



UNIVERSITÀ POLITECNICA DELLE MARCHE  
FACOLTÀ DI INGEGNERIA  
CORSO DI LAUREA IN INGEGNERIA MECCANICA

---

# **Progetto e sperimentazione di un rotore silenzioso per ventilatori centrifughi**

Design and testing of a silent rotor for centrifugal fans

Studente:  
**Mattia Castellucci**

Relatore:  
**Prof. Paolo Castellini**

Correlatore:  
**Prof. Milena Martarelli**

Anno Accademico 2022-2023

# Indice

|  |    |
|--|----|
| <b>1. Introduzione</b>                             | 1  |
| <b>2. Parametri di <i>Sound Quality</i></b>        | 3  |
| 2.1 Sound Pressure Level (SPL)                     | 4  |
| 2.2 Articulation Index (AI)                        | 4  |
| 2.3 Roughness                                      | 6  |
| 2.4 Loudness                                       | 6  |
| 2.5 Sharpness                                      | 7  |
| 2.6 Tone to tone Ratio e Prominence Ratio          | 7  |
| 2.7 Speech Interference Level (SIL)                | 8  |
| <b>3. Materiali e metodi</b>                       | 9  |
| 3.1 Sviluppo della geometria                       | 10 |
| 3.2 Simulazione della rumorosità                   | 12 |
| 3.3 Calcolo delle metriche di <i>Sound Quality</i> | 18 |
| <b>4. Sviluppo del prototipo</b>                   | 27 |
| <b>5. Conclusioni</b>                              | 32 |
| <b>Sitografia</b>                                  | 34 |

# Elenco delle figure

- Figura 1: Mappa dell'udibile umano
- Figura 2: Rotore del gruppo di aspirazione testato
- Figura 3: Tabella riepilogativa dei passi in base angolo e mm
- Figura 4: FFT segnale solo con palette passo regolare
- Figura 5: confronto FFT palette regolari e random minima randomicità (TEST 1)
- Figura 6: confronto FFT palette regolari e random media randomicità (TEST 7)
- Figura 7: confronto FFT palette regolari e random massima randomicità (TEST 10)
- Figura 8: zoom sul picco a 903,5 Hz (TEST 10)
- Figura 9: confronto tra le ampiezze massime di picco
- Figura 10: valori dell'SPL ricavati con MATLAB tabellati
- Figura 11: bar plot dell'SPL con randomicità crescente
- Figura 12: valori dell'AI ricavati con MATLAB tabellati
- Figura 13: bar plot dell'AI con randomicità crescente
- Figura 14: valori della roughness ricavati con MATLAB tabellati
- Figura 15: bar plot della roughness con randomicità crescente
- Figura 16: valori della loudness ricavati con MATLAB tabellati
- Figura 17: bar plot della loudness con randomicità crescente
- Figura 18: valori della sharpness ricavati con MATLAB tabellati
- Figura 19: bar plot della sharpness con randomicità crescente
- Figura 20: bar plot del TTR con randomicità crescente ricavato con Testlab
- Figura 21: bar plot del PR con randomicità crescente ricavato con Testlab
- Figura 22: bar plot del SIL con randomicità crescente ricavato con Testlab
- Figura 23: bar plot max ampiezza picco randomicità crescente ricavato con Testlab
- Figura 24: tabella delle istanze (collegamento Excel-Solid Edge)
- Figura 25: prototipo del rotore con focus sulla disposizione delle feature di riferimento
- Figura 26: vista frontale rotore con palette regolari (TEST 0)
- Figura 27: vista assonometrica rotore con palette regolari (TEST 0)
- Figura 28: vista frontale rotore con palette randomicità critica (TEST 10)
- Figura 29: vista assonometrica rotore con palette randomicità critica (TEST 10)

# Abbreviazioni

|                          |                                   |
|--------------------------|-----------------------------------|
| <b>AI:</b>               | Articulation Index                |
| <b>BPF:</b>              | Blade Passing Frequency           |
| <b>CAD:</b>              | Computer-Aided Design             |
| <b>Dam:</b>              | Delta arco minimo                 |
| <b>DaM:</b>              | Delta arco massimo                |
| <b>dB:</b>               | decibel                           |
| <b>Dpm:</b>              | Delta passo minimo                |
| <b>DpM:</b>              | Delta passo Massimo               |
| <b>Fc:</b>               | frequenza di campionamento        |
| <b>FFT:</b>              | Fast Fourier Trasformer           |
| <b>Hz:</b>               | Hertz                             |
| <b><math>L_p</math>:</b> | Livello sonoro                    |
| <b>M:</b>                | entità di modulazione in ampiezza |
| <b>mm:</b>               | millimetri                        |
| <b><math>p_0</math>:</b> | Pressione sonora di riferimento   |
| <b>Pa:</b>               | Pascal                            |
| <b>PR:</b>               | Prominence Ratio                  |
| <b>RMS:</b>              | Root Mean Square                  |
| <b>Rps:</b>              | giri al secondo                   |
| <b>S:</b>                | secondi                           |
| <b>SIL:</b>              | Speech Interference Level         |
| <b>S.p.A.:</b>           | Società per azioni                |
| <b>SPL</b>               | Sound Pressure Level              |
| <b>STP:</b>              | file STEP                         |
| <b>TTR:</b>              | Tone to Tone Ratio                |
| <b>Hz:</b>               | Hertz                             |
| <b>Wav:</b>              | Waveform Audio File Format        |

# 1. Introduzione

L'oggetto della presente tesi riguarda l'analisi dal punto di vista acustico di un modello di girante appartenente ad un gruppo di aspirazione, prodotto dall'azienda italiana Faber S.p.A.

Il gruppo industriale Faber è oggi un rinomato marchio appartenente alla Divisione *Home Solutions* della multinazionale svizzera *Franke*, con sedi proprie in 8 nazioni e 3 continenti, che produce una grande varietà di cappe aspiranti e piani cottura <sup>1</sup>. L'Azienda nasce col nome di *Faber Plast* nel 1955 a Fabriano, nelle Marche, dall'imprenditore perugino Abramo Galassi e, nel 1958, sviluppa in plexiglass la prima cappa da cucina aspirante al mondo, settore in cui oggi è leader indiscusso <sup>1</sup>. L'Università Politecnica delle Marche da anni collabora attivamente con il gruppo industriale Faber, in particolare con la sede presente a Fabriano, promuovendo per i propri studenti della facoltà di Ingegneria importanti esperienze di tirocinio e stage volte ad acquisire conoscenze e competenze che, durante gli anni di studio, permettano loro di lavorare attivamente su prodotti realmente in commercio, nei laboratori universitari o recandosi direttamente negli stabilimenti di Fabriano.

L'obiettivo di questo tirocinio, realizzato nell'ambito delle attività promosse dal Dipartimento di Scienze Matematiche, con il sostegno del prof. Paolo Castellini e della prof.ssa Milena Martarelli, è stato quello di ottenere un prototipo di rotore più silenzioso per il modello di girante presente nel gruppo di aspirazione dell'Azienda Faber, agendo principalmente sulla disposizione delle palette nella geometria iniziale del prodotto, presa come riferimento, così da ridurre l'impatto acustico una volta realizzato il modello finale. Lo studio non si è però focalizzato sulla modifica della geometria della girante, ovvero della forma delle parti che la compongono, bensì sulla ricerca di una nuova disposizione delle palette lungo gli anelli di sostegno posti all'estremità del rotore. Il lavoro, svolto nei primi sei mesi del 2023 in collaborazione con l'azienda Faber, rappresentata attraverso i propri ingegneri Francesco Fagnoli e Leonardo Boccardo, è stato condotto mediante l'utilizzo di appositi software di simulazione, analisi e sviluppo 3D forniti dalla facoltà di Ingegneria di Ancona.

In particolare, si è proceduto a sviluppare tramite il software *MATLAB* una geometria della girante con un *passo* di riferimento tra le palette, per poi ottenere dieci differenti versioni del rotore attraverso la modifica in maniera randomica crescente del *passo* tra le palette stesse. Per *passo* tra le palette si intende la distanza, espressa in gradi o in millimetri di arco di circonferenza, tra una palette e quella immediatamente successiva. Da tutte le disposizioni ottenute, sono stati successivamente ricavati ed analizzati i relativi parametri geometrici e di *Sound Quality* che, confrontati con quelli della geometria di riferimento, hanno permesso di quantificare l'entità di un effettivo miglioramento della qualità del suono rispetto alla struttura iniziale del gruppo di aspirazione attualmente in commercio e di individuare, nello specifico, dieci prototipi di rotore che garantissero una migliore ottimizzazione acustica della girante stessa, senza incorrere in eventuali criticità realizzative. Infine, sono stati selezionati, in accordo con l'Azienda Faber, tre prototipi tra i dieci realizzati con passo randomizzato, che sono stati poi progettati tramite il software *Solid Edge* e quindi stampati in 3D, per essere successivamente testati nel relativo gruppo di aspirazione, al fine di verificare l'effettiva validità di quanto appurato in fase di simulazione.

## 2. Parametri di *Sound Quality*

L'espressione inglese *Sound Quality*, ovvero Qualità del Suono, descrive l'impressione soggettiva causata in un individuo dalla percezione di un suono e si lega ad una serie di parametri relativi alla tipologia di rumore che raggiunge l'orecchio umano <sup>2</sup>. Gli algoritmi di *Sound Quality* esaminano infatti parametri fisici quali il livello di pressione sonora e la frequenza di un suono e li correlano alla percezione sonora dell'orecchio umano <sup>3</sup>. Negli ultimi decenni le metriche di *Sound Quality* e di analisi acustica svolgono un ruolo cruciale nella valutazione dell'inquinamento acustico e dell'impatto che esso ha sull'uomo, e costituiscono pertanto un importante elemento di riferimento nella scelta di molte apparecchiature tecniche ad uso privato o pubblico. In particolare, gli algoritmi di *Sound Quality* hanno rivoluzionato le misurazioni acustiche di prodotti usati in campo ospedaliero, nel settore dell'*automotive* e degli elettrodomestici, spostando l'attenzione dalla semplice riduzione dell'emissione di rumore verso un processo di crescente desiderabilità del suono <sup>3</sup>. In generale, per alcuni prodotti il rumore è inevitabile, per questo va intrapreso uno studio tale da renderlo un suono piacevole o addirittura desiderabile. Il rumore di un prodotto non va quindi totalmente eliminato, anzi, esso talvolta si rileva come necessario per sentire un sottofondo acustico che dia la sensazione e la certezza che l'apparecchio in uso stia funzionando. Il feedback acustico è poi importante anche per capire se l'oggetto stia operando correttamente o presenti al contrario delle anomalie di funzionamento. Inoltre, spesso, una migliore qualità del suono nell'apparecchio in funzione accresce la percezione complessiva della qualità del prodotto <sup>4</sup>. Comprendendo ed utilizzando queste metriche si possono quindi prendere decisioni utili per ottenere una più elevata qualità del suono in base allo specifico contesto d'uso. Di seguito vengono brevemente descritte le metriche di analisi acustica e *Sound Quality* che sono state prese in considerazione nell'analisi condotta sul gruppo di aspirazione oggetto di studio. Nel corso della simulazione effettuata sul modello di girante sono stati infatti ricavati ed utilizzati degli specifici parametri di *Sound Quality* ed analisi acustica, denominati:

- *Sound Pressure Level*,
- *Articulation Index*,

- *Roughness,*
- *Loudness,*
- *Sharpness,*
- *Tone to Tone Ratio,*
- *Prominence Ratio,*
- *Speech Interference Level.*

Per favorire una più facile comprensione dell'analisi effettuata, essi vengono ora spiegati nel loro funzionamento e significato.

## 2.1 Sound Pressure Level (SPL)

Il *livello di pressione sonora* (SPL) o livello sonoro  $L_p$  è una misura logaritmica della pressione sonora efficace di un'onda meccanica (sonora) rispetto a una sorgente sonora di riferimento, definito in dB <sup>5</sup>. Risulta che:

$$L_p = 20 \log_{10} \left( \frac{p}{p_0} \right) \text{ dB} \quad (1)$$

dove  $p_0$  è la pressione sonora di riferimento e  $p$  è il valore efficace della pressione sonora che si vuole misurare. La pressione di riferimento più comunemente utilizzata (in aria) è  $p_0 = 20 \mu\text{Pa}$ , poiché spesso è considerata la soglia dell'udito umano <sup>6</sup>.

Può essere utile esprimere la pressione sonora in termini di *decibel* sonori, dal momento che l'intensità percepita dall'orecchio è circa proporzionale al logaritmo della pressione sonora <sup>7</sup>. La modalità più comune nel misurare l'SPL consiste nel posizionare un fonometro centralmente ad un metro di distanza da una qualsiasi sorgente di rumore.

## 2.2 Articulation Index (AI)

L' *Articulation Index* (AI) è un tipo di metrica sviluppato per prevedere la quantità di parlato udibile e valutare in che misura i suoni in background possono interferire con esso, limitandone la comprensione <sup>8</sup>. Il valore dell'AI è compreso tra 0% e 100% dove



lo 0% indica che, a causa del rumore di sottofondo, non è comprensibile nessuna parola mentre il 100% indica che tutte le sillabe sono comprensibili <sup>9</sup>. Anche se gli esseri umani possono sentire da 20 a 20.000 Hertz, le frequenze prodotte nel linguaggio umano coprono una gamma molto più ristretta. Nella Figura 1 viene visualizzato il dominio dell'udibile umano in un grafico semilogaritmico che mette in evidenza il parlato umano in dB rispetto alla frequenza in Hz: l'area azzurra evidenzia la frequenza e le ampiezze di suono che un essere umano può sentire. L'area arancione indica le frequenze e le ampiezze prodotte dal normale parlato umano <sup>9</sup>.

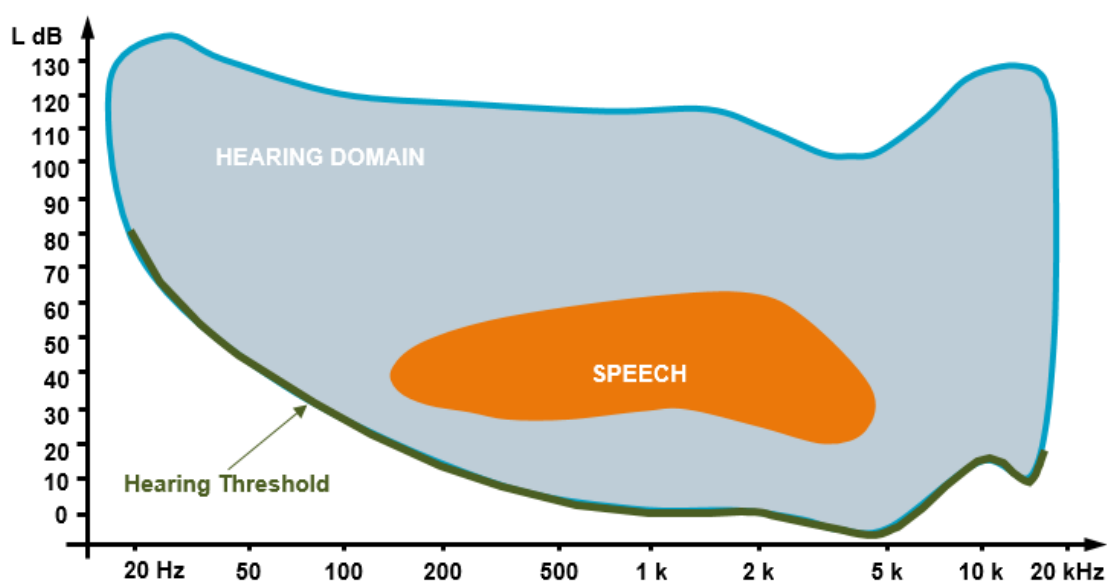


Figura 1: Mappa dell'udibile umano [9]

La gamma di frequenza del parlato umano (zona arancione) è fondamentale per la corretta comprensione del parlato stesso; essa copre un range tra 200 e 6000 Hz. Qualsiasi suono di sottofondo che si verifichi in questa gamma di frequenze interferisce con il linguaggio umano e rende più difficile la comprensione di una persona che sta parlando in quel momento <sup>9</sup>. Nel calcolo dell'AI, i suoni che ricadono nel range del parlato sono di fondamentale importanza, poiché essi potrebbero mascherare il parlato umano, e sono quindi più importanti dei suoni che ricadono fuori dal range arancione di frequenza. L'importanza dell'AI è rilevabile in diversi contesti: ad esempio, nel caso di allarmi acustici, è fondamentale che essi abbiano un basso AI per poter interferire nel parlato umano e produrre l'effetto sonoro a cui sono finalizzati;

invece, nel caso di un elettrodomestico che miri a generare confort è importante garantire un AI alto del prodotto, affinché il suono da esso prodotto non interferisca con la vita quotidiana.

## 2.3 Roughness

La *roughness* è un'ulteriore grandezza psicoacustica che valuta quanto possa essere disturbante o irritante un suono percepito dall'orecchio umano <sup>3</sup>. È una sensazione dell'udito che viene creata dalle modifiche relativamente rapide prodotte dalle frequenze di modulazione nel range compreso tra circa 15 e 300 Hz <sup>3</sup>. In questi casi, infatti, il suono è percepito come sgradevole: esso si misura infatti in *asper*, termine latino che indica l'essere "ruvido". Il valore unitario di *asper* corrisponde alla sensazione sonora generata da un tono puro a 1 kHz con un livello di pressione sonora di 60 dB, un'entità di modulazione in ampiezza  $m = 1$  ed una frequenza di modulazione pari a 70 Hz <sup>10</sup>.

## 2.4 Loudness

La *loudness* è una metrica che fornisce la misura di un determinato volume sonoro in base alla sua percezione umana <sup>12</sup>. È quindi un indice soggettivo di quanto sia più intenso un suono rispetto ad un determinato riferimento e consiste nella comparazione dell'intensità sonora di un rumore. Essa si misura in *sones*, unità che per definizione esprime la sensazione prodotta da un suono puro di frequenza di 1000 Hz e livello di pressione acustica 40 dB <sup>11</sup>. La loudness è influenzata da molti fattori, come l'SPL, la frequenza e la stessa sensibilità dell'orecchio umano <sup>6</sup>. La loudness si visualizza su scala lineare rispetto all'orecchio umano, se infatti raddoppia il valore in *sones*, raddoppia la loudness <sup>12</sup>. Il risultato dipende dalla durata del suono, dalla frequenza e dalla larghezza di banda ed integra una funzione di trasferimento molto dettagliata del sistema uditivo umano proposta da Karl Eberhard Zwicker, uno scienziato acustico tedesco e professore ordinario presso l'Università tecnica di Monaco <sup>12</sup>.

## 2.5 Sharpness

La *sharpness* è una misura del contenuto in alta frequenza di un suono: maggiore è la proporzione di alte frequenze, più “tagliente” risulta il suono <sup>13</sup>. Essa è indipendente dalla loudness ed ha come unità di misura l’*acum*, in latino “ago”. Per definizione un *acum* è un rumore di banda stretta centrato a 1 kHz e ad un livello di 60 dB RMS. La sharpness è espressa come un numero intero positivo e non vi sono teoricamente limiti superiori <sup>14</sup>. La metrica della sharpness quantifica la quantità di contenuto di alta frequenza rispetto al resto dell’energia presente in un segnale acustico. La sharpness, tra le altre cose, può essere considerata come una misura del colore del ton: se la giusta quantità di sharpness è aggiunta ad un suono, ad esempio di un prodotto industriale, questo gli darà un carattere di maggior potenza. Tuttavia, troppa sharpness renderà un suono aggressivo <sup>15</sup>.

## 2.6 Tone to tone Ratio e Prominence Ratio

Piuttosto che utilizzare il livello assoluto del tono, queste metriche esaminano il livello del tono relativo al livello del suono scelto come sottofondo, riuscendo a determinare quanto il tono sia prominente o evidente per un ascoltatore <sup>16</sup>. Anche se, infatti, una singola frequenza è visibile in uno spettro sonoro, non significa che essa venga udita come un tono distinto: se infatti il tono non è alto abbastanza rispetto al riferimento, non sarà percepito <sup>17</sup>. Se si vuol capire quanto deve essere più alto un tono rispetto al riferimento per essere considerato prominente, è possibile utilizzare diversi approcci, tra cui le metriche dette *Tone to Tone Ratio* e *Prominence ratio*, rispettivamente Rapporto tono-tono e Rapporto di prominentezza. In particolare: nel rapporto *Tone to Tone Ratio* il livello di tono deve essere almeno 8 dB al di sopra del livello di riferimento per essere chiaramente udibile da un ascoltatore <sup>18</sup>. Invece, secondo il metodo detto *Prominence Ratio*, un tono discreto è prominente se ha un valore di 9 dB o superiore. La principale differenza tra le due metriche sopra descritte è che *Tone to*

*Tone Ratio* valuta un tono, mentre *Prominence Ratio* valuta una banda critica. Alcuni prodotti producono diverse tonalità, raggruppate insieme. Ad esempio, una maglia di ingranaggi produce un tono principale e frequenze della banda laterale. Questo raggruppamento di toni in particolare può essere valutato usando *Prominence Ratio* <sup>16</sup>.

## **2.7 Speech Interference Level (SIL)**

Lo *Speech Interference Level* (SIL) è un parametro acustico calcolato dai livelli di pressione sonora misurati in bande d'ottava. Viene utilizzato per caratterizzare un segnale di rumore nella gamma di frequenze in cui l'orecchio umano ha massima sensibilità <sup>17</sup>. Il SIL è calcolato come media aritmetica dei livelli di pressione sonora non pesati in tre o quattro bande di ottava nell'intervallo di frequenza 500 Hz - 4 kHz espressi in dB <sup>18</sup>. Questa metrica, quindi, fornisce una stima di quanto un dato spettro di rumore interromperà o interferirà con una comunicazione vocale <sup>18</sup>.

### 3. Materiali e metodi

Il gruppo di aspirazione preso in analisi è costituito essenzialmente da un motore, una girante e un diffusore. Il motore, connesso con la girante, è inserito nel diffusore; la parte di interesse nella simulazione si limitava alla girante, realizzata in plastica, che perciò è stata separata dal resto. La girante si presentava già opportunamente modellata tramite palette sagomate, per convogliare l'aria in maniera da ottimizzare la parte fluidodinamica del problema, e dotata di un dado in ottone fuso nella plastica per collegare, ad incastro, la girante con il motore.



*Figura 2: Rotore del gruppo di aspirazione testato*

Lo studio svolto non mirava quindi al dover diminuire la rumorosità della girante tramite modifiche alla geometria delle palette che la compongono, ma ci si è focalizzati sulla loro disposizione, ossia sul *passo* esistente tra le stesse.

Per svolgere le iniziali simulazioni ed alcune successive analisi è stato utilizzato *MATLAB*, una piattaforma di programmazione e calcolo numerico utilizzata da ingegneri e scienziati per l'analisi di dati, lo sviluppo di algoritmi e la creazione di modelli <sup>19</sup>. In particolare, l'approccio utilizzato si è articolato in diversi passaggi.

### 3.1 Sviluppo della geometria

Inizialmente sono stati riportati su *MATLAB* i dati di interesse della geometria della girante e dell'impulso utile alla simulazione acustica dell'impatto dell'aria con le palette della girante. In particolare, l'analisi effettuata ha richiesto una serie di parametri iniziali:

1. sono state inizialmente definite 59 palette poste lungo una circonferenza di diametro 150 mm;
2. è stato di seguito definito un passo angolare di riferimento di  $6,1017^\circ$ , dato dal rapporto tra un angolo giro, quindi  $360^\circ$ , ed il numero delle palette, quindi 59;
3. è stato poi definito l'impulso nel dominio del tempo, la sua durata  $T = 10$  secondi, la frequenza di campionamento  $f_c = 44100$  Hz, la sua larghezza, pari a  $3^\circ$ ;
4. è stato quindi definito un moltiplicatore di velocità pari ad  $\frac{1}{8}$ , ed è stata calcolata la velocità di rotazione della girante in *giri al secondo* (rps) con il prodotto tra la frequenza di campionamento ed il moltiplicatore di velocità per unità di secondo:

$$rps = \frac{1}{8} * 44100/360 \quad (2)$$

5. è stato infine definito l'impulso nel dominio angolare, definendo il numero di campioni acquisiti al singolo giro dati dal rapporto tra  $f_c$  e la velocità di rotazione della girante in giri al secondo (rps), e da qui è stata definita la frequenza di campionamento in base angolo, come il rapporto tra un angolo giro, quindi  $360^\circ$ , e il numero di campioni acquisiti al giro.

Una volta definiti questi parametri iniziali, ci si è soffermati sulla geometria a passo regolare. L'analisi è stata inizialmente svolta in base angolo: è stata quindi definita la

posizione angolare delle singole palette lungo la circonferenza della girante sia in base angolo, imponendo tra loro un passo costante di  $6,1017^\circ$ , sia considerando come unità di misura gli archi di circonferenza, quindi imponendo tra una palette e l'altra un arco costante di 15,9742 mm.

Successivamente è stato simulato il passo random. L'idea è stata quella di definire dieci simulazioni geometriche diverse, caratterizzate da una randomicità crescente del passo tra le singole palette. In particolare:

1. è stato definito uno *span*, ossia un fattore dato dal rapporto tra il passo angolare di riferimento, ossia  $6,1017^\circ$  e l'inverso del numero della prova che si stava effettuando.
2. Lo *span* è stato poi moltiplicato per un numero random compreso tra 0 e 1 e sottratto di 0,5, quindi anche negativo. La nuova posizione randomica di una singola palette è stata imposta come la somma della sua posizione angolare regolare con il prodotto dello *span* per un numero randomico compreso tra 0 e 1 ridotto di 0,5.
3. È stato successivamente imposto per ogni singola prova il vincolo dello spessore delle palette, evitando così che nella successiva fase realizzativa del *CAD* ci fosse una sovrapposizione tra due palette adiacenti che rendesse impossibile la realizzazione del progetto. In particolare, si è imposto che il minimo passo tra due palette sia maggiore dello spessore delle palette stesse più una soglia di tolleranza realizzativa.
4. I dati sono stati poi elencati in ordine di randomicità crescente e posti in una tabella riepilogativa. Sono stati individuati in particolare il passo minimo angolare (*Dpm\_gradi*) ed il passo massimo angolare (*DpM\_gradi*) che si presentava tra due singole palette, ed anche gli stessi parametri visti in base arco, quindi il delta arco minimo in mm (*Dam\_mm*) ed il delta arco massimo in mm (*DaM\_mm*). In particolare, il test 10 presenta il livello più critico di randomicità, dove le condizioni imposte dal vincolo dello spessore delle palette viene rispettato per pochi mm, come si nota in Figura 3. Si nota infatti come il passo angolare minimo nella prova 10, rispetto al passo regolare, è inferiore di oltre  $2^\circ$ , ossia circa 5 mm, mentre il passo angolare massimo nel test 10, rispetto al passo regolare, è maggiore di circa  $5^\circ$ , ossia circa 12 mm. Per ogni prova

sono stati ricavate anche le singole posizioni angolari in gradi e millimetri di ciascuna pala, verranno poi riutilizzati per sviluppare il CAD della girante.

| 1<br>prova_test | 2<br>Dpm_gradi | 3<br>DpM_gradi | 4<br>Dam_mm | 5<br>DaM_mm |
|-----------------|----------------|----------------|-------------|-------------|
| 0               | 6.1017         | 6.1017         | 15.9742     | 15.9742     |
| 1               | 5.5568         | 6.5955         | 14.5476     | 17.2671     |
| 2               | 5.4906         | 6.7046         | 14.3743     | 17.5525     |
| 3               | 5.4547         | 6.8039         | 14.2803     | 17.8127     |
| 4               | 5.3449         | 6.8999         | 13.9930     | 18.0639     |
| 5               | 5.2187         | 7.0029         | 13.6625     | 18.3335     |
| 6               | 5.1466         | 7.1908         | 13.4737     | 18.8254     |
| 7               | 4.9151         | 7.4285         | 12.8677     | 19.4476     |
| 8               | 4.3246         | 7.5685         | 11.3218     | 19.8142     |
| 9               | 4.2198         | 8.4033         | 11.1020     | 21.9997     |
| 10              | 4.0758         | 10.8332        | 11.0524     | 28.3614     |

*Figura 3: Tabella riepilogativa dei passi in base angolo e mm*

## 3.2 Simulazione della rumorosità

Sulla base dei dati posti come parametri iniziali, sono stati poi definiti il vettore distanza angolare dei campioni acquisiti al singolo giro e le varie posizioni angolari degli stessi. In questo modo è stato possibile generare un treno di impulsi in base angolo che impattasse sulle palette disposte con passo regolare in un singolo giro del rotore ed è stato poi possibile proseguire con la simulazione acustica. Per ritornare nel dominio del tempo sono stati poi calcolati il numero di giri svolti nella durata prestabilita ( $T=10s$ ) e, successivamente, il treno di impulsi è stato concatenato limitatamente in  $T$ , così da ottenere un segnale proprio delle palette regolari limitato nel tempo. È stato poi aggiunto al segnale del rumore rosa, di opportuna ampiezza ed attenuazione, per ipotizzare una situazione di reale funzionamento della girante. Analogamente il segnale è stato generato anche nei casi di palette con passo randomizzato. Successivamente si è proceduto a ricavare la trasformata di Fourier del segnale impattante sulle palette a passo regolare e randomico per ogni prova ed il relativo vettore frequenze. La trasformata di Fourier è stata calcolata mediante l'algoritmo di Fast Fourier Transform (FFT) implementato in Matlab. In dettaglio, è



stata definita la *Blade Passing Frequency* (BPS) ossia la frequenza di passaggio pala, data dal prodotto tra il numero delle pale del rotore e la velocità di rotazione della girante in *giri al secondo* (rps), evidenziata nei grafici dalla linea tratteggiata nera a 903.5 Hz. È infatti a questa frequenza che si presenta il picco nel caso di segnale con palette a passo regolare. Restringendo la frequenza presa in analisi ad un intorno della BPS, ossia concentrandosi solo sull'intervallo 600:1200 Hz, è stata quindi analizzata la diminuzione che il picco presentava nei vari segnali, ossia in caso di palette a passo regolare ed a passo randomico. Confrontando le FFT si è notato infatti come, all'aumentare della randomicità, il picco alla BPS tende a diminuire in ampiezza, fornendo i risultati auspicati, come riportato nei grafici posti di seguito (Figura 4, Figura 5, Figura 6, Figura 7). Si nota infatti come, all'aumentare della randomicità, non è più presente un singolo picco di elevata ampiezza, ma più picchi con minor ampiezza distribuiti lungo tutte le frequenze.

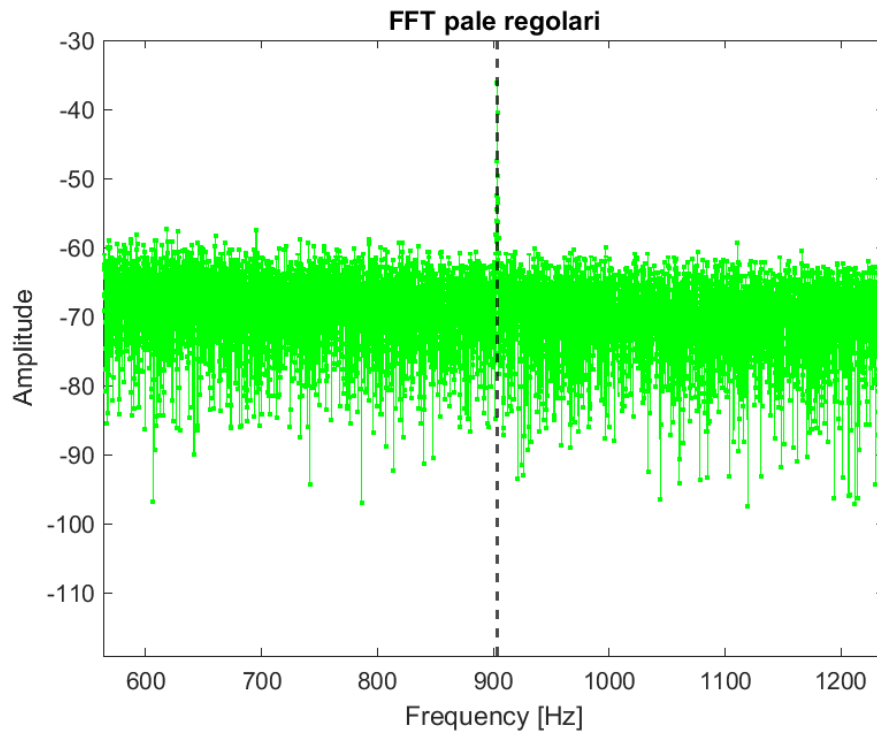


Figura 4: FFT segnale con palette passo regolare

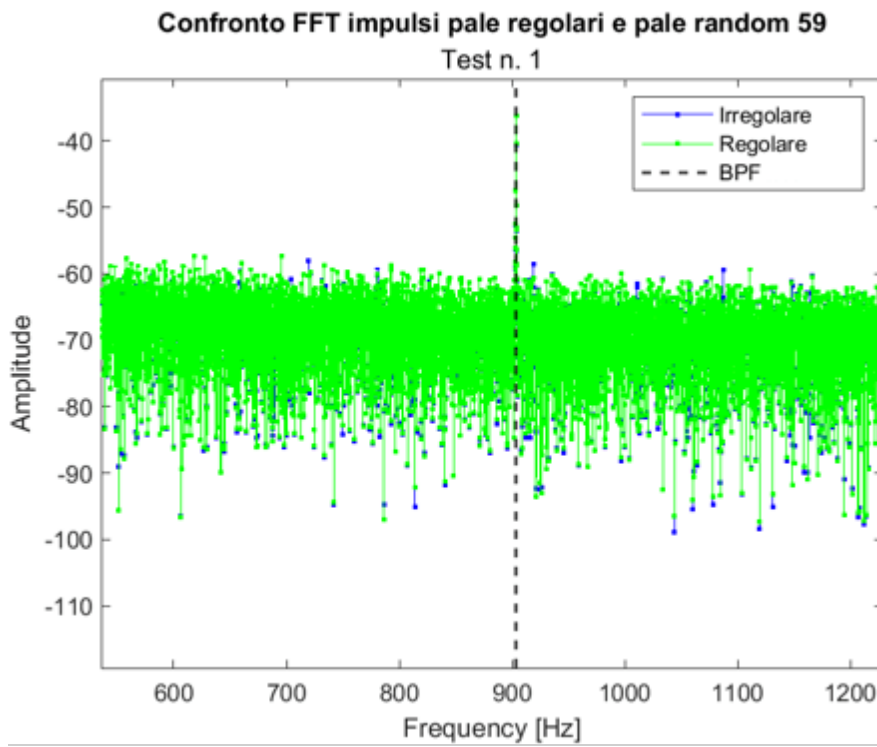


Figura 5: confronto FFT pale regolari e random minima randomicità (TEST 1)

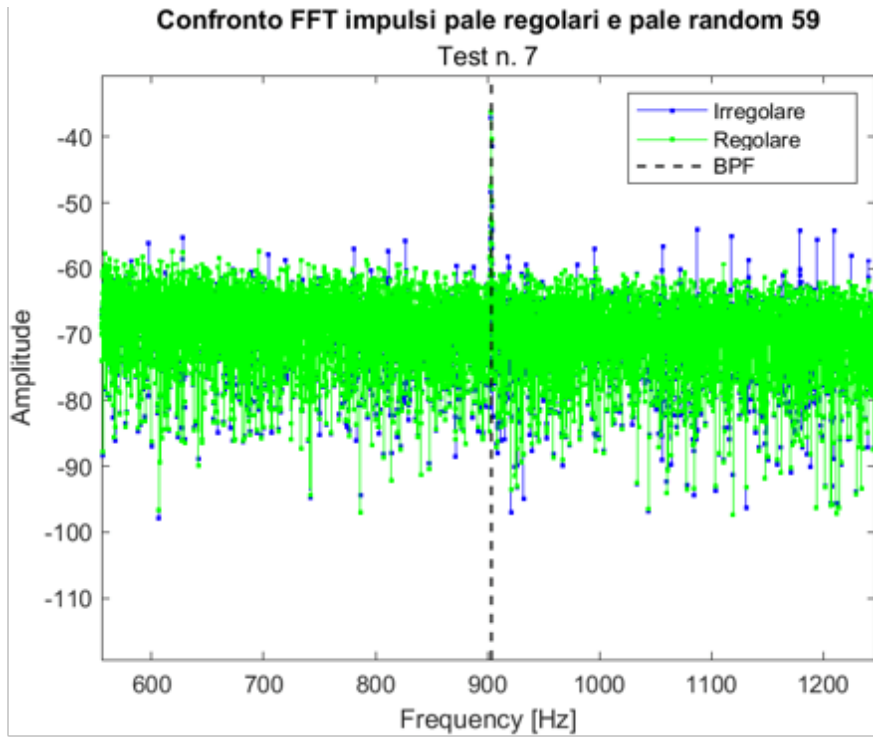


Figura 6: confronto FFT palette regolari e random media randomicit  (TEST 7)

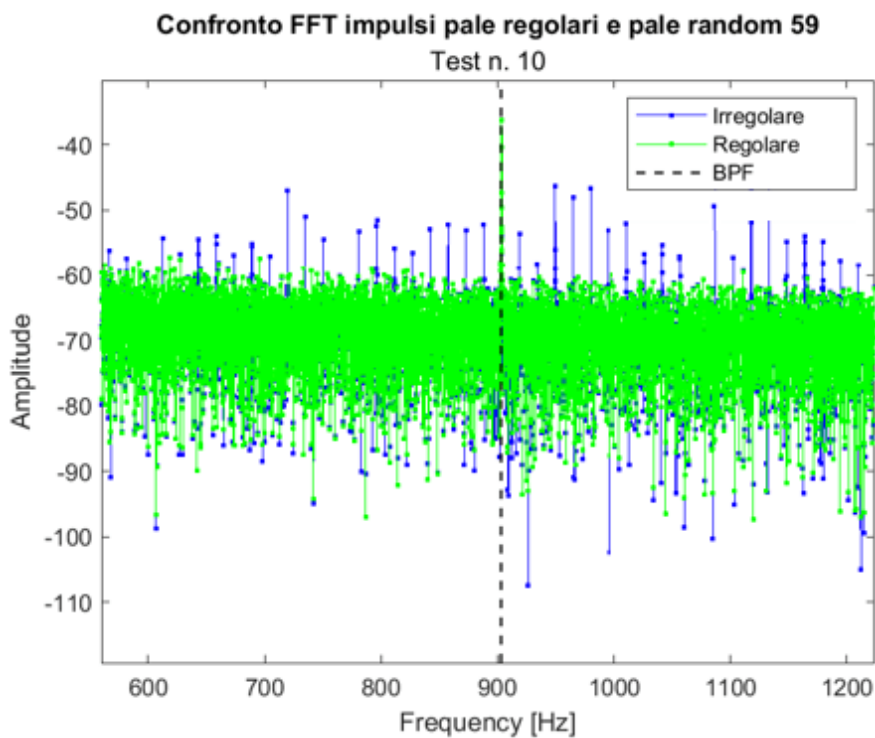


Figura 7: confronto FFT palette regolari e random massima randomicit  (TEST 10)

Sono stati ricavati anche, per successivi confronti, l'ampiezza massima di picco e la relativa frequenza massima, rispettivamente 58,0607 dB e 903,5 Hz. In particolare, si nota come, al crescere della randomicità, cresca anche la differenza fra le varie ampiezze della FFT con passo random e quelle dell'FFT con passo regolare. Più infatti la randomicità cresce, meno ampio risulta il picco a 903,5 Hz, mentre vengono a nascere diversi picchi a frequenze differenti, in ogni caso sempre meno ampi di 58,0607 dB, anche per via dell'aggiunta del rumore rosa. In questo modo, quindi, la massima ampiezza di picco viene a diminuire, "spalmando" l'intensità sonora in quel singolo punto su tutta la banda di analisi. In particolare, focalizzandoci sul test 10 nella banda a 903,5 Hz, si nota una netta diminuzione dell'ampiezza massima di picco rispetto al caso con palette regolari di circa 20 dB, come illustrato dalla Figura 8.

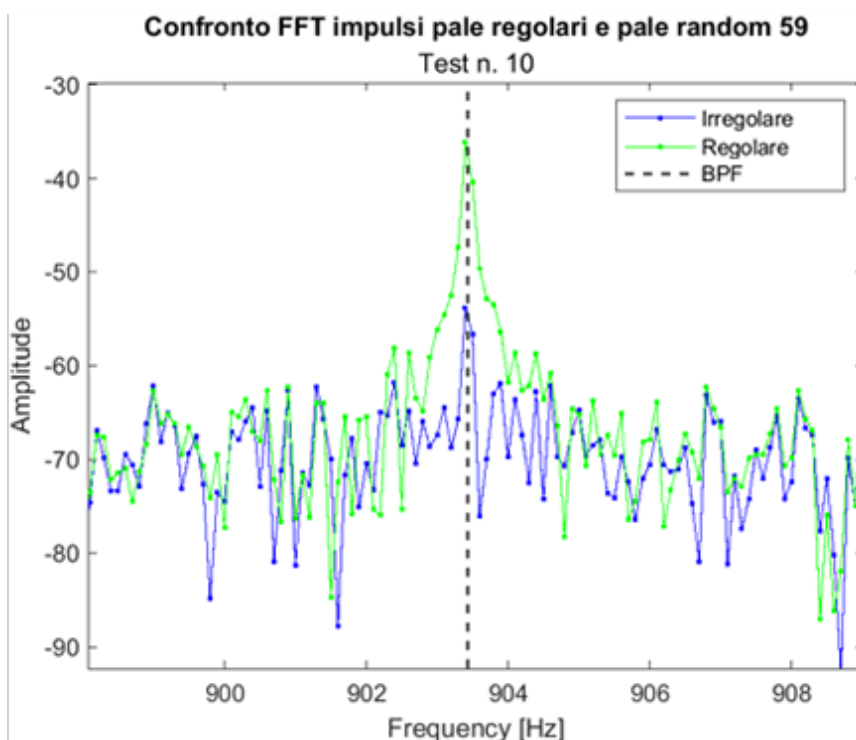


Figura 8: zoom sul picco a 903,5 Hz (TEST 10)

Successivamente, sono stati riprodotti e salvati in formato audio.wav i vari segnali generati dalla simulazione con passo regolare e per tutte le prove con passo random. Questi file audio sono serviti sia per avere un feedback acustico circa il fatto che il lavoro stava procedendo con i risultati sperati, sia per poter analizzare delle specifiche metriche tramite il software *Testlab*, poiché MATLAB non le ha implementate. Infine, per facilitarne il confronto, è stata ordinata in una tabella anche la diminuzione dell'ampiezza massima di picco al crescere della randomicità a 903,5 Hz, come si nota in Figura 9.

| 1<br>prova_test | 2<br>max_amp_sp_dB |
|-----------------|--------------------|
| 0               | 57.8530            |
| 1               | 53.5631            |
| 2               | 53.5678            |
| 3               | 53.4798            |
| 4               | 53.4016            |
| 5               | 53.3339            |
| 6               | 53.1119            |
| 7               | 52.9431            |
| 8               | 52.2287            |
| 9               | 50.8357            |
| 10              | 34.7919            |

*Figura 9: confronto tra le ampiezze massime di picco alla BPF*

### 3.3 Calcolo delle metriche di *Sound Quality*

Successivamente, sono state calcolate le metriche di *Sound Quality* e di analisi acustica per il segnale generato con passo regolare e con i passi randomizzati.

Le varie metriche utilizzate (*SPL*, *AI*, *roughness*, *loudness*, *sharpness*, *Tone to Tone Ratio*, *Prominence Ratio*, *Speech Interference Level*) sono state calcolate inizialmente con l'ausilio del programma *MATLAB* e successivamente con *Testlab*, un software sviluppato dall'Azienda *Siemens* in grado di acquisire ed analizzare, grazie a strumenti di test e simulazione, segnali acustici e vibrazionali <sup>20</sup>.

In particolare, confrontando i risultati di *Testlab* con i valori delle metriche precedentemente calcolate con *MATLAB* si è notato che, con entrambi i software di simulazione, i risultati di *SPL*, *AI*, *roughness*, *loudness*, *sharpness* erano pressoché gli stessi.

I vari valori sono stati poi ordinati in tabella ed espressi tramite *bar plot* per permetterne un più facile confronto.

In particolare, si è visto che:

- a. il Livello di pressione sonora (*SPL*) è cresciuto rispetto al valore nel caso di palette con passo regolare come preventivato e si è stabilizzata ad 86.1 dBp (vedi Figura 10 e Figura 11);
- b. l'*Articulation index* (*AI*) è l'unica metrica a non aver fornito i risultati sperati, poiché il suo valore risulta diminuire all'aumentare della randomicità. Una possibile spiegazione è la sempre maggiore prevalenza del rumore che si ha all'aumentare dello span tra le palette. La verifica di tale parametro si rimanda ai test acustici da svolgere una volta stampati i modelli 3D realizzati (vedi Figura 12 e Figura 13);
- c. la *Roughness* è risultata diminuire vistosamente in ogni test con randomicità rispetto al caso con passo regolare fornendo di conseguenza tutti i risultati attesi (vedi Figura 14 e Figura 15);

- d. la *Loudness* è risultata risulta crescere all'aumentare della randomicità, anche per via dell'aggiunta di rumore che prevale sempre più sul segnale generato dalle palette del rotore (vedi Figura 16 e Figura 17);
- e. la *Sharpness* è risultata diminuire e stabilizzarsi rispetto al valore nel caso di passo regolare come ipotizzato dallo studio proposto (vedi Figura 18 e Figura 19);
- f. il *Tone to Tone Ratio*, calcolato esclusivamente con *Testlab*, ha fornito i risultati auspicati poiché il suo valore è diminuito all'aumentare della randomicità del passo (vedi Figura 20);
- g. analogamente il parametro *Prominence Ratio* ha fornito i risultati auspicati, poiché anch'esso è diminuito all'aumentare della randomicità del passo (vedi Figura 21);
- h. anche lo Speech Interference Level (SIL) ha fornito i risultati auspicati, poiché anch'esso è risultato diminuire all'aumentare della randomicità del passo (vedi Figura 22);
- i. infine, per verificare il corretto andamento della massima ampiezza di picco in dB precedentemente descritta, anche questa è stata calcolata con l'ausilio di *Testlab*. Il confronto tra i dati ricavati con i due software ha confermato l'andamento decrescente del picco all'aumentare della randomicità (vedi Figura 23).

| 1          | 2            |
|------------|--------------|
| prova_test | SPL_rand_dBP |
| 0          | 78.5760      |
| 1          | 86.1250      |
| 2          | 86.1245      |
| 3          | 86.1234      |
| 4          | 86.1246      |
| 5          | 86.1246      |
| 6          | 86.1249      |
| 7          | 86.1252      |
| 8          | 86.1228      |
| 9          | 86.1236      |
| 10         | 86.1052      |

Figura 10: valori dell'SPL ricavati con MATLAB tabellati

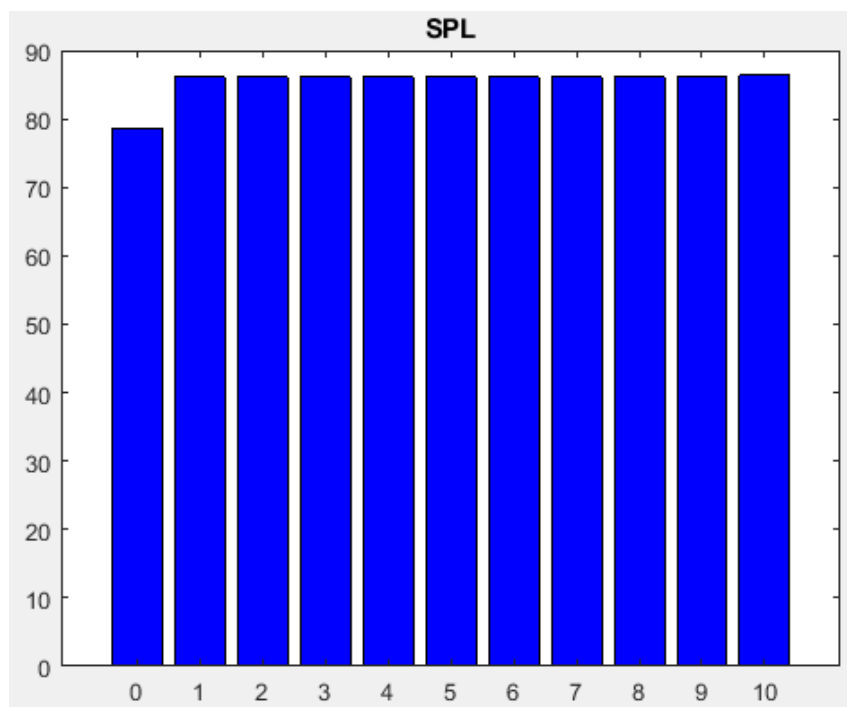


Figura 11: bar plot dell'SPL con randomicità crescente



| 1<br>prova_test | 2<br>Alrand_test |
|-----------------|------------------|
| 0               | 15.7350          |
| 1               | 9.1400           |
| 2               | 9.9050           |
| 3               | 7.0450           |
| 4               | 5.8950           |
| 5               | 6.0300           |
| 6               | 4.7650           |
| 7               | 3.0350           |
| 8               | 1.6150           |
| 9               | -2.4250          |
| 10              | -3.8750          |

Figura 12: valori dell'AI ricavati con MATLAB tabellati

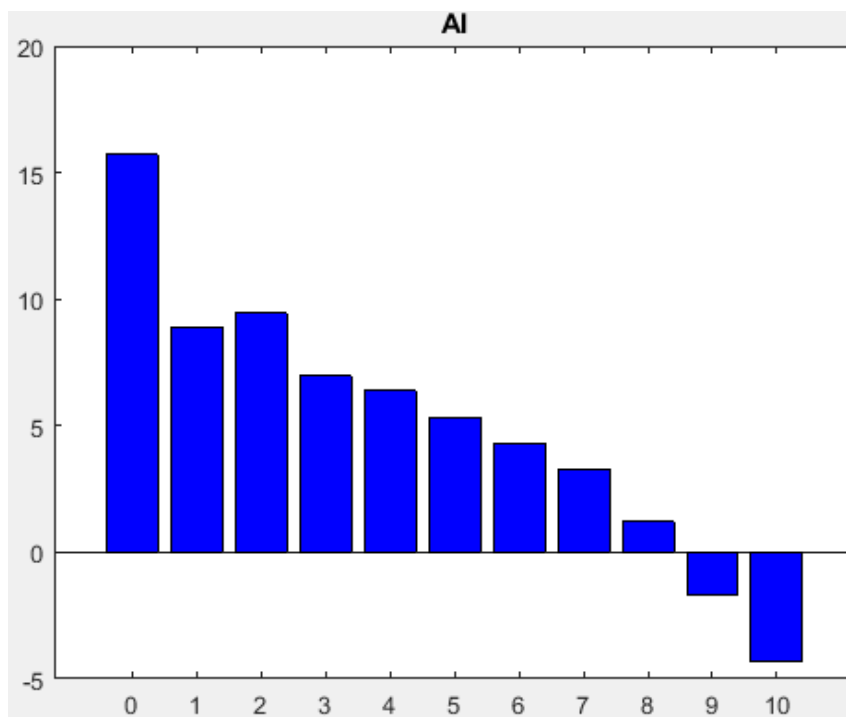
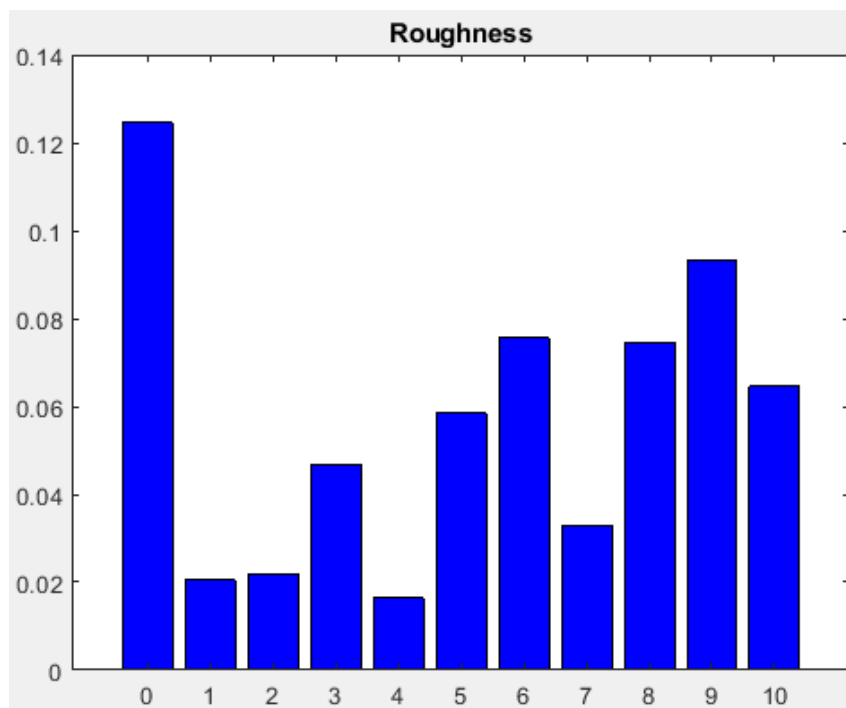


Figura 13: bar plot dell'AI con randomicità crescente

| 1          | 2                    |
|------------|----------------------|
| prova_test | Roughness_rand_asper |
| 0          | 0.1494               |
| 1          | 0.0136               |
| 2          | 0.0159               |
| 3          | 0.0441               |
| 4          | 0.0101               |
| 5          | 0.0508               |
| 6          | 0.0734               |
| 7          | 0.0423               |
| 8          | 0.0734               |
| 9          | 0.0925               |
| 10         | 0.0950               |

*Figura 14: valori della roughness ricavati con MATLAB tabellati*



*Figura 15: bar plot della roughness con randomicità crescente*

| 1          | 2                  |
|------------|--------------------|
| prova_test | loudness_rand_dBFS |
| 0          | 66.3072            |
| 1          | 72.9201            |
| 2          | 72.3660            |
| 3          | 73.8143            |
| 4          | 74.2753            |
| 5          | 73.7289            |
| 6          | 75.6699            |
| 7          | 77.6198            |
| 8          | 77.9537            |
| 9          | 80.7054            |
| 10         | 84.2072            |

Figura 16: valori della loudness ricavati con MATLAB tabellati

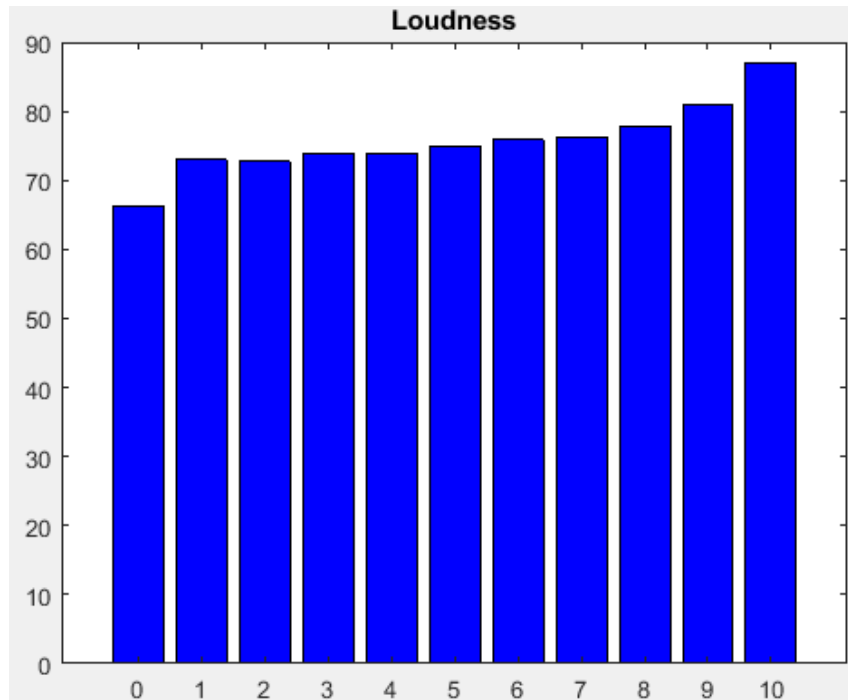


Figura 17: bar plot della loudness con randomicità crescente

| 1          | 2                   |
|------------|---------------------|
| prova_test | sharpness_rand_acum |
| 0          | 2.1198              |
| 1          | 1.5741              |
| 2          | 1.5815              |
| 3          | 1.5594              |
| 4          | 1.5549              |
| 5          | 1.5601              |
| 6          | 1.5330              |
| 7          | 1.5035              |
| 8          | 1.4942              |
| 9          | 1.4529              |
| 10         | 1.4095              |

Figura 18: valori della sharpness ricavati con MATLAB tabellati

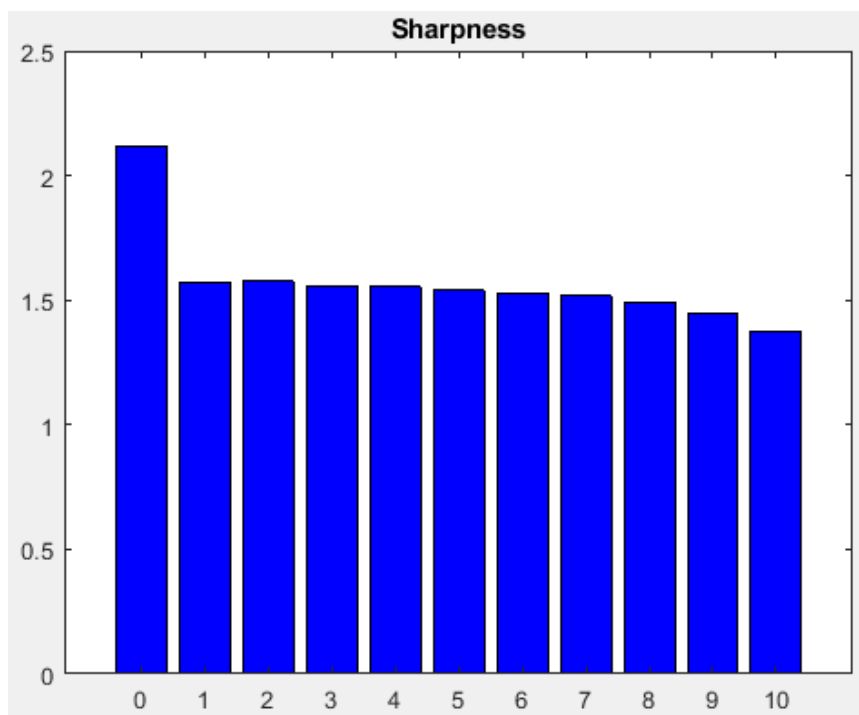


Figura 19: bar plot della sharpness con randomicità crescente

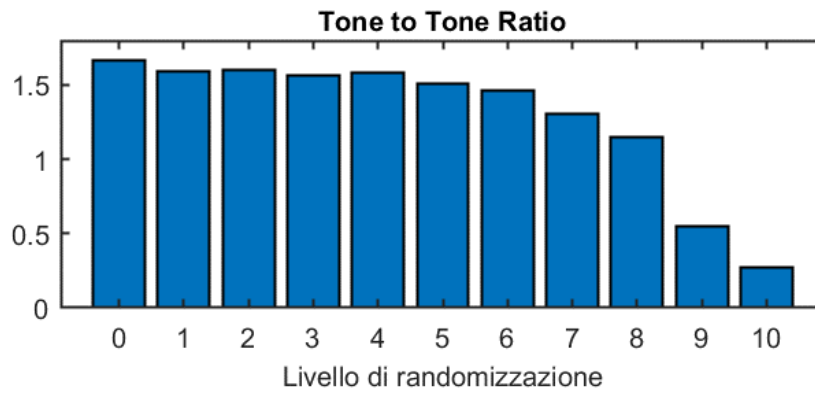


Figura 20: bar plot del Tone to Tone Ratio con randomicità crescente ricavato con Testlab

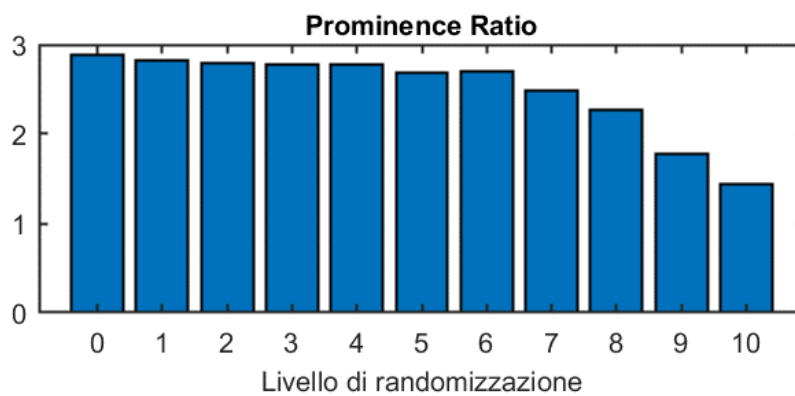


Figura 21: bar plot del Prominence Ratio con randomicità crescente ricavato con Testlab

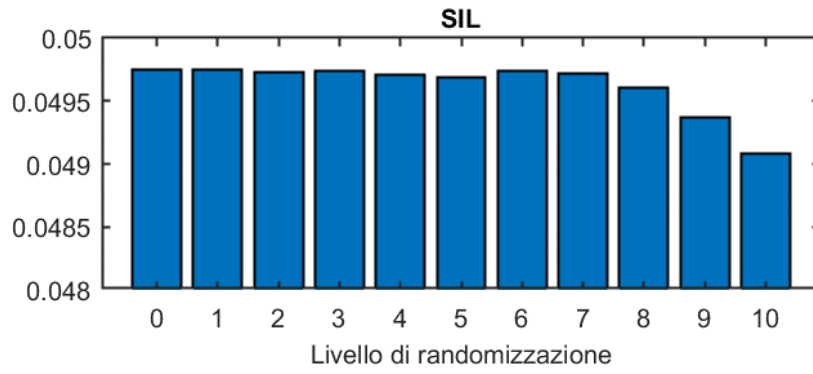


Figura 22: bar plot del SIL con randomicità crescente ricavato con Testlab

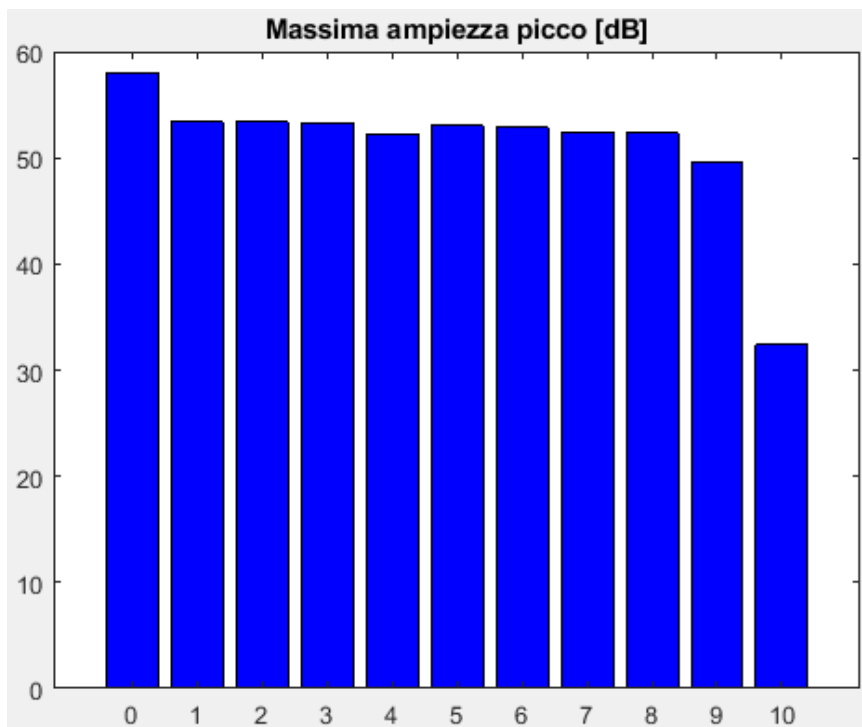


Figura 23: bar plot max ampiezza picco con randomicità crescente

## 4. Sviluppo del prototipo

Una volta verificato che la simulazione e l'analisi effettuate tramite *MATLAB* e *Testlab* fornivano i risultati attesi, in accordo con l'Azienda Faber si è deciso di sviluppare in 3D tre dei dieci prototipi ottenuti: quello della girante con palette regolari (TEST 0), quello con palette a media randomicità (TEST 7) e quello con il livello critico di randomicità delle palette (TEST 10).

Dei tre prototipi selezionati sono stati quindi estratti da *MATLAB*, in formato di file.txt, tutti i dati geometrici relativi alla girante: i valori così ricavati dalle tre prove sopra citate sono stati riportati su un file Excel.

L'Azienda ha poi inviato i vari file *STP* del rotore, ossia la pala, il corpo centrale (detto *piattello*) e i due anelli di sostegno esterno, con i quali è stato possibile assemblare le tre versioni del rotore anche grazie a *Solid Edge*, un software di progettazione ibrida 2D/3D sviluppato da un'unità della *Siemens (Siemens PLM Software)* che offre evolute funzionalità di modellazione e di progettazione dei componenti e degli assiemi, una gestione trasparente dei dati e un ambiente integrato di analisi ad elementi finiti <sup>21</sup>.

Una volta ottenuto l'assieme assemblando le varie parti del rotore, si è collegata l'operazione di campitura di *Solid Edge* al file Excel tramite la *tabella delle istanze*.

In generale, l'operazione di campitura permette a *Solid Edge* di ricopiare e posizionare un elemento preso come *feature di riferimento* in posizioni e quantità definite da specifici parametri. Nel caso del rotore, è stato definito uno specifico foglio Excel dove, con riferimento al piano simmetria del rotore perpendicolare all'asse di simmetria dello stesso, sono state individuate tre colonne, rispettivamente relative all'asse X, Y, e Z di riferimento di *Solid Edge*. Così facendo, sono state riportate sull'asse Z le varie posizioni angolari delle palette relative alle tre simulazioni selezionate (TEST 0, TEST 7 e TEST 10), mentre le 59 palette inizialmente definite e poste lungo una circonferenza di diametro 150 mm venivano disposte automaticamente lungo gli anelli di appoggio.

In Figura 24 è stata riportata la Tabella delle istanze relativa al TEST 10 utile a realizzare il rotore avente disposizione delle palette con randomicità critica.

Tabella delle istanze: ×

Documento foglio di calcolo:

Collegamento

Tabella delle istanze:

| Istanza  | X       | Y       | Orientamento |
|----------|---------|---------|--------------|
| Genitore | 0,00 mm | 0,00 mm | 6,14 °       |
| 2        | 0,00 mm | 0,00 mm | 12,18 °      |
| 3        | 0,00 mm | 0,00 mm | 18,11 °      |
| 4        | 0,00 mm | 0,00 mm | 24,15 °      |
| 5        | 0,00 mm | 0,00 mm | 30,65 °      |
| 6        | 0,00 mm | 0,00 mm | 36,61 °      |
| 7        | 0,00 mm | 0,00 mm | 42,71 °      |
| 8        | 0,00 mm | 0,00 mm | 48,75 °      |
| 9        | 0,00 mm | 0,00 mm | 55,16 °      |
| 10       | 0,00 mm | 0,00 mm | 60,91 °      |
| 11       | 0,00 mm | 0,00 mm | 67,08 °      |
| 12       | 0,00 mm | 0,00 mm | 73,50 °      |
| 13       | 0,00 mm | 0,00 mm | 79,40 °      |
| 14       | 0,00 mm | 0,00 mm | 85,50 °      |
| 15       | 0,00 mm | 0,00 mm | 91,39 °      |
| 16       | 0,00 mm | 0,00 mm | 97,76 °      |
| 17       | 0,00 mm | 0,00 mm | 103,60 °     |
| 18       | 0,00 mm | 0,00 mm | 109,61 °     |
| 19       | 0,00 mm | 0,00 mm | 115,88 °     |
| 20       | 0,00 mm | 0,00 mm | 122,11 °     |
| 21       | 0,00 mm | 0,00 mm | 128,04 °     |
| 22       | 0,00 mm | 0,00 mm | 134,03 °     |
| 23       | 0,00 mm | 0,00 mm | 140,20 °     |
| 24       | 0,00 mm | 0,00 mm | 146,22 °     |
| 25       | 0,00 mm | 0,00 mm | 152,66 °     |
| 26       | 0,00 mm | 0,00 mm | 158,67 °     |
| 27       | 0,00 mm | 0,00 mm | 164,64 °     |
| 28       | 0,00 mm | 0,00 mm | 170,68 °     |

Punto di riferimenti padre

File di Excel

Punto chiave selezionato

Nota: se si seleziona l'opzione File di Excel, la prima riga del foglio di lavoro viene utilizzata per definire la posizione e l'orientamento del punto di riferimento padre.

...

Figura 24: tabella delle istanze (collegamento Excel-Solid Edge)



Per aumentare ancora di più la randomicità delle palette, queste non sono state disposte semplicemente *a specchio*, sfruttando come asse di riflessione il piano di simmetria definito sopra: la campitura di un lato della girante, infatti, è stata posizionata con un ritardo di circa tre gradi rispetto all'altra parte del rotore.

Esso è quindi stato ipoteticamente diviso in due parti: è stata posizionata, inizialmente *a specchio* in entrambi i lati, una paletta che costituiva la *feature di riferimento*, ed è stato successivamente imposto un vincolo in base al quale, da un solo lato del rotore, la paletta fosse collocata tre gradi oltre la sua posizione iniziale, come da Figura 25.

In questo modo sono state ricavate, su entrambe le facce del piano di simmetria, due disposizioni delle palette con stesso *passo* precedentemente ricavato nella simulazione, ma su un lato del rotore la *feature di riferimento* e, di conseguenza, la relativa campitura sono state posizionate tre gradi oltre la *feature di riferimento* posta sull'altra faccia del rotore.

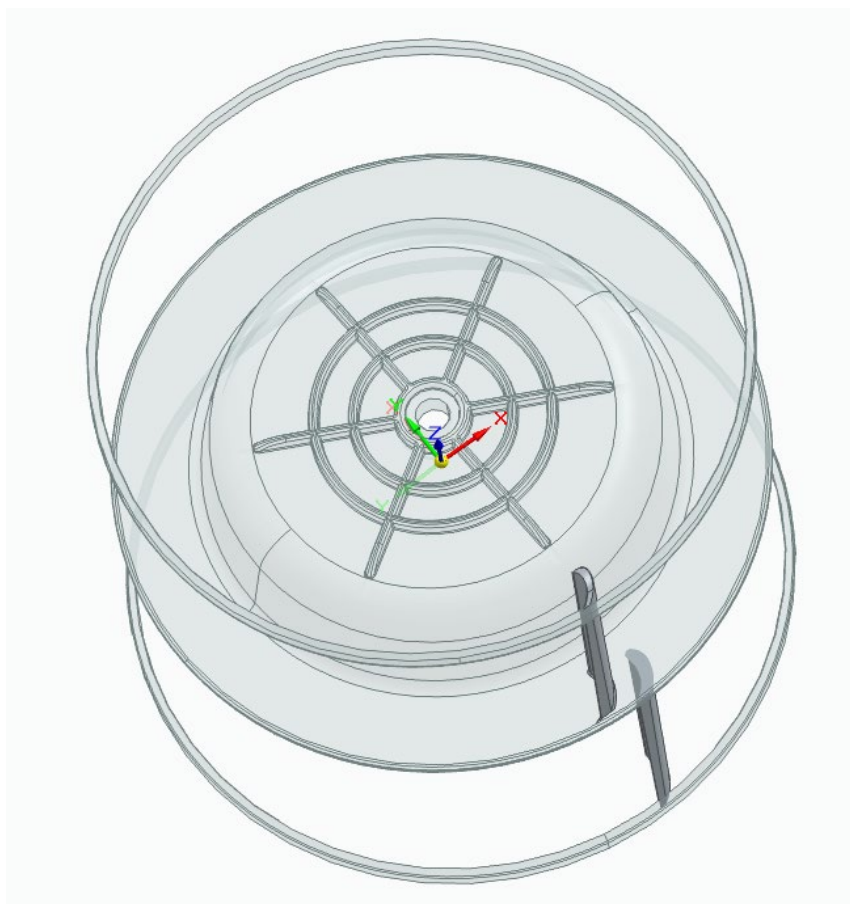
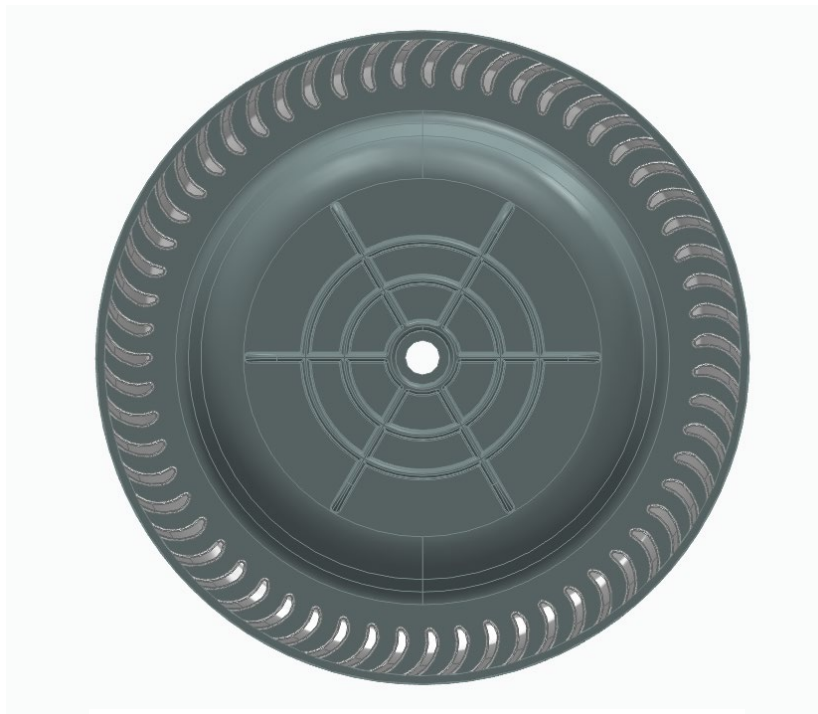
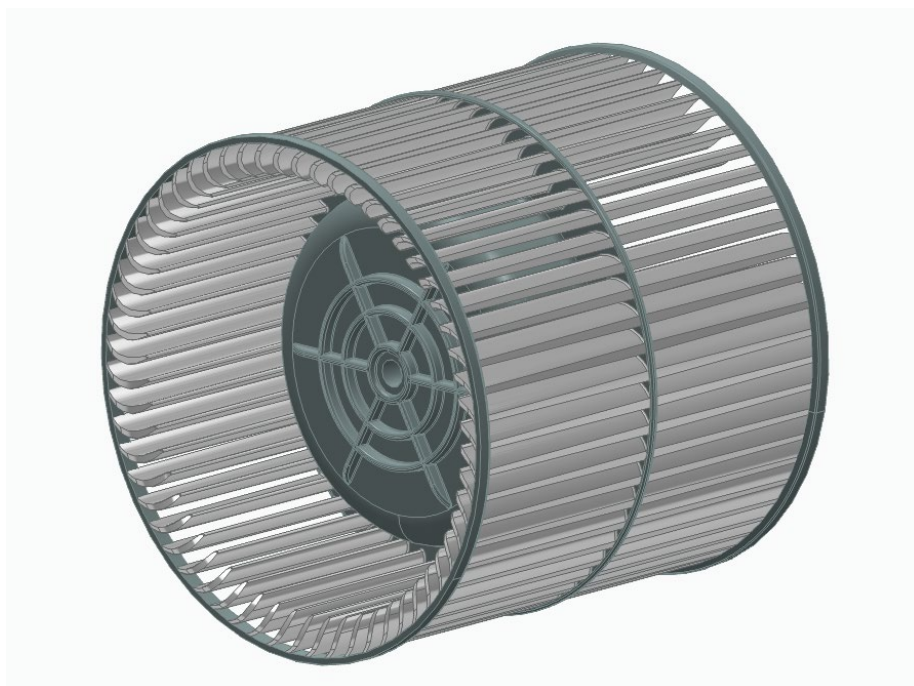


Figura 25: prototipo definitivo del rotore con focus sulla disposizione delle feature di riferimento

Salvando ogni progetto singolarmente, sono stati così ottenuti i 3 modelli ricercati. In Figura 26, Figura 27, Figura 28 e Figura 29 vengono riportate la vista frontale e la vista assonometrica di due modelli, TEST 0 e TEST 10.



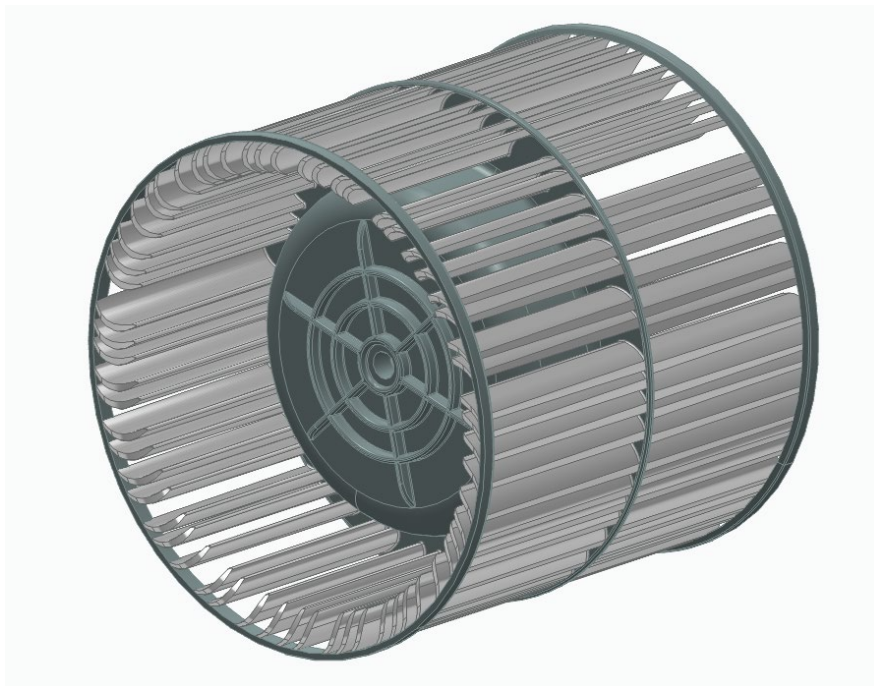
*Figura 26: vista frontale palette regolari (TEST 0)*



*Figura 27: vista assonometrica palette regolari (TEST 0)*



*Figura 27: vista frontale palette randomicità critica (TEST 10)*



*Figura 28: vista assonometrica palette randomicità critica (TEST 10)*

## 5. Conclusioni

Lo studio fin qui condotto è consistito nel progettare e sperimentare un rotore silenzioso per ventilatori centrifughi mediante l'analisi dal punto di vista acustico di un modello di girante appartenente ad un gruppo di aspirazione prodotto dall'Azienda Faber, con conseguente ricerca di prototipi di rotore che garantissero una migliore ottimizzazione acustica della girante stessa.

La simulazione della geometria della girante e l'analisi delle metriche di *Sound Quality* e di analisi acustica ottenute attraverso due software diversi, quali *MATLAB* e *Testlab*, hanno dimostrato che, seguendo l'idea iniziale di agire su una randomizzazione sempre più crescente del passo fra le singole palette del rotore interno al gruppo di aspirazione, il confort acustico migliora decisamente e, di conseguenza, anche la convivenza con l'elettrodomestico in funzione diventa più ottimale in termini di *confort*.

L'analisi realizzata ha pertanto importanza in quanto definisce come poter ottenere performance acustiche meno impattanti sulla percezione del prodotto finale da parte del consumatore.

In particolare, la scelta di aumentare la randomicità del *passo* tra le palette imponendo il vincolo dello spessore delle stesse si è rivelata fondamentale per la corretta riuscita dei dieci prototipi sviluppati inizialmente e dei tre successivamente scelti per la stampa finale.

Quest'ultima selezione dei tre modelli finali (relativi al TEST 0, al TEST 7 e al TEST 10) è stata fatta nella consapevolezza che:

1. con il TEST 0 sarà possibile verificare la validità dei parametri che sono stati ottenuti riportando su *MATLAB* la geometria iniziale della girante;
2. il TEST 7 risulta quello più realizzabile poiché è un valido compromesso tra diminuzione del rumore e criticità di realizzazione del rotore;
3. infine, il TEST 10 è quello che garantisce il massimo abbattimento acustico, ma allo stesso tempo è il più critico da realizzare in stampa per via delle sue tolleranze millimetriche.

Ulteriori conferme di quanto concluso tramite simulazione si potranno quindi ottenere realizzando con la stampante 3D i tre prototipi finali oggetto di studio.

Una volta azionati, misurandone l'effettivo inquinamento acustico con appositi microfoni, sarà infatti possibile confermare in ultimo la veridicità della tesi dimostrata, avendo un riscontro reale di ciò che si è visto in simulazione.

# Sitografia

1. <https://www.faberspa.com/azienda/>
2. <https://www.spectra.it/applicazioni/sound-quality/>
3. <https://www.ni.com/it-it/support/documentation/supplemental/08/sound-quality-algorithms.html>
4. [https://www.hbkworld.com/en/solutions/applications/acoustics/product-noise/sound-quality#!ref\\_www.bksv.com](https://www.hbkworld.com/en/solutions/applications/acoustics/product-noise/sound-quality#!ref_www.bksv.com)
5. [https://fisicaondemusica.unimore.it/Livelli\\_di\\_pressione\\_sonora.html](https://fisicaondemusica.unimore.it/Livelli_di_pressione_sonora.html)
6. [https://svantek.com/academy/sound-pressure-level-spl/#:~:text=Sound%20pressure%20level%20\(SPL\)%20can,than%20120%20dB%20is%20intolerable.](https://svantek.com/academy/sound-pressure-level-spl/#:~:text=Sound%20pressure%20level%20(SPL)%20can,than%20120%20dB%20is%20intolerable.)
7. [https://it.wikipedia.org/wiki/Pressione\\_acustica](https://it.wikipedia.org/wiki/Pressione_acustica)
8. <https://www.eeweb.com/articulation-index/>
9. <https://community.sw.siemens.com/s/article/articulation-index#:~:text=Open%20Articulation%20Index%20has%20a,of%2020%20and%20100%2>
10. <https://agentifisici.isprambiente.it/documenti/category/294-attivita-12-aree-tutelate.html?download=736>
11. <http://pcfarina.eng.unipr.it/dispense01/catone130198/catone130198.htm>
12. <https://e-nvh.eomys.com/what-is-loudness/>
13. <https://hub.salford.ac.uk/sirc-acoustics/psychoacoustics/sound-quality-making-products-sound-better/an-introduction-to-sound-quality-testing/sharpness-and-booming/>
14. <https://community.sw.siemens.com/s/article/Sharpness-in-Simcenter-Testlab>
15. <https://webthesis.biblio.polito.it/7856/1/tesi.pdf>
16. <https://community.sw.siemens.com/s/article/tone-to-noise-ratio-and-prominence-ratio#:~:text=In%20the%20Tone%2Dto%2DNoise,distinctly%20audible%20to%20a%20listener.>

17. [https://en.wikipedia.org/wiki/Speech\\_interference\\_level#:~:text=Speech%20Interference%20Level%20\(SIL\)%20is,ear%20has%20its%20highest%20sensitivity.](https://en.wikipedia.org/wiki/Speech_interference_level#:~:text=Speech%20Interference%20Level%20(SIL)%20is,ear%20has%20its%20highest%20sensitivity.)
18. <https://community.sw.siemens.com/s/article/sound-metrics-speech-interference-level>
19. <https://it.mathworks.com/products/matlab.html>
20. <https://community.sw.siemens.com/s/article/simcenter-testlab>
21. <https://solidedge.siemens.com/it/>