

**ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DI BOLOGNA**

**SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA**

**Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica**

Tesi di Laurea in

**Macchine M**

**Analisi di una pompa volumetrica ad  
ingranaggi esterni a basse emissioni acustiche  
con ruote elicoidali coniugate**

**Candidato**

*Riccardo Kalfus*

**Relatore**

*Prof. Ing. Antonio Peretto*

**Correlatore**

*Ing. Danilo Persici*

Anno Accademico 2021/2022

Sessione I



## **Abstract**

Le recenti Normative hanno portato via via all'imposizione di limiti sempre più stringenti circa le emissioni acustiche prodotte da impianti oleodinamici in funzione. In aggiunta a ciò, l'avvento dell'elettrificazione dei motori nel settore dei trasporti e nell'automotive ha reso indispensabile sviluppare nuove soluzioni di pompe più silenziose.

Il presente elaborato tratta una nuova tipologia di pompa volumetrica ad ingranaggi esterni sviluppata dall'azienda Marzocchi Pompe S.p.A. con range di cilindrata da 3 a 14 cm<sup>3</sup>/giro, la quale presenta una coppia di ingranaggi a denti elicoidali con profilo coniugato.

A seguito di una descrizione sulla natura delle emissioni sonore all'interno di una pompa ad ingranaggi tradizionale sono state individuate le cause scatenanti del problema. Vengono dunque descritte le procedure e le tecniche costruttive messe in atto per realizzare una soluzione adatta alla riduzione della rumorosità. Al fine di validare tale soluzione, si descrivono i test eseguiti su dedicati banchi di prova. Una volta ottenuti i dati, essi sono stati confrontati con quelli relativi ad altre pompe. Si può dunque concludere che la soluzione proposta garantisce una netta riduzione delle emissioni acustiche avendo efficienze confrontabili con le pompe più tradizionali.

Infine, è stato predisposto un metodo sperimentale per valutare, a seguito dello studio di oscillazioni sonore prodotte dalla pompa in questione, se in essa fossero presenti difetti e di quale natura.



# INDICE

Introduzione	11
1. Macchine volumetriche ad ingranaggi esterni	13
1.1 Considerazioni generali	13
1.2 Classificazione delle macchine volumetriche	13
1.3 Cenni sulle ruote dentate	15
1.3.1 Ruote a denti dritti	15
1.3.2 Ruote a denti elicoidali	18
1.3.3 Errori sulle ruote dentate	21
1.4 Pompe volumetriche ad ingranaggi esterni	22
2. Acustica	29
2.1 Richiami di acustica	29
2.2 Grandezze acustiche fondamentali	31
2.3 Spettro Sonoro	33
2.4 Valutazione soggettiva dei suoni e loudness	36
2.5 Strumentazione acustica ed analisi del rumore	40
3. Sorgenti di rumore nelle pompe ad ingranaggi esterni	44
3.1 Air-born noise	45
3.1.1 Sorgenti specifiche di Air-borne noise	45
3.2 Zone di ingranamento e rumore delle pompe	46
3.3 Fenomeno del Pressure Ripple	47
4. ELIKA® di Marzocchi Pompe	51
4.1 Attività di riduzione del rumore	52
4.1.1 Pompa ad ingranaggi standard a singolo contatto	52
4.1.2 Pompa a doppio contatto	54
4.1.3 Altre possibili soluzioni	55

4.2 Pompa elicoidale a profilo coniugato: ELIKA <sup>®</sup> di Marzocchi Pompe	57
4.2.1 Generazione del profilo coniugato	58
4.2.2 Famiglia di Pompe ELIKA <sup>®</sup>	61
4.3 Gruppo ELI1	61
4.3.1 Ingranaggio elicoidale	62
4.3.2 Altri componenti ELI1	66
4.3.3 Range di funzionamento	68
4.4 Applicazioni	70
5. Banco prova e test eseguiti	71
5.1 Banco di caratterizzazione	71
5.1.1 Normative di riferimento	71
5.1.2 Generalità	71
5.1.3 Architettura	72
5.1.4 Test eseguiti	76
5.2 Banco di misura per il rumore	81
5.2.1 Normative di riferimento	81
5.2.2 Generalità	81
5.2.3 Architettura	82
5.2.4 Test eseguiti	86
6. Confronto delle Pompe ELI1, K1P e DC	90
6.1 Pompa ELI	91
6.2 Pompa K1P	94
6.3 Pompa DC	98
6.4 Confronto	103
6.4.1. Prestazioni	103
6.4.2. Emissioni acustiche	106

7. Analisi del fenomeno di Pressure-Ripple in pompe ELI1 con ingranaggi difettosi_____	108
7.1 Difetti di ingranaggio_____	108
7.1.1 Difetti di dente_____	108
7.1.2 Eccentricità_____	109
7.2 ELI1 priva di difetti_____	110
7.3 Confronto pompa master e pompe difettose_____	112
7.3.1 Valutazione efficienza_____	112
7.3.2 Confronto oscillazioni di pressione_____	114
7.4 Oscillazioni caratteristiche date da un ingranaggio difettoso_____	116
Conclusioni_____	123
Bibliografia _____	125

# ELENCO DELLE FIGURE

---

1.1 Parametri di definizione di una ruota dentata	16
1.2 Spinte scambiate fra due ingranaggi a denti dritti	18
1.3 Ingranaggio a denti elicoidali	19
1.4 Spinte su due ruote elicoidali	20
1.5 Possibili errori di dente	22
1.6 Pompa volumetrica ad ingranaggi esterni	22
1.7 Esploso di una pompa ad ingranaggi esterni prodotta da Marzocchi Pompe S.p.A.	24
1.8 Fasi di funzionamento di una pompa ad ingranaggi esterni	24
1.9 Curva caratteristica della portata ideale (teorica) e reale	26
1.10 Andamento della portata della pompa in funzione del tempo	27
2.1 Andamento sinusoidale della funzione $x(t)$	30
2.2 Andamento dell'onda e spettro sonore relativo: [a] sinusoidale, [b] periodico, [c] aperiodico	34
2.3 Suddivisione dello spettro di frequenze udibili in bande normalizzate d'ottava e terzi d'ottava	35
2.4 SPL del campo udibile in funzione della frequenza in scala logaritmica	36
2.5 Audiogramma normale e curve isofoniche secondo norma ISO/R 226	37
2.6 Diagrammi di mascheramento per tono puro di frequenza pari a 400 Hz (sinistra) e 1200 Hz (destra)	39
2.7 Curve di ponderazione A, B, C, D	40
2.8 Rappresentazione schematica degli elementi di un fonometro	42
3.1 Volume di fluido intrappolato nella zona di ingranamento	47
3.2 Portate istantanee di pompe ad ingranaggi in funzione del numero di denti $Z$ . il valore di $Z=1$ corrisponde ad una pompa a pistoni	47
4.1 Volume di fluido intrappolato fra i denti	51
4.2 Pulsazioni derivanti dal fluido intrappolato in una pompa a semplice contatto	52
4.3 Scarichi di un rasamento per pompa a singolo contatto	53
4.4 Pulsazioni derivanti dal fluido intrappolato in una pompa a doppio contatto	54
4.5 Pompa Marzocchi a due coppie di ingranaggi a singolo contatto	55
4.6 Pompa ad ingranaggi elicoidali Marzocchi con profilo non coniugato	56
4.7 Pompa ad ingranaggi interni Marzocchi	57
4.8 Particolare della zona di ingranamento di una pompa ELIKA®	58



4.9	<i>Generazione profilo coniugato con particolare sulla sezione di ingranamento. Questo profilo è generato studiando l'accoppiamento layer per layer</i>	59
4.10	<i>Controllo sul profilo di una ruota dentata elicoidale</i>	60
4.11	<i>Ruote elicoidali con profilo coniugato e basso numero di denti</i>	60
4.12	<i>Gruppi ELIKA® realizzati da Marzocchi Pompe</i>	61
4.13	<i>Definizione del senso di un'elica</i>	62
4.14	<i>Schema esplicativo delle componenti di forza assiali generate dal profilo elicoidale</i>	63
4.15	<i>Sistema di compensazione spinte assiali in una pompa del gruppo ELII</i>	65
4.16	<i>Sezione di una pompa ELII con particolare sui cilindri di compensazione</i>	65
4.17	<i>Esploso di una pompa ELII</i>	66
4.18	<i>Corpo di una pompa del gruppo ELII</i>	67
4.19	<i>Fronte e retro di una boccola per ELII</i>	67
4.20	<i>Confronto fra due ingranaggi ELII con fascia diversa</i>	70
5.1	<i>Banco prova per pompe gruppo 1</i>	72
5.2	<i>Particolare del sistema di trasmissione</i>	73
5.3	<i>Particolare del circuito idraulico</i>	74
5.4	<i>Schema circuito prova</i>	75
5.5	<i>Computer per controllo del banco prova</i>	76
5.6	<i>Lavorazione del corpo durante il rodaggio</i>	79
5.7	<i>Installazione pompa ELII-4,0 per caratterizzazione</i>	80
5.8	<i>Divisione banco prova per misura emissione acustiche</i>	82
5.9	<i>Schema della trasmissione nel banco prova per la misura del rumore</i>	83
5.10	<i>Particolare del mandrino inserito attraverso una parete</i>	84
5.11	<i>Camera semi-anechoica dell'azienda Marzocchi Pompe</i>	84
5.12	<i>Fonometro e schema microfono</i>	85
5.13	<i>Installazione pompa per analisi rumore</i>	86
5.14	<i>Curva di coppia di motore Sonceboz</i>	87
5.15	<i>Test di rumorosità</i>	88
5.16	<i>Installazione pompa per prova di pressure-ripple</i>	89
6.1	<i>Coppia di ingranaggi a denti dritti montati su una pompa KIP (ingrandimento a destra)</i>	94
6.2	<i>Coppia di ingranaggi a doppio contatto montati su una pompa DC (ingrandimento a destra)</i>	99
7.1	<i>Difetto di dente</i>	109
7.2	<i>Valore di eccentricità tra gambo e ruota dentata (indice Fr)</i>	109



# INTRODUZIONE

---

Negli ultimi anni, le aziende costruttrici di macchine oleodinamiche hanno puntato l'attenzione sul miglioramento delle prestazioni acustiche di tali macchine. In particolare, per quanto riguarda il settore dell'automotive e dei trasporti, la sempre maggiore presenza di veicoli elettrici e ibridi hanno portato le aziende a sviluppare prodotti dedicati ad impianti idraulici a bassissima rumorosità.

Questa attenzione è dovuta a due motivi principali: uno è la necessità di rispettare le normative in materia di rumore ed emissioni sonore (ISO 3749, ISO 9611, ISO/TR 11688), l'altro è dovuto proprio a precise richieste del Mercato, il quale non è più disposto ad accettare macchinari caratterizzati da elevati livelli di rumorosità.

La presente tesi costituisce la sintesi di un lavoro svolto presso la Marzocchi Pompe S.p.A., azienda storica bolognese nella progettazione, nello sviluppo e nella produzione di pompe e motori ad ingranaggi esterni di performance elevata. Fondata nel 1961 da Guglielmo e Stefano Marzocchi, l'Azienda è tra i leader del settore di riferimento ed il suo nome è sinonimo di affidabilità ed alta qualità. Vanta un'estesa gamma di prodotti per coprire tutte le necessità del mercato, soprattutto nella micro-idraulica, ma allo stesso tempo è un'Azienda interessata al continuo sviluppo di nuovi articoli per soddisfare qualsiasi esigenza richiesta dal cliente.

Presso la sede di Casalecchio di Reno (BO), si trova il reparto di Ricerca e Sviluppo, nel quale vengono studiate e sviluppate nuove tipologie di prodotto, come la pompa a bassa emissione acustica denominata ELIKA<sup>®</sup>. Questa innovativa famiglia di pompe si basa su una nuova tipologia di ingranaggio che presenta una dentatura elicoidale a profilo coniugato con numero di denti ridotto (inferiore a 8) e con sezioni ad evolvente, le cui caratteristiche consentono regolarità di moto, assenza di volume intrappolato, riduzione delle vibrazioni e del rumore.

In questo elaborato verranno studiate le principali cause di emissioni sonore derivanti da pompe ad ingranaggi esterni, con focus sui prodotti a marchio Marzocchi. Nello specifico, verrà analizzata una pompa di nuova produzione, appartenente al gruppo 1 della famiglia ELIKA<sup>®</sup>, parleremo dunque di ELI1, ovvero pompe con classe di cilindrata compresa fra 3 e 14 cm<sup>3</sup>/giro.

La presenza di oscillazioni di portata e pressione all'interno della camera di elaborazione del fluido, incrementano l'intensità sonora. Studiando la natura di questi fenomeni, nel corso della trattazione, verranno elaborate analisi riguardanti la pompa sopracitata facendo particolare riferimento a quali sono state le scelte progettuali e costruttive che hanno portato allo sviluppo di un prodotto in grado di ridurre le emissioni sonore.

È interesse ultimo di questa tesi, sfruttando le analisi oscillatorie di pressione ed il rumore derivante, definire un metodo di previsione di un possibile difetto presente nella ruota dentata.

# 1 MACCHINE VOLUMETRICHE AD INGRANAGGI ESTERNI

---

## 1.1 CONSIDERAZIONI GENERALI

Nell'ambito dei sistemi di trasmissione di energia giocano un ruolo fondamentale sia le macchine motrici che quelle operatrici, intendendo per macchine motrici, o motori, quelle macchine che ricevono energia dal fluido e la trasmettono all'albero motore sotto forma di energia meccanica, le macchine operatrici, o pompe, realizzano invece il compito simmetrico, trasferendo l'energia meccanica dall'albero motore al fluido. Oltre a questa prima distinzione, le macchine si prestano ad una suddivisione in altre due categorie.

- Macchine dinamiche o turbomacchine. Sono interessate da un flusso continuo di fluido realizzato al proprio interno grazie solitamente ad una girante che accelera il fluido ad elevata velocità. Esso viene successivamente rallentato e l'energia cinetica posseduta viene trasformata in energia di pressione. I classici esempi che caratterizzano questo tipo di macchine sono le pompe centrifughe o assiali, le turbine, ecc. sono caratterizzate da una stretta dipendenza tra portata erogata e differenza di pressione di esercizio.
- Macchine volumetriche. Sono caratterizzate da un flusso discontinuo di fluido e lavorano su volumi di fluido ben definiti introdotti successivamente al loro interno. Gli organi della macchina non incrementano la velocità del fluido al loro interno ma si limitano a trasferirlo dall'ambiente di aspirazione a quello di mandata; la pressione viene ottenuta grazie alla resistenza esercitata dal circuito all'interno del quale è inserita la macchina: si dice infatti che una macchina volumetrica si limita a trasferire un determinato volume di fluido contro la differenza di pressione esterna. Sono inoltre caratterizzate da una sostanziale indipendenza della portata erogata dalla pressione di esercizio.

## 1.2 CLASSIFICAZIONE DELLE MACCHINE VOLUMETRICHE

Le macchine volumetriche possono, a loro volta, essere oggetto di ulteriori classificazioni in base a vari aspetti che ne caratterizzano il funzionamento e la geometria costruttiva.

Una prima suddivisione può essere effettuata in base al tipo di moto che caratterizza gli organi all'interno della macchina stessa. In questo caso si è soliti individuare due grandi famiglie:

- Macchine rotative: caratterizzate da moto rotatorio circolare degli organi interni;
- Macchine alternative: caratterizzate da moto alternativo o oscillante degli organi interni.

Un'altra classificazione può essere fatta considerando le differenti soluzioni geometrico-costruttive che vengono adottate dalle varie aziende del settore:

- Macchine a pistoni (assiali o radiali): costituite da più pistoni che, alloggiati all'interno di camere di pompaggio ricavate nel corpo, trasferiscono nella loro corsa di lavoro un determinato volume di fluido tra due ambienti isolati tra di loro;
- Macchine a palette (rotative): costituite solitamente da un rotore dotato di cavità radiali all'interno delle quali sono alloggiate delle palette rettangolari. Le palette, durante la rotazione, vengono spinte all'esterno dalla forza centrifuga o da apposite molle e vanno ad aderire al profilo interno del corpo; in questo modo il volume di fluido intrappolato tra due palette consecutive, il rotore ed il corpo, viene trasferito tra i due ambienti;
- Macchine ad ingranaggi (rotative): costituite da una coppia di ruote dentate in presa che ruotano all'interno di un corpo che le contiene. Il volume di fluido che viene trasferito è quello che, nella rotazione delle ruote, rimane intrappolato tra due denti consecutivi e il corpo della pompa.

Infine, le macchine volumetriche possono essere classificate in base alla cilindrata, ossia in base al volume massimo di fluido elaborato in un giro, la quale può essere fissa o variabile. In una macchina volumetrica la cilindrata dipende dalla geometria della pompa e dalle sue dimensioni e nel caso di cilindrata fissa non può essere variata e quindi la portata erogata può cambiare solo modificando il numero dei giri. Al contrario nel caso di cilindrata variabile è possibile variare la cilindrata della macchina, e quindi anche l'uscita volumetrica, a giri costanti.

Da questa sintetica presentazione si può facilmente comprendere come il mondo delle macchine volumetriche sia molto vasto ed articolato e ovviamente ad ogni esigenza di funzionamento corrisponderà la soluzione tecnica e progettuale più adeguata al fine del conseguimento del risultato ottimale.

Questa tesi si occupa di macchine volumetriche operatrici, con cilindrata fissa, ad ingranaggi esterni, nelle quali entrambe le ruote dentate presentano una dentatura esterna. Esistono anche macchine ad ingranaggi interni nelle quali una delle due ruote è dentata internamente ma in questo elaborato verranno solo citate.

### 1.3 CENNI SULLE RUOTE DENTATE

Le ruote dentate sono elementi di macchina utilizzati per la trasmissione del moto rotatorio e della potenza in alberi non coassiali, cioè paralleli nel caso di ruote cilindriche, dove generalmente viene modificata la velocità angolare degli elementi.

Nelle macchine volumetriche in esame, le ruote cilindriche vengono utilizzate per il trasferimento di fluido tra due ambienti a pressioni diverse, fornendo ottimi rendimenti e una buona versatilità applicativa.

Per aiutare nella comprensione di questo elaborato, di seguito verrà spiegato brevemente il funzionamento di due ruote dentate e saranno descritte le tipologie di ruote analizzate nei capitoli successivi. In particolare, si parlerà di: ruote cilindriche a denti dritti, nelle quali i denti sono paralleli all'asse di rotazione; ruote cilindriche a denti elicoidali, nelle quali i denti risultano inclinati rispetto all'asse di rotazione.

#### 1.3.1 RUOTE A DENTI DRITTI

Per definire le ruote cilindriche è opportuno riepilogare la nomenclatura relativa a tali organi meccanici.

Il *cerchio primitivo* è una circonferenza teorica di riferimento, la quale resterà tangente con quella della ruota accoppiata durante il moto. Il punto di tangenza rappresenta il punto di trasmissione del moto ideale, in quanto è l'unico punto in cui si verifica il rotolamento senza strisciamento tra i fianchi dei denti. Negli altri punti di contatto è presente anche una componente di scorrimento che induce inevitabili fenomeni d'attrito. Il diametro del cerchio primitivo è una grandezza fondamentale per le ruote dentate e viene chiamato *diametro primitivo*,  $d_p$ .

Per costruzione è previsto che per il punto di tangenza tra i cerchi primitivi passi la *retta d'azione* (o *retta delle pressioni*), fissa durante il moto, sulla quale giace, per qualsiasi posizione del punto di contatto durante l'ingranamento, la spinta risultante che si scambiano le ruote. L'angolo formato dalla retta d'azione e la direzione orizzontale, su cui giace la forza efficace nella generazione della coppia trasmessa all'albero, è detto *angolo di pressione* ( $\alpha_n$ ). Per proporzionare una ruota dentata si fa riferimento ad una grandezza, detta *modulo* ( $m$ ), attraverso la quale è possibile esprimere tutte le altre dimensioni caratteristiche della ruota mediante sua moltiplicazione con opportuni coefficienti. Per quanto detto è evidente che la dimensione del modulo è una lunghezza, generalmente espressa in millimetri. La normativa nazionale UNI 6773 fa proprio riferimento al proporzionamento modulare

per descrivere la costruzione geometrica di una ruota dentata. Il modulo è definito dal rapporto tra il diametro primitivo e il *numero di denti* ( $z$ ) della ruota:

$$m = \frac{dp}{z} [mm]$$

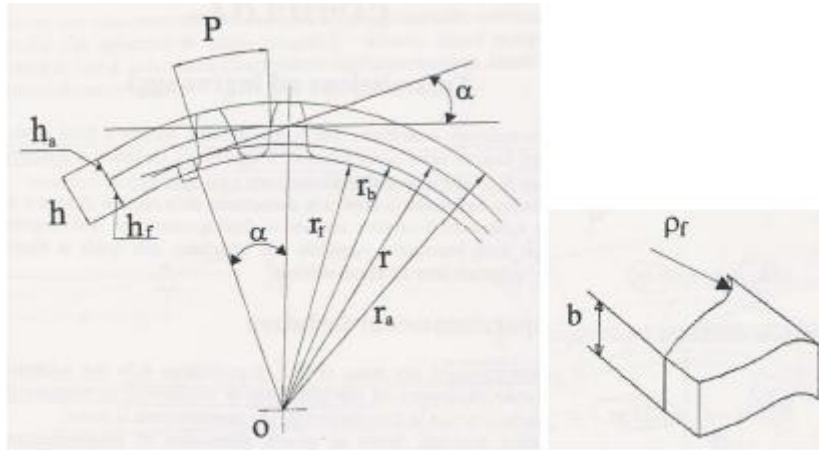


Figura 1.1 Parametri di definizione di una ruota dentata

Con riferimento alla Figura 1.1 le altre dimensioni essenziali nella costruzione di una ruota dentata sono:

- il *passo primitivo* ( $p$ ), o semplicemente *passo*, è l'arco di circonferenza misurato sul cerchio primitivo tra due punti omologhi appartenenti a due denti successivi:

$$p = \frac{\pi \cdot dp}{z} = \pi \cdot m$$

- la *circonferenza di base* (di raggio  $r_b$ ), utilizzata come geometria di riferimento nella costruzione del profilo ad evolvente di cerchio dei denti e generata dall'involuppo delle rette di costruzione ad esso normali, legata alla circonferenza primitiva dalla seguente relazione:

$$r_b = r \cdot \cos \alpha$$

- la *circonferenza di testa* (di raggio  $r_a$ ), che si ottiene a partire dalla circonferenza primitiva sfalsandola radialmente verso l'esterno di una quantità pari all'*addendum* ( $h_a$ ), generalmente pari al modulo:

$$h_a = r_a - r = m$$

Tale circonferenza definisce l'ingombro massimo di una ruota dentata.



- la *circonferenza di piede* (di raggio  $r_f$ ), che si ottiene a partire dalla circonferenza primitiva spostandola radialmente verso l'interno di una quantità pari al *dedendum* ( $h_f$ ), generalmente pari a 1.25 volte il modulo:

$$h_f = r - r_f = 1.25 \cdot m$$

Il dedendum deve essere necessariamente maggiore dell'addendum, altrimenti si verificherebbe il contatto tra la superficie di testa del dente e la superficie di piede sulla ruota accoppiata.

- l'*altezza del dente* ( $h$ ), risultante dalla somma di addendum e dedendum:

$$h = h_a + h_f = 2.25 \cdot m$$

- la *larghezza utile* della dentatura, o *fascia* ( $b$ ), proporzionale tramite il modulo ad un parametro  $\gamma$  funzione soprattutto delle tolleranze geometriche e della rigidità dei supporti:

$$b = \gamma \cdot m$$

- il *raggio di raccordo* alla base del dente ( $\rho_f$ ), indispensabile per limitare l'effetto d'intaglio in tale zona, vale generalmente:

$$\rho_f = 0.2 \cdot m$$

Si definisce *linea di condotta* quella retta d'azione che collega il punto di primo contatto fra due denti in ingranamento con il punto di fine contatto tra gli stessi denti. L'*arco di condotta*, invece, non è altro che l'arco descritto dal punto di primo di inizio ingranamento a quello di fine, cioè l'arco corrispondente alla linea di condotta. Per avere *continuità di ingranamento*, ovvero al distacco di una coppia di denti in presa sia già iniziata la fase di ingranamento della coppia successiva, è necessario che l'arco di condotta sia maggiore del passo.

In funzione delle condizioni di lavoro, cioè numero di giri, coppia trasmessa, potenza trasmessa, pressione, portata specifica elaborata, ecc., è possibile progettare un qualsiasi tipo di ingranaggio facendo riferimento ai parametri geometrici sopra elencati. Giocando sulla geometria del dente e sui diametri della ruota si possono ottenere sia *ingranaggi a contatto singolo*, cioè dove un solo lato del dente è a contatto con l'altra ruota, che *ingranaggi a doppio contatto*, dove entrambi i lati del dente toccano la ruota condotta. Come vedremo in seguito, quest'ultima configurazione risulta utile per diminuire il fluido intrappolato fra i denti.

I fianchi dei denti in presa possono essere visti come due camme a profili coniugati, che pertanto si scambiano un'azione ortogonale alla tangente alla curvatura di ciascun profilo nel punto di contatto.

Perché l'azione scambiata sia sempre ortogonale al profilo è necessario che i due profili siano realizzati secondo un procedimento di involuppo reciproco. Non necessariamente si devono adottare il *profilo ad evolvente* come soluzione, ma per esigenze di compattezza della zona di contatto e di facilità realizzativa è praticamente l'unico profilo utilizzato per la trasmissione del moto tramite ruote dentate.

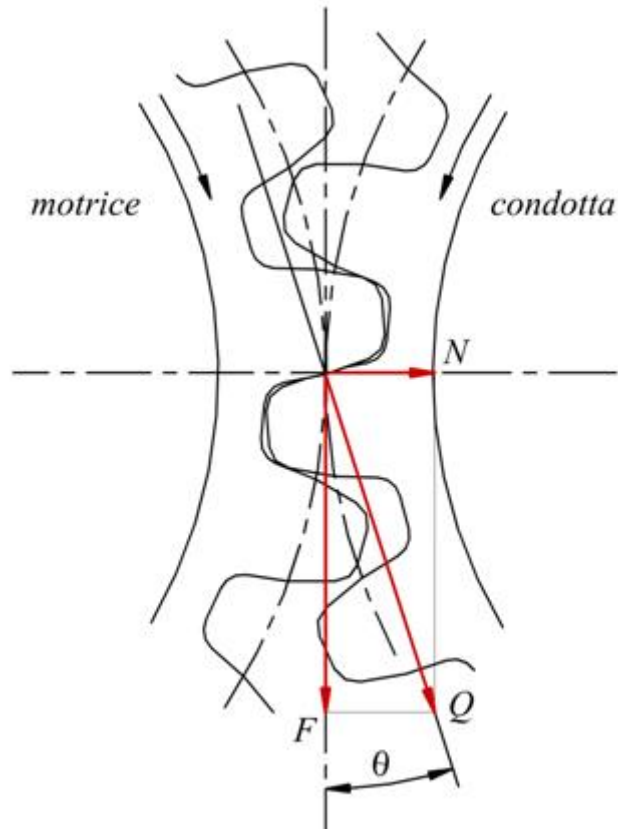


Figura 1.2 Spinte scambiate fra due ingranaggi a denti dritti

Facendo riferimento alla Figura 1.2, dato il momento torcente della ruota motrice, si ottiene la forza  $F = Mt/rp$  e una forza  $Q = F/\cos\theta$  (con  $\theta = \alpha_n$ ), pari alla spinta sulla retta di pressione data dal profilo ad evolvente. È importante conoscere le spinte trasmesse dalle due ruote per poterle bilanciare, ricordando che all'interno di una pompa sono da considerare anche le spinte date dalla differenza di pressione che agisce sulle superfici dei denti.

### 1.3.2 RUOTE A DENTI ELICOIDALI

La condizione essenziale affinché vi sia *continuità di trasmissione* in una coppia di ruote dentate, è che due denti in presa non si lascino completamente prima che altri due denti abbiano iniziato l'ingranamento.

Nelle ruote dentate a denti dritti, succede che la coppia di denti in presa, abbandona il contatto su tutta la lunghezza assiale della corona, mentre, simultaneamente, la coppia successiva di denti che sta entrando in presa, inizia il contatto. Questo origina vibrazioni e rumori nocivi.

Per ridurre questi inconvenienti si possono impiegare ruote dentate elicoidali. In questo tipo di ruote, i denti in presa si lasciano gradualmente e allo stesso modo i denti successivi iniziano l'ingranamento in modo progressivo, in questo modo la trasmissione del moto risulta regolare, senza urti o vibrazioni, quindi più silenziosa.

Negli ingranaggi cilindrici elicoidali, è necessario dunque inserire un ulteriore parametro, l'*angolo d'elica*  $\beta$ , definito come l'angolo di inclinazione dei denti rispetto all'asse della ruota, vedi Figura 1.3.

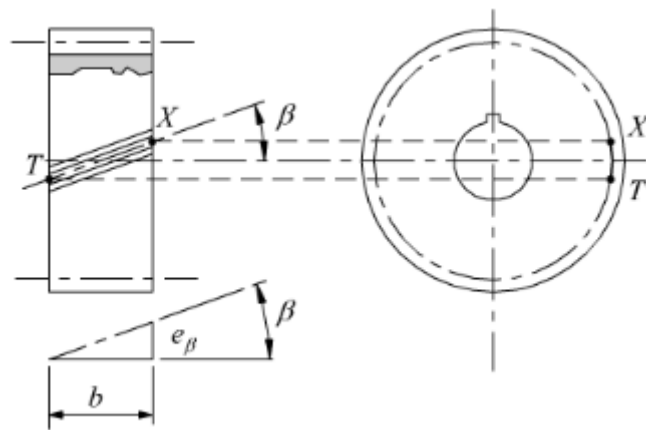


Figura 1.3 Ingranaggio a denti elicoidali

Introducendo l'*arco di ricoprimento*  $e_\beta$ , inteso come il cateto del triangolo rettangolo descritto dal dente inclinato di  $\beta$ , si può esprimere la seguente relazione:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{e_\beta}{b}$$

dove  $b$  è la fascia della ruota, cioè la lunghezza assiale dell'ingranaggio.

Per l'ingranamento di due ruote dentate ad assi paralleli è necessario che le ruote abbiano l'angolo  $\beta$  uguali ma opposti: i passi e i moduli normali devono essere ed uguali.

Come visto per le ruote a denti dritti, è fondamentale conoscere le spinte trasmesse fra due ingranaggi. In particolare, se si ha a che fare con ingranaggi elicoidali, le forze non giacciono su un unico piano, ma hanno componenti in tutte e tre le direzioni.

Possiamo dunque scomporre lo sforzo periferico  $F$ , visto in precedenza, come segue:

$F_n$  = spinta normale, che è la pressione fra i denti durante l'ingranamento;

$F_a$  = spinta assiale parallela all'asse della ruota che si scarica poi sui cuscinetti dell'albero;

$F_t$  = forza tangenziale trasmessa ottenuta tramite la potenza  $\rightarrow Mt = Ft \cdot dp/2$ ;

Dunque, come si nota dalla Figura 1.4, esiste la relazione  $tg\beta = Fa/Ft$

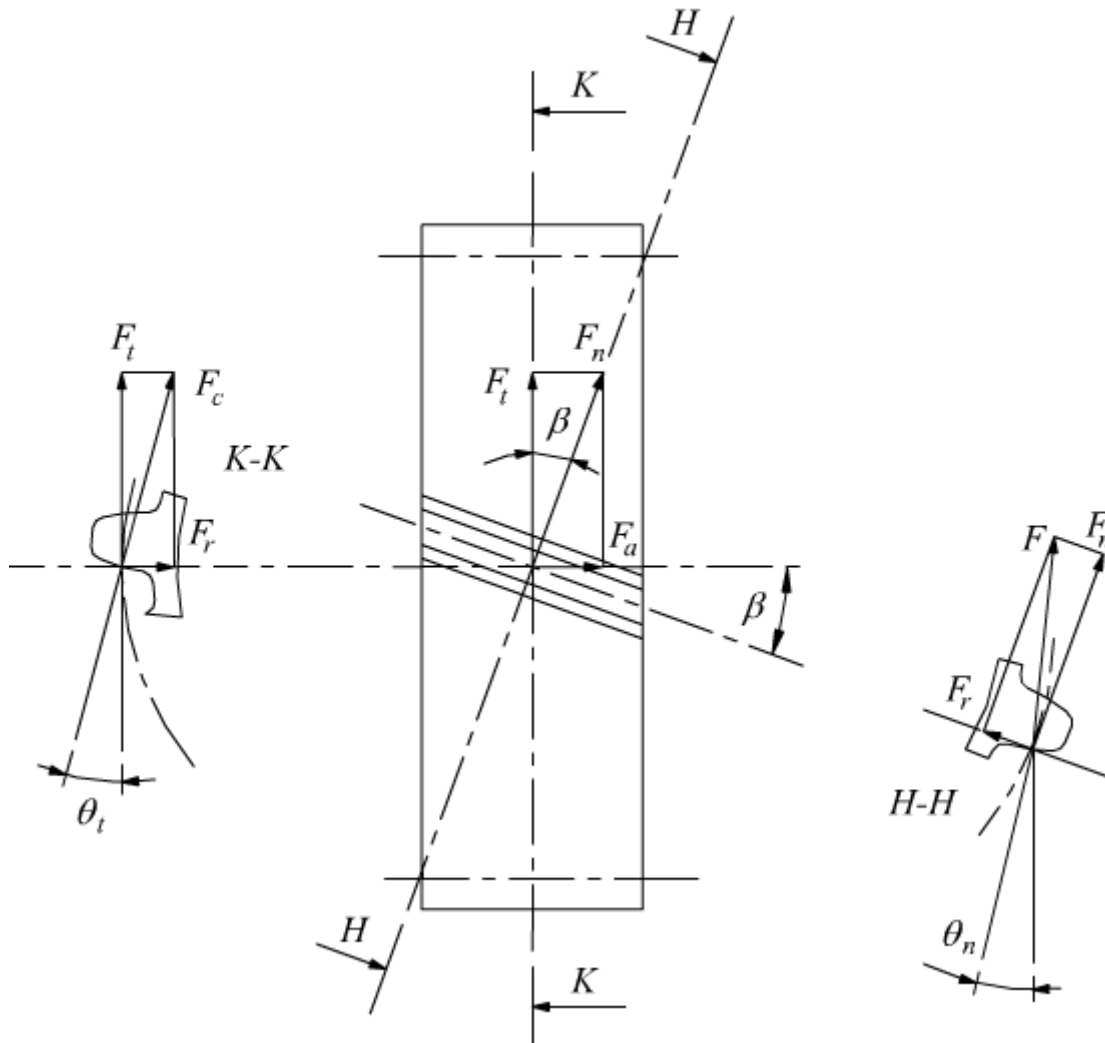


Figura 1.4 Spinte su due ruote elicoidali

Sezionando, come in figura, la ruota con il piano K-K si evidenzia la forza radiale  $F_r$  ortogonale alla forza trasmessa  $F_t$ ; queste due forze vanno a comporre una risultante  $F_c$  inclinata, oltre dell'angolo  $\beta$  rispetto all'asse di rotazione, dell'angolo di pressione trasversale  $\theta_t$  rispetto alla forza totale  $F$ . Si ricava:

$$tg \theta_t = Fr/Ft \rightarrow Fr = Ft \cdot tg \theta_t = Ft \cdot (tg \theta_n / \cos \beta)$$

### 1.3.3 ERRORI SULLE RUOTE DENTATE

La natura degli errori sulle ruote dentate a denti dritti o elicoidali deriva soprattutto dalla fabbricazione del prodotto.

Esistono svariati metodi per realizzare una ruota dentata: solitamente, gli ingranaggi sono realizzati tramite pressofusioni in acciaio e successivamente tagliati con *utensili di forma* oppure per *generazione*. Nel primo caso il vano del dente assume esattamente la forma dell'utensile da taglio utilizzato, mentre nel secondo l'utensile ha una forma differente dal profilo del dente da realizzare e si muove in modo opportuno rispetto alla ruota grezza da lavorare in modo da definirne la forma corretta. Gli utensili da taglio usualmente impiegati sono le *frese*, le *stozzatrici*, i *creatori*. Le operazioni di finitura successive possono essere effettuate tramite *lucidatura*, *rettifica* o *lappatura*.

Essendo componenti che richiedono precisioni geometriche elevate, non sempre durante la realizzazione del profilo si riesce ad ottenere le tolleranze definite durante la progettazione. Infatti, bisogna solitamente operare in *correzioni* tra la posizione reciproca dell'utensile rispetto al pezzo per modificare la caratteristica del dente.

Per evitare il fenomeno dell'*interferenza*, cioè quando si ha contatto tra i fianchi dei denti al di fuori degli estremi fissati come inizio e fine contatto, i denti vengono realizzati per generazione. Asportando la porzione di fianco del dente che porterebbe ad interferenza si rischia di incorrere nel *sottotaglio*, cioè un indebolimento della sezione resistente alla base del dente, dove la flessione è massima durante l'ingranamento. Questo problema si può evitare dimensionando per un numero minimo di denti, dati sforzi e materiale, che possa sopportare una flessione eccessiva.

Facendo riferimento alla normativa DIN 3962, i difetti e gli errori nella produzione di un dente possono essere molteplici, quasi tutti derivanti da attività di taglio o di rifinitura finale. Possiamo elencare due tipologie di errori più comuni, i quali verranno considerati nella trattazione di questa tesi:

- *errori di lavorazione del dente*, sono microerrori derivanti dalle lavorazioni di finitura, soprattutto di rettifica, durante i quali l'utensile lavora insufficientemente o eccessivamente punti sul profilo del dente causando valli o asperità (particolare (a) di Figura 1.5).
- *eccentricità*, può essere considerato come una serie di *errori di passo*, ovvero un errata spaziatura fra due denti consecutivi. Considerando la circonferenza di base della ruota, l'eccentricità è la distanza fra il centro di base della ruota e il centro di rotazione dell'gambo solidale ad essa. Questo errore deriva da un non corretto bloccaggio del gambo fra le contropunte in fase di generazione della dentatura (particolare (b) di Figura 1.5).

I difetti considerati generano, a parità di condizioni di lavoro, variazioni nella trasmissione di fluido nel caso di una pompa ad ingranaggi, causando un incremento di pulsazioni e di rumore. Come analizzeremo nell'ultimo capitolo, questi difetti possono essere individuati durante il funzionamento di una macchina volumetrica tramite un'analisi sulle oscillazioni di pressione.

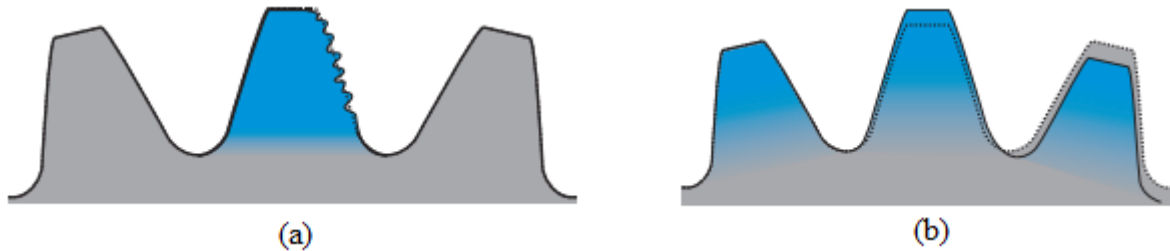


Figura 1.5 Possibili errori dei denti

Le caratteristiche elencate in questo paragrafo non descrivono completamente il vasto mondo delle ruote dentate, ma si possono ritenere esaustive per la trattazione che segue.

#### 1.4 POMPE VOLUMETRICHE AD INGRANAGGI ESTERNI

Il principio di funzionamento di una pompa oleodinamica è quello di ricevere energia dall'esterno da un motore, solitamente elettrico, che trascina uno dei due ingranaggi e trasferisce fluido da un ambiente a bassa pressione, detto di aspirazione, ad uno ad alta pressione, detto mandata.

La Figura 1.6 che segue schematizza il comportamento di una macchina operatrice ad ingranaggi esterni.

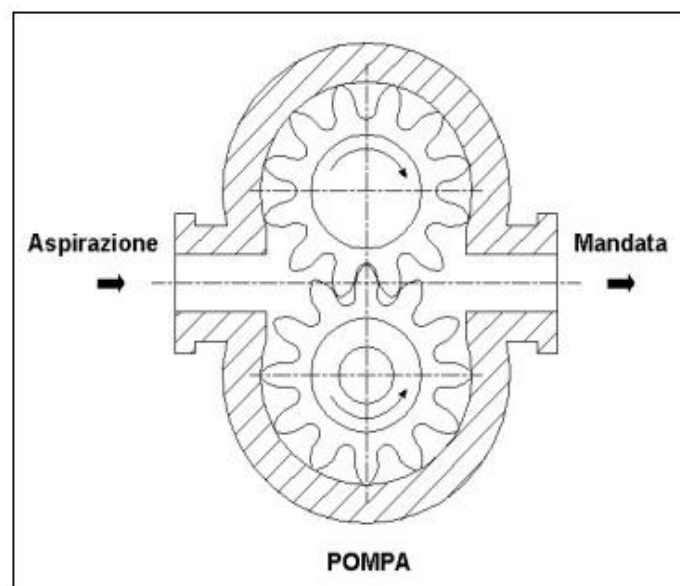


Figura 1.6 Pompa volumetrica ad ingranaggi esterni

La pompa ad ingranaggi esterni è costituita da un corpo all'interno del quale si muovono due ruote dentate identiche: una, detta motrice, porta un albero che attraversa il coperchio del corpo verso l'esterno ed è dotato di un attacco per il motore che fornisce la coppia motrice; l'altra, detta condotta, è posta in rotazione dalla prima.

Le pompe ad ingranaggi esterni possono essere dotate di ruote a denti dritti o elicoidali. Quest'ultima tipologia offre tipicamente un flusso più dolce, ma a causa delle spinte assiali non bilanciate, generate nel moto delle ruote, hanno un utilizzo in applicazioni specifiche, come vedremo nel dettaglio più avanti.

Le macchine con ruote aventi dentatura con profilo ad evolvente sono largamente impiegate a causa della ridotta sensibilità a piccole variazioni di interasse, inoltre le ruote dentate presentano un basso numero di denti molto sotto-tagliati. Queste caratteristiche sono diffuse nelle pompe ad ingranaggi, in cui lo scopo è quello di movimentare un fluido, non di trasmettere moto agli organi interni.

I principali componenti di una pompa ad ingranaggi esterni sono:

- il corpo, che alloggia due ruote dentate, condotta e motrice, e costituisce la tenuta in senso radiale al riflusso dell'olio dalla mandata all'aspirazione;
- le due ruote;
- i due coperchi, uno anteriore e uno posteriore, ed infine due rasamenti che hanno il compito di garantire la tenuta della pressione in senso assiale e di alloggiare le boccole teflonate che costituiscono i cuscinetti a sostentamento fluidodinamico per gli alberi degli ingranaggi.
- Sono poi sempre presenti guarnizioni di tenuta (O-ring e anelli anti-estrusione) e le viti di serraggio che permettono di fissare al corpo i due coperchi e quindi di chiudere la pompa.

In Figura 1.7 si può vedere un esploso di una pompa ad ingranaggi esterni prodotta dall'azienda Marzocchi Pompe S.p.A., appartenente alla classe 1P, che illustra i principali componenti appena descritti. Si sottolinea che la pompa riportata è considerata uno standard, più avanti verranno approfondite alcune tipologie di pompe prodotte dall'azienda, le quali possono presentare componenti diversi rispetto a quelli nella seguente figura.

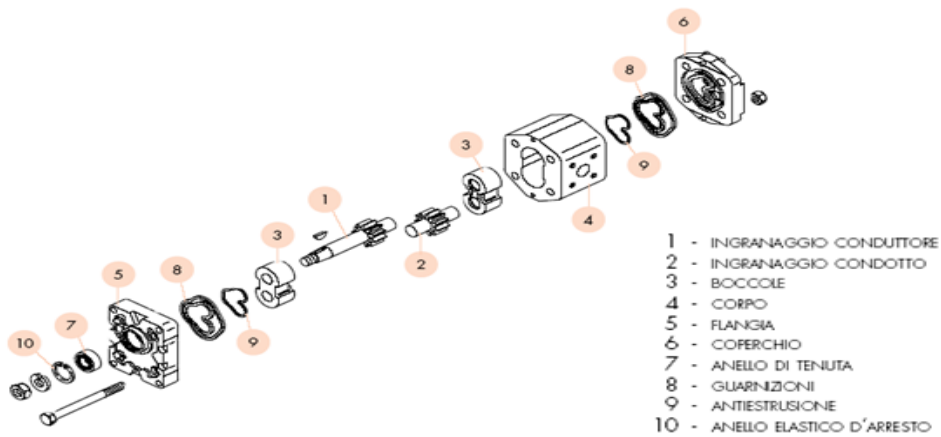


Figura 1.7 Esploso di una pompa ad ingranaggi esterni prodotto da Marzocchi Pompe S.p.A.

Il funzionamento della macchina può essere suddiviso in tre fasi principali (Figura 1.8): a partire dalla zona di ingranamento, si osserva come i due denti in presa iniziano a staccarsi mettendo così a disposizione del fluido un volume che aumenta progressivamente richiamando olio dall'aspirazione il quale riempie completamente il vano compreso tra i due denti consecutivi e il corpo pompa, (1). Proseguendo poi nella rotazione il vano si isola dalla zona di aspirazione e comincia il moto periferico verso la mandata attraverso il cosiddetto "arco di tenuta", ossia l'arco che separa i due ambienti a diversa pressione (2). Durante questo percorso la pressione all'interno del vano aumenta per effetto delle portate di fuga dovute alla differenza di pressione tra mandata e aspirazione. Una volta giunto alla mandata il vano tende a diminuire di volume poiché il dente che lo delimita inizia ad ingranare con il corrispettivo dell'altra ruota, in questo modo il fluido è spinto fuori dal vano e viene inviato al circuito di utilizzazione (3).

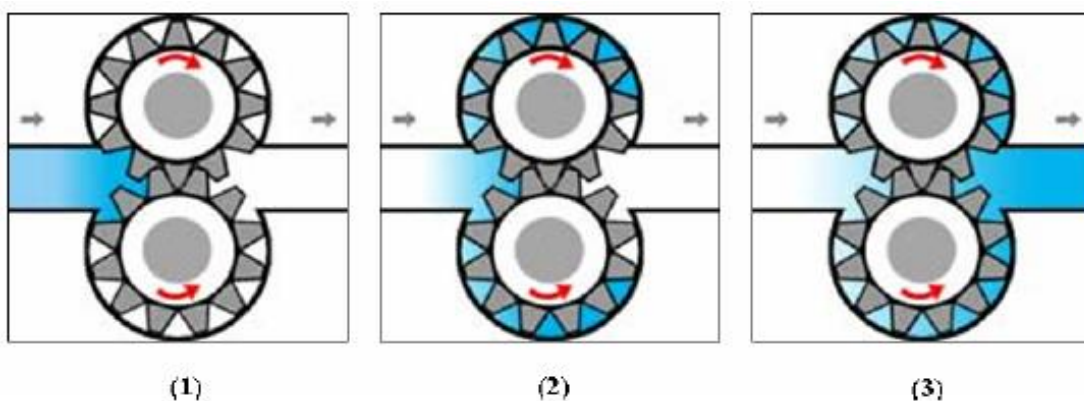


Figura 1.8 Fasi di funzionamento di una pompa ad ingranaggi esterni

La semplicità di funzionamento sopra descritta, unita alla robustezza, al ridotto numero di componenti utilizzati, all'ampio campo di pressioni e velocità di esercizio, ai ridotti problemi di cavitazione, alle



vaste gamme di portata esistenti ed infine ai bassi costi di produzione ne fanno una delle macchine più utilizzate nel settore dell'oleodinamica.

Rispetto alle pompe a pistoni sono però caratterizzate da una minore pressione massima di funzionamento dell'ordine di 250÷300 bar (rispetto agli oltre 350 bar delle pompe a stantuffi che in alcune realizzazioni particolari possono raggiungere i 700 bar). Questa differenza è dovuta principalmente alle portate di fuga tra gli ambienti di alta e bassa pressione che sono più elevate percentualmente in una pompa ad ingranaggi rispetto ad una pompa a pistoni e che penalizzano notevolmente il rendimento volumetrico. Queste portate possono ritenersi in prima approssimazione indipendenti dal regime di rotazione della pompa mentre possono considerarsi crescenti linearmente con il  $\Delta p$  tra mandata e aspirazione. Si può facilmente comprendere come ad elevata pressione le portate di fuga diventano ingenti penalizzando in maniera preponderante il rendimento volumetrico e rendendo la macchina non utilizzabile. Tutto ciò condiziona il rendimento globale della macchina che risulta, in condizioni normali, dell'ordine dell'85-90% rispetto all'oltre 90% delle pompe a stantuffi.

Il fenomeno descritto in precedenza non influenza solo il rendimento globale della macchina ma anche ovviamente la portata erogata da quest'ultima al variare delle condizioni operative. Infatti, mentre la portata teorica può esprimersi con la seguente relazione:

$$Q_{teorica} = V \cdot n \cdot 1000 \quad [l/min]$$

con:  $Q_{teorica}$  = portata teorica erogata dalla pompa;

$V$  = cilindrata geometrica (teorica) della pompa [ $cm^3/giro$ ];

$n$  = velocità di rotazione della pompa [ $rpm$ ].

In particolare, si definisce *cilindrata geometrica* o *teorica* di una pompa ad ingranaggi esterni il prodotto del volume contenuto nei singoli vani, cioè il volume compreso fra due denti e la relativa superficie del corpo, per il numero complessivo di essi. Come unità di misura si utilizzerà  $cm^3/giro$ , intesa come volume di fluido elaborato ad ogni giro.

La portata reale della macchina sarà:

$$Q_{reale} = Q_{teorica} - Q_{fuga}$$

con:  $Q_{reale}$  = portata realmente erogata dalla pompa;

$Q_{fuga}$  = portata di fuga (proporzionale a  $\Delta p$ ).

Nello specifico, la *portata reale o effettiva* per macchine ad ingranaggi esterni è definita come il concreto volume aspirato dalla pompa e posto in mandata. Questo volume elaborato è condizionato dalle perdite per trafilamento, dalle perdite di carico, dalla resistenza data dal filtro sull'aspirazione, dalla compressibilità del fluido, dalla difficoltà di aspirazione completa, ecc. Dunque, la differenza fra cilindrata teorica e cilindrata effettiva porterà a valori di portata reale inferiori a quelli nominali. Dunque, durante questa trattazione, i valori di cilindrata indicati sono convenzionalmente riferiti alla *cilindrata effettiva*.

Il rendimento volumetrico sarà quindi dato da:

$$\eta_{vol} = \frac{Q_{reale}}{Q_{teorica}} [\%]$$

Facendo riferimento al grafico in Figura 1.9, dove si rappresenta la curva caratteristica di portata della macchina in funzione di  $\Delta p$ , la portata teorica è una retta parallela all'asse delle ordinate mentre la portata reale è definita da una curva che diminuisce al crescere della differenza di pressione fra mandata e aspirazione.

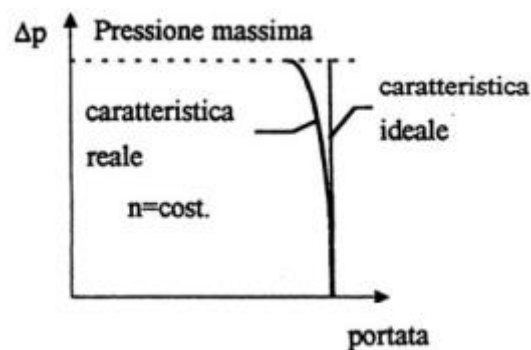


Figura 1.9 Curva caratteristica della portata ideale (teorica) e reale

L'andamento della portata viene considerato a velocità di rotazione costante: essendoci una proporzionalità diretta, al crescere di  $n$  la portata aumenterà.

Le velocità di rotazione ammissibili per una pompa ad ingranaggi sono limitate dalla necessità di garantire una buona regolarità e continuità di funzionamento; solitamente si rimane in un campo di velocità compreso tra 500 e 3000 rpm (ovvero giri al minuto) al fine di ottenere un buon riempimento delle cavità di pompaggio e un flusso regolare di fluido in mandata, prevenendo eventuali surriscaldamenti della macchina che potrebbero portare al grippaggio.

Queste considerazioni sono fatte in linea generale su tutte le macchine ad ingranaggi esterni, da quelle di piccole dimensioni a quelle di taglia maggiore. È chiaro che più il volume di fluido da elaborare è piccolo, più la macchina risulterà compatta e, come vedremo nel caso in esame, non avrà problemi a

lavorare anche fino a 4000 rpm. Esistono poi una vasta gamma di soluzioni costruttive che permettono di raggiungere velocità ancora superiori, senza cali considerevoli di rendimento né creando danni strutturali ai vari componenti.

Un'altra caratteristica peculiare delle pompe ad ingranaggi esterni è l'erogazione di una portata variabile nel tempo, a parità di condizioni di funzionamento, dovuta alle caratteristiche costruttive intrinseche della macchina stessa. Infatti, essendo le camere pompanti in numero finito, la portata dipende dalla posizione angolare reciproca delle due ruote: la portata messa a disposizione dell'utilizzatore varia da un massimo, quando la mandata vede il vano fra i due denti, e un minimo, quando parte del volume in mandata è occupato dal dente in rotazione. Nel grafico in Figura 1.10, si può vedere la portata uscente dalla pompa in funzione del tempo.

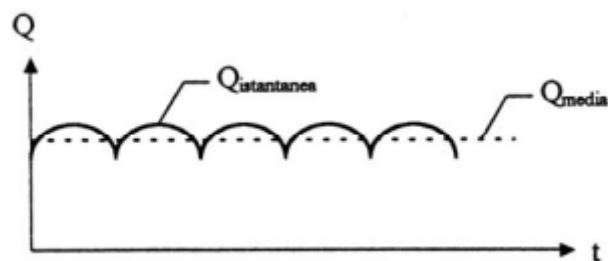


Figura 1.10 Andamento della portata della pompa in funzione del tempo

Come vedremo meglio in seguito, questo andamento oscillatorio della portata è da limitare in quanto può dare problemi di precisione dell'utilizzatore, ma può, soprattutto, essere fonte di elevate emissioni acustiche.

Dunque, ricercando come obiettivo la maggior regolarità di portata possibile, si potrebbe aumentare il numero di denti delle ruote, ossia le cavità pompanti, però questo porterebbe, a parità di diametro di testa degli ingranaggi, ad una drastica riduzione della cilindrata dovuta alla diminuzione del volume dei vani messi a disposizione del fluido.

Per questo motivo tali pompe sono inadeguate per funzionare a portata variabile, poiché la regolazione di essa può essere operata solo attraverso la variazione di velocità di rotazione della ruota motrice.

Possiamo dunque definire altri parametri fondamentali che contraddistinguono una pompa volumetrica ad ingranaggi esterni:

- Il *rendimento meccanico*,  $\eta_{mecc}$ , può essere definito come la pressione effettiva  $p$  misurata sulla porta di mandata e la pressione teorica  $p_t$  prevista in funzione della coppia motrice effettiva rilevata con il torsionometro sull'albero:

$$\eta_{mecc} = \frac{p}{p_t} = \frac{V_o \cdot p}{2\pi \cdot M} \cdot 10 \text{ [%]}$$

dove:  $M$  = coppia in  $Nm$ ;

$V_o$  = cilindrata teorica della pompa in  $cm^3/giro$ ;

$p$  = differenziale di pressione fra aspirazione e mandata in  $bar$ .

Dunque, il rendimento meccanico dipende strettamente dalla pressione e dalla velocità alla quale si esegue la verifica, dal fluido utilizzato, cioè dalla comprimibilità, viscosità, temperatura e densità.

- Il *rendimento totale*,  $\eta_{tot}$ , è il rapporto fra la potenza idraulica resa e la potenza meccanica assorbita in determinate condizioni di pressione, numero di giri e tipologie di fluido. In sintesi, non è altro che il prodotto fra il rendimento volumetrico e meccanico.

$$\eta_{tot} = \eta_{vol} \cdot \eta_{mecc} \text{ [%]}$$

- La *velocità del fluido* in una condotta viene calcolata avendo note la portata del fluido stesso e la sezione della tubazione.

$$v = \frac{Q_{reale}}{6 \cdot A} \text{ [m/s]}$$

dove:  $v$  = velocità del fluido nella condotta;

$Q$  = portata in  $l/min$ ;

$A$  = sezione della condotta in  $cm^2$ .

La velocità del fluido è funzione della sezione delle condotte che possono variare nel circuito, della velocità di rotazione, della viscosità e temperatura del fluido stesso. I passaggi dove il fluido scorre devono essere opportunamente studiati, soprattutto quelli di aspirazione; in caso contrario si possono verificare problemi di *cavitazione* o di aumento delle temperature. Solitamente viene rispettata la Tabella 1.1.

<b>Condotta di Aspirazione</b>	<b>0,5 - 1,6 metri/sec</b>
<b>Condotta di Mandata</b>	<b>2 - 6 metri/sec</b>
<b>Condotta di Ritorno</b>	<b>1,6 - 3 metri/sec</b>

Tabella 1.1 Velocità di fluido nelle condotte

## 2 ACUSTICA

---

### 2.1 RICHIAMI DI ACUSTICA

Il *suono* è una perturbazione di carattere oscillatorio che si propaga in un mezzo elastico, con frequenza tale da essere percepita dall'orecchio umano. Affinché il fenomeno avvenga è necessaria la presenza di una sorgente e di un mezzo avente elasticità e massa uniformemente distribuite. La sorgente è costituita da un elemento vibrante che trasmette le oscillazioni alle particelle di fluido che la circondano, provocando così la perturbazione nel mezzo che usualmente è aria. Sotto certi aspetti le onde acustiche presentano molte analogie con altri fenomeni fisici che si manifestano sotto profilo ondulatorio come ad esempio la luce, o meglio le onde elettromagnetiche appartenenti allo spettro visibile, le onde sismiche, etc.; un'onda costituisce quindi una perturbazione delle condizioni locali di riposo. La vibrazione di corpi elastici presenta un andamento ondulatorio, descrive cioè nel tempo un movimento che può essere rappresentato graficamente tramite un'onda. Le onde sonore sono classificate in funzione della periodicità: un'onda sonora periodica, caratterizzata cioè da una vibrazione ciclica del mezzo elastico, si definisce suono; un'onda sonora non periodica costituisce invece un *rumore*, che a differenza del suono è generalmente sgradevole e fastidioso per l'udito. Sono soggette a tutti i fenomeni connessi alla propagazione ondosa come riflessione, rifrazione ed assorbimento, e sono caratterizzate da alcune grandezze che ne definiscono l'andamento: la frequenza  $f$ , il periodo  $T$ , la pulsazione  $\omega$ , l'ampiezza  $A$ , la lunghezza d'onda  $\lambda$  e la velocità del suono  $c$ , approfondite di seguito.

La *frequenza*  $f$  [Hz] è definita come numero di oscillazioni complete nell'unità di tempo, mentre il *periodo*  $T$  [s] è la durata di un ciclo completo di oscillazione ed è calcolato come inverso della frequenza:

$$T = \frac{1}{f}$$

La *pulsazione*, la frequenza ed il periodo sono legati tra loro dalla seguente relazione:

$$\omega = 2\pi T = 2\pi/f$$

Il suono si propaga nel mezzo che circonda la sorgente sonora con una *velocità del suono*  $c$  [m/s]. Considerando la legge di Ohm acustica applicata ad un tubo di flusso perturbato vale in generale:

$$c = \sqrt{\frac{dp}{d\rho_{trasf}}}$$

dove  $dp$  [ $N/m^2$ ] rappresenta la perturbazione infinitesima di pressione, mentre  $d\rho$  è la variazione infinitesima della densità del mezzo [ $kg/m^3$ ].

Facendo riferimento ad una trasformazione isoentropica per un gas ideale si ottiene la relazione seguente, in cui  $k$  è il rapporto tra calore specifico rispettivamente a pressione e volume costante,  $R$  è la costante universale dei gas ( $8314,34 \frac{J}{kg_{mole}K}$ ),  $\mu$  è la massa molecolare espressa in  $kg_{moli}$  e  $T$  è la temperatura espressa in Kelvin.

$$c = \sqrt{\frac{kRT}{\mu}}$$

Se il mezzo è l'aria si impiegano delle relazioni approssimate come ad esempio quella che segue:

$$c = 331,4 + 0,6T$$

dove  $T$  è espressa in gradi Celsius. Come valore di riferimento della velocità del suono si considera quello determinato ad una temperatura di  $20^\circ C$ , approssimativamente pari a  $341$  m/s.

L'ampiezza  $A$  [ $N/m^2$ ] rappresenta il valore massimo dell'oscillazione dell'onda di pressione mentre la lunghezza d'onda  $\lambda$  [m] rappresenta la distanza percorsa dall'onda sonora in un periodo di tempo.

$$\lambda = \frac{c}{f}$$

Considerando una frequenza di  $1000$  Hz, la lunghezza d'onda corrispondente ad una velocità del suono  $c$  pari a  $341$  m/s sarà di  $0,34$ m; per una frequenza di  $4000$  Hz essa assumerà invece un valore di  $0,082$  m.

Il fenomeno di propagazione dell'onda può essere descritto tramite l'equazione differenziale ordinaria di similitudine con un oscillatore semplice

$$x(t) = A \sin(\omega t + \varphi)$$

dove  $\omega$  rappresenta la pulsazione e  $\phi$  la fase dell'onda sinusoidale (Figura 2.1).

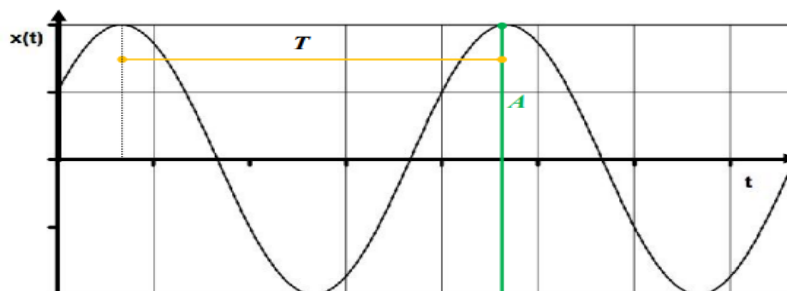


Figura 2.1 Andamento sinusoidale della funzione  $x(t)$

## 2.2 GRANDEZZE ACUSTICHE FONDAMENTALI

I fenomeni acustici, come accennato nel paragrafo precedente, possono essere descritti da equazioni di tipo sinusoidale. La descrizione di tali fenomeni si rende possibile nel momento in cui si seleziona un'opportuna grandezza fisica in grado di caratterizzarli, e per i fenomeni acustici la grandezza di riferimento è la *pressione sonora* (o pressione acustica) [Pa].

La pressione acustica è definita come differenza tra la pressione  $p(t)$  esistente in un dato istante  $t$  e la pressione statica che si avrebbe nello stesso punto e nello stesso istante in assenza dell'onda sonora. Nel caso in cui il mezzo di propagazione fosse l'aria, la pressione statica non è altro che la pressione atmosferica  $p_a$

$$\Delta p(t) = p(t) - p_a$$

Ai fini dell'analisi delle emissioni acustiche è ritenuto più utile riferirsi al *valore efficace*  $P$  della pressione acustica, calcolato come segue:

$$P = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T [p(t) - p_n]^2 dt}$$

dove  $p_n$  rappresenta il valore di pressione mediata. Solitamente la pressione acustica efficace è compresa tra  $2 \cdot 10^{-5} \div 2 \cdot 10^2$  Pa, che corrisponde alla soglia di danneggiamento del timpano.

Il vantaggio di impiegare la pressione sonora come grandezza acustica di riferimento è la sua facilità di misurazione, ma per contro il suo valore appare fortemente influenzato dall'ambiente che circonda la sorgente, essendo una grandezza intrinseca del campo di moto. Questo inconveniente ha indirizzato la ricerca ad impiegare altre grandezze fisiche, che diano un riscontro più oggettivo, come quelle elencate di seguito.

La *potenza sonora*  $W$  [W] della sorgente, espressa come energia trasmessa dall'onda nel mezzo per unità di tempo, è una grandezza scalare caratteristica della sorgente.

$$W = \frac{dE}{dt}$$

L'*intensità di energia sonora*  $I$  [W/m<sup>2</sup>], espressa come energia incidente su una superficie  $S$  perpendicolare alla direzione di propagazione per unità di tempo, rappresenta una grandezza vettoriale caratteristica del campo di moto.

$$I = \frac{dE}{dt \cdot S}$$

La *densità di energia sonora*  $D$  [ $\text{J}/\text{m}^3$ ], grandezza di maggior interesse nello studio del campo acustico in ambienti chiusi, che rappresenta il rapporto tra la quantità di energia contenuta in una porzione di spazio ed il suo volume, è una grandezza scalare tipica del campo di moto

$$D = \frac{dE}{dV}$$

In letteratura viene illustrata la trattazione complessa delle leggi di propagazione del suono; in questo lavoro per privilegiare la semplicità si vogliono riassumere i principali concetti di propagazione nel caso di onda piana e sferica.

Nella propagazione di onde piane, il campo sonoro assume la forma di un fascio di onde parallele, e la sorgente si immagina costituita da un piano che vibra in direzione normale alla superficie stessa. I fronti d'onda sono formati da superfici parallele al piano sorgente, sulle quali le varie grandezze insistenti sono costituite dallo stesso valore in un determinato istante.

È possibile dimostrare che l'intensità di energia sonora e la densità di energia possono essere descritte dalle relazioni seguenti.

$$I = \frac{p^2}{\rho c}$$
$$D = \frac{p^2}{\rho c^2}$$

Si può immaginare un campo di onde sferiche come prodotto da una sorgente costituita da una 'sfera pulsante, ovvero una sfera il cui raggio varia periodicamente nel tempo. Come nel caso di onde piane, un campo di onde sferiche potrà essere realizzato nella realtà solo in prima approssimazione, assumendo che la propagazione avvenga quando ci si trovi abbastanza lontani dalla sorgente da poterla ritenere puntiforme. In tal caso si dimostra che vale la relazione sotto riportata per il calcolo dell'intensità di energia sonora, in cui  $r$  rappresenta la distanza dalla sorgente.

$$I = \frac{W}{4\pi r^2}$$

La pressione sonora è una grandezza ingegneristica facilmente misurabile e con riferimento all'udito umano il suo valore minimo percepibile è pari a  $20 \mu\text{Pa}$  mentre il valore massimo, che precede la soglia del dolore, è circa pari a  $60 \text{ Pa}$ . Una scala lineare basata sulla radice quadrata della pressione sonora richiede  $10^{13}$  suddivisioni per ricoprire interamente il range disponibile, ma il comportamento dell'udito umano non soddisfa il requisito di linearità. È preferibile dunque impiegare una scala di misura più complessa rispetto quella lineare, come la scala logaritmica. Essa è particolarmente adatta per confrontare la pressione sonora di diversi segnali, ma non apportando delle opportune correzioni,



tale scala risulterebbe eccessivamente compressa. Per questo motivo si introduce un *fattore 10* moltiplicativo, dando luce al *decibel* [dB], che nonostante sia di fatto una grandezza adimensionale (perché derivante da un rapporto tra uguali grandezze) è considerato a tutti gli effetti un'unità di misura dei fenomeni acustici. Sono definite di seguito le diverse grandezze utili nella trattazione.

### **Livello di pressione sonora**

Si definisce *livello di pressione sonora* (SPL, *Sound Pressure Level*) espresso in dB:

$$L_p = 10 \left( \frac{p^2}{p_0^2} \right) = 20 \left( \frac{p}{p_0} \right)$$

dove  $p$  è la pressione sonora presa in esame e  $p_0$  è la pressione sonora di riferimento. Con il proposito di determinare l'SPL in termini assoluti, la pressione sonora  $p_0$  è espressa con il valore minimo della soglia di udibilità a 1000 Hz, ovvero 20  $\mu$ Pa.

### **Livello di potenza sonora**

Si definisce *livello di potenza sonora*  $L_W$  il rapporto espresso tramite il numero di decibel tra due potenze sonore di cui una è presa come riferimento,  $W_0 = 10^{-12}W$ .

$$L_W = 10 \frac{W}{W_0}$$

### **Livello di intensità sonora**

È definito *livello di intensità sonora*  $L_I$  il rapporto in decibel che si ottiene tra l'intensità della sorgente e l'intensità presa come riferimento,  $I_0 = 10^{-12} \frac{W}{m^2}$ .

$$L_I = 10 \frac{I}{I_0}$$

## **2.3 SPETTRO SONORO**

Fino a questo momento si è considerato il suono come una funzione sinusoidale caratterizzata da un'unica frequenza, ed in acustica tale suono prende il nome di *tono puro* (Figura 2.2). Si definisce *suono complesso* quello il cui spettro sonoro include molte componenti pure. Sebbene in natura alcuni suoni siano caratterizzati da un unico valore di frequenza, oppure seguano una sinusoide principale come le note musicali, accade più frequentemente che le sorgenti sonore producano un andamento dell'onda irregolare e casuale nell'unità di tempo. Questa è la caratteristica principale che descrive un rumore: esso non presenta nemmeno un andamento periodico, e per questo motivo si esamina

mediante l'*analisi di Fourier*, che permette di considerare qualsiasi segnale come il risultato della sovrapposizione di un numero infinito di componenti sinusoidali di diversa frequenza, ampiezza e fase (Figura 2.2). Applicando un algoritmo matematico, noto come *trasformata di Fourier*, è possibile trasformare un segnale definito nel dominio del tempo in uno definito nel dominio della frequenza, che prende il nome di *spettro sonoro*.

In Figura 2.2 sono mostrate diverse tipologie di suono con il relativo spettro sonoro. Per quanto riguarda i toni puri esso è composto da una sola linea, ovvero un'unica frequenza, mentre per suoni complessi esso è costituito da diverse bande di frequenza, ciascuna delle quali è caratterizzata da una frequenza di taglio superiore  $f_s$ , da una di taglio inferiore  $f_i$  e dal valore di frequenza nominale o di centro banda  $f_c$ .

Molti strumenti sono in grado di svolgere l'analisi in frequenza, ed a questo scopo può essere impiegato un fonometro di precisione dotato di filtri passa-banda.

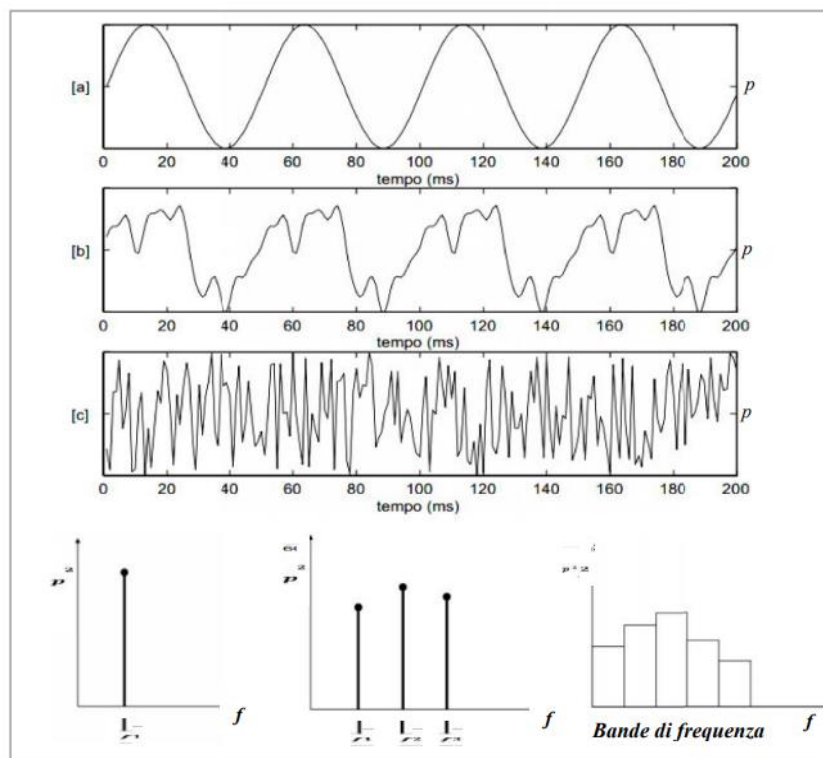


Figura 2.2 Andamento dell'onda e spettro sonoro relativo: [a] sinusoidale, [b] periodico, [c] aperiodico

Per semplificare il confronto tra le numerose misurazioni strumentali derivanti dall'analisi in frequenza, l'*International Standards Organization* impose la standardizzazione del metodo di frazionamento delle bande, e particolare importanza assume quello ad ampiezza di banda percentuale costante. In questa famiglia una delle ripartizioni più conosciute ed utilizzate è la suddivisione in *banda d'ottava*.

Il campo delle frequenze udibili viene suddiviso in dieci bande, e per ognuna di esse il valore del limite superiore di frequenza è rigorosamente doppio rispetto al limite inferiore di frequenza della stessa banda. In Figura 2.3 è illustrata una tabella che mostra le frequenze caratteristiche per le diverse tipologie di banda. In particolare, la frequenza superiore e la frequenza media della banda d'ottava si determinano mediante le relazioni che seguono.

$$f_s = 2f_i$$

$$f_c = \sqrt{2}(f_s - f_i)$$

Talvolta può essere richiesto uno studio più dettagliato del rumore, e rispetto ai risultati ottenuti mediante l'impiego della banda d'ottava è preferibile far riferimento ad una suddivisione più accurata delle bande di frequenza, ovvero la *banda di terzo d'ottava*.

Banda	Ottava			Terzi di ottava		
	Frequenza inferiore	Frequenza centrale	Frequenza superiore	Frequenza inferiore	Frequenza centrale	Frequenza superiore
12	11	16	22	14,1	16	17,8
13				17,8	20	22,4
14				22,4	25	28,2
15	22	31,5	44	28,2	31,5	35,5
16				35,5	40	44,7
17				44,7	50	56,2
18	44	63	88	56,2	63	70,8
19				70,8	80	89,1
20				89,1	100	112
21	88	125	177	112	125	141
22				141	160	178
23				178	200	224
24	177	250	355	224	250	282
25				282	315	355
26				355	400	447
27	355	500	710	447	500	562
28				562	630	708
29				708	800	891
30	710	1000	1420	891	1000	1122
31				1122	1250	1413
32				1413	1600	1778
33	1420	2000	2840	1778	2000	2239
34				2239	2500	2818
35				2818	3150	3548
36	2840	4000	5680	3548	4000	4467
37				4467	5000	5623
38				5623	6300	7079
39	5680	8000	11 360	7079	8000	8913
40				8913	10 000	11 220
41				11 220	12 500	14 130
42	11 360	16 000	22 720	14 130	16 000	17 780
43				17 780	20 000	22 390

Figura 2.3 Suddivisione dello spettro di frequenze udibili in bande normalizzate d'ottava e terzi d'ottava

Come suggerisce la nomenclatura, esse sono caratterizzate da una larghezza approssimativamente pari ad un terzo rispetto alle precedenti bande d'ottava. In particolare, la frequenza superiore e la centrale valgono rispettivamente:

$$f_s = \sqrt[3]{2}f_i$$

$$f_c = 3\sqrt{2}(f_s - f_i)$$

In Figura 2.3 sono mostrati i valori delle frequenze superiori, inferiori e centrali per entrambe le tipologie di suddivisione.

## 2.4 VALUTAZIONE SOGGETTIVA DEI SUONI E LOUDNESS

L'orecchio umano è in grado di percepire mediamente solo una ristretta gamma di frequenze comprese nell'intervallo  $20\text{Hz} < f < 20\text{kHz}$  che rappresenta la *gamma udibile*. Suoni che abbiano frequenze rispettivamente inferiori o superiori non vengono uditi dall'uomo e prendono il nome di *infrasuoni* ed *ultrasuoni*.

Diversi esperimenti effettuati su campioni di popolazione hanno determinato la *soglia dell'udibile* espressa come livello di pressione sonora in funzione della frequenza di un tono puro, illustrata in Figura 2.4. Dall'analisi di questa curva si rileva che la soglia dell'udibile minima si trova nell'intervallo tra 1000 e 4000 Hz. Questa è una caratteristica propria dell'udito umano, che per sua natura è specializzato per udire tali frequenze, che rappresentano quelle del parlato. Si osserva inoltre che la soglia di udibilità varia in modo sensibile in funzione della frequenza.

Incrementando pesantemente il livello sonoro della sorgente, il campione percepirà una sensazione dolorosa e quindi è possibile tracciare nel diagramma la linea tratteggiata che delimita la *soglia del dolore*.

Tale curva varierà con la frequenza meno sensibilmente rispetto alla soglia di udibilità, a causa di un meccanismo di difesa intrinseco degli organi uditivi.

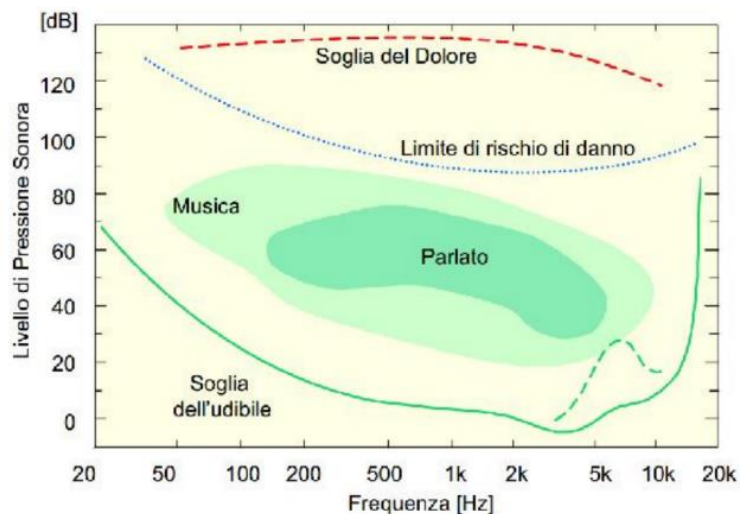


Figura 2.4 SPL del campo udibile in funzione della frequenza in scala logaritmica

Il problema che ci si pone è quello di determinare la legge che regola la percezione soggettiva dei suoni. Fletcher fu il primo studioso che affronta tale questione, e basandosi sulla legge psicofisica di Weber-Fechner tentò di riprodurre in via analitica delle curve isofoniche, ossia curve soggettive di isosensazione.

Purtroppo, il tentativo di Fletcher fallì, in quanto le relazioni ricavate risultano di limitato utilizzo, e per tale motivo egli preferì basarsi su di un approccio esclusivamente sperimentale.

L'obiettivo divenne dunque il tracciamento di un diagramma che, dato un suono oggettivo di frequenza e livello di pressione sonora (dB) note, facesse corrispondere la percezione soggettiva di tale suono, denominata *loudness* e misurata in *phon*. Tale diagramma prese il nome di *audiogramma normale* (o audiogramma di Fletcher e Munson) dove in ascissa è rappresentata la frequenza in scala logaritmica, e in ordinata è rappresentato il livello di pressione sonora riferito a 20  $\mu\text{Pa}$  (Figura 2.5). Le curve dell'audiogramma fanno riferimento a toni puri con sorgente posta frontalmente all'osservatore, ed uniscono i punti in cui la sensazione dell'intensità del suono alle varie frequenze risulta la medesima (le *curve isofoniche* sono curve di isosensazione).

Come suono di riferimento venne utilizzato un segnale sinusoidale di 1000 Hz, per il quale il livello oggettivo in dB rispetto a 20  $\mu\text{Pa}$  coincide con il valore della scala soggettiva espressa in phon. Osservando l'audiogramma si vede ancor più chiaramente che l'orecchio umano è più sensibile a frequenze medio-alte della banda acustica (500-5000 Hz), con un massimo di sensibilità attorno ai 3500 Hz, mentre presenta rapidi cali di sensibilità alle basse e alle alte frequenze.

L'audiogramma normale funziona correttamente per suoni simili determinati sperimentalmente, cioè per i toni puri, che sono sfortunatamente una classe molto ristretta nel campo dei fenomeni sonori. I suoni ed i rumori che usualmente vengono percepiti nella vita quotidiana sono quasi esclusivamente a spettro complesso. Da un punto di vista tecnico è quindi indispensabile caratterizzare la percezione uditiva nei confronti dei suoni complessi. Ogni tentativo di utilizzare a tal proposito i dati contenuti nell'audiogramma risulta vano.

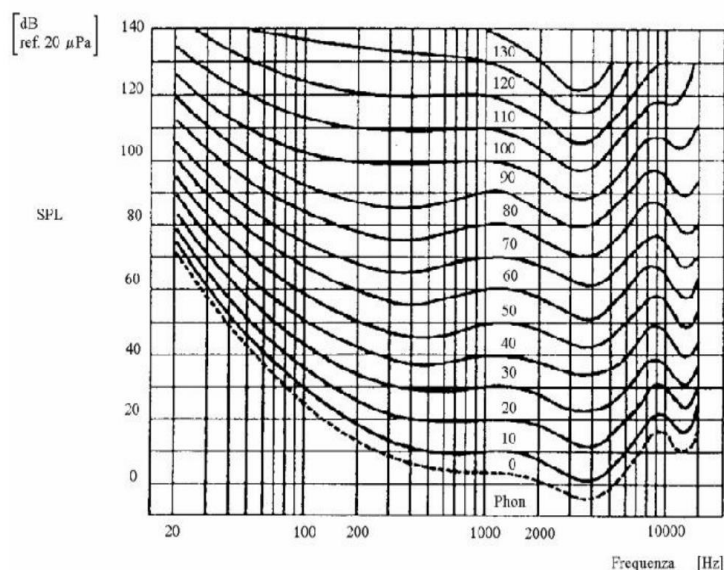


Figura 2.5 Audiogramma normale e curve isofoniche secondo norma ISO/R 226

Se ad esempio si analizzasse il contenuto spettrale del suono in esame, e per ciascuna riga dello spettro si calcolasse il livello equivalente in phon utilizzando l'audiogramma normale e combinando linearmente i risultati parziali per risalire alla "loudness" del suono complesso, si otterrebbe un risultato che, sottoposto al vaglio di una prova soggettiva di ascolto, risulterebbe fortemente errato.

Il motivo per cui non risulta valido il principio di sovrapposizione degli effetti è la dipendenza dalle caratteristiche intrinseche del meccanismo di percezione uditiva. In particolare, uno dei fenomeni più evidenti, anche se non l'unico, che interviene quando vengono percepiti più suoni contemporaneamente consiste nel fatto che ciascun suono non conserva totalmente la sua individualità nei confronti della percezione. Il fenomeno prende il nome di *mascheramento acustico*.

Questo fenomeno può essere descritto come un disturbo all'ascolto di un suono desiderato (suono mascherato) da parte di un suono mascherante.

Essendo un fenomeno complesso, si fa riferimento a casi tipici partendo dalla condizione più semplice, ovvero quella di due toni puri di frequenza ed intensità note. Se uno dei due suoni avesse un livello tale da essere appena percepibile, cioè il suo livello fosse pari al livello di soglia  $L_S$ , non appena questo si sovrappone al secondo tono, verrebbe totalmente mascherato per un livello sufficientemente elevato del suono mascherante. Per poter distinguere nuovamente la presenza del tono mascherato è necessario innalzare il suo livello sonoro fino ad un valore di  $L_M$ , per il quale si raggiungono le nuove condizioni di soglia.

Si assume quindi come valutazione quantitativa del mascheramento la differenza  $M$ , espressa in dB, tra due livelli di soglia, rispettivamente in presenza e in assenza del tono mascherante:

$$M = L_M - L_S$$

in cui il livello prende il nome di *soglia di mascheramento* di udibilità.

Numerose prove soggettive hanno mostrato che il mascheramento acustico dipende dalla frequenza e dal livello del suono mascherante. Nella Figura 2.6 si può desumere l'effetto mascherante prodotto da un tono puro a 400 Hz (a) e 1200 Hz (b), per diversi livelli di intensità acustica. In ascissa è riportata la frequenza del tono mascherato e in ordinata il corrispondente valore di  $M$ . Le varie curve hanno come parametro il livello sonoro del tono mascherante. Si può affermare che per livelli inferiori del tono mascherante l'effetto è praticamente il medesimo sia per suoni di frequenza superiore che inferiore a quella del tono mascherante. All'aumentare del livello aumenta l'entità del mascheramento e si estende sempre più per valori di frequenza più elevati del tono mascherato. Questa espansione in

frequenza non si manifesta invece per valori inferiori a quelli del tono mascherante, come risulta evidente dalla marcata asimmetria delle curve rispetto ai valori di 400 e 1200 Hz.

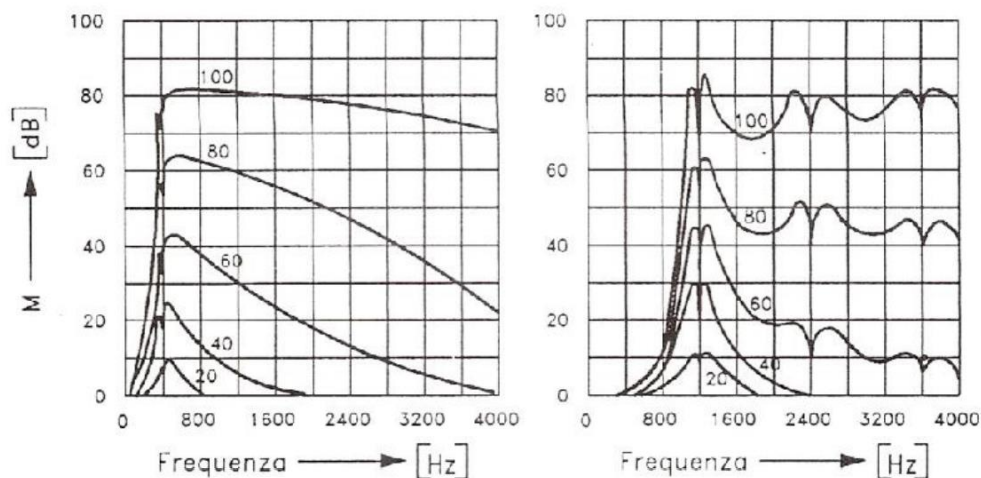


Figura 2.6 Diagrammi di mascheramento per tono puro di frequenza pari a 400 Hz (sinistra) e 1200 Hz (destra)

Si nota poi che l'effetto di mascheramento è massimo per valori di frequenza prossimi a quello del tono mascherante, mentre per valori coincidenti (o quasi) con quello del tono mascherante si manifesta un sensibile avvallamento delle curve. Questa caratteristica è dovuta al fenomeno dei battimenti, che si manifesta quando le frequenze dei due toni sono quasi coincidenti, e agisce da rivelatore del tono mascherato.

Si comprende quindi la difficoltà nella valutazione della loudness dei suoni complessi, non potendo prescindere dal solo fenomeno del mascheramento acustico. In letteratura sono presenti diversi metodi di misura, che prendono spunto da un unico presupposto che si basa sulla suddivisione di un suono complesso in "bande critiche", spesso coincidenti per semplicità con le bande d'ottava o bande di terzo d'ottava. In principio si determinano i rispettivi livelli (in phon) delle bande critiche, per poi convertirli nei corrispondenti livelli di son, una scala derivante dal phon ma che misura in modo diverso il livello di sensazione soggettiva. Si sommano così i valori trovati, tenendo conto anche dei fenomeni di mascheramento acustico, per poi riconvertire gli indici calcolati nel corrispondente numero di phon.

Sulla base di questo procedimento sono stati proposti diversi metodi più o meno elaborati, per una valutazione della loudness, e differiscono sostanzialmente per il modo in cui viene calcolato il livello di son per ciascuna banda critica, e per come vengono valutati gli effetti del mascheramento. In particolare, si citano due metodi ampiamente utilizzati: il metodo di Stevens e il metodo di Zwicker, entrambi normalizzati dalle direttive ISO. Il primo è basato su un approccio di correlazione empirica di dati sperimentali, e fornisce risultati molto validi per suono in campo diffuso e privo di componenti

pure. Il secondo invece richiede un calcolo assai più laborioso di interpolazione grafica, e nonostante tenga conto più approfonditamente del mascheramento, fornisce risultati meno precisi rispetto al metodo di Stevens.

Si può affermare che in prima approssimazione il fenomeno del mascheramento acustico, pur avendo una notevole importanza, non è l'unico fenomeno che influenza la loudness nella composizione dei contributi delle bande critiche. Si può supporre quindi l'esistenza di altri meccanismi non ancora noti, legati al fenomeno della percezione uditiva. In definitiva quindi il problema della valutazione della loudness dei suoni complessi, a partire da dati spettrali oggettivi, ad oggi non è stato ancora risolto definitivamente.

## 2.5 STRUMENTAZIONE ACUSTICA ED ANALISI DEL RUMORE

Nel precedente paragrafo si è voluto mostrare come la valutazione soggettiva del suono, o loudness, sia funzione della frequenza oltre che del livello di pressione sonora. È chiaro che una valutazione qualitativa dei suoni basata esclusivamente su dati oggettivi non può considerarsi valida ai fini di un riscontro in termini di sensazione uditiva. Per simulare la risposta in frequenza dell'orecchio occorre, infatti, quantificare la ponderazione che caratterizza l'apparato uditivo in funzione della frequenza.

Per correlare quindi il rilievo oggettivo delle pressioni sonore misurate alle sensazioni soggettive medie, gli strumenti di analisi acustica impiegano dei filtri di ponderazione - elettrici, elettronici o digitali - che attenuano le componenti del suono aventi frequenze alle quali l'orecchio umano presenta sensibilità ridotta. Per la normalizzazione di questi filtri sono state definite quattro *curve di ponderazione*, mostrate in Figura 2.7.

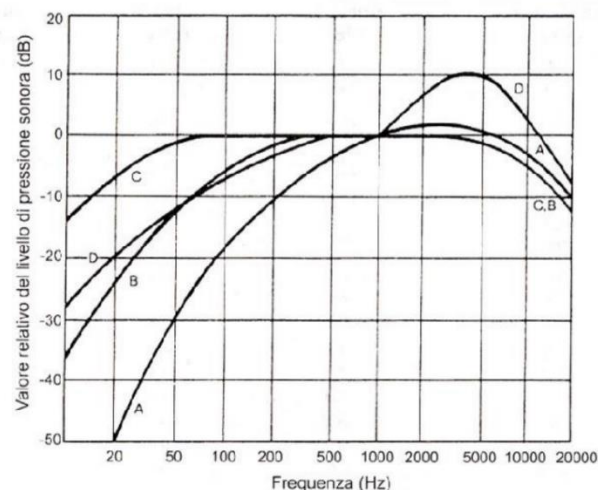


Figura 2.7 Curve di ponderazione A, B, C, D



- la curva A corrisponde circa alla curva isofonica di 40 phon;
- la curva B corrisponde circa alla curva isofonica di 70 phon;
- la curva C corrisponde circa alla curva isofonica di 100 phon;
- la curva D corrisponde alle curve isofoniche per suoni di livello critico.

I valori ottenuti da una misura per la quale si sia impiegata una curva di ponderazione vanno espressi riportando l'indicazione della curva stessa. Un livello di pressione sonora espresso in dB(A) indicherà ad esempio, l'utilizzazione del filtro ponderatore che realizza la curva A.

Per ottenere il valore di rumore secondo una certa pesatura, si dovranno correggere i valori misurati ad ogni frequenza sommandoli a quelli della curva di ponderazione. Essendo le curve di ponderazione una semplificazione dell'audiogramma di Fletcher, non sono ugualmente in grado di esprimere la sensazione sonora per rumori composti. Si osserva però che la curva di ponderazione A si presta bene a valutare gli effetti di disturbo che un rumore produce sull'uomo e per questo motivo è stata recepita anche a livello normativo. Per quanto riguarda le curve B e C sono ormai in disuso, mentre la curva D è utilizzata solamente per applicazioni di nicchia nel campo dei velivoli. Le curve di ponderazione sono contenute infine nei filtri degli strumenti di misura acustici.

I misuratori di livello sonoro, chiamati *fonometri*, sono strumenti adatti a trasformare la pressione sonora in segnale elettrico da elaborare successivamente in maniera opportuna, al fine di ottenere gli indici descrittivi del livello di rumore. I componenti fondamentali di un fonometro sono rappresentati nello schema di Figura 2.8. Essenzialmente il fonometro è costituito da microfono, preamplificatore, filtri di ponderazione, amplificatore, rettificatore, compressore logaritmico e indicatore digitale o analogico. Il segnale proveniente dalla sorgente viene intercettato in primo luogo dal microfono, e viene convertito in un segnale elettrico. Esistono in mercato diverse tipologie di microfono, ma generalmente si impiega quello a condensatore, che offre un'ottima qualità soprattutto nelle misure di laboratorio. Il segnale elettrico in uscita dal microfono è caratterizzato da una ridotta ampiezza e quindi necessita di essere amplificato mediante un preamplificatore, posizionato a valle del microfono.

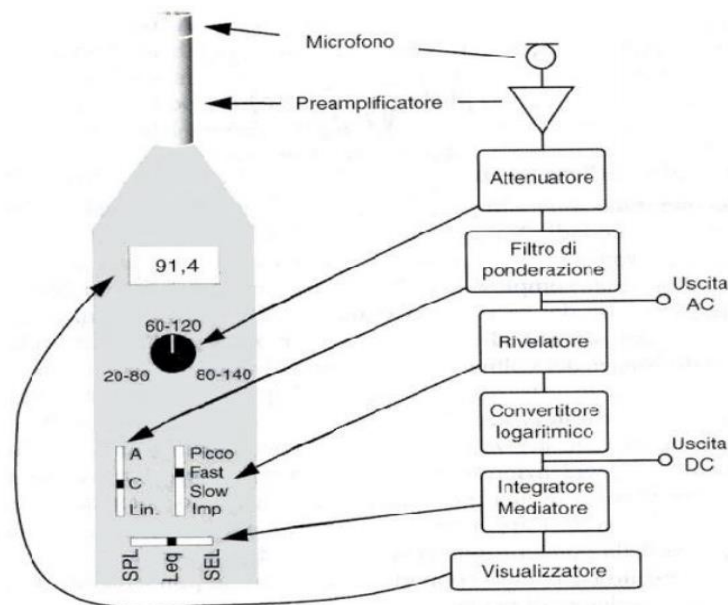


Figura 2.8 Rappresentazione schematica degli elementi di un fonometro

Successivamente il segnale viene ponderato da uno dei filtri di pesatura introdotti precedentemente, che sono costituiti da circuiti elettrici la cui sensibilità varia con la frequenza, ma è possibile anche predisporre una ponderazione lineare in cui il segnale non subisce alcun tipo di pesatura. Il fonometro poi è caratterizzato anche da diversi filtri, che permettono di suddividere il segnale sonoro in diverse bande, ad esempio la banda d’ottava o la banda di terzo d’ottava. Il segnale poi esso sarà nuovamente amplificato e trasmesso ad un registratore (uscita AC), o ad un rivelatore di valore efficace medio, che permette di ottenere il valore quadratico medio della grandezza.

Il passo successivo è la determinazione del *Root Mean Square* (RMS) del segnale tramite l’ingresso in un “rettificatore”, che fornisce un’indicazione sulla quantità di energia contenuta nel segnale sonoro, in particolare restituisce il valore efficace tramite una costante di tempo esponenziale. Il segnale infine viene visualizzato su un display dove è possibile leggere il valore in diverse scale di misura come il dB, o il dB(A), nel caso si abbia fatto riferimento al rispettivo filtro di ponderazione.

In particolare, i fonometri consentono di misurare i seguenti parametri:

- **Livello di pressione sonora efficace;** essendo variabile nel tempo viene misurato utilizzando, in alternativa, le modalità *Peak* (costante di tempo < 100 μs), *Fast* (costante di tempo 125 ms), *Slow* (costante di tempo 1s) ed *Impulse* con risposta rapida in salita (costante di tempo 35ms) e discesa lenta.
- **Livello di esposizione sonora SEL** (*Sound Exposure Level*);

$$SEL = 10 \log \left[ \frac{1}{\Delta\theta} \int_0^{\Delta\theta} \frac{P_A^2(\theta)}{p_0^2} d\theta \right]$$

in cui  $\Delta\theta$  corrisponde ad 1s e rappresenta il livello che verrebbe misurato se tutta l'energia sonora associata al rumore di durata  $\Delta\theta$  venisse concentrata in un secondo.

- **Livello equivalente continuo;** Valutato secondo la curva di ponderazione A e calcolato mediante la relazione che segue:

$$L_{Aeq} = 10 \log \left[ \frac{1}{\Delta\theta} \int_0^{\Delta\theta} \frac{p_A^2(\theta)}{p_0^2} d\theta \right]$$

dove  $p_A(\theta)$  è la pressione sonora ponderata mediante la curva A,  $p_0$  è la pressione di riferimento e  $\Delta\theta$  è la durata dell'intervallo di misura. Il livello equivalente continuo rappresenta la media energetica del livello sonoro fluttuante ponderato secondo la curva A, in quanto mette in gioco la stessa energia sonora associata ad un ipotetico rumore continuo e costante di livello  $L_{Aeq}$  e di pari durata.

Al fine di garantire controlli regolari, soprattutto in caso di variazioni della temperatura o della pressione dell'aria causate da mutazioni climatiche, lo strumento di misura deve essere tarato mediante un calibratore. La *calibrazione* è un procedimento che permette di regolare il fonometro in modo che rilevi valori corretti e precisi, e viene eseguita posizionando un calibratore acustico portatile direttamente sopra al microfono. I calibratori forniscono un livello di pressione sonora preciso e lo strumento viene tarato basandosi proprio su questo valore. È buona pratica calibrare sempre il fonometro immediatamente prima e dopo la sessione di misurazione.

### 3 SORGENTI DI RUMORE NELLE POMPE AD INGRANAGGI

#### ESTERNI

---

I diversi tipi di emissione sonora possono essere raggruppate in tre categorie: *Air-borne Noise* cioè le emissioni acustiche udibili; *Structure-borne Noise*: le vibrazioni; *Liquid-borne Noise* ossia le oscillazioni di pressione legate al funzionamento del componente oleodinamico. Tra questi bisogna considerare che gli ultimi due sviluppano un'energia circa 1000 volte maggiore rispetto alle semplici vibrazioni acustiche soprattutto nel caso di pompe e motori. I meccanismi di propagazione dell'energia possono essere classificati come:

- **Structure-borne:** rumore generato da vibrazioni causate da componenti strutturali del sistema. Le strutture possono irradiare energia acustica mediante vibrazioni trasversali o propagare energia meccanica attraverso vibrazioni longitudinali. La sorgente di energia è in gran parte dovuta ad eccentricità o sbilanciamenti di componenti rotanti o in moto reciproco.
- **Liquid-borne:** rumore generato da fluttuazioni di pressione causato da oscillazioni della colonna di fluido, pulsazioni di pressione, cavitazioni (ovvero, la formazione di cavità di vapore all'interno di un liquido quando la pressione locale diminuisce rapidamente al di sotto della pressione di vapore).
- **Air-borne:** rumore dovuto alla propagazione di fluttuazioni di pressioni subite dall'aria.

In questa trattazione faremo riferimento principalmente ai meccanismi che governano l'Air-borne Noise.

Nelle pompe ad ingranaggi le principali sorgenti di rumorosità sono da individuare in:

1. Accoppiamento tra i denti quando gli ingranaggi sono sottoposti all'azione della pressione che provoca una deflessione in direzione tangenziale degli stessi. Quando la pressione diminuisce, anche la deflessione fa altrettanto e gli ingranaggi sono liberi di poter ruotare nelle condizioni ideali. Il rumore risultante è periodico e si presenta alla frequenza di ingranamento ed a suoi multipli.
2. Strisciamento tra i denti intensificato dalla deflessione subita dagli ingranaggi. Le fluttuazioni di pressione generano anche una forza radiale che provoca una deflessione del dente.
3. Incremento dell'emissione sonora causata dal fatto che gli ingranaggi possono trasformarsi, essi stessi, in emettitori di onde sonore se sollecitati in condizioni di risonanza. L'ampiezza di queste vibrazioni è legata alla relazione tra la frequenza delle forze agenti sugli ingranaggi e la frequenza naturale degli ingranaggi stessi.

4. Flussi turbolenti di olio e di aria che si creano durante l'ingaggio di un dente con l'altro e che si propagano alla velocità del suono. Anche questo tipo di rumorosità è legata alla frequenza di ingranamento.

### **3.1 AIR-BORNE NOISE**

L' Air-borne Noise è soltanto una delle forme del rumore prodotta da una pompa, ma ciò non toglie che una misura dello stesso sia un utile indicatore della "qualità" con cui è stata studiata e migliorata la pompa dal punto di vista dell'emissione sonora.

Molti produttori, a tal fine, forniscono per i loro prodotti dei dati standardizzati che consentono di comparare i livelli di rumorosità di molte pompe in commercio. La riduzione del Air-borne Noise è un'attività abbastanza difficoltosa e costosa, soprattutto perché, a causa delle modifiche apportate è in genere necessario rivedere l'intero componente dal punto di vista strutturale. Ad esempio, in genere le modifiche atte alla riduzione delle emissioni sonore hanno effetti dannosi sulla durata del componente, di conseguenza è necessario operare dei test di durata ogni volta che si suppone vengano alterate le specifiche minime di durata del componente. Tutto ciò comporta un aumento dei costi di produzione.

Le due variabili operative che influenzano in maniera consistente il rumore aereo sono la velocità di rotazione della pompa e la pressione di lavoro. Una velocità di rotazione maggiore e/o una pressione di lavoro più alta, aumentano il livello di Air-borne Noise prodotto dalla pompa.

Non è possibile ridurre l'intensità sonora globale di una pompa se non vengono attenuate le componenti fondamentali delle emissioni sonore. Per questa ragione gran parte del lavoro di ricerca sull'Air-borne Noise è riservata all'identificazione delle sorgenti di emissione sonora che possano dar luogo ad armoniche di maggiore intensità.

#### **3.1.1 SORGENTI SPECIFICHE DI AIR-BORNE NOISE**

Tutti i fluidi che scorrono all'interno di un condotto possono essere fonte di rumorosità provocata da turbolenze, shock o pulsazioni.

La turbolenza è un meccanismo di generazione del rumore che può avere forme differenti. Essa può creare un tono puro nel flusso all'interno di un condotto. Particolare attenzione deve essere riposta nell'analisi delle strozzature, o comunque di zone in cui il fluido è costretto a passare attraverso un brusco restringimento della sezione. In questo caso si ottiene una rumorosità caratterizzata da un'ampia banda, mentre l'intensità del rumore prodotto dalla turbolenza dipende dalla velocità del

flusso, dalla sua viscosità e dalla geometria della strozzatura. In questi casi la riduzione dell'Air-borne Noise si ottiene mediante un'accurata analisi fluidodinamica dei componenti oleodinamici al fine di abbassare quanto più possibile la velocità del fluido in prossimità di sezioni critiche. La normativa ISO-TR 11688 propone alcune linee guida nella progettazione di componenti oleodinamici per evitare l'insorgenza delle turbolenze:

- Ridurre la pressione di lavoro;
- Ridurre i salti di pressione;
- Minimizzare la velocità del fluido;
- Ottimizzare i flussi al fine di minimizzare le variazioni di velocità e migliorare la geometria dei flussi;
- Minimizzare la velocità di punta delle parti rotanti;

In tutte le macchine volumetriche si registrano delle pulsazioni di volume e di pressione a causa della variazione del volume che ospita via via il fluido. Queste oscillazioni sono in funzione della velocità di rotazione dell'albero e producono dei rumori tonali, ossia con frequenze multiple della frequenza di rotazione dell'albero.

### **3.2 ZONA DI INGRANAMENTO E RUMORE DELLE POMPE**

Come descritto in precedenza, quando nella zona di mandata i due denti ingranano, la maggior parte del fluido compreso nei vani tra i denti stessi è spinto verso il circuito utilizzatore; esiste, però, una frazione di olio che rimane intrappolata. Il volume isolato viene compresso durante la rotazione e questo genera un picco di pressione che può causare mal funzionamento e rumore, oltre a poter danneggiare la macchina (Figura 3.1). Durante la rotazione poi, il volume delimitato dai denti in presa comincia ad aumentare determinando un forte calo della pressione, la quale può raggiungere il valore della tensione di vapore del fluido e quindi possono innescarsi fenomeni di cavitazione. I problemi derivanti da quest'ultimo fenomeno sono principalmente di rumorosità e di erosione meccanica dei componenti della pompa, con conseguenze sulla durata della macchina e possibili danni generati dalle particelle solide.

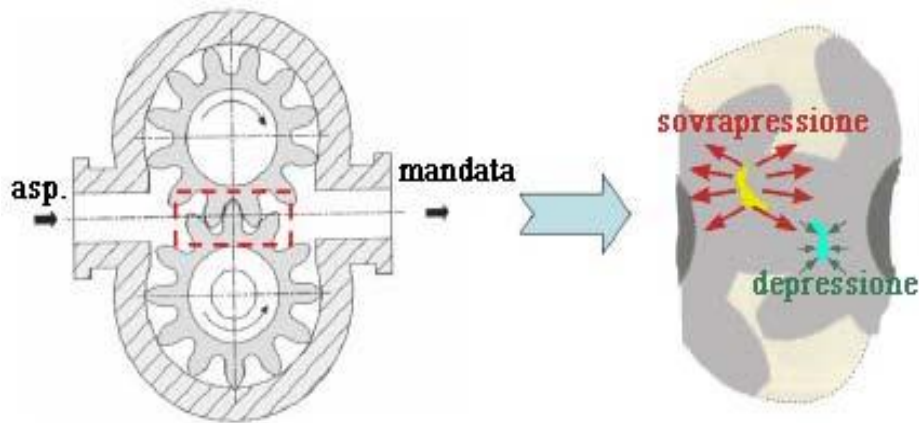


Figura 3.1 Volume di fluido intrappolato nella zona di ingranamento

Una soluzione comunemente adottata, per ovviare a tali inconvenienti, è quella di realizzare degli scarichi sui rasamenti, in modo da mettere in comunicazione il volume intrappolato dapprima con l'ambiente di mandata, ed in seguito con quello di aspirazione. Si rimanda al Capitolo 4 per la descrizione.

### 3.3 IL FENOMENO DEL PRESSURE-RIPPLE

Come già spiegato, poiché vengono trasferiti dei volumi isolati di fluido, la portata istantanea e quindi la pressione hanno un andamento discontinuo. Nella Figura 3.2 si osserva che, quanto è appena stato detto, dipenda fortemente dal numero di denti  $Z$  degli ingranaggi.

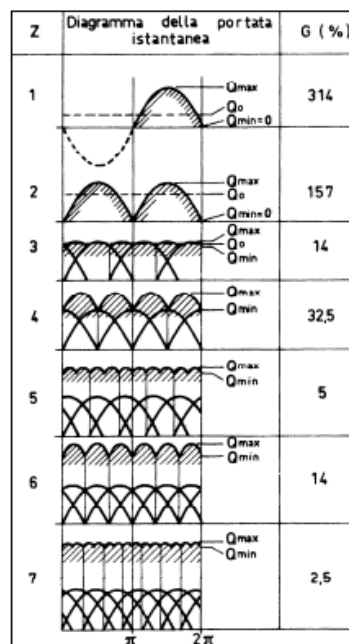


Figura 3.2 Portate istantanee di pompe ad ingranaggi in funzione del numero di denti  $Z$ . il valore di  $Z=1$  corrisponde ad una pompa a pistoni

Al crescere del numero di denti  $Z$  degli ingranaggi l'oscillazione della portata attorno al valore medio  $Q_0$  diminuisce, come indicato anche dal grado di irregolarità  $G(\%)$  calcolato come:

$$G(\%) = \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_0}$$

Quindi, come già anticipato precedentemente, l'utilizzo di un numero di denti elevato è un primo provvedimento da prendere in considerazione se si vuole ridurre l'intensità delle oscillazioni di pressione.

Si considera ora una pompa con ingranaggi avente un numero  $Z$  di denti e rotante ad una certa velocità  $n$  (misurata in giri al minuto, rpm); si ottiene che la frequenza con la quale i volumi di fluido vengono inviati alla mandata è pari a:

$$f_{mandata} = \frac{n}{60} \cdot Z$$

Quindi da un'analisi del segnale di pressione ci si aspetta che la componente principale sia appunto quella con frequenza  $f_{mandata}$ .

Nel funzionamento della pompa intervengono però altri fenomeni che contribuiscono sia all'incremento dell'intensità dell'oscillazione principale, sia alla nascita di oscillazioni ad altre frequenze.

Innanzitutto, gli scarichi antirumore dei rasamenti hanno sì un effetto benefico sull'ampiezza dei picchi di pressione alla mandata, ma introducono un'oscillazione aggiuntiva nell'andamento della pressione, causando un'intensificazione.

I picchi di pressione generati dal fluido sono fonte di rumore indipendentemente dalle pressioni operanti nel circuito, si tratta di una rumorosità intrinseca al funzionamento della pompa stessa. L'interazione poi delle oscillazioni di pressione con il circuito oleodinamico è anch'essa fonte di rumore: ad esempio ogni volta che un'onda di pressione incontra un brusco restringimento di sezione (che può essere causato dalla presenza di una valvola limitatrice) genera un urto e quindi rumore.

Infine, non sono da trascurare gli effetti meccanici che le pulsazioni di pressione generano sul circuito; gli elementi del circuito vengono sottoposti a sollecitazioni meccaniche di fatica che potrebbero portare al malfunzionamento o alla rottura prematura dei componenti.

Prendiamo ora come esempio una pompa a 9 denti che gira alla velocità di 1500 rpm ad una pressione di 150 bar. Per la frequenza principale ci si aspetta un valore di  $f_{mandata} = 1500 \cdot \frac{9}{60} = 225 \text{ Hz}$  e



dal Grafico 3.1 si nota che l'armonica di ampiezza maggiore è proprio quella corrispondente a tale frequenza.

Il Grafico 3.2, invece, mostra nel dominio del tempo il risultato visto nel Grafico 3.1. Si osserva come l'andamento della pressione non sia propriamente sinusoidale come teorizzato precedentemente (Figura 3.2), ma presenta variazioni date proprio dalla somma dei fenomeni di disturbo appena elencati. Anche se questa differenza è lievemente percettibile, per diverse tipologie di pompe che analizzeremo in seguito, sarà più marcata.

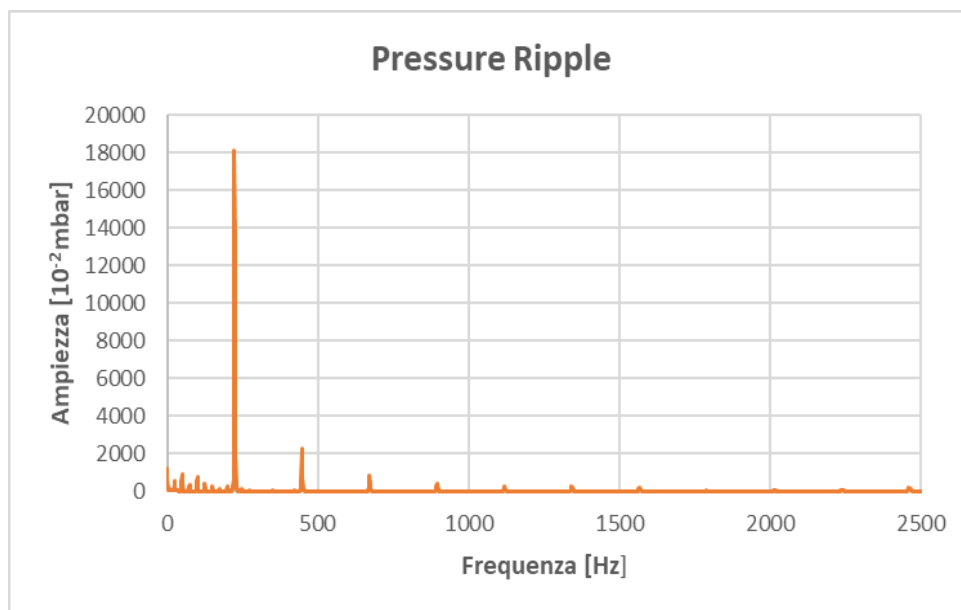


Grafico 3.1 Spettro di Pressure-Ripple a 1500 rpm e 150 bar

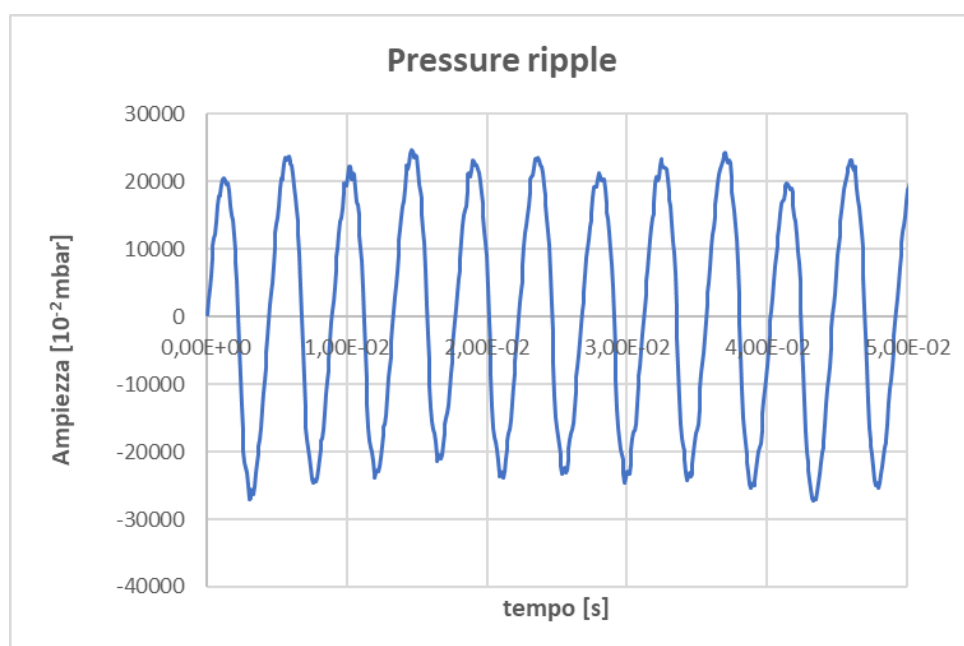


Grafico 3.2 Andamento del Pressure-Ripple nel tempo a 1500 rpm e 150 bar

*I precedenti risultati sono ottenuti a seguito di test su banchi prova specifici. Si rimanda la descrizione e le relative considerazioni ai capitoli successivi.*

È interessante notare che nell'intervallo di tempo di 0.04 secondi si possano contare esattamente 9 picchi di pressione (Grafico 3.2): infatti in questo tempo le ruote compiono esattamente un giro ( $60/1500 [rpm] = 0.04 [s]$ ). Dunque, il numero di picchi coincide con il numero di denti degli ingranaggi.

## 4 ELIKA® DI MARZOCCHI POMPE

---

Si è visto, nei capitoli precedenti, come l'emissione acustica generata da una pompa volumetrica ad ingranaggi sia strettamente legata ad oscillazioni di pressione derivanti dall'andamento periodico della portata istantanea tipico di tutte le macchine volumetriche.

Dal punto di vista tecnico, i principali metodi di controllo sul rumore sono generalmente:

- Ottenere una riduzione del rumore e delle vibrazioni attraverso un adeguato isolamento o l'utilizzo di smorzatori. Spesso queste modifiche, oltre ad aggiungere costo, peso e ingombro al prodotto finale, risolvono solo parzialmente il problema in quanto sono efficaci in determinate condizioni e per determinate frequenze;
- Aumentare la lubrificazione e monitorare le usure;
- Ridurre i disallineamenti;
- Riprogettare i componenti in modo che siano più silenziosi possibili in tutte le condizioni di funzionamento.

Negli anni, Marzocchi Pompe ha sviluppato un'attività mirata alla riprogettazione di componenti per la riduzione dell'emissione sonora di impianti oleodinamici, studiando la fonte del problema: cioè le oscillazioni di pressione nelle pompe ad ingranaggi,

È noto, come esposto nel Capitolo 3, che la principale fonte di rumore di una pompa ad ingranaggi è dovuta alle pulsazioni di pressione all'interno della macchina. Queste pulsazioni provengono dall'olio incapsulato tra due denti che ingranano, come visto in Figura 4.1.

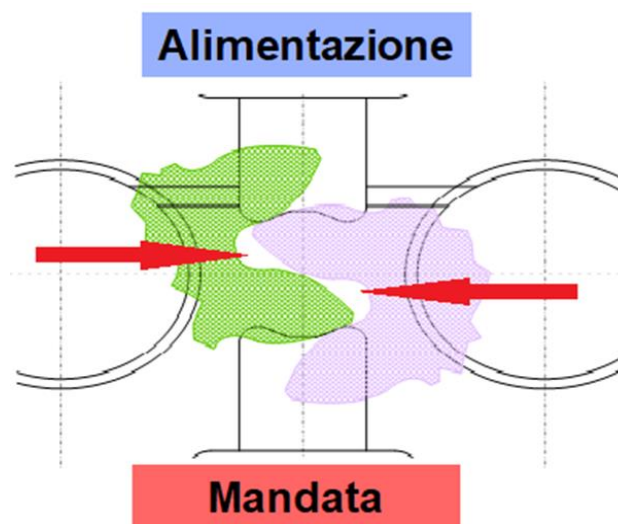


Figura 4.1 Volume di fluido intrappolato fra i denti

Per limitare il problema, l'azienda ha analizzato, studiato e prototipato diverse soluzioni legate soprattutto alla geometria dell'ingranaggio, modificandone la trasmissione di moto e riducendo il volume di fluido intrappolato. Si tiene a precisare che il problema delle emissioni acustiche non dipende solamente da quanto appena detto ma, come spiegato nei primi capitoli, è funzione di svariati parametri di natura diversa. Questo studio focalizza l'attenzione su una delle cause scatenanti, considerata come la più gravosa e sulla quale, un'azienda produttrice di macchine volumetriche come Marzocchi Pompe, possa intervenire.

In questo capitolo, dunque, si analizzeranno le idee e i concetti di base per arrivare a progettare la soluzione adottata da Marzocchi Pompe: una pompa con ruote a profilo coniugato, denominata ELIKA®.

## 4.1 ATTIVITÀ DI RIDUZIONE DEL RUMORE

### 4.1.1 POMPA AD INGRANAGGI STANDARD A SINGOLO CONTATTO

Riprendendo quanto precedentemente analizzato sulle pompe standard, consideriamo una pompa a semplice contatto, come in Figura 4.2.

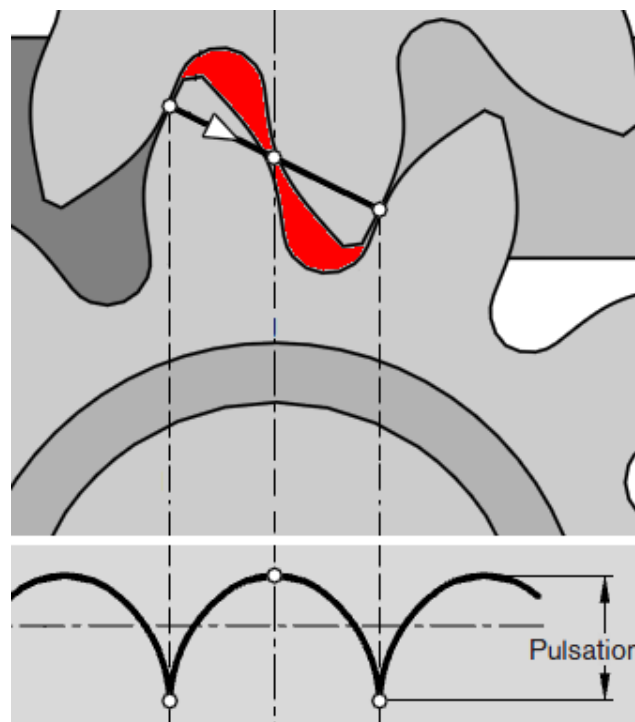
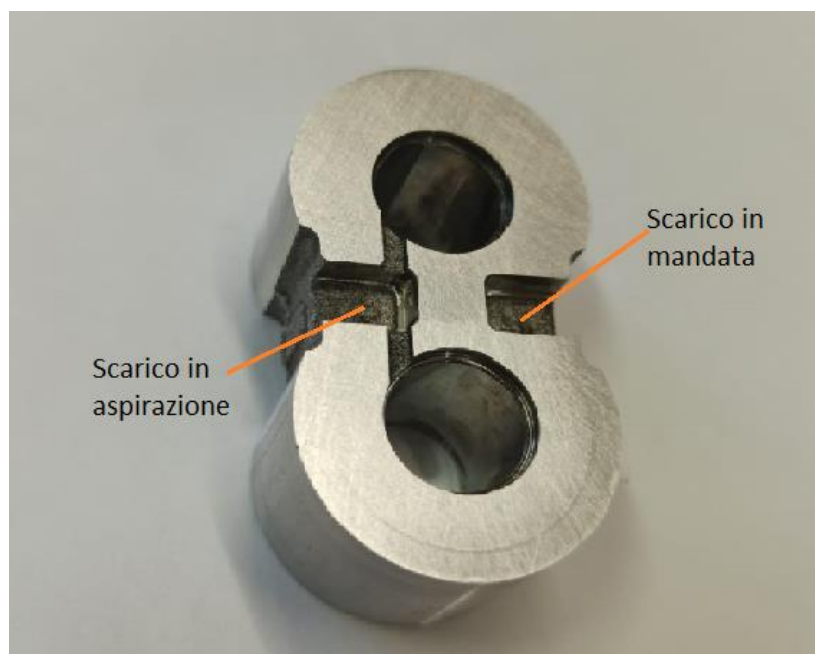


Figura 4.2 Pulsazioni derivanti dal fluido intrappolato in una pompa a semplice contatto

A parità di condizioni di lavoro, quindi a velocità e pressione nota, le pulsazioni caratteristiche di una pompa con ingranaggi di questo tipo, considerati standard, cioè a semplice contatto, dipendono in primo luogo dalla zona di ingranamento.

Come descritto nel Capitolo 1, una delle soluzioni per diminuire il volume fra i due denti, a parità di diametro di testa della ruota, potrebbe essere quella di aumentare il numero di denti. Questa soluzione comporterebbe una portata più costante, dunque, una diminuzione di oscillazioni ma, a parità di fascia, cioè di lunghezza assiale dell'ingranaggio, una drastica diminuzione di cilindrata. Si è dunque vincolati a modificare la portata della macchina e/o a utilizzare pompe di dimensioni superiori per mantenere inalterate le specifiche di lavoro: una soluzione fortemente limitante.

Per poter diminuire l'ampiezza delle oscillazioni, è stata adottata la soluzione anticipata nel Capitolo 3, cioè quella di creare degli scarichi sui rasamenti, uno dal lato di bassa pressione e un altro da quello di alta pressione, come mostrato in Figura 4.3.



*Figura 4.3 Scarichi di un rasamento per pompa a singolo contatto*

Lo scarico posizionato nella zona di alta pressione ha il compito di mettere in comunicazione la zona di mandata e il volume di fluido isolato fra le due ruote che risulta compresso. Così facendo il picco di pressione causato da detta compressione viene ridotto, aumentando la portata di fluido forzata verso la mandata. Allo stesso modo gli scarichi posizionati in prossimità della zona di bassa pressione permettono il riempimento del volume isolato durante la fase di espansione mediante un flusso di olio dall'aspirazione. Grazie a questo accorgimento è possibile ridurre notevolmente il rischio di cavitazione all'interno dei vani, nonché diminuire i picchi di pressione e le derivanti emissioni sonore.

In aggiunta a ciò, sono presenti due canali che mettono in comunicazione il gambo delle due ruote con la bassa pressione. In questo modo è possibile mantenere all'interno delle sedi dei gambi e in tutte le zone interne alla pompa, ad esclusione della mandata, la stessa pressione di aspirazione.

In conclusione, l'ottimizzazione degli scarichi sulle boccole offre benefici limitati in quanto la rumorosità risulta ancora elevata o, per meglio dire, è possibile migliorarla ulteriormente.

#### 4.1.2 POMPA A DOPPIO CONTATTO

Per limitare ulteriormente le oscillazioni di pressione, oltre all'utilizzo di boccole antirumore, l'azienda Marzocchi Pompe ha sviluppato diversi prototipi, fra cui una pompa volumetrica con ingranaggi esterni a doppio contatto.

La sviluppo di questo nuovo tipo di ingranaggio sfrutta il principio dello "zero backlash", ossia di un doppio contatto sui fianchi dei denti che non generi contraccolpi. Questa soluzione costruttiva è dipesa dall'esigenza di voler ridurre il volume di fluido intrappolato: esso viene diviso dal duplice contatto, quindi ridotto, realizzando così un aumento della frequenza delle pulsazioni di portata e pressione e una drastica riduzione della loro ampiezza (Figura 4.4), causa principale di rumore.

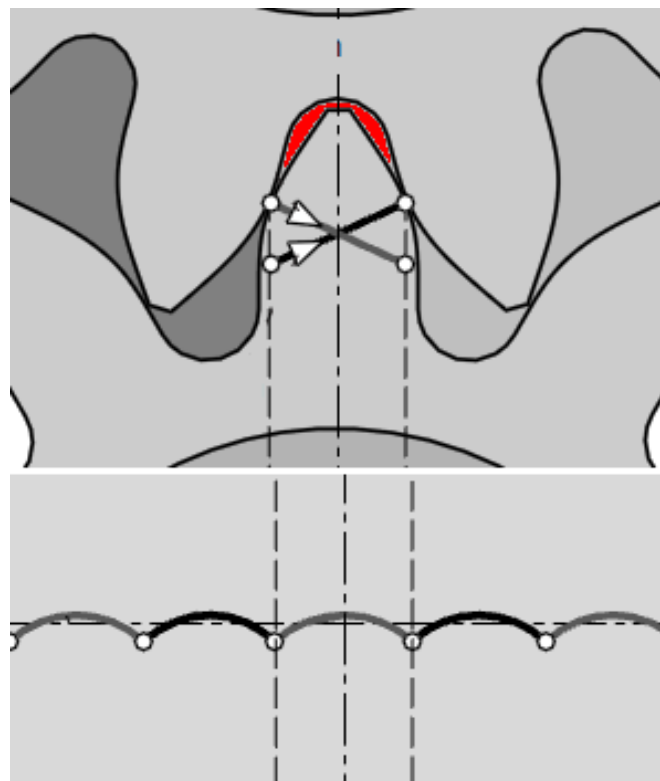


Figura 4.4 Pulsazioni derivanti dal fluido intrappolato in una pompa a doppio contatto

Raddoppiando il contatto, il volume viene circa dimezzato, dunque è facile supporre che le oscillazioni di pressione generate abbiano frequenza, teoricamente, doppia rispetto a quelle derivanti da un contatto singolo. Effettivamente, così è. *Si rimanda al Capitolo 6 per la verifica sperimentale.*

Nonostante il rumore derivante da questa soluzione sia effettivamente diminuito, le frequenze più alte generano emissioni acustiche, anche se di intensità inferiore, più “captabili” dall’orecchio umano.

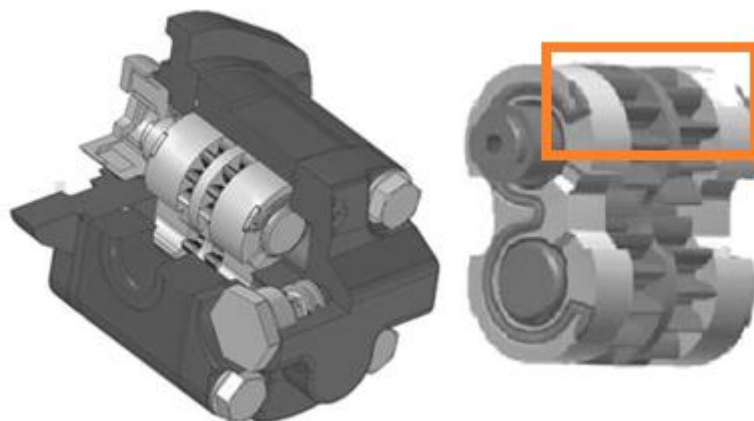
In aggiunta a ciò, è opportuno sottolineare che un doppio contatto raddoppia le zone dissipative, cioè incrementa fortemente l’attrito. Come è noto, un aumento di attrito causa una severa riduzione del rendimento meccanico degli organi in moto, quindi un diretto calo di prestazioni della pompa.

Questi risultati altalenanti hanno condotto l’azienda verso altre soluzioni.

#### 4.1.3 ALTRE POSSIBILI SOLUZIONI

Seguiranno una sequenza di soluzioni vagliate dall’azienda Marzocchi Pompe al fine di ottenere il miglior compromesso in termini di riduzione acustica e prestazioni generali.

- POMPA A DUE COPPIE DI INGRANAGGI CON UN UNICO CONTATTO: nell’ottica di aumentare il numero di denti per diminuire le oscillazioni, è stata adottata la soluzione costruttiva rappresentata in Figura 4.5.



*Figura 4.5 Pompa Marzocchi a due coppie di ingranaggi a singolo contatto*

Come si può notare nel riquadro in arancione, le due ruote, solidali allo stesso albero, sono sfalsate in modo che: quando una entra in presa, l’altra è esattamente a metà dell’arco di contatto con la ruota condotta. In questo modo si ha una divisione del volume di fluido lungo la fascia e una doppia trasmissione.

Questa soluzione comporta una riduzione di volume intrappolato, quindi una leggera riduzione del rumore, ma anche scarse prestazioni, per via degli attriti, e inoltre presenta una struttura molto più complessa rispetto le più compatte e semplici pompe a doppio contatto.

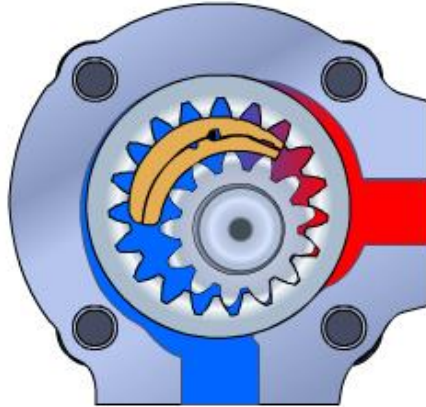
- POMPA AD INGRANAGGI ELICOIDALI (PROFILO NON CONIUGATO): questa soluzione (Figura 4.6) permette di ridurre il rumore meccanico di ingranamento fra le due ruote (*Structural Noise*). L'utilizzo di ingranaggi elicoidali rappresenta un parziale miglioramento, in quanto non risolve il problema relativo al volume di olio intrappolato tra le ruote. L'angolo d'elica utilizzato deve essere comunque basso per evitare infiltrazioni d'olio nell'albero dalla zona di ingranamento; di conseguenza, per limitare l'angolo d'elica, queste pompe devono avere un numero elevato di denti. Questo fattore limita notevolmente la cilindrata specifica delle pompe ad ingranaggi elicoidali, rendendole più ingombranti delle corrispondenti a denti dritti.



Figura 4.6 Pompa ad ingranaggi elicoidali Marzocchi con profilo non coniugato

- POMPA AD INGRANAGGI INTERNI: questa soluzione (Figura 4.7) rappresenta il miglior compromesso fra emissione sonora e prestazioni, ricercato dall'azienda. Un problema fondamentale nella realizzazione di questo prodotto, al di là dell'elevato costo di produzione, risiede nell'integrazione con gli altri prodotti Marzocchi già esistenti.



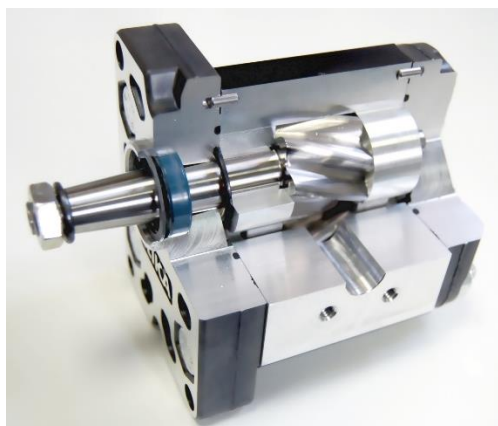


*Figura 4.7 Pompa ad ingranaggi interni Marzocchi*

Si è dovuta abbandonare questa soluzione a fronte di un basso “know-how” del prodotto e di una tangibile difficoltà di interfaccia con le linee di produzione aziendali.

Questi tentativi hanno condotto ad una soluzione che riuscisse a coniugare i singoli vantaggi dei casi visti in precedenza limitando i difetti. È da questo percorso che è nata la pompa ELIKA® di Marzocchi Pompe.

## **4.2 POMPA ELICOIDALE A PROFILO CONIUGATO: ELIKA® DI MARZOCCHI POMPE**



Nel 2013 la Marzocchi Pompe ha brevettato una nuova tipologia di pompa volumetrica, costituita da ruote elicoidali a profilo coniugato, in grado di diminuire notevolmente, quasi azzerare, la presenza di volume di fluido intrappolato fra i denti durante l’ingranamento, Figura 4.8.



*Figura 4.8 Particolare della zona di ingranamento di una pompa ELIKA®*

Questa soluzione è in grado di eliminare sia il rumore idraulico causato dal volume di olio che rimane intrappolato, essendo praticamente nullo, sia il rumore derivante dal contatto nelle trasmissioni a denti dritti. Inoltre, l'assenza del volume intrappolato, elimina ogni vincolo sugli angoli dell'elica, in quanto il fluido non ha più la possibilità di filtrare tra le ruote dentate nella zona di ingranamento.

Una configurazione di questo tipo, avendo eliminato le due principali fonti di rumore (meccanico e idraulico), è in grado di ridurre la pulsazione della pressione fino all'80% e la rumorosità della pompa fino a 15 dBA.

#### **4.2.1 GENERAZIONE DEL PROFILO CONIUGATO**

Storicamente, i primi studi su una pompa con ruote a profilo coniugato furono fatti dall'inventore del servosterzo Francis W. Davis. Esso progettò e applicò per la prima volta una pompa senza incapsulamento di fluido per ridurre il rumore in un servosterzo idraulico, correva l'anno 1928. Collaborando con le maggiori case automobilistiche americane, continuò gli studi in merito, depositando numerosi brevetti. I profili delle ruote erano concettualmente molto semplici, composti essenzialmente da archi circolari ed evolventi ottenuti con utensili sagomati, con gradi di precisione appena sufficiente per applicazioni a velocità e pressioni medio-basse.

Lo sviluppo della tecnologia di generazione di ruote dentate e di rettifica ha reso possibile la produzione di ruote ad alta precisione per applicazioni in linea con gli standard odierni, permettendo di mantenere i costi limitati.

In collaborazione con l'Università di Bologna, in particolare con il DIEM della Facoltà di Ingegneria, l'azienda ha sviluppato e brevettato (Brev. EP2352921) un nuovo ingranaggio con profilo coniugato. Come mostrato in Figura 4.9, è stato creato un software dedicato per la prototipazione virtuale dell'ingranaggio e il tracciamento dei profili.

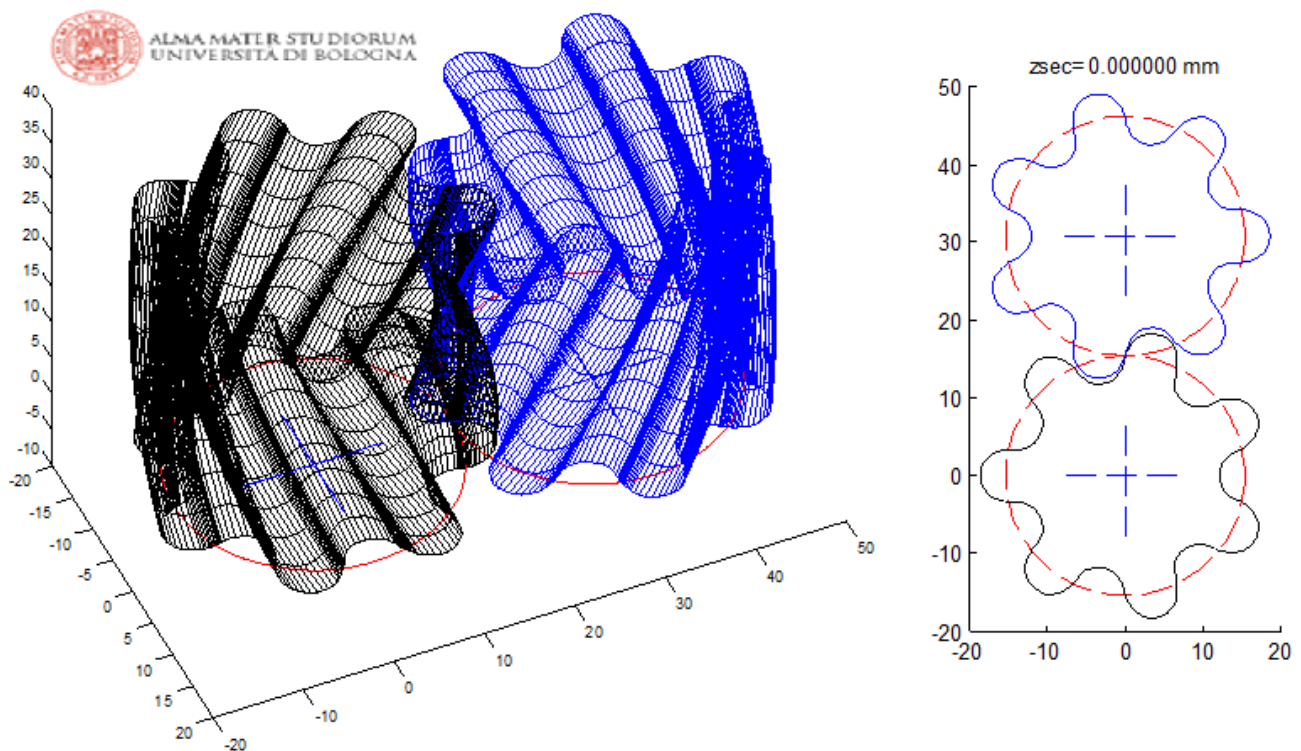


Figura 4.9 Generazione profilo coniugato con particolare sulla sezione di ingranamento. Questo profilo è generato studiando l'accoppiamento layer per layer

Questo software genera un file di punti che, opportunamente inseriti nel programma della rettifica a controllo numerico, definiscono il profilo da dare alla mola per la rettifica. Inoltre, lo stesso file può servire alla macchina di controllo del profilo della ruota prodotta (Figura 4.10). Dato che la precisione che si richiede per questi profili è dell'ordine di millesimi di millimetro, la rettifica di finitura avviene dopo il trattamento termico di cementazione e tempra, per evitare eventuali distorsioni.

Il metodo di produzione appena descritto è al momento il più flessibile, ma è volontà dell'azienda integrare nuove tecniche per la lavorazione dell'ingranaggio, soprattutto per pompe destinate all'automotive, come ad esempio l'utilizzo di mole di forma in CBN (nitruro di boro cubico, durezza

seconda solo al diamante): anche se economicamente più costosa, fornisce ruote molto più performanti.

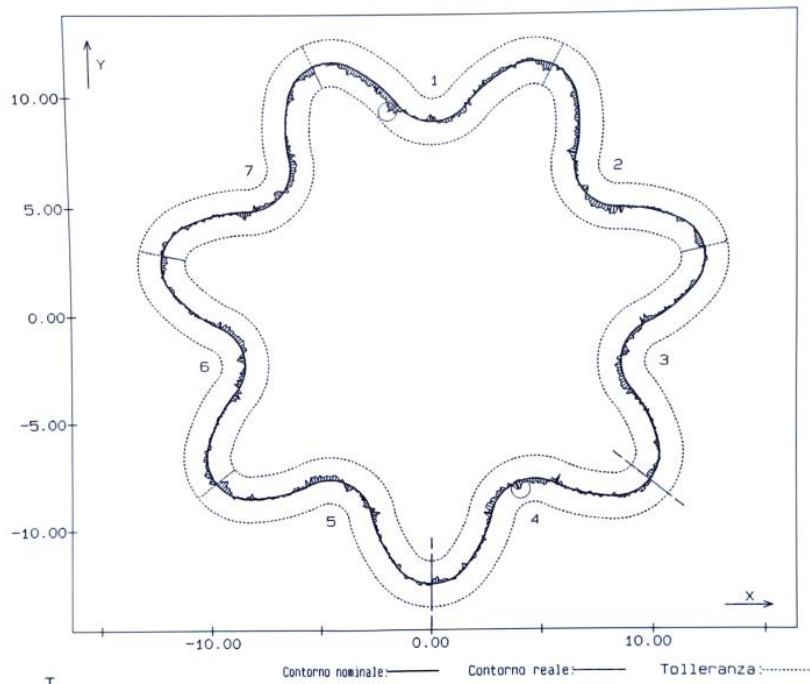


Figura 4.10 Controllo sul profilo di una ruota dentata elicoidale

La dentatura elicoidale (Figura 4.11) garantisce la continuità del movimento nonostante presenti un basso numero di denti: una configurazione tale porta le frequenze fondamentali di oscillazione a valori inferiori, dunque, le rende meno fastidiose e il suono risulta particolarmente gradevole.

La produzione di questo particolare ingranaggio, spiegata brevemente per la presenza di dati sensibili, risulta essere molto più complicata e costosa rispetto ad un ingranaggio a profilo standard.



Figura 4.11 Ruote elicoidali con profilo coniugato e basso numero di denti

#### 4.2.2 FAMIGLIA DI POMPE ELIKA®

I prodotti Marzocchi, soprattutto le pompe ELIKA®, coprono una vasta gamma di esigenze di mercato. In particolar modo le pompe realizzate sono disponibili in varie configurazioni di cilindrata, suddivise per classi, come mostrato in Figura 4.12.

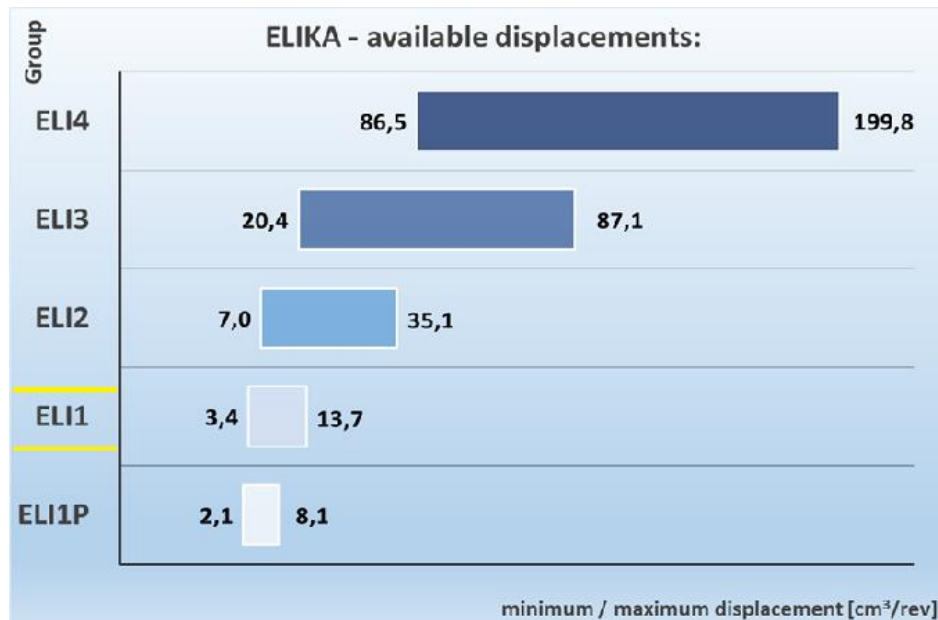


Figura 4.12 Gruppi ELIKA® realizzati da Marzocchi Pompe

Questa attività di tesi è mirata all'analisi di una pompa della classe ELI1, evidenziata in Figura 4.12, corrispondente a valori di cilindrata compresi fra 3,4 e 13,7 cm<sup>3</sup>/giro.

### 4.3 GRUPPO ELI1

In questo paragrafo verranno definite le scelte costruttive caratterizzanti una pompa ELIKA® del gruppo 1, denominato ELI1, e le principali differenze con le altre macchine volumetriche. Verranno poi indicati quali sono i range di funzionamento del gruppo in esame e le rispettive applicazioni. Nei capitoli successivi verrà testata una pompa appartenente a tale famiglia, caratterizzandone le prestazioni e analizzando le oscillazioni emesse da essa, per giungere poi ad una comparazione con pompe ad ingranaggi con profili non coniugati, dimostrando quali sono vantaggi apportati da una pompa ELIKA® al mondo delle macchine volumetriche.

### 4.3.1 INGRANAGGIO ELICOIDALE

La caratteristica principale è, come già ampiamente spiegato, la presenza di un ingranaggio con profilo coniugato. Per garantire la corretta continuità di movimento con questo speciale profilo del dente, che riduce al minimo l'incapsulamento di olio, è stato necessario generare una dentatura elicoidale.

Spesso sono realizzati in acciaio speciale di alta qualità, cementato e temprato con elevato grado di finitura superficiale a cui fa capo un albero che, per garantire la trasmissione, può terminare con un profilo conico e linguetta, scanalato, cilindrico con linguetta, a penna fresato secondo gli standard di mercato.

In ogni pompa, dunque, sono presenti due ingranaggi che, data la geometria della dentatura, possono essere descritti da un'elica destra o un'elica sinistra, come visibile in Figura 4.13.

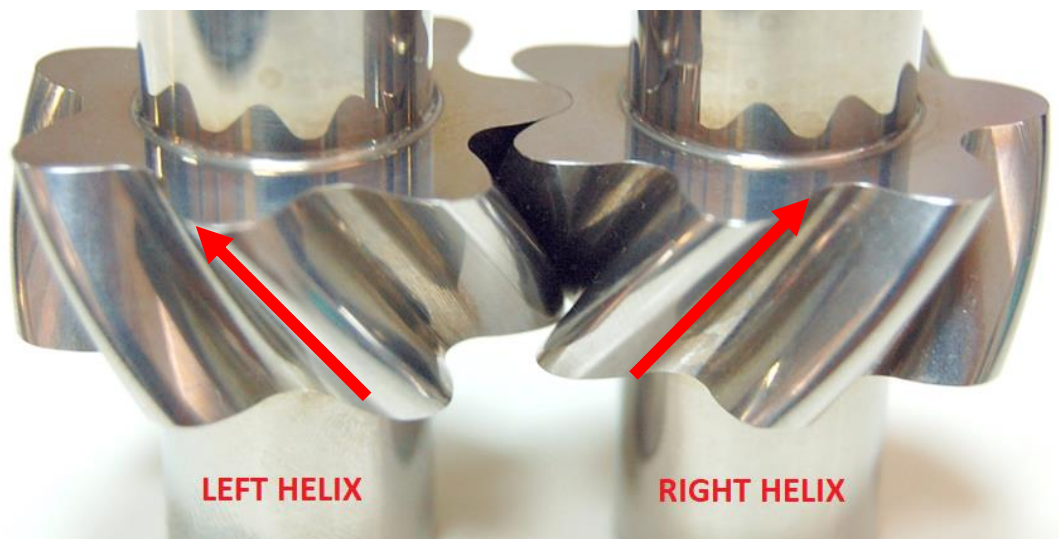


Figura 4.13 Definizione del senso di un'elica

Seguendo quanto appena detto, riferendosi ad una vista frontale dell'albero conduttore lato flangia, si definisce *pompa destrorsa* la pompa che ruota in senso orario rispetto al riferimento, mentre si definisce *pompa sinistrorsa* la pompa che ruota in senso antiorario.

Data tale configurazione, è importante studiare l'equilibrio delle forze durante la trasmissione. Esso, infatti, non risente solo della differenza di pressione in direzione radiale generata fra i due ambienti di mandata e aspirazione ma, data l'inclinazione dei denti, si generano componenti di forza anche in direzione assiale (schema in Figura 4.14).

Si notano due forze assiali di origine diversa:

- Forze di pressione: supponendo una rotazione destrorsa, considerando di avere alta pressione a destra del dente e bassa pressione a sinistra, l'inclinazione dell'elica fa sì che il vano in alta pressione spinga la ruota verso la boccola inferiore (freccia rossa in Figura 4.14).
- Forza di contatto: dato un angolo d'elica, le due ruote che ingranano generano una spinta reciproca in direzione assiale (freccie blu in Figura 4.14).

Per una pompa a denti dritti, la compensazione del  $\Delta p$  è necessaria solo radialmente ad opera degli organi di tenuta. La struttura di queste pompe è molto compatta per limitare i giochi fra un componente e l'altro: in particolare sono presenti rasamenti, boccole, bronzine, guarnizioni ecc., per garantire un corretto asse di rotazione degli organi in moto ed una tenuta statica, evitando possibili trafilamenti.

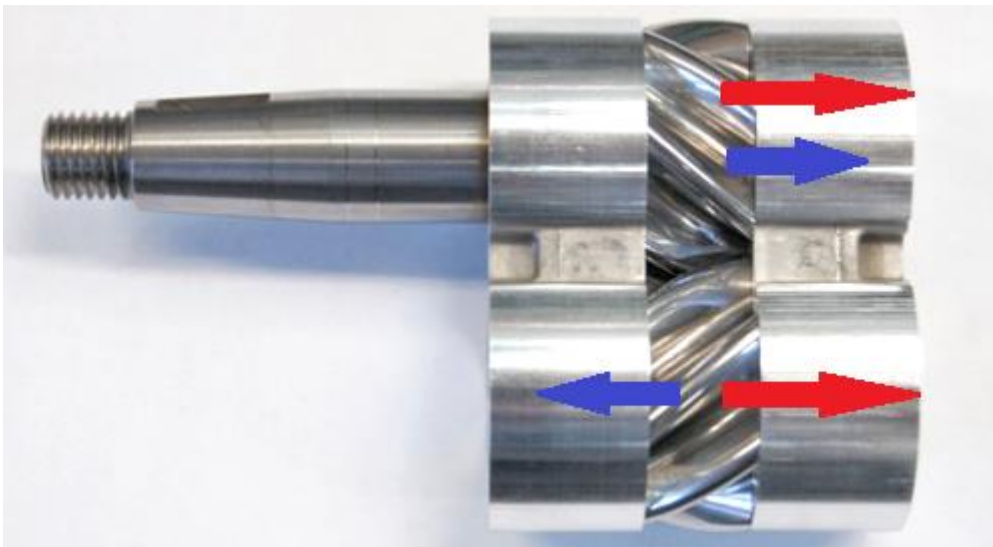


Figura 4.14 Schema esplicativo delle componenti di forza assiali generate dal profilo elicoidale

In una pompa a profilo elicoidale, invece, è necessario predisporre, oltre agli organi di tenuta, un sistema di bilanciamento per compensare le forze risultanti viste in Figura 4.14. Infatti, sull'ingranaggio condotto agiscono forze di diversa intensità e verso opposto, mentre sull'ingranaggio conduttore le forze agenti sono di egual verso. Tutto questo genererà due risultanti differenti sui singoli ingranaggi, che dovranno essere opportunamente bilanciate.

## METODO DI CALCOLO DELLE COMPENSAZIONI ASSIALI

Coppia assorbita all'albero conduttore (CRE): 
$$Mt = \frac{V \cdot P}{20 \cdot \pi \cdot \eta_m} \quad [Nm]$$

dove:  $V$  = Cilindrata [ $\text{cm}^3/\text{giro}$ ];  $P$  = Pressione [bar];  $\eta_m$  = Rendimento idromeccanico (= 0.85-0.90 valore sperimentale).

Assunto che la coppia trasmessa tra le ruote conduttore e condotto (CTO) sia la metà della totale:

$$Mt_{CTO} = \frac{Mt}{2} \quad [Nm]$$

La forza assiale di ingranamento vale:  $Fa_i = \frac{1000 \cdot Mt_{CTO}}{\frac{Dp}{2}} \cdot \tan(\beta) \quad [N]$

dove:  $Dp$  = Diametro primitivo ruote dentate [mm];  $\beta$  = Angolo di inclinazione dell'elica [ $^\circ$ ].

La forza assiale dovuta alla pressione vale:  $Fa_p = \frac{h \cdot l \cdot P \cdot \tan(\beta)}{10} \quad [N]$

dove:  $h$  = Altezza del dente (nel caso del profilo Hitosi = 2 r) [mm];  $l$  = Larghezza di fascia [mm].

Sull'albero conduttore la forza assiale di ingranamento,  $Fa_i$  e la forza assiale dovuta alla pressione  $Fa_p$  sono concordi, quindi la forza assiale da compensare vale:  $A = F_{CRE} = Fa_p + Fa_i \quad [N]$

Sull'albero condotto la forza assiale di ingranamento,  $Fa_i$  e la forza assiale dovuta alla pressione  $Fa_p$  sono discordi; quindi, la forza assiale da compensare vale:  $B = F_{CTO} = Fa_p - Fa_i \quad [N]$

Nel dimensionamento delle ruote utilizzato risulta sempre  $Fa_p > Fa_i$ , di conseguenza la compensazione è per entrambe le ruote sul coperchio.

$$\Phi_{CTO} = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot F_{CTO}}{\pi \cdot P}} \quad [mm]$$

I diametri dei cilindri compensatori sono di conseguenza:

$$\Phi_{CRE} = 2 \cdot \sqrt{\frac{10 \cdot F_{CRE}}{\pi \cdot P}} \quad [mm]$$

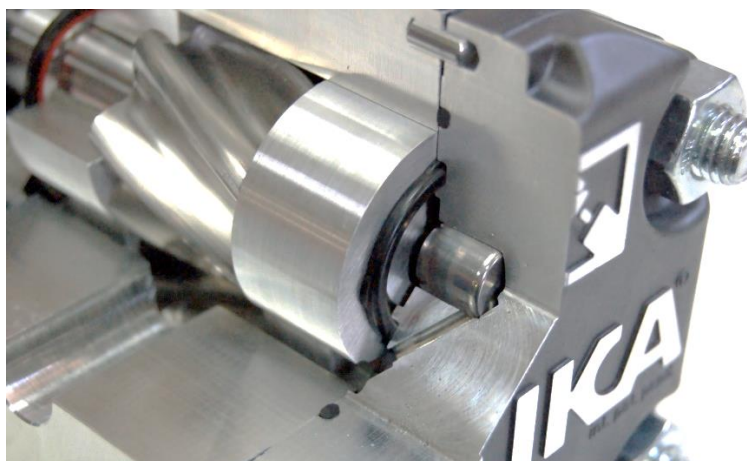
Gli studi condotti hanno portato l'azienda Marzocchi Pompe a sviluppare un sistema di compensazione, installato direttamente sul coperchio, per poter riequilibrare le spinte, come mostrato in Figura 4.15.





*Figura 4.15 Sistema di compensazione spinte assiali in una pompa del gruppo EL11*

Dalla precedente figura si può notare come, oltre alla geometria particolare della guarnizione sfruttata per equilibrare le spinte radiali e fare tenuta analogamente ad una pompa a denti dritti, sono stati realizzati due sedi, all'interno delle quali sono stati inseriti due cilindretti. Questi cilindretti sono in comunicazione con l'ambiente di alta pressione e dimensionati come precedentemente indicato. Ovviamente, il cilindro di area maggiore contrasterà la spinta dell'ingranaggio conduttore, essendo essa più elevata, mentre l'altro, bilancerà la spinta sul condotto.



*Figura 4.106 Sezione di una pompa EL11 con particolare sui cilindri di compensazione*

Come conseguenza diretta della struttura di ingranaggi elicoidali, non è possibile ottenere pompe reversibili. Cambiando il senso di rotazione dell'albero bisognerebbe invertire la direzione di inclinazione dell'elica di entrambe le ruote, cosa impossibile.

### 4.3.2 ALTRI COMPONENTI ELI1

Le pompe della famiglia ELIKA<sup>®</sup> sono state progettate per essere interscambiabili con le più comuni pompe standard. In ottica di ricercare le minor emissioni acustiche, tutti i componenti sono stati riprogettati per aver la maggior precisione possibile.

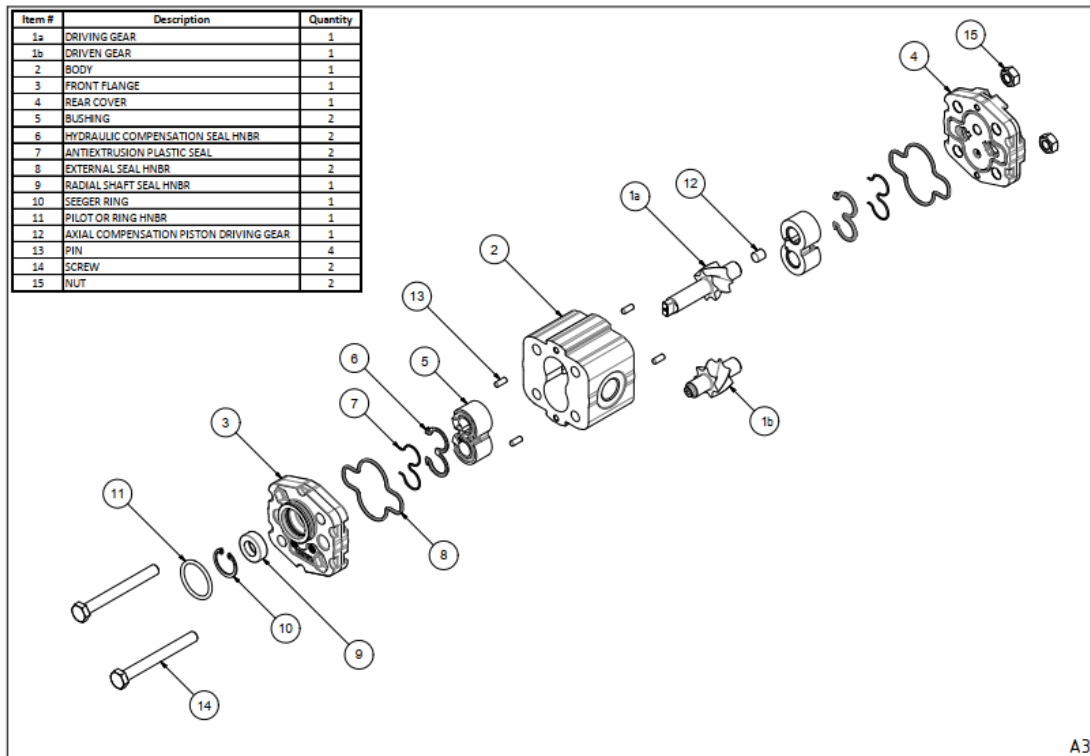


Figura 4.117 Esploso di una pompa ELI1

Seguendo la distinta dell'esploso in Figura 4.17, oltre agli alberi ad ingranaggi già trattati, si possono brevemente descrivere i principali componenti di una pompa della famiglia ELI1:

- **CORPO**: è stato disegnato un nuovo profilo esterno del corpo per poter diminuire il tempo di lavorazione alle macchine utensili e ridurre le distorsioni derivanti. Grazie ad appositi bloccaggi, posti su due lati del corpo, vengono evitati numerosi riposizionamenti e distorsioni, concentrando le tensioni lungo questi profili (Figura 4.18).

Il materiale utilizzato per produrre il corpo solitamente è in lega di alluminio ad alta resistenza e per renderlo esteticamente migliore, alcuni componenti sono stati anodizzati di nero. Suoi fianchi sono ricavate le connessioni per tubi filettati o a flangia secondo tutti gli standard di mercato.

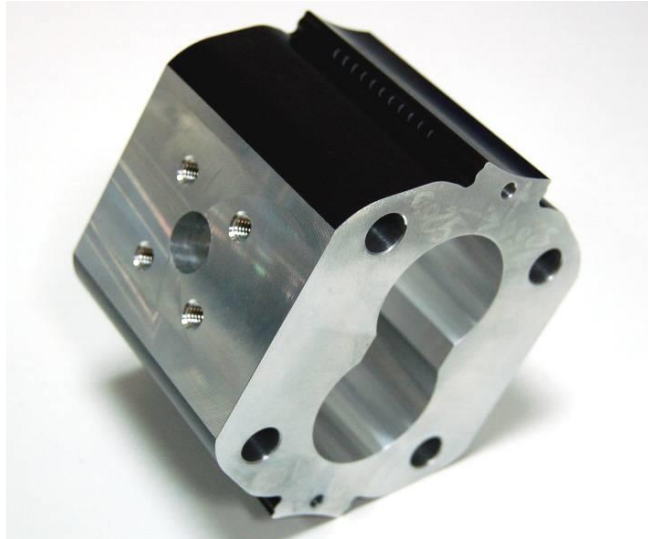


Figura 4.18 Corpo di una pompa del gruppo EL1

- **BOCCOLA:** non avendo più necessità di “scaricare” il fluido intrappolato fra i denti, sono stati ridisegnati i rasamenti, semplificandone la geometria ed evitando le bocche di scarico. Per ovvie ragioni ciò che non viene alterato sono i canali di comunicazione tra aspirazione e gambo della ruota.

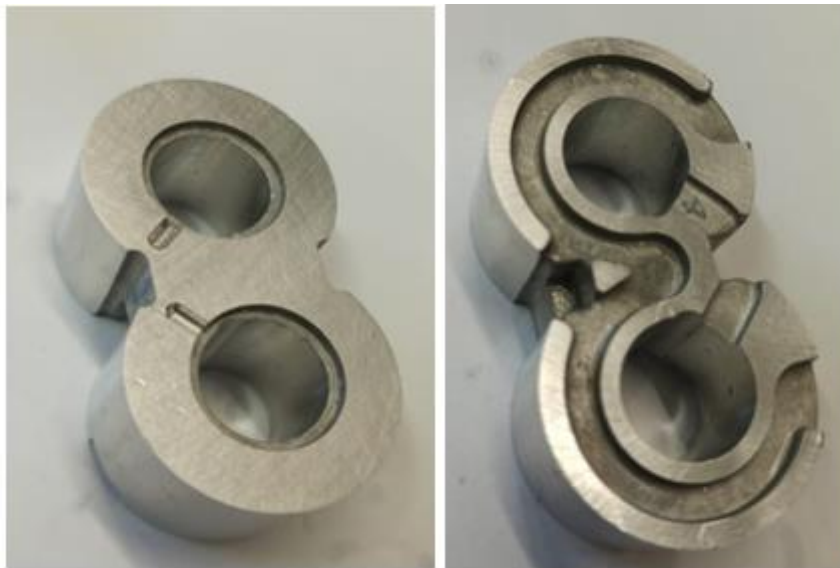


Figura 4.19 Fronte e retro di una boccola per EL1

Dal particolare a destra di Figura 4.19, si può notare come sul il retro della boccola è stata integrata la sede per la guarnizione di tenuta idraulica e il rispettivo dispositivo anti-estrusione. La particolare geometria della guarnizione è stata realizzata per poter compensare la differenza di pressione in direzione radiale.

Spesso sono fabbricate in lega di alluminio antifrizione appositamente studiata. Sono compensate: ciò garantisce un'efficienza volumetrica elevata ed è ottenuta tramite iniezione d'olio in pressione sulle facce laterali delle boccole.

All'interno del foro in cui passa l'albero della ruota dentata, possono essere presenti inserti in DU: boccole autolubrificanti a base di PTFE, bronzo, stagno e acciaio per alte prestazioni e lunga durata.

- FLANGIA E COPERCHIO: realizzati in lega di alluminio pressofusa (possono essere anche in ghisa ma non in questo caso), possono presentare anche le porte per aspirazione e/o mandata ricavate su di esse.
- ANELLO DI TENUTA RADIALE: a due labbri, una di tenuta e uno parapolvere, monolabbro con sostegno (TR). Realizzati in NBR, HNBR, VITON, EPDM, PTFE.
- GUARNIZIONI DI TENUTA CORPO/FLANGIA: di profilo speciale in funzione del tipo di pompa. Durezze 75 e 90 Sh in materiale NBR, HNBR, VITON.
- ANTIESTRUSIONE: di profilo speciale a disegno. Realizzato in materiale specifico Dupont, in fibra di nylon Zytel.
- GUARNIZIONE PREFORMATA DI COMPENSAZIONE: di profilo speciale a disegno. Durezza 74 Sh. Materiali NBR, HNBR, VITON.
- VITI: in acciaio ad alta resistenza. Tipologia TE (testa esagonale), TCE (testa cava esagonale) con filettatura M5, M8, M10, M14 e classe 8.8 e 12K, brunite o zincate.
- DADI: in acciaio ad alta resistenza di tipologia esagonale con filettatura M5, M8, M10 e di classe 6S, zincati.

### **4.3.3 RANGE DI FUNZIONAMENTO**

La classe ELI1, seppur ricoprendo un range di cilindrata non ampio, è stata prodotta in diverse configurazioni di cilindrata per poter soddisfare al meglio le esigenze di mercato, vedi Tabella 4.1.

Pump Type	Displ.	Flow at 1500	Operating pressures			Rotation speed	
			P1 Max continuous	P2 Max intermittent	P3 Max peak	Minimum Speed	Maximum speed
	[cm <sup>3</sup> /rev]	[l/min]	[bar]	[bar]	[bar]	[rpm]	[rpm]
ELI1-3,4	3,4	5,1	250	265	280	300	5000
ELI1-4,1	4,1	6,2	250	265	280	300	4000
ELI1-5,1	5,1	7,7	230	245	260	300	3300
ELI1-6,2	6,2	9,3	230	245	260	300	2800
ELI1-7,5	7,5	11,3	200	215	230	300	3500
ELI1-9,3	9,3	13,9	180	195	210	300	2800
ELI1-11,0	11,0	16,5	170	185	200	300	2400
ELI1-13,7	13,7	20,6	150	165	180	300	2000

Tabella 4.1 Range di cilindrata disponibili per pompe ELI1

La pressione P1 è la pressione a cui vengono acquisiti i dati sulla macchina, valutata come pressione massima a cui la pompa può lavorare senza avere rotture o malfunzionamenti.

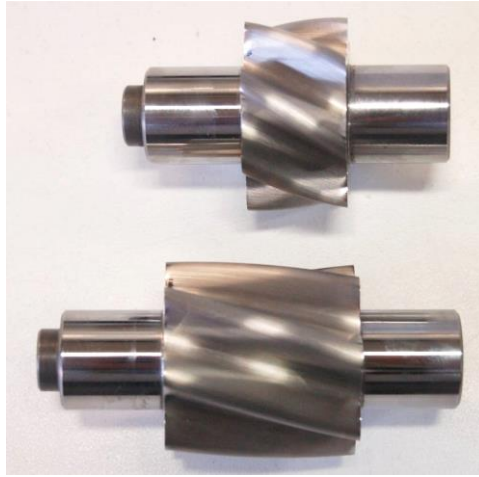
La pressione P2, invece, è leggermente superiore in quanto identifica il valore di pressione a cui la pompa può lavorare in maniera intermittente. Se lavorasse costantemente a P2 potrebbe incorrere a danneggiamenti.

Infine, la pressione P3, è il picco massimo sopportabile dalla pompa valutato come istantaneo.

I valori di pressione di P1, P2 e P3 di ogni specifico gruppo, possono essere raggiunti solo se non vengono superati i regimi di rotazione specifici per la tipologia di pompa e la cilindrata: per esempio, se valutiamo la pompa ELI1-4,1, la velocità massima, alle quali continuano a valere i regimi di pressione appena descritti, è 1500 rpm.

È bene sottolineare che all'aumentare della pressione di lavoro, come vedremo nei capitoli successivi, aumentano notevolmente le perdite idrauliche e i trafilamenti, la tenuta viene meno e i rendimenti calano abbondantemente. Se si vuole raggiungere pressioni superiori è consigliato utilizzare pompe di cilindrata e dimensioni maggiori.

Per aumentare la cilindrata mantenendo gli ingombri invariati, il metodo utilizzato dall'azienda è quello di variare la fascia della ruota. Vista dall'esterno la pompa risulta la stessa, ma all'interno del corpo, l'altezza dell'ingranaggio è aumentata e quella della boccola diminuita (vedi Figura 4.20).



*Figura 4.20 Confronto fra due ingranaggi ELI1 con fascia diversa*

Per ottenere le stesse condizioni di bilanciamento, la sovrapposizione dell'elica, cioè lo sfasamento tra i fianchi della ruota, è mantenuta costante indipendentemente dalla cilindrata delle pompe. Dunque, quello che si è realizzato è stato di variare l'angolo di inclinazione dell'elica.

#### **4.4 APPLICAZIONI**

La pompa ELIKA<sup>®</sup> è stata progettata per renderla completamente intercambiabile con qualsiasi altra pompa ad ingranaggi con profilo a denti dritti. Dunque, le applicazioni per questa pompa innovativa sono le stesse di una pompa ad ingranaggi standard. Esse però, offrono una valida alternativa in quei settori dove il minor impatto sonoro rappresenta un prerequisito fondamentale.

Nel settore industriale, dove l'inquinamento sonoro è altamente controllato per la salute dei lavoratori, possiamo elencare tipi di applicazioni caratteristici come: macchine ad iniezione plastica, macchine utensili, banchi prova, macchine tessili, fustellatrici, turbine eoliche, macchine automatiche, ecc.

Nel settore automotive, con l'avvento dei motori elettrici e la costante ricerca di limitare le emissioni acustiche, la pompa ELIKA<sup>®</sup>, in modo particolare la classe ELI1, trova sempre più spazio in: cambi automatici, servosterzi, sospensioni, frizioni automatiche, tettucci apribili, alettoni e deflettori, sollevatori, ecc.

Più in generale, queste pompe hanno anche applicazioni in: settore aeronautico, settore navale, macchine agricole, autotrasporti, macchine movimento terra, piattaforme aeree, carrelli elevatori, ascensori, sistemi frenanti per treni, ecc.

## 5 BANCO PROVA E TEST ESEGUITI

---

Per analizzare in tutti gli aspetti una pompa del gruppo ELI1, è necessario utilizzare sia un banco di laboratorio per la caratterizzazione e la sperimentazione di pompe idrauliche, che un banco prova per la misurazione del rumore installato all'interno di una camera anecoica.

Nel capitolo corrente verranno elencate le strumentazioni utilizzate per definire un'analisi completa di una pompa volumetrica, in particolare si farà riferimento alle procedure esecutive dei test e al sistema di acquisizione dati. *I risultati verranno mostrati nel capitolo successivo.*

### 5.1 BANCO DI CARATTERIZZAZIONE

#### 5.1.1 NORMATIVE DI RIFERIMENTO

Ogni test per essere validato deve fare riferimento, in maniera rigorosa, ad una specifica normativo. Nel caso in esame, per dei test di caratterizzazioni di pompe volumetriche si farà riferimento alle seguenti norme:

- UNI ISO 4409 (2020): Oleoidraulica-Pompe, motori e variatori-Metodi di prova e presentazione in regime stazionario
- UNI ISO 4391 (1986): Trasmissioni oleoidrauliche-Pompe, motori e variatori-Definizioni grandezze e simboli letterali
- UNI ISO 5598 (2020): Sistemi e componenti per trasmissioni oleoidrauliche e pneumatiche-vocabolario
- ISO 1219 parti 1-2-3 (2016)

#### 5.1.2 GENERALITÀ

I parametri fondamentali che caratterizzano l'efficienza di una pompa sono:

- Il rendimento volumetrico,  $\eta_{vol}$ , e meccanico,  $\eta_{mecc}$ , dai quali si ottiene il rendimento totale,  $\eta_{tot}$ , dato dal prodotto tra i due;
- La portata effettiva in uscita;
- L'effettiva potenza meccanica in ingresso.

Dunque, possiamo ricordare che l'efficienza volumetrica percentuale della pompa viene calcolata come segue:

$$\eta_{vol} = \frac{Q}{V \cdot n \cdot 10^{-3}} \quad [\%]$$

dove:  $Q$  = portata misurata in ingresso [ $l/min$ ];

$V$  = cilindrata teorica [ $cm^3/giro$ ];

$n$  = numero di giri [ $giri/min$ ].

Mentre, per quanto riguarda l'efficienza idraulico meccanica percentuale della pompa, è possibile calcolarla tramite la seguente relazione:

$$\eta_{mecc} = \frac{V \cdot \Delta P}{T \cdot 2\pi \cdot 10} \quad [\%]$$

dove:  $\Delta p$  = differenza pressione fra mandata e aspirazione [ $bar$ ];

$V$  = cilindrata teorica [ $cm^3/giri$ ];

$T$  = momento torcente assorbito [ $Nm$ ].

Per il banco in questione, come per quello descritto successivamente, viene impiegato un olio *Shell Tellus Oil 46 S2M*, il quale possiede buone caratteristiche antischiuma, antiossidanti, anticorrosione, lubrificanti e soddisfa le normative di riferimento (DIN 51525, VDMA 24317).

### 5.1.3 ARCHITETTURA

In funzione della potenza da fornire alla pompa esistono vari tipi di banchi. In questo caso verrà trattato un banco da laboratorio, presente nell'area di Ricerca&Sviluppo dell'azienda Marzocchi Pompe, in grado di processare pompe del gruppo 1, come la ELI1, la quali non richiedono eccessivi livelli di potenza e hanno portate limitate (Figura 5.1).



Figura 5.1 Banco prova per pompe gruppo 1



Come possiamo notare in Figura 5.1, il banco prova sostanzialmente è formato da tre parti:

- Un armadietto contenente le apparecchiature elettriche necessarie per l'esecuzione della prova (in Figura 5.1 sulla sinistra). Nello specifico è anche dotato di alimentazione trifase, protetta da un interruttore magnetotermico tripolare da 50A, un trasformatore a 380V/220V da 3KVA e un alimentatore per la gestione 24Vcc 20A circuito di bassa pressione.
- Un pianale in acciaio inox sulla quale è montata l'attrezzatura portapezzo, il gruppo di trascinamento pompa e le altre apparecchiature necessarie all'esecuzione del ciclo di collaudo (a destra in basso di Figura 5.1). In particolare, l'attrezzatura portapezzo è costituita da una flangia verticale universale, in acciaio termotrattato, alla quale è possibile ancorare una seconda flangia, con sistema a cambio rapido, dotata di fori idonei ad ospitare le viti di fissaggio della pompa che deve essere processata. Lo stesso accorgimento viene adottato per l'estremità dell'attrezzatura di trascinamento. La parte terminale, infatti, è resa facilmente sostituibile in modo da impiegare quello idoneo alla pompa da provare.

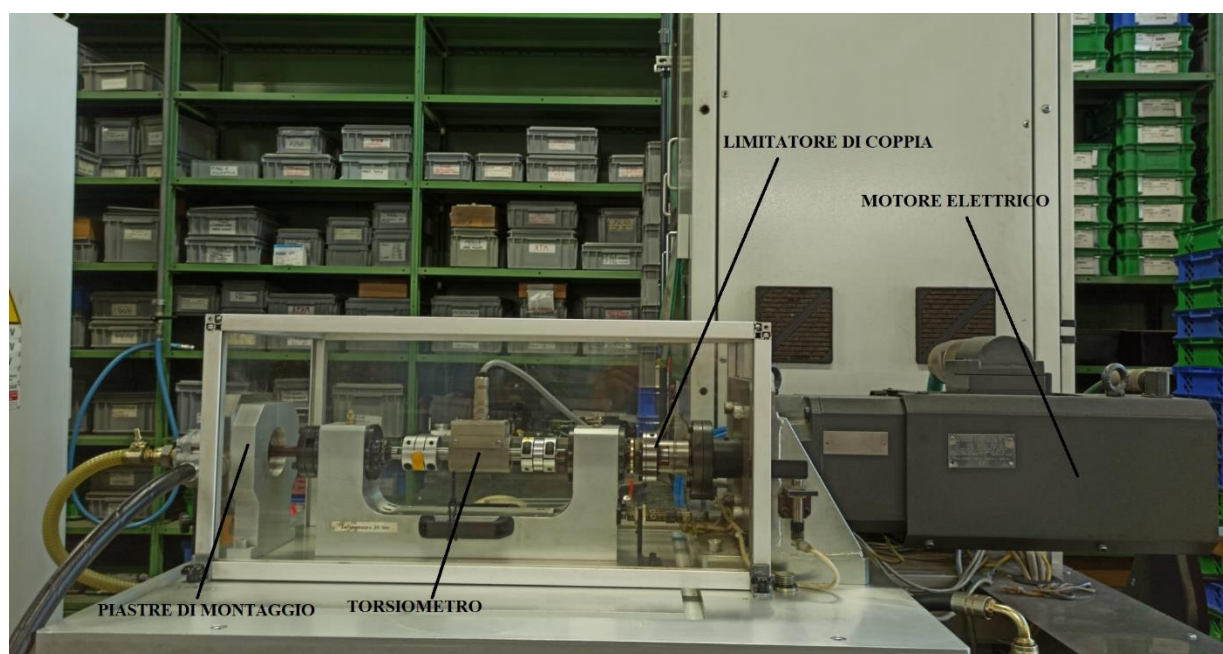
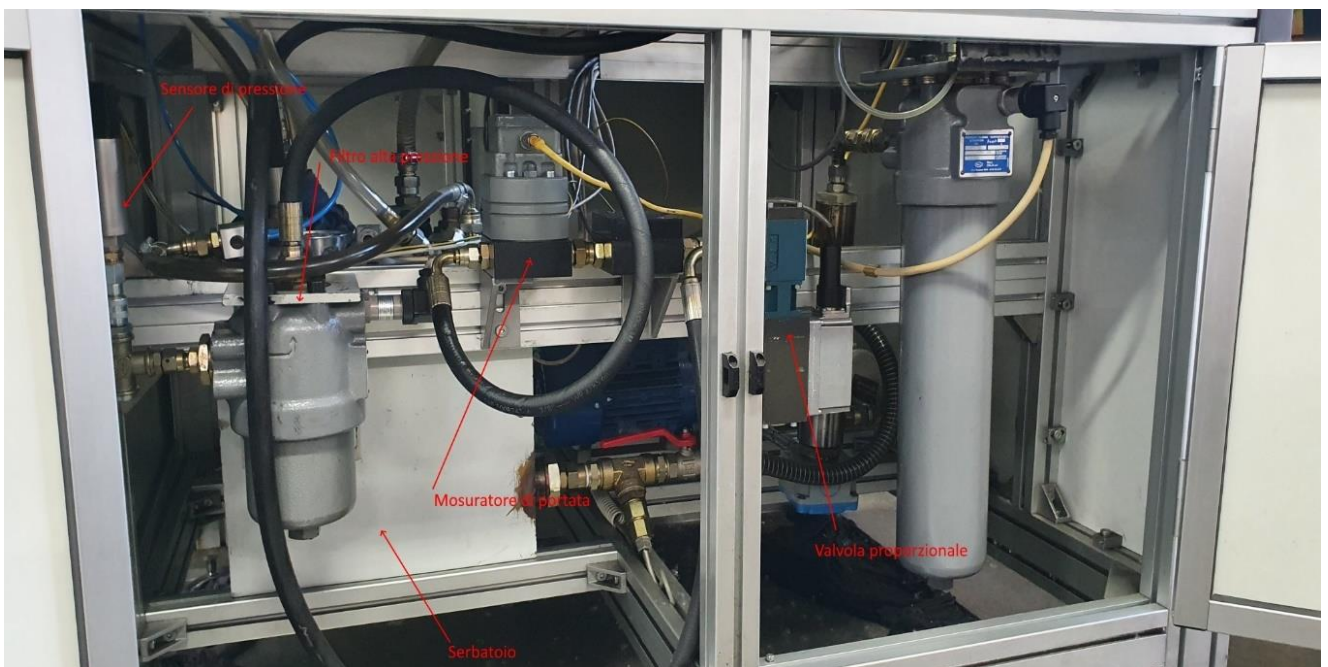


Figura 5.2 Particolare del sistema di trasmissione

Come visibile in Figura 5.2, il gruppo di trascinamento è costituito da un servomotore brushless della potenza di 10 kW idoneo a raggiungere velocità da 0 a 5000 rpm e coppie di 20 Nm (valori confrontabili con quelli richiesti da pompe del gruppo 1), un limitatore di coppia, due torsiometri, da utilizzare uno in sostituzione dell'altro a seconda delle pompe da provare, hanno uno un f.s. 10 Nm e l'altro 20 Nm. Essi sono fissati alla restante parte di trascinamento, con un sistema facilmente smontabile.

- Nella parte inferiore del banco, situato sotto alle apparecchiature per la trasmissione sono alloggiati un serbatoio da capacità di circa 20 litri, un termocriostato per la termoregolazione dell'olio ad una temperatura di  $50^{\circ}\text{C}\pm 2^{\circ}\text{C}$  e le varie apparecchiature idrauliche. In Figura 5.3, si possono notare due trasduttori di pressione, uno in mandata ( $0\div 300$  bar) e l'altro con presa capillare, due filtri con indicatori elettrici di intasamento, di cui uno montato a monte della valvola proporzionale (da  $12\ \mu\text{m}$ ) e l'altro prima del misuratore di portata (da  $6\div 12\ \mu\text{m}$ ). Gli indicatori non manderanno in avaria il banco, ma daranno un preallarme affinché si provveda alla pulizia dei filtri. Possiamo poi notare una valvola proporzionale, installata sulla mandata, idonea ad eseguire le rampe di pressione previste dalle specifiche (è del tipo autosurgante). Infine, sono presenti due misuratori di portata, da utilizzare l'uno in sostituzione all'altro a seconda della pompa da provare. Essi hanno f.s. 10 l/min uno e l'altro f.s. 18 l/min.



*Figura 5.3 Particolare del circuito idraulico*

Il banco è provvisto di tutti i sistemi di sicurezza necessari a garantire l'incolumità dell'operatore durante tutte le fasi di lavoro e le operazioni di manutenzione, nonché dai contatti accidentali secondo quanto previsto dalle normative vigenti in materia. Possiamo notare dalle figure appena elencate: sistemi di protezione fissa e mobile di separazione degli organi in movimento dall'operatore; comandi di azionamento di tipo bimanuali che impegnano entrambe le mani durante la discesa della protezione mobile; microinterruttori di blocco sui pannelli di accesso agli organi in movimento o agli apparecchi elettrici; pulsanti di arresto di emergenza in postazione operatore e su armadio elettrico.

Il circuito di prova per un test di efficienza può essere schematizzato come in Figura 5.4.

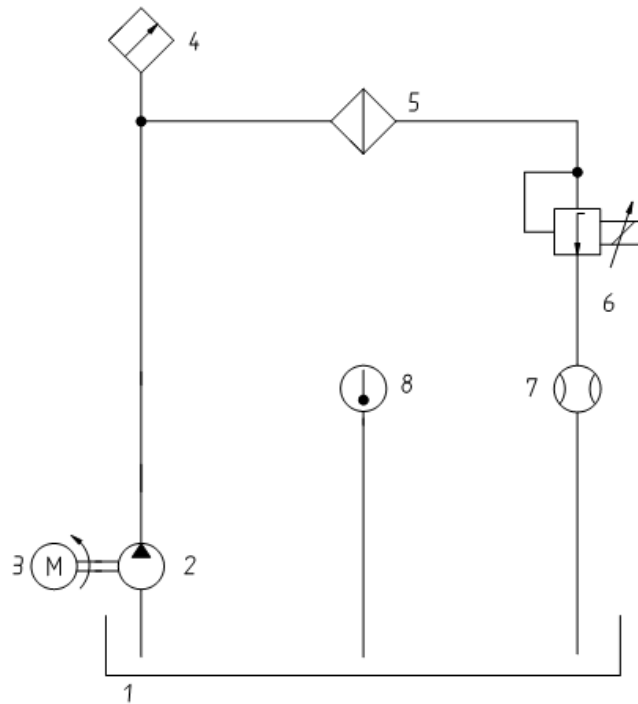


Figura 5.4 Schema circuito prova

Dove: 1. Serbatoio olio, 2. Pompa in prova, 3. Motore, 4. Manometro, 5. Filtro, 6. Valvola proporzionale, 7. Misuratore di portata, 8. Termometro.

Il circuito di prova consente di rilevare il valore della coppia assorbita dalla pompa, la portata e la temperatura del fluido; inoltre è possibile variare con continuità sia il valore della pressione di mandata sia la velocità di rotazione. Quindi è possibile ottenere un'indicazione rappresentativa delle prestazioni della pompa per tutti i range di pressioni e velocità.

In particolare, la pompa viene collegata al gruppo di trasmissione in orizzontale sulla piastra di fissaggio (come visibile in Figura 5.1), in funzione del tipo di collegamento tra l'alberino d'accoppiamento e il mozzo dell'organo di trasmissione è necessario utilizzare l'apposito adattatore (chiavetta, scanalato, pennetta, ecc.). Successivamente verranno montati manualmente i tubi relativi all'aspirazione ed alla mandata del fluido di prova. I tubi sono corredati di flange di fissaggio al corpo e il tubo di mandata ha diametro pari a 12 mm e attacco 1/2" gas.



Figura 5.5 Computer per controllo del banco prova

Tramite l'interfaccia grafica e il software di gestione delle funzionalità del banco, risulta facile poter controllare qualsiasi tipo di test. Infatti, dopo aver collegato la pompa alla trasmissione ed acceso il banco prova, la temperatura dell'olio salirà autonomamente a 40°C, essendo la temperatura definita da normativa UNI ISO 4409 per i test di caratterizzazione (per fare test a temperature diverse si utilizzano altri tipi di banchi), dopo di che, tramite il software visibile in Figura 5.5, modificando la velocità di rotazione dell'albero motore con il cursore sulla destra, la pompa inizierà a girare e a pescare olio dal serbatoio. Essendo un circuito chiuso, l'olio passerà dal serbatoio alla pompa, verrà poi trasferito dal tubo di mandata al manometro, il quale ne legge la pressione, poi passerà per il filtro (molto utile in fase di rodaggio), successivamente attraverserà la valvola proporzionale e il misuratore di portate, per terminare all'interno del serbatoio.

Con l'altro cursore, visibile in Figura 5.5, si è in grado di regolare la pressione tramite la valvola proporzionale, la quale, chiudendosi, genera un aumento delle perdite di carico.

Dall'interfaccia grafica si può chiaramente notare come sia possibile, oltre a variare i parametri di pressione e velocità, controllare la coppia trasmessa e il senso di rotazione del motore elettrico. In particolare, data la cilindrata della pompa processata, è possibile visualizzare la portata elaborata istantaneamente e l'efficienza di lavoro della suddetta pompa.

#### 5.1.4 TEST ESEGUITI

Per caratterizzare nel modo corretto una pompa è importante definire i parametri di velocità e pressione alle quali si vuole analizzare le prestazioni.

Come prima cosa, è importante distinguere se si ha a che fare con una pompa di nuova produzione, in tal caso bisogna prima eseguire l'operazione di rodaggio, oppure no.

Per rodaggio s'intende la fase precedente un test di caratterizzazione, ovvero una qualsiasi pompa al primo ciclo di funzionamento. Avendo tolleranze sui componenti interni molto strette, la pompa viene portata a pressioni sempre più elevate, alle quali vengono indotte piccole deformazioni. L'ingranaggio, agendo come utensile, lavora l'interno del corpo pompa, dal lato dell'aspirazione, creando le tolleranze ottimali. Dunque, è bene sottoporre la pompa a questa fase, prima di collaudarla, per due semplici motivi:

- Il materiale asportato dai denti dell'ingranaggio deve essere raccolto all'interno di un filtro lungo l'impianto, questo per evitare che il contaminante rimanga in circolo e rovini gli organi della macchina e dell'impianto stesso;
- Per dare una chiara visione dell'efficienza della pompa è bene testarla a condizioni di lavoro simili alla realtà. Essendo che questa asportazione di materiale è imprescindibile e aumenta all'aumentare della pressione, esistono delle linee guida da seguire per poter completare l'operazione in modo corretto.

Il rodaggio è considerato come l'ultima fase delle lavorazioni a macchina. Infatti, in accordo con le condizioni di lavoro a cui la pompa sarà sottoposta si possono optare scelte di rodaggio differenti. La cosa più importante, per evitare malfunzionamenti e rotture, è quella di controllare la gradualità dell'aumento della pressione, come si può vedere nelle relative rampe mostrata nel grafico seguente.

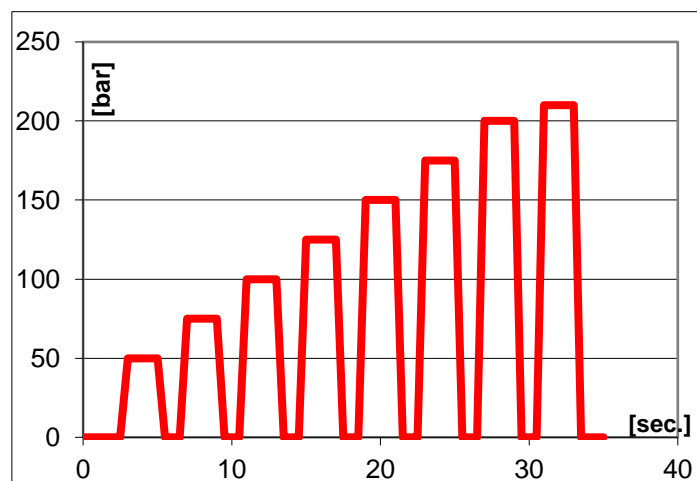


Grafico 5.1 Esempio di ciclo di Rodaggio

L'intero processo è computerizzato ed è programmato in funzione delle soglie di accettabilità, limiti derivanti dal valore del rendimento e della portata rilevata al termine della prova. Se la pompa non raggiunge i minimi valori è scartata, poi revisionata, poi riprovata.

Nel Grafico 5.1, viene raffigurato un esempio di ciclo di rodaggio, con rampe automatizzate e controllate da un computer. Questo processo, essendo programmabile, rende possibile adattarlo a qualsiasi esigenza.

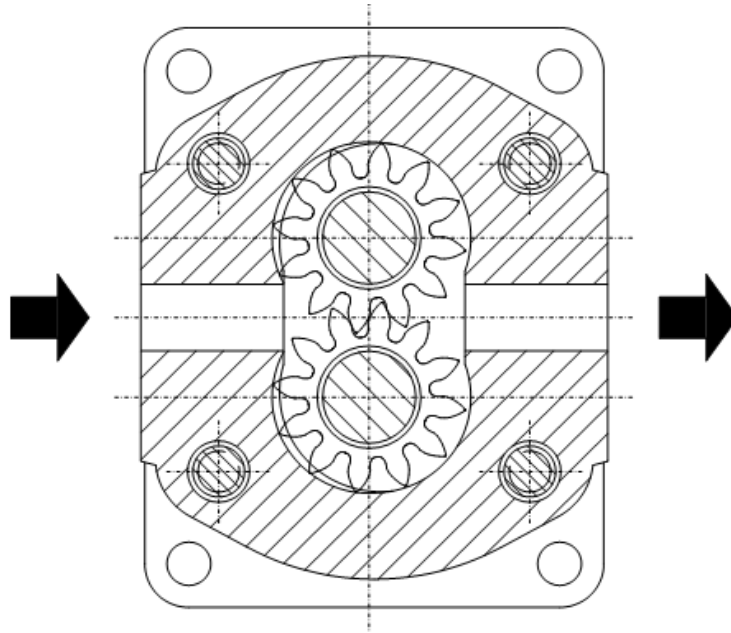
Nel caso in esame, si è rodato una pompa ELI1-4,0, di nuova produzione, con le specifiche mostrate nella Tabella 5.1:

ELI1		
<b>CILINDRATA</b>	4	cm <sup>3</sup> /giro
<b>z</b>	7	
<b>m</b>	2,7164	mm
<b>Dp (di riferimento)</b>	21,3545	mm
<b>Df</b>	17,591	mm
<b>Dt</b>	25,1	mm
<b><math>\alpha_t</math> (angolo pressione tangenziale)</b>	37	°
<b><math>\alpha_n</math> (angolo pressione normale)</b>	33,861	°
<b><math>\beta</math> (angolo d'elica)</b>	27,073	°
<b>fascia</b>	15	mm

Tabella 5.1 Specifiche pompa ELI1-4,0

La pompa in questione viene sottoposta ad un ciclo di rodaggio con le seguenti caratteristiche:

- start a  $n$  costante di 1500 rpm, temperatura olio 40°C ( $\pm 3^\circ\text{C}$ ) e pressione 0 bar;
- ciclo 1: +15 bar di pressione per 3 secondi, 0 bar per 1 secondo;
- ciclo 2: +15 bar rispetto il ciclo precedente, 0 bar per 1 secondo;
- ciclo 3: +15 bar rispetto il ciclo precedente, 0 bar per 1 secondo;
- cicli successivi: analogamente ai precedenti, fino ad arrivare all'ultimo ciclo, dove si raggiunge la pressione P2 relativa alla pompa in questione (visibile in Tabella 4.1 del capitolo precedente).



*Figura 5.6 Lavorazione del corpo durante il rodaggio*

Alla chiusura del ciclo di rodaggio, verranno acquisiti i dati di efficienza volumetrica, meccanica e totale della pompa, insieme a quelli di coppia assorbita e portata elaborata, i quali se non risultassero soddisfacenti porterebbero allo scarto della pompa stessa.

Durante il test di rodaggio della pompa ELI1-4,0, tutti i parametri sono stati soddisfatti dunque si è proceduto con la caratterizzazione vera e propria.

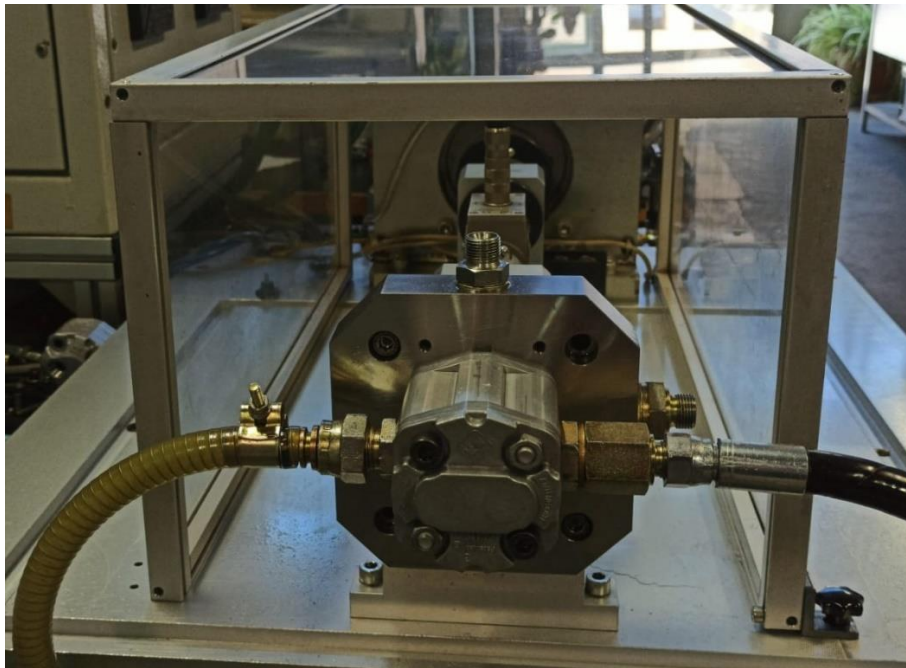
Inserendo nel software di controllo del banco visto in precedenza, il valore di cilindrata della pompa nell'apposito riquadro.

Facendo riferimento a Figura 5.7, la pompa viene installata per il collaudo sulla piastra portapezzo attraverso le viti di serraggio, avendo cura di adattare il collegamento albero-mozzo alla trasmissione (in questo caso l'albero termina con una penna fresata). Si collegano poi i tubi di aspirazione e mandata, adattandoli ai fori sulla pompa. Per comodità, avendo a che fare con una pompa destrorsa, per mantenere aspirazione e mandata come in Figura 5.7, la pompa è montata "al contrario", cioè con il conduttore sotto il condotto. Viene dunque fatta lavorare a diversi regimi di rotazione e pressioni. Per poter analizzare il comportamento della pompa ELI1 in esame, e poterlo confrontare in seguito con altri tipi di ingranaggi, vengono acquisiti i valori di efficienza, portata e coppia assorbita ai livelli di Tabella 5.2.

VELOCITA' [rpm]	PRESSIONE [bar]
300	4÷8 (ricircolo)
500	50
1000	100
1500	150
2000	200
2500	
3000	
3500	
4000	

*Tabella 5.2 Valori di velocità e pressione considerati per la prova*

Dunque, ad ogni velocità di rotazione è stata variata la pressione secondo i valori sopra riportati, per un totale di (9x5) 45 risultati, tali da poter descrivere in modo opportuno il comportamento della pompa ad ogni tipo di condizione.



*Figura 5.7 Installazione pompa ELI1-4,0 per caratterizzazione*

*Si rimanda al capitolo successivo per la visione dei risultati ottenuti da queste caratterizzazioni.*



## 5.2 BANCO PROVA PER EMISSIONI ACUSTICHE

### 5.2.1 NORMATIVE DI RIFERIMENTO

ISO 4412-1 (1991): Hydraulic fluid power- Test code for determination of airborne noise levels (normativa per i test di determinazione delle emissioni acustiche in pompe e motori).

### 5.2.2 GENERALITÀ

Nei sistemi di alimentazione a fluido idraulico, la potenza viene trasmessa e controllata attraverso un liquido sotto pressione in un circuito chiuso. Le pompe sono componenti che convertono la potenza meccanica rotativa in potenza fluida. In occasione di questo processo, il rumore, che chiameremo, “aereo” viene irradiato nell’ambiente dalla pompa, assieme alle vibrazioni trasmesse dai fluidi e quelle trasmesse dalla struttura (si fa riferimento al capitolo 2, in particolare ad Airborne, Liquid-borne e Structural-borne Noise).

La determinazione dei livelli di rumore è complicata date le interazioni che si verificano durante le misurazioni del rumore. Le vibrazioni trasmesse dal fluido e dalla struttura della pompa passano al circuito e danno luogo a rumore aereo di fondo, i quali potrebbero influenzare la determinazione il livello di emissioni acustiche della pompa.

Per poter confrontare i livelli di rumorosità delle pompe, essi vengono valutati in termini di livello di potenza sonora ponderato A (dBA) e di spettro di banda d’ottava.

Facendo riferimento al Capitolo 3, ricordiamo che il rumore è caratterizzato da due grandezze: *intensità* (misurata in dB, dove per 0 dB è la soglia dell’udibile e per 130 dB è la soglia del dolore), cioè ampiezza di variazione della pressione, e *frequenza* (misurata in Hz, le frequenze udibili dall’orecchio umano vanno da 20 a 20000 Hz), cioè il numero di variazioni di pressione in un secondo.

Si ricorda inoltre che essendo il decibel una scala logaritmica, una differenza di 3 dB corrisponde ad un livello di rumore dimezzato, mentre 10 dB rappresentano un salto di un ordine di grandezza. Per le successive analisi si utilizza il dBA, come già spiegato, per dar maggior peso alle frequenze udibili dall’orecchio umano. Il rumore è considerato dannoso per l’udito al di sopra degli 85 dB, ovvero sopra un certo livello è necessario utilizzare protezioni per evitare danni permanenti all’udito.

### 5.2.3 ARCHITETTURA

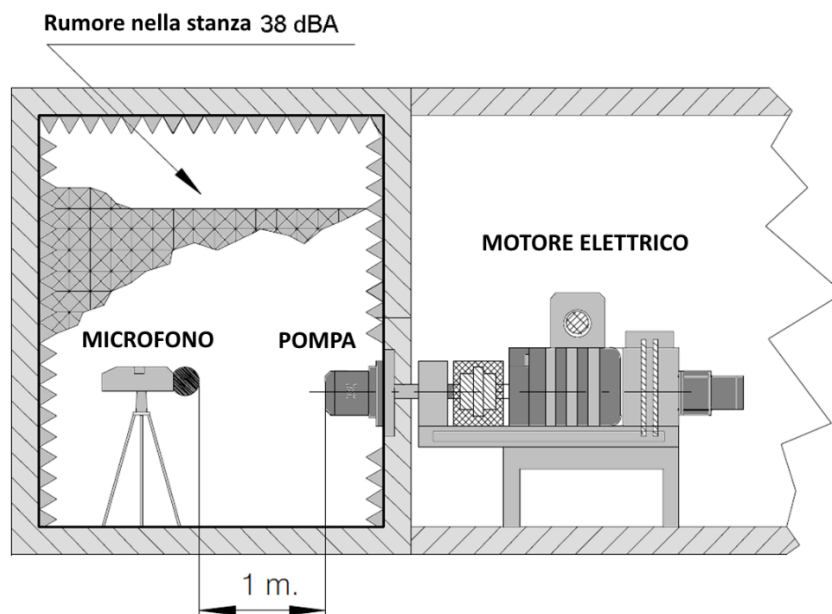
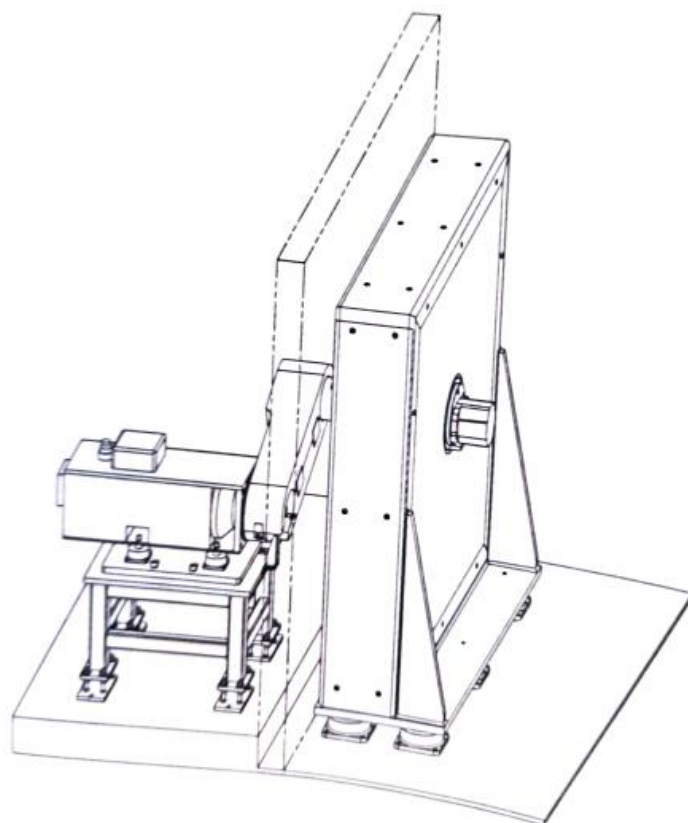


Figura 5.8 Divisione banco prova per misura emissione acustiche

Per ottenere una misura accurata è necessario che ci sia una differenza significativa tra il rumore di fondo dell'ambiente e la sorgente da misurare (circa 7-10 dB in funzione della precisione della misura). Quindi per misurare la rumorosità di una pompa è necessario separare la sua rumorosità da quella del motore di azionamento. Infatti, come possiamo notare in Figura 5.8, la trasmissione del moto e parti del circuito idraulico si trovano all'esterno della camera in cui vengono effettuate le misurazioni. Questa camera è chiamata *camera anecoica*.

Partendo dalla struttura del banco prova in generale possiamo suddividerla in: motore e trasmissione, circuito idraulico e apparecchiature elettriche di controllo.

Tutta la struttura (vedi Figura 5.9) è realizzata in profilati di acciaio elettrosaldati, per supportare il motore elettrico di trascinamento delle pompe. Essa è dotata di piedini con smorzatori antivibranti e staffe di fissaggio al pavimento. Inoltre, è previsto un cartello di protezione delle parti rotanti realizzato con profilati di alluminio e pannellature in policarbonato.



*Figura 5.9 Schema della trasmissione nel banco prova per la misura del rumore*

Per quanto riguarda il motore, parliamo di un motore elettrico trifase di potenza 25 kW poggiato su piedini antivibranti per ridurre le vibrazioni indotte dalla rotazione del motore stesso. Il motore può raggiungere una velocità di 4000 rpm. Sull'albero è calettata una puleggia per trasmettere il moto all'albero condotto. Tale albero è montato all'interno del mandrino, il quale a sua volta è inserito per intero in una opportuna "parete" (vedi Figura 5.10).

La cinghia di trasmissione è del tipo "Poly-V" impiegata per imitare al massimo le vibrazioni trasmesse dal motore alla pompa. Il mandrino è costituito da una boccola in ferro di lunghezza tale da attraversare per intero la parete nella quale va inserito.

All'albero è rigidamente collegata da un lato la puleggia che riceve il moto dal motore, dall'altro un giunto universale, impiegato per processare tutte le pompe. Questo giunto sarà accoppiato, di volta in volta, al giunto intermedio che poi ingrana sulla pompa. Al mandrino ed alla parete è fissata una piastra base in acciaio dotata di fori filettati per l'ancoraggio delle piastre intermedie relative al tipo di pompa.

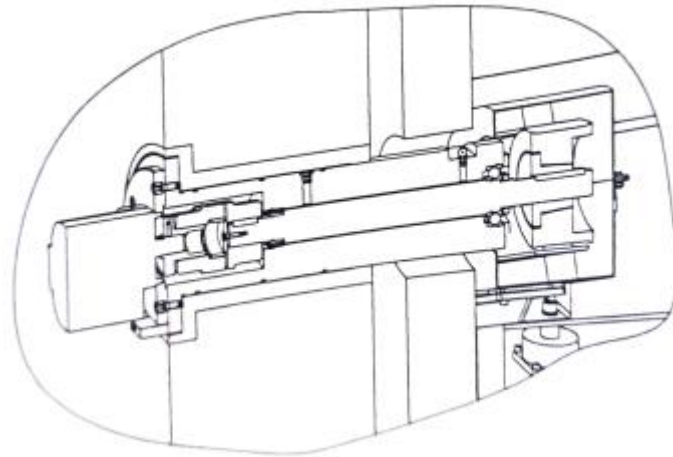


Figura 5.10 Particolare del mandrino inserito attraverso una parete

Per quel che riguarda lo schema idraulico e le apparecchiature elettroniche, possiamo considerarle analoghe al banco descritto precedentemente.



Figura 5.11 Camera semi-anechoica dell'azienda Marzocchi Pompe

In Figura 5.11 è rappresentato l'esterno di una *camera semi-anechoica*. Essa è un ambiente di laboratorio strutturato in modo da ridurre il più possibile riflessioni di segnali sulle pareti. Si utilizza il prefisso “semi” perché il pavimento è riflettente

All'interno di questa camera, viene inserito lo strumento capace di catturare l'intensità del rumore emesso, il *fonometro*. Questo strumento è in grado di misurare le rapide variazioni di pressione che si propagano grazie ad un microfono che raccoglie le oscillazioni di pressione e le trasforma in segnali

elettrici. Infatti, il microfono è costituito da un condensatore, la quale superficie vibra come un tamburo in presenza di onde sonore (vedi Figura 5.12).

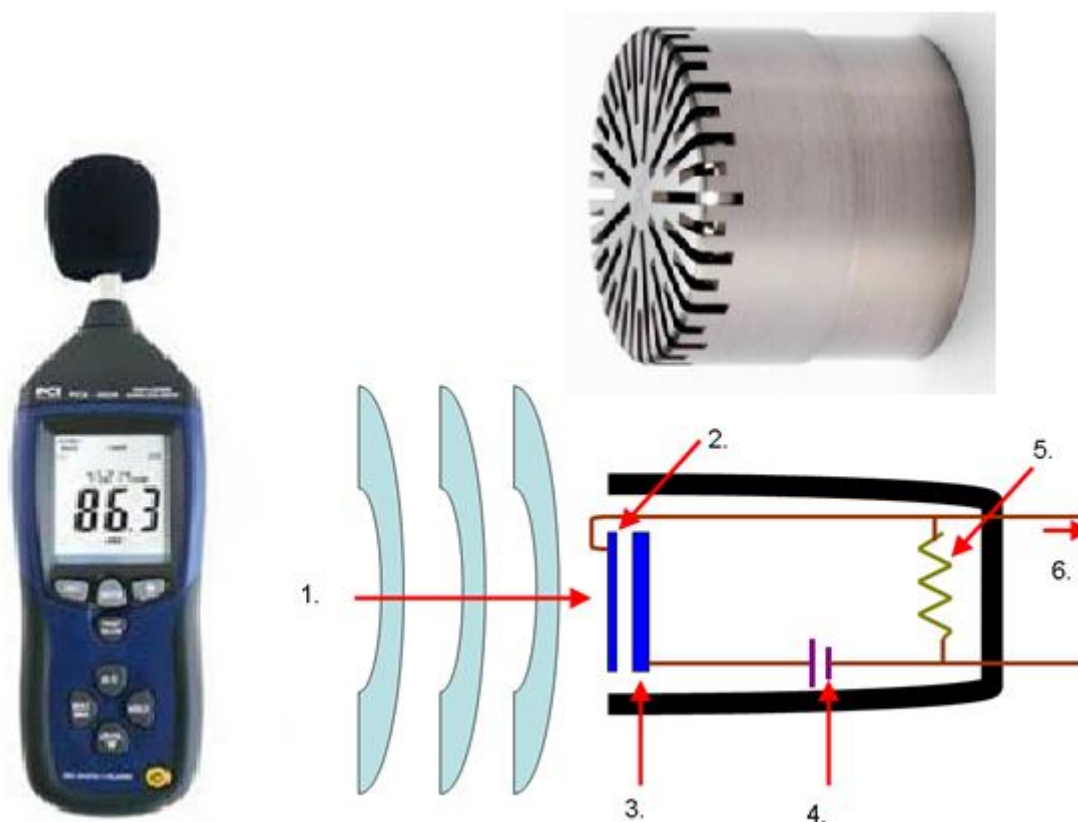


Figura 5.12 Fonometro e schema microfono

Il fonometro utilizzato, come accennato nel capitolo 3, ha la possibilità di acquisire il profilo temporale di 6 parametri di misura simultaneamente con libertà di scelta delle ponderazioni temporali o di frequenza. Oltre ai profili di livello sonoro, è possibile acquisire sequenze di rapporti a intervalli programmabili da 1 secondo ad 1 ora, con parametri dedicati, spettri medi e analisi statistica completa.

Per eseguire l'analisi spettrali in tempo reale per bande di terzo di ottava, lo strumento si serve di due banchi di filtri: da 16 Hz a 20000 Hz (quella considerata nei test) e da 14 Hz a 18000 Hz. Grazie poi al sistema di analisi statistico, è possibile scegliere di campionare  $L_{eq}$  con ponderazione A, insieme a tanti altri parametri che nel nostro caso, sono di minor interesse. Questo particolare fonometro prende il nome di *fonometro integratore*.

Durante l'esecuzione della prova, come da indicazione di normativa, si possono acquisire valori di emissioni acustiche in svariati modi, ad esempio, in funzione della distanza o della posizione dello strumento in base al sito della pompa. Nel caso in esame, si è posizionato lo strumento ad una distanza di *1 metro*, all'altezza dell'asse della pompa.

#### 5.2.4 TEST ESEGUITI

Sostanzialmente, un banco prova per il rumore non è altro che un banco prova di caratterizzazione con una struttura capace di smorzare le vibrazioni ed inserito all'interno di una camera anecoica. Dunque, in caso di necessità, la fase di rodaggio potrebbe essere messa in atto anche utilizzando questo banco.

Anche gli strumenti di connessione elettrica e di controllo (come il software) sono praticamente gli stessi, dunque si farà riferimento ai medesimi comandi utilizzati per pilotare i test di caratterizzazione.

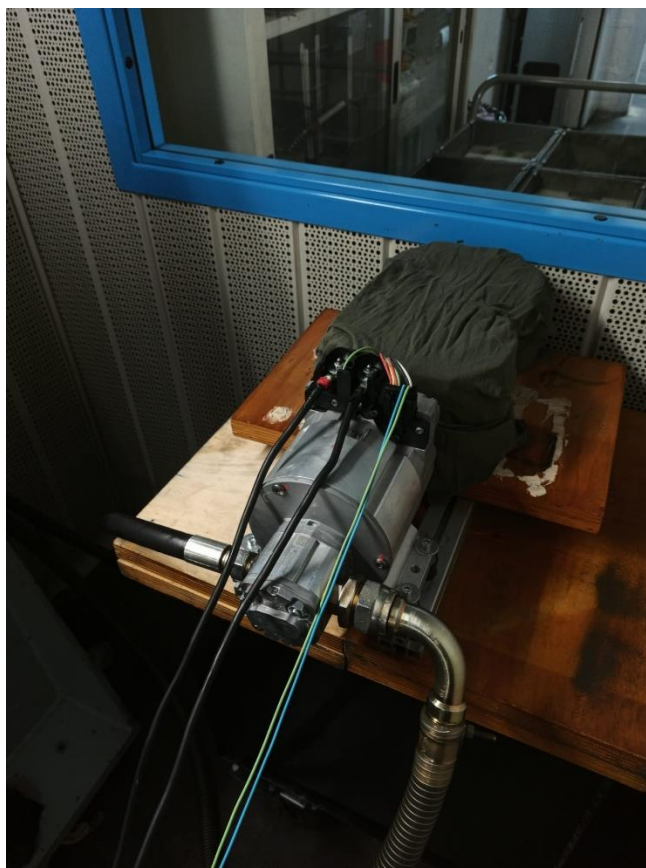


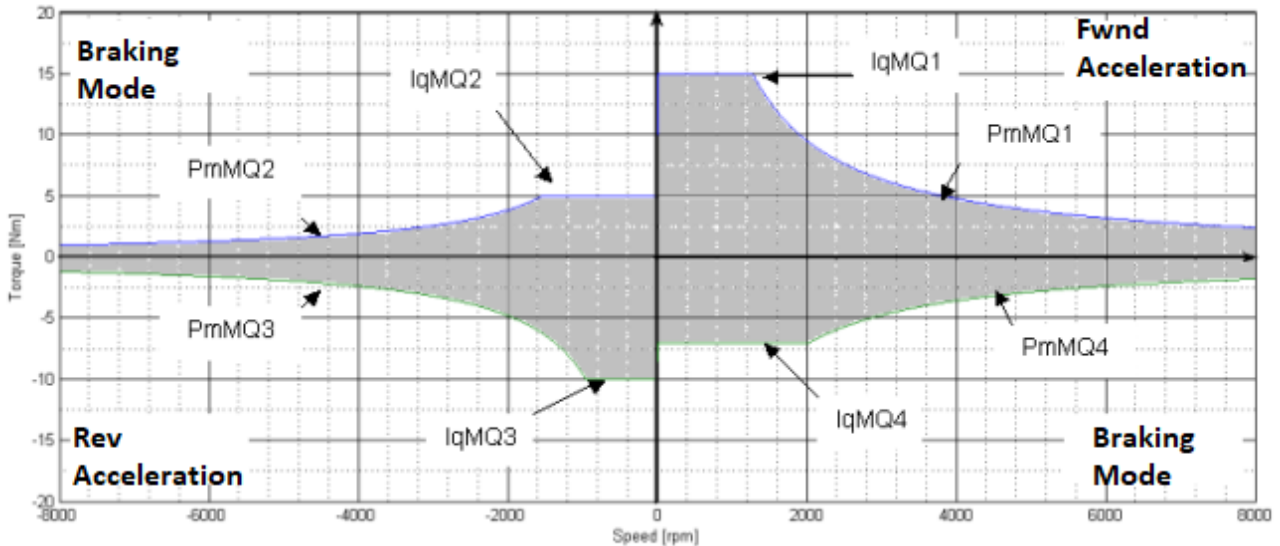
Figura 5.13 Installazione pompa per analisi rumore

Per il test di emissioni sonore non è stata utilizzata la classica installazione appartenente alla struttura descritta in precedenza, ma è stata valutata una nuova configurazione. In particolare, si tratta di una analisi congiunta sia del motore elettrico (*motore Sonceboz*) che della pompa ELI1-4,0 (Figura 5.13).

Il motore con potenze erogabili fino a 4kW e di curva di coppia in Figura 5.14 è stato utilizzato per poter ricreare una condizione di utilizzo, valutando il rumore emesso, non solo, dalla pompa ma dall'intero gruppo motopompa.

Il circuito oleodinamico è rimasto invariato: tutti gli elementi del circuito di prova visti per il banco di caratterizzazione continuano a valere. Mentre, per il circuito elettrico è bastato collegare un

generatore di corrente al motore e per quanto riguarda il software di comando, è stato collegato il computer ad entrambi i componenti. Grazie a questo sistema ausiliario è stato possibile valutare le emissioni acustiche di un organo motopompa in condizioni reali di lavoro, all'interno della camera semi-anechoica (Figura 5.15).



$$I_{qMQx}: \text{Maximum torque building current} \rightarrow M_{motor} = k_t * I_q$$

$$P_{mMQx}: \text{Maximum mechanical power} \rightarrow P_{Motor} = M_{Motor} * 2 * \Pi \frac{n_{Motor}}{60}$$

Figura 5.14 Curva di coppia di motore Sonceboz

A completamento del test, dopo aver installato la pompa e aver posizionato correttamente il fonometro, si è operato sulle velocità e pressioni di lavoro: in modo del tutto analogo al test visto in precedenza, si sono scelti arbitrariamente dei valori di pressione e velocità per poter valutare le caratteristiche sonore a condizioni di lavoro diverse (vedi Tabella 5.2).



*Figura 5.15 Test di rumorosità*

Le condizioni di lavoro valutate corrispondono esattamente a quelle considerate in precedenza per i test di caratterizzazione, fatta eccezione per quei livelli di velocità o pressione per i quali la coppia richiesta dalla pompa è risultata troppo elevata per la potenza erogabile dal motore. Come vedremo nel capitolo successivo, il grafico risultante dall'acquisizione di questi dati risulterà incompleto.

Dunque, in modo totalmente analogo al test precedente, tramite il medesimo software si sono variate le condizioni di pressione e velocità, durante le quali sono stati acquisite le emissioni acustiche grazie al fonometro. I dati relativi a questi test verranno analizzati nel capitolo che segue.

Per quanto riguarda il banco prova vero e proprio, cioè utilizzando il motore progettato per lavorare in sintonia con la camera anecoica, esso è stato adoperato principalmente nello studio delle oscillazioni in mandata. Infatti, facendo riferimento alla Figura 5.16, si è provveduto ad installare la pompa sulla flangia di Figura 5.9, inserendo un sensore piezoelettrico in mandata. I metodi di misura del pressure-ripple sperimentali e normati non sono applicabili ad una linea di produzione. Dunque, al fine di simulare ciò che fosse riproducibile su una linea di produzione si è cercato di valutare tale fenomeno in maniera applicativa.





Figura 5.16 Installazione pompa per prova di pressure-ripple

Il test effettuato consiste nel valutare l'andamento delle oscillazioni all'imbocco della mandata per poterne valutare le differenze fra pompe con e senza difetti, come vedremo nel capitolo 7. Con l'auto di un software (*I-Deas*), è stato collegato il sensore piezoelettrico al computer, il quale fosse in grado di gestire e valutare le frequenze di pulsazioni prodotte dalla pompa.

Come output, oltre alla visualizzazione grafica dell'andamento delle oscillazioni in funzione del tempo e della frequenza, si è potuto estrarre un file di testo con i valori puntuali della pressione a determinati  $\Delta t$  o  $\Delta f$ .

I valori di intervallo utilizzati per l'acquisizione della misura sono i seguenti:

$$\Delta t = 0,0000781 \text{ s}$$

$$\Delta f = 1,5625 \text{ Hz}$$

Per quanto riguarda circuito idraulico, elettrico e trasmissione, il test è stato effettuato in concordanza con quanto espresso in precedenza.

## 6 RISULTATI OTTENUTI DAI TEST E CONFRONTO

In questo capitolo verranno inizialmente presentati i risultati derivanti dai test di prestazione ed emissione acustica eseguiti sulla pompa del gruppo 1, ELI1-4,0.

Successivamente, si descriveranno i comportamenti di altri due tipi di pompa, K1P (pompa ad ingranaggio standard a singolo contatto) e DC (pompa ad ingranaggio con doppio contatto), prodotte dall'azienda Marzocchi Pompe al fine di poterle confrontare con la pompa ELI1.

### 6.1 POMPA ELI1

La pompa ELI1 è stata ampiamente descritta nel Capitolo 4. Facendo riferimento alla Tabella 5.1 con le specifiche dell'ingranaggio montato, si possono mostrare le relative prestazioni sia in termini di efficienza che in termini di rumorosità derivanti dai test eseguiti del capitolo precedente.

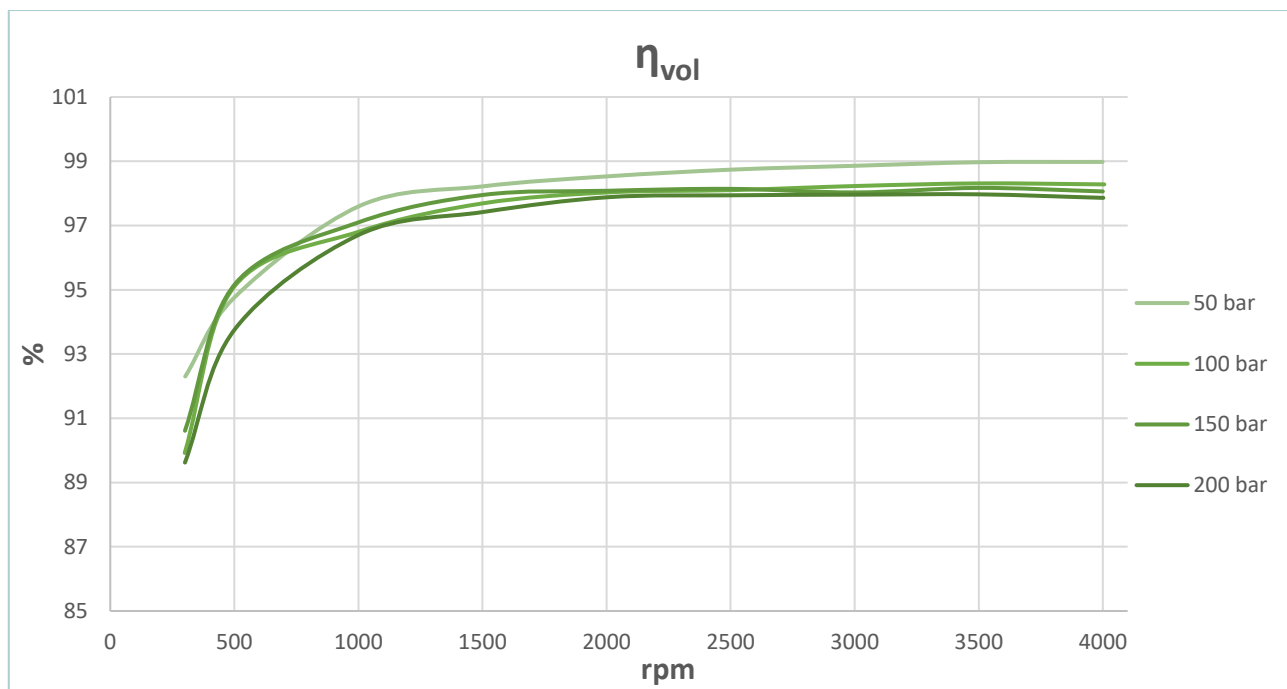


Grafico 6.1 Rendimento volumetrico di una pompa ELI1 in funzione di velocità di rotazione a diversi livelli di pressione

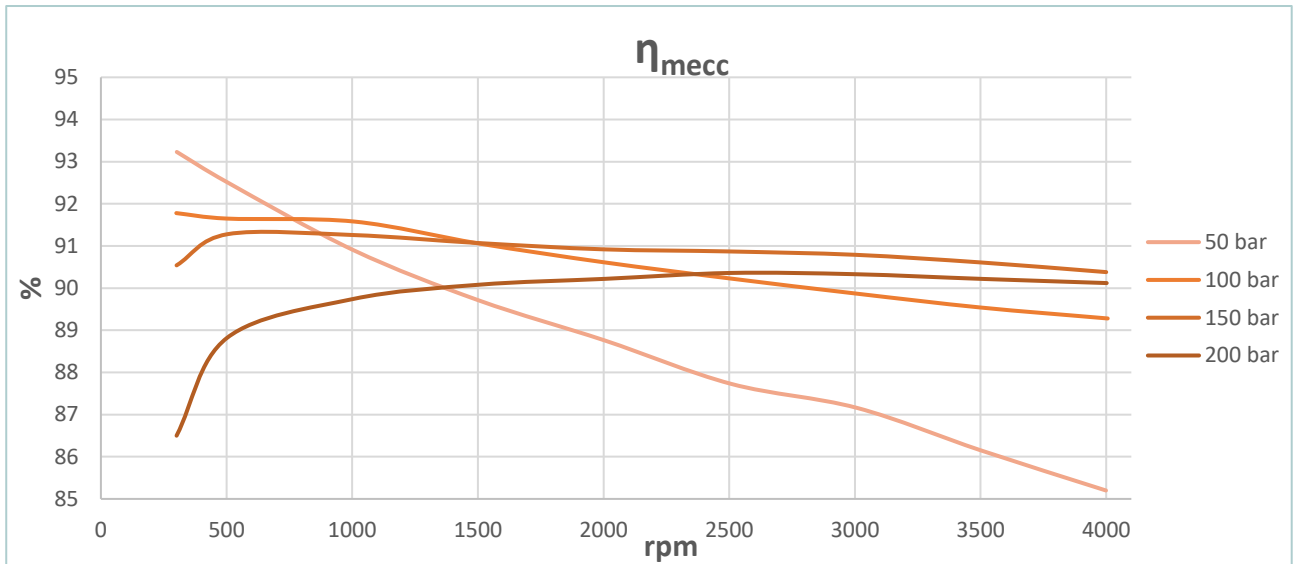


Grafico 6.2 Rendimento meccanico di una pompa ELI1 in funzione di velocità di rotazione a diversi livelli di pressione

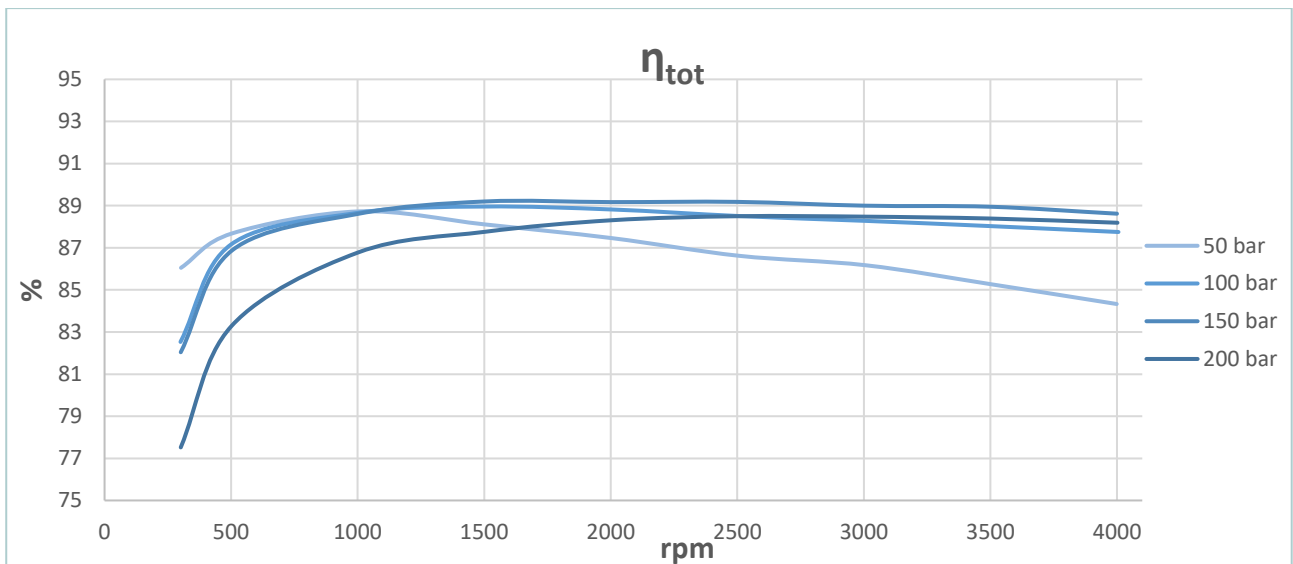


Grafico 6.3 Rendimento totale di una pompa ELI1 in funzione di velocità di rotazione a diversi livelli di pressione

Dai grafici è possibile fare un'analisi sul comportamento della macchina oleodinamica al variare di pressione e numero di giri:

- *Rendimento volumetrico,  $\eta_{vol}$* : si può definire un andamento pressoché costante sia al variare della pressione in mandata che, considerando una velocità superiore a 1500 rpm, in funzione del numero di giri. ELI1-4,0 presenta valori di rendimento complessivamente molto elevati.
- *Rendimento meccanico,  $\eta_{mecc}$* : l'andamento al variare della pressione, in questo caso, subisce variazioni soprattutto a 50 bar. Il profilo coniugato e l'esiguo volume di fluido intrappolato nel contatto fra le due ruote danno origini a perdite per attrito considerevoli. Questa

dissipazione di energia viene bilanciata dall'ottima trasmissione di moto derivante dalla geometria delle due ruote, rendendo i valori del rendimento considerevolmente alti.

- *Rendimento totale,  $\eta_{tot}$* : è condizionato maggiormente dal rendimento meccanico, rispetto al volumetrico, perché quest'ultimo ha l'andamento rispettivamente peggiore. Valutando le prestazioni e focalizzando l'attenzione su pressioni e velocità comuni di utilizzo i valori di rendimento totale ottenuti sono compresi fra 85-90 % (per una pompa di questa cilindrata il range di utilizzo solitamente varia da 1500 a 4000 rpm con pressioni solitamente superiori a 50 bar).

Il motivo principe per cui sono state progettate le pompe ELIKA, è quello di poter limitare l'inquinamento sonoro prodotto durante il funzionamento di un circuito oleodinamico. Di questo tema si è parlato ampiamente nei capitoli precedenti. Ora possiamo definire, in termini pratici, quanto un ingranaggio a profilo coniugato è vantaggioso.

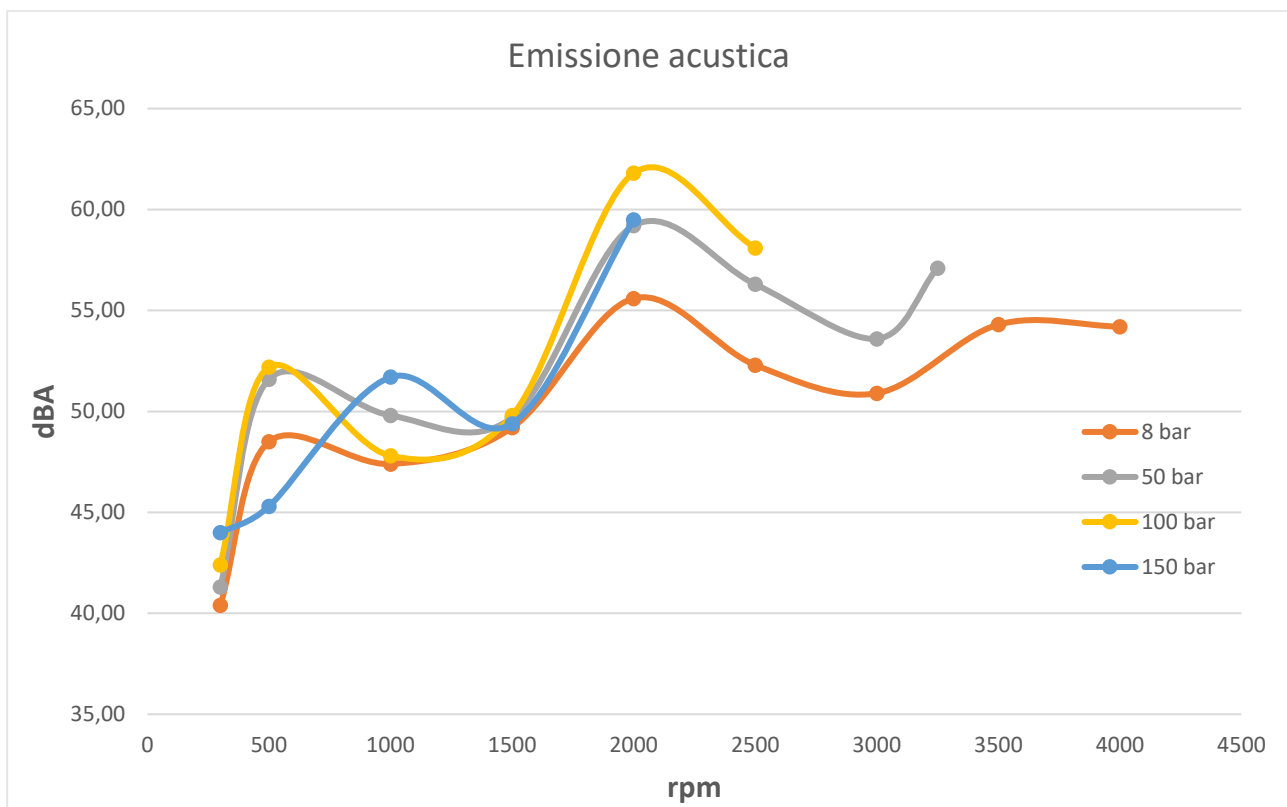


Grafico 6.4 Variazione della rumorosità di ELI1 in dBA in funzione del numero di giri e della pressione

I valori di rumorosità sono stati acquisiti tramite il banco prova specifico, illustrato nel Capitolo 5: è stato utilizzato per l'occasione un motore elettrico *Sonceboz* altamente silenzioso. Il motore in questione, essendo di piccole dimensioni, non è stato in grado di fornire la coppia motrice predisposta a raggiungere livelli di pressioni e velocità analoghi ai grafici precedenti. Per questo motivo il grafico risulta incompleto.

È bene ricordare che tale misurazione è soggetta, in parte minore, a disturbi di sottofondo, limitati dall'insonorizzazione della camera anecoica, e in parte maggiore, dal motore elettrico in funzione.

Le due variabili operative che influenzano in maniera consistente il rumore sono la velocità di rotazione della pompa e la pressione di lavoro. In linea generale, una velocità di rotazione maggiore e/o una pressione di lavoro più alta, aumentano il livello emissioni acustiche prodotto dalla pompa. Si nota però che questa relazione non è costante; infatti, i valori di rumorosità dipendono, come già spiegato, da vari fattori, tra i quali le frequenze caratteristiche dell'accoppiamento: ad una determinata velocità di rotazione, per data pressione, può corrispondere un valore di potenza sonora (dBA) maggiore rispetto ad un altro valore misurato a rotazioni e pressioni superiori. Ciò accade perché a determinate condizioni di lavoro corrispondono ampiezze di oscillazioni di pressione diverse. Infatti, quest'ultimo è un fattore fondamentale per l'aumento di emissioni acustiche, cioè per combinazioni di velocità e pressione diverse si avranno andamenti oscillatori in mandata più o meno elevati, i quali intensificheranno o diminuiranno la rumorosità della macchina.

Per quanto riguarda l'unità di misura dell'emissione acustica si ricorda che: una misura espressa in dB fornisce informazioni solamente sul valore equivalente, ma nulla sullo spettro; mentre una misura espressa in dBA permette di conoscere il valore equivalente pesato in funzione delle frequenze maggiormente udibili dall'essere umano.

Il contributo derivante da queste frequenze è visibile in un'analisi spettrale in terzi di ottava.

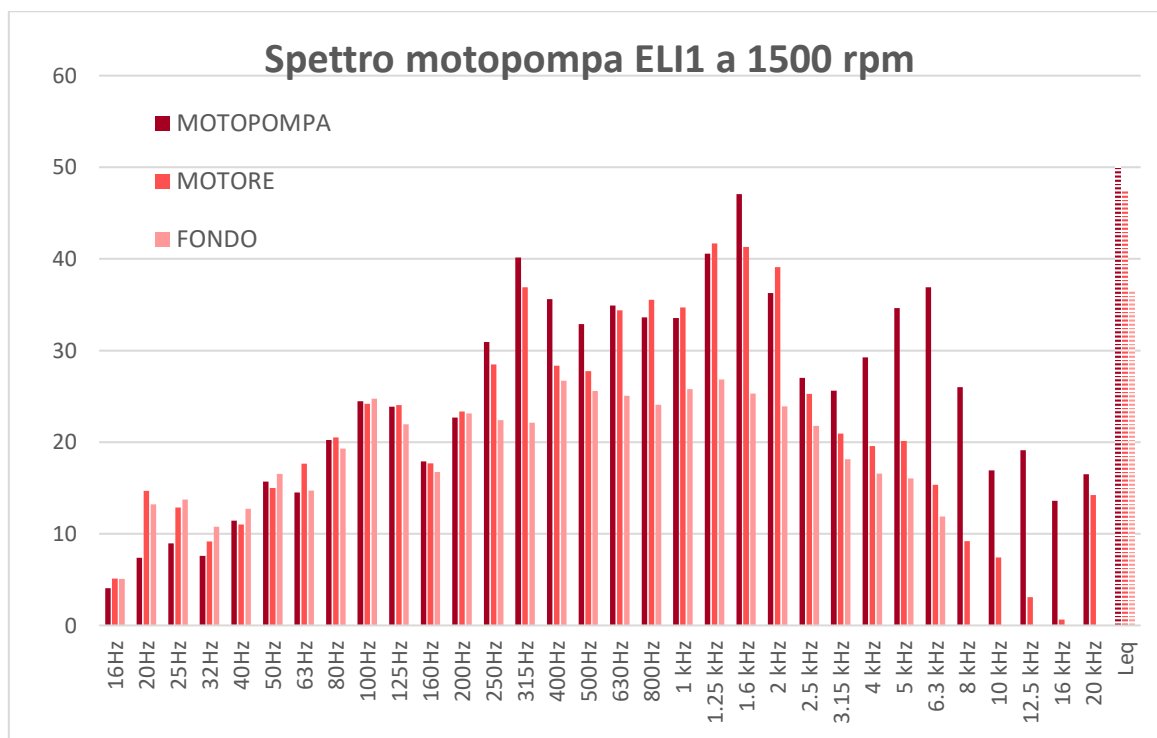


Grafico 6.5 Terzi di ottava caratteristici della pompa ELI1

Per descrivere l'emissione acustica derivante dal gruppo motore elettrico e pompa ELI1-4,0, nel Grafico 6.5, sono stati vincolati i valori di velocità a 1500 rpm, mentre la pressione è stata considerata quella di ricircolo, circa 8 bar.

Se si analizza una pompa in lavorazione si evince che il contributo sonoro fornito dal motore elettrico è imprescindibile. In merito a ciò, nel Grafico 6.5, sono visualizzati tre spettri differenti:

- Fondo: lo spettro del rumore di fondo presente all'interno della camera anecoica;
- Motore elettrico: lo spettro del motore in funzione a vuoto, cioè senza la pompa connessa;
- Motopompa: il gruppo formato da motore elettrico insieme alla pompa ELI1-4,0 in funzionamento.

In questo modo è possibile paragonare i valori di intensità sonora, nonché apprezzare l'emissione acustica dipendente dalla pompa rispetto a quella dipesa dal motore elettrico.

I valori di riferimento sono rappresentati a destra del Grafico 6.5, indicati con "Leq", cioè la somma delle intensità ponderate A, mentre come anticipato, ciò che si può notare da questa analisi sono i valori nel range fra 1000 e 20000 Hz: vedremo la loro importanza confrontandoli con gli spettri della K1P e DC.

Analogamente a quanto fatto per la ELI1-4,0, di seguito verranno analizzati i risultati dei test eseguiti su una pompa K1P e DC, rispetto alle caratteristiche prestazionali e di emissione acustica.

## 6.2 POMPA K1P

Come brevemente anticipato, la K1P è una pompa standard, la quale monta una coppia di ingranaggi standard con dentatura dritta a semplice effetto. Di questa famiglia, si è esaminata una pompa che abbia cilindrata confrontabile con la ELI1 descritta in precedenza (vedi Tabella 6.1).



Figura 6.1 Coppia di ingranaggi a denti dritti montati su una pompa K1P (ingrandimento a destra)

K1P STANDARD		
<b>CILINDRATA</b>	4,32	cm <sup>3</sup> /giro
<b>z</b>	9	
<b>m</b>	1,989	mm
<b>Dp</b> (di riferimento)	17,899	mm
<b>Df</b>	13,942	mm
<b>Dt</b>	23,3	mm
<b>α</b> (angolo pressione)	20	°
<b>β</b> (angolo d'elica)	0	°
<b>fascia</b>	16	mm

Tabella 6.1 Specifiche della pompa K1P

Come si può apprezzare nell'ingrandimento della Figura 6.2, il contatto fra conduttore e condotto è a semplice effetto.

La pompa è stata testata sul medesimo banco prova utilizzato per l'analisi della pompa ELI1-4,0. I grafici che seguono rappresentano le relative curve caratteristiche:

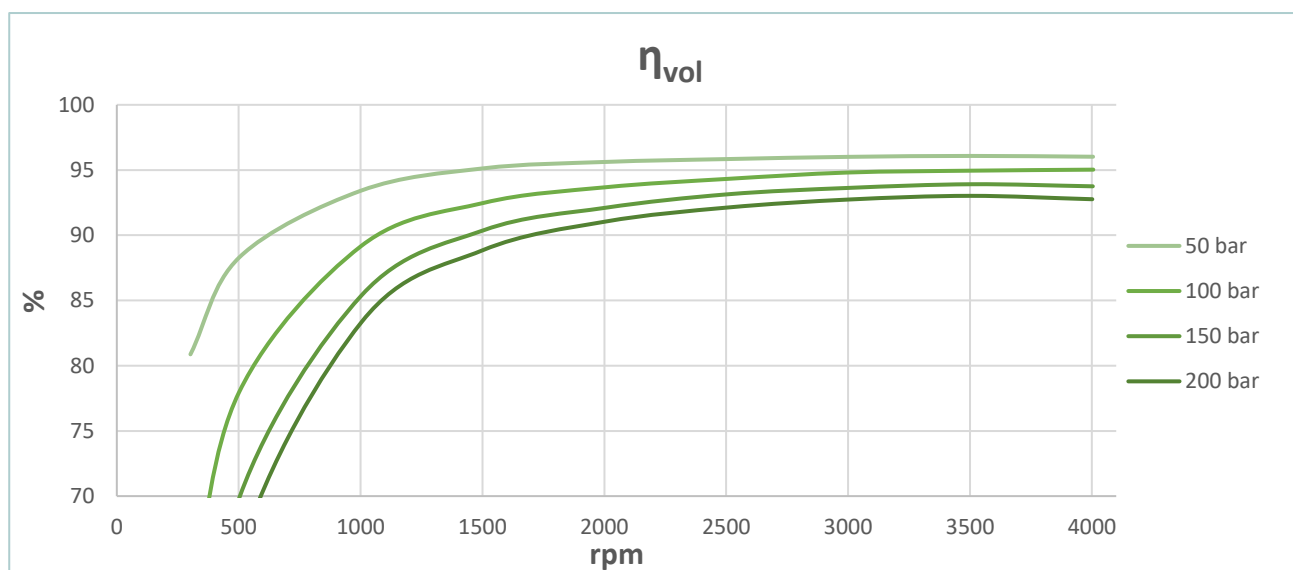


Grafico 6.6 Rendimento volumetrico di una pompa K1P in funzione di velocità di rotazione a diversi livelli di pressione

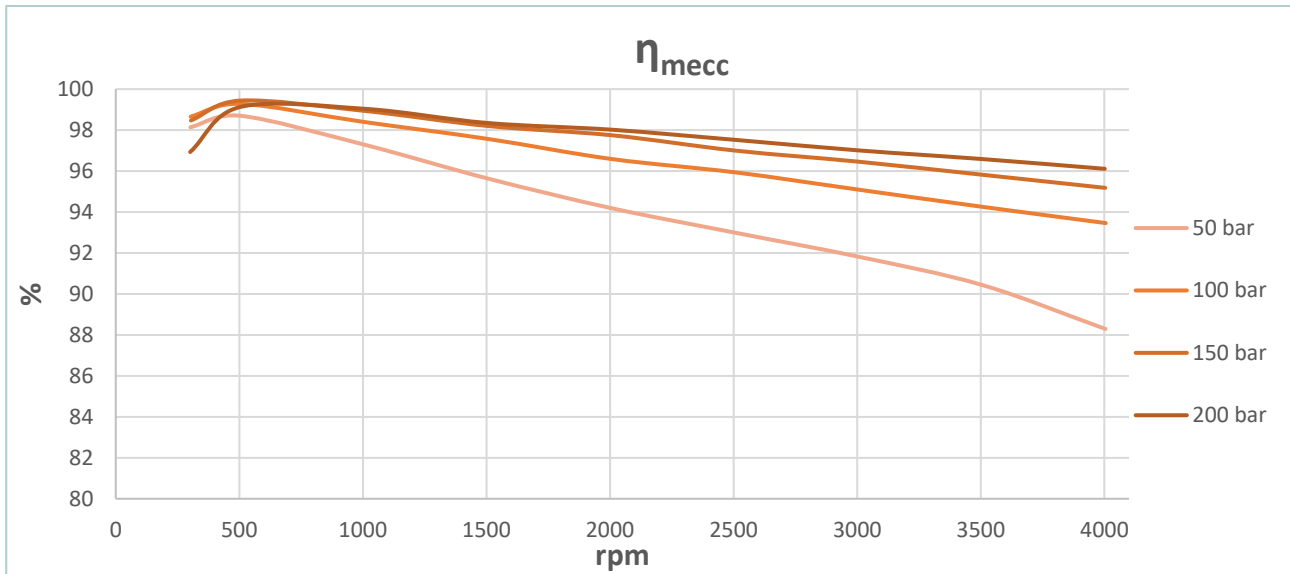


Grafico 6.7 Rendimento meccanico di una pompa K1P in funzione di velocità di rotazione a diversi livelli di pressione

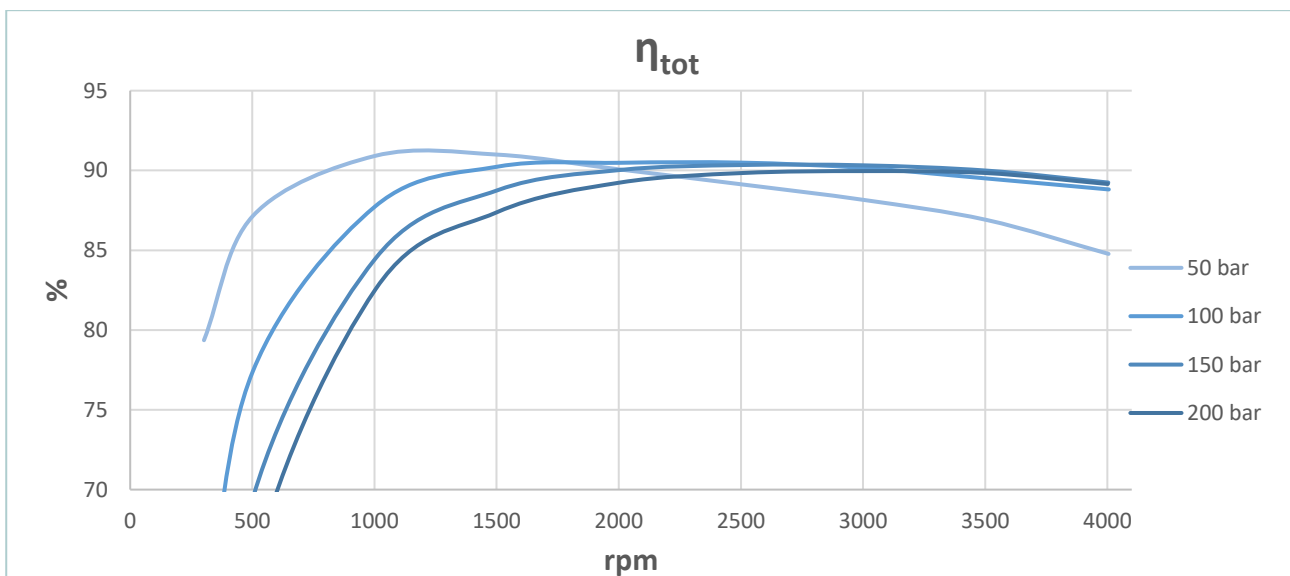


Grafico 6.8 Rendimento totale di una pompa K1P in funzione di velocità di rotazione a diversi livelli di pressione

In parallelo a ciò che è stato visto per la pompa ELI1, è possibile fare una breve analisi:

- *Rendimento volumetrico,  $\eta_{vol}$* : in una coppia di ingranaggi a semplice contatto, a bassi giri, si hanno grandi trafilementi. Questo comportamento è comune a tutte le pompe, ma, quello che incide maggiormente nella K1P, è il volume di fluido racchiuso fra due denti in presa consecutivi, il quale non viene elaborato dalla pompa ma ritorna nella zona di aspirazione. Ciò comporta non solo un peggior comportamento a bassi rpm ma un peggior rendimento in generale rispetto a pompe che adottano altre tipologie di ingranamento.



- *Rendimento meccanico,  $\eta_{mecc}$* : di contro, il rendimento meccanico ha valori più che ottimali. I valori diminuiscono all'aumentare del numero di giri, come è chiaro che sia, perché aumenta il contributo dell'attrito: maggiore è la velocità di rotazione dell'ingranaggio maggiore è l'energia dissipata per attrito. Nonostante una diminuzione di punti percentuali alle alte velocità, il comportamento meccanico di questa pompa risulta soddisfacente.
- *Rendimento totale,  $\eta_{tot}$* : essendo il prodotto fra i due rendimenti visti precedentemente, subisce maggiormente l'influenza di quello volumetrico, essendo il più basso fra i due. Nel complessivo questa pompa ha delle ottime prestazioni.

Focalizzando l'attenzione in una finestra di valori compresi fra 1500 e 3000 rpm, velocità tipiche di funzionamento per pompe di cilindrata simile, si hanno valori di rendimento spesso sopra il 90%. Questo testimonia le ottime prestazioni di una pompa ad ingranaggi esterni.

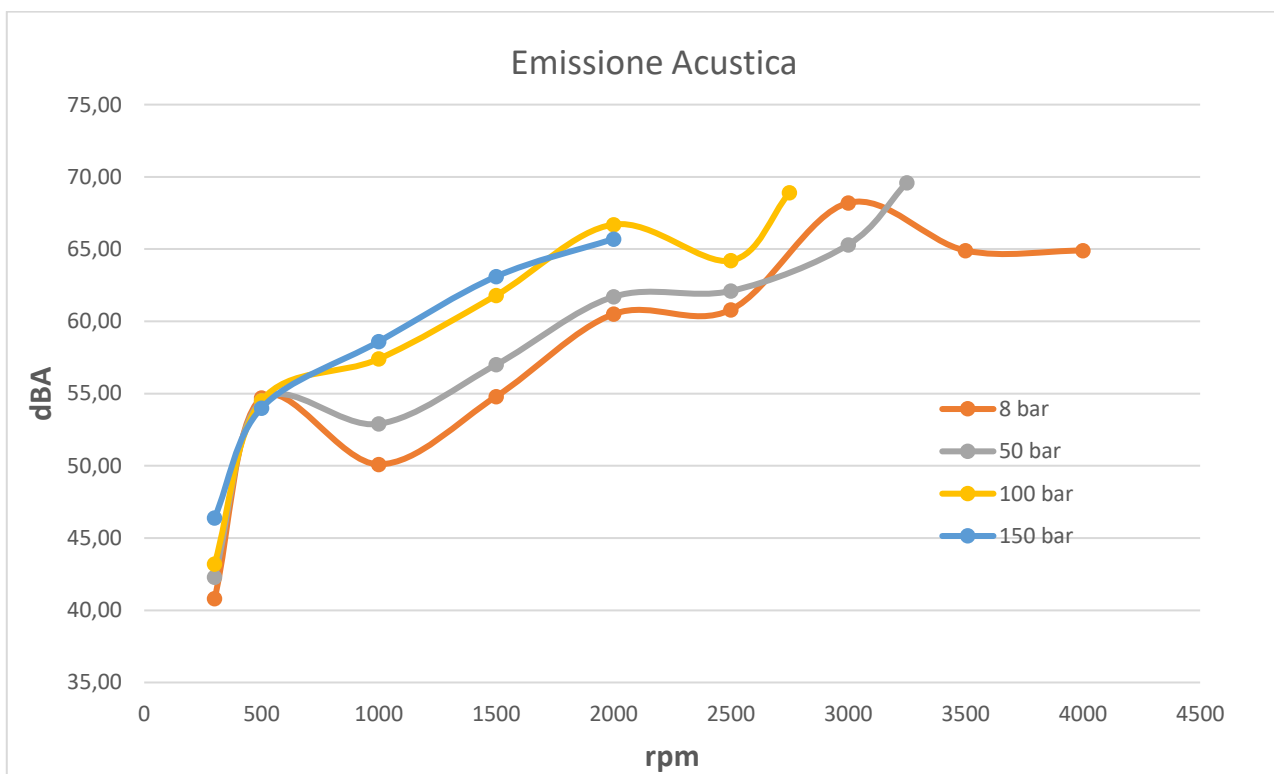


Grafico 6.9 Variazione della rumorosità di K1P in funzione del numero di giri e della pressione

Se valutiamo l'aspetto delle emissioni acustiche per una pompa K1P (Grafico 6.9), si nota chiaramente come i valori di potenza sonora, sempre calcolati in dBA, sono largamente superiori rispetto alla ELI1-4,0.

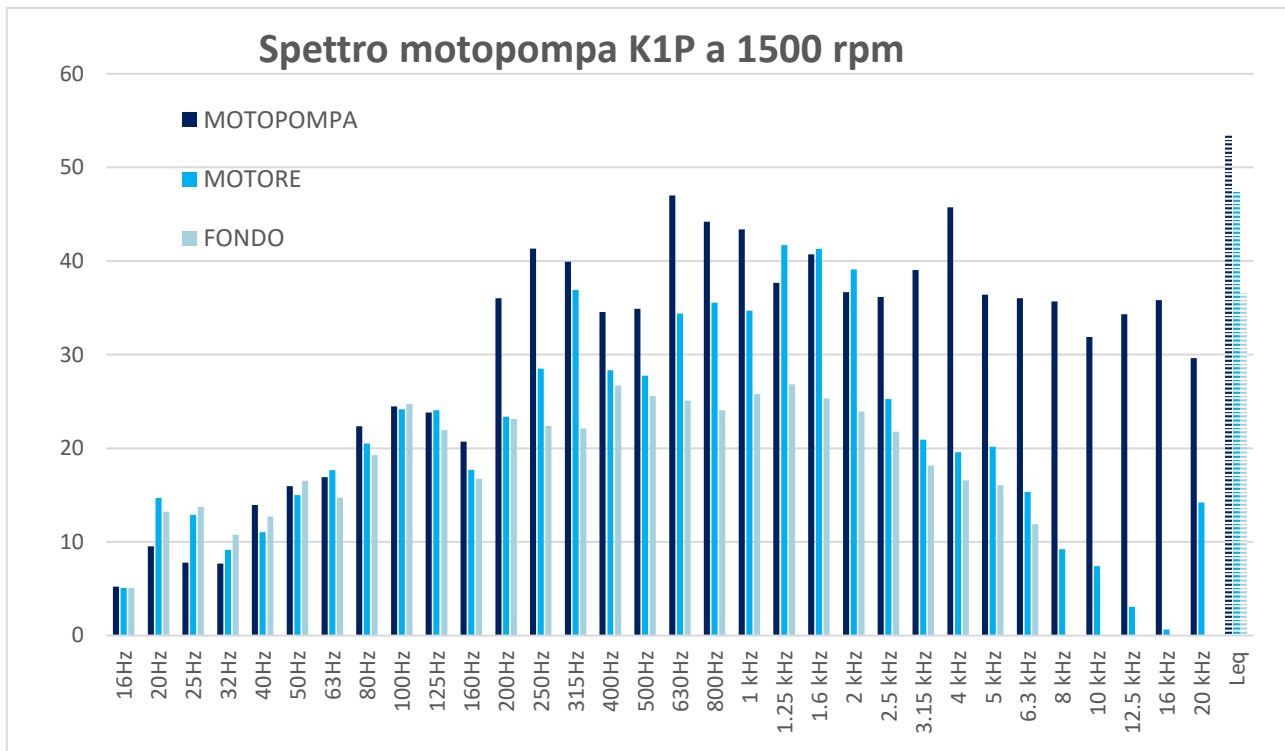


Grafico 6.10 Terzi di ottava caratteristici della pompa K1P

Nel caso di condizioni di lavoro analoghe a quelle del Grafico 6.5, i valori di Leq per la K1P, visibili nel Grafico 6.10, sono leggermente superiori. Quello a cui bisogna fare attenzione, come vedremo meglio in seguito, è la distribuzione in frequenza del parametro studiato.

### 6.3 POMPA DC

Come precedentemente spiegato, la pompa DC è stata progettata per utilizzare una coppia di ingranaggi che scambiano il moto sia sulla faccia anteriore che posteriore del dente. Questo doppio contatto limita il volume di fluido intrappolato fra i due denti e grazie a ciò, provoca una netta riduzione di quantità di fluido che ritorna in aspirazione. Una scelta di questo tipo permette di ottenere una portata più costante, abbassando le oscillazioni in pressione e riducendo il rumore derivante.

Per poter paragonare i risultati, è stata testata una pompa costituita da una coppia di ruote con le caratteristiche espresse nella Tabella 6.2.

DC		
<b>CILINDRATA</b>	4,2	cm <sup>3</sup> /giro
<b>z</b>	12	
<b>m</b>	1,875	mm
<b>Dp</b> (di riferimento)	22,5	mm
<b>Df</b>	17,6	mm
<b>Dt</b>	27	mm
<b><math>\alpha</math></b> (angolo pressione)	20	°
<b><math>\beta</math></b> (angolo d'elica)	0	°
<b>fascia</b>	12,2	mm

*Tabella 6.2 Specifiche della pompa a Doppio Contatto*



*Figura 6.2 Coppia di ingranaggi a doppio contatto montati su una pompa DC (ingrandimento a destra)*

Si nota chiaramente nell'ingrandimento di Figura 6.3 come sia ben delimitata la zona fra i due punti di contatto. Non c'è comunicazione fra un vano e l'altro durante l'ingranamento.

I test eseguiti su questa pompa DC hanno fornito i seguenti risultati:

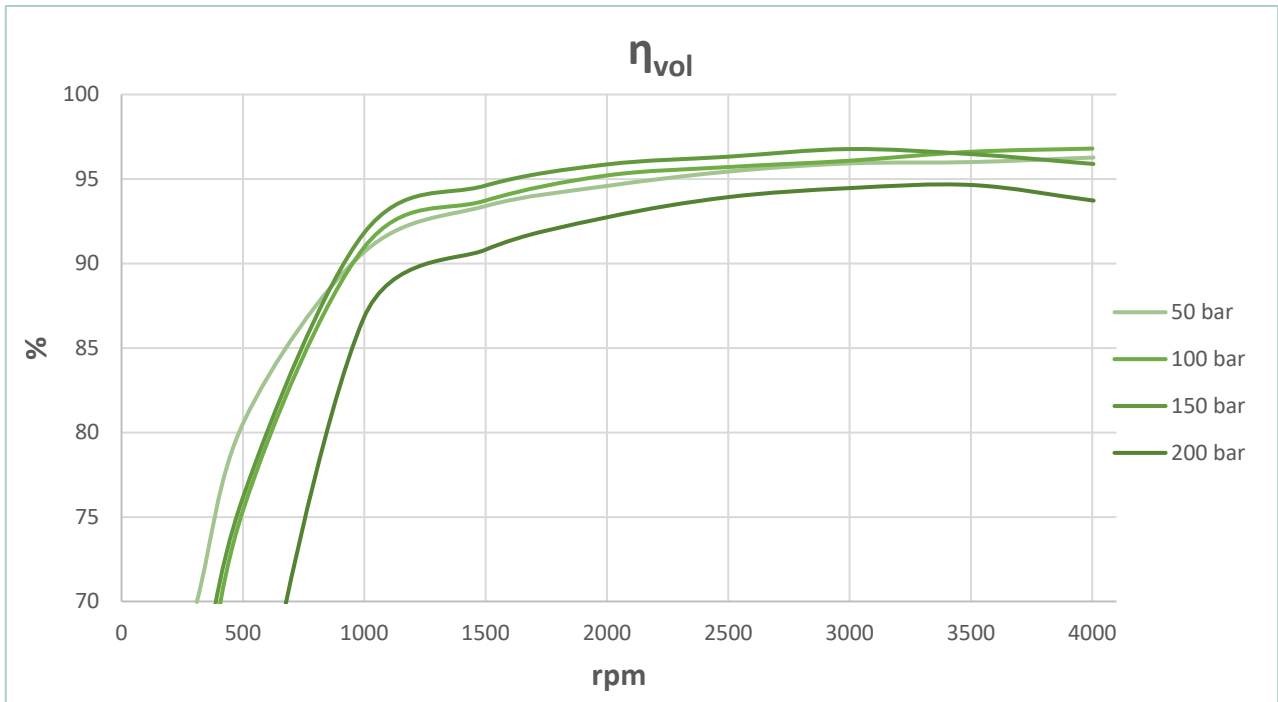


Grafico 6.11 Rendimento volumetrico di una pompa DC in funzione di velocità di rotazione a diversi livelli di pressione

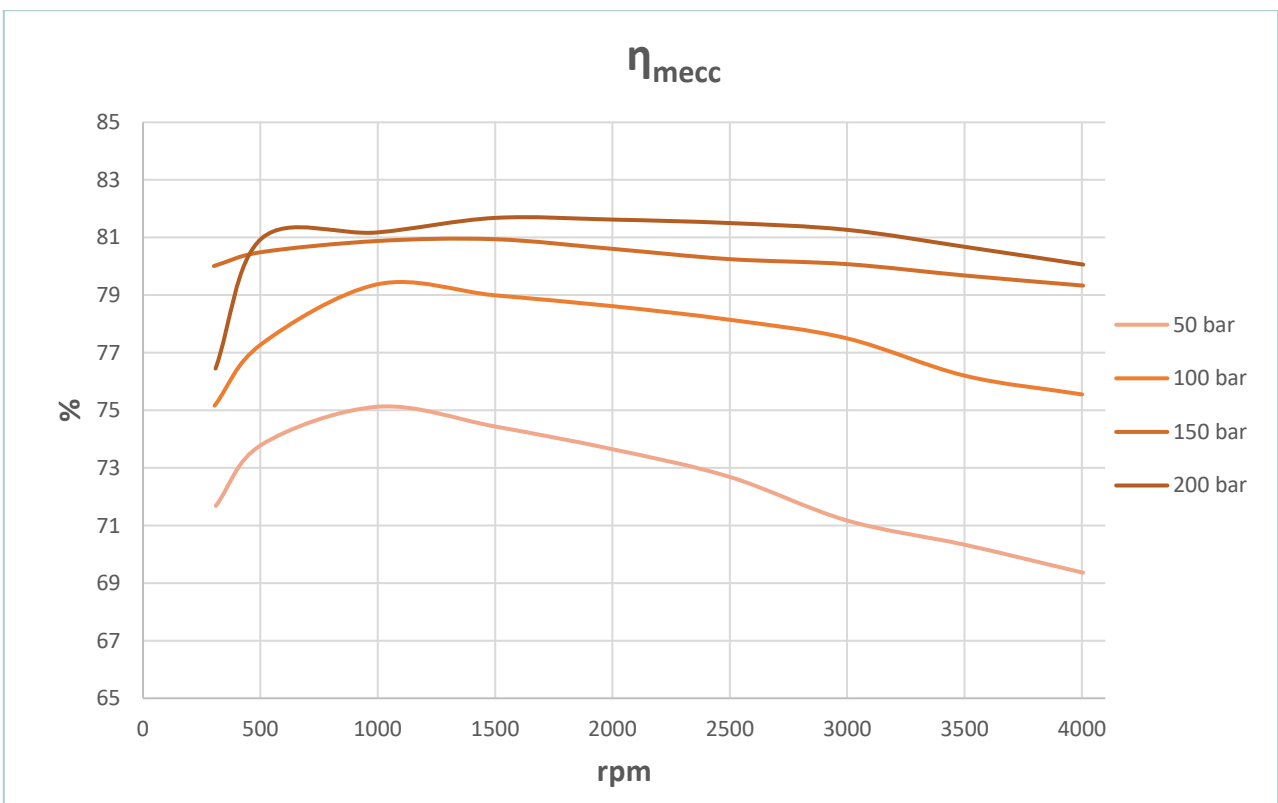


Grafico 6.12 Rendimento meccanico di una pompa DC in funzione di velocità di rotazione a diversi livelli di pressione

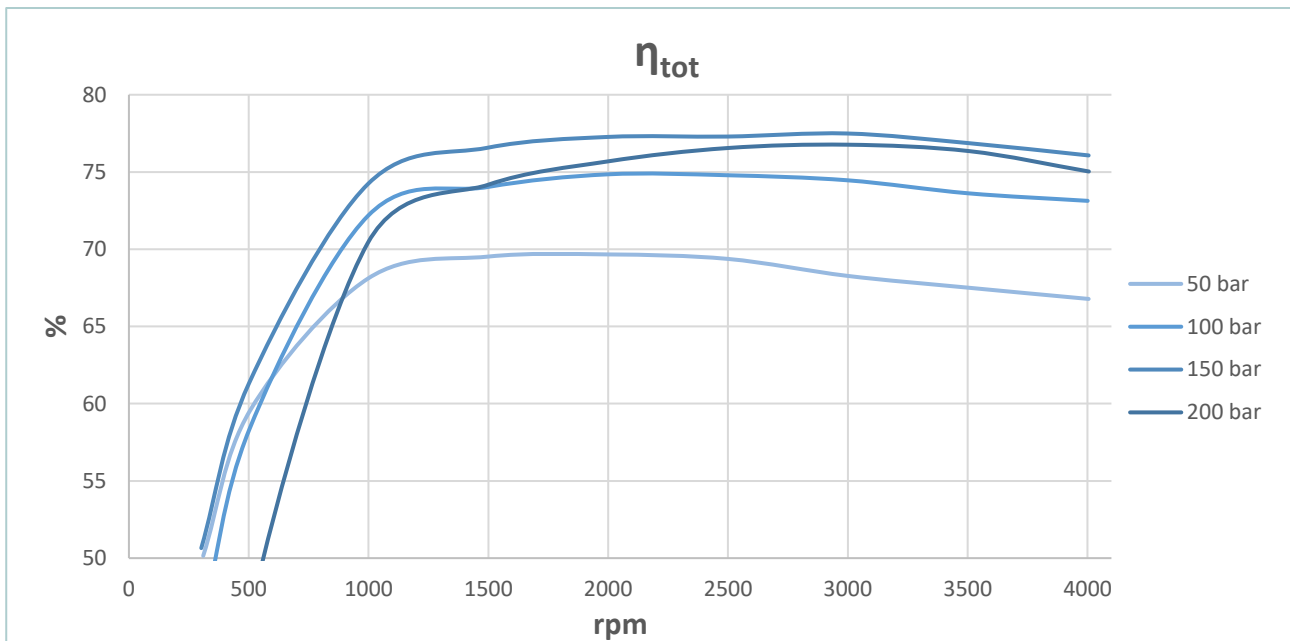


Grafico 6.13 Rendimento totale di una pompa DC in funzione di velocità di rotazione a diversi livelli di pressione

Anche in questo caso, è opportuno descrivere il singolare comportamento del meccanismo:

- *Rendimento volumetrico,  $\eta_{vol}$* : le prestazioni rappresentano a pieno le caratteristiche dell'ingranaggio a doppio contatto. Si nota come una scelta costruttiva di questo tipo dia, per alto numero di giri, un rendimento quasi costante e relativamente maggiore, rispetto alla K1P.
- *Rendimento meccanico,  $\eta_{mecc}$* : si ha un tracollo di prestazioni meccaniche relativo a una superficie di contatto raddoppiata rispetto alla K1P. Aumentando i numeri di contatti si incrementano gli attriti, questo comporta un notevole aumento delle forze dissipative, dunque un brusco calo di rendimento.
- *Rendimento totale,  $\eta_{tot}$* : purtroppo, l'ottimo contributo volumetrico della pompa DC viene meno se si valutano le prestazioni totali. Un rendimento meccanico di questo tipo non può che peggiorare le caratteristiche complessive della pompa.

Valutando le prestazioni generali di una pompa a doppio contatto, si può chiaramente affermare che: il meccanismo in questione lavora ottimamente dal punto di vista idraulico, soprattutto per elevati numeri di giri, mentre dal lato meccanico ha un netto calo rispetto alla pompa a singolo contatto per via dell'incidenza crescente dell'attrito.

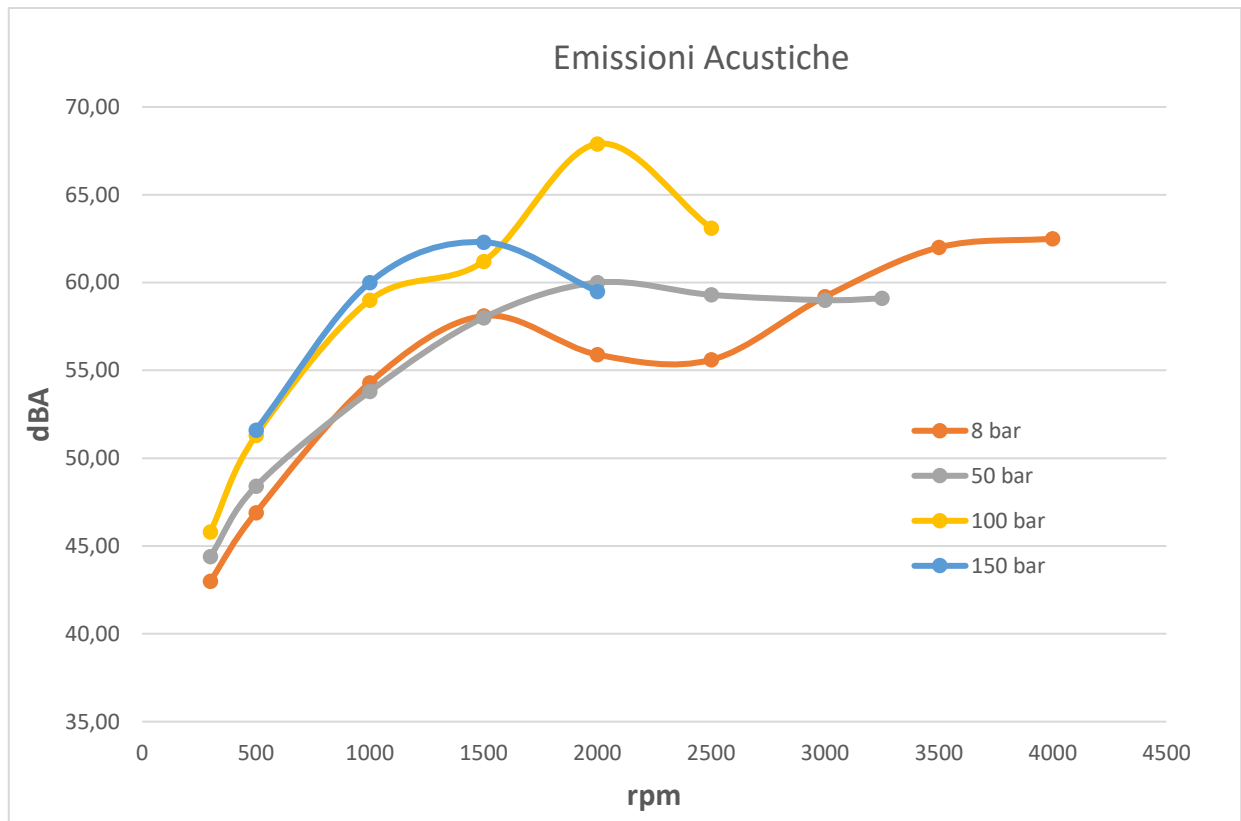


Grafico 6.14 Variazione della rumorosità di DC in funzione del numero di giri e della pressione

Il test eseguito ha confermato un leggero guadagno, in termini di rumorosità, rispetto ad una pompa a contatto singolo, come la K1P, ma ha anche evidenziato che, tale vantaggio, non è rispettato in tutte le condizioni di lavoro analizzate.

Se si paragonano gli spettri misurati per la K1P con quelli di DC, si nota che, a valori di pressione e velocità di rotazione dell'albero considerati, non si ottiene un guadagno così netto in termini di frequenze udibili, come si avrebbe nel caso di paragone rispetto alla ELI1-4,0.

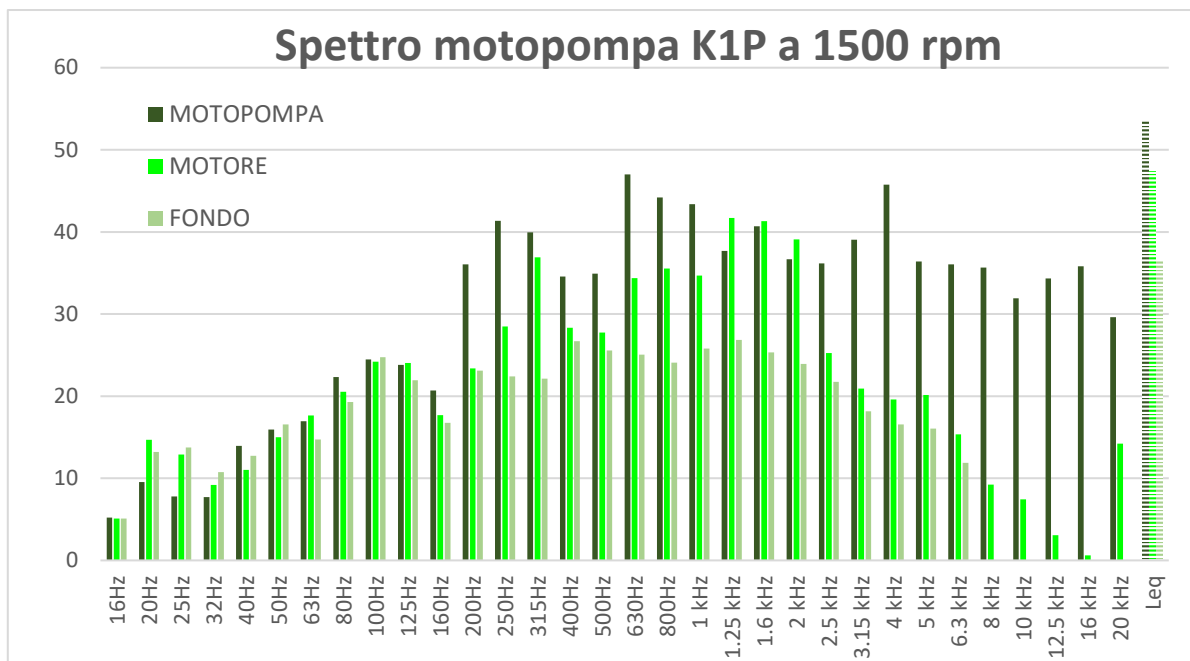


Grafico 6.15 Terzi di ottava caratteristici della pompa DC

## 6.4 CONFRONTO

Il numero elevato di test eseguiti ha come diretta conseguenza un altrettanto elevato numero di risultati, i quali devono essere propriamente comparati per poter avere una chiara visione delle differenze fra le tre tipologie di macchine analizzate. Quello che verrà definito in questo paragrafo, sarà confrontare in modo diretto, a date condizioni di lavoro, le prestazioni derivanti dai differenti ingranaggi, nonché le emissioni acustiche. Si evidenzieranno soprattutto i vantaggi della ELI1-4,0 rispetto alle altre pompe presenti in questo studio.

### 6.4.1 PRESTAZIONI

L'analisi comparativa delle efficienze è stata definita unendo i grafici precedentemente descritti, focalizzando l'attenzione sulle prestazioni ad una pressione di 150 bar, considerata come condizione usuale di lavoro.

Come possiamo notare dai Grafici 6.16 e 6.17, le tre pompe evidenziano comportamenti leggermente differenti: per quanto riguarda il rendimento volumetrico, tutte e tre le macchine hanno valori elevati, soprattutto alle alte velocità. In particolare, ELI1-4,0 non possiede solo valori superiori rispetto alle altre due pompe, ma mostra un comportamento quasi costante nell'intero range di rotazione considerato. Questo è uno degli aspetti fondamentali per cui una pompa con ruote coniugate viene

preferita ad altri meccanismi, nel caso di condizioni di lavoro estremamente variabili. Infatti, questo particolare accoppiamento risente meno dei problemi di trafiletti fra un vano e l'altro durante le basse rotazioni e questo garantisce anche una portata di fluido elaborato praticamente costante, non risentendo del problema legato al fluido intrappolato nei vani che ritorna in aspirazione.

Invece, per quanto riguarda il rendimento meccanico, i valori attesi rispecchiano chiaramente le scelte adoperate in fase di progettazione. La pompa ELI1-4,0 incrementa notevolmente i valori di attrito rispetto ad un ingranaggio a semplice contatto, come la K1P, la quale, risentendo di perdite inferiori, possiede valori superiori di potenza trasmessa.

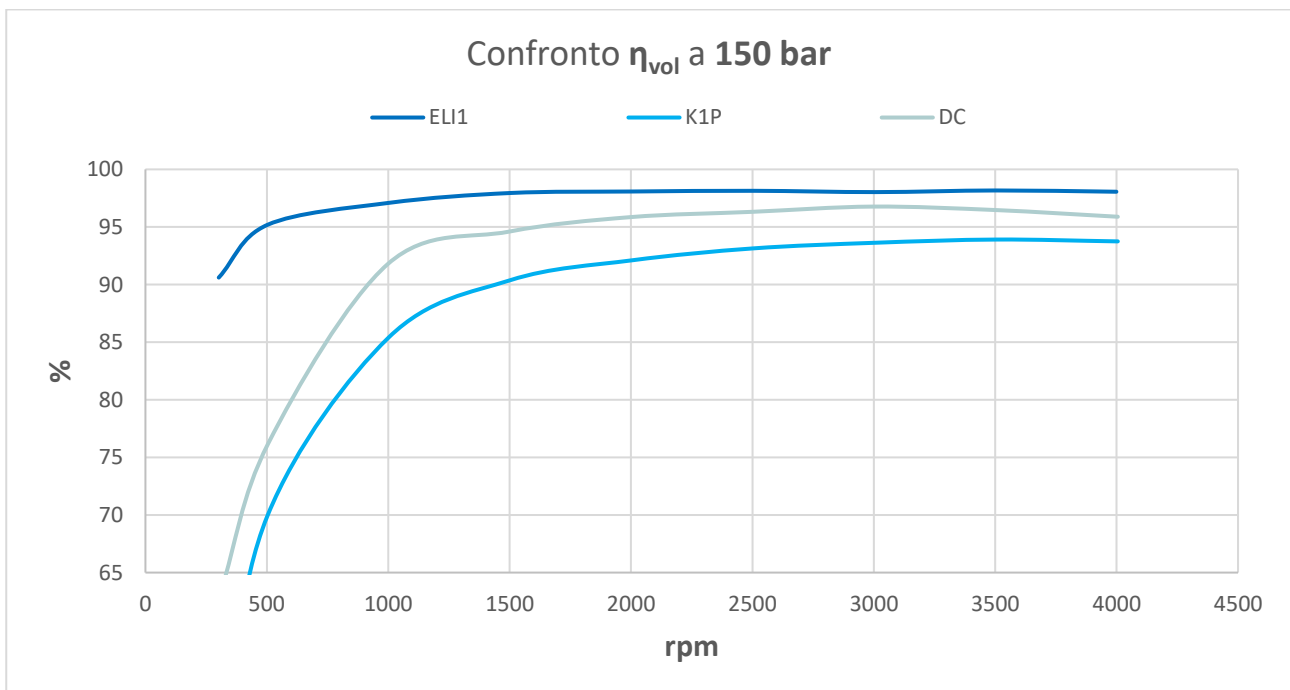


Grafico 6.16 Confronto rendimento volumetrico delle tre pompe a pressione di 150 bar



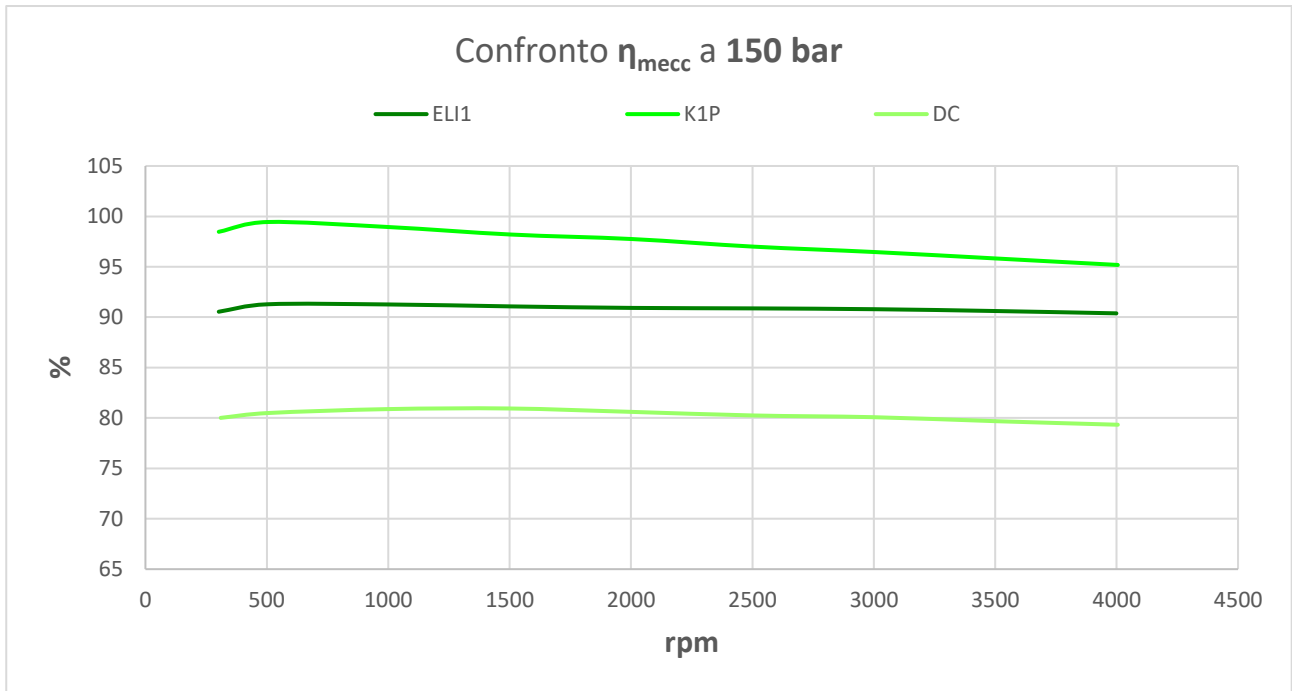


Grafico 6.17 Confronto rendimento meccanico delle tre pompe a pressione di 150 bar

Gli aspetti appena descritti hanno come risultato un vantaggio notevole, da parte della ELI1-4,0, in termini di portata ma uno svantaggio in termini di trasmissione di energia.

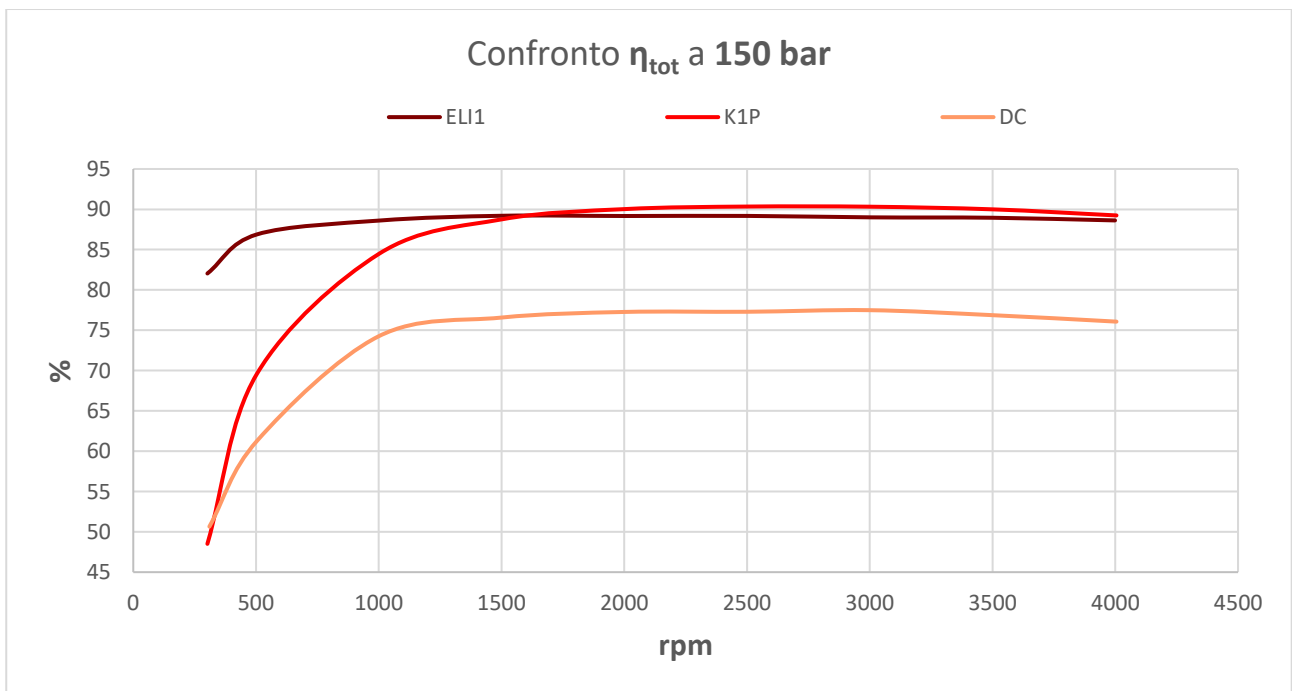


Grafico 6.18 Confronto rendimento totale delle tre pompe a pressione di 150 bar

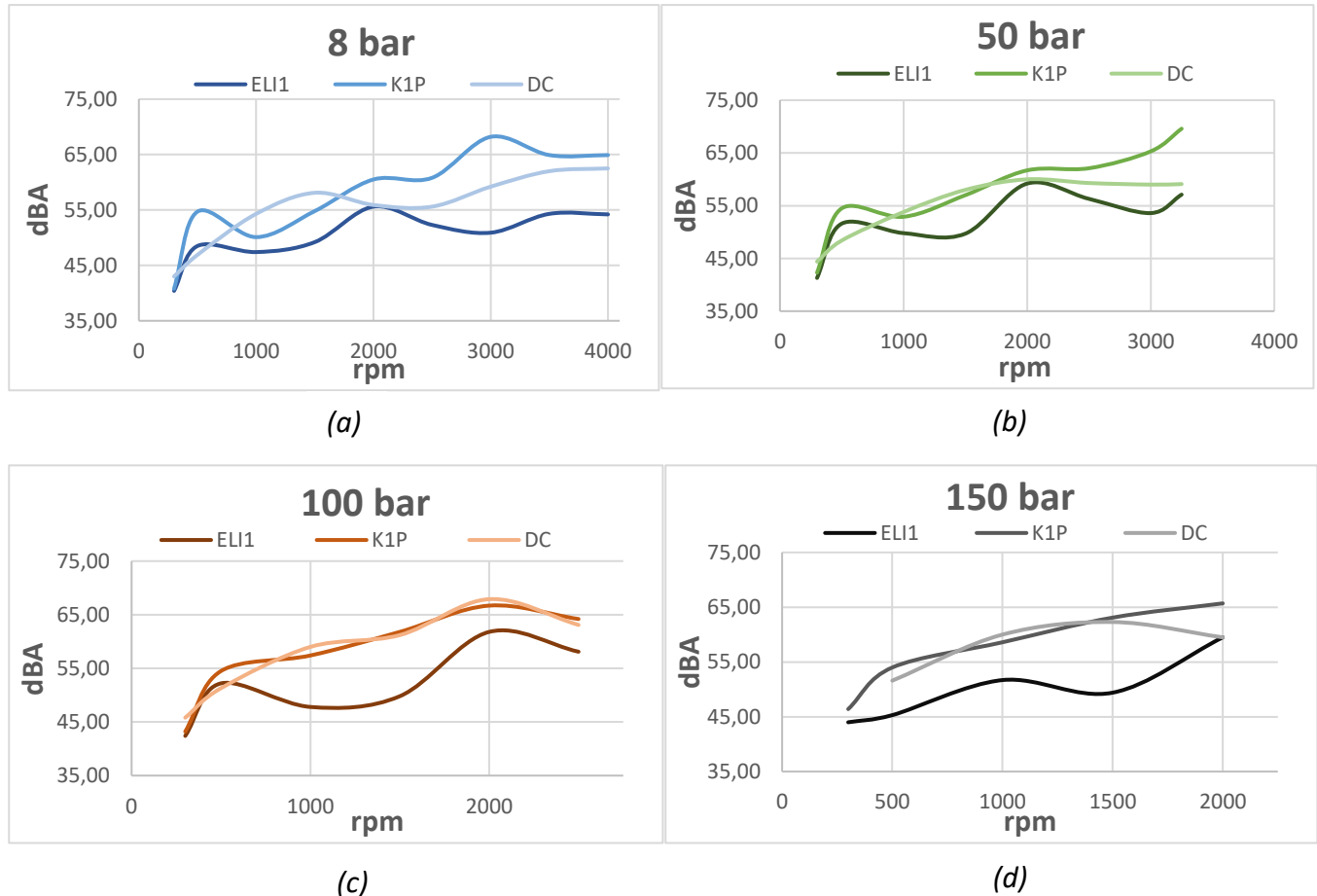
Valutando il risultato complessivo derivante dai diversi comportamenti meccanici e idraulici delle macchine sottoposte a questa analisi, si può affermare che: la pompa ELI1-4,0, non solo è paragonabile alla pompa K1P ma ha prestazioni ancora migliori se si valuta la minor variabilità di rendimento totale in tutti i campi di velocità analizzati.

È possibile ampliare il paragone a qualsiasi livello di pressione, non solo a 150 bar, ottenendo il medesimo risultato. Tale paragone può essere esteso a qualsiasi altra pompa di cilindrata superiore della famiglia ELIKA, sviluppata da Marzocchi Pompe.

#### 6.4.2 EMISSIONI ACUSTICHE

Esaminata l'analisi dell'efficienza appena sviluppata che ha portato a buoni risultati per ELI1-4,0, verrà ora comparato il livello di emissioni sonore prodotte.

Facendo, dunque, un paragone fra il livello di potenza sonora già illustrato nel paragrafo precedente, per tutti e tre i tipi di pompe considerati, si può dedurre che: un ingranaggio elicoidale produce, per la quasi totalità delle diverse condizioni di lavoro, minori emissioni acustiche. Questo risultato è certificato nei grafici illustrati di seguito.



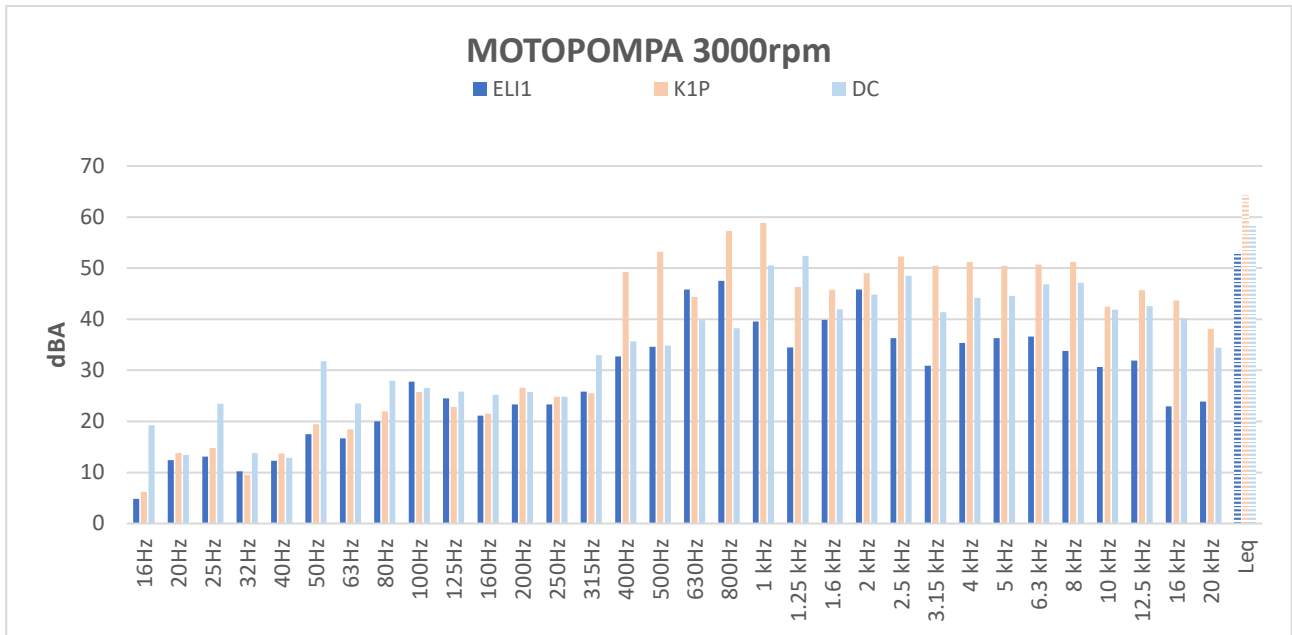


Grafico 6.19 Confronto spettro in potenza per ELI1, K1P e DC per velocità pari a 3000rpm e a pressione di ricircolo

Analizzando lo spettro di potenza delle singole macchine oleodinamiche (Grafico 6.19), si ha conferma di quanto detto precedentemente: l'emissione acustica prodotta da ELI1 dipende fortemente da frequenze inferiori a quelle di udibili, ed è per questo motivo che l'emissione sonora prodotta risulta ancora più bassa.

In conclusione, si po' affermare che ELI1, rispetto alle altre pompe volumetriche ad ingranaggi esterni, possieda il miglior compromesso in termini di prestazioni ed emissioni acustiche prodotte.

## **7 ANALISI DEL FENOMENO DI PRESSURE-RIPPLE IN POMPE ELI1 CON INGRANAGGI DIFETTOSI**

---

Il seguente studio si è posto l'obiettivo di analizzare la variazione di pressione in mandata derivante da un ingranaggio elicoidale difettoso montato sulla pompa ELI1-4,0.

Il focus è stato quello di analizzare una pompa conforme, che chiameremo "master", con componenti privi di difetti o che rientrassero nel range di accettabilità dell'azienda produttrice. Tale analisi è stata svolta attraverso un banco prova che potesse acquisire, grazie ad un sensore piezoelettrico collegato ad un sistema di acquisizione), la variazione di pressione in mandata e per mezzo di un software restituire l'andamento delle "pulsazioni" di pressione, nel dominio del tempo e della frequenza.

### **7.1 DIFETTI DI INGRANAGGIO**

Riprendendo quanto detto nel capitolo 1, i difetti presi in esame per la valutazione di incidenza sulla variazione di pressione possono essere raggruppati in due tipologie:

- DIFETTI DI DENTE: errori di realizzazione del dente per eccessiva o per scarsa asportazione di materiale in fase di rettifica.
- ECCENTRICITA' GAMBO RISPETTO ALLA RUOTA ELICOIDALE: dovuti ad un errato bloccaggio dell'ingranaggio fra le contropunte durante le varie fasi di lavorazione delle ruote stesse.

#### **7.1.1 DIFETTI DI DENTE**

Per valutare questo errore sulla variazione di pressione in mandata è stata presa in esame un'altra pompa caratterizzata con componenti analoghi a quella MASTER (intesi con tolleranze dimensionali e/o geometriche compatibili, cioè all'interno del range di accettabilità per una pompa di tale famiglia), tranne l'ingranaggio conduttore, scelto propriamente con un difetto di dente (Figura 7.1).



Figura 7.1 Difetto di dente

### 7.1.2 ECCENTRICITÀ

Per valutare l'incidenza di questo errore sulla variazione di pressione in mandata si è considerato un altro campione, analogamente a quanto fatto per la pompa con difetto di dente, che montasse, però, un ingranaggio conduttore eccentrico.

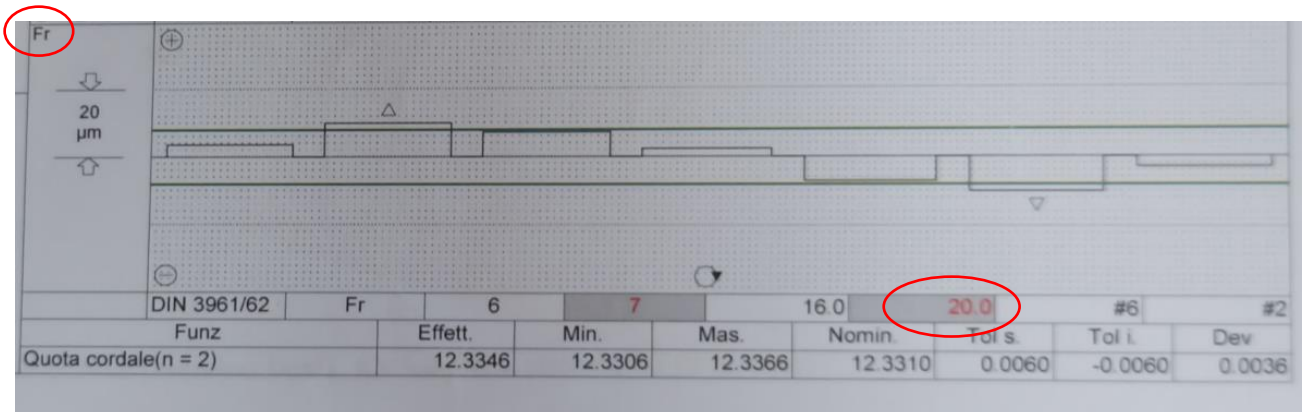


Figura 7.2 Valore di eccentricità tra gambo e ruota dentata (indice Fr)

Il difetto di eccentricità è misurato attraverso l'indice *Fr* (*radial runout deviation*), cioè l'indice di deviazione radiale di tutte le valli del dente.

L'ingranaggio è stato misurato attraverso uno strumento di misura altamente sofisticato, dotato di puntatore sferico che prendendo come zero l'asse del gambo ha restituito un indice *Fr* pari a 20.0 μm (come in Figura 7.2). Un valore superiore a 16.0 μm per l'azienda rappresenta un ingranaggio scarto, ovvero fuori limite di accettabilità.

Le pompe con ingranaggi difettosi sono state prima caratterizzate, studiandone le prestazioni di rendimenti meccanici e volumetrici, poi analizzate su un banco prova dedicato per vedere quali fossero le loro pulsazioni caratteristiche.

Dunque, sono stati paragonati i risultati di prestazioni e pulsazioni ottenuti con quelli derivati dalla pompa master. Si è riscontrato un andamento caratteristico fra un ingranaggio difettoso e un determinato valore di oscillazione in pressione.

Infine, si è studiata la correlazione fra valore del difetto e intensità di pulsazione in modo da poter prevedere, con buona probabilità, una pompa non conforme tramite una analisi di oscillazioni di pressione.

## **7.2 ELI1 PRIVA DI DIFETTI**

Si è utilizzato come master la pompa ELI1-4,0 già analizzata in precedenza.

Per quanto riguarda le *curve caratteristiche* di tale pompa si rimanda al Capitolo 6, in particolare ai Grafici 6.6, 6.7 e 6.8.

Invece, risulta importante valutare le *oscillazioni* caratteristiche di pressione all'uscita della mandata.

I dati sono stati rilevati per data pressione e numero di giri, scelti in condizioni di lavoro standard per una pompa di questa classe:

- **Pressione = 150 bar**
- **Velocità di rotazione = 150 rpm**

I grafici riportati di seguito sono valutati nel *dominio del tempo* e in quello della *frequenza*:

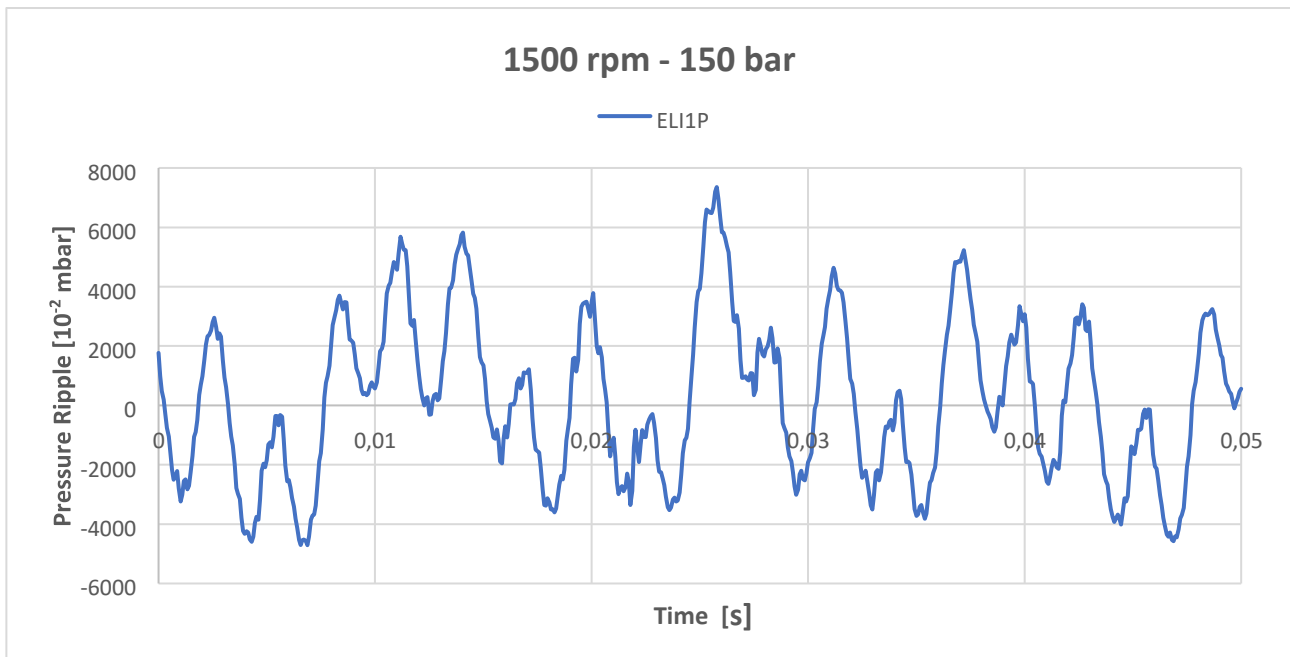


Grafico 7.1 Andamento variazioni di pressione in mandata nel tempo

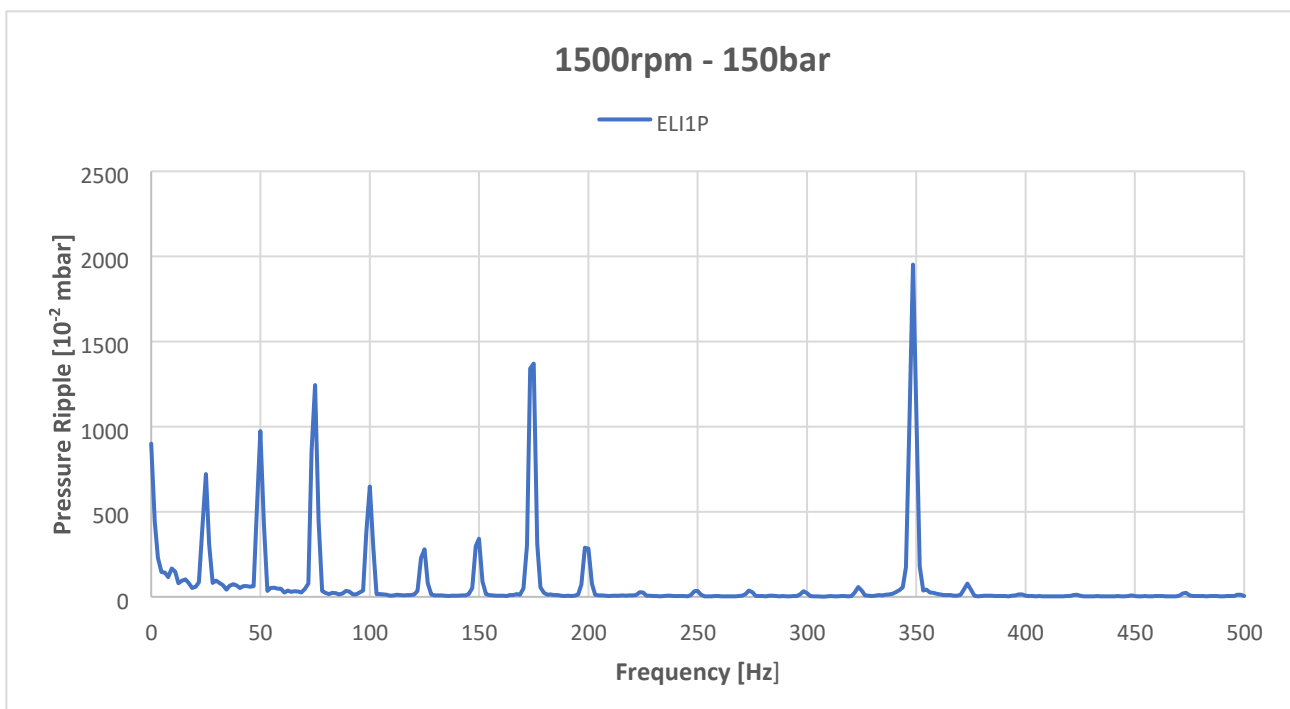


Grafico 7.2 Andamento variazioni di pressione in mandata in frequenza

Si nota chiaramente in Figura 7.2 come la pressione in mandata abbia dei valori caratteristici per determinate frequenze:

- **25 Hz = frequenza fondamentale** definita dal giro dell'ingranaggio:  $1500 \text{ rpm}/60 = 25 \text{ Hz}$  e suoi multipli. Questo significa che ad ogni giro dell'ingranaggio avrò una variazione di pressione in mandata.

- **175 Hz** = primo ordine delle armoniche caratteristiche della pompa, dipende dal numero di denti:  $(1500[rpm]/60) \cdot 7 \text{ denti} = 175 \text{ Hz}$ . Questa frequenza dipende dall'ingranamento dei denti della ruota conduttrice.
- **350 Hz** = secondo ordine delle armoniche caratteristiche della pompa:  $[(1500[rpm]/60) \cdot 7 \text{ denti}] \cdot 2 = 350 \text{ Hz}$ . Questa frequenza dipende dallo svuotamento dei vani, di numero pari al doppio del numero dei denti (2 ruote che ingranano).  
Solitamente il valore a questa frequenza è maggiore perché i denti dell'ingranaggio elicoidali sono creati per avere un "doppio contatto" evitando così di rovinare la testa del dente. Questo provoca una zona di raccoglimento del fluido, il quale svuotandosi nella zona di ritorno crea picchi di pressioni più elevati rispetto al mero ingranamento.

### 7.3 CONFRONTO TRA POMPA MASTER E POMPE DIFETTOSE

Come anticipato in precedenza, l'obiettivo di questo studio è quello di portare in luce un andamento di oscillazioni di pressione che sia caratteristico per dato difetto.

Prima però è bene fare un confronto fra le prestazioni delle varie pompe testate, con e senza difetti, per capire quanto questo incida sull'efficienza della pompa stessa.

#### 7.3.1 VALUTAZIONE EFFICIENZA

Per non riportare quantità elevate di grafici si è deciso di rappresentare il comportamento per una pressione pari a 150 bar, classico valore di utilizzo per pompe di questa cilindrata.)

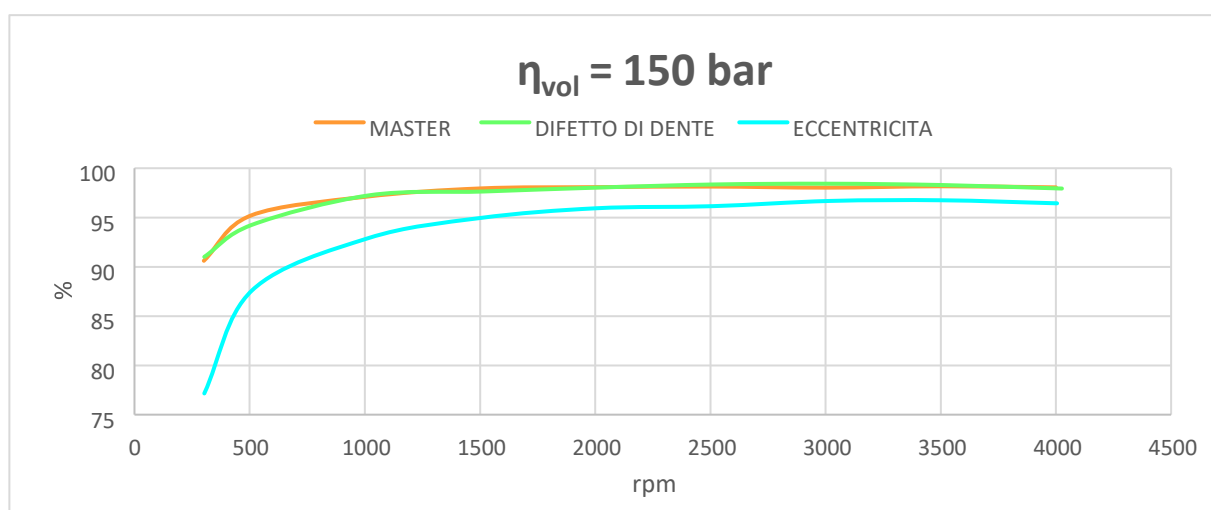


Grafico 7.3 Confronto rendimenti volumetrici per data pressione di mandata



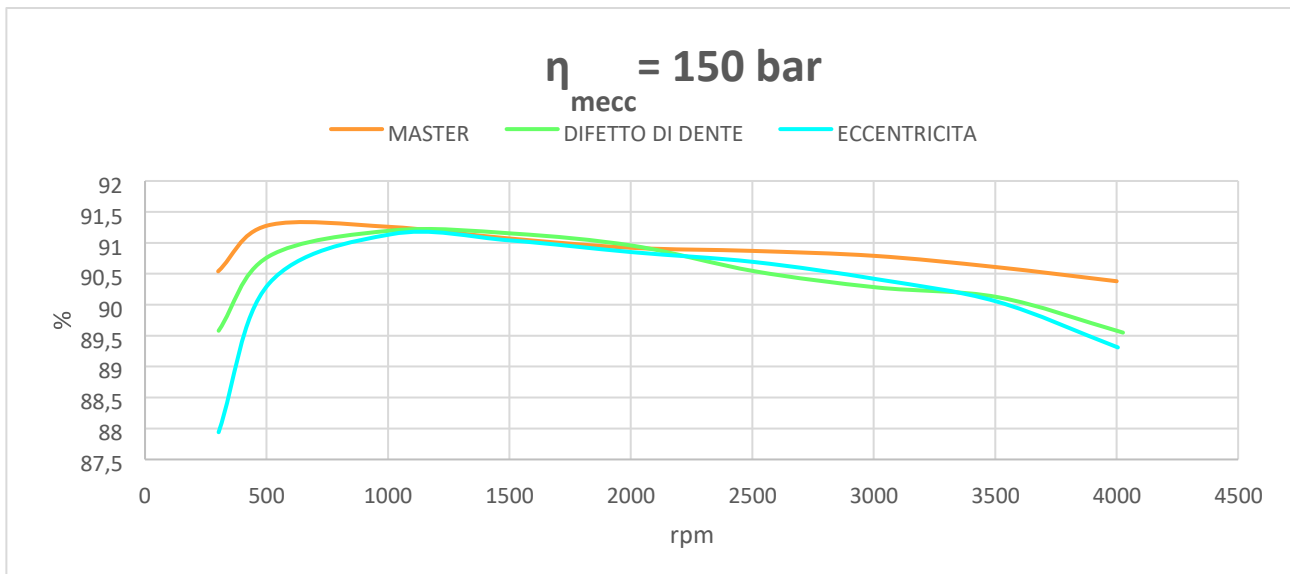


Grafico 7.4 Confronto rendimenti meccanici per data pressione di mandata

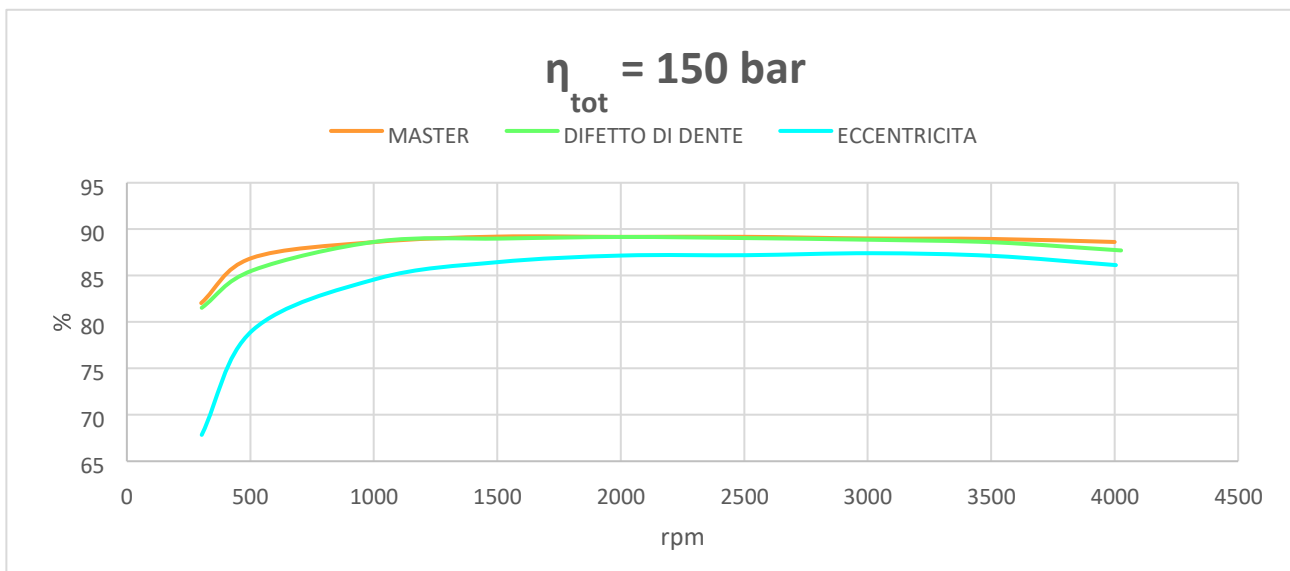


Grafico 7.5 Confronto rendimenti totali per data pressione di mandata

Come si può notare dai grafici precedenti, il difetto che incide maggiormente come calo di rendimenti è l'eccentricità. Questo contributo negativo è più marcato nel rendimento volumetrico, dove un errato asse di rotazione porta a perdite significative in termini di fluido elaborato, rispetto al rendimento meccanico, dove la differenza è chiara per basso numero di giri, cioè quando l'attrito nell'ingranamento delle ruote è maggiormente rilevante.

Queste differenze, pur essendo evidenti, non sono direttamente collegabili a difetti di questa natura. In termini di rendimento, cali di questo genere possono essere ricondotti a: errori geometrici e/o dimensionali tra corpo e boccole, oppure errori sulle sedi di una guarnizione, errori di montaggio,

ecc. In secondo luogo, valori di rendimento come quelli riportati nei Grafici 7.3, 7.4 e 7.5 rientrano ancora nei limiti di accettabilità imposti dall'azienda ad una pompa ELI1.

Quindi, sulla base di questa analisi, non si ha prova di essere in presenza di una pompa che possiede dei difetti sull'ingranaggi.

### 7.3.2 CONFRONTO OSCILLAZIONI DI PRESSIONE

Si è confrontato, nel dominio del tempo poi in quello della frequenza, l'andamento delle pulsazioni in pressioni derivanti dalle tre pompe.

In funzione del dominio che stiamo valutando otterremo risultati completamente differenti.

- **TEMPO**: andamento delle oscillazioni nel continuo (variazione nel tempo della pressione, Grafico 7.6);
- **FREQUENZA**: incidenza delle frequenze sulla variazione di pressione (quali frequenze fondamentali hanno più peso sulle oscillazioni, grafico 7.7).

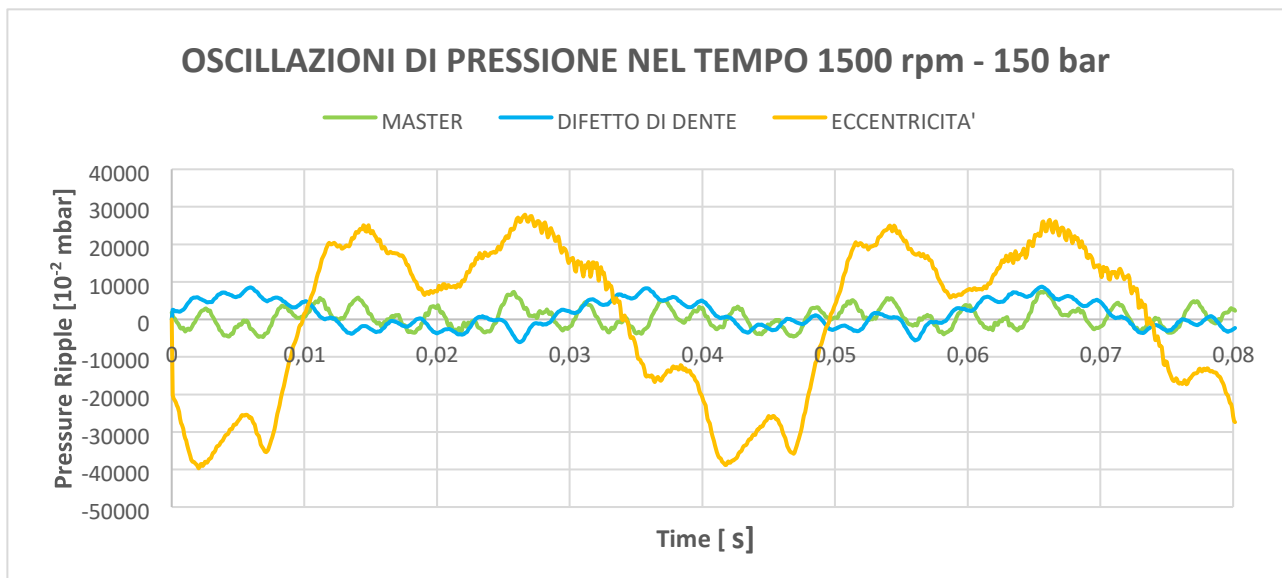


Grafico 7.6 Andamento delle oscillazioni di pressione in funzione del tempo per pressione pari a 150 bar e velocità pari a 1500 rpm

Nel Grafico 7.6, come anticipato, si ha una chiara idea di qual è l'ampiezza di oscillazione, ovvero, il range reale di valori, tra i quali oscilla la pressione a valle della pompa. Lampante è l'effetto che ha su di esse un difetto di eccentricità (nel grafico in arancione).

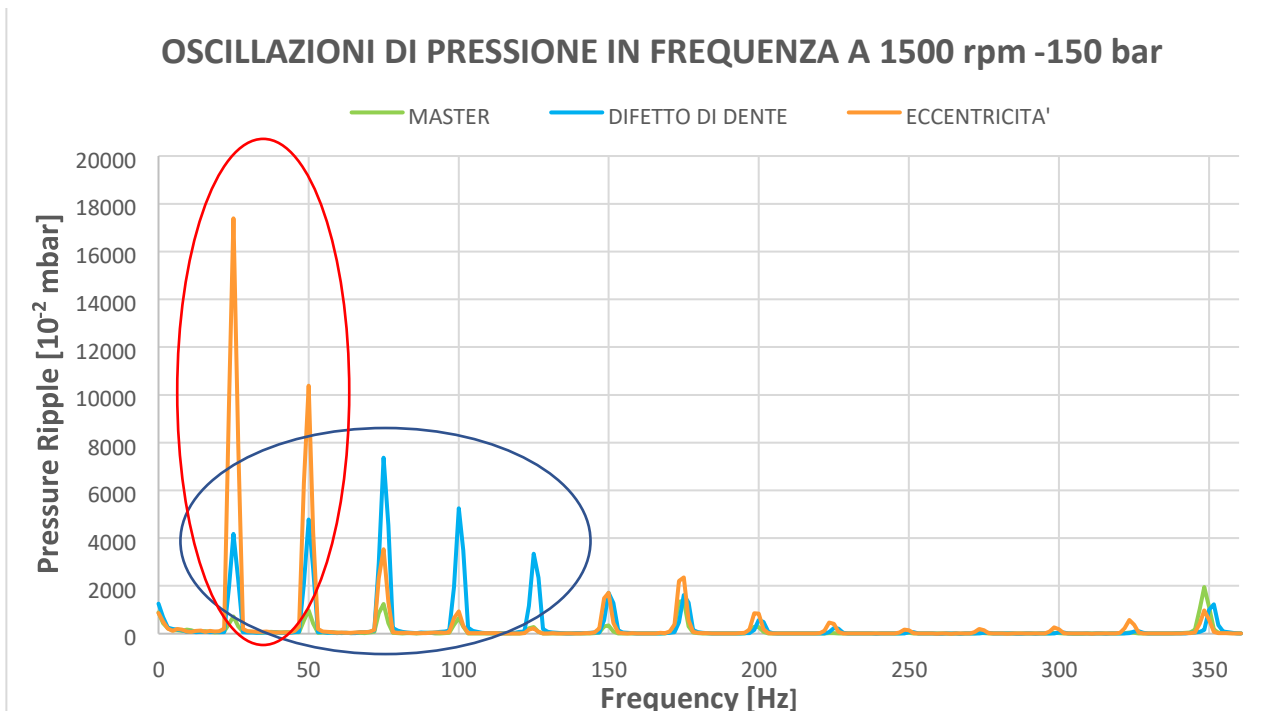


Grafico 7.7 Andamento delle oscillazioni di pressione in funzione della frequenza per pressione pari a 150 bar e velocità pari a 1500 rpm

Nel Grafico 7.7, sono state evidenziate due zone che caratterizzano rispettivamente la pompa con difetto di dente nell’ingranaggio (cerchiato in blu) e quella con eccentricità (cerchiato in rosso).

Come si può chiaramente vedere, l’incidenza sulle oscillazioni, è maggiore, in termini assoluti, per bassi giri al secondo, ovvero: si ha un contributo significativo delle basse frequenze sulla variazione di pressione, rispetto ad una pompa senza difetti. Paragonando fra loro gli andamenti, si nota come seguano tutti lo stesso smorzamento per alti valori di frequenza, mentre nelle prime armoniche presentano comportamenti del tutto differenti, per intensità e per smorzamento, sia rispetto alla pompa master che fra le stesse pompe “difettose”.

Per poter ampliare la ricerca e poter definire una correlazione fra difetto e oscillazione è stato necessario studiare un maggior numero di campioni: in merito a ciò è stato deciso di concentrarsi su una delle due tipologie di difetto, ovvero il difetto di eccentricità. Questa scelta è stata dettata principalmente da una maggior disponibilità di ingranaggi eccentrici, nonché da una maggior incidenza del difetto sull’ampiezza di pulsazione a valle della pompa.

Inoltre, per poter meglio confrontare i vari comportamenti, è stato deciso di analizzare i risultati nel dominio della frequenza, dove le differenze sono tangibili nonostante una complicata lettura: il valore reale di oscillazione si quantifica nel dominio del tempo e convertire da tempo a frequenza non è cosa immediata.

## 7.4 OSCILLAZIONI CARATTERISTICHE DATE DA UN INGRANAGGIO DIFETTOSO

Gli ingranaggi analizzati compongono un lotto di ingranaggi conformi, misurati secondo metodo e strumentazione interna di Marzocchi Pompe: hanno tutti presentato un indice Fr sotto il valore di 16.0  $\mu\text{m}$ , cioè di classe inferiore alla n°6, quindi accettabile dalla produzione.

N° prova	Eccentricità (Fr) [ $\mu\text{m}$ ]
MASTER	7,2
prova4	9,2
prova7	9,8
prova6	10,2
prova8	10,9
prova5	11,6
prova3	12,2
prova1	13
prova2	14,8

Tabella 2.1 Provini CONFORMI analizzati e ordinati secondo indice Fr crescente

Sono stati sottoposti alla stessa analisi fatta in precedenza, studiati all'interno del medesimo banco prova con il seguente risultato:

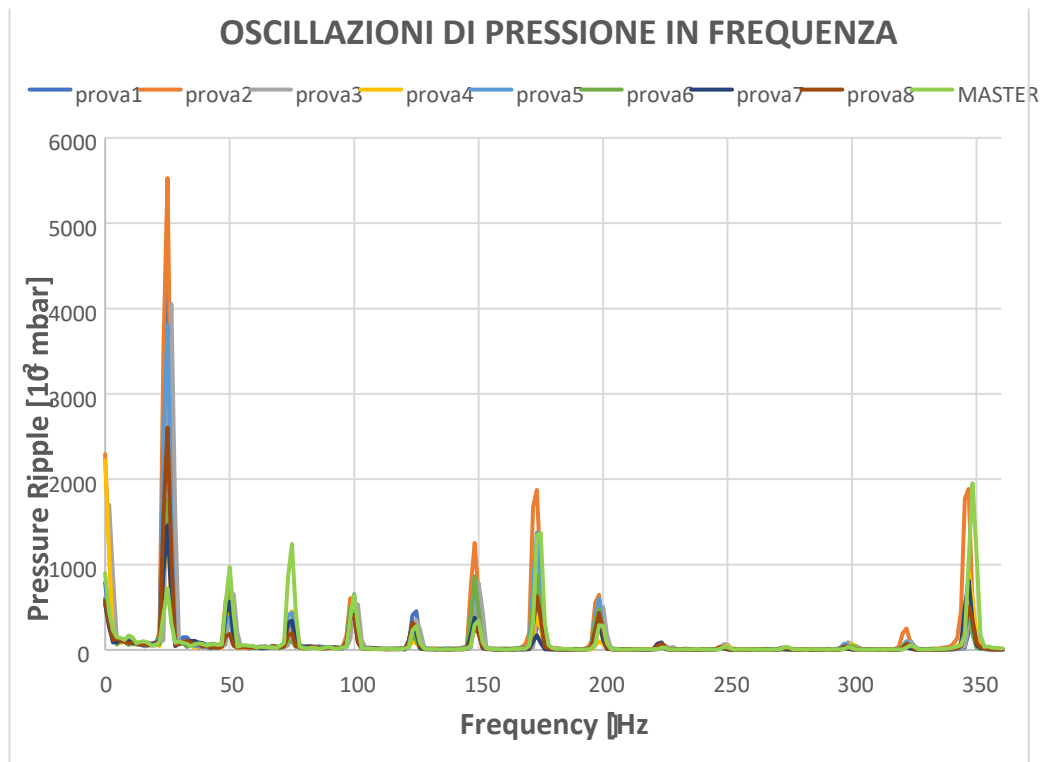


Grafico 7.8 Oscillazione in frequenza del lotto di ingranaggi CONFORMI per pressione pari a 1500 bar a 150 rpm

Il Grafico 7.8 riporta la variazione di pressione in funzione della frequenza caratteristica per data pompa: come si può notare le frequenze fondamentali non variano per ingranaggi diversi, oltre a qualche lieve differenza riconducibili a disturbi nella misurazione.

Importante è sottolineare che, come visibile per frequenze pari a 25 Hz, il valore di pulsazione cresce all'aumentare del valore dell'eccentricità Fr.

A seguito di ciò, è stato possibile definire un andamento medio di queste pulsazioni e calcolandone la deviazione standard si è composto un grafico "soglia": ovvero una curva al di sotto della quale rientrassero tutti i valori di oscillazione dati da ingranaggi non eccentrici con una certa probabilità. Questa probabilità è definita dalla media dei valori sommata a 3 volte la deviazione standard, cioè una probabilità del 99,73%.

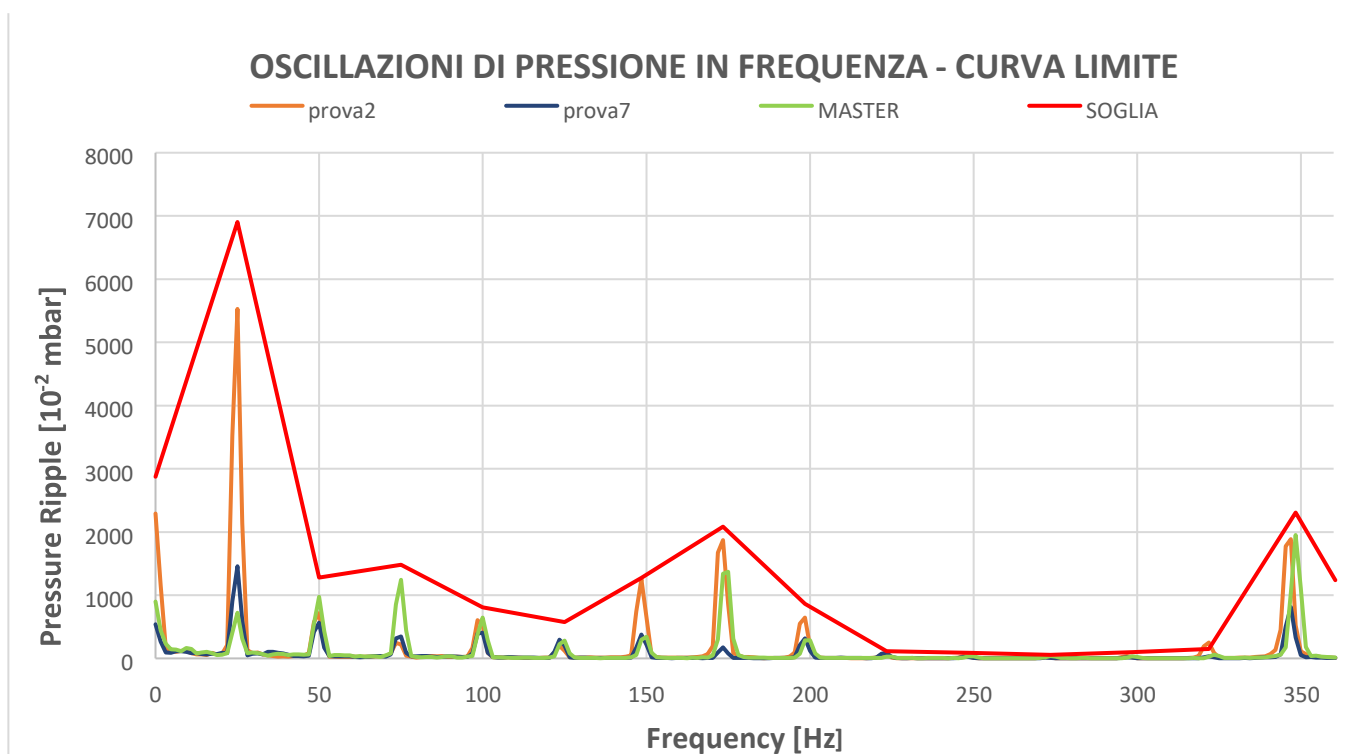


Grafico 7.9 Definizione della curva limite (in rosso)

*Per maggior chiarezza sono stati riportati solo gli andamenti di alcune pompe del lotto di ingranaggi non eccentrici.*

La curva in colore rosso, nel Grafico 7.9 è stata generata interpolando i valori alle frequenze caratteristiche, derivanti dalla media delle oscillazioni di tutte le pompe non difettose analizzate fino ad ora, incrementate di 3 volte la deviazione standard. Non avendo a disposizione dati relativi ad ingranaggi con indice Fr esattamente pari a 16.0  $\mu\text{m}$ , utilizzeremo questo grafico come valore limite.

Dato questo limite possiamo, quindi, confrontare i risultati derivanti dall'analisi di pompe con ingranaggio eccentrico, di entità pari ai valori in Tabella 7.2:

N° prova	Eccentricità (Fr) [ $\mu\text{m}$ ]
Ecc2	16,6
Ecc3	17,9
Ecc4	18,2
Ecc1	20
Ecc5	21,1

Tabella 7.2 Provini eccentrici analizzati e ordinati secondo indice Fr crescente

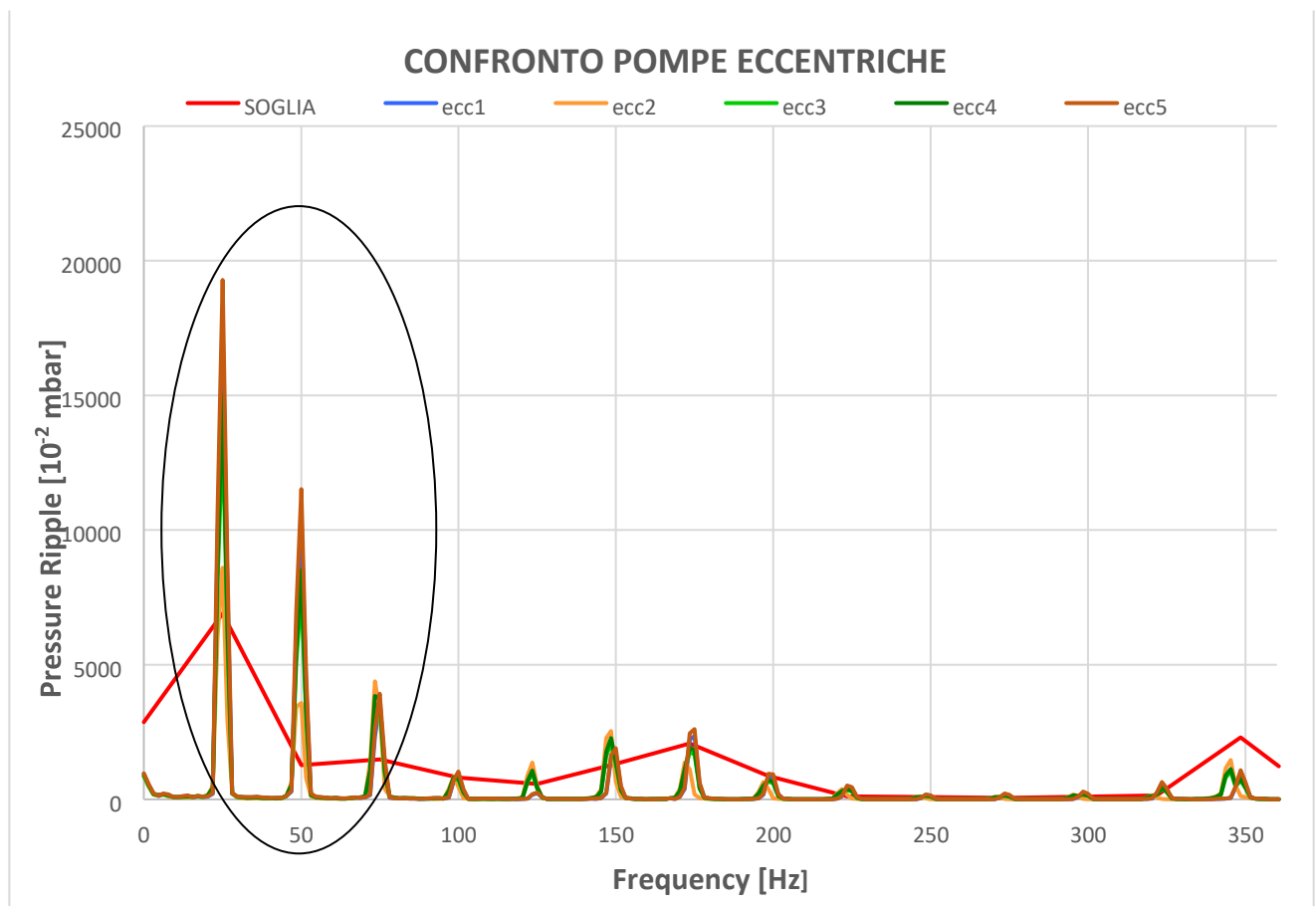


Grafico 7.10 Confronto oscillazioni derivate da pompe con ingranaggio eccentrico e curva limite (particolare evidenziato e ingrandito nel grafico 7.11)

Si nota facilmente dal confronto (Grafico 7.10), come le oscillazioni derivanti da pompe con ingranaggio eccentrico siano maggiormente influenzate dalle basse frequenze. L'intensità di queste pulsazioni è molto maggiore rispetto al limite precedentemente imposto come divisorio fra ingranaggio eccentrico o no.

Nel dettaglio del Grafico 7.11, si nota come non solo l'intensità superi i valori di soglia, ma anche come le oscillazioni crescano all'aumentare dell'indice Fr.

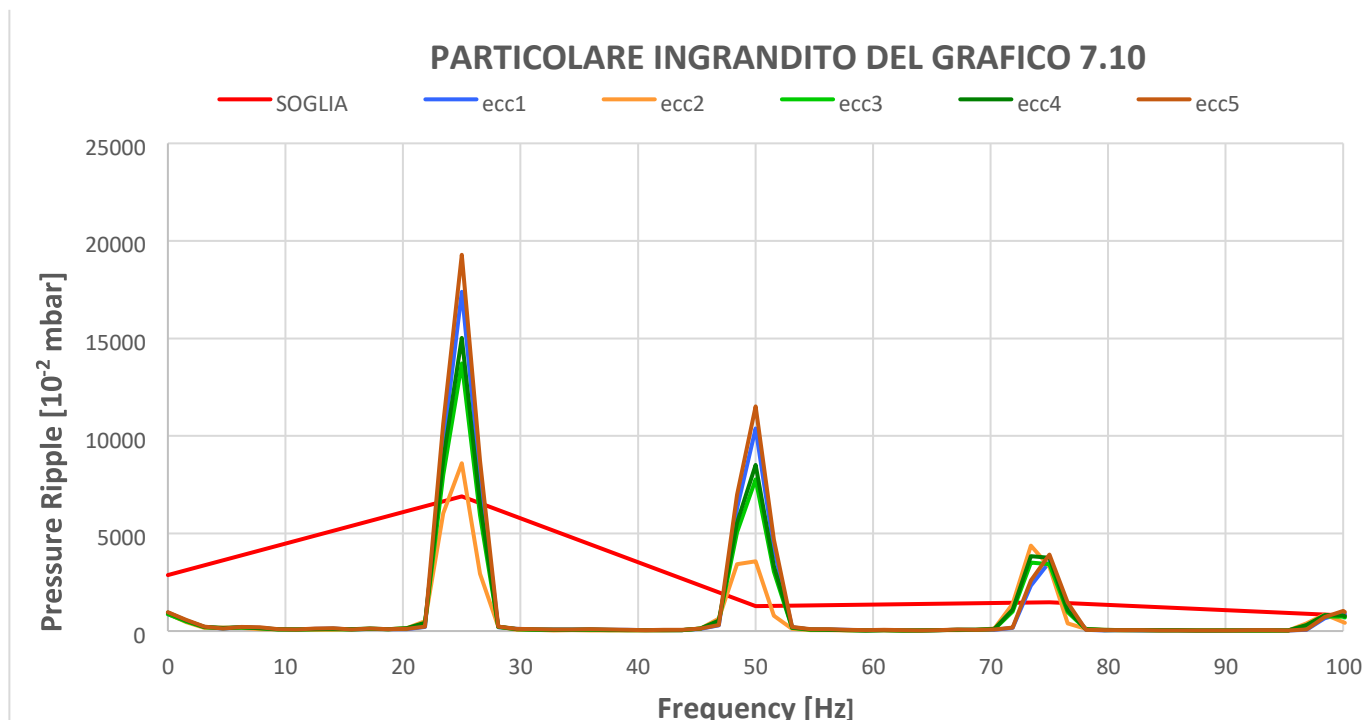


Grafico 7.11 Particolare del confronto fra le prime 3 frequenze fondamentali di pompe con ingranaggio eccentrico

Facendo riferimento alla Tabella 7.2, nel Grafico 7.10 e, soprattutto, 7.11, si può notare come i valori della pompa denominata “Ecc2”, con un valore Fr di 16.6  $\mu\text{m}$ , siano minore di quelli della pompa denominata “Ecc5”. Questo accade anche confrontando rispettivamente i valori di “Ecc2” rispetto a “Ecc3”, “Ecc4” e “Ecc1”.

Possiamo dunque definire, con buona precisione, che la variazione di pressione in un impianto dipende fortemente dal livello di eccentricità dell’ingranaggio pompante.

Questa correlazione può essere ben descritta per una data bassa frequenza, dove i valori assumono un significato maggiore: tali frequenze contribuiscono con peso elevato alla variazione di pressione totale.

In Tabella 7.3, sono stati inseriti i valori di oscillazione in corrispondenza di una frequenza pari a 25 Hz e si è calcolato un indice di correlazione pari a 0.97: questo significa che, supporre un’influenza da parte di un ingranaggio difettoso sulla variazione di pressione è del tutto lecito. Lo è ancor di più poter prevedere, per dato ingranaggio difettoso, cioè per dato Fr, un comportamento della pressione in mandata simile a quelli precedentemente analizzati.

N° prova	Frequenza [Hz]	Valori pulsazioni pressione [ 10 <sup>-2</sup> mbar]	Eccentricità (Fr) [μm]
prova0	25	721	7,2
prova4	25	1421	9,2
prova7	25	1457	9,8
prova6	25	1756	10,2
prova8	25	2603	10,9
prova5	25	3802	11,6
prova3	25	4052	12,2
prova1	25	4650	13
prova2	25	5528	14,8
ecc2	25	8601	16,6
ecc3	25	13718	17,9
ecc4	25	15028	18,2
ecc1	25	17389	20
ecc5	25	19286	21,1
CORRELAZIONE		0,97	

Tabella 7.3 Valori di pulsazioni per frequenza pari a 25 Hz ordinati secondo indice Fr crescente

Graficando i valori di pressione ottenuti a 25 Hz in funzione dell'indice Fr si ottiene:

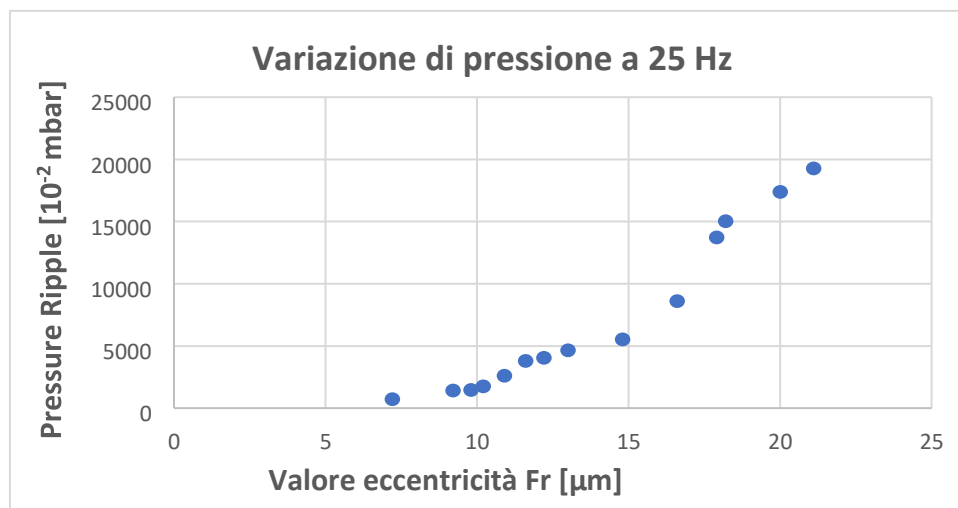


Grafico 7.12 Variazione valori di pressione in funzione dell'eccentricità

Nel Grafico 7.12, si nota come l'andamento della pressione a 25Hz può essere approssimato ad un andamento parabolico.



Si è dunque definita una parabola interpolante generica di equazione  $y = ax^2 + bx + c$  dove i coefficienti  $a$ ,  $b$  e  $c$  sono stati calcolati tramite il metodo Cramer.

Questa parabola ha lo scopo di approssimare l'andamento delle oscillazioni con un'equazione facilmente maneggiabile. Dunque, la parabola interpolante ha specifica equazione:

$$y = 4154,6 x^2 - 1123,7 x + 89,1$$

Nel Grafico 7.13 è riportata l'approssimazione dell'equazione interpolante rispetto ai valori discreti ottenuti sperimentalmente: si può notare come i valori esatti vengano ben descritti dalla parabola.

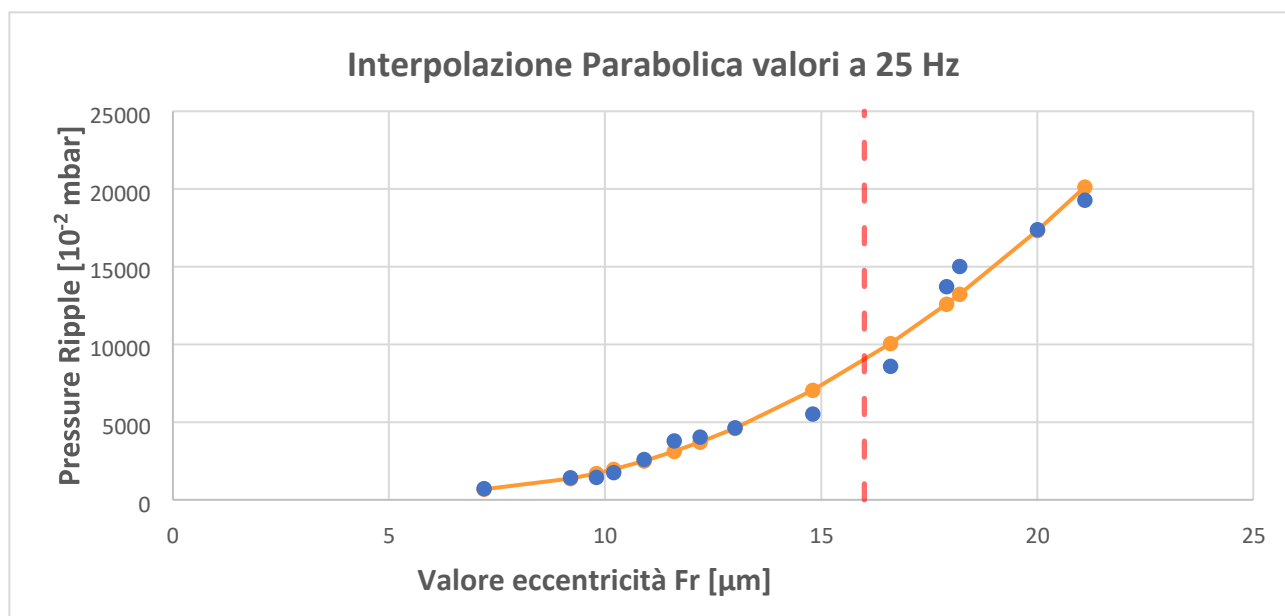


Grafico 7.13 Approssimazione dei valori sperimentali tramite interpolazione parabolica

Facendo riferimento al Grafico 7.13, la retta tratteggiata in rosso identifica il limite di Fr pari a 16 μm. Questo valore fa riferimento alla soglia di accettabilità di un ingranaggio eccentrico: i punti che si trovano a destra della tratteggiata sono da considerarsi difettosi, mentre quelli che rientrano nel parametro sono da considerarsi conformi.

Si è dunque dimostrato che: per una pompa ELI1 con cilindrata di 4 cm<sup>3</sup>/giro, a parità di componenti, lavorare con un ingranaggio eccentrico, cioè con valori di Fr superiori a quelli accettabili dall'azienda, comporta una significativa variazione della pressione in mandata.

I valori di oscillazione potrebbero risultare relativamente bassi, ma anche una piccola variazione di pressione potrebbe creare malfunzionamenti in tutto l'impianto ed aumentare notevolmente il livello di rumorosità della pompa stessa.

Lo studio ha dimostrato sperimentalmente una correlazione fra valori di oscillazioni caratteristici per determinati indici di eccentricità, la quale potrebbe essere vantaggiosa in fase di collaudo: può essere sfruttata per determinare, in modo predittivo, se una pompa presenti un'oscillazione di pressione caratteristica derivante da un ingranaggio difettoso. È chiaro che una pompa non sia soggetta solamente ad un macro-difetto, ma la stessa variazione di pressione potrebbe scaturire da un insieme di cause, con andamento paragonabile a quello visto precedentemente.

Lo scopo ultimo di questa analisi è quello di fornire una possibile risposta in caso di oscillazioni anomale all'interno di un impianto, nonché quello di poter prevedere un'ispezione mirata sull'ingranaggio di una pompa, la quale risultati non idonea in termini di pulsazioni di pressione in mandata.

## 8 CONCLUSIONI

I test eseguiti hanno dimostrato che, l'impiego di una pompa ad ingranaggi avente le caratteristiche di ELIKA® permette di migliorare e, in larga parte, risolvere le problematiche di rumorosità generate dalle pompe ad ingranaggi esterni. In particolare, la nuova classe di pompe studiata durante l'attività (ELI1), trova spazio di applicazione nel settore dell'automotive e in quello dei trasporti dove, l'elettrificazione e l'ibridazione hanno ridotto drasticamente il rumore del motore dei veicoli industriali, rendendo predominante il rumore del circuito idraulico (grafico 8.1).

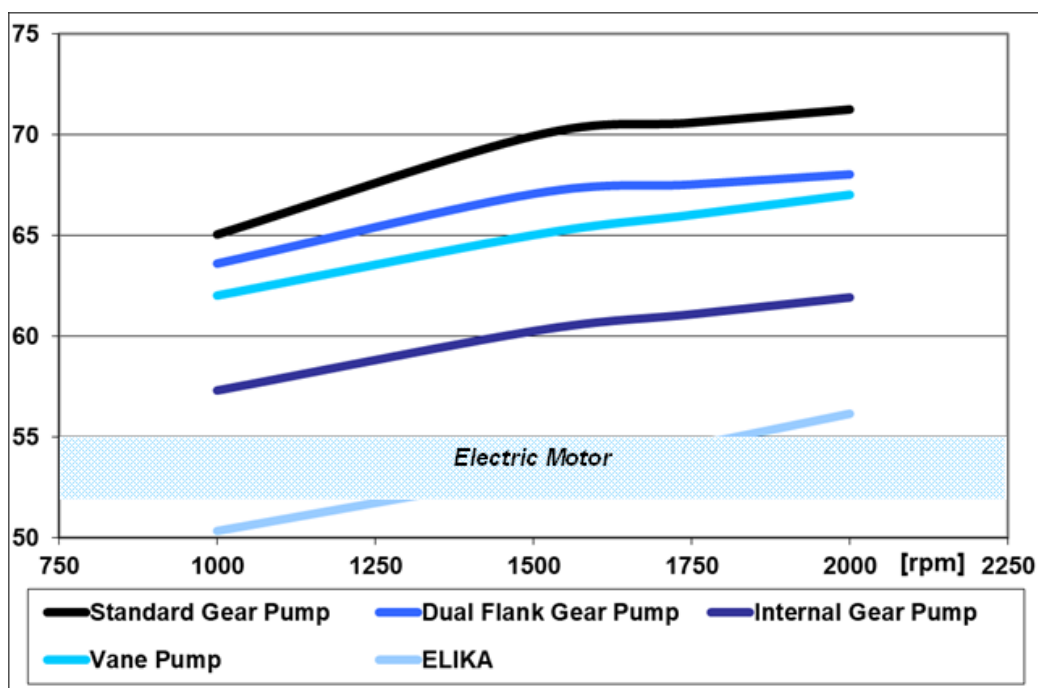


Grafico 8.1 Rumore emesso da una pompa ELIKA®

Tale innovazione comporta:

- Un livello di rumorosità mediamente inferiore di 15 dBA rispetto ad una pompa ad ingranaggi esterni tradizionale, con contributo importante per il raggiungimento dei limiti di rumorosità richieste dalle norme di legge;
- Un notevole risparmio dei costi aggiuntivi derivanti dalle misure atte, proprio, alla riduzione dell'inquinamento sonoro.

I vantaggi di ELI1 non sono limitati solo alla riduzione di rumorosità ma, come diretta conseguenza, essa può essere sfruttata per applicazioni che richiedono una bassa velocità. Infatti, possiede efficienze molto elevate per qualsiasi range di rotazione e una portata più costante rispetto qualsiasi altra tipologia di ingranaggio.

Durante la trattazione di questo elaborato, si è messo in luce come l'accurata progettazione e realizzazione dei componenti che costituiscono una pompa del gruppo ELI1 sono la chiave per poter ottenere grandi riduzioni di emissioni acustiche. È stato dimostrato come una piccola imperfezione della ruota dentata possa generare grandi variazioni di pressione all'interno dell'impianto e come diretta conseguenza un forte incremento di rumorosità.

## BIBLIOGRAFIA

---

- **BELLADONNA, U.**, 2001,2008. *Elementi di oleodinamica. Principi – Componenti Impianti*. Milano, Hoepli Editore.
- **BONACINI, C.**, Sulla Portata delle pompe ad ingranaggi. L'ingegnere Anno 1961 numero 9, Edizione Istituto Propaganda Internazionale
- **BONACINI, C.**, Sulle Pompe ad Ingranaggi a Dentatura Elicoidale. In *Tecnica Italiana. Rivista di Ingegneria e Scienze*. Anno XXX, Numero 3, marzo 1965.
- **BORGHI M., BONACINI, C.**, 1991. Calcolo delle pressioni sui fianchi degli ingranaggi di macchine oleodinamiche ad ingranaggi esterni. In *Oleodinamica-Pneumatica*. Vol.4, (aprile 1991), Pp. 118-124.
- **CANTORE, G.**, 1999. *Macchine. Appunti tratti dalle Lezioni del Prof. Giuseppe Cantore*. Terza edizione, Bologna, Esculapio, Progetto Leonardo.
- **DUCOS, C.**, 1992. *Oleoidraulica. Raccolta di schemi e di problemi*. Milano, Tecniche Nuove Editore.
- **DUDLEY, W.D.**, 1996. *Manuale degli ingranaggi*. Milano, Tecniche Nuove Editore.
- **FORNERIS, G.**, 2004. *L'Oleoidraulica nell'ambito industriale e Mobile*. Milano, ASSOFLUID Associazione Italiana dei Costruttori ed Operatori del Settore Oleoidraulico e Pneumatico Pubblicazioni.
- **HENRIOT, G.**, 1990. *Ingranaggi trattato teorico e pratico*. Milano, Tecniche Nuove Editore.
- **NIEMENN, G., WINTER, H.**, *ELEMENTI DI MACCHINE Vol. II. EST – SPRINGER*. Cap 21.1 *Geometria della dentatura – generalità*. Cap. 21.3 *Denatura ad evolvente*. Cap 21.3.6 *Dentatura elicoidale*.
- **REXROTH BOSH GROUP**, 2022. *Hydraulics, Basic Princiies and Component*. The Hydraulic Trainer, Volume 1. Bosh Rexroth AG, Serivce Automation didatic.
- **SPAGNOLO**, 2001. *Manuale di Acustica applicata*. Torino, UTET Libreria.
- **BONANNO A., G.L. ZAROTTI**, 2006. *Studio teorico e sperimentale sulla riduzione della rumorosità di pompe e motori oleodinamici a ingranaggi esterni, Volume II: Airborne Noise & Structureborne Noise*. Relazione tecnica, IMMAMOTER CNR Ferrara