

# ITALIAN PATENT OFFICE

Document No.

102012902096354A1

Publication Date

20140426

Applicant

VHIT S.P.A.

Title

ROTORE A PALETTE PER POMPA VOLUMETRICA ROTATIVA

## ROTORE A PALETTE PER POMPA VOLUMETRICA ROTATIVA

= = = = =

*Settore della tecnica*

Questa invenzione si riferisce alle pompe volumetriche rotative con rotore a palette, e in particolare riguarda un  
5 rotore per una di tali pompe con una forma perfezionata delle sedi per le palette.

L'invenzione riguarda anche una pompa volumetrica rotativa comprendente tale rotore.

10 *Sfondo dell'invenzione*

Nelle pompe con rotore a palette, le palette sono inserite nel rotore in sedi costituite da fenditure radiali opportunamente sagomate in modo da consentire un facile  
15 montaggio e garantire il corretto sostegno durante la rotazione.

Soprattutto la forma della parte terminale interna delle sedi delle palette è un elemento critico nel progetto del rotore, tenuto conto delle sollecitazioni indotte dal piantaggio con interferenza dell'albero di trascinamento e  
20 dalla successiva entrata in esercizio della pompa. In particolare, tale forma condiziona la resistenza del rotore e richiede che si presti particolare attenzione alla definizione del minimo spessore tra il foro in cui è inserito l'albero di trascinamento (diametro interno del rotore) e la  
25 parte terminale interna della sede delle palette. E' necessario prevedere uno spessore minimo tale che si possa trasmettere il massimo momento torcente di progetto senza che si verificino rotture sia in fase di piantaggio sia durante l'esercizio.

30 Abitualmente, in corrispondenza di tale parte terminale interna, le sedi delle palette si allargano in modo da formare una zona a sezione sostanzialmente circolare. La presenza di questa zona allargata, tra l'altro, ha lo scopo di offrire una via di fuga per l'olio presente all'interno

delle fenditure stesse in modo da non ostacolare i movimenti radiali delle palette. Un esempio di questa forma convenzionale delle sedi delle palette è illustrato in DE 10 2007 018 692 A1.

5 Le sedi delle palette con una parte terminale a sezione circolare però creano una zona di sovrasollecitazione e di intensificazione degli sforzi, a causa tra l'altro del ridotto raggio di curvatura in corrispondenza di tale parte. Questo fatto impone che lo spessore tra il fondo della sede  
10 delle palette e il diametro interno del rotore richiesto per poter garantire una sufficiente resistenza alle sollecitazioni sotto carico sia relativamente elevato. D'altra parte, a sua volta, l'albero di trascinamento non può scendere sotto un determinato spessore minimo per poter  
15 offrire la voluta resistenza meccanica in esercizio. Di conseguenza, le dimensioni complessive del rotore non possono essere inferiori a un certo valore. E' evidente che ciò obbliga a limitare la cilindrata della pompa se si deve mantenere un dato ingombro della stessa, oppure a realizzare  
20 pompe più ingombranti se si vuole avere una certa cilindrata.

#### *Descrizione dell'invenzione*

Lo scopo dell'invenzione è di fornire un rotore per pompa volumetrica rotativa che ovvii agli inconvenienti della tecnica nota.

25 Secondo l'invenzione, ciò è ottenuto per il fatto che la parte terminale allargata di ogni sede presenta, in sezione, un profilo costituito da una coppia di primi archi aventi l'estremità radialmente esterna unita a una rispettiva parete della sede stessa e disposti con la concavità affacciata, e  
30 da un raccordo che collega l'estremità radialmente interna dei primi archi.

La presenza del raccordo fa sì che i primi archi si allontanino dal raggio del rotore comprendente l'asse della sede della palette di un certo angolo (angolo di recesso).

Secondo caratteristiche preferite dell'invenzione, il raccordo è costituito da un secondo arco che volge la convessità verso l'interno della parte allargata e ha raggio maggiore del raggio dei primi archi. Vantaggiosamente, i  
5 secondi archi del fondo di tutte le sedi appartengono ad una stessa circonferenza.

Con la soluzione secondo l'invenzione è possibile ridurre la sollecitazione massima che grava sulla parte più interna delle sedi delle palette, generata in fase di piantaggio.  
10 Questa riduzione della sollecitazione massima cresce con l'angolo di recesso.

La riduzione della massima sollecitazione ottenuta mediante perfezionamenti geometrici (e non ricorrendo a materiali con prestazioni più elevate, che comporterebbero  
15 però costi più elevati) offre la possibilità di poter variare liberamente la dimensione dell'albero con una maggiore libertà rispetto ai rotori con sedi delle palette di forma convenzionale. In particolare, sarà possibile utilizzare un albero di dimensioni maggiori rispetto ad un rotore che non  
20 utilizza l'invenzione, cosicché la pompa è in grado di sopportare maggiori sforzi, o anche utilizzarne uno più piccolo se la pompa dovesse essere ridotta di cilindrata. Nel caso di impiego di un albero di maggiori dimensioni, il vantaggio ottenibile è approssimativamente dello stesso  
25 ordine di grandezza della riduzione delle sollecitazioni massime.

Secondo un altro aspetto dell'invenzione, si fornisce anche una pompa utilizzante il rotore perfezionato.

#### *Breve descrizione delle figure*

30 Queste ed altre caratteristiche e vantaggi della presente invenzione risulteranno chiari dalla seguente descrizione di forme preferite di realizzazione fatta a titolo esemplificativo e non limitativo con l'ausilio delle annesse figure, in cui:

- la fig. 1 è una vista schematica in sezione di un rotore convenzionale;
- la fig. 2 è una vista schematica parziale ingrandita di un rotore in cui le sedi delle palette sono realizzate secondo  
5 l'invenzione;
- le figure 3A - 3C sono viste ingrandite di sedi di paletta con diversi valori dell'angolo di recesso;
- le figure 4A e 4B sono diagrammi che mostrano l'andamento della distribuzione degli sforzi massimi dopo il piantaggio  
10 dell'albero di trascinamento rispettivamente senza l'uso e con l'uso dell'invenzione;
- le figure 5 - 7 sono rispettivamente grafici della distribuzione degli sforzi massimi, del massimo momento torcente trasmissibile e delle deformazioni tangenziali in  
15 funzione dell'angolo di recesso; e
- le figure 8 e 9 sono viste schematiche di due pompe in cui è applicata l'invenzione.

#### *Descrizione dettagliata dell'invenzione*

Come si vede in fig. 1, un rotore a palette 1 è  
20 schematizzabile come un corpo sostanzialmente cilindrico 2 con un foro assiale in cui è inserito per piantaggio con interferenza l'albero di azionamento 3. Nel corpo 2 è formata una pluralità di fenditure radiali 4, uguali fra loro e distribuite regolarmente lungo la circonferenza del corpo 2,  
25 che danno sede alle palette 5, solo una delle quali è rappresentata schematicamente in linea a tratti. Queste fenditure 4 presentano, in corrispondenza del fondo, una parte allargata 6 che, secondo la tecnica convenzionale, illustrata nella figura, ha sezione circolare con centro C.  
30 Le parti circolari 6 si possono considerare come tangenti esternamente ad una circonferenza comune 7 avente una distanza  $\underline{d}$  dal diametro interno del rotore 1 che, per date dimensioni esterne e/o per una data cilindrata della pompa, è imposta dalle caratteristiche di resistenza alle

sollecitazioni che il rotore 1 deve presentare.

Nelle figure 2 e 3A - 3C si vede che, secondo l'invenzione, la sezione della parte allargata 6 di ogni fenditura 4, invece di essere circolare, è definita da una  
5 coppia di primi archi di circonferenza 6a volgenti la concavità uno verso l'altro (cioè verso l'interno del fondo 6) e aventi l'estremità esterna unita a una rispettiva parete 4a della fenditura stessa, e da un raccordo 6b che unisce le estremità radialmente interne degli archi 6a e si estende in  
10 modo simmetrico ai due lati dell'asse A della fenditura 4.

I due archi 6a sono sostanzialmente semicirconferenze corrispondenti ognuna a metà della sezione del fondo circolare convenzionale illustrato in fig. 1 e hanno un primo raggio  $R_1$ . A causa della presenza del raccordo 6b, i centri  
15 C1 dei due archi 6a si trovano ad una certa distanza dall'asse della fenditura 4. Questa distanza può essere misurata dal cosiddetto angolo di recesso  $\alpha_R$ , definito, ad esempio, come l'angolo formato tra il raggio del rotore passante per il punto C1 e il raggio contenente l'asse A. I  
20 valori numerici discussi più avanti sono relativi a questa definizione.

Come si discuterà in seguito, l'ampiezza dell'angolo di recesso  $\alpha_R$  determina la percentuale di riduzione dello sforzo massimo, percentuale che aumenta all'aumentare dell'angolo  
25  $\alpha_R$ .

Secondo l'invenzione, l'angolo  $\alpha_R$  può avere un valore assoluto che varia tra un minimo  $\alpha_R(\min) > 0^\circ$  ( $0^\circ$  corrispondendo chiaramente alla forma circolare convenzionale) e un massimo  $\alpha_R(\max)$  che corrisponde al valore  
30 per cui il materiale compreso tra due sedi adiacenti non sarebbe più in grado di resistere alle sollecitazioni provenienti dalle palette. Questo massimo non può essere definito con precisione in quanto dipende chiaramente, oltre che dal materiale del rotore, dal numero delle palette, dal

diametro dell'albero di trascinamento, dalle sollecitazioni a cui il rotore è sottoposto in esercizio, ecc.

In una forma preferita di realizzazione, illustrata nei disegni, il raccordo 6b è un arco di circonferenza che volge  
5 la convessità verso l'interno del fondo 6 e ha un raggio R2 che vantaggiosamente è maggiore del raggio R1 degli archi 6a. In particolare, tutti gli archi 6b appartengono alla circonferenza 7.

Con questa disposizione, il fondo ha la stessa direzione  
10 di curvatura dell'albero 3, ciò che consente di migliorare la distribuzione degli stati di sforzo all'interno del materiale. Inoltre si riduce al massimo l'effetto di intaglio.

I diagrammi della sollecitazione di Von Mises delle  
15 figure 4A e 4B mostrano chiaramente l'effetto dell'invenzione sulla distribuzione degli sforzi massimi risultante dal piantaggio dell'albero.

In particolare, la fig. 4A, relativa ad una sede convenzionale (angolo di recesso di  $0^\circ$ ), fa vedere una forte  
20 concentrazione di sforzi in corrispondenza del "vertice" del fondo, cioè del punto di tangenza tra il fondo e la circonferenza 7: come accennato, questo è dovuto al fatto che in tale zona la concavità del foro si oppone alla convessità dell'albero e quindi crea zone di variazione del raggio di  
25 curvatura. La fig. 4B, relativa ad un angolo di recesso di  $5^\circ$ , mostra invece come le zone di forte concentrazione degli sforzi siano molto ridotte e gli sforzi stessi assumano una distribuzione più omogenea nell'intero componente.

Nel grafico di fig. 5 sono riportati i valori della  
30 sollecitazione tangenziale in corrispondenza del fondo 6 delle fenditure 4, cioè in corrispondenza della circonferenza 7, in funzione dell'angolo di recesso  $\alpha_R$  per due diversi valori del diametro dell'albero 3, e precisamente 12 mm e 13 mm. Il grafico mostra chiaramente che già per valori molto

bassi dell'angolo di recesso l'invenzione porta ad una riduzione sensibile della sollecitazione tangenziale sul fondo 6 rispetto alla soluzione convenzionale con fondo 6 cilindrico. In particolare, si può apprezzare che tale riduzione, in un intervallo di angoli fra  $1^\circ$  e  $10^\circ$ , è compresa fra circa il 15% ( $\alpha_R = 1^\circ$ ) e circa il 35% ( $\alpha_R = 10^\circ$ ). Questa riduzione, come si vede dal grafico, è sostanzialmente indipendente dal diametro dell'albero.

Il grafico di fig. 6, che illustra i valori del massimo momento torcente trasmissibile in funzione dell'angolo di recesso  $\alpha_R$  per gli stessi due valori del diametro dell'albero 3 considerati in fig. 5, mostra che l'allargamento del fondo 6 delle sedi delle palette implica una certa diminuzione del massimo momento torcente trasmissibile rispetto alla sede con forma convenzionale, tale diminuzione crescendo al crescere dell'angolo di recesso  $\alpha_R$ . Tuttavia, il grafico mostra che tale diminuzione è assai limitata (da meno dell'1% per l'angolo di  $1^\circ$  al 4% - 4,5% per l'angolo di  $10^\circ$ , per entrambi i valori del diametro dell'albero 3) e quindi può essere accettata senza problemi tenendo conto del forte guadagno in termini di riduzione delle sollecitazioni e quindi di resistenza meccanica introdotto dall'invenzione.

Il grafico di fig. 7 illustra invece i valori della deformazione tangenziale (definita come differenza tra la circonferenza esterna del rotore - dove per circonferenza esterna del rotore si intende qui la circonferenza in corrispondenza del fondo 6 delle fenditure 4, cioè in corrispondenza della circonferenza 7 - prima e dopo il piantaggio dell'albero 3) in funzione dell'angolo di recesso  $\alpha_R$ . Il grafico mostra che l'invenzione, sempre considerando angoli di recesso fino a  $10^\circ$  e gli stessi due valori del diametro dell'albero 3 considerati nelle figure 5 e 6, provoca un sensibile incremento della deformazione tangenziale rispetto alla convenzionale forma circolare,

incremento che cresce rapidamente per valori di  $\alpha_R > 5^\circ$  e raggiunge valori superiori al 50% per l'angolo di  $10^\circ$ . Questo incremento deve essere preso in considerazione in fase di progetto della pompa, in particolare delle palette, perché  
5 può provocare un aumento delle fughe radiali di olio tra i fianchi delle palette e le pareti delle loro sedi. Si dovrà quindi valutare se e quanto un aumento delle fughe radiali sia tollerabile ed eventualmente, dimensionare opportunamente le palette.

10 Alla luce di quanto precede, una soluzione che rappresenta un buon compromesso tra il vantaggio rappresentato dall'incremento della resistenza meccanica e gli svantaggi rappresentati dalla diminuzione del momento torcente trasmissibile e dal possibile aumento delle fughe  
15 radiali di olio, è data da un angolo di recesso in un intervallo da  $3^\circ$  a  $6^\circ$ , per esempio un angolo in un intorno di  $5^\circ$ .

L'invenzione può essere applicata a qualsiasi tipo di pompa volumetrica con rotore a palette, a cilindrata fissa o  
20 variabile, per esempio a pompe per l'olio di lubrificazione del motore di autoveicoli, ed è di particolare interesse per pompe in cui almeno il rotore e le palette sono realizzati in materiale sinterizzato, plastico o plastico rinforzato con fibre.

25 Nelle figure 8 e 9 si è rappresentata l'applicazione dell'invenzione a due pompe a cilindrata variabile, e precisamente in fig. 8 si vede una pompa 100 del tipo in cui la regolazione della cilindrata è ottenuta mediante rotazione di un anello statorico 101 che presenta una cavità interna  
30 eccentrica 102 in cui ruota il rotore 1, mentre in fig. 9 si vede una pompa 200 del tipo noto come "pompa pendulum" o "pompa pendelschieber", in cui il rotore 1, ruotando, trascina in rotazione un anello esterno 201 in cui è incernierata l'estremità radialmente esterna delle palette 5.

Sarà chiaro per il tecnico che l'invenzione può trovare applicazione anche in pompe combinate, cioè combinazioni di pompe in cui almeno una pompa è una pompa volumetrica rotativa del tipo considerato qui, o in gruppi ausiliari, 5 cioè gruppi di componenti, non necessariamente tutti idraulici, comprendenti almeno una pompa volumetrica rotativa del tipo considerato qui.

E' evidente che quanto descritto è dato unicamente a titolo di esempio non limitativo e che varianti e modifiche 10 sono possibili senza uscire dal campo di protezione dell'invenzione, come definito nelle rivendicazioni che seguono.

**Rivendicazioni**

1. Rotore a palette per una pompa rotativa, il rotore comprendendo un corpo sostanzialmente cilindrico (2) con una pluralità di fenditure radiali (4) che costituiscono ognuna una sede per una paletta (5) e terminano, ad un'estremità radialmente interna, con un fondo cieco allargato (6), caratterizzato dal fatto che detto fondo allargato (6) presenta, in sezione, un profilo definito da una coppia di primi archi (6a) disposti con concavità affacciata e aventi un'estremità radialmente esterna unita a una rispettiva parete (4a) della fenditura stessa, e da un raccordo (6b) che collega estremità radialmente interne di detti primi archi (6a).

2. Rotore secondo la riv. 1, caratterizzato dal fatto che tra un raggio del rotore (1) passante per un centro (C1) di uno dei primi archi (6a) e un raggio contenente un asse (A) di detta fenditura (4) esiste un angolo ( $\alpha_R$ ) maggiore di  $0^\circ$ .

3. Rotore secondo la riv. 2, caratterizzato dal fatto che detto angolo ( $\alpha_R$ ) ha un'ampiezza inferiore a  $10^\circ$ , in particolare compresa fra circa  $3^\circ$  e circa  $6^\circ$ .

4. Rotore secondo la riv. 3, caratterizzato dal fatto che detto angolo ( $\alpha_R$ ) ha un'ampiezza dell'ordine di  $5^\circ$ .

5. Rotore secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, caratterizzato dal fatto che detto raccordo (6b) è costituito da un ulteriore arco che volge la convessità verso l'interno del fondo allargato (6).

6. Rotore secondo la riv. 5, caratterizzato dal fatto che gli ulteriori archi (6b) di tutte le sedi (4) delle palette (5) appartengono ad una circonferenza comune (7).

7. Rotore secondo la riv. 5 o 6, caratterizzato dal fatto che l'ulteriore arco (6b) ha raggio (R2) maggiore del raggio (R1) di detti primi archi (6a).

8. Pompa rotativa con rotore a palette, caratterizzata dal fatto di comprendere un rotore (1) secondo una qualsiasi

13518.01

delle rivendicazioni precedenti.

9. Pompa rotativa secondo la riv. 7, caratterizzata dal fatto che il rotore (1) è realizzato in materiale sinterizzato, plastico o plastico rinforzato con fibre.

## CLAIMS

1. Vane rotor for a rotary pump, the rotor comprising a substantially cylindrical body (2) with a plurality of radial slots (4) each forming a seat for a vane (5) and ending, at a radially inner end, with a widened blind bottom (6), the rotor being characterised in that said widened bottom (6) has a cross-sectional profile which is defined by a pair of first arcs (6a) arranged with facing concavities and having radially outer ends joined with a respective wall (4a) of the slot, and by a connecting portion (6b) connecting radially inner ends of said first arcs (6a)

2. The rotor as claimed in claim 1, characterised in that an angle ( $\alpha_R$ ) greater than  $0^\circ$  exists between a radius of the rotor (1) passing through a centre (C1) of a first arc (6a) and a radius containing an axis (A) of said slot (4).

3. The rotor as claimed in claim 2, characterised in that said angle ( $\alpha_R$ ) has an amplitude of less than  $10^\circ$ , in particular in the range from about  $3^\circ$  to about  $6^\circ$ .

4. The rotor as claimed in claim 3, characterised in that said angle ( $\alpha_R$ ) has an amplitude of about  $5^\circ$ .

5. The rotor as claimed in any preceding claim, characterised in that said connecting portion (6b) is a further arc having the convexity directed towards the inside of the widened bottom (6).

6. The rotor as claimed in claim 5, characterised in that the further arcs (6b) of all seats (4) of the vanes (5) belong to a same circumference (7).

7. The rotor as claimed in claim 5 or 6, characterised in that the further arc (6b) has a radius (R2) greater than the radius (R1) of said first arcs (6).

8. A rotary pump with a vane rotor, characterised in that it comprises a rotor (1) as claimed in any preceding claim.

9. The rotary pump as claimed in claim 7, characterised in that the rotor (1) is made of sintered, plastic or fibre-reinforced plastic material.

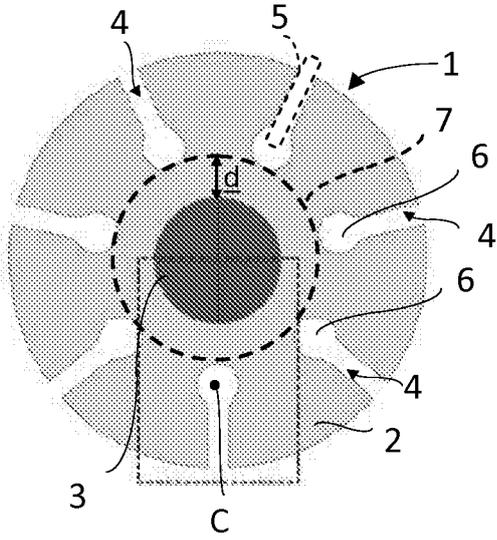


FIG. 1

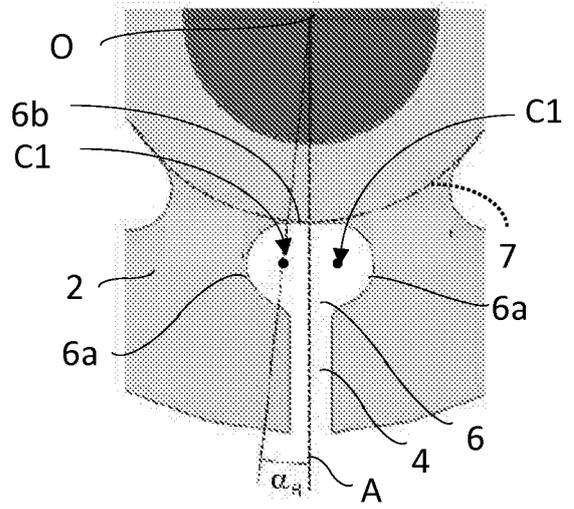


FIG. 2

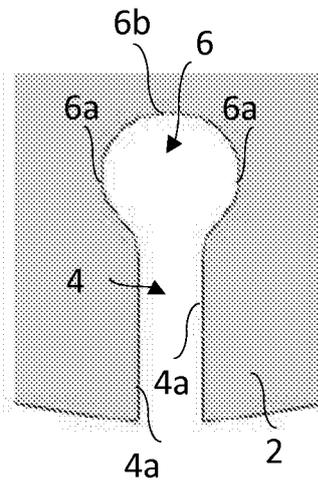


FIG. 3A

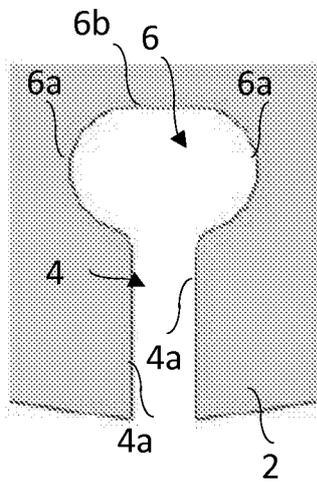


FIG. 3B

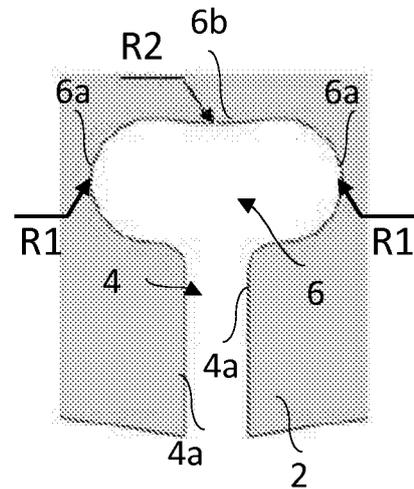


FIG. 3C

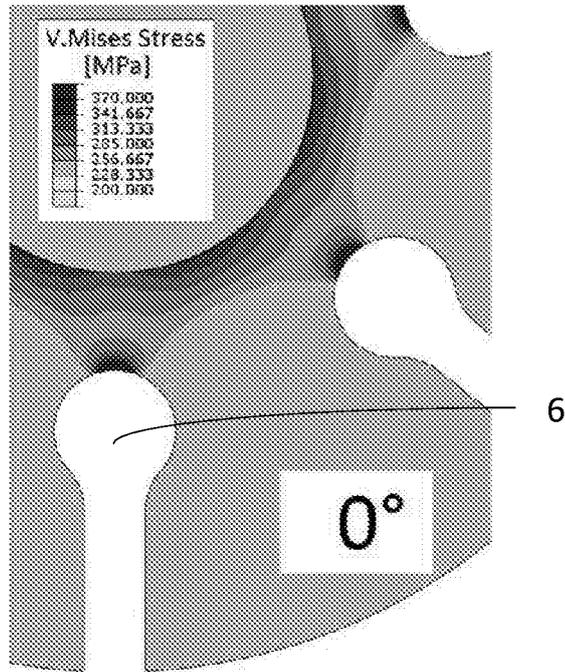


FIG. 4A

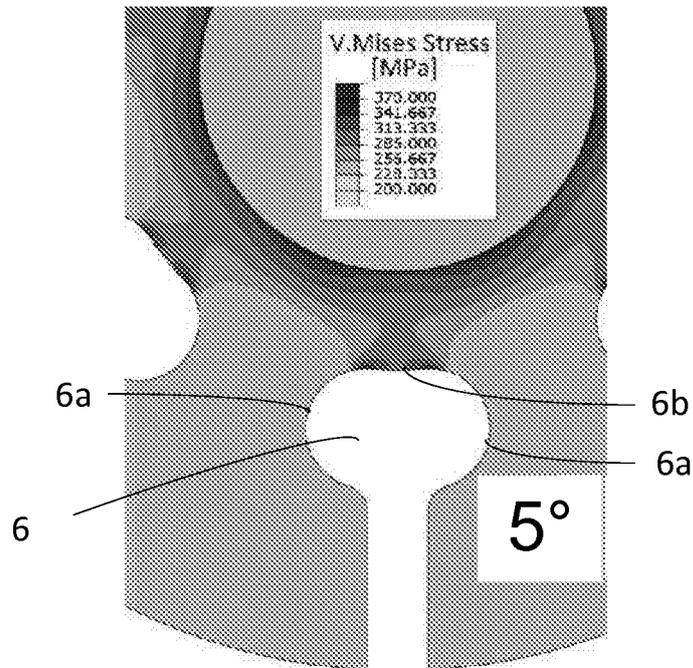


FIG. 4B

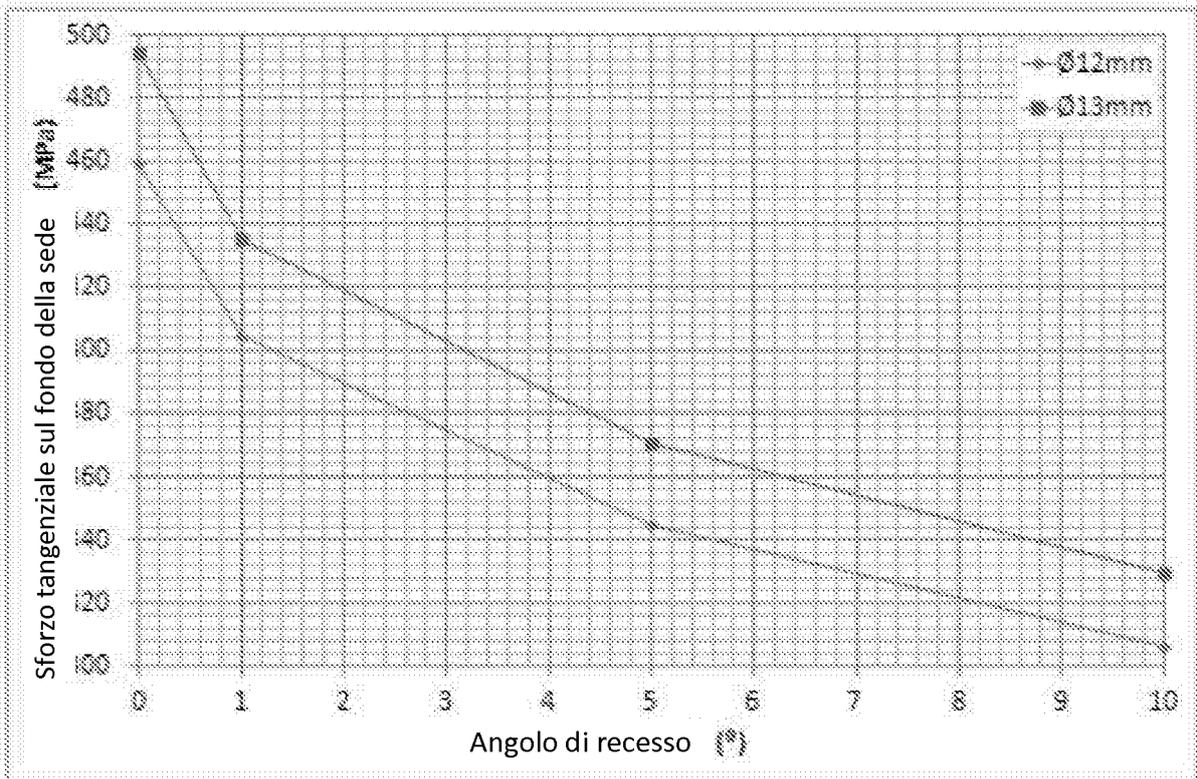


FIG. 5

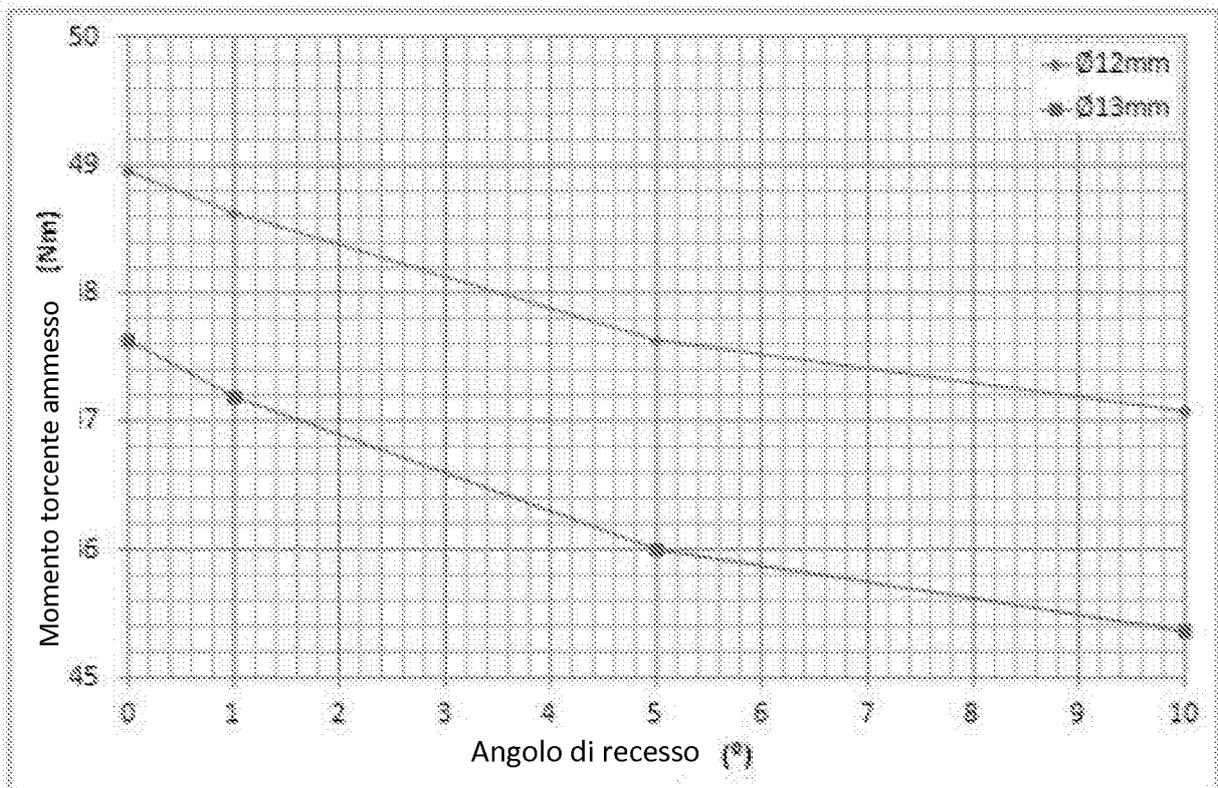


FIG. 6

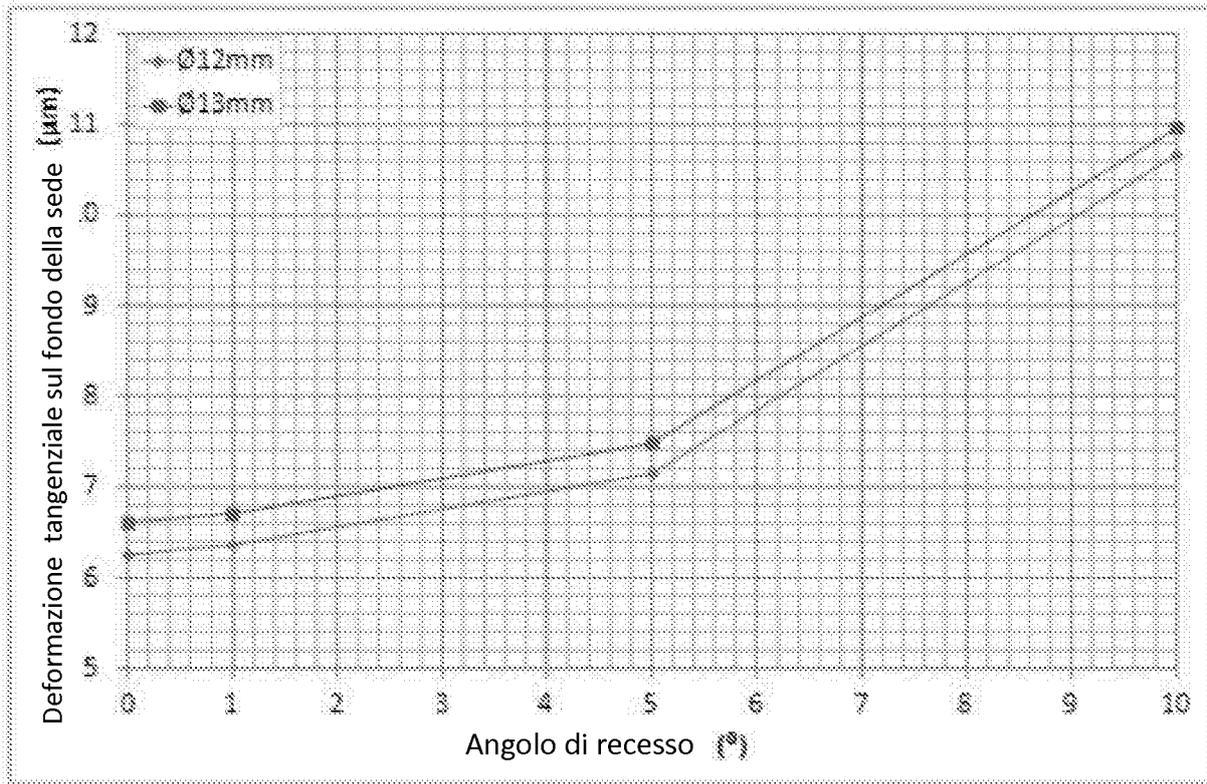


FIG. 7

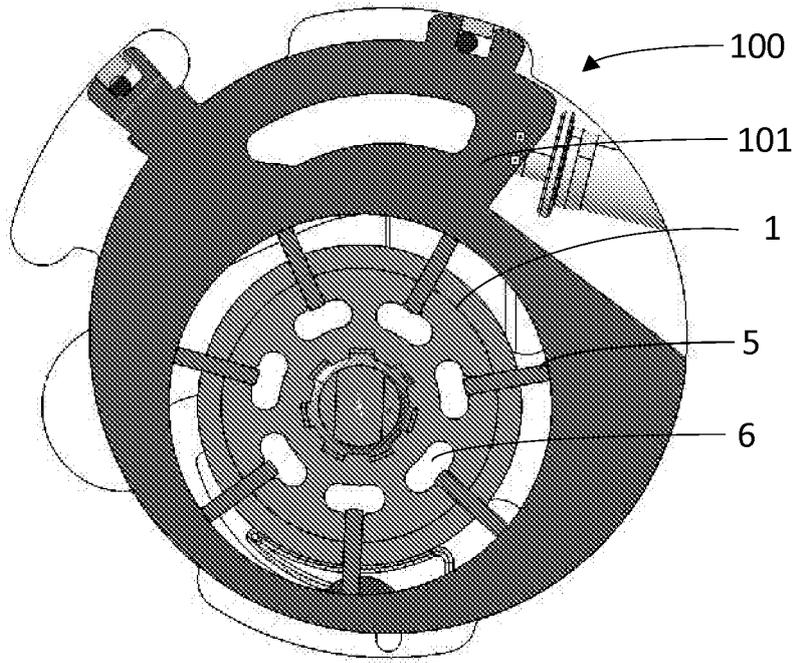


FIG. 8

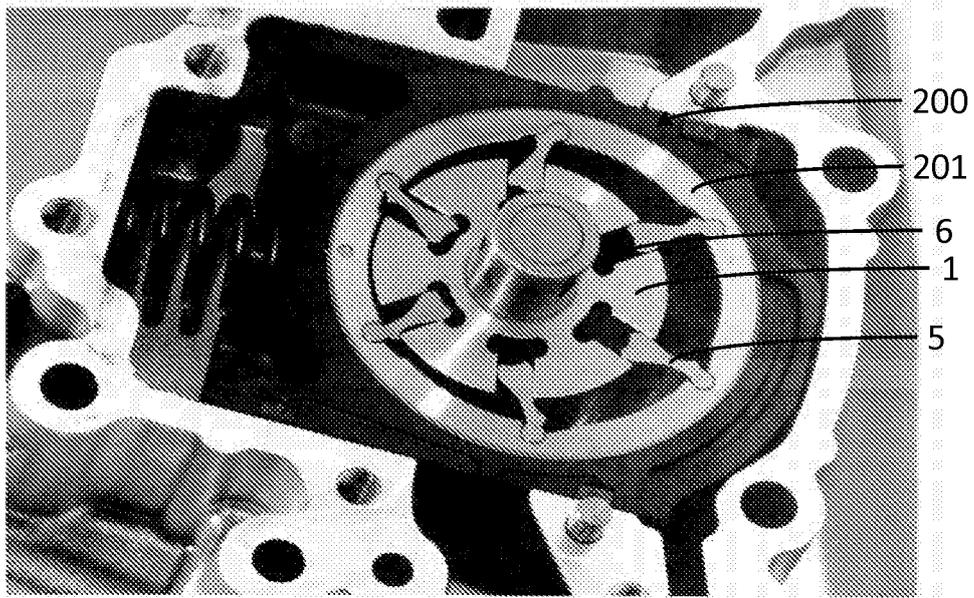


FIG. 9