



MINISTERO DELLO SVILUPPO ECONOMICO
DIREZIONE GENERALE PER LA LOTTA ALLA CONTRAFFAZIONE
UFFICIO ITALIANO BREVETTI E MARCHI

DOMANDA DI INVENZIONE NUMERO	102015000077233
Data Deposito	26/11/2015
Data Pubblicazione	26/05/2017

Classifiche IPC

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
F	04	B	1	107

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
F	04	B	1	04

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
F	04	B	1	047

Titolo

Pompa volumetrica a pistoni radiali perfezionata

DESCRIZIONECampo di applicazione

La presente invenzione si innesta su un settore della tecnica che riguarda pompe volumetriche a pistoni.

5 Più in particolare, l'invenzione riguarda una pompa volumetrica a pistoni radiali del tipo comprendente un involucro fisso, un blocco di cilindri rotante in tale involucro fisso, una pluralità di cilindri disposti radialmente in tale blocco di cilindri rotante, una corrispondente pluralità di pistoni, ciascuno scorrevole nel relativo
10 cilindro di tale pluralità di cilindri e un distributore centrale di fluido associato a tale blocco di cilindri rotante.

Arte nota

Come è ben noto in questo specifico settore tecnico, una pompa volumetrica a pistoni comprende generalmente una pluralità di
15 pistoni alloggiati in una corrispondente pluralità di cilindri rotanti. I pistoni, scorrendo all'interno dei cilindri rotanti, provocano un'aspirazione con un aumento di volume in una camera di pompaggio all'interno del cilindro quando è aperta una luce di aspirazione, creando una leggera depressione che consente ad un fluido di essere addotto
20 alla camera di pompaggio. Alternativamente, tali pistoni provocano una compressione con una diminuzione di volume nella camera di pompaggio quando è aperta una luce di mandata con inversione del loro moto.

Nelle pompe volumetriche a pistoni radiali, i pistoni sono
25 disposti a raggiera in un blocco di cilindri che ruota all'interno di un

anello fisso, il quale è circolare e posizionato con una certa eccentricità, regolabile nelle configurazioni a portata variabile.

Il principale problema che i costruttori di pompe a pistoni devono affrontare è la rumorosità delle pompe stesse. Infatti, nelle
5 pompe a pistoni, vi sono due fondamentali cause di rumore, il rumore generato nel fluido (chiamato anche "fluidborne noise") ed il rumore di struttura (chiamato anche "structureborne noise").

Il fluidborne noise è dovuto principalmente a fenomeni di irregolarità, o "ripple", nel trasferimento del fluido. In particolare, il
10 fluidborne noise è dovuto alla struttura delle pompe stesse, le quali trasferiscono il fluido in maniera irregolare e discontinua, tale irregolarità essendo chiamata ripple.

Il ripple è causato sia dalla legge di trasferimento del fluido (e quindi dalla geometria del sistema, si parla in questo caso di ripple
15 primario) sia dall'irregolarità di commutazione tra mandata ed aspirazione (si parla in questo caso di ripple secondario), quest'ultimo fenomeno essendo inoltre legato alla comprimibilità del fluido. In generale, tale ripple induce una rumorosità di funzionamento causata dalle oscillazioni della portata istantanea nel tempo. Tali oscillazioni
20 della portata istantanea nel tempo generano un'onda pulsante la quale, attraverso il fluido, si trasmette all'ambiente circostante e, in particolare, alle pareti della pompa, alle tubazioni ed ai condotti di mandata. La rumorosità indotta può raggiungere livelli anche imprevedibili, nel caso particolare in cui i suddetti organi entrino in
25 risonanza con la frequenza di oscillazione.

La comprimibilità del fluido diventa influente all'apertura repentina della camera di pompaggio del pistone alla luce di mandata che causa un'improvvisa compressione del fluido, la quale porta ad una conseguente oscillazione della portata istantanea nel tempo.

- 5 Generalmente 150 bar di pressione causano una riduzione di volume di circa 1-2% del fluido, generalmente olio, se privo di aria inglobata, ma anche una doppia riduzione di volume pur a fronte di una modesta quantità di aria inglobata.

- La commutazione tra mandata ed aspirazione effettuata
10 quando la portata della pompa (ovvero la velocità lineare del pistone) è diversa da zero rende impossibile una efficace compensazione del suddetto fenomeno della comprimibilità del fluido al variare della velocità, in particolare quando tale commutazione avviene in una fase in cui l'accelerazione subita dai pistoni è massima e questo causa notevoli
15 irregolarità nella portata stessa.

- Il structureborne noise ha invece origine dallo squilibrio e dalla fluttuazione delle forze agenti nella pompa durante il movimento dei pistoni, causando vibrazioni di struttura. In particolare, tale fonte di rumore è insita nella struttura della pompa e nasce sia dalle irregolarità
20 di mandata che dalle forze di attrito pulsanti agenti all'interno della pompa, quale ad esempio la forza di attrito agente tra i pistoni e l'anello fisso.

- La tecnica nota ha proposto in passato alcune soluzioni di pompe a pistoni radiali che hanno cercato di risolvere le problematiche
25 evidenziate in precedenza, in particolare di eliminare le cause di

structureborne noise.

Ad esempio, la domanda di brevetto tedesco pubblicata con numero DE 195 13 767 a nome Leutner propone una pompa a pistoni radiali, mostrata nella figura 1A. Tale pompa, indicata con 1, 5 comprende un blocco di cilindri rotante 2 a forma stellare che alloggia una pluralità di pistoni 3 disposti radialmente. Ciascun pistone della pluralità di pistoni 3 è accoppiato ad una corrispondente pluralità di pattini idrostatici 4 disposti al di fuori di tali cilindri sulla faccia interna di un involucro fisso 5 a forma di cilindro posizionato con una certa 10 eccentricità. In questo modo i pistoni della pluralità di pistoni 3 scorrono sulla parete interna dell'involucro fisso 5 tramite la pluralità di pattini idrostatici 4.

La presenza dei pattini idrostatici 4 è vantaggiosa per la riduzione dell'attrito tra la pluralità di pistoni 3 e l'involucro fisso 5 e 15 quindi per la riduzione dell'usura della pompa 1.

La posizione eccentrica dell'involucro fisso 5 rispetto al blocco di cilindri rotante 2 è regolabile o modificabile tramite l'azione combinata di due pistoni di regolazione 6, 7 che agiscono all'esterno dell'involucro fisso 5.

20 Ulteriormente, viene previsto un distributore centrale di fluido 8, coassiale al blocco di cilindri rotante 2, in cui sono presenti luci di aspirazione e di mandata.

Tale schema viene adottato dalla società statunitense Moog nella realizzazione delle proprie pompe a pistoni radiali, note col nome 25 commerciale RKP, in cui i pattini idrostatici 4 sono guidati

sull'involucro fisso 5 da due anelli di contenimento e scorrono sulla superficie interna di tale involucro fisso 5 e mantengono il contatto con esso grazie alla forza centrifuga e alla pressione del fluido.

Pur vantaggiosa sotto vari aspetti, questa prima soluzione
5 presenta vari inconvenienti, in particolare la presenza dei pattini idrostatici, necessari da un lato per ridurre l'attrito e l'usura, ma che determinano dall'altro una legge del moto dei pistoni di tipo sinusoidale, causando una portata istantanea non costante e quindi un ripple.

Tali pattini idrostatici 4 scorrono infatti con moto circolare su
10 un cilindro posizionato con una certa eccentricità, tali pattini idrostatici dovendo avere un appoggio di sagoma invariante con la rotazione e dovendo mantenere un meato minimo e costante tra di sé e la superficie portante. Tale moto dei pattini risulta in ogni caso in una svantaggiosa legge del moto dei pistoni di tipo sostanzialmente sinusoidale, causando
15 il suddetto ripple.

Con riferimento alla figura 1B, viene illustrato un grafico in forma adimensionale della velocità istantanea di un singolo pistone (ovvero la portata istantanea di un singolo pistone), in fase di aspirazione ed in fase di mandata, in funzione dell'angolo di rotazione
20 (espresso in radianti) di una pompa a pistoni realizzata secondo l'arte nota. In tale figura, la fase di aspirazione corrisponde alla porzione negativa del grafico e la fase di mandata corrisponde alla porzione positiva del grafico.

Considerando in generale una pompa volumetrica
25 comprendente una pluralità di pistoni, tale legge della velocità non

consente di ottenere una somma delle velocità dei pistoni (e quindi una portata) costante per qualunque sfasamento angolare dei pistoni considerato e quindi causa ripple.

Tale ripple tende a zero per il tendere ad infinito del numero
5 dei pistoni, ma tale aumento del numero dei pistoni conduce
ovviamente all'aumento del costo, all'aumento dei rumori di apertura e
chiusura delle luci di aspirazione e di mandata, così come all'aumento
delle perdite volumetriche.

Negli schemi noti, la forma del ripple mostra inoltre un
10 andamento che presenta cuspidi e discontinuità dannose che si
riflettono anche in un'irregolarità della coppia assorbita dalla pompa.

Ulteriormente, tale andamento sostanzialmente sinusoidale
della legge del moto dei pistoni comporta un elevato rumore dovuto alla
commutazione tra fase di aspirazione e mandata, tale commutazione
15 avvenendo nella fase di massima accelerazione per i pistoni e con una
velocità dei pistoni (e quindi del fluido) diversa da zero, essendo questa
uguale a zero solo in un punto, come evidente dalla figura 1B.

Ulteriormente, la domanda di brevetto tedesco pubblicata con
numero DE 197 26 572 a nome Eisenbacher et al. descrive una pompa
20 a pistoni in cui tre pistoni disposti radialmente e sfasati angularmente
di 120° vengono messi in movimento da una porzione eccentrica di un
albero motore che sposta un oggetto a forma approssimativamente
triangolare, il quale si appoggia sui pistoni con minimi strisciamenti
lateralì.

25 Questo schema noto viene generalmente adottato nella

realizzazione di pompe ad alta pressione utilizzate ad esempio in motori a combustione.

Ancorché rispondente allo scopo, anche questa soluzione non è esente da inconvenienti in quanto le forze radiali non sono bilanciate, 5 essendovi un pistone in fase di mandata, uno in fase di aspirazione, e un altro che può essere sia in fase di aspirazione che di mandata, generando una risultante delle forze che ruota con l'albero motore.

Il problema tecnico alla base della presente invenzione è quello di escogitare una pompa volumetrica a pistoni radiali, avente 10 caratteristiche strutturali e funzionali tali da consentire di superare le limitazioni e gli inconvenienti che tuttora affliggono le pompe volumetriche a pistoni radiali realizzate secondo le tecnologie note, in particolare eliminando le principali cause di fluidborne noise e di structureborne noise.

15 Scopo della presente invenzione è quello di escogitare una pompa volumetrica a pistoni radiali suscettibile di fornire una portata costante e quindi ripple nullo.

Un altro scopo della presente invenzione è quello di escogitare una pompa volumetrica a pistoni radiali suscettibile di ridurre l'effetto 20 dell'irregolarità di commutazione tra fase di mandata e fase di aspirazione e di ridurre l'effetto della comprimibilità del fluido.

Un ulteriore scopo della presente invenzione è quello di escogitare una pompa volumetrica a pistoni radiali suscettibile di presentare uno schema meccanico a forze bilanciate per eliminare le 25 vibrazioni e suscettibile di presentare un sistema meccanico adatto a

minimizzare attrito ed usura.

Sommario dell'invenzione

L'idea di soluzione che sta alla base della presente invenzione è quella di realizzare una pompa volumetrica a pistoni radiali la cui
5 legge del moto è determinata da un profilo a camma sul quale i pistoni scorrono senza attriti, fornendo una portata costante, riducendo l'effetto dell'irregolarità di commutazione e garantendo un funzionamento meccanico corretto.

Sulla base di tale idea di soluzione, il suddetto problema
10 tecnico è risolto da una pompa volumetrica a pistoni radiali del tipo comprendente un involucro fisso, un blocco di cilindri rotante in tale involucro fisso, una pluralità di cilindri disposti radialmente in tale blocco di cilindri rotante, una corrispondente pluralità di pistoni,
ciascuno scorrevole nel relativo cilindro di tale pluralità di cilindri e un
15 distributore centrale di fluido associato al blocco di cilindri rotante, in cui ciascun pistone di tale pluralità di pistoni ha un'estremità, la quale sporge dal rispettivo cilindro e che costituisce tastatore in impegno su un profilo a camma.

In particolare, tale impegno su tale profilo a camma è un
20 impegno a rotolamento.

Ancora più in particolare, tale impegno a rotolamento comprende un elemento volvente che supporta l'estremità di ciascun pistone della pluralità di pistoni, tale elemento volvente potendo essere scelto tra un rullo oppure una sfera.

25 Vantaggiosamente, è previsto altresì un cuscinetto di

sostentamento interposto tra ciascun pistone della pluralità di pistoni ed il relativo elemento volvente.

Tale cuscinetto di sostentamento è un cuscinetto di sostentamento idrostatico.

5 In alternativa, tale cuscinetto di sostentamento può essere un cuscinetto di sostentamento idrodinamico.

In una forma di realizzazione preferita, tale cuscinetto di sostentamento è un cuscinetto di sostentamento idrostatico con una componente idrodinamica inferiore al 50% del totale.

10 Opportunamente, i cilindri della pluralità di cilindri e i rispettivi pistoni della pluralità di pistoni sono sostanzialmente in una configurazione radialmente simmetrica dal punto di vista angolare rispetto all'asse di rotazione del blocco di cilindri rotante.

E' da notare altresì che nella pompa volumetrica a pistoni
15 radiali secondo l'invenzione, il distributore centrale di fluido comprende luci di mandata ed una pluralità di piccoli fori di pre-iniezione interposti tra tali luci di mandata, tale pluralità di piccoli fori di pre-iniezione essendo atta a mettere in comunicazione i cilindri della pluralità di cilindri anticipatamente rispetto alle luci di mandata del distributore
20 centrale di fluido.

Inoltre, è da notare che il profilo a camma è realizzato su almeno una porzione interna dell'involucro fisso.

La pluralità di cilindri e relativi pistoni è disposta su almeno un primo livello e un secondo livello paralleli tra di loro, tali livelli
25 essendo disposti perpendicolarmente rispetto all'asse longitudinale

dell'involucro fisso.

Inoltre, il profilo a camma comprende una pluralità di lobi di camma, ciascun lobo comprendendo una rampa di mandata ed una rampa di aspirazione, almeno due pistoni della pluralità di pistoni
5 avendo i relativi tastatori in impegno contemporaneamente su una medesima tipologia di rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma.

Ulteriormente, tali almeno due pistoni della pluralità di pistoni aventi i relativi tastatori in impegno contemporaneamente sulla
10 medesima tipologia di rampa di un relativo lobo di camma seguono una legge del moto tale che la somma delle velocità di tali almeno due pistoni è sostanzialmente costante per ogni angolo di rotazione della pompa volumetrica.

Si sottolinea inoltre che la somma delle velocità dei pistoni
15 della pluralità di pistoni i cui tastatori sono in impegno sulla rampa di mandata così come la somma delle velocità dei pistoni della pluralità di pistoni i cui tastatori sono in impegno sulla rampa di aspirazione è sostanzialmente costante per ogni angolo di rotazione della pompa.

Vantaggiosamente, tale legge del moto è sostanzialmente
20 descritta dall'integrale della funzione $v_i(\phi) = C * (1 + \cos(\phi))$ dove ϕ è l'angolo di rotazione della pompa o una funzione lineare dell'angolo di rotazione della pompa e C è un fattore di proporzionalità.

Infine, tale legge del moto prevede, nella funzione che descrive la velocità $v_i(\phi)$ di tali almeno due pistoni della pluralità di pistoni, un
25 punto di flesso orizzontale tra la fase di aspirazione e quella di mandata,

con velocità ed accelerazione nulla per tali almeno due pistoni della pluralità di pistoni nella fase di commutazione.

L'invenzione riguarda altresì un metodo per realizzare una pompa volumetrica a pistoni radiali del tipo comprendente un involucro, un blocco di cilindri in tale involucro, una pluralità di cilindri disposti radialmente in tale blocco di cilindri, una corrispondente pluralità di pistoni, ciascuno scorrevole nel relativo cilindro della pluralità di cilindri e un distributore di fluido e associato al blocco di cilindri, in cui ciascun pistone della pluralità di pistoni è strutturato con un'estremità estesa dal rispettivo cilindro fino ad impegnare un profilo a camma in qualità di tastatore.

In tale metodo, il profilo a camma comprende una pluralità di lobi di camma, ciascun lobo comprendendo una rampa di mandata ed una rampa di aspirazione, almeno due pistoni della pluralità di pistoni avendo i relativi tastatori in impegno contemporaneamente su una medesima tipologia di rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma.

Infine, nel suddetto metodo, il profilo a camma è conformato in modo da imprimere a tali almeno due pistoni di tale pluralità di pistoni una legge del moto tale che la somma delle velocità di tali almeno due pistoni è sostanzialmente costante per ogni angolo di rotazione della pompa volumetrica.

Le caratteristiche ed i vantaggi della pompa volumetrica a pistoni radiali secondo l'invenzione risulteranno dalla descrizione, fatta qui di seguito, di un suo esempio di realizzazione dato a titolo indicativo

e non limitativo con riferimento ai disegni allegati.

Breve descrizione dei disegni

In tali disegni:

- la figura 1A mostra una vista schematica in sezione di una
5 pompa volumetrica a pistoni radiali realizzata secondo l'arte nota;
- la figura 1B mostra un grafico della velocità istantanea di
un singolo pistone in funzione dell'angolo di rotazione di una pompa a
pistoni secondo l'arte nota, in fase di mandata ed in fase di aspirazione;
- la figura 2 mostra una vista schematica in sezione di una
10 pompa volumetrica a pistoni radiali secondo la presente invenzione;
- la figura 3A mostra una vista bidimensionale di uno
sviluppo in piano di un distributore centrale di fluido della pompa
volumetrica a pistoni radiali di figura 2;
- la figura 3B mostra schematicamente una porzione dello
15 sviluppo in piano del distributore centrale di fluido di figura 3A;
- la figura 4 mostra una vista schematica in sezione di una
porzione della pompa volumetrica a pistoni radiali di figura 2;
- la figura 5A mostra un grafico di una funzione descrivente
la velocità di un pistone della pompa volumetrica a pistoni secondo la
20 presente invenzione;
- la figura 5B mostra un grafico di una sovrapposizione di
due funzioni uguali alla funzione rappresentata in figura 5A ma sfasate
di π ;
- la figura 6 mostra un grafico di una funzione descrivente la
25 velocità di un pistone della pompa volumetrica a pistoni secondo la

presente invenzione tra $-\pi$ e $+\pi$;

- la figura 7A mostra un grafico della legge del moto di un singolo pistone in funzione dell'angolo di rotazione di una pompa a pistoni secondo la presente invenzione, in fase di mandata ed in fase di aspirazione;

- la figura 7B mostra un grafico della velocità istantanea di un singolo pistone in funzione dell'angolo di rotazione di una pompa a pistoni secondo la presente invenzione, in fase di mandata ed in fase di aspirazione;

- la figura 8 mostra un particolare del grafico della velocità istantanea di un singolo pistone di figura 7B in funzione dell'angolo di rotazione di una pompa a pistoni secondo la presente invenzione;

- la figura 9 mostra una vista schematica in sezione di una pompa volumetrica a pistoni radiali secondo una forma di realizzazione alternativa della presente invenzione; e

- la figura 10 mostra una vista schematica in sezione di una pompa volumetrica a pistoni radiali secondo una ulteriore forma di realizzazione alternativa della presente invenzione.

Descrizione dettagliata

Con riferimento a tali figure, ed in particolare alla figura 2, con 10 è globalmente e schematicamente indicata una pompa volumetrica a pistoni radiali realizzata secondo la presente invenzione.

E' opportuno notare che le figure rappresentano viste schematiche e non sono disegnate in scala, ma sono invece disegnate in modo da enfatizzare le caratteristiche importanti dell'invenzione.

Ulteriormente, nelle figure, i diversi pezzi sono rappresentati in modo schematico, la loro forma potendo variare a seconda dell'applicazione desiderata. Infine, si sottolinea che in tali figure numeri di riferimento identici si riferiscono ad elementi identici per forma o funzione.

5 La pompa volumetrica a pistoni radiali 10 comprende involucro fisso 11, un blocco di cilindri rotante 12 in tale involucro fisso 11, una pluralità di cilindri 13 disposti radialmente in tale blocco di cilindri rotante 12, una corrispondente pluralità di pistoni 14, ciascuno scorrevole nel relativo cilindro della pluralità di cilindri 13, e un
10 distributore centrale di fluido 15, associato a tale blocco di cilindri rotante 12, tale distributore centrale di fluido 15 essendo solidale a tale involucro fisso 11. Il distributore centrale di fluido 15 alloggia luci di aspirazione e di mandata similmente a quanto descritto in relazione all'arte nota.

15 Nella pompa volumetrica a pistoni radiali 10 secondo l'invenzione, i cilindri 13 e i rispettivi pistoni 14 sono sostanzialmente in una configurazione simmetrica dal punto di vista angolare rispetto all'asse di rotazione del blocco di cilindri rotante 12 (o asse di rotazione della pompa).

20 Vantaggiosamente secondo l'invenzione, ciascun pistone della pluralità di pistoni 14 ha un'estremità 16, la quale sporge dal rispettivo cilindro e che costituisce tastatore 17 in impegno su un profilo a camma 18.

 In particolare, tale impegno su tale profilo a camma 18 è un
25 impegno a rotolamento, che comprende un elemento volvente 17' che

supporta tale estremità 16 di ciascun pistone della pluralità di pistoni 14.

Il tastatore 17 comprende quindi un elemento volvente 17', il quale è scelto preferibilmente tra un rullo o una sfera.

5 In particolare, è preferibile adottare un singolo rullo come elemento volvente 17', in quanto tale rullo permette lavorazioni meccaniche più semplici, è più economico, più affidabile e causa pressioni Hertziane minori e quindi minori sollecitazioni sul profilo a camma 18.

10 Ulteriormente, un cuscinetto di sostentamento 19 è interposto tra ciascun pistone della pluralità di pistoni 14 e il relativo elemento volvente 17'. In questo modo, sempre secondo l'invenzione, l'elemento volvente 17', da una parte rotola senza strisciare sul profilo a camma 18 e dall'altra è supportato dal cuscinetto di sostentamento 19 evitando un
15 contatto strisciante con il suo alloggiamento nel relativo pistone. Di conseguenza, gli attriti tra il tastatore 17, la pluralità di pistoni 14 e il profilo a camma 18 sono minimizzati, minimizzando in questo modo il rumore e l'usura della pompa a pistoni radiali 10.

Nel caso in cui venga adottato un rullo come elemento
20 volvente 17', il cuscinetto di sostentamento 19 risulta più agevolmente realizzabile.

Il cuscinetto di sostentamento 19 può essere ad esempio un cuscinetto di sostentamento idrostatico o un cuscinetto di sostentamento idrodinamico. L'utilizzo di un cuscinetto di
25 sostentamento 19 di tipo idrodinamico comporta da un lato minore

capacità di carico, ma dall'altro minor perdita di volumetrico.

E' altresì possibile utilizzare un cuscinetto di sostentamento 19 con una prevalente componente idrostatica e con una minore componente idrodinamica, preferibilmente inferiore al 50% del totale.

5 Nella forma di realizzazione illustrata in figura 2, fornita a titolo di esempio non limitativo della presente invenzione, il blocco di cilindri rotante 12 è un blocco di cilindri rotante a forma stellare (ovvero è nella forma di un disco con fori disposti radialmente). Come precedentemente illustrato, la pompa volumetrica a pistoni radiali 10 è sostanzialmente radialmente simmetrica rispetto al suo asse di rotazione e mantiene tale simmetria durante la rotazione, a differenza di quanto avviene nelle soluzioni note. I pistoni della pluralità di pistoni 14 sono disposti radialmente e scorrevoli all'interno dei cilindri della pluralità di cilindri 13 di tale blocco di cilindri rotante 12, tale blocco di cilindri rotante 12 ruotando all'interno dell'involucro fisso 11, il quale ha una forma preferibilmente cilindrica.

Mentre il moto lineare di "andata" dei pistoni all'interno dei cilindri, ovvero la fase di mandata, è causato dal contatto tra il profilo a camma 18 e il tastatore 17 dei pistoni 14, il moto lineare di "ritorno" di pistoni, ovvero la fase di aspirazione, è causato dalla forza centrifuga generata dalla rotazione del blocco di cilindri rotante 12 che permette di mantenere il tastatore 17 aderente al profilo a camma 18, mentre luci di aspirazione e di mandata sono presenti sul distributore centrale di fluido 15. La fase di aspirazione è quindi sostanzialmente garantita dalla forza centrifuga generata dalla rotazione del blocco di cilindri

rotante 12.

Ulteriormente, per assicurare il funzionamento anche a basse velocità di rotazione della pompa volumetrica a pistoni radiali 10, è altresì previsto un comando desmodromico (non rappresentato nella
5 figura 2) agente su una porzione dell'estremità 16 di ciascun pistone della pluralità di pistoni 14. Tale comando desmodromico può essere un contro-profilo di camma con un profilo coniugato al profilo a camma 18. In particolare, tale comando desmodromico può essere in impegno sulla porzione dell'estremità 16 che si trova più vicina al centro di rotazione
10 della pompa. Alternativamente, è certamente possibile utilizzare invece del suddetto comando desmodromico altre metodologie di controllo della fase di aspirazione, ad esempio metodologie di controllo basate su molle.

Come precedentemente accennato, nella pompa a pistoni
15 radiali 10 secondo la presente invenzione, luci di aspirazione e mandata sono realizzate e fasate nel distributore centrale di fluido 15, come illustrato con maggior dettaglio in figura 3A, la quale mostra schematicamente una vista bidimensionale di uno sviluppo in piano di tale distributore centrale di fluido 15, in cui con 23 viene indicata una
20 pluralità di luci di aspirazione e con 24 una pluralità di luci di mandata, mentre le linee circolari tratteggiate rappresentano tracce dei pistoni della pluralità di pistoni 14 che si affacciano sul distributore centrale di fluido 15.

Come maggiormente evidente in figura 3B, la quale
25 rappresenta una porzione del distributore centrale di fluido 15 della

figura 3A, una pluralità di piccoli fori di pre-iniezione 25 opportunamente tarati è interposta tra le luci di mandata 24 del distributore centrale di fluido 15, tale pluralità di piccoli fori di pre-iniezione 25 essendo atta a mettere in comunicazione i cilindri della pluralità di cilindri 13 anticipatamente rispetto alle luci di mandata 24 del distributore centrale di fluido 15.

Vantaggiosamente, la configurazione sopradescritta permette di ridurre il fluidborne noise dovuto all'apertura repentina della camera di pompaggio, situata all'interno del cilindro, del pistone alle luci di mandata 24, tale pluralità di piccoli fori di pre-iniezione 25 anticipando in modo graduale e regolato il minuscolo passaggio di fluido che serve a compensare la comprimibilità dello stesso nella camera di pompaggio del pistone.

Ulteriormente, nella forma di realizzazione della pompa volumetrica a pistoni radiali 10 raffigurata in figura 2, la legge del moto dei pistoni della pluralità di pistoni 14 è determinata dal profilo a camma 18, il quale viene realizzato su almeno una porzione interna dell'involucro fisso 11.

Inoltre, in tale pompa volumetrica a pistoni radiali 10, la pluralità di cilindri 13 e relativi pistoni 14 è disposta su almeno un primo livello 21 e almeno un secondo livello 22 paralleli tra di loro, tali livelli 21 e 22 essendo disposti perpendicolarmente rispetto all'asse longitudinale dell'involucro fisso 11.

In particolare, la porzione interna dell'involucro fisso 11 interessata dal profilo a camma 18 occupa una fascia della parete

interna dell'involucro fisso 11 corrispondente ai livelli 21 e 22.

Tale configurazione non è in alcun modo limitativa della portata dell'invenzione, potendo la pluralità di cilindri 13 e relativi pistoni 14 essere disposta anche su un unico livello, così come su un
5 numero di livelli maggiore di due.

Il profilo a camma 18 della pompa volumetrica a pistoni radiali 10 secondo la presente invenzione comprende una pluralità di lobi di camma 20, ciascun lobo comprendendo una rampa di mandata R_1 ed una rampa di aspirazione R_2 , come mostrato in figura 4, la quale
10 mostra una vista schematica in sezione di una porzione della pompa volumetrica a pistoni radiali di figura 2, in particolare viene mostrato un singolo lobo della pluralità di lobi di camma 20. Ovviamente un pistone si trova nella fase di mandata quando il suo tastatore 17 è impegnato sulla rampa di mandata R_1 , mentre tale pistone si trova nella
15 fase di aspirazione quando il tastatore 17 è impegnato sulla rampa di aspirazione R_2 , in accordo con il verso di rotazione della pompa indicato in tale figura.

Opportunamente, almeno due pistoni della pluralità di pistoni 14 hanno i relativi tastatori 17 in impegno contemporaneamente su una
20 medesima tipologia di rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma 20. Tali almeno due pistoni possono avere i relativi tastatori 17 in impegno contemporaneamente su uno stesso lobo della pluralità di lobi di camma 20. Ma si può anche notare l'esistenza di una configurazione in cui almeno due pistoni, pur anche di livelli differenti,
25 sono rispettivamente in impegno su lobi differenti, ma in ogni caso sulla

stessa tipologia di rampa e con uno opportuno sfasamento angolare relativo rispetto all'inizio della relativa rampa, tale rampa potendo quindi appartenere a lobi differenti e tale sfasamento essendo tale da garantire la costanza nella somma delle portate di tali pistoni, come
5 verrà specificato nel seguito.

In altre parole, l'invenzione prevede che vi siano almeno due pistoni 14 con tastatori 17 in impegno contemporaneo su un profilo a camma 18 in una stessa fase attiva (ovvero sulla medesima tipologia di rampa) e con uno sfasamento angolare o distanza angolare tale da
10 garantire una somma della portata complessiva della pompa sostanzialmente costante.

In questo modo, come risulterà chiaramente dalla descrizione seguente, è possibile realizzare la pompa volumetrica a pistoni radiali
10 in cui tali almeno due pistoni della pluralità di pistoni 14 seguono una legge del moto tale che la somma delle loro velocità sia
15 sostanzialmente costante, e quindi tale che la portata istantanea sia sostanzialmente costante, la variazione di portata istantanea di un pistone in fase di mandata (o aspirazione) essendo sostanzialmente compensata dalla variazione di portata istantanea dell'altro pistone in
20 fase di mandata (o aspirazione), il cui tastatore 17 è in impegno contemporaneamente sulla medesima tipologia di rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma 20.

Tali almeno due pistoni della pluralità di pistoni 14 aventi i relativi tastatori 17 in impegno contemporaneamente sulla medesima
25 tipologia di rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma 20

sono sfasati angularmente di un angolo α rispetto all'inizio della rampa di mandata R_1 o aspirazione R_2 del relativo lobo al quale è impegnato il rispettivo tastatore 17 in modo tale da garantire la costanza della somma delle velocità dei pistoni 14.

5 In particolare, nel caso in cui si considerino due pistoni, aventi i relativi tastatori 17 in impegno contemporaneamente sulla medesima tipologia di rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma 20, tale angolo α necessario a garantire la costanza della somma delle loro velocità è corrispondente a metà dell'estensione angolare
10 attiva di mandata (o di aspirazione) del profilo a camma 18.

Nel caso in cui almeno due pistoni sono in impegno su una medesima tipologia di rampa di uno stesso lobo della pluralità di lobi di camma, tale angolo α , ovvero in questo caso lo sfasamento angolare tra due pistoni adiacenti, è corrispondente al rapporto tra l'estensione
15 angolare attiva di mandata (o di aspirazione) del profilo a camma 18 ed il numero totale di pistoni della pluralità di pistoni 14 aventi i relativi tastatori 17 in impegno contemporaneamente sulla medesima tipologia di rampa (vale a dire: sempre di mandata o aspirazione) dello stesso lobo della pluralità di lobi di camma 20.

20 Qui e nel seguito, con il termine estensione angolare attiva di mandata (o di aspirazione) del profilo a camma 18 si intende l'angolo di rotazione della pompa necessario ad un singolo pistone della pluralità di pistoni 14 a svolgere in modo completo una corsa (ovvero la fase di mandata o la fase di aspirazione) e verrà di seguito indicato con e_c . Il
25 numero di lobi della pluralità di lobi di camma 20 determina il numero

di corse di ciascun pistone della pluralità di pistoni 14 per ogni giro completo del blocco di cilindri 12 e quindi determina il valore dell'estensione angolare attiva e_c .

Nella forma di realizzazione rappresentata in figura 2, la
5 pompa volumetrica a pistoni radiali 10 comprende un primo livello 21 e un secondo livello 22 di sei pistoni ciascuno, tali sei pistoni essendo angolarmente equispaziati, ovvero tutti separati di un angolo pari a 60° (i pistoni tratteggiati in figura 2 sono i sei pistoni del secondo livello 22, i quali, nel riferimento locale della figura 2, sono disposti inferiormente
10 rispetto ai pistoni del primo livello 21). La pompa volumetrica a pistoni radiali 10 comprende altresì un involucro fisso 11 con un profilo a camma 18, realizzato nella parete interna di tale involucro fisso 11, comprendente una pluralità di lobi di camma 20. Nell'esempio
15 rappresentato, fornito a titolo di esempio non limitativo della portata dell'invenzione stessa, il profilo a camma 18 comprende tre lobi di camma in reciproca relazione distanziata sulla parete interna dell'involucro fisso 11 e quindi tale profilo 18 ha un'estensione angolare attiva e_c pari a 60° .

I due livelli 21 e 22 sono sfasati angolarmente di 30° . In
20 questo modo i pistoni del primo e secondo livello 21 e 22 aventi i relativi tastatori 17 in impegno contemporaneamente sulla medesima tipologia di rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma 20 sono sfasati angolarmente di un angolo $\alpha = 30^\circ$ rispetto all'inizio della rampa di mandata R_1 o aspirazione R_2 del relativo lobo sul quale sono
25 impegnati, in modo tale che per ogni pistone del primo livello in

impegno su un lobo di camma in fase di mandata (o aspirazione) ci sia un corrispondente pistone del secondo livello in impegno sulla medesima tipologia di rampa di un relativo lobo di camma in fase di mandata (o aspirazione) e sfasato angularmente di 30° . In questo modo, per tale coppia di pistoni, lo sfasamento angolare di $\alpha = 30^\circ$ corrisponde a $e_c/2$, e quindi è tale da garantire costanza nella somma delle velocità.

Si sottolinea che il numero di pistoni della pluralità di pistoni 14, il valore dell'estensione angolare attiva di mandata (o di aspirazione) e_c del profilo a camma 18, il numero dei lobi della pluralità di lobi di camma 20 del profilo a camma 18 così come il numero dei livelli può variare a seconda delle esigenze e/o circostanze, la figura 2 essendo fornita solo a titolo esemplificativo e non essendo in alcun modo limitativa della portata dell'invenzione stessa.

Vantaggiosamente secondo la presente invenzione, la pompa volumetrica a pistoni radiali 10 rappresentata in figura 2 permette un bilanciamento radiale delle forze in quanto, per ciascun livello 21 e 22 di pistoni, vi è sempre un numero corrispondente di pistoni in fase di aspirazione ed in fase di mandata, tali pistoni essendo angularmente equispaziati.

In questo modo sono rispettati i vincoli di equilibrio delle forze in ogni istante, la risultante delle forze in gioco essendo sostanzialmente nulla per ogni angolo di rotazione delle pompa, e sono minimizzati attriti ed usure nella pompa volumetrica a pistoni radiali 10. Di conseguenza nella pompa volumetrica a pistoni radiali 10 vengono eliminate le cause principali di structureborne noise.

Come precedentemente accennato, vantaggiosamente secondo la presente invenzione, almeno due pistoni della pluralità di pistoni 14 hanno i relativi tastatori 17 in impegno contemporaneamente sulla medesima tipologia di rampa (rampa di mandata R_1 o rampa di aspirazione R_2) di un relativo lobo di tale pluralità di lobi di camma 20, tali pistoni seguendo una legge del moto e avendo uno sfasamento angolare relativo tale che la somma delle velocità di tali pistoni è sostanzialmente costante per ogni angolo di rotazione della pompa.

Di conseguenza, è possibile realizzare una pompa volumetrica a pistoni radiali in cui la somma delle velocità di tutti i pistoni della pluralità di pistoni 14 i cui tastatori sono in impegno sulla rampa di mandata R_1 così come la somma delle velocità di tutti i pistoni della pluralità di pistoni 14 i cui tastatori sono in impegno sulla rampa di aspirazione R_2 è sostanzialmente costante per ogni angolo di rotazione della pompa, causando quindi una portata istantanea sostanzialmente costante ed eliminando il ripple.

Come evidenziato precedentemente, negli schemi noti delle pompe a pistoni radiali la presenza dei pattini idrostatici conduce ad una svantaggiosa legge del moto dei pistoni di tipo sostanzialmente sinusoidale.

Vantaggiosamente, la pompa volumetrica a pistoni radiali secondo la presente invenzione permette una libertà nella scelta della legge del moto dei pistoni della pluralità di pistoni 14 tramite la scelta della geometria del profilo a camma 18. E' quindi possibile scegliere un'opportuna conformazione per il profilo a camma 18 in modo tale che

la portata istantanea della pompa volumetrica a pistoni radiali 10 sia sostanzialmente costante.

E' infatti noto che la portata istantanea $Q(t)$ al tempo t di una pompa volumetrica a pistoni è definita come:

$$5 \quad Q(t) = \sum_i Q_i(t) = \sum_i A_i v_i(t);$$

dove l'indice i scorre da 1 a n , essendo n il numero totale di pistoni coinvolti contemporaneamente nella mandata (o aspirazione), essendo A_i la sezione del pistone i -esimo ed essendo $v_i(t)$ la velocità istantanea del pistone i -esimo.

10 Di conseguenza, per ottenere una portata istantanea di mandata costante e quindi non avere ripple è necessario che $\sum_i v_i(t)$ sia costante, ovvero invariante con t , e quindi deve essere $\sum_i v_i(t) = k$, dove k è una costante.

Per poter mettere in relazione l'espressione sopratrovata con la
15 pompa a pistoni radiali 10 che viene fisicamente costruita, la velocità istantanea $v_i(t)$ del pistone i -esimo verrà di seguito messa in relazione con l'angolo di rotazione ϕ della pompa volumetrica a pistoni radiali 10, chiamando $s_i(\phi)$ la coordinata spaziale del pistone i -esimo in funzione dell'angolo ϕ e ponendo:

$$20 \quad v_i(t) = \delta s_i(t) / \delta t = \delta s_i(\phi) / \delta \phi * \delta \phi / \delta t = \delta s_i(\phi) / \delta \phi * \omega = v_i(\phi) * \omega;$$

dove con ω si definisce la velocità di rotazione della pompa ($\omega = \delta \phi / \delta t$), la quale è considerata costante, essendo le sue eventuali variazioni
ininfluenti per la geometria del profilo a camma 18. Si è passati così dal dominio del tempo t al domino dell'angolo di rotazione della pompa ϕ , e
25 quindi la condizione per avere ripple nullo viene scritta come:

$$\sum_i v_i(\phi) = \sum_i \delta s_i(\phi) / \delta \phi = k;$$

Come precedentemente illustrato, negli schemi noti delle pompe a pistoni radiali la condizione espressa dall'equazione descritta sopra ($\sum_i v_i(\phi) = \sum_i \delta s_i(\phi) / \delta \phi = k$) non è mai verificata. Questo accade perché
5 gli schemi noti comportano una legge del moto dei pistoni di tipo sinusoidale o simile alla sinusoidale imposta dal fatto di avere i pistoni supportati da un pattino con moto circolare su un cilindro posizionato con una certa eccentricità. Tale legge del moto, per un singolo pistone i-esimo, può essere espressa dalla equazione seguente:

$$10 \quad s_i(\phi) = k * \sin(\phi);$$

che conduce a:

$$v_i(\phi) = \delta s_i(\phi) / \delta \phi = k * \cos(\phi).$$

Come già osservato con riferimento alla figura 1B, considerando una pompa comprendente una pluralità di pistoni, tale
15 andamento della velocità dei pistoni in funzione dell'angolo di rotazione della pompa non consente di ottenere una somma costante delle velocità per qualunque sfasamento angolare dei pistoni considerato e quindi causa ripple.

Ulteriormente, sempre con riferimento alla figura 1B, si nota
20 come la commutazione tra mandata ed aspirazione avvenga nella fase di massima accelerazione dei pistoni e come il punto in cui la loro velocità si annulla sia solo un transitorio istantaneo di ampiezza angolare nulla.

Alternativamente, vantaggiosamente secondo la presente invenzione, il movimento dei pistoni della pompa volumetrica a pistoni
25 radiali 10 è determinato dal profilo a camma 18, il quale è conformato

in modo da imporre ad ogni pistone i -esimo della pluralità di pistoni 14 una legge della velocità in funzione dell'angolo di rotazione della pompa del tipo:

$$v_i(\phi) = 1 + \cos(\phi)$$

- 5 essendo tale funzione $v_i(\phi)$ definita tra $-\pi$ e $+\pi$, dove l'angolo di rotazione delle pompa $\phi = -\pi$ corrisponde all'inizio della corsa del pistone e l'angolo $\phi = +\pi$ corrisponde al termine della corsa del pistone. In questo modo, opportunamente si ha $v_i(\phi) = 0$ all'inizio della corsa del pistone ($\phi = -\pi$), si ha un massimo per $\phi = 0$ ed infine si ha $v_i(\phi) = 0$ al termine della corsa
- 10 del pistone ($\phi = +\pi$); non è infatti possibile iniziare il moto con velocità diversa da zero e al termine del moto la velocità deve tornare a zero. L'intervallo angolare $[-\pi, +\pi]$ corrisponde quindi alla singola fase di mandata o aspirazione. La figura 5A illustra tale funzione $v_i(\phi) = 1 + \cos(\phi)$ per un singolo pistone mentre la figura 5B illustra la
- 15 sovrapposizione di due funzioni $v_i(\phi) = 1 + \cos(\phi)$ sfasate di un angolo $\phi = \pi$, la cui somma S è costante per ogni angolo ϕ , mostrando quindi la possibilità di un azzeramento del ripple nel caso di due pistoni in impegno contemporaneamente sul profilo a camma 18 con un opportuno sfasamento delle rispettive leggi del moto, tale sfasamento
- 20 essendo corrispondente allo sfasamento angolare tra tali pistoni rispetto all'inizio della relativa rampa di mandata R_1 o aspirazione R_2 .

L'argomento della funzione che descrive la velocità è l'angolo di rotazione della pompa ϕ . Alternativamente, l'argomento della funzione che descrive la velocità può essere una funzione lineare di tale angolo di

25 rotazione della pompa, in modo tale che alla rotazione della pompa a cui

corrisponde la fase di mandata (o di aspirazione) corrisponda l'intervallo angolare $[-\pi, +\pi]$.

Opportunamente, tale funzione $v_i(\phi)$ è una funzione pari per la singola fase di mandata (o aspirazione) ove il riferimento sia in mezzeria della fase stessa. Come mostrato in figura 6, la quale mostra il grafico della funzione $v_i(\phi) = 1 + \cos(\phi)$ tra $-\pi$ e $+\pi$, se si traccia una linea orizzontale passante per il valore medio di tale funzione, il moto del pistone durante la fase di mandata (o aspirazione) viene diviso in quattro tratti X_1 , X_2 , X_3 e X_4 . Il primo tratto X_1 è sostanzialmente speculare al tratto X_3 così come il secondo tratto X_2 è sostanzialmente speculare al primo tratto X_4 .

Si sottolinea che anche altre leggi del moto che soddisfano l'equazione $\sum v_i(\phi) = \sum \delta s_i(\phi)/\delta \phi = k$ possono venire utilizzate, così come modesti scostamenti da questa legge e da questa equazione causano modesti effetti di ripple.

Ulteriormente, vantaggiosamente secondo la presente invenzione, tale funzione è continua e derivabile all'infinito e presenta quindi derivate con valori modesti di jerk, snap, crackle e pop, garantendo la continuità ed una variazione particolarmente dolce delle forze agenti all'interno della pompa volumetrica a pistoni radiali.

Si definisce ora l'estensione angolare attiva totale del profilo a camma 18 come $2e_a$, considerando quindi sia la fase di aspirazione che la fase di mandata del singolo pistone, tale estensione angolare attiva totale dovendo essere messa in relazione con l'angolo giro 2π . Nel caso di un profilo a camma 18 comprendente una pluralità di lobi,

chiamando L il numero totale dei lobi, l'estensione angolare attiva totale viene parametrizzata all'angolo giro ponendo $2e_c = 2\pi/L$. In questo modo si indica che, sull'angolo giro 2π , la legge del moto per un singolo pistone si ripeterà un numero di volte pari ad L. Di conseguenza $e_c = \pi/L$

5 rappresenta l'estensione angolare del profilo a camma in mandata (o aspirazione).

Inoltre, essendo l'argomento della funzione che descrive la velocità l'angolo di rotazione ϕ , oppure una sua funzione lineare tale che alla rotazione a cui corrisponde la fase di mandata (o di aspirazione) 10 corrisponda l'intervallo angolare $[-\pi, +\pi]$, la legge della velocità $v_i(\phi)$ viene riscritta come:

$$v_i(\phi) = C * (1 + \cos(2\phi\pi/e_c)),$$

in modo tale che quando $\phi = \pm e_c/2$ l'argomento del coseno vale $\pm \pi$. Il parametro C rappresenta un fattore di proporzionalità necessario per 15 generalizzare tale legge della velocità.

L'integrazione rispetto all'angolo ϕ della precedente equazione fornisce la legge di alzata $s_i(\phi)$ del profilo a camma 18 per ciascun pistone della pluralità di pistoni 14 della pompa volumetrica a pistoni radiali 10:

20
$$s_i(\phi) = \int v_i(\phi) d\phi = K + C * \phi + C * (e_c/2\pi) * \sin(2\phi\pi/e_c);$$

dove K è la costante di integrazione.

Con il termine legge di alzata $s_i(\phi)$ del profilo a camma 18 si intende qui e nel seguito la legge del moto di un singolo pistone della pluralità di pistoni 14, in fase di mandata ed in fase di aspirazione.

25 Di conseguenza, la legge del moto dei pistoni della pluralità di

pistoni 14 è sostanzialmente descritta dall'integrale della funzione $v_i(\phi) = C * (1 + \cos(\phi))$.

Ricordando che $2e_c = 2\pi/L$, la legge del moto per un singolo pistone può anche essere riscritta in funzione di L come:

5
$$s_i(\phi) = \int v_i(\phi) d\phi = K + C * \phi + C * (1/2L) * \sin(2\phi L).$$

E' preferibile mantenere come variabile e_c al posto di L quando $s_i(\phi)$ deve fornire la legge di alzata per estensioni angolari del profilo a camma 18 che non corrispondono alla divisione esatta dell'angolo giro per il numero totale L di lobi di camma.

10 Le costanti C e K vengono ricavate imponendo le condizioni al contorno a tale legge di alzata $s_i(\phi)$ della profilo a camma 18.

In particolare, in una prima fase del moto dei pistoni che va da un'alzata minima ad un'alzata massima, si impone che:

- 15
- per $\phi = -e_c/2$ (inizio corsa del pistone), $s(\phi) = 0$ (ovvero alzata minima);
 - per $\phi = +e_c/2$ (fine corsa del pistone), $s(\phi) = A$ (ovvero alzata massima), essendo A la corsa totale di ciascun pistone della pluralità di pistoni 14.

20 Alternativamente, in una seconda fase del moto dei pistoni che va da un'alzata massima ad un'alzata minima, ovvero nel passaggio tra mandata ed aspirazione (o tra aspirazione e mandata), il segno della velocità dei pistoni si inverte e la legge del moto viene riscritta come:

$$s_i(\phi) = \int v_i(\phi) d\phi = K_1 + C_1 * \phi + C * (1/2L) * \sin(2\phi L),$$

imponendo che:

- 25
- $C_1 = -C$, con $C > 0$;

- per $\phi = +e_c/2$, $s(\phi) = A$, ovvero alzata massima;
- per $\phi = +3e_c/2$, $s(\phi) = 0$, ovvero alzata minima.

Tali condizioni portano ad avere:

- nella fase del moto da alzata minima ad alzata massima:

- $C = A/e_c = A \cdot L/\pi$;
- $K = A/2$;

- nella fase del moto da alzata massima ad alzata minima

(ovvero dopo l'inversione del segno della velocità dei pistonì):

- $C_1 = -A/e_c = -A \cdot L/\pi$;
- $K_1 = 3/2 \cdot A$.

Nel seguito, con la fase da alzata minima ad alzata massima verrà indicata la fase di mandata mentre con la fase da alzata massima ad alzata minima verrà indicata la fase di aspirazione.

Tale legge viene ulteriormente lievemente modificata per tenere conto del fenomeno della comprimibilità del fluido oppure di ritardi dinamici nel comportamento del fluido. In particolare, al fine di eliminare o perlomeno ridurre il fluidborne noise indotto dall'apertura repentina del cilindro del pistone alla luce di mandata, tale legge può venire modificata di quanto il fluido si comprimerà nella prima fase di comunicazione dei cilindri della pluralità di cilindri 13 pieni di fluido non ancora compresso con la mandata, così da regolarne la pur minima compressione in modo graduale. Dato che generalmente il fluido si comprime nell'ordine di 1-2% ogni 150 bar, la modifica a tale legge sarà sostanzialmente modesta ed in linea con questa piccola comprimibilità.

La legge di alzata $s(\phi)$ del profilo a camma 18 definita come

secondo le equazioni sopratrovate, a parte le piccole correzioni legate alla comprimibilità del fluido, è rappresentata in figura 7A in funzione dell'angolo di rotazione (espresso in gradi) della pompa volumetrica a pistoncini radiali 10 di figura 2. In tale figura, fornita a titolo di esempio non limitativo della portata dell'invenzione, ciascun pistone della pluralità di pistoncini 14 ha corsa totale A e il profilo a camma 18 comprende tre lobi di camma equispaziati, con un'estensione angolare attiva totale $2e_c$ pari a 120° . Il grafico è perciò definito su tutta l'estensione angolare attiva totale $2e_c=120^\circ$. In particolare tale grafico è definito tra -30° e 90° e quindi il passaggio tra mandata ed aspirazione avviene in corrispondenza dell'angolo $\phi = 30^\circ$. La fase di mandata è caratterizzata da una crescita di $s_i(\phi)$ ed è rappresentata nella porzione sinistra del grafico in figura 7A mentre la fase di aspirazione è caratterizzata da una decrescita di $s_i(\phi)$ ed è rappresentata nella porzione destra del grafico in figura 7A.

Sempre con riferimento alla figura 7A, vantaggiosamente secondo la presente invenzione i tratti caratterizzanti l'inizio e la fine dell'alzata sono estremamente dolci e tali da essere assimilabili a tratti a portata nulla, cosa assai vantaggiosa nella progettazione e nel proporzionamento del distributore centrale di fluido 15.

Una tale legge di alzata $s_i(\phi)$, definita come secondo le equazioni sopratrovate, conduce ad una legge per la velocità $v_i(\phi)$ di un singolo pistone della pluralità di pistoncini 14 illustrata in figura 7B in funzione dell'angolo di rotazione (espresso in gradi) della pompa volumetrica a pistoncini radiali 10, tale figura rappresentando sempre, a

titolo esemplificativo non limitativo, la legge della velocità di un pistone in aspirazione e mandata nel caso di un profilo a camma 18 comprendente tre lobi di camma con estensione angolare attiva totale $2e_c=120^\circ$. Nell'esempio considerato, la porzione negativa del grafico
5 corrisponde alla fase di aspirazione mentre la porzione positiva corrisponde alla fase di mandata.

Vantaggiosamente secondo la presente invenzione, come risulta chiaramente in figura 7B, legge di alzata del profilo a camma 18 sopratrovata prevede, nella funzione che descrive la velocità $v_i(\phi)$ di
10 ciascun pistone della pluralità di pistoni 14, un punto di flesso orizzontale (ovvero con $\delta s_i(\phi)/\delta\phi=0$ e $\delta^2 s_i(\phi)/\delta\phi^2=0$) tra la fase di aspirazione e quella di mandata, ovvero i pistoni della pluralità di pistoni 14 hanno sia velocità che accelerazione nulla nella fase in cui invertono il loro moto.

15 Ulteriormente, la funzione $v_i(\phi)$ è una funzione pari per le singole fasi di mandata ed aspirazione mentre è una funzione dispari qualora il riferimento venga preso in mezzeria dell'estensione angolare attiva totale (ovvero nel punto di collegamento tra la rampa di mandata R_1 e la rampa di aspirazione R_2). In altre parole, tale legge del moto è
20 una funzione pari qualora si consideri il moto del pistone solamente lungo la rampa di mandata R_1 o di aspirazione R_2 di un lobo della pluralità di lobi di camma 20 mentre è una funzione dispari qualora si consideri il moto del pistone lungo un intero lobo della pluralità di lobi di camma 20, ovvero per tutta l'estensione angolare attiva totale $2e_c$.

25 Tali caratteristiche della funzione $v_i(\phi)$ sono indispensabili per

far sì che quando almeno due pistoni della pluralità di pistoni 14 hanno i relativi tastatori 17 in impegno contemporaneamente sulla medesima tipologia di rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma 20 (ovvero nella stessa fase attiva della camma), essi presentino somma
5 costante delle loro velocità e quindi ripple nullo.

Per comprendere l'andamento della somma delle velocità di due pistoni, è comodo immaginare il progredire del profilo a camma 18 e tali pistoni sovrapponendo due curve come quella mostrata in figura 7B, opportunamente sfasate, dove lo sfasamento tra una curva e l'altra
10 corrisponde allo sfasamento angolare tra i due pistoni rispetto all'inizio della relativa rampa di mandata R_1 o aspirazione R_2 sulla quale i pistoni sono impegnati. Ovviamente per opportuni sfasamenti tra le due curve, la somma delle portate istantanee è nulla eliminando il ripple.

Come precedentemente indicato, nel caso di due pistoni con
15 relativi tastatori 17 in impegno contemporaneamente sulla medesima tipologia di rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma 20, lo sfasamento angolare rispetto all'inizio della relativa rampa che essi devono avere per eliminare il ripple è pari a $e_c/2$, come evidente in figura 8. In tale figura viene mostrata una porzione (in particolare la
20 fase di mandata) della legge della velocità di figura 7B. In particolare, viene indicata con 26 una porzione di area del grafico che corrisponde alla portata di un primo pistone e con 27 una porzione di area del grafico che corrisponde alla portata di un secondo pistone, il cui tastatore è in impegno su una medesima tipologia di rampa (e quindi in
25 una stessa fase attiva del profilo a camma 18), sfasato angularmente di

$e_c/2$ (30° nell'esempio considerato in figura 8) rispetto al primo pistone.

E' evidente che, come la curva della zona di mandata tende ad appiattirsi nella zona centrale, allo stesso modo si appiattisce agli estremi. Di conseguenza, nel caso in cui i due pistoni sono sfasati
5 angolarmente di $e_c/2$, la somma delle loro portate risulta costante per ogni angolo ϕ in quanto il calo di portata del secondo pistone è perfettamente compensato dalla crescita di portata del primo pistone.

Definita $v_1(\phi)$ la velocità del primo pistone e definita $v_2(\phi + e_c/2)$ la velocità del secondo pistone, grazie alla legge della velocità come
10 rappresentata in figura 7B si ottiene quindi:

$$v_1(\phi) + v_2(\phi + e_c/2) = k$$

per ogni angolo ϕ , dove k è una costante, in modo tale che mentre la velocità (ovvero la portata istantanea) del primo pistone cresce, la velocità del secondo pistone decresce della stessa quantità,
15 tale primo pistone iniziando a scorrere su una rampa quando il secondo pistone inizia a superare la metà di tale rampa, garantendo quindi la costanza della somma delle velocità.

Da quanto detto sopra, è quindi chiaro che, qualora si utilizzi la suddetta funzione $v_1(\phi)$ o qualunque altra funzione trigonometrica ad
20 essa assimilabile, l'argomento delle funzioni trigonometriche che descrivono le velocità di due pistoni in impegno contemporaneamente sulla medesima tipologia di rampa di un relativo lobo risulterà sfasato di π , tale sfasamento di π corrispondendo quindi allo sfasamento angolare di $e_c/2=30^\circ$ di figura 8.

25 Opportunamente, nella pompa volumetrica a pistoni radiali

10, i pistoni del primo e secondo livello 21 e 22 aventi i relativi tastatori
17 in impegno contemporaneamente sulla medesima tipologia di rampa
(sia essa di mandata così come di aspirazione) di un relativo lobo della
pluralità di lobi di camma 20 sono sfasati angolarmente di un angolo
5 $\alpha = 30^\circ$ rispetto all'inizio della relativa rampa sulla quale sono in
impegno, il che corrisponde ad uno sfasamento angolare di
 $e_c/2$, garantendo quindi la costanza nella somma delle velocità.

Ulteriormente, il punto di flesso tra la fase di aspirazione e
fase di mandata comporta il fatto che la commutazione tra fase di
10 aspirazione e mandata avviene vantaggiosamente sia con velocità che
con accelerazione nulla, la velocità mantenendosi inoltre
sostanzialmente nulla in un intorno significativo di tale punto di flesso,
facendo in modo che tale commutazione avvenga in un tempo maggiore
rispetto a quanto avviene nelle soluzioni note e riducendo così il rumore
15 della pompa.

Questo rappresenta un vantaggio notevole rispetto alle
soluzioni note, in cui, come illustrato in figura 1B, la velocità del
pistone è nulla solo in un istante, il momento della commutazione tra
aspirazione e mandata essendo inoltre il momento di massima
20 accelerazione per il pistone, tale rapidità di commutazione vanificando
quindi ogni tentativo di smorzare il fenomeno della comprimibilità del
fluido. Negli schemi noti la commutazione avviene quindi a velocità
diversa da zero, essendo la velocità nulla solo in un punto ed essendo
invece la commutazione un fenomeno che dovrebbe avvenire in un arco
25 di tempo (od arco angolare) di ampiezza apprezzabile in qualche grado e

quindi maggiore di zero.

A titolo di esempio, dalla legge di alzata $s_i(\phi)$ sopratrovata, dato un pistone della pluralità di pistoni 14 con alzata massima $A=10$ mm, per un angolo di rotazione della pompa $\phi=1,5^\circ$ prima e dopo la
5 commutazione si ha $s_i(\pm 1,5^\circ) = \pm 0,001$ mm, laddove il raggio di partenza del profilo a camma 18 sia nell'ordine dei 70 mm e di conseguenza tale scostamento dal valore nullo è trascurabile rispetto alle tolleranze di lavorazione.

In conclusione, la pompa volumetrica a pistoni radiali secondo
10 l'invenzione presenta una configurazione tale per cui ciascun pistone della pluralità di pistoni ha un'estremità, la quale sporge dal relativo cilindro e che costituisce tastatore in impegno su un profilo a camma, sostituendo quindi i pattini idrostatici che caratterizzano le pompe volumetriche a pistoni secondo l'arte nota.

15 Il profilo a camma è opportunamente conformato in modo tale che la legge di alzata di tale profilo a camma sia descritta sostanzialmente dalla legge sopratrovata, ovvero:

$$s_i(\phi) = \int v_i(\phi) d\phi = K + C * \phi + C * (1/2L) * \sin(2\phi L)$$
 nella fase del moto del pistone da alzata minima ad alzata massima e,

20
$$s_i(\phi) = \int v_i(\phi) d\phi = K_1 + C_1 * \phi + C * (1/2L) * \sin(2\phi L)$$
 nella fase del moto del pistone da alzata massima ad alzata minima, le costanti C , K , C_1 e K_1 essendo definite come sopra.

Vantaggiosamente, il suddetto profilo a camma permette di ottenere una legge della velocità di ciascun pistone della pluralità di
25 pistoni della pompa volumetrica a pistoni radiali in grado di fornire da

un lato una portata costante della pompa e di consentire dall'altro un funzionamento meccanico corretto della stessa, ossia rispettando le seguenti condizioni da un punto di vista matematico:

- Fornire portata istantanea costante ($\Sigma_i v_i(t) = \Sigma_i \delta s_i(\phi) / \delta \phi = k$);
- 5 - Essere continua nella funzione $s_i(\phi)$;
- Essere continua nella funzione $v_i(\phi)$;
- Essere continua nella funzione $a_i(\phi) = \delta v_i(\phi) / \delta \phi$ (accelerazione);
- Essere continua nella funzione $j_i(\phi) = \delta a_i(\phi) / \delta \phi$ (jerk);
- Essere continua nella funzione $sn_i(\phi) = \delta j_i(\phi) / \delta \phi$ (snap);
- 10 - Essere continua nella funzione $ci(\phi) = \delta sn_i(\phi) / \delta \phi$ (crackle);
- Essere continua nella funzione $pi(\phi) = \delta ci(\phi) / \delta \phi$ (pop);

Ulteriormente, vantaggiosamente tale pompa volumetrica a pistoncini radiali presenta uno schema meccanico a forze bilanciate, in quanto, per ciascun livello di pistoncini, vi è sempre un numero
15 corrispondente di pistoncini in fase di aspirazione ed in fase di mandata, tali pistoncini essendo angolarmente equispaziati. In questo modo la risultante delle forze in gioco è sostanzialmente nulla per ogni angolo di rotazione, così che rimane unicamente una coppia resistente che, essendo costante la portata istantanea, ha anch'essa valore costante; in
20 questo modo i supporti della pompa sono sollecitati in modo molto minore, le vibrazioni risultano praticamente assenti o molto ridotte e non vi sono dannose fluttuazioni di forze e di coppia; inoltre la dolcezza della commutazione dovuta al punto di flesso elimina gran parte delle vibrazioni ad essa dovute.

25 Vantaggiosamente, la pompa volumetrica a pistoncini radiali

secondo la presente invenzione è simmetrica ed in questo caso il verso di rotazione del blocco di cilindri rotante non è obbligato e si può realizzare una configurazione "a quattro quadranti", in cui la pompa volumetrica a pistoncini radiali è reversibile e può agire anche da motore.

5 In una forma di realizzazione particolarmente preferita della presente invenzione, come precedentemente osservato, la pompa volumetrica a pistoncini radiali comprende un primo livello e un secondo livello di sei pistoncini ciascuno, tali sei pistoncini essendo angolarmente equispaziati. La pompa volumetrica a pistoncini radiali comprende altresì
10 un involucro fisso con un profilo a camma, realizzato nella parete interna di tale involucro fisso, comprendente tre lobi di camma in reciproca relazione distanziata sulla parete interna dell'involucro fisso e quindi tale profilo ha un'estensione angolare attiva e_c pari a 60° .

Allo stesso modo, in accordo con una seconda forma di
15 realizzazione della presente invenzione non illustrata, lo stesso risultato può essere ottenuto anche da una pompa volumetrica a pistoncini radiali comprendente tre lobi di camma in reciproca relazione distanziata sulla parete interna dell'involucro fisso e quattro livelli (o ordini) di pistoncini invece che due, così che ad ogni livello corrispondono tre pistoncini,
20 essendo tali livelli sfasati tra loro di un quarto della estensione angolare e_c del profilo a camma (ovvero $e_c/4$).

Alternativamente, in accordo con una terza forma di realizzazione della presente invenzione non illustrata, la pompa volumetrica a pistoncini radiali può comprendere un profilo a camma
25 includente tre lobi di camma e un primo e secondo livello di nove

pistoni ciascuno, in cui l'estensione angolare totale del profilo a camma occupa solo 80° dei 120° disponibili.

In accordo con una quarta forma di realizzazione della presente invenzione non illustrata, la pompa volumetrica a pistoni
5 radiali può comprendere un profilo a camma includente due lobi di camma e un primo ed un secondo livello di quattro o sei pistoni ciascuno.

In accordo con una quinta forma di realizzazione della presente invenzione non illustrata, la pompa volumetrica a pistoni
10 radiali può comprendere un profilo a camma includente quattro lobi di camma e un primo ed un secondo livello di otto o dodici pistoni ciascuno.

Ovviamente maggiore è il numero di lobi di camma e quindi il numero di pistoni, maggiore è il costo e maggiori sono le perdite
15 volumetriche.

In una forma di realizzazione alternativa non rappresentata nelle figure, i pistoni possono essere inclinati di un valore medio dell'angolo di pressione del profilo a camma, in modo da ridurre le sollecitazioni tra il pistone e canna indotte da forze laterali agenti sul
20 tastatore del pistone, una tale soluzione essendo vantaggiosa per alte pressioni ma implicando la non simmetria e non reversibilità della pompa volumetrica stessa.

Qui di seguito verranno descritte due ulteriori forme di realizzazione che potremmo definire duali rispetto a quella descritta
25 nell'esempio di realizzazione principale. In queste due forme di

realizzazione è prevista una camma centrale rispetto all'involucro esterno della pompa, ma le considerazioni e la trattazione teorica del funzionamento visto in precedenza si possono applicare anche a queste due forme di realizzazione.

5 In una forma di realizzazione rappresentata in figura 9, una pompa volumetrica a pistoncini radiali è globalmente indicata con 30, la legge del moto di una pluralità di pistoncini 31 di tale pompa essendo determinata da una camma centrale con profilo esterno 32, fissa e vincolata al corpo di pompa. Un distributore di fluido 33 è anch'esso
10 fisso e vincolato al corpo di pompa. Il moto dei pistoncini della pluralità di pistoncini 31 è fornito da un blocco di cilindri 34 rotante all'interno di un involucro fisso 35, come indicato dalla freccia in figura 9.

 In ancora un'ulteriore forma di realizzazione rappresentata in figura 10, una pompa volumetrica a pistoncini radiali è globalmente
15 indicata con 40, la legge del moto di una pluralità di pistoncini 41 di tale pompa essendo determinata da una camma centrale con profilo esterno 42 rotante, come indicato dalla freccia in tale figura 10, mentre un blocco di cilindri 43, alloggiante i pistoncini, è fisso e vincolato al corpo di pompa. Un distributore di fluido 44 è anch'esso fisso e vincolato al
20 corpo di pompa, alloggiando una pluralità di valvole di non ritorno 45, in particolare due valvole di non ritorno per ogni pistone della pluralità di pistoncini 41, una per la mandata e l'altra per l'aspirazione.

 Viene ora descritto un metodo per realizzare una pompa volumetrica a pistoncini radiali 10, in cui ciascun pistone della pluralità di
25 pistoncini 14 è strutturato con un'estremità 16 estesa dal rispettivo

cilindro fino ad impegnare un profilo a camma 18 in qualità di tastatore 17.

Come precedentemente sottolineato, il profilo a camma 18 comprende una pluralità di lobi di camma 20, ciascun lobo comprendendo una rampa di mandata R_1 ed una rampa di aspirazione R_2 , almeno due pistoni della pluralità di pistoni 14 avendo i relativi tastatori 17 in impegno contemporaneamente su una medesima tipologia di rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma 20.

10 Tale metodo consente di annullare il ripple in una pompa volumetrica a pistoni radiali e contemporaneamente di ridurre il rumore durante la fase di commutazione tra mandata ed aspirazione.

In particolare, il metodo prevede la realizzazione di un profilo a camma 18 la cui conformazione permettere di imprimere ai pistoni
15 una legge del moto tale che:

- l'inizio e la fine della fase di mandata così come l'inizio e la fine della fase di aspirazione hanno sia velocità che accelerazione nulle;
- rispetto all'asse verticale che passa per il massimo, la funzione che descrive la velocità in fase di mandata è una funzione pari,
20 così come rispetto all'asse verticale che passa per il minimo la funzione che descrive la velocità in fase di aspirazione è pari;

- la funzione complessiva che descrive la velocità di un singolo pistone sia in aspirazione che in mandata presenta un flesso orizzontale che collega le due fasi; questo flesso nel quale velocità ed accelerazione
25 sono nulle assicura che anche in un suo intorno significativo velocità ed

accelerazione presentano valori talmente bassi da poter essere considerate nulle;

- è sostanzialmente descritta dall'integrale della funzione $v_1(\phi)$
 $= C * (1 + \cos(\phi))$; e

- 5 - i pistoni della pluralità di pistoni 14 aventi i relativi tastatori
17 in impegno contemporaneamente su una medesima tipologia di
rampa di un relativo lobo della pluralità di lobi di camma 20 sono
sfasati angularmente in modo tale che, con riferimento alla figura 6,
mentre un pistone inizia a percorrere una porzione di una rampa
10 corrispondente al tratto X_1 , il secondo pistone inizia a percorrere una
porzione di una medesima rampa corrispondente al tratto X_3 ; in questo
modo, qualora si utilizzi la suddetta funzione $v_1(\phi)$ o qualunque altra
funzione trigonometrica ad essa assimilabile, l'argomento delle funzioni
trigonometriche di due pistoni in impegno contemporaneamente sulla
15 medesima tipologia di rampa di un relativo lobo è sfasato di π .

Il metodo sopradescritto permette quindi di realizzare una
pompa volumetrica a pistoni radiali in cui la somma delle velocità dei
pistoni coinvolti nella fase di mandata (o aspirazione) è costante.

- 20 Ovviamente alla pompa volumetrica a pistoni radiali sopra
descritta un tecnico del ramo, allo scopo di soddisfare esigenze
contingenti e specifiche, potrà apportare numerose modifiche e varianti,
tutte comprese nell'ambito di protezione dell'invenzione quale definito
dalle seguenti rivendicazioni.


Ing. Mario BOTTI
N. iscr. ALBO 493 BM

RIVENDICAZIONI

1. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) del tipo
comprendente un involucro fisso (11), un blocco di cilindri rotante (12)
in detto involucro fisso (11), una pluralità di cilindri (13) disposti
5 radialmente in detto blocco di cilindri rotante (12), una corrispondente
pluralità di pistoni (14), ciascuno scorrevole nel relativo cilindro di detta
pluralità di cilindri (13) e un distributore centrale di fluido (15)
associato a detto blocco di cilindri rotante (12), caratterizzata dal fatto
che ciascun pistone di detta pluralità di pistoni (14) ha un'estremità
10 (16), la quale sporge dal rispettivo cilindro e che costituisce tastatore
(17) in impegno su un profilo a camma (18).

2. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la
rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che detto impegno su detto
profilo a camma (18) è un impegno a rotolamento.

15 3. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la
rivendicazione 2, caratterizzata dal fatto che detto impegno a
rotolamento comprende un elemento volvente (17') che supporta detta
estremità (16) di ciascun pistone di detta pluralità di pistoni (14).

20 4. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la
rivendicazione 3, caratterizzata dal fatto che detto elemento volvente
(17') è un rullo.

5. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la
rivendicazione 3, caratterizzata dal fatto che detto elemento volvente
(17') è una sfera.

25 6. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la

rivendicazione 3, caratterizzata dal fatto che un cuscinetto di sostentamento (19) è interposto tra ciascun pistone di detta pluralità di pistoni (14) ed il relativo elemento volvente (17).

5 7. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 6, caratterizzata dal fatto che detto cuscinetto di sostentamento (19) è un cuscinetto di sostentamento idrostatico.

8. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 6, caratterizzata dal fatto che detto cuscinetto di sostentamento (19) è un cuscinetto di sostentamento idrodinamico.

10 9. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 6, caratterizzata dal fatto che detto cuscinetto di sostentamento (19) è un cuscinetto di sostentamento idrostatico con una componente idrodinamica inferiore al 50% del totale.

15 10. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che i cilindri di detta pluralità di cilindri (13) e i rispettivi pistoni di detta pluralità di pistoni (14) sono sostanzialmente in una configurazione radialmente simmetrica dal punto di vista angolare rispetto all'asse di rotazione di detto blocco di cilindri rotante (12).

20 11. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che detto distributore centrale di fluido (15) comprende luci di mandata (24) ed una pluralità di piccoli fori di pre-iniezione (25) interposti tra dette luci di mandata (24), detta pluralità di piccoli fori di pre-iniezione (25) essendo atta a mettere in
25 comunicazione i cilindri di detta pluralità di cilindri (13)

anticipatamente rispetto a dette luci di mandata (24) di detto distributore centrale di fluido (15).

12. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che detto profilo a camma (18) è realizzato su almeno una porzione interna di detto involucro fisso (11).

13. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che detta pluralità di cilindri (13) e relativi pistoni è disposta su almeno un primo livello (21) e un secondo livello (22) paralleli tra di loro, detti livelli (21) e (22) essendo disposti perpendicolarmente rispetto all'asse longitudinale di detto involucro fisso (11).

14. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 1, caratterizzata dal fatto che detto profilo a camma (18) comprende una pluralità di lobi di camma (20), ciascun lobo comprendendo una rampa di mandata (R_1) ed una rampa di aspirazione (R_2), almeno due pistoni di detta pluralità di pistoni (14) avendo i relativi tastatori (17) in impegno contemporaneamente su una medesima tipologia di rampa di un relativo lobo di detta pluralità di lobi di camma (20).

15. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 14, caratterizzata dal fatto che detti almeno due pistoni di detta pluralità di pistoni (14) aventi i relativi tastatori (17) in impegno contemporaneamente sulla medesima tipologia di rampa di un relativo lobo di detta pluralità di lobi di camma (20) seguono una legge del moto tale che la somma delle velocità di detti almeno due pistoni è

sostanzialmente costante per ogni angolo di rotazione della pompa volumetrica (10).

16. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 15, caratterizzata dal fatto che la somma delle velocità dei pistoni di detta pluralità di pistoni (14) i cui tastatori sono in impegno su detta rampa di mandata (R_1) così come la somma delle velocità dei pistoni di detta pluralità di pistoni (14) i cui tastatori sono in impegno su detta rampa di aspirazione (R_2) è sostanzialmente costante per ogni angolo di rotazione della pompa.

10 17. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 15, caratterizzata dal fatto che detta legge del moto è sostanzialmente descritta dall'integrale della funzione $v_i(\phi) = C * (1 + \cos(\phi))$ dove ϕ è l'angolo di rotazione della pompa o una funzione lineare dell'angolo di rotazione della pompa e C è un fattore di proporzionalità.

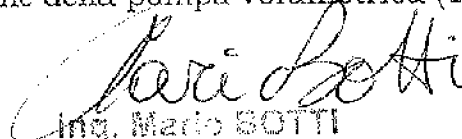
15 18. Pompa volumetrica a pistoni radiali (10) secondo la rivendicazione 15, caratterizzata dal fatto che detta legge del moto prevede, nella funzione che descrive la velocità $v_i(\phi)$ di detti almeno due pistoni di detta pluralità di pistoni (14), un punto di flesso orizzontale tra la fase di aspirazione e quella di mandata, con velocità ed
20 accelerazione nulla per detti almeno due pistoni di detta pluralità di pistoni (14) nella fase di commutazione.

19. Metodo per realizzare una pompa volumetrica a pistoni radiali (10) del tipo comprendente un involucro (11), un blocco di cilindri (12) in detto involucro (11), una pluralità di cilindri (13) disposti
25 radialmente in detto blocco di cilindri (12), una corrispondente pluralità

di pistoni (14), ciascuno scorrevole nel relativo cilindro di detta pluralità di cilindri (13) e un distributore di fluido (15) associato a detto blocco di cilindri (12), in cui ciascun pistone di detta pluralità di pistoni (14) è strutturato con un'estremità (16) estesa dal rispettivo cilindro fino ad
5 impegnare un profilo a camma (18) in qualità di tastatore (17).

20. Metodo secondo la rivendicazione 19, in cui detto profilo a camma (18) comprende una pluralità di lobi di camma (20), ciascun lobo comprendendo una rampa di mandata (R_1) ed una rampa di aspirazione (R_2), almeno due pistoni di detta pluralità di pistoni (14)
10 avendo i relativi tastatori (17) in impegno contemporaneamente su una medesima tipologia di rampa di un relativo lobo di detta pluralità di lobi di camma (20).

21. Metodo secondo la rivendicazione 20, in cui detto profilo a camma (18) è conformato in modo da imprimere a detti almeno due
15 pistoni di detta pluralità di pistoni (14) una legge del moto tale che la somma delle velocità di detti almeno due pistoni è sostanzialmente costante per ogni angolo di rotazione della pompa volumetrica (10).


Ing. Mario BOTTI
N. Iscr. ALBO 493 BM

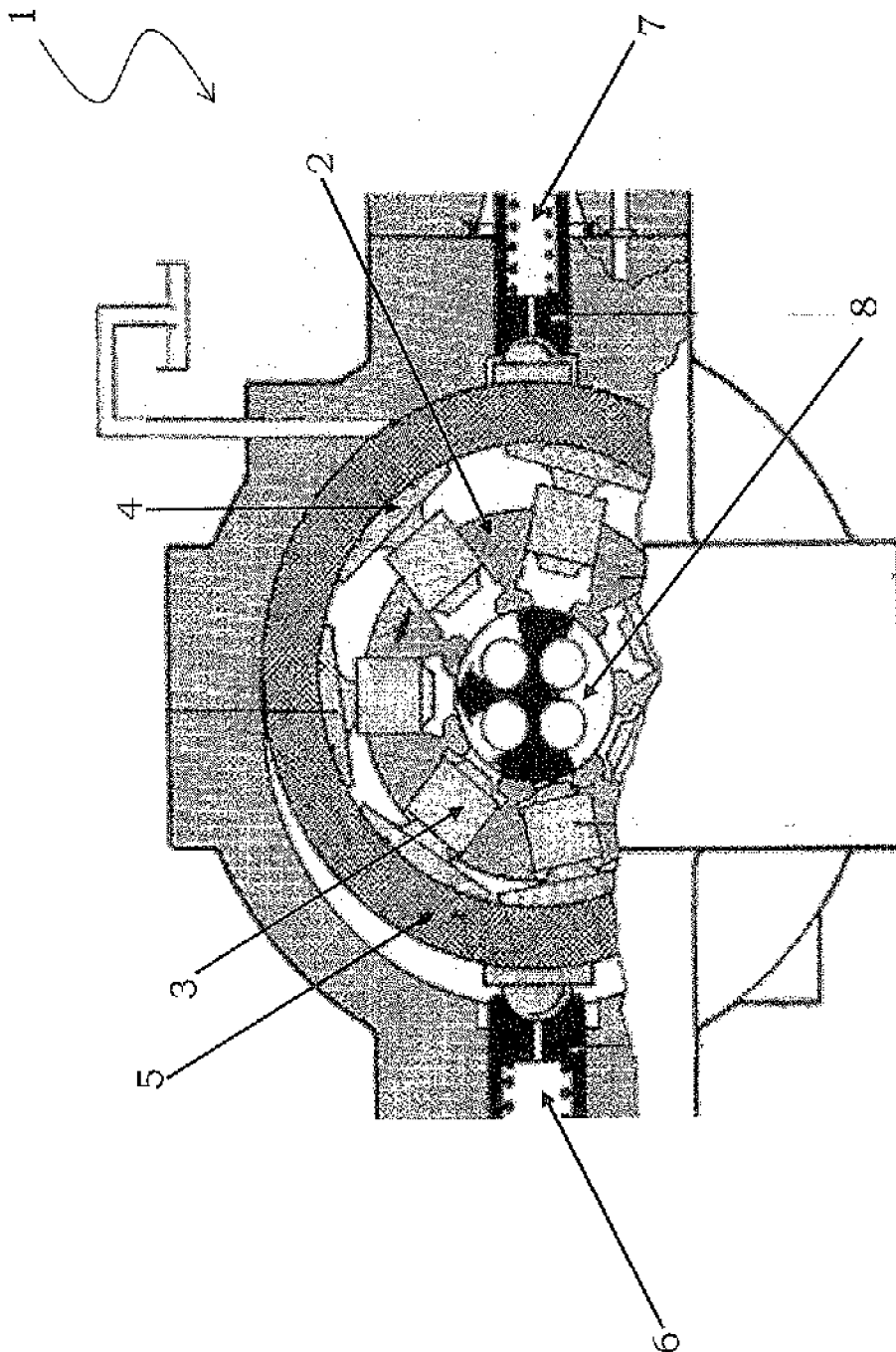


FIG. 1A
ARTE NOTA

Mario Botti
Ing. Mario BOTTI
N. Iscr. ALBO 493 BM

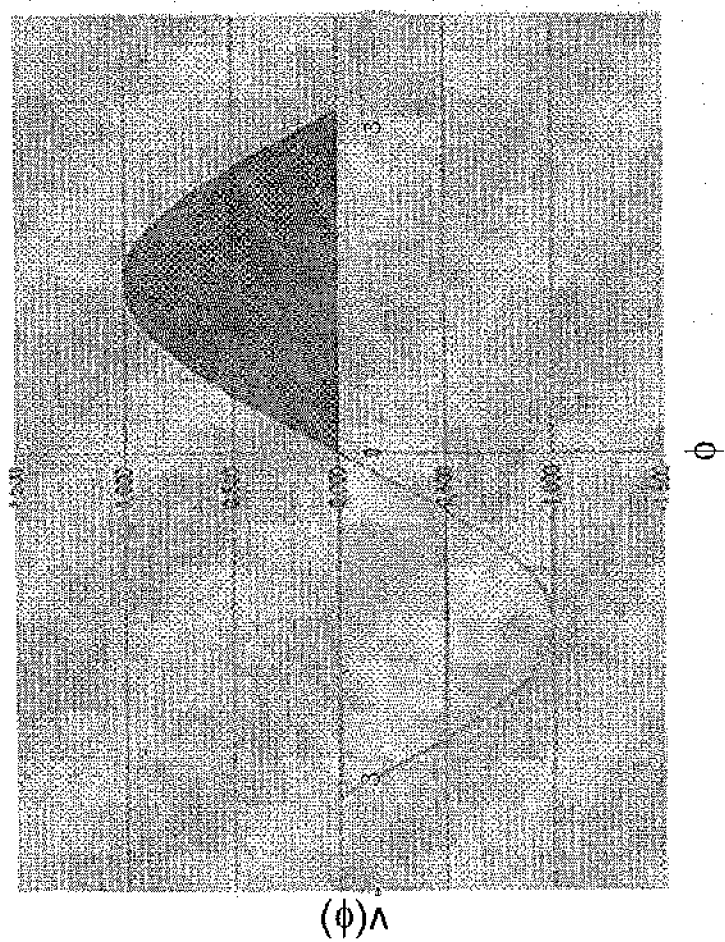


FIG. 1B
ARTE NOTA

Mario Botti
Ing. Mario BOTTI
N. Inv. ALCC 483 DM

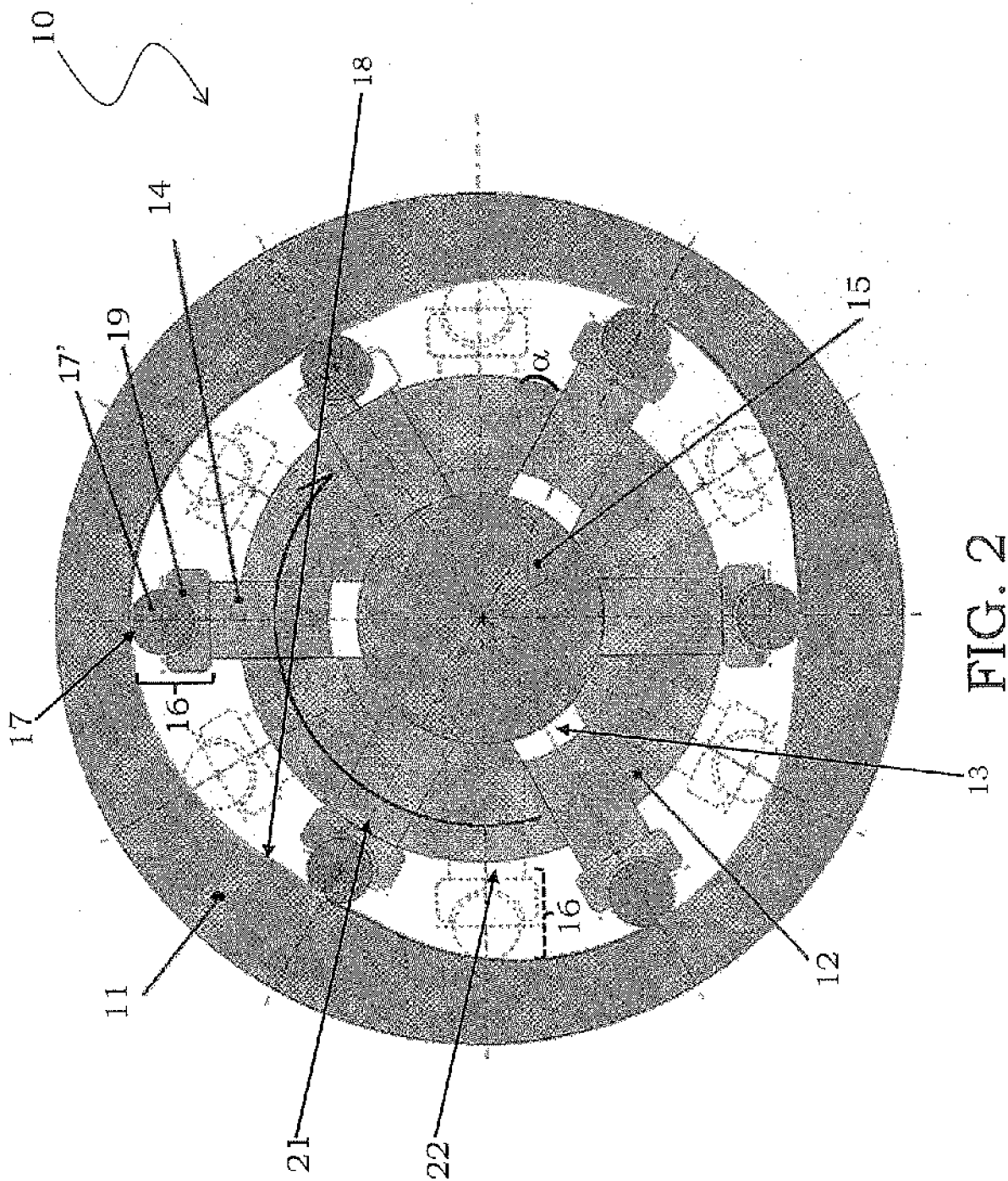


FIG. 2

Mario Botti
 Ing. Mario BOTTI
 N. Inv. 1.153.490 DM

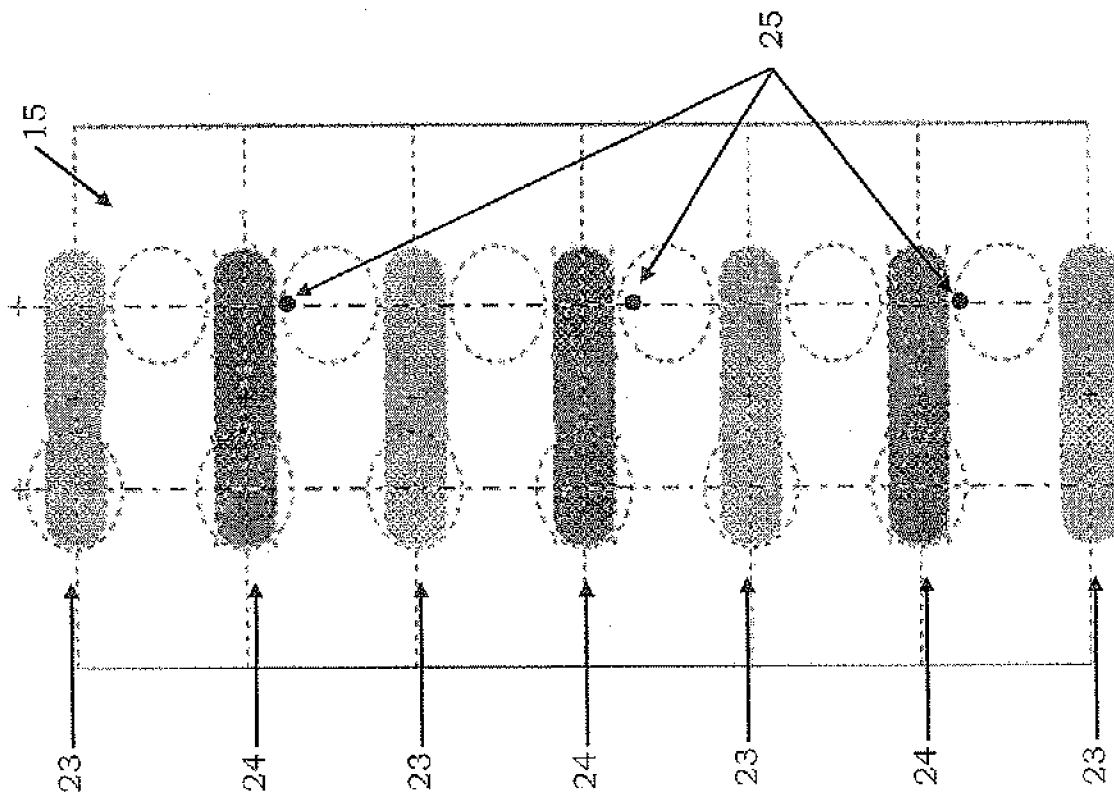


FIG. 3A

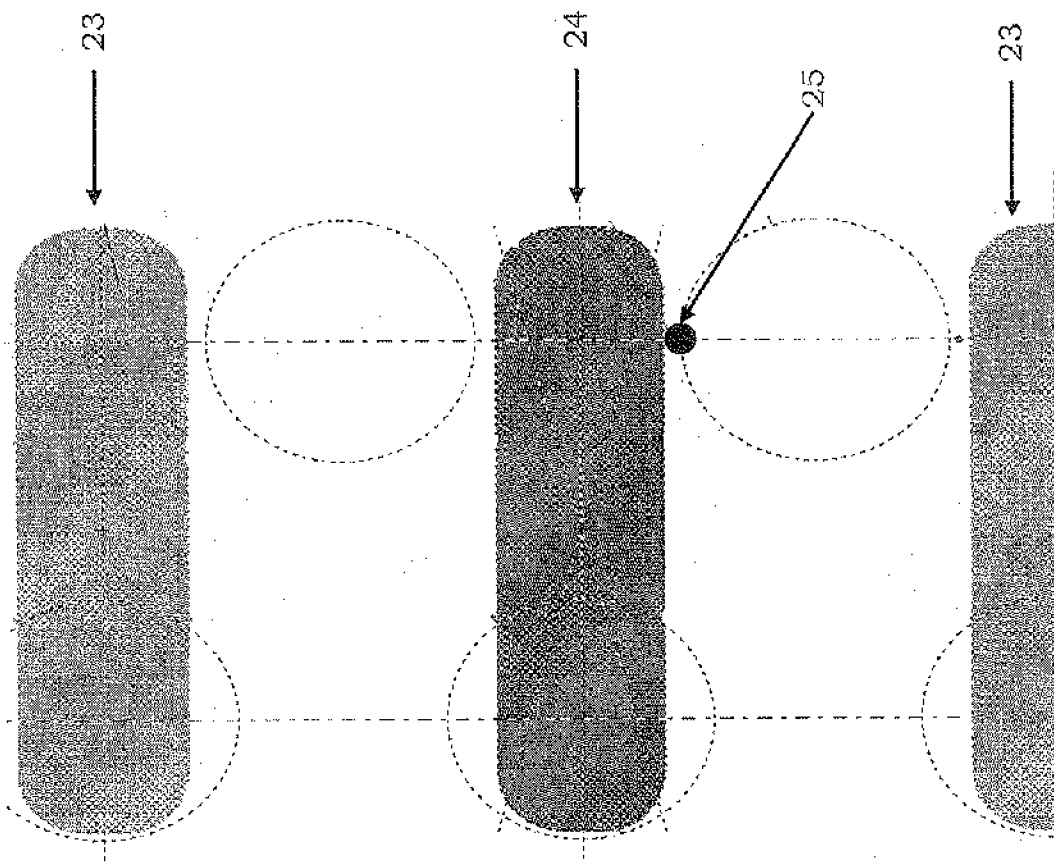


FIG. 3B

Mario Botti
 Ing. Mario BOTTI
 N. Iscr. ALBO 493 BM

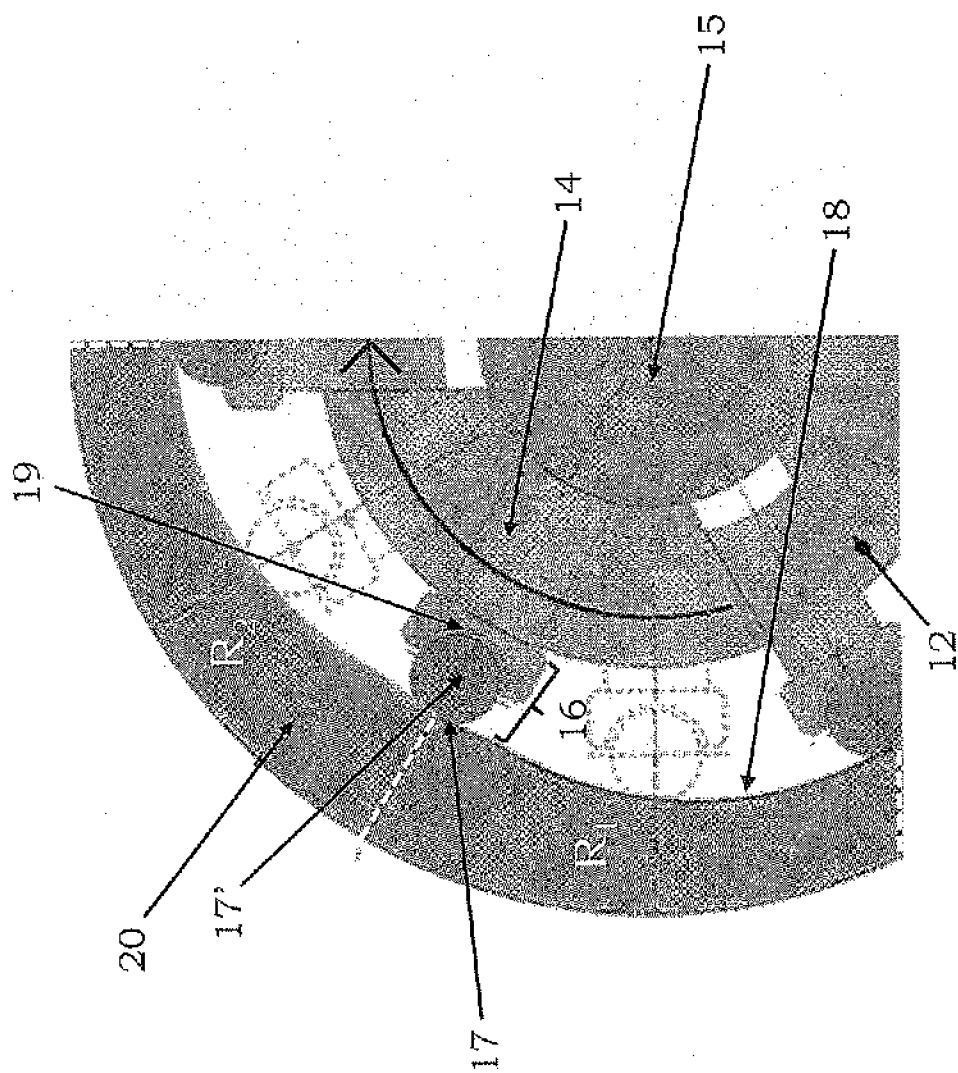


FIG. 4

Mario Botti
 Ing. Mario BOTTI
 N. Iscr. ALBO 493 BM

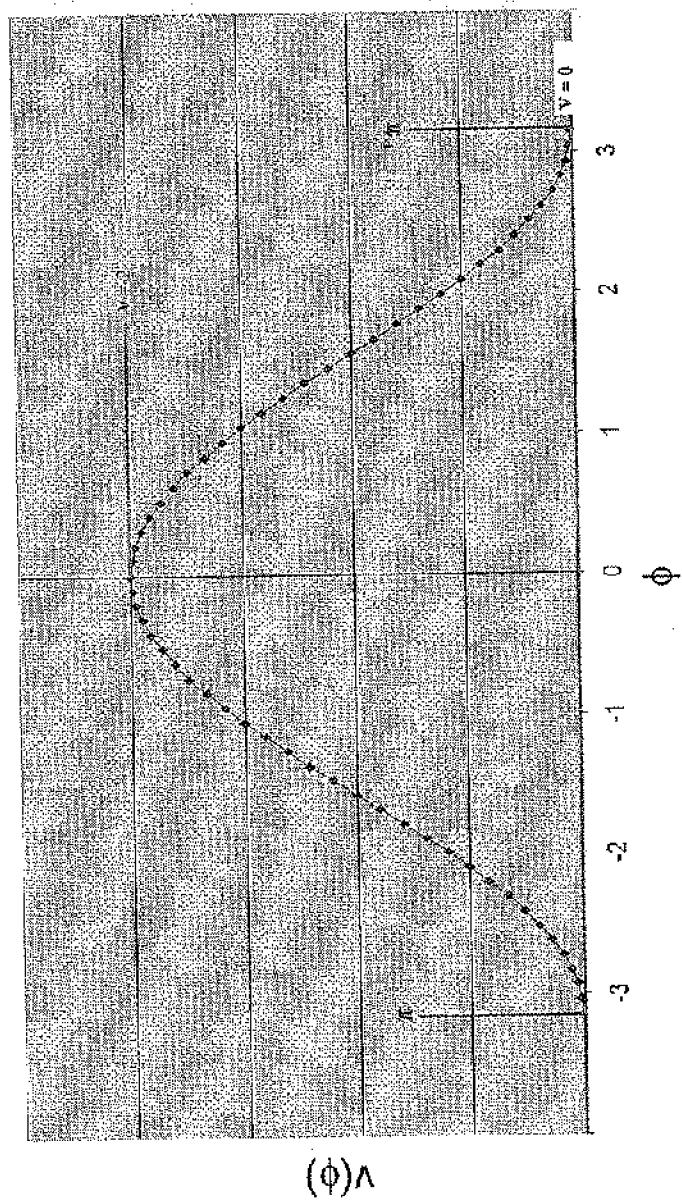


FIG. 5A

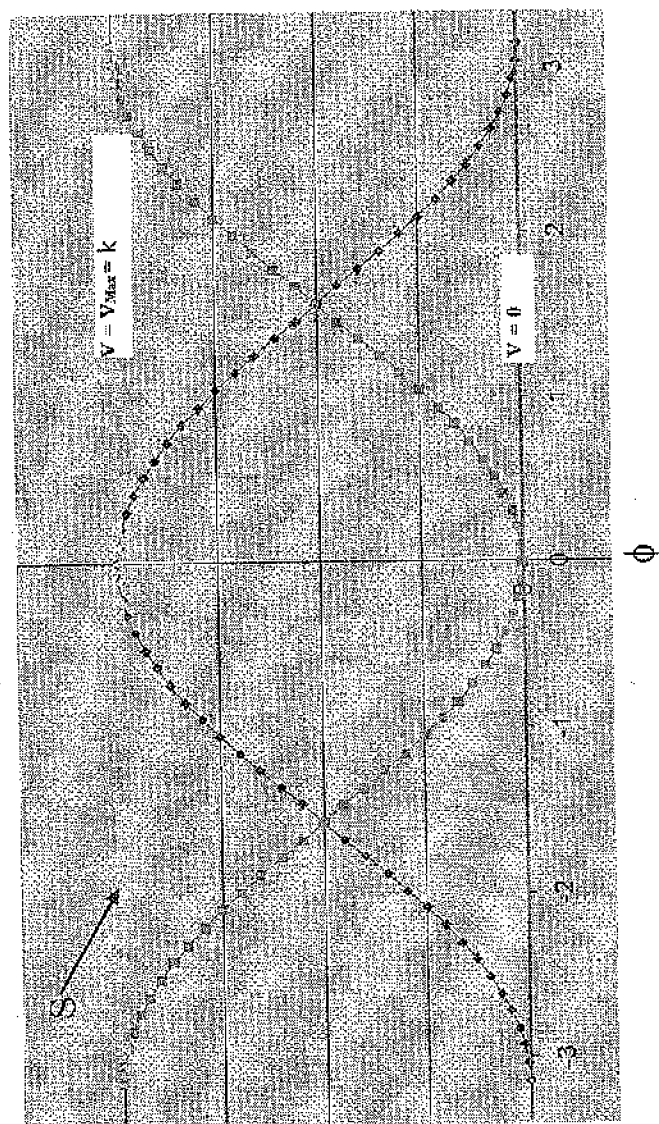


FIG. 5B

Enrico Botti
 Ing. Enrico BOTTI
 N. Iscr. ALBO 493 BM

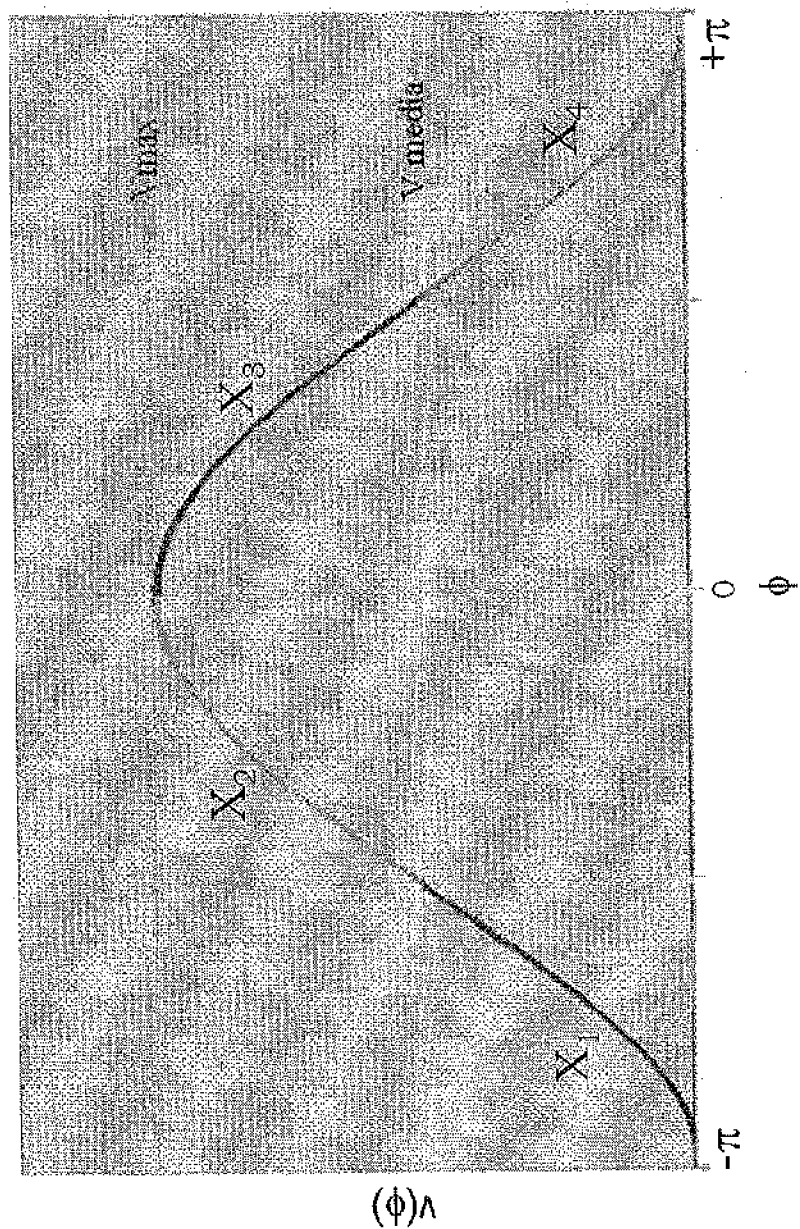


FIG. 6

Mario Botti
 Ing. Mario BOTTI
 N. Iscr. ALBO 493 BM

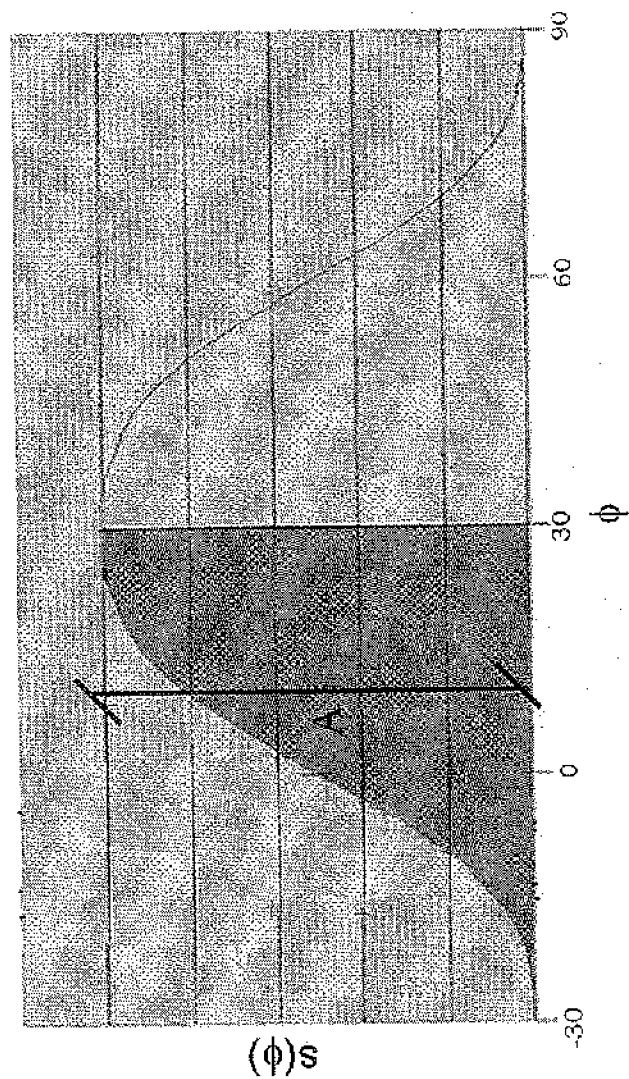


FIG. 7A

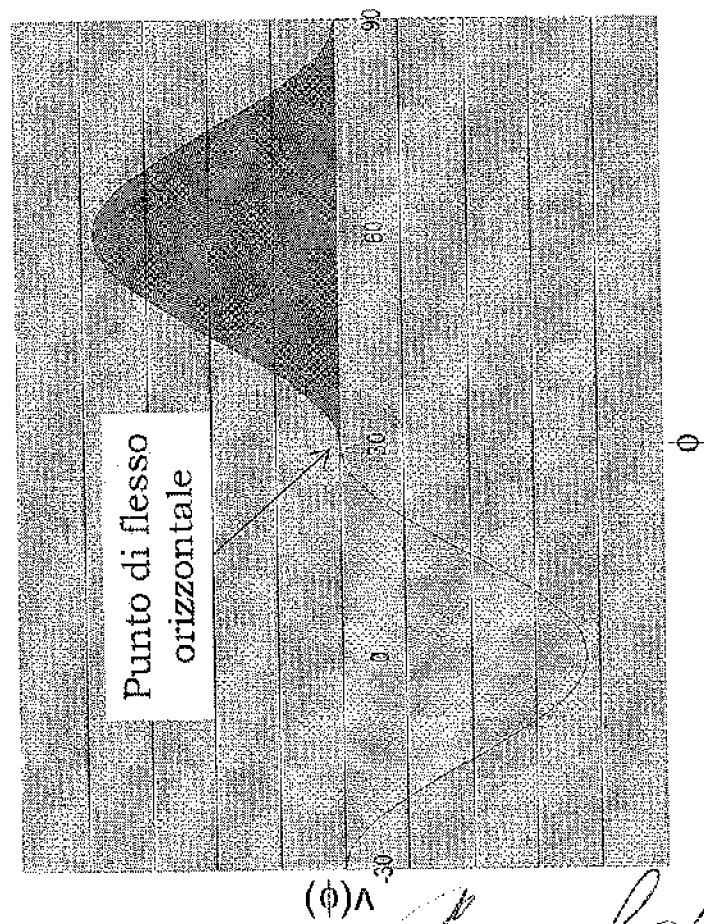


FIG. 7B

Ing. Mario BOTTI
N. Iscr. ALBO 493 BM

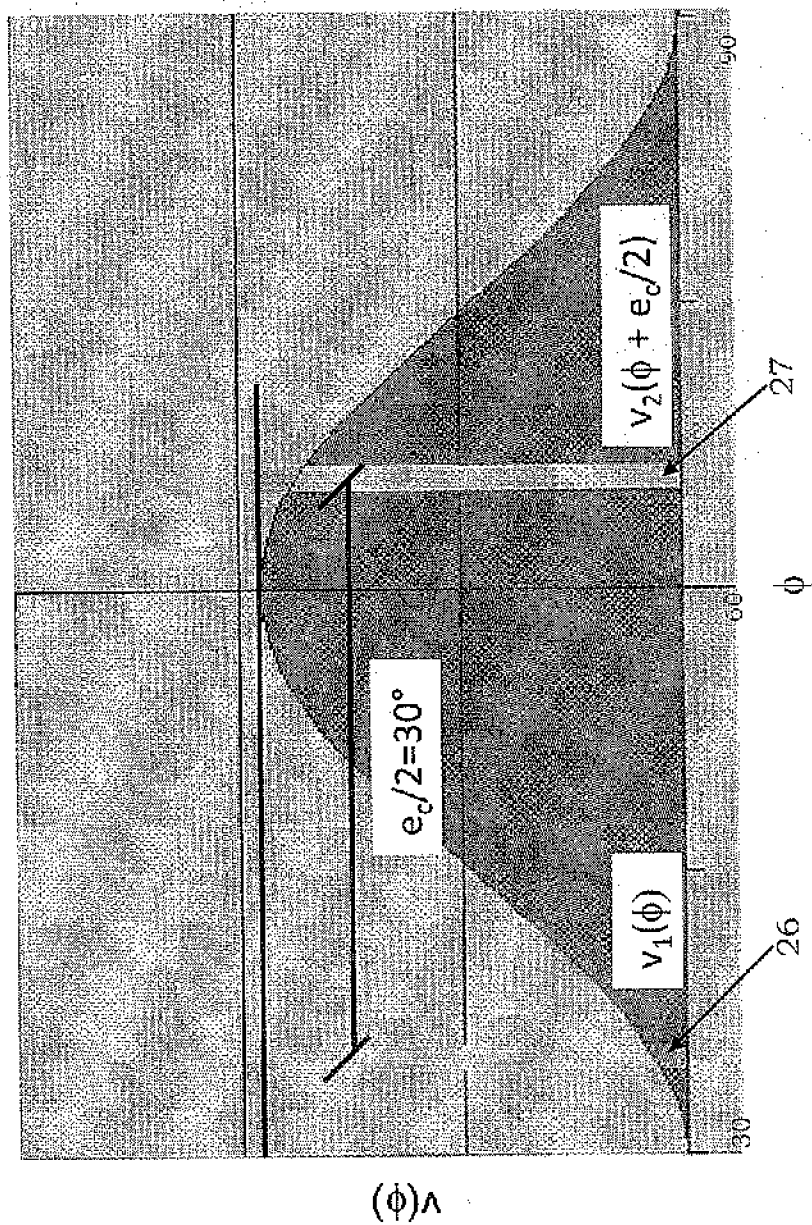


FIG. 8

Carlo Boffi
 Ing. Mario BOTTI
 N. Iscr. ALBO 493 EM

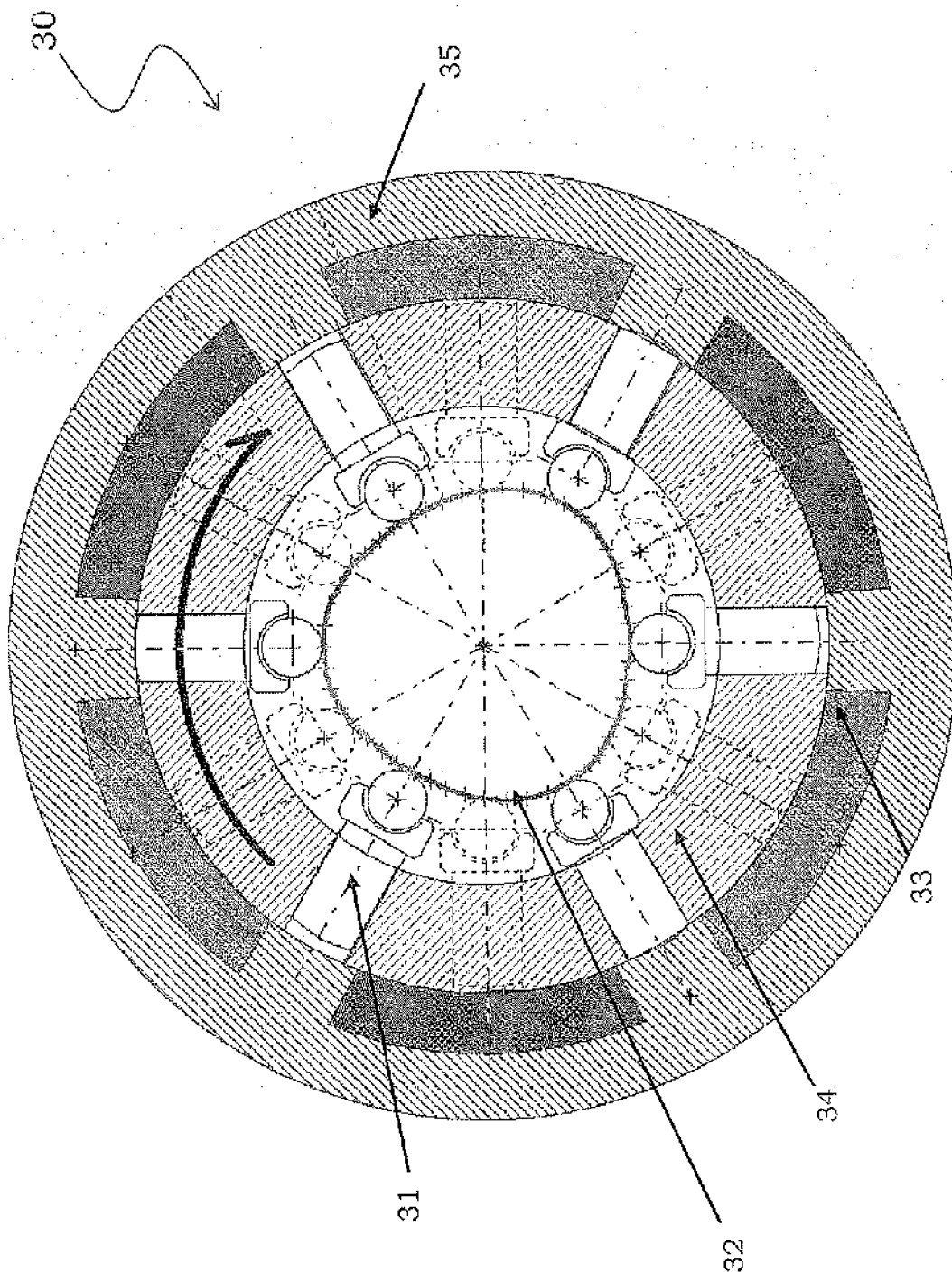


FIG. 9

Mario Botti
 Ing. Mario BOTTI
 N. Iscr. ALBO 443 BM

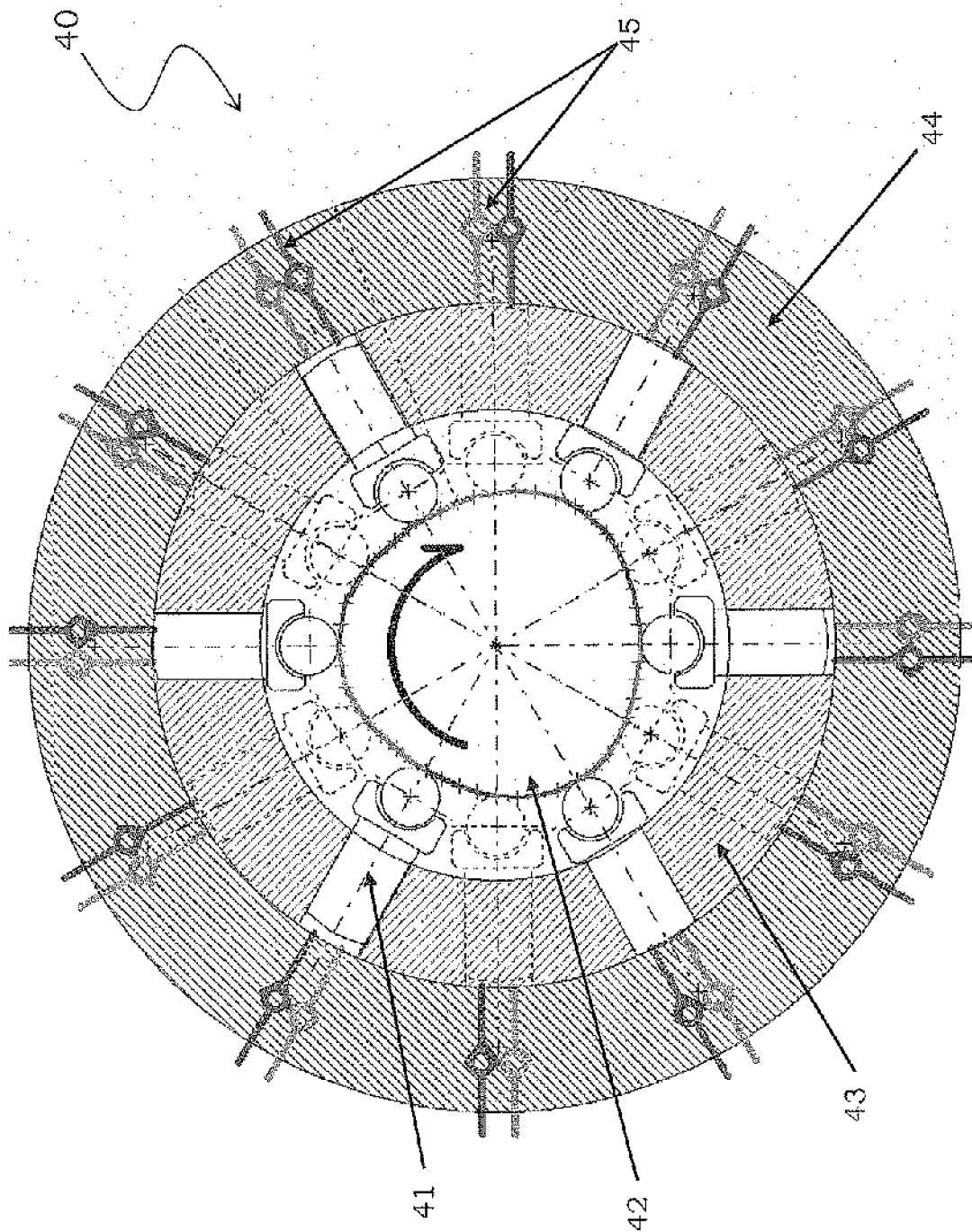


FIG. 10

Carli Botti
 Ing. Mario BOTTI
 N. Iscr. ALBO 483 BM