

# POLITECNICO DI TORINO

Corso di laurea in Ingegneria Meccanica

Tesi di Laurea Magistrale

## ANALISI VIBRAZIONALE DI UN BANCO PROVA PER RIDUTTORI EPICICLOIDALI



Anno accademico 2019-2020

**RELATORE:**

Prof. Alessandro Fasana

**CANDIDATO:**

Antonio Alfonzetti



# INDICE

<b>INTRODUZIONE .....</b>	<b>4</b>
<b>1. IL RIDUTTORE EPICICLOIDALE.....</b>	<b>6</b>
<b>1.1 FUNZIONE DEI ROTISMI .....</b>	<b>6</b>
1.1.1 IL ROTISMO EPICICLOIDALE.....	7
1.1.2 CINEMATICA.....	8
1.1.3 CALCOLO DELLE COPPIE.....	9
1.1.4 ANALISI CINEMATICA DEL RIDUTTORE.....	10
1.1.5 RENDIMENTO DI TRASMISSIONE.....	11
<b>1.2 STRUTTURA DEL BANCO PROVA.....</b>	<b>12</b>
1.2.1 ANALISI DELLE AZIONI SCAMBIATE TRA I.....	14
1.2.2 IL SISTEMA DI LEVA.....	16
1.2.3 CALCOLO DELLE FORZE SCAMBIATE CON CARICO.....	17
1.2.4 SISTEMA DI TIRO.....	18
<b>2. IL DISALLINEAMENTO .....</b>	<b>20</b>
<b>2.1 IL DISALLINEAMENTO NELLE MACCHINE ROTANTI .....</b>	<b>20</b>
2.1.1 CONSEGUENZE DI UN CATTIVO ALLINEAMENTO.....	21
<b>2.2 COME RILEVARE IL DISALLINEAMENTO.....</b>	<b>22</b>
2.2.1 TERMOGRAFIA A INFRAROSSI.....	22
2.2.2 ANALISI DELLE VIBRAZIONI.....	24
<b>2.3 METODI PER ALLINEARE DUE O PIU' ALBERI.....</b>	<b>32</b>
<b>3. ACQUISIZIONE DATI.....</b>	<b>46</b>
<b>3.1 REGOLAZIONI PRELIMINARI .....</b>	<b>46</b>
3.1.1 ALLINEAMENTO RIDUTTORE LATO 1.....	47
3.1.2 ALLINEAMENTO RIDUTTORE LATO 2.....	47
<b>3.2 ANALISI DEI SEGNALI.....</b>	<b>49</b>
3.2.1 STRUMENTAZIONE.....	49
<b>3.3 ESECUZIONE DELLE PROVE .....</b>	<b>52</b>
<b>4. ALLINEAMENTO.....</b>	<b>60</b>
<b>4.1 MISURAZIONE DEL DISALLINEAMENTO.....</b>	<b>60</b>
<b>4.2 PROCEDURA DI ALLINEAMENTO.....</b>	<b>64</b>
4.2.1 PROVE CON ALBERI ALLINEATI.....	66
<b>4.3 PROVE CON ALBERO SLAVE DISALLINEATO .....</b>	<b>71</b>
<b>4.4 ULTERIORI PROVE.....</b>	<b>76</b>
<b>CONCLUSIONI .....</b>	<b>78</b>
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>80</b>



# INTRODUZIONE

Nel corso degli anni, la manutenzione industriale ha acquistato sempre più importanza. Con lo sviluppo delle tecniche di manutenzione predittiva, tra cui il “*condition monitoring*”, è possibile individuare guasti e addirittura prevederli senza dover accedere direttamente ai componenti. Il presente elaborato vuole mostrare le potenzialità dell’analisi vibrazionale nell’identificazione dei problemi che affliggono un organo meccanico. Nello specifico, il sistema analizzato è un banco prova per riduttori epicicloidali posto all’interno del laboratorio del DIMEAS del Politecnico di Torino.

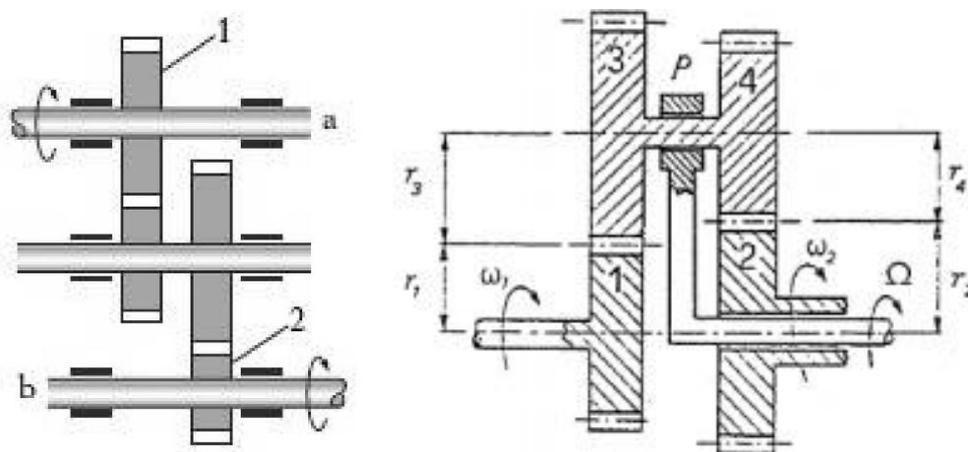
Il banco prova è stato oggetto di diversi studi nel corso degli anni, l’ultimo dei quali [7] costituisce il punto di partenza dell’attività qui svolta.

La parte iniziale della tesi descrive le caratteristiche essenziali dei riduttori e il funzionamento del banco. Successivamente, dopo aver effettuato alcune regolazioni geometriche preliminari, viene effettuata un’analisi dinamica del sistema che evidenzia un problema di disallineamento tra l’albero “master” e l’albero motore. Quindi si analizza brevemente, dal punto di vista teorico, il problema del disallineamento e i relativi metodi di misura, trattando nello specifico la tecnica adottata (“*reverse dial method*”). Una volta allineati i due alberi si studiano i cambiamenti nello spettro dei segnali degli accelerometri.



# 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 illustrare le caratteristiche costruttive e il funzionamento di un riduttore epicicloidale. Dopo aver descritto la funzione e le peculiarità di un rotismo epicicloidale, se ne studia la cinematica e si calcolano le coppie e le forze agenti. Nella **Figura 1.1** sono rappresentati un riduttore ordinario e un riduttore epicicloidale.

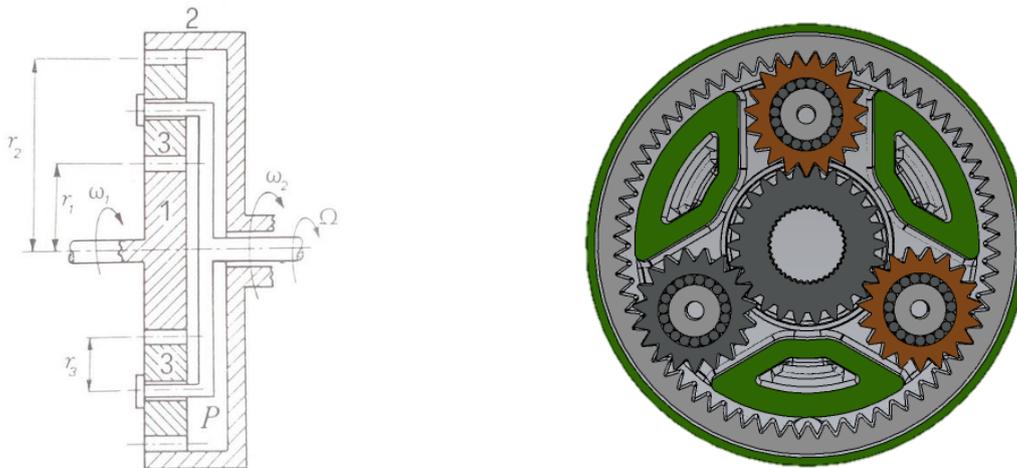


**Figura 1.1:** Riduttore ordinario (a sinistra) e riduttore epicicloidale (a destra)

## 1.1 FUNZIONE DEI ROTISMI

Un ingranaggio è un sistema formato da due ruote dentate accoppiate tra loro. La ruota adibita alla trasmissione del moto viene detta ruota motrice, mentre l'altra è detta ruota condotta. I rotismi sono costituiti da uno o più ingranaggi e si dividono essenzialmente in due categorie, 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. Inoltre, a differenza dei rotismi ordinari che possiedono un grado di libertà, quelli epicicloidali ne possiedono un numero maggiore. Il caso più semplice di rotismo epicicloidale è quello testato, caratterizzato da tutti gli assi di rotazione paralleli fra di loro. La trattazione che segue, si riferirà solo a questo tipo di rotismo.

### 1.1.1 IL ROTISMO EPICICLOIDALE



**Figura 1.2:** Schematizzazione del riduttore epicicloidale studiato e sua sezione

La **Figura 1.2** mostra un esempio tipico di rotismo epicicloidale, che consiste nello schema equivalente a quello montato sul banco prova in esame [7]. È caratterizzato da diversi elementi rotanti:

- il solare (in **Figura 1.2** indicato con il numero 1 ) calettato su un albero e ha un asse fisso;
- la corona dentata (in **Figura 1.2** indicata con in numero 2) anch'essa con un asse fisso;
- i satelliti o pianeti (in **Figura 1.2** indicati con il numero 3) che ingranano con il solare 1 e la corona dentata e i cui assi di rotazione mobili descrivono una circonferenza;
- il portatreno (in **Figura 1.2** indicato con la lettera P) su cui sono montati i satelliti e che a sua volta ruota attorno ad un asse fisso coincidente con l'asse del solare e della corona.

Il sistema è in grado di realizzare diverse condizioni di funzionamento in base alle condizioni cinematiche e alla scelta degli alberi di ingresso e uscita. Bloccando la rotazione del solare 1 il rotismo funziona da riduttore epicicloidale: il moto si trasmette dal portatreno al solare o viceversa. Un'altra configurazione prevede l'impiego del solare 1 come ruota motrice e il portatreno e la corona dentata come ruote condotte: tali rotismi vengono detti compensatori. Il differenziale automobilistico ne costituisce l'applicazione più diffusa.

Per ragioni cinematiche non è consentito scegliere le dimensioni dei componenti indipendentemente gli uni dagli altri.

Deve essere soddisfatta 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 " $r = m * \frac{z}{2}$ ", dove per "m" si intende il modulo della ruota che nel rotismo sarà uguale per tutte le ruote (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'altra risulta determinata.

## 1.1.2 CINEMATICA

Per il calcolo cinematico di un rotismo è fondamentale conoscere il rapporto di trasmissione tra le ruote che lo compongono, che per un rotismo ordinario è definito come:

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

dove " $\omega_c$ " è la velocità angolare della ruota condotta (su cui la coppia e la velocità angolare hanno versi opposti) e  $\omega_M$  è quella della ruota motrice (coppia e la velocità angolare hanno lo stesso verso, quello d'ingresso nel sistema meccanico). Il rapporto di trasmissione può avere quindi segno negativo o positivo: è negativo quando le ruote hanno verso di rotazione opposto (ingranamento esterno), positivo quando sono concordi (ingranamento interno). Ricordando che la velocità tangenziale in un punto distante r si può scrivere come " $v = \omega \cdot r$ " e che tale velocità è uguale per le due ruote nel punto di contatto, si ottiene: " $\tau = \frac{\omega_C}{\omega_M} = \frac{r_M}{r_C}$ ". 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. Sono necessarie due relazioni tra le diverse velocità di rotazione e ciò 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.

Si considerano le velocità angolari del solare e della corona relativamente al portatreno: il solare 1 avrà velocità angolare " $\omega_1 - \Omega$ " e la corona invece " $\omega_2 - \Omega$ ".

Il rapporto tra queste due nuove velocità angolari è chiamato formula di Willis:

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

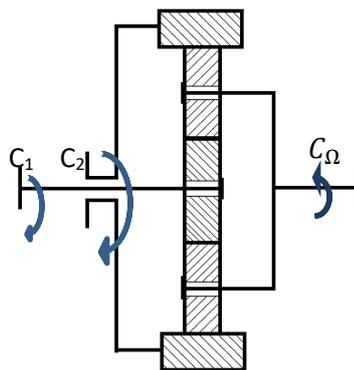
Essa rappresenta il rapporto di trasmissione del rotismo epicicloidale reso ordinario. Altro parametro significativo per un rotismo epicicloidale è il rapporto di trasmissione globale del rotismo, ossia il quoziente tra la velocità angolare del portatreno " $\Omega$ " e la velocità angolare del solare 1 " $\omega_1$ ".

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

Tale parametro assume una grande importanza per lo studio del riduttore in quanto al solare e al portatreno sono collegati rispettivamente motore e utilizzatore del sistema.

### 1.1.3 CALCOLO DELLE COPPIE

Si analizzano adesso le coppie agenti su un rotismo epicicloidale [1]. La **Figura 1.3** mostra uno schema semplificato in cui è possibile distinguere le coppie applicate:



**Figura 1.3:** Coppie agenti su un rotismo epicicloidale

Sul rotismo agiscono tre coppie esterne: quella sul solare 1 " $\vec{C}_1$ ", quella sulla corona 2 " $\vec{C}_2$ " e quella sul portatreno " $\vec{C}_\Omega$ ".

A regime il sistema deve essere in equilibrio pertanto la somma algebrica delle tre coppie deve essere nulla:

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

In assenza di perdite la potenza si conserva, per cui, ricordando l'equazione "P = C · ω", si ottiene:

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

Sostituendo nella (1.8) la (1.7) e ricordando la (1.5) si ottengono due formule che ci permettono di legare le coppie al rapporto di trasmissione  $\tau_w$  :

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

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

Questi due risultati evidenziano la ripartizione della coppia motrice tra corona e portatreno. Inoltre, la trasmissione di potenza e quindi di coppia al portatreno avviene attraverso i tre pianeti e costituisce uno dei principali vantaggi dei riduttori epicicloidali: la forza trasmessa da ogni ingranaggio è infatti ridotta.

#### 1.1.4 ANALISI CINEMATICA DEL RIDUTTORE

Quello che segue adesso è l'applicazione di quanto enunciato fino ad ora al caso del riduttore a disposizione per i test, il cui schema equivalente è stato rappresentato precedentemente nella **Figura 1.2**. Di seguito vengono riassunte le caratteristiche geometriche (**Tabella 1.1**):

NUMERO ASSOCIATO	RUOTA	NUMERO DENTI (z)
1	Solare 1 (pignone)	26
2	Corona	64
3	Satelliti	19

**Tabella 1.1:** caratteristiche geometriche delle ruote

Tenuto conto che, nel caso studiato, alla corona di entrambi i riduttori è impedita la rotazione (" $\omega_2 = 0$ "), si applicano le formule precedenti:

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

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

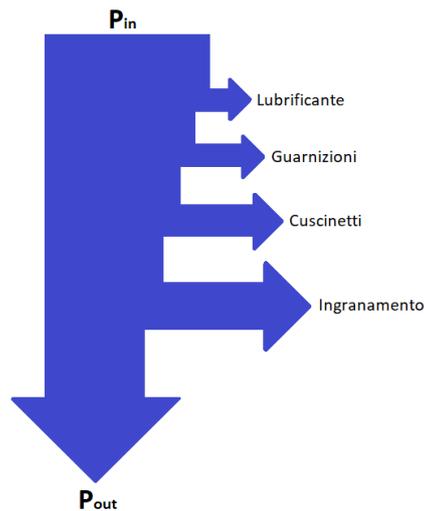
Il rapporto di trasmissione globale è positivo perciò l'albero motore e il portatreno (uscita) hanno velocità di rotazione concordi.

### 1.1.5 RENDIMENTO DI TRASMISSIONE

I rotismi, come è stato detto in precedenza, trasmettono potenza meccanica tra due o più macchine[4]. Inevitabilmente non tutta la potenza in ingresso si trasferirà in uscita: la differenza tra le due potenze costituisce le perdite meccaniche del sistema. Il rendimento di trasmissione, indicato con  $\eta$ , è il rapporto tra la potenza in uscita ( $P_{out}$ ) e la potenza in ingresso ( $P_{in}$ ).

$$\eta = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{P_{in} - P_w}{P_{in}} \quad (1.11)$$

Le perdite meccaniche ( $P_w$ ) si dividono in due categorie: perdite dipendenti dal carico e perdite indipendenti dal carico. Alla prima categoria vanno ascritte le perdite per attrito volvente nei cuscinetti e per attrito statico nel contatto tra i denti delle ruote. Le perdite indipendenti dal carico invece, sono dovute allo strisciamento tra gli alberi e le guarnizioni di tenuta, all'attrito viscoso generato dal contatto tra le parti rotanti e il lubrificante e all'effetto ventilante.

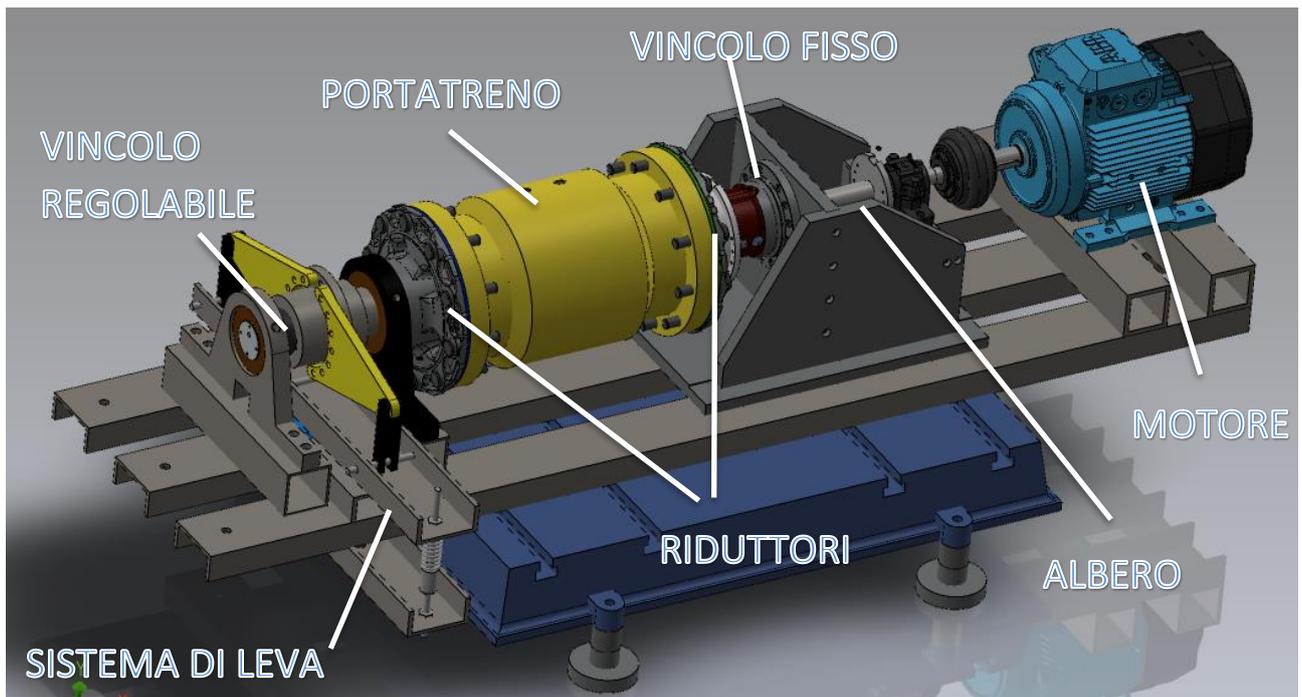


**Figura 1.4:** Flusso di potenza

Il rendimento dei rotismi è molto elevato: si va dal 94 al 99% in condizioni di progetto. E' chiaro che allontanandosi molto da tali condizioni il rendimento decade: le componenti indipendenti dal carico sono essenzialmente costanti e il loro peso risulta più significativo se le potenze in gioco sono basse.

## 1.2 STRUTTURA DEL BANCO PROVA

Il banco prova a disposizione è detto a ricircolo di potenza (o di coppia). È diffuso prevalentemente nei laboratori sperimentali per il test di trasmissioni che impiegano potenze elevate (mezzi pesanti, settore aerospaziale). Il vantaggio principale di questa soluzione è la possibilità di riprodurre diverse condizioni di carico ai denti dei riduttori attraverso un sistema di leva. In questo modo la potenza richiesta dal banco consiste nella potenza necessaria per vincere le inerzie del sistema oltre che in quella dissipata per attrito dovuta al contatto tra i denti delle ruote. Ciò permette l'utilizzo di un motore elettrico di dimensioni e potenza limitati. Il banco prova in questione monta 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**.

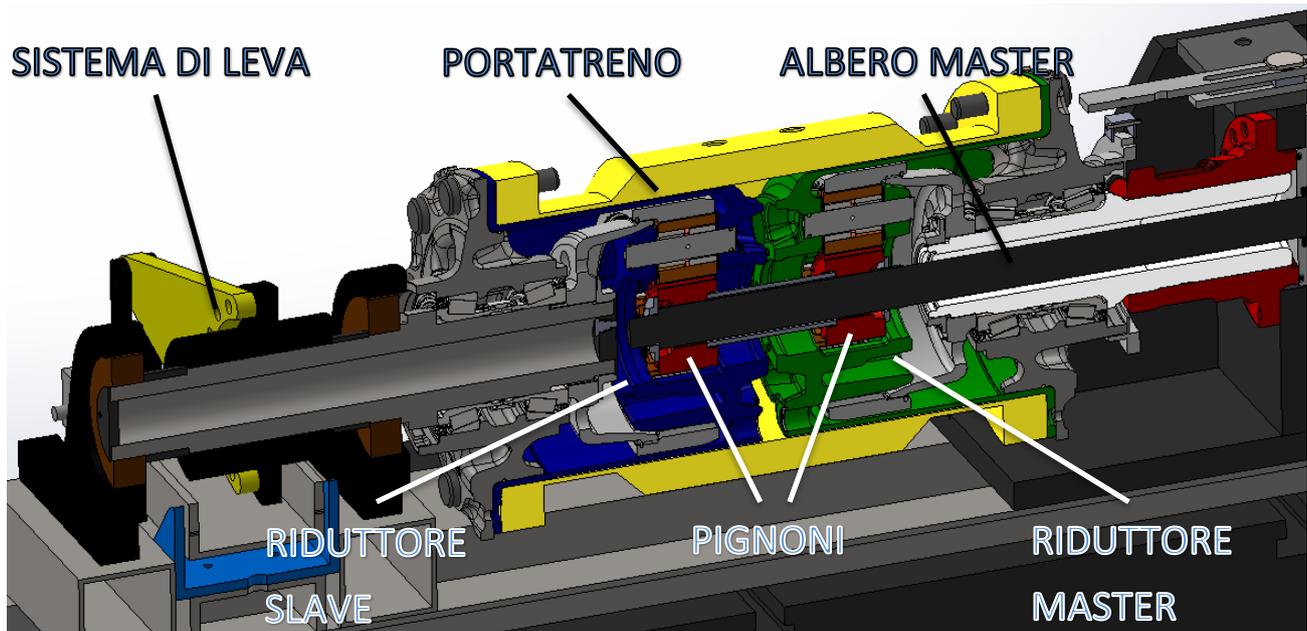


**Figura 1.4:** Elementi costitutivi del banco prova

Si possono riconoscere:

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

Nella **Figura 1.5** viene mostrata una sezione del banco prova, mettendo in evidenza l'interno dei due riduttori:



**Figura 1.5:** Interno del banco a ricircolo di potenza

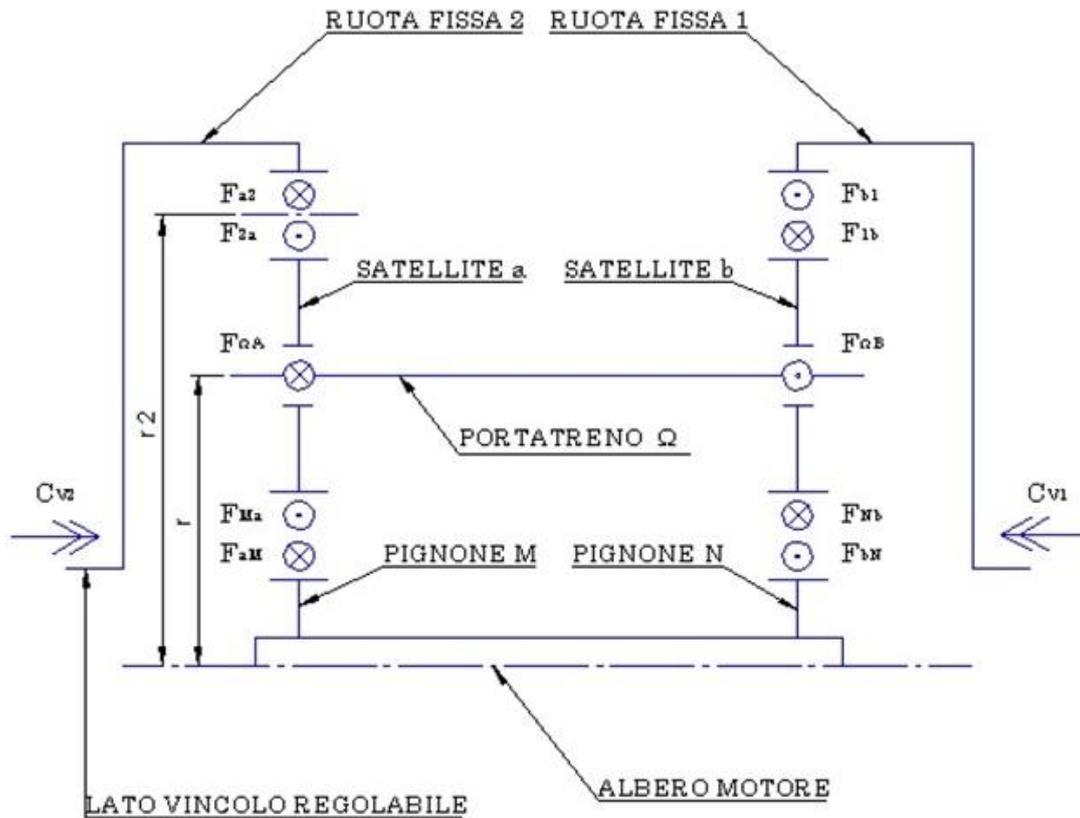
In essa si possono distinguere i tre particolari costruttivi principali:

- l'albero motore (albero master, in nero a destra) che si impegna in entrambi i pignoni (in rosso) e 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 funge da portatreno per entrambi i riduttori;
- il sistema di leva, al quale è fissata la corona dentata del riduttore sinistro che permette la regolazione del carico applicato ai denti.

Questa particolare configurazione rende i due riduttori solidali tra loro: dal punto di vista cinematico essi si comportano come se fossero un unico riduttore. Di seguito vengono analizzate le forze scambiate dai vari componenti per evidenziare i vantaggi del sistema adottato.

### **1.2.1 ANALISI DELLE AZIONI SCAMBIATE TRA I VARI ELEMENTI DEL BANCO**

L'analisi delle forze scambiate viene effettuata considerando il sistema stazionario e ideale (transitori conclusi e 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

Come si può notare dallo schema, i pignoni di entrambi i riduttori risultano impegnati nell'albero motore e sono dunque solidali tra loro. Anche il portatreno è comune a entrambi i riduttori per cui, ricordando che il sistema è formato da due riduttori identici, ne consegue che la coppia al vincolo " $C_{v1}=C_{v2}$ ". Pertanto, è sufficiente creare un sistema di leva in grado di regolare la coppia su uno dei due vincoli per regolare le forze agenti sugli ingranaggi. Il sistema più diffuso in tal senso è di tipo idraulico: attraverso lo spostamento di un pistone si applica il momento torcente desiderato alla corona dentata. Nel caso in esame invece, viene utilizzato un sistema vite-madrevite con una cella di carico che misura la forza applicata nel punto di leva. Una volta regolata la coppia al vincolo, viene azionato il motore ed è possibile effettuare gli opportuni test. Come accennato nel paragrafo precedente, la potenza richiesta dal sistema a regime è limitata essenzialmente alla potenza dissipata per attrito e ciò permette di effettuare i test con una potenza significativamente ridotta.

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 solare che con la corona esterna fissa, è facile ricavare le seguenti relazioni, utili per determinare le azioni scambiate dal sistema:

- la coppia agente su ciascun lato del portatreno

$$C_{\Omega} = 3 \cdot r \cdot F_{\Omega A} \quad (1.12)$$

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

$$C_{V2} = 3 \cdot r_2 \cdot F_{a2} \quad (1.13)$$

- per la simmetria del sistema risulta

$$F_{a2} = F_{2a} = F_{Ma} = F_{aM} = F_{bN} = F_{Nb} = F_{1b} = F_{b1} \quad (1.14)$$

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

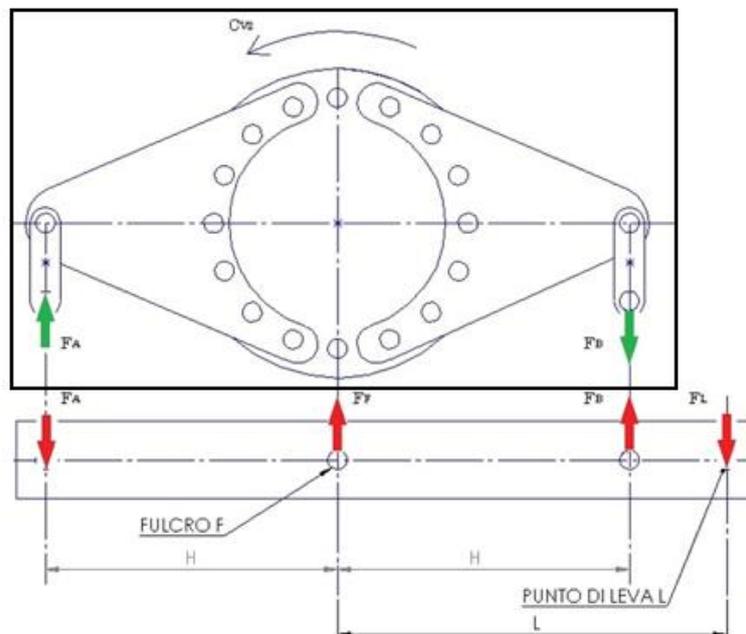
$$C_M = (F_{aM} - F_{bN})r_P = 0 \quad (1.15)$$

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

$$F_{\Omega A} = 2 \cdot F_{a2} \quad (1.16)$$

## 1.2.2 IL SISTEMA DI LEVA

La **Figura 1.7** mostra lo schema del sistema di leva, utile per capirne meglio il funzionamento:



**Figura 1.7:** Forze agenti sul sistema di leva

Il sistema viene scomposto in due parti: nella parte superiore (racchiusa dal riquadro nero) agiscono la coppia al vincolo "Cv2" e le forze interne "FA" e "FB", mentre in quella inferiore "FA", "FB", "FF" che è la forza al fulcro e "FL" ossia la forza di leva. Considerando l'equilibrio alla traslazione della parte superiore si ottiene "FA"="FB".

Dall'equilibrio alla rotazione del sistema completo attorno al fulcro F invece, si ricava la coppia agente sul vincolo 2 in funzione della forza di leva "FL" misurata da una cella di carico dedicata a tale scopo:

$$C_{V2} = L \cdot F_L \quad (1.17)$$

Uguagliando la (1.16) e la (1.12), ed inserendola nella (1.11), si ottiene la coppia sul portatreno in funzione della forza di leva:

$$F_{\Omega A} = 2 \cdot F_{a2} = \frac{2 \cdot F_{a2} \cdot r_2}{r_2} = \frac{2 \cdot C_{V2}}{3 \cdot r_2} \quad (1.18)$$

$$C_{\Omega} = 3 \cdot r \cdot F_{\Omega A} = 3 \frac{2 \cdot C_{V2}}{3 \cdot r_2} = \frac{2 \cdot r \cdot L}{r_2} F_L = b_{eq} \cdot F_L \quad (1.19)$$

dove "b<sub>eq</sub>" è il braccio equivalente che, moltiplicato per la forza di leva, genera sul portatreno la coppia "C<sub>Ω</sub>". 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 <sub>2</sub> "	118.1
<b>Distanza di leva del fulcro "L"</b>	<b>520</b>
Raggio primitivo pignone "r <sub>p</sub> "	46.2
Braccio equivalente "b <sub>eq</sub> "	724

**Tabella 1.2:** Dati geometrici utili per il calcolo delle azioni

### 1.2.3 CALCOLO DELLE FORZE SCAMBIATE CON CARICO MASSIMO

In una precedente tesi [9] è stata svolta una prova con la coppia massima prevista dal costruttore applicata all'albero motore. In tale condizione, sono state calcolate le forze e le coppie agenti tra i vari elementi costituenti il banco tramite le formule descritte in precedenza. La **Tabella 1.3** mostra i risultati 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]
$C_{\Omega}$	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 " $F_{carico} = F_L$ ".

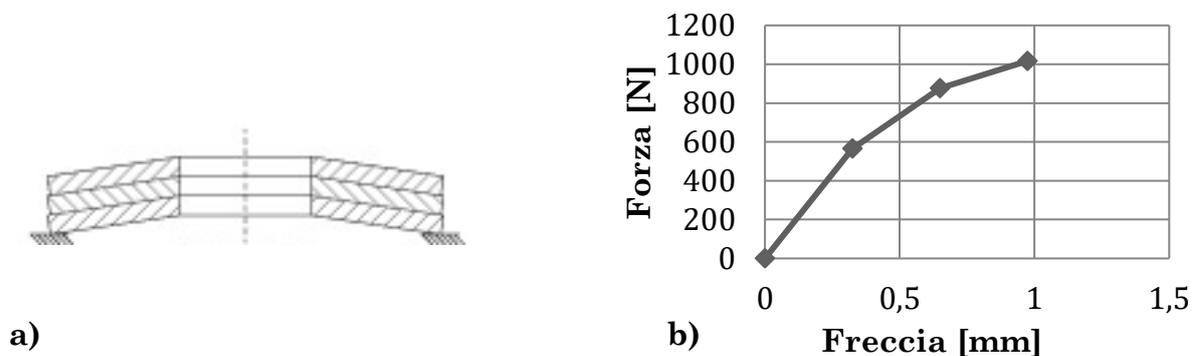
## 1.2.4 SISTEMA DI TIRO

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:

DIMENSIONI	[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

La curva caratteristica della singola molla a tazza è mostrata nella **Figura 1.9 (b)**:



**Figura 1.8:** Configurazione molle Bauer in parallelo **a)**; caratteristica della singola molla a tazza **b)**

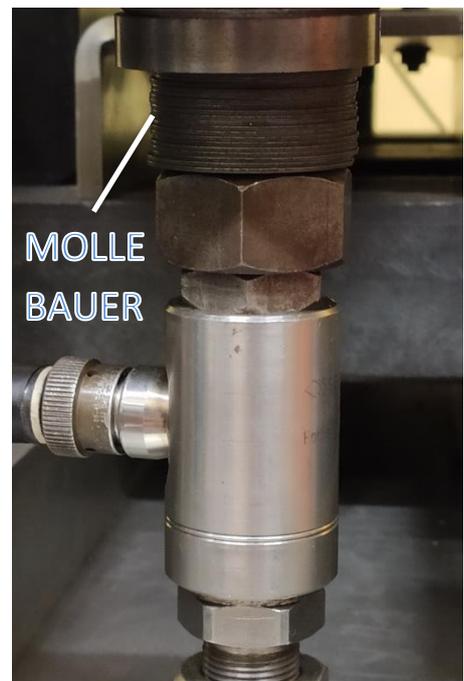
Volendo lavorare nel primo tratto lineare della caratteristica, caratterizzato da una rigidezza " $k = 1738 \frac{N}{mm}$ ", è sufficiente rimanere all'interno di una freccia " $f_{max} = 0.325 mm$ ". Per garantire tale condizione, il sistema, soggetto ad un carico massimo pari a " $F_L$ ", deve essere accoppiato con un sistema di molle in grado di garantire una costante elastica minima pari a:

$$k_{eq} = \frac{F_{carico}}{f_{max}} = 23748 \frac{N}{mm} \quad (1.20)$$

Questo valore si ottiene collegando " $n$ " molle uguali in parallelo:

$$n = \frac{k_{eq}}{k} \approx 14 \quad (1.21)$$

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



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

## 2. IL DISALLINEAMENTO

Il banco prova in esame è stato soggetto a diversi studi nel corso degli anni, volti a migliorarne le caratteristiche e il funzionamento. L'ultima attività è stata svolta da Santarsiero [7], il quale ha risolto i problemi di perdite dell'olio e ha consentito il monitoraggio dei livelli di pressione all'interno del riduttore inserendo un sensore acustico *PCB 106B52*.

Rimangono tuttavia alcuni problemi, come accennato nell'introduzione, il primo dei quali, nonché il più importante, è il disallineamento tra i due alberi.

### 2.1 IL DISALLINEAMENTO NELLE MACCHINE ROTANTI

Una delle maggiori cause di danneggiamento nelle macchine rotanti è la presenza di forze eccessive che agiscono sui componenti (cuscinetti, guarnizioni, carcassa) [2]. Queste causano un lento degrado dei componenti o addirittura il loro cedimento. Le forze agenti in qualsiasi sistema si possono dividere in forze statiche e forze dinamiche. Le prime agiscono sempre nella stessa direzione mentre le forze dinamiche cambiano la loro direzione o la loro intensità nel tempo.

I carichi statici sono causati dalle seguenti sorgenti:

- Forza gravitazionale
- Cinghie o catene
- Disallineamento
- Alcuni tipi di carichi idraulici o aerodinamici

I carichi dinamici invece sono causati dalle seguenti sorgenti (di seguito vengono elencati i principali):

- Sbilanciamenti
- Forze elettromagnetiche
- Strisciamento
- Presenza di oggetti in prossimità della girante di compressori e pompe

Il disallineamento è uno dei problemi più importanti che affliggono le macchine rotanti. Si verifica quando due alberi di trasmissione accoppiati non hanno l'asse di rotazione coincidente. Si possono distinguere due tipi di disallineamento: disallineamento parallelo e disallineamento angolare



**Figura 2.1:** Disallineamento parallelo e disallineamento angolare

Il disallineamento parallelo (**Figura 2.1** sinistra) si verifica ogniqualvolta gli assi di rotazione degli alberi sono paralleli e viene indentificato attraverso un offset che rappresenta la distanza tra i due assi. Il disallineamento angolare invece, si verifica quando gli assi di rotazione sono incidenti e si caratterizza attraverso l'angolo misurato tra i due assi.

Per definire completamente le condizioni di disallineamento, i due parametri precedentemente descritti vanno misurati sia sul piano verticale che in quello orizzontale. Nella maggior parte dei casi, sono presenti entrambi i tipi di disallineamento.

### 2.1.1 CONSEQUENZE DI UN CATTIVO ALLINEAMENTO

Come è stato precedentemente osservato, la presenza di condizioni di disallineamento causa problemi alle macchine rotanti [2]. Alcuni dei più comuni sono:

- Cedimento prematuro di cuscinetti, guarnizioni, alberi, accoppiamenti.
- Alta temperatura del lubrificante o in prossimità dei cuscinetti
- Il cedimento degli alberi avviene vicino ai cuscinetti interni o al mozzo di accoppiamento
- Allentamento o rottura delle viti utilizzate nell'accoppiamento.
- Elevate temperature in condizioni di funzionamento per alcuni tipi di giunti flessibili. Se l'elemento di accoppiamento è di tipo elastomerico, si evidenziano segni di usura

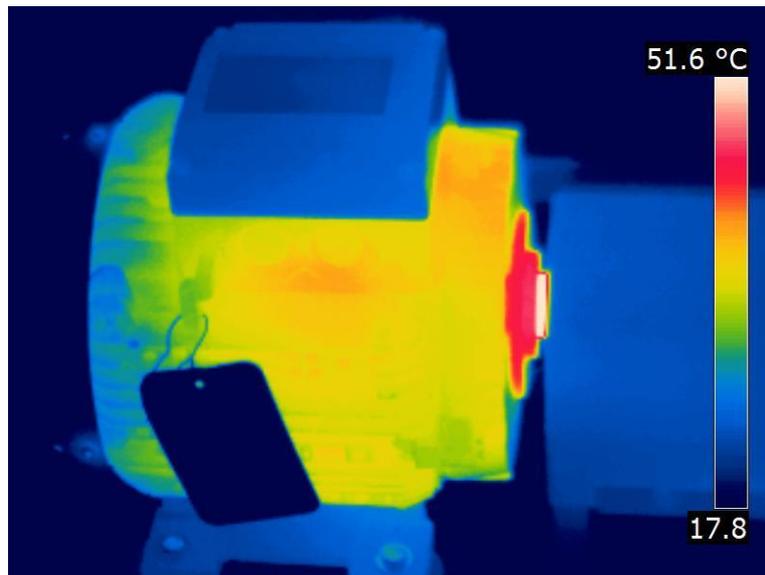
La perdita più importante è dal punto di vista economico. L'eventuale rottura di un componente causa il blocco del sistema e, oltre al costo della riparazione, si aggiungono i costi indiretti dovuti al mancato funzionamento della macchina.

## 2.2 COME RILEVARE IL DISALLINEAMENTO

Il problema del disallineamento tra due alberi è stato oggetto di numerosi studi [5]. Due sono le metodologie di analisi utilizzate per determinare se una macchina è disallineata o meno: l'analisi delle vibrazioni e la termografia a infrarossi.

### 2.2.1 TERMOGRAFIA A INFRAROSSI

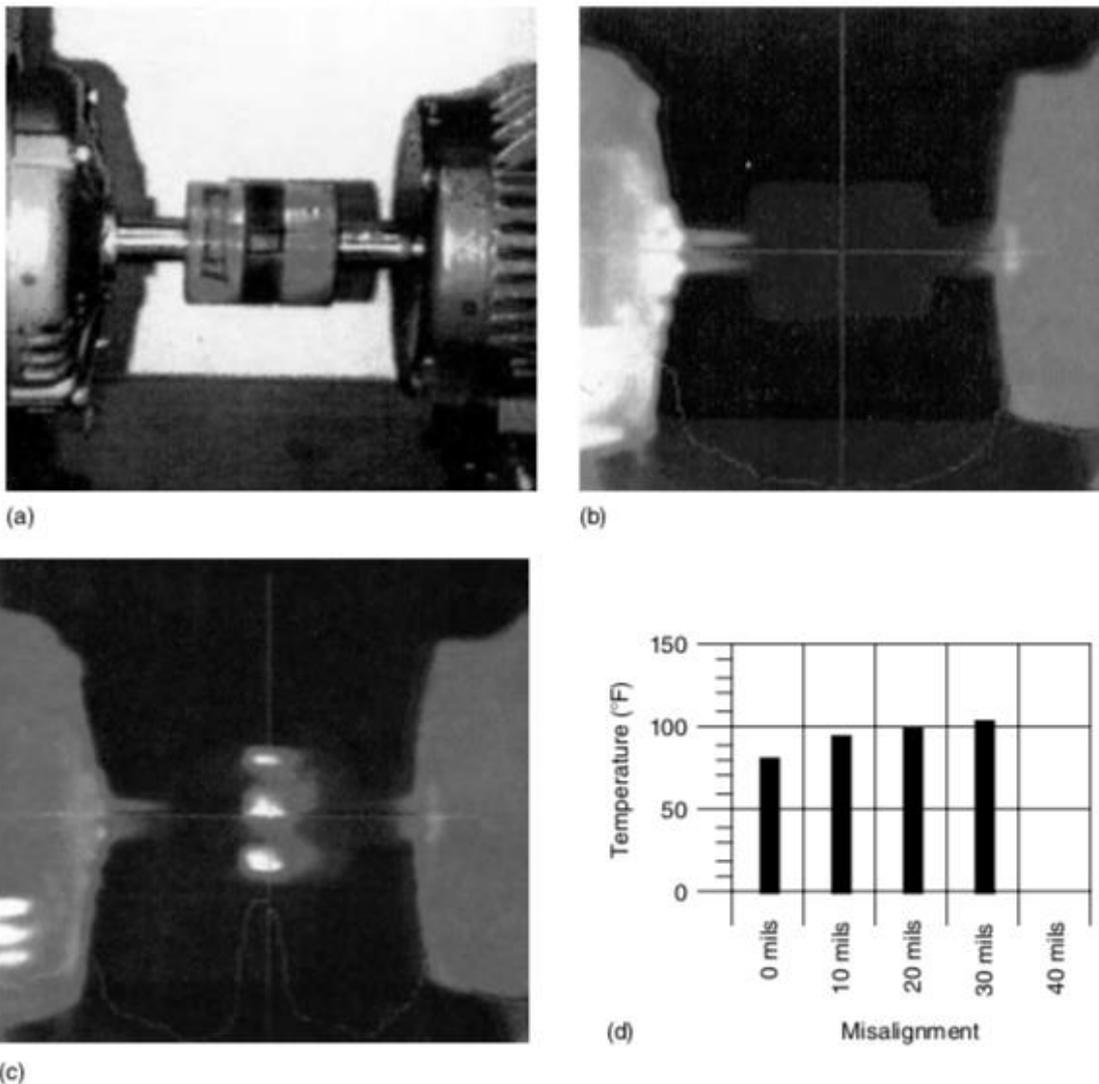
La termografia a infrarossi è una tecnica non distruttiva che permette di rilevare la temperatura superficiale di un oggetto. La tecnica si basa sul fenomeno secondo cui ogni corpo con temperatura al di sopra dello zero assoluto emette radiazioni nel campo dell'infrarosso. Tale radiazione viene rilevata attraverso l'utilizzo di una termocamera e convertita in un'immagine che mostra i livelli di temperatura dell'oggetto.



**Figura 2.2:** Immagine termica di un motore elettrico

La termografia nell'identificazione del disallineamento non può essere utilizzata per ogni tipo di sistema ma dipende dai giunti adottati. Nel caso di giunti a disco o a diaframma, la condizione di disallineamento viene assecondata attraverso la flessione degli elementi di collegamento, e la quantità di calore generata è praticamente nulla.

Diverso è il caso in cui vengono utilizzati giunti elastomerici in cui il polimero si riscalda a causa dell'attrito di strisciamento durante il moto e delle forze di taglio e compressione necessarie a permettere l'accoppiamento degli alberi. La termografia può essere applicata anche nel caso di giunti meccanici flessibili. Nei giunti a griglia ad esempio, il calore è generato dall'attrito dei denti nelle sedi di accoppiamento. In questi casi si assiste a un aumento della temperatura lineare aumentando le condizioni di disallineamento. A titolo di esempio vengono riportate delle prove effettuate con un giunto a ganascia [3].



**Figura 2.3:** Disallineamento in un giunto a ganascia (a). un immagine infrarossa del giunto con buone condizioni di allineamento (b) un immagine infrarossa del giunto in condizioni di disallineamento (c); temperatura dell'accoppiamento all'aumentare del disallineamento (step di 10millimetri)(d).

## **2.2.2 ANALISI DELLE VIBRAZIONI**

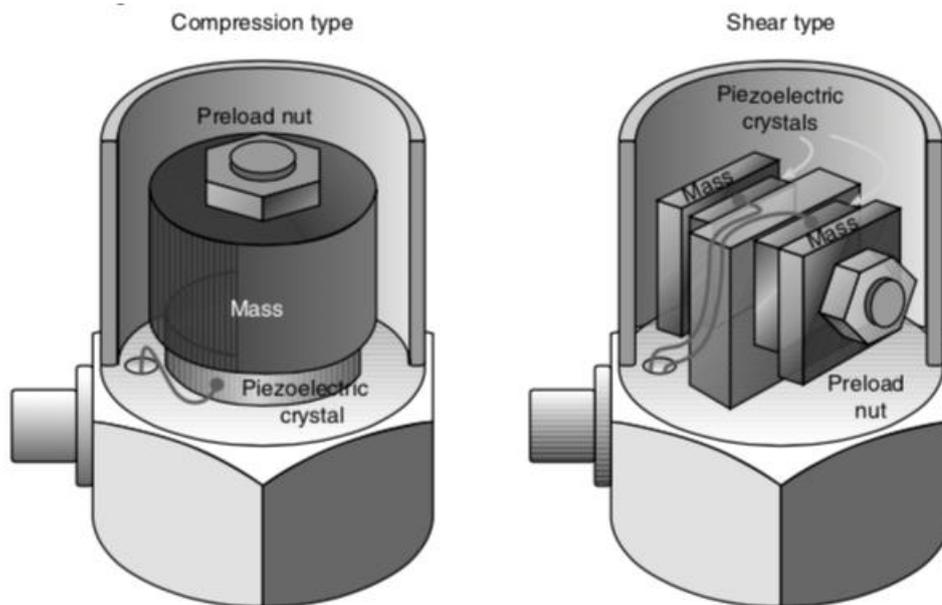
L'analisi delle vibrazioni è un metodo molto utilizzato nella rilevazione di problemi nelle macchine rotanti e costituisce il metodo utilizzato in questa tesi. Per tale motivo, si rende necessario trattare l'argomento in dettaglio.

Le vibrazioni sono il risultato di forze che cambiano direzione o intensità nel tempo. Ad esempio, un rotore sbilanciato che non ruota non vibra ma appena viene messo in rotazione inizia a vibrare. Ciò è dovuto al fatto che il centro di massa cambia posizione e di conseguenza si genera una forza centrifuga.

Quando invece due alberi sono accoppiati tra loro attraverso elementi flessibili o rigidi, in cui gli assi di rotazione non sono coincidenti, la forza trasferita tra i due alberi è statica. Se infatti l'albero motore è più alto rispetto all'albero dell'utilizzatore, questo cercherà di portare nella sua posizione l'albero condotto e viceversa. In questo modo la forza statica causa la flessione dei due alberi ma non è responsabile delle vibrazioni del sistema. Queste sono dovute principalmente a fluttuazioni di coppia motrice indotte dalla presenza di disallineamento tra i due alberi.

### **L'ACCELEROMETRO**

Per l'analisi delle vibrazioni vengono usati tre strumenti: accelerometri, sismometri e sensori di prossimità [2]. Di solito, i sensori di prossimità vengono montati permanentemente nel supporto dei cuscinetti e misurano lo spostamento dell'albero. I sismometri invece misurano la velocità di un determinato oggetto e nella meccanica vengono utilizzati, al pari degli accelerometri, sui supporti dei cuscinetti o sul telaio della macchina. Gli accelerometri misurano l'accelerazione e sono i sensori per la misura delle vibrazioni più utilizzati. Tra i più diffusi si stagliano i sensori di tipo piezoelettrico che possono essere di due tipi: a compressione o a taglio.



**Figura 2.4:** Schema di un accelerometro piezoelettrico a compressione (sinistra) e a taglio (destra)

Il principio di funzionamento di tali accelerometri si basa sulla proprietà dei materiali piezoelettrici: essi sono in grado di generare un segnale elettrico se soggetti ad una deformazione.

Sono formati da un cristallo piezoelettrico (solitamente quarzo o piombo-zirconato di titanio PZT), una o più masse inerziali e un sistema formato da una vite e un dado in grado di applicare un precarico. Nell'accelerometro a compressione, la massa è posta sopra il cristallo piezoelettrico e, sottoposta ad un'accelerazione, comprime il cristallo il quale genera il segnale elettrico. Nel caso a taglio invece, i due piezoelettrici si trovano tra le due masse sismiche e un elemento centrale. Il dado di precarico tiene insieme i componenti oltre ad applicare il precarico previsto. Quando le masse sono soggette a un'accelerazione i cristalli vengono sottoposti a una forza di taglio. Questo si traduce in una differenza di potenziale ai capi del cristallo che viene trasformata poi nel valore di accelerazione.

## **ESTRARRE INFORMAZIONI DALLE VIBRAZIONI**

Esistono due approcci nello studio delle vibrazioni: trattarle nel dominio del tempo o nel dominio della frequenza. Il segnale misurato dai sensori mostra come varia l'ampiezza della vibrazione nel tempo. Tale rappresentazione tuttavia non offre informazioni utili sulle sorgenti del problema ma è solo un indice di severità. Una rappresentazione del segnale nel dominio della frequenza al contrario, evidenzia come il segnale è distribuito

nelle varie frequenze e ciò è utile per identificare le cause dei problemi. Di seguito verranno esposti alcuni fondamenti di teoria dei segnali.

## SERIE DI FOURIER

La serie di Fourier [3] permette l'approssimazione di una funzione periodica mediante una somma di infinite funzioni armoniche. E' possibile utilizzare due diverse scritte: la forma trigonometrica e quella esponenziale.

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

$$f(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos(k\Omega_0 t) + b_k \sin(k\Omega_0 t)) \quad (2.1)$$

dove

$$a_0 = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} f(t) dt \quad ; \quad a_k = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} f(t) \cos(k\Omega_0 t) dt \quad ; \quad b_k = \frac{2}{T_0} \int_0^{T_0} f(t) \sin(k\Omega_0 t) dt \quad (2.2)$$

Gli estremi di integrazione delle (2.2) sono  $[0, T_0]$  ma è anche possibile integrare tra  $[-T_0/2, T_0/2]$ . L'insieme delle coppie  $a_k$  e  $b_k$  fornisce il *contenuto in frequenza* della funzione  $f(t)$ . Esso esprime il contributo della  $k$ -esima armonica alla somma.

La serie di Fourier in forma esponenziale (preferibile dal punto di vista numerico) permette di scrivere la funzione periodica  $f(t)$  come:

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} F_k e^{ik\Omega_0 t} \quad ; \quad F_k = \frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} f(t) e^{-ik\Omega_0 t} dt \quad (2.3)$$

In questo caso il contenuto in frequenza di  $f(t)$  è indicato dai coefficienti  $F_k$ .

## TRASFORMATA DI FOURIER

Come è stato spiegato nel paragrafo precedente, le serie di Fourier si applica a funzioni periodiche. Per estendere tale concetto alle funzioni non periodiche, basta pensare queste ultime come funzioni periodiche di periodo infinito. Modificando opportunamente le (2.3), dopo semplici passaggi, si ottiene:

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(\Omega) e^{i\Omega t} d\Omega \quad \leftrightarrow \quad F(\Omega) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-i\Omega t} dt \quad (2.4)$$

Le equazioni (2.4) si definiscono *coppia di trasformazione*: la seconda equazione, detta *Trasformata di Fourier*, permette il passaggio dal dominio del tempo a quello della frequenza (*trasformazione diretta*), mentre la prima è la *trasformata inversa* detta anche *Antitrasformata di Fourier*.

Come le serie di Fourier, la trasformata permette di conoscere quante e quali armoniche sono contenute nella funzione nel tempo esaminata e quali ampiezze di oscillazione esse possiedono. Il contenuto in frequenza di una funzione viene indicato col termine *spettro in frequenza*, o più semplicemente *spettro*.

## CONVERSIONE ANALOGICO-DIGITALE

Per capire in che modo, a partire dalla grandezza in ingresso, si ottiene il valore misurato, è necessario esporre come avviene la conversione del segnale continuo nel tempo, analogico, in una serie di valori discreti, digitali.

Il convertitore analogico-digitale scandisce la lettura dei valori del segnale a istanti equispaziati, separati da un tempo  $\Delta t$  detto *periodo di campionamento*. L'inverso del periodo di campionamento è la *frequenza di campionamento*  $f_c = f_s = 1/\Delta t$ . La macchina memorizza solo i valori corrispondenti agli istanti di lettura, detti *campioni (sample)*.

Per la scelta del 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

$$f_s \geq 2f_{max} \quad (2.5)$$

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

Tuttavia, a parte casi eccezionali, la frequenza massima non è conosciuta. Per questa ragione si ricorre a filtri analogici passa-basso detti appunto anti-aliasing, che eliminano le componenti con frequenze sopra un certo valore  $f_{max}$  impostato dall'utente.

I sistemi di acquisizione di solito impongono  $f_s = 2.56f_{max}$

Il valore di ampiezza assegnato al campione assume solo alcuni valori discreti e chiaramente non coincide col valore del segnale nell'istante di lettura. La differenza ( $\Delta V$ ) tra un valore e il successivo è chiamata *risoluzione in ampiezza* o *passo di quantizzazione* e dipende da due fattori: l'intervallo  $E_c$  e il parametro  $M = 2^{n^{bit}}$ .  $E_c$  indica qual è il campo di valori correttamente interpretabili dallo strumento, mentre  $M$  rappresenta il numero di intervalli in cui viene suddiviso  $E_c$ . 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.

$$E_c = V_{max} - V_{min} \quad ; \quad \Delta V = E_c / (2^{bit} - 1) \quad (2.6)$$

Nel linguaggio corrente il massimo tra i due moduli di  $V_{max}$  e  $V_{min}$  è indicato con il termine *fondo scala* 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  $\Delta t$  sono ignorati e i campioni sono registrati come multipli interi di  $\Delta V$ .

Avere un  $\Delta V$  piccolo significa avere una maggiore precisione nella quantizzazione. Essendo il numero di bit una caratteristica del sistema, l'unico parametro su cui si può intervenire è il campo " $E_c$ ". Ciò deve però essere compatibile con i valori in ampiezza assunti dal segnale. Con un  $\Delta V$  troppo piccolo infatti si incorre in problemi di *saturation* (*overload*) del convertitore, effetto per cui ai valori del segnale al di fuori della banda  $[V_{min}, V_{max}]$  sono attribuiti livelli errati. Prima di procedere con le misure, è dunque buona norma individuare i limiti entro i quali potranno variare i segnali e impostare la banda di conseguenza.

## TRASFORMATA DI FOURIER DISCRETA

La trasformata di Fourier si applica a funzioni il cui dominio è  $[-\infty, +\infty]$ . Le misure, naturalmente, vengono effettuate per una durata di tempo limitata e inoltre, come visto nel paragrafo precedente, non si dispone della funzione  $f(t)$  ma di un insieme finito di suoi campioni  $f_k = f(k \Delta t)$ , con  $\Delta t$  periodo di campionamento e  $k = 0, \dots, N - 1$ . Per questi motivi è necessario ricorrere alla serie di Fourier (2.3). Spesso nella pratica la sequenza di punti  $f_k$  non è periodica per cui, applicando le serie, si introduce un errore detto *leakage*. 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  $\Omega_0$  da  $2\pi/(N \Delta t)$ , il  $dt$  da  $\Delta t$ , la seconda delle (2.3), cambiando l'integrale in una somma, diventa

$$F_k = \frac{1}{N \Delta t} \sum_{n=0}^{N-1} f_n e^{-i k \frac{2\pi}{N \Delta t} n \Delta t} \Delta t \quad (2.7)$$

ovvero

$$F_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} f_n e^{-i 2\pi k \frac{n}{N}} \quad (2.8)$$

L'espressione (2.8), detta *trasformata di Fourier discreta* (DFT), consente di calcolare lo spettro di un segnale discreto. I coefficienti  $F_k$  rappresentano il contenuto in frequenza (spettro) e sono detti *linee spettrali*. La *risoluzione in frequenza*, cioè la distanza che

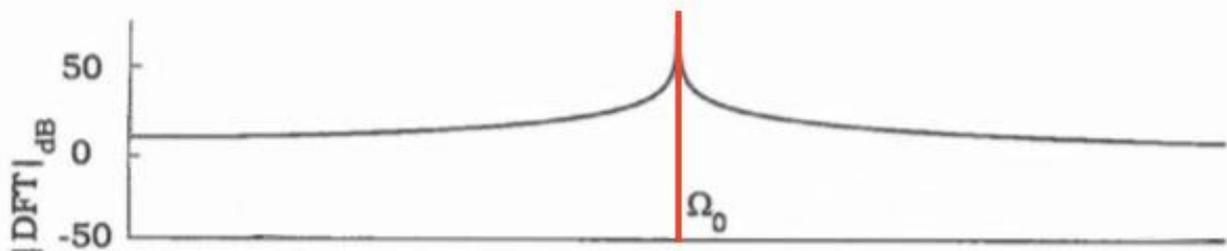
separa sull'asse delle frequenze il valore  $F_k$  dal successivo è  $\Delta f_0 = \Omega_0/2\pi = f_s/N$  : fissata la frequenza di campionamento  $f_s$  , la risoluzione in frequenza è funzione del solo numero di campioni  $N$  con i quali viene calcolata la DFT.

La (2.8) richiede un tempo di calcolo proporzionale a  $N^2$ . Cooley e Tukey presentarono un algoritmo chiamato *Fast Fourier Transform* (FFT) che permette di calcolare la DFT in un tempo proporzionale a  $N/2 \log_2 N$ . Questo algoritmo richiede un numero di punti  $N$  che sia una potenza di 2. Nei casi in cui ciò non avviene si estende la lunghezza del segnale con una sequenza di zeri tale da ottenere complessivamente  $2^m$  valori (*zero padding*).

## LEAKAGE E WINDOWING

La possibilità di incorrere nell'errore di *leakage* costituisce un serio problema nell'analisi dei dati.

Campionare una funzione per un tempo che non sia multiplo intero del suo periodo, pur nell'ipotesi di periodicità, significa analizzare una funzione diversa da quella di partenza. Il risultato è facilmente visibile nel campo delle frequenze (**Fig. 2.5**)



**Figura 2.5:** DFT di una funzione armonica con pulsazione  $\Omega_0$  (linea rossa), DFT affetta da leakage (linea nera)

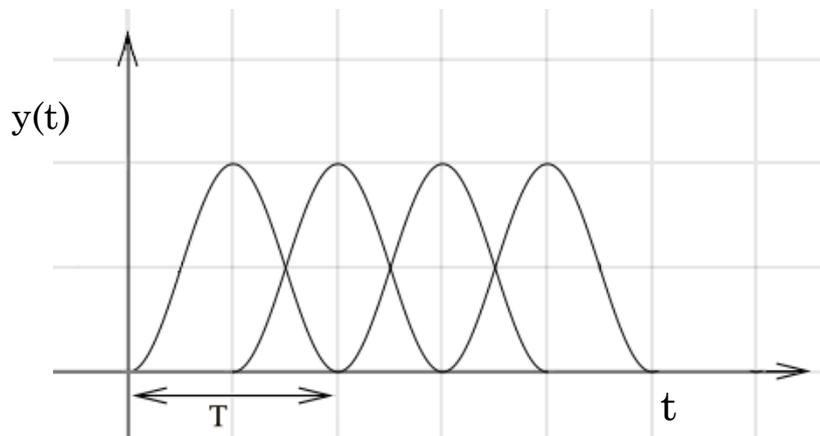
Il contenuto in frequenza della funzione è spalmato sulle frequenze vicine e il valore di ampiezza massima raggiunto è inferiore rispetto alla realtà.

Per limitare questi effetti, prima del calcolo della DFT, si procede all'operazione di *finestratura* (*windowing*). La serie di campioni è moltiplicata per una funzione *finestra* (*window*), la cui ampiezza raggiunge gradualmente lo zero ai bordi. Tra le diverse funzioni finestra è opportuno citare la *finestra di Hamming* e la *finestra di Hann*.

Ne consegue che la parte iniziale e finale di ogni sequenza perde alcune sue caratteristiche e ciò può condizionare la parte di post-processing successiva.

Per evitare questa perdita di informazioni si ricorre alla tecnica dell'*overlapping*: la fine di una sequenza e l'inizio della successiva non coincidono ma la seconda si sovrappone

alla prima in un certo intervallo. Il tempo per il quale due sequenze successive si sovrappongono è detto *overlap* ed è solitamente espresso come percentuale della durata  $T$ .



**Figura 2.6:** Overlap del 50% nella funzione di Hann

## LE VIBRAZIONI NEL DISALLINEAMENTO

L'obiettivo di questo paragrafo è caratterizzare la cosiddetta “*signature*” della vibrazione nel caso di due alberi disallineati [2]. I sintomi principalmente sono due:

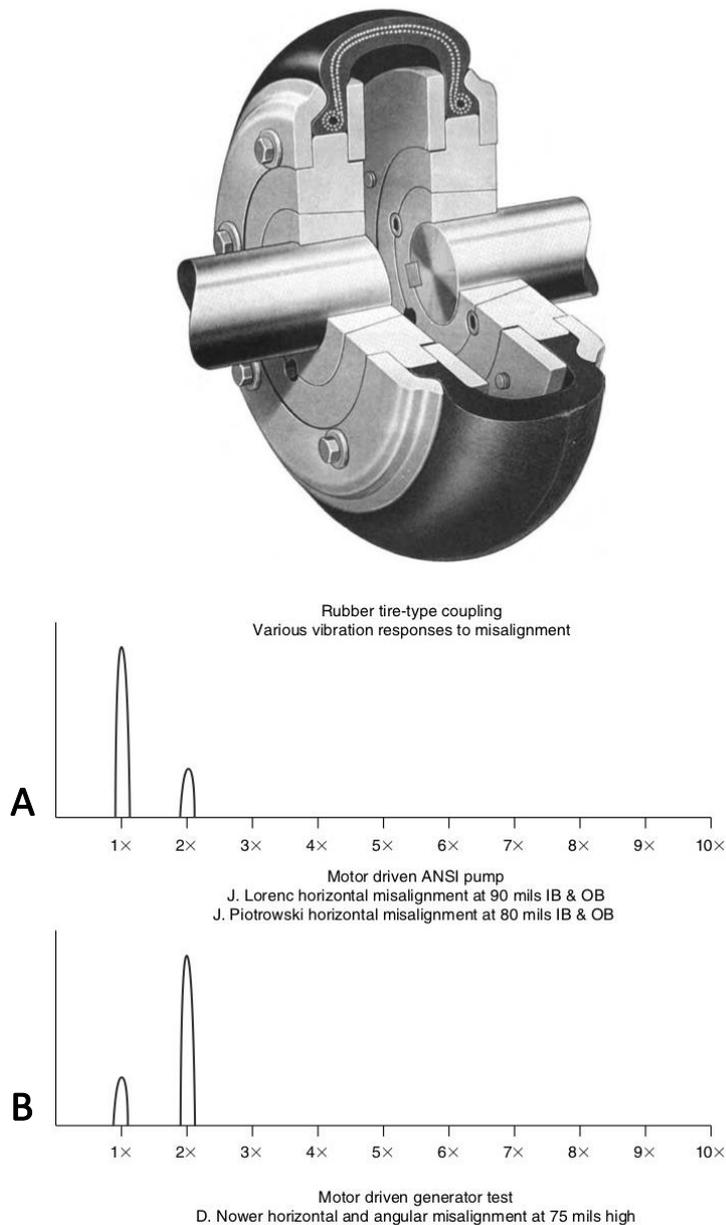
- Picchi di ampiezza elevata in corrispondenza di frequenze pari a  $1x$ - $2x$  la frequenza di rotazione dell'albero.
- Vibrazioni assiali di ampiezza elevata.

Non sempre tuttavia è possibile rilevare il disallineamento. Se la frequenza del disallineamento è lontana da una delle frequenze naturali del sistema, è possibile che non sia sufficientemente visibile nello spettro della vibrazione. Al contrario, nel caso in cui sia vicina o coincida con una delle frequenze naturali, l'effetto del disallineamento è amplificato e ciò risulta chiaramente dallo spettro (risonanza). È opportuno richiamare alcune regole generali:

- Non c'è alcuna correlazione tra la severità del disallineamento e il livello della vibrazione.
- La “*signature*” di una macchina disallineata dipende dal tipo di accoppiamento utilizzato.
- Le caratteristiche della vibrazione di una macchina su cui sono montate delle bronzine sono diverse rispetto ad una macchina con cuscinetti volventi.
- In presenza di giunti elastici, nello spettro, si osservano componenti multiple della velocità di rotazione.

## LO SPETTRO DEL GIUNTO ELASTICO

Il giunto utilizzato per accoppiare l'albero motore con l'albero master è il modello Flex60 dell'SKF [8]. Si tratta di un giunto elastico a collare costituito da due flange metalliche e un collare di materiale polimerico. Esso sopporta fino a 4° di disallineamento angolare, 1,6mm di disallineamento parallelo e 2mm di disallineamento angolare. È opportuno evidenziare che tali valori si riferiscono alle tolleranze massime sostenute dall'accoppiamento secondo i criteri di rottura o di fatica applicati. Spesso infatti risultano di gran lunga superiori rispetto ai valori tollerati dal sistema meccanico. Di seguito è riportata la "signature" di un sistema meccanico equipaggiato con questo tipo di giunto:



**Figura 2.7:** Spettro della vibrazione nel caso di disallineamento orizzontale (A), completo (B)

## 2.3 METODI PER ALLINEARE DUE O PIU' ALBERI

Quella che segue è una breve disamina sui metodi utilizzati per allineare tra loro due alberi. Gli strumenti utilizzati nelle procedure di allineamento sono molteplici: si va dai semplici, quali righe, calibri, micrometri, comparatori, fino ad arrivare a quelli più complessi, sistemi laser o ottici.

### 2.3.1 SISTEMI OTTICI

Si tratta di strumenti che combinano telescopi a bassa potenza con livelle a bolla e micrometri ottici. Vengono utilizzati per individuare piani verticali e/o orizzontali. Sono degli strumenti versatili utilizzati in una grande varietà di applicazioni: allineare fori, determinare l'ortogonalità delle superfici, la planarità e soprattutto i movimenti della macchina durante il funzionamento (OL2R: "on line to running conditions").

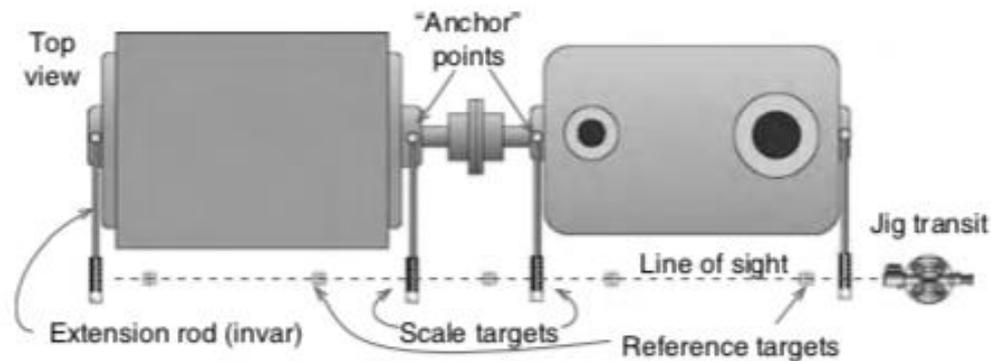
La **Figura 2.7** mostra un "jig transit". Si tratta essenzialmente di un teodolite ma non è in grado di misurare anche le posizioni angolari rispetto ai due piani verticale e orizzontale.

All'estremità del telescopio è collocato un micrometro ottico che ha la funzione di misurare l'offset tra il reticolo e il piano di riferimento.



**Figura 2.7:** Jig transit

Per allineare due macchine tra loro vengono posizionate due o più stadi graduate sulle due macchine e, una volta misurati opportunamente gli scostamenti, vengono effettuate le opportune correzioni.



**Figura 2.8:** Schema di allineamento di due macchine attraverso un jig transit

### 2.3.2 SISTEMI LASER

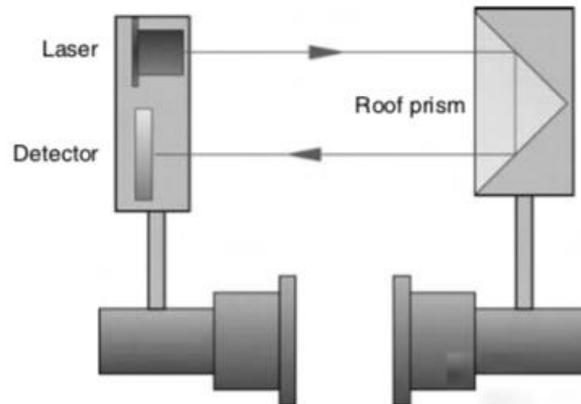
I sistemi più utilizzati per l'allineamento di due alberi sono quelli laser. Sono stati introdotti a partire dalla metà degli anni ottanta con lo sviluppo dell'elettronica e dei microprocessori e sono composti da quattro componenti fondamentali:

- L' emettitore che genera il raggio laser;
- Il ricevitore composto da un fotodiode in grado di rilevare il fascio laser;
- Il sistema di staffaggio che consente di montare gli elementi attivi sugli alberi;
- Il pannello di controllo che permette di visualizzare la posizione reciproca degli alberi

I sistemi sviluppati fino ad oggi sono fondamentalmente di tre tipi:

- Reflected beam;
- Dual Dual;
- Single beam two detectors;

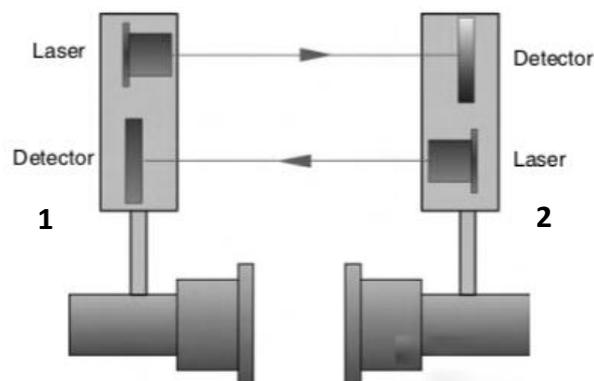
## REFLECTED BEAM



**Figura 2.9:** Reflected beam system

La **Figura 2.9** mostra il principio di funzionamento del primo metodo. I due moduli montati sugli alberi sono costituiti rispettivamente da un emettitore e un ricevitore e da un prisma a tetto. Il raggio viene ruotato di 180° attraverso il prisma e può così essere rilevato dal ricevitore.

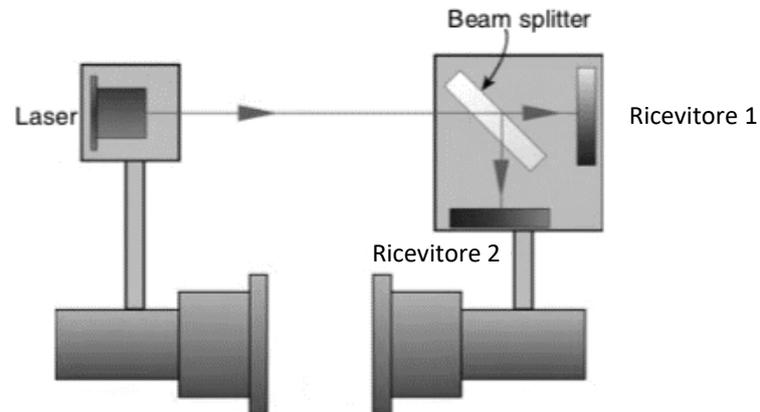
## DUAL DUAL



**Figura 2.10:** Dual dual system

A differenza del sistema precedente, i moduli montati sui due alberi sono costituiti ciascuno da un emettitore laser e un ricevitore. All'emettitore 1 corrisponde il ricevitore 2 e viceversa in modo tale che il raggio emesso da una parte sia rilevato dall'altra (**Figura 2.10**).

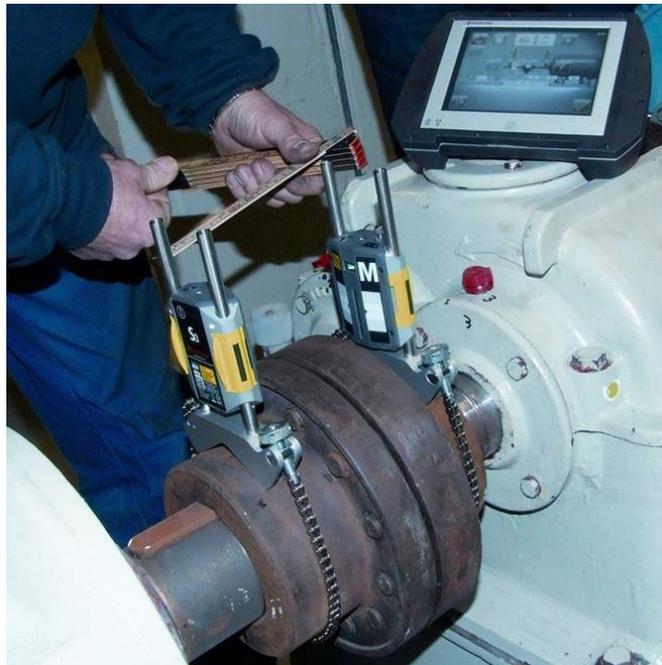
## SINGLE BEAM TWO DETECTORS



**Figura 2.11:** Jig transit

Questo sistema è costituito da un solo emettitore con due ricevitori. Il raggio laser, attraverso un beam-splitter, si divide in due parti: una parte continua lungo la sua traiettoria fino ad arrivare al ricevitore 1 mentre l'altra viene ruotata di 90° e viene accolta dal ricevitore 2.

Il sistema attualmente più utilizzato è il dual dual. A titolo di esempio viene mostrato il sistema *Fixturlaser Nxa Pro*



**Figura 2.12:** Sistema dual-dual: Fixturlaser Nxa Pro

### 2.3.3 SISTEMI MECCANICI

I primi sistemi utilizzati per l'allineamento si basavano sull'utilizzo del comparatore [2]. Esso è uno strumento meccanico che misura lo spostamento lineare e può avere una risoluzione tra 0.01mm e 0.002mm. I comparatori più semplici sono quelli a quadrante i cui elementi costitutivi sono:

- Tastatore
- Cinematismi interni
- Quadrante di lettura

Il tastatore è l'elemento attivo dello strumento ed è costituito a sua volta da uno stelo e dalla sfera di tastatura la quale agisce a contatto col pezzo. Lo stelo è collegato con un sistema di leve e ruote dentate che ne amplificano lo spostamento e permettono il movimento dell'indice sul quadrante. L'avvento dell'elettronica ha consentito uno sviluppo ulteriore di questi dispositivi. I comparatori digitali hanno la struttura simile a quella dei comparatori tradizionali con la differenza che lo spostamento dello stelo è tradotto in impulsi elettrici per mezzo di un encoder e infine trasformato nella misura vera e propria.



**Figura 2.13:** Comparatore analogico (sinistra) e comparatore digitale (destra)

### UTILIZZO DEL COMPARATORE NELLE PROCEDURE DI ALLINEAMENTO

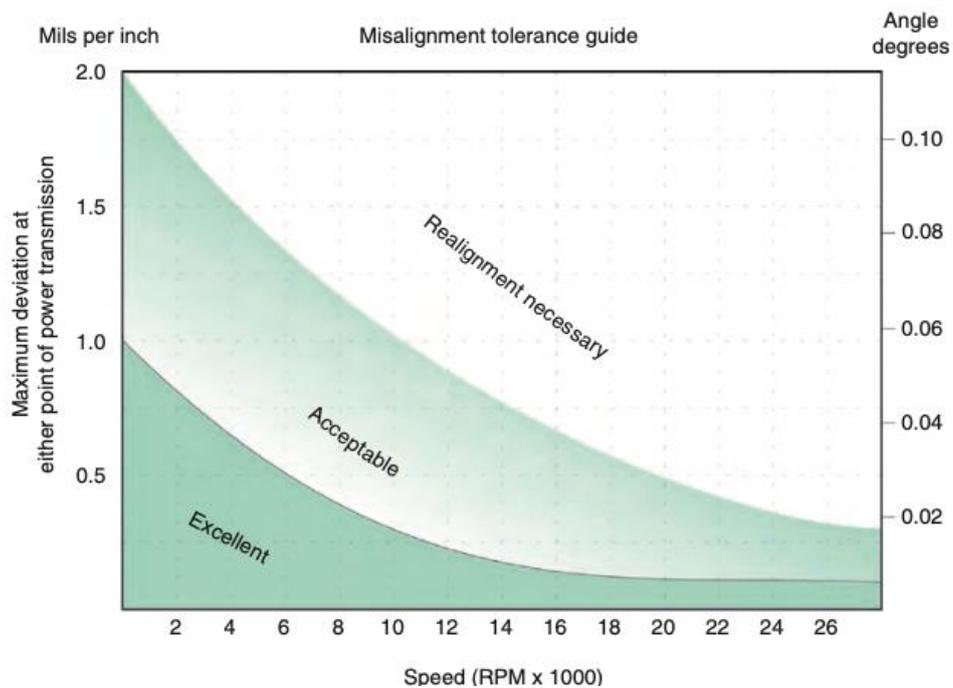
La procedura di allineamento non fa altro che determinare la posizione reciproca degli assi di rotazione, più precisamente la posizione relativa tra gli assi di rotazione in condizioni statiche.

Il comparatore viene posto all'estremità di un'asta resa solidale all'albero mediante l'utilizzo di un'apposita staffa. (**Figura 2.14**)



**Figura 2.14** Modulo di allineamento

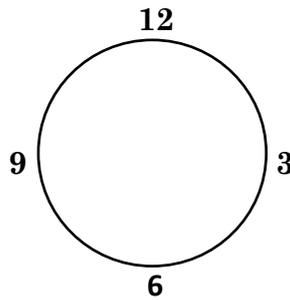
La sfera di tastatura è a contatto diretto con la superficie dell'albero da accoppiare o più spesso con la flangia di accoppiamento. L'albero e il sistema ad esso ancorato viene fatto ruotare lentamente di  $360^\circ$  e se nessuno scostamento viene misurato significa che i due alberi sono perfettamente allineati. Ciò è praticamente impossibile. Nella realtà due alberi vengono considerati allineati se il loro grado di disallineamento ricade all'interno di un certo range di tolleranza identificabile attraverso opportune tabelle. [Figura 2.15]



**Figura 2.15:** Gradi di allineamento in funzione della velocità di rotazione

Occorre individuare un riferimento per effettuare le misure. Posizionandosi di fronte alla macchina motrice viene tracciato il quadrante dell'orologio indicando le posizioni

caratteristiche ossia 3-6-9-12. (**Figura 2.16**).



**Figura 2.16:** Riferimento per le misure

A questo punto occorre posizionare il comparatore alle ore 12, azzerarlo e ruotare l'albero prendendo le misure nelle posizioni indicate in precedenza. Arrivati nella posizione di partenza la lettura dovrà essere 0. Ci si potrebbe chiedere perché le misure vengono effettuate nelle posizioni 3-6-9-12 e non in qualsiasi altre. La risposta è molto semplice. Tali posizioni rappresentano i piani lungo i quali verranno spostate le macchine per effettuare le correzioni. Le misure ottenute verranno poi inserite in due equazioni per determinare gli spostamenti da effettuare per correggere il disallineamento.

## **VALIDITY RULE**

La “*validity rule*” è una regola che deriva direttamente dalla geometria circolare degli alberi di trasmissione. Stabilisce che la somma delle misure ottenute nelle posizioni 3-9 è uguale a quella tra 12 e 6. Ciò è di enorme interesse dal punto di vista applicativo. E' possibile infatti utilizzarla per verificare se la procedura di allineamento è stata effettuata correttamente o determinare una delle 4 misure conoscendo le altre 3. Applicarla non è privo di rischi. Se il comparatore non è perpendicolare alla superficie su cui effettua la misura, durante la rotazione non descriverà un percorso circolare ma uno ellittico. In questo caso applicare la *validity rule* porterà inevitabilmente a un errore. Un altro caso in cui ciò accade è dovuto alla difficoltà nell'effettuare le letture esattamente nelle posizioni 12-3-6-9. In conclusione è consigliabile applicare la regola solo in casi strettamente necessari con le dovute accortezze.

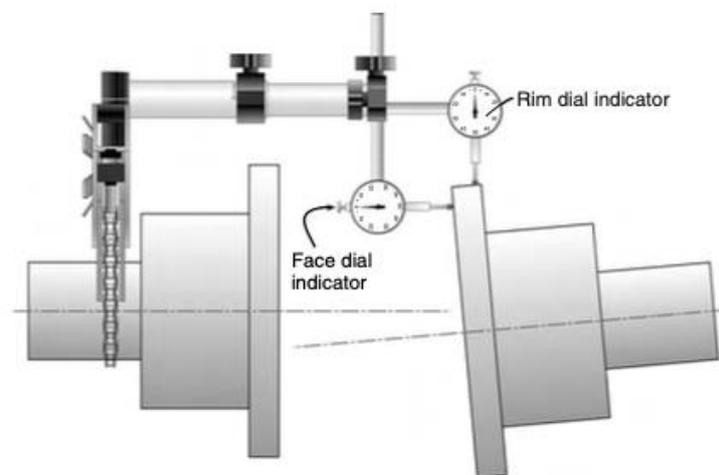
I metodi che utilizzano il comparatore sono principalmente 5:

- Face-rim
- Double radial
- Shift to spool
- Face-face
- Reverse indicator

## FACE RIM METHOD

Questo metodo è stato il primo ad essere utilizzato. Probabilmente si è sviluppato durante la rivoluzione industriale come risultato di prove continue. La sua accuratezza cresce al crescere delle dimensioni del diametro della flangia di accoppiamento per cui se ne consiglia l'utilizzo con diametri superiori a 8 pollici.

Il "face rim method" non richiede che entrambi gli alberi vengano ruotati durante la misura e questo ne costituisce il principale vantaggio. La procedura consiste nel fissare rigidamente la staffa a uno dei due alberi e posizionare un comparatore sulla superficie diametrale e l'altro sulla faccia anteriore della flangia come mostrato in **Figura 2.17**.

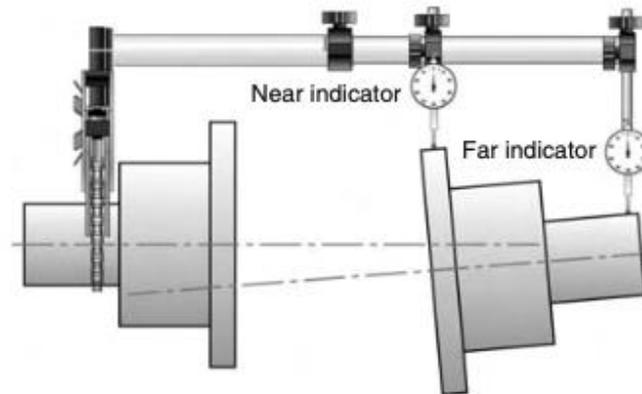


**Figura 2.17:** Face-rim method

## DOUBLE RADIAL METHOD

In questo caso i due comparatori vengono posizionati lungo la stessa direzione ad una certa distanza tra loro (**Figura 2.18**).

Come per il metodo precedente, il principale vantaggio consiste nel dover ruotare solo uno dei due alberi per effettuare le misurazioni e inoltre, nel caso in cui gli alberi montassero delle boccole (*sliding type bearings*), i movimenti assiali dei due alberi non influenzerebbero le misure effettuate. Per utilizzare tale metodo la distanza tra i due comparatori deve essere almeno 3 pollici. Non sempre quindi, la lunghezza dell'albero è tale da garantire un'adeguata accuratezza.



**Figura 2.18:** Double radial method

### SHAFT TO COUPLING SPOOL METHOD

Spesso le macchine da accoppiare sono poste a distanze per le quali i metodi precedentemente visti sono di difficile applicazione. Il metodo *shaft to coupling* viene utilizzato proprio in questi casi e viene consigliato quando le distanze tra i due alberi risultano superiori a 30-40 pollici. I campi di utilizzo sono i molteplici. Tra questi figurano i collegamenti tra turbine e compressori o generatori e i collegamenti nel sistema di ventilazione delle torri di raffreddamento.



**Figura 2.19:** Shaft to coupling spool method

Lo svantaggio di questo metodo è che bisogna ruotare entrambi gli alberi contemporaneamente.

### FACE TO FACE METHOD

Simile allo "*shaft to coupling spool method*", questa procedura si applica nei casi in cui vi è una distanza considerevole tra i due alberi. Pur non essendo molto utilizzato, tale metodo ha delle notevoli applicazioni nelle misure *OL2R*. L'accuratezza dipende dalle dimensioni della circonferenza su cui vengono effettuate le misurazioni (analogamente

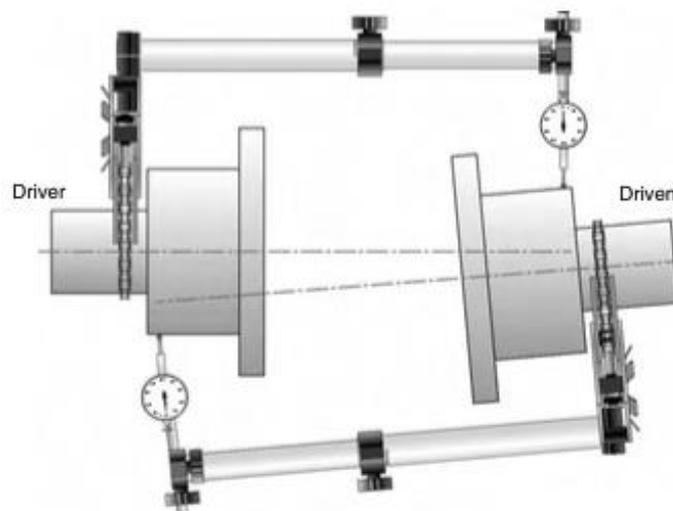
al *face rim method*). Altro vantaggio consiste nel poter fissare le staffe sul giunto di collegamento piuttosto che sugli alberi.



**Figura 2.20:** Face to face method

## REVERSE INDICATOR METHOD

Altimenti chiamato metodo double dial, è il metodo più conosciuto e diffuso e può essere utilizzato nella stragrande maggioranza dei casi. Sarà il metodo utilizzato in questo elaborato per cui la sua trattazione sarà più approfondita rispetto agli altri metodi analizzati fino ad ora. Probabilmente si è sviluppato attorno al 1950 negli Stati Uniti ed è il metodo più affidabile per l'allineamento di due alberi. E' consigliabile l'utilizzo quando la distanza tra i due punti di misura è fra 3 e 30 pollici. Lo svantaggio principale è che entrambi gli alberi devono essere ruotati contemporaneamente.



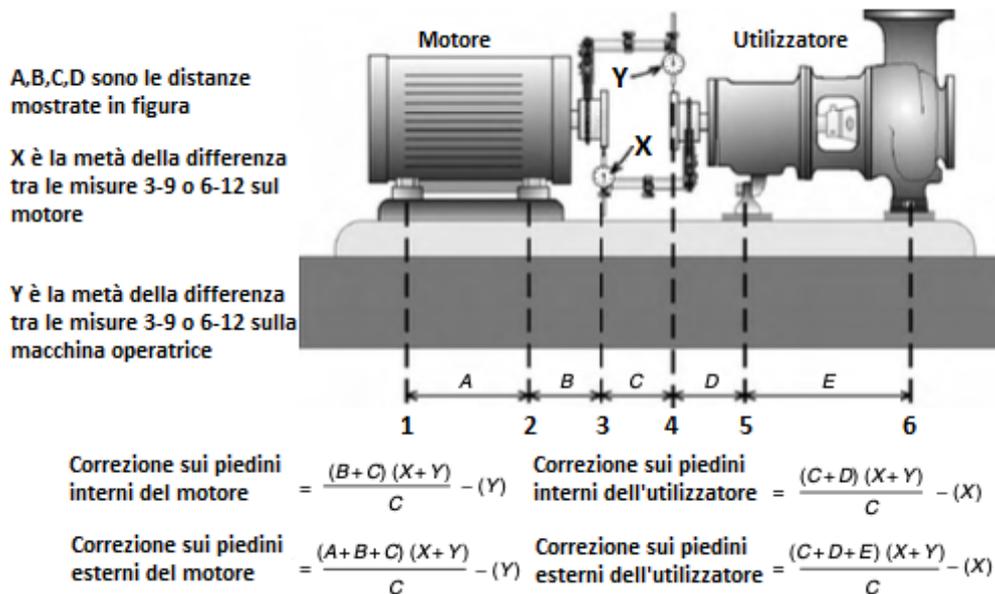
**Figura 2.21:** Reverse indicator method

## PROCEDURA

- 1) Fissare gli opportuni sistemi di ancoraggio sugli alberi e posizionare i relativi comparatori sulle superfici dell'albero opposto
- 2) Azzerare l'indicatore nella posizione 12
- 3) Ruotare gli alberi fermandosi nelle posizioni caratteristiche (3-6-9-12) annotando gli scostamenti (con segno)
- 4) Verificare che nella posizione 12 lo scostamento sia zero

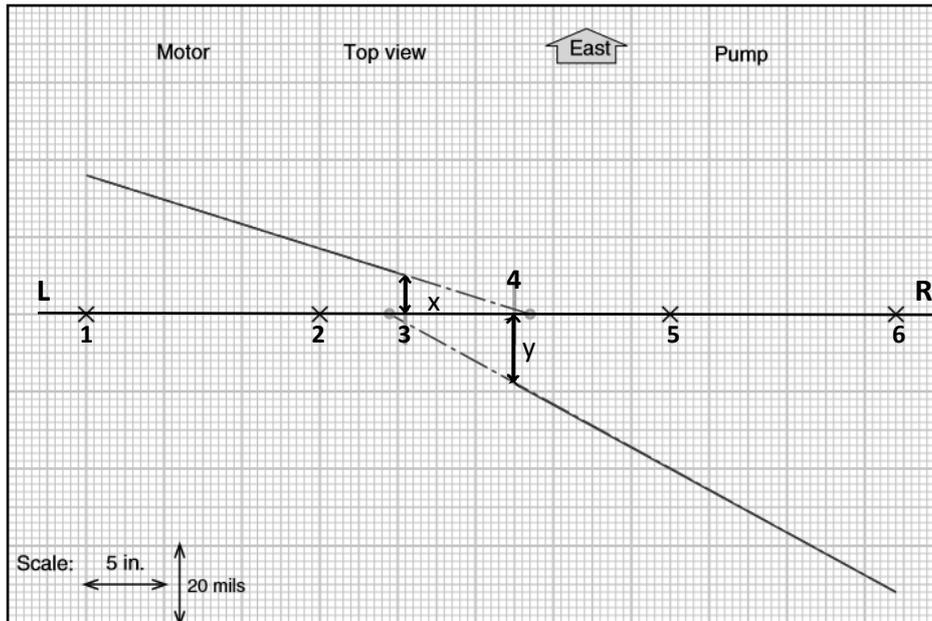
La configurazione più utilizzata è quella di **Figura 2.21** in cui i comparatori sono uno nella posizione opposta all'altro. Naturalmente nulla vieta la possibilità di utilizzare un solo modulo, prendere le misure e rimontarlo sull'altro albero. Ciò comporta però tempi più lunghi oltre che possibilità di errori senza contare la difficoltà nell'allineamento successivo (**Par. 4.2**).

La **Figura 2.22** mostra le equazioni matematiche utilizzate per ricavare le correzioni



**Figura 2.22:** Schema di allineamento con il metodo reverse indicator

Il modello restituisce quattro risultati ma solo due di questi devono essere utilizzati. Verrà cambiata la posizione di una sola delle due macchine lasciando invariata la posizione dell'altra. Attraverso tali misure è possibile inoltre modellare nello spazio la posizione relativa tra gli assi geometrici dei due alberi (**Fig. 2.23**)

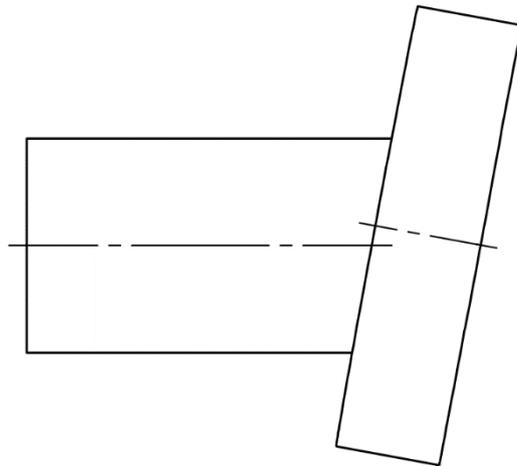


**Figura 2.23:** Posizione relativa tra gli alberi di trasmissione di un motore e una pompa

I punti 1-2-3-4-5-6 sono esattamente i punti individuati nella **Figura 2.23**, riportati su carta millimetrata secondo un certo fattore di scala. Nelle posizioni di misura (3-4) vengono segnate le distanze  $x$  e  $y$  a partire dalla linea di riferimento: positiva se la misura è negativa e viceversa. Da questi punti vengono tracciate due rette che intersecano la linea di riferimento nei punti in cui sono fissati i moduli di allineamento. In questo modo si ottiene la posizione relativa dei due assi nel piano verticale. Un grafico analogo può essere realizzato sul piano orizzontale.

## ERRORI DURANTE LE PROCEDURE UTILIZZATE

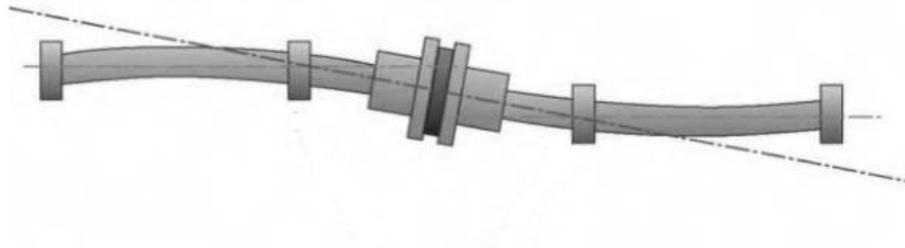
Come è stato precedentemente detto, il reverse-dial impone che i due alberi ruotino contemporaneamente. Questa è una condizione non sempre assicurabile durante la misura ma che tuttavia possiede un vantaggio non indifferente. In presenza di runout (**Fig. 2.23**) infatti, ruotando entrambi gli alberi vi è la certezza che la misura ottenuta rappresenti il solo disallineamento. La sfera di tastatura non striscia lungo il profilo della flangia ma è posizionata su un punto di essa e ne misura lo spostamento radiale durante la rotazione. Ruotando un solo albero la misura sarebbe influenzata dai difetti superficiali, nonché dal runout della flangia.



**Figura 2.23** Flangia con runout

Un altro aspetto da rammentare riguarda l'entità del disallineamento. Spesso i due alberi sono molto disallineati e di conseguenza iniziano a flettere elasticamente. Ciò si verifica sia se gli alberi sono collegati da un giunto rigido che nel caso in cui si utilizzi un giunto elastico. E' consigliabile quindi effettuare le misure con gli alberi disaccoppiati o con le viti non completamente serrate.

In questo modo si evita di incorrere in errori anche evidenti dato che si allineerebbero due alberi in condizione deformata (**Fig. 2.24**).



**Figura 2.24:** Alberi con deformazione elastica

## BAR SAG

Uno degli errori più gravi in cui è possibile incorrere nel corso della procedura di allineamento, consiste nel trascurare il cosiddetto *bar sag*. Esso consiste nello spostamento verticale dell'asta su cui viene posto il comparatore e dipende da 4 fattori:

- Lunghezza dell'asta su cui è posto il comparatore
- Forza di fissaggio del sistema sull'albero
- Rigidezza dell'asta
- *Overhung weight*, letteralmente “*peso sporgente*”, è il peso di tutto ciò che si trova oltre il vincolo ossia il peso del comparatore e dell'asta.

La procedura per determinare il *bar sag* è la seguente:

- 1) Montare i moduli sugli alberi da allineare secondo le indicazioni del metodo utilizzato
- 2) Smontare i moduli dagli alberi lasciando asta e comparatore nelle medesime condizioni.
- 3) Rimontare i moduli su un tubo e ruotare quest'ultimo di 180° annotando la misura

Il *bar sag* è dato dalla metà della misura ottenuta e deve essere inserito nelle formule per avere la corretta misura del disallineamento. Ignorarlo significa ottenere una misura che non rappresenta il disallineamento effettivo ma la somma tra quest'ultimo e il *bar sag*.



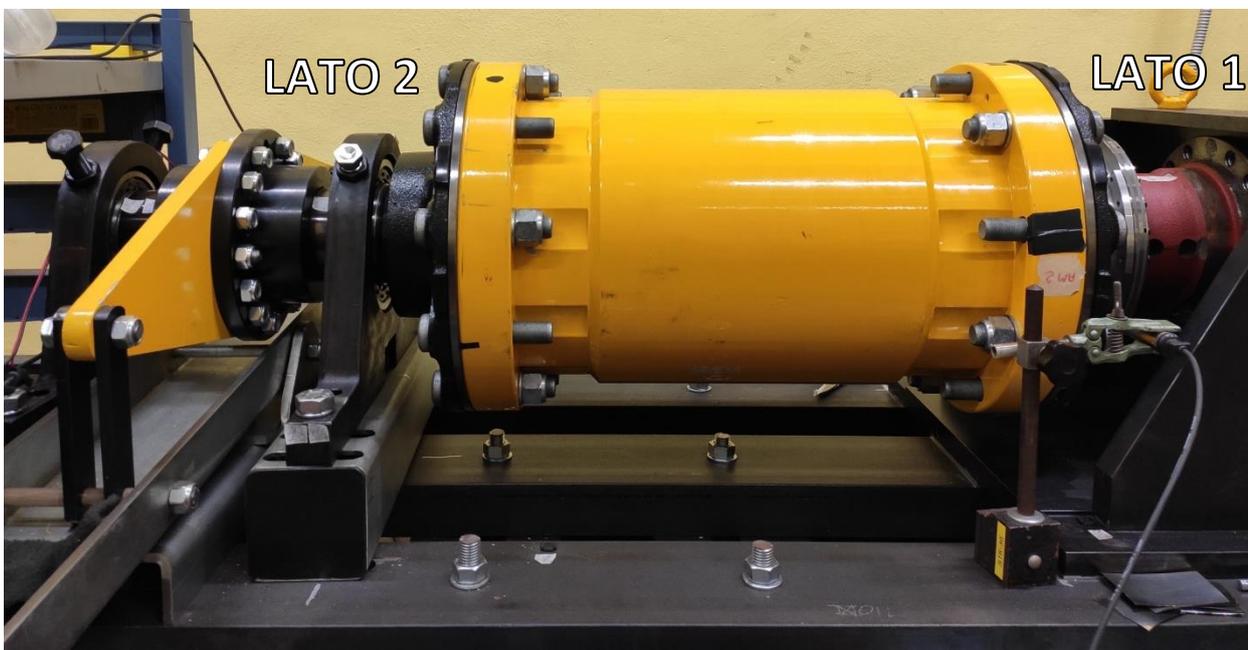
**Figura 2.25** Determinazione del *bar sag*

### 3. ACQUISIZIONE DATI

La parte seguente descrive la procedura necessaria per ottenere le misure. Prima di effettuare le prove, sono stati allineati i riduttori e i relativi componenti.

#### 3.1 REGOLAZIONI PRELIMINARI

Come è stato spiegato nel **Paragrafo 1.2**, il sistema è formato da due riduttori epicicloidali identici montati in opposizione. Per il corretto funzionamento del complessivo i due riduttori devono essere perfettamente allineati tra loro in modo tale che non si creino tensioni sugli alberi e sulle ruote. Il vincolo regolabile (Lato 2, **Fig. 3.1**) ha proprio questa funzione: oltre a sorreggere il peso dei riduttori insieme con il vincolo fisso, esso permette di regolare la posizione dell'albero slave in modo da centrare tra loro i due riduttori. Dal momento che l'albero slave è fisso e non ruota e che il portatreno ruota a una velocità diversa dall'albero master, non è possibile effettuare le procedure standard di allineamento (**Par. 2.3.2**). È necessario procedere in modo differente.

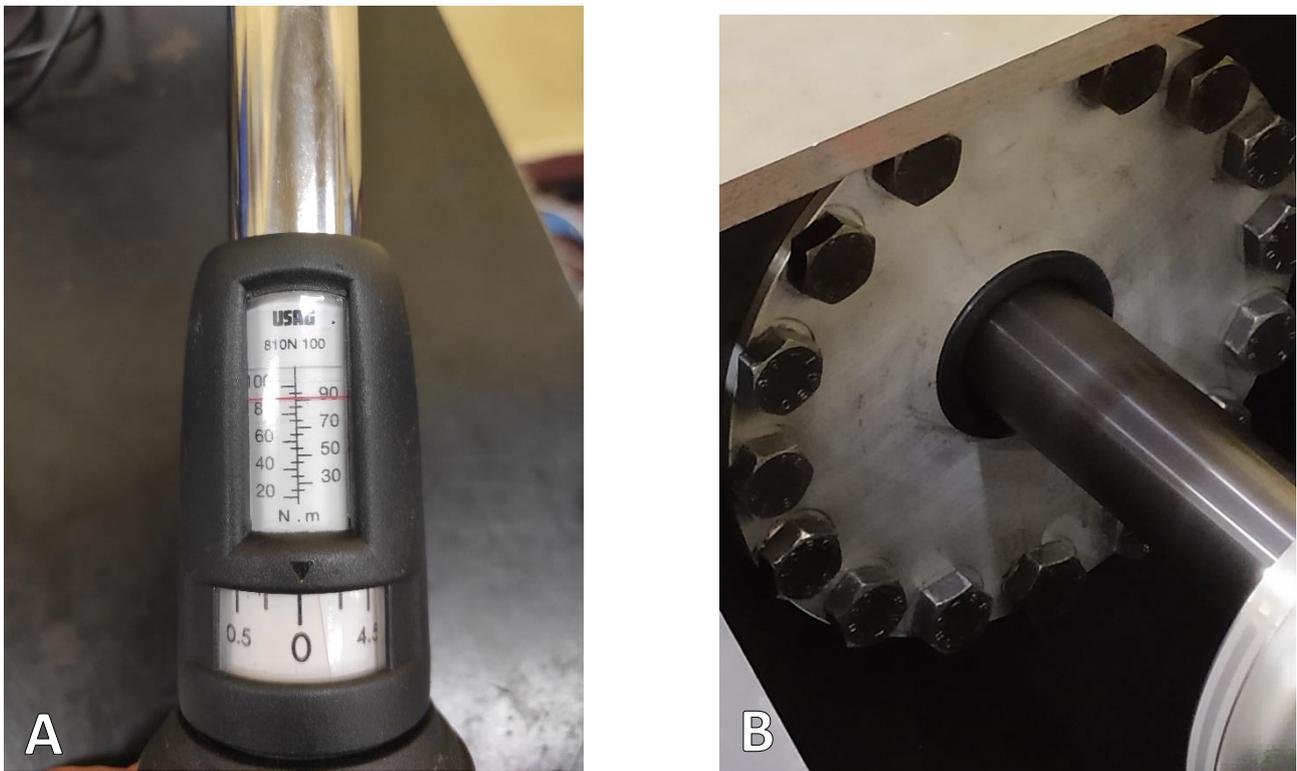


**Figura 3.1:** Riduttore

### 3.1.1 ALLINEAMENTO RIDUTTORE LATO 1

Il sistema, utilizzato per molti test, è stato sottoposto a frequenti disaccoppiamenti che inevitabilmente ne modificano l'assetto iniziale. In questa parte, si cerca di allineare il macchinario in modo da avere dei riferimenti per i lavori a seguire.

Si comincia dal lato destro (Lato 1, **Fig. 3.1**) fissando la posizione del riduttore "master" serrando le viti del tappo olio. Applicando un'eccessiva coppia di serraggio si verifica un disallineamento importante tra l'albero master e i diversi componenti del riduttore che non si riesce a compensare attraverso il vincolo regolabile [7]. D'altro canto, una coppia di serraggio troppo bassa farebbe sorgere problemi di perdita dell'olio. Per ovviare a tali problemi e per avere dei riferimenti durante le fasi di montaggio, è stata utilizzata una chiave dinamometrica. Regolando la coppia a 90Nm, si procede al serraggio delle viti del tappo olio. (**Fig. 3.2**)

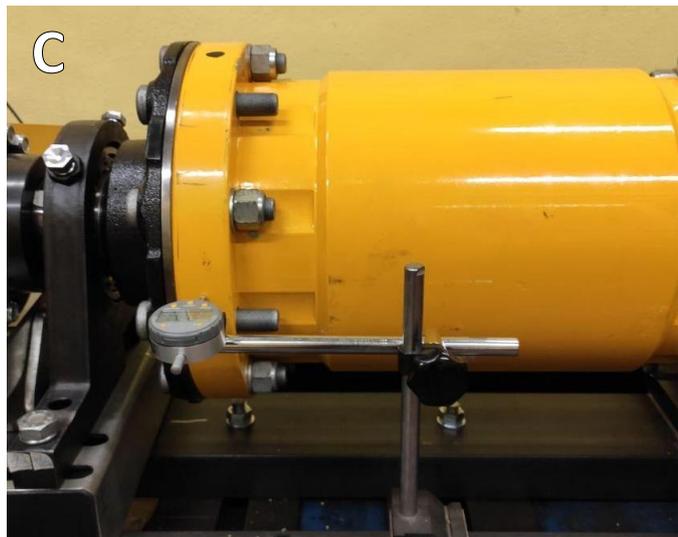
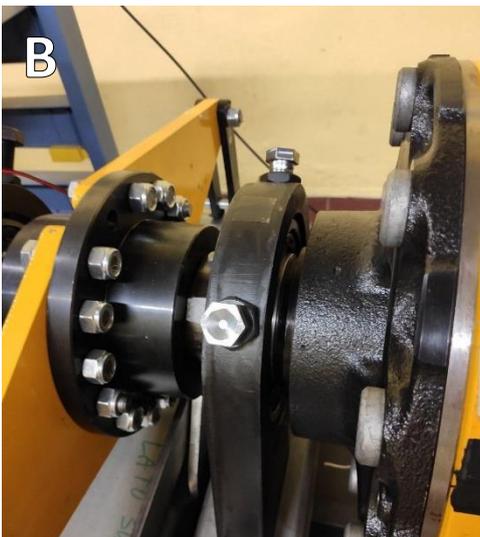


**Figura 3.2:** Chiave dinamometrica (A), tappo olio (B)

### 3.1.2 ALLINEAMENTO RIDUTTORE LATO 2

Per allineare l'albero slave all'albero master, si utilizzano le viti sui due supporti dei cuscinetti. La procedura effettuata è di tipo *trial and error*.

Viene posizionato un comparatore (Fig. 3.3-C) su una flangia del riduttore e si rilevano gli scostamenti man mano che il portatreno viene fatto ruotare. Inoltre, con l'utilizzo di un dinamometro, viene misurata la forza minima che permette la rotazione del portatreno (Fig. 3.3-A). Queste misure vengono rilevate al variare della posizione orizzontale e verticale dell'albero slave che viene realizzata serrando o allentando le viti sui cuscinetti (Fig. 3.3-B). Dopo aver effettuato diverse prove si arriva alla condizione per cui la forza minima misurata dal dinamometro è circa 7Kg-forza.



**Figura 3.3:** Misura della forza di rotazione (A), viti di registrazione della posizione (B), comparatore (C)

## 3.2 ANALISI DEI SEGNALI

Allineato il riduttore nel suo complesso, si è passati al posizionamento dei sensori e alla successiva acquisizione e analisi dei segnali provenienti da essi.

### 3.2.1 STRUMENTAZIONE

In questo paragrafo è specificata la strumentazione utilizzata per effettuare le analisi successivamente descritte. Per non appesantire la trattazione, si evidenziano solo gli strumenti importanti per le prove effettuate.

#### INVERTER

L'inverter è un dispositivo che trasforma una corrente continua (input) in corrente alternata (output) con un determinato valore di ampiezza e frequenza. Esso è collegato al motore a corrente alternata presente sul banco prova e permette la regolazione della sua velocità di rotazione. L'inverter utilizzato è il modello 3G3RX della società OMRON (Fig. 3.4).



**Figura 3.4:** Inverter (a sinistra) e grafico per la programmazione delle rampe (a destra)

Il grafico di **Figura 3.4** mostra l'andamento della frequenza di uscita in funzione del tempo. Esso è costituito da una rampa di accelerazione, un tratto costante e uno di decelerazione. I parametri da settare sono: A004, ossia la frequenza massima

raggiungibile; F001, la frequenza di uscita; F002, il tempo di accelerazione; F003, il tempo di decelerazione.

Il tempo di accelerazione F002 è il tempo necessario per raggiungere la frequenza massima A004 (50 Hz) mentre il tempo di decelerazione è il tempo affinché, partendo da A004, si arrivi a 0.

Impostando una frequenza di uscita diversa occorre quindi impostare un tempo equivalente tenendo presente la forma lineare delle due rampe. I valori utilizzati nelle prove sono specificati nel **Paragrafo 3.3**.

## SENSORE DI PROSSIMITA'

Questo strumento rileva la presenza di un oggetto senza contatto fisico generando un segnale di tipo *on/off*.

Nei test del banco prova è stato utilizzato un sensore di prossimità induttivo, adibito allo scopo di *contagiri*. Il circuito oscillatore, composto da una bobina avvolta su un nucleo di ferrite, genera un campo magnetico. In presenza di un oggetto di materiale metallico il campo viene indebolito e questo si traduce in una riduzione dell'ampiezza delle oscillazioni. Tale diminuzione dipende dalla distanza dell'oggetto dal sensore e sotto una certa distanza il segnale cambia. La portata di tali sensori è nell'ordine di qualche millimetro e un grande vantaggio è l'elevata frequenza di commutazione.

E' stato posto nella vicinanza delle teste delle viti del *portatreno* (sono presenti 10 viti) (**Fig. 3.5**), in modo da poter determinare, seppur indirettamente, la sua velocità di rotazione. (dopo 11 commutazioni del segnale, il *portatreno* avrà compiuto un giro).



**Figura 3.5:** Sensore di prossimità (contagiri)

## TRASDUTTORE DI FORZA

Chiamato anche *cella di carico*, permette di controllare la forza applicata attraverso il sistema di leva, quindi la coppia resistente sui denti del riduttore, in modo da poter svolgere le prove con diversi livelli di carico. Il modello presente sul banco è fornito dalla società LEANE – SEDEME tipologia BD ed è mostrato in **Figura 3.6**.

Questo sensore è collegato a un alimentatore (**Fig. 3.6**), dotato di un piccolo schermo che indica la forza misurata in [kN].



**Figura 3.6:** cella di carico (a sinistra) e suo alimentatore (a destra)

## SCHEDA DI ACQUISIZIONE

Tramite questo strumento è possibile monitorare, registrare e post-elaborare i segnali ricevuti dai trasduttori adoperati per le diverse analisi.

In laboratorio è presente la scheda di acquisizione OROS OR38 (**Figura 3.7**). Viene utilizzata in misure acustiche e vibrazionali ed è dotata di 24 canali con *fondo scala* indipendenti. La scheda è interfacciabile con Pc attraverso collegamento ethernet. Il software NVGate, fornito assieme alla scheda, permette di salvare le misure in formato Matlab (.mat) per essere successivamente analizzate.



**Figura 3.7:** Scheda di acquisizione (a sinistra) e notebook utilizzato (a destra)

## ACCELEROMETRI

Nel banco prova sono stati utilizzati quattro accelerometri (**Par. 2.2**). Si tratta di sensori di tipo piezoelettrico triassiali.

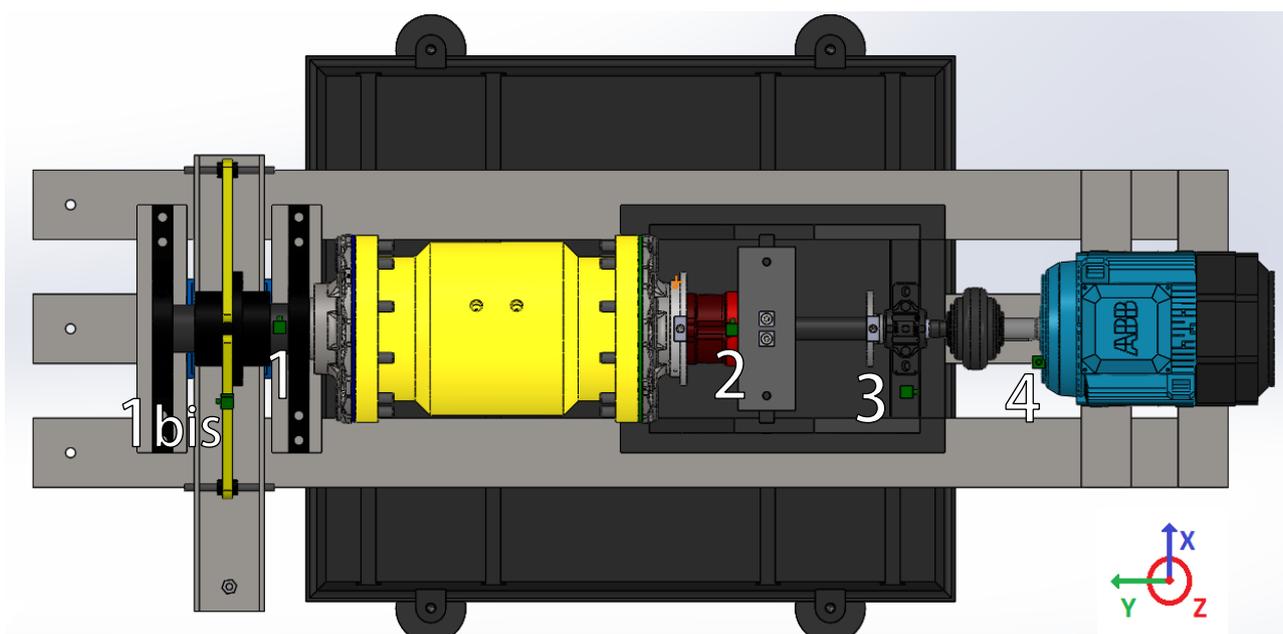
Nei test effettuati sul banco prova, sono stati utilizzati tre modelli diversi di accelerometri: KISTLER 8688A10 (**Fig. 3.8-A**), accelerometro triassiale di sensibilità di  $51 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$ ; KISTLER 8763A500 accelerometro triassiale di sensibilità di  $1 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$  (**Fig. 3.8-B**); PCB 356A16 (**Fig. 3.8-C**), accelerometro triassiale con sensibilità di  $10,2 \text{ mV}/(\text{m/s}^2)$ .



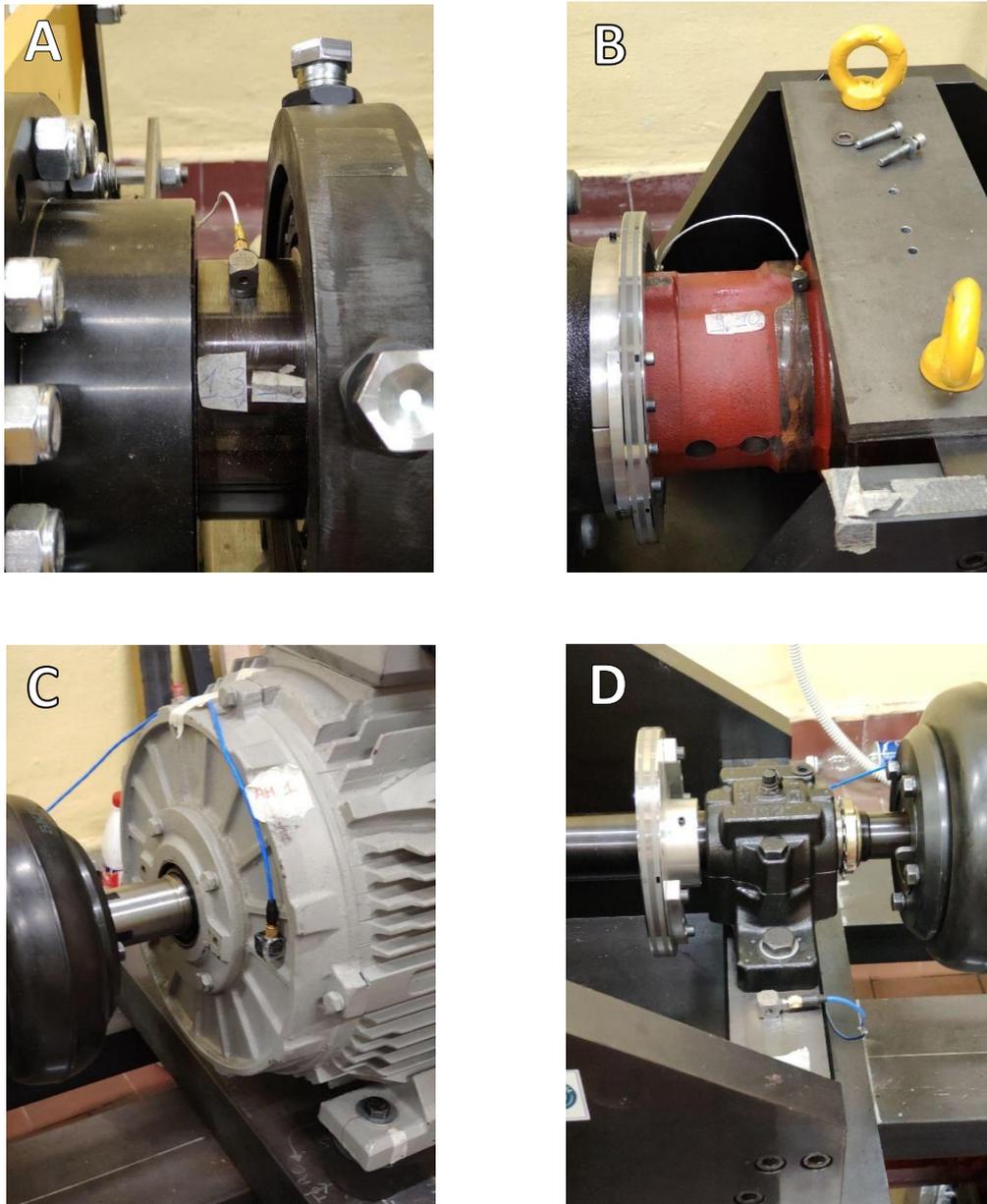
**Figura 3.8:** accelerometri utilizzati

## 3.3 ESECUZIONE DELLE PROVE

I quattro accelerometri vengono posizionati nei punti più significativi per l'analisi da effettuare, in questo caso vicino ai cuscinetti. Gli assi degli accelerometri vengono associati a un sistema di riferimento globale stabilito, rendendo più semplice la lettura dei dati (**Fig. 3.9**).



**Figura 3.9:** Banco prova con accelerometri (in verde)



**Figura 3.10** Posizione degli accelerometri

Una volta posizionati gli accelerometri si procede all' esecuzione dei test. Sono state effettuate una serie di prove di durata 3 minuti con diverse velocità di rotazione e impostando una determinata coppia sul riduttore. In particolare:

- Velocità di rotazione 5-10-15Hz
- Velocità di rotazione oraria- antioraria
- Velocità costante - rampa di accelerazione – rampa di decelerazione
- Coppia nulla (C0) -  $C_{max}/2$  –  $C_{max}$

Per quanto riguarda la coppia da impostare, occorre agire sul sistema di leva (**Par. 1.2.4**) e applicare una forza  $F_L$  di 0.1kN (C0) , 3.8kN ( $C_{max}/2$ ) e 7.6kN ( $C_{max}$ ) a seconda del caso che si vuole esaminare.

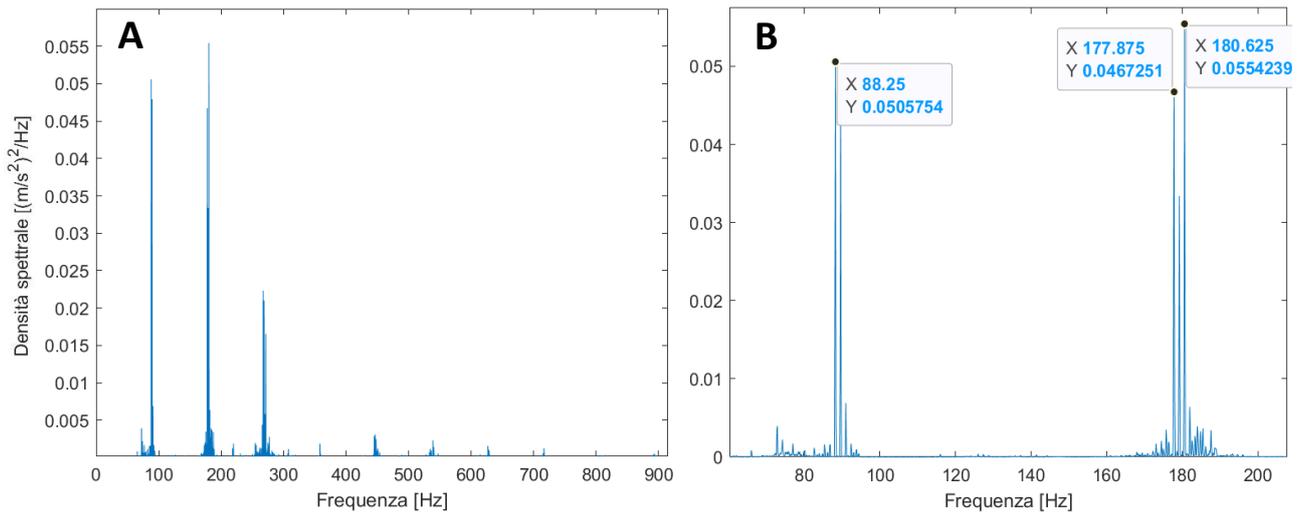
Le prove sono caratterizzate da un campionamento di 2,048 kS/s con banda passante 800Hz. Ottenute le misure, se ne ricava la PSD attraverso il metodo di Welch utilizzando la funzione Matlab “*pwelch*”. Alle tracce è stata applicata una funzione finestra con NFFT=4096\*4 e *overlap* del 65%. Prima di fare questo, a ogni segnale viene sottratto il proprio valor medio al fine di eliminare il “*DC term*” e quindi il valore a 0 Hz nello spettro.

La **Tabella 3.1** riassume i parametri caratteristici delle prove.

Velocità di rotazione [Hz]	5	10	15
Frequenza di ingranamento [Hz]	92,44	184,88	277,32
Frequenza del portatreno [Hz]	1,44	2,88	4,32
Bande laterali [Hz]	$92,44 \pm k*1,44$	$184,88 \pm k*2,88$	$277,32 \pm k*4,32$
F002 (rampa accelerazione) [s]	1800	900	600
F003 (rampa decelerazione) [s]	1800	900	600

**Tabella 3.1:** Parametri caratteristici delle prove

Verranno esposti solo alcuni dei casi effettivamente studiati, in particolare ci si concentra adesso sulle vibrazioni in direzione Y.



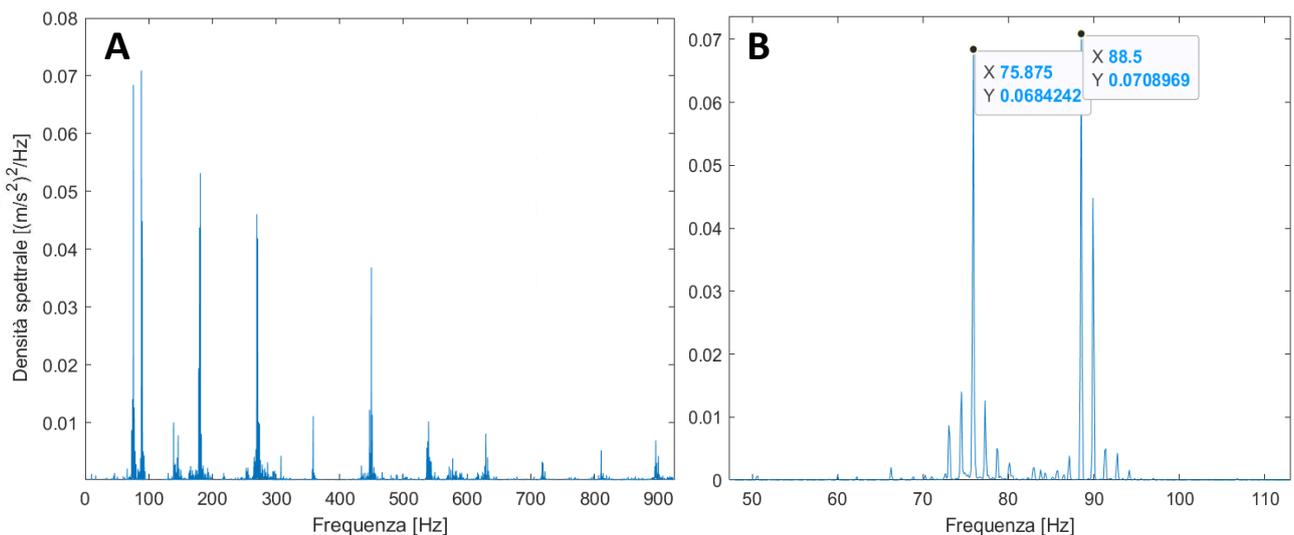
**Figura 3.11:** Spettro accelerometro 1, C0, 5Hz costante, verso orario (A), dettaglio (B)

La **Figura 3.11-A** mostra il segnale dell'accelerometro 1. I picchi più elevati sono in corrispondenza della frequenza di ingranamento e delle sue armoniche. Altrimenti detta *meshing frequency*, è la frequenza caratteristica di qualsiasi riduttore ed è visibile nello spettro indipendentemente dalle condizioni delle ruote.

Nel caso di un riduttore epicicloidale si calcola come:

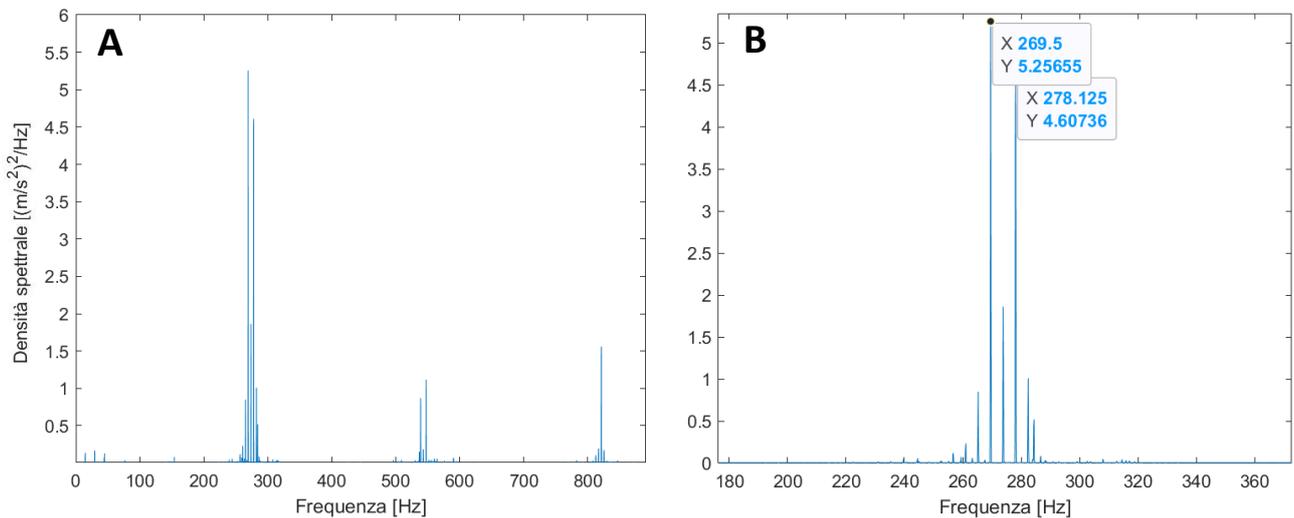
$$f_m = f_p * z_c \quad (3.1)$$

dove  $f_p$  è la frequenza del portatreno mentre  $z_c$  è il numero di denti della corona.



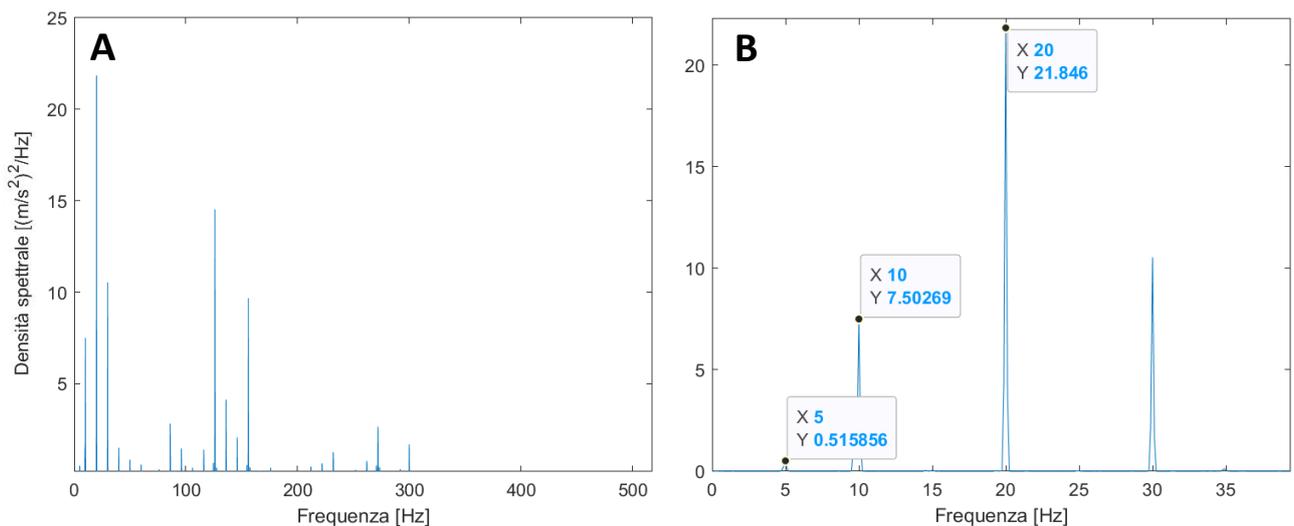
**Figura 3.12:** Spettro accelerometro 1, Cmax, 5Hz costante, verso orario (A), dettaglio (B)

La **Figura 3.12** mostra lo stesso segnale con carico Cmax. Si osserva un incremento nell'ampiezza dei picchi nonché una maggiore distribuzione dell'energia nelle armoniche di ordine superiore. Nel dettaglio **(B)** di figura sono più facilmente distinguibili le bande laterali. Esse sono di fondamentale importanza nella rilevazione di difetti nei denti delle ruote.



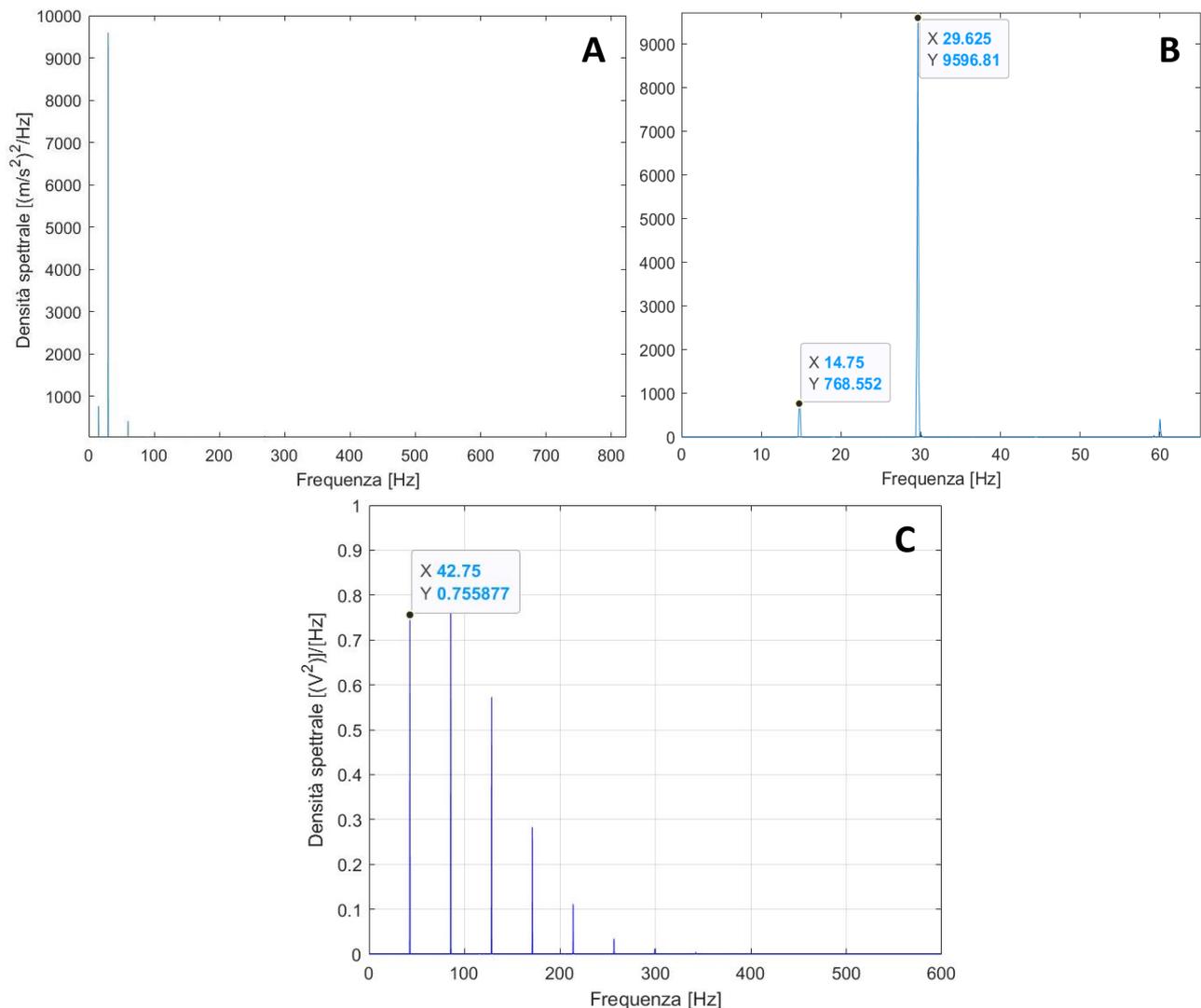
**Figura 3.13:** Spettro accelerometro 1, Cmax, 15Hz, verso orario (A), dettaglio (B)

A 15Hz con carico massimo (**Figura 3.13**), la maggior parte dell'energia è concentrata sulla frequenza di ingranamento e la sua ampiezza è maggiore rispetto ai casi con carico nullo e 5Hz.



**Figura 3.14:** Spettro accelerometro 4, C0, 5Hz costante, verso orario (A), dettaglio (B)

La “signature” dell’accelerometro 4 è molto diversa dalla precedente. In **Figura 3.14** i picchi più grandi sono in corrispondenza della velocità di rotazione e delle sue armoniche. Il fatto che, a differenza di quanto visto per l’accelerometro 1, prevalgono tali frequenze rispetto a quella di ingranamento è dovuto alla posizione dell’accelerometro (sul motore e quindi vicino all’albero master).



**Figura 3.15** Cmax, 15Hz costante: Spettro accelerometro 4 verso orario (A) , dettaglio (B); Spettro contagiri (C)

Si deduce quindi come lo spettro sia influenzato dalle condizioni operative: una velocità di rotazione maggiore e un carico maggiore sul riduttore si traducono in picchi di maggiore ampiezza. E’ opportuno sottolineare come in molti casi (**Fig. 3.11-3.12-3.13-3.15**) i picchi si posizionino non esattamente in corrispondenza delle frequenze caratteristiche. La spiegazione è che la velocità di rotazione dell’albero motore è leggermente diversa da quella impostata sull’inverter e dipende sostanzialmente dal carico sul riduttore. In **Figura 3.15-C** è visibile lo spettro del “contagiri”. Il primo picco a 42.75Hz è direttamente associato alla velocità di rotazione del portatreno. Il contagiri,

si ricordi, è un sensore di prossimità che commuta il proprio segnale al passaggio delle viti del portatreno (**Par.3.2**).

Ottenuta la velocità di rotazione del portatreno si può poi ricavare la velocità di rotazione dell'albero master (**Par 1.1.2**):

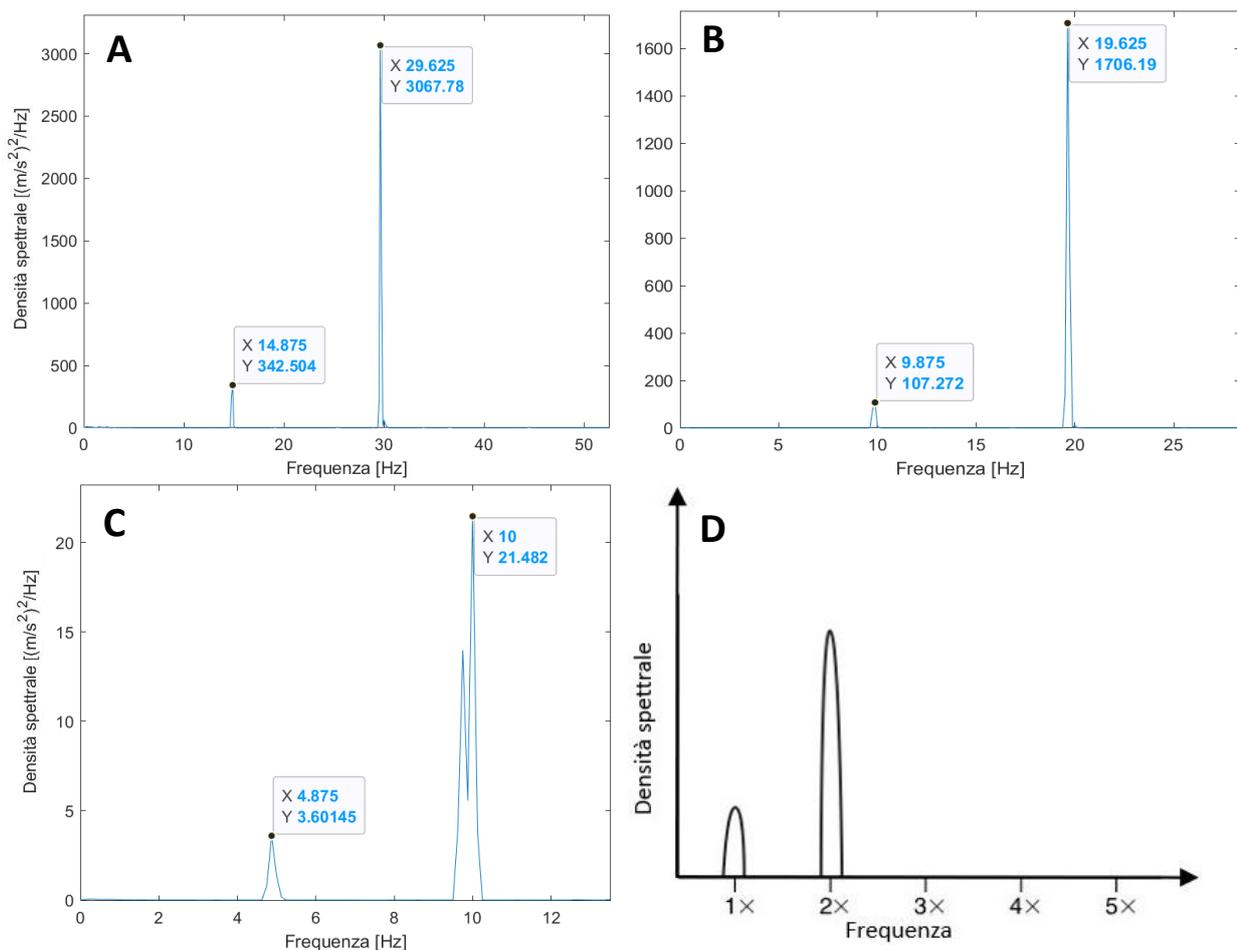
$$\Omega = \frac{42.75\text{Hz}}{10} = 4.275\text{Hz} \qquad \omega_1 = \frac{\Omega}{\tau_{gl}} = \frac{4.275\text{ Hz}}{0.289} \approx 14.79\text{Hz}$$

dove:  $\Omega$  è la velocità di rotazione del portatreno; 10 è il numero di viti del portatreno;  $\omega_1$  è la velocità di rotazione dell'albero motore e  $\tau_{gl}$  è il rapporto di trasmissione globale del riduttore.

Il valore ottenuto (14.79Hz) rappresenta l'effettiva velocità di rotazione dell'albero motore ed è identificabile nel dettaglio di **Figura 3.15-B**.

Mentre i picchi in corrispondenza della frequenza di ingranamento sono tipici dei riduttori, quelli in corrispondenza della frequenza di rotazione del motore indicano diversi problemi (Es. **Fig. 3.15-A**).

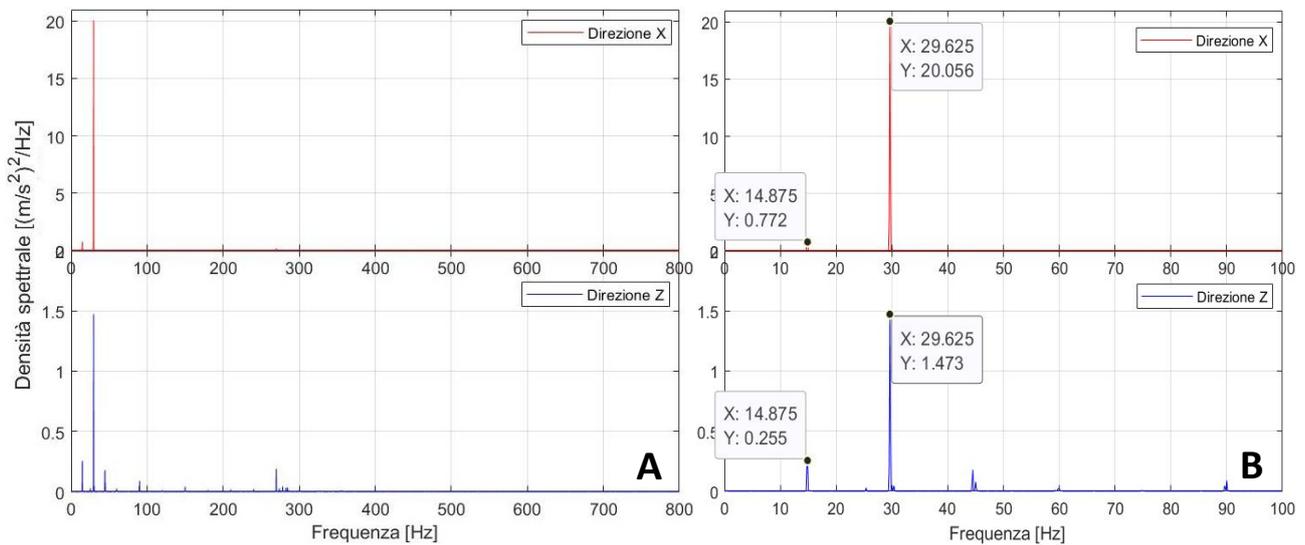
In questo caso, gli spettri dell'accelerometro 4 sono assimilabili a quello della **Figura 2.7** e indicano dunque un problema di disallineamento (**Fig. 3.16**).



**Figura 3.16:** Confronto tra diversi spettri dell'accelerometro 4: 15Hz costante ,verso antiorario, Cmax/2 (A); 10Hz costante, verso orario, C0 (B); 5Hz verso orario, Cmax (C); Dettaglio **Figura 1.2**: spettro atteso in presenza di disallineamento misto (D)

La “signature” nelle altre direzioni (X, Z), per i vari accelerometri, è sostanzialmente simile a quella in direzione Y. Le frequenze caratteristiche sono ancora una volta la frequenza di rotazione e quella di ingranamento con le rispettive armoniche.

La **Figura 3.17** mostra lo spettro nelle direzioni X e Z dell’accelerometro 4. Le ampiezze osservate sono più basse rispetto alla direzione Y che è quella lungo cui si osservano le vibrazioni più severe. In generale ci si aspetta un comportamento pressochè identico nelle due direzioni dato che si tratta di due direzioni radiali. Si riscontra invece una *signature* diversa dovuta alla differente rigidezza dei supporti di gomma montati sotto i piedini del motore, i quali hanno uno smorzamento maggiore in direzione Z piuttosto che in direzione X. Ciò è evidente dal dettaglio (**B**) di figura in cui le ampiezze più elevate sono rispettivamente 20 (m/s<sup>2</sup>)/Hz e 1.47 (m/s<sup>2</sup>)/Hz.



**Figura 3.17:** Accelerometro 4, 15Hz verso orario, Cmax: direzioni X e Z (A); dettaglio (B)

## 4. ALLINEAMENTO

### 4.1 MISURAZIONE DEL DISALLINEAMENTO

Il metodo utilizzato, scelto tra quelli precedentemente elencati, è il *reverse dial*, essendo il migliore dal punto di vista della precisione e dell'accuratezza. Per realizzare i due moduli di allineamento sono stati utilizzati due comparatori e le aste di supporto disponibili al laboratorio di meccanica (DIMEAS), ma è stato necessario acquistare delle opportune staffe per fissare la strumentazione sugli alberi (**Fig. 4.1**). Le staffe sono state acquistate dalla Vibralign mentre due ulteriori aste verticali di accoppiamento sono state realizzate nell'officina del laboratorio.



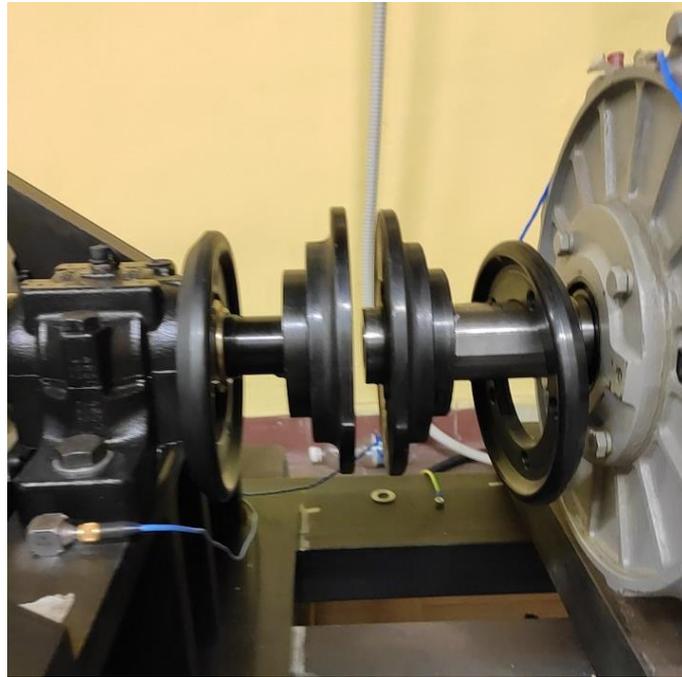
**Figura 4.1:** Staffe di fissaggio (destra), aste di supporto e comparatori (sinistra)

Il metodo utilizzato per misurare il disallineamento è in realtà una variante del *reverse dial*. La geometria del banco infatti non permette di ruotare i moduli di allineamento di  $360^\circ$  ma al massimo di  $180^\circ$ . Per ovviare a questo problema si utilizza la validity rule, calcolando la misura in posizione 6 come differenza tra la somma delle misure nelle posizioni 3 e 9 e la misura in posizione 12. Tale metodo viene utilizzato regolarmente da molte aziende tra cui la *Fixturlaser*. Quest'ultima ha creato un tool che guida passo passo nella procedura di misura: l'app utilizzata si chiama *Dials*.



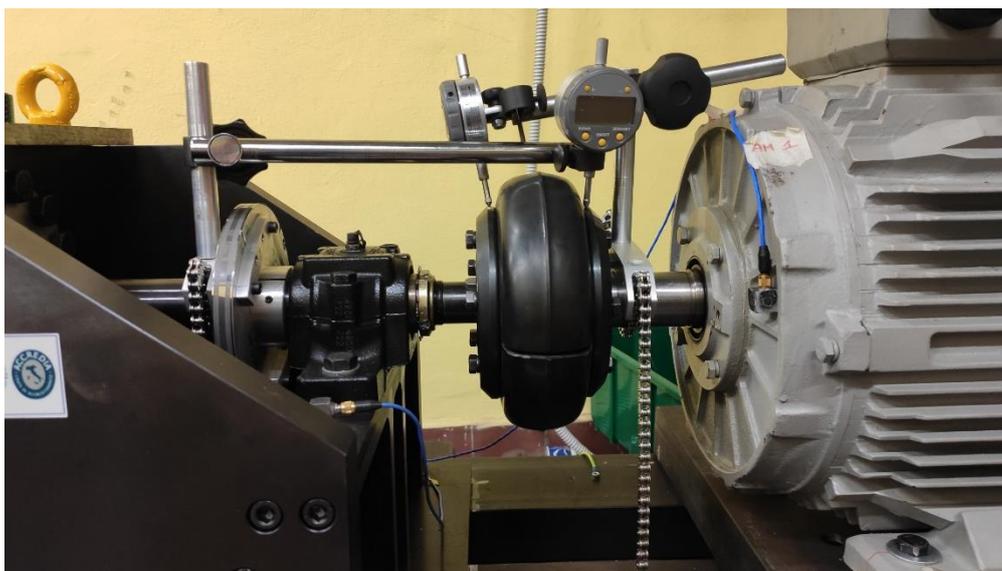
**Figura 4.2:** Logo app *Dials*

Prima di procedere con la misura è stato disassemblato il giunto elastico per eliminare eventuali tensioni residue e successivamente rimontato non serrando completamente le viti (**Par. 2.3.3**).



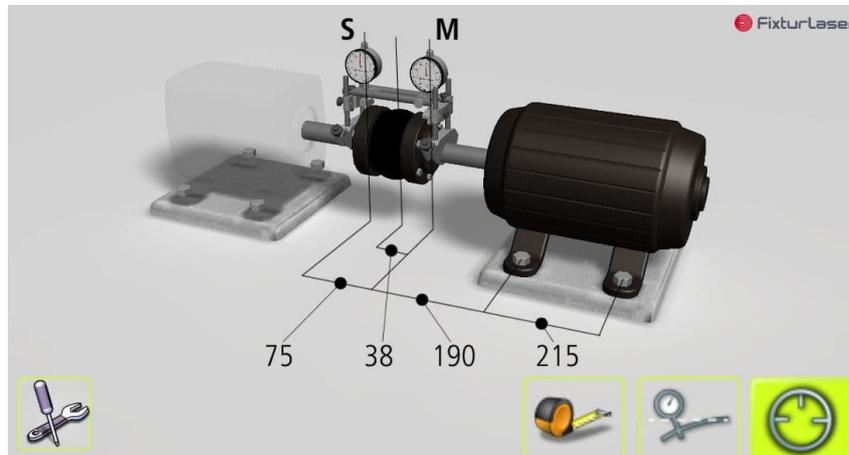
**Figura 4.3:** Giunto elastico rimosso

Successivamente sono stati posizionati i due moduli di allineamento sugli alberi, poi smontati e misurato il *bar sag* (**Par. 2.3.3**). Da questa misura ne risulta un *bar sag* di 0.3mm per il modulo Slave e 0.15 per il modulo Master.



**Figura 4.4:** Sistema di allineamento montato sugli alberi

Si riposizionano i moduli sui due alberi e si inizia la procedura seguendo le indicazioni dell'app *Dials*. Per prima cosa occorre caratterizzare geometricamente il sistema inserendo le distanze richieste (in mm).[Fig. 3.5]



**Figura 4.5:** Distanze caratteristiche del sistema

A questo punto inizia il processo di misurazione vero e proprio:

1. Si accendono i comparatori in posizione 12 e successivamente, ruotando gli alberi, si portano in posizione 9 (**Fig. 4.6-1**).
2. Si azzerano i comparatori e si ruotano gli alberi di 180°, portandoli così in posizione 3 (**Fig. 4.6-2**); nell'app viene inserita la metà del valore misurato (con segno).
3. Si riportano i comparatori in posizione 12 (**Fig. 4.6-3**) e si inserisce nell'app la metà del valore misurato depurato dalla misura precedente (2).

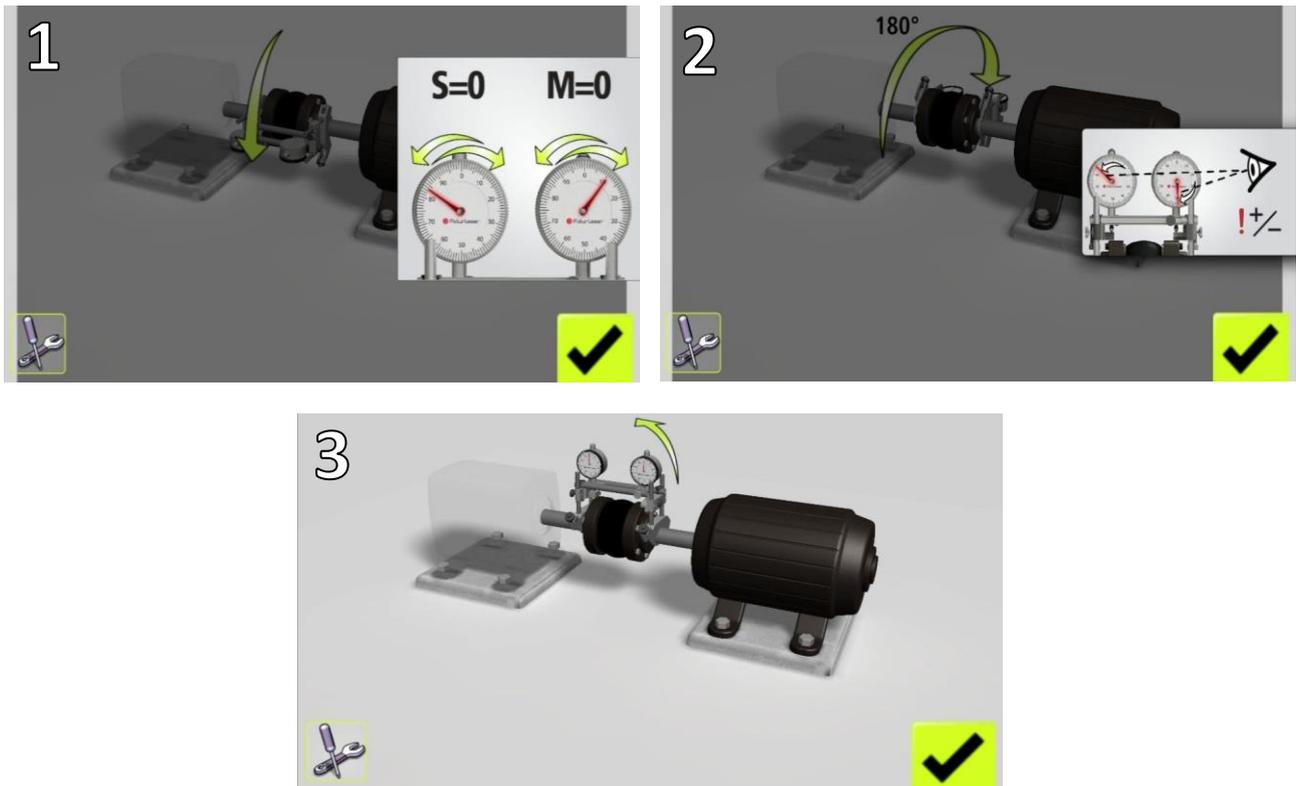


Figura 4.6: Procedura di misura

Il risultato della procedura è rappresentato dalla **Figura 3.7**

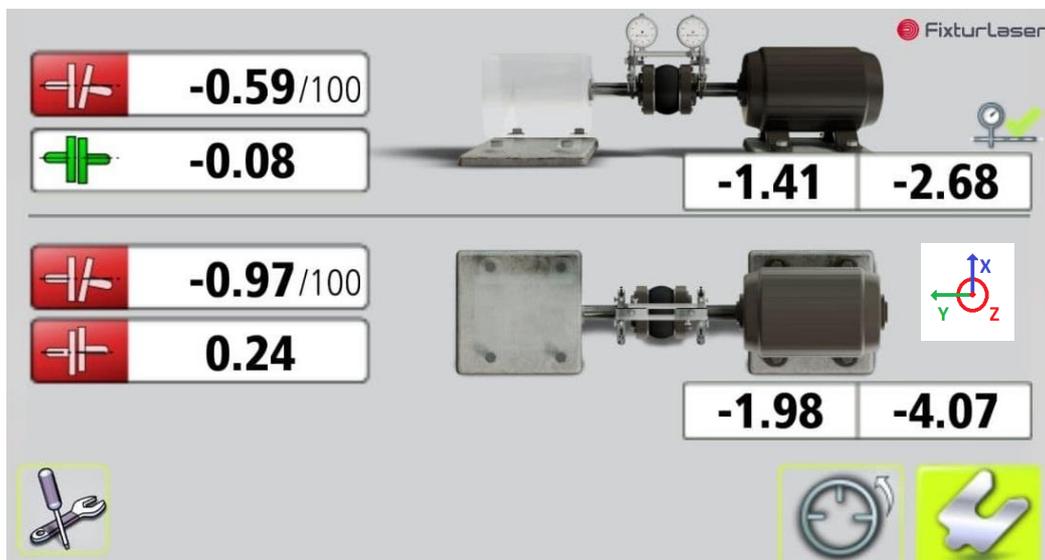


Figura 4.7: Report disallineamento

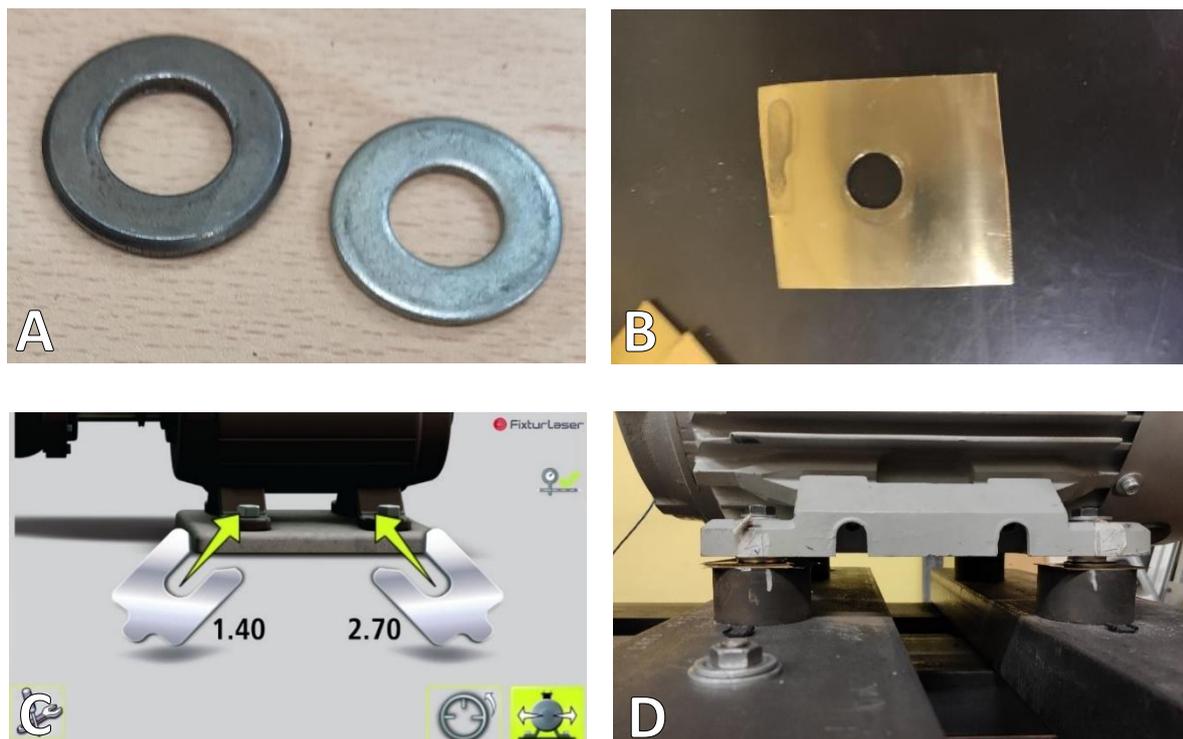
La parte superiore della **Figura 4.7** riguarda il disallineamento verticale mentre quella inferiore il disallineamento orizzontale. In particolare, la parte sinistra mostra il disallineamento (angolare e parallelo) nelle posizioni di misura mentre a destra sono

indicati gli scostamenti (in mm, con segno rispetto alla terna indicata) a livello dei piedini del motore.

L'app inoltre utilizza dei colori (rosso, giallo, verde) per indicare la severità del disallineamento. Occorre ricordare che il range di accettabilità del disallineamento dipende dalla velocità di rotazione degli alberi [Par. 2.3.3]. Di default, l'app è settata per una velocità di 1800rpm (30Hz) perfetta per il caso esaminato (la velocità massima dell'albero master è di circa 26,6Hz).

## 4.2 PROCEDURA DI ALLINEAMENTO

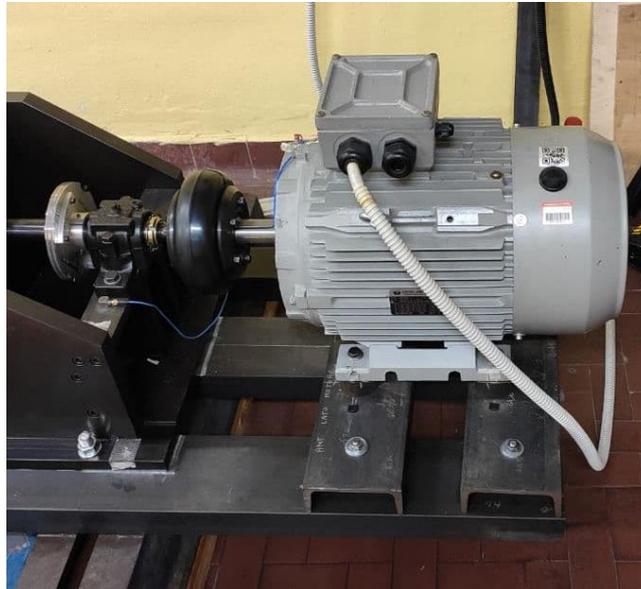
La **Figura 4.7** fornisce le informazioni necessarie per allineare i due alberi. Per prima cosa si è corretta la posizione verticale: un valore negativo indica lo spessore da aggiungere sotto i piedini del motore. Questo viene fatto per mezzo di rondelle calibrate e fogli di carta di spagna opportunamente sagomati.



**Figura 4.8:** Rondelle (A), Carta di spagna (spessore 0.3mm) (B), spessori da aggiungere sotto i piedini del motore (C), motore allineato verticalmente (D)

Una volta corretta la posizione verticale si passa a quella orizzontale. Il motore si trova su supporti di gomma (*shock adsorber*) fissati su due travi mediante dei perni la cui posizione non può essere regolata. Le due travi sono a loro volta imbullonate al banco (**Fig. 4.9**). Per regolare la posizione del motore si è deciso di agire su quest'ultime

utilizzando dei perni di dimensione minore così da poter sfruttare il gioco disponibile all'interno dei fori di accoppiamento. I perni vengono allentati e mediante l'utilizzo di due morse sui piedi del motore ne viene regolata la posizione (**Fig. 4.10**).



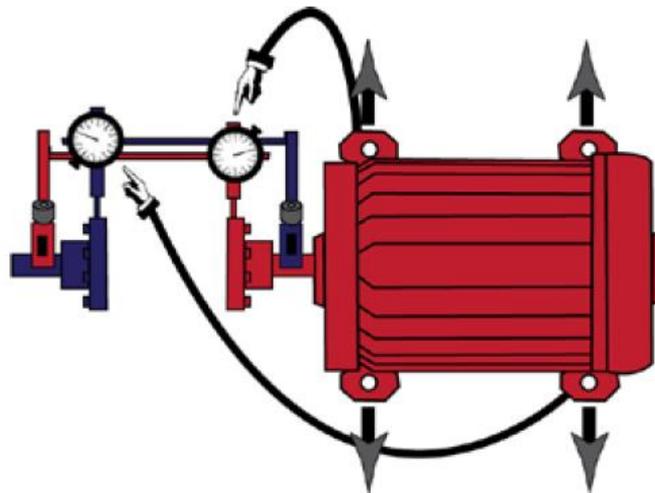
**Figura 4.9:** Motore elettrico



**Figura 4.10:** Morse per l'allineamento

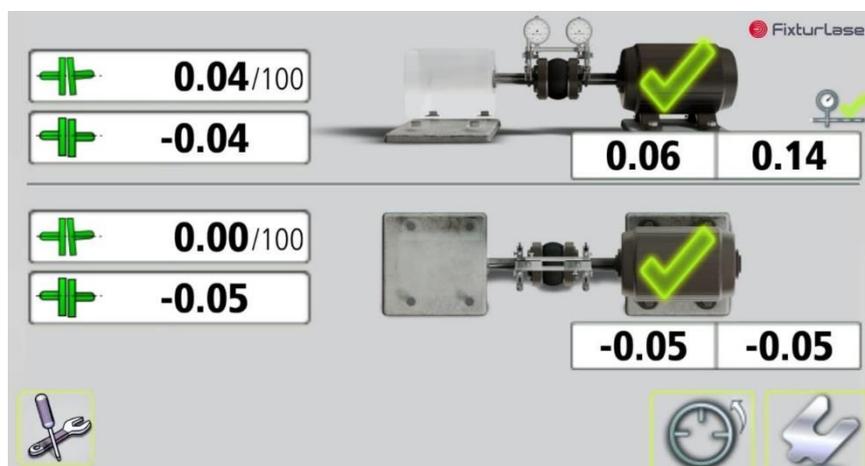
Correggere la posizione orizzontale del motore non è semplice. Servirebbe una guida di contrasto in modo da avere dei riferimenti e muovere il motore esattamente delle distanze calcolate. Una soluzione, introdotta dalla *Vibralign* e implementata nell'app

*Dials*, consiste nell'utilizzare il *near-near far-far principle* [6]. L'idea è sfruttare i due comparatori come sensori di posizione: una regolazione sui piedini anteriori del motore si riflette sulla misura del comparatore M; allo stesso modo una correzione sui piedini posteriori, sul comparatore S. (**Fig. 4.11**).



**Figura 4.11:** *Near-near far-far principle*

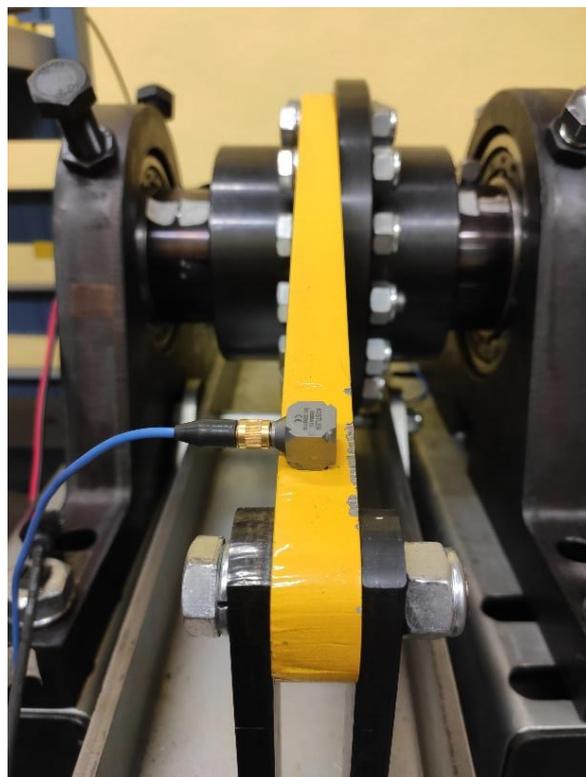
Gli spostamenti vanno effettuati nella direzione X positiva finché non si leggerà sui comparatori la metà della misura di partenza. Nel caso che si sta studiando, un ulteriore problema è costituito dalla posizione assiale del motore. Non essendoci nessun organo che mantiene invariata la posizione assiale, ogni volta che si modifica la posizione orizzontale del motore c'è il rischio che cambi anche quella assiale. Ciò si traduce in un continuo cambiamento della misura dei comparatori a cui occorre far fronte con nuove correzioni. La procedura è stata quindi ripetuta diverse volte finché si ottiene il risultato in **Figura 4.12**. I due alberi si possono ritenere allineati.



**Figura 4.12:** Report alberi allineati

## 4.2.1 PROVE CON ALBERI ALLINEATI

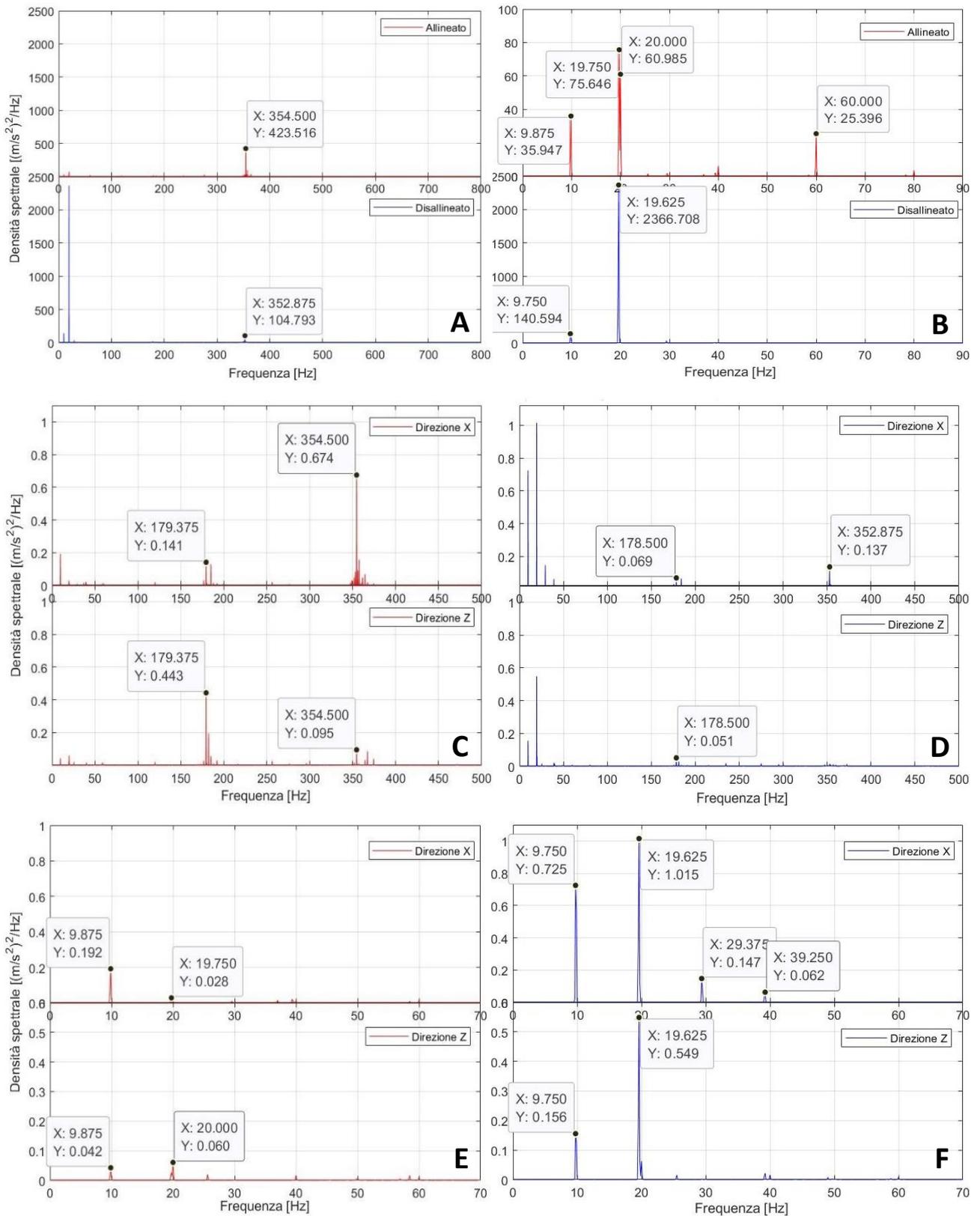
Conclusa la procedura di allineamento viene condotta una nuova analisi vibrazionale. Rispetto all'analisi effettuata in precedenza (**Par 3.2.3**), è stato aggiunto un accelerometro triassiale sul sistema di leva (1bis, **Fig. 4.9**), mentre sono stati sostituiti i due accelerometri con sensibilità  $1 \text{ mV}/(\text{m}/\text{s}^2)$  (Kistler 8763A500) con altri di sensibilità  $51 \text{ mV}/(\text{m}/\text{s}^2)$  (Kistler 8688A10), modello già utilizzato in corrispondenza del cuscinetto (Accelerometro 3).



**Figura 4.13:** Accelerometro 1bis

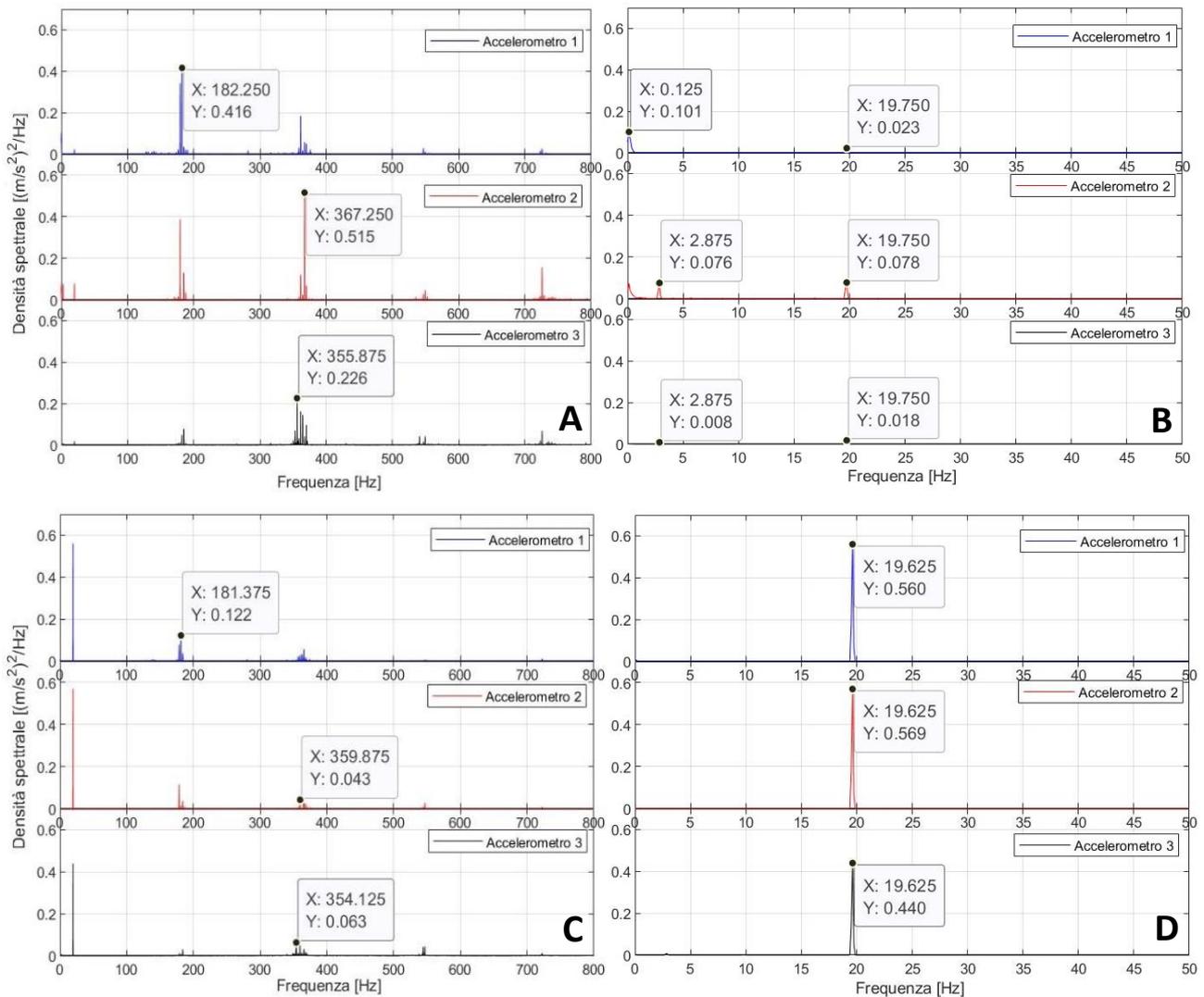
Le prove sono state svolte con gli stessi parametri scelti per i test precedenti (**Tabella 3.1**). Per poter valutare al meglio gli effetti dell'allineamento appena concluso, verranno mostrati i segnali ottenuti per un determinato carico e una specifica velocità di rotazione dell'albero.

I grafici che seguono sono relativi alle prove effettuate a 10Hz verso orario, con carico massimo ( $C_{\text{max}}$ ): d'ora in avanti ci si riferirà a tali prove confrontandole con quelle svolte alle medesime condizioni operative ma con motore disallineato, al fine di valutarne analogie e differenze.



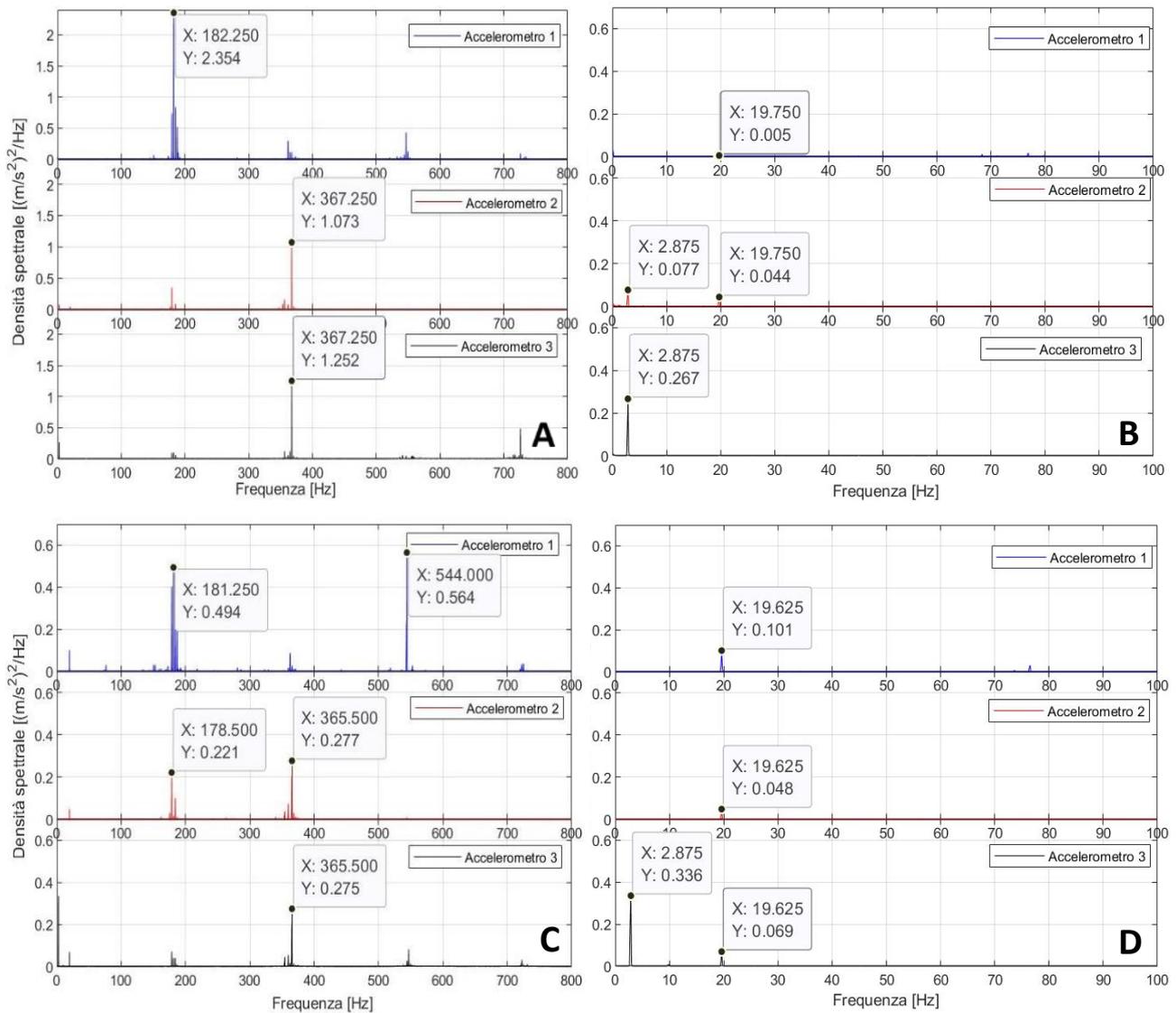
**Figura 4.14:** Accelerometro 4: direzione Y (A) e dettagli (B), direzioni X-Z (C,D) e dettagli (E,F)

La **Figura 4.14 A**, mostra lo spettro dell'accelerometro 4 in direzione assiale. Come è facilmente visibile, i picchi in corrispondenza di 1X e 2X si riducono sensibilmente; quello predominante in particolare (2X), passa da 2366 (m/s<sup>2</sup>)/Hz a 75 (m/s<sup>2</sup>)/Hz. Si nota inoltre un incremento di energia in corrispondenza della frequenza di ingranamento, a circa 180Hz, che diventa circa 4 volte rispetto al caso disallineato. Lo stesso comportamento si osserva lungo le altre due direzioni con una diminuzione dei picchi in 1X e 2X e un aumento in corrispondenza della frequenza di ingranamento e delle sue armoniche.



**Figura 4.15:** Direzione Y: Allineato (A) e dettaglio (B); Disallineato (C) e dettaglio (D)

Si analizza adesso lo spettro dei segnali degli altri tre accelerometri (1-2-3) in direzione Y (**Fig. 4.15**). Come per l'accelerometro 4 si rileva una diminuzione nell'ampiezza in corrispondenza della frequenza 2X (20Hz) e un aumento nelle frequenze di ingranamento che, tuttavia, risultano notevolmente inferiori.



**Figura 4.16:** Direzione X: Allineato (A) e dettaglio (B); Disallineato (C) e dettaglio (D)

Anche nelle direzioni X e Z si osserva una diminuzione delle ampiezze alle frequenze di rotazione  $1x$  e  $2x$  e un aumento alle frequenze di ingranamento (**Fig. 4.16, 4.17**). Osservando i picchi in corrispondenza della velocità del portatreno (2,88Hz) si nota un'ampiezza maggiore nel segnale dell'accelerometro 3 sia in condizioni di allineamento che in disallineamento. Inoltre, gli spettri nelle due direzioni sono tra loro diversi. Ciò si spiega col fatto che il banco ha una rigidità diversa nelle due direzioni e mostra dunque un comportamento anisotropo.

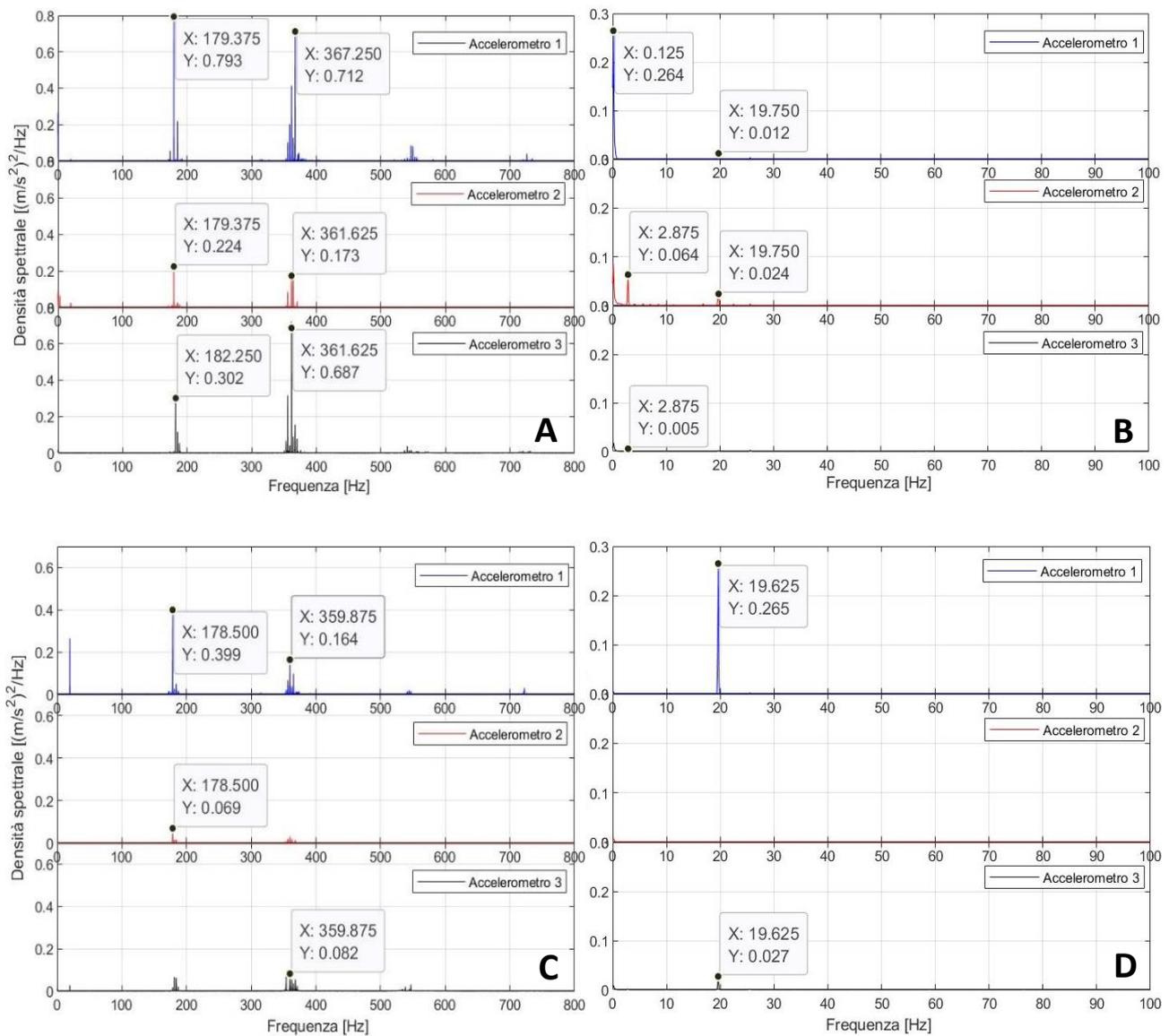
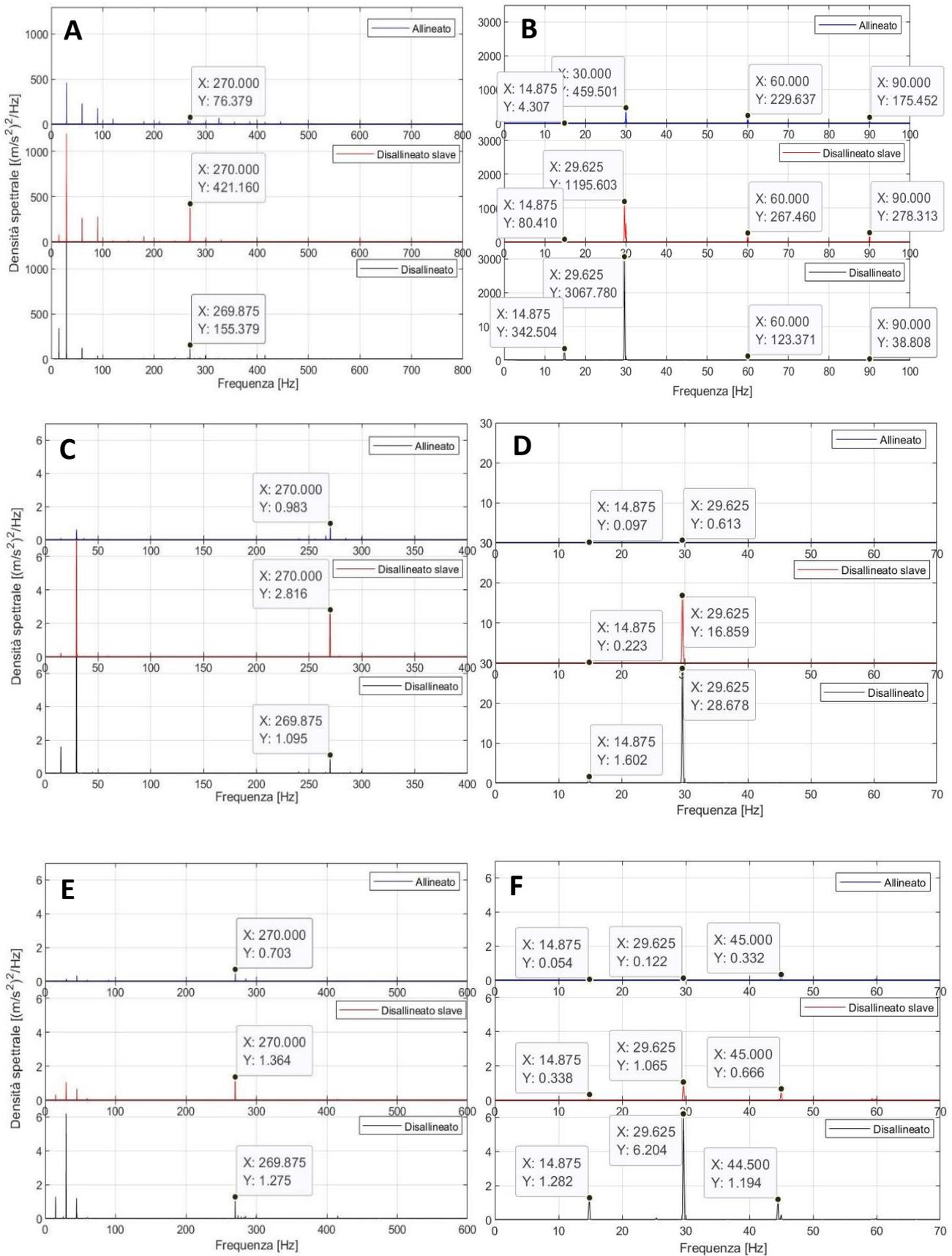


Figura 4.17: Direzione Z: Allineato (A) e dettaglio (B); Disallineato (C) e dettaglio (D)

### 4.3 PROVE CON ALBERO SLAVE DISALLINEATO

E' stata condotta un'ulteriore prova disallineando l'albero slave ripetendo la procedura esposta nel **Paragrafo 3.1.2**. In particolare, l'albero è stato spostato in direzione -X causando un incremento della forza resistente misurata col dinamometro di 0.5Nm ossia il 10% del valore nominale. Il massimo scostamento misurato col comparatore sul portatreno è stato di 0.2mm. Di seguito verrà mostrato lo spettro dei segnali a velocità 15Hz, verso antiorario e  $C_{max}/2$ .



**Figura 4.18:** Accelerometro 4: Direzione Y (A), Direzione X (C) Direzione Z (E)

La **Figura 4.18-A** mostra i segnali in direzione assiale. Le prove eseguite con le nuove condizioni di disallineamento vengono indicate con la dicitura “*disallineato slave*” . La prima cosa che si osserva rispetto al banco allineato, è un aumento dell’ampiezza alla frequenza di rotazione dell’albero e delle sue armoniche. Questo contrariamente a quello che ci si potrebbe aspettare: si prevedeva infatti un aumento nelle ampiezze della velocità di rotazione del portatreno e delle sue armoniche. (4,32 Hz). Probabilmente il disallineamento dell’albero slave si ripercuote a livello del giunto elastico e quindi come disallineamento tra albero master e albero motore. La “*signature*” infatti è molto simile a quella con le misure originali (**Par. 3.2.4**) seppur con valori a 1x e 2x più bassi. Si osserva inoltre un aumento dell’ampiezza in corrispondenza della frequenza di ingranamento (270 Hz) superiore anche al caso disallineato: questa è una conseguenza direttamente imputabile al disallineamento imposto. Rispetto all’accelerometro 4, gli altri accelerometri evidenziano anche la seconda armonica della frequenza di ingranamento: essendo più vicini ai riduttori, lo spettro è dominato da tali frequenze piuttosto che da quelle di rotazione dell’albero master. (**Fig. 3.18**). Un altro dettaglio da sottolineare riguarda la posizione dei picchi. Pur essendo nelle stesse condizioni operative, il picco di ampiezza maggiore nell’intorno della frequenza di ingranamento, non cade alla stessa frequenza nei tre casi. La frequenza di ingranamento è modulata con la frequenza di rotazione del portatreno e un diverso disallineamento sollecita una frequenza piuttosto che un’altra.

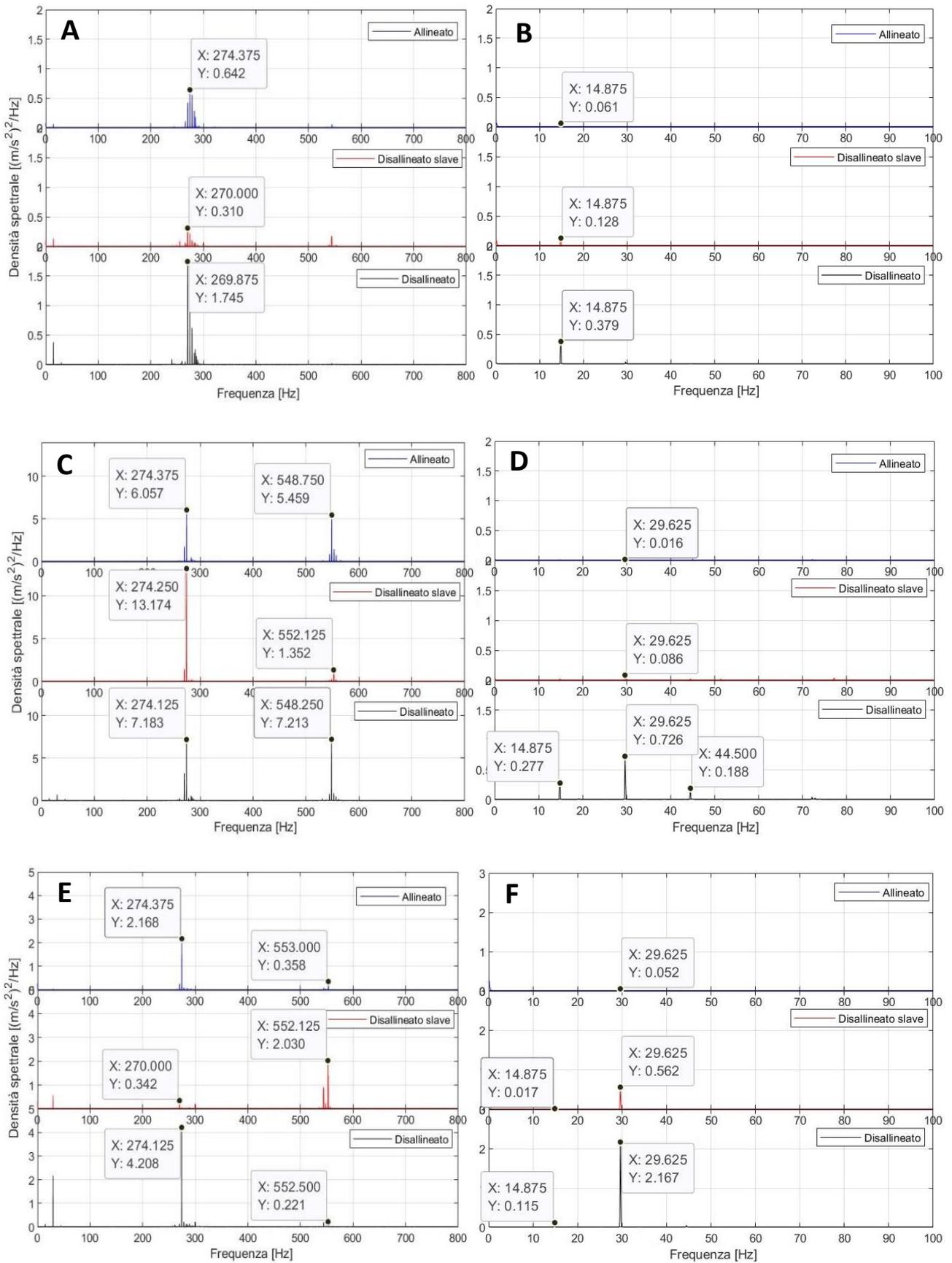
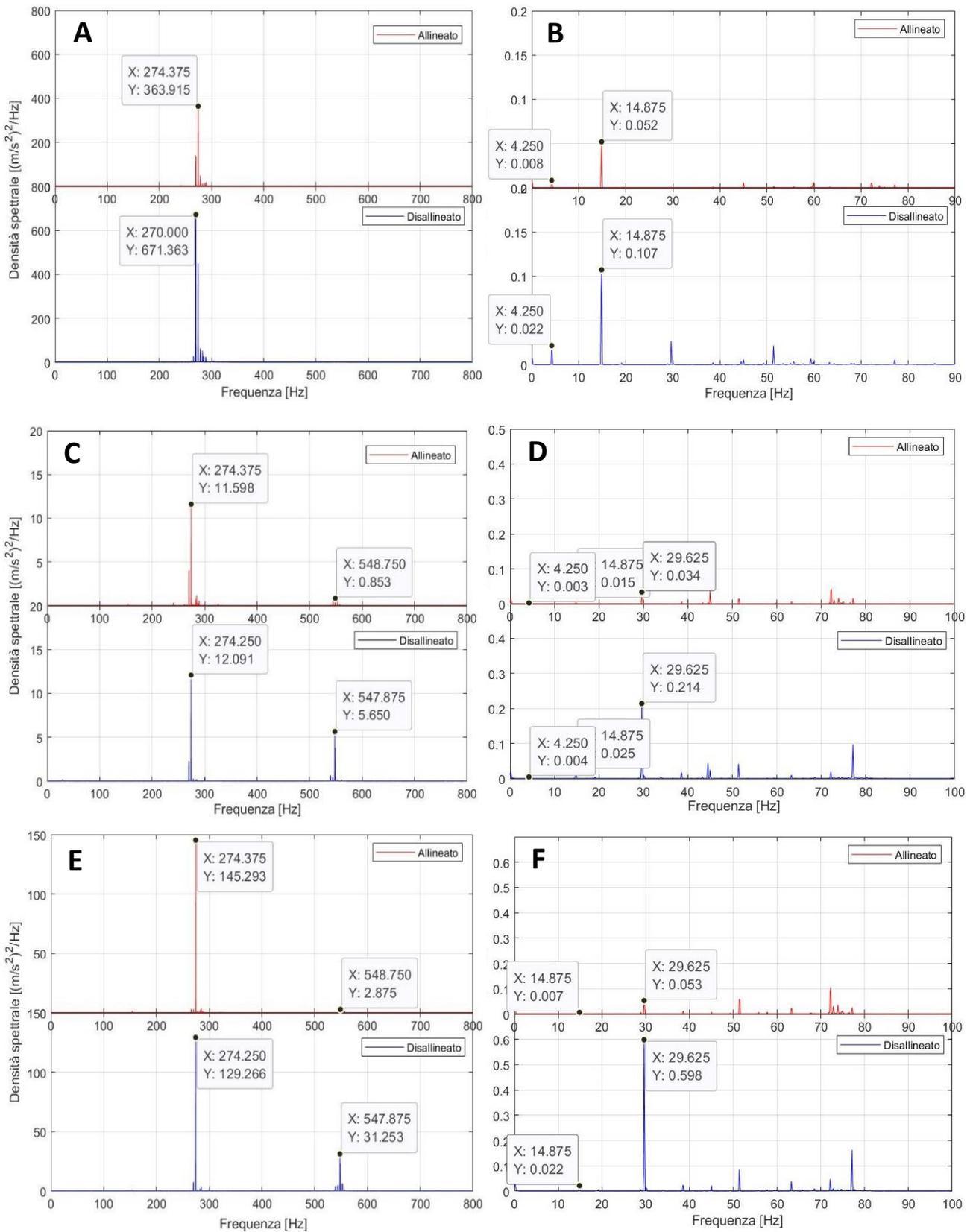


Figura 4.19: Accelerometro 4: Direzione Y (A), Direzione X (C) Direzione Z (E)

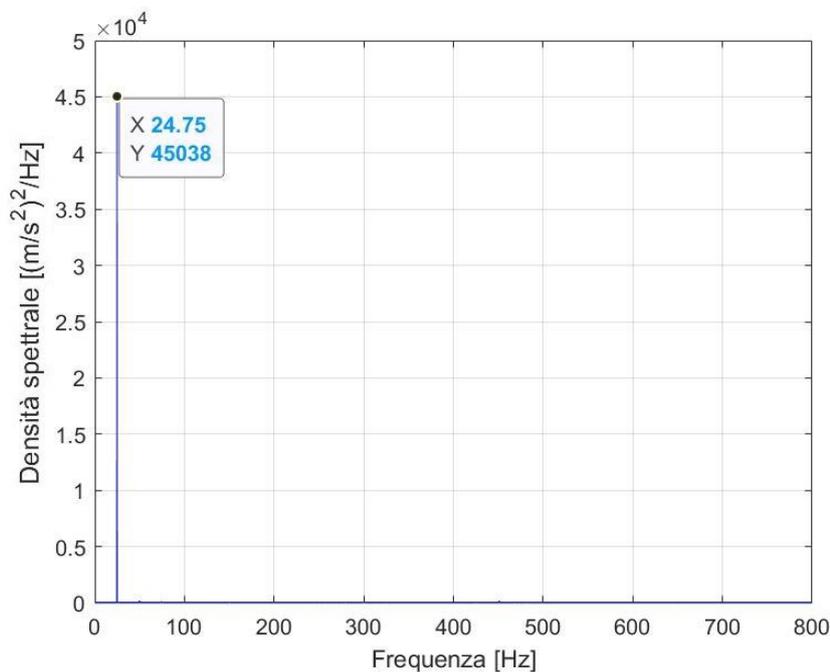


**Figura 4.20:** Accelerometro 4: Direzione Y (A), Direzione X (C) Direzione Z (E)

Per concludere vengono analizzati i segnali dell'accelerometro 1bis, posizionato sul banco dopo la fase di allineamento (**Par. 4.2.1**). Come per gli altri accelerometri si riscontra un incremento dei picchi in corrispondenza di 1x e 2x. Si evidenziano tuttavia picchi importanti in corrispondenza della frequenza di ingranamento, di 2 ordini di grandezza più elevati rispetto alle stesse misure dell'accelerometro 1 in entrambi i casi (allineato e disallineato). Ciò si spiega con la struttura del sistema di leva. Esso è progettato per applicare una coppia resistente alle ruote del riduttore ma non è saldamente vincolata al banco nelle tre direzioni. La direzione in cui i picchi sono meno evidenti è quella X, ossia la direzione in cui viene applicata la forza di leva e quindi la più rigida.

## 4.4 ULTERIORI PROVE

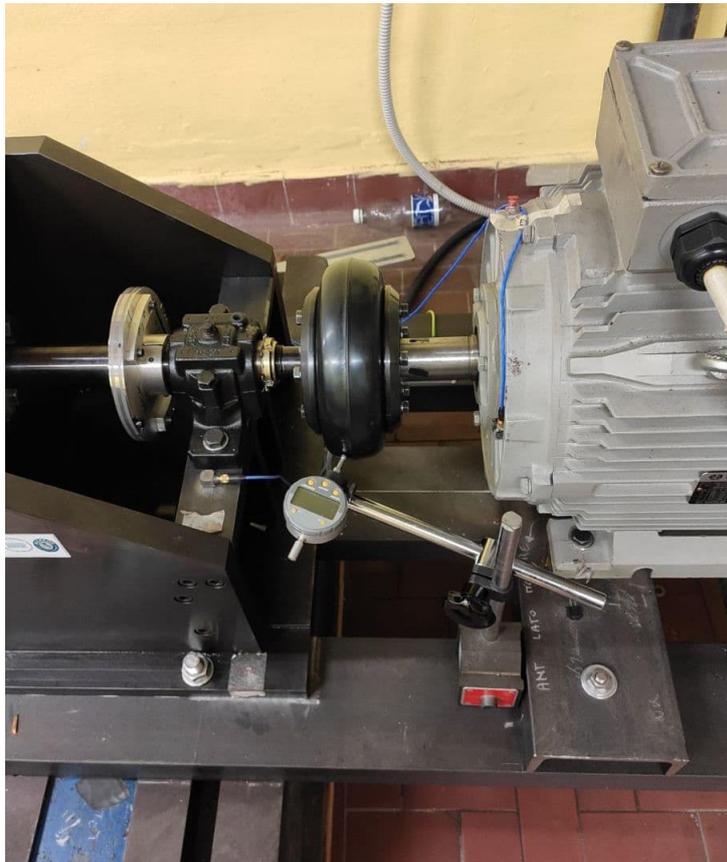
Il riduttore utilizzato per la prova ha una velocità massima di progetto di circa 25Hz [9]. Le misure effettuate nei capitoli precedenti, per non danneggiare i componenti del banco, sono state effettuate a una velocità inferiore. Una volta allineato il banco ci si è spinti fino a tale velocità al fine di valutarne il comportamento nelle condizioni peggiori.



**Figura 4.21:** Spettro accelerometro 1, direzione Y

E' stata condotta una prova a 25Hz verso orario, con Cmax. Le vibrazioni del motore sono talmente importanti da essere percepibili a occhio nudo. A titolo esemplificativo verrà mostrato lo spettro del segnale Y dell'accelerometro 4 (**Fig. 4.21**).

E' presente un unico picco di ampiezza  $45038 \text{ (m/s}^2\text{)/Hz}$  in corrispondenza della velocità di rotazione dell'albero. L'elevata ampiezza del picco suggerisce che ci possano essere dei seri problemi di sbilanciamento nella struttura del giunto (i dischi di fissaggio o la corona polimerica). La presenza delle linguette di accoppiamento sugli alberi "master" e motore sicuramente introduce una componente di sbilanciamento che non spiega però la presenza di vibrazioni con intensità così elevate. A questo proposito si è utilizzato un comparatore fissato sul banco per evidenziare il massimo scostamento a livello del giunto (**Fig. 4.22**). Si evidenzia uno scostamento massimo di 1mm che probabilmente è la causa di tale comportamento.



**Figura 4.22:** Misura scostamento giunto elastico

# CONCLUSIONI

L'indagine sperimentale fin qui condotta ha avuto come principale obiettivo la caratterizzazione dinamica del banco prova. Attraverso l'analisi della PSD delle vibrazioni è stato possibile confermare il problema del disallineamento tra albero "master" e albero motore, e identificare le frequenze caratteristiche del sistema. Allineati i due alberi, non senza difficoltà, sono state condotte ulteriori prove volte a rivelare come il disallineamento e le diverse condizioni operative modificano lo spettro delle vibrazioni. In ultima analisi, è stata condotta una prova in condizioni di velocità e coppia massima che ha evidenziato un problema associato presumibilmente al giunto elastico. I ricercatori e i futuri tesisti avranno il compito di indagare sul problema e cercare di porvi rimedio avendo comunque la possibilità di svolgere le prove con le condizioni operative specificate nel **Paragrafo 3.3**. Si potrà, per esempio, identificare la presenza di difetti nei vari cuscinetti nonché sui denti degli ingranaggi senza dimenticare la possibilità di studiare l'errore di trasmissione [7].



# BIBLIOGRAFIA

## LIBRI E MANUALI

- [1] G. Jacazio, B. Piombo *“Meccanica applicata alle macchine Vol.2”*, Levrotto&Bella
- [2] J. Piotrowski *“Shaft Alignment Handbook”*, CRC Press
- [3] A. Fasana, S. Marchesiello *“Meccanica delle vibrazioni”*, CLUT

## ARTICOLI

- [4] B. R. Höhn, K. Michaelis, M. Hinterstoßer, Optimization of gearbox efficiency, Goriva i Maziva
- [5] M. Xu, R. D. Marangoni, *“Vibration analysis of a motor-flexible coupling rotor system subjected to misalignment and unbalance”*, Journal of Sound and Vibration
- [6] D. Zdrojewski *“Do you do the Verti-Zontal?”*, ACOEM group

## TESI

- [7] A. Santarsiero, *“Allestimento e analisi di un banco prova per riduttori epicicloidali”*, Tesi di Laurea Magistrale, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Politecnico di Torino
- [8] L. Lentini, *“Design and test of power recirculating test rig”*, Tesi di Laurea Magistrale, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Politecnico di Torino
- [9] N. Longhui, *“Development and design of power recirculating gear test rig”*, Tesi di Laurea Magistrale, Dipartimento di Ingegneria Meccanica e Aerospaziale, Politecnico di Torino