

POLITECNICO DI TORINO

Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

**ALLESTIMENTO E ANALISI DI UN BANCO PROVA PER
RIDUTTORI EPICICLOIDALI**



Anno accademico 2017-2018

RELATORE:

Prof. Alessandro Fasana

CANDIDATO:

Armando Santarsiero

INDICE

INTRODUZIONE	4
1. IL RIDUTTORE EPICICLOIDALE.....	6
1.1 L'ESSENZIALE SU UN RIDUTTORE EPICICLOIDALE AD ASSI PARALLELI	6
1.1.1 COSTITUZIONE	7
1.1.2 CINEMATICA	8
1.1.3 COPPIA E POTENZA	9
1.1.4 ANALISI CINEMATICA DEL RIDUTTORE IN ESAME	9
1.1.5 STRUTTURA E FUNZIONAMENTO DEL BANCO PROVA	10
1.1.6 ANALISI DELLE AZIONI SCAMBIATE IN CONDIZIONI DI REGIME E ASSENZA DI ATTRITO TRA I VARI ELEMENTI DEL BANCO	12
1.1.7 IL SISTEMA DI LEVA	13
1.1.8 CALCOLO DELLE FORZE SCAMBIATE NELLA PROVA.....	14
1.1.9 SISTEMA DI TIRO	15
1.2 COMPORTAMENTO VIBRAZIONALE.....	16
1.2.1 ERRORE DI TRASMISSIONE (TRANSMISSION ERROR)	17
1.2.2 DIFETTI GEOMETRICI ALL'ORIGINE DELLE FREQUENZE CHE DANNO LA FORMA D'ONDA CARATTERISTICA	18
1.2.3 ALTRI DIFETTI CHE ORIGINANO FREQUENZE IDENTIFICABILI DURANTE L'INGRANAMENTO.....	19
1.2.4 SPETTRO DEI CUSCINETTI	22
2. MODIFICHE AL BANCO PROVA	24
2.1 REALIZZAZIONE DEL SUPPORTO DEL SENSORE DI PRESSIONE.....	24
2.1.1 ANALISI DEI DIVERSI SENSORI DI PRESSIONE	24
2.1.2 REALIZZAZIONE DEL SUPPORTO DEL SENSORE	27
2.2 IL CAVO DEL SENSORE.....	29
2.3 TAPPO OLIO LATO MOTORE	30
2.4 SUPPORTI PER GLI ENCODER.....	34
2.4.1 STRUTTURA DI SOSTEGNO DELL'ENCODER.....	34
3. SMONTAGGIO E ASSEMBLAGGIO DEL BANCO PROVA	38
3.1 SEQUENZA DELLE FASI DI SMONTAGGIO	38
3.1.1 DISACCOPIAMENTO DEL MOTORE ELETTRICO.....	38
3.1.2 SMONTAGGIO DEL BANCO PROVA DAL BASAMENTO.....	39
3.1.3 DISACCOPIAMENTO DEGLI ACCESSORI PRESENTI SULL'ALBERO MASTER	41
3.2 FASI DI MONTAGGIO DEI PARTICOLARI REALIZZATI E RIASSEMBLAGGIO DEL BANCO	42

3.2.1	ASSEMBLAGGIO DEL TAPPO OLIO LATO MOTORE	42
3.2.2	MONTAGGIO DEL SENSORE E DELLE COMPONENTI AD ESSO CORRELATE	44
3.2.3	MONTAGGIO E RIPOSIZIONAMENTO DEL BANCO PROVA	45
3.2.4	MONTAGGIO DELLA STRUTTURA DI SUPPORTO DEGLI ENCODER.....	48
4.	ANALISI DEI SEGNALI.....	50
4.1	BASI TEORICHE.....	50
4.1.1	AUTOVETTORI E AUTOVALORI DI UN SISTEMA A MOLTI GRADI DI LIBERTA' (MDOF)	50
4.1.2	SERIE DI FOURIER.....	51
4.1.3	TRASFORMATA DI FOURIER	52
4.1.4	CALCOLO DEGLI SPETTRI	53
4.1.5	FUNZIONE DI RISPOSTA IN FREQUENZA STIMATE	53
4.1.6	FUNZIONE COERENZA	54
4.1.7	CONVERSIONE ANALOGICO-DIGITALE.....	55
4.1.8	TRASFORMATA DI FOURIER DISCRETA	56
4.1.9	LEAKAGE E WINDOWING	56
4.1.10	MISURE SPERIMENTALI E SUE PROBLEMATICHE	57
4.1.11	COEFFICIENTE MAC.....	58
4.1.12	SHORT TIME FOURIER TRANSFORM (STFT) E SPETTROGRAMMA	59
4.2	ACCESSORI UTILIZZATI NELLE DIVERSE ACQUISIZIONI.....	60
4.2.1	INVERTER.....	60
4.2.2	SENSORE DI PROSSIMITA'	60
4.2.3	ENCODER	61
4.2.4	TRASDUTTORE DI FORZA.....	62
4.2.5	SCHEDA DI ACQUISIZIONE.....	62
4.2.6	ACCELEROMETRI	63
4.2.7	MARTELLO	63
4.3	DISTURBI DEI SEGNALI	64
4.4	ANALISI MODALE	70
4.4.1	ANALISI MODALE DEL BANCO PROVA NON IN ROTAZIONE	71
4.4.2	ANALISI MODALE DEL BANCO PROVA IN ROTAZIONE A 25 Hz	85
4.5	ERRORE DI TRASMISSIONE	95
	CONCLUSIONI	98
	BIBLIOGRAFIA	100

INTRODUZIONE

Gli obiettivi di questa tesi sono molteplici. Nella prima fase vengono esplicate le basi teoriche per comprendere il funzionamento di un banco prova a ricircolo di coppia per la conduzione di test a fatica su ingranaggi epicicloidali. Nella fase successiva della tesi sono stati analizzati diversi sensori di pressione e microfoni, di molteplici società, al fine di individuare lo strumento adatto all'analisi delle variazioni di pressione acustica all'interno del riduttore, fondamentale per gli studi successivi. In seguito sono stati disegnati, realizzati e assemblati diversi componenti per permettere un perfetto funzionamento del banco prova e per una più precisa analisi dello stesso. Infine, nell'ultimo capitolo, è stata realizzata l'analisi modale del banco prova, effettuandola attraverso diverse metodologie per ottenere risultati più accurati e per studiare i pregi e i limiti dei diversi metodi. La base di partenza è contenuta in una precedente tesi [8]. Da questo progetto, tramite alcune migliorie e aggiunte di componenti importanti, è stato possibile analizzare la struttura del banco prova dal punto di vista vibrazionale e sono state gettate le basi per i futuri studi sul danneggiamento a fatica del riduttore.

1. IL RIDUTTORE EPICICLOIDALE

Prima di spiegare il funzionamento del banco prova, realizzato per testare due riduttori epicicloidali identici a disposizione del dipartimento, è necessario effettuare una revisione dei fondamenti riguardanti la costituzione ed il funzionamento dei riduttori epicicloidali. Si parte con la definizione di rotismo epicicloidale, proseguendo con la presentazione delle formule che ne descrivono la cinematica, l'equilibrio di coppia e di potenza e, infine, termina con la discussione del suo comportamento vibratorio in presenza di difetti. Nella **Figura 1.1** sono rappresentati un esempio di riduttore ordinario e uno di riduttore epicicloidale.

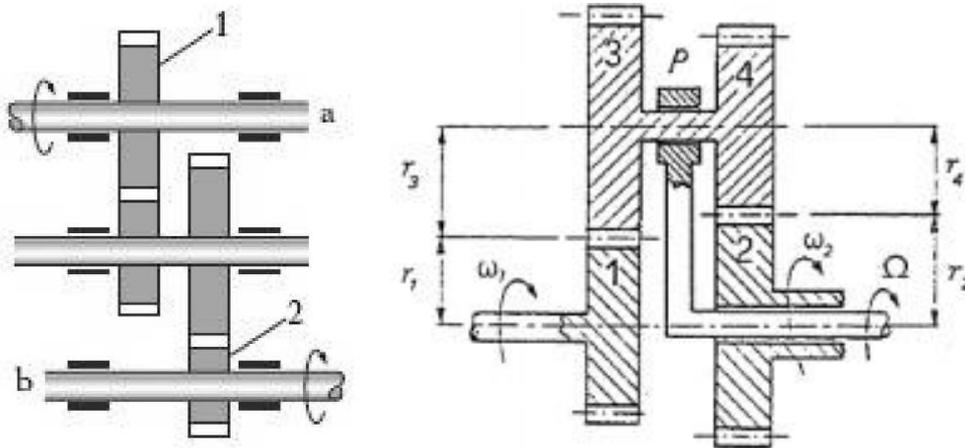


Figura 1.1: riduttore ordinario (a sinistra) e riduttore epicicloidale (a destra)

1.1 L'ESSENZIALE SU UN RIDUTTORE EPICICLOIDALE AD ASSI PARALLELI

Per trasferire potenza da un sistema meccanico ad un altro è spesso usato nell'ambito della meccanica il rotismo, che consiste in una catena cinematica basata su ruote ingrananti fra di loro in maniera particolare. I rotismi si dividono essenzialmente in due sottogruppi principali, quelli ordinari e quelli epicicloidali. Il sistema più semplice è quello ordinario, in cui tutti gli assi di rotazione delle ruote sono fissi; quello epicicloidale è dotato di una o più ruote che hanno l'asse di rotazione mobile. Quanto appena detto è evidente osservando la **Figura 1.1** mostrata in precedenza. Il caso più semplice di rotismo epicicloidale è quello testato, cioè con tutti gli assi di rotazione paralleli fra di loro. La trattazione che segue, si riferirà solo a questi specifici tipi di rotismo.

1.1.1 COSTITUZIONE

Avendo delle limitazioni costruttive, dovute ad alcuni vincoli geometrici, la varietà di soluzioni costruttive dei riduttori epicicloidali in commercio è sufficientemente limitata. Per comprendere quali siano effettivamente questi vincoli è necessario studiare la costituzione del riduttore epicicloidale.

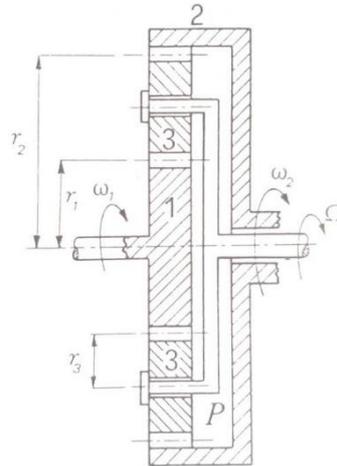


Figura 1.2: schema equivalente del riduttore epicicloidale studiato

La **Figura 1.2** mostra un esempio tipico di riduttore epicicloidale, che consiste nello schema equivalente a quello montato sul banco prova in esame. È caratterizzato da diversi elementi rotanti:

- i solari (in **Figura 1.2** sono indicati con i numeri 1 e 2) che non ingranano tra loro e che ruotano attorno a due assi fissi coincidenti;
- i satelliti o planetari (in **Figura 1.2** sono indicati con il numero 3) che ingranano con entrambi i solari ed i cui assi di rotazione sono variabili e sostenuti da un elemento rigido detto portatreno;
- il portatreno (in **Figura 1.2** è indicato con la lettera P) che a sua volta ruota attorno ad un asse fisso coincidente con l'asse dei solari.

Pertanto, in un riduttore epicicloidale sono distinguibili tre componenti indipendenti che ruotano attorno allo stesso asse (i due solari ed il portatreno) ed un certo numero di altri elementi (i satelliti o planetari) che ruotano attorno ad assi solidali al portatreno. È possibile notare, grazie alla **Figura 1.2**, che per ragioni cinematiche non è consentito scegliere le dimensioni dei componenti indipendentemente gli uni dagli altri. Infatti, deve essere verificata la seguente relazione geometrica:

$$r_1 + 2r_3 = r_2 \quad (1.1)$$

dove per "r" si intendono i raggi delle ruote. Ricordando la relazione tra il raggio ed il numero di denti di una ruota dentata " $r = m \cdot z/2$ ", dove per "m" si intende il modulo della ruota che nel rotismo sarà uguale per tutte le ruote (essendo necessario per garantire l'ingranamento) e per "z" il numero di denti della stessa, si ottiene dalla (1.1) un'altra equazione:

$$z_1 + 2z_3 = z_2 \quad (1.2)$$

Da queste due relazioni è facile comprendere la dipendenza tra le geometrie delle diverse ruote: scelte due delle tre dimensioni, l'ultima risulta determinata.

1.1.2 CINEMATICA

Per il calcolo cinematico dei rotismi è fondamentale il rapporto di trasmissione tra le ruote che li compongono, che per un rotismo è definito come:

$$\tau = \frac{\omega_C}{\omega_M} \quad (1.3)$$

dove " ω_C " è la velocità angolare della ruota condotta (su cui la coppia e la velocità angolare hanno versi opposti) e ω_M è quella della ruota motrice (ruota sulla quale la coppia e la velocità angolare hanno lo stesso verso, quello d'ingresso nel sistema meccanico). Pertanto, il rapporto di trasmissione può avere segno negativo o positivo, per questo è importante la convenzione di segno. Infatti, il rapporto di trasmissione è definito negativo quando i versi delle velocità angolari sono opposti, positivo quando sono concordi. Tenuto conto che " $v = \omega \cdot r$ " e sapendo che nel contatto tra due ruote dentate la velocità nel punto in cui si incontrano le circonferenze primitive è uguale, si ottiene " $\tau = \omega_C / \omega_M = r_M / r_C$ ". Utilizzando la relazione tra il raggio ed il numero di denti di una ruota, mostrata precedentemente dalla (1.2), si ottiene:

$$\tau = \frac{z_M}{z_C} \quad (1.4)$$

Il rapporto di trasmissione per un rotismo epicicloidale è più complicato da ottenere, dato che sono presenti due gradi di libertà indipendenti tra i tre dei solari e del portatreno. Pertanto, sono necessarie due relazioni tra le diverse velocità di rotazione e questo è possibile grazie al metodo di inversione cinematica di Willis, che è un'applicazione del teorema delle velocità relative tra una terna fissa ad altre mobili. Spiegandola in maniera semplificata, fornendo a tutto il rotismo una velocità di rotazione " $-\vec{\Omega}$ " contraria a quella del portatreno " $\vec{\Omega}$ ", quest'ultimo risulterà fisso, mentre il solare 1 avrà velocità angolare " $\vec{\omega}_1 - \vec{\Omega}$ " e il solare 2 avrà velocità angolare " $\vec{\omega}_2 - \vec{\Omega}$ ". In questo modo si ottiene che il rotismo, da epicicloidale, diventa ordinario ad assi fissi e paralleli, sicuramente più facile da analizzare. Così si ricava un valore fondamentale per la cinematica dei rotismi epicicloidali che consiste nel rapporto tra le nuove velocità angolari dei solari, chiamata formula di Willis:

$$\tau_w = \frac{\omega_2 - \Omega}{\omega_1 - \Omega} \quad (1.5)$$

che rappresenta il rapporto di trasmissione del rotismo reso ordinario. Altro valore importante per un rotismo epicicloidale è il rapporto di trasmissione globale del rotismo, che consiste nel quoziente tra la velocità angolare del solare 1 " ω_1 " (generalmente nota essendo quella imposta dal motore) e la velocità angolare del portatreno " Ω " (si suppone, come spesso accade in pratica, che l'albero di uscita sia quello del portatreno):

$$\tau_{gl} = \frac{\Omega}{\omega_1} \quad (1.6)$$

1.1.3 COPPIA E POTENZA

Per analizzare le coppie agenti su un rotismo epicicloidale [1], in **Figura 1.3** viene illustrato uno schema semplificato di coppie e velocità:

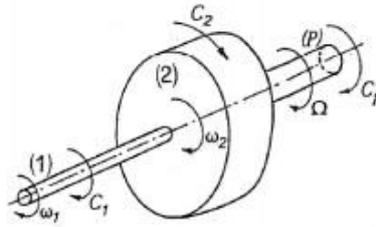


Figura 1.3: coppie agenti su un rotismo epicicloidale

Si può osservare che sul rotismo agiscono tre coppie esterne: quella sul solare 1 " \vec{C}_1 ", quella sul solare 2 " \vec{C}_2 " e quella sul portatreno " \vec{C}_Ω ". A regime queste coppie devono essere equilibrate in ogni istante, quindi si ottiene, rispetto all'asse del rotismo, la seguente equazione:

$$C_1 + C_2 + C_\Omega = 0 \quad (1.7)$$

Posto per semplicità che il rendimento meccanico del rotismo è unitario, a regime anche la potenza netta generata dai carichi esterni sul sistema deve essere nullo in ogni istante:

$$C_1 \cdot \omega_1 + C_2 \cdot \omega_2 + C_\Omega \cdot \Omega = 0 \quad (1.8)$$

Sostituendo nella (1.7) la (1.6) e ricordandoci della (1.5) si ottengono due formule che ci permettono di legare le coppie alla geometria:

$$\frac{C_1}{C_2} = -\frac{1}{\tau_w} \quad (1.9)$$

$$\frac{C_\Omega}{C_1} = -\frac{1 - \tau_w}{\tau_w} \quad (1.10)$$

Questi due risultati evidenziano come, in un qualsiasi rotismo epicicloidale, le coppie che si fanno equilibrio sono indipendenti dalle velocità angolari delle ruote. Pertanto, questi rotismi funzionano come ripartitori di coppia, in cui i valori di coppia sono funzione solamente della geometria delle ruote e non vengono influenzate dalle condizioni cinematiche di funzionamento.

1.1.4 ANALISI CINEMATICA DEL RIDUTTORE IN ESAME

Grazie a questa introduzione generale sui rotismi epicicloidali, risulta più facile adesso esaminare il caso del riduttore a disposizione per i test [8], il cui schema equivalente è stato rappresentato precedentemente nella **Figura 1.2**, le cui caratteristiche geometriche sono fornite nella seguente

Tabella 1.1:

NUMERO ASSOCIATO	RUOTA	NUMERO DENTI (z_x)
1	Solare 1 (pignone)	26
2	Solare 2 (ruota fissa o corona)	64
3	Satelliti	19

Tabella 1.1: caratteristiche geometriche delle ruote

Nel caso studiato la corona esterna del riduttore è fissa pertanto " $\omega_2 = 0$ "; utilizzando le formule precedenti otteniamo:

$$\tau_w = -\frac{z_1}{z_2} \approx -0.406$$

$$\tau_{gl} = \frac{\tau_w}{\tau_w - 1} \approx 0.289$$

Essendo il rapporto di trasmissione globale positivo, l'albero motore ed il portatreno (uscita) hanno velocità di rotazione concordi.

1.1.5 STRUTTURA E FUNZIONAMENTO DEL BANCO PROVA

Il banco prova in esame è definito a ricircolo di potenza (o di coppia). Questo genere di banco ha, attualmente, una elevata diffusione nei laboratori sperimentali in cui si prevede l'utilizzo di trasmissioni soggette allo scambio di grande potenza, con principale diffusione nel campo aerospaziale e nel trasporto su gomma. L'abilità principale di questo sistema è la capacità di poter ridurre la taglia del motore necessaria per la riproduzione delle condizioni di lavoro a regime durante le prove del banco e l'eliminazione completa dell'utilizzatore, spesso un freno, per dissipare la potenza entrante. Il banco prova in questione prevede il montaggio di due riduttori per camion, i quali sono inseriti nell'ultimo stadio di riduzione all'interno del mozzo ruota. Gli elementi essenziali, visibili dall'esterno, che costituiscono il banco sono mostrati nella **Figura 1.4**.

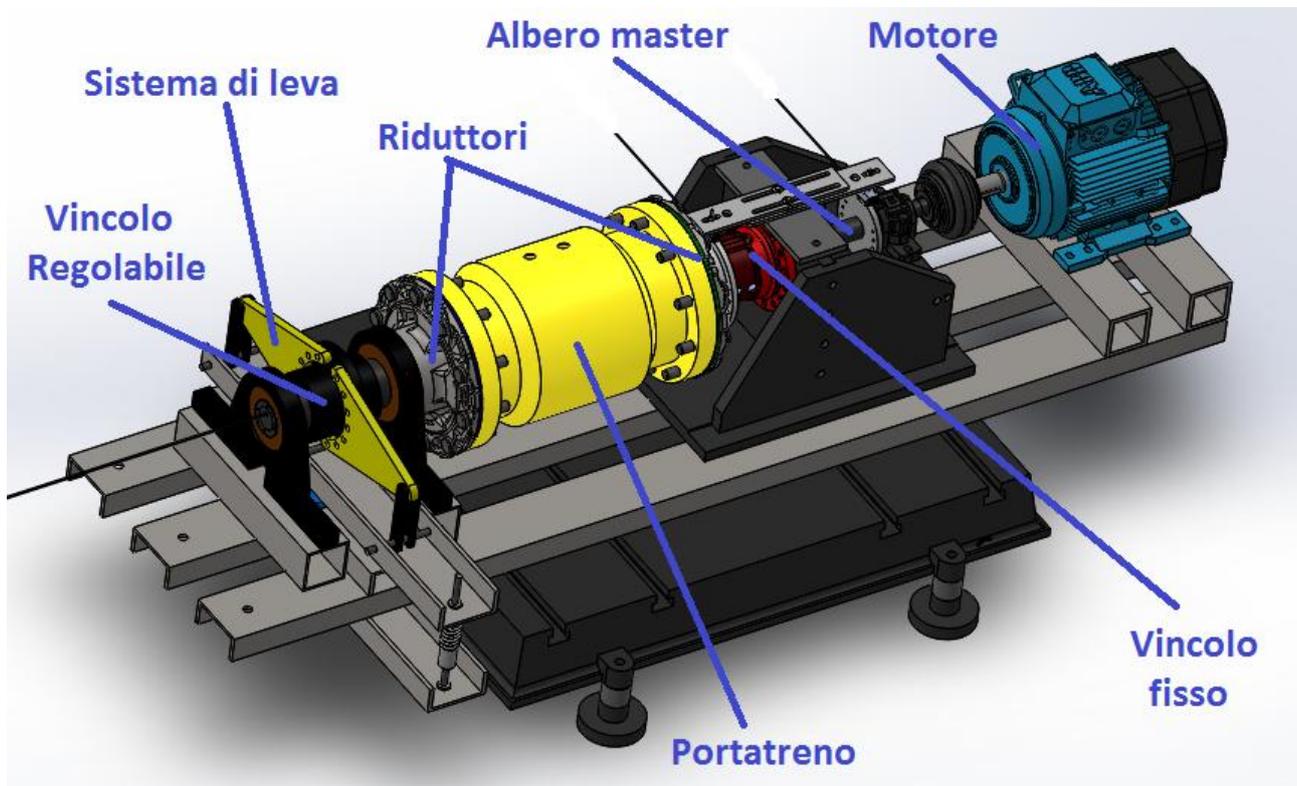


Figura 1.4: costituzione del banco prova

Si possono riconoscere:

- due riduttori epicicloidali identici;
- il portatreno, comune ad entrambi i riduttori;
- i due sistemi di vincolo ai lati dei due riduttori, dove quello di destra è fisso mentre quello di sinistra regolabile mediante un sistema di leva;
- il sistema di leva, che permette di regolare il precarico statico sul vincolo;
- il motore elettrico nel quale si impegna l'albero motore;
- l'albero di trasmissione del moto, che trascina in rotazione i riduttori e quindi il portatreno.

Nella **Figura 1.5** viene mostrata una sezione del banco prova, mettendo in evidenza gli elementi che ingranano al suo interno.

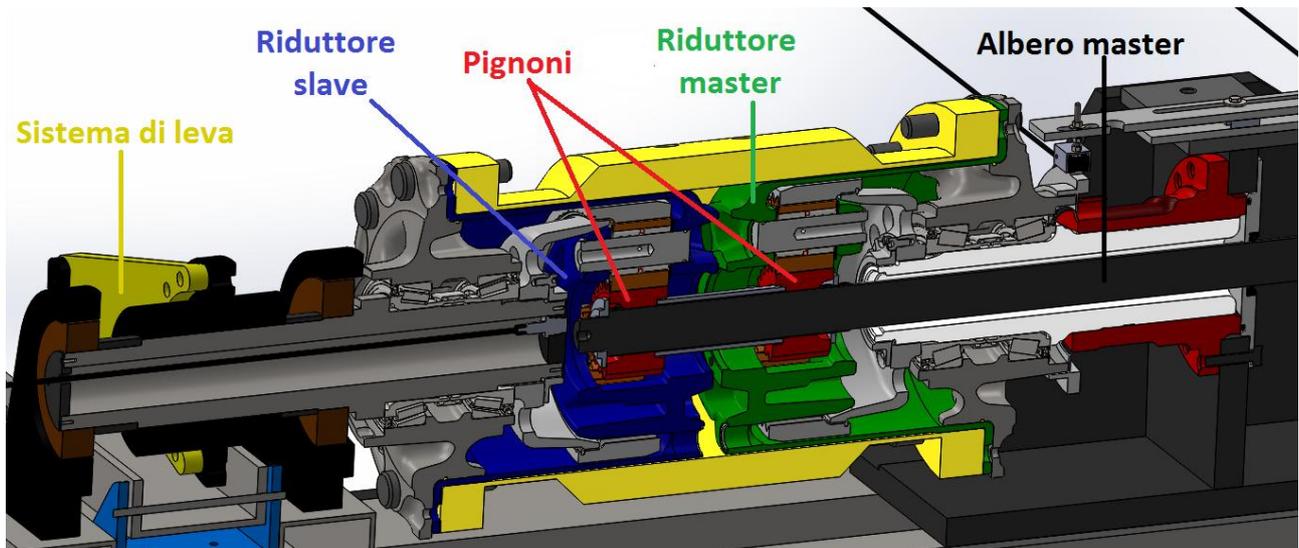


Figura 1.5: interno del banco a ricircolo di potenza

Si possono individuare, nella figura soprastante, i tre particolari costruttivi principali:

- l'albero motore (in nero a destra) che si impegna in entrambi i pignoni (in rosso) e in questo modo ne rende solidale il moto;
- il tubo esterno (in giallo), che è fissato alle flange esterne dei due riduttori (in verde ed in blu) e che rende comune il portatreno di entrambi i riduttori;
- il sistema di leva che rende regolabile il carico sul vincolo di sinistra, al quale è fissata la corona del riduttore sinistro.

Grazie all'utilizzo dei primi due elementi, otteniamo che i due riduttori, dal punto di vista della rotazione, si comportano come se fossero un unico riduttore. Per comprendere meglio l'utilità di questa configurazione, è necessario fare un'analisi delle forze scambiate tra i vari elementi.

1.1.6 ANALISI DELLE AZIONI SCAMBIATE IN CONDIZIONI DI REGIME E ASSENZA DI ATTRITO TRA I VARI ELEMENTI DEL BANCO

Per semplicità si considera il sistema, per l'analisi delle forze scambiate tra i vari elementi, in condizione di regime ed in assenza di attrito [8]. Lo schema risultante è mostrato nella **Figura 1.6**.

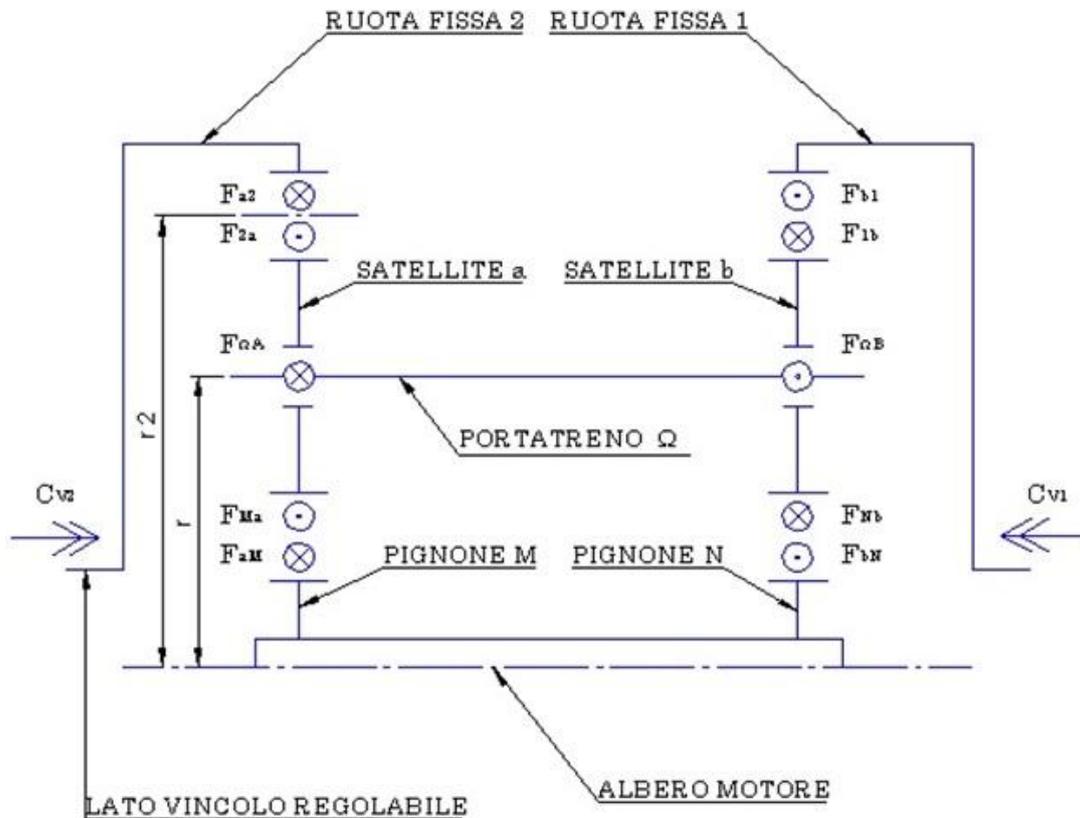


Figura 1.6: schema dello scambio di forze tra gli elementi del banco

Vengono utilizzate in figura solo due dimensioni che sono necessarie ai fini dei calcoli: " r " raggio della circonferenza contenente gli assi dei tre solari e " r_2 " raggio primitivo delle ruote fisse. Il principio cardine sul quale l'intero sistema si basa è il mantenimento della solidarietà tra i due pignoni. Infatti, è visibile come l'albero motore, cui sono solidali i due pignoni, sia sempre equilibrato. Analizzando il sistema e, ricordando l'affermazione precedente, è facile notare come la coppia agente sul vincolo 2 sia equilibrata direttamente dalla reazione del vincolo 1. Ciò permette il ricircolo della coppia agente su un vincolo direttamente sull'altro. Pertanto, basta creare un sistema di leva che consenta di regolare la coppia applicata su uno dei due vincoli, al fine di poter regolare le forze agenti sugli ingranaggi. Quindi, qualunque sia la forza applicata dal sistema di leva, l'intero riduttore sarà sempre equilibrato. Perciò, si possono effettuare prove per qualunque carico desiderato sulle dentature semplicemente precaricando uno dei due vincoli. Successivamente, portando a regime di rotazione il riduttore tramite un motore, si ottiene una prova a carico e regime di rotazione prestabiliti. Il grande vantaggio è la possibilità di poter utilizzare un motore di piccola taglia, essendo richiesta al motore solo la potenza necessaria per vincere attriti ed inerzie. Infatti, se si volessero fare dei test solo su un riduttore, per raggiungere le condizioni di carico e velocità richieste, bisognerebbe disporre del motore originale o di uno equivalente, senza contare il problema di ricreare la coppia sul portatreno. Pertanto, utilizzando questo sistema a ricircolo di coppia, che sfrutta un modo semplice di disporre due riduttori identici, è possibile evitare il consumo di grandi potenze, dando un risparmio enorme dal punto di vista energetico.

Dagli equilibri alla rotazione e alla traslazione dei vari elementi, sapendo che per ogni riduttore ci sono tre ruote satelliti disposte simmetricamente rispetto all'asse di rotazione, accoppiate sia con il pignone che con la corona esterna fissa, è facile ricavare delle formule basiche del sistema:

- la coppia agente su ciascun lato del portatreno

$$C_{\Omega} = 3 \cdot r \cdot F_{\Omega A} \quad (1.11)$$

- la coppia agente sul vincolo 2, identica in modulo alla coppia agente sul vincolo 1

$$C_{V2} = 3 \cdot r_2 \cdot F_{a2} \quad (1.12)$$

- per la simmetria del sistema risulta

$$F_{a2} = F_{2a} = F_{Ma} = F_{aM} = F_{bN} = F_{Nb} = F_{1b} = F_{b1} \quad (1.13)$$

- la coppia agente sull'albero motore, trascurando attriti ed inerzie, ed osservando la (1.13)

$$C_M = (F_{aM} - F_{bN})r_P = 0 \quad (1.14)$$

- la forza tangenziale agente sull'asse di ogni singolo satellite vale

$$F_{\Omega A} = 2 \cdot F_{a2} \quad (1.15)$$

1.1.7 IL SISTEMA DI LEVA

Per facilitare la comprensione del sistema di leva e di come è generato il precarico [8], viene mostrato in **Figura 1.7** lo schema.

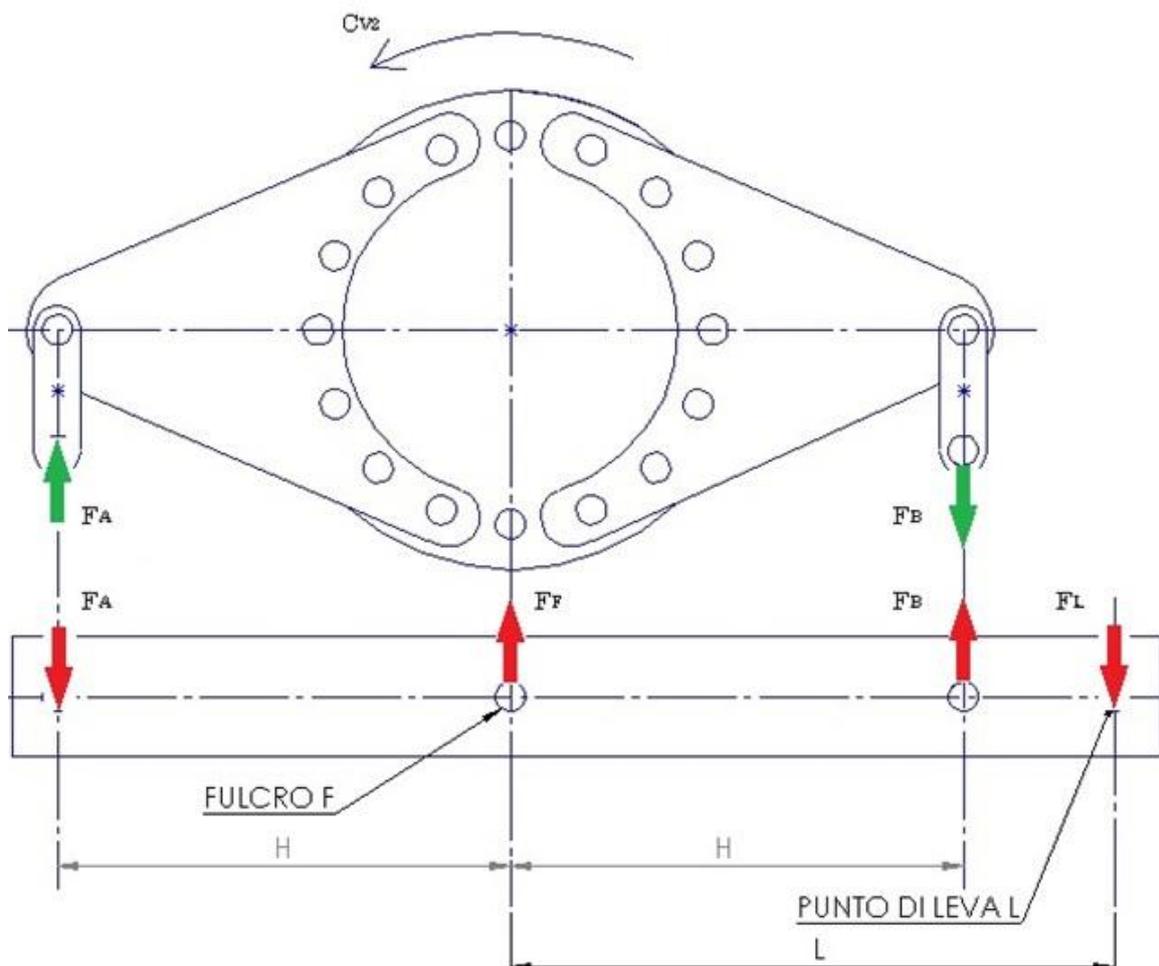


Figura 1.7: forze agenti sul sistema di leva

Si può facilmente notare come gli assi di rotazione del sistema superiore (riduttori e portatreno) e della leva attorno al fulcro giacciono sullo stesso piano verticale, ed essendo che i bracci di leva " H " sono uguali, si ricava l'uguaglianza delle forze " F_A " ed " F_B ".

Effettuando dei semplici equilibri, si ricava la coppia agente sul vincolo 2 in funzione della forza di leva " F_L " misurata da una cella di carico dedicata a tale scopo:

$$C_{V2} = L \cdot F_L \quad (1.16)$$

Dovendo essere la (1.16) uguale alla (1.12), ed inserendola nella (1.11), si ottiene la coppia sul portatreno in funzione della forza di leva:

$$F_{\Omega A} = 2 \cdot F_{a2} = \frac{2 \cdot F_{a2} \cdot r_2}{r_2} = \frac{2 \cdot C_{V2}}{3 \cdot r_2} \quad (1.17)$$

$$C_{\Omega} = 3 \cdot r \cdot F_{\Omega A} = 3 \cdot \frac{2 \cdot C_{V2}}{3 \cdot r_2} = \frac{2 \cdot r \cdot L}{r_2} F_L = b_{eq} \cdot F_L \quad (1.18)$$

dove " b_{eq} " è il braccio equivalente che, moltiplicato per la forza di leva, genera sul portatreno la coppia " C_{Ω} ". In **Tabella 1.2** sono riportati i valori geometrici richiamati nelle precedenti formule.

DIMENSIONI	[mm]
Raggio circonferenza assi satelliti " r "	82.2
Raggio ruote fisse " r_2 "	118.1
Distanza di leva del fulcro " L "	520
Raggio primitivo pignone " r_p "	46.2
Braccio equivalente " b_{eq} "	724

Tabella 1.2: dati geometrici utili per il calcolo delle azioni

1.1.8 CALCOLO DELLE FORZE SCAMBIATE NELLA PROVA

La prova effettuata, in una precedente tesi [8], riproduce le condizioni di coppia motrice massima dichiarata dalla casa costruttrice, esercitata sull'albero motore [9]. In queste condizioni, sono state calcolate le forze e le coppie agenti tra i vari elementi costituenti il banco tramite le formule precedentemente esplicate. Nella successiva tabella vengono mostrati i valori ottenuti:

FORZE	[N]
$F_L = F_F$	7718
$F_{\Omega A} = 2 \cdot F_{a2}$	22660
$F_{a2} = F_{2a} = F_{aM} = F_{Ma} = F_{bN} = F_{Nb} = F_{1b} = F_{b1}$	11330
$F_A = F_B$	6271
COPPIE	[Nm]
C_{Ω}	5588
C_M (dichiarata)	1575
C_{V2}	4013

Tabella 1.3: forze e coppie agenti tra gli elementi del banco prova

La coppia di precarico massima da applicare sul vincolo 2 nella prova è quindi " C_{V2} ", a cui corrisponde una forza di leva pari a " $F_{carico} = F_L$ ".

1.1.9 SISTEMA DI TIRO

Per ottenere la forza di carico " F_L " desiderata, è stato costruito un sistema di carico costituito da un meccanismo vite/madrevite accoppiato ad una molla, realizzata con molle Bauer a tazza disposte in parallelo. Queste molle hanno le seguenti caratteristiche [8]:

DIMENSIONE	[mm]
Diametro esterno " D_e "	40.0
Diametro interno " D_i "	20.4
Spessore " t "	1.0
Altezza interna " h_0 "	1.3
Altezza esterna " l_0 "	2.3

Tabella 1.4: dimensioni delle molle a tazza utilizzate

Per quanto riguarda la rigidezza di un singolo elemento, essa segue l'andamento rappresentato nella seguente figura:

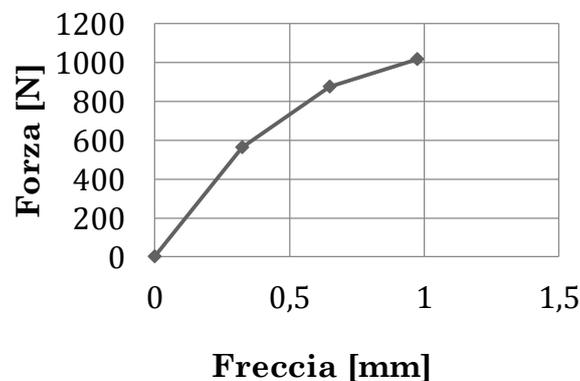


Figura 1.8: caratteristica della singola molla a tazza

Essendo interessati solo al primo tratto lineare, che ha come valore di rigidezza " $k = 1738 \frac{N}{mm}$ ", è necessario non superare il valore di freccia massimo di compressione " $f_{max} = 0.325 mm$ ". Pertanto il sistema, che può essere soggetto ad un carico massimo di " F_L ", deve essere accoppiato con un sistema di molle in grado di generare come minimo una costante elastica equivalente pari a:

$$k_{eq} = \frac{F_{carico}}{f_{max}} = 23748 \frac{N}{mm} \quad (1.19)$$

Per ottenere questo valore, è necessario collegare " n " molle uguali in parallelo, valore che si calcola tramite la seguente formula:

$$n = \frac{k_{eq}}{k} \approx 14 \quad (1.20)$$

Per sicurezza, sono stati montati venti elementi che producono un ingombro massimo di " $i_{max} = 46 mm$ ".

Nella **Figura 1.9** viene mostrata una molla Bauer e il montaggio di quest'ultime in parallelo nel sistema di carico.



Figura 1.9: singola molla Bauer (a sinistra) e molle Bauer in parallelo (a destra)

1.2 COMPORTAMENTO VIBRAZIONALE

Nel paragrafo 1.1.2, il rapporto di trasmissione è definito come un rapporto tra le velocità angolari delle ruote dentate e, assumendo che le ruote siano infinitamente rigide, fornisce un valore numerico costante. Osservando il comportamento medio durante un periodo di rivoluzione dell'albero primario, il rapporto di trasmissione risulta essere effettivamente uguale a quello calcolato teoricamente, ma analizzando il suo valore istantaneo, si osservano delle oscillazioni. Ciò si verifica principalmente a causa di difetti presenti sui vari componenti del riduttore e dalla elasticità degli stessi. I difetti vengono suddivisi in due sottocategorie: i difetti localizzati che producono vibrazioni cicliche e dei quali può essere identificata una ben precisa impronta spettrale; i difetti non localizzati che producono rumore ad ampio spettro. Questa distinzione viene applicata sia ai cuscinetti sia alle ruote dentate.

Esistono, inoltre, una serie di fenomeni con carattere vibrazionale aleatorio, pertanto imprevedibili, che costituiscono lo spettro di fondo dal quale emergono le frequenze dei fenomeni localizzati. Ad esempio, fenomeni di questo tipo possono essere: l'espulsione violenta dell'olio usato per la lubrificazione durante l'ingranamento; l'urto tra i denti dovuto al gioco di ingranamento; l'inversione della forza di attrito quando il punto di contatto tra i denti si sposta dall'interno di un cerchio primitivo di una ruota all'interno di quella che ingrana con essa; le forze di ingranamento che si scaricano sulla carcassa; ecc. Questi fenomeni casuali possono eccitare le frequenze di risonanza di un organo della macchina, generando un rumore di fondo e, in casi limite, il danneggiamento dello stesso.

Nei successivi paragrafi verranno mostrati i principali difetti evidenziabili dall'analisi spettrale e dall'utilizzo di encoder rotativi.

1.2.1 ERRORE DI TRASMISSIONE (TRANSMISSION ERROR)

Il contatto tra i denti, che avviene lungo un segmento chiamato di ingranamento o di contatto, è soggetto a difetti di lavorazione e di deformazione sotto carico che modificano il profilo teorico ad evolvente. Ciò causerà un rapporto di trasmissione istantaneo variabile nel tempo [2], attorno ad un valore medio pari a quello calcolato nella formula (1.3). Per questo è stata definita in letteratura una grandezza detta errore di trasmissione, definita come la differenza tra la posizione angolare reale " $\theta_{2,r}$ " della ruota condotta e quella teorica " $\theta_{2,t} = \frac{z_1}{z_2} \theta_1$ " derivante dalla conoscenza della posizione angolare della ruota motrice " θ_1 ":

$$\epsilon = \theta_{2,r} - \frac{z_1}{z_2} \theta_1 \quad (1.21)$$

Tale errore è influenzato essenzialmente dagli angoli spazzati dalle ruote e dal loro numero di denti. Nella **Figura 1.10** viene illustrato un esempio di errore, da cui è facile dedurre come, durante un periodo di rivoluzione dell'albero primario, si ripetano alcune forme caratteristiche attorno ad un certo valor medio dovute al ripetersi del contatto tra gli stessi denti.

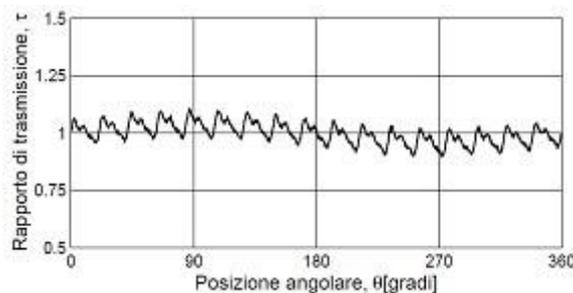


Figura 1.10: andamento tipico dell'errore di trasmissione

Per rendere di più facile lettura il fenomeno, si effettua una modellazione approssimando il contatto tra i due denti con il contatto tra due travi incastrate ciascuna su una delle due ruote, come mostrato in **Figura 1.11**. Nella fase di ingranamento, il punto di contatto si sposta sul profilo dei denti causando una variazione della rigidità con la quale i due denti si oppongono alla deformazione.

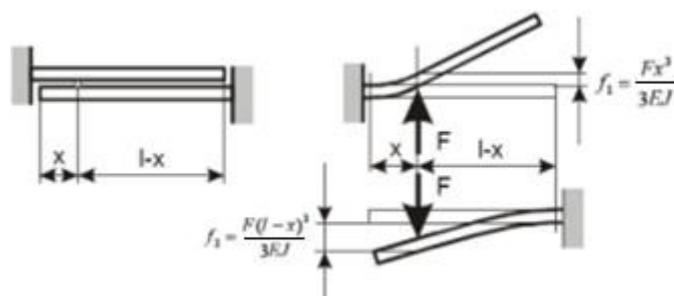


Figura 1.11: rigidità di ingranamento

Definendo con " F " la forza nel punto di contatto tra i denti e " x " la distanza tra il punto di contatto e la ruota condotta, la rigidità globale è definita come la forza necessaria per determinare uno spostamento relativo unitario delle due mensole, pertanto bisogna ottenere un'uguaglianza tra le due frecce. Questa rigidità sarà funzione: del modulo di elasticità " E ", del momento di inerzia della sezione rispetto all'asse neutro " J " e della posizione " x " di applicazione del carico. Essendo il sistema simmetrico rispetto alla mezzeria delle mensole, la rigidità avrà variazioni periodiche, creando un segnale ad una frequenza caratteristica chiamata frequenza di ingranamento GMF (*Gear Meshing Frequency*), considerato alla base dell'analisi spettrale dell'errore di trasmissione. Nella

fase d'ingranamento, il fenomeno si ripete, ad ogni rotazione completa di una delle due ruote, tante volte quanti sono i denti della ruota stessa. Pertanto si ottiene che la frequenza di ingranamento sarà uguale alla seguente formula:

$$GMF = f_1 z_1 = f_2 z_2 \quad (1.22)$$

dove " f_1 " e " f_2 " rappresentano le frequenze di rotazione delle due ruote. Bisogna ricordare che la deformazione è funzione del carico causando la variazione delle linee spettrali, pertanto, per poter confrontare i risultati di diverse prove su ingranaggi, queste devono essere sottoposte allo stesso carico.

1.2.2 DIFETTI GEOMETRICI ALL'ORIGINE DELLE FREQUENZE CHE DANNO LA FORMA D'ONDA CARATTERISTICA

L'errore di trasmissione, come si può intuire dalla spiegazione precedente, è un errore di natura geometrica. La deviazione del profilo reale del dente è influenzato da diversi fattori, di cui i principali sono la deformazione sotto carico, i difetti introdotti durante i processi di lavorazione ed il progredire dell'usura. Essi influiscono sulla forma d'onda caratteristica che si ripete intorno al valor medio del rapporto di trasmissione, e lo fa nella maniera spiegata di seguito.

Gli errori dovuti alla lavorazione [2] sono comuni a tutti i denti, a causa delle tolleranze di realizzazione intrinseche e non eliminabili di un qualunque componente meccanico. A causa loro, si generano segnali sia alla GMF sia a frequenze diverse da quella di ingranamento e dalla sue armoniche, quest'ultime chiamate "componenti fantasma": sono dovute a difetti periodici incavati sulla ruota durante il processo di taglio della dentatura e corrispondono alla GMF di una ruota equivalente con numero di denti pari a quello della ruota dentatrice solidale al mandrino della macchina utensile, che si sovrappone allo spettro di ingranamento. Tali componenti fantasma sono poco sensibili alla variazione di carico, essendo dovute ad errori di tipo geometrico, e perciò sono facilmente identificabili nello spettro. Inoltre, tendono ad attenuarsi con il procedere dell'usura.

L'usura ha una progressione maggiore sull'estremità del dente invece che sulla radice e ciò è dovuto al maggiore strisciamento e pressioni specifiche, mentre nella vicinanza delle primitive gli effetti sono ridotti.

In alcuni casi, si riscontrano nello spettro delle linee a frequenza frazionaria " f_F " rispetto a quella di ingranamento. Ciò è constatato quando i numeri dei denti delle ruote accoppiate hanno un fattore comune " μ " (chiamato rapporto di trasmissione improprio) come, per esempio, quando i numeri di denti delle due ruote sono entrambe pari.

$$f_F = \frac{GMF}{M.C.D(z_1, z_2)} \quad (1.23)$$

In questi specifici casi, un difetto presente su una delle due ruote non viene distribuito in maniera uniforme su tutti i vani della seconda ruota, ma segna ciclicamente sempre gli stessi vani, intensificando gli effetti del difetto. Questo particolare difetto ha un peso importante sulla rumorosità e sulla durata utile dell'ingranaggio stesso.

Un'altra frequenza caratteristica è quella di ripetizione " f_R ", dovuta al ritorno in contatto degli stessi denti. Si ricava la sua espressione annotando che due denti tornano ad ingranare quando è entrato in contatto un numero di coppie pari al minimo comune multiplo dei numeri di denti delle due ruote.

Il periodo che intercorre tra i due eventi è il seguente:

$$T_R = \frac{m \cdot c \cdot m(z_1, z_2)}{GMF} \quad (1.24)$$

Si ottiene pertanto che la frequenza sarà:

$$f_R = \frac{1}{T_R} = \frac{GMF}{m \cdot c \cdot m(z_1, z_2)} \quad (1.25)$$

Tutte le frequenze trattate in questo capitolo sono funzione della sola geometria ed hanno come causa scatenante l'ingranamento tra le ruote. Nel prossimo paragrafo saranno esaminate le frequenze non associabili alle cause precedentemente trattate.

1.2.3 ALTRI DIFETTI CHE ORIGINANO FREQUENZE IDENTIFICABILI DURANTE L'INGRANAMENTO

Altri difetti comuni e di evidente rilevanza, che posso influenzare e impedire il corretto funzionamento di una ruota dentata, sono: l'eccentricità tra asse di rotazione e asse geometrico della ruota; l'eccessivo gioco di ingranamento; l'usura dei denti; la rottura di un dente; il disallineamento tra gli assi di rotazione delle ruote a contatto [2]. Di questi difetti, alcuni hanno una o più frequenze caratteristiche, mentre altri è possibile associare solo un rumore ad ampio spettro. Di seguito si esaminano, caso per caso, questi difetti.

L'eccentricità causa una modulazione del segnale alla frequenza di ingranamento e pertanto è identificabile sotto forma di componenti di modulazione sullo spettro. Per comprendere quanto appena detto, è necessario avere un'idea di cosa sia la modulazione in ampiezza: essa è un fenomeno che si presenta quando due segnali a frequenze diverse (generalmente la ruota non eccentrica sarà " $x_1(t) = A \cos \alpha$ ", dove " $\alpha = 2\pi f_1 t$ ", mentre quella eccentrica sarà " $x_2(t) = B(1 + \cos \beta)$ ", dove " $\beta = 2\pi f_2 t$ ") si combinano tra loro tramite un prodotto. Il segnale con frequenza " f_1 " è definito portante mentre quello con frequenza " f_2 " è definito modulante.

Il loro prodotto è il seguente:

$$y = x_1 \cdot x_2 = A \cos \alpha \cdot (1 + \cos \beta) \quad (1.26)$$

Tramite le formule di Werner, si ricava la relazione che mostra la modulazione in ampiezza:

$$y = A \cos(2\pi f_1 t) + \frac{A}{2} \cos[2\pi(f_1 + f_2)t] + \frac{A}{2} \cos[2\pi(f_1 - f_2)t] \quad (1.27)$$

L'effetto di questo fenomeno, nel dominio del tempo e della frequenza, è mostrato in **Figura 1.12**.

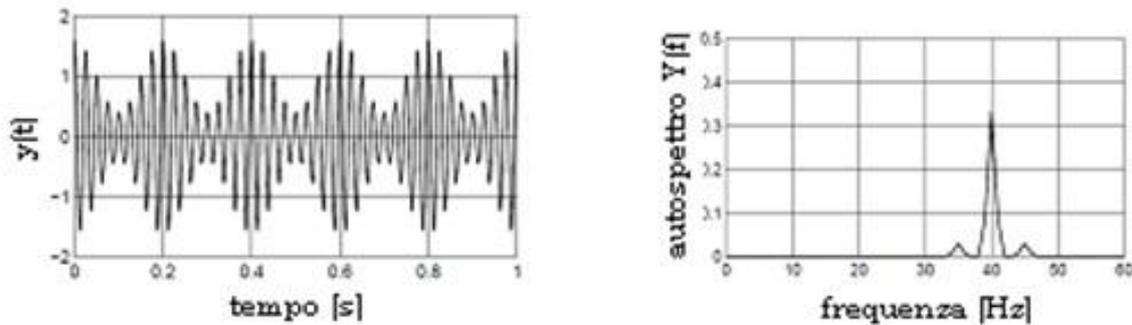


Figura 1.12: risultati dovuti alla modulazione in ampiezza di un segnale portante a frequenza 40 Hz da parte di un segnale modulante a 5 Hz nel dominio del tempo (a sinistra) e della frequenza (a destra)

Analizzando lo spettro, è facile individuare la comparsa di due bande laterali a quella della frequenza di ingranamento, con frequenza " $f_1 - f_2$ " per la banda a sinistra della portante (in **Figura 1.12** con valore di 35 Hz) e con frequenza " $f_1 + f_2$ " per la banda a destra della portante (in **Figura 1.12** con valore 45 Hz) dovuto alla modulazione in ampiezza. Inoltre, se il rapporto di trasmissione è improprio, il fenomeno si intensifica con l'aumento dell'usura, poiché le coppie di denti tornano periodicamente in presa e la ruota eccentrica trasmette loro il carico in modo non uniforme durante il periodo di rotazione, causando una sequenza di denti più usurati sulla ruota condotta. Nello spettro si riscontra dunque la comparsa della frequenza frazionaria e delle sue armoniche, accompagnate da bande di modulazione. Un fattore che ci può segnalare la presenza di eccentricità è la maggiore ampiezza delle bande a destra della GMF.

Il gioco eccessivo e l'usura generano tipicamente rumore ad ampio spettro, essendo il movimento delle ruote imprevedibile. Nel caso di un gioco importante sull'albero o sui cuscinetti, si riscontrano nello spettro bande distanziate della frequenza di rotazione della ruota con gioco eccessivo, tipico di un segnale modulato in frequenza. La modulazione in frequenza può essere considerata come una variazione periodica della velocità delle ruote ed è composta da due frequenze, generalmente di forma " $x_1(t) = A \cos(\alpha + x_2(t))$ " e " $x_2(t) = B \sin \beta$ ", dove " $\alpha = 2\pi f_1 t$ " e " $\beta = 2\pi f_2 t$ " e " B " è l'indice di modulazione di fase ed è compreso tra 0 e π .

Pertanto, il modello matematico può essere descritto come segue:

$$y = A \cos[2\pi f_1 t + B \sin(2\pi f_2 t)] \quad (1.28)$$

L'effetto nei domini del tempo e della frequenza è riportato in **Figura 1.13**.

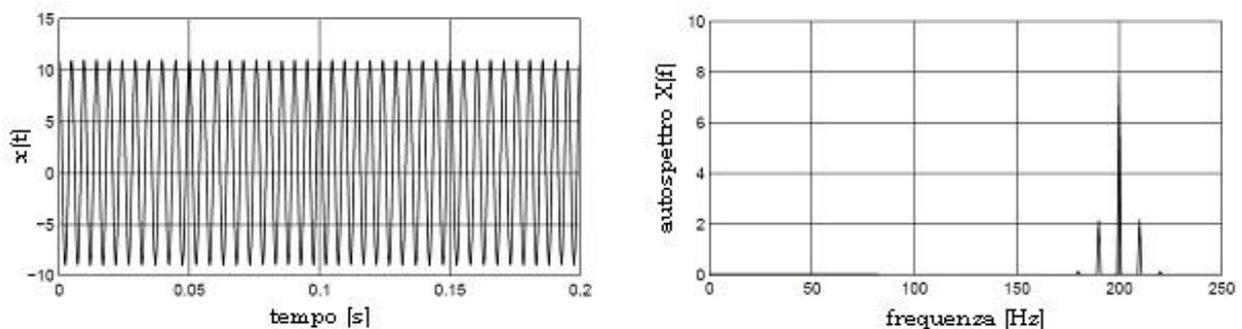


Figura 1.13: effetto della modulazione in frequenza per segnali con $A = 10$, $B = 0.3\pi$, $f_1 = 200 \text{ Hz}$, $f_2 = 10 \text{ Hz}$ nel dominio del tempo (a sinistra) e della frequenza (a destra)

Analizzando la **Figura 1.13**, si può notare la presenza di una linea spettrale a frequenza " f_1 ", accompagnata da poche coppie significative di bande laterali a $f_1 \pm f_2, f_1 \pm 2f_2$, ecc. Generalmente le componenti laterali sono simmetriche rispetto alla frequenza del segnale modulato, tuttavia in presenza contemporanea di modulazione in ampiezza ed in frequenza può aumentare o diminuire in modo vario l'ampiezza delle bande laterali destre e sinistre; ciò si può verificare quando una ruota presenta sia eccentricità sia giochi rilevanti. Se il difetto più rilevante è l'eccentricità, si rivela una diminuzione delle bande laterali di sinistra, mentre in presenza di giochi particolarmente rilevanti si riscontra una diminuzione delle bande laterali di destra.

In presenza di difetti di allineamento tra gli assi delle ruote, nello spettro è possibile individuare la frequenza di ingranamento e le sue armoniche con ampiezza decrescente. Se l'ampiezza della seconda armonica è maggiore delle altre, può essere presente un gioco eccessivo nella dentatura.

L'esistenza di denti scheggiati, criccati o al peggio rotti provoca, durante l'ingranamento, fenomeni impulsivi dovuti a variazioni più o meno elevate del carico. Il fenomeno si verifica, ad ogni giro, tante volte quanti sono i denti difettosi. Di conseguenza si generano linee spettrali a frequenza f_D pari ad:

$$f_D = z_D \cdot f \quad (1.29)$$

dove " f " è la frequenza di rotazione della ruota e " z_D " è il numero di denti difettosi. Questi fenomeni possono eccitare alcune frequenze proprie delle ruote, facilmente identificabili nello spettro in quanto non correlate alle frequenze di rotazione o di ingranamento.

Sono state elencate le principali cause vibrazionali di un riduttore dovute agli ingranaggi, tuttavia quest'ultimi non sono gli unici elementi che possono generare segnali acustici caratteristici. Infatti, i cuscinetti sono organi fondamentali che hanno frequenze caratteristiche e che sono sempre presenti in un assemblato, pertanto non possono essere trascurati nell'analisi degli spettri acustici emessi da un macchinario.

Nella **Tabella 1.5** sono mostrate le frequenze fino ad ora incontrate, a scopo riepilogativo:

FREQUENZA	CAUSA
GMF	Frequenza di ingranamento, pari al numero di contatti tra i denti che avvengono per ogni ciclo del pignone
f_F	Frequenza frazionaria, dovuta ad un divisore in comune tra i numeri di denti delle due ruote
f_R	Frequenza di ripetizione, dovuta al minimo comune multiplo tra il numero di denti delle due ruote
f_D	Frequenza dei denti difettosi, dovuta alla presenza di un numero di denti danneggiati

Tabella 1.5: sommario delle frequenze caratteristiche e loro cause

1.2.4 SPETTRO DEI CUSCINETTI

Le vibrazioni dovute ai cuscinetti [3] si vengono a creare dall'interazione tra gli elementi volventi, la gabbia e le piste che sono in moto relativo tra loro. I guasti che si verificano in questi particolari sono dovuti alla nascita di microcricche che provocano risalti sulle superfici o addirittura la desquamazione degli elementi (pitting): quando gli elementi volventi incontrano il risalto si verificano urti che producono vibrazioni a frequenze specifiche che sono funzione della geometria dei cuscinetti, del numero di elementi volventi, della velocità relativa tra le piste e della velocità di rotazione. Di importanza fondamentale sarà l'angolo di applicazione del carico rispetto al piano radiale del cuscinetto " φ ": in base al valore assunto, lo scorrimento relativo tra le parti (slippage) può essere più o meno accentuato, poiché con esse variano le componenti di carico assiale e radiale. Questo causa una differenza tra la velocità angolare dell'albero e quello della gabbia del cuscinetto, pari a circa l'1-2% del valore della frequenza di rotazione dell'albero. Definendo con " n " il numero di elementi volventi, " f " la frequenza di rotazione dell'albero primario, " D " il diametro esterno del cuscinetto e " d " il diametro interno del cuscinetto, le frequenze fondamentali che caratterizzano le vibrazioni di un cuscinetto sono:

- Ball Pass Frequency of the Outer race: è la frequenza con la quale avvengono gli urti tra gli elementi volventi ed i difetti presenti sulla pista esterna

$$BPFO = \frac{nf}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \varphi \right) \quad (1.30)$$

- Ball Pass Frequency of the Inner race: identico al BFPO, ma riferito alla pista interna

$$BPFI = \frac{nf}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \varphi \right) \quad (1.31)$$

Confrontando le ampiezze delle linee spettrali che caratterizzano i difetti sull'anello interno ed esterno, si nota che quelle dell'anello esterno sono più marcate. Quanto appena riferito si verifica per due fattori: il primo è dato dal percorso dell'onda sonora, a partire dal difetto fino a raggiungere il trasduttore, che incontra molto più materiale, come l'olio e acciaio delle piste, rulli o sfere e carcassa, e tutto ciò attenua il segnale; il secondo fattore è dato dal difetto sull'anello esterno, che è in posizione fissa rispetto alla direzione del carico, mentre il difetto sull'anello interno passa nella zona caricata sola una volta per giro e, quando si trova fuori da questa zona, può addirittura non generare alcun segnale, specialmente in presenza di giochi.

Esaminiamo adesso le altre due frequenze fondamentali:

- Fundamental Train Frequency (cage speed): si verifica quando la rotazione della gabbia è affetta da una irregolarità rispetto alle condizioni ideali. Ciò può essere dovuto all'eccessivo gioco tra gli elementi del cuscinetto

$$FTF = \frac{f}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \varphi \right) \quad (1.32)$$

- Ball (or Roller) Spin Frequency: è la frequenza con la quale un difetto presente su un elemento volvente urta una pista, interna o esterna. Pertanto, ammettendo che durante una rotazione dell'albero primario ogni elemento volvente compie almeno un giro, ciò causa come minimo due urti per ciclo, dovuto uno al contatto con la pista interna e l'altro alla pista esterna. Questo implica che le armoniche multiple pari del segnale BSF siano più rilevanti di quelle dispari nello spettro

$$BSF = \frac{D}{2d} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \cos \varphi \right)^2 \right] \quad (1.33)$$

Qualora le dimensioni del difetto siano limitate, tutte le frequenze fino ad adesso elencate si perdono in rumore di fondo. Solo in presenza di un difetto di dimensioni significative, le frequenze possono essere rilevate. Per questo, se si utilizzano cuscinetti nuovi, le componenti spettrali sono difficili da rilevare, a meno che non si adoperino dei filtri specifici e funzioni di pesatura delle armoniche adeguati.

2. MODIFICHE AL BANCO PROVA

Negli anni si sono susseguiti diversi lavori di tesi, supportati dal *Dynamics and Identification Research Group* del Politecnico di Torino al fine di perfezionare le tecniche di misurazione delle frequenze caratteristiche descritte nel precedente capitolo, al fine di progettare un banco prova compatibile con i mezzi messi a disposizione del gruppo di ricerca. La soluzione finale è stata realizzata e messa in opera da Passuello [8], in aggiunta ad un listato che permette la costruzione di una mappa acustica vettoriale liminare del macchinario. Nonostante l'egregio lavoro svolto in precedenza, è stato necessario apportare delle migliorie, al fine di risolvere problematiche dovute ad imperfezioni del banco e alla necessità di aggiungere nuovi strumenti di acquisizione all'interno e all'esterno del riduttore per permettere uno studio più raffinato del riduttore epicicloidale.

Per la progettazione delle componenti meccaniche, si è preferito evitare di commissionare società esterne per ragioni tempistiche ed economiche. Ciò è risultato accettabile dal fatto che tutti i particolari non necessitavano di accuratezza tale da richiedere l'utilizzo di macchinari per lavorazioni meccaniche ad alta precisione (come macchine a controllo numerico). Per questa ragione, nei disegni tecnici, non sono presenti tolleranze geometriche, in conformità con i macchinari per le lavorazioni meccaniche disponibili nel Laboratorio di Meccanica le quali non sono in grado di garantire e verificare tali tolleranze.

2.1 REALIZZAZIONE DEL SUPPORTO DEL SENSORE DI PRESSIONE

Per poter realizzare il particolare per il sensore di pressione, è stato necessario individuare il sensore adatto allo scopo preposto. Pertanto ne sono stati analizzati diversi tipi e di diverse marche, al fine di poter scegliere quello che più si confà all'esigenze del banco prova.

2.1.1 ANALISI DEI DIVERSI SENSORI DI PRESSIONE

I sensori di pressione si dividono in due principali categorie: quelli statici e quelli dinamici. La principale differenza è che quelli statici misurano con esattezza la pressione media assoluta, senza essere sensibili alle piccole variazioni che si possono verificare; mentre quelli dinamici hanno un'ottima capacità di percepire le variazioni di pressione, a scapito del valor medio che in genere non è quello effettivo. Essendo il nostro obiettivo quello di individuare le variazioni di pressione all'interno del banco prova, sono state esaminate cinque diverse società che producono sensori di pressione dinamici: B&K, IFM, KISTLER, MEGGITT e PCB. Prima di analizzare i singoli prodotti delle diverse società, è importante conoscere i valori che caratterizzano questi sensori.

- Pressione dinamica massima: indica il valore massimo di pressione percepito dal sensore, misurato in [kPa] e [dB];
- Sensibilità: al crescere di questo valore il sensore sarà in grado di percepire variazioni di pressione sempre più piccole, misurato in [mV/kPa];
- Risoluzione: indica il valore minimo di pressione percepita dal sensore, misurato in [kPa] e [dB];

- Frequenza massima: indica il valore di frequenza massimo che il sensore può captare, misurato in [kHz];
- Frequenza di risonanza: indica la frequenza di risonanza del sensore, misurato in [kHz];
- Temperatura massima: indica la temperatura massima a cui può essere sottoposto il sensore, misurato in [°C];
- Ingombro radiale massimo: indica le dimensioni massime radiali, misurato in [mm].

Le caratteristiche più interessanti per l'obiettivo preposto per il banco prova sono sicuramente la risoluzione e la sensibilità e su di esse si baserà essenzialmente la scelta del sensore.

Di seguito verranno descritte le diverse serie di prodotti di ogni società, spiegandone gli utilizzi principali e le caratteristiche generali:

Esaminando i prodotti della società B&K, sono stati individuati due principali tipologie di sensori: i "pressure-field TEDS microphones" utilizzati per misurazioni di sistemi piccoli e chiusi o per sistemi chiusi con presenza elevata di superfici riflettenti e i "diffuse-field TEDS microphones", chiamati anche microfoni per incidenza randomica, utilizzati per misurazioni dove il campo del suono è diffuso e i suoni sono generati da diverse sorgenti e le onde sono riflesse da muri, soffitti e oggetti.

Per quanto riguarda la società IFM, sono stati analizzati dei trasmettitori di pressione con cella di misurazione, generalmente usati per aree igieniche con segnale analogico. Considerati inadatti perché il miglior sensore individuato ha come valore di pressione minimo individuabile pari a 1.25 kPa equivalente a circa 156 dB, valore troppo alto per le necessità del banco prova.

Analizzando i sensori proposti dalla KISTLER, sono state individuate due principali categorie di prodotti: i "sensori di pressione piezoelettrici (IEPE) miniaturizzati (serie 221B)" utilizzati per misurare eventi dinamici e transitori in diverse condizioni ambientali con ingombri estremamente ridotti e i "sensori di pressione piezoelettrici per applicazioni di test e di misura (serie 601CBA)" dotati di una sensibilità maggiore che assicura un'ottima accuratezza nel misurare pressioni dinamiche, anche ad alte temperature.

Sono state individuate due serie di trasduttori di pressione piezoresistivo della MEGGITT interessanti, la serie 8507C e la serie 8510B, trattasi di trasduttori miniaturizzati ad alta sensibilità e con una alta frequenza di risonanza e queste due caratteristiche li rendono adatti a misurazioni di pressioni dinamiche.

Infine sono stati esaminati i prodotti della PCB, individuando le seguenti serie di sensori: 102B, sono sensori dinamici per applicazioni ad alta frequenza, dove è richiesto un piccolo diametro ed un isolamento del sensore; 103B, sono sensori di pressione ad alta sensibilità di piccole dimensioni, utilizzati per misurare eventi transitori di pressione, turbolenze ed altri fenomeni acustici di strutture o di modelli aerodinamici; 105C, sono sensori di pressioni dinamiche progettate per effettuare misure dove lo spazio è estremamente limitato; 106B, sono sensori di pressione acustica ad alta sensibilità, realizzati per misurare perturbazioni della pressione in aria o fluidi in condizioni ambientali difficili; 112A, sono sensori di pressione miniaturizzati, progettati per basse pressioni, per applicazioni ad alta risoluzione e dotati di compensatore di accelerazione; 113B, sono sensori per applicazioni ad alta frequenza, dove è richiesto un piccolo diametro.

Di seguito verrà illustrata una tabella con tutti i valori dei sensori presi in considerazione (verranno mostrati solo quelli con caratteristiche compatibili con il caso in esame):

		Pressione dinamica max [kPa]	Pressione dinamica max [dB]	Sensibilità [mV/kPa]	Risoluzione [kPa]	Risoluzione [dB]	Frequenza max [kHz]	Frequenza di risonanza [kHz]	Temperatura max [°C]	Ingombro radiale max [mm]
B&K	Pressure-field	4192-B/C/L-001	2,518	162	12500	-	20	-	80	12,700
		4956-W-001	0,112	135	12500	-	20	-	80	12,700
		4938-A-011	7,962	172	1400	-	70	-	80	6,350
		4938-B/C/L-002	7,962	172	1400	-	70	-	80	6,350
		4944-A	5,637	169	900	-	70	-	85	6,350
	4944-B	5,637	169	900	-	70	-	85	6,350	
	4138-A-015	5,024	168	560	-	140	-	80	3,175	
	4138-B/C/L-006	5,024	168	560	-	140	-	80	3,175	
	4942-B/C/L-001	0,399	146	50000	-	16	-	80	12,700	
	4942-A-021	0,100	134	50000	-	16	-	80	12,700	
4942-A-031	0,071	131	50000	-	-	-	80	12,700		
4942-H-041	0,100	134	50000	-	20	-	125	12,700		
4943-B/C/L-001	0,502	148	50000	-	10	-	80	12,700		
IFM	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
KISTLER	221B	340,000	204,6089784	15	0,00400	106	-	-	121	6,350
	00001,5	150,000	197,5012253	33	-	-	-	-	120	6,330
	601CBA	350,000	204,860761	14	-	-	-	-	120	6,330
MEGGITT	8507C	6,895	170,7497832	36	-	-	-	55	107	2,420
	8507C-2	13,790	176,7703831	22	-	-	-	70	107	2,420
	8510B-1	6,895	170,7497832	36	-	-	-	55	121	7,920
8510B-2	13,790	176,7703831	22	-	-	-	70	121	7,920	
PCB	103B	20,703	180,3	218	0,000142	77	-	>13	121	15,240
	103B02	20,703	180,3	218	0,000142	77	-	>13	121	9,530
	106B	6,890	170,7437845	725	0,000130	76	-	>40	121	20,000
	112A	345,000	204,735782	15	0,007000	111	-	>250	135	7,000
113B	344,700	204,7282258	15	0,007000	111	-	>500	135	7,000	

Tabella 2.1: caratteristiche dei sensori di pressione esaminati

In tabella, per facilitarne la differenziazione, le aziende produttrici sono state evidenziate con colori diversi; mentre, i sensori che hanno caratteristiche interessanti per il banco prova in esame, sono stati evidenziati in giallo. Considerando la caratteristica “sensibilità” è immediato notare che i prodotti della società B&K sono sicuramente i migliori, ma essendo microfoni più che sensori di pressioni, sono adatti a misurazioni in ambiente protetto (quindi sarebbe necessario collocare il microfono all’esterno del sistema). Invece è stato posto come obiettivo della tesi quello di inserire il sensore all’interno del banco a diretto contatto con le onde di pressione generate dal riduttore, pertanto tutti i microfoni della B&K sono da scartare. Infine la scelta è ricaduta sul sensore della PCB 106B52. Nell’**Allegato 1**, sono presenti i principali dati tecnici. Il sensore individuato, nonostante l’elevata sensibilità, è dotato di un involucro di protezione che gli permette di essere collocato in ambienti ostili; può dunque sopportare la contaminazione da parte dell’olio lubrificante presente nel banco prova.



Figura 2.1: Sensore di pressione PCB 106B52

2.1.2 REALIZZAZIONE DEL SUPPORTO DEL SENSORE

Scelto il sensore di pressione, la fase successiva implica l’individuazione della sua posizione e la progettazione del suo supporto.

Per quanto riguarda la collocazione, è evidente che il sensore non può essere collocato in una parte in rotazione, perché causerebbe l’avvolgimento del cavo conduttore del segnale. Per questa ragione, il sensore verrà posto nel lato più interno del componente definito nella precedente tesi [8] come *tubo reggi peso*, mostrato in **Figura 2.2**, essendo richiesto che il sensore in argomento debba interfacciarsi direttamente con i riduttori, per poterne captare ogni piccola variazione delle onde di pressione.

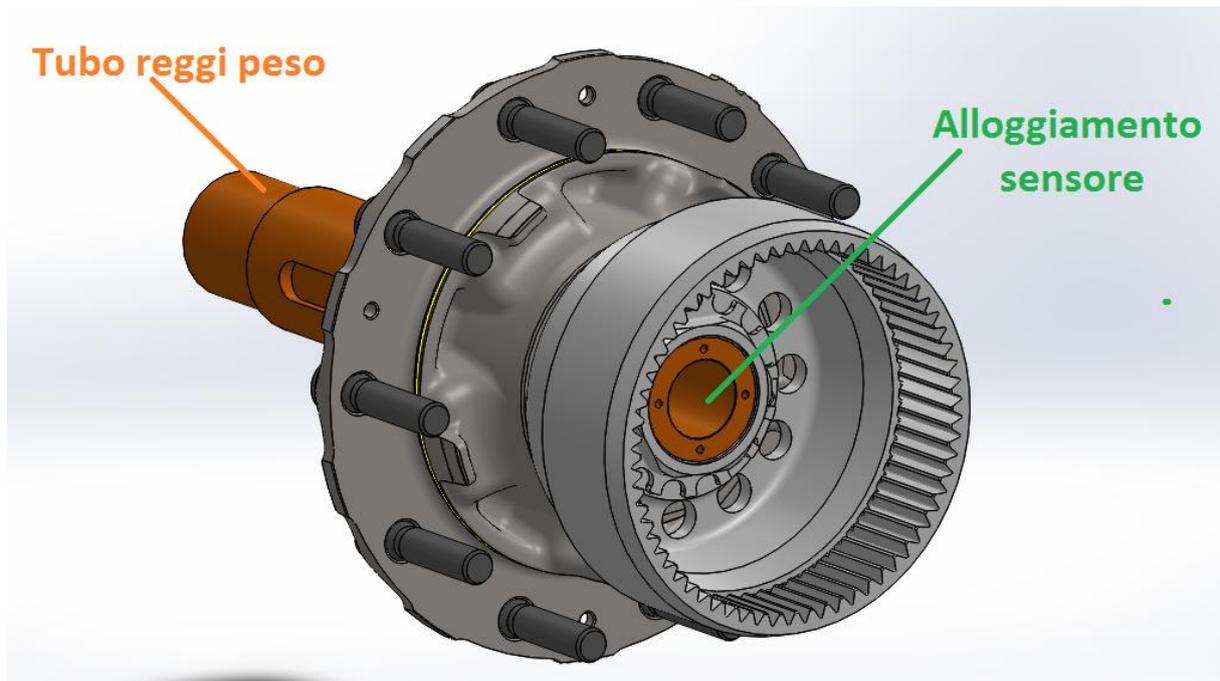


Figura 2.2: alloggiamento sensore

Passando alla realizzazione del particolare, che chiameremo *supporto del sensore*, in [8] era stato disegnato un particolare non adeguato allo scopo (**Allegato 2**). Infatti, nella scheda del sensore è presente, oltre alle informazioni e alle caratteristiche tecniche dello stesso, anche il disegno tecnico del medesimo e le informazioni necessarie per la preparazione del foro per il suo montaggio (**Allegato 3**). Seguendo le informazioni presenti sull'**Allegato 3** e conoscendo le caratteristiche del *tubo reggi peso*, la realizzazione del foro per l'alloggiamento del sensore è stata immediata. Verranno spiegate di seguito le scelte tecniche effettuate per la realizzazione del *supporto del sensore*.

Il *supporto del sensore* (**Allegato 4**), mostrato nella **Figura 2.3**, è stato realizzato in alluminio per la facilità di lavorazione, che ne ha permesso la realizzazione, tramite tornitura, fresatura e foratura, direttamente nel laboratorio del Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale. E' significativo rilevare come il foro per l'alloggiamento del sensore non è centrato, ma è stato realizzato al di sopra dell'asse di rotazione al fine di ridurre la possibilità che il lubrificante, presente nel banco, possa venire a contatto con il sensore.



Figura 2.3: supporto del sensore

2.2 IL CAVO DEL SENSORE

Il sensore di pressione dovrà essere collegato ad uno strumento di acquisizione, quindi, è indispensabile prevedere il passaggio di un cavo (**Figura 2.4**) all'interno del *tubo reggi peso* fino all'esterno del banco prova.



Figura 2.4: cavo del sensore di pressione

Essendo presente alla fine del *tubo reggi peso* un ulteriore particolare, chiamato *tappo tubo fisso lato slave* [8], si è reso necessario effettuare delle modifiche al particolare, raffigurato nella **Figura 2.5**.



Figura 2.5: tappo tubo fisso lato slave

Lo scopo di questo particolare è quello di impedire al lubrificante di uscire all'esterno attraverso il *tubo reggi peso*, ma, allo stato attuale, questo obiettivo è raggiunto dal sensore e dal supporto dello stesso; pertanto, sarebbe stato possibile anche eliminare il *tappo tubo fisso lato slave* per consentire il passaggio del cavo. Ciò nonostante, si è preferito effettuare alcune modifiche al particolare, al fine di garantire un ulteriore impedimento al passaggio del lubrificante. Pertanto il componente modificato, che chiameremo *tappo forato tubo fisso lato slave* (**Allegato 5**), è stato dotato di un foro, coassiale a quello del *supporto del sensore*, per il passaggio del cavo suddetto, in modo da ridurre al minimo le tensioni del medesimo. Di seguito viene mostrato nella **Figura 2.6** il particolare realizzato.

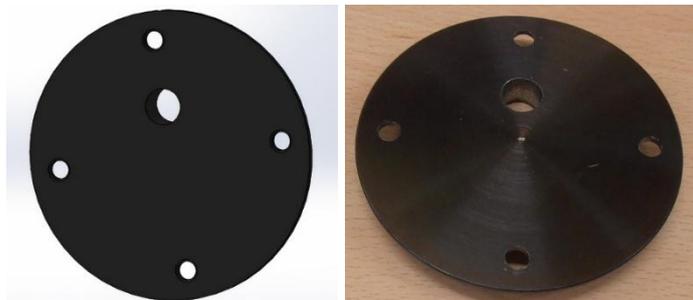


Figura 2.6: tappo forato tubo fisso lato slave

2.3 TAPPO OLIO LATO MOTORE

Durante le fasi preliminari di utilizzo del banco prova, si è palesata una perdita di olio lubrificante sul lato del riduttore master supportato dal *vincolo rigido*. Questa parte del banco prova è stata allestita dall'azienda Meritor, che progetta e assembla questo tipo di riduttori. Evidentemente, è stato trascurato l'aspetto della tenuta del lubrificante durante la progettazione del *vincolo rigido* (lato motore). E' importante comprendere la ragione di questa perdita, perché solo tramite essa è possibile individuare una soluzione. A questo scopo viene mostrata la sezione del banco prova (**Figura 2.7**), in modo da evidenziare il punto critico del sistema.

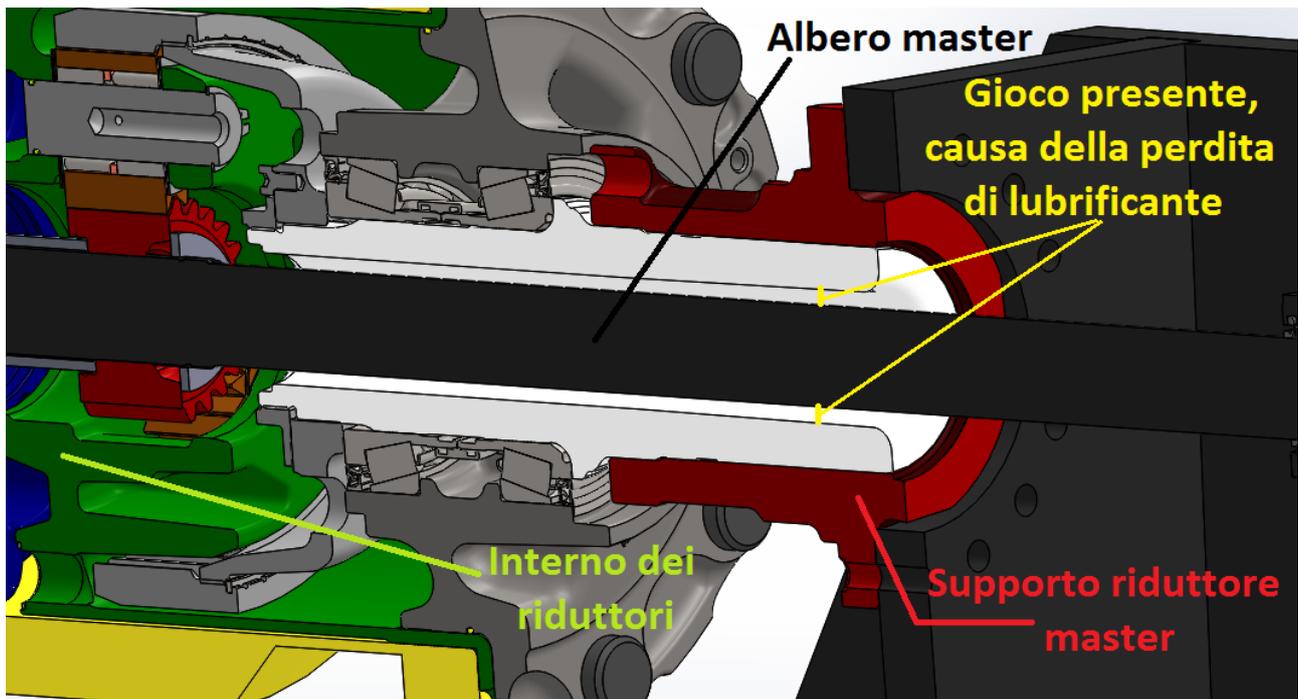


Figura 2.7: vista in sezione del banco, evidenziando la presenza del gioco tra albero master e supporto riduttore master

Come mostrato nella **Figura 2.7**, il particolare di colore rosso, detto *supporto riduttore master*, sorregge un albero fisso (di colore bianco nella **Figura 2.7**), che presenta un gioco rilevante per il passaggio dell'albero master, gioco che impedisce il contatto con le superfici fisse (anche in presenza di cilindricità dell'albero o altre tolleranze geometriche), ma ciò causa il passaggio del lubrificante dall'interno dei riduttori all'esterno. È possibile che, a causa di una dimenticanza, non sia stata elaborata una soluzione per impedire la fuoriuscita del lubrificante all'esterno.

A differenza del *supporto del sensore*, la realizzazione del particolare, che chiameremo *tappo olio lato motore*, è stata molto più complicata. Tale difficoltà è dovuta alla geometria complessa dell'alloggiamento in cui si vuole collocare il particolare al fine di arginare la perdita di olio. Per comprendere meglio queste difficoltà, di seguito viene mostrato il luogo da cui fuoriesce il lubrificante (**Figura 2.8**).

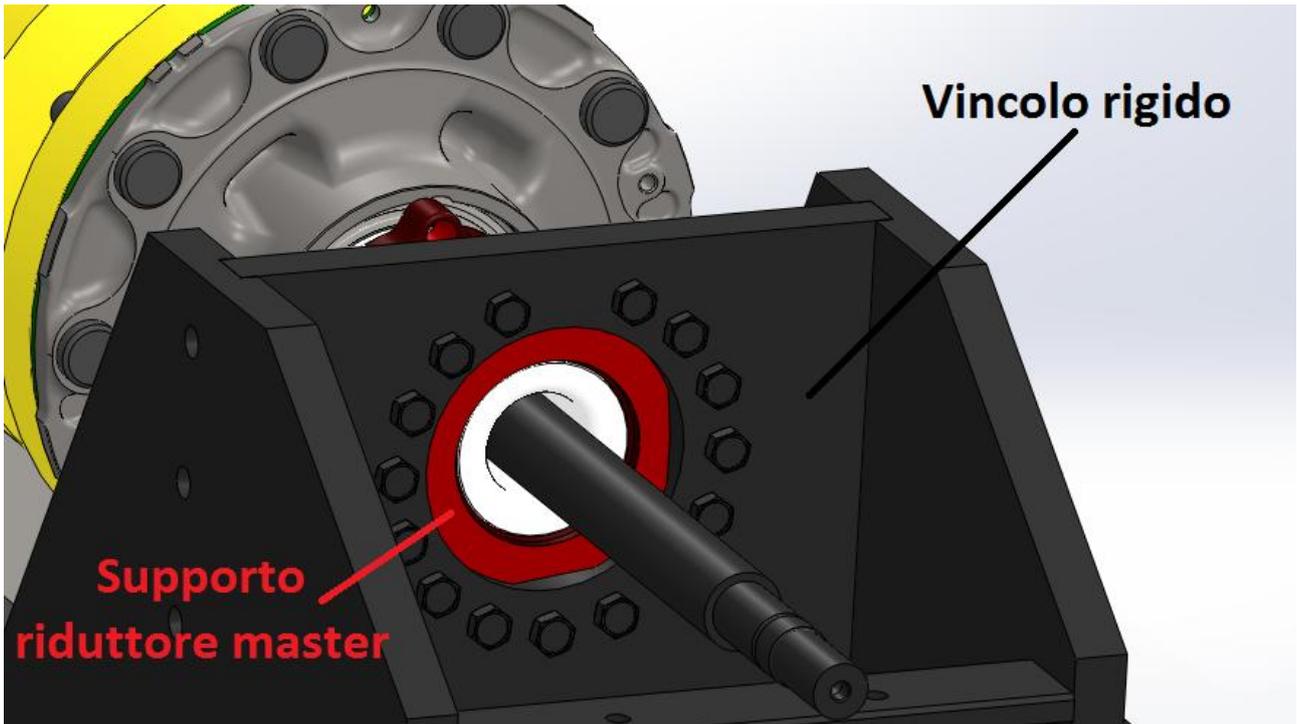


Figura 2.8: vista della zona da cui si rilevano le perdite di lubrificante

Come si può rilevare, la zona da cui proviene la perdita d'olio è dotata di una rientranza circolare di spessore molto ridotto (10 mm). All'esterno della stessa sono presenti ben quindici viti, accoppiate con il *supporto riduttore master*. Inoltre, il *vincolo rigido* di colore nero che sorregge il lato del banco, dove è presente il motore che circonda questa zona, limita le dimensioni radiali massime del particolare che deve essere realizzato. Altro fattore da tenere in considerazione, per la realizzazione del *tappo olio lato motore*, è la fase di montaggio. Infatti, osservando la **Figura 2.9**, si può notare la presenza di diverse componenti, che debbono essere smontate per consentire l'inserimento di un oggetto che si accoppi con l'*albero master* e che impedisca le perdite.

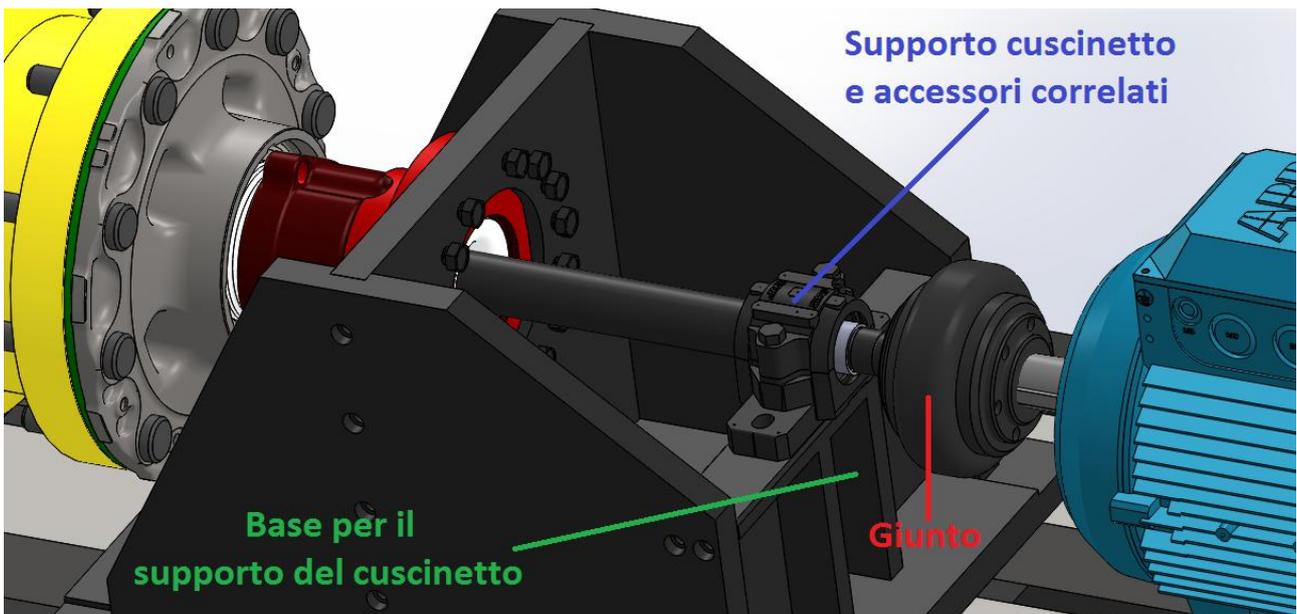


Figura 2.9: elementi d'intralcio per l'inserimento del tappo olio lato motore

Sono state proposte diverse soluzioni per risolvere il problema, alcune delle quali avrebbero permesso l'installazione del tappo senza la necessità di smontare le componenti dell'*albero master*, ma a discapito di una aumentata difficoltà di lavorazione dei particolari e dell'efficacia della tenuta. La scelta è ricaduta sul disegno presentato nell'**Allegato 6**. Il particolare è stato realizzato in alluminio, per facilitarne la lavorazione, ed è dotato di alloggiamenti, progettati per contenere una tenuta radiale per alberi rotanti (*paraolio*) e una guarnizione in gomma (*O-ring*). Questi due elementi sono i componenti fondamentali per ostacolare la fuoriuscita del lubrificante. Infatti l'*O-ring* ha lo scopo di impedire le perdite lungo le pareti verticali del *vincolo rigido*, mentre il *paraolio* impedisce quelle lungo l'*albero master*.

Per quanto riguarda la scelta dell'*O-ring*, essendo noto il diametro interno ed esterno dell'incavo presente sul supporto, è stato scelto l'*O-ring* OR 203 presente nel catalogo Angst+Pfister (**Allegato 7**) in cui sono date le dimensioni e la modalità di realizzazione dell'alloggiamento dello stesso.

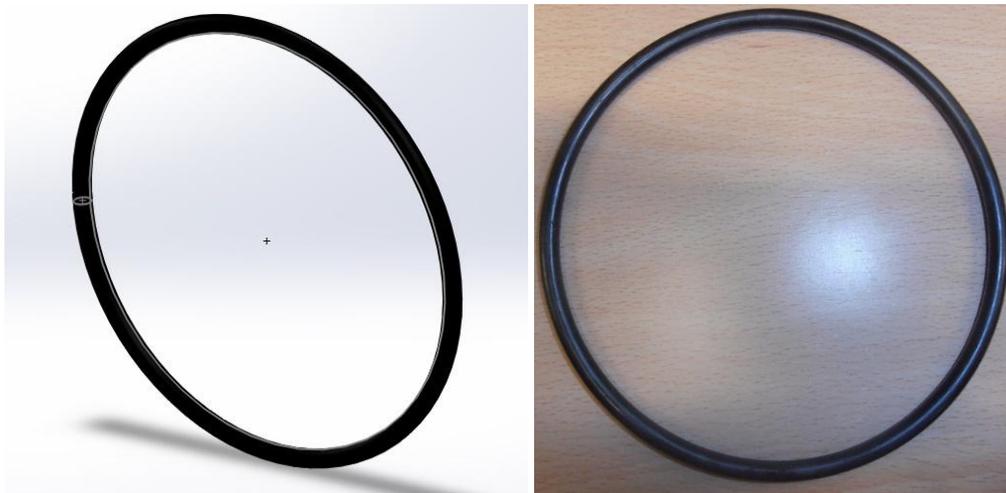


Figura 2.10: O-ring 125x5.34

La scelta del *paraolio* (**Figura 2.11**) è stata basata ovviamente sul diametro dell'*albero master*, ma per rendere più facile la lavorazione del foro è stato preferito un *paraolio* con diametro esterno sufficientemente grande. Pertanto la scelta è ricaduta sul *paraolio* 45x65x10 (diametro interno, esterno e spessore, in millimetri). Per la realizzazione dell'alloggiamento sono state seguite le istruzioni della guida per l'installazione della Seals-Shop (**Allegato 8**).



Figura 2.11: paraolio 45x65x10

Ultima caratteristica importante da definire, riguardante il *tappo olio lato motore*, è la modalità di accoppiamento. Per evitare di costruire un particolare eccessivamente ingombrante, è stato deciso di effettuare il fissaggio tramite l'utilizzo delle stesse viti già presenti sul *vincolo rigido*. Per questa ragione lo spessore, ove sono presenti i fori per le viti, è sufficientemente ridotto, in modo da permettere l'accoppiamento del *tappo olio lato motore* con il *vincolo rigido* e garantendo un montaggio sicuro con il *supporto riduttore master* evidenziato nella **Figura 2.7** e **Figura 2.8**.

Di seguito, viene mostrato il *tappo olio lato motore* accoppiato con l'*O-ring* e il *paraolio*:

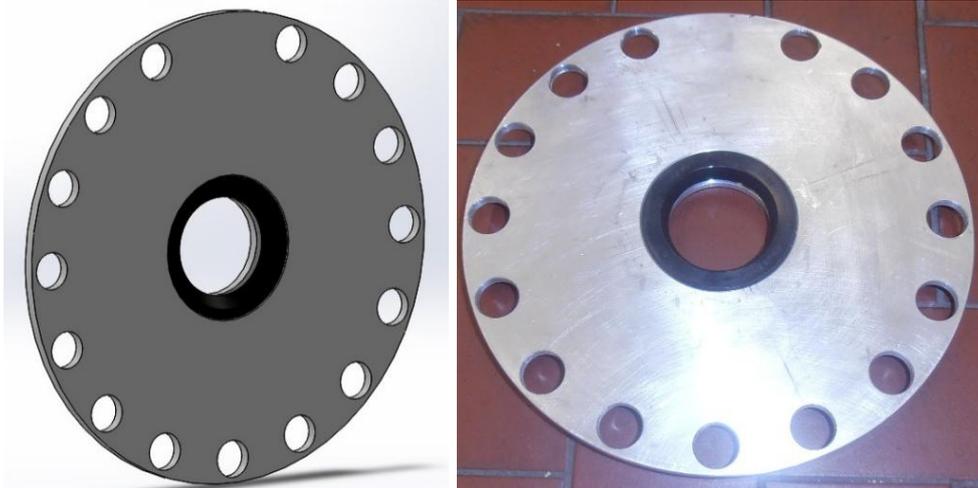


Figura 2.12: tappo olio lato motore (vista frontale)



Figura 2.13: tappo olio lato motore (vista O-ring)

2.4 SUPPORTI PER GLI ENCODER

Per rendere possibile l'identificazione dell'errore di trasmissione, descritto nel paragrafo 1.2.1, è necessario prevedere l'utilizzo di due encoder, di cui uno solidale al *portatreno* e l'altro all'*albero master*. Pertanto è stata richiesta la progettazione di due *dischi* su cui vengono fissate le righe ottiche ed un sistema di supporto che consenta di sorreggere i lettori ottici degli encoder.

Per quanto concerne i *dischi* (**Figura 2.14**), sono stati progettati in una precedente tesi [10], quindi è stato necessario ideare e realizzare solo le componenti necessarie per sorreggere i lettori ottici degli encoder.

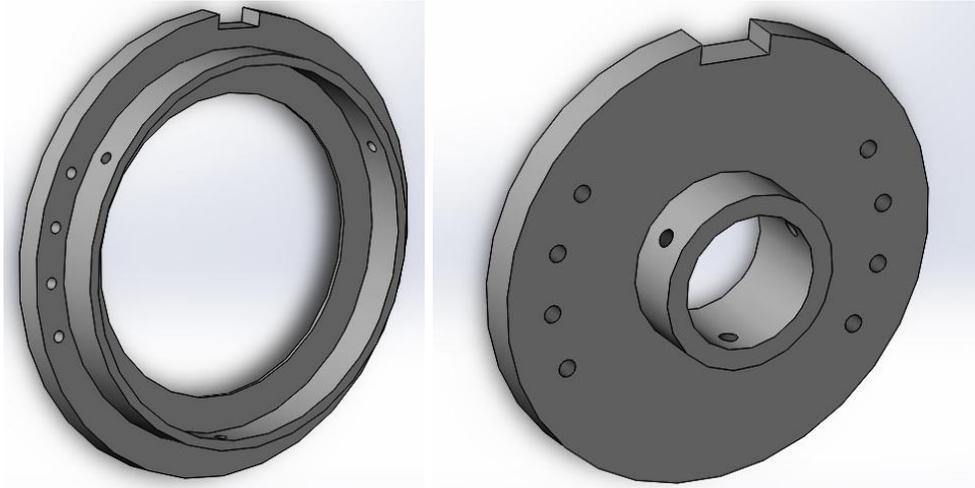


Figura 2.14: disco del portatreno (a sinistra) e disco dell'albero master (a destra)

Il requisito indispensabile affinché gli encoder funzionino in maniera ottimale è quello di rispettare la distanza di circa 2 millimetri tra lettore e riga ottica dell'encoder. Affinché ciò sia possibile, è stato necessario ideare una soluzione tale che permettesse una regolazione sufficientemente precisa del lettore ottico. Diverse sono le possibili strategie per ottenere questo obiettivo, ma al fine di poter riutilizzare materiali già presenti e per consentire le lavorazioni nel laboratorio, si è optato per una soluzione vite-madrevite.

2.4.1 STRUTTURA DI SOSTEGNO DELL'ENCODER

Al fine di poter ottenere una struttura in tempi brevi e a costi contenuti, si è deciso di riutilizzare dei materiali presenti in laboratorio ed effettuare lavorazioni semplici, tali da poter essere realizzate direttamente nel laboratorio di Meccanica.

La struttura è composta da tre particolari, che chiameremo *base del supporto* (**Figura 2.15**), *sostegno del supporto* (**Figura 2.16**) e *supporto del lettore ottico* (**Figura 2.17**).

La *base del supporto* (**Allegato 9**) è comune ai due particolari chiamati *sostegno del supporto* ed è solidale alla struttura del banco prova. La base è stata posizionata nella parte più alta del *vincolo rigido* ed è dotata di due fori passanti (alle estremità del componente) per il bloccaggio con quest'ultimo e di due ulteriori fori passanti (vicini alla mezzeria del particolare) per il bloccaggio dei due *sostegni del supporto*.

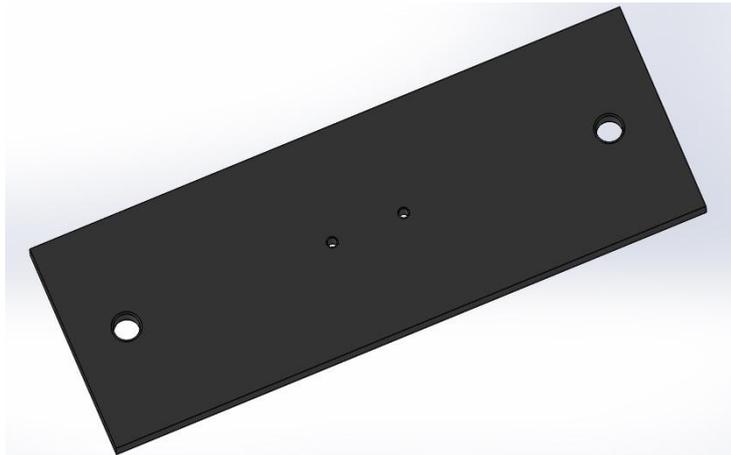


Figura 2.15: Base del supporto del lettore ottico

I *sostegni del supporto* (**Allegato 10**) sono due particolari già presenti nel laboratorio e sono dotati di due asole di lunghezza considerevole che permettono lo scorrimento lungo l'asse dell'*albero master*, facilitando la regolazione del lettore ottico in direzione orizzontale. I sostegni sono dotati inoltre di un'ulteriore asola, più piccola delle precedenti, che permetterà l'accoppiamento con il *supporto del lettore ottico*.

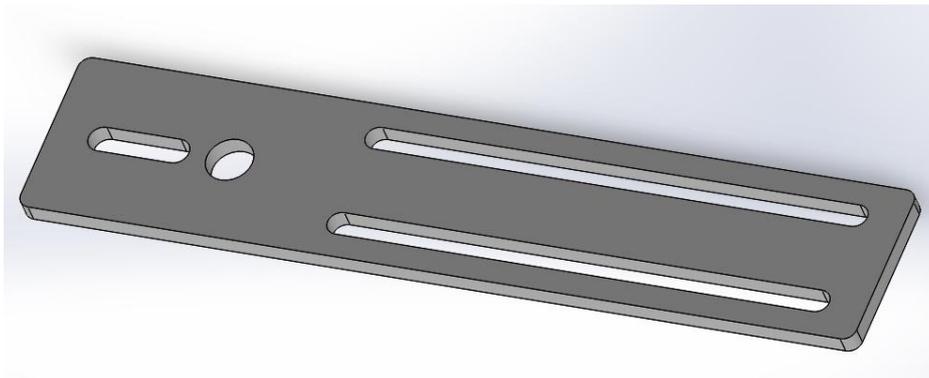


Figura 2.16: Sostegno del supporto del lettore ottico

Per concludere, è stato realizzato il *supporto del lettore ottico* (**Allegato 11**), dotato di quattro fori laterali per consentire il bloccaggio del lettore ottico tramite due bulloni e di un foro superiore per il passaggio della vite che permetterà l'accoppiamento con il *sostegno del supporto*.

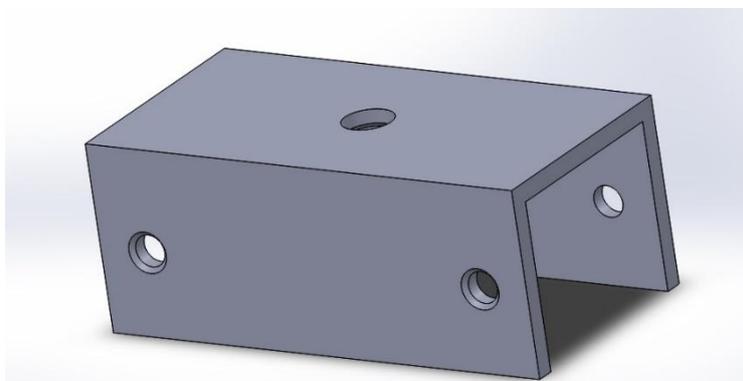


Figura 2.17: supporto del lettore ottico

Nella **Figura 2.18** viene illustrata la struttura complessiva dell'encoder montata sul banco prova. Si può notare che è stato utilizzato un particolare ulteriore chiamato *rialzo* allo scopo di avere il lettore ottico dell'encoder del *portatreno* ad una distanza maggiore dal suo *disco*, al fine di poter avere una più agevole regolazione.

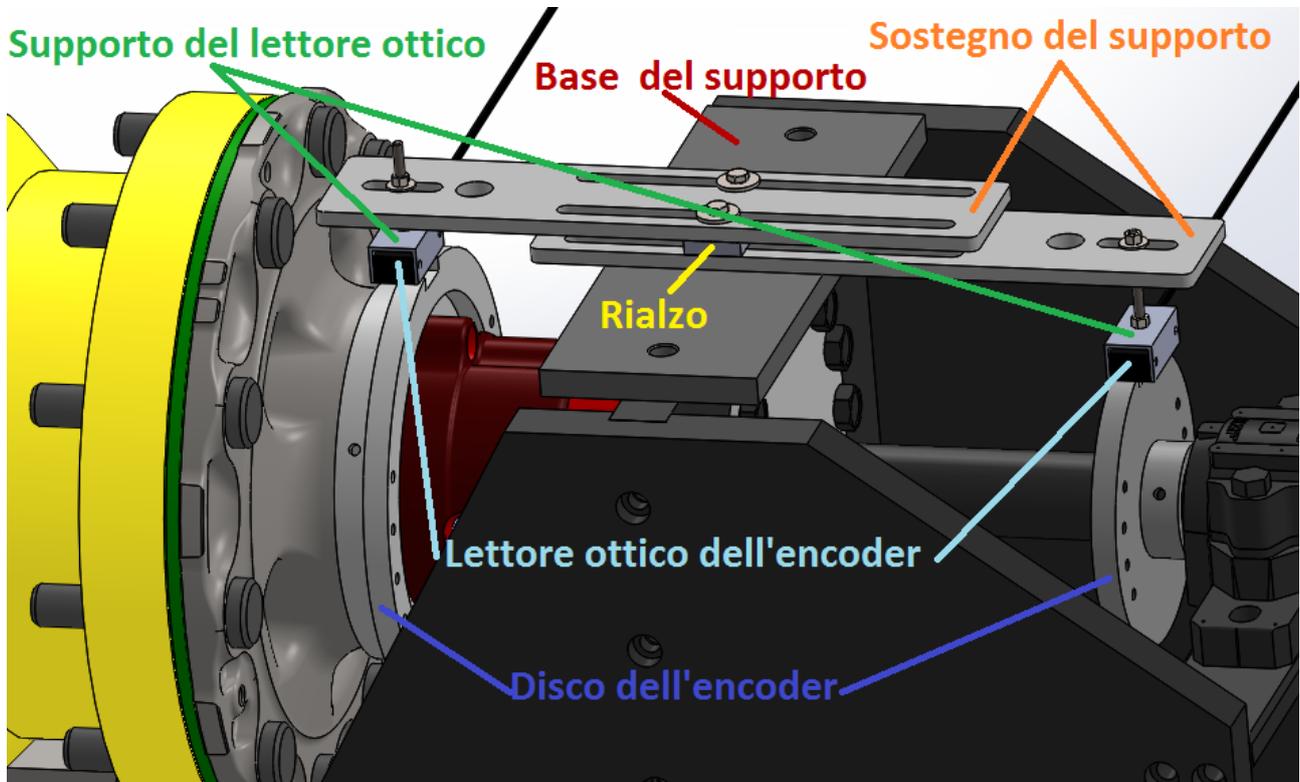


Figura 2.18: struttura complessiva degli encoder

Nella **Figura 2.19** viene mostrata nel dettaglio il sistema vite-madrevite utilizzato per la regolazione in direzione verticale del lettore ottico dell'encoder. Inoltre, è possibile notare la presenza di diversi dadi; sono collocati per impedire lo svitamento spontaneo dalla struttura, utilizzando un bloccaggio elastico tramite una serie di dadi e controdadi.

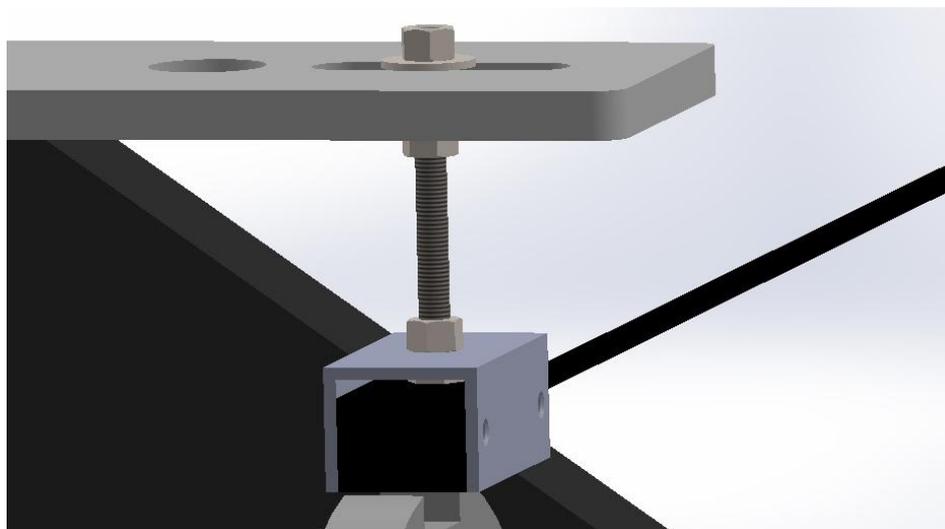


Figura 2.19: dettaglio sul sistema vite-madrevite utilizzato

3. SMONTAGGIO E ASSEMBLAGGIO DEL BANCO PROVA

Occorre considerare che, per l'assemblaggio dei nuovi particolari realizzati, è necessario lo smontaggio del banco prova e il suo successivo assemblaggio, in questo capitolo si elencano le procedure utilizzate a tale scopo, specificando come devono essere effettuate le calibrazioni, fondamentali per un corretto funzionamento del banco prova. Questo capitolo sarà utile nell'eventualità di future revisioni o sostituzioni di elementi meccanici danneggiati perché, visionandolo, sarà possibile consultare le istruzioni di assemblaggio e smontaggio al fine di condurre le operazioni in modo corretto e immediato.

3.1 SEQUENZA DELLE FASI DI SMONTAGGIO

La base di partenza vede il banco completamente montato e collegato al *basamento*. Per poter montare i particolari realizzati e descritti nel precedente capitolo, sarà necessario disaccoppiare innanzitutto il motore elettrico, smontando il *giunto elastico* che lo collega all'*albero master*. Successivamente sarà necessario spostare l'assemblato dal *basamento*, al fine di poterlo posizionare su un rialzo in legno compensato che renderà più semplice tutte le successive operazioni. Dopodiché va smontata la *testata del riduttore slave* (che è il riduttore più lontano dal motore) che, insieme al *sistema di precarico* e al *tubo reggi peso*, deve essere distaccata dal *portatreno* e collocata su una serie di pallet; questa operazione permette l'accoppiamento del sensore di pressione del suo supporto. Infine, sono disaccoppiati tutti gli elementi presenti sull'*albero master* e sul *vincolo rigido* che sono di intralcio all'accoppiamento del *tappo olio lato motore*.

Nei paragrafi successivi viene descritta in maniera dettagliata la sequenza delle operazioni effettuate.

3.1.1 DISACCOPIAMENTO DEL MOTORE ELETTRICO

Per poter disaccoppiare il motore elettrico dal banco prova, è necessario innanzitutto smontare il *giunto elastico* (**Figura 3.1-A**) che è composto da una corona esterna di materiale polimerico e quattro piastre circolari, di cui due collegate all'*albero master* e due collegate all'albero del motore, con lo scopo di pinzare la corona. Sono state svitate cinque viti a brugola per ogni coppia di piastre (**Figura 3.1-B**) per permettere l'estrazione della corona polimerica; questa operazione ha permesso il disaccoppiamento del motore dal banco (**Figura 3.1-C**).

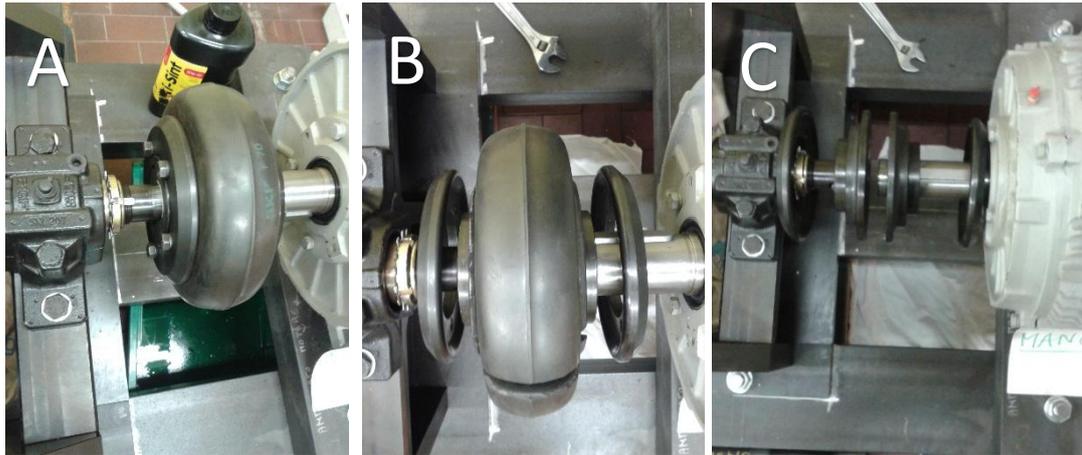


Figura 3.1: Giunto elastico

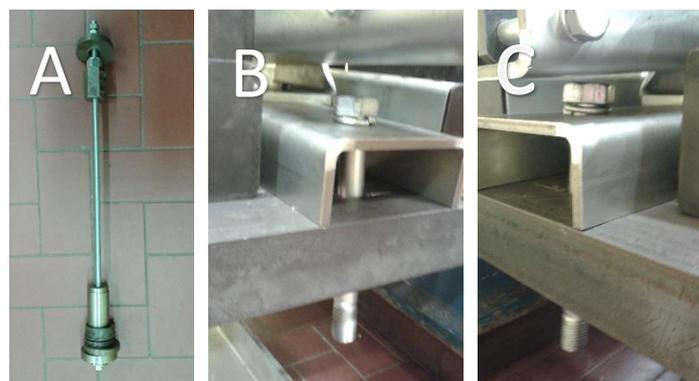
3.1.2 SMONTAGGIO DEL BANCO PROVA DAL BASAMENTO

Per facilitare le successive operazioni di smontaggio del banco prova, si è ritenuto necessario un ricollocamento dello stesso allo scopo di rendere più semplici ed agevoli le successive operazioni. Partendo dal *sistema di precarico*, è stato estratto per primo il *tirante* (**Figura 3.2-A**). Successivamente, si è passati allo smontaggio di due bulloni che collegano il *sistema di tiro* al *basamento* (**Figura 3.2-B** e **Figura 3.2-C**) e dei quattro bulloni che consentono il bloccaggio dei *sostegni dei cuscinetti del tubo reggi peso* al *basamento* (**Figura 3.2-D** e **Figura 3.2-E**).

Rimangono, infine, da sganciare i dadi di fissaggio del *vincolo rigido* (**Figura 3.2-F** e **Figura 3.2-G**) per liberare il banco prova dal *basamento*.

Si è reso necessario lo smontaggio del *portatreno* per poter raggiungere la parte più interna del *tubo reggi peso* per il montaggio del particolare *supporto del sensore* (vedi paragrafo 2.1.2); pertanto, è consigliata l'estrazione dei dadi presenti sul *portatreno* (**Figura 3.2-H** e **Figura 3.2-I**) prima del ricollocamento, in modo da rendere più facile il raggiungimento di ogni dado, grazie alla possibilità di ruotare il *portatreno*.

Essendo svincolato dal *basamento*, il banco è stato ricollocato su un rialzo in legno compensato (**Figura 3.2-L**) al centro del laboratorio tramite l'utilizzo di un carrello elevatore di tipo elettrico. Tramite l'utilizzo dello stesso carrello, è stato possibile sfilare (**Figura 3.2-M**) e ricollocare (**Figura 3.2-N**) la corona del *riduttore slave* ed il *sistema di leva*, agganciandolo tramite funi alla *testata del riduttore slave* e al *sistema di precarico*, su un'altra struttura, realizzata tramite la sovrapposizione di una serie di pallet.



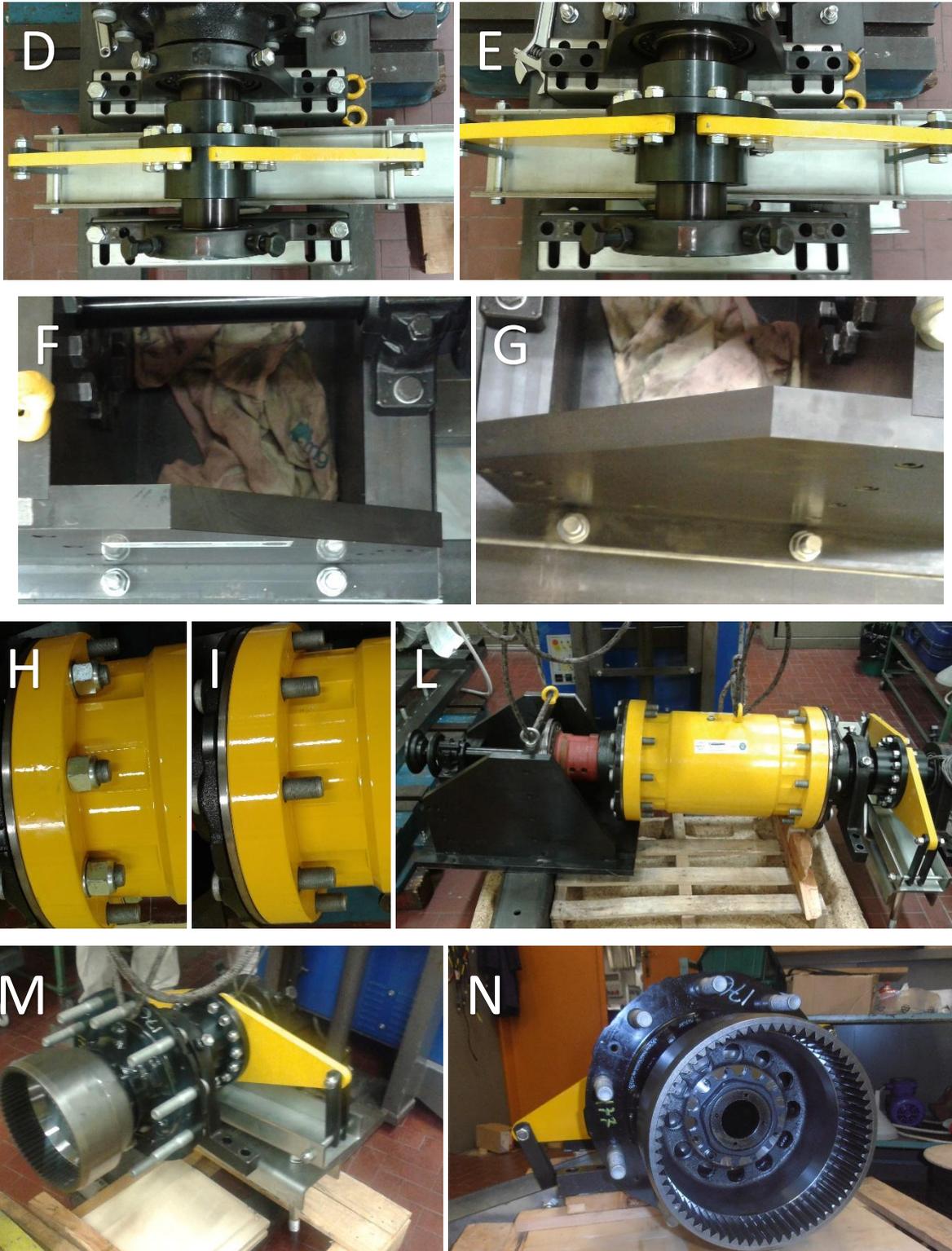


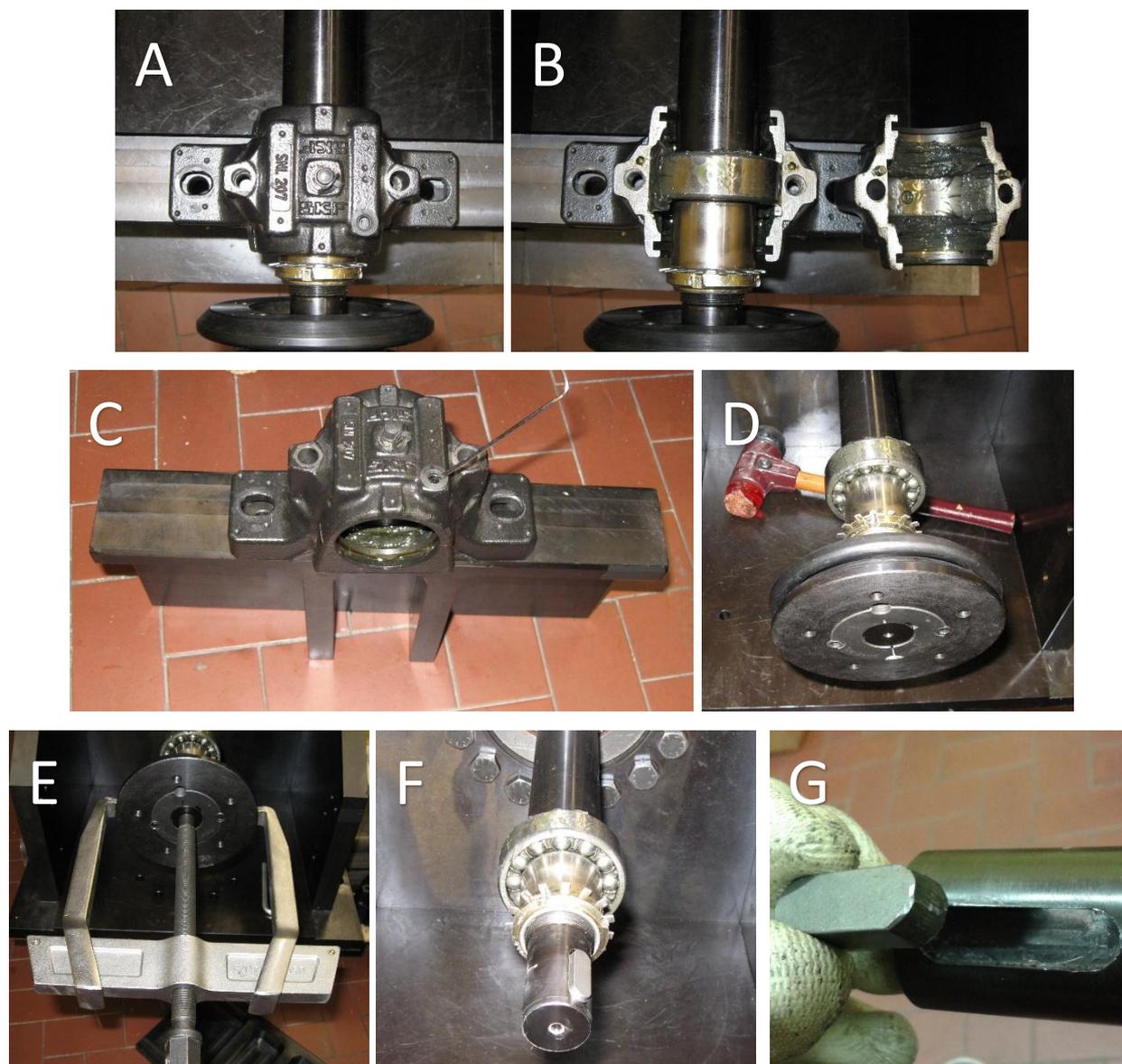
Figura 3.2: ricollocamento banco prova

3.1.3 DISACCOUPIAMENTO DEGLI ACCESSORI PRESENTI SULL'ALBERO MASTER

Per poter inserire nella sua sede il *tappo olio lato motore*, è stato necessario estrarre tutti i particolari presenti sull'*albero master* e la parte del *vincolo rigido* su cui poggia il *supporto del cuscinetto* dell'*albero master* stesso.

Per prima cosa si procede all'estrazione dei bulloni che collegano il supporto dal particolare verticale del *vincolo rigido* (**Figura 3.3-A**) e allo smontaggio della calotta del *supporto del cuscinetto* (**Figura 3.3-B**). Conclusa questa operazione, si provvede a scollegare le viti che accoppiano il particolare verticale dal resto del *vincolo rigido* ed estrarlo con alcuni colpi di martello con testa gommata (**Figura 3.3-C**). E' possibile, a questo punto, asportare anche la base del *supporto del cuscinetto*.

Successivamente, mediante un estrattore (**Figura 3.3-E**), si procede a disaccoppiare la piastra facente parte del *giunto elastico* (**Figura 3.3-D**), nonché la linguetta (**Figura 3.3-G**) alla stessa associata. Terminata questa operazione, si procede ad estrarre la ghiera (**Figura 3.3-H**), la rosetta di sicurezza (**Figura 3.3-I**), il distanziale (**Figura 3.3-L**) e il cuscinetto, quest'ultimo utilizzando l'estrattore (**Figura 3.3-M**). Così operando, viene liberato l'*albero master* (**Figura 3.3-N**).



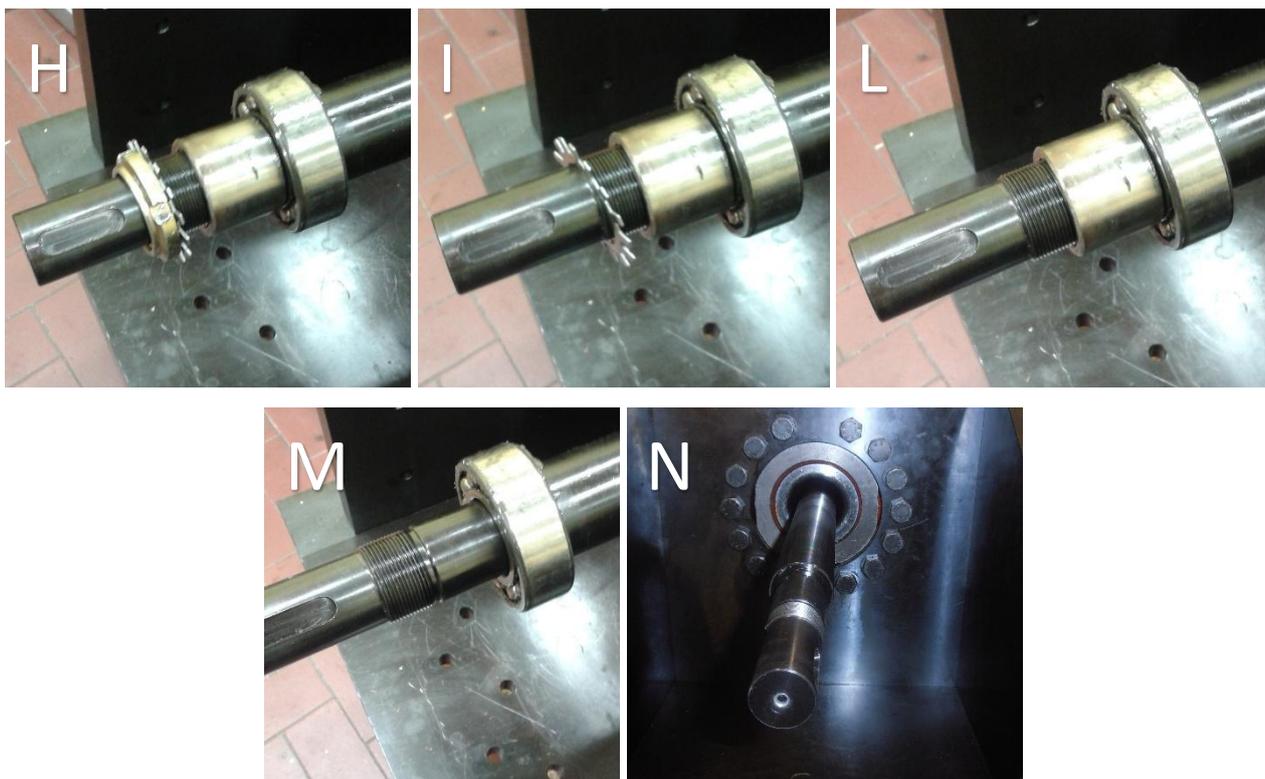


Figura 3.3: fasi di smontaggio degli accessori presenti sull'albero master

3.2 FASI DI MONTAGGIO DEI PARTICOLARI REALIZZATI E RIASSEMBLAGGIO DEL BANCO

In questo paragrafo vengono illustrate e spiegate le operazioni effettuate per il montaggio di tutte le componenti progettate e realizzate nel capitolo 2. Oltre a riportare tutte le operazioni per il riassetto del banco prova, vengono fornite tutte le informazioni utili per le diverse calibrazioni, fondamentali per il suo corretto funzionamento.

3.2.1 ASSEMBLAGGIO DEL TAPPO OLIO LATO MOTORE

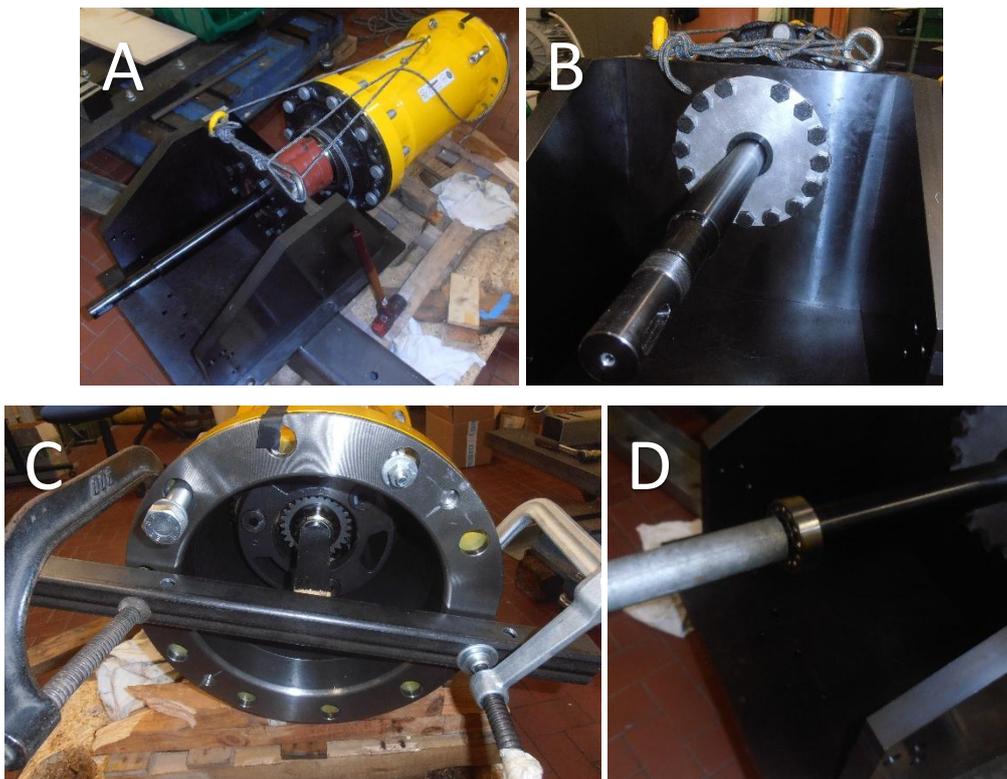
Successivamente alla realizzazione del particolare, il *tappo dell'olio* è stato accoppiato con le due componenti fondamentali per la tenuta dell'olio ad esso associato, ovvero la *paraolio* e l'*O-ring* (Figura 2.12 e 2.13). È stato necessario, prima di poterlo far slittare sull'albero per raggiungere la sua sede, svitare le viti che fanno presa con il *supporto riduttore master* (vedi Figura 2.8). Per effettuare questa operazione in sicurezza si è preferito, utilizzando alcune funi, assicurare il *portatreno* al *vincolo rigido* (Figura 3.4-A), in modo da impedire lo sfilamento del *supporto riduttore master* da quest'ultimo. Dopo aver portato il particolare realizzato in battuta con il *vincolo rigido*, sono state strette le viti senza forzare (Figura 3.4-B); tale situazione causa una leggera flessione dell'*albero master* che rende più difficoltosa la rotazione. Per questo il serraggio delle viti predette sarà effettuato a banco prova completamente montato, controllando l'aumento di resistenza (vedi paragrafo 3.2.3).

In seguito, è stato calettato nuovamente il cuscinetto sull'albero, impedendo il movimento assiale dell'*albero master*; quanto detto è stato realizzato utilizzando una barra di acciaio, vincolata da due

morse, e una di legno, in battuta con l'albero e con la barra d'acciaio, poste sul lato del *riduttore slave* (**Figura 3.4-C**). Mediante un tubo cavo di acciaio di diametro circa uguale all'anello interno del cuscinetto, quest'ultimo è stato riportato in battuta con la sua sede sull'*albero master* (**Figura 3.4-D**). Successivamente, sono stati montati: il distanziale (**Figura 3.4-E**); la rosetta di sicurezza (**Figura 3.4-F**) e la ghiera (**Figura 3.4-G**).

Più complicata è stata l'operazione di assemblaggio del *supporto del cuscinetto* sul particolare verticale del *vincolo rigido*. Dopo aver accoppiato il cuscinetto dell'*albero master* con il suo supporto (**Figura 3.4-H**), si è presa la parte verticale del *vincolo rigido* e si è fatta scorrere fino a farla arrivare a contatto con il supporto (**Figura 3.4-I**), cercando successivamente di farla transitare al di sotto del supporto. Per far ciò si è reso indispensabile sollevare l'*albero master*, per permettere il riposizionamento del *supporto del cuscinetto* sulla parte verticale del *vincolo rigido*. Pertanto, mediante l'utilizzo di un cric per auto, una barra di acciaio a scopo di prolungamento del cric e lo stesso tubo utilizzato per l'inserimento del cuscinetto, è stato sollevato l'*albero master* (**Figura 3.4-L**), al fine di permettere lo scorrimento del particolare verticale del *vincolo rigido* al di sotto del *supporto del cuscinetto* (**Figura 3.4-M**).

In ultima istanza, sono state collocate la linguetta (**Figura 3.4-M**) e la piastra del giunto all'*albero master* (**Figura 3.4-N**).



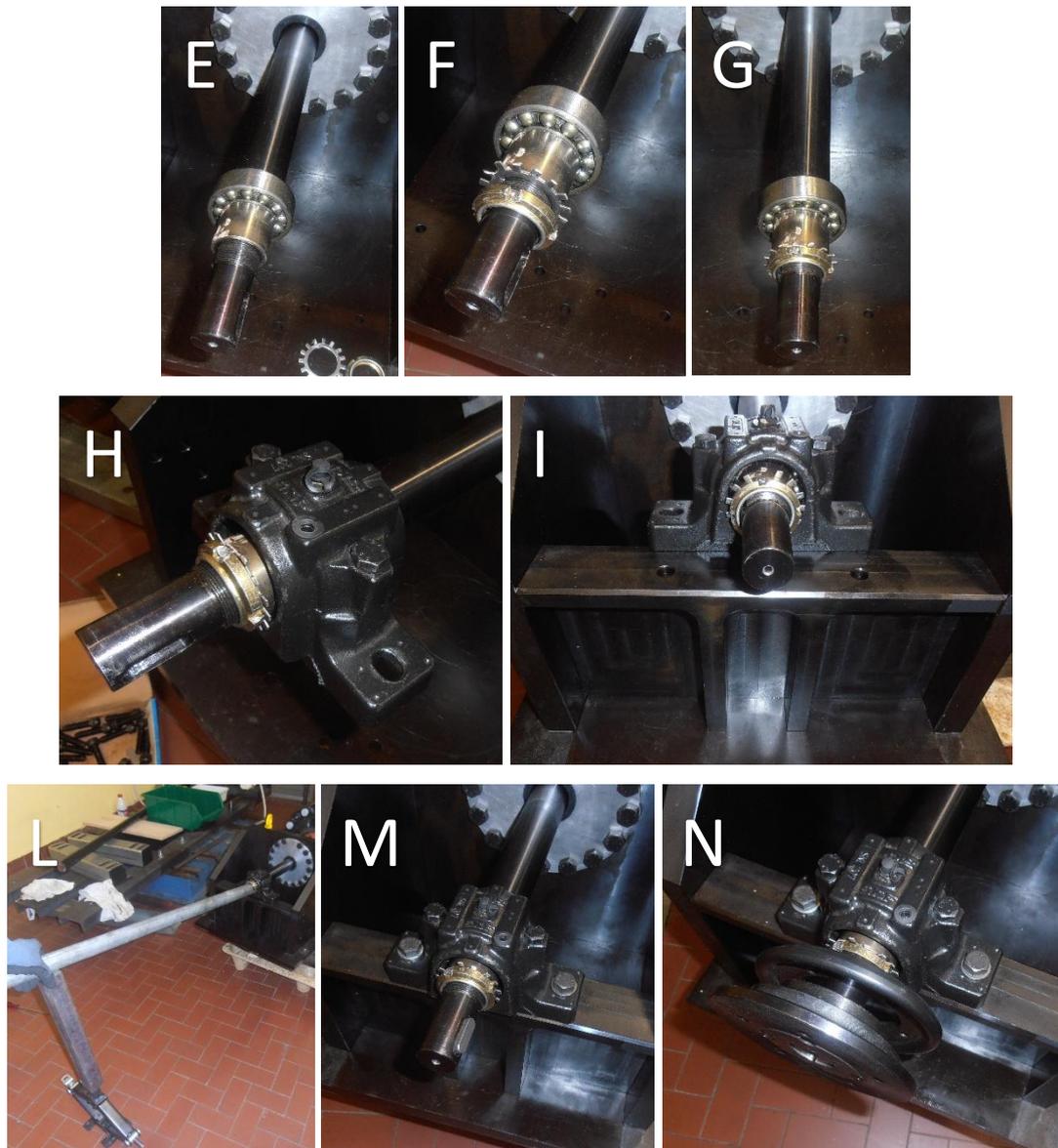


Figura 3.4: montaggio del tappo olio lato motore e degli accessori dell'albero master

3.2.2 MONTAGGIO DEL SENSORE E DELLE COMPONENTI AD ESSO CORRELATE

Come prima attività è stato montato il sensore di pressione PCB 106B52 sul *supporto del sensore* (**Figura 3.5-A** e **Figura 3.5-B**). Successivamente, è stato accoppiato il sensore di pressione al cavo ad esso associato, il quale è stato fatto passare dal lato interno del *tubo reggi peso*, ovvero quello che si affaccia sull'interno dei riduttori, fino a farlo uscire all'esterno dalla parte opposta. Completata questa operazione, il *supporto del sensore* è stato collocato nell'alloggiamento preposto e vincolato da quattro viti (**Figura 3.5-C**). Fatto passare il cavo attraverso il *tappo forato tubo fisso lato slave*, quest'ultimo è stato accoppiato al *tubo reggi peso* anch'esso tramite quattro viti (**Figura 3.5-D**). Ultimate queste fasi, è stato collocato l'insieme di componenti facente parte del *sistema di precarico* e della *testata del riduttore slave* al *portatreno* tramite il carrello elevatore (**Figura 3.5-E**). Infine, sono stati avvitati i dadi sul *portatreno* (quelli accessibili) per evitare lo sfilamento della *testata del riduttore slave*, ultimando la ricomposizione del banco prova (**Figura 3.5-F**).

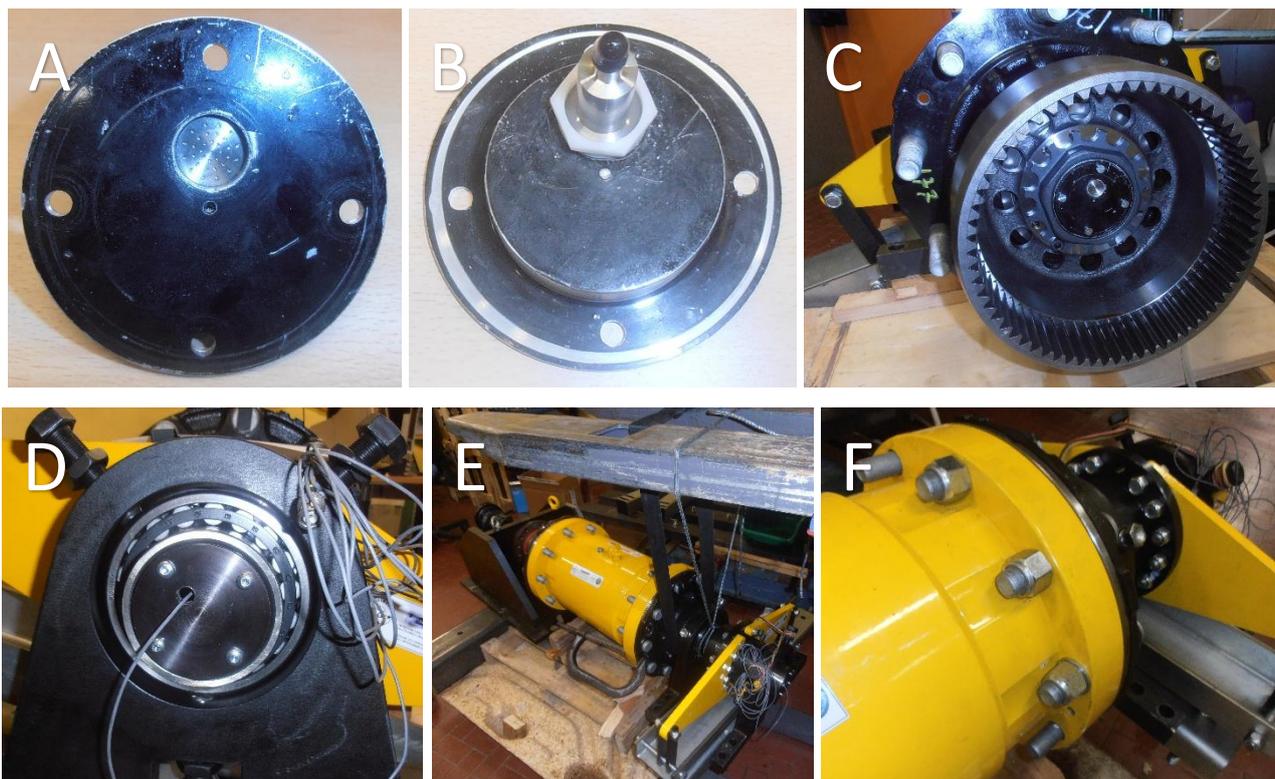


Figura 3.5: montaggio sensore e ricomposizione del banco

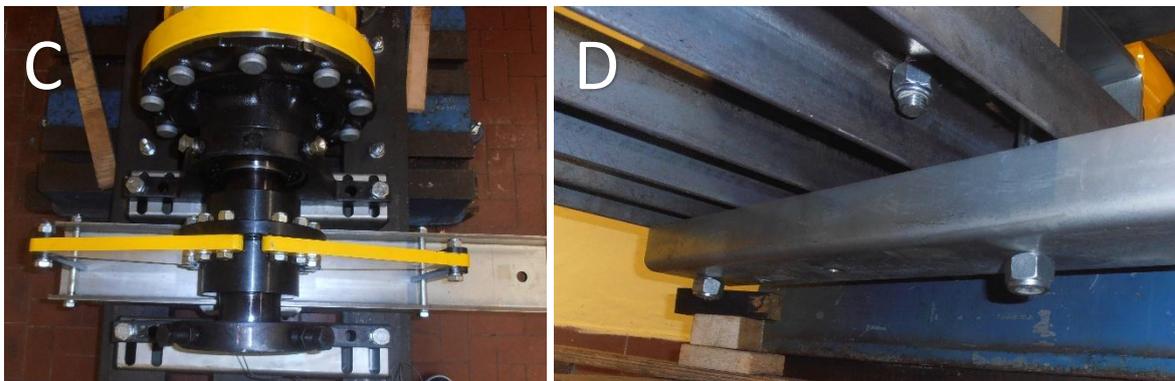
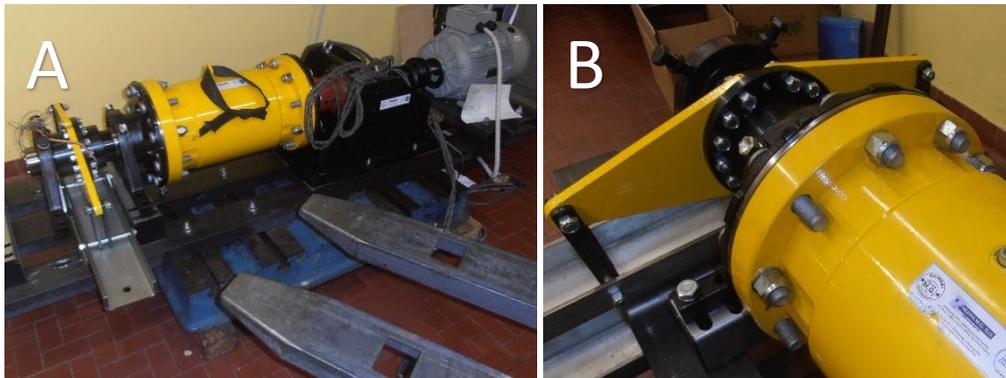
3.2.3 MONTAGGIO E RIPOSIZIONAMENTO DEL BANCO PROVA

Utilizzando il carrello elevatore, è stato effettuato il riposizionamento del banco prova sul *basamento* (**Figura 3.6-A**). A tal fine, si rende necessario far entrare contemporaneamente il *vincolo rigido* nelle apposite viti di fissaggio e, nel contempo, far passare le viti facenti parte del *sistema di precarico* nelle apposite asole presenti sulle travi del basamento. Questa operazione necessita di una elevata precisione, pertanto, è richiesta molta cautela. Conclusa questa fase, sono stati avvitati i dadi di fissaggio del *vincolo rigido* (**Figura 3.2-F** e **Figura 3.2-G**), i dadi del *portatreno* rimanenti (**Figura 3.6-B**) e tutti i bulloni facenti parte del *sistema di precarico* (**Figura 3.6-C** e **Figura 3.6-D**). Dopo tale operazione è stato ricostituito il *giunto elastico* (**Figura 3.6-E**).

Al termine del montaggio, malgrado le accortezze adottate, si è riscontrata un'elevata resistenza alla rotazione del banco, dovuta ad una perdita di calibrazione dell'asse di rotazione a causa dei diversi spostamenti. Per risolvere il problema insorto, è stato necessario smontare parte del *sistema di precarico* (**Figura 3.6-F-G-H-I**), al fine di poter calibrare l'asse tramite la regolazione delle viti del sostegno più vicino al *riduttore slave* (**Figura 3.6-L** e **Figura 3.6-M**), su cui è poggiato uno dei cuscinetti del *tubo reggi peso*. Dopo aver allentato le viti di regolazione di quest'ultimo (e accertato che le viti del *tappo olio lato motore* risultino avvitate in maniera sufficientemente blanda), si è misurata la forza minima necessaria per far ruotare il banco ottenendo circa sette chilogrammi forza, utilizzando un dinamometro collegato al *portatreno* tramite un anello (**Figura 3.6-N**). La calibrazione raggiunge un livello ottimale nel momento in cui, regolando l'altezza dell'asse (utilizzando la vite del sostegno del cuscinetto più vicino al *riduttore slave*), si raggiunge una altezza minima tale per cui il cuscinetto più lontano dal *riduttore slave* entra nel suo sostegno. Dopo aver effettuato questo procedimento, è stato riscontrato un aumento della forza necessaria alla rotazione a circa otto chilogrammi forza. Rimontando tutta la struttura del sistema di carico (**Figura 3.6-O** e **Figura 3.6-P**)

e dopo aver avvitato in maniera forzata (senza esagerare e controllando costantemente i valori ottenuti dal dinamometro) le viti del *tappo olio lato motore*, la forza necessaria per la rotazione ha raggiunto un livello di circa dieci chilogrammi forza (valore ritenuto accettabile). Questo aumento di forza minima necessaria per effettuare la rotazione è causato da un disallineamento tra le varie componenti, ma ciò è difficile da evitare volendo sorreggere il *tubo reggi peso* con due sostegni. Inoltre, l'esigenza di un forte serraggio della viteria, fondamentale per evitare l'autosvitamento a causa delle vibrazioni generate dal banco in condizioni operative, aggrava la resistenza alla rotazione del banco.

Infine, montando il *carico* (Figura 3.6-Q), il montaggio del banco è ultimato (Figura 3.6-R). Successivamente, sono stati collocati due litri di lubrificante (Figura 3.6-S) nel banco prova e si è proceduto ad effettuare dei rapidi test di rotazione per verificare il corretto funzionamento dello stesso.



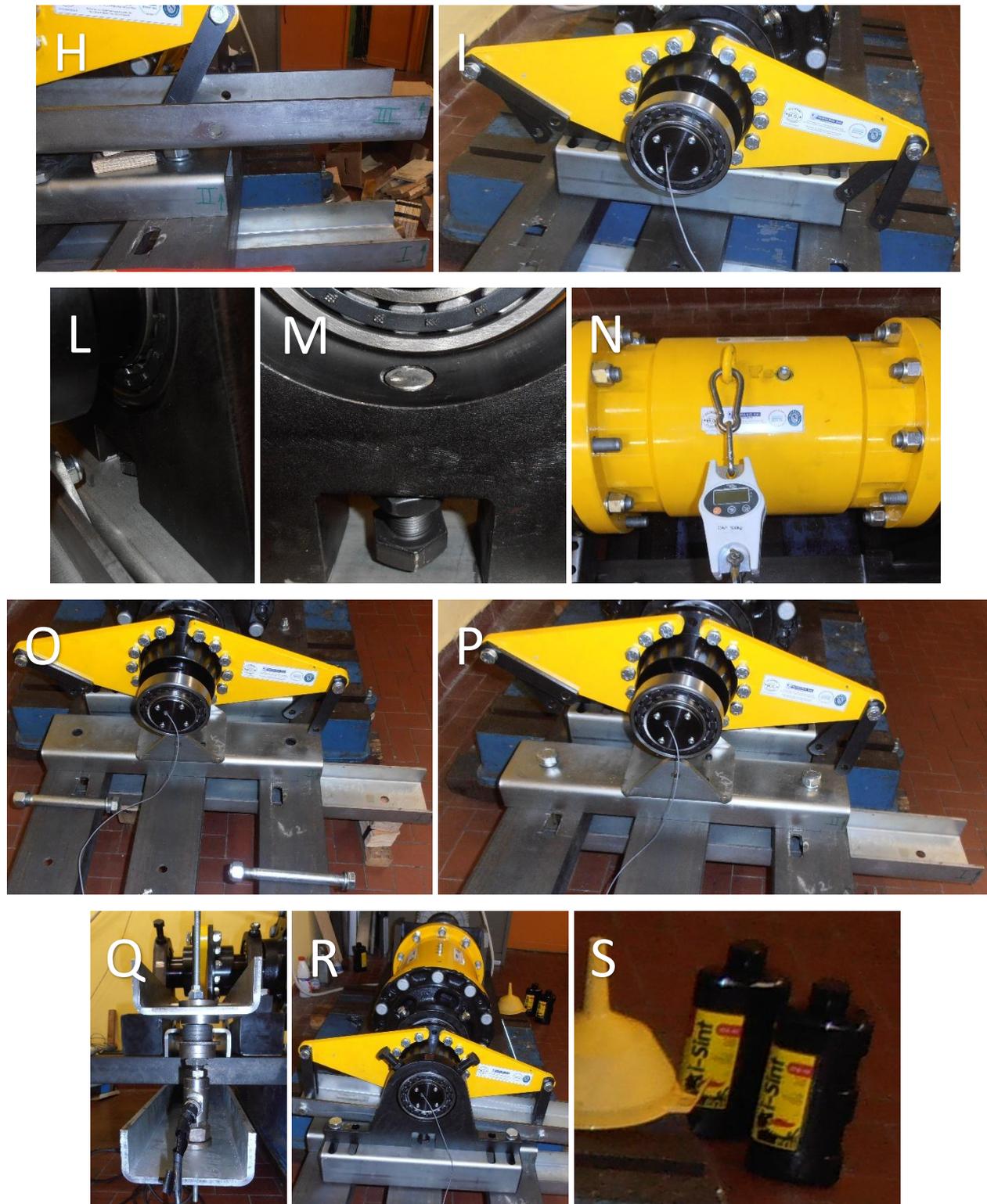


Figura 3.6: riposizionamento, calibrazione e rifornimento di lubrificante del banco prova

3.2.4 MONTAGGIO DELLA STRUTTURA DI SUPPORTO DEGLI ENCODER

Sono stati montati i due *dischi* dell'encoder, sui quali viene posta la riga ottica, uno sul *portatreno* e l'altro sull'*albero master* ed è stata effettuata una regolazione di questi ultimi, tramite tre grani filettati disposti a centoventi gradi l'uno dall'altro presenti sull'anello interno dei *dischi*, a diretto contatto con il *portatreno* nel primo caso e con l'*albero master* nel secondo caso. Questa fase è indispensabile per evitare il danneggiamento del lettore ottico dell'encoder che, per ragioni di sicurezza, deve essere collocato ad una distanza minima dai *dischi* di due millimetri. Gli scostamenti dalla suddetta distanza non devono essere eccessivi poiché impedirebbero il corretto funzionamento degli encoder. Per poter verificare questa condizione si è reso necessario l'utilizzo di un comparatore che ha registrato, effettuando una rotazione completa del *disco*, una variazione di circa 0.5 millimetri per entrambi i *dischi*, dimensioni ritenute accettabili (**Figura 3.7-A e Figura 3.7-B**).

Conclusa la calibrazione dei *dischi* degli encoder, è stata montata la *base del supporto* sul *vincolo rigido* tramite due viti. Sulla base sono stati montati i due *sostegni del supporto*, facendo sì che le asole terminali di queste due componenti siano poste in corrispondenza delle righe ottiche dei due *dischi* e successivamente sono state vincolate fra di loro grazie a due viti. Infine, sono stati accoppiati i due *supporti del lettore ottico* con i rispettivi lettori, mediante due bulloni ciascuno e successivamente sono stati collegati ai *sostegni del supporto* tramite il sistema vite-madrevite e regolati in altezza fino a distare dalla riga ottica due millimetri (**Figura 3.7-C e Figura 3.7-D**).

Terminate queste operazioni, la disposizione del sistema degli encoder è ultimato (**Figura 3.7-E**) e con esso il banco prova è pronto per le analisi successive (**Figura 3.7-F e Figura 3.7-G**).

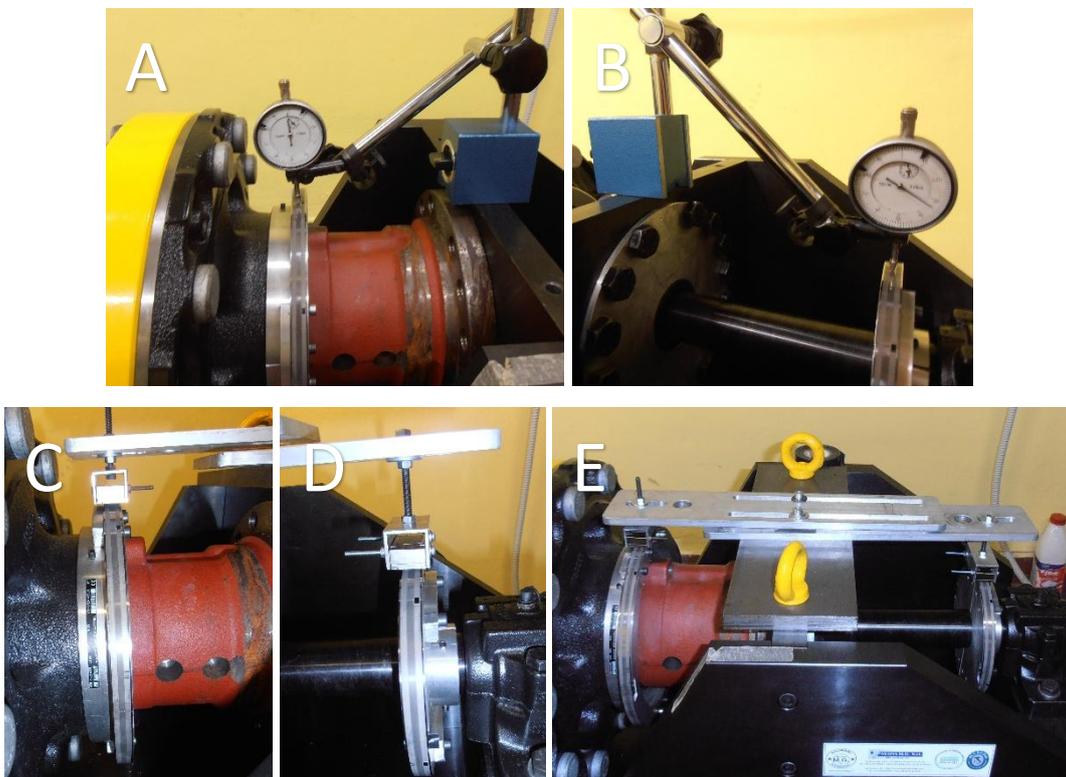




Figura 3.7: assemblaggio e calibrazione degli encoder

4. ANALISI DEI SEGNALI

Completata la realizzazione dei particolari necessari per l'inserimento dei nuovi sensori e terminato il montaggio del banco prova, si è passati all'analisi dei segnali dei sensori. Per comprendere come sono stati effettuati i test, come sono stati acquisiti i diversi segnali e come sono stati elaborati in post-produzione, si forniscono le basi teoriche del campo della meccanica delle vibrazioni e si elencano tutti gli strumenti utilizzati nelle diverse prove. Nella parte conclusiva di questo capitolo, sono riportati i risultati ottenuti dai test effettuati.

4.1 BASI TEORICHE

Lo scopo di questa trattazione sarà quella di fornire i concetti fondamentali per la comprensione delle successive analisi, senza entrare nel merito delle dimostrazioni (di cui si fa fede ai testi di riferimento).

4.1.1 AUTOVETTORI E AUTOVALORI DI UN SISTEMA A MOLTI GRADI DI LIBERTA' (MDOF)

Nella maggior parte dei casi, si rivela indispensabile idealizzare un sistema vibrante complesso in un sistema lineare discreto a molti gradi di libertà (MDOF) [4]. Le equazioni del moto di questi sistemi ad n gradi di libertà possono sempre essere scritte nella forma:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [c]\{\dot{x}\} + [k]\{x\} = \{f\} \quad (4.1)$$

dove $[m]$ è la matrice di massa (reale, simmetrica e definita positiva), $[c]$ è la matrice di smorzamento viscoso (reale, simmetrica e definita o semidefinita positiva), $[k]$ è la matrice di rigidità (reale, simmetrica e definita o semidefinita positiva), $\{x\}$ è il vettore delle coordinate generalizzate e $\{f\}$ è il vettore delle forzanti.

Per risolvere il *problema agli autovalori*, è necessario considerare il sistema MDOF come lineare e conservativo (ponendo $[c] = 0$). In questo modo l'equazione del moto sarà:

$$[m]\{\ddot{x}\} + [k]\{x\} = \{f\} \quad (4.2)$$

Attraverso semplici passaggi matematici, si ottiene che la soluzione della (4.2) è esprimibile come:

$$\{x(t)\} = \{X_0\} \cos(\omega t + \vartheta) \quad (4.3)$$

Derivando due volte la (4.3) e sostituendola nella (4.2) ne scaturisce il *problema agli autovalori*:

$$([k] - \omega^2[m])\{X_0\} = \{0\} \quad (4.4)$$

Affinché il vettore $\{X_0\}$ sia diverso dalla soluzione banale (ovvero nulla) deve valere la relazione

$$\det([k] - \omega^2[m]) = 0 \quad (4.5)$$

Nel caso di un sistema ad n gradi di libertà, la condizione (4.5) è rappresentata dalla seguente equazione algebrica denominata *equazione caratteristica*:

$$a_n \omega^{2n} + a_{n-1} \omega^{2n-2} + \dots + a_1 \omega^2 + a_0 = 0 \quad (4.6)$$

Gli zeri del *polinomio caratteristico* sono gli *autovalori*

$$\omega_1^2, \omega_2^2, \dots, \omega_n^2 \quad (4.7)$$

Le radici degli autovalori (4.7) vengono denominate *pulsazioni proprie* o *pulsazioni naturali*. Da quest'ultime si possono ottenere le *frequenze proprie* o *frequenze naturali* attraverso la seguente equazione:

$$f = \frac{\omega}{(2\pi)} \quad (4.8)$$

Se si inseriscono singolarmente gli autovalori (4.7) nella (4.4) e si risolve il sistema algebrico, si ottengono gli *autovettori*:

$$\{\psi_1\}, \{\psi_2\}, \dots, \{\psi_n\} \quad (4.9)$$

Essi prendono il nome di *forme modali*, definiti a meno di una costante moltiplicativa. L'autovalore ω_r^2 e l'autovettore $\{\psi_r\}$ caratterizzano il *modo proprio* r -esimo.

Risolvendo l'*autoproblema* (4.4) si ottiene la matrice diagonale degli autovalori (4.10) e la *matrice modale* (4.11), costruita ordinando gli autovettori per colonna:

$$[\Lambda] = \text{diag}(\omega_r^2) = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \omega_n^2 \end{bmatrix} \quad (4.10)$$

$$[\Psi] = [\{\psi_1\} \quad \dots \quad \{\psi_n\}] \quad (4.11)$$

Infine, la soluzione completa dell'equazione del moto (4.2) è costituita dalla somma dei diversi contributi modali:

$$\{x(t)\} = \sum_{r=1}^n A_r \cos(\omega_r t + \vartheta_r) \{\psi_r\} \quad (4.12)$$

dove A_r e ϑ_r dipendono dalle condizioni iniziali.

4.1.2 SERIE DI FOURIER

Nello studio della risposta dinamica dei sistemi, è di fondamentale utilità la *serie di Fourier* [4] perché permette di trasformare una funzione periodica in una somma di funzioni armoniche. Tale serie si può scrivere in due forme diverse.

La prima è la serie di Fourier in forma trigonometrica (più semplice da interpretare), la quale permette di scrivere una funzione $f(t)$, periodica di T_0 e con *pulsazione fondamentale* o *prima armonica* $\Omega_0 = 2\pi/T_0$:

$$f(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos(k\Omega_0 t) + b_k \sin(k\Omega_0 t)) \quad (4.13)$$

dove

$$a_0 = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} f(t) dt ; a_k = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} f(t) \cos(k\Omega_0 t) dt ; b_k = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} f(t) \sin(k\Omega_0 t) dt \quad (4.14)$$

La (4.13) indica che la funzione periodica è una combinazione di infinite armoniche con pulsazioni multiple intere della fondamentale. Le (4.14) permettono di calcolare i pesi che le varie armoniche hanno nella somma e sono generalmente integrate nei limiti $[0, T_0]$ o anche $[-T_0/2, T_0/2]$. La loro espressione deriva dall'osservazione che l'integrale su un periodo di una funzione armonica è nullo. L'insieme delle coppie a_k e b_k fornisce il *contenuto in frequenza* della funzione $f(t)$.

La seconda è la serie di Fourier in forma esponenziale (preferibile dal punto di vista numerico), la quale permette di scrivere la funzione periodica $f(t)$ nel seguente modo:

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} F_k e^{ik\Omega_0 t} ; F_k = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} f(t) e^{-ik\Omega_0 t} dt \quad (4.15)$$

In questo caso, i coefficienti F_k , eventualmente complessi, indicano quale sia il contenuto in frequenza di $f(t)$.

4.1.3 TRASFORMATA DI FOURIER

Volendo pensare che qualunque funzione non periodica si possa interpretare come una funzione con periodo T_0 che tende ad infinito, si modifica la serie di Fourier nella *trasformata di Fourier* [4]. Dalla (4.15) si ha

$$f(t) = \frac{1}{T_0} \sum_{k=-\infty}^{\infty} (T_0 F_k) e^{ik\Omega_0 t} ; T_0 F_k = \int_{-T_0/2}^{T_0/2} f(t) e^{-ik\Omega_0 t} dt \quad (4.16)$$

Indicando con $\Omega_k = k\Omega_0$ che rappresenta l'armonica k -esima, e con $\Delta\Omega = \Omega_{k+1} - \Omega_k = \Omega_0$ che descrive la differenza tra due armoniche successive (*risoluzione in frequenza*), si modifica la (4.16) ottenendo

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \sum_{k=-\infty}^{\infty} (T_0 F_k) e^{i\Omega_k t} \Delta\Omega ; T_0 F_k = \int_{-T_0/2}^{T_0/2} f(t) e^{-i\Omega_k t} dt \quad (4.17)$$

Imponendo che T_0 tenda ad infinito, si deduce che $\Delta\Omega \rightarrow d\Omega$ e che $\Omega_k \rightarrow \Omega$. La prima equazione della (4.17) si trasforma in un integrale, mentre la seconda diventa una funzione della sola Ω . In definitiva

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\Omega) e^{i\Omega t} d\Omega \leftrightarrow F(\Omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-i\Omega t} dt \quad (4.18)$$

Le equazioni (4.18) si definiscono *coppia di trasformazione*: la seconda equazione permette il passaggio *dal dominio del tempo a quello della frequenza* (*trasformazione diretta*), mentre la prima è la *trasformata inversa*.

L'essenza della serie di Fourier, come della trasformata, è la capacità di evidenziare quante e quali armoniche sono contenute nella funzioni nel tempo esaminate e quali ampiezze di oscillazione esse

possiedono. Si riferisce al contenuto in frequenza di una funzione con *spettro in frequenza*, o più semplicemente *spettro*.

4.1.4 CALCOLO DEGLI SPETTRI

Si considerino due processi casuali $\{x(t)\}$ e $\{y(t)\}$ e si calcolino, per due loro realizzazioni $x_k(t)$ e $y_k(t)$ di durata finita T , le quantità

$$X_k(\Omega, T) = \int_0^T x_k(t) e^{-i\Omega t} dt \quad ; \quad Y_k(\Omega, T) = \int_0^T y_k(t) e^{-i\Omega t} dt \quad (4.19)$$

Le funzioni $X_k(\Omega, T)$ e $Y_k(\Omega, T)$ sono ottenute con una sorta di trasformata di Fourier, e numericamente con una trasformata discreta (vedi paragrafo 4.1.8), che invece di estendersi su un irrealizzabile dominio infinito è calcolata utilizzando le informazioni contenute nell'intervallo di tempo limitato T . Con $X_k(\Omega, T)$ e $Y_k(\Omega, T)$ si definisce la funzione di *densità di cross spettro* o *densità spettrale di potenza incrociata* o semplicemente *cross spettro* [4]:

$$S_{xy}(\Omega, T, k) = \frac{1}{T} X_k^*(\Omega, T) Y_k(\Omega, T) \quad (4.20)$$

dove * indica il complesso coniugato e l'ordine dei pedici xy non è casuale: il primo si riferisce alla funzione coniugata. Questa nuova funzione è dipendente dalla relazione k -esima ed, avendo a disposizione molte realizzazioni di uno stesso processo, è lecito pensare di ottenere varie stime e con esse definire un valore medio. Si può anzi dimostrare che

$$\lim_{T \rightarrow \infty} E[S_{xy}(\Omega, T, k)] = S_{xy}(\Omega) \quad (4.21)$$

dove con $E[.]$ si intende il valore atteso, calcolato con un numero di realizzazioni tendente ad infinito. Con tempi T lunghi e con qualche decina di realizzazioni, la stima di $S_{xy}(\Omega)$ che si ottiene è in genere accettabile. Il limite (4.21) rappresenta il metodo con cui sono usualmente stimati gli *spettri*, metodo a volte indicato come *periodogramma*.

Per valutare la *densità di autospettro* o *densità spettrale di potenza* o più semplicemente *autospettro*, è sufficiente sostituire $X_k(\Omega, T)$ a $Y_k(\Omega, T)$ nella (4.20).

4.1.5 FUNZIONE DI RISPOSTA IN FREQUENZA STIMATE

Valutare correttamente le funzioni di risposta in frequenza (FRF) è operazione di fondamentale importanza affinché la successiva estrazione dei parametri modali possa avvenire in modo ottimale [4]. Si deve infatti evitare che i difetti inevitabilmente presenti nelle misure sperimentali influenzino le elaborazioni successive in maniera marcata.

Studiando il sistema ad un ingresso e una uscita, chiamato *Single Input Single Output (SISO)*, per ottenere la FRF $H(\Omega)$, teoricamente, si dovrebbe calcolare il rapporto tra le trasformate di Fourier dell'ingresso e dell'uscita $H(\Omega) = Y(\Omega)/X(\Omega)$. Invece, nella realtà, essendo presente il rumore (in ingresso, in uscita o in entrambi), sono state sviluppate due stime della $H(\Omega)$ che sono quelle di uso più comune:

$$H_1(\Omega) = \frac{\lim_{T \rightarrow \infty} E[Y_k(\Omega)X_k^*(\Omega)] / T}{\lim_{T \rightarrow \infty} E[X_k(\Omega)X_k^*(\Omega)] / T} = \frac{S_{xy}(\Omega)}{S_{xx}(\Omega)} \quad (4.22)$$

$$H_2(\Omega) = \frac{\lim_{T \rightarrow \infty} E[Y_k(\Omega)Y_k^*(\Omega)] / T}{\lim_{T \rightarrow \infty} E[X_k(\Omega)Y_k^*(\Omega)] / T} = \frac{S_{yy}(\Omega)}{S_{yx}(\Omega)} \quad (4.23)$$

dove con $X_k(\Omega)$ e $Y_k(\Omega)$ si intendono le trasformate di Fourier della realizzazione k -esima di durata T , l'operatore valore atteso $E[.]$ calcola la media sulle realizzazioni e con $S(\Omega)$ si indicano gli spettri.

Si può verificare che la stima H_1 non risente della presenza di disturbi in uscita, mentre se il disturbo è in ingresso sottostima la FRF.

In caso di disturbo all'uscita si verifica che la stima H_2 sovrastima la FRF, mentre, se il disturbo è presente solo in ingresso, coincide con la FRF.

4.1.6 FUNZIONE COERENZA

Se il rumore è presente sia in ingresso che in uscita [4], si verifica che H_1 sottostima la FRF mentre la H_2 sovrastima. Pertanto si può pensare di ottenere una miglioria nella valutazione di H calcolando il valore medio, algebrico e geometrico

$$H_v(\Omega) = \frac{H_1(\Omega) + H_2(\Omega)}{2} \quad ; \quad H_v(\Omega) = \sqrt{H_1(\Omega) H_2(\Omega)} \quad (4.24)$$

Nella pratica viene usata una forma diversa di questa stima, generalizzata da White et al. (2006) come *stimatore di massima verosimiglianza* [5], in inglese *maximum likelihood estimator* (ML):

$$H_w(f) = \frac{S_{yy}(f) - k(f) S_{xx}(f) + \sqrt{[S_{xx}(f) k(f) - S_{yy}(f)]^2 + 4|S_{xy}(f)|^2} k(f)}{2S_{yx}(f)} \quad (4.25)$$

dove $k(f)$ è il rapporto tra gli spettri dei rumori. Questo stimatore è considerato il migliore in presenza di rumori sia in ingresso che in uscita.

Per verificare la correttezza della stima di FRF si fa spesso uso di una funzione reale chiamata *coerenza* $\gamma_{xy}^2(\Omega)$ [4]

$$\gamma_{xy}^2(\Omega) = \frac{|S_{xy}^2(\Omega)|}{S_{xx}(\Omega) S_{yy}(\Omega)} \quad (4.26)$$

Sapendo che $S_{yx}(\Omega) = S_{xy}(-\Omega) = S_{xy}^*(\Omega)$, ed inserendola nella (4.26) si ottiene

$$\gamma_{XY}^2(\Omega) = \frac{S_{xy}(\Omega) S_{xy}^*(\Omega)}{S_{xx}(\Omega) S_{yy}(\Omega)} = \frac{S_{xy}(\Omega) S_{yx}(\Omega)}{S_{xx}(\Omega) S_{yy}(\Omega)} = \frac{H_1(\Omega)}{H_2(\Omega)} \quad (4.27)$$

La funzione coerenza è una funzione limitata a uno (caso ideale, assenza di rumore) ed è tanto più prossima a zero quanto più il rumore è grande rispetto al segnale (quanto più il *rapporto segnale-rumore* è piccolo).

I sistemi *Single Input Multiple Output* (SIMO) vanno trattati come un insieme di molti sistemi SISO, per ognuno dei quali è sufficiente modificare di volta in volta l'uscita.

4.1.7 CONVERSIONE ANALOGICO-DIGITALE

In questo paragrafo si descrive, in maniera semplificata, quali sono i passaggi fondamentali che portano da un segnale continuo nel tempo, analogico, a una serie di valori discreti, digitali [4].

Il convertitore scandisce la lettura dei valori del segnale a istanti equispaziati, separati da un tempo Δt detto *periodo di campionamento*. L'inverso del periodo di campionamento è la *frequenza di campionamento* $f_c = f_s = 1/\Delta t$. I valori corrispondenti agli istanti di lettura, detti *campioni (sample)*, sono memorizzati dalla macchina, per la quale la rimanente parte della misura è come se non esistesse.

Volendo imporre un limite al periodo di campionamento si ricorre al *teorema di Shannon*, detto anche *teorema di campionamento* o di *Nyquist*, secondo il quale la frequenza f_s deve essere almeno il doppio della massima frequenza f_{max} contenuta nel segnale

$$f_s \geq 2f_{max} \quad (4.28)$$

Questo permette di evitare l'errore detto *aliasing* che consiste nel confondere una frequenza effettivamente presente con un altro valore sbagliato.

Un problema si palesa quando la frequenza massima non è nota prima di effettuare l'elaborazione, e ciò avviene nella maggior parte dei casi. In genere i sistemi di acquisizione impongono $f_s = 2.56f_{max}$, dove f_{max} è la frequenza di taglio del filtro analogico anti-aliasing.

Si osserva che, anche dopo aver impostato correttamente la frequenza di campionamento, il valore che il convertitore assegna a ogni campione non è esattamente quello che il segnale assume nella realtà. Il gradino ΔV , per passare da un livello al successivo, chiamato *risoluzione in ampiezza* o *passo di quantizzazione*, dipende da due fattori: dall'estensione del campo dei valori ammissibili dal convertitore E_c e dal *numero di bit*. L'estensione indica qual è la fascia di valori correttamente interpretabili dallo strumento, mentre elevando due al numero di bit (2^{bit}) si indica in quanti intervalli essa viene suddivisa. L'errore che si commette nella discretizzazione del segnale, detto *errore di quantizzazione*, è dovuto al numero finito di livelli con i quali è possibile rappresentare il segnale stesso ed ha valore massimo pari alla metà del passo di quantizzazione.

$$E_c = V_{max} - V_{min} \quad ; \quad \Delta V = E_c / (2^{\text{bit}} - 1) \quad (4.29)$$

Nel linguaggio corrente il massimo tra i due moduli di V_{max} e V_{min} è indicato con il termine *fondoscala* e il rapporto $E_c/\Delta V$ si dice *dinamica* del convertitore. In sintesi, tutti i valori che non corrispondono a un multiplo intero di Δt sono ignorati e i campioni sono registrati come multipli interi di ΔV .

Limitare troppo V_{min} e V_{max} significa andare incontro al problema della *saturation (overload)* del convertitore, effetto per cui tutti i valori del segnale al di fuori della banda $[V_{min}, V_{max}]$ non sono convertiti correttamente. Pertanto, prima di procedere con le misure, è fondamentale cercare di individuare i limiti entro i quali potranno variare i segnali, riservando un certo margine di sicurezza.

Per poter effettuare delle misure sperimentali per realizzare una estrazione dei parametri modali, è essenziale utilizzare un sistema di acquisizione in cui ciascun *canale*, cioè ciascuna linea di trasmissione dei segnali elettrici analogici, dispone di un convertitore analogico-digitale sincronizzato con tutti gli altri ed è possibile fissare il suo fondoscala indipendentemente da ogni altro canale. In breve, le caratteristiche desiderabili che un sistema di acquisizione dovrebbe possedere sono: filtri anti-aliasing, campionamento sincrono, fondoscala indipendente sui vari canali e numero di bit elevato.

4.1.8 TRASFORMATATA DI FOURIER DISCRETA

Dal punto di vista applicativo non è sensato pensare di poter disporre di funzioni $f(t)$ estese da $-\infty$ a $+\infty$. Per questo si rivela indispensabile riconsiderare le definizioni di serie e di trasformata alla luce del fatto che, al posto della funzione $f(t)$ si ha a disposizione un insieme finito di suoi campioni $f_k = f(k \Delta t)$, con Δt periodo di campionamento e $k = 0, \dots, N - 1$. Avendo un numero di punti limitato, è necessario ricorrere alla serie di Fourier (4.15). Ma, poiché nella pratica la sequenza di punti f_k non è periodica, si utilizza in modo scorretto la serie e si introduce un errore detto *leakage* (vedi paragrafo 4.1.9). Poiché il valore t è sostituito da $k \Delta t$, il valore $f(t)$ da f_k , il periodo T_0 da $N \Delta t$, la pulsazione Ω_0 da $2\pi/(N \Delta t)$, il dt da Δt , la seconda delle (4.15), cambiando l'integrale in una somma, diventa

$$F_k = \frac{1}{N \Delta t} \sum_{n=0}^{N-1} f_n e^{-i k \frac{2\pi}{N \Delta t} n \Delta t} \Delta t \quad (4.30)$$

ovvero

$$F_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} f_n e^{-i 2\pi k \frac{n}{N}} \quad (4.31)$$

L'espressione (4.31), detta *trasformata di Fourier discreta* (DFT) [4]], fornisce il mezzo per calcolare il contenuto in frequenza di un insieme di campioni di una funzione dipendente dal tempo. I coefficienti F_k forniscono il contributo di ogni singola armonica alla definizione della sequenza temporale, ovvero il contenuto in frequenza (spettro) e sono detti *linee spettrali*. La *risoluzione in frequenza*, cioè la distanza che separa sull'asse delle frequenze il valore F_k dal successivo è $\Delta f_0 = \Omega_0/2\pi = f_s/N$: fissata la frequenza di campionamento f_s , la risoluzione in frequenza è funzione del solo numero di campioni N con i quali si calcola la DFT.

La (4.31) richiede un tempo di calcolo proporzionale a N^2 ma Cooley e Tukey presentarono un algoritmo veloce per la sua implementazione che richiede un tempo di calcolo proporzionale a $N/2 \log_2 N$, chiamato *Fast Fourier Transform* (FFT). L'unico problema di questo algoritmo è la necessità di operare con un numero di punti N che sia una potenza di 2. Per risolvere questa limitazione si pone in coda alla serie di punti f_n una sequenza di zeri tale da ottenere complessivamente 2^m valori (*zero padding*).

4.1.9 LEAKAGE E WINDOWING

Il calcolo della trasformata di Fourier discreta reca con sé la possibilità che venga commesso un errore detto *leakage* [4]. Ipotizzando di dover esaminare una funzione armonica di pulsazione Ω_0 , se essa viene campionata per un tempo T non coincidente con un numero intero di periodi, si introduce una variazione sulla funzione originale con il conseguente mutamento delle informazioni che essa contiene. Introducendo queste discontinuità sulla storia temporale, si dà origine a un contenuto in frequenza più ampio di quanto non si abbia in realtà, il che si manifesta con la presenza di linee spettrali di ampiezza non trascurabile, anche a pulsazioni diverse da Ω_0 .

Per limitare questo effetto, prima del calcolo della DFT, si procede all'operazione di *finestratura* (*windowing*). La serie di campioni è moltiplicata per una *finestra* (*window*) allo scopo di limitare la discontinuità della storia temporale e di imporre una periodicità a sequenze non periodiche.

Per limitare il leakage è però necessario utilizzare delle finestre che, per imporre la periodicità al segnale, lo modificano riducendone l'ampiezza nei suoi tratti iniziale e finali. Questo implica che i suoi campioni iniziali e finali di ciascuna realizzazione, ovvero di ciascun tratto della storia temporale misurata, non vengono completamente messi a frutto e si trascurano almeno in parte le informazioni che contengono. Per evitare questa perdita di informazioni e aumentare nel contempo il numero di medie con le quali si valutano gli spettri, non si fa coincidere il campione iniziale della realizzazione $x_{k+1}(t)$ con il campione finale della realizzazione precedente $x_k(t)$, ma si trasla all'indietro nel tempo l'inizio della nuova realizzazione. Il tempo per il quale due realizzazioni successive si sovrappongono è detto *overlap*, a volte espresso come percentuale della durata T .

4.1.10 MISURE SPERIMENTALI E SUE PROBLEMATICHE

Nell'ambito dell'analisi modale sperimentale [4] si ricorre spesso alla misura di funzioni di risposta in frequenza, viste come il rapporto tra una quantità legata al movimento e una forza. Poiché il movimento può essere descritto in termini di spostamento, velocità e accelerazione si avranno una ricettanza, una mobilità e una inertanza. Nelle misurazioni si ricorre più spesso all'inertanza, visto che gli accelerometri sono i trasduttori del movimento più efficaci.

La *catena di misura* è l'insieme degli elementi che permettono di trasformare la quantità fisica che si vuole rilevare in una quantità più facilmente manipolabile, tipicamente un segnale elettrico in tensione. I suoi elementi di base sono un *meccanismo di eccitazione*, un insieme di *trasduttori*, un *analizzatore di segnale*. L'eccitazione trasmessa alla struttura, che può avere un andamento armonico, a gradino, casuale, periodico, eccetera, metterà in oscillazione la struttura: la forza e l'accelerazione vengono rilevate da opportuni trasduttori e in seguito eventualmente condizionate e opportunamente amplificate. In ultimo i segnali passano all'analizzatore che calcola la funzione di risposta in frequenza.

Il caso di struttura vincolata è più difficile da realizzare e analizzare: da un lato è impossibile vincolare un corpo in maniera infinitamente rigida e dall'altro canto è altrettanto difficile conoscere con precisione le rigidità dei vincoli, dalle quali dipendono le proprietà del sistema. Ove possibile può essere utile allora effettuare le misurazioni in *condizioni operative*.

Tra i diversi eccitatori possibili si annovera, fra quelli non a contatto, il martello (utilizzato negli esperimenti sul banco). Il martello, dotato di una testa strumentata ovvero di un sensore di forza, costituisce una via di mezzo tra gli strumenti a contatto e non a contatto: infatti agisce a contatto con la struttura per un tempo brevissimo con lo scopo di simulare un'eccitazione impulsiva. Tra i difetti del martello si ricorda la possibilità di fornire solo un'energia limitata, tutta concentrata in un solo punto e l'eventuale non linearità della risposta, dovuta al livello di eccitazione molto elevato, seppur limitato nel tempo. La durata dell'impatto è determinata dalla massa e dalla rigidità del martello e della struttura, oltre che dall'abilità di chi lo usa. Nel caso di una struttura molto rigida è di grande importanza la scelta della punta del martello, che spesso è di tipo intercambiabile: le punte in gomma producono una forza il cui spettro è molto basso ad alte frequenze, per raggiungere quest'ultime occorre l'impiego di punte metalliche. Grande attenzione va posta per evitare di

applicare involontariamente una martellata doppia, cioè due impulsi ravvicinati, che porta a uno spettro con dei “buchi” in corrispondenza dei quali la struttura è poco eccitata.

I trasduttori di forza sono detti generalmente *celle di carico* e sono montati sulla punta del martello. In genere sono formati da cristalli piezoelettrici e misurano la forza agente lungo il loro asse. Anche i trasduttori di accelerazione o *accelerometri* sono in genere piezoelettrici, ma sono in uso anche quelli capacitivi o induttivi. Sia le celle di carico sia gli accelerometri possono essere di tipo *monoassiale* oppure effettuare misure lungo tre assi ortogonali, chiamati *triassiali*.

Durante l’esecuzione delle prove dinamiche nascono numerose difficoltà connesse con la scelta dei punti di misura. Un suggerimento di validità generale è quello di evitare il posizionamento dell’accelerometro in corrispondenza di un nodo relativo a un dato modo proprio, perché il segnale che ne risulterebbe non darebbe alcuna informazione sul modo e pertanto esso sarebbe inutile per la successiva identificazione.

Un altro tipico problema è il rumore. E’ di fondamentale importanza l’abbattimento delle sorgenti di eccitazione meccanica non controllate, come nel caso di vibrazioni indotte da macchine utensili poste nei pressi del luogo di misura, dal passaggio di un treno o dal fenomeno del ritorno di forza. In altri termini la struttura deve essere eccitata da una unica forza controllata e misurata e ciò discende direttamente dalla definizione di risposta in frequenza. Analogamente è necessario ridurre gli effetti delle sorgenti di disturbo di tipo acustico oppure di tipo elettromagnetico.

Per quanto riguarda l’estrazione dei parametri modali, la tipica classificazione vede da una parte i metodi che operano nel dominio del tempo e dall’altra quelli che operano nel dominio della frequenza. In entrambi i casi sussiste l’ulteriore suddivisione tra metodi che trattano un solo grado di libertà modale per volta (*Single Degree Of Freedom, SDOF*) e metodi che, invece, sono in grado di estrarre i parametri di più gradi di libertà contemporaneamente (*Multiple Degree Of Freedom, MDOF*). A monte di questi metodi va inserita l’ulteriore distinzione tra metodi *output only* e *input output*. Questi ultimi, che prevedono la conoscenza e l’utilizzo sia dell’ingresso sia dell’uscita del sistema, sono quelli tradizionalmente più impiegati perché sono stati i primi ad essere usati e per questo si sono affermati in commercio software affidabili che ne prevedono l’implementazione. I metodi *output only* sono di più recente sviluppo e diffusione e sono basati sulla misura della sola uscita del sistema e non richiedono la rilevazione dell’ingresso pertanto, sono adatti nei casi in cui misurare l’ingresso è difficile, se non impossibile.

4.1.11 COEFFICIENTE MAC

Al fine di poter verificare i risultati dalle analisi effettuate, è importante utilizzare dei metodi per confrontare i risultati dell’analisi modale sperimentale. I parametri che più frequentemente sono utilizzati per paragonare i modelli teorico e sperimentale sono senz’altro le frequenze e le forme modali mentre, per la maggiore difficoltà di ottenere stime sperimentali affidabili e di ipotizzare modelli realistici, lo smorzamento è solitamente relegato in secondo piano. Il confronto, ovviamente, deve essere sempre effettuato sulla coppia frequenza e forma modale.

Il confronto tra le forme modali può avvenire sia su singoli punti di misura sia, più frequentemente, sull’intero vettore che le rappresenta e, in questo secondo caso, il coefficiente più utilizzato è il *Modal Assurance Criterion (MAC)* [4] definito da

$$MAC_{TS} = \frac{|\{\psi_T\}^T \{\psi_S\}^*|^2}{(\{\psi_T\}^T \{\psi_T\}^*) (\{\psi_S\}^T \{\psi_S\}^*)} \quad (4.32)$$

dove i pedici T e S indicano i modi teorico e sperimentale. Nel caso in cui i modi coincidano, il MAC è unitario, mentre se i modi fossero ortogonali sarebbe pari a zero. Il MAC è dunque uno strumento di facile implementazione e interpretazione: valori prossimi a uno fanno pensare che si stiano confrontando due forme modali simili benché non identiche, mentre valori prossimi allo zero, o realisticamente al di sotto di 0.5-0.6, fanno supporre che il paragone sia condotto su due modi differenti. Si calcola poi il MAC tra ciascun modo teorico e ciascun modo sperimentale, definendo di conseguenza una matrice. Se sulla diagonale principale della matrice sono presenti solo valori prossimi all'unità significa che la sequenza dei modi teorici corrisponde a quella sperimentale e anche che le forme modali sono simili. Se invece sono presenti valori elevati fuori dalla diagonale principale, per esempio in posizione (i, j) , significa che alcune forme modali sono simili, la i -esima e la j -esima, ma che non compaiono nella stessa posizione delle due successioni. Questa situazione si verifica spesso quando due modi hanno frequenze vicine, per cui incongruenze anche piccole tra modello teorico e sperimentale possono provocare un'inversione nella successione dei modi. Se invece nella matrice del MAC compaiono solo valori al di sotto del 50-60% si deve ammettere che le differenze tra i modelli sono generalizzate e il confronto va ripensato.

4.1.12 SHORT TIME FOURIER TRANSFORM (STFT) E SPETTROGRAMMA

Nell'ambito dell'analisi di segnali non stazionari è frequentemente utilizzata la Short Time Fourier Transform (STFT) [6]. A differenza della DFT, che analizza l'intero segnale acquisito per fornire lo spettro di quest'ultimo, la STFT pone come obiettivo quello di suddividere il segnale in piccoli intervalli di tempo e ne calcola la trasformata di Fourier, ottenendo così molti spettri temporalmente localizzati, in grado quindi di associare un contenuto spettrale in ciascun intervallo di tempo.

Per studiare le proprietà del segnale nel tempo t , bisogna enfatizzare il segnale al tempo t e sopprimere il segnale in tutti gli altri momenti. Questa operazione è detta *finestratura* e viene effettuata definendo una *finestra* $h(t)$, centrata in t , che modificherà il segnale

$$f_t(\tau) = f(\tau) h(\tau - t) \quad (4.33)$$

Considerando la seconda equazione della trasformata di Fourier (4.18) si ottiene

$$F_t(\Omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f_t(\tau) e^{-i\Omega\tau} d\tau = \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau) h(\tau - t) e^{-i\Omega\tau} d\tau \quad (4.34)$$

Nota la STFT, lo spettrogramma rappresenta semplicemente la densità energetica dello spettro, calcolabile nel seguente modo:

$$P_{SP}(t, \Omega) = |F_t(\Omega)|^2 = \left| \int_{-\infty}^{+\infty} f(\tau) h(\tau - t) e^{-i\Omega\tau} d\tau \right|^2 \quad (4.35)$$

4.2 ACCESSORI UTILIZZATI NELLE DIVERSE ACQUISIZIONI

In questo paragrafo è specificata la strumentazione utilizzata per effettuare le analisi successivamente descritte. Per non appesantire la trattazione, non si analizzano le specifiche tecniche di ogni singolo strumento, ma si evidenziano solo i fattori importanti per le prove effettuate.

4.2.1 INVERTER

L'inverter è un apparecchio elettronico capace di trasformare una corrente continua (ingresso) in corrente alternata (uscita) e di modificarne i parametri di ampiezza e di frequenza. Esso è collegato al motore a corrente alternata presente sul banco prova e permette la regolazione della sua velocità di rotazione. L'inverter presente nel laboratorio è realizzato dalla società OMRON, modello 3G3RX, ed è rappresentato nella **Figura 4.1**.



Figura 4.1: inverter (a sinistra) e grafico per la programmazione delle rampe (a destra)

Questo strumento, oltre a permettere la regolazione della velocità di rotazione del motore, è in grado, grazie alla variazione delle sue impostazioni, di realizzare rampe di accelerazione e di decelerazione (**Figura 4.1**), che sono state utilizzate nell'analisi modale con il banco in rotazione (paragrafo 4.5).

Per effettuare una rampa, è richiesta la modifica dei seguenti parametri: A004, è la frequenza massima raggiungibile; F001, è la frequenza di uscita; F002, è il tempo di accelerazione; F003, è il tempo di decelerazione.

I valori utilizzati nelle prove sono specificati nel paragrafo 4.4.2.

4.2.2 SENSORE DI PROSSIMITA'

Questi strumenti sono in grado di rilevare la presenza di oggetti nelle immediate vicinanze. Essi sono in grado di percepire solamente la presenza o l'assenza di un oggetto all'interno della loro portata nominale, pertanto il segnale elettrico generato da questi strumenti sarà un segnale *on/off*.

Sono classificati in base alla tecnologia utilizzata: induttivi, capacitivi, magnetici, ad ultrasuoni e ottici.

I sensori di tipo induttivo si basano sul principio della variazione di riluttanza che presenta un elettromagnete; quando nelle vicinanze si presenta un oggetto di materiale ferromagnetico, esso causa un abbassamento della riluttanza. Superata una certa soglia, il sensore rileva la variazione e fa commutare il segnale d'uscita. Questo sensore pertanto è in grado di rilevare solo oggetti ferromagnetici e ha una portata dell'ordine di qualche millimetro. Il grande vantaggio di questi strumenti è la loro capacità di commutare il loro stato anche a frequenze molto elevate.

Per questa caratteristica è stato utilizzato, nei test del banco prova, un sensore di prossimità induttivo, adibito allo scopo di *contagiri*. Infatti, è stato posto nella vicinanza delle teste delle viti del *portatreno* (sono presenti 10 viti) (**Figura 4.2**), in modo da poter misurare la sua rotazione, anche a velocità elevate (dopo 11 commutazioni del segnale, il *portatreno* avrà compiuto un giro).



Figura 4.2: sensore di prossimità (contagiri)

4.2.3 ENCODER

E' chiamato anche trasduttore di posizione angolare e consiste in un dispositivo elettromeccanico che converte la posizione angolare, del suo asse rotante, in brevi impulsi elettrici che necessitano di essere elaborati da un circuito di analisi del segnale sotto forma di segnali numerici digitali. In commercio sono presenti diverse tipologie di encoder, nel caso in esame sono stati utilizzati quelli ottici che leggono una matrice di aree trasparenti e opache. Essi sono composti da due strumenti principali: dalla riga ottica, che costituisce la parte rotante dove sono presenti le aree trasparenti e opache e dal lettore ottico, che costituisce la parte fissa con all'interno la struttura elettronica che permette il rilevamento del segnale. Questo strumento necessita di essere alimentato a 5 Volt e dà origine ad un segnale ad onda quadra. In laboratorio sono presenti due encoder forniti dalla società RSF Elektronik: MSR 45 MOR di diametro 152,70 millimetri dotato di 2400 linee, utilizzato per misurare la posizione angolare dell'*albero master* (**Figura 3.7-D**); MSR 45 MOR di diametro 229,15 millimetri dotato di 3600 linee, utilizzato per misurare la posizione angolare del *portatreno* (**Figura 3.7-C**).

4.2.4 TRASDUTTORE DI FORZA

Questo strumento, chiamato anche *cella di carico*, è indispensabile per poter rilevare la forza applicata al sistema di carico presente sul banco prova, in modo da poter imprimere una coppia resistente ai riduttori per effettuare prove sotto carico (utilizzata nell'analisi modale con banco in rotazione, paragrafo 4.4.2). Il modello presente sul banco è fornito dalla società LEANE – SEDEME tipologia BD ed è mostrato in **Figura 4.3**. E' presente un alimentatore (**Figura 4.3**) associato a questo sensore, dotato di un piccolo schermo il quale indica i valori misurati dal sensore in [kN].



Figura 4.3: cella di carico (a sinistra) e suo alimentatore (a destra)

4.2.5 SCHEDA DI ACQUISIZIONE

Allo scopo di poter eseguire una analisi dei segnali, è necessario disporre di un scheda di acquisizione. Tramite questo strumento è possibile registrare e rielaborare i segnali ricevuti dai trasduttori adoperati per le diverse analisi. E' di fondamentale importanza la scelta di questo strumento, perché solo se possiede determinate caratteristiche si possono effettuare delle specifiche analisi (vedi paragrafo 4.1.7).

In laboratorio è presente la scheda di acquisizione OROS OR38 (**Figura 4.4**) che possiede queste caratteristiche indispensabili e ha dato la possibilità di effettuare l'analisi modale del banco prova. E' dotata di 24 canali con fondoscala indipendenti e possiede la capacità di acquisire informazioni a due differenti frequenze di campionamento contemporaneamente.

Tramite un notebook (**Figura 4.4**), su cui è presente il programma NVGate fornito dalla stessa società OROS, sono stati scaricati i valori registrati dalla scheda di acquisizione e trasformati in formato Matlab (.mat), potendo così elaborare ed esaminare i risultati ottenuti.



Figura 4.4: scheda di acquisizione (a sinistra) e notebook utilizzato (a destra)

4.2.6 ACCELEROMETRI

Gli accelerometri sono trasduttori in grado di rilevare e misurare le accelerazioni di un sistema. Sono presenti sul mercato diversi accelerometri che differiscono per i principi utilizzati, ma quelli più usati nel campo delle analisi delle vibrazioni sono quelli piezoelettrici, essendo dotati di grandi sensibilità.

Nei test effettuati sul banco prova, sono stati utilizzati quattro modelli diversi di accelerometri: B&K 4507B004 (**Figura 4.5-A**), accelerometro monoassiale dotato di una sensibilità di $10 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$; KISTLER 8688A10 (**Figura 4.5-B**), accelerometro triassiale di sensibilità di $51 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$; PCB 356A16 (**Figura 4.5-C**), accelerometro triassiale con sensibilità di $10,2 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$; PCB 356B18 (**Figura 4.5-D**), accelerometro triassiale dotato di sensibilità pari a $103,3 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$.



Figura 4.5: accelerometri utilizzati

4.2.7 MARTELLO

Come fonte di eccitazione, nell'analisi modale del banco prova non in rotazione, è stato utilizzato un martello dotato di sensore di forza (**Figura 4.6**) fornito dalla società PCB. Questo strumento ha consentito lo studio dei modi tramite il sistema di analisi *input output* descritto nel paragrafo 4.1.10. Successivamente sono state eseguite le stesse operazioni adoperando un martello tradizionale per analizzare i modi, utilizzando l'analisi *output only* (paragrafo 4.1.10) per due ragioni: la prima è che è possibile imprimere maggiore forza nell'impatto generando un segnale più intenso negli accelerometri, a differenza del martello con il trasduttore di forza il quale può andare in saturazione rendendo inefficacie il segnale di input; la seconda ragione è la possibilità di confrontare i risultati dei due metodi, in modo da poter valutare l'attendibilità dei risultati dell'analisi *output only*.



Figura 4.6: martello con cella di carico (a sinistra) e martello (a destra)

4.3 DISTURBI DEI SEGNALI

In primo luogo è stata effettuata una campagna di prove per verificare il corretto funzionamento del sensore di pressione, precedentemente montato, per accertare che nel montaggio non avesse subito dei danneggiamenti. Queste prove sono state effettuate con tre diversi trasduttori; sono stati esaminati i segnali ottenuti dal sensore di pressione, da un accelerometro monoassiale posto sulla base del *sostegno del cuscinetto del tubo reggi peso* e dal *contagiri*.

La prima sequenza di prove è stata effettuata con un campionamento di 25,6 kS/s (banda di frequenza pari a 10 kHz) e sono stati studiati i risultati del banco non in rotazione e di quello in rotazione ad 1 Hz. Analizzando i risultati ottenuti dal sensore di pressione (**Figura 4.7**), si nota come esso rilevi (a velocità di rotazione di 1Hz) delle variazioni di pressione elevate (fino a 9000 Pa, equivalenti a circa 173 dB) all'interno del riduttore, cosa difficile da credere essendo il rumore percepito all'esterno quasi inesistente.

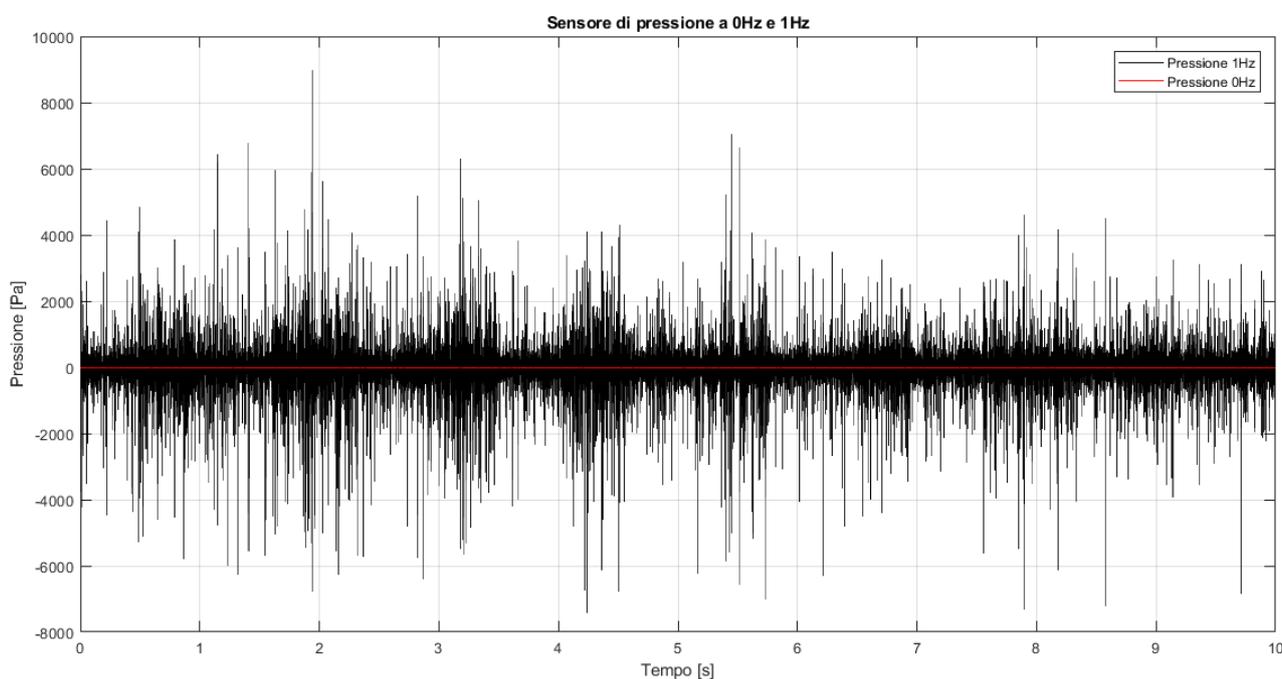


Figura 4.7: confronto tra il segnale del sensore di pressione con il banco a 0 Hz e 1 Hz

Pertanto è facile supporre che questi valori siano dovuti a dei disturbi, essendo che, con il banco fermo, il sensore di pressione non rileva praticamente nulla e ciò fa da garante che il sensore non sia danneggiato.

Un'ulteriore dimostrazione del fatto che non è il sensore di pressione ad essere danneggiato è fornita dai rilevamenti del contagiri (**Figura 4.8**) con il banco in rotazione ad 1 Hz, sui quali è evidente una importante presenza di rumore.

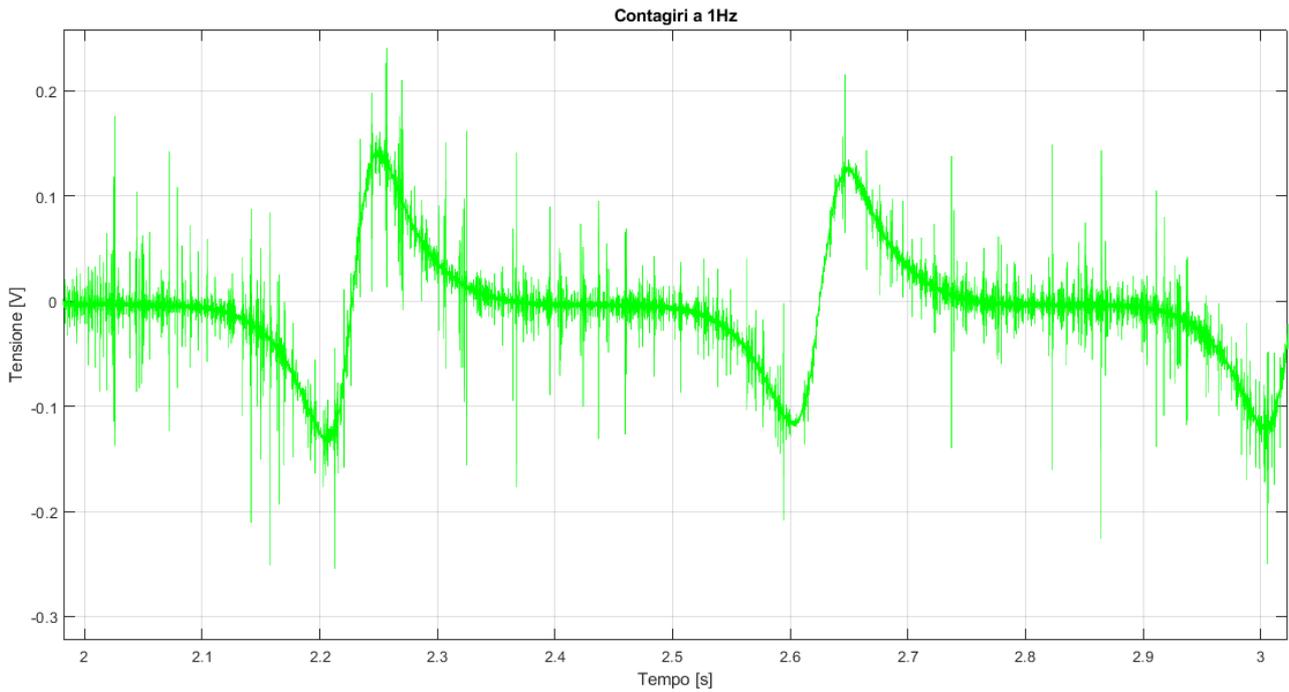


Figura 4.8: dettaglio del segnale ricevuto dal contagiri

Per cercare di comprendere quale fosse la causa di questi disturbi, si è analizzata la densità spettrale di potenza di tutti e tre i sensori (**Figura 4.9**) con il banco in rotazione ad 1 Hz, in modo da poter individuare le eventuali frequenze comuni, attribuibili al rumore.

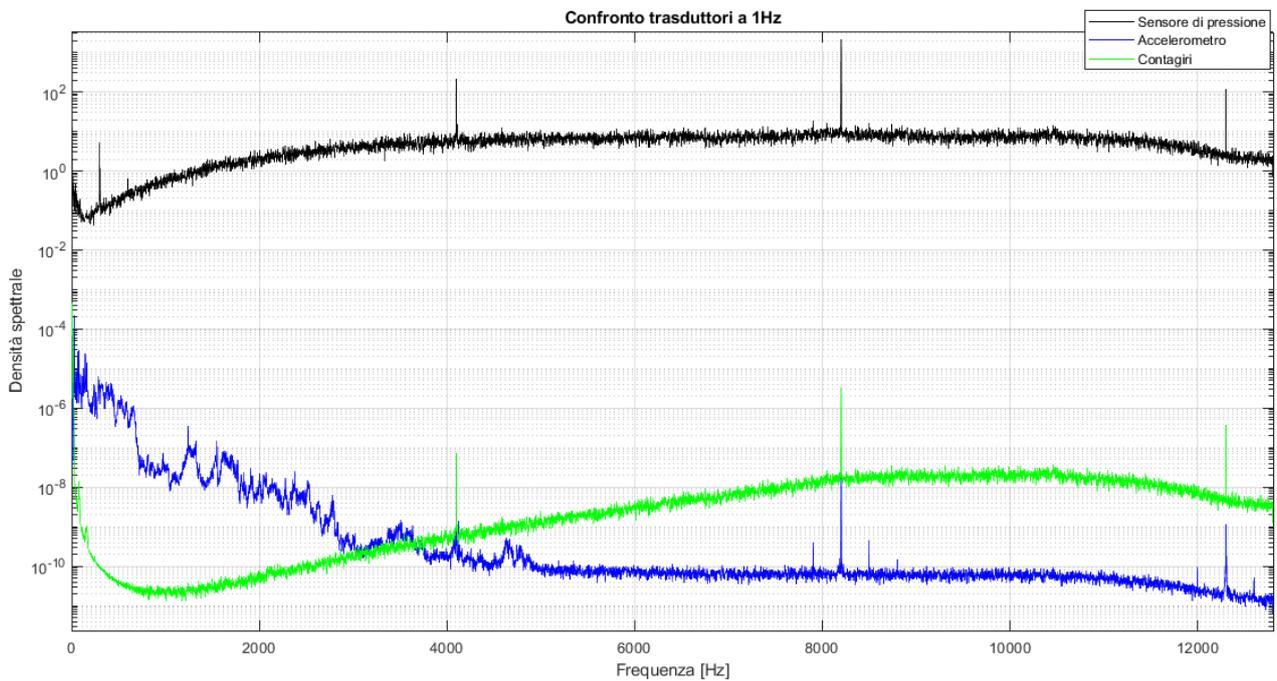


Figura 4.9: confronto della densità spettrale dei tre trasduttori utilizzati con banco in rotazione a 1 Hz

Si nota, a frequenze inferiori a 4000 Hz, l'assenza di frequenze comuni ai tre trasduttori; al di sopra dei 4000 Hz, invece, sono presenti tre picchi per tutti e tre i sensori (**Figura 4.10**).

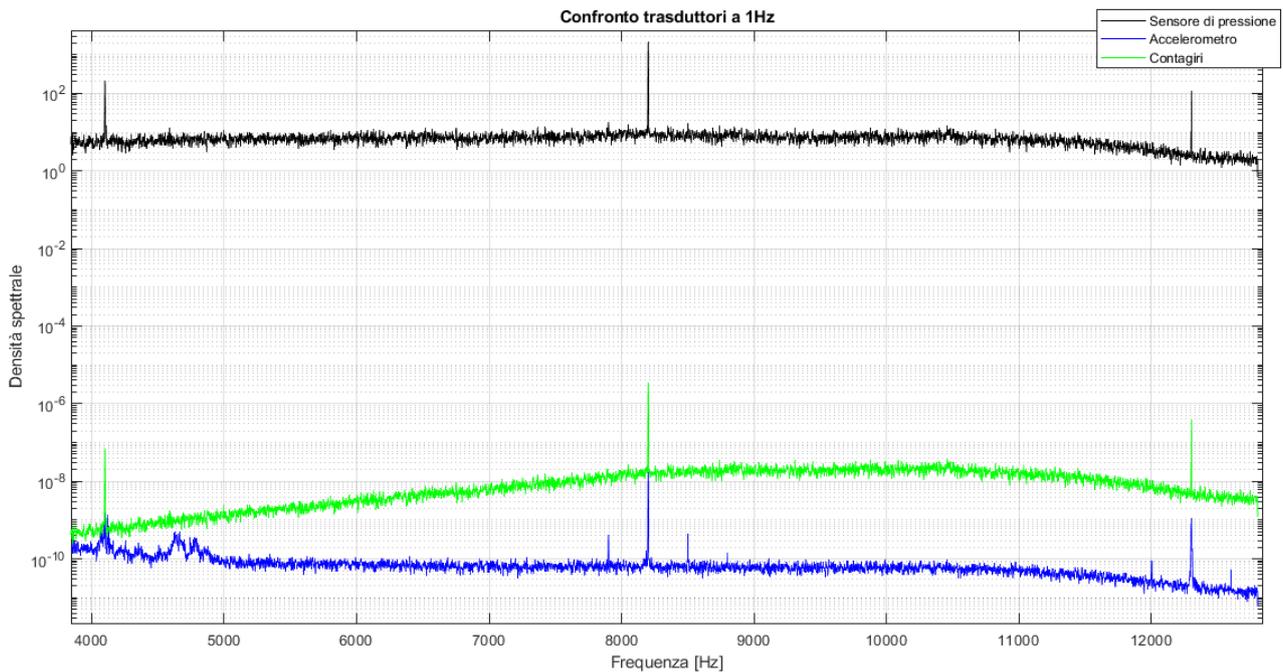


Figura 4.10: confronto della densità spettrale dei tre trasduttori utilizzati a frequenze superiori a 4000 Hz

Alla frequenza di 4100 Hz e alle sue successive armoniche (8200 Hz e 12300 Hz) si riscontrano tre picchi caratteristici a tutti e tre i sensori. E' stato supposto che questo disturbo venga generato dall'inverter utilizzato e che sia di natura principalmente magnetica. Risulta però difficile credere che questo sia il disturbo che rende inaccettabili i segnali acquisiti dal sensore di pressione (vedi **Figura 4.7**).

Per questo si è ipotizzato che il rumore di maggior entità sia dovuto a fenomeni di natura principalmente elettrica. Per poter verificare questa ipotesi, si è effettuata una ulteriore serie di test, con il banco prova in rotazione ad 1 Hz, al fine di analizzare i valori ottenuti dall'accelerometro ponendolo a contatto con il banco in tre modi diversi: a contatto diretto, isolato elettricamente dal banco con nastro isolante, isolato elettricamente dal banco tramite rialzo in plastica (**Figura 4.11**)

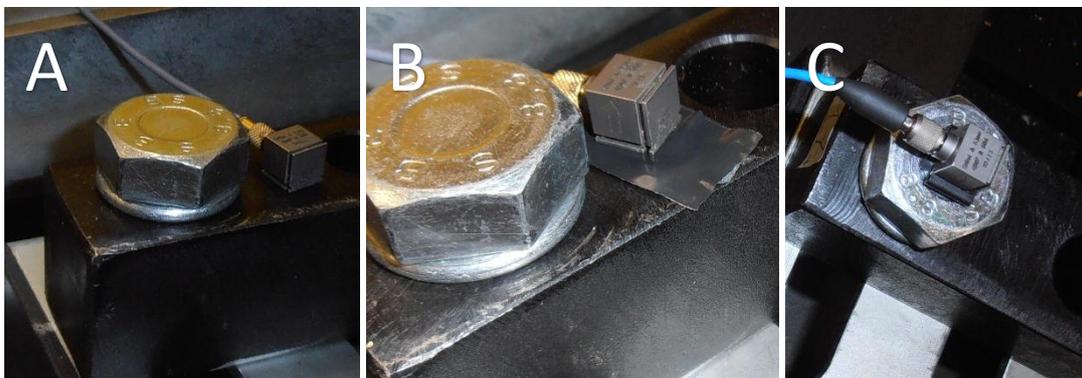


Figura 4.11: accelerometro a contatto diretto (A), con nastro isolante (B) e con rialzo in plastica (C)

Effettuata la campionatura, osservando i segnali ottenuti (**Figura 4.12**) si nota come, nel caso in cui è utilizzato il nastro isolante, le accelerazioni ottenute sono più contenute rispetto al caso

dell'accelerometro a contatto diretto e a quelle ottenute dall'accelerometro con il rialzo in plastica (essendo quest'ultimo non adibito allo scopo di isolante elettrico). Queste differenze confermano i sospetti della presenza di disturbi elettrici.

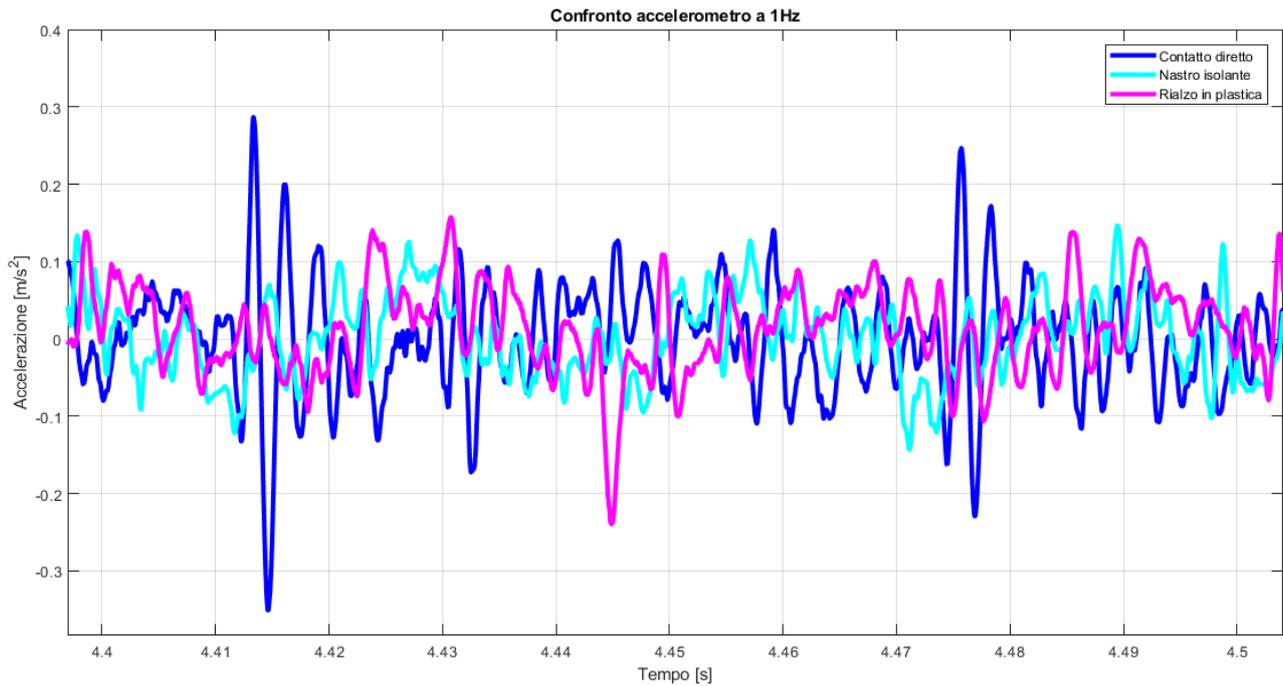


Figura 4.12: confronto accelerometro in diverse condizioni

Osservando la densità spettrale del caso in cui si usi il nastro isolante, alla frequenza di 4100 Hz e alle sue armoniche (8200 Hz e 13200 Hz) si riscontra la presenza di tre picchi (**Figura 4.13**). Questa è una possibile conferma dell'ipotesi che questa frequenza caratteristica sia riconducibile ad un fenomeno di tipo magnetico e, essendo presente solo quando il banco è in rotazione, causata dall'inverter in funzione.

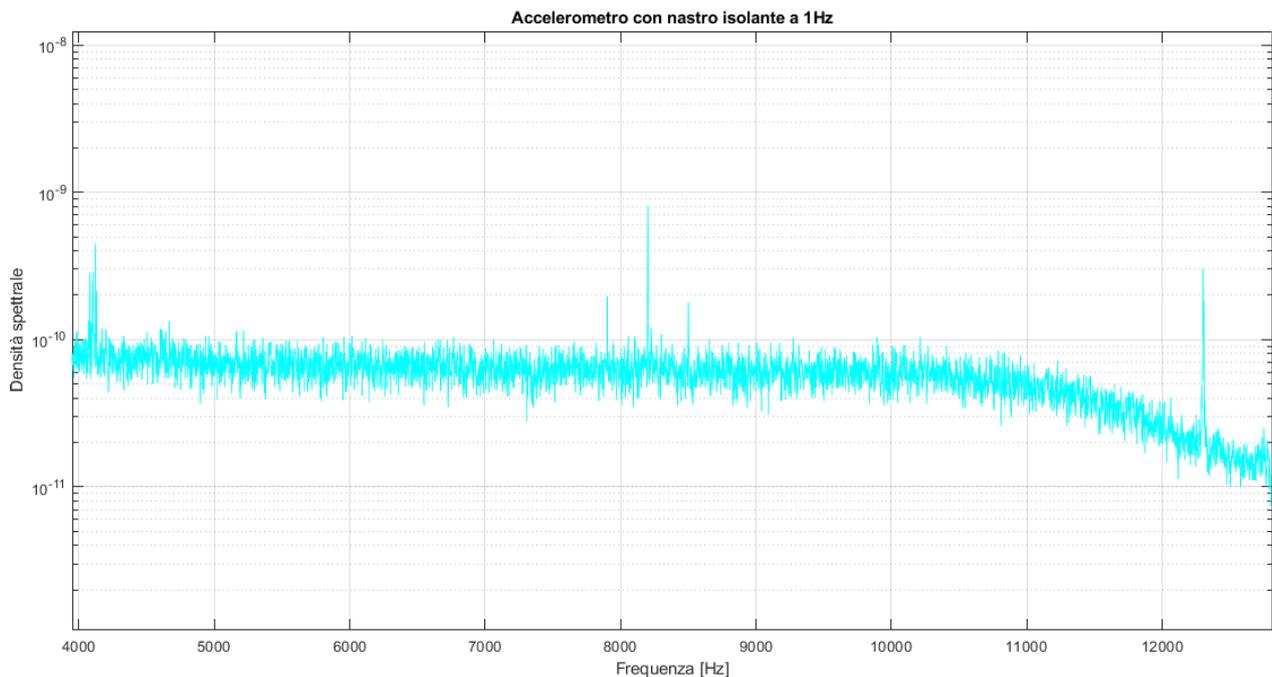


Figura 4.13: dettaglio accelerometro isolato elettricamente a frequenze maggiori di 4000 Hz

Ritornando al problema del disturbo di natura elettrica, si è ipotizzato che, a causa di qualche difetto del motore, il campo magnetico generato per la rotazione dell'albero trapassa la struttura del motore fino all'esterno e, essendo il banco prova composto quasi esclusivamente da materiali ferromagnetici, si generano correnti parassite in tutta la struttura creando disturbi randomici nei sensori. Inoltre il banco prova, essendo isolato dal pavimento, non è in grado di scaricare queste correnti parassite all'esterno.

Ritenendo questa ipotesi più che plausibile, è stata effettuata una messa a terra del sistema (**Figura 4.14**), indirizzando lo scarico di queste correnti parassite all'esterno del banco prova.



Figura 4.14: messa a terra del banco prova

Sono state effettuate ulteriori prove per accertare che questa modifica al banco abbia raggiunto il suo scopo, e confrontando i nuovi risultati ottenuti dal sensore di pressione e dal contagiri con i risultati riscontrati nel primo test, sempre con il banco prova in rotazione ad 1 Hz, si riscontra che i rumori di maggior entità sono stati eliminati (**Figura 4.15**).

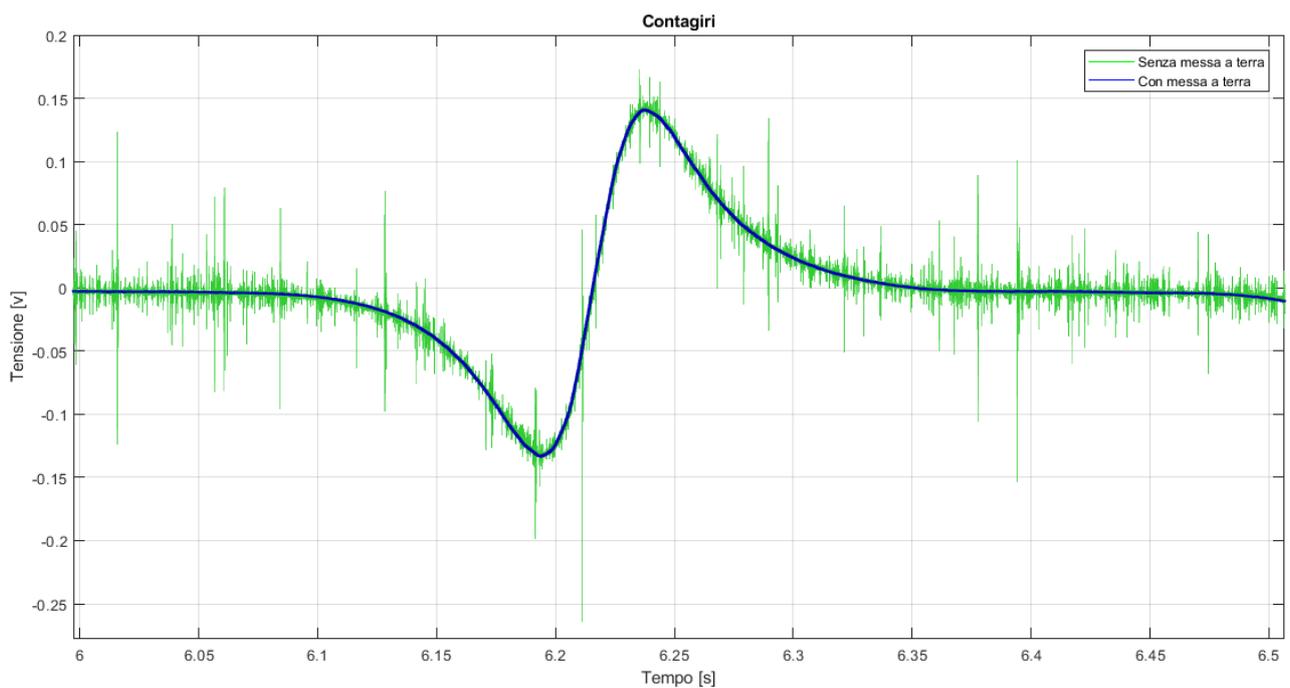
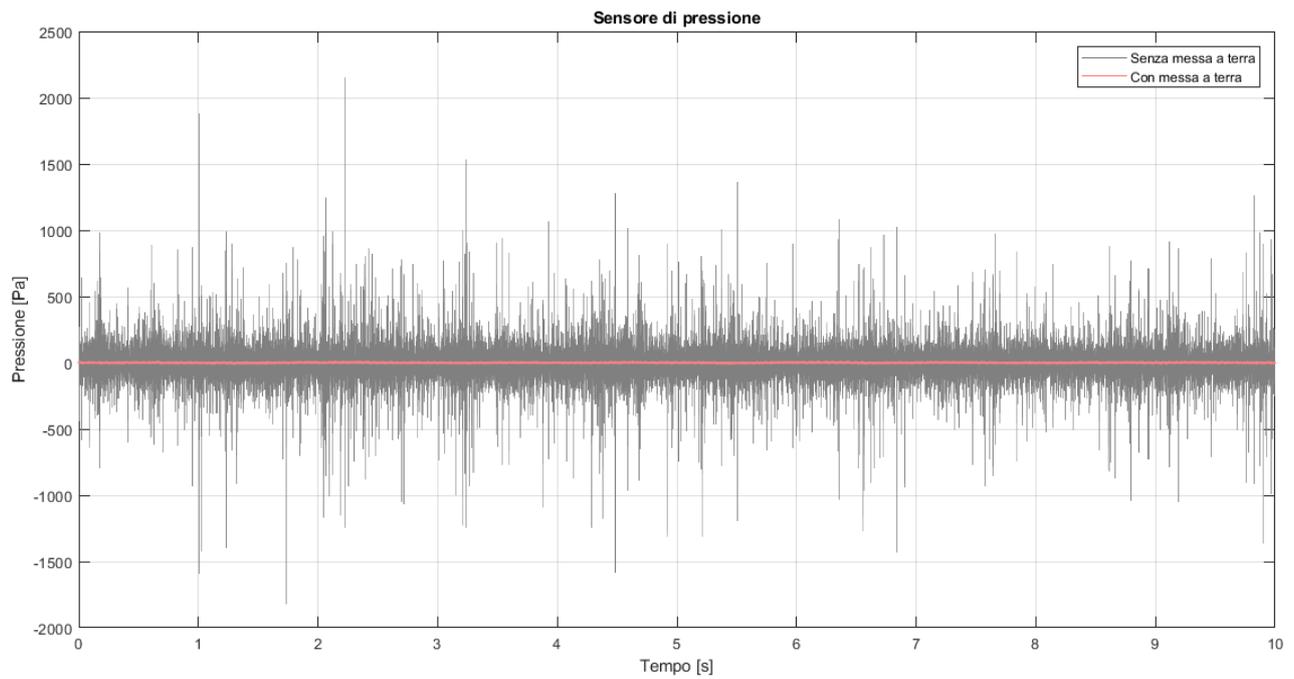


Figura 4.15: confronto dei risultati del sensore di pressione (in alto) e del contagiri (in basso), nel caso con disturbo e quello con messa a terra

Risolto questo grave problema, è possibile fare le analisi successive del banco prova senza il rischio di ottenere risultati fuorvianti, dovuti a disturbi.

4.4 ANALISI MODALE

Sono stati esaminati due diversi casi per effettuare lo studio dell'analisi modale: nel primo si ha il banco prova non in rotazione con la forzante del sistema fornita da un martello (con e senza trasduttore di forza), impattando in quattro diversi punti; nel secondo la forzante sarà fornita dalla rotazione stessa del banco per il tratto a velocità costante di 25 Hz.

Per poter svolgere l'analisi modale del banco prova, è stato necessario decidere dove disporre gli accelerometri sulla struttura. Essendo interessati ad osservare i movimenti dei supporti del banco, del basamento e principalmente dell'*albero master* e del *tubo reggi peso*, gli accelerometri sono stati disposti in modo da fornire le accelerazioni di questi componenti. In questa maniera si possono individuare i loro movimenti, cercando di capire se la struttura si comporta da corpo rigido o ha movimenti flessionali o torsionali.

Prima di collocare gli accelerometri, è stato deciso il sistema di riferimento del banco. Si è optato per l'utilizzo dello stesso sistema di riferimento del modello grafico realizzato sul programma Solidworks. L'origine della terna (XYZ) è stata posta in corrispondenza della mezzeria del banco prova, sulla trave centrale del basamento al di sotto del motore (**Figura 4.16**)

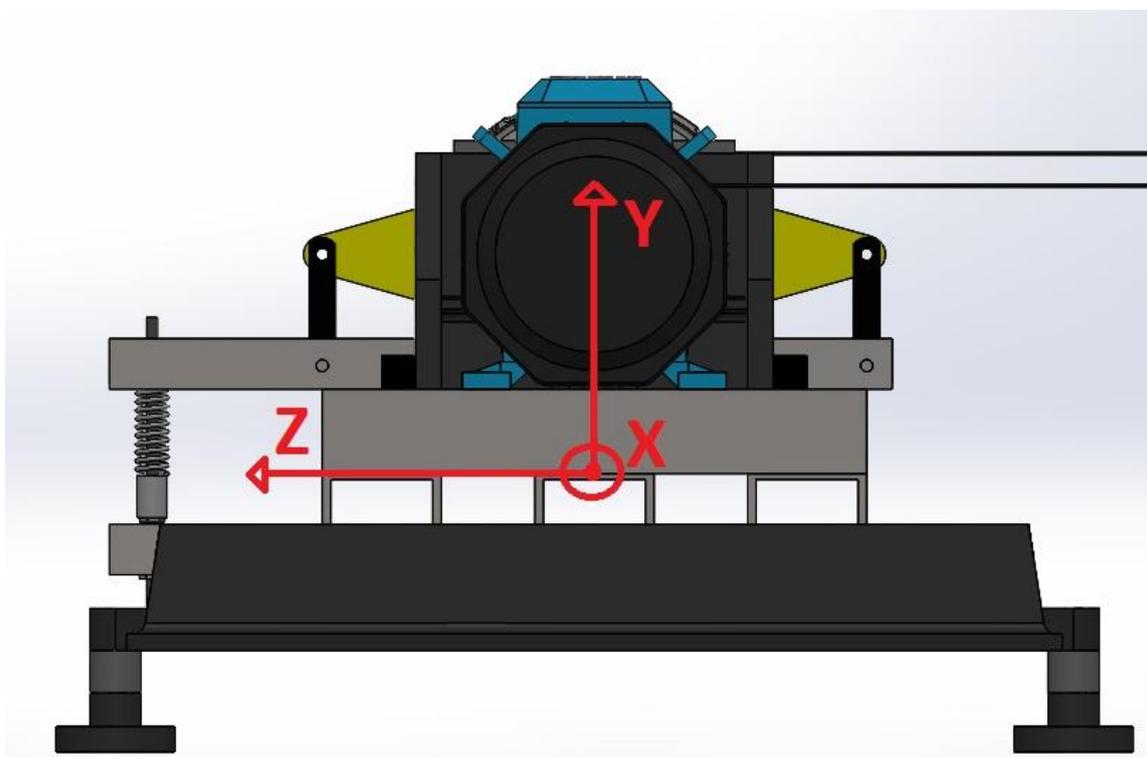


Figura 4.16: sistema di riferimento XYZ

Successivamente sono stati disposti quindici accelerometri sulla struttura, di cui 8 monoassiali e 7 triassiali (sono considerate solo due direzioni delle tre disponibili perché ritenute poco interessanti le accelerazioni lungo l'asse dell'*albero master*) per un totale di ventidue canali.

La disposizione della terna è indispensabile per il calcolo dei modi del banco prova: infatti, questa scelta è necessaria per specificare le informazioni nel file "mappa.mat", nel quale vengono indicati gli angoli del vettore accelerazione, individuato dal singolo sensore, rispetto alla terna XYZ del nostro sistema di riferimento (che è differente alla terna dei singoli sensori xyz).

In seguito, sono state misurate le distanze dei sensori dal sistema di riferimento. Questa parte è richiesta dal listato “deform3d.m”, che permette la visualizzazione semplificata della disposizione degli accelerometri e dei loro moti: questi valori devono essere inseriti nel file “motore.geo”.

A differenza del sistema di riferimento del banco, la disposizione dei sensori cambia in base al caso esaminato. La diversa collocazione dei sensori si è resa necessaria poiché, con il banco in rotazione, non è possibile collocare i sensori su parti rotanti, mentre per il caso in cui la forzante è esterna, è stato possibile posizionare i sensori anche sul *portatreno* e sull'*albero master*.

4.4.1 ANALISI MODALE DEL BANCO PROVA NON IN ROTAZIONE

Successivamente al posizionamento dei sensori (Figura 4.17) e alla misurazione della loro posizione rispetto alla terna di riferimento XYZ (Tabella 4.1), si è provveduto al loro collegamento tramite cavi alla scheda di acquisizione OROS.

		POSIZIONE RISPETTO A XYZ [m]			CARATTERISTICHE SENSORE					
SEGNALE	ACCELEROMETRO	X	Y	Z	MONOASSIALE	TRIASSIALE			MODELLO	LOCAZIONE
						x	y	z		
1v	1	-0,10	0,13	0,14	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10547	BASE MOTORE
2v	2	-0,31	0,13	0,14	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10543	
3v	3	-0,31	0,13	-0,12	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10436	
4v	4	-0,80	0,29	0,00	-	-	-	+Y	KISTLER 8688A10 SN:2089719	ALBERO MASTER
5o					-	-Z	-	-		
6v	5	-1,19	0,03	0,22	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10544	BASAMENTO
7v	6	-1,69	0,00	0,22	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10431	
8v	7	-0,75	0,03	-0,23	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10546	
9v	8	-1,06	0,33	0,00	-	-	-	+Y	PCB 356A16 SN:91484	SUPPORTO RIDUTTORE
10o					-	-Z	-	-		
11o	9	-1,53	0,42	0,00	-	-Z	-	-	PCB 356A16 SN:28202	PORTATRENO
12v					-	-	-	+Y		
13v	10	-1,93	0,32	0,00	-	-	-	+Y	PCB 356A16 SN:28197	TUBO REGGI PESO
14o					-	-Z	-	-		
15v	11	-1,89	0,16	0,23	-	-	-	+Y	PCB 356B18 SN:35268	BASE SOSTEGNO 1 DEL TUBO REGGI PESO
16o					-	-Z	-	-		
17v	12	-1,89	0,16	-0,23	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10423	
18v	13	-2,11	0,32	0,00	-	-	-	+Y	PCB 356A16 SN:91483	TUBO REGGI PESO
19o					-	-Z	-	-		
20v	14	-2,38	0,16	0,23	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10545	BASE SOSTEGNO 2 DEL TUBO REGGI PESO
21v	15	-2,38	0,16	-0,23	-	-	-	+Y	PCB 356B18 SN:33444	
22o					-	-Z	-	-		

Tabella 4.1: numerazione, disposizione e sistemi di riferimento dei sensori

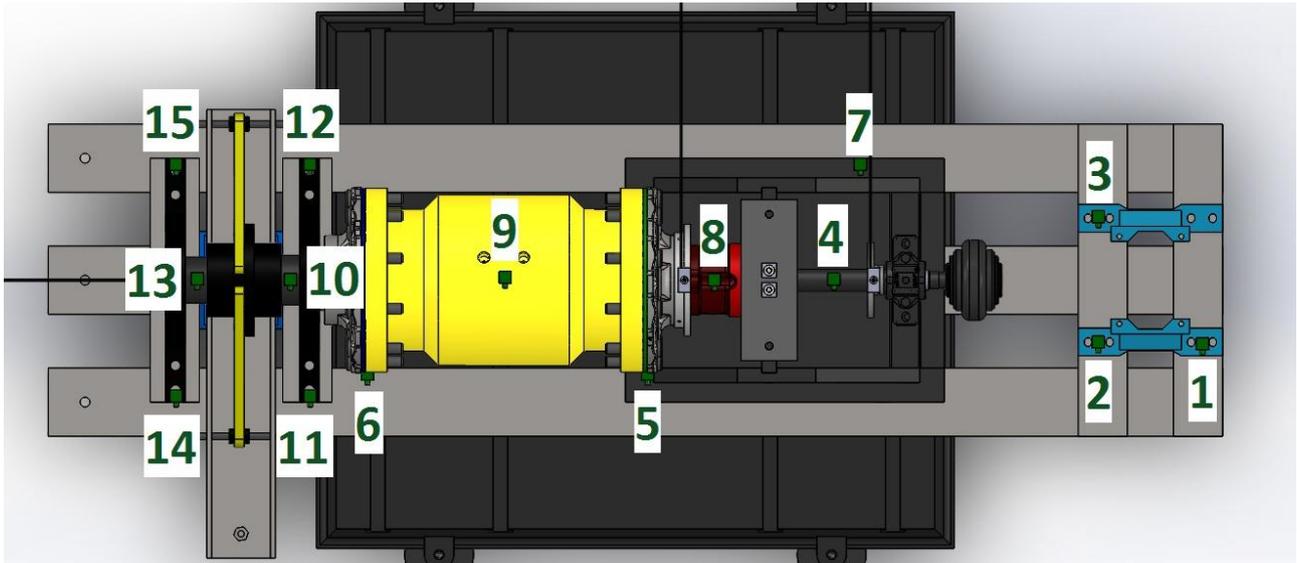


Figura 4.17: disposizione accelerometri con banco non in rotazione

Gli altri due ingressi della scheda OROS sono stati assegnati uno al sensore di pressione e l'altro al trasduttore di forza del martello utilizzato. In questo modo è effettuata una estrazione dei parametri modali tramite il metodo *input output*.

Sono stati esaminati diversi casi, effettuati con un campionamento a 2,048 kS/s (banda passante 800 Hz) per un tempo di sessanta secondi, di cui vengono esposti solo i quattro principali, che differiscono per la posizione d'impatto del martello: caso AM_1, la zona d'impatto è sul motore (**Figura 4.18-A**); caso AM_2, la zona d'impatto è sul portatreno (**Figura 4.18-B**); caso AM_3, la zona d'impatto è sul portatreno, ma in direzione opposta al caso AM_2 (**Figura 4.18-C**); caso AM_4, la zona d'impatto è sul vincolo rigido (**Figura 4.18-D**).

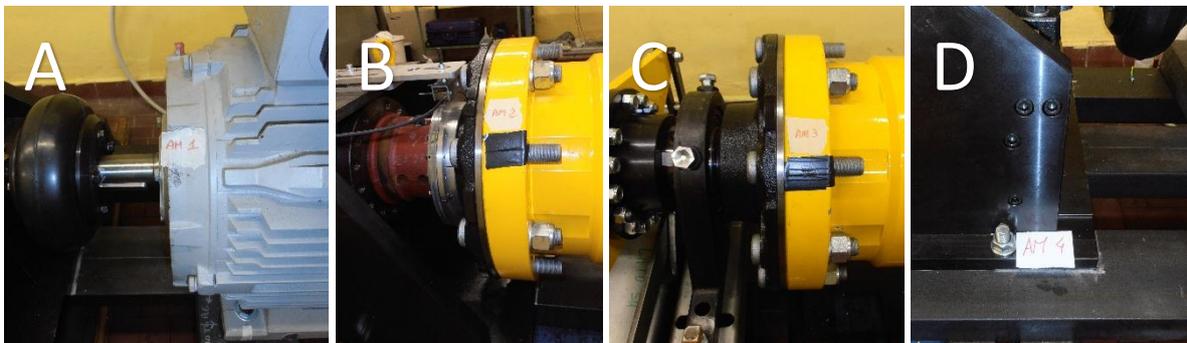
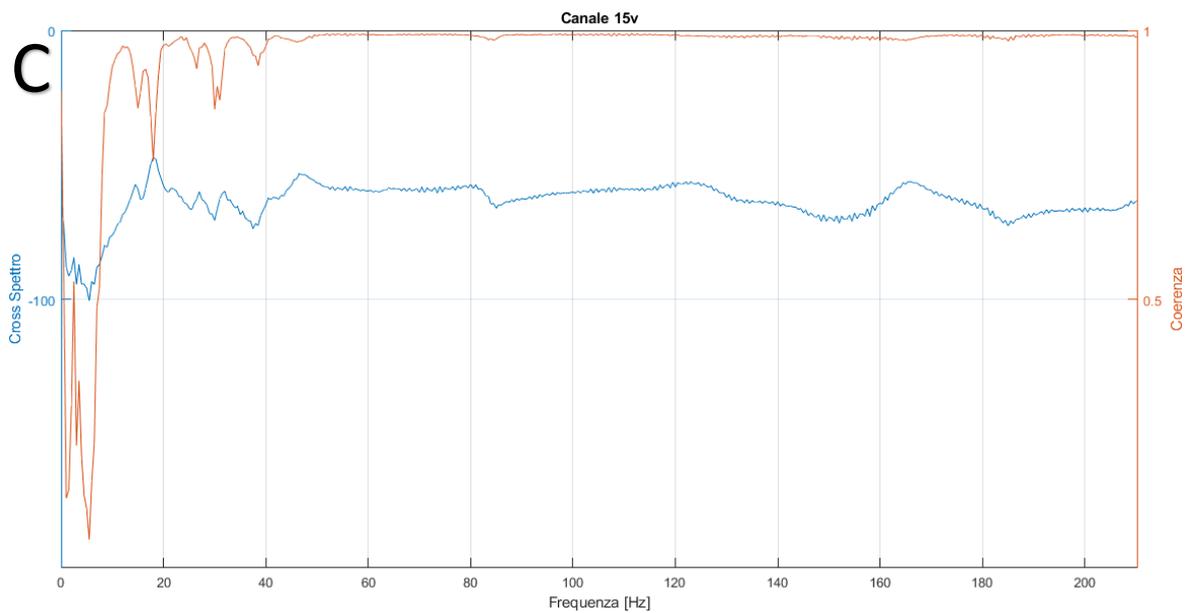
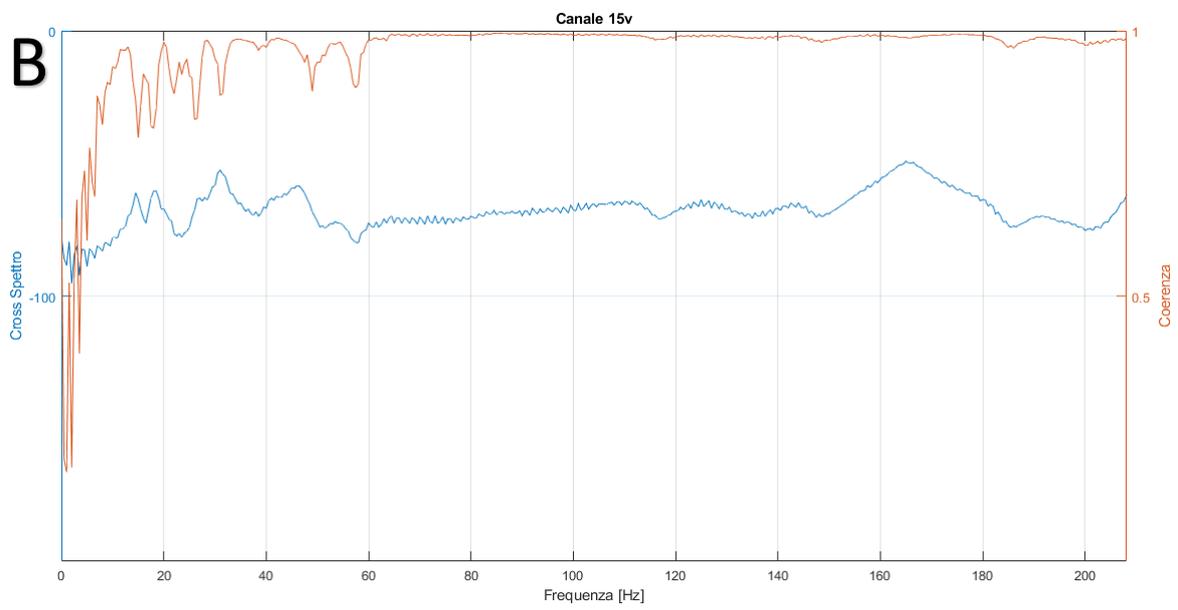
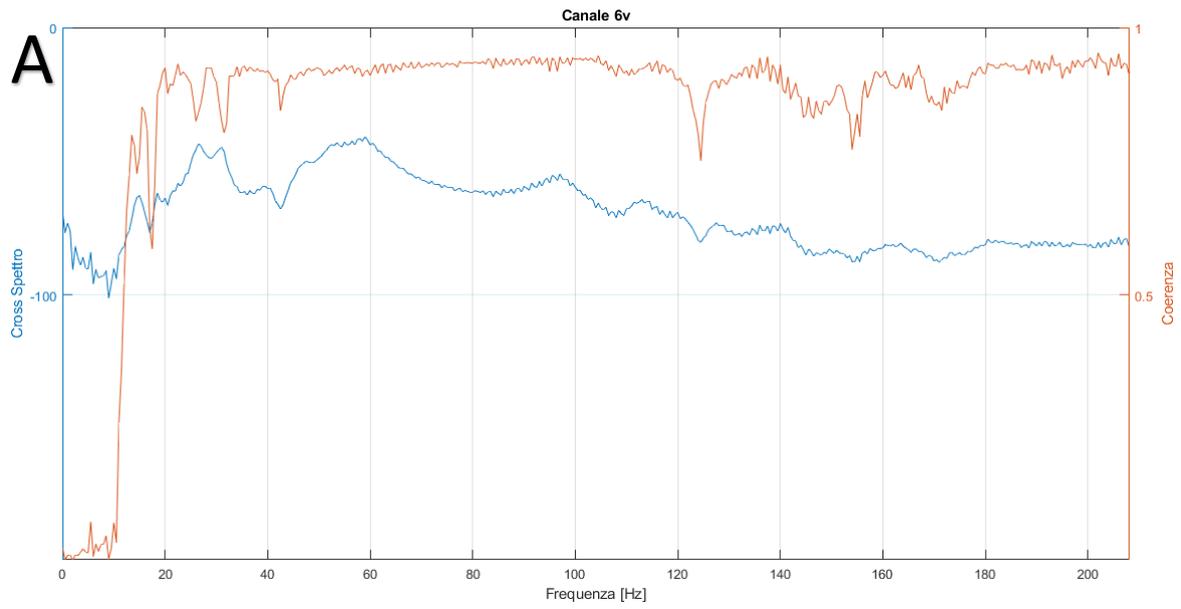


Figura 4.18: zone d'impatto del martello

Concluse le acquisizioni da parte della scheda OROS e successivamente trasformati in formato Matlab dal programma NVgate, sono stati esaminati i segnali ottenuti studiandone la funzione di risposta in frequenza (FRF) insieme alla coerenza (confrontando ogni singolo output degli accelerometri con l'input generato dal trasduttore di forza del martello). Quanto detto è indispensabile per le fasi successive, essendo richiesto, per il file matlab "modo_stabileAF.m", di specificare un sensore di riferimento. Dopo un'attenta valutazione, i segnali con la coerenza più alta (a frequenze inferiori a 200 Hz) per i differenti casi sono: caso AM_1, segnale 6v (**Figura 4.19-A**); caso AM_2, segnale 15v (**Figura 4.19-B**); caso AM_3, segnale 15v (**Figura 4.19-C**); caso AM_4, segnale 18v (**Figura 4.19-D**).



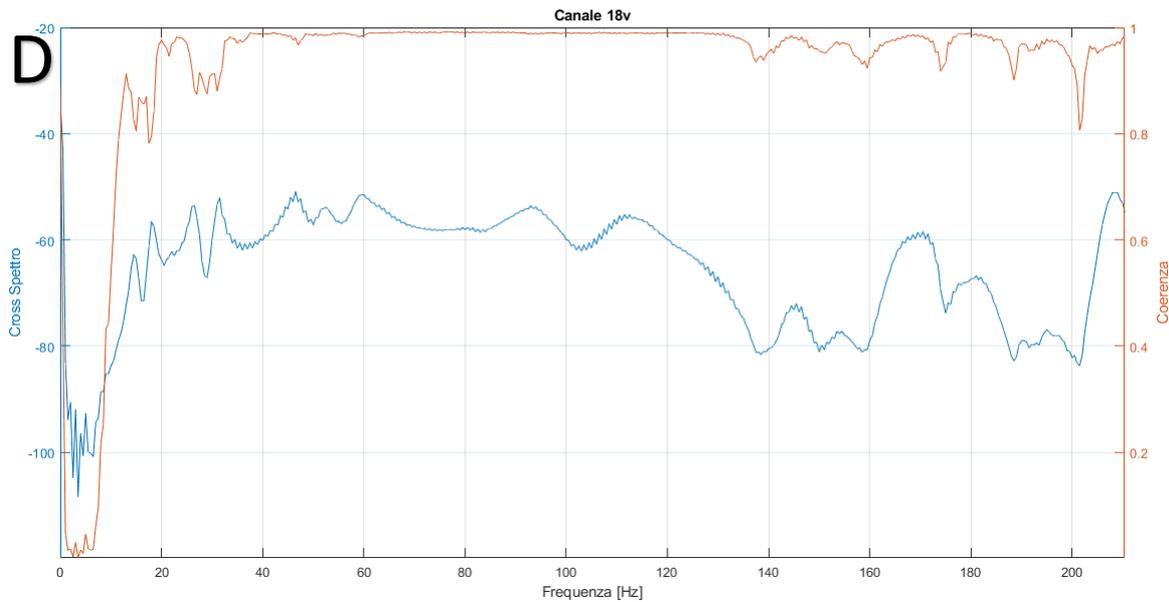
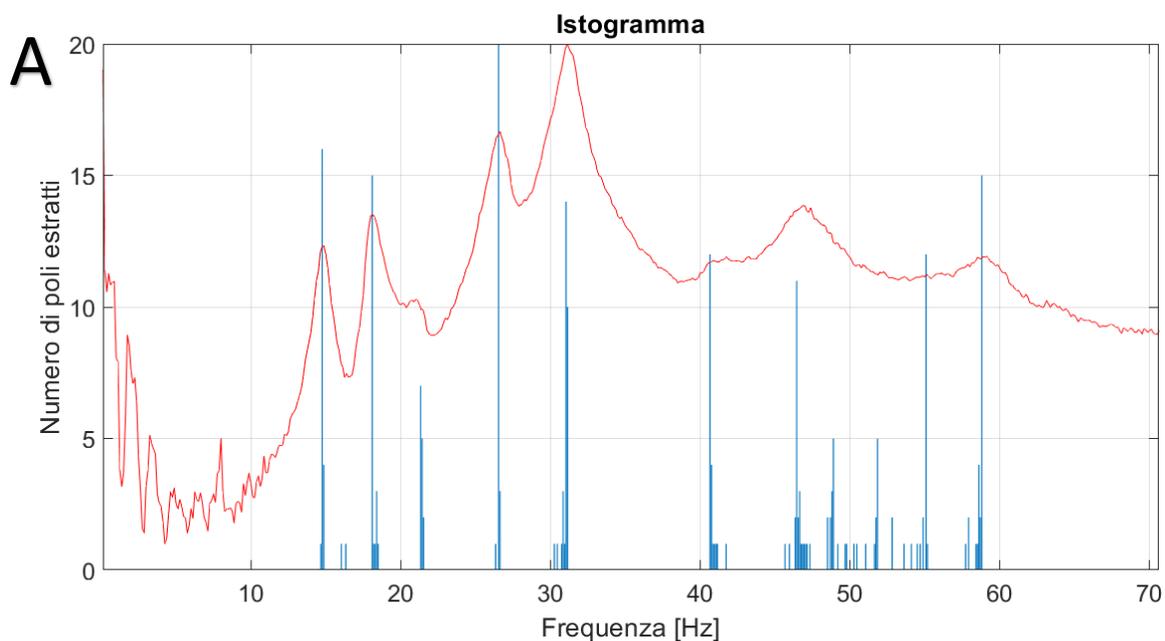


Figura 4.19: grafici Cross Spettro\Coerenza

Ciò nonostante si è deciso di utilizzare, per l'analisi modale, solo il segnale 15v come riferimento per due ragioni: la prima è per uniformare i diversi casi riferendoli sempre allo stesso sensore; la seconda ragione è perché il segnale 15v è generato dall'accelerometro triassiale 11 che possiede una sensibilità superiore agli altri (vedi paragrafo 4.2.6).

Dopo aver ottenuto la somma delle FRF tramite il programma "FRF_rec.m" (utilizzando il metodo *input output*), si è passati all'individuazione delle possibili frequenze naturali tramite il programma "LIPEZ.m". Per ottenere risultati attendibili, la banda di frequenza $f = [5 \text{ Hz}, 200 \text{ Hz}]$ che vogliamo esaminare è stata suddivisa in due ulteriori bande: $f_1 = [5 \text{ Hz}, 70 \text{ Hz}]$; $f_2 = [70 \text{ Hz}, 200 \text{ Hz}]$. Per ogni singola banda, il programma permette la visualizzazione di quattro grafici, di cui vengono mostrati, a mo' di esempio, quelli ottenuti dal caso AM_2 per la fascia di frequenza f_1 : l'istogramma (**Figura 4.20-A**); il grafico sulla stabilizzazione della frequenza (**Figura 4.20-B**); il confronto smorzamento\frequenza (**Figura 4.20-C**); il grafico sulla stabilizzazione dello smorzamento (**Figura 4.20-D**).



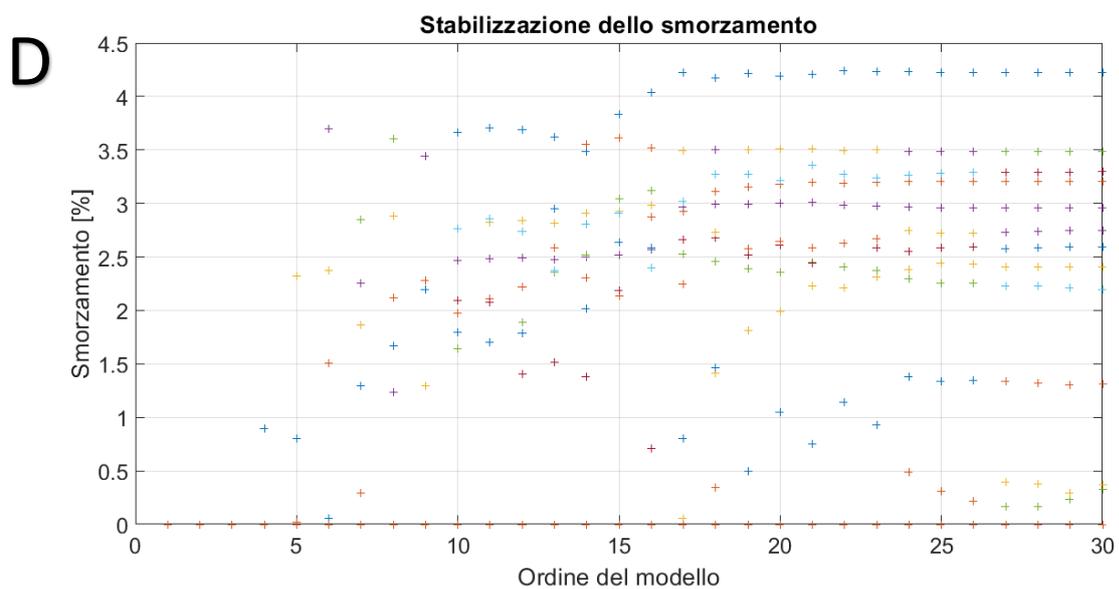
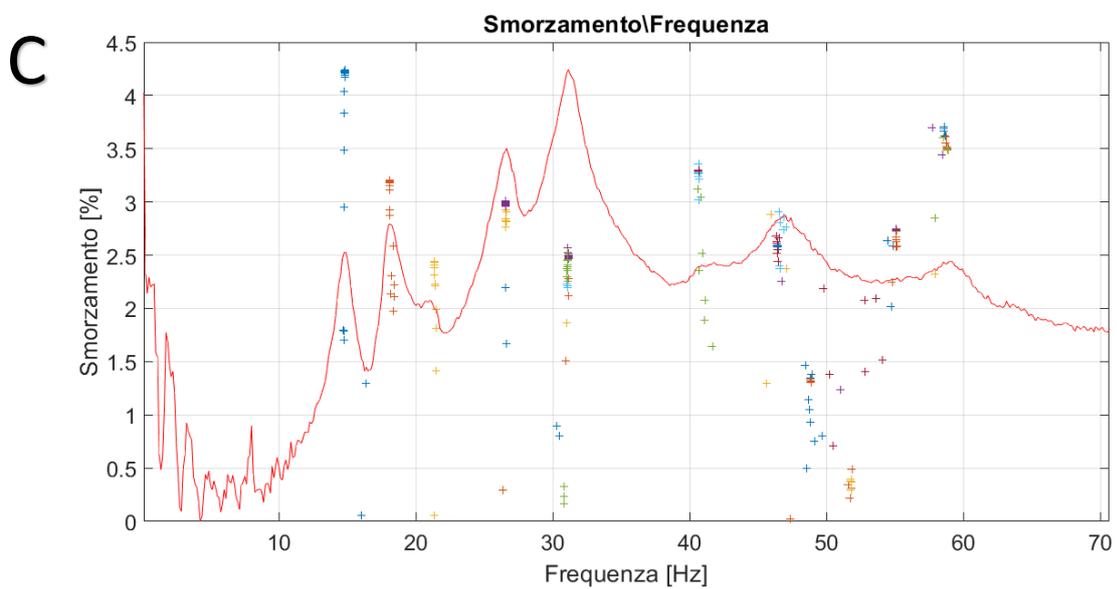
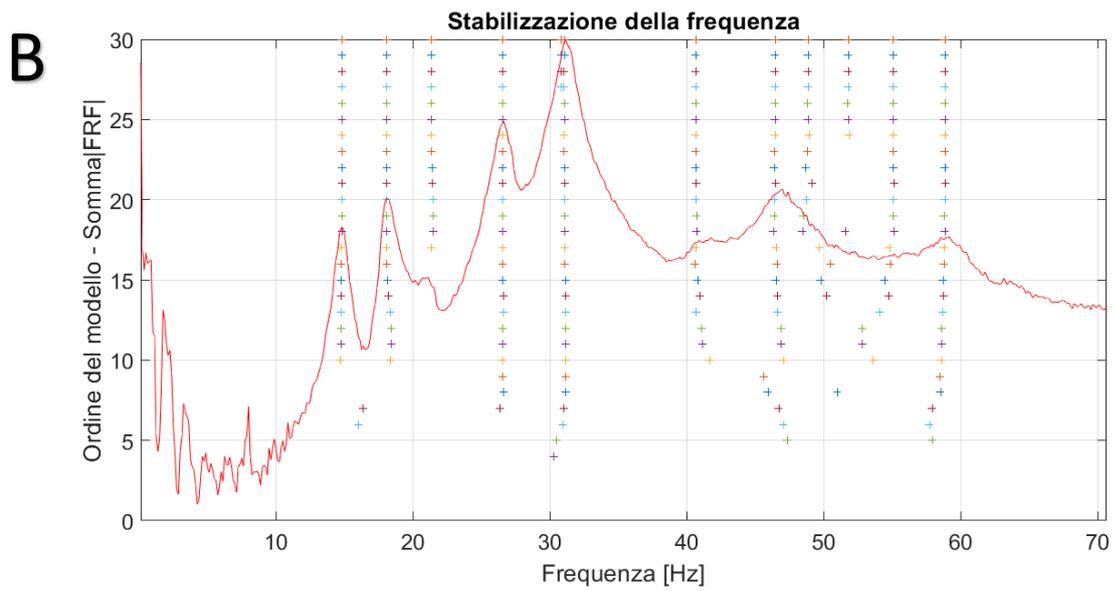


Figura 4.20: grafici ottenuti dal programma LIPEZ.m

Utilizzando in contemporanea questi grafici è possibile individuare quelle che sono le frequenze di risonanza del banco, riscontrando se, alle frequenze individuate dai grafici **Figura 4.20-A** e **Figura 4.20-B**, c'è la presenza di un picco nel grafico della FRF e se lo smorzamento misurato tende ad un asintoto (**Figura 4.20-C** e **Figura 4.20-D**).

In questo modo è stato possibile calcolare frequenze e smorzamenti di tutti i casi (**Tabella 4.2**) ed è stato possibile confrontarli.

CASO AM_1		CASO AM_2		CASO AM_3		CASO AM_4	
fn [Hz]	Smorzamento [%]						
14,77	4,71	14,79	4,22	14,74	4,34	14,74	3,55
18,01	2,82	18,08	3,15	18,05	3,09	18,10	2,96
26,37	3,09	26,55	2,97	26,54	3,02	26,48	3,35
30,92	2,42	31,06	2,46	31,14	2,34	31,11	2,64
40,39	4,45	40,71	3,22	40,48	4,27		
46,63	2,90	46,46	2,55	46,58	4,63	46,79	4,29
58,86	4,41	58,73	3,55	59,33	1,62	58,76	4,09
82,12	5,09	82,29	12,46	82,42	12,98	82,32	13,09
95,61	12,30	97,14	11,88	95,28	12,87	95,08	11,59
		114,22	8,07	114,28	6,20	111,92	6,40
				137,67	9,43		
		144,80	4,03			143,41	1,36
		165,36	3,08	165,11	2,96	164,91	3,24
185,55	4,73						

Tabella 4.2: frequenze naturali e smorzamenti dei quattro casi esaminati

Le frequenze comuni tra i diversi casi hanno in genere piccole variazioni, mentre gli smorzamenti associati possono avere anche grandi differenze. Questo conferma quanto detto nella parte teorica (paragrafo 4.1.11), in cui si affermava una maggiore difficoltà nel calcolare lo smorzamento da dati sperimentali, mentre le frequenze ottenute sono piuttosto attendibili.

Si può notare come i casi AM_2 e AM_3 forniscano più frequenze naturali rispetto agli altri due casi. Questo è dovuto probabilmente al fatto che la posizione d'impatto del martello è più centrale nel caso AM_2 e AM_3 e, potendo fornire un'energia limitata (per evitare la saturazione del segnale di input) con il martello dotato di sensore, le vibrazioni generate vengono recepite dai trasduttori in maniera più chiara, essendo dissipate in minor forma perché attraversano meno materiale.

Utilizzando successivamente il programma "modo_stabileAF.m" si ottengono i modi a queste frequenze e, prima di effettuarne la visualizzazione tramite il programma "deform3d.m", sono stati confrontati i modi alle stesse frequenze naturali tramite la funzione MAC (**Tabella 4.3**) (vedi paragrafo 4.1.11).

MAC AM_1&AM2									
fn [Hz]	15	18	26	31	40	47	59	82	96
15	0,98	0,49	0,10	0,02	0,00	0,05	0,02	0,06	0,34
18	0,41	0,98	0,01	0,02	0,02	0,00	0,02	0,10	0,25
26	0,04	0,01	1,00	0,04	0,04	0,04	0,24	0,01	0,20
31	0,00	0,05	0,04	0,99	0,37	0,03	0,02	0,08	0,24
40	0,06	0,06	0,05	0,32	0,94	0,43	0,00	0,17	0,00
47	0,09	0,00	0,00	0,03	0,31	0,91	0,00	0,08	0,03
59	0,02	0,01	0,34	0,07	0,01	0,03	0,93	0,04	0,02
82	0,06	0,01	0,03	0,04	0,11	0,15	0,00	0,70	0,00
96	0,28	0,37	0,22	0,23	0,00	0,00	0,02	0,06	0,93

MAC AM_1&AM3									
fn [Hz]	15	18	26	31	40	47	59	82	96
15	0,99	0,49	0,10	0,03	0,02	0,10	0,10	0,05	0,52
18	0,43	0,98	0,02	0,03	0,07	0,00	0,01	0,09	0,25
26	0,06	0,01	1,00	0,05	0,03	0,05	0,23	0,01	0,05
31	0,02	0,04	0,03	0,99	0,36	0,00	0,01	0,02	0,12
40	0,03	0,05	0,06	0,29	0,99	0,30	0,02	0,16	0,01
47	0,06	0,00	0,01	0,03	0,31	0,93	0,04	0,10	0,05
59	0,02	0,01	0,33	0,08	0,00	0,04	0,89	0,01	0,00
82	0,03	0,01	0,02	0,03	0,08	0,12	0,06	0,84	0,20
96	0,35	0,36	0,22	0,25	0,00	0,00	0,03	0,08	0,63

MAC AM_1&AM4								
fn [Hz]	15	18	26	31	47	59	82	96
15	0,29	0,54	0,07	0,00	0,11	0,00	0,02	0,51
18	0,03	0,91	0,03	0,04	0,00	0,01	0,00	0,29
26	0,03	0,00	0,98	0,23	0,05	0,03	0,00	0,03
31	0,04	0,03	0,03	0,00	0,00	0,02	0,04	0,16
47	0,05	0,00	0,01	0,05	0,93	0,01	0,08	0,03
59	0,02	0,01	0,33	0,05	0,05	0,37	0,01	0,00
82	0,00	0,01	0,03	0,00	0,15	0,00	0,53	0,10
96	0,05	0,34	0,18	0,01	0,00	0,00	0,02	0,59

MAC AM_2&AM3											
fn [Hz]	15	18	26	31	40	47	59	82	96	114	165
15	0,98	0,50	0,05	0,00	0,04	0,10	0,07	0,08	0,47	0,00	0,00
18	0,53	1,00	0,00	0,06	0,05	0,00	0,00	0,09	0,33	0,04	0,00
26	0,08	0,00	1,00	0,06	0,02	0,05	0,25	0,01	0,06	0,12	0,00
31	0,02	0,05	0,04	1,00	0,35	0,00	0,02	0,02	0,14	0,00	0,01
40	0,00	0,01	0,04	0,33	0,96	0,31	0,00	0,17	0,00	0,07	0,19
47	0,03	0,00	0,05	0,02	0,42	0,96	0,08	0,12	0,05	0,14	0,31
59	0,01	0,01	0,25	0,03	0,00	0,01	0,84	0,02	0,02	0,03	0,01
82	0,06	0,08	0,01	0,06	0,16	0,05	0,00	0,87	0,25	0,01	0,00
96	0,34	0,30	0,21	0,28	0,01	0,00	0,01	0,03	0,53	0,07	0,00
114	0,00	0,00	0,01	0,00	0,13	0,13	0,03	0,14	0,00	0,70	0,00
165	0,00	0,00	0,00	0,01	0,17	0,25	0,00	0,00	0,00	0,00	0,99

MAC AM_2&AM4											
fn [Hz]	15	18	26	31	47	59	82	96	114	144	165
15	0,28	0,56	0,03	0,01	0,11	0,00	0,03	0,45	0,03	0,01	0,00
18	0,06	0,93	0,01	0,04	0,00	0,01	0,00	0,38	0,07	0,07	0,00
26	0,03	0,00	0,98	0,22	0,04	0,04	0,00	0,04	0,27	0,01	0,00
31	0,04	0,03	0,04	0,00	0,00	0,01	0,04	0,19	0,00	0,06	0,01
47	0,03	0,00	0,04	0,08	0,95	0,00	0,09	0,02	0,12	0,02	0,28
59	0,00	0,01	0,25	0,02	0,01	0,54	0,03	0,00	0,03	0,05	0,01
82	0,00	0,07	0,01	0,01	0,06	0,00	0,50	0,15	0,02	0,03	0,00
96	0,07	0,28	0,18	0,01	0,00	0,01	0,00	0,48	0,00	0,03	0,00
114	0,00	0,00	0,01	0,02	0,13	0,02	0,05	0,00	0,15	0,05	0,00
144	0,02	0,02	0,00	0,06	0,07	0,01	0,09	0,04	0,04	0,29	0,29
165	0,01	0,00	0,00	0,04	0,23	0,01	0,04	0,00	0,03	0,38	1,00

MAC AM_3&AM4											
fn [Hz]	15	18	26	31	47	59	82	96	114	165	
15	0,29	0,58	0,05	0,00	0,08	0,00	0,01	0,51	0,02	0,00	
18	0,05	0,93	0,01	0,04	0,00	0,01	0,00	0,37	0,08	0,00	
26	0,03	0,00	0,98	0,22	0,05	0,04	0,00	0,04	0,28	0,00	
31	0,04	0,04	0,04	0,00	0,00	0,01	0,03	0,21	0,00	0,01	
47	0,07	0,01	0,05	0,07	0,99	0,00	0,06	0,07	0,11	0,26	
59	0,03	0,00	0,24	0,04	0,10	0,41	0,01	0,01	0,11	0,01	
82	0,00	0,07	0,01	0,02	0,10	0,00	0,59	0,15	0,00	0,00	
96	0,14	0,32	0,04	0,00	0,10	0,04	0,16	0,85	0,00	0,00	
114	0,01	0,02	0,13	0,05	0,11	0,00	0,00	0,05	0,48	0,00	
165	0,01	0,00	0,00	0,04	0,26	0,01	0,04	0,00	0,02	0,99	

Tabella 4.3: calcolo della matrice MAC confrontando i diversi casi

Osservando questi risultati, è immediato notare che il caso AM_4 è il più differente rispetto agli altri, mentre i casi con i modi più simili sono l'AM_2 e AM_3, per i quali MAC calcolati sono valori al di sopra dello 0,8 tranne per i modi a frequenza 96 Hz e 114 Hz, ma senza scendere sotto il valore di 0,5.

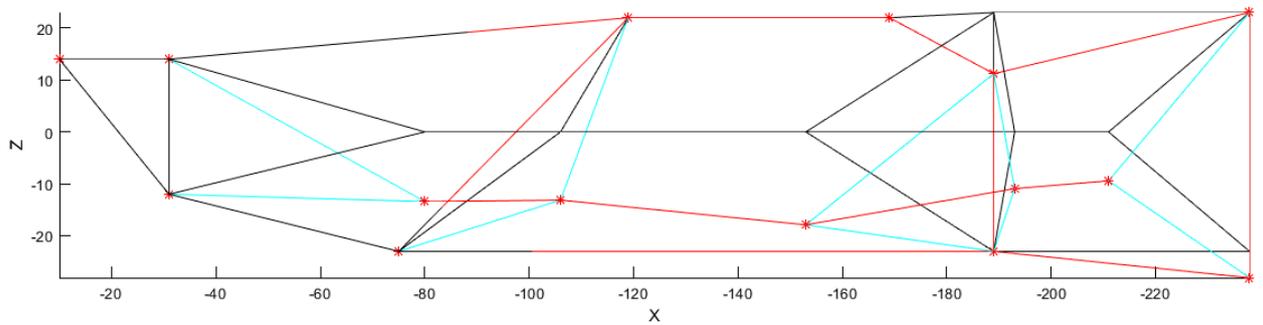
Per non appesantire la trattazione, nella rappresentazione dei modi si è deciso di visualizzare solo il caso AM_2, essendo quello con più frequenze naturali in comune con gli altri casi ed avendo ottenuto i risultati migliori nei confronti dei vari MAC.

Tra i tanti modi calcolati, sono visualizzati successivamente i grafici ottenuti dal programma "deform3d.m", a titolo rappresentativo, solo per i tre modi che sono più facilmente interpretabili.

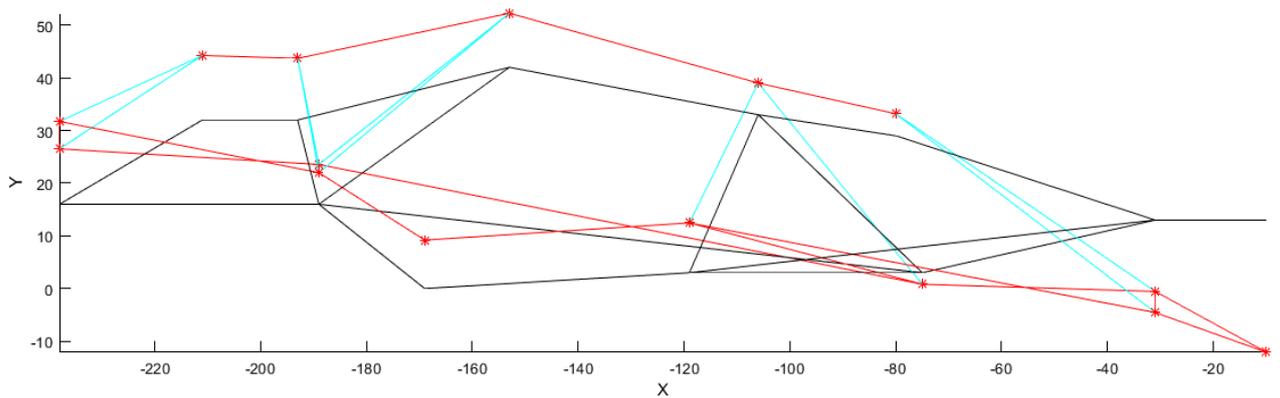
Per poter comprendere i grafici che verranno mostrati successivamente, è necessario dare alcune informazioni: in ogni grafico sarà presente una visualizzazione schematica dei 15 sensori con la struttura indeformata (di colore nero) e un'altra rappresentazione in cui si applicano gli autovettori alle posizioni geometriche dell'indeformata di ogni singolo sensore, permettendo la visualizzazione del modo (di colore rosso e cyan); per ogni modo saranno presenti due grafici, uno mostrerà l'indeformata ed il modo sul piano **XY** e l'altro visualizzerà l'indeformata ed il modo sul piano **XZ**). Inoltre per indicare i possibili movimenti della struttura, sono definiti: l'asse **X** come asse di rollio; l'asse **Y** come asse di imbardata; l'asse **Z** come asse di beccheggio.

I modi scelti per essere visualizzati sono quelli a 31 Hz, a 40 Hz e a 47 Hz.

- Modo a 31 Hz



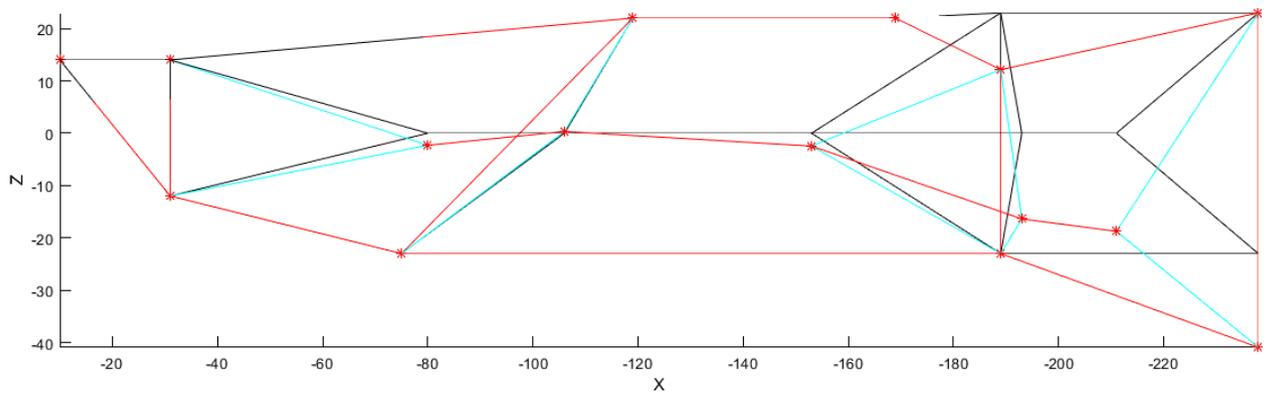
Modo 1 - Frequenza [Hz] 31.0638 - Smorzamento [%] -2.457



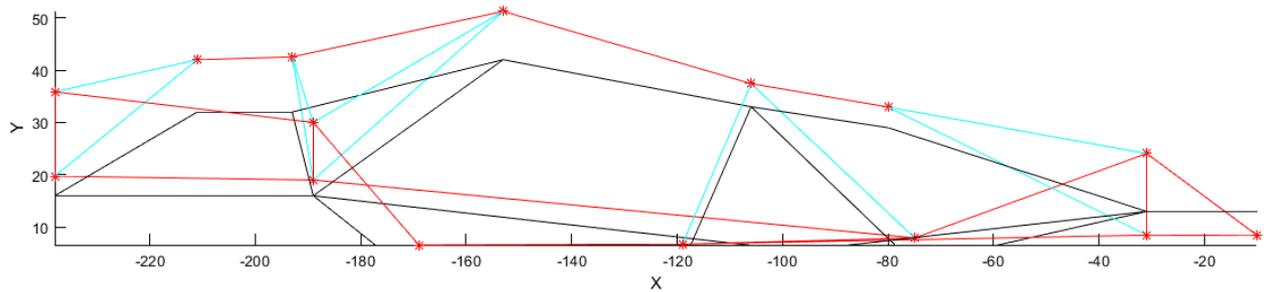
Modo 1 - Frequenza [Hz] 31.0638 - Smorzamento [%] -2.457

In questo modo, la struttura si comporta da corpo rigido con movimenti di rollio, dato che osservando il piano **XZ** tutti i sensori triassiali misurano spostamenti nella stessa direzione lungo l'asse **Z**, e beccheggio, osservabile dal piano **XY**.

- Modo a 40 Hz



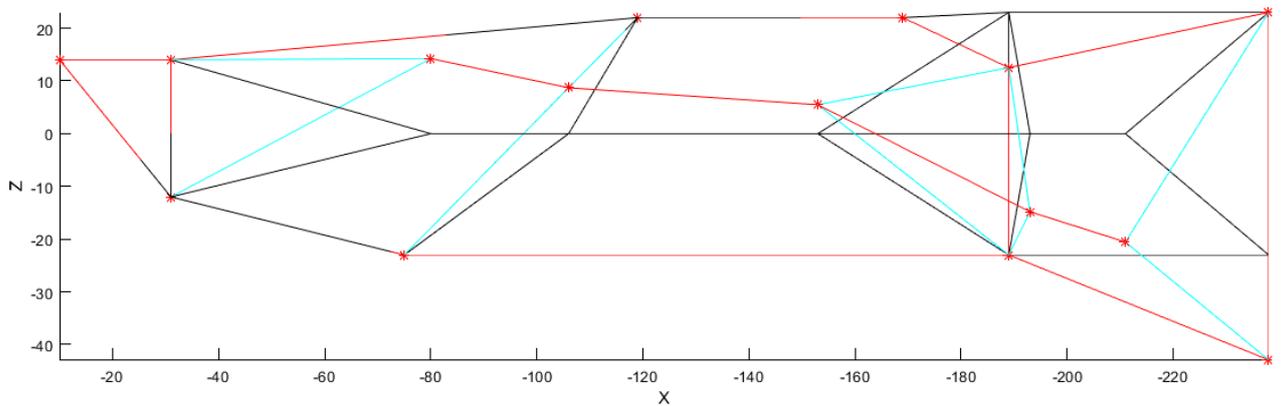
Modo 1 - Frequenza [Hz] 40.7068 - Smorzamento [%] -3.2153



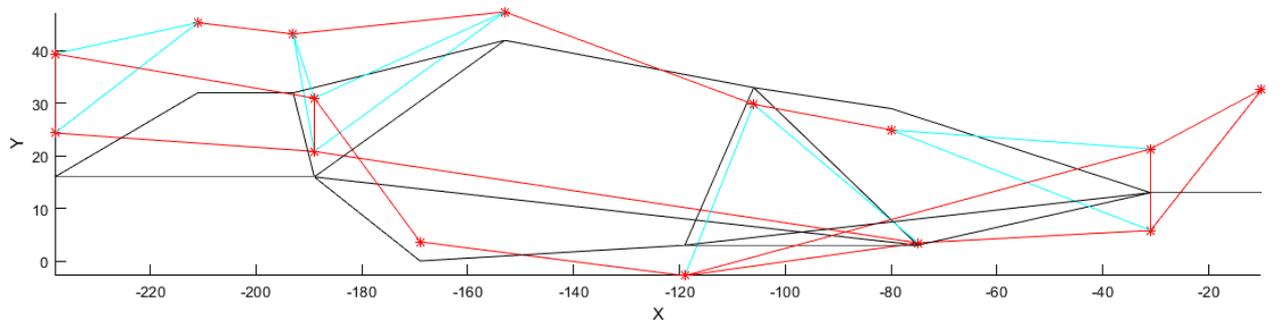
Modo 1 - Frequenza [Hz] 40.7068 - Smorzamento [%] -3.2153

Si nota, osservando il piano **XZ**, che la struttura superiore del banco è probabilmente soggetta ad una flessione, mentre la parte inferiore effettua delle oscillazioni lungo l'asse **Z** ed è soggetta a torsione (osservando il piano **XY**).

- Modo a 47 Hz



Modo 1 - Frequenza [Hz] 46.4587 - Smorzamento [%] -2.5487



Modo 1 - Frequenza [Hz] 46.4587 - Smorzamento [%] -2.5487

Nel seguente modo si riscontra una leggera flessione nel piano **XZ** della parte alta del banco e, contemporaneamente, un movimento di imbardata. La parte bassa del banco, invece, subisce una flessione nel piano **XY** (i sensori più lontani misurano movimenti verso l'alto mentre la zona centrale rimane immutata) e effettua movimenti di beccheggio.

Evidentemente, i grafici illustrati non permettono una chiara visualizzazione di quanto accade nei modi. Infatti, per facilitarne la comprensione, il programma "deform3d.m" è in grado di mostrare l'animazione dei movimenti effettuati dalla struttura, rendendo più comprensibile ciò che accade.

Completata questa analisi modale, si è voluto sperimentare il metodo *output only* al fine di costatare l'affidabilità di tale metodo nell'analisi di questo banco prova. Prima di passare all'effettiva sperimentazione, è stato applicato questo metodo al caso AM_2 senza considerare la forza (caso AM_2nf) e utilizzando come canale di riferimento il 15v. Sono state calcolate le frequenze naturali e gli smorzamenti (**Tabella 4.4**) e successivamente i modi.

CASO AM_2		CASO AM_2nf	
fn [Hz]	Smorzamento [%]	fn [Hz]	Smorzamento [%]
14,79	4,22	14,63	2,21
18,08	3,15	18,19	1,97
26,55	2,97	26,66	0,98
31,06	2,46	31,00	1,52
40,71	3,22	40,63	0,18
46,46	2,55	46,35	1,06
58,73	3,55		
82,29	12,46		
97,14	11,88		
114,22	8,07	112,45	0,59
144,80	4,03		
165,36	3,08	165,36	2,08

Tabella 4.4: frequenze naturali e smorzamenti dei due casi considerati

E' immediato individuare che alcune frequenze naturali non sono più presenti e che gli smorzamenti calcolati palesano delle diversità. Per valutare al meglio i risultati ottenuti, è stata calcolata la matrice MAC (**Tabella 4.5**) per confrontare i modi.

MAC AM_2&AM_2nf								
fn [Hz]	15	18	26	31	40	47	114	165
15	0,97	0,64	0,07	0,00	0,09	0,13	0,07	0,00
18	0,58	0,97	0,00	0,06	0,00	0,00	0,01	0,00
26	0,05	0,00	0,92	0,05	0,04	0,10	0,07	0,00
31	0,00	0,05	0,24	1,00	0,66	0,24	0,23	0,01
40	0,06	0,01	0,00	0,37	0,65	0,64	0,53	0,22
47	0,07	0,00	0,01	0,03	0,24	0,68	0,26	0,36
114	0,00	0,00	0,00	0,01	0,07	0,12	0,61	0,00
165	0,00	0,00	0,00	0,02	0,07	0,16	0,03	0,97

Tabella 4.5: matrice MAC confrontando i casi AM_2 e AM_2nf

Nonostante la perdita di informazioni di questo metodo sia ovvia, i risultati ottenuti sono piuttosto accettabili, avendo i coefficienti di MAC molto vicini ad 1 fatta eccezione per le frequenze 40 Hz, 47 Hz e 114 Hz che, ciò nonostante, non scendono al di sotto di 0,6. Essendo questi risultati alquanto soddisfacenti, si è proceduti ad effettuare l'analisi modale seguendo il metodo *output only*.

Eseguito le medesime operazioni svolte per il metodo *input output*, eccetto l'utilizzo del martello con trasduttore di forza, sostituito da un martello tradizionale, sono stati acquisiti i valori percepiti dai sensori, chiamando i nuovi casi con AM_1m, AM_2m, AM_3m e AM_4m. Sono state calcolate le FRF di tutti di questi casi utilizzando il programma "FRF_OutputOnly.m", definendo il canale 15v come riferimento. Seguendo gli stessi procedimenti effettuati per il metodo *input output*, sono state ottenute le frequenze caratteristiche e gli smorzamenti dei diversi casi (**Tabella 4.6**).

CASO AM_1m		CASO AM_2m		CASO AM_3m		CASO AM_4m	
fn [Hz]	Smorzamento [%]						
14,36	3,03	14,36	4,73	14,48	1,73	14,64	0,33
17,70	2,64	17,76	1,99	17,76	3,71	18,08	2,20
26,08	3,26	26,47	2,19	26,41	0,54	26,42	2,90
30,82	2,14	30,89	1,98	31,10	0,21	31,25	1,48
39,12	3,16			39,95	0,62		
46,21	1,26	46,07	1,65	46,49	3,11		
56,73	1,23	58,38	1,06			58,95	3,00
						93,32	7,35
112,78	6,05						
				134,10	3,83		
166,62	2,68	165,71	2,21	164,60	3,16	164,29	2,94

Tabella 4.6: frequenze naturali e smorzamenti dei casi in cui non è nota la forzante

Si nota che, rispetto al modello *input output*, c'è una considerevole perdita di informazioni, essendo scomparse diverse frequenze naturali.

Successivamente è stato effettuato un confronto dei modi comuni, tramite la matrice MAC, tra i casi con la forzante nota e i casi in cui non è presente (**Tabella 4.7**).

MAC AM_1&AM_1m							
fn [Hz]	15	18	26	31	40	47	59
15	0,99	0,53	0,10	0,05	0,05	0,02	0,00
18	0,37	0,97	0,01	0,02	0,10	0,00	0,07
26	0,06	0,00	0,98	0,20	0,11	0,02	0,16
31	0,00	0,04	0,10	0,92	0,25	0,12	0,01
40	0,05	0,09	0,02	0,20	0,90	0,17	0,00
47	0,09	0,00	0,00	0,02	0,13	0,33	0,01
59	0,03	0,01	0,37	0,14	0,01	0,05	0,92

MAC AM_2&AM_2m							
fn [Hz]	15	18	26	31	47	59	165
15	0,97	0,64	0,08	0,00	0,10	0,14	0,01
18	0,62	0,97	0,01	0,06	0,00	0,00	0,01
26	0,06	0,00	0,92	0,04	0,11	0,00	0,01
31	0,00	0,08	0,24	1,00	0,18	0,40	0,02
47	0,05	0,00	0,01	0,04	0,78	0,02	0,47
59	0,00	0,01	0,27	0,03	0,09	0,26	0,01
165	0,00	0,00	0,00	0,02	0,18	0,00	0,85

MAC AM_3&AM_3m							
fn [Hz]	15	18	26	31	40	47	165
15	0,75	0,63	0,58	0,28	0,25	0,36	0,00
18	0,89	0,98	0,93	0,66	0,48	0,30	0,00
26	0,00	0,00	0,02	0,31	0,05	0,00	0,00
31	0,02	0,04	0,04	0,01	0,04	0,01	0,02
40	0,07	0,06	0,04	0,03	0,38	0,37	0,11
47	0,04	0,01	0,01	0,00	0,17	0,58	0,16
165	0,01	0,00	0,00	0,00	0,11	0,20	0,82

MAC AM_4&AM_4m							
fn [Hz]	15	18	26	31	59	96	165
15	0,26	0,08	0,03	0,04	0,01	0,15	0,00
18	0,58	0,94	0,00	0,00	0,05	0,23	0,00
26	0,08	0,01	0,97	0,57	0,10	0,00	0,00
31	0,00	0,05	0,22	0,10	0,04	0,00	0,02
59	0,00	0,00	0,05	0,05	0,43	0,05	0,01
96	0,52	0,42	0,03	0,08	0,14	0,74	0,01
165	0,00	0,00	0,00	0,01	0,01	0,01	0,94

Tabella 4.7: coefficienti di MAC confrontando i modi dei casi con e senza considerare la forzante

Analizzando queste tabelle si riscontra la perdita di informazioni dovute alla non registrazione della forzante, ma al contempo si verifica che, per alcune frequenze, i modi sono molto simili e addirittura, nel confronto dei modi del caso AM_2 e AM_2m è evidente che, escludendo il modo a frequenza di 59 Hz, i risultati sono piuttosto fedeli.

In conclusione, è semplice comprendere che il modello *input output* dia risultati più attendibili di quello *output only*. Ciò nonostante, si riscontra che, studiando attentamente la struttura e scegliendo con attenzione dove generare la forzante, anche il metodo *output only* può fornire risultati attendibili, come evidenziato dal confronto AM_2 e AM_2m. Inoltre si potrebbero ottenere risultati più realistici eccitando la struttura, nello stesso test, dando colpi di martello in punti diversi, permettendo così a tutti i sensori di ricevere il segnale in maniera più chiara possibile.

4.4.2 ANALISI MODALE DEL BANCO PROVA IN ROTAZIONE A 25 Hz

Come effettuato nell'analisi precedente, una delle prime operazioni è decidere e posizionare gli accelerometri sulla struttura da esaminare (Figura 4.21) e misurarne le distanze dagli assi di riferimento (Figura 4.22). Le parti del banco che si vogliono esaminare sono le stesse, ma in questo caso, avendo il banco in rotazione, non è possibile posizionare i trasduttori nelle medesime posizioni precedentemente usate. Pertanto, gli accelerometri 4 e 9 devono essere riposizionati. Il trasduttore 9 è stato collocato sulla trave del basamento sullo stesso lato del sensore 7 e posizionato di fronte al trasduttore 6. Per quanto riguarda l'accelerometro 4, invece, inizialmente è stato posizionato sul supporto del cuscinetto (Figura 3.4-H) dell'albero master. Purtroppo, durante l'acquisizione delle prove, l'accelerometro ripetutamente si saturava, rendendo inutile l'acquisizione. Quanto detto è causato dall'elevate vibrazioni del suddetto supporto, scaturite dall'evidente mancanza di coassialità fra l'albero master e l'albero del motore. Questo problema non è stato riscontrato nella precedente tesi [8], dato che i test effettuati per verificare il funzionamento del banco sono stati fatti a velocità di rotazione ridotte. Pertanto, è stato necessario cambiare ulteriormente la posizione dell'accelerometro 4, scegliendo di collocarlo sulla parte verticale del vincolo rigido dove si poggia il supporto del cuscinetto. Per la stessa ragione, sono stati riposizionati anche i trasduttori 1, 2 e 3 (precedentemente posizionati sulla base del motore elettrico), i quali registravano principalmente le accelerazioni causate dall'oscillazione del motore, rendendoli irrilevanti ai fini dell'analisi modale. Infine, gli accelerometri suddetti, sono stati posizionati sulle travi trasversali al banco, sulle quali viene fissato il motore elettrico.

		POSIZIONE RISPETTO A XYZ [m]			CARATTERISTICHE SENSORE					
SEGNALE	ACCELEROMETRO	X	Y	Z	MONOASSIALE	TRIASSIALE			MODELLO	LOCAZIONE
						x	y	z		
1v	1	-0,10	0,07	0,19	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10547	BASE MOTORE
2v	2	-0,31	0,07	0,19	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10543	
3v	3	-0,31	0,07	-0,14	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10436	
4v	4	-0,65	0,23	0,11	-	-	-	+Y	KISTLER 8688A10 SN:2089719	VINCOLO RIGIDO
5o					-	-Z	-	-		
6v	5	-1,19	0,03	0,22	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10544	BASAMENTO
7v	6	-1,69	0,00	0,22	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10431	
8v	7	-0,75	0,03	-0,23	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10546	
9v	8	-1,06	0,33	0,00	-	-	-	+Y	PCB 356A16 SN:91484	SUPPORTO RIDUTTORE
10o					-	-Z	-	-		
11o	9	-1,66	0,00	-0,32	-	-Z	-	-	PCB 356A16 SN:28202	BASAMENTO
12v					-	-	-	+Y		
13v	10	-1,93	0,32	0,00	-	-	-	+Y	PCB 356A16 SN:28197	TUBO REGGI PESO
14o					-	-Z	-	-		
15v	11	-1,89	0,16	0,23	-	-	-	+Y	PCB 356B18 SN:35268	BASE SOSTEGNO 1 DEL TUBO REGGI PESO
16o					-	-Z	-	-		
17v	12	-1,89	0,16	-0,23	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10423	
18v	13	-2,11	0,32	0,00	-	-	-	+Y	PCB 356A16 SN:91483	TUBO REGGI PESO
19o					-	-Z	-	-		
20v	14	-2,38	0,16	0,23	+Y	-	-	-	B&K 4507B004 SN:10545	BASE SOSTEGNO 2 DEL TUBO REGGI PESO
21v	15	-2,38	0,16	-0,23	-	-	-	+Y	PCB 356B18 SN:33444	
22o					-	-Z	-	-		

Tabella 4.8: numerazione, disposizione e sistemi di riferimento dei sensori

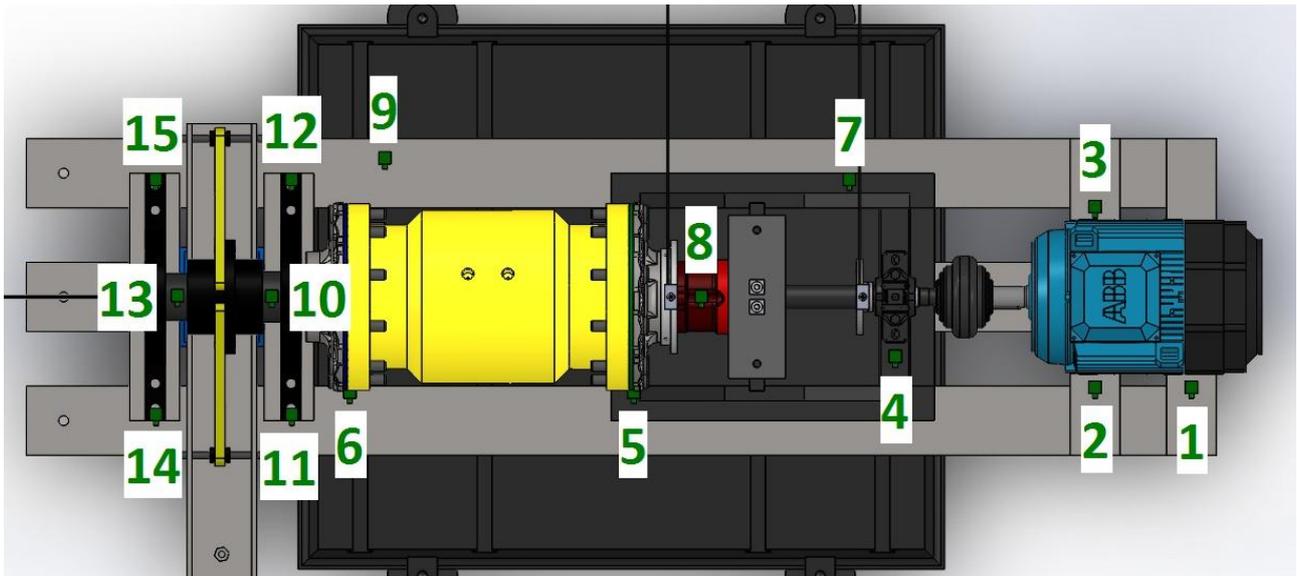


Figura 4.21: disposizione accelerometri con banco in rotazione

Gli altri due ingressi della scheda OROS sono stati assegnati uno al sensore di pressione e l'altro al contagiri.

I diversi casi sono stati effettuati con un campionamento a 4,096 kS/s (banda di frequenza pari a 1,6 kHz) per un tempo complessivo di cento secondi. In questo tempo si è effettuata una rampa di accelerazione e decelerazione, modificando i comandi dell'inverter (vedi paragrafo 4.2.1) nel seguente modo: A004->50 Hz; F001->25 Hz; F002->100 s; F003->60 s (vedi **Figura 4.1**). Impostando in questo modo l'inverter, si ottiene una rampa di accelerazione che porta la velocità di rotazione da 0 a 25 Hz in 50 s e una rampa di decelerazione che porta la velocità di rotazione da 25 Hz a 0 in 30 s. Pertanto, il compito dell'operatore sarà quello di attendere, dal momento in cui l'inverter segnala a schermo il raggiungimento della velocità di regime, 20 s di tempo prima di dare l'input all'inverter di iniziare la fase di decelerazione.

Nell'analisi modale, la parte che deve essere considerata è solo quella a regime. La realizzazione di questa rampa di accelerazione e decelerazione piuttosto lenta è stata realizzata al fine di poter effettuare la STFT e visualizzarla attraverso lo spettrogramma (vedi paragrafo 4.1.12).

Sono stati effettuati 8 test diversi, classificati con una lettera e un numero: la lettera "F" indica il senso di rotazione antioraria e la lettera "B" indica il senso di rotazione oraria, considerando la vista della **Figura 4.16**; il numero "1" indica i test effettuati senza applicare alcun precarico, il numero "2" rappresenta le prove con l'applicazione di un precarico pari a $F_L = 1,2 \text{ kN}$, il numero "3" è indice dei test con una forza di precarico pari a $F_L = 2,4 \text{ kN}$ e il numero "4" indica le prove con precarico pari a $F_L = 3,6 \text{ kN}$ (vedi paragrafi 1.1.6-1.1.7-1.1.8).

Non essendo misurabile l'eccitazione fornita dalla rotazione del banco, l'analisi modale viene eseguita utilizzando il metodo *output only*, utilizzando gli stessi programmi e seguendo i medesimi passaggi realizzati per l'analisi modale a 0 Hz in cui si usa questo metodo. Il canale di riferimento utilizzato sarà sempre il 15v.

Concluse le diverse acquisizioni, sono state calcolate le FRF tramite il programma "FRF_OutputOnly.m". Di seguito, viene mostrata la FRF ottenuta del caso F1 (**Figura 4.22**).

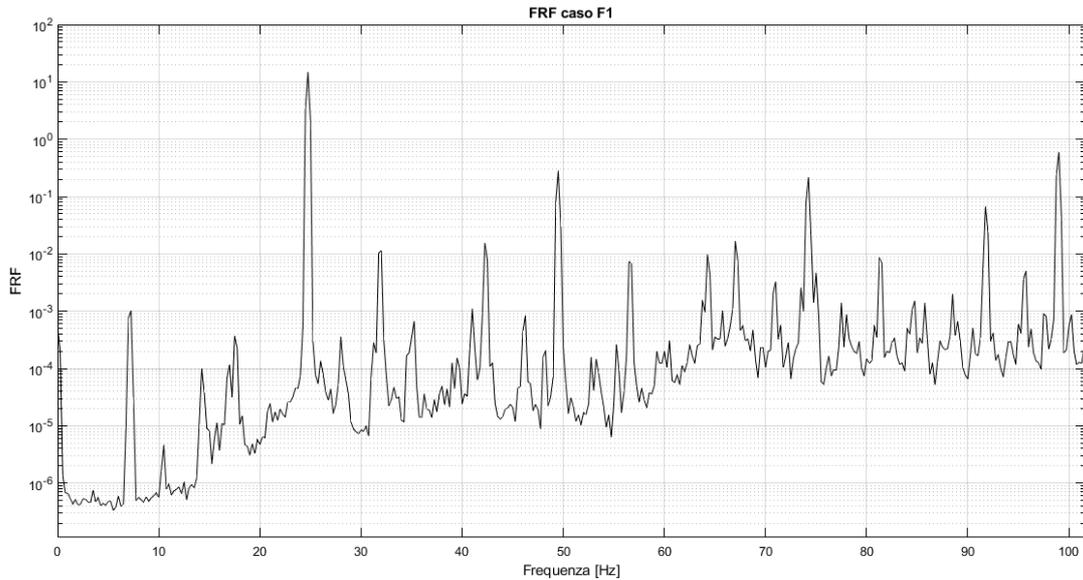


Figura 4.22: funzione di risposta in frequenza del caso F1

Si nota nel grafico la presenza di un numero elevato di frequenze a cui è associato un picco. Ricordando che l'eccitazione del sistema è fornita dalla rotazione dell'*albero master* che ha frequenza di 25 Hz, è facile individuare la presenza di un picco a questa frequenza e a tutte le sue armoniche (50 Hz, 75 Hz, ecc.). Meno immediata è invece la presenza dei picchi ad ampiezza inferiore, causati dalla velocità di rotazione del *portatreno* che, essendo il rapporto di compressione globale pari a 0.289 e ricordando la formula (1.6), ha una frequenza caratteristica di 7,25 Hz. Infatti, si palesa nella **Figura 4.22** questa frequenza caratteristica con tutte le sue armoniche (14,50 Hz, 21,75 Hz, ecc.). La presenza di queste eccitazioni potrebbe essere d'intralcio alla nostra analisi modale.

Essendo interessati a riscontrare se la FRF dei casi analizzati segue, almeno in parte, l'andamento della FRF delle analisi modali del banco non in rotazione, nella **Figura 4.23** è proposto un confronto tra i casi F1, F4 e AM_2m.

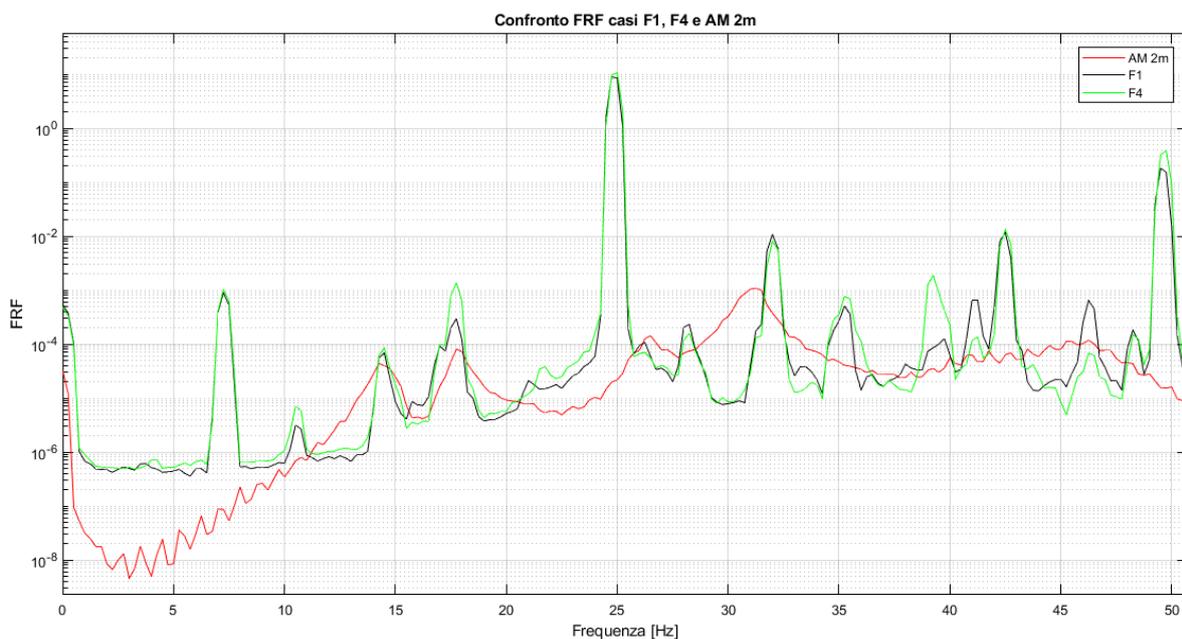


Figura 4.23: confronto FRF casi F1, F4 e AM_2m

A basse frequenze (10 Hz - 20 Hz), si intravede come le FRF dei casi F1 e F4 tendono a seguire lo stesso andamento del caso AM_2m. Ma, a frequenze maggiori, l'impatto delle frequenze dell'eccitazione sono tanto predominanti da impedire qualunque confronto con il caso AM_2m.

Successivamente, sono state calcolate le somme delle FRF di ogni singolo caso esaminato. Pertanto, questo calcolo, sapendo che la somma della FRF è un valore proporzionale all'energia del segnale, è stato effettuato per poter confrontare gli otto casi esaminati con il banco prova in rotazione. I risultati ottenuti sono i seguenti:

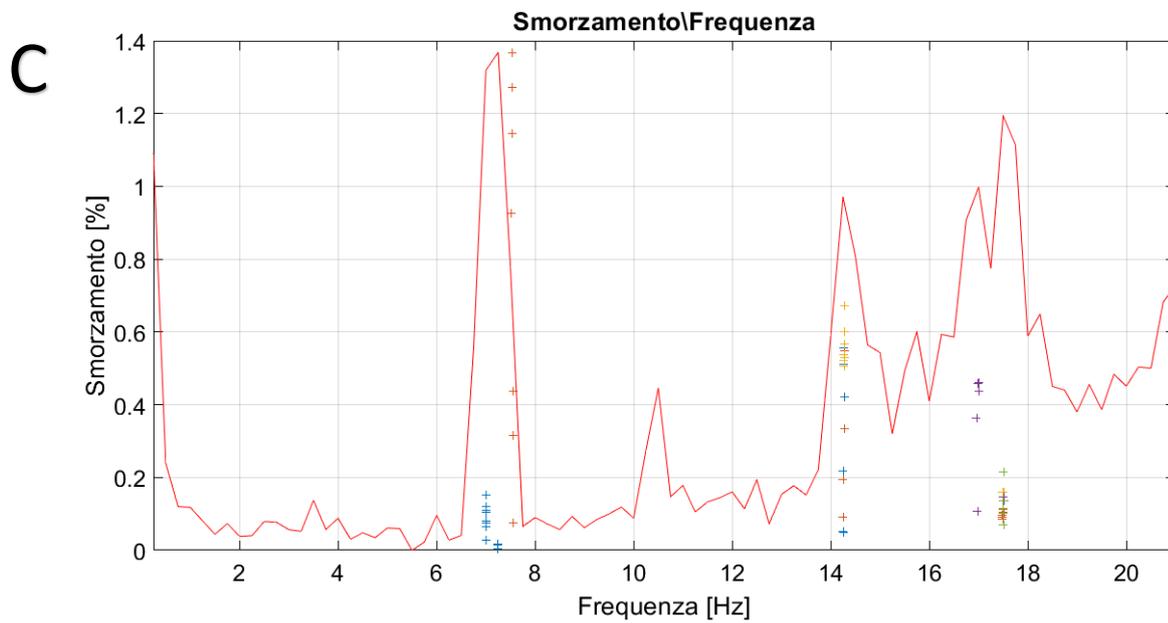
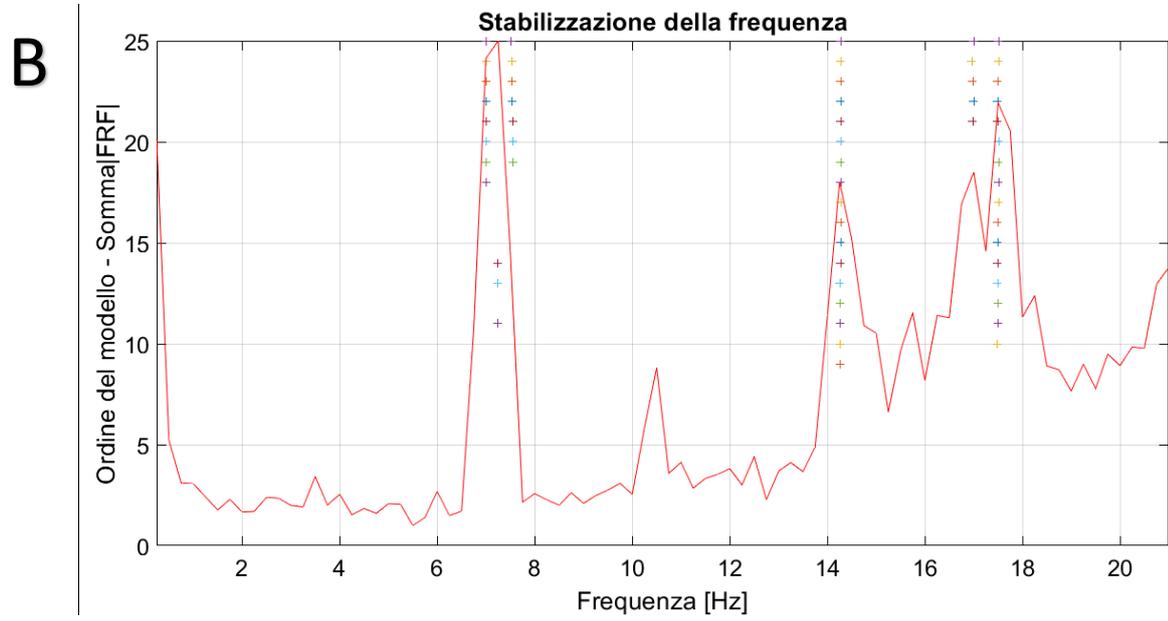
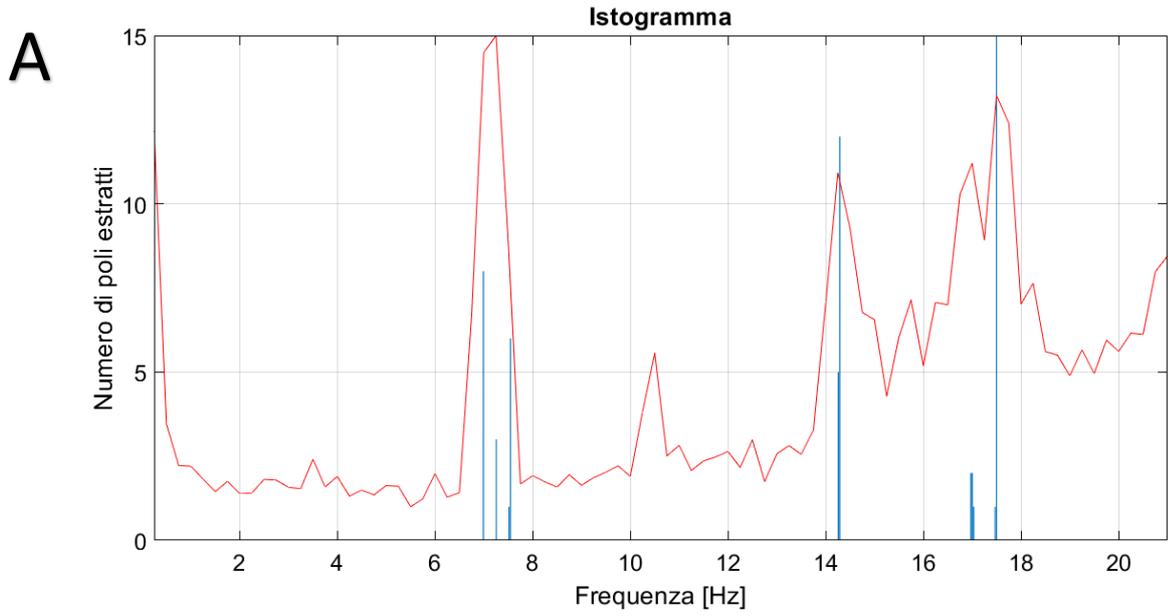
CASO	SOMMA(FRF)	CASO	SOMMA(FRF)
F1	51,6	B1	31,7
F2	62,0	B2	36,6
F3	72,8	B3	47,0
F4	79,0	B4	53,3

Tabella 4.9: valori ottenuti dalla somma delle FRF dei diversi test

Sia nei casi "F", sia nei casi "B", all'aumentare della forza di precarico aumenta l'energia del segnale. Questo risultato appare sensato perché, ricordando che le coppie applicate al riduttore sono direttamente proporzionali alla forza di precarico, le vibrazioni generate dagli urti dei denti degli ingranaggi sono più intense. Quanto detto è facilmente riscontrabile anche sotto l'aspetto meramente acustico, infatti, con l'aumento della forza di precarico, cresce anche la rumorosità del banco prova.

Di più complessa comprensione è la differenza tra i casi, a parità di forza di precarico applicata, in cui la rotazione è antioraria "F" e oraria "B". A livello teorico non dovrebbe esserci questa differenza, essendo esclusa la presenza degli attriti. Infatti, sempre a livello teorico, gli scambi di forze all'interno dei riduttori sono generati unicamente dalla coppia imposta sul *portatreno* generata dal precarico e si scaricano in ultima istanza sul *vincolo rigido*, senza richiedere al motore alcuna coppia e pertanto senza che il senso di rotazione influenzi il processo. Invece, nel caso reale l'attrito è presente ed il motore, oltre a mettere in rotazione l'albero, genera una coppia necessaria a vincere le forze causate dagli attriti. Per questa ragione, è stato ipotizzato che queste variazioni siano causate dalle forze di attrito che generano una coppia supplementare a quella generata dal precarico sul *portatreno*. Questa coppia, al contrario di quella generata dal precarico, cambia di direzione in base al senso di rotazione e pertanto, nel caso di rotazione antioraria (caso "F"), si va a sommare a quella del precarico, mentre nel caso di rotazione oraria (caso "B"), si va a sottrarre a quella del precarico. Pertanto la coppia percepita dal riduttore sarà una coppia apparente composta da quella di precarico più (o meno) quella dovuta agli attriti. Questa ipotesi spiegherebbe i valori ottenuti nella **Tabella 4.9**, ricordando che l'energia del segnale aumenta al crescere della coppia percepita dai riduttori.

Effettuati questi studi preliminari dei segnali acquisiti, si è successivamente passati all'analisi modale del banco prova. Per effettuare lo studio delle possibili frequenze naturali tra $f = [5 \text{ Hz}, 80 \text{ Hz}]$, è stato utilizzato ancora il programma "LIPEZ.m", suddividendo la banda di frequenza in tre sottogruppi: $f_1 = [5 \text{ Hz}, 20 \text{ Hz}]$; $f_2 = [20 \text{ Hz}, 45 \text{ Hz}]$; $f_3 = [45 \text{ Hz}, 80 \text{ Hz}]$. Dal programma si ottengono quattro grafici, dei quali sono mostrati nella **Figura 4.24** quelli ottenuti dal caso F1 nella banda di frequenza f_1 :



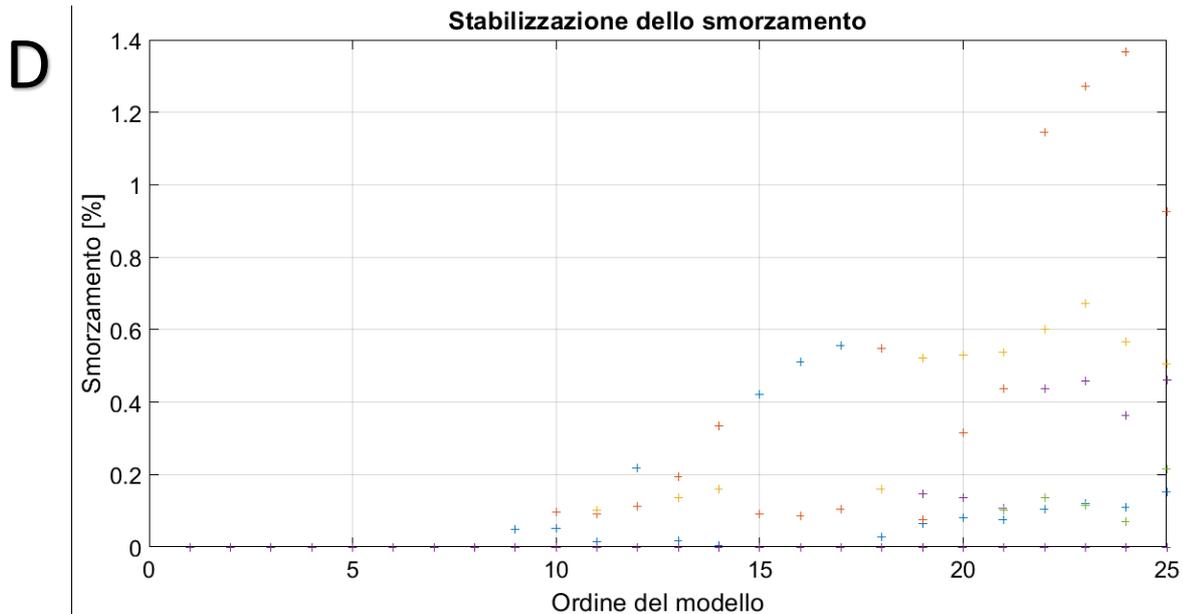


Figura 4.24: grafici ottenuti dal programma LIPEZ.m

Si osserva che, a differenza dei risultati ottenuti per l'analisi del banco non in rotazione, la stabilizzazione degli smorzamenti (**Figura 4.24-D**) non solo non tende ad un asintoto, ma, soprattutto, che i valori degli smorzamenti tendono a zero. Questo risultato è sensato, considerando che i picchi presenti a queste frequenze sono generati quasi esclusivamente dall'eccitazione.

Essendo i risultati dei diversi casi analizzati molto simili, per non appesantire la trattazione, si è deciso di riportare i modi alle frequenze rilevate solo dei casi F1, F4 e B4. In questo modo è possibile confrontare i risultati di un caso a carico nullo, uno ad alto carico e un altro con senso di rotazione opposto.

Successivamente sono state calcolate le frequenze e gli smorzamenti ad essi associati e confrontati al caso AM_2m precedentemente studiato (**Tabella 4.10**).

Caso F1		Caso F4		Caso B4		Caso AM_2m	
f [Hz]	Smorzamento [%]	f [Hz]	Smorzamento [%]	f [Hz]	Smorzamento [%]	f [Hz]	Smorzamento [%]
7,01	0,12	7,00	0,07	7,00	0,02		
14,28	0,42	14,43	45,00	14,47	0,01	14,36	4,73
17,50	0,14	17,51	0,02	17,53	0,23	17,76	1,99
24,75	0,00	24,75	0,00	24,75	0,00	26,47	2,19
28,03	0,03	28,04	0,04	28,08	0,02		
31,76	0,00	31,99	0,00	31,98	0,40	30,89	1,98
		35,17	0,30	35,72	0,01		
42,26	0,00	42,49	0,01	42,49	0,03		
49,50	0,03	49,50	0,02	49,75	0,00	46,07	1,65
56,49	0,02	56,73	0,01	56,76	0,10	58,38	1,06
67,06	0,07	67,16	0,28	67,22	0,12		
74,25	0,01	74,49	0,00	74,28	0,02		

Tabella 4.10: frequenze e smorzamenti calcolati e confrontati con il caso AM_2m

Per verificare se i modi ottenuti dai casi F1, F4 e B4 siano simili fra di loro, sono state calcolate le seguenti matrici MAC (**Tabella 4.11**).

MAC F1&B4												
f [Hz]	7	14	17	25	28	32	35	42	49	56	67	74
7	0,89	0,03	0,10	0,10	0,08	0,06	0,03	0,03	0,02	0,01	0,00	0,00
14	0,00	0,98	0,63	0,23	0,21	0,16	0,01	0,01	0,24	0,08	0,25	0,13
17	0,00	0,84	0,83	0,38	0,44	0,26	0,04	0,15	0,40	0,00	0,14	0,05
25	0,01	0,24	0,59	0,55	0,72	0,56	0,13	0,23	0,32	0,13	0,03	0,00
28	0,00	0,34	0,87	0,82	0,94	0,61	0,21	0,28	0,15	0,30	0,00	0,00
32	0,00	0,10	0,03	0,04	0,15	0,00	0,84	0,65	0,01	0,63	0,24	0,24
35	0,01	0,05	0,01	0,02	0,08	0,00	0,42	0,36	0,07	0,26	0,13	0,12
42	0,01	0,04	0,02	0,00	0,04	0,03	0,85	0,83	0,23	0,31	0,19	0,26
49	0,01	0,01	0,00	0,04	0,00	0,06	0,34	0,46	0,49	0,04	0,17	0,26
56	0,01	0,20	0,01	0,00	0,02	0,02	0,43	0,27	0,02	0,52	0,60	0,48
67	0,00	0,24	0,03	0,02	0,00	0,05	0,40	0,31	0,00	0,51	0,92	0,89
74	0,00	0,03	0,00	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01	0,00	0,17	0,38	0,31

MAC F1&F4												
f [Hz]	7	14	17	25	28	32	35	42	49	56	67	74
7	0,90	0,00	0,05	0,01	0,04	0,01	0,04	0,01	0,01	0,00	0,00	0,00
14	0,00	0,85	0,89	0,21	0,06	0,08	0,00	0,00	0,19	0,18	0,19	0,18
17	0,00	0,89	0,98	0,44	0,27	0,00	0,05	0,08	0,22	0,05	0,09	0,07
25	0,00	0,56	0,52	0,92	0,72	0,11	0,18	0,17	0,18	0,00	0,01	0,01
28	0,05	0,45	0,61	0,74	0,80	0,18	0,30	0,15	0,02	0,04	0,00	0,01
32	0,00	0,03	0,00	0,06	0,43	0,94	0,83	0,60	0,01	0,75	0,20	0,25
35	0,00	0,00	0,00	0,07	0,32	0,39	0,33	0,43	0,08	0,43	0,13	0,06
42	0,00	0,00	0,01	0,02	0,26	0,69	0,70	0,90	0,10	0,54	0,18	0,18
49	0,02	0,04	0,03	0,01	0,08	0,15	0,18	0,67	0,39	0,19	0,21	0,11
56	0,00	0,16	0,06	0,00	0,16	0,47	0,33	0,29	0,07	0,81	0,53	0,44
67	0,01	0,10	0,07	0,00	0,12	0,39	0,26	0,40	0,05	0,75	0,90	0,76
74	0,01	0,04	0,01	0,00	0,01	0,02	0,03	0,01	0,15	0,02	0,48	0,55

MAC F4&B4												
f [Hz]	7	14	17	25	28	32	35	42	49	56	67	74
7	0,87	0,01	0,07	0,13	0,08	0,11	0,00	0,00	0,00	0,02	0,00	0,01
14	0,00	0,75	0,61	0,27	0,31	0,25	0,00	0,06	0,42	0,02	0,17	0,06
17	0,01	0,85	0,86	0,39	0,44	0,24	0,04	0,16	0,39	0,00	0,12	0,04
25	0,00	0,18	0,56	0,73	0,82	0,79	0,05	0,09	0,14	0,17	0,04	0,02
28	0,00	0,05	0,50	0,62	0,84	0,49	0,40	0,41	0,10	0,58	0,03	0,05
32	0,00	0,08	0,05	0,05	0,19	0,00	0,88	0,70	0,02	0,68	0,21	0,23
35	0,00	0,01	0,17	0,10	0,27	0,01	0,93	0,83	0,10	0,57	0,11	0,15
42	0,01	0,00	0,08	0,00	0,08	0,02	0,86	0,94	0,42	0,29	0,19	0,32
49	0,02	0,11	0,04	0,00	0,00	0,00	0,01	0,07	0,66	0,13	0,16	0,07
56	0,00	0,19	0,00	0,00	0,04	0,02	0,61	0,43	0,01	0,67	0,60	0,58
67	0,00	0,19	0,03	0,02	0,00	0,04	0,20	0,14	0,00	0,40	0,97	0,92
74	0,01	0,17	0,00	0,00	0,01	0,02	0,30	0,22	0,00	0,51	0,86	0,85

Tabella 4.11: coefficienti di MAC confrontando i modi dei casi con il banco in rotazione

Osservando i diversi risultati si nota che delle dodici frequenze individuate, solo la metà hanno i modi in comune nelle tre prove analizzate, e queste frequenze sono: 7 Hz, 14 Hz, 17Hz, 28 Hz, 42 Hz e 47 Hz.

Sicuramente sono più interessanti da verificare i coefficienti delle matrici MAC in cui confrontiamo i singoli casi F1, F4 e B4 rispetto al caso con il banco non in rotazione AM_2m (**Tabella 4.12**). Infatti, sapendo che il caso AM_2m ha ottenuto risultati attendibili dal punto di vista delle frequenze

naturali e dei suoi modi, se i risultati dei coefficienti calcolati da questi MAC fossero alti, otterremo che, nonostante la grande presenza nel segnale dell'eccitazioni, l'analisi effettuata ha ottenuto risultati soddisfacenti.

Per poter effettuare questo confronto è necessario escludere i risultati ottenuti dai canali dei sensori posizionati in maniera differente tra i casi con il banco non in rotazione e quelli in rotazione. Tali canali sono: tutti quelli posti sulle travi su cui poggia il motore (1v, 2v, 3v) e quelli ottenuti dai sensori 4 (4v, 5o) e 9 (11o, 12v).

MAC B4&AM_2m						
f [Hz]	14	17	25	32	49	56
14	0,62	0,69	0,40	0,01	0,00	0,04
17	0,17	0,46	0,24	0,43	0,27	0,07
25	0,05	0,31	0,34	0,53	0,16	0,27
32	0,02	0,23	0,31	0,39	0,05	0,22
49	0,02	0,07	0,10	0,22	0,49	0,05
56	0,32	0,07	0,05	0,57	0,51	0,61

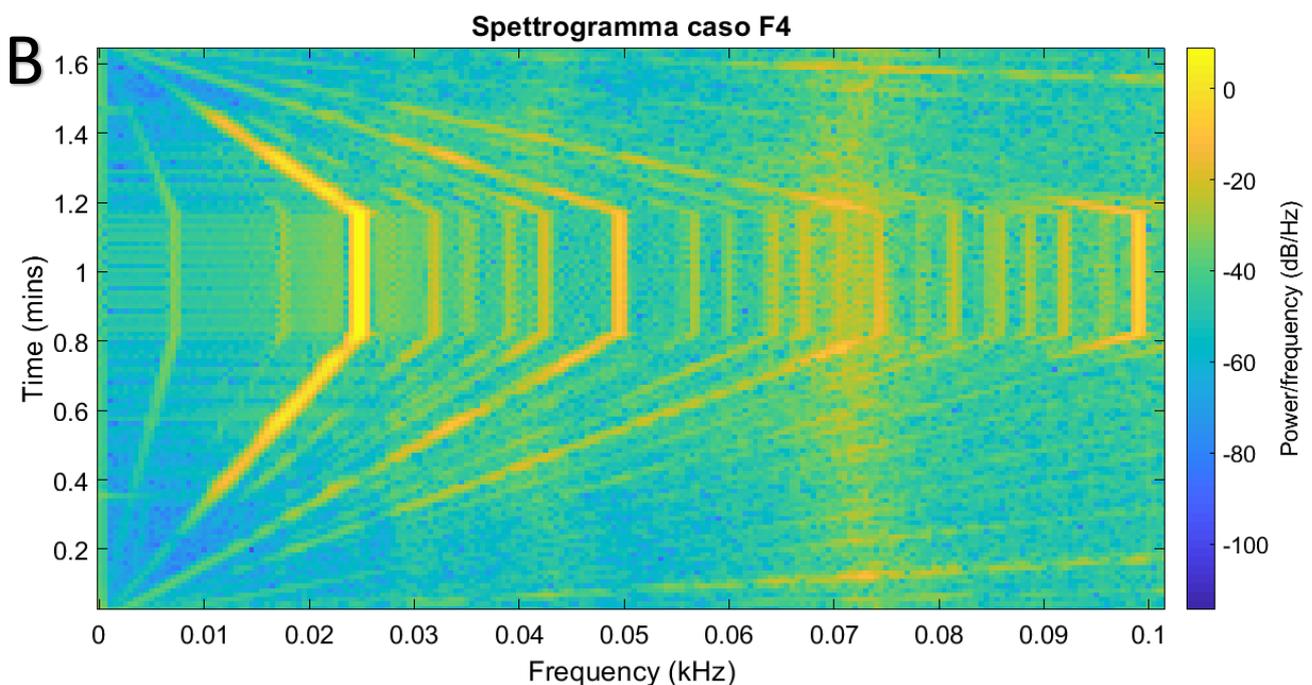
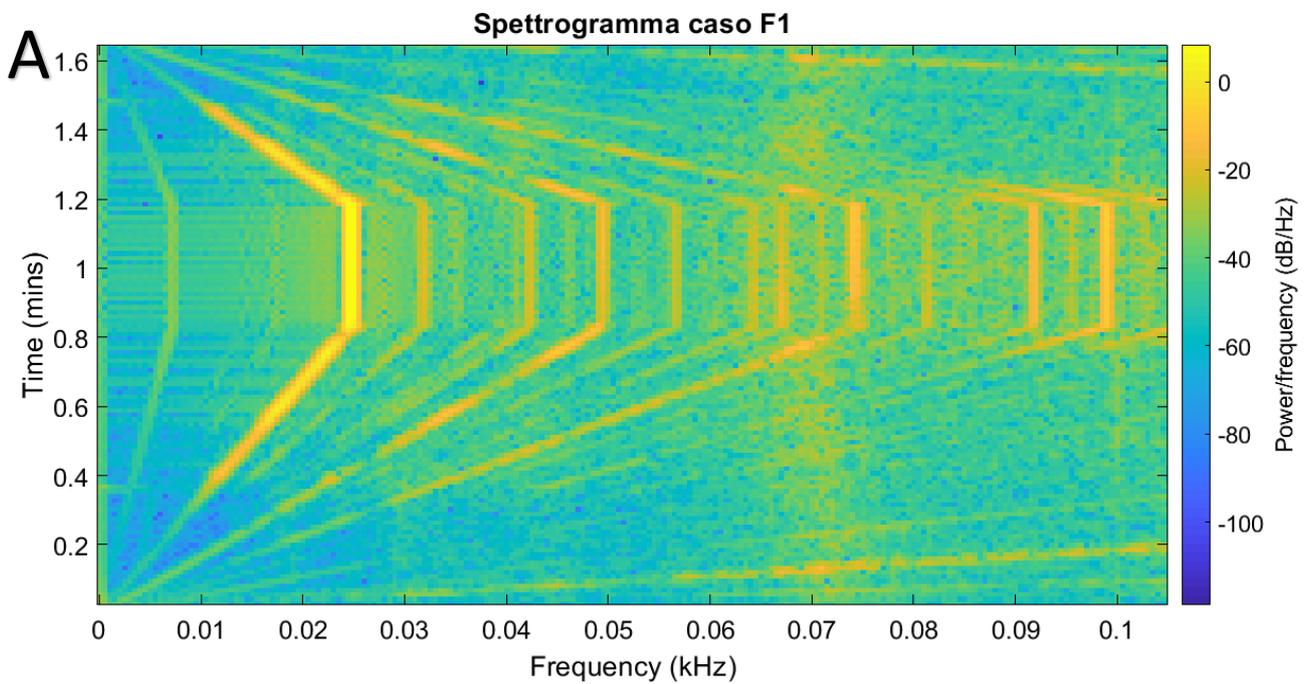
MAC F1&AM_2m						
f [Hz]	14	17	25	32	49	56
14	0,60	0,67	0,38	0,02	0,00	0,04
17	0,34	0,59	0,25	0,25	0,17	0,00
25	0,00	0,17	0,10	0,79	0,41	0,31
32	0,31	0,09	0,11	0,50	0,61	0,38
49	0,15	0,11	0,46	0,12	0,41	0,00
56	0,41	0,28	0,22	0,11	0,21	0,20

MAC F1&AM_2m						
f [Hz]	14	17	25	32	49	56
14	0,40	0,59	0,29	0,12	0,06	0,00
17	0,34	0,58	0,24	0,23	0,17	0,00
25	0,00	0,15	0,17	0,69	0,23	0,37
32	0,26	0,05	0,09	0,61	0,73	0,42
49	0,09	0,07	0,06	0,01	0,11	0,29
56	0,44	0,27	0,20	0,19	0,31	0,33

Tabella 4.12: coefficienti di MAC confrontando i modi ottenuti con il banco in rotazione con quelli del caso AM_2m

Analizzando i coefficienti, è evidente che i modi ottenuti non sono affatto simili a quelli del caso AM_2m e questo è causato probabilmente dall'eccessiva presenza di vibrazioni dovute all'eccitazioni. Pertanto queste analisi con il banco prova in rotazione a 25 Hz non porta ad ottenere risultati attendibili per l'individuazione delle frequenze proprie e dei suoi modi.

Come ultima operazione, è stata calcolata la STFT dei casi F1 (**Figura 4.25-A**), F4 (**Figura 4.25-B**) e B4 (**Figura 4.25-C**) e visualizzata tramite lo spettrogramma. Lo spettrogramma permette la rappresentazione della STFT, mostrando in ascissa la frequenza, in ordinata il tempo e attraverso una scala cromatica viene individuata la potenza del segnale.



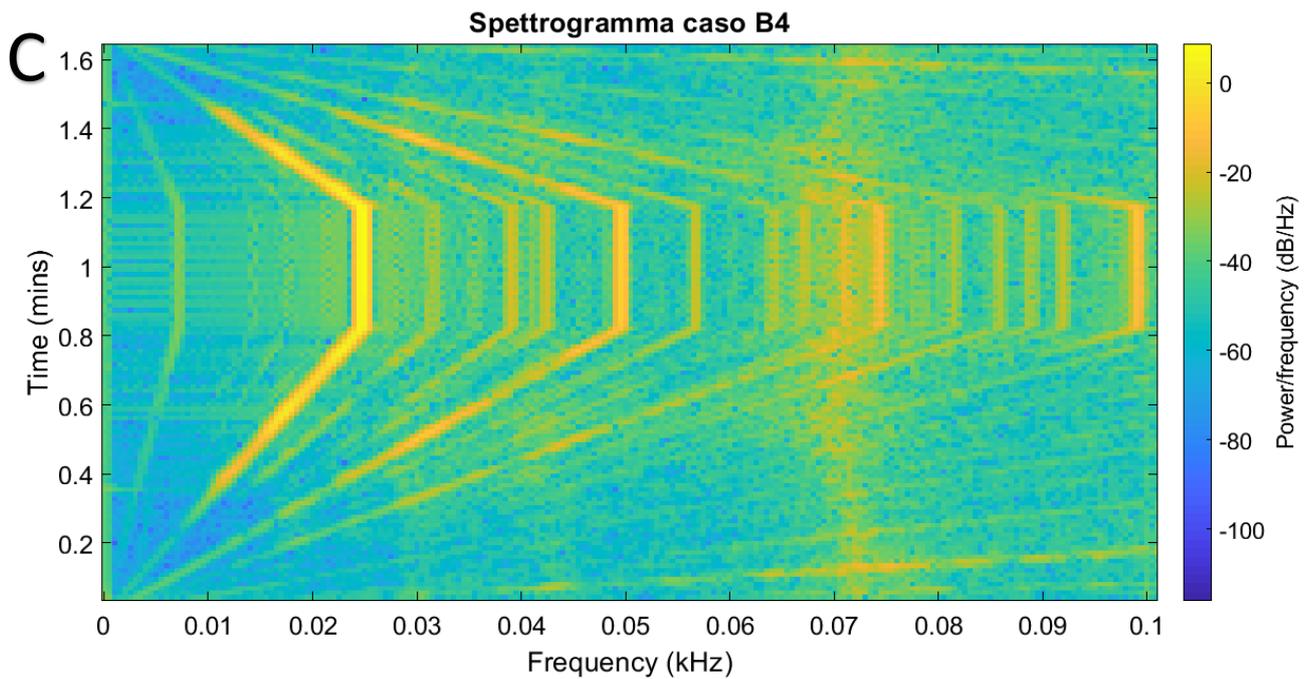


Figura 4.25: spettrogrammi dei casi F1, F4 e B4

Il primo dettaglio che viene facilmente individuato riguarda le diverse linee di colore giallo/arancione che hanno la forma della rampa di accelerazione e decelerazione. Due di queste si verificano a frequenza di 25 Hz e a 7,25 Hz (nella fase a regime della rampa) e tutte le altre sono le loro armoniche. Pertanto queste linee rappresentano le frequenze caratteristiche dovute all'eccitazione.

Osservando più nel dettaglio, è possibile individuare delle altre linee giallo/arancione che attraversano trasversalmente tutto il grafico. Quella che si nota maggiormente si verifica ad una frequenza di circa 70-71 Hz, mentre altre due meno appariscenti si presentano a frequenze di circa 40 Hz e 31 Hz. Queste ultime due sono state riscontrate anche nell'analisi modale del banco prova non in rotazione, e questa è una ulteriore prova che queste due frequenze sono effettivamente delle frequenze di risonanza del banco prova.

4.5 ERRORE DI TRASMISSIONE

Essendo stato posto come obiettivo di questa tesi il calcolo dell'errore di trasmissione, è stata realizzata e montata la struttura di supporto degli encoder (paragrafo 2.4.2 e 3.2.4). Per poter registrare i valori acquisiti dai lettori ottici degli encoder, è stato necessario realizzare dei cavi per collegare i lettori alla scheda di acquisizione e all'alimentatore. Dopo diversi tentativi, si è arrivati al corretto funzionamento degli encoder, mostrato nella **Figura 4.26**.

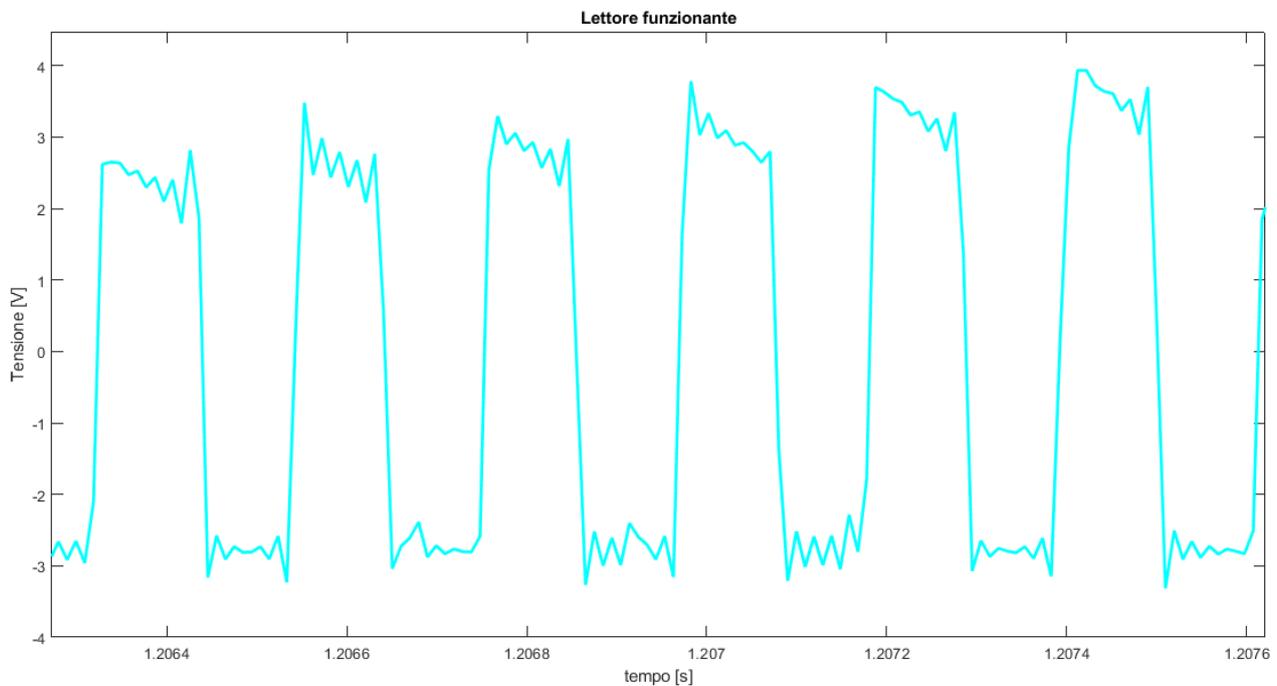


Figura 4.26: risultati ottenuti dall'encoder posto sul portatreno

Nel grafico mostrato, si può vedere chiaramente l'onda quadra che è caratteristica dell'encoder.

Come detto in precedenza, l'encoder necessita di essere alimentato a ± 5 V, e per adempiere a questa richiesta è stato utilizzato un alimentatore a tensione regolabile, attraverso una manopola, da 5 V a 40 V.

Dopo diverse prove, l'alimentatore ha subito un danneggiamento interno, che ha causato una repentina salita della tensione fino a raggiungere quella massima erogabile. Il lettore dell'encoder, non potendo tollerare una tensione di 40 V, in pochi attimi ha iniziato un repentino degrado della componente elettronica presente al suo interno. Nel tentativo di salvaguardare lo strumento, è stato immediatamente scollegato dall'alimentazione. Successivamente, per verificare lo stato del lettore ottico, è stato sostituito l'alimentatore e sono stati effettuati dei nuovi test.

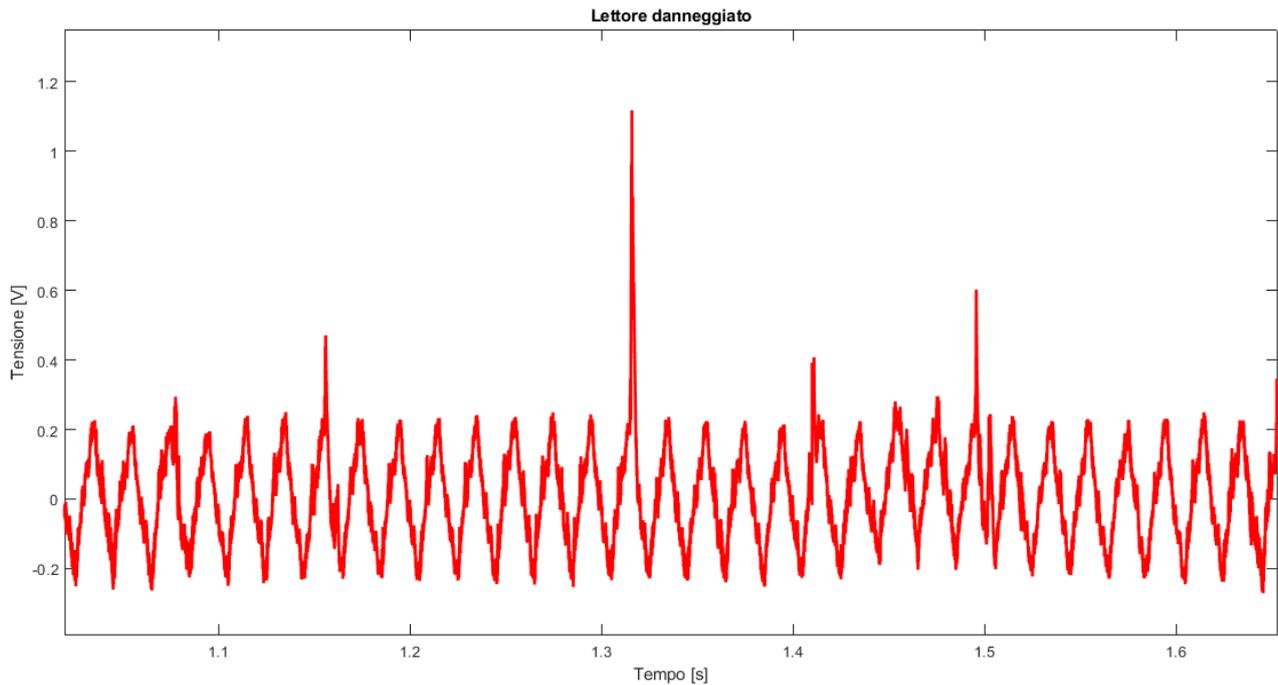


Figura 4.27: segnale lettore dopo il danneggiamento

Come si può osservare, il segnale non presenta alcuna onda quadra e le tensioni percepite sono molto basse, pertanto il lettore capta solo del rumore. Se ne deduce che il lettore ottico ha subito un danneggiamento tale da renderlo inutilizzabile.

Essendo funzionante solo un lettore ottico dell'encoder, si è resa impossibile lo studio dell'errore di trasmissione, essendo necessario registrare la velocità angolare sia del *portareno* sia dell'*albero master*, che potrà essere eseguito successivamente al riacquisto di un nuovo lettore.

CONCLUSIONI

Gli obiettivi preposti di questa tesi sono stati essenzialmente quattro: impedire le perdite di lubrificante, introdurre nuovi strumenti di acquisizione per una migliore analisi acustica, risolvere il problema dei disturbi presenti nei segnali ed effettuare l'analisi modale del banco prova per riduttori epicicloidale. Per quanto concerne il primo e il secondo obiettivo, grazie ad una attenta e meticolosa progettazione e all'impegno profuso dai tecnici del laboratorio per la realizzazione dei particolari necessari, in tempi brevi ed a basso costo, è stato possibile risolvere completamente il problema della perdita di lubrificante e dotare il banco di nuovi strumenti per l'acquisizione di segnali. Infatti, è stato possibile effettuare test con il banco in rotazione a 25 Hz senza registrare la minima perdita di lubrificante. Inoltre, dotando il banco di un sensore di pressione a diretto contatto con i riduttori, sarà possibile effettuare misure di vario genere, quali ad esempio la propagazione di un difetto presente in un ingranaggio, l'identificazione delle frequenze di ingranamento delle ruote dentate e di quelle dei cuscinetti, ecc. Essendo già disposta tutta la struttura necessaria agli encoder, dopo aver sostituito il lettore ottico danneggiato, sarà possibile effettuare anche lo studio dell'errore di trasmissione.

Passo indispensabile per il proseguimento degli studi sul banco è stata l'individuazione e la risoluzione dei disturbi causati dal motore elettrico, i quali avrebbero reso impossibile qualunque tipo di analisi effettuata successivamente in questa tesi e, probabilmente, anche a quelle future. Infine, tramite l'analisi modale, è stato possibile esaminare le frequenze di risonanza della struttura del banco, permettendo, inoltre, la visualizzazione dei modi ad esse associate. In aggiunta, effettuando l'analisi tramite diverse metodologie, è stato possibile constatare che il metodo *input output* ha un'affidabilità superiore al metodo *output only*, ma, ciò nonostante, quest'ultima si è rivelata piuttosto attendibile. Effettuare l'analisi modale attraverso il banco in rotazione ha permesso di comprendere come le misurazioni in condizioni operative, nel caso del banco prova, non sono adeguate a causa delle predominanti eccitazioni dovute alla frequenza di rotazione del banco. Tuttavia, potrebbe essere interessante ripetere l'analisi modale con il banco in rotazione dopo aver risolto il problema dell'eccessivo disallineamento degli assi dell'*albero master* e di quello del motore. Risolto questo problema, sarebbe possibile portare il banco anche a velocità superiori a 25 Hz, aumentando il numero delle possibili sperimentazioni effettuabili sul banco.

BIBLIOGRAFIA

LIBRI E MANUALI

- [1] G. Jacazio, B. Piombo *“Meccanica applicata alle macchine Vol.2”*, Levrotto&Bella
- [2] A. Maggiore, *“Diagnostica dei sistemi meccanici”*, Appunti delle lezioni
- [3] SKF, *“I cuscinetti volventi”*, Quaderni di formazione
- [4] A. Fasana, S. Marchesiello *“Meccanica delle vibrazioni”*, CLUT
- [5] K. Shin, J.K. Hammond *“Fundamentals of signal processing for sound and vibration engineers”*,
WILEY
- [6] L. Cohen, *“Time-Frequency Analysis”*, Prentice Hall

ARTICOLI

- [7] A. Fasana *“Modal parameters estimation in the Z-domain”*, Mechanical Systems and Signal Processing, 2009, pp. 217-225

TESI

- [8] M. Passuello, *“Riprogettazione, messa in opera e caratterizzazione acustica di un banco prova a ricircolo di potenza per riduttori epicicloidali”*, Tesi di Laurea Magistrale, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Politecnico di Torino
- [9] L. Lentini, *“Design and test of power recirculating test rig”*, Tesi di Laurea Magistrale, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Politecnico di Torino
- [10] N. Longhui, *“Development and design of power recirculating gear test rig”*, Tesi di Laurea Magistrale, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Politecnico di Torino
- [11] R. Corvaglia, *“Diagnostica di riduttori mediante analisi vibro-acustica”*, Tesi di Laurea Magistrale, Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Università di Bologna