

DOMANDA DI INVENZIONE NUMERO	102021000015182
Data Deposito	10/06/2021
Data Pubblicazione	10/12/2022

Classifiche IPC

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
B	60	G	17	015

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
B	60	G	17	016

Sezione	Classe	Sottoclasse	Gruppo	Sottogruppo
B	60	G	17	08

Titolo

METODO DI CONTROLLO DEGLI AMMORTIZZATORI ATTIVI DI UN VEICOLO STRADALE CHE PREVEDE LA REGOLAZIONE DELL'ANGOLO DI ROLLIO E DELL'ANGOLO DI BECCHEGGIO

D E S C R I Z I O N E

del brevetto per invenzione industriale dal titolo:

"METODO DI CONTROLLO DEGLI AMMORTIZZATORI ATTIVI DI UN VEICOLO STRADALE CHE PREVEDE LA REGOLAZIONE DELL'ANGOLO DI ROLLIO E DELL'ANGOLO DI BECCHEGGIO"

di FERRARI S.P.A.

di nazionalità italiana

con sede: VIA EMILIA EST 1163

41100 MODENA (MO)

Inventori: FAVALLI Federico, MINCIGRUCCI Francesca

*** **

SETTORE DELLA TECNICA

La presente invenzione è relativa ad un metodo di controllo degli ammortizzatori attivi di un veicolo stradale.

ARTE ANTERIORE

Il movimento degli ammortizzatori passivi è determinato interamente dalle sollecitazioni che vengono trasmesse dal fondo stradale e quindi gli ammortizzatori passivi sono "in balia" del fondo stradale. Da diversi anni sono stati proposti degli ammortizzatori attivi che sono in grado di compiere dei movimenti autonomi (ovvero del tutto indipendenti dalle sollecitazioni che vengono trasmesse dal fondo stradale) che si aggiungono ai movimenti indotti dalle sollecitazioni che vengono trasmesse dal fondo stradale; lo

scopo dei movimenti autonomi compiuti da un ammortizzatore attivo è di reagire alle sollecitazioni che vengono trasmesse dal fondo stradale per massimizzare la prestazione dinamica del veicolo stradale o per migliorare il comfort di marcia del veicolo stradale (lo stesso veicolo stradale può fare inseguire ai propri ammortizzatori attivi degli obiettivi differenti in funzione del tipo di guida scelta dal guidatore).

Un ammortizzatore attivo è provvisto di un proprio attuatore idraulico o elettrico che può venire pilotato per generare un movimento autonomo (ovvero del tutto indipendente dalle sollecitazioni che vengono trasmesse dal fondo stradale); ad esempio pilotando l'attuatore di un ammortizzatore attivo è possibile alzare e abbassare il telaio del veicolo stradale in modo indipendente su ciascuna ruota (anche quando il veicolo stradale è fermo).

DESCRIZIONE DELLA INVENZIONE

Scopo della presente invenzione è di fornire un metodo di controllo degli ammortizzatori attivi di un veicolo stradale che permetta di massimizzare le prestazioni durante la guida in condizioni vicine al limite di aderenza.

Secondo la presente invenzione viene fornito un metodo di controllo degli ammortizzatori attivi di un veicolo stradale, 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 quattro ammortizzatori attivi che vengono controllati in accordo con la presente invenzione;

- la figura 2 è una vista schematica di una sospensione del veicolo stradale della figura 1;

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

- la figura 4 è uno schema di controllo implementato in una unità di controllo del veicolo stradale della figura 1;

- la figura 5 è un diagramma che mostra la variazione di un abbassamento desiderato del baricentro del veicolo stradale della figura 1 al variare della accelerazione longitudinale;

- la figura 6 è un diagramma che mostra la variazione

di un abbassamento desiderato del baricentro del veicolo stradale della figura 1 al variare della accelerazione trasversale;

- la figura 7 è un diagramma che mostra la variazione di un angolo di rollio desiderato del veicolo stradale della figura 1 al variare della accelerazione trasversale; e

- la figura 8 è un diagramma che mostra la variazione di un angolo di beccheggio desiderato del veicolo stradale della figura 1 al variare della accelerazione longitudinale.

FORME DI ATTUAZIONE PREFERITE DELL'INVENZIONE

Nella figura 1, con il numero di riferimento 1 è indicato nel suo complesso un veicolo stradale provvisto di due ruote 2 anteriori e di due ruote 2 posteriori.

Il veicolo 1 stradale è provvisto di un sistema di motopropulsione (noto e non illustrato) che può comprendere un motore termico a combustione interna e/o uno o più motori elettrici.

Un mozzo 3 (illustrato schematicamente nella figura 2) di ciascuna ruota 2 è collegato ad un telaio 4 del veicolo 1 stradale mediante una sospensione 5 (parzialmente illustrata nella figura 1), la quale è provvista di un ammortizzatore 6 attivo (a controllo elettronico) che è in grado di compiere dei movimenti autonomi (ovvero del tutto indipendenti dalle sollecitazioni che vengono trasmesse dal fondo stradale) che si aggiungono ai movimenti indotti dalle

sollecitazioni che vengono trasmesse dal fondo stradale.

Secondo quanto illustrato nella figura 2, ciascun ammortizzatore 6 attivo comprende un elemento 7 che definisce una estremità dell'ammortizzatore 6 attivo ed un elemento 8 che definisce l'altra estremità dell'ammortizzatore 6 attivo ed è montato scorrevole rispetto all'elemento 7 in modo tale da potere traslare linearmente rispetto all'elemento 7. Ciascun ammortizzatore 6 attivo comprende una molla 9 che è collegata tra i due elementi 7 e 8 e viene compressa o espansa quando i due elementi 7 e 8 traslano linearmente uno rispetto all'altro. Infine, ciascun ammortizzatore 6 attivo comprende un attuatore 10 elettrico che è configurato per fare compiere all'ammortizzatore 6 attivo dei movimenti autonomi (ovvero del tutto indipendenti dalle sollecitazioni che vengono trasmesse dal fondo stradale) tra gli elementi 7 e 8, ovvero è in grado di generare una forza F che viene applicata tra gli elementi 7 e 8. A titolo di esempio, gli ammortizzatori 6 attivi potrebbero essere realizzati come descritto nelle domande di brevetto US2008190104A1 e WO2014145215A2. Ciascun ammortizzatore 6 attivo comprende un sensore 11 di posizione (ad esempio un potenziometro) che fornisce la posizione $p_{1...4}$ relativa corrente dei due elementi 7 e 8, ovvero la misura esatta di quanto l'elemento 8 è traslato rispetto all'elemento 7.

Il veicolo 1 stradale comprende una unità 12 di

controllo elettronica ("ECU") che, tra le altre cose, pilota gli attuatori 10 degli ammortizzatori 6 attivi secondo le modalità descritte in seguito; fisicamente, l'unità 12 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 1, il veicolo 1 stradale comprende un accelerometro 13 longitudinale ed un accelerometro 14 trasversale che sono montati sul telaio 4, ovvero sono rigidamente fissati al telaio 4 per muoversi in modo solidale al telaio 4, e sono configurati per misurare rispettivamente una accelerazione a_x longitudinale ed una accelerazione a_y trasversale del telaio 4 (ovvero del veicolo 1 stradale). Secondo una possibile forma di attuazione, i due accelerometri 13 e 14 potrebbero essere integrati in un unico sensore (ad esempio un accelerometro triassiale) che fornisce sia l'accelerazione a_x longitudinale, sia l'accelerazione a_y trasversale. L'unità 12 di controllo è collegata (direttamente o indirettamente attraverso una rete BUS del veicolo 1 stradale) agli accelerometri 13 e 14 per leggere ciclicamente i valori correnti della accelerazione a_x longitudinale e della accelerazione a_y trasversale.

L'unità 12 di controllo è in grado di leggere ciclicamente il valore corrente di un angolo α di sterzo (illustrato nella figura 3) delle ruote 2 anteriori

(tipicamente attraverso la rete BUS del veicolo 1 stradale).

Secondo quanto illustrato nella figura 4, l'unità 12 di controllo implementa un blocco 15 stimatore che 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, il blocco 15 stimatore dell'unità 12 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, il blocco 15 stimatore dell'unità 12 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).

L'unità 12 di controllo implementa un blocco 16 stimatore che determina in modo noto un angolo ψ di imbardata (ovvero l'angolo di oscillazione del veicolo 1 stradale intorno ad un asse verticale passante per il baricentro B) e di conseguenza una velocità $V\psi$ di imbardata, ovvero la variazione dell'angolo ψ di imbardata nel tempo (la velocità $V\psi$ di imbardata può venire determinata derivando nel tempo l'angolo ψ di imbardata). Secondo una possibile forma di attuazione, la velocità $V\psi$ di imbardata può venire misurata e fornita dallo stesso sensore che integrata i due accelerometri 13 e 14; ovvero il sensore integrato fornisce, oltre alla accelerazione a_x longitudinale ed alla l'accelerazione a_y trasversale, anche la velocità $V\psi$ di imbardata; l'angolo ψ di imbardata può venire determinata integrando nel tempo la velocità $V\psi$ di imbardata.

Secondo quanto illustrato nella figura 4, l'unità 12 di controllo implementa un blocco 17 di calcolo che riceve in ingresso: le posizioni $p_{1...4}$ dei quattro ammortizzatori 6 attivi fornite dai sensori 11 di posizione, l'accelerazione a_x longitudinale fornita dall'accelerometro 13 longitudinale, l'accelerazione a_y trasversale fornita

dall'accelerometro 14 trasversale, l'angolo β di assetto dal blocco 15 stimatore, e la velocità $V\psi$ di imbardata dal blocco 16 stimatore. Il blocco 17 di calcolo determina, secondo modalità dettagliate in seguito, un abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B, ovvero un valore (generalmente espresso in mm) che indica di quanto si vuole abbassare il baricentro B rispetto ad una posizione standard che il baricentro B assume in assenza di interventi esterni (ad esempio quando il veicolo 1 stradale è fermo). Inoltre, il blocco 17 di calcolo determina, secondo modalità dettagliate in seguito, un angolo φ_{TGT} di rollio desiderato ed un angolo θ_{TGT} di beccheggio desiderato.

L'obiettivo dell'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B è di abbassare il veicolo 1 stradale in condizioni dinamiche in modo da ottenere una prestazione maggiore tramite la diminuzione del trasferimento di carico assoluto con un effetto finale di aumento dell'aderenza complessiva dei pneumatici delle ruote 2 (ovvero tendenzialmente ogni ruota 2 viene sollecitata nello stesso modo invece di avere delle ruote 2 più sollecitate e delle ruote 2 meno sollecitate); la diminuzione di trasferimento di carico avviene sia in caso di impegno laterale, sia in caso di impegno longitudinale con conseguente miglioramento delle prestazioni in termini di accelerazione a_y trasversale massima e di accelerazione a_x longitudinale massima. Quindi,

l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B ha un effetto positivo anche nelle fasi di accelerazione e frenata, in quanto la diminuzione del trasferimento di carico longitudinale permette di trasmettere maggiore forza a terra e conseguentemente permette di ottenere una maggiore accelerazione a_x longitudinale massima.

L'obiettivo del controllo dell'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato è di ridurre il rollio statico e dinamico; è possibile definire sia un valore di gradiente di rollio statico, sia un comportamento dinamico desiderato al variare delle frequenze di ingresso.

Gli obiettivi del controllo dell'angolo θ_{TGT} di beccheggio desiderato sono di: ridurre il beccheggio statico e dinamico, variare l'assetto del veicolo 1 stradale per ottimizzare i punti di lavoro aerodinamici, e smorzare i transitori nelle frenate in cui interviene il sistema di antibloccaggio delle ruote 2 (ABS). La riduzione del beccheggio ed il rallentamento della dinamica del beccheggio permettono di ottenere un assestamento più rapido delle forze verticali e longitudinali e permettono di migliorare il bilancio aerodinamico (riducendo quindi il trasferimento di carico longitudinale); questi diversi effetti portano un miglioramento degli spazi di arresto.

Secondo quanto illustrato nella figura 4, l'unità 12 di controllo implementa un blocco 18 di calcolo che riceve in

ingresso dal blocco 17 di calcolo l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B, l'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato, e l'angolo θ_{TGT} di beccheggio desiderato e determina per ciascun ammortizzatore 6 attivo una forza $F_{1...4-TGT}$ desiderata (ovvero un obiettivo di forza) che deve venire generata dall'ammortizzatore 6 attivo stesso ed è quindi espresso in Newton. Ovvero, l'attuatore 10 elettrico di ciascun ammortizzatore 6 attivo viene pilotato per inseguire la corrispondente forza $F_{1...4-TGT}$ desiderata, cioè per fare generare la corrispondente forza $F_{1...4-TGT}$ desiderata.

Secondo una preferita forma di attuazione, il blocco 18 di calcolo utilizza un modello matematico della vettura 1 stradale che in funzione del valore istante per istante delle variabili in ingresso (abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B, angolo φ_{TGT} di rollio desiderato, e angolo θ_{TGT} di beccheggio desiderato) fornisce il valore istante per istante delle variabili in uscita (forze $F_{1...4-TGT}$ desiderate che devono venire generate dagli ammortizzatori 6 attivi).

Preferibilmente, il blocco 17 di controllo implementato nella unità 12 di controllo ricalcola (aggiorna) l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B, l'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato, e l'angolo θ_{TGT} di beccheggio desiderato con una frequenza relativamente bassa e generalmente compresa tra 1 e 4 Hz; ovviamente, il blocco 18 di controllo implementato nella unità 12 di controllo

ricalcola (aggiorna) le forze $F_{1...4-TGT}$ desiderate con la stessa frequenza di aggiornamento del blocco 17 di controllo.

Il blocco 17 di controllo implementato nella unità 12 di controllo stabilisce un abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B del veicolo 1 stradale in funzione della accelerazione a_x longitudinale e della accelerazione a_y trasversale (come detto in precedenza, l'attuatore 10 di ciascun ammortizzatore 6 attivo viene pilotato per ottenere l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B attraverso l'azione del blocco 18 di controllo). In particolare, il blocco 17 di controllo stabilisce un primo contributo solo in funzione della accelerazione a_x longitudinale (ovvero senza tenere conto della accelerazione a_y trasversale), stabilisce un secondo contributo solo in funzione della accelerazione a_y trasversale (ovvero senza tenere conto della accelerazione a_x longitudinale), e quindi determina l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato come il massimo in valore assoluto tra il primo contributo ed il secondo contributo (ovvero sceglie il contributo che presenta il valore assoluto più alto). In altre parole, l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato è pari al contributo che presenta il valore assoluto più alto.

Secondo quanto illustrato nella figura 5, il blocco 17 di controllo stabilisce l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B (ovvero il primo contributo dell'abbassamento

h_{b-TGT} desiderato del baricentro B) in funzione della accelerazione a_x longitudinale mediante una legge L1 lineare (illustrata nella figura 5). La legge L1 lineare è specularmente simmetrica per accelerazioni a_x longitudinali positive e negative (specularmente simmetrica in quanto l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B è sempre negativo indipendentemente dal segno della accelerazione a_x longitudinale) e prevede di aumentare proporzionalmente l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B all'aumentare del valore assoluto della accelerazione a_x longitudinale. In particolare, la legge L1 lineare prevede un abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B nullo quando il valore assoluto dell'accelerazione a_x longitudinale è inferiore ad un valore TH1 di soglia, prevede un abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B costante e pari ad un valore VMAX1 massimo quando il valore assoluto dell'accelerazione a_x longitudinale è superiore ad un valore TH2 di soglia, e prevede una variazione lineare dell'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B da quando il valore assoluto dell'accelerazione a_x longitudinale è pari al primo valore TH1 di soglia al valore VMAX1 massimo a quando il valore assoluto dell'accelerazione a_x longitudinale è pari al secondo valore TH2 di soglia.

Nella forma di attuazione illustrata nella figura 5, il valore VMAX1 è pari (in valore assoluto) a 20 mm (nella

figura 5 il valore VMAX1 è negativo per indicare che è un abbassamento), il valore TH1 di soglia è pari (in valore assoluto) a 0,25 g ed il valore TH2 di soglia è pari (in valore assoluto) a 1 g; la lettera "g" indica l'accelerazione di gravità media misurata sulla Terra, che convenzionalmente vale $9,80665 \text{ m/s}^2$.

Secondo quanto illustrato nella figura 6, il blocco 17 di controllo stabilisce l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B (ovvero il secondo contributo dell'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B) in funzione della accelerazione a_y trasversale mediante una legge L2 lineare. La legge L2 lineare è specularmente simmetrica per accelerazioni a_y trasversali positive e negative (specularmente simmetrica in quanto l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B è sempre negativo indipendentemente dal segno della accelerazione a_y trasversale) e prevede in ogni condizione di funzionamento di aumentare proporzionalmente l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B all'aumentare del valore assoluto della accelerazione a_y trasversale; in particolare, la legge L2 lineare prevede un abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B nullo solo quando il valore assoluto dell'accelerazione a_y trasversale è nullo e prevede una variazione lineare dell'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B da un valore nullo quando il valore assoluto

dell'accelerazione a_y trasversale è nullo ad un valore V_{MAX2} massimo quando il valore assoluto dell'accelerazione a_y trasversale è massimo.

Nella forma di attuazione illustrata nella figura 6, il valore V_{MAX2} è pari (in valore assoluto) a 22,5 mm (nella figura 6 il valore V_{MAX2} è negativo per indicare che è un abbassamento) e viene raggiunto quando l'accelerazione a_y trasversale è pari (in valore assoluto) a 1,5 g.

Come detto in precedenza, il blocco 18 di calcolo utilizza un modello matematico della vettura 1 stradale che determina una forza $F_{1...4-TGT}$ obiettivo per l'attuatore 10 di ciascun ammortizzatore 6 attivo (anche) in funzione dell'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B; di conseguenza, l'attuatore 10 di ciascun ammortizzatore viene pilotato per inseguire la corrispondente forza $F_{1...4-TGT}$ obiettivo.

Secondo una preferita forma di attuazione, l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B viene stabilito sia in funzione della accelerazione a_x longitudinale, sia della accelerazione a_y trasversale; secondo una diversa forma di attuazione, l'abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B viene stabilito solo in funzione della accelerazione a_x longitudinale oppure solo della accelerazione a_y trasversale.

Secondo quanto illustrato nella figura 7, il blocco 17

di controllo stabilisce l'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato solo in funzione della accelerazione a_y trasversale mediante una legge L3 lineare. La legge L3 lineare è simmetrica per accelerazioni a_y trasversali positive e negative (ovvero l'angolo φ_{TGT} di rollio è sempre positivo quando l'accelerazione a_y trasversale è positiva e l'angolo φ_{TGT} di rollio è sempre negativo quando l'accelerazione a_y trasversale è negativa) e prevede di variare linearmente l'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato di un valore compreso tra $1,0^\circ$ e $1,8^\circ$ (e preferibilmente pari a $1,4^\circ$) per ogni incremento di 1 g del valore assoluto della accelerazione a_y trasversale; ovvero la legge L3 lineare prevede un gradiente (variazione dell'angolo per unità di accelerazione) compreso tra $1,0^\circ/g$ e $1,8^\circ/g$ e preferibilmente pari a $1,4^\circ/g$. Di conseguenza, la legge L3 lineare prevede di variare proporzionalmente il valore assoluto dell'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato all'aumentare del valore assoluto della accelerazione a_y trasversale ed in particolare la legge L3 lineare prevede un angolo φ_{TGT} di rollio desiderato nullo solo quando il valore assoluto dell'accelerazione a_y trasversale è nullo; in altre parole, la legge L3 lineare prevede una variazione lineare dell'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato da un valore nullo quando il valore assoluto dell'accelerazione a_y trasversale è nullo ad un valore assoluto V_{MAX3} massimo quando il valore assoluto

dell'accelerazione a_y trasversale è massimo.

Nella forma di attuazione illustrata nella figura 7, il valore V_{MAX3} è compreso in valore assoluto tra $1,8^\circ$ e $2,4^\circ$ ed è preferibilmente pari a $2,1^\circ$ e viene raggiunto quando l'accelerazione a_y trasversale è pari (in valore assoluto) a $1,5$ g.

Secondo quanto illustrato nella figura 8, il blocco 17 di controllo stabilisce l'angolo θ_{TGT} di beccheggio desiderato solo in funzione della accelerazione a_x longitudinale mediante una legge L4 lineare. La legge L4 lineare non è simmetrica per accelerazioni a_y trasversali positive e negative (ovvero la legge L4 lineare è sbilanciata verso angoli θ_{TGT} di beccheggio positivi che prevedono di abbassare la parte frontale del veicolo 1 stradale e di alzare la parte posteriore del veicolo 1 stradale) e prevede di variare l'angolo θ_{TGT} di beccheggio desiderato di un valore compreso tra $1,2^\circ$ e $2,0^\circ$ (preferibilmente pari a $1,6^\circ$) per ogni incremento di 1 g del valore assoluto della accelerazione a_x longitudinale; ovvero la legge L4 lineare prevede un gradiente (variazione dell'angolo per unità di accelerazione) compreso tra $1,2^\circ/g$ e $2,0^\circ/g$ e preferibilmente pari a $1,6^\circ/g$.

La legge L4 lineare prevede di aumentare proporzionalmente l'angolo θ_{TGT} di beccheggio desiderato al diminuire del valore della accelerazione a_x longitudinale.

In particolare, la legge L4 lineare prevede un angolo θ_{TGT} di beccheggio positivo e maggiore di zero quando il valore dell'accelerazione a_x longitudinale è nullo e prevede un angolo θ_{TGT} di beccheggio negativo quando il valore dell'accelerazione a_x longitudinale è positivo (veicolo 1 stradale in accelerazione) e preferibilmente maggiore di almeno 0.3 g; in particolare, la legge L4 lineare prevede un angolo θ_{TGT} di beccheggio nullo quando il valore dell'accelerazione a_x longitudinale è positivo (ovvero il veicolo 1 stradale è in accelerazione) ed è compreso tra 0,3 g e 0,5 g (preferibilmente è pari a 0,4 g).

Nella forma di attuazione illustrata nella figura 8, la legge L4 lineare prevede che l'angolo θ_{TGT} di beccheggio desiderato sia compreso tra $+2,0^\circ$ e $-0,5^\circ$ rispettivamente in caso di decelerazione massima e di accelerazione massima.

Come detto in precedenza, il blocco 18 di calcolo utilizza un modello matematico della vettura 1 stradale che determina una forza $F_{1...4-TGT}$ obiettivo per l'attuatore 10 di ciascun ammortizzatore 6 attivo (anche) in funzione dell'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato e dell'angolo θ_{TGT} di beccheggio desiderato; di conseguenza, l'attuatore 10 di ciascun ammortizzatore viene pilotato per inseguire la corrispondente forza $F_{1...4-TGT}$ obiettivo.

Secondo una preferita forma di attuazione, il blocco 18 di calcolo (che stabilisce un angolo φ_{TGT} di rollio desiderato

e determina una forza $F_{1...4-TGT}$ obiettivo per l'attuatore 10 di ciascun ammortizzatore 6 attivo in funzione dell'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato) determina un momento antirollante complessivo in funzione dell'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato (ovvero un momento antirollante complessivo che permetta di ottenere l'angolo φ_{TGT} di rollio desiderato), stabilisce una ripartizione del momento antirollante complessivo tra un assale anteriore (comprendente le due ruote 2 anteriori) ed un assale posteriore (comprendente le due ruote 2 posteriori), e determina la forza $F_{1...4-TGT}$ obiettivo per l'attuatore 10 di ciascun ammortizzatore 6 attivo in funzione del momento antirollante complessivo ed anche in funzione della ripartizione del momento antirollante complessivo tra l'assale anteriore e l'assale posteriore.

Tradizionalmente, il momento antirollante complessivo viene ripartito simmetricamente tra l'assale anteriore e l'assale posteriore, ovvero un momento antirollante generato all'assale anteriore è sempre uguale ad un momento antirollante generato all'assale posteriore. E' stato osservato che è vantaggioso avere una ripartizione asimmetrica del momento antirollante complessivo, ovvero il momento antirollante generato all'assale anteriore è diverso dal momento antirollante generato all'assale posteriore; inoltre, la ripartizione del momento antirollante complessivo può venire modificata (spostando parte del

momento antirollante complessivo dall'assale anteriore all'assale posteriore o viceversa) in funzione dello stato di moto del veicolo 1 stradale.

Secondo una preferita forma di attuazione, la ripartizione del momento antirollante complessivo prevede un valore limite inferiore che determina un aumento del momento antirollante all'assale posteriore ed è compreso tra -12% e -6% (ovvero il momento antirollante all'assale posteriore è più grande del 12%-6% del momento antirollante all'assale anteriore) ed un valore limite superiore che determina un aumento del momento antirollante all'assale anteriore ed è compreso tra +1,5% e + 4% (ovvero il momento antirollante all'assale anteriore è più grande del 1,5%-4% del momento antirollante all'assale posteriore).

Il blocco 18 di calcolo determina quando il veicolo 1 stradale si trova in un ingresso di una curva o in un centro di una curva e stabilisce una ripartizione del momento antirollante complessivo più sbilanciata verso l'assale posteriore quando il veicolo 1 stradale si trova ad un ingresso di una curva o in un centro di una curva. Inoltre, il blocco 18 di calcolo determina quando il veicolo 1 stradale si trova in una uscita di una curva e stabilisce una ripartizione del momento antirollante complessivo meno sbilanciata verso l'assale anteriore quando il veicolo 1 stradale si trova in una uscita di una curva.

Il blocco 18 di calcolo determina se il veicolo 1 stradale ha un comportamento sovrasterzante e sbilancia la ripartizione del momento antirollante complessivo verso l'assale anteriore quando il veicolo 1 stradale ha un comportamento sovrasterzante (in modo da contrastare il comportamento sovrasterzante per cercare di dare al veicolo 1 stradale un comportamento più neutro). Analogamente, Il blocco 18 di calcolo determina se il veicolo 1 stradale ha un comportamento sottosterzante e sbilancia la ripartizione del momento antirollante complessivo verso l'assale posteriore quando il veicolo 1 stradale ha un comportamento sottosterzante (in modo da contrastare il comportamento sottosterzante per cercare di dare al veicolo 1 stradale un comportamento più neutro).

Il momento antirollante complessivo introdotto dal controllo di rollio può essere distribuito arbitrariamente tra assale anteriore ed assale posteriore; la scelta di questa distribuzione influenza la ripartizione di trasferimento di carico laterale tra i due assali, mantenendo il trasferimento totale invariato. In generale una distribuzione più sbilanciata al posteriore aumenterà l'accelerazione laterale massima poiché ritarderà la saturazione dell'assale anteriore, tale configurazione è quindi da preferire in fase di ingresso e centro curva con puro impegno laterale. Una distribuzione spostata

all'anteriore invece diminuirà l'accelerazione laterale massima anticipando la saturazione dell'assale anteriore, ma allo stesso tempo privilegia invece l'assale posteriore rendendolo in grado di trasferire più forza longitudinale pertanto tale configurazione è da preferire nella fase di trazione di uscita curva. La distribuzione del momento antirollante può essere variata dinamicamente per mettere il veicolo 1 stradale in una condizione migliore nelle diverse fasi della curva; a titolo di esempio la distribuzione del momento antirollante potrebbe prevedere un valore di -8.5% (ingresso e centro curva) e -3% (uscita curva), utilizzando così una variazione di circa il 5%.

La combinazione del controllo dell'altezza del baricentro B e del controllo dell'angolo φ di rollio permette di mantenere fermo l'angolo interno alla curva e lasciare invariata la posizione dell'angolo esterno alla curva; un comportamento ottimale si ottiene imponendo un angolo φ_{TGT} di rollio desiderato corrispondente alla metà dell'angolo φ di rollio del veicolo 1 stradale non controllato (ovvero con gli ammortizzatori 6 attivi spenti e quindi solo passivi) ed imponendo un abbassamento h_{b-TGT} desiderato del baricentro B pari alla metà dell'abbassamento dell'angolo esterno alla curva del veicolo 1 stradale non controllato (ovvero con gli ammortizzatori 6 attivi spenti e quindi solo passivi). Tale funzionalità è dipendente dall'accelerazione a_y trasversale,

nello specifico in fase di percorrenza di curva si attuerà una forza verso il basso negli angoli interni alla curva per evitarne l'estensione in modo da abbassare il baricentro B e ridurre il rollio; per ridurre ulteriormente il gradiente di rollio è necessaria anche un'azione sull'angolo esterno tramite una forza verso l'alto (che sarà comunque molto minore della forza richiesta all'angolo interno).

La combinazione dei controlli dell'altezza del baricentro B e dell'angolo θ di beccheggio statico permette di ottenere un abbassamento del baricentro B tramite differenziazione delle altezze da terra tra assale anteriore ed assale posteriore in modo da lavorare nel miglior punto di efficienza aerodinamica. Tale funzionalità è importante sia per la prestazione assoluta, infatti si può aumentare il carico verticale posizionandosi opportunamente secondo una mappa aerodinamica predeterminata, sia per i consumi poiché in condizioni di guida rettilinea si può scegliere di ridurre la resistenza all'avanzamento. Ad esempio, il controllo potrebbe prevedere nessuno sbilanciamento di altezza tra i due assali per velocità inferiori a 100 km/h, un aumento del carico verticale per velocità maggiori di 100 Km\h tramite un abbassamento maggiore dell'assale anteriore rispetto all'assale posteriore, ed un abbassamento dell'assale anteriore anche in rettilineo per diminuire la resistenza all'avanzamento.

La combinazione dei controlli dell'altezza del baricentro B e dell'angolo θ di beccheggio permette anche un'ottimizzazione dello spazio di arresto. Grazie all'abbassamento del baricentro B si ha un minor trasferimento di carico longitudinale con conseguente aumento dell'aderenza complessiva, grazie invece al controllo dell'angolo θ di beccheggio sia statico che dinamico si ha un assestamento delle forze verticali e longitudinali più veloce.

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 aumentare le prestazioni del veicolo 1 stradale durante la guida in prossimità del limite di aderenza (tipicamente in pista) sia nella percorrenza delle curve, sia nella percorrenza dei rettilinei (in accelerazione in uscita dalle curve o in decelerazione in ingresso alle curve).

In particolare, il metodo di controllo sopra descritto permette di ridurre sia il rollio statico e dinamico, sia il beccheggio statico e dinamico e queste riduzioni sono direttamente avvertibili dal guidatore che quindi riceve la

percezione di un veicolo 1 stradale più stabile e quindi più divertente (sicuro) da guidare. Inoltre, l'abbassamento del baricentro B determina un incremento delle prestazioni in quanto riduce il trasferimento di carico assoluto e quindi permette di fare lavorare tutte le ruote 2 al limite. La riduzione del beccheggio statico e dinamico permette di migliorare le prestazioni in frenata. La ripartizione dinamica del momento antirollante permette di migliorare le prestazioni in frenata in quanto permette di arrivare ad una gestione ottimale della ellisse di aderenza dei pneumatici delle ruote 2.

Ovvero, il metodo di controllo sopra descritto migliora la pura prestazione riducendo il tempo sul giro e migliora anche il divertimento di guida facendo sentire al guidatore una vettura più fruibile.

Inoltre, il metodo di controllo sopra descritto è particolarmente robusto e sicuro in tutte le condizioni, ovvero presenta un rischio sostanzialmente nullo di errori di controllo che possano generare oscillazioni anomale o sovraelongazioni nelle sospensioni 5.

Infine, il metodo di controllo sopra descritto è di semplice ed economica implementazione in quanto non richiede né una elevata potenza di calcolo, né una elevata occupazione di memoria.

ELENCO DEI NUMERI DI RIFERIMENTO DELLE FIGURE

1	veicolo
2	ruote
3	mozzo
4	telaio
5	sospensione
6	ammortizzatore attivo
7	elemento
8	elemento
9	molla
10	attuatore elettrico
11	sensore di posizione
12	unità di controllo
13	accelerometro longitudinale
14	accelerometro trasversale
15	blocco stimatore
16	blocco stimatore
17	blocco di controllo
18	blocco di controllo
ax	accelerazione longitudinale
ay	accelerazione trasversale
B	baricentro
α	angolo di sterzo
β	angolo di assetto
h_{B-TGT}	abbassamento desiderato del baricentro
F	forza

F_{TGT}	forza desiderata
φ	angolo di rollio
θ	angolo di beccheggio
ψ	angolo di imbardata
α	angolo di sterzo
$V\psi$	velocità di imbardata
L1	legge
L2	legge
L3	legge
L4	legge

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

1) Metodo di controllo degli ammortizzatori (6) attivi di un veicolo (1) stradale; ciascun ammortizzatore (6) attivo è parte di una sospensione (5) che collega un telaio (4) ad un mozzo (3) di una ruota (2) ed è provvisto di un attuatore (10); il metodo di controllo comprende la fase di determinare una accelerazione (a_x) longitudinale e/o una accelerazione (a_y) trasversale del veicolo (1) stradale;

il metodo di controllo è **caratterizzato dal fatto di** comprendere l'ulteriore fase di stabilire un angolo (φ_{TGT}) di rollio desiderato in funzione della accelerazione (a_y) trasversale e/o un angolo (θ_{TGT}) di beccheggio desiderato in funzione della accelerazione (a_x) longitudinale.

2) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 1, in cui l'angolo (φ_{TGT}) di rollio desiderato viene stabilito solo in funzione della accelerazione (a_y) trasversale mediante una prima legge (L3) lineare.

3) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 2, in cui la prima legge (L3) lineare prevede di variare in valore assoluto l'angolo (φ_{TGT}) di rollio desiderato di un valore compreso tra $1,0^\circ$ e $1,8^\circ$ e preferibilmente pari a $1,4^\circ$ per ogni incremento di 1 g del valore assoluto della accelerazione (a_y) trasversale.

4) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 2 o 3, in cui la prima legge (L3) lineare prevede di variare

proporzionalmente il valore assoluto dell'angolo (φ_{TGT}) di rollio desiderato all'aumentare del valore assoluto della accelerazione (a_y) trasversale.

5) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 2, 3 o 4, in cui la prima legge (L3) lineare prevede un angolo (φ_{TGT}) di rollio desiderato nullo solo quando il valore assoluto dell'accelerazione (a_y) trasversale è nullo.

6) Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 2 a 5, in cui la prima legge (L3) lineare prevede una variazione lineare del valore assoluto dell'angolo (φ_{TGT}) di rollio desiderato da un valore nullo quando il valore assoluto dell'accelerazione (a_y) trasversale è nullo ad un valore (V_{MAX3}) massimo quando il valore assoluto dell'accelerazione (a_y) trasversale è massimo.

7) Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 2 a 6, in cui un valore (V_{MAX3}) assoluto massimo dell'angolo (φ_{TGT}) di rollio desiderato è compreso tra $1,8^\circ$ e $2,4^\circ$ e viene raggiunto quando un valore assoluto dell'accelerazione (a_y) trasversale è massimo.

8) Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 7, in cui l'angolo (θ_{TGT}) di beccheggio desiderato viene stabilito solo in funzione della accelerazione (a_x) longitudinale mediante una seconda legge (L4) lineare.

9) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 8, in cui la seconda legge (L4) lineare prevede di aumentare

l'angolo (θ_{TGT}) di beccheggio desiderato di un valore compreso tra $1,2^\circ$ e $2,0^\circ$ e preferibilmente pari a $1,6^\circ$ per ogni incremento di 1 g del valore assoluto della accelerazione (a_x) longitudinale.

10) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 8 o 9, in cui la seconda legge (L4) lineare prevede di aumentare proporzionalmente l'angolo (θ_{TGT}) di beccheggio desiderato al diminuire del valore della accelerazione (a_x) longitudinale.

11) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 8, 9 o 10, in cui la seconda legge (L4) lineare prevede un angolo (θ_{TGT}) di beccheggio positivo e maggiore di zero quando il valore dell'accelerazione (a_x) longitudinale è nullo e prevede un angolo (θ_{TGT}) di beccheggio negativo quando il valore dell'accelerazione (a_x) longitudinale è positivo e preferibilmente maggiore di almeno 0.3 g.

12) Metodo di controllo secondo la rivendicazione 11, in cui la seconda legge (L4) lineare prevede un angolo (θ_{TGT}) di beccheggio nullo quando il valore dell'accelerazione (a_x) longitudinale è positivo e compreso tra maggiore di almeno 0,3 g e 0,5 g.

13) Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 8 a 12, in cui la seconda legge (L4) lineare prevede che l'angolo (θ_{TGT}) di beccheggio desiderato sia compreso tra $+2,0^\circ$ e $-0,5^\circ$ rispettivamente in caso di decelerazione massima e di accelerazione massima.

14) Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 13 e comprendente le ulteriori fasi di:

utilizzare un modello matematico del veicolo (1) stradale per determinare una forza ($F_{1...4-TGT}$) obiettivo per l'attuatore (10) di ciascun ammortizzatore (6) attivo in funzione dell'angolo (φ_{TGT}) di rollio desiderato e/o dell'angolo (θ_{TGT}) di beccheggio desiderato; e

pilotare l'attuatore (10) di ciascun ammortizzatore per inseguire la corrispondente forza ($F_{1...4-TGT}$) obiettivo.

15) Metodo di controllo secondo una delle rivendicazioni da 1 a 14, in cui l'angolo (φ_{TGT}) di rollio desiderato e l'angolo (θ_{TGT}) di beccheggio desiderato vengono ricalcolato con una frequenza compresa tra 1 e 4 Hz.

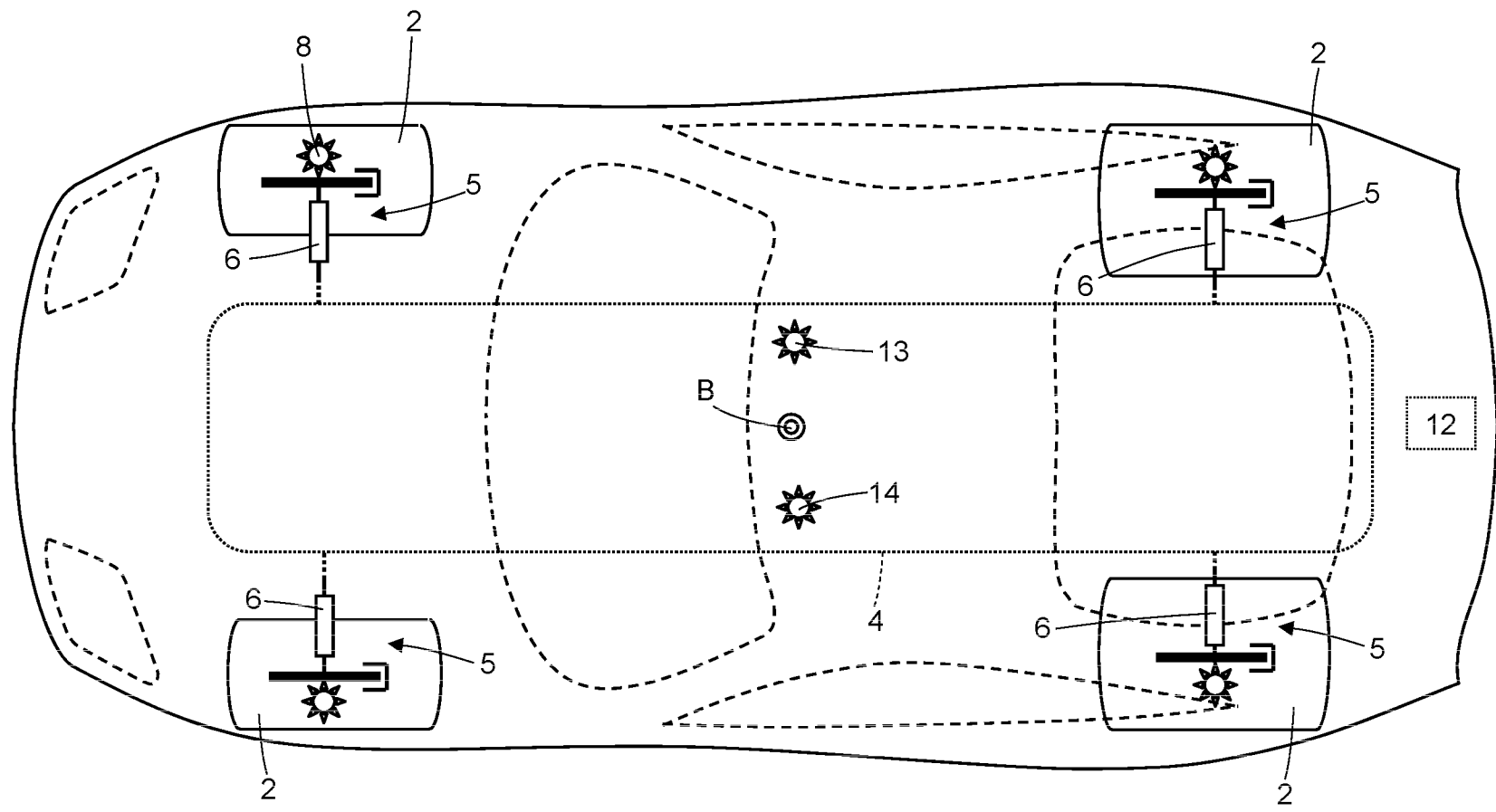


Fig. 1

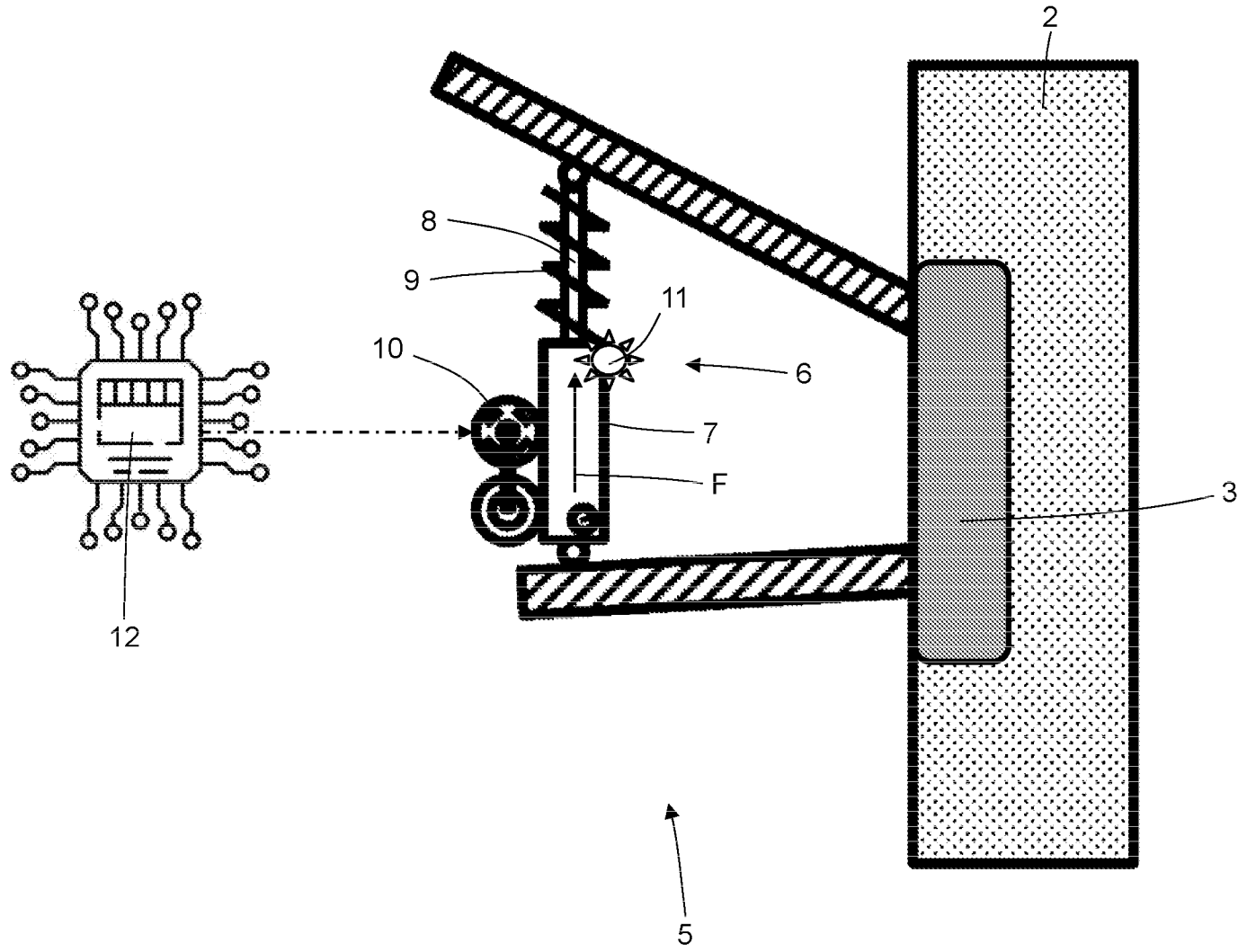


Fig. 2

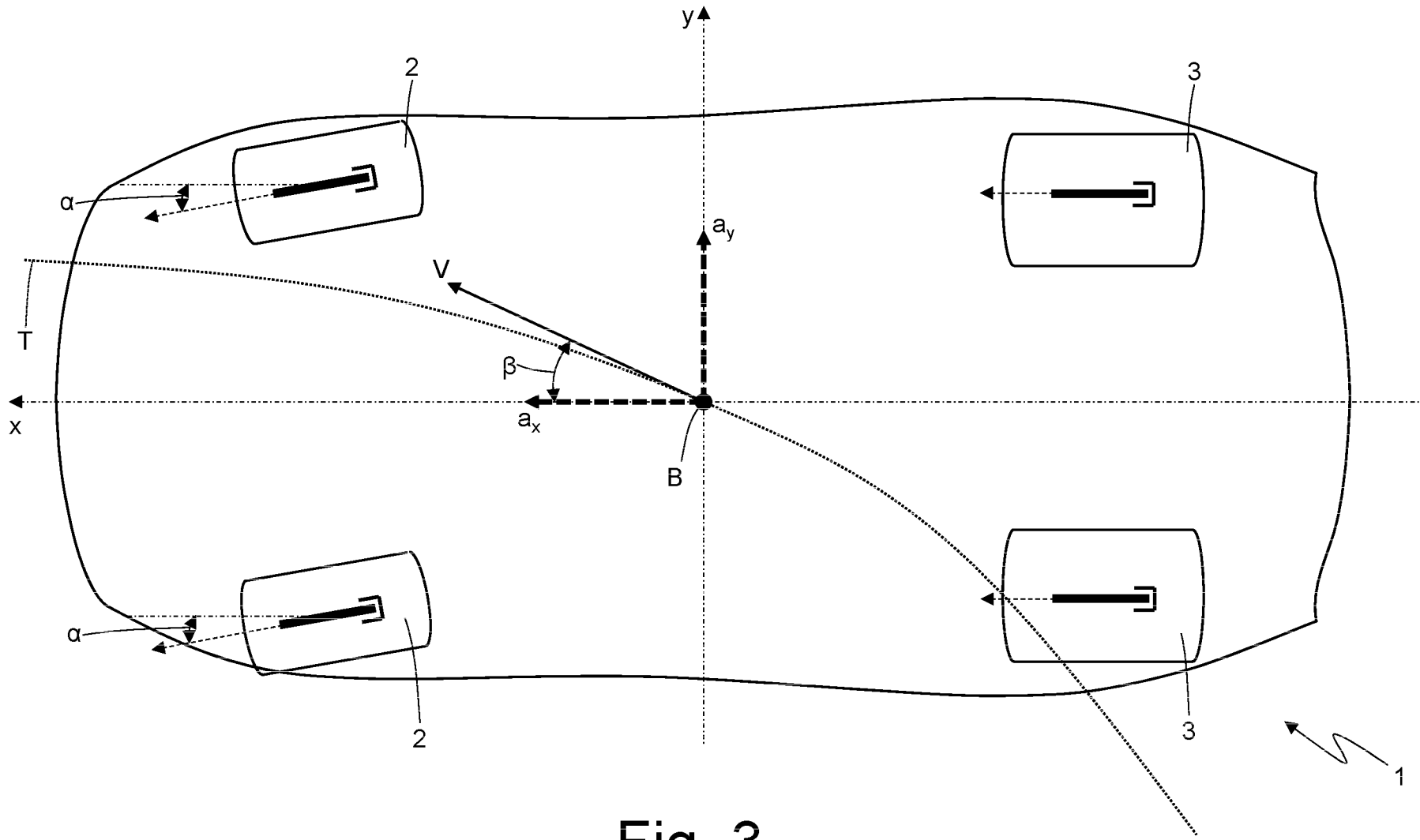


Fig. 3

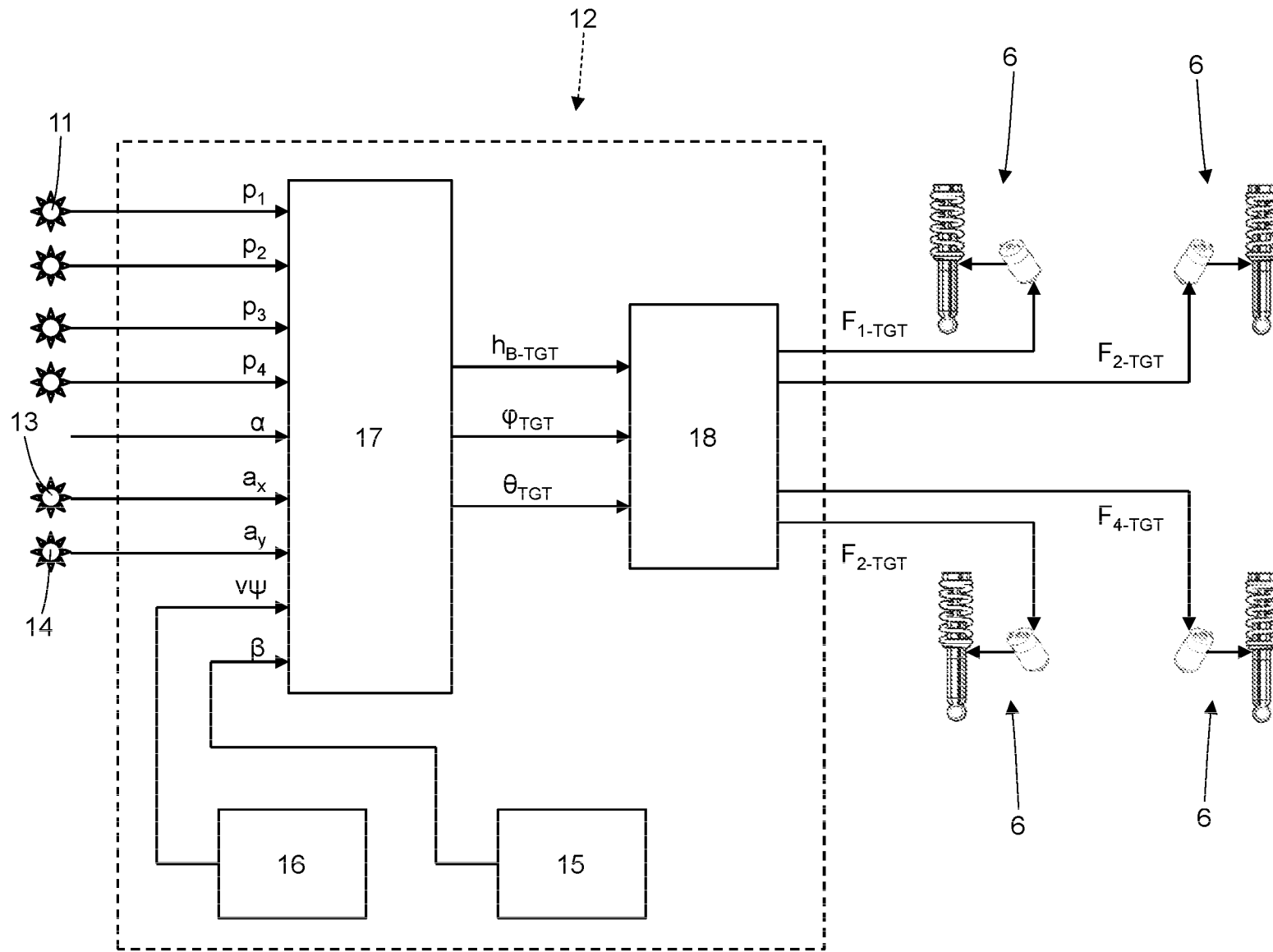


Fig. 4

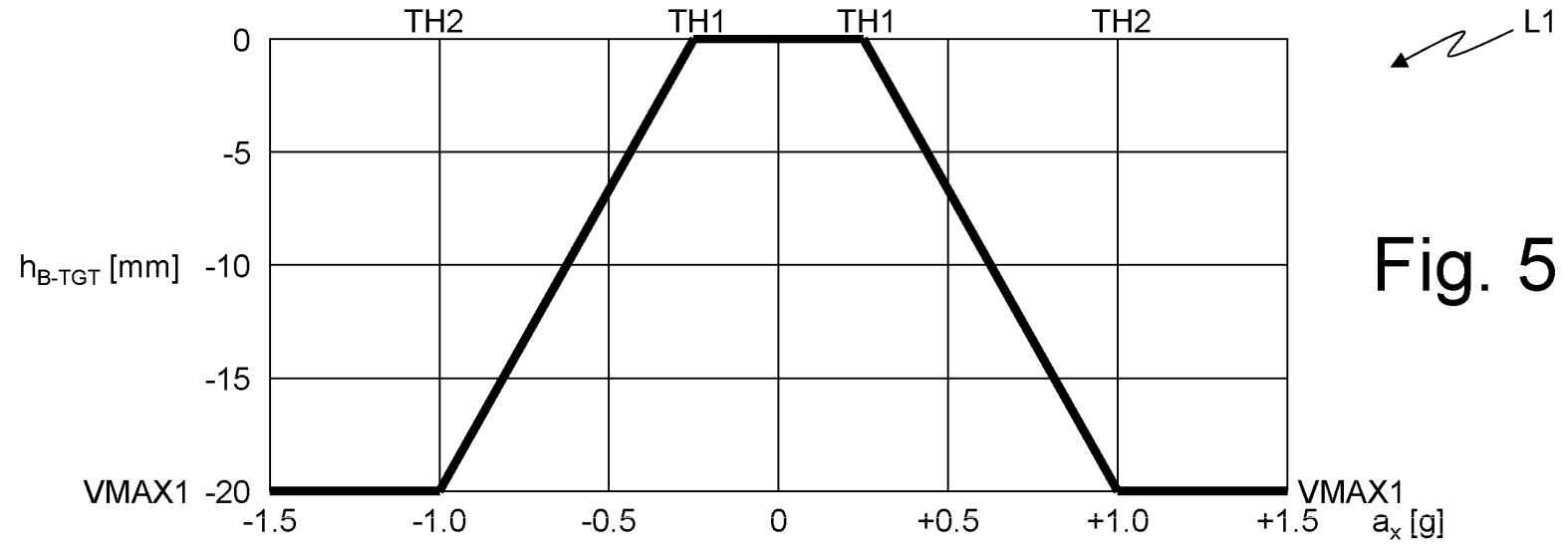


Fig. 5

L1

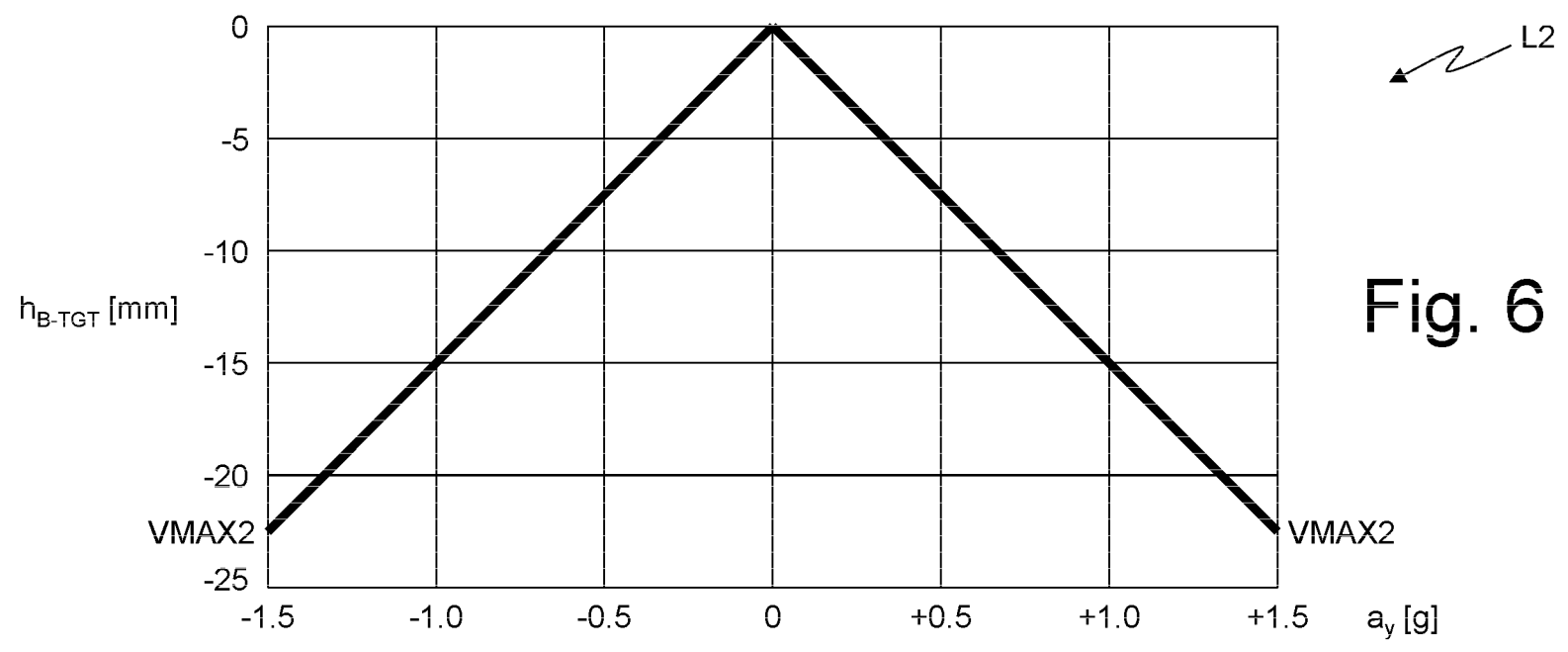


Fig. 6

L2

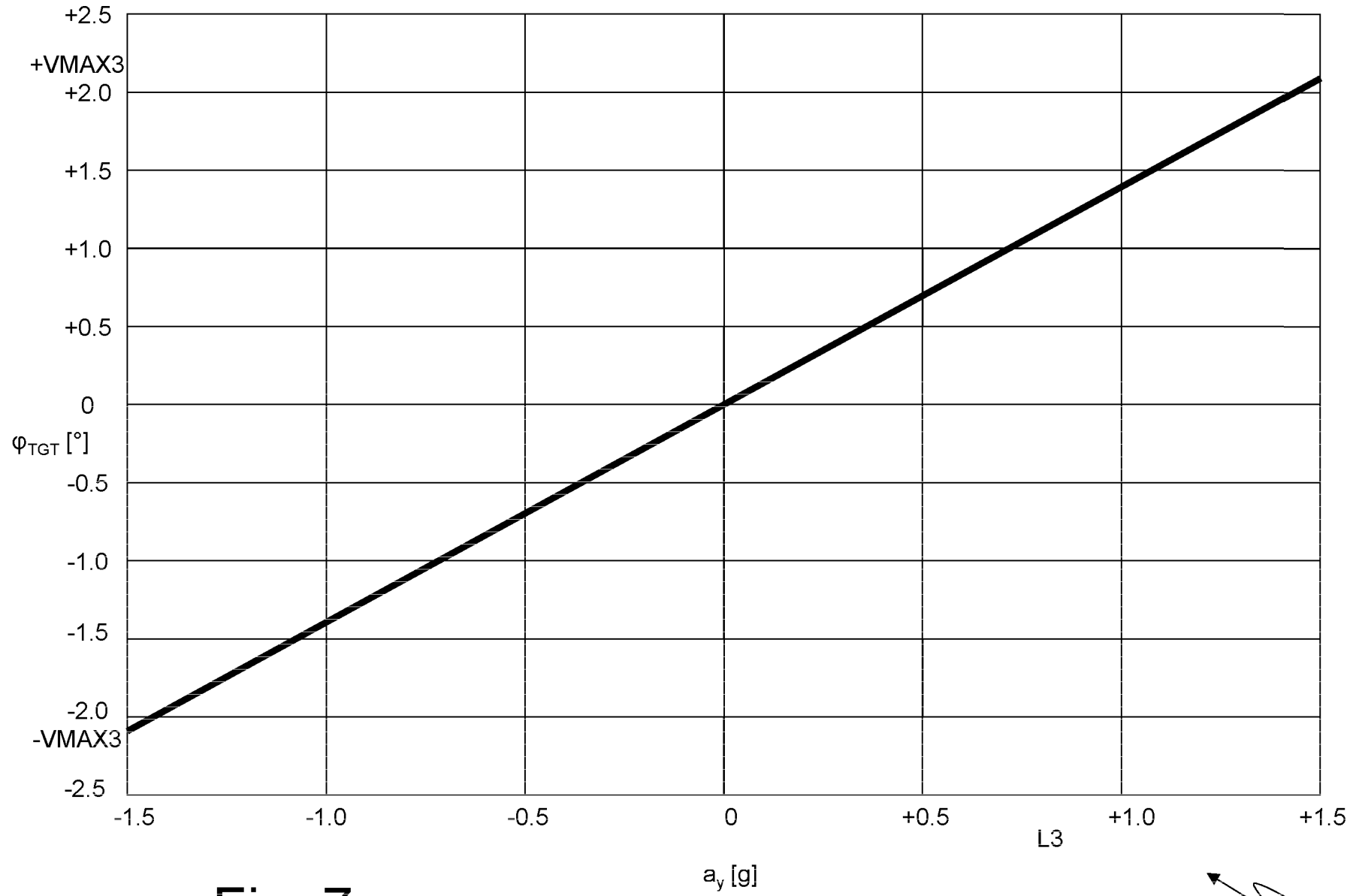
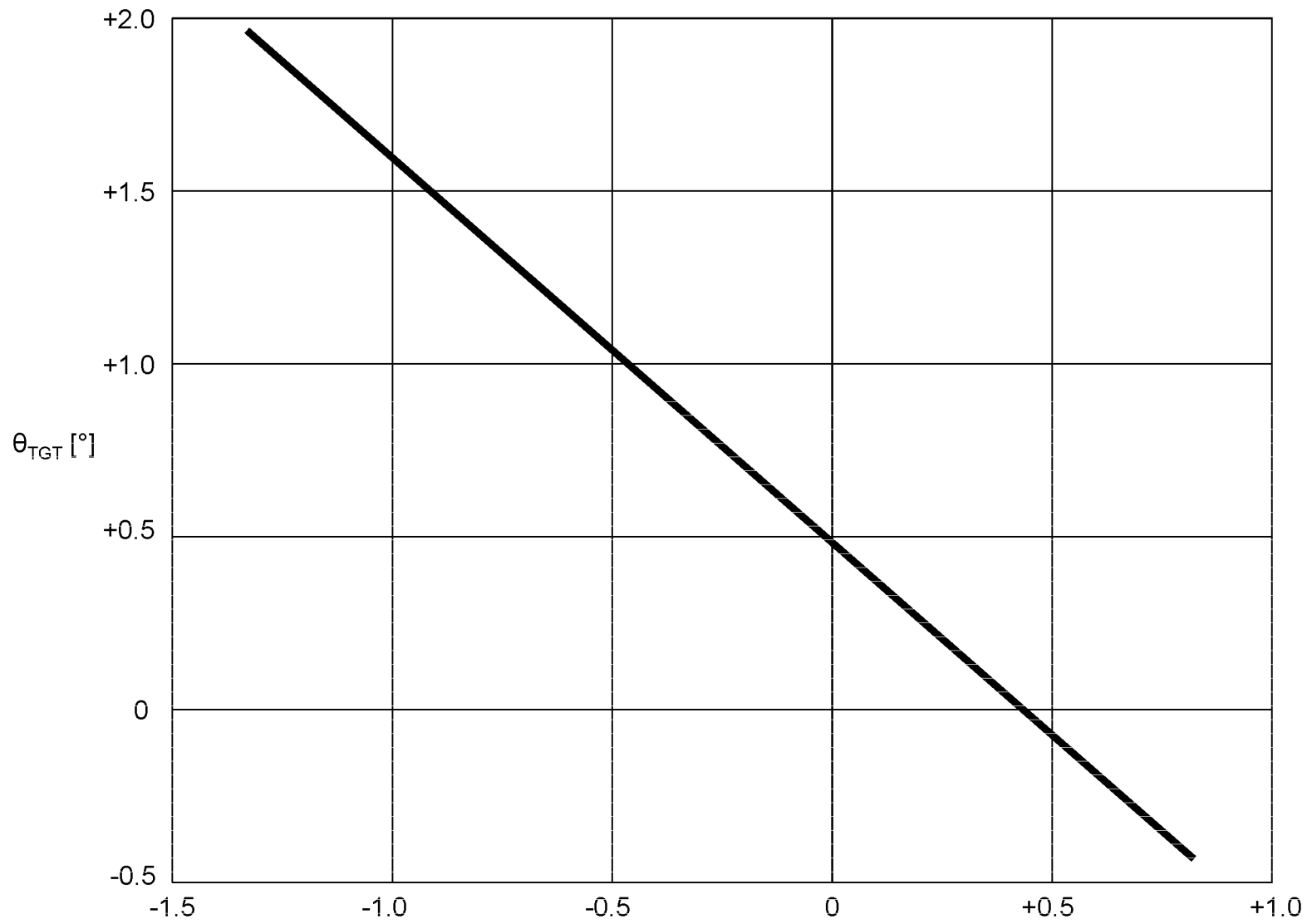


Fig. 7



L4 ↗

a_x [g]

Fig. 8