

DOMANDA DI INVENZIONE NUMERO	102020000002746
Data Deposito	12/02/2020
Data Pubblicazione	12/08/2021

Classifiche IPC

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
B	60	W	30	045

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
B	60	W	30	04

Titolo

METODO DI CONTROLLO DURANTE LA PERCORRENZA DI UNA CURVA DI UN VEICOLO STRADALE CON RIGIDEZZA VARIABILE E RUOTE POSTERIORI STERZANTI

D E S C R I Z I O N E

del brevetto per invenzione industriale dal titolo:

"METODO DI CONTROLLO DURANTE LA PERCORRENZA DI UNA CURVA DI
UN VEICOLO STRADALE CON RIGIDEZZA VARIABILE E RUOTE
POSTERIORI STERZANTI"

di FERRARI S.P.A.

di nazionalità italiana

con sede: VIA EMILIA EST 1163

41100 MODENA (MO)

Inventori: FLUMERI Alessandro, MINCIGRUCCI Francesca,
VARISCO Stefano

*** **

SETTORE DELLA TECNICA

La presente invenzione è relativa ad un metodo di controllo durante la percorrenza di una curva di un veicolo stradale con rigidezza a rollio variabile e ruote posteriori sterzanti.

ARTE ANTERIORE

I veicoli a quattro ruote sterzanti, altrimenti detti 4WS ("*four wheel steering*"), sono sul mercato da molti anni anche se i modelli in circolazione non sono molti e per lo più sono basati su sistemi meccanici passivi che permettono di impartire alle ruote posteriori degli angoli di sterzata "*fissi*". In tali sistemi meccanici passivi le ruote posteriori sono accoppiate alle ruote anteriori per

impartire alle ruote posteriori stesse angoli di sterzata fissi quando le ruote anteriori vengono sterzate.

Sistemi più moderni di tipo dinamico e dotati di un attuatore attivo (elettrico o idraulico) controllato da una centralina elettronica permettono di controllare la sterzata delle ruote posteriori impartendo alle ruote posteriori stesse degli angoli di sterzata variabili all'interno di un intervallo predeterminato.

In caso di percorrenza di una curva ad alta velocità (ad esempio oltre 60 km/h), la sterzata delle ruote posteriori permette di aumentare la stabilità del veicolo in particolare in prossimità della perdita di aderenza; per migliorare la stabilità del veicolo durante la percorrenza di una curva ad alta velocità le ruote posteriori vengono fatte sterzare in fase (ovvero in direzione concorde con la sterzata delle ruote anteriori e quindi quando le ruote anteriori sterzano verso destra anche le ruote posteriori sterzano verso destra) per ridurre l'angolo di imbardata rendendo più agevole il controllo del veicolo stesso. In altre parole, la sterzata in fase delle ruote posteriori permette di contrastare la forza centrifuga che tende a far sbandare il retrotreno in curva e quindi il retrotreno si conforma alla traiettoria ideale a vantaggio della stabilità e dell'efficacia. In questa situazione, le ruote posteriori vengono fatte sterzare con un angolo di sterzo abitualmente

inferiore a $1-2^{\circ}$ e dipendente dall'angolo di sterzo delle ruote anteriori.

In caso di manovra a bassa velocità (ad esempio fino a 60 km/h), la sterzata delle ruote posteriori permette di diminuire sensibilmente il raggio di sterzata; in particolare, per aumentare la manovrabilità del veicolo alle basse velocità le ruote posteriori vengono fatte sterzare in controfase (ovvero in direzione opposta rispetto alla sterzata delle ruote anteriori e quindi quando le ruote anteriori sterzano verso destra le ruote posteriori sterzano verso sinistra e viceversa) con un angolo di sterzo massimo di $3-5^{\circ}$ e dipendente dall'angolo di sterzo delle ruote anteriori.

La domanda di brevetto EP3153382A1 descrive un metodo di controllo durante la percorrenza di una curva di un veicolo stradale con ruote posteriori sterzanti; il metodo di controllo prevede le fasi di: determinare un angolo di assetto effettivo del veicolo stradale, determinare un angolo di assetto desiderato, e variare l'angolo di sterzo delle ruote posteriori in funzione della differenza tra l'angolo di assetto effettivo e l'angolo di assetto desiderato.

DESCRIZIONE DELLA INVENZIONE

Scopo della presente invenzione è di fornire un metodo di controllo durante la percorrenza di una curva di un

veicolo stradale con rigidezza variabile e ruote posteriori sterzanti, il quale metodo di controllo permetta di massimizzare le prestazioni durante la percorrenza della curva senza rendere il veicolo stradale instabile e, nello stesso tempo, sia anche di facile ed economica implementazione.

Secondo la presente invenzione viene fornito un metodo di controllo durante la percorrenza di una curva di un veicolo stradale con rigidezza a rollio variabile e ruote posteriori sterzanti, secondo quanto rivendicato dalle rivendicazioni allegate.

Le rivendicazioni descrivono forme di realizzazione preferite della presente invenzione formando parte integrante della presente descrizione.

BREVE DESCRIZIONE DEI DISEGNI

La presente invenzione verrà ora descritta con riferimento ai disegni annessi, che ne illustrano un esempio di attuazione non limitativo, in cui:

- la figura 1 è una vista schematica ed in pianta di un veicolo stradale provvisto di ruote posteriori sterzanti che vengono controllate in accordo con la presente invenzione;
- la figura 2 è una ulteriore vista schematica ed in pianta del veicolo stradale della figura 1 con in evidenza un meccanismo di sterzata delle ruote posteriori;

- la figura 3 è una vista schematica ed in pianta del veicolo stradale della figura 1 durante la percorrenza di una curva con in evidenza la traiettoria, la velocità di avanzamento e l'angolo di assetto;

- la figura 4 è una vista schematica e prospettica del veicolo stradale della figura 1 con in evidenza l'angolo di imbardata; e

- la figura 5 è uno schema a blocchi che illustra una logica del metodo di controllo della presente invenzione.

FORME DI ATTUAZIONE PREFERITE DELL'INVENZIONE

Nella figura 1, con il numero 1 è indicato nel suo complesso un veicolo stradale provvisto di due ruote 2 anteriori e di due ruote 3 posteriori motrici, che ricevono la coppia motrice da un sistema 4 di motopropulsione.

Il sistema 4 di motopropulsione comprende un motore 5 termico a combustione interna, il quale è disposto in posizione anteriore longitudinale ed è provvisto di un albero 6 motore, ed una trasmissione 7 servoassistita, la quale trasmette la coppia motrice generata dal motore 5 a combustione interna alle ruote 3 motrici posteriori e presenta la configurazione denominata "*transaxle*". La trasmissione 7 comprende un albero 8 di trasmissione che da un lato è collegato all'albero 6 motore e dall'altro lato è meccanicamente collegato ad un cambio 9, il quale è provvisto di almeno una frizione ed è disposto in posizione posteriore

longitudinale. In cascata al cambio 9 è collegato un differenziale 10 autobloccante a controllo elettronico, dal quale partono una coppia di semiassi 11, ciascuno dei quali è solidale ad una rispettiva ruota 3 posteriore motrice.

Ciascuna ruota 2 o 3 è meccanicamente collegata ad un telaio 12 del veicolo 1 stradale mediante una sospensione 13 (parzialmente illustrata nella figura 1), la quale è provvista di un attuatore 14 a controllo elettronico che permette di variare (aumentare o diminuire) sia la rigidezza elastica che lo smorzamento dell'elemento sospensivo. A titolo di esempio, l'attuatore 14 può regolare in parallelo ai tradizionali elementi elastici della sospensione 13 (molle elicoidali e ammortizzatori idraulici passivi) sia la rigidezza verticale installata che la costante di smorzamento della sospensione 13. A titolo di esempio tale regolazione può essere effettuata da diversi elementi come barre antirollio a controllo elettronico ed ammortizzatori magneto-reologici.

Gli attuatori 14 a controllo elettronico permettono di variare la rigidezza del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12 del veicolo 1 stradale e quindi permettono di variare la distribuzione sulle quattro ruote 2 e 3 del carico verticale agente su di esse in situazioni dinamiche ovvero quando è presente accelerazione longitudinale o laterale. In altre parole, variando la rigidezza degli

attuatori 14 a controllo elettronico è possibile modificare la distribuzione sulle quattro ruote 2 e 3 del carico verticale e quindi modificare il carico verticale puntuale che agisce su ciascuna ruota 2 e 3.

Secondo quanto illustrato nella figura 2, le ruote 3 posteriori motrici sono sterzanti, ovvero sono portate dalle corrispondenti sospensioni 13 in modo da potere ruotare insieme (ovvero con lo stesso grado di rotazione) a destra o a sinistra attorno ad un asse verticale per variare il corrispondente angolo α di sterzo (illustrato nella figura 3); in particolare, è previsto un attuatore 15 (elettrico o idraulico) che comanda in modo attivo la variazione dell'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori motrici.

In caso di percorrenza di una curva ad alta velocità (ad esempio oltre 60 km/h), la sterzata delle ruote 3 posteriori motrici permette di aumentare la stabilità del veicolo 1 stradale; in particolare, per migliorare la stabilità del veicolo 1 stradale durante la percorrenza di una curva ad alta velocità le ruote 3 posteriori motrici vengono fatte sterzare in fase (ovvero in direzione concorde con la sterzata delle ruote 2 anteriori e quindi quando le ruote 2 anteriori sterzano verso destra anche le ruote 3 posteriori motrici sterzano verso destra). In altre parole, la sterzata in fase delle ruote 3 posteriori motrici permette di contrastare la forza centrifuga che tende a far

sbandare il retrotreno in curva e quindi il retrotreno si conforma alla traiettoria ideale a vantaggio della stabilità e dell'efficacia. In questa situazione, le ruote 3 posteriori motrici vengono fatte sterzare con un angolo α di sterzo abitualmente inferiore a $1-2^\circ$ e normalmente dipendente dall'angolo di sterzo delle ruote 2 anteriori (ovvero tanto maggiore è l'angolo di sterzo delle ruote 2 anteriori, tanto maggiore è l'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori motrici).

In caso di manovra a bassa velocità (ad esempio fino a 60 km/h), la sterzata delle ruote 3 posteriori motrici permette di diminuire sensibilmente il raggio di sterzata; in particolare, per aumentare la manovrabilità del veicolo 1 stradale alle basse velocità le ruote 3 posteriori motrici vengono fatte sterzare in controfase (ovvero in direzione opposta rispetto alla sterzata delle ruote 2 anteriori e quindi quando le ruote 2 anteriori sterzano verso destra le ruote 3 posteriori motrici sterzano verso sinistra e viceversa) con un angolazione massima di $3-5^\circ$ e dipendente dall'angolo di sterzo delle ruote 2 anteriori (ovvero tanto maggiore è l'angolo di sterzo delle ruote 2 anteriori, tanto maggiore è l'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori motrici).

Il veicolo 1 stradale comprende una unità 16 di controllo elettronica ("ECU") che, tra le altre cose, regola

il comportamento del veicolo 1 stradale durante la percorrenza di una curva intervenendo, come meglio descritto in seguito sugli attuatori 14 a controllo elettronico delle sospensioni 13, e sull'attuatore 15 per controllare l'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori motrici. Fisicamente, l'unità 16 di controllo può essere composta da un solo dispositivo oppure da più dispositivi tra loro separati e comunicanti attraverso la rete CAN del veicolo 1 stradale.

Secondo quanto illustrato nella figura 3, durante la percorrenza di una curva l'unità 16 di controllo determina in modo noto l'angolo β di assetto effettivo del veicolo 1 stradale (ovvero l'angolo compreso fra l'asse x longitudinale del veicolo 1 stradale e la direzione della velocità V di avanzamento del veicolo 1 stradale nel baricentro B). A titolo di esempio, l'unità 16 di controllo stima la traiettoria T seguita del veicolo 1 stradale utilizzando le misure fornite in tempo reale da un giroscopio tri-assiale e da un posizionatore satellitare; in particolare, la traiettoria T viene determinata integrando due volte nel tempo le accelerazioni misurate dal giroscopio tri-assiale e le misure fornite dal posizionatore satellitare vengono utilizzate per annullare ciclicamente gli errori di posizione che si verificano nel processo di integrazione. Inoltre, l'unità 16 di controllo stima la velocità V di avanzamento del veicolo 1 stradale nel

baricentro B utilizzando le misure fornite in tempo reale dal giroscopio tri-assiale; in particolare, la velocità V del veicolo 1 stradale nel baricentro B viene determinata integrando una volta nel tempo le accelerazioni misurate dal giroscopio tri-assiale (verificando che la velocità V di avanzamento del veicolo 1 stradale nel baricentro B sia effettivamente tangente alla traiettoria T seguita del veicolo 1 stradale, altrimenti, in caso di scostamento significativo, viene compiuta almeno una ulteriore iterazione del calcolo apportando delle correzioni ai parametri utilizzati).

Durante la percorrenza di una curva, l'unità 16 di controllo determina in tempo reale (ad esempio come descritto in precedenza) l'angolo β di assetto effettivo (reale) del veicolo 1 stradale. Inoltre, durante la percorrenza di una curva, l'unità 16 di controllo determina un angolo β_{TGT} di assetto desiderato (ottimale) che permette di massimizzare la prestazione (ovvero la velocità di percorrenza della curva) mantenendo nel contempo il veicolo 1 stradale in condizioni stabili (ovvero in piena sicurezza).

Secondo una possibile (ma non vincolante) forma di attuazione, l'unità 16 di controllo ciclicamente (ad esempio con una frequenza almeno di alcune decine di Hz) stima (in modo noto) una aderenza delle ruote 2 e 3 al fondo stradale, determina un raggio di curvatura della traiettoria T del

veicolo 1 stradale (ovvero determina un grado di curvatura della traiettoria T), e determina una velocità V di avanzamento del veicolo 1 stradale. In funzione dell'aderenza delle ruote 2 e 3 (quindi della stabilità del veicolo 1 stradale), del raggio di curvatura della traiettoria T , e della velocità V di avanzamento l'unità 16 di controllo ciclicamente determina l'angolo β_{TGT} di assetto desiderato; in particolare, per determinare l'angolo β_{TGT} di assetto desiderato l'unità 16 di controllo può utilizzare una mappa predeterminata (normalmente stabilita in modo sperimentale durante una fase di progettazione e messa a punto del veicolo 1 stradale e memorizzata in una memoria) oppure un modello matematico del veicolo 1 stradale.

Durante la percorrenza di una curva, l'unità 16 di controllo determina in modo noto una velocità $d\psi/dt$ di imbardata effettiva del veicolo 1 stradale; la velocità $d\psi/dt$ di imbardata (denominata "yaw rate") è la velocità di variazione dell'angolo ψ di imbardata (illustrato nella figura 4), ovvero la derivata prima nel tempo dell'angolo ψ di imbardata. Come è noto, l'angolo ψ di imbardata rappresenta l'oscillazione del veicolo 1 stradale intorno all'asse Y verticale passante per il baricentro B del veicolo 1 stradale stesso.

Durante la percorrenza di una curva e secondo quanto illustrato nella figura 5, l'unità 16 di controllo determina

l'angolo β di assetto effettivo del veicolo 1 stradale, stabilisce l'angolo β_{TGT} di assetto desiderato, determina la velocità $d\psi/dt$ di imbardata effettiva del veicolo 1 stradale, stabilisce la velocità $d\psi/dt_{TGT}$ di imbardata desiderata, e quindi varia in modo contemporaneo e coordinato l'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori e la distribuzione della rigidità del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12 in funzione della differenza ε_β tra l'angolo β di assetto effettivo e l'angolo β_{TGT} di assetto desiderato ed in funzione della differenza ε_ψ tra la velocità $d\psi/dt$ di imbardata effettiva e la velocità $d\psi/dt_{TGT}$ di imbardata desiderata.

Quanto sopra descritto è schematizzato nella figura 5, in cui si vede che all'intero dell'unità 16 di controllo sono previsti: un blocco 17 di calcolo che determina l'angolo β di assetto effettivo del veicolo 1 stradale, un blocco 18 di calcolo che determina una velocità $d\psi/dt$ di imbardata effettiva del veicolo 1 stradale, un blocco 19 di calcolo che stabilisce l'angolo β_{TGT} di assetto desiderato e la velocità $d\psi/dt_{TGT}$ di imbardata desiderata, un blocco 20 sottrattore che calcola la differenza ε_β tra l'angolo β di assetto effettivo e l'angolo β_{TGT} di assetto desiderato, un blocco 21 sottrattore che calcola la differenza ε_ψ tra la velocità $d\psi/dt$ di imbardata effettiva e la velocità $d\psi/dt_{TGT}$ di imbardata desiderata, ed infine un blocco 22 di calcolo

che pilota in modo contemporaneo e coordinato gli attuatori 14 a controllo elettronico (per variare la distribuzione della rigidità del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12) e l'attuatore 15 (per variare l'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori).

Secondo una preferita forma di attuazione, il blocco 22 di calcolo determina insieme (ovvero in modo contestuale e coordinato) ed in funzione delle due differenze ε_β e ε_ψ un angolo α_{TGT} di sterzo desiderato delle ruote 3 posteriori (con cui pilota l'attuatore 15) ed una distribuzione D_{TGT} desiderata della rigidità del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12 (con cui pilota gli attuatori 14 a controllo elettronico).

Secondo una preferita forma di attuazione, il blocco 22 di calcolo determina l'angolo α_{TGT} di sterzo desiderato delle ruote 3 posteriori e la distribuzione D_{TGT} desiderata della rigidità del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12 combinando insieme una logica di controllo ad anello aperto ed una logica di controllo in retroazione.

Inoltre, secondo una preferita forma di attuazione, l'angolo α_{TGT} di sterzo desiderato delle ruote 3 posteriori e la distribuzione D_{TGT} desiderata della rigidità del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12 vengono determinati da un unico modello matematico comune (che quindi coordina insieme l'azione sulla sterzata delle ruote 3

posteriori e l'azione sulla distribuzione della rigidezza).

Secondo una preferita forma di attuazione l'angolo β di assetto effettivo e l'angolo β_{TGT} di assetto desiderato vengono confrontati nel dominio del tempo; ovvero l'angolo β di assetto effettivo viene direttamente confrontato istante per istante con l'angolo β_{TGT} di assetto desiderato. Invece, la velocità $d\psi/dt$ di imbardata effettiva e la velocità $d\psi/dt_{TGT}$ di imbardata desiderata vengono confrontati nel dominio della frequenza. L'analisi nel dominio del tempo applicata all'angolo β di assetto effettivo ne indica la descrizione standard rispetto alla variabile tempo, in contrapposizione con l'analisi nel dominio della frequenza applicata alla velocità $d\psi/dt_{TGT}$ di imbardata che invece ne indica la descrizione in termini dell'insieme (spettro) delle sue frequenze. Nel dominio della frequenza, la velocità $d\psi/dt_{TGT}$ di imbardata è vista come una sovrapposizione di sinusoidi complesse, ognuna rappresentante una certa frequenza (la rispettiva fase viene normalmente ignorata).

Secondo una preferita forma di attuazione, il blocco 22 di calcolo della unità 16 di controllo è programmato in modo tale che durante la percorrenza di una curva in condizioni di medio-bassa accelerazione laterale (tipicamente indicato come campo puramente "lineare" con accelerazioni generalmente inferiori ai 4-6 m/s²) l'attuazione preveda l'enfatizzazione della risposta dinamica del veicolo 1

stradale al comando del pilota, esercitato mediante la sterzata delle ruote 2 anteriori. Il coordinamento tra l'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori e la distribuzione D_{TGT} desiderata della rigidezza del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12 privilegia la determinazione dell'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori, per favorire la generazione rapida di forza laterale dalle ruote 3 posteriori stesse, associando poi ove necessario la distribuzione D_{TGT} di rigidezza. In altre parole, durante la percorrenza di una curva in condizioni di medio-bassa accelerazione laterale l'azione principale (master) viene svolta unicamente dalla variazione dell'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori, mentre la distribuzione D_{TGT} desiderata della rigidezza del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12 viene regolata solo come accompagnamento (slave) alla variazione dell'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori (cioè viene regolata per adattarsi alla variazione dell'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori).

Secondo una preferita forma di attuazione, il blocco 22 di calcolo della unità 16 di controllo è programmato in modo tale che in condizioni di elevata accelerazione laterale (tipicamente indicato come prossimità del limite di stabilità laterale), l'attuazione preveda la massimizzazione della stabilità laterale. Il coordinamento tra l'angolo α di

sterzo delle ruote 3 posteriori e la distribuzione D_{TGT} desiderata della rigidità del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12 privilegia la massimizzazione della capacità di generazione della forza laterale dei due assali anteriore (formato dalle due ruote 2 anteriori) e posteriore (formato dalle due ruote 3 posteriori), la quale capacità di generazione varia in funzione delle condizioni di percorrenza della curva stessa, ovvero la presenza di forza longitudinale traente o frenante (uscita o ingresso curva) oppure la percorrenza pura. In questa situazione il ruolo dominante viene svolto dall'azione legata alla distribuzione D_{TGT} di rigidità del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12 alla quale viene poi associata la sterzata in fase dell'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori. In altre parole, durante la percorrenza di una curva in condizioni di elevata accelerazione laterale l'azione principale (master) viene svolta unicamente dalla variazione della distribuzione D_{TGT} desiderata della rigidità del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12, mentre l'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori viene regolato solo come accompagnamento (slave) alla variazione della distribuzione D_{TGT} desiderata (cioè viene regolata per adattarsi alla variazione della distribuzione D_{TGT} desiderata).

In questa particolare situazione dinamica, risulta

conveniente al fine di massimizzare la capacità di generazione della forza laterale delle ruote 2 anteriori e delle ruote 3 posteriori, la riduzione dell'altezza del baricentro del veicolo 1 stradale mediante la regolazione della rigidità del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12, questa volta agendo in modo selettivo sugli attuatori 14 a controllo elettronico (anteriore e posteriore) che risultino all'interno o all'esterno della curva.

Secondo una preferita forma di attuazione, il blocco 22 di calcolo della unità 16 di controllo è programmato in modo tale che durante la percorrenza di una curva e quando le condizioni di moto sono intermedie tra le due situazioni descritte in precedenza (ovvero tra le condizioni di medio-bassa accelerazione laterale e le condizioni di elevata accelerazione laterale), la regolazione possa essere svolta in modo coordinato e comprensivo delle necessità dinamiche di ridurre i tempi di risposta dell'asse posteriore mediante risposta pronta della forza generata dalle ruote 3 posteriori al comando di sterzata delle ruote 2 anteriori richiesto dal pilota e la necessità di regolazione della rigidità elastica ad esempio per ridurre il moto di rollio del veicolo stradale o ottimizzare le variazioni degli angoli caratteristici delle sospensioni 13 in presenza di azione combinata di sterzata e scuotimento verticale. In altre

parole, quando le condizioni di moto sono intermedie tra le due situazioni descritte in precedenza (ovvero tra le condizioni di medio-bassa accelerazione laterale e le condizioni di elevata accelerazione laterale) l'azione principale (master) prevede sia la variazione della distribuzione D_{TGT} desiderata della rigidità del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12, sia la variazione dell'angolo α di sterzo delle ruote 3 posteriori.

Nella forma di attuazione illustrata nelle figure allegate, l'unità 16 di controllo agisce sugli attuatori 14 a controllo elettronico per modificare la risposta dinamica delle sospensioni 13 che collegano le ruote 2 e 3 al telaio 12; ovvero gli attuatori 14 a controllo elettronico permettono di modificare la risposta dinamica delle sospensioni 13 che collegano le ruote 2 e 3 al telaio 12 e quindi permettono di modificare la distribuzione della rigidità a rollio del collegamento delle quattro ruote 2 e 3 al telaio 12.

Come detto in precedenza, gli attuatori 14 a controllo elettronico possono comprendere quattro ammortizzatori a controllo elettronico (uno per ciascuna ruota 2 o 3) e/o due barre antirollio a controllo elettronico (rispettivamente anteriore e posteriore).

Le forme di attuazione qui descritte si possono combinare tra loro senza uscire dall'ambito di protezione

della presente invenzione.

Il metodo di controllo sopra descritto presenta numerosi vantaggi.

In primo luogo, il metodo di controllo sopra descritto permette di massimizzare le prestazioni durante la percorrenza della curva (ovvero permette di massimizzare la velocità di percorrenza della curva) senza rendere il veicolo 1 stradale instabile (ovvero avvicinandosi al limite di stabilità del veicolo 1 stradale mantenendo comunque un margine di sicurezza adeguato).

Inoltre, il metodo di controllo sopra descritto è particolarmente sicuro, in quanto mantiene sempre il veicolo 1 stradale sotto controllo ed è sempre in grado di intervenire rapidamente ed efficacemente in caso di necessità.

Il metodo di controllo sopra descritto permette di massimizzare la velocità di risposta dinamica del veicolo in seguito al comando di sterzo richiesto dal pilota alle ruote 2 anteriori.

Infine, il metodo di controllo sopra descritto permette di avere un controllo unificato del veicolo 1 stradale in tutto il suo campo di utilizzo, ovvero tra accelerazioni laterale basse ed elevate, consentendo la regolazione combinata degli attuatori e rispondere alle esigenze di regolazione degli angoli caratteristici delle sospensioni 13

e della riduzione del moto di rollio del corpo vettura, oltre alla massimizzazione delle prestazioni descritte in precedenza.

ELENCO DEI NUMERI DI RIFERIMENTO DELLE FIGURE

- | | |
|----|--------------------------------------|
| 1 | veicolo |
| 2 | ruote anteriori |
| 3 | ruote posteriori |
| 4 | sistema di motopropulsione |
| 5 | motore |
| 6 | albero motore |
| 7 | trasmissione |
| 8 | albero di trasmissione |
| 9 | cambio meccanico |
| 10 | differenziale autobloccante |
| 11 | semiassi |
| 12 | telaio |
| 13 | sospensione |
| 14 | attuatore a controllo elettronico |
| 15 | attuatore ruote posteriori sterzanti |
| 16 | unità di controllo |
| 17 | blocco di calcolo |
| 18 | blocco di calcolo |
| 19 | blocco di calcolo |
| 20 | blocco sottrattore |
| 21 | blocco sottrattore |

22	blocco di calcolo
B	baricentro
β	angolo di assetto
ψ	angolo di imbardata
Z	asse verticale
F _x	forza longitudinale
F _y	forza trasversale
X	asse longitudinale
Y	asse trasversale
Z	asse verticale
α	angolo di sterzo delle ruote posteriori
D	distribuzione della rigidezza

R I V E N D I C A Z I O N I

1) Metodo di controllo durante la percorrenza di una curva di un veicolo (1) stradale con rigidità variabile e ruote (3) posteriori sterzanti; il veicolo (1) stradale comprende: un telaio (12), quattro ruote (2, 3), almeno un primo attuatore (14) atto a variare una distribuzione della rigidità di un collegamento delle quattro ruote (2, 3) al telaio (12), ed almeno un secondo attuatore (15) atto a variare un angolo (α) di sterzo delle ruote (3) posteriori; il metodo di controllo comprende le fasi di:

determinare un angolo (β) di assetto effettivo del veicolo (1) stradale; e

stabilire un angolo (β_{TGT}) di assetto desiderato;

il metodo di controllo è **caratterizzato dal fatto di** comprendere le ulteriori fasi di:

determinare una velocità ($d\psi/dt$) di imbardata effettiva del veicolo (1) stradale;

stabilire una velocità ($d\psi/dt_{TGT}$) di imbardata desiderata; e

variare in modo contemporaneo e coordinato l'angolo (α) di sterzo delle ruote (3) posteriori e la distribuzione della rigidità del collegamento delle quattro ruote (2, 3) al telaio (12) in funzione di una differenza (ε_β) tra l'angolo (β) di assetto effettivo e l'angolo (β_{TGT}) di assetto desiderato ed in funzione di una differenza (ε_ψ) tra la

velocità $(d\psi/dt)$ di imbardata effettiva e la velocità $(d\psi/dt_{TGT})$ di imbardata desiderata.

2) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 1 e comprendente l'ulteriore fase di determinare insieme un l'angolo (α_{TGT}) di sterzo desiderato delle ruote (3) posteriori ed una distribuzione (D_{TGT}) desiderata della rigidità del collegamento delle quattro ruote (2, 3) al telaio (12) in funzione della differenza (ε_β) tra l'angolo (β) di assetto effettivo e l'angolo (β_{TGT}) di assetto desiderato ed in funzione della differenza (ε_ψ) tra la velocità $(d\psi/dt)$ di imbardata effettiva e la velocità $(d\psi/dt_{TGT})$ di imbardata desiderata.

3) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 2, in cui l'angolo (α_{TGT}) di sterzo desiderato delle ruote (3) posteriori e la distribuzione (D_{TGT}) desiderata della rigidità del collegamento delle quattro ruote (2, 3) al telaio (12) vengono determinati combinando insieme una logica di controllo ad anello aperto ed una logica di controllo in retroazione.

4) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 2 o 3, in cui l'angolo (α_{TGT}) di sterzo desiderato delle ruote (3) posteriori e la distribuzione (D_{TGT}) desiderata della rigidità del collegamento delle quattro ruote (2, 3) al telaio (12) vengono determinati da un unico modello matematico comune.

5) Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 4, in cui l'angolo (β) di assetto effettivo e l'angolo (β_{TGT}) di assetto desiderato vengono confrontati nel dominio del tempo.

6) Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 5, in cui la velocità ($d\psi/dt$) di imbardata effettiva e la velocità ($d\psi/dt_{TGT}$) di imbardata desiderata vengono confrontati nel dominio della frequenza.

7) Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 6, in cui:

durante la percorrenza di una curva e quando l'accelerazione laterale è medio-bassa ed in particolare inferiore a $4-6 \text{ m/s}^2$, ovvero in campo puramente "lineare", si privilegia l'azione della sterzata delle ruote (3) posteriori per massimizzare la risposta dinamica del veicolo (1) stradale al comando di sterzo delle ruote (2) anteriori richiesto dal pilota, regolando di conseguenza la distribuzione della rigidità del collegamento delle quattro ruote (2, 3) al telaio (12) mediante il primo attuatore (14);
e

durante la percorrenza di una curva e quando l'accelerazione laterale è elevata, ovvero in prossimità del limite di stabilità, si privilegia la distribuzione della rigidità del collegamento delle quattro ruote (2, 3) al telaio (12) in modo coerente con la fase di percorrenza della

curva stessa e l'abbassamento del baricentro del veicolo (1) stradale, regolando di conseguenza l'angolo (α) di sterzo delle ruote (3) posteriori.

8) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 7, in cui durante la percorrenza di una curva e quando le condizioni di accelerazione laterale siano comprese tra le condizioni descritte in precedenza, vengono regolati contemporaneamente sia l'angolo (α) di sterzo delle ruote (3) posteriori che la distribuzione della rigidità del collegamento delle quattro ruote (2, 3) al telaio (12).

9) Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 8, in cui il primo attuatore (14) modifica la risposta dinamica delle sospensioni (13) che collegano le ruote (2, 3) al telaio (12).

10) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 9, in cui il primo attuatore (14) comprende degli ammortizzatori a controllo elettronico.

11) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 9, in cui il primo attuatore (14) comprende delle barre antirollio a controllo elettronico.

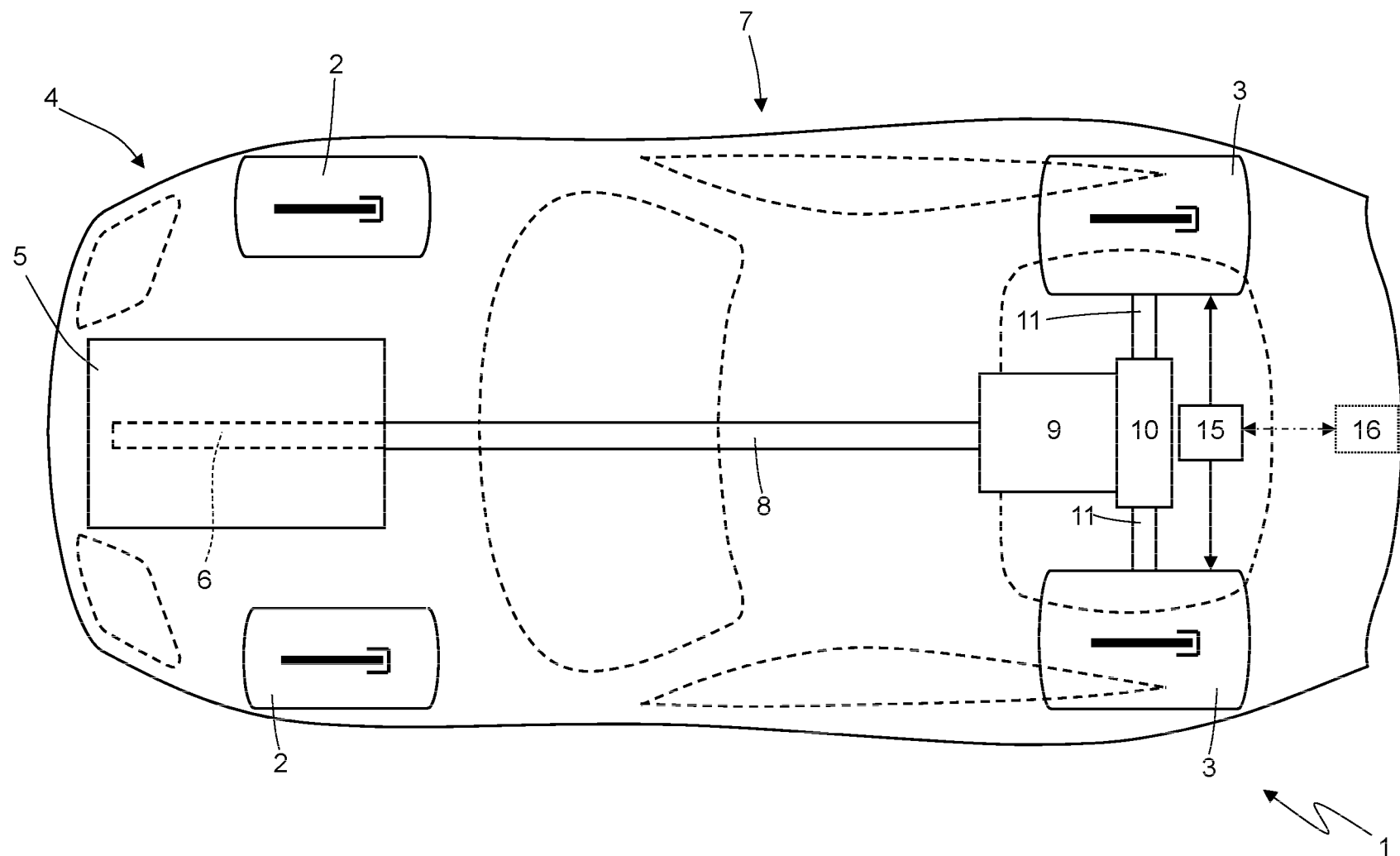


Fig. 2

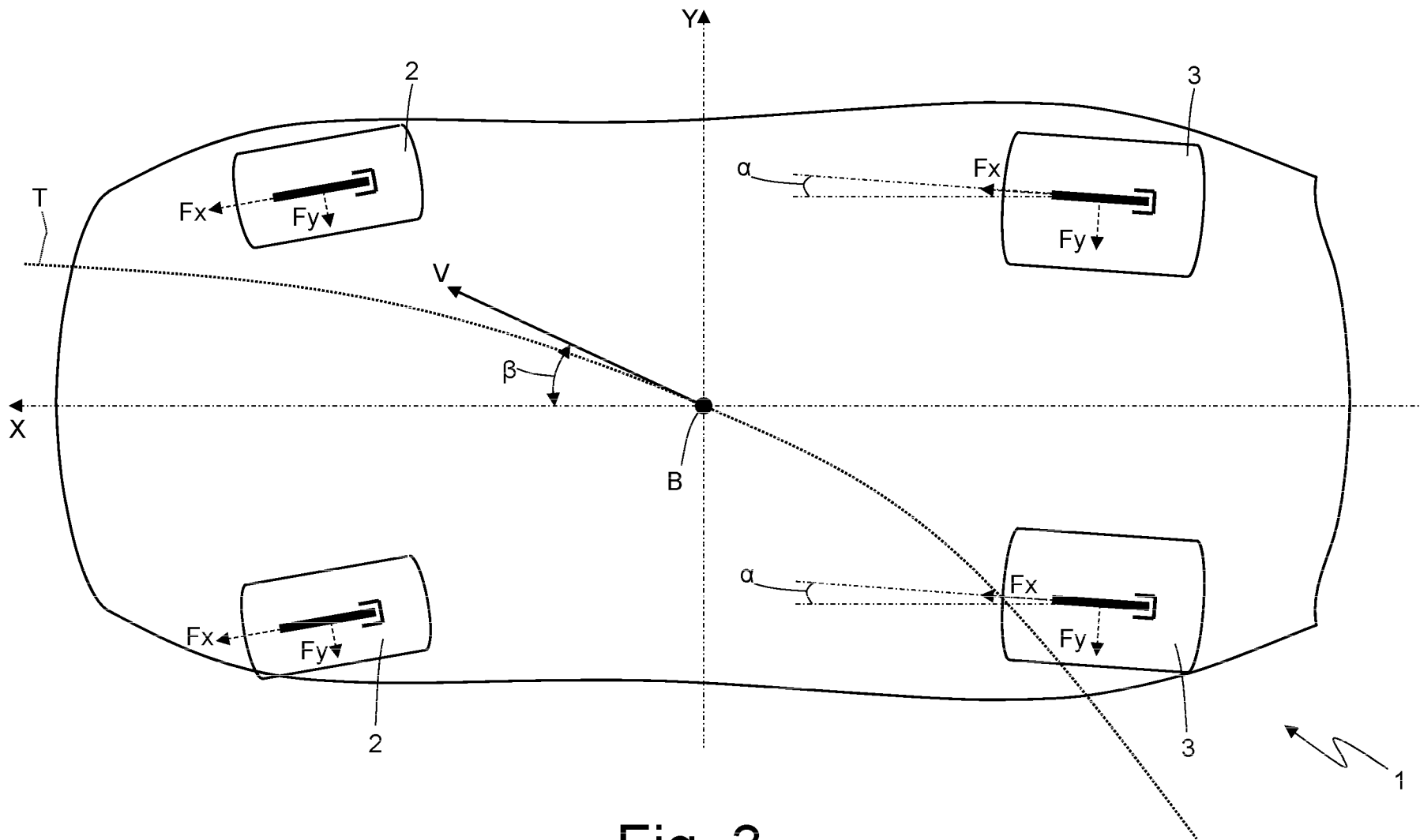


Fig. 3

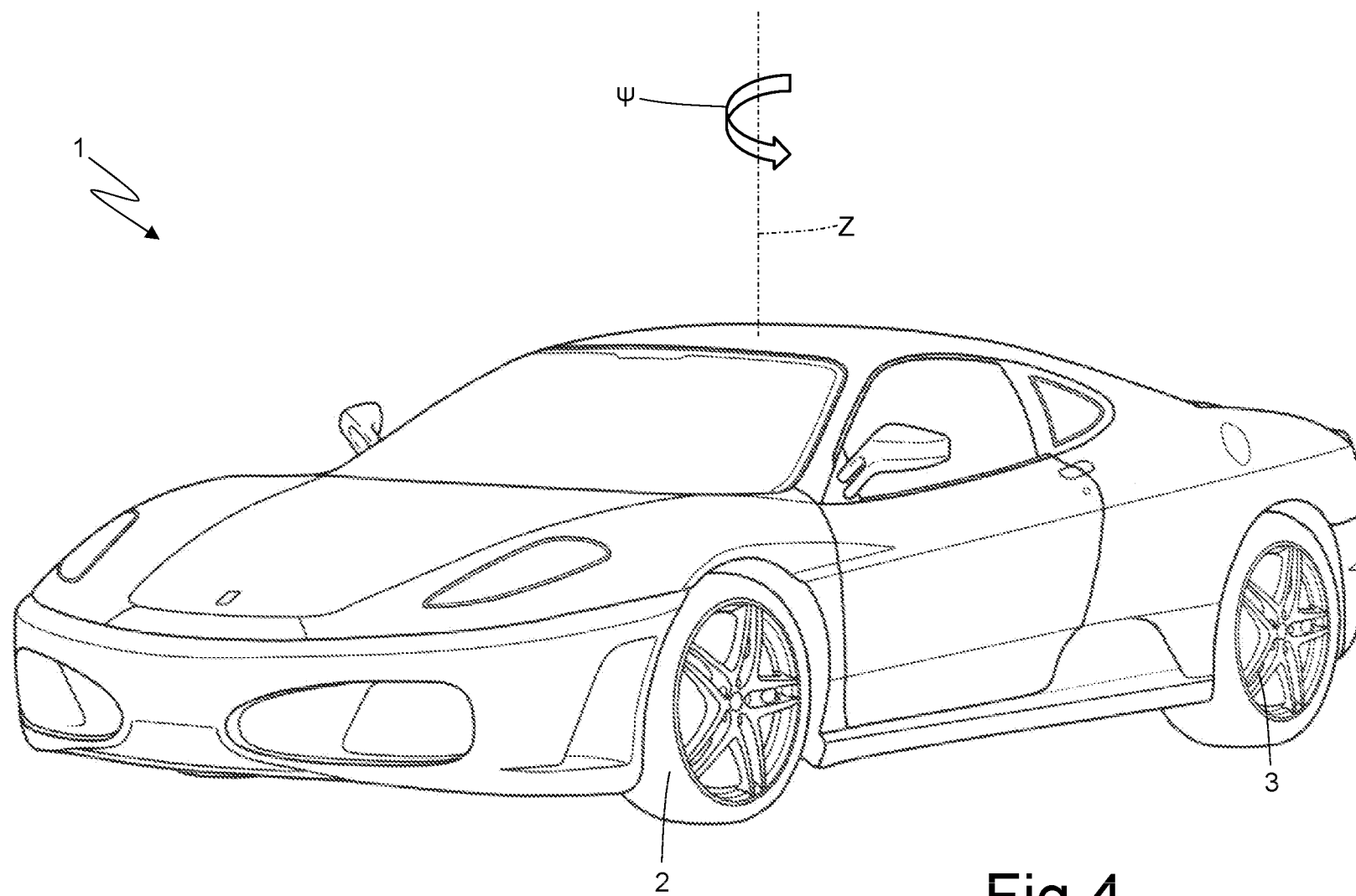


Fig.4

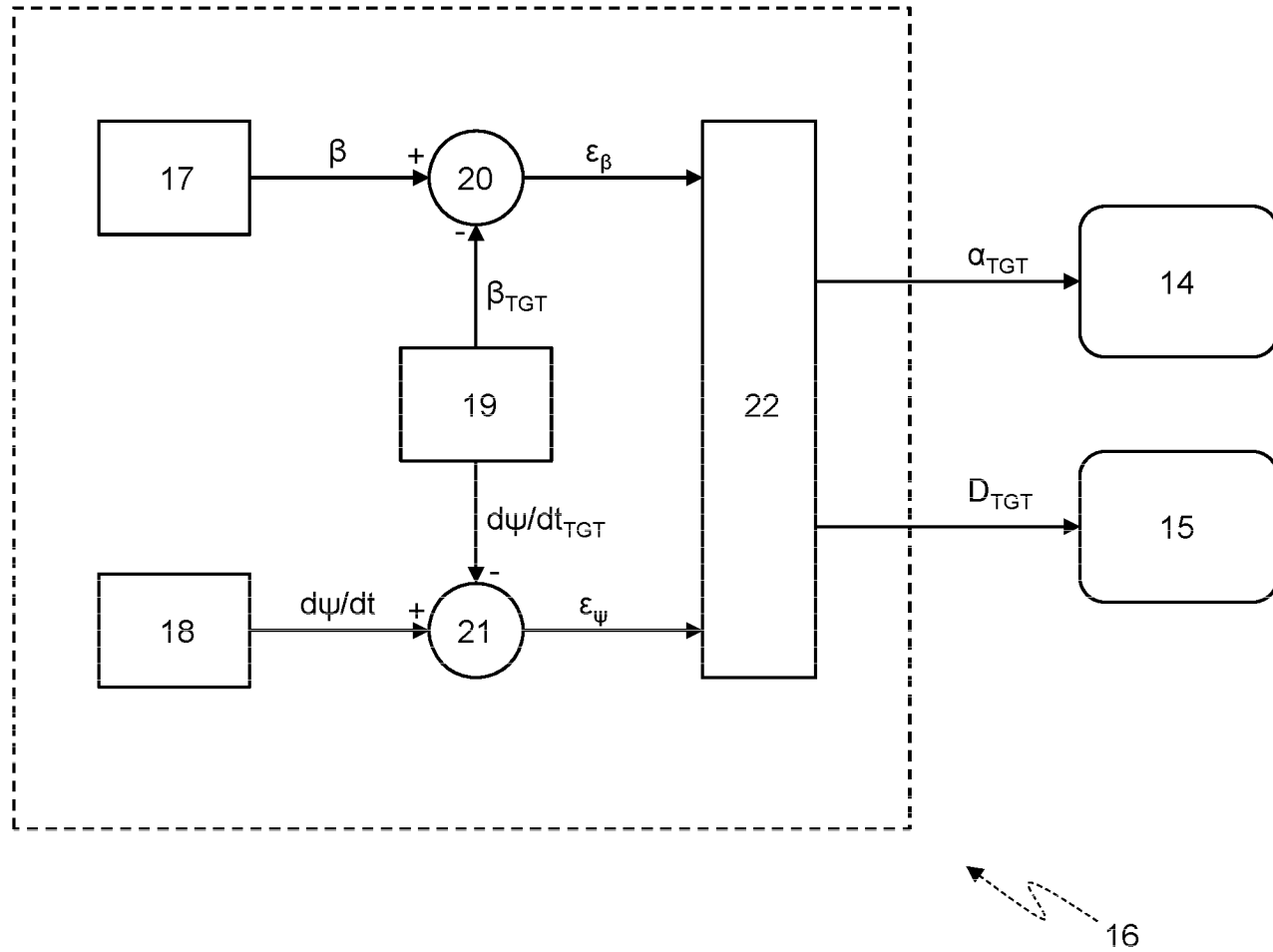


Fig.5