

# 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.*

1ª parte

» Mario Antonio Morselli

Come noto, oggi esiste un grande stimolo a ottenere macchine a bassa rumorosità e vibrazione. Le pompe oleodinamiche, soprattutto quelle per alte pressioni, comportano livelli di rumore e/o vibrazioni spesso inaccettabili per le nuove applicazioni. Ovviamente, il tentativo di abbattere rumore e pulsazioni deve nascere dall'analisi della loro genesi.

## Cause di rumorosità nelle pompe a ingranaggi

Le emissioni sonore delle pompe a ingranaggi hanno due origini ben distinte: il rumore meccanico e il rumore idraulico.

### Parametri influenti sulle emissioni di rumore meccanico

Il rumore meccanico è quello che ci si può attendere da qualunque coppia di ingranaggi. Questo non significa affatto che sia un aspetto semplice del problema: anzi, le peculiarità degli ingranaggi per pompa lo rendono più difficile del solito da affrontare perché le esigenze di trasmissione sono secondarie alle esigenze idrauliche.

Dato per scontato che la geometria di dentatura venga ottimizzata in vista delle esigenze idrauliche, gli aspetti più influenti sono di carattere tecnologico:

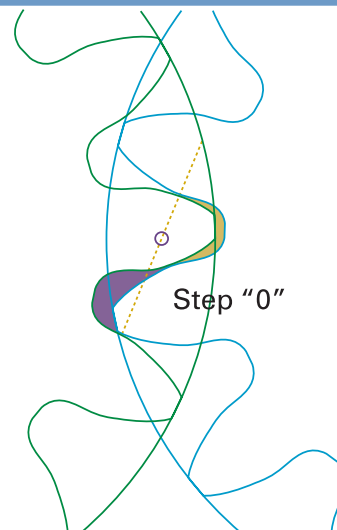
- 1) la classe di precisione degli ingranaggi;
- 2) la rugosità superficiale, come entità e come “tessitura”;
- 3) la determinazione delle opportune microcorrezioni topologiche.

1) *La classe di precisione* delle ruote dentate ha grande influenza, determinando gli errori massimi di profilo, di elica, di passo e di eccentricità. Ovviamente il miglioramento della classe di precisione comporta l'utilizzo di tecnologie migliori e/o l'affinamento delle tecnologie esistenti. Non dò per scontato che il problema sia risolto, anzi è oggetto di studio ed affinamenti per ottenere migliore qualità a costi costanti o calanti: tutti noi sappiamo che una ruota dentata, rettificata di precisione (ad esempio in classe DIN 4-5) e sottoposta ad honing presenta caratteristiche eccellenti, ma non è probabile che i costi siano compatibili con il prodotto finale.

2) *L'entità e l'andamento della rugosità su-*

*perficiale* hanno grande influenza sulle emissioni di rumore ad alta frequenza: la rugosità dovrebbe essere bassa, nell'ordine di Ra 0,3 (che è difficile ottenere di rettifica) e avere un andamento non perpendicolare alla direzione della velocità di strisciamento. Ad esempio la “tessitura” della rugosità di rettifica è sfavorevole, soprattutto quella della mola di forma, mentre l'incrocio a “liscia di pesce” generato dalla sbarbatura è nettamente migliore. Anche l'honing presenta andamenti favorevoli.

3) *Le microcorrezioni topologiche* sono fondamentali per il corretto funzionamento di un ingranaggio: un parallelo significativo sono gli pneumatici di un'automobile. Nessuno di noi ha mai visto uno pneumatico realizzato come cilindro a spigoli vivi: allo stesso modo le ruote dentate non possono essere realizzate con soddisfazione realizzando il solido geometrico che la cinematica indicherebbe. Così come lo pneumatico presenta spigoli arrotondati e bombatura



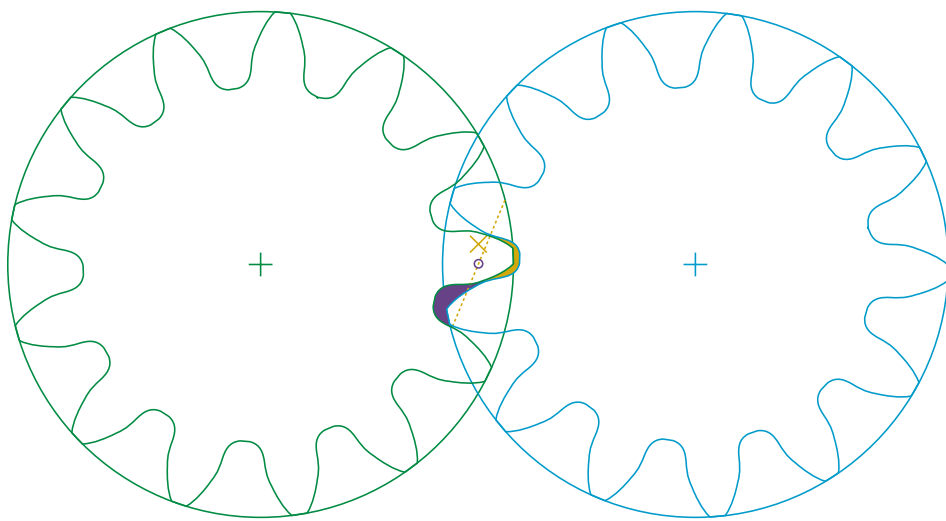


Fig. 1 - Simulazione grafica per una geometria Z13 eseguita tramite il software ingw12.

del tratto centrale, allo stesso modo le ruote dentate non sono esattamente elicoidi di evolvente. Sia l'evolvente che il fianco dell'elicoide si dovrebbero discostare dal teorico. L'evolvente dovrebbe essere scaricata all'inizio e alla fine del contatto per tenere conto di errori di profilo e di passo, nonché dell'errore di passo indotto dalle flessioni del dente sotto carico. Allo stesso modo "l'elica" ovvero il fianco del dente deve tenere conto dell'errore di allineamento degli assi, dell'inflessione e torsione degli stessi.

#### Parametri influenti sulle emissioni di rumore idraulico

Il rumore "idraulico" è generato dalle perturbazioni di pressione del fluido che attraversa la pompa. Questo rumore e/o vibrazione nasce da tre componenti fondamentali:

- 1) la cavitazione;
- 2) i picchi di pressione che nascono dall'intrappolamento del fluido tra testa e fondo dente;
- 3) il "ripple" ovvero la pulsazione di portata durante l'ingranamento che causa una pulsazione di pressione.

1) *I fenomeni di cavitazione* e, a volte, il moto fortemente turbolento del fluido possono causare grave rumorosità oltre che danneggiamenti strutturali delle componenti meccaniche. Questi fenomeni sono legati alla velocità media del fluido nei condotti ed alle variazioni locali di velocità dovute a strozzature e/o variazioni dimensionali brusche dei condotti, oltre che agli attriti interni del fluido trattato (viscosità). Normalmente questi fenomeni sono abbastanza controllabili, perché si manifestano con viscosità molto elevate e/o velocità eccessive del fluido, quindi si possono evitare facendo funzionare le pompe a regimi di rotazione più bassi oppure aumentando i diametri di luci e tubazioni. A volte, al contrario, si manifestano se la pompa gira troppo lentamente e non riesce a "pescare" fluido. Questi problemi diventano critici in casi particolari, ma non sono una costante delle pompe a ingranaggi.

2) *I picchi di pressione che nascono dall'intrappolamento del fluido tra testa e fondo dente* sono un grave problema di tutte le pompe ad ingranaggi a evolvente. Esiste in-

fatti una fase della rotazione nella quale il fluido non è più compresso tra scatola e profilo dei denti, ma soltanto tra i profili coniugati. Come si vede dalla figura 1 la geometria degli ingranamenti rende inevitabile che durante l'ingranamento il volume compresso tra testa e fondo dente subisca una variazione, variazione che non può essere gestita correttamente tramite le luci di aspirazione e mandata ricavate nella scatola in senso radiale perché questi volumi sono compresi tra i profili coniugati e non tra profilo e scatola (fig. 2).

Quando questa variazione è positiva (fase di aspirazione) si determina una rumorosità simile alla cavitazione: si generano bolle di vapore alla tensione del fluido alla temperatura di funzionamento, normalmente pochi mbar, quindi, all'apertura di questo volume verso l'aspirazione il fluido riempie con implosioni violente queste bolle.

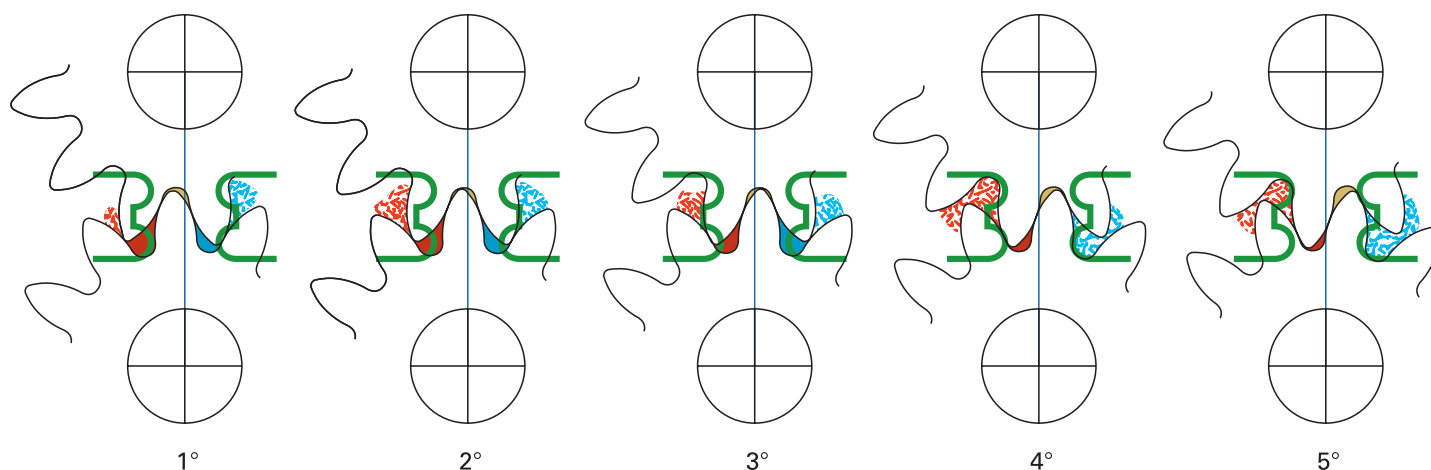
Quando questa variazione è negativa (fase di mandata) il fluido, scarsamente comprimibile, raggiunge valori istantanei di pressione elevatissimi. In questi transitori i picchi non sono mai così alti come la previsione teorica perché il fluido trafila attraverso i pur piccoli meati disponibili e la geometria stessa della pompa (scatola, interasse) si altera elasticamente. Per fare fronte a questo problema che comporta forte rumore, vibrazioni e sollecitazioni meccaniche, sono state studiate



Fig. 2 - Simulazione grafica per una geometria Z13 tramite il software ingw12 a step di 2°. In viola e in giallo si vedono volumi soggetti a variazioni, non consentite dalla sostanziale incompressibilità del fluido. Il fluido si trova in un volume definito dai profili coniugati e dai rasamenti laterali: non esiste una comunicazione radiale verso la scatola.

## TECNICA

### RUMOROSITÀ MECCANICA E IDRAULICA DELLE POMPE A INGRANAGGI



**Fig. 3** – Schema di tasche di scarico ricavate sulle superfici assiali di delimitazione delle pompe.

Nella figura si trovano colorate in azzurro la zona di aspirazione, in rosso la mandata, in giallo quanto resta incapsulato tra i profili. I volumi in rosso, giallo, azzurro pieno sono quelli soggetti a variazioni che vengono parzialmente consentite dagli scarichi o "tasche" in verde, che sono ricavate sulle facce laterali (boccole) a rasamento assiale delle ruote.

tasche di scarico sulle superfici che delimitano assialmente le pompe.

La figura 3 riporta un esempio relativo a una pompa classica a ingranaggi esterni.

Queste tasche mettono in comunicazione le luci (rispettivamente di aspirazione o mandata) con i volumi "intrappolati" soggetti a variazione. La soluzione tecnica è indubbiamente valida ma non può essere "perfetta" a causa di catene di tolleranze di lavorazione e ad effetti dinamici.

Il limite superiore teorico della dimensione delle luci è il limite che comporta un bypass tra mandata ed aspirazione, con perdita di efficienza volumetrica. Se la situazione è dinamica questo limite varia a causa dell'inerzia del fluido. Infatti, così come accade per i motori a scoppio, la "fasatura" di apertura e chiusura può essere ottimizzata per solo per una determinata velocità (e viscosità...). Questa fasatura non è infatti quella "geometrica" che consentirebbe apertura al limite del by-pass, ma presenta lievi anti-

cipi per tenere conto degli effetti inerziali. Gli "anticipi" ottimi di apertura infatti sono logicamente variabili con la geometria della pompa, la velocità di rotazione, il peso specifico del fluido e la sua viscosità. Un altro parametro significativo è il gioco di ingranamento nelle pompe tradizionali a "contatto singolo". Ogni azienda produttrice ha sviluppato proprie geometrie e fasature, ma si può dire che la tecnologia sia matura e quindi fortemente ottimizzata. Il problema è sentito nelle pompe a ingranaggi esterni classiche a singolo contatto (fig. 4), ma è più fortemente sentito nelle pompe a ingranaggi esterni a doppio contatto a causa del migliore sigillo che il fianco trainato opera sul volume intrappolato. Infatti la variazione di volume nelle zone teoricamente chiuse risulta possibile non per la modestissima variazione di volume del fluido, ma in virtù dei trafileamenti tra ruote e rasamenti assiali, oltre che tra ruota e ruota: chiaramente la presenza di un notevole gioco sui fianchi non in presa con-

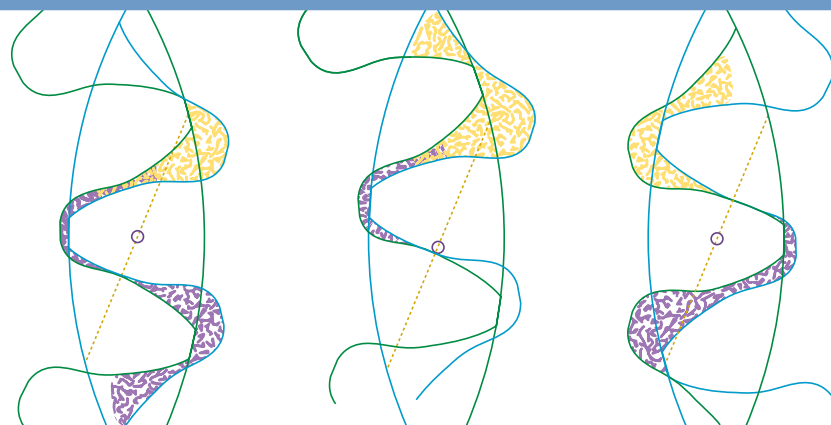
sente di limitare notevolmente le sovrappressioni, cosa parzialmente impedita nelle pompe cosiddette a "contatto doppio". Mostro per confronto quanto accade invece nel "contatto doppio" (fig. 5).

#### Breve descrizione delle pompe a ingranaggi interni

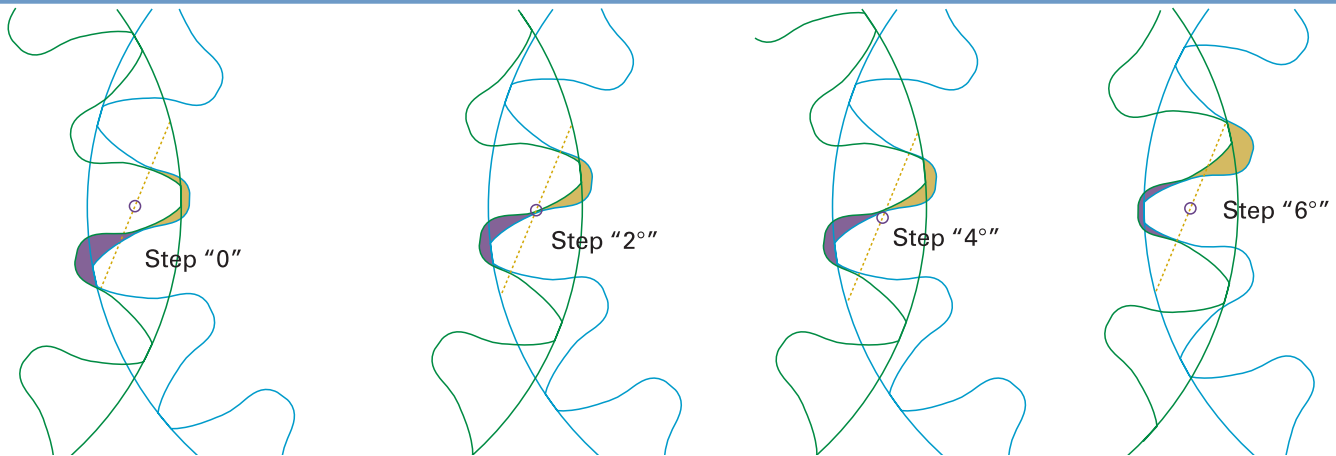
Nelle pompe a ingranaggi interni il problema è minore a causa della minore variazione di volume in gioco, ma risulta comunque presente, anche se la gestione delle luci di mandata e aspirazione, che necessariamente sono assiali, consente di inglobare in esse la funzione svolta dalle "tasche" precedentemente illustrate.

L'elevato ricoprimento di profilo realizzabile con le pompe a ingranaggi interni è favorevole sia dal punto di vista del rumore meccanico sia idraulico.

Le pompe a ingranaggi interni presentano per contro altri problemi di carattere costruttivo legati alla presenza della cosiddetta "lunetta" (in azzurro nella figura 6), e al-



**Fig. 5 – Incapsulamento delle pompe a ingranaggi esterni a contatto doppio - simulazione grafica eseguita tramite il software ingw12. L'assenza del gioco tra i fianchi non utilizzati per la trasmissione della coppia rende difficoltosa la fuga del fluido quando vi sono le variazioni di volume delle zone nominalmente chiuse, che appaiono completamente intrappolate (a meno dei giochi assiali e del modesto gioco dei fianchi secondari).**



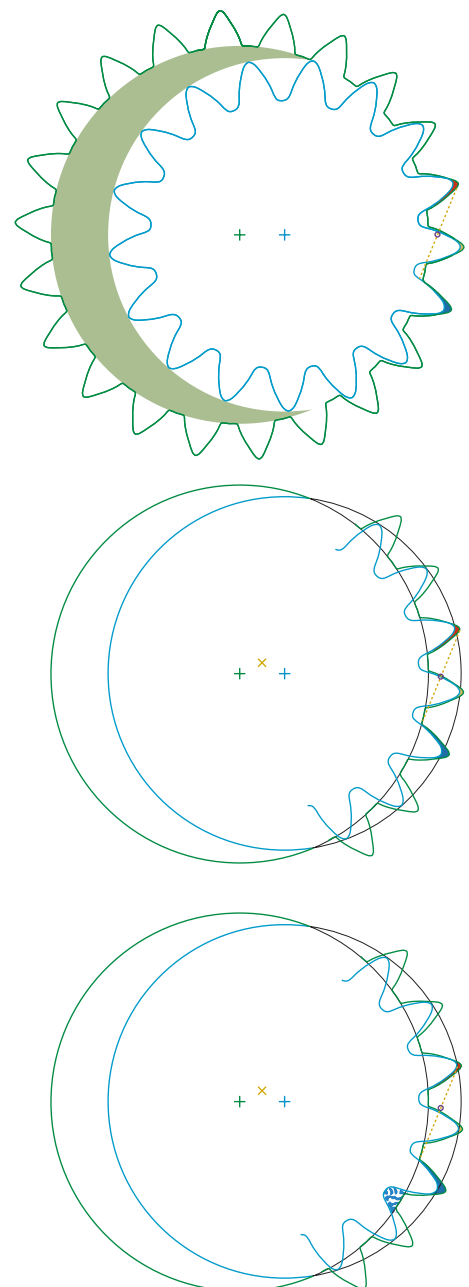
la elevata velocità di strisciamento della corona interna che rende problematiche elevate velocità di rotazione, oltre alla difficoltà tecnologica di realizzare economicamente una dentatura interna di qualità elevata. Queste pompe presentano prestazioni significative dal punto di vista della rumorosità solo quando sono progettate con sofisticati sistemi di compensazione e costruite con molta cura, pertanto solo i modelli al top della gamma consentono di sfruttarne le potenzialità.

Consentono di raggiungere pressioni anche molto elevate, con ottimi rendimenti, purché le velocità di rotazione non siano elevate ed il fluido sia filtrato molto bene. La pulsazione è su livelli abbastanza bassi.

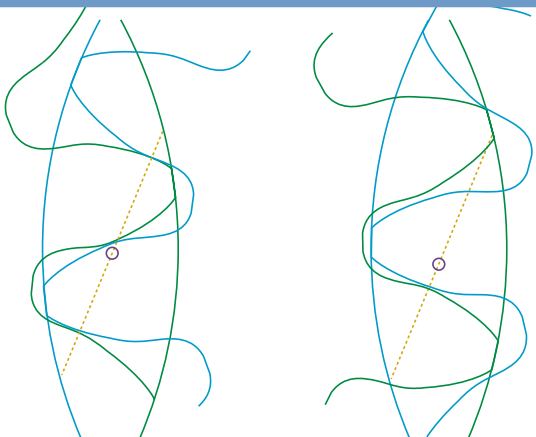
#### Breve descrizione delle pompe a tre viti

Il problema dell'incapsulamento è invece superato quasi completamente nelle pompe a vite a causa della diversa modalità di trasporto del fluido che è parallelo invece che perpendicolare agli assi.

Il fluido verrebbe incapsulato dal punto di vista del trasporto radiale, ma con la modalità di trasporto assiale il fenomeno è influente perché esiste una specie di "verme" tridimensionale la cui sezione in effetti varia durante la rotazione, ma che, pur essendo chiuso radialmente risulta aperto assialmente. Trattandosi di "viti" durante la rotazione la figura viene "traslata" in senso assiale ed è questo che genera il trasporto del-



**Fig. 4 – Incapsulamento delle pompe a ingranaggi esterni a contatto singolo - simulazione grafica eseguita tramite il software ingw12. Risulta chiaro come la presenza del gioco tra i fianchi non utilizzati per la trasmissione della coppia renda più agevole la fuga del fluido quando vi sono le variazioni di volume delle zone nominalmente chiuse, ma così non completamente intrappolate.**



**Fig. 6 – Incapsulamento delle pompe a ingranaggi interni - simulazione grafica eseguita tramite il software ingw12. È evidente in figura come la piccola zona "intrappolata" in giallo mostri variazioni lievi, mentre le zone in blu (aspirazione) e in rosso (mandata), che sono soggette a maggiori variazioni, possono meglio essere messe in comunicazione con le rispettive luci, essendo minore il pericolo di by-pass. Forse è più corretto dire che la zona in giallo (intrappolata) quando comincia a presentare variazioni significative, può essere messa in comunicazione con le luci senza by-pass tra aspirazione e mandata.**

## TECNICA

### RUMOROSITÀ MECCANICA E IDRAULICA DELLE POMPE A INGRANAGGI

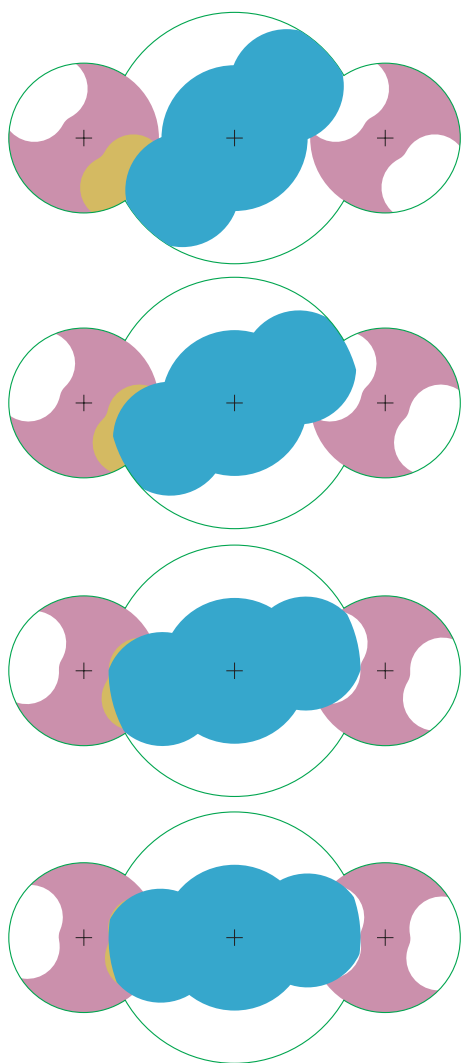


Fig. 7 – Quasi completa assenza di incapsulamento delle pompe a vite, dovuto alla modalità di trasporto assiale; esempio significativo di un profilo della Settima Meccanica.

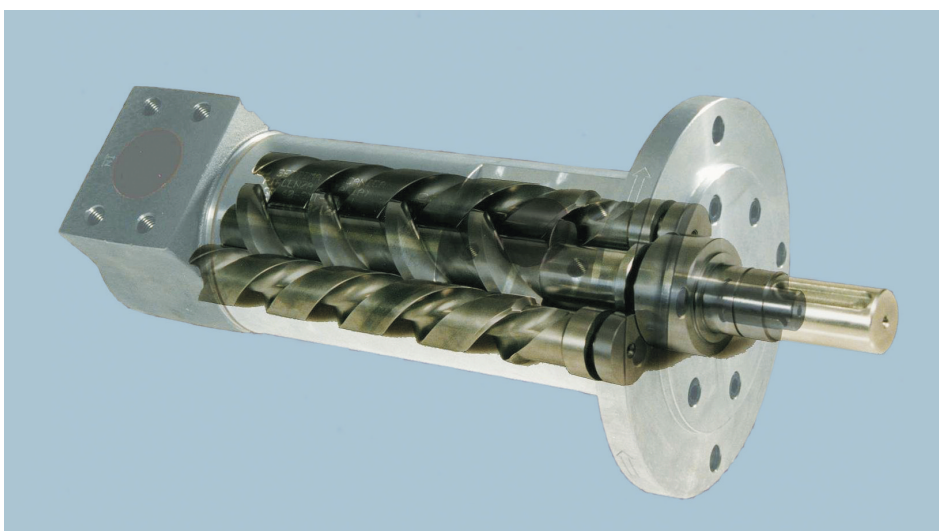
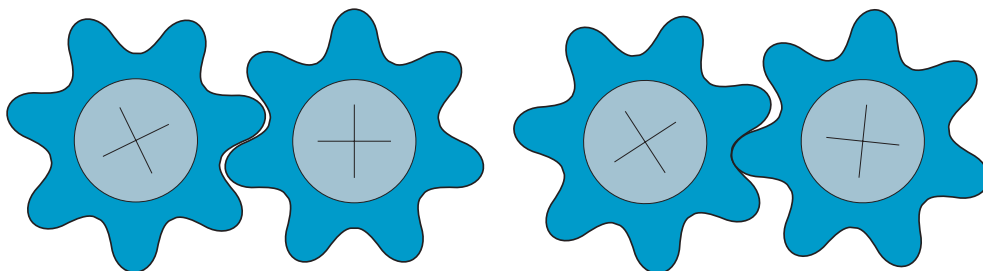


Fig. 8 - Spaccato di una pompa a tre viti, per la cortesia di Settima Meccanica. Risulta così più chiaro lo svolgimento tridimensionale dei "vermi" che vengono trasportati assialmente.

l'olio. La sezione colorata in giallo nella figura 7 è quella a cui mi riferisco, le sezioni in rosso sono le viti satelliti, quella in azzurro è la vite principale.

Le pompe a vite sono tipicamente pompe molto silenziose, a bassa pulsazione, per medie, non per alte pressioni, e sono adatte a funzionare con un deltaP di alcune decine di bar, difficilmente possono lavorare oltre i 40 bar. Alcune speciali realizzazioni, ad esempio della Settima Meccanica, presentano più di un passo in presa e possono raggiungere i 60 bar, pur pagando pesantemente in termini di efficienza volumetrica. Esempio tipico di applicazione, per queste pompe relativamente poco note, so-

no gli impianti idraulici per sollevamento (ascensori, home-lift, ecc...) e i dispositivi di lubrificazione e/o scambiatori di calore.

Si vedono nella figura di seguito proposta step successivi di rotazione delle tre viti. Notate bene che potrebbero invece essere intesi come sezioni a diverse altezze, essendo le viti elicoidali. L'area colorata in giallo non rappresenta un incapsulamento del fluido, essendo il trasporto del fluido di carattere assiale, quindi l'area è "aperta" in senso assiale verso le luci. Da questo punto di vista è influente che l'area sia delimitata parte dalla scatola e parte dai profili, oppure interamente dai profili.

Un poco di disturbo è causato invece dalla

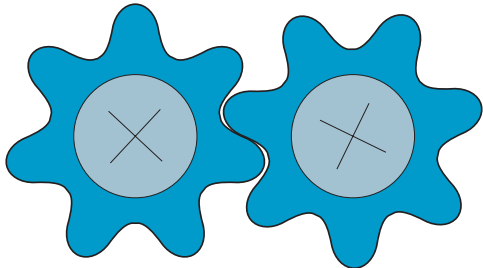
variazione di area nel momento in cui questa viene "sdoppiata" come nella penultima e ultima sequenza: la Settima Meccanica (fig. 8) ha appositamente brevettato una modalità di eliminazione di questo problema, basata su di una modifica dei profili alle estremità assiali delle viti.

#### Breve descrizione delle pompe a "contatto continuo"

In modo ancora più sofisticato il problema è risolto nelle nuove pompe a "contatto continuo" (fig. 9) che lo scrivente ha ideato e brevettato<sup>(1)</sup>: in questa situazione il flusso di trasporto è perpendicolare agli assi così come nelle pompe ad ingranaggi classiche, ma il

**Fig. 10 - Aspetto dei rotori-ingranaggi di una pompa a contatto continuo.**  
 Queste pompe sono attualmente realizzate e industrializzate con il marchio Continuum, dalla Settima Flow Mechanism.

**Fig. 9 – Assenza completa di incapsulamento delle pompe a “contatto continuo”. Si può notare dalla sequenza che, almeno dal punto di vista pratico, vi è un solo singolo punto di contatto tra i profili. Non vi è alcun volume incapsulato tra i profili e questo elimina completamente la necessità di tasche sui rasamenti assiali e qualunque rumore connesso a questo problema.**



profilo appositamente studiato non intrappola alcun volume, mentre i profili hanno svolgimento elicoidale. L'aspetto e le modalità di ingranamento ne fanno una sorta di ibrido tra le pompe a ingranaggi e le pompe a vite (fig. 10). I lettori noteranno che i pro-

fili coniugati non sembrano avere un ricoprimento di profilo sufficiente alla trasmissione della coppia: chiedo un poco di pazienza, troverete nella seconda parte (in pubblicazione sul numero di Febbraio 2005) il completamento della descrizione. Lo svolgimento elicoidale del profilo ha la funzione di completare il ricoprimento, rendendo possibile una dolce trasmissione del movimento, e di minimizzare la pulsazione.

1 (\*) Patent pending in Europe, U.S., Canada, Japan



Collari



Test



Filtri



Accessori Idraulici



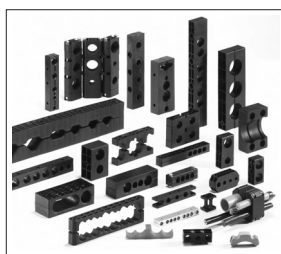
Raccordi DIN23 53



Raccordi ox DIN23 53



Rubinetta Sfera



CollariS peciali

#### CollariS peciali

Ac ompletamentod ellag ammao riginale Stauff,p rogettiamoec ostruiamop articolari ad isegno,c omed as pecificher ichiested el cliente.

Ilv astop rogrammap roduttivop ermette molteplicia pplicazionin eiv aris ettorid i mercato.



**STAUFF IT ALIAS.R.L.**  
 Via Pola 21/23  
 20034 Birone di Guisano

Tel. 0362/312113  
 Fax 0362/335536  
[www.stauff.com](http://www.stauff.com)

Segnare 054719 cartolina servizio informazioni