

DOMANDA DI INVENZIONE NUMERO	102021000022838
Data Deposito	03/09/2021
Data Pubblicazione	03/03/2023

Classifiche IPC

Titolo

UN VEICOLO A SELLA CON FORCELLA TELESOPICA ANTERIORE NON STERZANTE

Domanda di brevetto per invenzione industriale dal titolo:

"UN VEICOLO A SELLA CON FORCELLA TELESOPICA ANTERIORE NON
STERZANTE "

5 **DESCRIZIONE**

La presente invenzione riguarda il settore dei motoveicoli a sella, a due o tre ruote, quali ad esempio motocicli e scooter.

STATO DELL'ARTE

10 La forcella telescopica è la sospensione di gran lunga più comune adottata sui veicoli a due ruote; nelle motociclette di attuale produzione solo i marchi BMW e Honda utilizzano qualcosa di diverso su alcuni modelli.

Esiste comunque una differenza fondamentale fra le forcelle utilizzate nelle moto e quelle utilizzate negli scooter: le prime hanno gruppi telescopici ben più
15 lunghi e utilizzano due piastre di fissaggio poste una sopra e l'altra sotto il canotto di sterzo, gli scooter hanno invece gruppi telescopici corti fissati ad un'unica piastra posta sotto il canotto.

La differenza di prestazione è altrettanto evidente: le forcelle a doppia piastra possono avere più corsa perché sono più lunghe e hanno molta più rigidità
20 flessionale, risultando quindi più indicate nei veicoli con prestazioni elevate. Viceversa, queste occupano molto più spazio in sterzata, per cui in quasi tutti gli scooter, anche di elevate dimensioni e peso, si utilizzano forcelle con una sola piastra.

Si rimarca che l'ingombro in sterzata delle forcelle a doppia piastra costringe il
25 telaio ad assumere una forma poco efficiente, con una marcata strizione in corrispondenza dell'asse di sterzo, dove entrano i carichi provenienti dalle sollecitazioni stradali, in una zona spesso ulteriormente indebolita dalle prese d'aria di adduzione alla cassa filtro del motore. Questo determina un indebolimento del telaio in questa zona. L'ingombro in sterzata rappresenta un
30 limite anche al posizionamento del radiatore che, nelle moto, è solitamente inserito davanti al motore e impedisce di avanzare quest'ultimo per caricare al meglio l'avantreno. Infine, anche verso il davanti del veicolo il movimento della

forcella a doppia piastra costituisce un problema; infatti per compattare sia le masse verso il centro del veicolo che i volumi per una questione estetica si dovrebbe fissare sulla forcella sia il cupolino che i proiettori ma con la controindicazione che l'incremento dell'inerzia alla rotazione dell'avantreno

5 rende instabile il veicolo in velocità (cambia la frequenza propria di wobble), con la necessità di introdurre uno smorzatore viscoso di sterzo, che rende fastidiose le manovre di sterzata a bassa velocità. La soluzione tecnica solitamente adottata prevede quindi di montare il cupolino e i proiettori fissati al telaio anche sui veicoli poco carenati, lasciando le loro masse e i volumi molto avanzati e un

10 antiestetico spazio per il libero movimento della forcella dietro di essi.

Sui veicoli ad alte prestazioni le considerazioni fatte su ingombri e rigidità fanno sì che l'angolo di sterzata ne risulti molto limitato con angoli che si riducono anche più di 10° rispetto ai veicoli meno performanti.

Dal punto di vista del funzionamento va poi ricordato che la forcella telescopica

15 essendo inclinata rispetto al terreno non è indifferente alla forza orizzontale di frenata che, proiettata lungo la direzione degli steli, risulta avere verso concorde con la compressione della sospensione (effetto "pro-dive"). L'entità di tale forza dipende dal seno dell'angolo degli steli e assume valori che a sospensioni completamente estese si avvicinano alla metà della forza di frenata, per poi

20 calare molto sensibilmente durante l'affondamento della sospensione.

Un altro limite della forcella telescopica è che non è possibile ottenere una geometria a rigidità progressiva, poiché il rapporto di trasmissione tra l'escursione della ruota e la compressione delle molle dipende esclusivamente dall'angolo dello sterzo, che, diminuendo in frenata, la rende regressiva. Ad

25 onore del vero però, questo aspetto è meno limitante degli altri perché il comportamento viene corretto lavorando sui componenti di forza interni ai gambi forcella: le molle, l'idraulica e il gas.

Negli anni sono state perciò proposte svariate soluzioni che separano la funzione del molleggio della sospensione anteriore da quella della reazione alla

30 frenata e da quella della sterzata.

Uno degli schemi più noti e -relativamente- diffusi è quello registrato da Hossack nel brevetto GB2121364A e utilizzato per esempio con il nome commerciale di

Duolever da Bmw. Di recente anche Honda ha fatto brevetti sullo stesso schema (ad esempio EP3431377A1, EP3072796A1 e US2020102047A1), utilizzandone uno sulla nuova moto modello Goldwing. Lo schema Hossack per il molleggio prevede una coppia di manovelle fulcrate al telaio con degli snodi sferici alle
5 estremità opposte, dove si fissano ad un terzo elemento che contiene l'asse ruota, guidato in sterzata dal manubrio tramite un rinvio meccanico di solito costituito da due bielle a ginocchio.

Altri schemi noti prevedono ancora bracci longitudinali di supporto della sospensione ma con lo sterzo ricavato tutto sull'asse ruota ruota come nel
10 brevetto GB1274441A o in quello del brevetto EP0432107B1 della società Bimota, che è attualmente usato in produzione. In questo caso il rinvio dello sterzo risulta molto più complesso e prevede un assieme di puntoni, snodi sferici o cardanici, per seguire il movimento della sospensione e non mostrarsi sopra la ruota nella vista laterale.

15 Una terza strada è rappresentata dallo schema Saxon-Motodd del brevetto EP0507088B1 di Bmw, utilizzato con il nome commerciale di Telelever, in cui l'asse di sterzo è un segmento a lunghezza variabile individuato fra il centro dello snodo sferico che collega il braccio longitudinale alle canne telescopiche e il fissaggio oscillante di quest'ultime sulla piastra superiore di sterzo. In questo
20 caso l'aspetto della sospensione è quello di una forcella rinforzata da un braccio longitudinale ma in realtà le canne telescopiche servono solo per sterzare la ruota perché prive degli elementi elastici o smorzanti che sono invece raggruppati in un singolo elemento, fissato fra il braccio longitudinale e il telaio posizionato dietro il piantone di sterzo.

25 Uno schema che non ha avuto sbocchi produttivi ma è concettualmente interessante è poi quello descritto nel brevetto WO1997026178A1 di Lefas che utilizza delle speciali guide telescopiche con i foderi fissati al gruppo motore all'altezza della ruota anteriore, e gli steli che si estendono su entrambi i lati delle guide e risultano collegati inferiormente all'asse ruota e superiormente ad
30 una piastra che aziona il gruppo molla ammortizzatore che viene a trovarsi quasi verticale dietro il piantone di sterzo.

La sterzata della ruota viene comandata dal manubrio in due stadi: nel primo

stadio una coppia di bielle a ginocchio in grado di assorbire il molleggio, come nello schema Hossack, connette il piantone ad un elemento rotante fulcrato alla suddetta piastra che collega le estremità superiori degli steli secondo un asse sostanzialmente parallelo agli steli stessi; nel secondo stadio tale elemento
5 rotante risulta connesso al portamozzo di sterzo nella ruota costruito secondo lo schema del brevetto GB127441A su uno solo o su entrambi i lati con bielle dotate di snodi sferici alle estremità e aste torcenti parallele agli steli e poste fuori o dentro di essi.

In tutti i casi citati sopra l'effetto di affondamento dato dalla forza di frenata viene
10 corretto gestendo la traiettoria del punto a terra dello pneumatico anteriore, e quindi lo spostamento del suo centro di istantanea rotazione in affondamento, tramite la posizione dei bracci (o del braccio) longitudinale o della guida rettilinea telescopica.

Su come gestire l'effetto di affondamento esistono invece altri esempi, che
15 prevedono soluzioni meccaniche o idrauliche che trasformano la coppia agente sulla pinza in carico assiale sull'elemento elastico della sospensione: si cita come esempio più recente il brevetto US20200062330A1.

Da quanto descritto, è evidente come le soluzioni note non risultino ottimali in termini di ingombri perché richiedono spazio per posizionare il rinvio dello sterzo
20 e il gruppo molla-ammortizzatore, nonché i bracci longitudinali che quando risultano ai lati della ruota ne limitano parecchio l'angolo di sterzata. Le soluzioni che utilizzano lo sterzo nel portamozzo hanno poi anche la limitazione ciclistica di avere offset longitudinale nullo dell'asse di sterzo per avere quest'ultimo incidente con l'asse ruota.

Da notare che il valore di avancorsa ottenuto con o senza offset può anche essere lo stesso, ma non l'effetto ottenuto sulla guida, perché il bilanciamento fra offset e incidenza è uno dei parametri principali nello sviluppo di un veicolo. Un valore di avancorsa ottenuto con il solo offset non fa abbassare l'avantreno del veicolo come accade nei carrelli del supermercato o nei passeggini per i
30 bambini che hanno le ruote piroettanti fulcrate su un asse verticale non passante per il centro ruota ma dotate appunto di offset per avere avancorsa non nulla, in modo che il piano di carico rimane sempre alla stessa distanza dal suolo anche

quando impegniamo l'oggetto in una traiettoria curvilinea. Se ciò non avvenisse, raddrizzando la traiettoria si dovrebbe fornire energia per ripristinare la quota iniziale. Si può dunque affermare che, in sterzata, valori uguali di avancorsa con un diverso contributo di offset e incidenza, causano un diverso abbassamento
5 dell'avantreno del veicolo e quindi un diverso sforzo e comportamento dinamico.

SOMMARIO DELL'INVENZIONE

A fronte delle considerazioni riportate, compito precipuo della presente invenzione è quello di superare gli inconvenienti sopra indicati relativi alla
10 tecnica nota, fornendo uno schema di sospensione anteriore che risolva i problemi di ingombro e di rigidità strutturale, riduca l'inerzia alla rotazione dello sterzo, permetta di poter gestire il valore dell'affondamento dovuto alla forza orizzontale a terra di frenata e mantenga la geometria dotata di offset dei veicoli di normale produzione.

15 La soluzione proposta prevede di utilizzare un motoveicolo secondo la rivendicazione 1. In questo modo, il telaio perde la strizione richiesta dalla sterzata degli steli, acquista spazio al suo interno nella zona solitamente dedicata alla cassa filtro e, dal punto di vista dei carichi stradali dovuti alle asperità o ai trasferimenti di carico, il telaio non viene sollecitato tramite l'asse
20 di rotazione del manubrio che risulta quindi scarico, ma direttamente dai gruppi telescopici che si trovano pressappoco sullo stesso piano verticale a terra e parallelo al piano medio longitudinale del veicolo dei fianchi laterali del telaio. Tale geometria aumenta drasticamente la rigidità del telaio permettendo un generale alleggerimento degli spessori.

25 Altri vantaggi della presente invenzione derivano dalle caratteristiche delle rivendicazioni dipendenti e dai dettagli descritti nel seguito.

ELENCO DELLE FIGURE

Ulteriori caratteristiche e vantaggi dell'invenzione risulteranno meglio evidenti
30 dall'esame della seguente descrizione dettagliata di alcune forme di realizzazione preferite, ma non esclusive, del motociclo, illustrate a titolo indicativo e non limitativo, col supporto dei disegni allegati, in cui:

- la Figura 1 rappresenta la vista laterale di un motoveicolo dotato della presente invenzione
- la Figura 2 rappresenta la vista frontale del medesimo veicolo
- la Figura 3 rappresenta una vista assonometrica del medesimo veicolo
- 5 - la Figura 4 rappresenta due diverse forme di telaio
- le Figure da 5 e 8 a sono viste laterali schematiche di altrettante forme realizzative del motoveicolo secondo la presente invenzione
- la figura 9 rappresenta la vista laterale di un motoveicolo secondo lo schema di figura 5
- 10 - La figura 10 rappresenta un esploso dell'avantreno del veicolo di figura 9
- la figura 11 mostra una sezione della ruota anteriore del veicolo di figura 9
- la figura 12 presenta tre soluzioni costruttive corrispondenti agli schemi di figura 5, 6 e 7
- la figura 13 rappresenta un veicolo secondo lo schema di figura 8
- 15 - la figura 14 rappresenta il dettaglio costruttivo con la ruota sterzata del veicolo di figura 13
- la figura 15 rappresenta l'effetto antidive in funzione della corsa della sospensione
- la figura 16 rappresenta uno schema di sospensione progressiva

20

DESCRIZIONE DETTAGLIATA

Con riferimento alle citate figure, la presente invenzione è dunque relativa ad un motoveicolo provvisto di una sospensione anteriore migliorata rispetto all'arte nota. Per gli scopi della presente invenzione, il termine "*motoveicolo*" deve
25 essere considerato in senso lato, comprendendo in esso qualsiasi ciclo a motore avente almeno tre ruote e in particolare una coppia di ruote, anteriori o posteriori, soggette a rollio.

In Figura 1 è illustrata una vista laterale di un motoveicolo 1 che comprende una parte frontale, di seguito denominata avantreno, secondo la presente
30 invenzione. Il motoveicolo di Figura 1 è illustrato con parti asportate, per una maggiore semplicità rappresentativa. Nel seguito, componenti, gruppi o elementi simmetrici rispetto ad un piano di mezzeria del motoveicolo 1 sono

indicati con lo stesso numero di riferimento seguito da un apice (') per gli elementi sul lato sinistro del piano di mezzeria longitudinale M, e con due apici (") per gli elementi sul lato destro del piano di mezzeria M. In termini generali, l'avantreno comprende due gruppi telescopici 2' e 2" fissati ad un telaio 3 tramite le rispettivi parti superiori 21' e 21" e un sistema di guida 4 della ruota sterzante 5. Nel presente contesto, per movimento di sterzata si intende il movimento della ruota anteriore 5 attorno al proprio asse di sterzata B. Tramite il manubrio 6, in grado di ruotare attorno all'asse C ricavato sul telaio, il movimento di sterzata, ovvero una variazione di traiettoria rispetto ad una traiettoria rettilinea nella direzione di avanzamento, viene impartito al motoveicolo 1 dall'elemento 61 del sistema di guida 4, costituito anche dai due elementi 7 e 8 del rinvio a ginocchio dello sterzo, un portamozzo ruota 9, diviso in due parti, 9' e 9", ciascuna fissata ad una pinza freno 11 e 11' e ad un elemento di prolunga 12 e 12' e un elemento 10 che supporta gli elementi cinematici dell' asse di sterzo B della ruota 5. Nel presente contesto, per movimento di rollio si intende il movimento che consente al motoveicolo 1 di inclinarsi rispetto ad un piano verticale, ad esempio quando il veicolo percorre una curva.

In Figura 2 è illustrata la vista frontale dello stesso motoveicolo, in cui si vedono gli assi A' e A" dei gruppi telescopici posti paralleli fra loro e simmetricamente rispetto al piano medio del veicolo M. Da notare però che mentre il parallelismo è ovviamente necessario per il funzionamento, la simmetria non lo è e i due gruppi potrebbero essere posti a distanza diversa dal piano di mezzeria qualora lo richiedessero particolari esigenze di disposizione dei componenti del motoveicolo. La simmetria risulta comunque la configurazione preferita ed è quella che verrà sempre rappresentata.

In Figura 3 viene mostrato lo stesso motoveicolo in vista assonometrica.

La Figura 4 mostra 2 possibili configurazioni per il telaio 3: telaio monolitico (a sinistra in Figura 4) con i fissaggi a morsetto 34 dei gruppi telescopici 2' e 2" identici a quelli ricavati sulle usuali piastre di sterzo; oppure telaio scomponibile (esploso a destra in Figura 4) che risulta vantaggioso per più motivi

- Il pezzo centrale 31 che contiene le lavorazioni degli assi di sterzo e dei foderi potrebbe essere fatto in materiale più nobile

- Le parti laterali del telaio 32 e 33 risulterebbero sostanzialmente piane così come piane risulterebbero le sollecitazioni causate da buche e trasferimenti di carico e quindi potrebbero convenientemente essere realizzate in materiale più economico e con spessori ridotti

- 5
- Le tre parti 31,32 e 33 sarebbero praticamente bidimensionali quindi più facilmente, realizzabili e trasportabili
 - In sede di manutenzione o primo assemblaggio, la smontabilità completa dell'avantreno potrebbe risultare di grande vantaggio (basti pensare al caso di veicolo elettrico in cui debba essere inserita una ingombrante
- 10 batteria di forma tendenzialmente parallelepipedica)

Le Figure da 5 a 8 mostrano altrettante viste laterali schematiche in cui per generalizzare si rappresentano gli assi di sterzo B, di rotazione manubrio C e degli steli forcella A, inclinati fra loro e nella medesima posizione in tutte e quattro le figure.

- 15 Le prime tre figure presentano lo stesso asse di sterzo B tutto ricavato nel portamozzo tramite una cerniera cilindrica ma differiscono fra loro per l'elemento sul quale viene fissata la pinza freno 11 che determina l'entità dell'effetto di affondamento dato dalla forza orizzontale di frenata: se la pinza freno 11 è fissata sul portamozzo ruota 9 come nella figura 5, risulta dotata di
- 20 traiettoria rettilinea A, imposta dalla direzione di compressione degli steli telescopici 2 fissati al telaio, fornendo un comportamento analogo a quello di una normale moto (ma lo schema permette di utilizzare assi A' e A'' più verticali di una normale moto perché non rappresentano l'angolo di incidenza dell'avancorsa e quindi di avere un minor effetto prodire); se invece la pinza
- 25 freno 11 viene fissata sulla biella inferiore 8 delle due che costituiscono il rinvio di sterzo come nelle figure 6,7 e 8, allora la sua traiettoria non è più rettilinea e la posizione degli assi trasversali al veicolo delle cerniere E,F,G del rinvio determina la posizione del suo centro di istantanea rotazione (CIR) e anche quello del punto di contatto a terra della ruota durante la frenata e quindi l'entità
- 30 dell'effetto di affondamento in tale condizione di guida.

Si ricorda che la posizione del CIR negli schemi di figure 6,7 e 8 è dato dal punto di intersezione fra l'ortogonale giacente sul piano M alla traiettoria di

affondamento, ovvero la retta A della sospensione, passante per la cerniera della biella inferiore G, con la linea che unisce le proiezioni sempre sul piano M delle rette F ed E (vedi anche figura 15).

La posizione del CIR del punto a terra durante la frenata determina il contributo che la forza orizzontale a terra di frenata sulla ruota anteriore dà in direzione dei gruppi telescopici: unendo il punto di contatto a terra con il CIR si può scomporre la forza a terra in due componenti di cui quella ortogonale a tale direzione rappresenta l'effetto che la forza di frenata produce sull'affondamento e può essere concorde con questo (prodiva-fig15/1) o discorde (antidive-fig15/4).

Come già ricordato la forcella telescopica ha un comportamento prodiva, così come la soluzione descritta in figura 5, ma idealmente si vorrebbe avere un contrasto crescente all'affondamento. quindi un andamento che riduca l'effetto prodiva della forcella e diventi antidive secondo un andamento mirato al raggiungimento degli obiettivi di guida previsti per il veicolo.

La configurazione ottimale prevederebbe di avere un effetto di contrasto crescente con l'affondamento dei gruppi telescopici, come quello permesso ad esempio da una disposizione con il ginocchio F avanzato come nelle figure 6,7 e 8, rispetto a quello arretrato di Figura 5. In quest'ultimo caso però la posizione del rinvio risponde solo ad esigenze di ingombri e non incide sulla traiettoria del punto a terra in frenata e sull'effetto di affondamento.ma solo sul CIR dell'elemento 8 che non ha in questo caso importanza sulla guida del veicolo perché la pinza segue comunque la traiettoria rettilinea A' e A" degli steli.

Avanzato o arretrato sono termini che si riferiscono alla posizione del vertice dell'angolo formato nel piano M dalla proiezione delle due bielle, appartenente all'asse trasversale F, denominato ginocchio, rispetto al piano trasversale passante per gli assi delle due cerniere all'estremità opposta E e G, rispettivamente nel collegamento con l'asse del manubrio C e quello della ruota B.

Il rinvio dello sterzo a ginocchio costituito dagli elementi 7 e 8 permette di trasmettere il movimento del manubrio anche durante l'affondamento della sospensione; non è un elemento originale in quanto già utilizzato in svariate applicazioni. A seconda della giacitura relativa fra l'asse di rotazione di ingresso

(asse C del piantone del manubrio sul telaio) e di uscita (asse di sterzo nel portamozzo B) cambia il rendimento della trasmissione: se sono paralleli il rapporto di trasmissione è unitario e lungo gli assi di rotazione E, F, G, alle estremità degli elementi 7 e 8 possono essere poste cerniere tutte cilindriche; se invece -come nel caso generico attuale- C e B sono incidenti e non coincidenti, il rapporto di trasmissione cambia durante l'angolo di sterzata e nel punto di ginocchio lungo l'asse F è necessario porre uno snodo sferico anziché una cerniera cilindrica ed è quello che si è fatto in figura 5,6 e 7 nonché nelle analoghe applicazioni dello schema Hossack.

Per il corretto funzionamento dell'impianto frenante, occorre ovviamente che in ogni configurazione di affondamento della sospensione, si abbia coassialità del pur piccolo movimento di oscillazione della pinza freno fissata alla biella inferiore del rinvio sterzo, rispetto all'asse H di rotazione del disco e della ruota perché altrimenti se le due traiettorie differiscono molto, si potrebbe avere il caso estremo delle pastiglie che escono dal profilo del disco rendendo ovviamente impossibile frenare. Per assicurare detta coerenza fra il movimento della pinza e del disco freno, quando la pinza 11 non è fissata sul portamozzo 9 ma sulla biella 8, si possono prevedere due possibili alternative:

Figura 6: fulcro G coassiale con l'asse di rotazione del disco H ma posto funzionalmente fra asse di sterzo B e asse di rotazione del manubrio C, dotato di cuscinetti volventi di grande diametro per contenere il sistema di sterzo nel portamozzo: l'asse di sterzo B nel portamozzo durante il molleggio (ovvero lo spostamento relativo delle due parti che costituiscono ciascun gruppo telescopico 2 lungo l'asse A) mantiene la sua giacitura rispetto all'asse C del manubrio perché il portamozzo 9 e la ruota 5 hanno la stessa traiettoria rettilinea A imposta dai gruppi telescopici 2.

Figura 7: fulcro G posto funzionalmente fra l'asse di sterzo B e i gruppi telescopici 2 e distinto dall'asse ruota H; il portamozzo 9 viene unito alla biella inferiore 8b e quindi la ruota 5 segue l'oscillazione della biella inferiore 8 su cui è posto il proprio asse di rotazione H: in tal caso l'asse di sterzo B durante il molleggio cambia il suo angolo rispetto all'asse C del manubrio e l'asse H di rotazione del gruppo ruota 5 compie una piccola oscillazione attorno al fulcro G

della biella 8 perturbando lievemente la traiettoria rettilinea lungo A del centro ruota. La configurazione però ha il vantaggio rispetto a quella di figura 6 di utilizzare per il fulcro G della biella 8 dei cuscinetti (o boccole visto che deve semplicemente oscillare di pochi gradi al contrario del caso di figura 6 in cui i
5 cuscinetti di grande diametro sono montati sulla ruota e quindi devono poter ruotare alla stessa velocità dei cuscinetti fra portamozzo e ruota) molto più piccoli perché posizionati fra il supporto 10 e gli steli forcella 2' e 2'' e di permettere la regolazione dell'angolo di incidenza (ovvero l'angolo di B rispetto alla verticale) e quindi del valore dell'avancorsa tramite la variazione di
10 lunghezza della biella superiore 7 del rinvio di sterzo.

Figura 8: Il quarto caso mantiene la caratteristica del terzo con il portamozzo 9 unito alla biella inferiore 8c ma l'asse di cerniera G della biella 8 risulta incidente con l'asse di sterzo B per cui può essere convenientemente sostituito da uno snodo sferico con il centro coincidente con tale punti di intersezione con
15 vantaggi di peso e di ingombro: avendo nel portamozzo un solo snodo sferico, l'offset può essere della stessa entità di quello di una equivalente moto con sospensione convenzionale e non nullo come le soluzioni dell'arte nota anche se in figura si riporta $H=G$, ovvero offset nullo.

Conseguentemente l'asse di sterzo diventa la retta passante per tale centro
20 dello snodo in basso e dell'intersezione dell'asse E sul piano M in alto, preferibilmente ma non necessariamente, posto anche sull'asse di sterzo del manubrio C: la distanza fra i punti varia perché il punto inferiore è vincolato a seguire il molleggio secondo la traiettoria rettilinea dettata dai gruppi telescopici 2', 2'' e quindi varia anche la giacitura dell'asse di sterzo B rispetto al telaio a
25 meno che tale asse B non sia parallelo agli assi A', A'' dei gruppi telescopici perché in tal caso l'accorciamento avviene senza variazioni di angolo e gli assi B, A', A'' rimangono costantemente paralleli..

L'utilizzo dello snodo sferico nel portamozzo obbliga a sostituire quello inserito nel ginocchio F dei casi 2 e 3 con la cerniera cilindrica prevista già nel caso 1,
30 perché altrimenti si avrebbe un secondo asse di sterzo passante per i due centri delle sfere degli snodi non controllato dal manubrio ma del tutto incontrollato.

Da notare che rispetto al già citato brevetto del Telelever BMW, la soluzione di figura 8 ha sì in comune di avere l'asse di sterzo individuato fra due punti a distanza variabile con l'affondamento, ma le differenze restano sostanziali: nel Telelever lo snodo inferiore ha traiettoria curvilinea data dal braccio
5 longitudinale fulcrato sul motore quindi in affondata l'asse di sterzo cambia la sua giacitura rispetto al telaio, mentre nell'invenzione se l'asse B risulta parallelo agli assi A', A'', la giacitura rispetto al telaio resta costante perché l'analogo nodo sferico segue invece la traiettoria rettilinea A', A'' data dai gruppi telescopici 2; inoltre nel Telelever gli elementi telescopici oscillanti che guidano
10 lo spostamento relativo dei due punti rappresentano soltanto il rinvio dello sterzo in quanto privi degli elementi sospensivi, quindi sterzano ma non molleggiano, mentre l'invenzione per lo stesso scopo utilizza i gruppi telescopici 2 fissati al telaio che quindi molleggiano ma non sterzano!

A rigore però l'invenzione prevede anche la possibilità che l'ammortizzatore sia
15 separato dalle canne telescopiche: in quel caso questa seconda differenza ovviamente non c'è.

La Figura 9 mostra un motoveicolo coerente con quanto mostrato in Figura 5, in Figura 10 invece l'avantreno del veicolo di Figura 9 è raffigurato esploso per poter descriverne meglio i componenti. Come si può notare le pinze freno 11' e
20 11'' sono di tipo a fissaggio radiale in modo da poter realizzare un montaggio particolare che le faccia diventare componenti stressati nel trasmettere la coppia di sterzata. Per minimizzare il loro ingombro in sterzata rispetto agli steli (vedi vista laterale di Figura 9), sono poi montate a metà del piano trasversale individuato dagli assi A' e A'' degli steli telescopici.

Questo tipo di montaggio delle pinze è il preferito perché più compatto rispetto
25 alla direzione longitudinale del veicolo, in quanto l'ingombro massimo risulta essere proprio quello del corpo della pinza, ma non è da considerare indispensabile all'invenzione; si può tranquillamente mantenere la posizione prescelta per le pinze utilizzando un fissaggio convenzionale che non le faccia
30 lavorare come parte stressata nel trasmettere la coppia di sterzo.

L'elemento 10 che supporta l'asse di sterzo B nel portamozzo è fissato ai gruppi telescopici 2' e 2'', quindi durante l'affondamento obbliga l'asse di sterzo a

seguire rigidamente la traslazione degli steli forcella.

L'asse di sterzo B è ricavato tramite una coppia di cuscinetti, boccole o snodi sferici 13a inseriti nell' elemento 10 e un perno scomposto in due parti 14 e 15 che viene invece fissato fra le parti del portamozzo ruota 9' e 9'' in modo che
5 questo possa sterzare rispetto all' elemento 10 attorno all' asse B ma non traslare lungo il medesimo asse, trasferendo quindi i carichi dalla strada agli elementi elastici e viscosi della sospensione.

La Figura 11 riporta la sezione della ruota anteriore lungo il piano M di mezzeria del motoveicolo di Figura 10 per evidenziare come l'asse di sterzo nel
10 portamozzo B, sia distinto dal centro ruota; in particolare tracciando un asse B' parallelo a B e passante per il centro ruota, quindi incidente con l'asse di rivoluzione H della ruota 5, la distanza d fra i due assi rappresenta l'offset longitudinale di sterzo che concorre a definire il valore di avancorsa e rappresenta una originalità rispetto alle già citate anteriorità (GB127441A e
15 EP0432107B1) in cui invece l'asse di sterzo passa per il centro ruota e quindi l'avancorsa è data unicamente dall'inclinazione dell'asse. Il dettaglio a destra in figura 11 mostra meglio i componenti che costituiscono lo sterzo già precedentemente descritti, con i due snodi sferici 13a (montati allineati e quindi costituenti una cerniera cilindrica ma -a parità di capacità di sopportazione dei
20 carichi- più piccoli dei cuscinetti a sfere\rolli equivalenti) e il perno di sterzo scomposto in due parti 14 e 15 ed con la sede cilindrica ricavata per metà su ciascuno portamozzo 9' e 9''.

La Figura 12 mette a confronto le soluzioni costruttive degli schemi delle figure 5,6 e 7 nelle sole parti che differiscono fra loro: nel disegno a sinistra si hanno
25 gli stessi componenti descritti nelle figure 5,9, 10 e 11, al centro e a destra si hanno rispettivamente i componenti costruttivi per gli schemi di figura 6 e 7 con la sola differenza che l' asse ruota H è adesso posto coassiale al fulcro G in modo da garantirne la rettilineità della traiettoria perchè G risulta connesso ai gruppi telescopici 2', 2''.

30 Nel disegno al centro, corrispondente alla figura 6, le pinze freno 11' e 11'' sono fissate alla biella inferiore di sterzo 8a che diventa molto più grande rispetto alla biella 8 della struttura a sinistra in figura 12, inglobando quelli che in Figura 10

erano gli elementi 12' e 12'' (esterni alla biella 8) e ora sono diventati 16' e 16'' e quella parte dei portamozzi 9' e 9'' che permettevano il fissaggio delle pinze e ora sono diventati 17' e 17'' (per rendere più chiara la lettura, quest'ultimo è stato disassemblato, traslandolo verso l' esterno) e includono la sede dei
5 cuscinetti che identifica la cerniera inferiore della biella 8° che l'asse H.

Tale asse viene realizzata, come già descritto, con cuscinetti di grande diametro fissati negli elementi 17', 17'' con gli anelli esterni e sulla ruota con quelli interni; ne consegue che tali cuscinetti devono ruotare quanto le ruote e che l'asse di cerniera G diventa necessariamente coassiale con l'asse ruota H.

10 Considerando che il controllo dell'affondamento viene fatto con la geometria del rinvio di sterzo, non serve tenere i gruppi telescopici raddrizzati rispetto al terreno per ridurre l'effetto prodive e quindi dal disegno centrale della figura 12 in poi, senza perdere di generalità, i disegni raffigurano veicoli con i loro assi A', A'', B, e C complanari fra loro.

15 Per quanto detto, in frenata, il punto di contatto a terra non ha più la traiettoria rettilinea A imposta dai gruppi telescopici 2 che continuano a guidare il solo asse H=G (quindi il centro ruota ha ancora traiettoria rettilinea) mentre il punto di contatto a terra somma a tale moto l'oscillazione della biella inferiore per cui diventa funzionalmente importante posizionare gli assi E ed F in modo che il
20 CIR della biella inferiore e del punto a terra si muova durante l'affondamento secondo un andamento prestabilito (figura 15).

Nei due disegni al centro e a destra in figura 12, corrispondenti agli schemi di figura 6 e 7, il ginocchio fra le bielle posto sull' asse F, è stato rovesciato per trovare un buon andamento dell'effetto antidive, ma visto che il valore ottimale
25 dipende anche dalla geometria e dalle masse del veicolo, la configurazione mostrata non è vincolante per l'invenzione che invece rivendica in modo più generale l'utilizzo del sistema di rinvio sterzo per governare l'effetto di affondamento in frenata.

Da notare inoltre che avendo posizionate le pinze sulla biella inferiore, la coppia
30 di frenata non viene più assorbita dai gruppi telescopici, quindi si riduce la forza trasversale che agisce sull'accoppiamento steli-foderi in frenata migliorando la scorrevolezza dell'insieme.

Nel disegno a destra, corrisponde schematicamente a quello di figura 7 ma con l'importante variante di avere $H=G$ ottenuta montando i cuscinetti alle estremità dei gruppi telescopici $2', 2''$ con gli assi G non incidenti con A', A'' , bensì avanzati fino a portare G in corrispondenza del centro ruota H . La biella inferiore, adesso denominata $8b$, è costituita dagli stessi elementi $16'$ e $16''$ del disegno al centro e dagli elementi $9'$ e $9''$ del disegno a sinistra perché le pinze devono tornare ad essere fissate sul portamozzo che contiene l'asse di sterzo B . Il fulcro G della biella inferiore anziché essere ricavato sul portamozzo 9 come nella figura al centro, viene fissato per una maggiore semplicità costruttiva e leggerezza (i cuscinetti richiesti sono molto più piccoli, quindi leggeri ed economici) nell'interfaccia fra l'elemento 10 , adesso diventato $10a$ e i gruppi telescopici 2 , con i nuovi piedini a peno avanzato posti alle estremità inferiori dei gruppi telescopici $2a'$ e $2a''$ in grado di alloggiare i cuscinetti: come detto l'asse ruota H adesso risulta coincidente con l'asse G e non può più oscillare assieme alla biella inferiore come descritto per la figura 7 e acquista la caratteristica di avere traiettoria rettilinea. L'asse di sterzo nel portamozzo B (anche in questo caso, per rendere più chiara la lettura, l'elemento $9'$ è stato disassemblato, traslandolo verso l'esterno), ricavato sull'elemento 10^o , essendo dotato di offset, ovvero essendo distinto dall'asse ruota H , adesso oscillerà rigidamente assieme alla biella inferiore $8b$, per cui nella determinazione dell'avancorsa si deve tener conto che oltre ad avere una traiettoria del punto di contatto a terra funzione della posizione del CIR e dell'oscillazione del centro ruota rispetto ad G , anche l'asse di sterzo B cambia la sua giacitura per cui cambia l'andamento della distanza fra tale punto a terra e l'intersezione con il piano stradale e l'asse di sterzo B che viene appunto definita avancorsa.

Tali variazioni di avancorsa del veicolo del disegno a destra di figura 12, hanno un andamento curvilineo che confrontate con la traiettoria rettilinea del punto a terra del veicolo di figura 10 porta a differenze di pochi punti percentuali agli estremi, mentre nell'intorno dell'assetto di marcia sono quasi nulle; si tratta quindi di un fenomeno trascurabile ai fini della guida del veicolo.

La Figura 13 rappresenta un esploso parziale di un motoveicolo coerente con lo schema di figura 8 ma con gli assi A', A'' dei gruppi telescopici $2', 2''$ paralleli

all'asse di sterzo B in modo che quest'ultimo non cambi giacitura rispetto al telio con l'affondamento. Con tale modifica il veicolo di figura 13 rappresenta la configurazione preferita. La biella inferiore di sterzo è adesso denominata 8c perché differisce dai gruppi 8a e 8b per avere una parte superiore 18 dotata di

5 cuscinetti sull'asse di ginocchio F come nel caso degli elementi 12', 12'' di figura 10, e ha il suo fulcro G posto non nei cuscinetti posti nei piedini forcella, ovvero fra l'elemento 10 e 2 come per il veicolo di Figura 7 e nella immagine a destra di figura 12, ma nel centro dello stesso snodo sferico 13c che costituisce il punto inferiore dello sterzo. La ruota 5 oscilla assieme alla biella 8c di cui fa parte la

10 pinza, quindi è assicurata la congruenza fra disco e pastiglie e la possibilità di controllare l'antidive tramite la geometria del rinvio a ginocchio; la traiettoria ruota è invece assolutamente rettilinea come in una normale forcella perché lo snodo inferiore è fissato sui piedini dei gruppi telescopici 2', 2'', e questi sono coincidenti con l'asse di sterzo B.

15 Nel disegno si nota come il punto superiore E che identifica l'asse di sterzo B, appartiene anche all'asse di rotazione manubrio C e che questo differisce da B perché -come già detto- sull'invenzione può essere posizionato solo in base a criteri ergonomici mentre B risponde alle richieste di guidabilità del veicolo.

Anche in questo schema si può fare con facilità la regolazione dell'avancorsa,

20 spostando il punto di intersezione dell'asse E nel piano M, nel medesimo piano tramite un eccentrico montato o sulla biella superiore 19 o sul piantone di sterzo. In figura 14 a sinistra si vede il veicolo di figura 13 con il manubrio sterzato a destra in vista frontale, mentre a destra al medesimo veicolo gli elementi 8c e 10b sono stati divisi lungo il piano M in condizione di sterzo dritto e poi ruotato

25 verso destra in modo da liberare la vista interna al mozzo 9 e mostrare la posizione dello snodo sferico 13c.

In figura 15 si riportano varie configurazioni di affondamento anteriore in frenata del veicolo di figura 13 per mostrare l'andamento dello spostamento del CIR del punto di contatto a terra con uno schema di rinvio coerente con quanto

30 mostrato anche nelle figure 6,7,8, al centro e a destra nella 12: si parte da una configurazione prodotta a sospensioni estese più elevata di quanto rilevabile nel corrispondente veicolo di figura 10 (che si comporta come una normale moto

con forcella), per raggiungere valori perfettamente analoghi a quello in assetto di marcia su strada (CIR sull' intersezione virtualmente all'infinito delle due linee ortogonali agli assi dei gruppi telescopici, quindi stessa traiettoria rettilinea) e poi calare fino a diventare progressivamente antidive a partire da circa tre quarti della corsa.

Il fatto di avere un tratto iniziale in cui l'effetto prodive è più pronunciato non rappresenta un problema perché il veicolo non si troverà praticamente mai a viaggiare in quella configurazione.

Anche in questo caso si ricorda che quanto descritto in figura è qualitativo e funzione della geometria del rinvio di sterzo, del veicolo nonché delle sue masse e quindi il progettista può scegliere comportamenti diversi: importante è evidenziare come l'invenzione permette un parametro di progetto inesistente sulle attuali moto non dotate di opportuni meccanismi antidive.

In figura 15 si propone un montaggio a geometria progressiva di un gruppo molla ammortizzatore 20 esterno alle canne telescopiche 2', 2'' che adesso costituiscono una semplice guida. Il gruppo molla ammortizzatore 20 ruota in sterzata perché è fissato inferiormente alla biella superiore 7a, di rinvio sterzo e superiormente al manubrio 6 ma l'ingombro resta migliorativo rispetto ad una normale moto e aggiunge il vantaggio della progressività.

A sinistra in figura si mostra il montaggio con l'ammortizzatore 20 posto all'esterno del telaio 3 ma il funzionamento è equivalente se questo venisse posto al suo interno (facendolo lavorare a trazione, oppure con un diverso afferraggio per farlo lavorare comunque a compressione) come a destra in figura 15.

In sostanza un veicolo dotato della soluzione di figura 13 o 15 presenta una geometria di sterzo perfettamente analoga a quella, affinata negli anni, di un normale motoveicolo, correggendo i limiti di quest' ultimo in termini di ingombro sul telaio, di resistenza meccanica sullo stesso, di ergonomia perché permette di inclinare diversamente l'asse di rotazione manubrio dall'asse di sterzo, di inerzia alla rotazione e di affondamento sia per la parte cinematica legata al controllo del centro di istantanea rotazione, sia per la parte meccanica perché si elimina l'effetto della forza trasversale dato dalla coppia di frenata sull'accoppiamento telescopico.

RIVENDICAZIONI

1. Un motoveicolo (1) dotato comprendente:

- un **supporto ruota (10)** connesso al **telaio (3)** tramite una **sospensione**
5 **telescopica (2)** avente una **porzione superiore (21)** vincolata al telaio (3) in modo da consentire al supporto ruota (10) solamente un movimento sussultorio lungo l'**asse longitudinale (A)** della sospensione telescopica;
- una **ruota anteriore (5)** girevolmente connessa ad un **portamozzo ruota (9)** per ruotare attorno ad un **asse di rivoluzione (H)**;
- 10 - un **portamozzo ruota (9)** incernierato al supporto ruota (10) attorno ad un **asse di sterzo (B)** opportunamente inclinato rispetto alla verticale di un valore analogo all'angolo del canotto sul telaio dei motocicli per consentire la sterzata di detta ruota (5);
- un **cinematismo articolato di sterzo (4)** comprendente una **porzione superiore**
15 **(61)** connessa al **manubrio (6)** e configurata per ruotare rispetto al telaio (3) attorno ad un **asse manubrio (C)** e una **porzione inferiore (8)** connessa al portamozzo ruota (9); detto cinematismo articolato (4) essendo configurato per variare la sua estensione a seguito del movimento sussultorio del supporto ruota (10).
- 20 2. Motoveicolo (1) secondo la rivendicazione 2, in cui due o più di detti asse longitudinale (A) della sospensione telescopica (2), asse di sterzo (B) del portamozzo ruota (9) e asse manubrio (C) del manubrio (6) non sono paralleli tra loro.
- 25 3. Motoveicolo (1) secondo la rivendicazione 1 o 2, in cui dette porzioni superiore (61) e inferiore (8) di detto cinematismo articolato di sterzo (4) sono connesse tra loro mediante **almeno una biella (7)**.
- 4. Motoveicolo (1) secondo la rivendicazione 3, in cui detta almeno una biella (7) è
30 configurata per variare la sua lunghezza.

5. Motoveicolo (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, in cui detto asse di sterzo (B) e detto di rivoluzione (H) sono sghembi e distanti tra loro di una distanza (d).
- 5 6. Motoveicolo (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, in cui detta porzione inferiore (8) del cinematismo articolato di sterzo (4) è incernierata a detto portamozzo ruota (9) attorno ad un asse parallelo all'asse di rotolamento (H), preferibilmente coincidente con detto asse di rotolamento (H).
- 10 7. Motoveicolo (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, comprendente almeno una pinza freno (11), in cui detta almeno una pinza freno (11) è rigidamente connessa a detto portamozzo ruota (9) o a detta porzione inferiore (8) del cinematismo articolato di sterzo (4)
- 15 8. Motoveicolo (1) secondo una qualsiasi delle rivendicazioni precedenti, in cui detta sospensione telescopica (2) comprende **due gruppi telescopici (2',2'')** aventi **assi longitudinali paralleli (A', A'')**, disposti ai lati della ruota anteriore (5).
- 20 9. Motoveicolo (1) secondo la rivendicazione 8, in cui detto supporto ruota (10) connette tra loro **porzioni inferiori (22)** di detti gruppi telescopici (2',2'').
10. Motoveicolo (1) secondo la rivendicazione 8 o 9, in cui detti gruppi telescopici (2',2'') sono connessi al telaio tramite **morsetti (34)**.

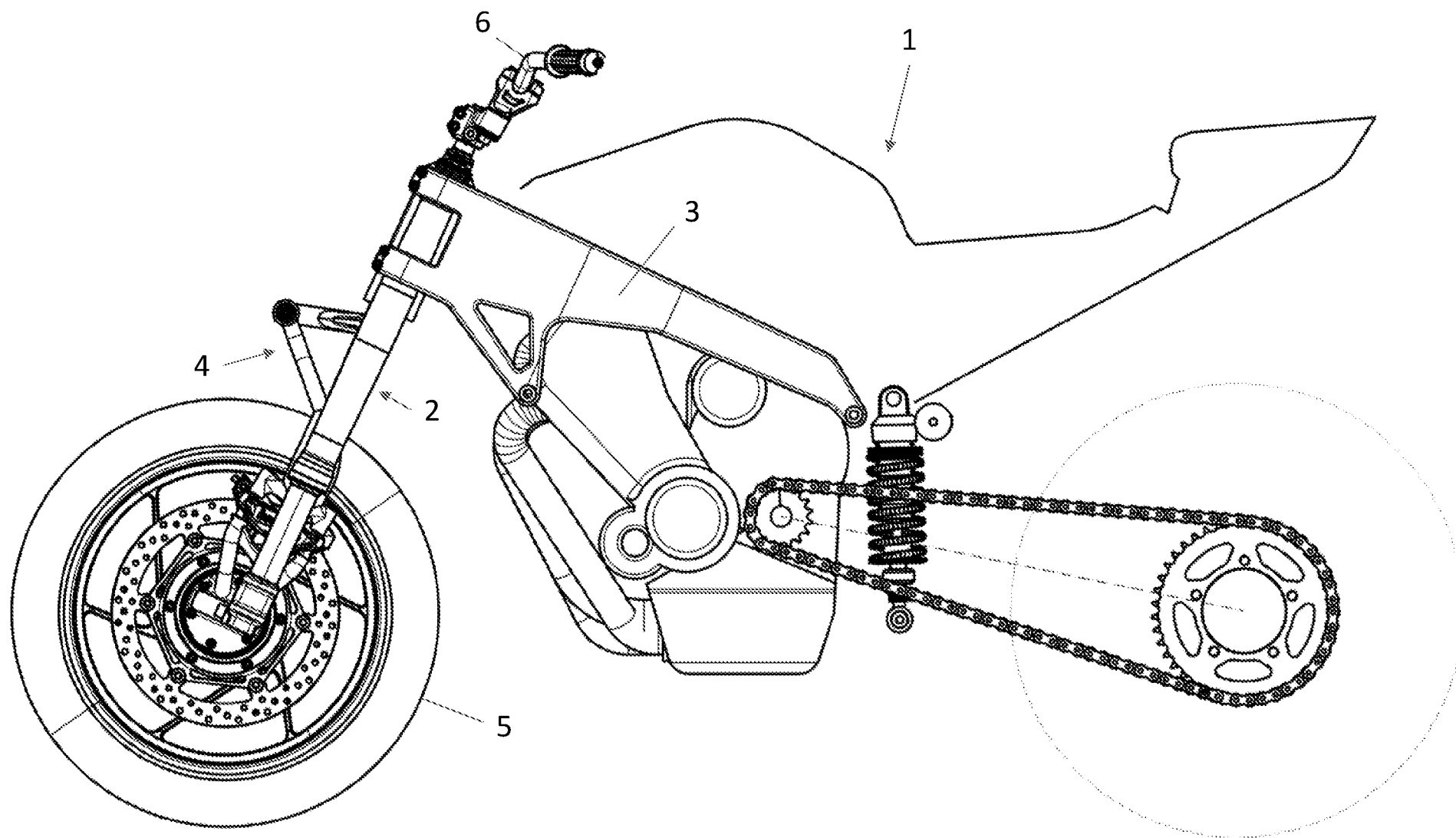


Figura 1

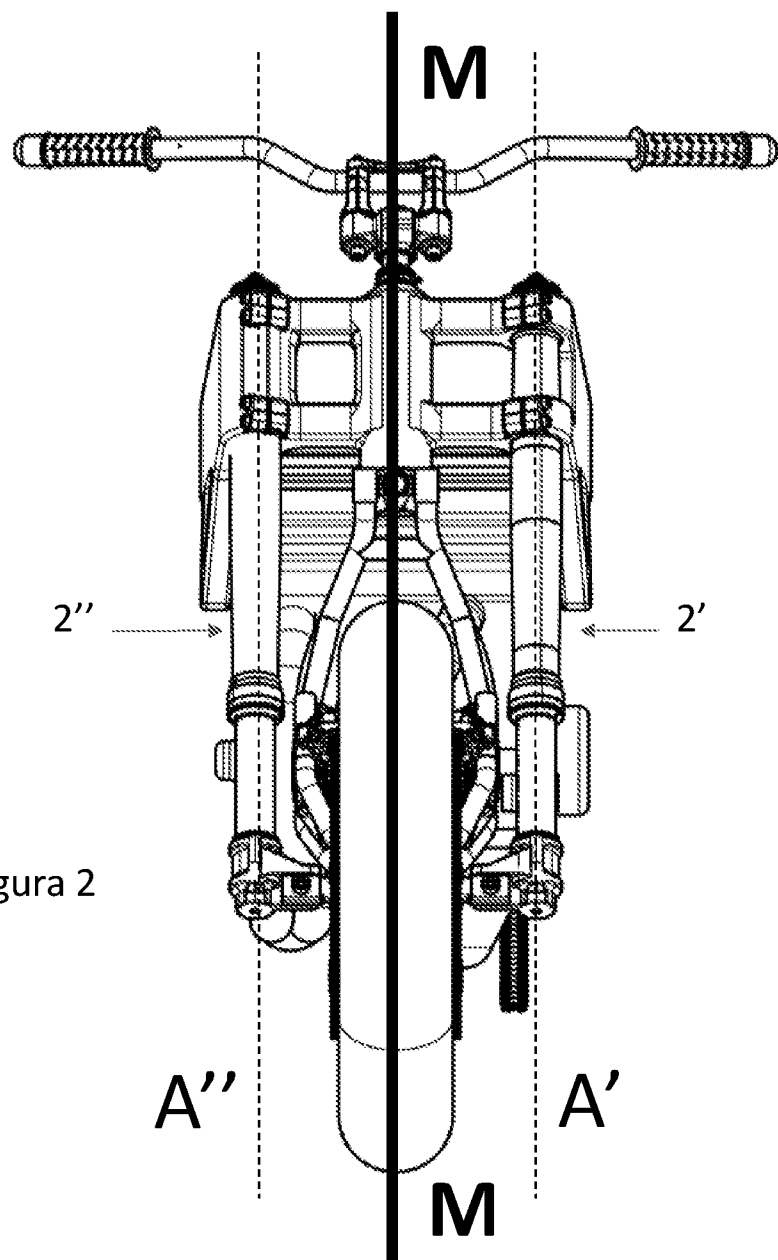


Figura 2

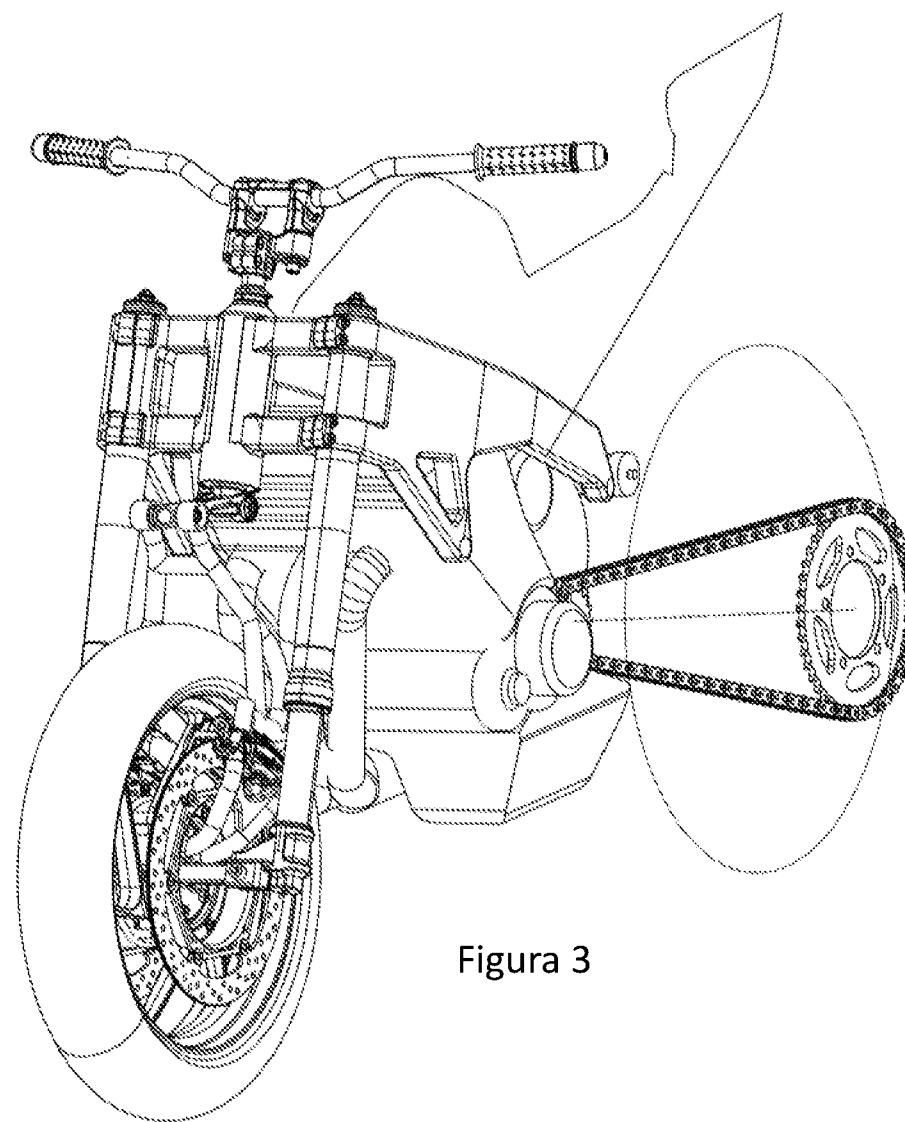


Figura 3

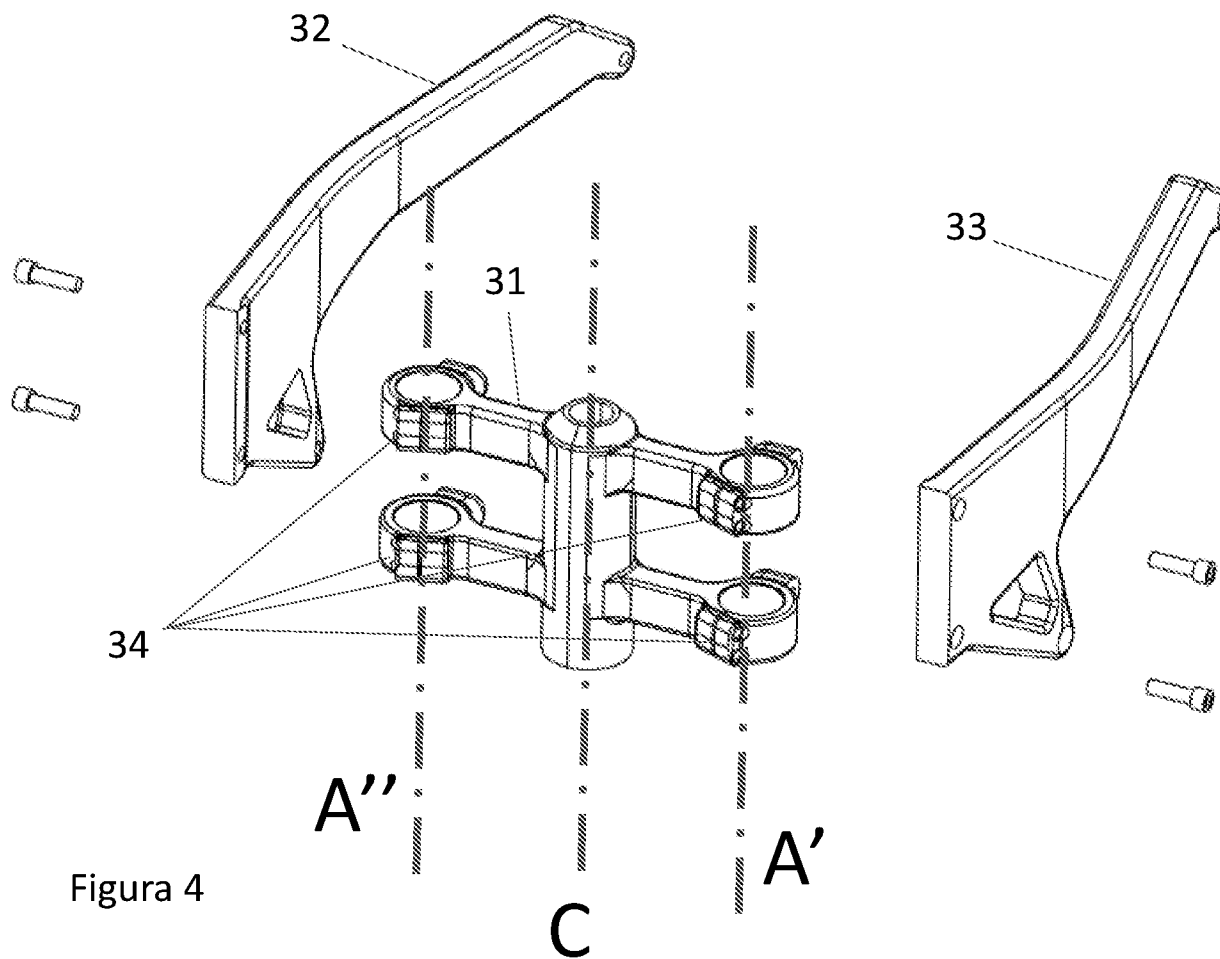
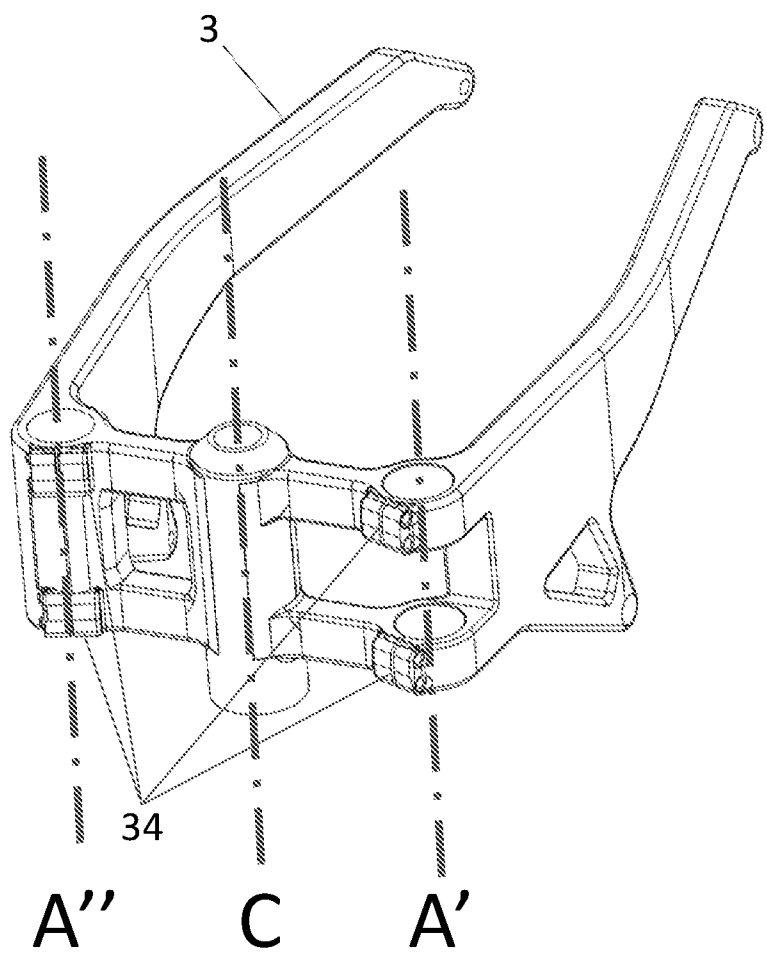
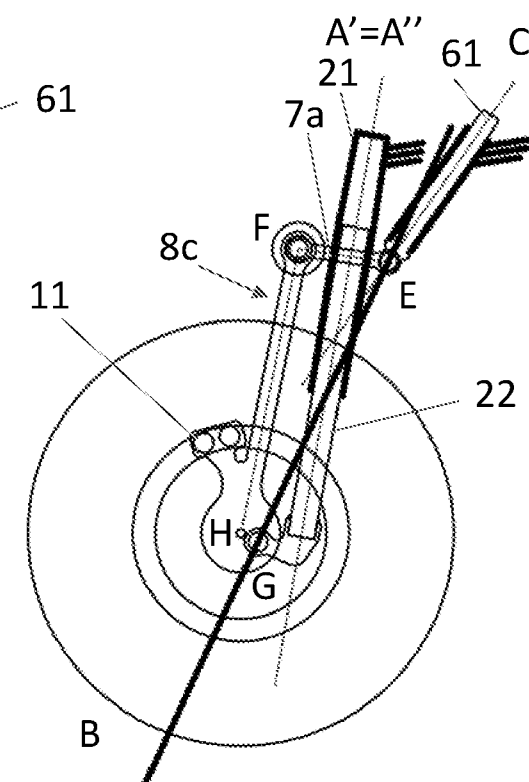
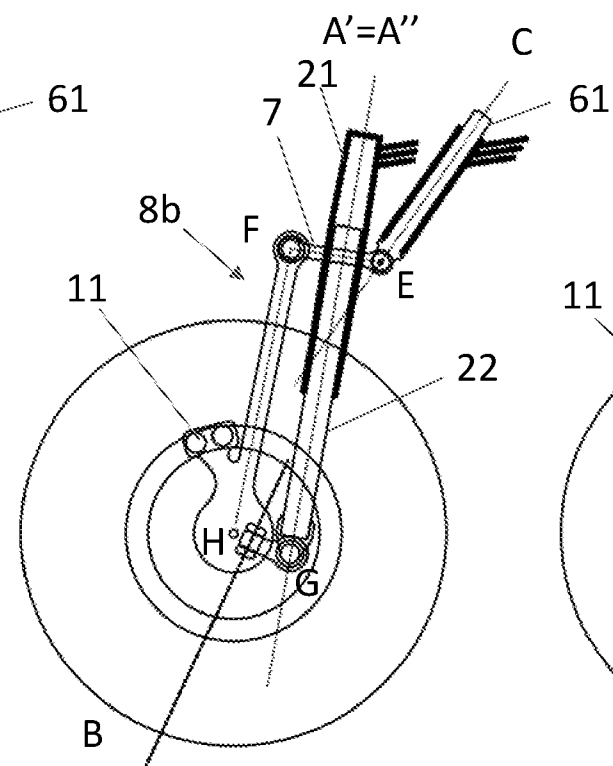
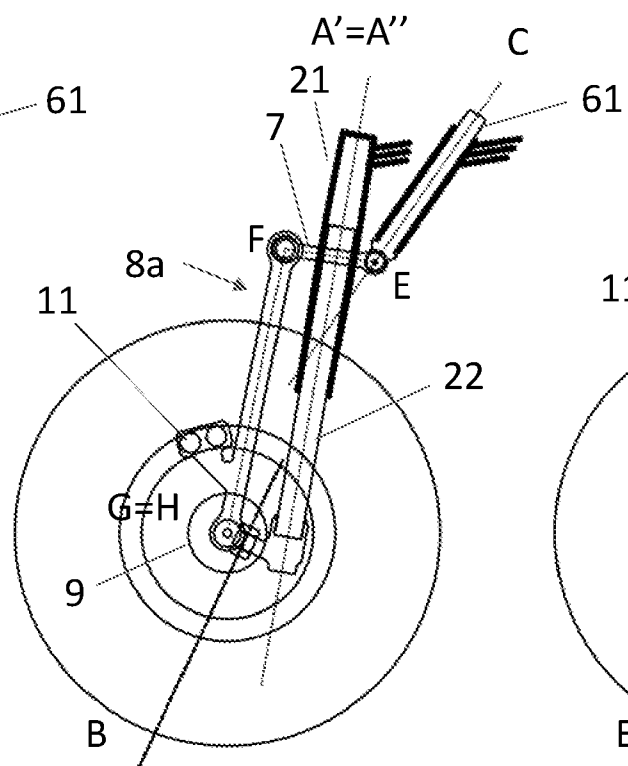
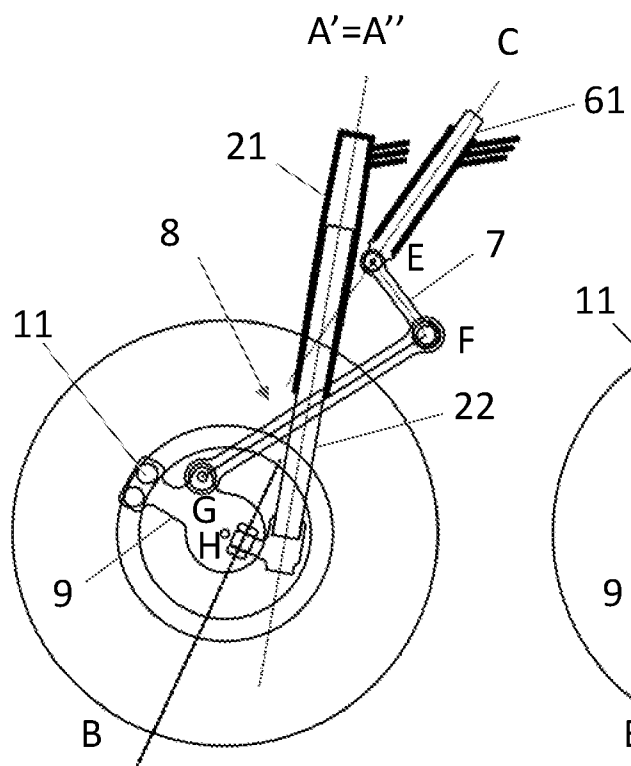


Figura 4



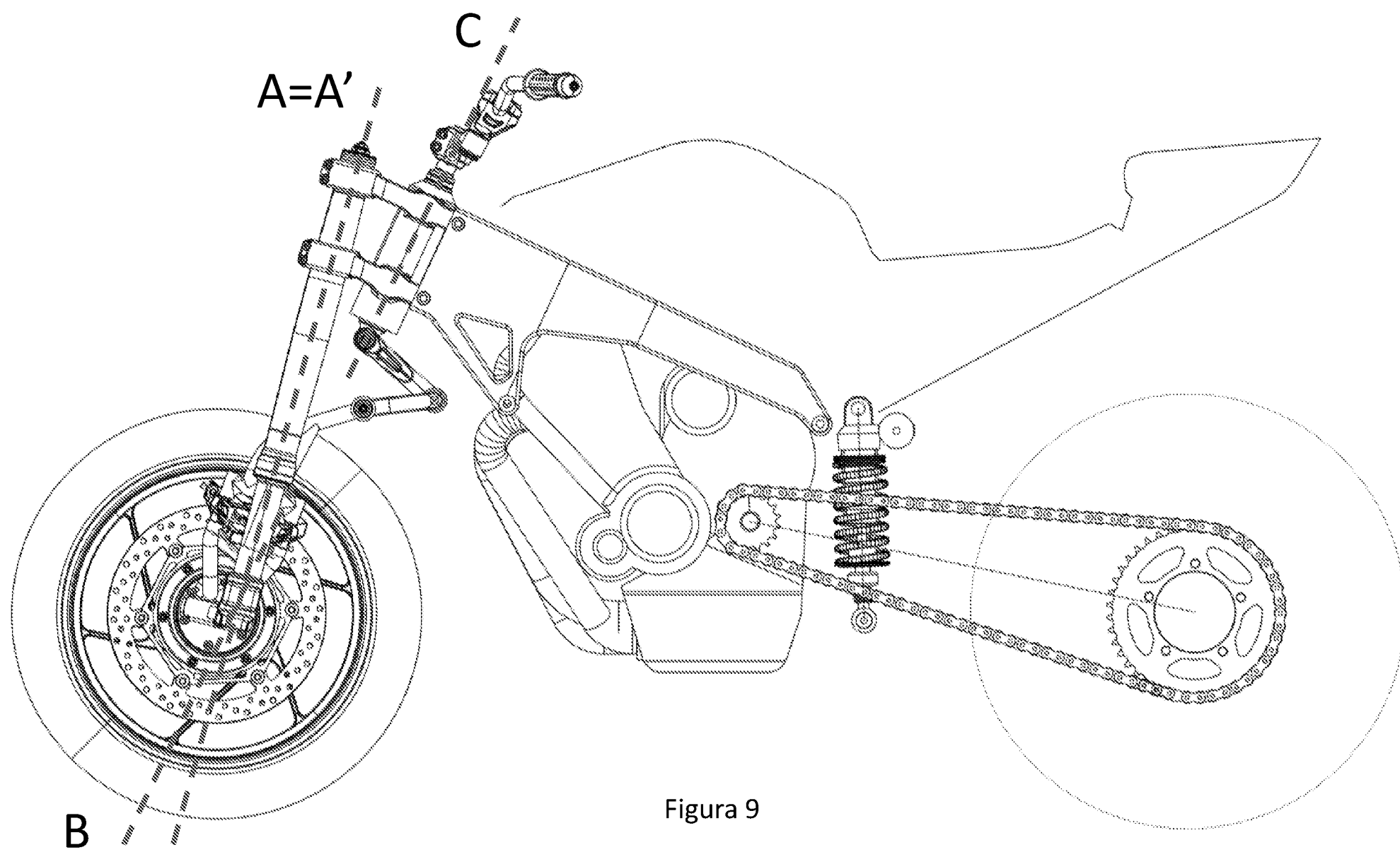


Figura 9

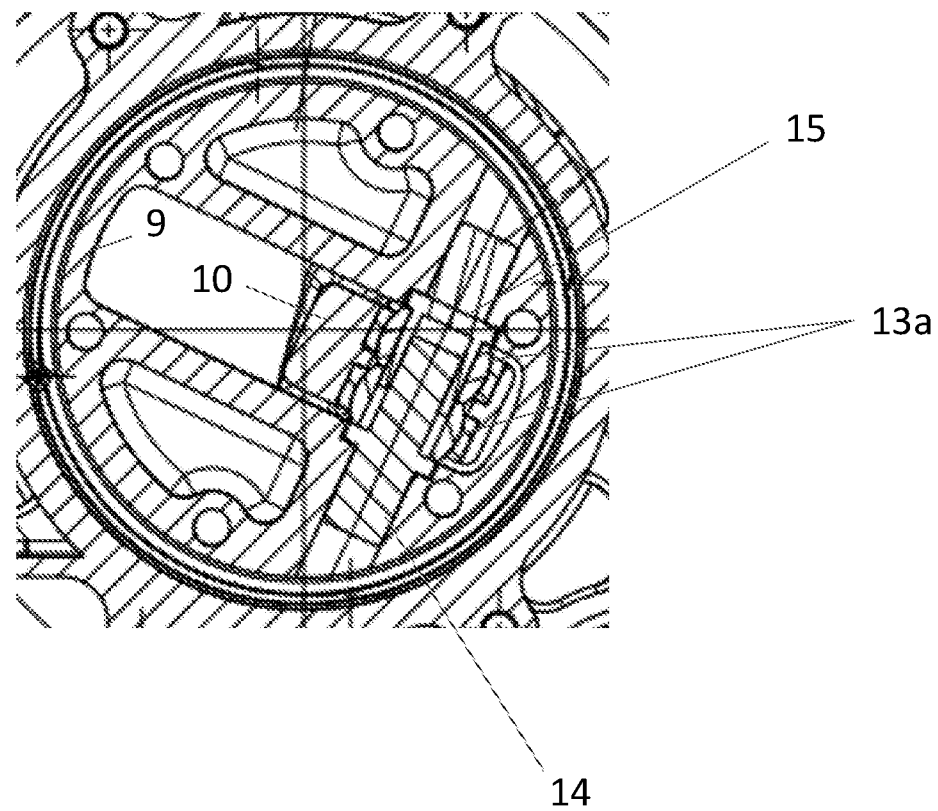
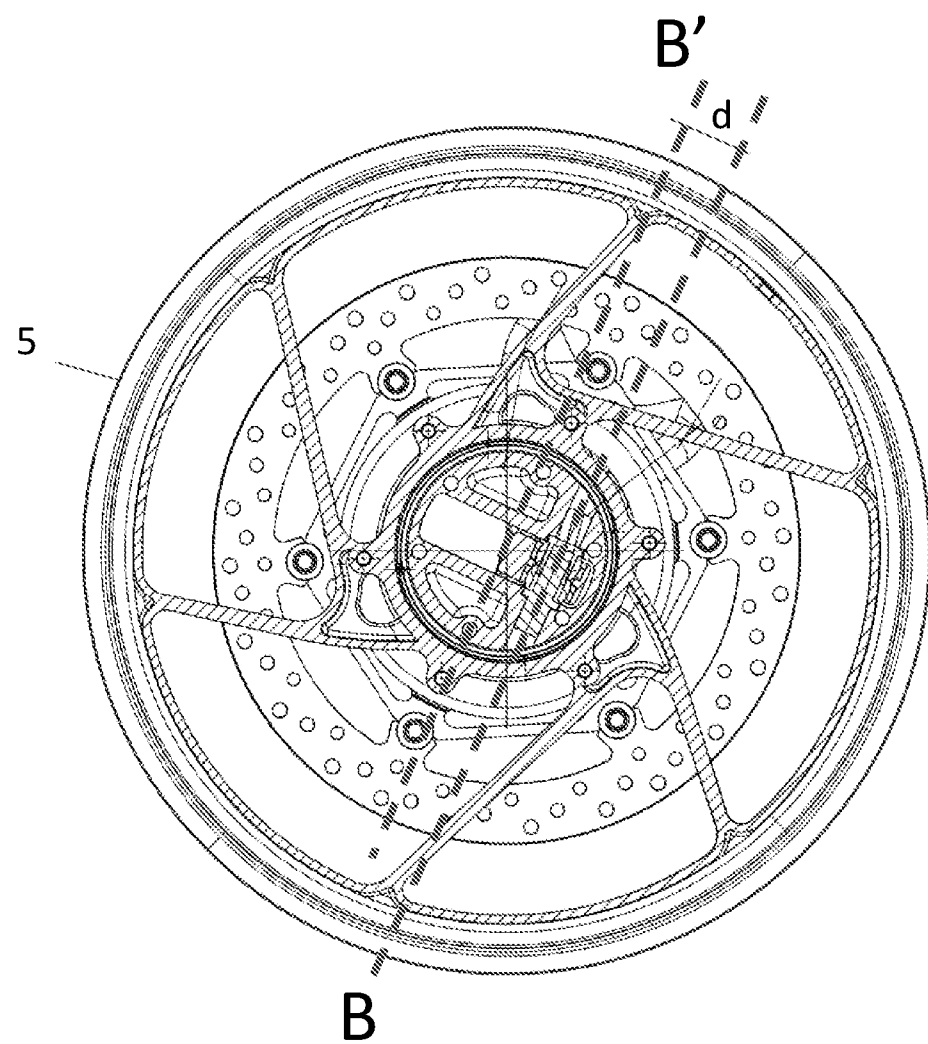


Figura 11

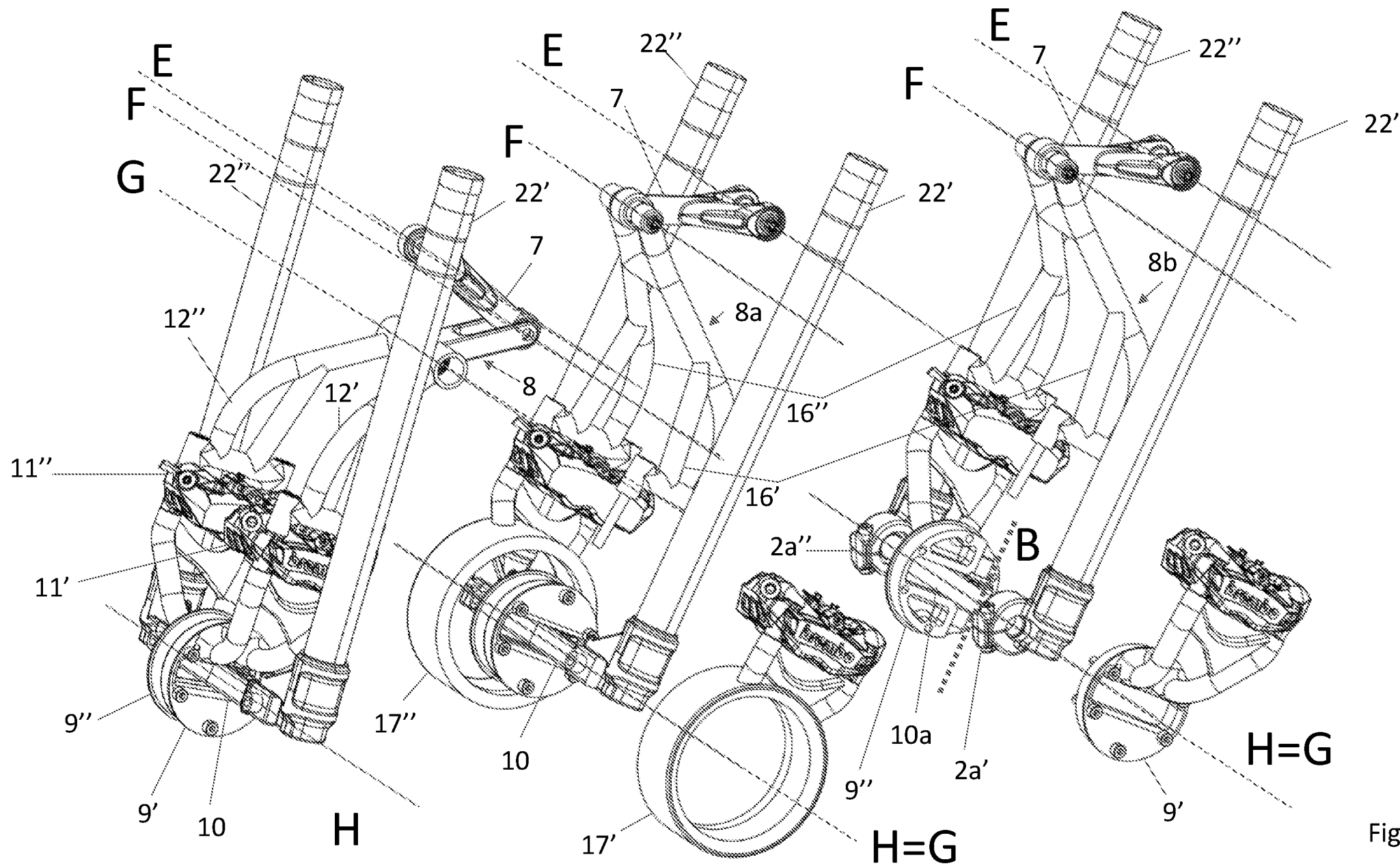
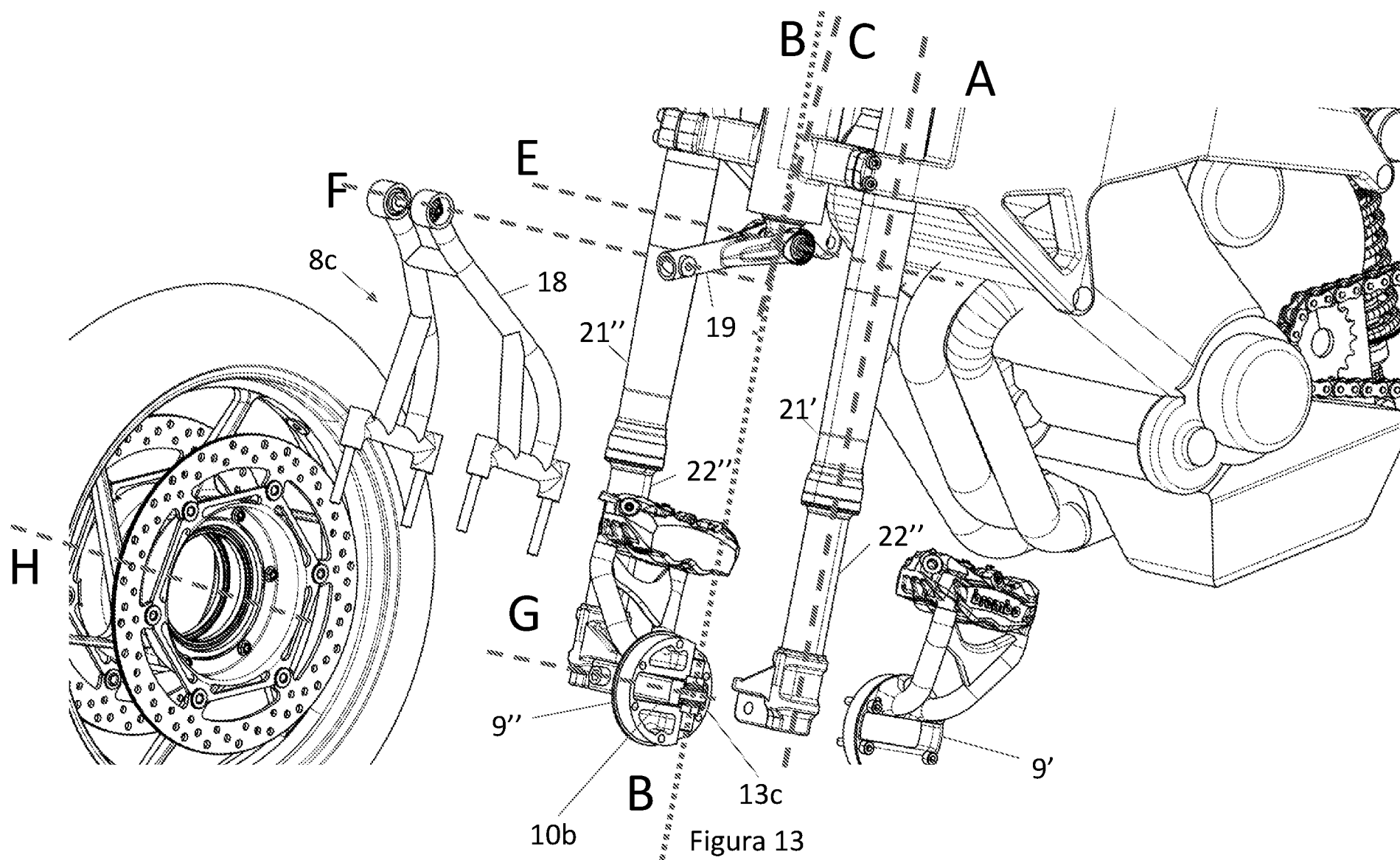


Figura 12



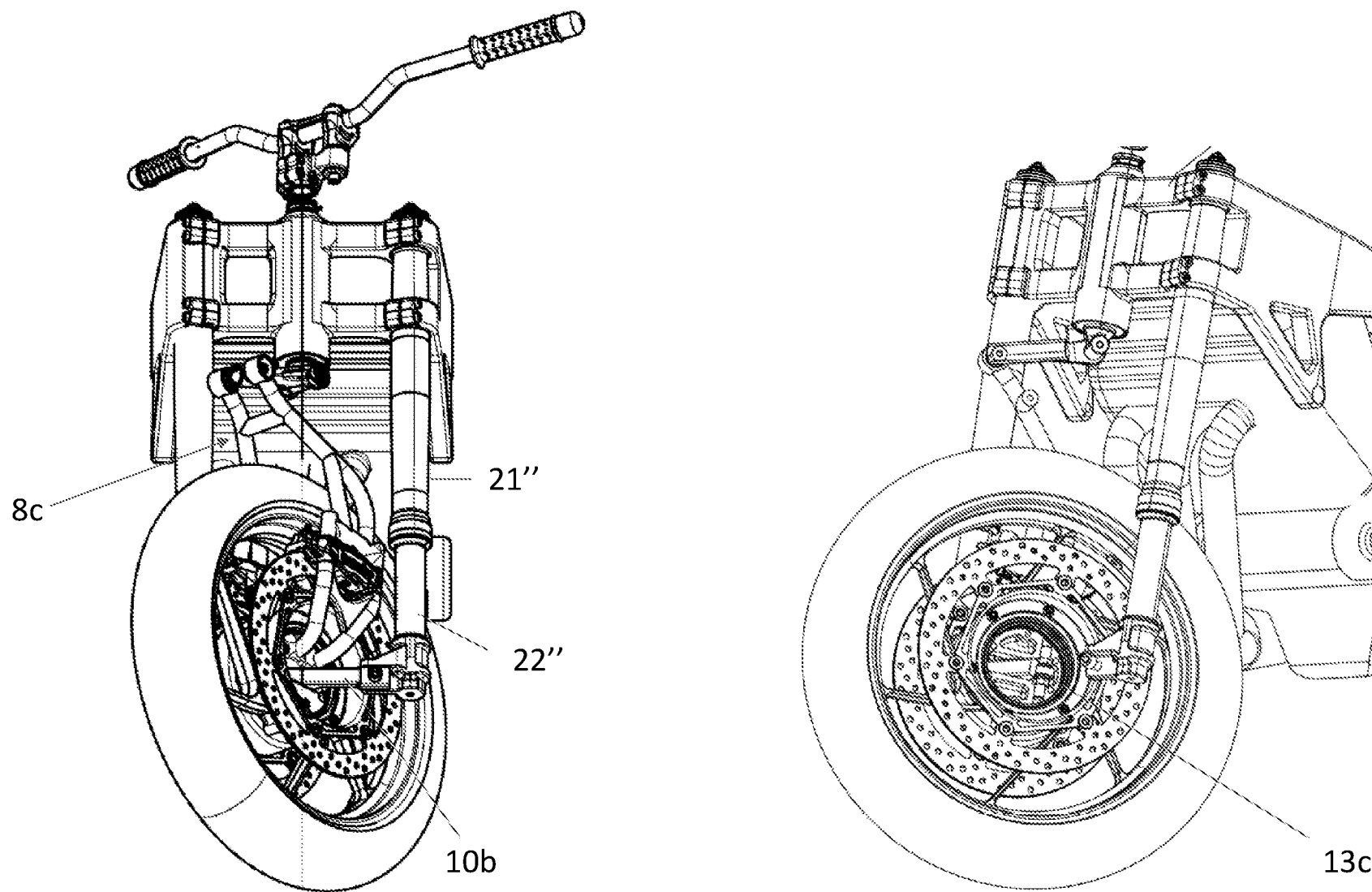
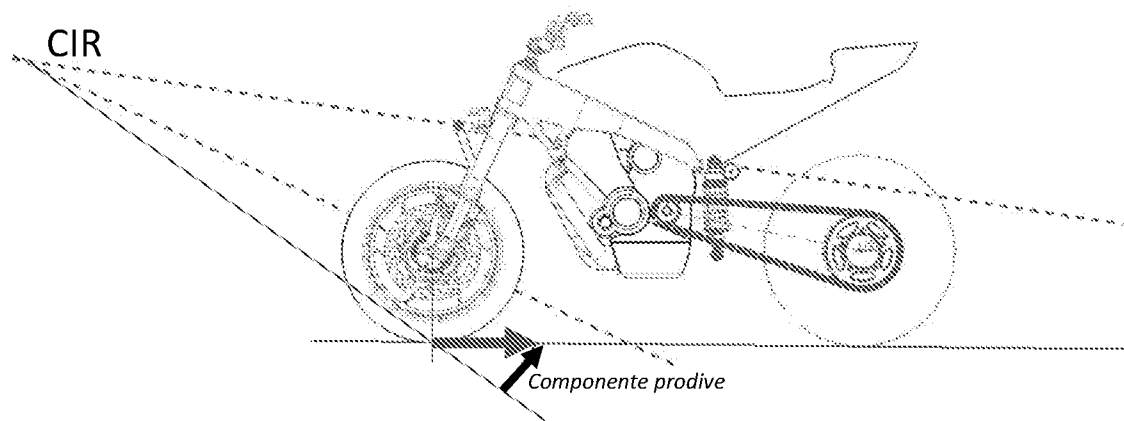
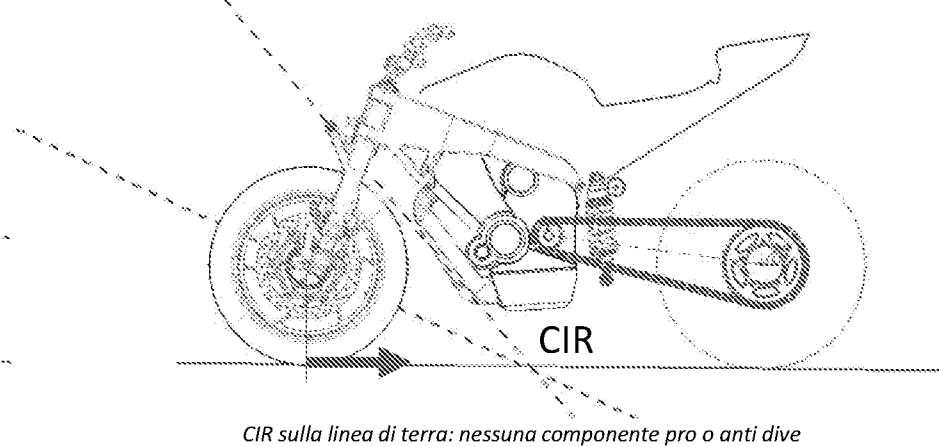


Figura 14

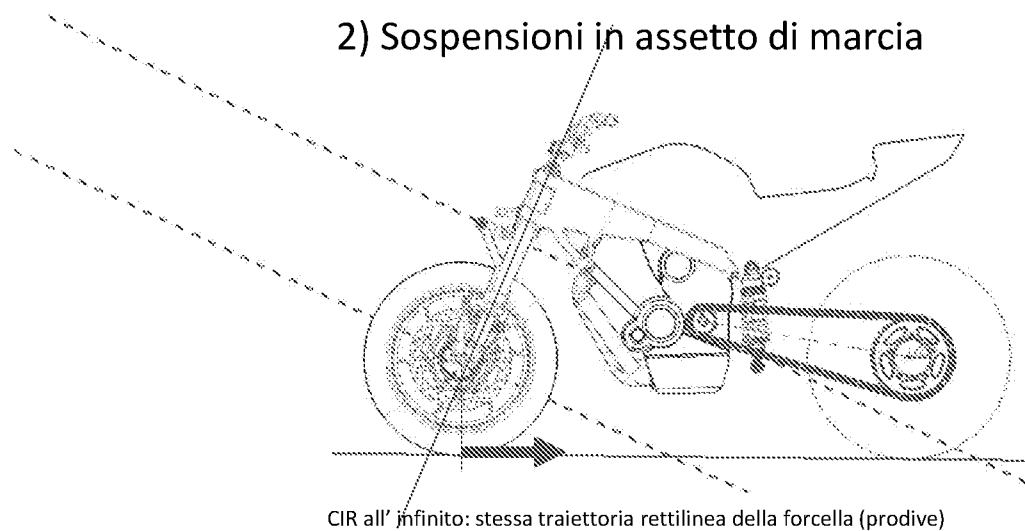
1) Sospensioni completamente estese



3) Sospensioni in frenata: transizione pro-anti-dive



2) Sospensioni in assetto di marcia



4) Sospensioni completamente compresse

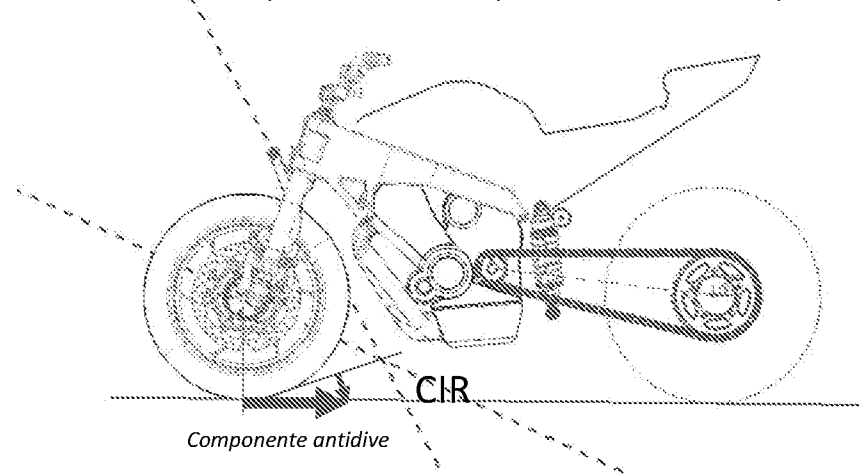


Figura 15

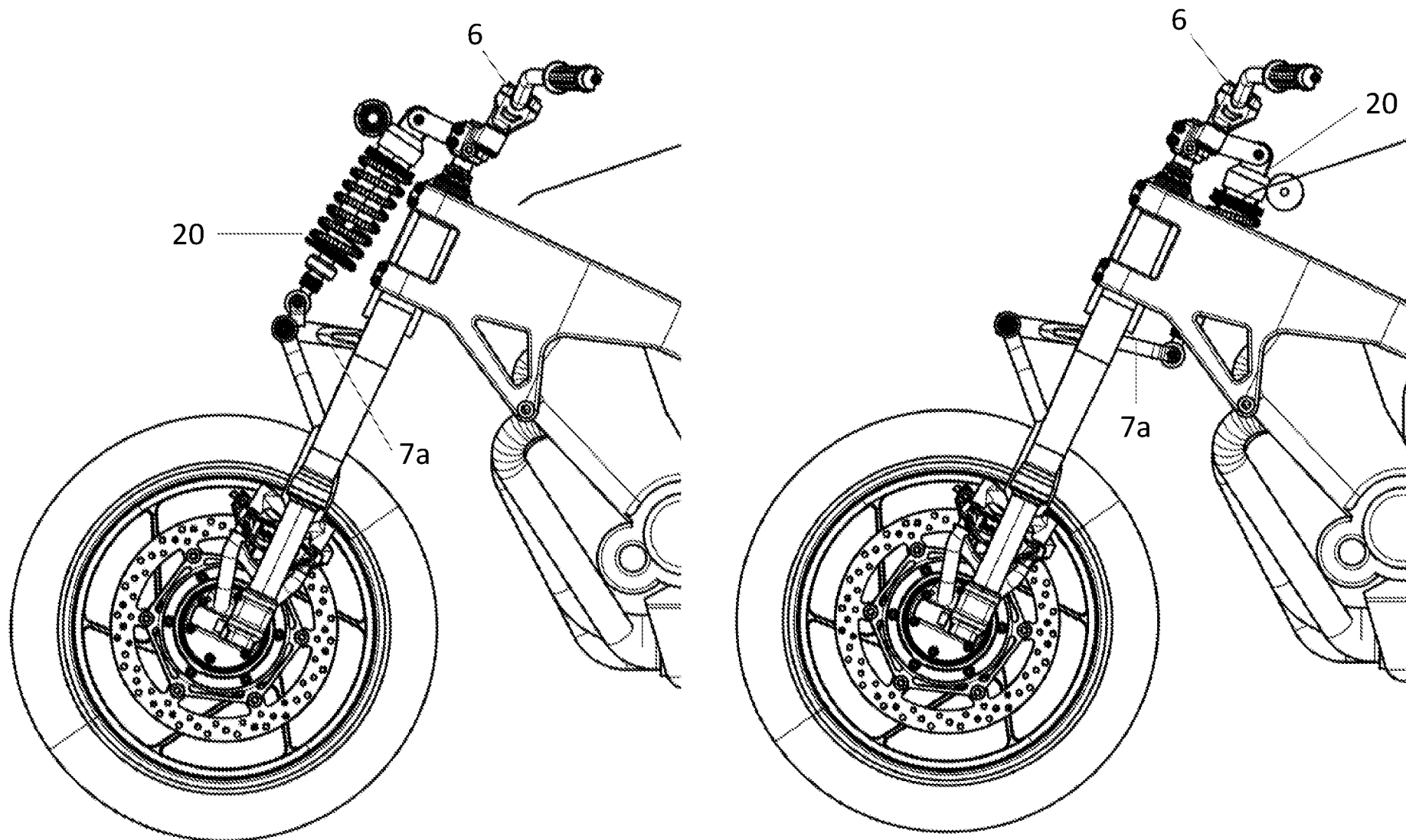


Figura 16