

La drastica evoluzione segnata dalle pompe a “contatto continuo”

Aspetti legati alla dentatura, incapsulamento e pulsazione: come sono legati questi problemi alla concezione delle pompe. Analisi delle problematiche relativamente alla pompa a ingranaggi esterni, interni, alla pompa a vite. Contatto singolo, contatto doppio e contatto continuo. Forma d'onda e potenza trasportata dall'onda.

2ª parte*

» Mario Antonio Morselli

Alla pulsazione di portata durante l'ingranamento consegue una pulsazione di pressione (detta anche “ripple”), una delle maggiori cause di problemi legati a rumorosità, vibrazioni e cedimenti anomali.

Che cosa è il “ripple” e da dove nasce?

Per comprendere bene il fenomeno bisogna fare mente locale sul “come” una pompa effettua il trasferimento del fluido dalla bocca di aspirazione a quella di mandata. Uno degli studi più chiari al proposito è stato quello dell'illustre prof. Claudio Bonacini: “Sulla portata delle pompe a ingranaggi”. Non potendo riportare l'opera per esteso, cercherò di illustrare brevemente alcune delle conclusioni di questo eccellente saggio. Il trasferimento del fluido, nella figura 11, avviene nel momento nel quale il volume di fluido compreso tra due denti e

il cilindro di testa “esce” dal cilindro dell'altra ruota (aspirazione in verde chiaro) oppure viene trasferito in compenetrazione nel cilindro dell'altra ruota (mandata in arancione): è palese che questo volume in un caso viene generato (aspirazione) e nell'altro viene a mancare (mandata).

A partire dall'alto si vede il vano “completo” in giallo della ruota 2 (verde scuro) che entra progressivamente nel cilindro di definizione della ruota 1 (azzurra); la porzione che man mano vi entra è marcata in arancione: si tratta del volume che venendo a mancare è mandata. D'altra parte si vede in verde chiaro il progressivo uscire del vano che si “riempie”. Appare chiaro come le variazioni di area non sono lineari con la rotazione. In questo schema non vengono valutati gli effetti degli scarichi ricavati sui rasamenti assiali per la gestione delle variazioni dei volumi incapsulati tra i profili.

Dato che i denti sono entità “discrete”, a ogni entità dente-vano compete un volume trasferito con una certa legge. Il prof. Bonacini dimostra che per la geometria a evolvente questa legge è una parabola e che altre geometrie (cicloidali ad esempio) sono

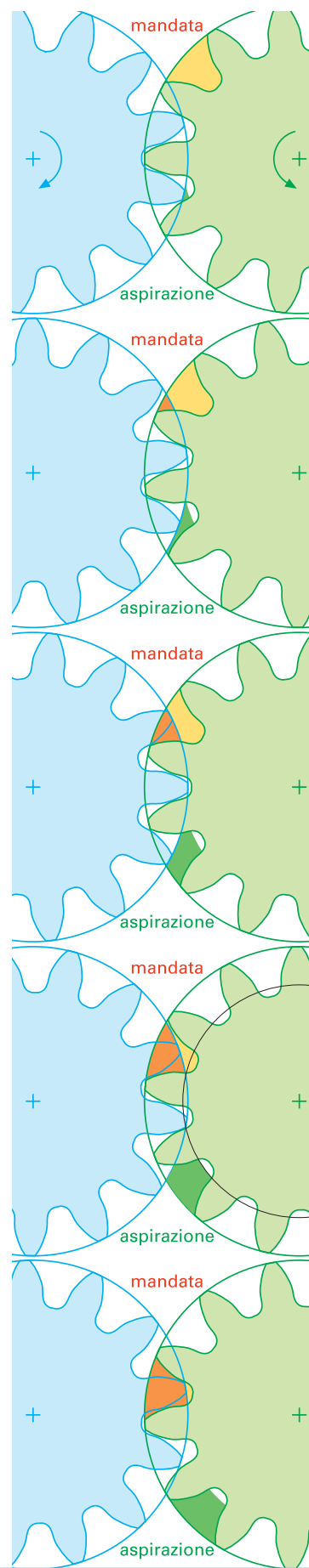


Fig. 11 – Modalità di trasporto del fluido nella pompa a ingranaggi.

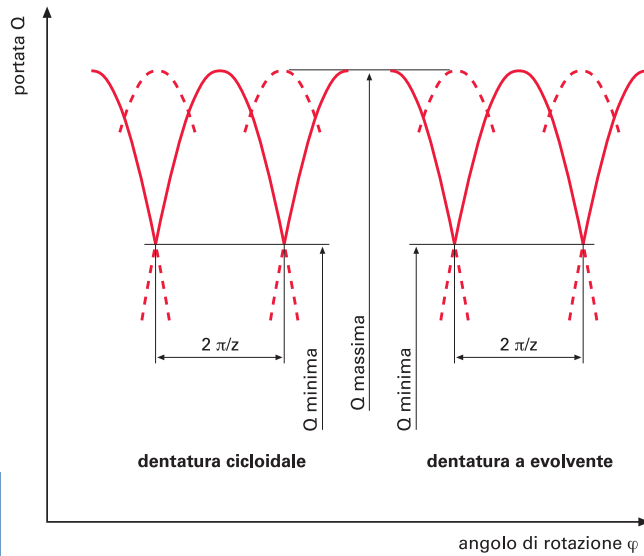


Fig. 12 – Andamento della portata in funzione dell'angolo di rotazione j.

peggiori perché la legge che compete loro presenta massimi e minimi più accentuati. Si deduce inoltre che la pulsazione di portata è tanto minore quanto più è elevato il ricoprimento, perché questo consente di “sovrapporre” le parabole. La figura 12 tratta dallo studio succitato del noto prof. Bonacini che illustra quanto detto. L'andamento tradotto in grafico deriva dalla seguente relazione:

$$Q = \omega * b * (Re^2 - R^2 - R^2 * \phi^2 * \cos(\theta)^2)$$

dove:

Q = portata

ω = velocità angolare = $d\phi/dt$

ϕ = angolo di rotazione

b = fascia

R = raggio primitivo

Re = raggio esterno o di testa della ruota

θ = angolo di pressione della dentatura

Z = numero dei denti della ruota

La funzione $Q(\phi)$ rappresenta, a meno della larghezza di fascia b, la variazione dell'area che nella sezione perpendicolare agli assi comprende il fluido trasportato:

$$Q(\phi) = b * dA(\phi)/d\phi$$

Varie soluzioni sono state prospettate nel tempo al fine di limitare questo problema.

Le direttrici di sviluppo che emergono sono quelle di costruire pompe con il massimo raggio esterno possibile (verso il limite dei denti a punta), la diminuzione dell'angolo di pressione (al limite del sottointaglio), l'aumento dei numeri di denti per diminuire ϕ_{max} , così come l'adozione di pompe a doppio contatto (ovvero con gioco ridottissimo sul fianco non impegnato nella trasmissione della coppia) (fig. 15).

Questa ultima soluzione consente di dimezzare il j_{max} , raddoppiando il numero di pulsazioni/giro il dimezzamento del j_{max} riduce di circa 4 volte l'ampiezza della pulsazione (da qui il vantaggio teorico).

Oltre alla pompa a doppio contatto l'altra soluzione per raggiungere lo stesso risultato teorico è la pompa “duo” con due dentature che pompano in parallelo sfalsate di $1/2 * \phi_{max}$. È mia convinzione che la pompa “duo” sia praticamente più efficace nel ridurre la pulsazione perché la situazione di doppio contatto non è certa: in meccanica il gioco “zero” non esiste se non come transitorio istantaneo e casuale, quindi o lieve gioco o lieve precarico. Lieve gioco significa un effetto limitato di doppio contatto, quindi un non completo raddoppio dei picchi di pulsazione, un lieve precarico significa sovraccarichi importanti sui componenti della pompa.

Oltre a questo aspetto vi è il problema non trascurabile dell'usura: tutti i fenomeni di usura comportano un degrado della situazione di “doppio contatto”. Da un punto di vista puramente geometrico è possibile valutare il fenomeno della pulsazione della portata e il parametro più usato per valu-

Fig. 13 – Simulazione del comportamento di una pompa Z11 singolo contatto tramite il software ingW12 – “ponte” tra le tasche di scarico al valore massimo. Fluido “intrappolato” scaricato completamente in aspirazione.

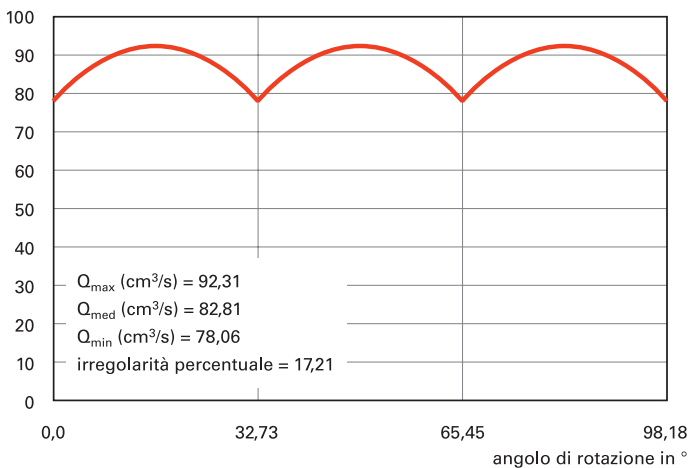
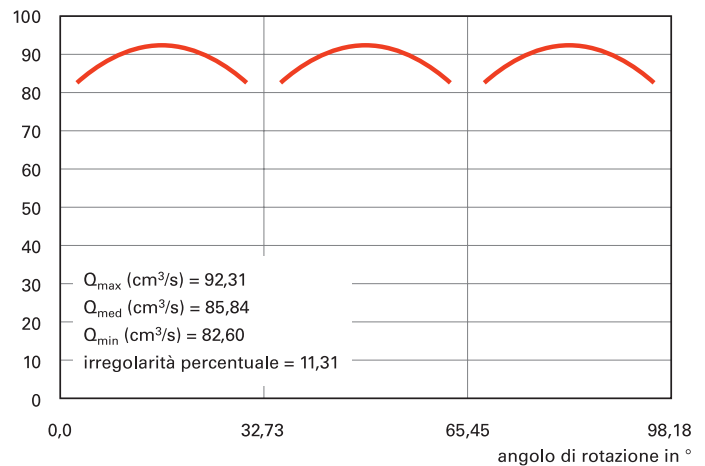


Fig. 14 – Simulazione del comportamento di una pompa Z11 singolo contatto tramite il software ingW12 – “ponte” tra le tasche di scarico a un valore ottimizzato. Recupero alla mandata di una parte del fluido “intrappolato”.



TECNICA

RUMOROSITÀ MECCANICA E IDRAULICA DELLE POMPE A INGRANAGGI

tarla è l'“irregolarità” definita come:

irregolarità = $(Q_{\max} - Q_{\min})/Q_{\text{med}}$ dove Q_{\max} è il valore massimo, Q_{\min} il valore minimo, Q_{med} il valore medio della portata (Q_{med} è quello derivabile dalla cilindrata nominale).

A fronte di queste analisi teoriche quali ulteriori possibilità esistono per ridurre la pulsazione e la rumorosità?

Alcuni hanno sviluppato pompe a ingranaggi esterni elicoidali, al fine di avere un ingranamento più dolce e di smorzare la pulsazione sovrapponendo onde di ripple sfalsate. Queste pompe presentano alcuni problemi: innanzitutto se l'angolo d'elica è abbastanza elevato da fornire risultati significativi lo spazio tra il fondo dente e la testa dente diventa un “verme” tridimensionale che mette in by-pass aspirazione e mandata.

Per quanto riguarda il primo aspetto del problema, il by-pass sono state intraprese due vie di sviluppo:

- mantenere un angolo di elica sufficientemente basso da evitare il by-pass
- mantenere un proporzionalmente dente tale da avere ricoprimento trasversale maggiore di 2 al fine di evitare che il “verme” tridimensionale diventi una vera comunicazione.

Entrambe le soluzioni hanno dato poca soddisfazione: la prima ha condotto a pompe con una modesta riduzione delle pulsazioni, la seconda ha complicato in modo notevole la gestione delle tasche di scarico sui rasamenti, problema che, come abbiamo già visto, non ha una soluzione soddisfacente neppure per le pompe più semplici. Ecco che la pompa a contatto continuo si presta alla soluzione contemporanea dei due problemi: eliminazione dell'incapsulamento e drastica riduzione della pulsazione: la funzione $dA(\varphi)/d\varphi$ di cui sopra, a questo punto, non presenta più discontinuità: l'ingranamento è continuo e così la funzione.

Per quanto riguarda la trattazione matematica della portata delle pompe elicoidali, vedi l'Appendice 1.

APPENDICE 1

Breve trattazione della descrizione matematica della portata nelle pompe elicoidali indipendentemente dal genere di profilo coniugato

La pompa è costituita da infinite fette di spessore infinitesimo alte dh . Se chiamiamo A l'area della “fetta” infinitesima che contiene il fluido, la portata dipende dalla variazione di A nel tempo, ma $A = A(h, \varphi(t))$ e l'angolo di rotazione $\varphi = \varphi(t)$; allora l'integrale lungo l'altezza di fascia “b” delle portate infinitesime $(\delta A(h, \varphi(t))/\delta h) * dh$ che competono alle singole “fette” di spessore infinitesimo, essendo queste sfasate angolarmente, comportano l'espressione:

$$Q(t) = \delta \left(\int_0^b \delta A(h, \varphi(t)) / \delta h * dh \right) / \delta t$$

le cui variazioni con j sono minori che nella pompa a ingranaggi dritti perché mediate. Logicamente per le pompe a ingranaggi dritti la espressione è semplificata perché la funzione $A = A(\varphi(t))$ diventa indipendente da h e quindi “estraibile” dall'integrale e le derivate parziali diventano derivate semplici. Perciò questa espressione

$$Q(t) = \delta \left(\int_0^b \delta A(h, \varphi(t)) / \delta h * dh \right) / \delta t$$

si semplifica tenendo conto che:

$$\int_0^b dh = b = \text{larghezza di fascia}$$

$$e \int_0^b (\delta A(\varphi(t)) / \delta h) * dh = A(\varphi(t))$$

essendo A indipendente da h

$$Q(t) = d(A(\varphi) * \int_0^b dh) / dt = d(A(\varphi) * b) / dt = b * dA(\varphi) / d\varphi * d\varphi / dt$$

Dove $dA(\varphi)/d\varphi$ è la funzione trovata dal Bonacini, che sovrapposta per i vari denti in ingranamento contemporaneo fornisce i grafici da fig.13 a fig.15 e $d\omega/dt$ è la velocità angolare.

Risposta in pressione alle variazioni di portata delle pompe a ingranaggi

La risposta in pressione del sistema circuito alla variazione di portata dipende logicamente dalle caratteristiche dello stesso, però i rilievi di pressione con campionatura ad alta frequenza delle pompe a ingranaggi esterni mostrano un andamento con grande rispondenza all'analisi teorica.

In effetti la variazione di portata (con fluidi

Il problema ora è posto in questi termini: “quali sono i profili coniugati a contatto continuo che comportano una funzione $dA(\varphi)/d\varphi$ t.c. l'integrale

$$\int_0^b \varphi A(h, \varphi) / \delta h * dh$$

sia costante con “t”, essendo $\varphi = \varphi(t)$?”

Per poter analizzare meglio il problema bisogna rifarsi al concetto secondo il quale la sezione di un elicoide che si trova in seguito allo spostamento lungo l'asse (variazione in h) dell'elica è equivalente a una rotazione attorno all'asse (variazione di φ).

La relazione che lega le due variabili è quella dell'elica, che con uno spostamento lungo l'asse pari al passo dell'elica compie una rotazione di $2 * \pi$; detto p_z il passo dell'elica, avremo che “b” espresso in termini di φ , cioè di angolo di rotazione diventa:

$$\varphi(b) = (b/p_z) * 2 * \pi \text{ ovvero:}$$

$$b = p_z * \varphi(b) / (2 * \pi)$$

allo stesso modo per h e dh

$$h = p_z * \varphi / (2 * \pi) \text{ e quindi } dh = p_z * d\varphi / (2 * \pi)$$

Pertanto si può sostituire a h e alle operazioni su “h” la variabile “ ω ”.

Pertanto l'integrale

$$\int_0^b \varphi A(h, \varphi) / \delta h * dh$$

diventa:

$$\int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \varphi_b} \delta A(\varphi) / \delta \varphi *$$

$$d\varphi = A(\varphi_0 + \varphi_b) - A(\varphi_0)$$

L'integrale di cui sopra è costante con φ_0 (cioè è indipendente dalla posizione) se A è una funzione periodica con φ di periodo φ_b : esempio semplicissimo la funzione seno, $\text{sen}(\varphi) = \text{sen}(\varphi + 2 * \pi)$. Molto meno semplice è la definizione di profili coniugati che soddisfino alle condizioni di cui sopra.

a comprimibilità trascurabile) comporta una equivalente variazione di velocità, quindi accelerazione. Il fluido ha una massa e quindi per impartirgli una accelerazione serve una forza, quindi una pressione, nel nostro caso una variazione di pressione rispetto alla pressione costante di circuito. Le pulsazioni di pressione causano notevoli vibrazioni e rumore negli impianti utilizzatori, a volte molto gravi se le frequenze proprie del sistema sono vicine a quelle sollec-

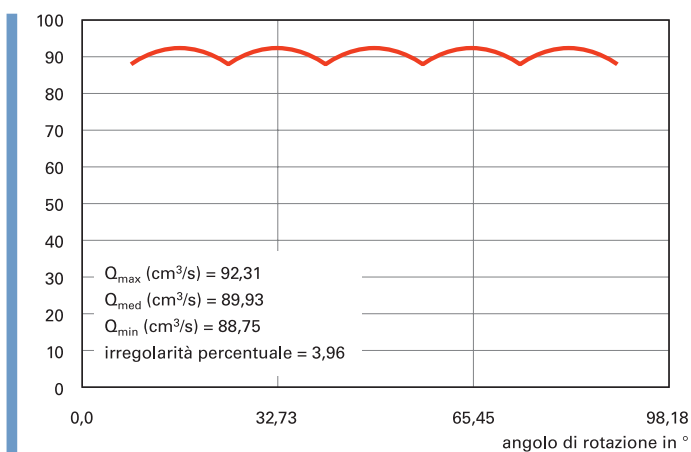


Fig. 15 – Simulazione del comportamento di una pompa Z11 doppio contatto tramite il software ingW12 – “ponte” tra le tasche di scarico a un valore minimo. Recupero completo alla mandata del fluido “intrappolato”. La simulazione non può trovare un riscontro fedele nella pratica perché le ipotesi non sono mai realizzate. La situazione reale di una pompa a doppio contatto risulta essere una media tra figura 13 e 14.

tanti. Le pulsazioni diminuiscono quindi il confort dell'operatore e possono causare cedimenti strutturali di vari elementi quali tubazioni, giunzioni e filtri.

In genere il problema maggiore è comunque l'emissione sonora legata alla propagazione del disturbo lungo le tubazioni. Riporto di seguito un rilievo effettuato su di una pompa a ingranaggi esterni Z12 a doppio contatto. In altri circuiti o con altre pompe la pulsazione può essere anche notevolmente maggiore: pompe a contatto singolo di qualità mediocre possono raggiungere +/- 4-5 bar. Valori medi per pompe di queste dimensioni sono +/- 1,5-2 bar. Risulta eclatante il confronto con una pompa a contatto continuo nelle stesse condizioni di funzionamento.

L'entità del ripple misurato dipende grandemente dal circuito utilizzatore.

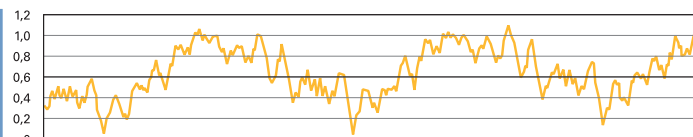
A conferma di quanto sopra vi sono delle normative precise sulla misura delle pulsazioni che prescrivono la rigidità della tubazione a valle della pompa, la sua lunghezza, dove posizionare il trasduttore di pressione, come costruire lo strozzamento. Tutto questo rende i test certamente comparabili, ma rischia di portare fuori strada su quanto poi ci si attende sul campo: i circuiti di utilizzo raramente presentano tu-

bazioni in acciaio di lunghezza definita e valvole di strozzamento a spillo senza elementi elastici. Per questo motivo ritengo utile eseguire test di pulsazione e rumorosità su più circuiti dalle caratteristiche simili a quelle dell'utilizzo finale.

Onde, frequenza, ampiezza e potenza trasportata, emissioni acustiche

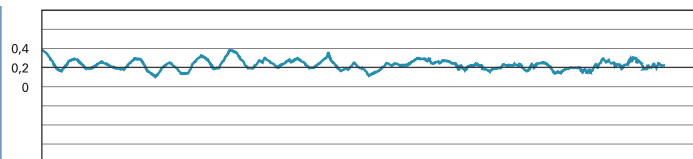
A parte l'effetto “ottico” di grande impatto, cosa si può dire dei rilievi messi a confronto? Senza volere entrare in disquisizioni eccessivamente tecniche, salta subito agli occhi che la pompa a contatto continuo genera un disturbo che:

- 1) ha ampiezza molto minore
 - 2) ha frequenza minore
 - 3) non presenta brusche inversioni
 - 4) è esente dalle componenti di alta frequenza
- Ora la “potenza media” di un'onda nel suo periodo è proporzionale al quadrato dell'ampiezza e al quadrato della sua frequenza. È palese che la potenza media del ripple prodotto dalla pompa a contatto continuo è di oltre un ordine di grandezza inferiore a quello della pompa a ingranaggi esterni comparata. In realtà l'onda del disturbo, almeno quella di una pompa a ingranaggi tradizionale, non assomiglia molto a una



Il disturbo fondamentale ha frequenza 600 Hz (tra un picco e l'altro vi sono circa 1,7 ms)

Fig. 16 – Rilievo della pulsazione in pressione di una pompa a ingranaggi esterni di buona qualità a “doppio contatto” 20 cc/giro a 1500 giri/min, 150 bar in mandata, il fluido è un comune olio idraulico a base minerale ISO 46 a 50 °C – campionamento a 40 kHz. Nel circuito di prova la pulsazione è risultata dell'ordine di 0,8 - 1 bar da picco a valle, le valli presentano un picco con marcata discontinuità della derivata prima e sull'onda portante si trova sovrapposto un'altro disturbo di frequenza molto elevata.



Il disturbo fondamentale ha frequenza 350 Hz (tra un picco e l'altro vi sono circa 2,8 ms)

Fig. 17 – Rilievo della pulsazione in pressione di una pompa a contatto continuo 20 cc/giro a 1500 giri/min, 150 bar in mandata, il fluido è un comune olio idraulico a base minerale ISO 46 a 50 °C – campionamento a 40 kHz. Come si vede in figura nel circuito di prova la pulsazione è risultata dell'ordine di 0,2 - 0,3 bar da picco a valle, le valli presentano picchi e valli senza discontinuità della derivata prima e le frequenze più elevate sono praticamente assenti. Il disturbo è vicino al limite di sensibilità del piezo-elettrico impiegato.

sinusoide e contiene componenti di frequenze molto elevate, inoltre la discontinuità della derivata 1° nella forma del disturbo in portata, che si riflette sulla forma del disturbo in frequenza, rappresenta una sorta di “urto” il cui effetto dipende molto dalla risposta del circuito a valle. Siamo abituati a pensare che il rumore generato dalle pompe di migliore qualità è prevalentemente un rumore idraulico: per questo ci si può attendere un enorme miglioramento nella emissione della pompa a contatto continuo rispetto alla pompa a ingranaggi tradizionale. Volendo effettuare un paragone grossolano, posto “1” il valore della pompa standard a ingranaggi esterni, si può dire che la potenza della pulsazione varia in questo modo:

– detta P_{s_R} la potenza media del disturbo generato da pompa a ingranaggi esterni a contatto singolo poniamo $P_{s_R} = 1$

– detta P_{d_R} la potenza media del disturbo generato da pompa a ingranaggi esterni a contatto doppio sarà un disturbo con le seguenti proporzioni sul precedente: ampiezza ridotta nominalmente di 4 volte, di 3 volte in realtà frequenza raddoppiata

$P_{d_R} = P_{s_R} * (1/3)^2 * 2^2 = (1/9) * 2 = 0,44 =>$ la potenza è diminuita di un fattore 2,3

– detta P_{c_R} la potenza media del disturbo

TECNICA

RUMOROSITÀ MECCANICA E IDRAULICA DELLE POMPE A INGRANAGGI

generato da pompa a ingranaggi esterni a contatto continuo sarà un disturbo con le seguenti proporzioni sul precedente:

ampiezza ridotta di 3,5 volte (da rilievo) frequenza diminuita di $600/350 = 1,7$ volte $P_{c_R} = P_{d_R} * (1/3,5)^2 * (1/1,71)^2 = 0,028 \Rightarrow$ la potenza è diminuita di un fattore 35 !!!

Sulla base delle considerazioni precedenti cosa si potrebbe dire a proposito delle emissioni acustiche prodotte?

Un grossolano ragionamento che spero gli studiosi del settore mi perdoneranno potrebbe essere questo: se la potenza della sorgente sonora è proporzionale alla potenza del disturbo idraulico allora si può dire che i rapporti tra potenza media del disturbo e quelli delle emissioni acustiche stanno negli stessi rapporti.

Definiti i seguenti simboli:

P_{s_A} = potenza acustica della pompa a contatto singolo

P_{d_A} = potenza acustica della pompa a contatto doppio

P_{c_A} = potenza acustica della pompa a contatto continuo

Prif = potenza acustica di riferimento

L_{p-s} = livello di pressione sonora in dB delle emissioni acustiche della pompa a ingranaggi a contatto singolo;

L_{p-d} = livello di pressione sonora in dB delle emissioni acustiche della pompa a ingranaggi a contatto doppio;

L_{p-c} = livello di pressione sonora in dB delle emissioni acustiche della pompa a ingranaggi a contatto continuo;

I livelli di pressione sonora dovrebbero stare tra loro in queste proporzioni:

$$\begin{aligned} L_{p-d} &= 10 * \text{Log}_{10}(P_{d_A}/Prif) = \\ &= 10 * \text{Log}_{10}(P_{s_A}/Prif * P_{d_A}/P_{s_A}) \\ &= 10 * \text{Log}_{10}(P_{s_A}/Prif) \\ &- 10 * \text{Log}_{10}(P_{s_A}/P_{d_A}) \end{aligned}$$

se $P_{s_A}/P_{d_A} = P_{s_R}/P_{d_R} = 2,3$ allora $L_{p-d} = L_{p-s} - 10 * \text{Log}_{10}(2,3) = L_{p-s} - 3,5$ dB

Quindi la pompa a contatto doppio dovrebbe produrre 3,5 dB in meno rispetto a quella a contatto singolo.

$$\begin{aligned} L_{p-c} &= 10 * \text{Log}_{10}(P_{c_A}/Prif) = \\ &= 10 * \text{Log}_{10}(P_{d_A}/Prif * P_{c_A}/P_{d_A}) \\ &= 10 * \text{Log}_{10}(P_{d_A}/Prif) \\ &- 10 * \text{Log}_{10}(P_{d_A}/P_{c_A}) \end{aligned}$$

se $P_{d_A}/P_{c_A} = P_{d_R}/P_{c_R} = 35$ allora $L_{p-c} = L_{p-d} - 10 * \text{Log}_{10}(35) = L_{p-d} - 15,4$ dB

Quindi la pompa a contatto continuo dovrebbe produrre 15 dB in meno rispetto a quella a contatto doppio!

In realtà questa analisi non tiene conto della sorgente di rumore meccanico, che è più bassa, ma esiste e diventa tanto più influente quanto più bassa è la sorgente idraulica.

Riporto di seguito alcuni rilievi in dB di pompe da 20 cc/rev (per la verità si tratta di potenza acustica, non di pressione acustica) in una condizione abbastanza usuale: 1500 giri/min/150 bar/olio idraulico minerale ISO-VG 46 a 50 °C.

| | Singolo | doppio |
|---------------|---------|---------|
| 150 bar | 150 bar | 150 bar |
| 1500 giri/min | 68,16 | 66,51 |

La differenza misurata è di circa 1,5 dB, quindi il miglioramento è notevolmente inferiore al valore ipotizzato.

| | Doppio | Continuo |
|---------------|---------|----------|
| 150 bar | 150 bar | 150 bar |
| 1500 giri/min | 66,51 | 59,11 |

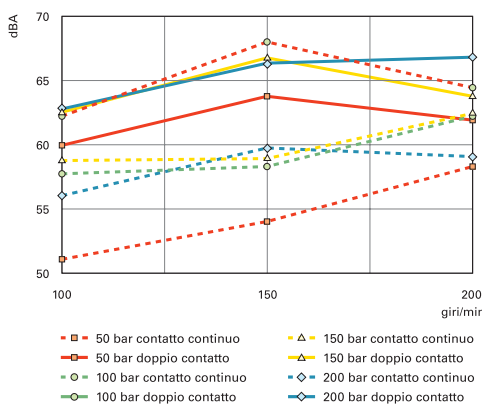


Fig. 18 – Rilievi comparati di pressione sonora in scala "A" per due pompe da 20cc/giro con olio ISO-VG 46 a 50 °C. Rumore di fondo < 40 dBA.

La differenza misurata è di circa 7,5 dB: anche qui il miglioramento è notevolmente inferiore al valore ipotizzato, però risulta sempre molto significativo. È chiaro che il risultato in termini assoluti è notevolissimo, così come è chiaro che abbassando tanto il livello sonoro la rumorosità di origine meccanica diventa sensibile. Nella tabella 1 riporto i rumori meccanici ipotizzati da sommare al rumore idraulico nelle proporzioni che derivano dal ripple misurato.

TAB. 1 - I RUMORI MECCANICI IPOTIZZATI.

| dB idra | dB mecc | dB tot | |
|---------|---------|--------|---------------------|
| 67,5 | 59,0 | 68,1 | "contatto singolo" |
| 63,9 | 63,0 | 66,5 | "contatto doppio" |
| 48,4 | 58,8 | 59,1 | "contatto continuo" |

Valori dB_{tot} misurati a 150 bar e 1500 giri/min con olio ISO-VG 46 a 50 °C, rumore di fondo < 40 dB.

Le rumorosità indicate soddisfano le seguenti condizioni:

– il rumore totale ha la stessa potenza acustica rilevata

– il rumore idraulico ha potenze nei rapporti sopra derivati

Il rumore meccanico è quello che soddisfa le condizioni suddette e sembra decisamente plausibile: un rumore meccanico della pompa a contatto doppio sensibilmente maggiore delle altre configurazioni è logico, perché le condizioni di ingranamento sono sfavorevoli dal punto di vista meccanico. Diventa invece interessante constatare che, ai livelli di emissione acustica della pompa a contatto continuo non è più vero che gran parte della potenza acustica deriva da problemi idraulici, ma diventa vero il contrario. Ancora una volta tengo a precisare che le considerazioni di acustica sopra riportate sono grossolane, e hanno un valore solamente indicativo: le ho riportate perché, anche senza essere rigorose, forniscono indicazioni di massima che consentono di orientarsi tra i rilievi e valutare le proporzioni tra le grandezze in gioco.

* La prima parte è apparsa sul numero 1 – Gennaio 2005, a pag. 54.