti di collegamento tra i dischi realizzino una pressione sufficientemente alta da considerare che l'attrito tra i dischi agisca come una saldatura tra le superfici in contatto. Questo ovviamente non sarà del tutto vero nella pratica, per cui il risultato della simulazione fornirà una sottostima delle tensioni effettivamente agenti sul sottoassieme.

Sono state ripetute le considerazioni di simmetria esposte nei paragrafi precedenti, consentendo di limitare lo studio a solo un sesto dell'intera struttura.

In un primo momento, allo scopo di confrontare più facilmente i risultati con quanto mostrato in precedenza, si è deciso di simulare esclusivamente l'effetto del campo centrifugo.

La Figura 57 mostra la discretizzazione del modello, i vincoli applicati e la soluzione della simulazione.

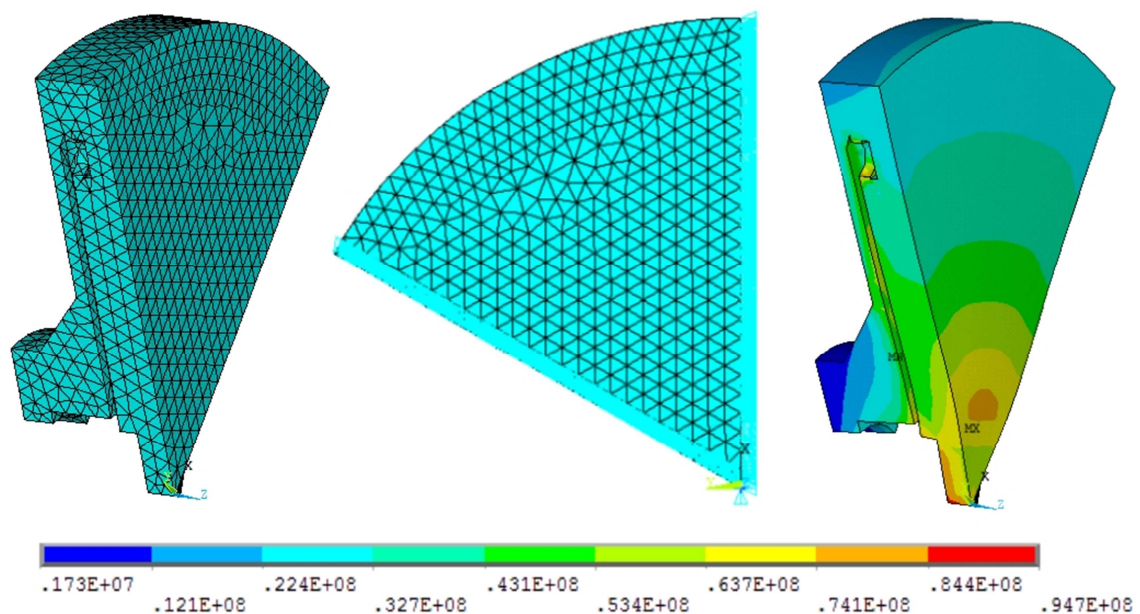


Figura 57 – Discretizzazione, vincoli e soluzione per il dispositivo (tensioni in Pa)

Come previsto, le tensioni equivalenti (secondo il criterio di Von Mises) risultano inferiori a quanto visto nei singoli componenti e, fatta eccezione per alcuni punti caratterizzati da spigoli vivi, non superano gli 80 MPa , convalidando la scelta esposta in precedenza di utilizzare un alluminio con tensione di snervamento superiore ai 150 MPa .

A questo punto, si è deciso di includere nella simulazione gli effetti della pressione del fluido (il valore massimo raggiunto è di 100 bar , ovvero circa 10 MPa), che agisce su tutto il condotto che dall'asse di rotazione raggiunge gli ugelli. Sebbene il valore di pressione in ogni punto del condotto dipenda dalla posizione radiale, per semplicità di modellazione e a favore di sicurezza si è deciso di applicare il valore di pressione massima

su tutto il condotto. Si è anche deciso di applicare la forza prodotta dal fluido che fuoriesce dagli ugelli. Selezionando i nodi in prossimità degli ugelli, è stato applicato il carico massimo previsto (vedi paragrafo 3.1.4.5), ripartito equamente sui nodi selezionati. Dato che è stata sfruttata la simmetria di ripetizione del sottoassieme, su ognuno dei due bordi dello spicchio è stata applicata metà della forza prodotta da un singolo ugello. La Figura 58 mostra la discretizzazione del modello, i vincoli applicati, le aree interessate da pressione interna e la soluzione della simulazione.

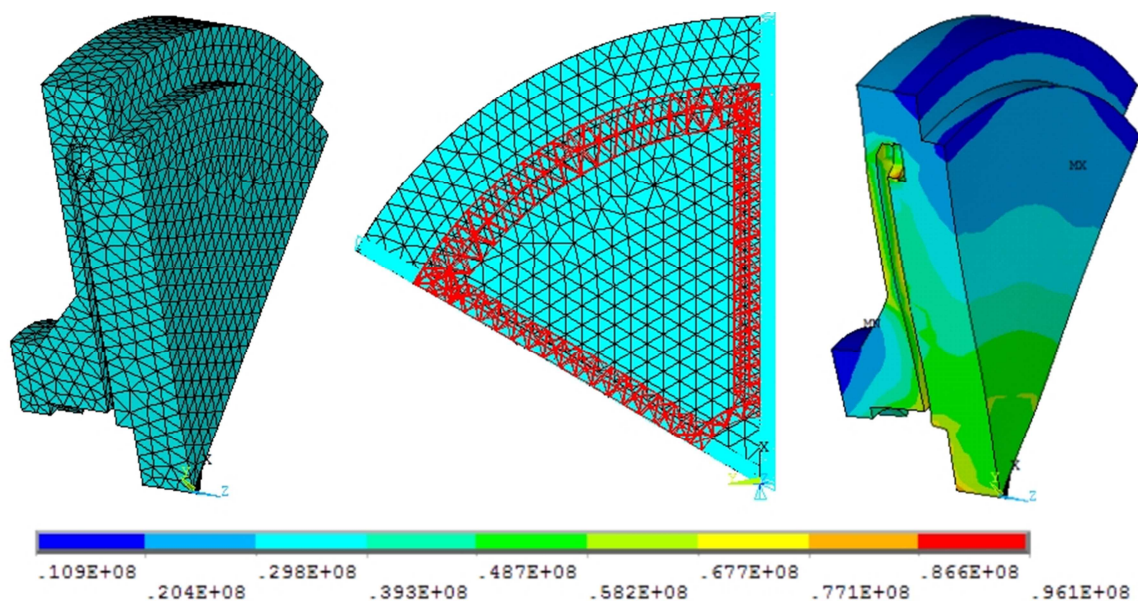


Figura 58 – Effetto della pressione interna e della forza degli ugelli (tensioni in Pa)

Come si vede, la pressione interna e la forza prodotta dal fluido che fuoriesce dagli ugelli hanno un effetto secondario e trascurabile sulle zone soggette alla massima tensione equivalente di Von Mises; l'effetto più sensibile si riscontra nell'incremento della tensione minima nel materiale che aumenta di un ordine di grandezza.

4.3 Verifica dei cuscinetti

Una volta delineate dimensioni e prestazioni del dispositivo da progettare, è opportuno verificare l'esistenza di una classe di cuscinetti commercialmente disponibili che soddisfino le esigenze del banco prova.

Come già anticipato, si è optato per la scelta di cuscinetti obliqui, in grado di sopportare anche il carico assiale generato dalla fuoriuscita del fluido dagli ugelli. A causa degli elevati regimi di rotazione cui i componenti sono sottoposti, si è pensato di riferirsi ai

“*Super-precision angular ball bearings*”, le cui caratteristiche sono reperibili sul catalogo dell’SKF. In virtù delle loro dimensioni radiali decisamente limitate, questi cuscinetti sono in grado di operare a velocità di rotazione molto elevate. D’altra parte, i carichi massimi sopportabili ovviamente subiscono una diminuzione rispetto a cuscinetti più voluminosi adatti a velocità di rotazioni inferiori. Riferendosi allo schema riportato in Figura 59, è possibile stimare il carico agente su ognuno dei due cuscinetti (in funzione dello sbilanciamento residuo del dispositivo).

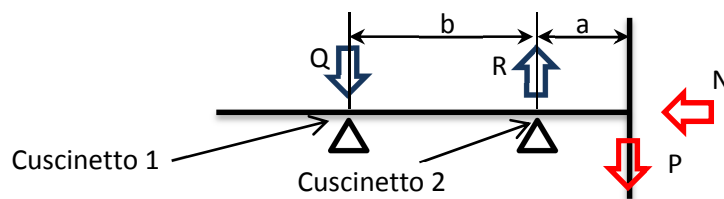


Figura 59 – Schema dei carichi sui cuscinetti

I carichi sopportati dai cuscinetti possono essere stimati mediante le relazioni:

$$R = P \left(1 + \frac{a}{b} \right) \quad (4.2)$$

$$Q = P \frac{a}{b} \quad (4.3)$$

I valori così ottenuti sono utilizzabili per eseguire la verifica del cuscinetto, ricordando che mentre il cuscinetto 1 è soggetto esclusivamente al carico Q , il cuscinetto 2 deve sopportare l’azione combinata del carico R e della spinta assiale. Utilizzando le relazioni prescritte dall’azienda produttrice dei cuscinetti, è stato possibile calcolare i carichi equivalenti agenti su ognuno dei due cuscinetti per confrontarli con i valori massimi ammissibili forniti dall’SKF.

La Tabella 7 riporta i valori così ottenuti di carico equivalente per ognuno dei due cuscinetti con relativi diametri e carichi massimi ammissibili, in relazione al valore di sbilanciamento residuo del dispositivo.

	Cuscinetto 1			Cuscinetto 2		
s_r [mm]	ϕ [mm]	Carico equivalente [N]	Limite carico [N]	ϕ [mm]	Carico equivalente [N]	Limite carico [N]
0.017	45	142	224	55	434	455

Tabella 7 – Verifica dei cuscinetti

Da notare che al fine di garantire il corretto funzionamento dei cuscinetti, è necessario prevedere uno sbilanciamento residuo massimo inferiore a quanto ricavato nella verifica dell'albero.

Il catalogo del fornitore riporta anche la velocità massima sostenibile dai cuscinetti che risulta pari 22000 *rpm* per il cuscinetto 1 e 18000 *rpm* per il cuscinetto 2, ben al di sopra delle condizioni di esercizio previste.

4.4 Bilanciamento

Il problema del bilanciamento è di fondamentale importanza nella progettazione del dispositivo. Nei capitoli precedenti sono state esposte le principali considerazioni effettuate in fase preliminare, che hanno portato alla scelta del layout riportato in Figura 25 (paragrafo 3.1.4.2).

Come già anticipato, tale configurazione presenta l'inconveniente di avere il baricentro esterno ai cuscinetti di appoggio. Per questo motivo il bilanciamento non è realizzabile con le macchine comunemente impiegate dalle “GE Oil & Gas” per i loro scopi e si è reso necessario rivolgersi ad un'azienda specializzata. Su suggerimento della compagnia è stata contattata la “SCHENCK”, azienda leader nel settore che oltre a progettare i macchinari impiegati per il bilanciamento fornisce anche un servizio di consulenza e bilanciamento su commissione.

Come più volte ripetuto, il disco porta-ugelli è progettato in maniera tale da essere intercambiabile. Per questo motivo, se il bilanciamento venisse realizzato sul sottoassieme completamente assemblato andrebbe ripetuto ogni volta che si sostituisce il disco porta-ugelli. Questo chiaramente risulta non accettabile, in quanto sarebbe necessario spedire il sottoassieme alla ditta per il bilanciamento ogni volta che si decidesse di modificare i parametri di prova.

Per risolvere tale problema, dialogando con un esperto della “SCHENCK”, sono state individuate due strade principali che è possibile percorrere; in entrambi i casi, il primo

passo consiste nel bilanciamento di una parte del dispositivo di carico composta da albero, disco posteriore e disco centrale montati come in esercizio. Per eseguire il bilanciamento, verranno posizionate delle masse opportunamente dimensionate sul disco posteriore, determinando uno sbilanciamento residuo noto. A questo punto le due strade si differenziano. Una possibilità consiste nel bilanciare il disco porta-ugelli a sé stante, posizionando su di esso delle masse in modo da avere uno sbilanciamento residuo massimo del componente noto. In questo modo, quando il disco si collega al resto del dispositivo, è possibile calcolare il nuovo sbilanciamento residuo massimo mediante considerazioni sulle posizioni dei due baricentri del sottoassieme e del disco porta-ugelli.

Il vantaggio di questo metodo consiste nella possibilità di bilanciare separatamente tutti i dischi porta-ugelli che si vogliono impiegare e sarà quindi possibile sostituirli nel dispositivo senza comportare particolari problemi di bilanciamento. Una volta deciso di utilizzare un disco porta-ugelli con una nuova disposizione degli ugelli ad esempio, sarebbe possibile inviare alla “*SCHENCK*” soltanto il nuovo disco con gli ugelli montati, senza pregiudicare quindi il proseguimento delle prove con il vecchio dispositivo di carico. L'inconveniente di questo metodo però consiste nel fatto che operando in questo modo, vengono escluse dal bilanciamento le viti di collegamento tra il disco porta-ugelli e il disco centrale. Per cui lo sbilanciamento residuo complessivo del sottoassieme non è facilmente prevedibile.

Per questo motivo si è pensato a una strategia diversa. Dopo aver bilanciato il sottoassieme parziale, è possibile montare il disco porta-ugelli e procedere al bilanciamento del dispositivo completo, agendo con le masse sul disco porta-ugelli.

In questo modo lo sbilanciamento residuo è sicuramente prevedibile. Al momento della progettazione delle prove, sarebbe possibile inviare alla ditta il sottoassieme parziale e tutti i dischi porta-ugelli che si prevede di impiegare per eseguire il bilanciamento. Durante le prove in laboratorio poi sarebbe possibile cambiare i dischi porta-ugelli bilanciati, affidandosi alle spine di riferimento per garantire il rispetto del limite sullo sbilanciamento residuo massimo. Rimane comunque il problema di dover spedire tutto il dispositivo di carico all'azienda per eseguire il bilanciamento ogni volta che si intende utilizzare un nuovo disco porta-ugelli.

La possibilità di conoscere con maggior precisione lo sbilanciamento residuo del sottoassieme porta comunque a preferire questa seconda soluzione rispetto alla prima.

Operando in questa maniera comunque rimane il problema di garantire il corretto bilanciamento anche dopo aver smontato e rimontato un disco porta-ugelli già bilanciato.

Se ad esempio si prevede di eseguire una campagna di prove che necessiti dell'impiego di due dischi porta-ugelli differenti, è possibile inviare alla "SCHENCK" il dispositivo di carico con i due dischi porta-ugelli realizzati affinché vengano bilanciate con la procedura sopra descritta. Al momento di passare da un disco di prova all'altro però, sarà necessario smontare un disco porta-ugelli per montare il successivo. Ovviamente questa operazione potrebbe comportare un aumento dello sbilanciamento residuo del sottoassieme. Per limitare questo problema, si è quindi deciso di impiegare le spine di riferimento contrassegnate dalle stelle blu in Figura 53, che verranno realizzate con tolleranze molto strette (vedi ALLEGATO – A). È da notare comunque che il disco porta-ugelli è dotato di una massa molto inferiore rispetto al resto del sottoassieme: il dispositivo completo ha una massa di circa 10 kg, mentre il disco porta-ugelli ha una massa approssimativamente pari a 2 kg, per cui la sua incidenza sulla posizione del baricentro è limitata. Infine, lo sbilanciamento residuo ammissibile, indicato nei paragrafi nel paragrafo 4.1.1.2 e 4.3 è (a parere dell'esperto della "SCHENCK" consultato) relativamente facile da raggiungere, per cui imponendo una specifica cautelativa su questo valore è possibile garantire un limitato sbilanciamento residuo senza comunque complicare eccessivamente le operazioni di bilanciamento.

4.5 Rigidezza della struttura

Da non sottovalutare ai fini della corretta progettazione del dispositivo è ovviamente la rigidezza della struttura messa a punto. Data la necessità per il complessivo di ruotare a velocità piuttosto elevate, è opportuno verificare che le velocità critiche del sottoassieme siano superiori ai valori imposti dalle condizioni di prova.

A tale scopo è stato messo a punto un modello agli elementi finiti tramite il software ANSYS Workbench. La geometria simulata comprende l'albero di rotazione e i dischi del dispositivo. Allo scopo di ottenere un risultato attendibile, è stato introdotto il vincolo determinato dai cuscinetti che si intende impiegare tramite il vincolo di spostamento remoto: selezionando la superficie cilindrica su cui verranno montati i cuscinetti, è stato possibile vincolare l'asse del cuscinetto in maniera tale da impedire gli spostamenti radiali e assiali, realizzando così una cerniera in corrispondenza di ognuno dei due cuscinetti. La Figura 60 riporta il modello così realizzato, indicando anche con le etichette A e B i vincoli di spostamento remoto imposti per simulare la presenza dei cuscinetti.

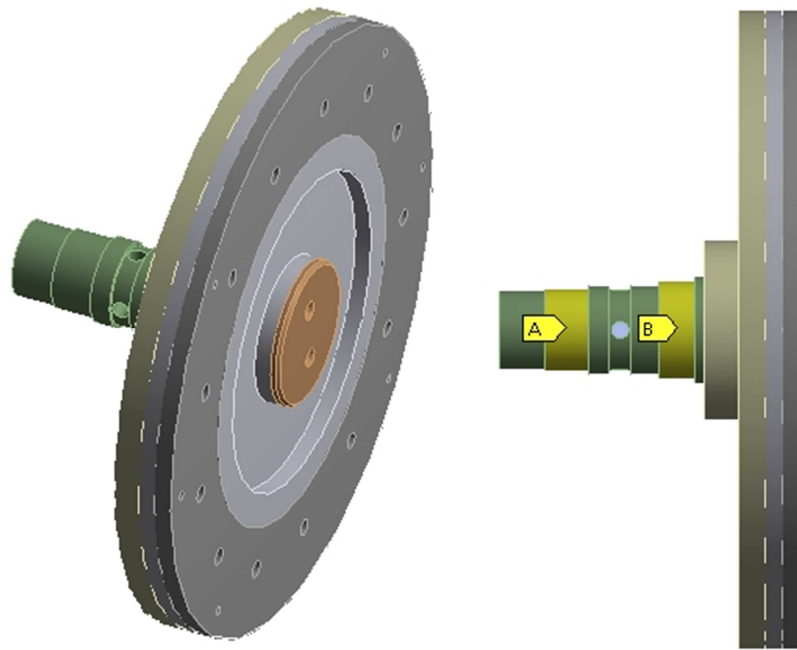


Figura 60 – Modello FEM per la determinazione delle velocità critiche della struttura

Mediante il modello sopradescritto, è stato possibile eseguire l'analisi modale per ottenere una stima delle frequenze proprie della struttura. Dati i vincoli imposti, il modello risulta labile alla rotazione intorno all'asse dell'albero: questo si traduce nella presenza di un modo proprio a bassissima frequenza (11 Hz , in questo caso) che non risulta interessante ai fini della presente analisi. Dato che la struttura dispone di un solo grado di libertà, è possibile ignorare la prima frequenza propria e riferirsi alla seconda per la stima della prima velocità critica. Il risultato dell'analisi relativo al secondo modo proprio è riportato in Figura 61.

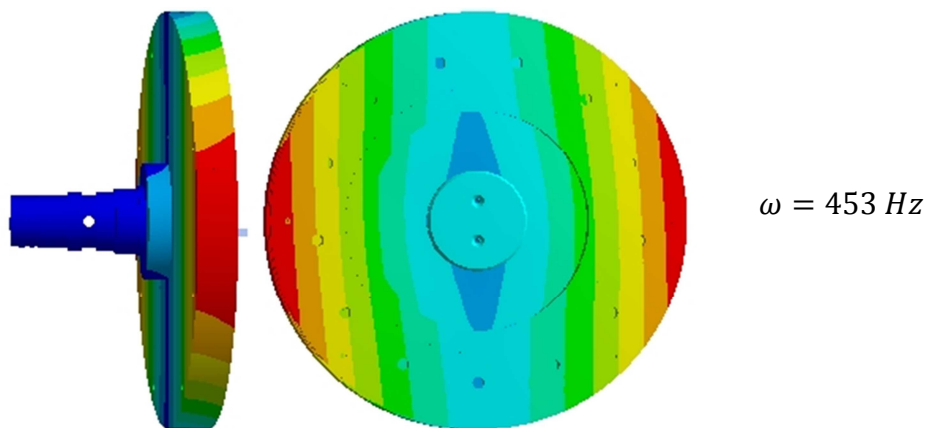


Figura 61 – Prima velocità critica della struttura

Come si può osservare dalla Figura 61, il primo modo proprio significativo della struttura ha una frequenza di 453 Hz , che corrisponde a una velocità di rotazione di 27180 rpm , che risulta essere maggiore del doppio della velocità di esercizio (che si aggira intorno agli 11000 rpm).

È da notare che la presente analisi è stata eseguita simulando i cuscinetti come infinitamente rigidi, comportando una sovrastima della frequenza del primo modo proprio. Questo ovviamente non rispecchia pienamente le condizioni di esercizio ma, dato l'ampio margine tra la velocità di esercizio e la prima velocità critica così stimata, si è deciso di rimandare eventuali analisi più dettagliate a una fase successiva del lavoro.

5 Conclusioni

5.1 Risultati ottenuti

Grazie al lavoro svolto è stata analizzata la possibilità di realizzare un banco prova per il test dinamico di giranti di compressori.

Il banco in questione è stato pensato per determinare sul componente in prova un carico rotante mediante l'azione dell'acqua che fuoriesce da un certo numero di ugelli la cui disposizione è studiata per sollecitare determinati modi propri singolarmente o insieme.

Partendo dalla scelta della tipologia di girante da studiare (indicata dalla “*GE Oil & Gas*”), è stato possibile eseguire un'analisi preliminare del banco nel suo complesso, occupandosi (se pure a grandi linee e a un livello di analisi di fattibilità) di gli elementi principali del banco prova al fine di stabilire le caratteristiche di massima di ogni componente per confrontarle con i dati tecnici relativi a prodotti commerciali.

In questo modo si è chiarita la possibilità di realizzare il banco progettando alcuni elementi chiave (come il dispositivo per l'applicazione del carico rotante, oggetto principale del presente lavoro di tesi) e comprando da ditte specializzate i componenti accessori (come gli ugelli e l'elettromandrino).

A questo punto è stata eseguita una progettazione di dettaglio del dispositivo di carico, procedendo anche alla verifica dei componenti critici e alla messa in tavola dei particolari da realizzare.

Gli strumenti di calcolo messi a punto nel corso del lavoro (fogli Excel, software Matlab, codici ANSYS) hanno consentito di stimare i parametri ottimali delle prove da eseguire, oltre a fornire un'approssimazione della risposta attesa dalla girante oggetto del test.

5.2 Possibili sviluppi

Il lavoro svolto sino a questo punto ha prodotto dei risultati importanti.

Tuttavia, per rendere veramente operativo il banco è necessario proseguire con la progettazione.

In particolare, dall'analisi del problema del bilanciamento è emersa necessità di montare su alcuni componenti rotanti della masse opportunamente dimensionate, modificandone

quindi il disegno secondo le modalità da concordare in una fase successiva con l'azienda scelta per eseguire il bilanciamento (“*SCHENCK*”).

Prima di procedere con la costruzione e l'allestimento del banco, si ritiene inoltre interessante ripetere la progettazione valutando la possibilità di impiegare dei campi magnetici per applicare il carico sulla girante. Tale soluzione consentirebbe infatti una notevole semplificazione di impianto, in quanto non richiede l'alimentazione di fluido del dispositivo rotante.

Prima di procedere è inoltre opportuno proseguire nel dettaglio la progettazione degli altri elementi del banco (elettromandrino, pompa di alimentazione) in modo da produrre una specifica per eseguire l'ordine da inviare alle aziende scelte per la fornitura dei componenti.

Infine, una volta costruito il banco prova si renderà ovviamente necessaria una campagna di test-pilota atti alla messa a punto del banco in termini di parametri di prova e di settaggio della strumentazione di misura.

Bibliografia

- [1] M. Beghini, L. Bertini, C. Santus, G. Mariotti, “Condizione di risonanza per ruote palettate, definizione del diagramma SAFE”, atti del 40° Convegno Nazionale AIAS, Palermo, 7-10 settembre, 2011.
- [2] H.P. Bloch, M.P. Singh, *Steam Turbines. Design, Applications and Re-Rating*, Mac-Graw Hill (2nd Ed.), New York (USA), 2009.
- [3] T. Berruti, C.M. Firrone, M.M. Gola, “Banco sperimentale per la risposta forzata non lineare di dischi palettati con un sistema di eccitazione non a contatto”, atti del 40° Convegno Nazionale AIAS, Palermo, 7-10 settembre, 2011.
- [4] T. Berruti, C.M. Firrone, M.M. Gola, “A test rig for non-contact travelling wave excitation of a bladed disk with underplatform dampers”, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* pp.1-9, DOI: 10.1115/1.4002100.
- [5] D.J. Ewins, *Modal Testing theory, practice and application*, Research Studies Press LTD (2nd Ed.), Eastbourn (UK), 2000.
- [6] F. Piraccini, “Oil Spray Model for Wheel Box Test Response Analysis”, informazioni private, 2007.
- [7] R.C. Juvinall, K.M. Marshek, *Machine Component Design*, Wiley & Sons (5th Ed.), Singapore (China), 2011.

ALLEGATO – A