

ITALIAN PATENT OFFICE

Document No.

102012902049537A1

Publication Date

20131111

Applicant

FRENI BREMBO S.P.A.

Title

ATTUATORE ELETTRIDRAULICO PER FRENO.

TITOLARE: FRENI BREMBO S.P.A.

DESCRIZIONE

"ATTUATORE ELETTROIDRAULICO PER FRENO"

- 5 [0001] Forma oggetto della presente invenzione un attuatore elettroidraulico per un freno, in particolare per un freno a disco con un gruppo di spinta cilindro-pistone idraulico per automobili, motociclette e veicoli commerciali ed industriali.
- 10 [0002] Da US6623087 e DE19527936 sono noti sistemi frenanti per automobili del tipo BBW ("Brake By Wire"), in cui un trasduttore lineare collegato ad un pedale freno rileva la corsa del pedale freno e trasmette un segnale elettrico indicativo per la richiesta di coppia
- 15 frenante da parte dell'utente ad un'unità di controllo. L'unità di controllo elabora il segnale del trasduttore e controlla un motore elettrico di una pompa idraulica in funzione della coppia frenante richiesta. La pompa idraulica messa in funzione dal motore elettrico
- 20 pressurizza e convoglia un fluido idraulico ai gruppi di pressione idraulici dei freni del veicolo.
- [0003] Rispetto agli impianti di frenatura tradizionali in cui il pedale freno agisce direttamente sul circuito idraulico, il vantaggio dei sistemi "Brake By Wire"
- 25 consiste nel fatto di poter generare e controllare la

pressione idraulica dell'impianto frenante senza l'ausilio della forza applicata mediante il pedale freno. Inoltre, la almeno parziale sostituzione di circuiti idraulici mediante circuiti elettrici consente un risparmio di fluido idraulico, una riduzione di peso ed una diminuzione dell'impatto ambientale dell'impianto frenante. Infine, la gestione del sistema frenante mediante una unità di controllo elettronica in base a segnali elettrici che rappresentano la richiesta di coppia frenante, permette una progettazione più ergonomica del pedale freno o della leva freno ed una risposta del sistema frenante più mirata e differenziata alle condizioni stradali e del veicolo nel momento della frenata, oltre alla possibilità di eseguire una frenata rigenerativa (con un recupero almeno parziale dell'energia cinetica) e blending.

[0004] Nonostante i numerosi vantaggi dei sistemi "Brake By Wire", in condizioni di frenata estreme, ad esempio nel caso di improvvisa perdita di efficienza del freno (il cosiddetto "fading") in seguito a surriscaldamento dopo lunghe ed intense frenate, il freno richiede pressioni idrauliche molto elevate che si traducono in un sovradimensionamento del motore elettrico della pompa che altrimenti rischierebbe di bruciare. Tale sovradimensionamento del motore elettrico non porta

alcun beneficio nel 99% delle situazioni operative dell'impianto frenante e comporta, tuttavia, costi aggiuntivi di fabbricazione e di esercizio, nonché un peso ed ingombro elevato.

5 [0005] Lo scopo della presente invenzione è pertanto quello di fornire un attuatore elettroidraulico per un freno idraulico, avente caratteristiche tali da ovviare agli inconvenienti citati con riferimento alla tecnica nota.

10 [0006] Uno scopo particolare dell'invenzione è quello di proporre un attuatore elettroidraulico per un freno idraulico, in cui un motore elettrico dell'attuatore elettroidraulico è dimensionato per le condizioni operative normali del freno ed in cui l'attuatore
15 elettroidraulico è configurato per poter generare in condizioni estreme, mediante il medesimo motore elettrico, una pressione di fluido eccezionalmente elevata senza rischiare un surriscaldamento del motore.

[0007] Questi ed altri scopi vengono raggiunti mediante un
20 attuatore elettroidraulico per l'azionamento di un freno avente un gruppo di spinta idraulico, detto attuatore comprendente:

- un motore elettrico con un albero motore,
- un meccanismo di trasformazione collegato con l'albero
25 motore ed atto a trasformare un moto rotatorio

dell'albero motore in un moto traslatorio di una porzione traslabile,

- una pompa idraulica collegata al meccanismo di trasformazione ed atta ad effettuare, in risposta al movimento traslatorio, un aumento di pressione di un liquido idraulico,

in cui la pompa idraulica comprende:

- un cilindro ed un pistone accolto nel cilindro e vincolato alla porzione traslabile in modo tale da traslare insieme ad essa rispetto al cilindro lungo una corsa pistone estesa da un fine corsa posteriore ad un fine corsa anteriore, detta corsa pistone comprendente:

- un tratto anteriore che include il fine corsa anteriore e che ha una lunghezza inferiore o uguale alla metà della lunghezza della corsa pistone, e

- un tratto posteriore che include il fine corsa posteriore e che ha una lunghezza inferiore o uguale alla metà della lunghezza della corsa pistone,

- una camera di pressione delimitata dal cilindro e dal pistone ed avente un volume che varia in funzione della posizione del pistone da un volume massimo quando il pistone staziona nella posizione di fine corsa posteriore ad un volume minimo quando il pistone staziona nella posizione di fine corsa anteriore,

- un condotto di mandata in comunicazione con la camera di pressione ed adatto ad essere collegato con il gruppo di spinta idraulico del freno, in cui il meccanismo di trasformazione è configurato in modo tale che, a parità di velocità angolare dell'albero motore, la velocità di traslazione della porzione traslabile diminuisce da un valore massimo in una posizione del pistone nel tratto posteriore fino ad un valore minimo in una posizione del pistone nel tratto anteriore.

[0008] Ciò riduce la coppia motore e quindi la potenza elettrica richiesta per generare un'elevata pressione di fluido nel tratto anteriore della corsa pistone, ovviando così al rischio di surriscaldare il motore elettrico in situazioni di frenate estreme. Al contempo, quando il pistone è nel tratto posteriore della corsa pistone (situazione di frenate di servizio normali), l'attuatore permette un funzionamento del motore elettrico in un regime di coppia motore e potenza elettrica assorbita appropriato per il dimensionamento del motore stesso.

[0009] Inoltre, grazie al fatto che il valore minimo del rapporto di trasmissione e conversione (o in altre parole: il valore minimo del quoziente tra la velocità lineare di traslazione della porzione traslabile e la

velocità angolare dell'albero motore) viene raggiunto quando il pistone è nel tratto anteriore della corsa pistone, è possibile generare elevatissime pressioni di fluido in condizioni di elevato spostamento di fluido fuori dal cilindro.

[0010] In accordo con un aspetto dell'invenzione, il tratto anteriore della corsa pistone ha una lunghezza inferiore ad un terzo della lunghezza della corsa pistone, preferibilmente inferiore ad un quarto della lunghezza della corsa pistone. Ancora più preferibilmente, il valore minimo del rapporto di trasmissione e conversione (o in altre parole: il valore minimo del quoziente tra la velocità lineare di traslazione della porzione traslabile e la velocità angolare dell'albero motore) viene raggiunto quando il pistone è in corrispondenza del fine corsa anteriore.

[0011] In accordo con un ulteriore aspetto dell'invenzione, il valore massimo del rapporto di trasmissione e conversione (o in altre parole: il valore massimo del quoziente tra la velocità lineare di traslazione della porzione traslabile e la velocità angolare dell'albero motore) viene raggiunto quando il pistone è in corrispondenza del fine corsa posteriore.

[0012] In accordo con un ulteriore aspetto dell'invenzione, il meccanismo di trasformazione

comprende un meccanismo a manovella e biella per una trasformazione del moto rotatorio dell'albero motore nel moto traslatorio della porzione traslabile. Nei meccanismi a manovella e biella la velocità di traslazione della porzione traslabile è una funzione non-lineare della posizione angolare della manovella ed anche della corsa della porzione traslabile. Considerando ora che la pressione di fluido è approssimativamente una funzione lineare della corsa del pistone e combinando tale funzione lineare della pressione con la funzione non-lineare della velocità di traslazione del pistone si ottiene un rapporto non-lineare tra la coppia motore e la corsa del pistone, in cui in una porzione prevalente del tratto posteriore (nella prima metà) della corsa pistone la coppia motore cresce in modo approssimativamente proporzionale (lineare) con l'avanzare del pistone e nel tratto anteriore (nella seconda metà) della corsa pistone la coppia motore cresce in modo sottoproporzionale (o decrescente) o decresce con l'avanzare del pistone. Ed esattamente questa caratteristica permette un'operazione ottimale del motore elettrico ed un preciso controllo della pressione di fluido in condizioni di frenata normali (a pistone nel tratto posteriore della corsa pistone) ed una pressurizzazione elevatissima del fluido

in condizioni di frenata eccezionali (a pistone nel tratto anteriore della corsa pistone).

[0013] In accordo con un ulteriore aspetto dell'invenzione, il meccanismo di trasformazione
5 comprende un meccanismo a camma per una trasformazione del moto rotatorio dell'albero motore nel moto traslatorio della porzione traslabile. In tal caso, la superficie a camma presenta una forma ed una distanza radiale al suo fulcro di rotazione tale da ottenere la
10 succitata relazione tra la velocità di traslazione del pistone e la velocità angolare dell'albero motore e, preferibilmente, un rapporto non-lineare tra la coppia motore e la corsa del pistone, in cui in una porzione prevalente del tratto posteriore (nella prima metà)
15 della corsa pistone la coppia motore cresce in modo approssimativamente proporzionale (lineare) con l'avanzare del pistone e nel tratto anteriore (nella seconda metà) della corsa pistone la coppia motore cresce in modo sottoproporzionale (o decrescente) o
20 decresce con l'avanzare del pistone.

[0014] In accordo con un ulteriore aspetto dell'invenzione, il meccanismo di trasformazione comprende un rotore accoppiato ad uno statore mediante l'impegno tra organi volventi collegati all'uno ed una
25 pista elicoidale formata nell'altro, in cui l'angolo

dell'elica della pista elicoidale varia lungo la sua lunghezza, in modo tale ottenere la succitata relazione tra la velocità di traslazione del pistone e la velocità angolare dell'albero motore e, preferibilmente, un
5 rapporto non-lineare tra la coppia motore e la corsa del pistone, in cui in una porzione prevalente del tratto posteriore (nella prima metà) della corsa pistone la coppia motore cresce in modo approssimativamente
10 proporzionale (lineare) con l'avanzare del pistone e nel tratto anteriore (nella seconda metà) della corsa pistone la coppia motore cresce in modo sottoporzionale (o decrescente) o decresce con l'avanzare del pistone.

[0015] Per meglio comprendere l'invenzione ed apprezzarne
15 i vantaggi, verranno di seguito descritte alcune sue forme di realizzazione esemplificative non limitative, facendo riferimento alle figure annesse, in cui:

[0016] le figure 1 e 2 sono viste in prospettiva di un attuatore elettroidraulico per freni idraulici secondo
20 una forma di realizzazione dell'invenzione;

[0017] la figura 3 è una vista in sezione dell'attuatore in figura 1;

[0018] la figura 4 è una vista ingrandita di un particolare in figura 3;

25 [0019] la figura 5 è una vista in sezione dell'attuatore

con un pistone in una posizione di fine corsa posteriore;

[0020] la figura 6 è una vista in sezione dell'attuatore con un pistone in una posizione di fine corsa anteriore;

5 [0021] la figura 7 è una vista ingrandita di un particolare dell'attuatore secondo una forma di realizzazione;

[0022] la figura 8 è una vista ingrandita di un ulteriore particolare dell'attuatore secondo una forma di
10 realizzazione;

[0023] la figura 9 è una illustrazione schematica di un meccanismo a manovella e biella e della legge cinematica che determina il suo comportamento;

[0024] la figura 10 mostra un diagramma che indica
15 l'andamento della coppia motore e della pressione del fluido idraulico in funzione della corsa del pistone in accordo con una forma di realizzazione dell'invenzione a confronto con una soluzione della tecnica nota;

[0025] la figura 11 è una illustrazione schematica di un
20 impianto frenante del tipo "Brake By Wire" che implementa attuatori elettroidraulici secondo l'invenzione;

[0026] le figure 12 e 13 mostrano schematicamente attuatori elettroidraulici secondo ulteriori forme di
25 realizzazione.

[0027] Con riferimento alle figure, un attuatore elettroidraulico è complessivamente indicato con il riferimento 1. L'attuatore 1 è previsto per l'azionamento di un freno 2 con un gruppo di spinta idraulico e comprende un motore elettrico 3 con un albero motore 4, un meccanismo di trasformazione 5 collegato con l'albero motore 4 ed atto a trasformare un moto rotatorio dell'albero motore 4 in un moto traslatorio di una porzione traslabile 6, nonché una pompa idraulica 7 collegata al meccanismo di trasformazione 5 ed atta ad effettuare, in risposta al movimento traslatorio, un aumento di pressione di un liquido idraulico.

[0028] La pompa idraulica 7 comprende un cilindro 8 ed un pistone 9 accolto nel cilindro 8 e vincolato alla porzione traslabile 6 in modo tale da traslare insieme ad essa rispetto al cilindro 8 lungo una corsa pistone estesa da un fine corsa posteriore 11 ad un fine corsa anteriore 12. La corsa pistone 10 comprende un tratto anteriore 13 che include il fine corsa anteriore 12 e che ha una lunghezza inferiore o uguale alla metà della lunghezza della corsa pistone 10, e un tratto posteriore 14 che include il fine corsa posteriore 11 e che ha una lunghezza inferiore o uguale alla metà della lunghezza della corsa pistone 10.

[0029] La pompa idraulica 7 comprende inoltre una camera di pressione 15 delimitata dal cilindro 8 e dal pistone 9 ed avente un volume che varia in funzione della posizione del pistone 9 da un volume massimo quando il
5 pistone 9 staziona nella posizione di fine corsa posteriore 11 ad un volume minimo quando il pistone 9 staziona nella posizione di fine corsa anteriore 12. La camera di pressione 15 è in comunicazione con un condotto di mandata 16 che è preferibilmente formato nel
10 cilindro 8 (ma potrebbe essere anche formato nel pistone 9) ed adatto ad essere collegato con il gruppo di spinta idraulico del freno 2.

[0030] Secondo un aspetto dell'invenzione, il meccanismo di trasformazione 5 è configurato in modo tale che, a
15 parità di velocità angolare dell'albero motore 4, la velocità di traslazione della porzione traslabile 6 (vale a dire del pistone 9) diminuisce da un valore massimo in una posizione del pistone 9 nel tratto posteriore 14 fino ad un valore minimo in una posizione
20 del pistone 9 nel tratto anteriore 13.

[0031] Ciò riduce la coppia motore e quindi la potenza elettrica richiesta per generare un'elevata pressione di fluido nel tratto anteriore 13 della corsa pistone 10, ovviando così al rischio di surriscaldare il motore
25 elettrico 3 in situazioni di frenate estreme. Al

contempo, quando il pistone 9 è nel tratto posteriore 14 della corsa pistone 10 (situazione di frenate di servizio normali), l'attuatore 1 permette un funzionamento del motore elettrico 3 in un regime di
5 coppia motore e potenza elettrica assorbita appropriato per il dimensionamento del motore stesso.

[0032] Inoltre, grazie al fatto che il valore minimo del rapporto di trasmissione e conversione $V_{LIN,9}/V_{ANG,4}$ (o in altre parole: il valore minimo del quoziente tra la
10 velocità lineare di traslazione della porzione traslabile 6 (o pistone 9) e la velocità angolare dell'albero motore 4) viene raggiunto quando il pistone è nel tratto anteriore 13 della corsa pistone 10, è possibile generare elevatissime pressioni di fluido
15 quando il fluido stesso ha già subito un elevato spostamento. In questo modo si ottiene un rapido avvicinamento ed impegno delle pastiglie contro il disco freno in condizioni di frenata normali (tratto posteriore della corsa pistone) e si possono generare
20 elevatissime pressioni quando le pastiglie impegnano già il disco freno e non richiedono ulteriori spostamenti sostanziali.

[0033] Secondo una forma di realizzazione, il tratto anteriore 13 della corsa pistone 10 ha una lunghezza
25 inferiore ad un terzo, preferibilmente inferiore ad un

quarto, della lunghezza della corsa pistone 10. Ancora
 più preferibilmente, il valore minimo del rapporto di
 trasmissione e conversione $V_{LIN,9}/V_{ANG,4}$ (o in altre
 parole: il valore minimo del quoziente tra la velocità
 5 lineare di traslazione della porzione traslabile 6
 (pistone 9) e la velocità angolare dell'albero motore 4)
 viene raggiunto quando il pistone 9 è in corrispondenza
 del fine corsa anteriore 12.

[0034] Il valore massimo del rapporto di trasmissione e
 10 conversione $V_{LIN,9}/V_{ANG,4}$ (o in altre parole: il valore
 massimo del quoziente tra la velocità lineare di
 traslazione della porzione traslabile 6 (pistone 9) e la
 velocità angolare dell'albero motore 4) viene
 preferibilmente raggiunto quando il pistone è in
 15 corrispondenza del fine corsa posteriore 11.

[0035] Secondo una forma di realizzazione preferita, il
 meccanismo di trasformazione 5 comprende un meccanismo a
 manovella 17 e biella 18 per una trasformazione del moto
 rotatorio dell'albero motore 4 nel moto traslatorio
 20 della porzione traslabile 6 (pistone 9). Nei meccanismi
 a manovella e biella la velocità di traslazione della
 porzione traslabile 6 $V_{LIN,9}$ è una funzione non-lineare
 della posizione angolare della manovella ed anche della
 corsa della porzione traslabile 6. Considerando ora che
 25 la pressione di fluido è approssimativamente una

funzione lineare della corsa del pistone 9 (i.e. la posizione del pistone 9 lungo la corsa pistone 10) e combinando tale funzione lineare della pressione del fluido con la funzione non-lineare della velocità di traslazione del pistone si ottiene un rapporto non-lineare tra la coppia motore e la corsa del pistone 9, in cui in una porzione prevalente del tratto posteriore 14 (nella prima metà) della corsa pistone 10 la coppia motore cresce in modo approssimativamente proporzionale (lineare) con l'avanzare del pistone 9 e nel tratto anteriore 13 (nella seconda metà) della corsa pistone 10 la coppia motore cresce in modo sottoproporzionale (o decrescente) o decresce con l'avanzare del pistone 9, come indicata dalla curva continua nel diagramma in figura 10. Ed esattamente questa caratteristica del meccanismo di trasformazione 5 permette un'operazione ottimale del motore elettrico 3 ed un preciso controllo della pressione del fluido in condizioni di frenata normali (a pistone 9 nel tratto posteriore 14 della corsa pistone 10) ed una elevatissima pressurizzazione del fluido in condizioni di frenata eccezionali (a pistone 9 nel tratto anteriore 13 della corsa pistone 10).

[0036] Dal momento che almeno alcuni dei citati vantaggi del meccanismo di trasformazione 5 così configurato sono

ottenibili mediante cinematismi alternativi, alcuni dei quali verranno descritti in seguito a titolo puramente esemplificativo e non limitativo, un aspetto dell'invenzione riguarda anche il concetto tecnico generale secondo cui in una porzione prevalente del tratto posteriore 14 (nella prima metà) della corsa pistone 10 la coppia motore cresce in modo approssimativamente proporzionale (lineare) con l'avanzare del pistone 9 e nel tratto anteriore 13 (nella seconda metà) della corsa pistone 10 la coppia motore cresce in modo sottoporzionale (o decrescente) o decresce con l'avanzare del pistone 9 in direzione del fine corsa anteriore 12. Il concetto di andamento "sottoporzionale" di funzioni matematiche viene a volte anche definito con il termine "sublineare".

[0037] In accordo con una forma di realizzazione, l'attuatore comprende un alloggiamento 19 che accoglie il meccanismo di trasformazione 5 e supporta o accoglie il motore elettrico 3, il cilindro 8, nonché un serbatoio 20 per il fluido di pressione.

[0038] Il meccanismo di trasformazione 5 può comprendere un riduttore 22 (opzionale) per demoltiplicare il moto rotatorio dell'albero motore 4 ed un gruppo di trasformazione 30 per convertire il moto rotatorio in un moto traslatorio. Possono essere inoltre previsti primi

mezzi di trasmissione 21 del moto rotatorio dell'albero motore 4 al riduttore (preferibilmente epicicloidale) e secondi mezzi di trasmissione 23 del moto rotatorio del riduttore al gruppo di trasformazione 30.

5 [0039] Secondo una forma di realizzazione, i primi mezzi di trasmissione 21 comprendono una porzione di collegamento formata sull'estremità dell'albero motore 4 ed avente una dentatura esterna che ingrana ruote dentate satelliti 24 di un primo treno di satelliti del
10 riduttore epicicloidale 22, in modo tale che l'albero motore 4 formi il pignone centrale di un primo stadio di riduzione del riduttore epicicloidale 22. Il riduttore epicicloidale 22 comprende preferibilmente due stadi di riduzione, di cui il primo stadio di riduzione include
15 il suddetto pignone centrale formato dall'estremità dell'albero motore 4, una corona esterna 25 con dentatura interna bloccata in rotazione ed il suddetto primo treno di ruote dentate satelliti 24 che ingranano sia l'albero motore 4 sia la corona 25. Le prime ruote
20 dentate satelliti 24 sono supportate da un primo piatto porta-satelliti 26 che, a sua volta, comprende una porzione centrale dentata 27 che costituisce un pignone centrale (pianeta) di un secondo stadio di riduzione.

[0040] Tale secondo stadio di riduzione comprende, oltre
25 al secondo pignone centrale (pianeta) formato dalla

porzione centrale dentata 27 del primo piatto porta - satelliti 26, la medesima corona dentata 25 ed un secondo treno di ruote dentate satelliti 28 che ingranano sia il secondo pignone centrale 27 sia la
5 corona 25.

[0041] Le seconde ruote dentate satelliti 28 sono supportate da un secondo piatto porta-satelliti 29 che realizza il collegamento con il gruppo di trasformazione
30.

10 [0042] La corona dentata 25 può essere fabbricata separata dall'alloggiamento 19 e successivamente inserita in esso. Ciò consente di ottimizzare gli spessori ed i materiali della corona dentata 25 e dell'alloggiamento 19 in modo indipendente l'uno dall'altro per ridurre il
15 peso ed il costo di produzione dell'attuatore 1. In particolare, l'alloggiamento 19 potrebbe essere fabbricato in un materiale diverso da quello della corona dentata, ad esempio in materiale plastico oppure tramite pressofusione in lega di alluminio/magnesio.

20 [0043] A titolo di esempio non limitativo, l'alloggiamento 19 può essere in materiale plastico sovrastampato ad iniezione sulla corona dentata 25 in materiale metallico, ad esempio acciaio, riducendo le tolleranze ed i costi di assemblaggio dell'attuatore 1.

25 [0044] Il motore elettrico 3 può comprendere una flangia

frontale 31 collegabile all'alloggiamento 19, ad esempio tramite viti inseribili in fori formati nella flangia frontale 31 ed avvitabili in due fori internamente filettati dell'alloggiamento 19. La flangia frontale 31
5 può comprendere mezzi di centraggio, ad esempio sedi o superfici di impegno, atti ad impegnare la corona dentata 25 in modo tale da posizionarla e centrarla rispetto all'albero motore 4. In questo modo si ovvia ad una costosa lavorazione meccanica di precisione di una
10 pluralità di superfici interne dell'alloggiamento 19. La flangia frontale 31 del motore elettrico 3 potrebbe formare anche una o più protuberanze per bloccare in rotazione la corona dentata 25. Alternativamente, i mezzi per bloccare la corona dentata 25 in rotazione (ad
15 es. del tipo recesso-dente o del tipo recesso-chiavetta) sono formati e agiscono tra la corona dentata 25 e l'alloggiamento 19.

[0045] Il secondo piatto porta satelliti 29 comprende una porzione albero 34 per la trasmissione del moto
20 rotatorio in uscita dal riduttore epicicloidale (e precisamente del moto rotatorio del secondo piatto porta - satelliti 29) al gruppo di trasformazione 30. La porzione albero 34 è collegata all'alloggiamento 19 e centrata tramite un primo cuscinetto radiale 32 volvente
25 (a sfere, lato riduttore) ed un secondo cuscinetto

radiale 32' liscio-radente (lato gruppo di trasformazione) accolti in corrispondenti sedi 33, 33' dell'alloggiamento 19.

[0046] La porzione albero 34 impegna la manovella 17 del
5 meccanismo manovella 17 - biella 18 in modo tale da poter applicare una coppia alla manovella 17 e farla ruotare (Figure 3, 4, 5).

[0047] La manovella 17 stessa è collegata all'alloggiamento 19, preferibilmente tramite un
10 cuscinetto volvente 37 (ad esempio a rulli o ad aghi), in modo da poter ruotare intorno ad un fulcro o asse manovella 38 trasversale, preferibilmente perpendicolare, alla direzione di traslazione 39 del pistone 9. La biella 18 presenta una forma
15 preferibilmente allungata con una prima estremità 40 incernierata alla manovella 17 in un punto eccentrico (ad un raggio R, sia veda Figura 6 e 9) rispetto al fulcro manovella 38 ed una seconda estremità che forma la porzione traslabile 6 e che impegna permanentemente
20 una porzione posteriore 41 del pistone 9.

[0048] La porzione albero 34 può formare o supportare una ruota dentata o pignone 35 che ingrana un settore dentato 36 della manovella 37. Quando, come illustrato nelle figure, il settore dentato 36 presenta
25 un raggio maggiore del pignone 35, la rotazione della

porzione albero 34 non solo fa girare la manovella 17 attorno al fulcro manovella 38 ma demoltiplica anche la sua velocità rotazionale.

[0049] Come si può osservare nelle figure 5 e 6, a pistone 5 9 nella posizione di fine corsa posteriore 11 (Figura 5) l'angolo di rotazione della manovella 17 Θ (θ) definito come l'angolo tra l'asse di traslazione 39 del pistone 9 ed il piano 42 definito dall'asse manovella 38 e dall'asse di cerniera della prima estremità 40 della 10 biella 18 è massimo (e preferibilmente compreso nell'intervallo da 75° a 110° , ancora più preferibilmente da 80° a 100° , ed ancora più preferibilmente da 84° a 92°). A pistone nella posizione di fine corsa anteriore 12 (Figura 6) tale angolo di 15 rotazione della manovella 17 Θ (θ) è minimo (e preferibilmente compreso nell'intervallo da 3° a 35° , ancora più preferibilmente da 15° a 30° , ed ancora più preferibilmente da 22° a 28°).

[0050] Per ottenere che in una porzione prevalente del 20 tratto posteriore 14 (nella prima metà) della corsa pistone 10 la coppia motore cresce in modo approssimativamente proporzionale (lineare) con la corsa di avanzamento del pistone 9 e nel tratto anteriore 13 (nella seconda metà) della corsa pistone 10 la coppia 25 motore cresce in modo sublineare (o decrescente) o

decreisce con l'avanzare del pistone 9 in direzione del fine corsa anteriore 12 e per poter impostare gli andamenti desiderati della copia motore nella fase approssimativamente lineare e nella fase sublineare può essere vantaggioso disporre l'asse manovella 38 ad una distanza perpendicolare dall'asse di traslazione 39 del pistone 9. Tale distanza perpendicolare è preferibilmente inferiore alla distanza tra l'asse manovella 38 e l'asse di cerniera della prima estremità 40 della biella 18 (raggio R in Figura 5). Inoltre, tale distanza perpendicolare è preferibilmente compresa tra $0,4L$ e $0,6L$, laddove L è la distanza tra la prima e seconda estremità della biella 18 (lunghezza biella L).

[0051] Una o più molle elastiche di ritorno 57 collegate tra la manovella 17 e l'alloggiamento 19 assicurano un ritorno automatico della manovella 17 e del pistone 9 nella posizione di fine corsa posteriore 11 (posizione di figura 5) nel caso di guasto o arresto di funzionamento del motore elettrico.

[0052] Il cilindro 8 può comprendere una flangia di collegamento 43 collegabile all'alloggiamento 19, ad esempio tramite viti inseribili in fori formati nella flangia di collegamento 43 ed avvitabili in due fori internamente filettati dell'alloggiamento 19 (Figure 2, 5). Alternativamente il cilindro 8 può essere

direttamente formato dall'alloggiamento 19 o fabbricato separatamente e successivamente inserito in una sede cilindro dell'alloggiamento 19.

[0053] Il pistone 9 è scorrevolmente accolto nel cilindro
5 10 tramite l'interposizione di una prima guarnizione in
vicinanza di una sua porzione anteriore 44 e di una
seconda guarnizione in vicinanza della sua porzione
posteriore 41. La porzione posteriore 41 del pistone 9
10 presenta una cavità arrotondata che accoglie a contatto
premente ed in modo girevole la seconda estremità
(porzione traslabile 6) della biella 18. Tale contatto
premente tra la porzione posteriore 41 del pistone 9 e
la biella 18 è assicurato da una molla di richiamo 45
disposta con precarico elastico nella camera di
15 pressione 15 tra una parete di fondo del cilindro 8 e la
porzione anteriore 44 del pistone, in modo tale da
sollecitare il pistone 9 permanentemente elasticamente
verso la posizione di fine corsa posteriore 11.

[0054] Il condotto di mandata 16 è formata in una parete
20 laterale del cilindro 10. E' inoltre previsto un
condotto di aspirazione 46 che mette la camera di
pressione 15 in comunicazione con il serbatoio 20 del
fluido di pressione. Tale condotto di aspirazione 46,
46' può essere formato nel cilindro 8 e/o nel pistone 9.
25 Nella forma di realizzazione illustrata nelle figure,

una superficie laterale del pistone 9 forma una cavità 47 (preferibilmente circonferenziale) che delimita insieme alla parete laterale del cilindro 8 una camera di aspirazione (preferibilmente anulare). Una prima
5 porzione 46 del condotto di aspirazione è estesa dal serbatoio 20 attraverso la parete laterale del cilindro 8 e sbocca dal lato cilindro nella camera di aspirazione ed una seconda porzione 46' del condotto di aspirazione è dotata di una valvola 48 ed estesa da un'apertura
10 nella porzione anteriore 44 del pistone 9 attraverso il pistone fino nella cavità 47. Tale valvola 48 permette la comunicazione libera tra la camera di pressione 15 e il serbatoio 20 a pistone in posizione di fine corsa posteriore, mentre impedisce il passaggio di fluido (in
15 entrambi i sensi) quando il pistone supera una certa distanza iniziale (corsa a vuoto) dal fine corsa posteriore, consentendo una pressurizzazione della camera di pressione 15 ed una spinta del fluido verso il gruppo di spinta del freno.

20 [0055] Per il controllo dell'attuatore elettroidraulico 1 possono essere previsti:

[0056] - un'unità di controllo 58 per controllare l'alimentazione del motore elettrico 3,

[0057] - un organo di comando 60, ad esempio una leva o un
25 pedale,

[0058] un sensore di comando 62, ad esempio un trasduttore (potenziometrico o magnetostriativo) lineare o rotativo, collegato all'organo di comando 60 ed in comunicazione di segnale con l'unità di controllo 58, tale sensore di comando 60 essendo configurato per generare un segnale di coppia frenante richiesta in dipendenza di uno spostamento dell'organo di comando 60 e per trasmettere il segnale di coppia frenante richiesta all'unità di controllo,

10 [0059] un sensore di pressione 59 collegato alla camera di pressione 15 ed in comunicazione di segnale con l'unità di controllo 58 elettronica, tale sensore di pressione 59 essendo configurato per generare un segnale di pressione in dipendenza della pressione di fluido nella camera di pressione 15 e per trasmettere il segnale di pressione all'unità di controllo,

[0060] in cui l'unità di controllo 58 è configurata per ricevere ed elaborare il segnale di pressione ed il segnale di coppia frenante richiesta e per controllare l'alimentazione elettrica del motore 3 in dipendenza della coppia frenante richiesta e della pressione di fluido rilevata.

[0061] La presente invenzione riguarda anche il singolo freno 2 che comprende l'attuatore elettroidraulico 1 per l'alimentazione del suo gruppo di spinta idraulico.

[0062] La presente invenzione riguarda inoltre un impianto frenante 56 (Figura 11) comprendente un organo di comando 60, una pluralità di freni idraulici 2 con gruppi di spinta idraulici (ed opzionalmente uno o più
5 freni elettromeccanici 61), in cui ciascun freno idraulico 2 comprende un proprio attuatore elettroidraulico 1 collegato al proprio gruppo di spinta idraulico ed in cui è prevista un'unità di controllo 58 configurata per ricevere ed elaborare i segnali di
10 coppia frenante richiesta ed i segnali di pressione di ciascun attuatore elettroidraulico 1 e per controllare in modo individuale e mirato l'alimentazione elettrica di ogni singolo motore 3 per ciascuno dei freni idraulici 2 in dipendenza della coppia frenante
15 richiesta e delle pressioni di fluido rilevate.

[0063] Ciò permette di generare la potenza frenante in modo individuale e mirato per ciascuna ruota frenata e, se desiderato, anche indipendentemente dalla potenza frenante prevista per le altre ruote del veicolo.

20 [0064] Ne consegue la possibilità di un'ottimizzazione mirata ed individuale della frenata di ogni singola ruota, ad esempio in condizioni estreme in cui è richiesta una modulazione anti-bloccaggio (ABS) o di stabilizzazione del veicolo in curva (EPS), anche
25 indipendentemente dalla posizione del pedale freno.

[0065] Le figure 12 e 13 illustrano due forme di realizzazione alternative dell'invenzione.

[0066] In accordo con una forma di realizzazione alternativa (Figura 12) il meccanismo di trasformazione

5 5 può comprendere un meccanismo a camma, ad esempio:

- una camma 48 sostanzialmente circolare collegata all'alloggiamento 19 in modo girevole intorno ad un fulcro o asse camma 49 eccentrico rispetto al centro di una sua superficie a camma 50 circonferenziale, detta
10 camma 48 essendo impegnata dal riduttore 22 o direttamente dall'albero motore 4 in modo tale da poter applicare una coppia alla camma 48 e farla ruotare,

- una porzione segui camma 51 traslabile collegata al pistone 9 ed in impegno con la superficie a camma 50,

15 in cui la camma è sagomata in modo tale da ottenere le caratteristiche di rapporto di trasmissione e la dipendenza coppia motore - corsa del pistone descritte in precedenza con riferimento alla prima forma di realizzazione.

20 In accordo con un'ulteriore forma di realizzazione alternativa, il meccanismo di trasformazione può comprendere un rotore 52 accoppiato ad uno statore 53 mediante l'impegno tra organi volventi 54 collegati all'uno ed una pista elicoidale 55 formata nell'altro,
25 in cui l'angolo (o passo) dell'elica della pista

elicoidale 55 varia lungo la sua lunghezza, in modo tale da ottenere le caratteristiche di rapporto di trasmissione e la dipendenza coppia motore - corsa del pistone descritte in precedenza con riferimento alla
5 prima forma di realizzazione.

[0067] Ovviamente, all'attuatore elettroidraulico, al freno idraulico ed all'impianto frenante secondo la presente invenzione, un esperto del settore, allo scopo di soddisfare esigenze contingenti e specifiche, potrà
10 apportare ulteriori modifiche e varianti, tutte peraltro contenute nell'ambito di protezione dell'invenzione, quale definito dalle seguenti rivendicazioni.

RIVENDICAZIONI

1. Attuatore elettroidraulico (1) per l'azionamento di un freno (2) con un gruppo di spinta idraulico, l'attuatore (1) comprendente:
- 5 - un motore elettrico (3) con un albero motore (4),
- un meccanismo di trasformazione (5) collegato con l'albero motore (4) ed atto a trasformare un moto rotatorio dell'albero motore (4) in un moto traslatorio di una porzione traslabile (6),
- 10 - un cilindro (8) ed un pistone (9) accolto nel cilindro (8) e vincolato alla porzione traslabile (6) in modo tale da traslare insieme rispetto al cilindro (8) lungo una corsa pistone (10) estesa da un fine corsa posteriore (11) ad un fine corsa anteriore (12), in cui
- 15 la corsa pistone (10) comprende:
- un tratto anteriore (13) includente il fine corsa anteriore (12) ed avente una lunghezza inferiore o uguale alla metà della lunghezza della corsa pistone (10), e
- 20 - un tratto posteriore (14) includente il fine corsa posteriore (11) ed avente una lunghezza inferiore o uguale alla metà della lunghezza della corsa pistone (10),
- una camera di pressione (15) delimitata dal cilindro
- 25 (8) e dal pistone (9) ed avente un volume che varia in

funzione della posizione del pistone (9) da un volume massimo quando il pistone (9) staziona nella posizione di fine corsa posteriore (11) ad un volume minimo quando il pistone (9) staziona nella posizione di fine corsa anteriore (12),

- un condotto di mandata (16) in comunicazione con detta camera di pressione (15) ed adatto ad essere collegato con il gruppo di spinta idraulico del freno (2),

caratterizzato dal fatto che il meccanismo di trasformazione (5) è configurato in modo tale che, a parità di velocità angolare dell'albero motore (4), la velocità di traslazione del pistone (9) diminuisce da un valore massimo in una posizione del pistone (9) nel tratto posteriore (14) fino ad un valore minimo in una posizione del pistone (9) nel tratto anteriore (13).

2. Attuatore elettroidraulico (1) secondo la rivendicazione 1, in cui il tratto anteriore (13) della corsa pistone (10) ha una lunghezza inferiore ad un terzo, preferibilmente inferiore ad un quarto, della lunghezza della corsa pistone (10).

3. Attuatore elettroidraulico (1) secondo la rivendicazione 1, in cui il valore minimo del rapporto di trasmissione $V_{LIN,9}/V_{ANG,4}$ espresso come quoziente tra la velocità di traslazione del pistone (9) e la velocità angolare dell'albero motore (4) si ottiene a pistone (9)

al fine corsa anteriore (12).

4. Attuatore elettroidraulico (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, in cui il valore massimo del rapporto di trasmissione $V_{LIN,9}/V_{ANG,4}$ espresso
5 come quoziente tra la velocità di traslazione del pistone (9) e la velocità angolare dell'albero motore (4) si ottiene a pistone (9) al fine corsa posteriore (11).

5. Attuatore elettroidraulico (1) secondo una qualsiasi
10 delle rivendicazioni precedenti, in cui il meccanismo di trasformazione (5) è configurato in modo tale da produrre un rapporto non-lineare tra la coppia motore e la corsa del pistone (9), in cui in una porzione prevalente del tratto posteriore (14) la coppia motore
15 cresce in modo approssimativamente lineare con l'avanzare del pistone (9) e nel tratto anteriore (13) della corsa pistone (10) la coppia motore ha un andamento sublineare o decrescente con l'avanzare del pistone (9) verso il fine corsa anteriore (12).

20 6. Attuatore elettroidraulico (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, in cui il meccanismo di trasformazione (5) comprende un meccanismo a manovella (17) e biella (18).

7. Attuatore elettroidraulico (1) secondo una qualsiasi
25 delle rivendicazioni precedenti, comprendente un

alloggiamento (19) che accoglie il meccanismo di trasformazione (5) e supporta il motore elettrico (3), ed il cilindro (8), in cui il meccanismo di trasformazione (5) comprende un riduttore (22) per
5 demoltiplicare il moto rotatorio dell'albero motore (4) ed un gruppo di trasformazione (30) per convertire il moto rotatorio in un moto traslatorio.

8. Attuatore elettroidraulico (1) secondo le rivendicazioni 6 e 7, in cui il meccanismo a manovella e
10 biella comprende:

- una manovella (17) collegata all'alloggiamento (19) in modo da poter ruotare intorno ad un asse manovella (38) trasversale alla direzione di traslazione (39) del pistone (9), ed
15 - una biella (18) avente una prima estremità (40) incernierata alla manovella (17) in un punto eccentrico rispetto all'asse manovella (38) ed una seconda estremità che forma la porzione traslabile (6) e che impegna permanentemente una porzione posteriore (41) del
20 pistone (9),

in cui la manovella (37) forma un settore dentato (36) che ingrana un pignone (35) del riduttore (22) per ruotare la manovella (17) intorno all'asse manovella (38), detto pignone (35) avente un raggio inferiore del
25 raggio del settore dentato (36).

9. Attuatore elettroidraulico (1) secondo una delle rivendicazioni da 6 a 8, in cui:

- a pistone (9) nella posizione di fine corsa posteriore
5 (11) l'angolo di rotazione della manovella (17) definito come l'angolo tra l'asse di traslazione (39) del pistone (9) ed il piano (42) definito dall'asse manovella (38) e dall'asse di cerniera della prima estremità (40) della biella 18 è compreso nell'intervallo da 75° a 110°,
10 preferibilmente da 80° a 100°, e

- a pistone (9) nella posizione di fine corsa anteriore
12 detto angolo di rotazione della manovella (17) è compreso nell'intervallo da 3° a 35°, preferibilmente da 15° a 30°.

15 **10.** Attuatore elettroidraulico (1) secondo una delle rivendicazioni da 6 a 9, in cui l'asse manovella (38) è disposta ad una distanza perpendicolare dall'asse di traslazione (39) del pistone (9).

11. Attuatore elettroidraulico (1) secondo la
20 rivendicazione 10, in cui:

- detta distanza perpendicolare è inferiore al raggio della manovella (17) definito come la distanza tra l'asse manovella (38) e l'asse di cerniera della prima estremità (40) della biella (18), e

25 - detta distanza perpendicolare è compresa tra $0,4L$ e

$0,6L$, laddove L è la lunghezza della biella (18).

12. Attuatore elettroidraulico (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni da 6 a 11, comprendente una molla elastica di ritorno (57) collegata tra la manovella (17) e l'alloggiamento (19) in modo tale da sollecitare la manovella (17) in una posizione di riposo corrispondente alla posizione di fine corsa posteriore (11) del pistone.

13. Attuatore elettroidraulico (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, in cui:

- il cilindro (8) comprende una flangia di collegamento (43) collegata all'alloggiamento (19) tramite viti,
- il pistone (9) è scorrevolmente accolto nel cilindro (10) tramite l'interposizione di una prima guarnizione in una porzione anteriore (44) del pistone e di una seconda guarnizione in una porzione posteriore (41) del pistone,
- la porzione posteriore (41) del pistone (9) presenta una cavità arrotondata che accoglie a contatto premente ed in modo girevole la porzione traslabile (6),
- una molla di richiamo (45) è disposta con precarico elastico nella camera di pressione (15) tra il cilindro (8) ed il pistone in modo tale da sollecitare il pistone (9) permanentemente elasticamente verso la posizione di fine corsa posteriore (11),

- a pistone nella posizione di fine corsa posteriore, un condotto di aspirazione (46) mette la camera di pressione (15) in comunicazione con un serbatoio (20) del fluido di pressione.

- 5 **14.** Attuatore elettroidraulico (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, comprendente:
- un'unità di controllo (58) per controllare l'alimentazione del motore elettrico (3),
 - un organo di comando (60),
- 10 - un sensore di comando (62) collegato all'organo di comando (60) ed in comunicazione di segnale con l'unità di controllo (58), detto sensore di comando (60) essendo configurato per generare un segnale di coppia frenante richiesta in dipendenza di uno spostamento dell'organo
- 15 di comando (60) e per trasmettere il segnale di coppia frenante richiesta all'unità di controllo (58),
- un sensore di pressione (59) collegato alla camera di pressione (15) ed in comunicazione di segnale con l'unità di controllo (58) elettronica, tale sensore di
- 20 pressione (59) essendo configurato per generare un segnale di pressione in dipendenza della pressione di fluido nella camera di pressione (15) e per trasmettere il segnale di pressione all'unità di controllo (58),
- in cui l'unità di controllo (58) è configurata per
- 25 ricevere ed elaborare il segnale di pressione ed il

segnale di coppia frenante richiesta e per controllare l'alimentazione elettrica del motore (3) in dipendenza della coppia frenante richiesta e della pressione di fluido rilevata.

5 **15.** Freno idraulico per un veicolo, comprendente un gruppo di spinta idraulico ed un attuatore elettroidraulico (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti.

16. Impianto frenante (56), comprendente:

10 - una pluralità di freni idraulici (2) con gruppi di spinta idraulici, in cui ciascun freno idraulico (2) comprende un proprio attuatore elettroidraulico (1) secondo una delle rivendicazioni da 1 a 13,

- un'unità di controllo (58) per controllare
15 l'alimentazione dei motori elettrici (3) di detti attuatori elettroidraulici (1),

- un organo di comando (60) ed un sensore di comando (62) collegato all'organo di comando (60) ed in comunicazione di segnale con l'unità di controllo (58),

20 detto sensore di comando (60) essendo configurato per generare un segnale di coppia frenante richiesta in dipendenza di uno spostamento dell'organo di comando (60) e per trasmettere il segnale di coppia frenante richiesta all'unità di controllo (58),

25 in cui a ciascuna camera di pressione (15) è collegato

un sensore di pressione (59) in comunicazione di segnale con l'unità di controllo (58), detto sensore di pressione (59) essendo configurato per generare un segnale di pressione in dipendenza della pressione di fluido nella camera di pressione (15) e per trasmettere il segnale di pressione all'unità di controllo (58), in cui l'unità di controllo (58) è configurata per ricevere ed elaborare i segnali di coppia frenante richiesta ed i segnali di pressione di ciascun attuatore elettroidraulico (1) e per controllare individualmente l'alimentazione elettrica di ogni singolo motore (3) per ciascuno dei freni idraulici (2) in dipendenza della coppia frenante richiesta e delle pressioni di fluido rilevate.

CLAIMS

1. An electro-hydraulic actuator (1) for actuating a brake (2) with a hydraulic thrust unit, the actuator (1) comprising:
 - an electric motor (3) with a drive shaft (4),
 - a converting mechanism (5) connected with the drive shaft (4) and adapted to convert a rotational motion of the drive shaft (4) into a translational motion of a translatable portion (6),
 - a cylinder (8) and a piston (9) received in the cylinder (8) and constrained to the translatable portion (6) so as to translate together with respect the cylinder (8) along a piston stroke (10) extending from a rear end stroke (11) to a front end stroke (12), wherein the piston stroke (10) comprises:
 - a front length (13) including the front end stroke (12) and having a length less than or equal to half the length of the piston stroke (10), and
 - a rear length (14) including the rear end stroke (11) and having a length less than or equal to half the length of the piston stroke (10),
 - a pressure chamber (15) defined by the cylinder (8) and the piston (9) and having a volume that varies as a function of the piston (9) position, from a maximum volume when the piston (9) is at the rear end stroke (11) position to a minimum volume when the piston (9) is at the front end stroke (12) position,

- a supply duct (16) in communication said with said pressure chamber (15) and adapted to be connected with the hydraulic thrust unit of the brake (2),

characterized in that the converting mechanism (5) is configured so that, while keeping the angular speed of the drive shaft (4) constant, the translation speed of the piston (9) decreases from a maximum value in a position of the piston (9) in the rear length (14) to a minimum value in a position of the piston (9) in the front length (13).

2. The electro-hydraulic actuator (1) according to claim 1, wherein the front length (13) of the piston stroke (10) has a length less than one third, preferably less than one fourth, of the length of the piston stroke (10).

3. The electro-hydraulic actuator (1) according to claim 1, wherein the minimum value of the transmission ratio $V_{LIN,9}/V_{ANG,4}$, expressed as a quotient between the translation speed of the piston (9) and the angular speed of the drive shaft (4) is obtained with a piston (9) at the front end stroke (12).

4. The electro-hydraulic actuator (1) according to any one of the previous claims, wherein the maximum value of the transmission ratio $V_{LIN,9}/V_{ANG,4}$, expressed as a quotient between the translation speed of the piston (9) and the angular speed of the drive shaft (4) is obtained with a piston (9) at the rear end stroke (11).

5. The electro-hydraulic actuator (1) according to any one of

the previous claims, wherein the converting mechanism (5) is configured so as to produce a non-linear ratio between the motor torque and the stroke of the piston (9), wherein in a prevailing portion of the rear length (14), the motor torque increases in an approximately linear manner as the piston (9) advances, and, in the front length (13) of the piston stroke (10), the motor torque has a sub-linear or decreasing trend as the piston (9) advances towards the front end stroke (12).

6. The electro-hydraulic actuator (1) according to any one of the previous claims, wherein the converting mechanism (5) comprises a crank (17) and connecting rod (18) mechanism.

7. The electro-hydraulic actuator (1) according to any one of the previous claims, comprising a housing (19) receiving the converting mechanism (5) and supporting the electric motor (3), and the cylinder (8), in which the converting mechanism (5) comprises a reduction unit (22) to demultiply the rotational motion of the drive shaft (4) and a converting unit (30) to convert the rotational motion into a translational motion.

8. The electro-hydraulic actuator (1) according to claims 6 and 7, wherein the crank and connecting rod mechanism comprises:

- a crank (17) connected to the housing (19) so as to be able to rotate around a crank axis (38) transversal to the translation direction (39) of the piston (9), and
- a connecting rod (18) having a first end (40) hinged to the

crank (17) in an eccentric point relative to the crank axis (38) and a second end forming the translatable portion (6) and permanently engaging a rear portion (41) of the piston (9),

wherein the crank (37) forms a toothed sector (36) meshing with a pinion (35) of the reducing unit (22) to rotate the crank (17) around the crank axis (38), said pinion (35) having a radius less than the radius of the toothed sector (36).

9. The electro-hydraulic actuator (1) according to one of the claims 6 to 8, wherein:

- with the piston (9) at the rear end stroke (11) position, the rotational axis of the crank (17) defined as the angle between the translation axis (39) of the piston (9) and the plane (42) defined by the crank axis (38) and the hinge axis of the first end (40) of the connecting rod 18 ranges from 75° to 110° , preferably from 80° to 100° , and

- with the piston (9) at the front end stroke (12) position, said rotational angle of the crank (17) ranges from 3° to 35° , preferably from 15° to 30° .

10. The electro-hydraulic actuator (1) according to one of the claims 6 to 9, wherein the crank axis (38) is arranged at a perpendicular distance from the translation axis (39) of the piston (9).

11. The electro-hydraulic actuator (1) according to claim 10, wherein:

- said perpendicular distance is less than the radius of the crank (17) defined as the distance between the crank axis (38) and the hinge axis of the first end (40) of the connecting rod (18), and

- said perpendicular distance ranges from $0.4L$ to $0.6L$, where L is the length of the connecting rod (18).

12. The electro-hydraulic actuator (1) according to any one of the claims 6 to 11, comprising an elastic return spring (57) connected between the crank (17) and the housing (19) so as to bias the crank (17) to a rest position corresponding to the rear end stroke (11) position of the piston.

13. The electro-hydraulic actuator (1) according to any one of the previous claims, wherein:

- the cylinder (8) comprises a connecting flange (43) connected to the housing (19) by means of screws,

- the piston (9) is slidably received in the cylinder (10) by the interposition of a first gasket in a front portion (44) of the piston and a second gasket in a rear portion (41) of the piston,

- the rear portion (41) of the piston (9) has a rounded cavity receiving in pressing contact and rotatably the translatable portion (6),

- a return spring (45) is arranged with elastic pre-load in the pressure chamber (15) between the cylinder (8) and the piston so as to stress the piston (9) permanently elastically towards the rear end stroke (11) position,

- with the piston in the rear end stroke position, a suction duct (46) puts the pressure chamber (15) in communication with a reservoir (20) of the pressurized fluid.

14. The electro-hydraulic actuator (1) according to any one of the previous claims, comprising:

- a control unit (58) to control the supply of the electric motor (3),

- a drive member (60),

- a drive sensor (62) connected to the drive member (60) and in signal communication with the control unit (58), said drive sensor (60) being configured to generate a required braking torque signal as a function of a shift of the drive member (60) and to transmit the required braking torque signal to the control unit (58),

- a pressure sensor (59) connected to the pressure chamber (15) and in signal communication with the electronic control unit (58), such pressure sensor (59) being configured to generate a pressure signal as a function of the fluid pressure in the pressure chamber (15) and to transmit the pressure signal to the control unit (58),

wherein the control unit (58) is configured to receive and process the pressure signal and the required braking torque signal and to control the power supply of the motor (3) as a function of the required braking torque and the detected fluid pressure.

15. A hydraulic brake for a vehicle, comprising a hydraulic

thrust unit and an electro-hydraulic actuator (1) according to any one of the previous claims.

16. A braking system (56), comprising:

- a plurality of hydraulic brakes (2) with hydraulic thrust units, wherein each hydraulic brake (2) comprises its own electro-hydraulic actuator (1) according to one of the claims 1 to 13,

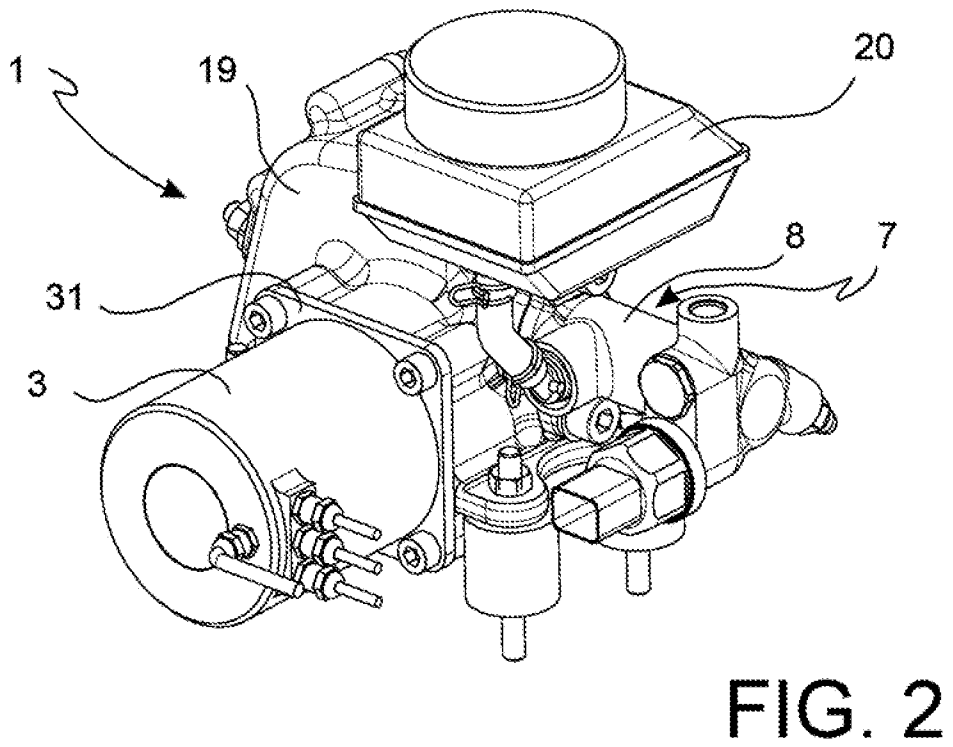
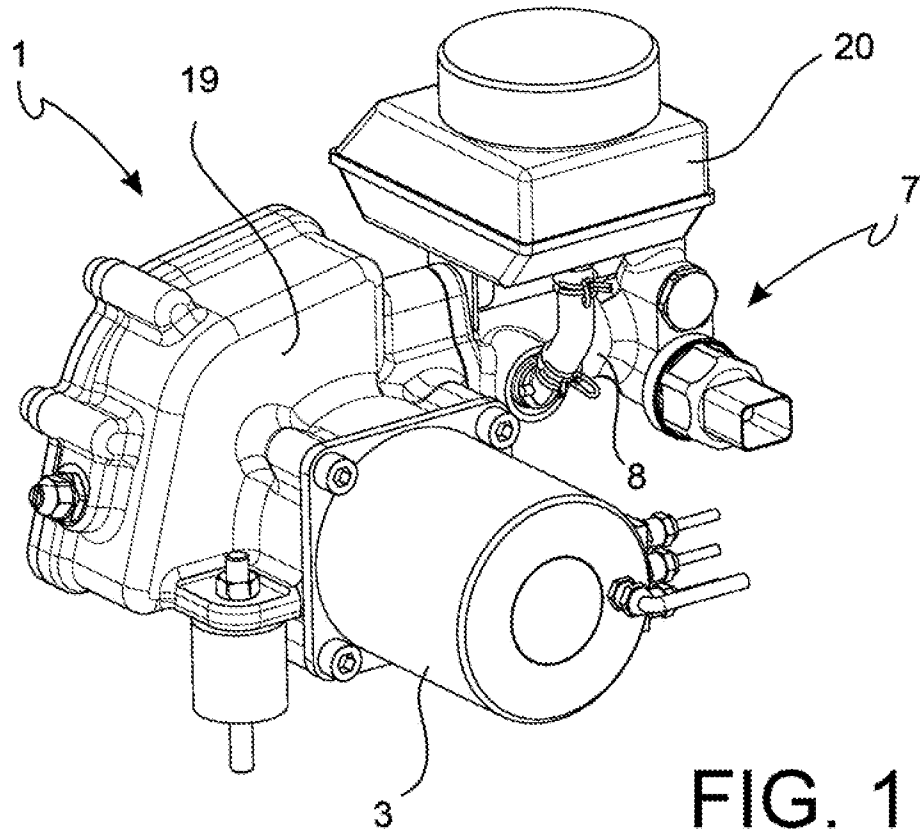
- a control unit (58) to control the supply of the electric motors (3) of said electro-hydraulic actuators (1),

- a drive member (60) and a drive sensor (62) connected to the drive member (60) and in signal communication with the control unit (58), said drive sensor (60) being configured to generate a required braking torque signal as a function of a shift of the drive member (60) and to transmit the required braking torque signal to the control unit (58),

wherein a pressure sensor (59) is connected to each pressure chamber (15), said pressure sensor (59) being in signal communication with the control unit (58), said pressure sensor (59) being configured to generate a pressure signal as a function of the fluid pressure in the pressure chamber (15) and to transmit the pressure signal to the control unit (58),

wherein the control unit (58) is configured to receive and process the required braking torque signals and the pressure signals of each electro-hydraulic actuator (1) and to individually control the electrical power supply of each single motor (3) for each of the hydraulic

brakes (2) as a function of the required braking torque and the detected fluid pressures.



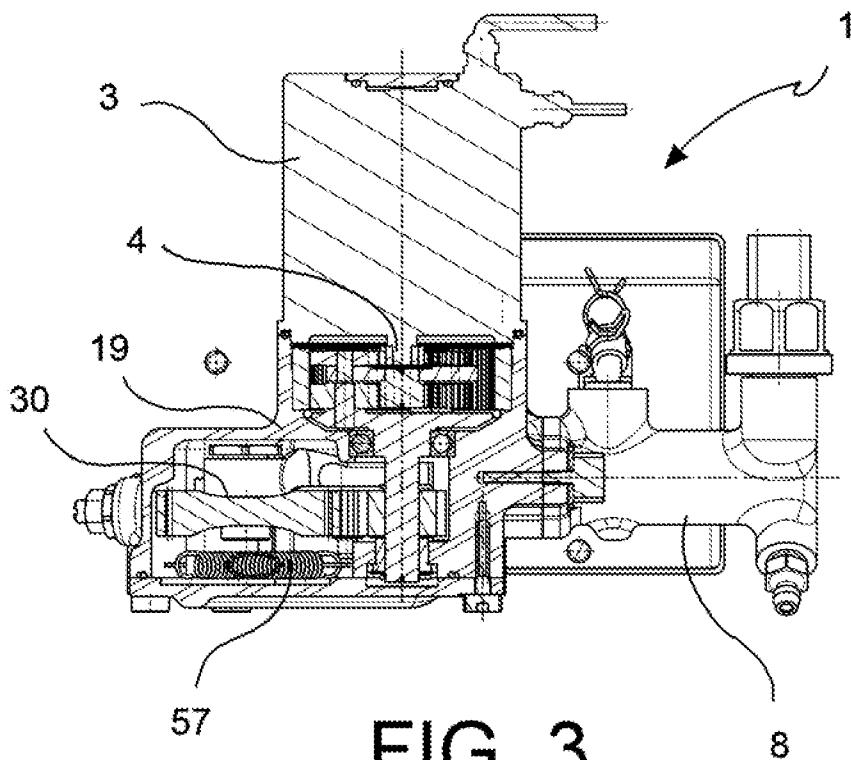


FIG. 3

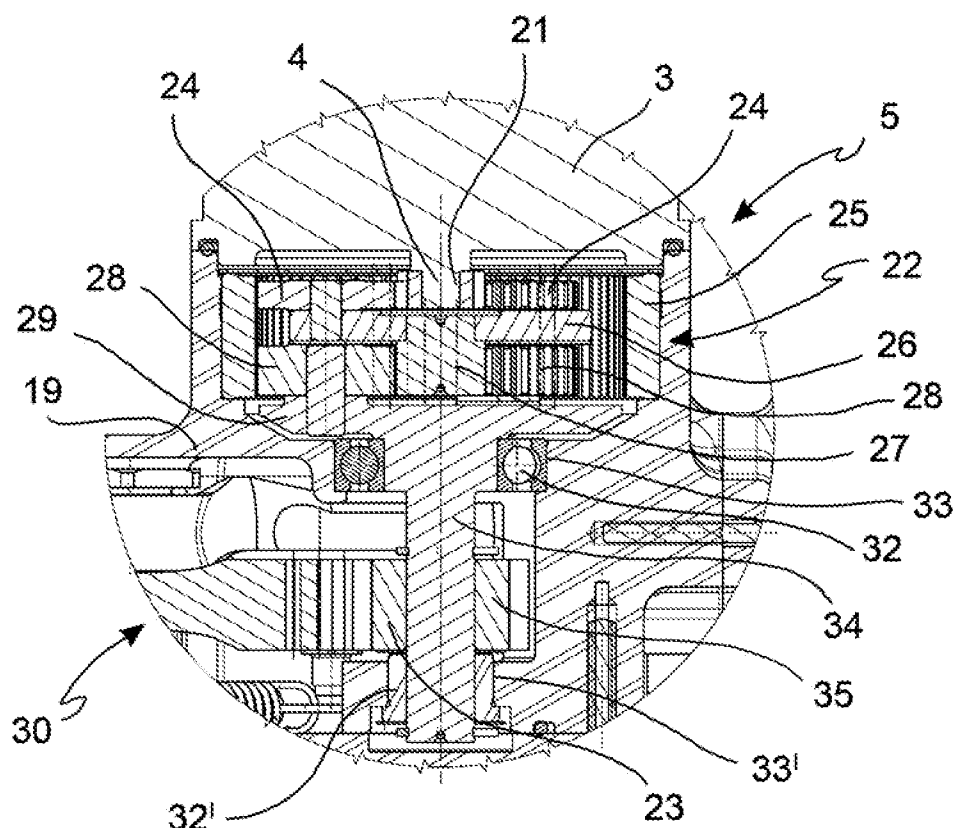


FIG. 4

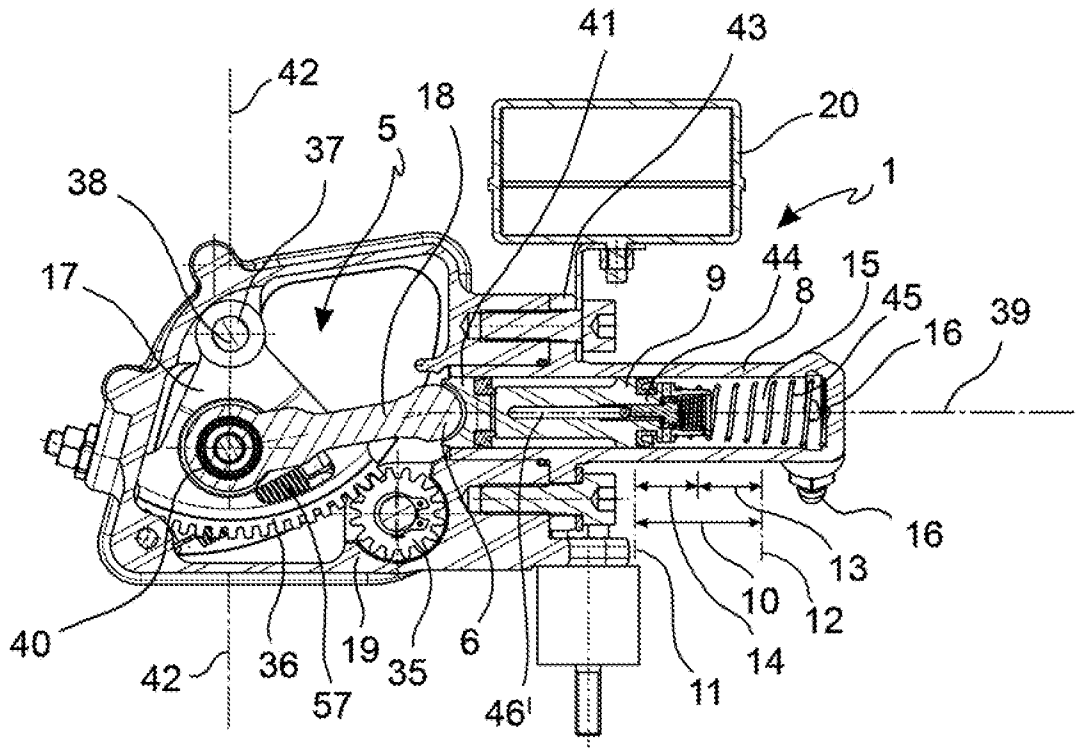


FIG. 5

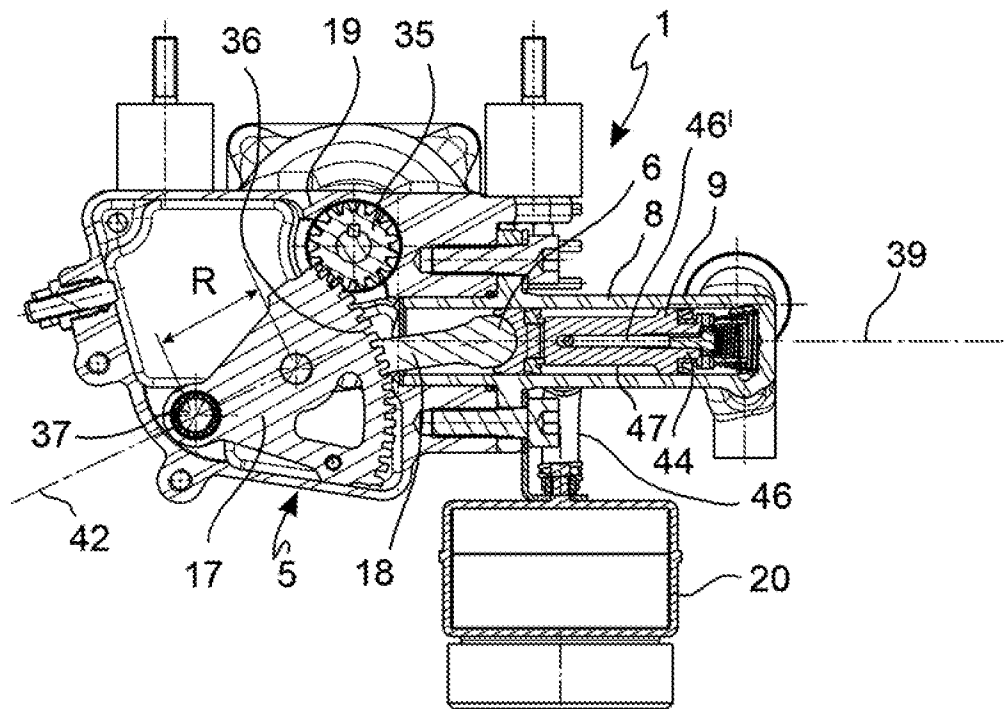


FIG. 6

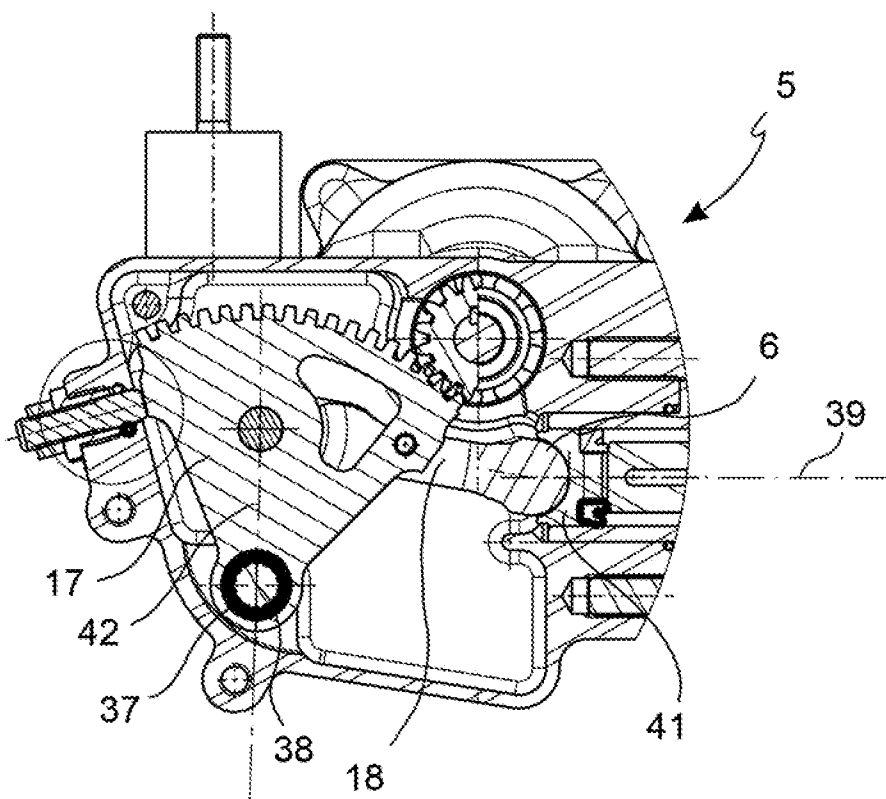


FIG. 7

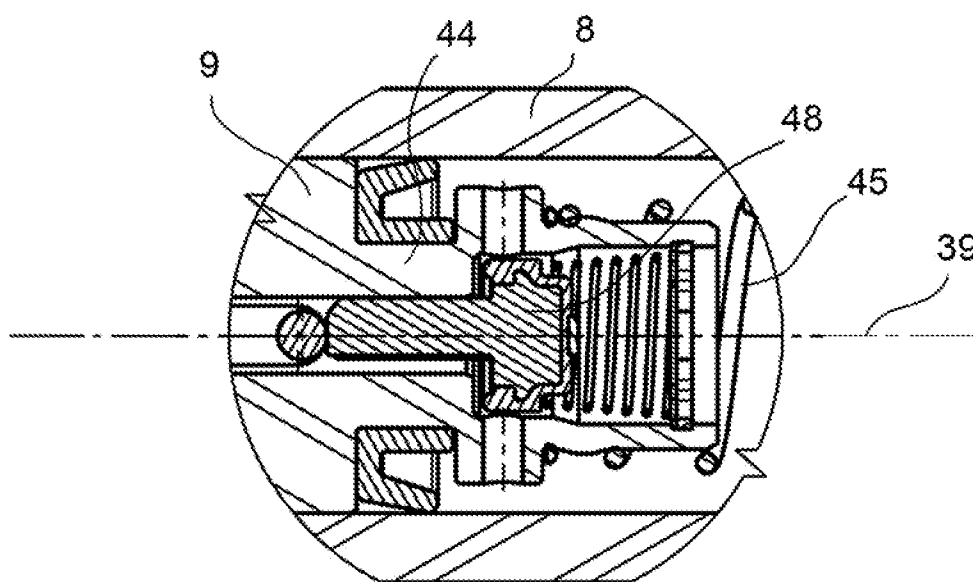
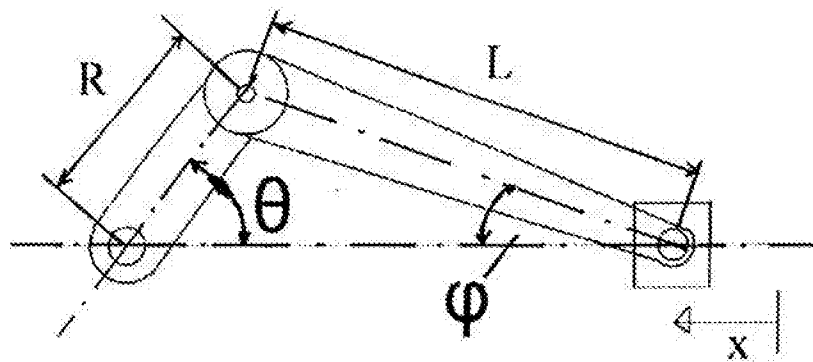


FIG. 8



$$x = R - R \cos(\theta) + L - L \cos(\varphi)$$

$$x = R - R \cos(\theta) + L - \sqrt{L^2 - [R \sin(\theta)]^2}$$

FIG. 9

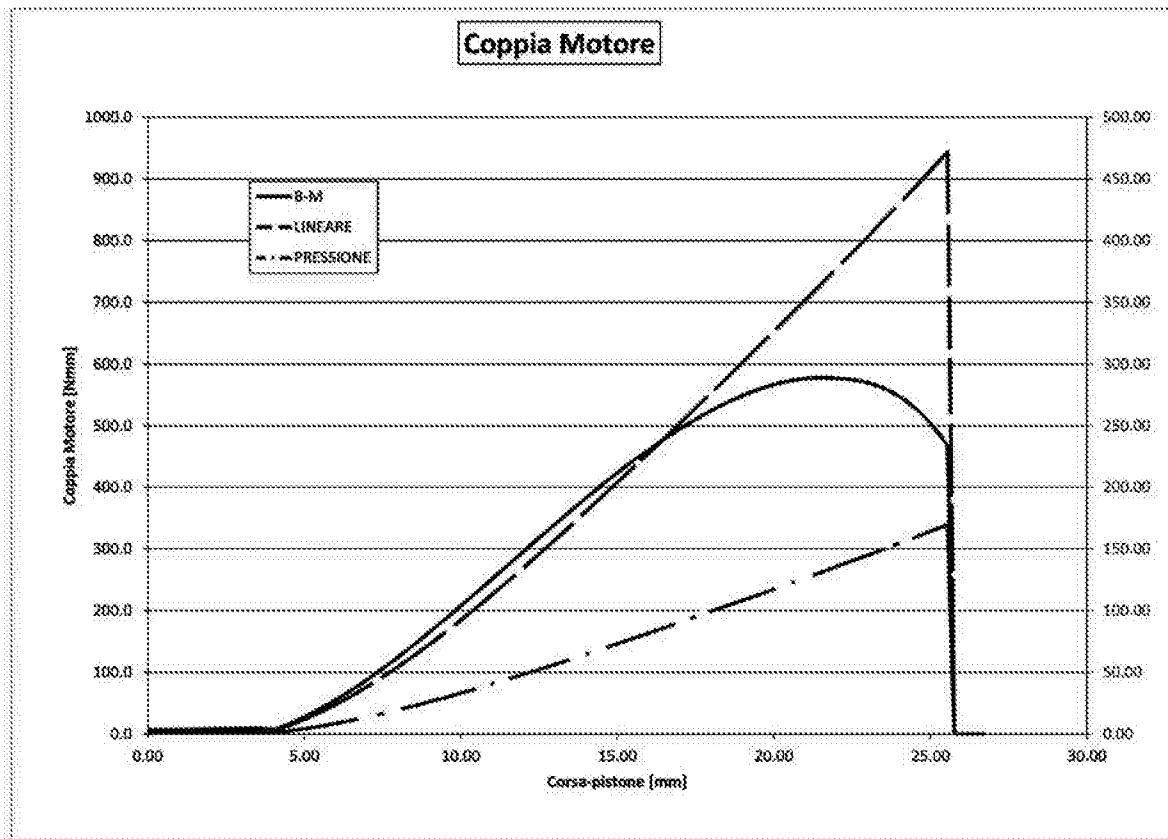


FIG. 10

FIG. 12

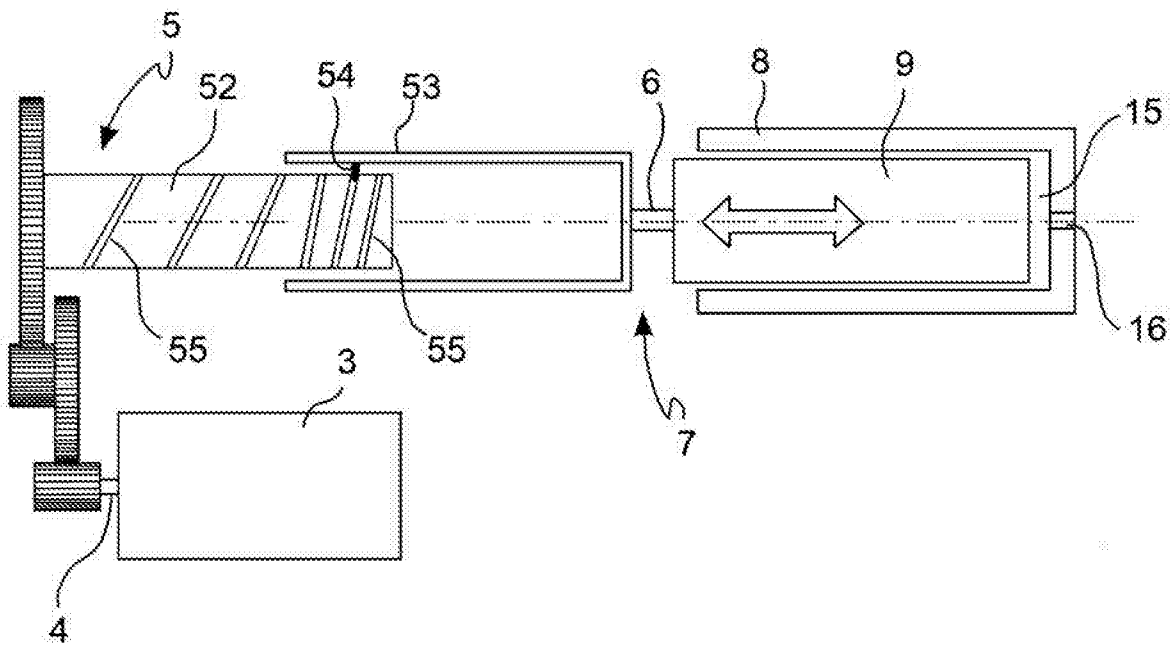
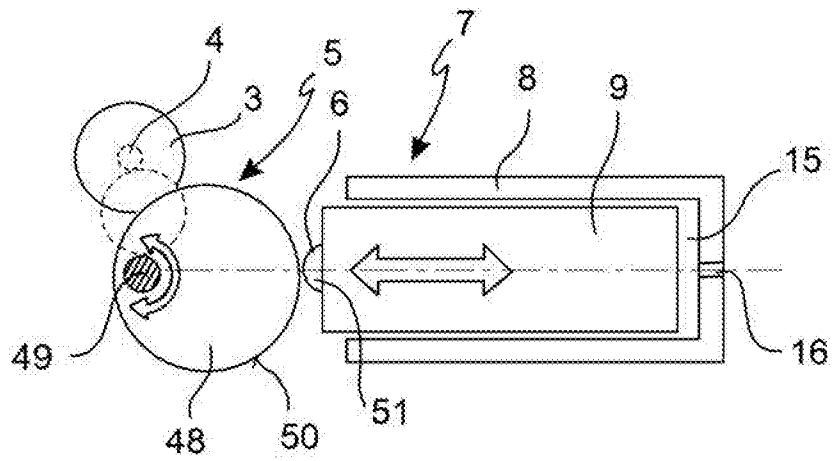


FIG. 13