

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2012-245902

(P2012-245902A)

(43) 公開日 平成24年12月13日(2012.12.13)

(51) Int.Cl.		F 1	テーマコード (参考)
B 6 0 G	3/28	(2006.01)	B 6 0 G 3/28
B 6 2 D	7/20	(2006.01)	B 6 2 D 7/20
			3 D 0 3 4
			3 D 3 0 1

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2011-119613 (P2011-119613)	(71) 出願人	000003997
(22) 出願日	平成23年5月27日 (2011. 5. 27)		日産自動車株式会社
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
		(74) 代理人	100066980
			弁理士 森 哲也
		(74) 代理人	100109380
			弁理士 小西 恵
		(74) 代理人	100103850
			弁理士 田中 秀▲てつ▼
		(74) 代理人	100116012
			弁理士 宮坂 徹
		(72) 発明者	影山 雄介
			神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

最終頁に続く

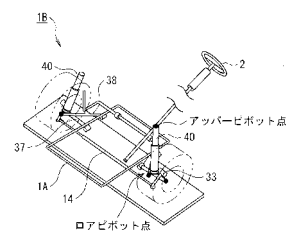
(54) 【発明の名称】 車両用サスペンション装置およびそのジオメトリ調整方法

(57) 【要約】

【課題】車両用サスペンション装置の操縦性・安定性を向上させること。

【解決手段】車輪を回転自在に支持する車軸を有するアクスルキャリアと、前記車軸より車両上下方向の上側で車体と前記アクスルキャリアとを連結する懸架用上側リンク部材と、前記車軸より車両上下方向の下側で前記車体と前記アクスルキャリアとを連結する懸架用下側リンク部材と、前記車軸より下側で前記車体と前記アクスルキャリアとを連結する転舵用リンク部材と、を含み、前記懸架用上側リンク部材のアップパーピボット点と前記懸架用下側リンク部材のロアピボット点とを通るキングピン軸のキャストトレイルがゼロ、かつポジティブスクラブに設定されている車両用サスペンション装置とした。

【選択図】図2



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

車輪を回転自在に支持する車軸を有するアクスルキャリアと、
前記車軸より車両上下方向の上側で車体と前記アクスルキャリアとを連結する懸架用上側リンク部材と、

前記車軸より車両上下方向の下側で前記車体と前記アクスルキャリアとを連結する懸架用下側リンク部材と、

前記車軸より下側で前記車体と前記アクスルキャリアとを連結する転舵用リンク部材と、
を含み、

前記懸架用上側リンク部材のアップーピボット点と前記懸架用下側リンク部材のロアピボット点とを通るキングピン軸のキャストトレイルがゼロ、かつポジティブスクラブに設定されていることを特徴とする車両用サスペンション装置。

10

【請求項 2】

前記懸架用下側リンク部材は、車両上面視において、車幅方向に沿って配置した前側リンク部材と、前記アクスルキャリアとの連結点から車両前後方向の後方に傾斜して配置した後側リンク部材とを含み、

車両側面視において、前記前側リンク部材の車体側連結点の車両前後方向位置は、前記ロアピボット点よりも車両前後方向前側、かつホイールセンタよりも車両前後方向前側であることを特徴とする請求項 1 記載の車両用サスペンション装置。

20

【請求項 3】

前記懸架用下側リンク部材は、車両上面視において、車幅方向に沿って配置した前側リンク部材と、前記アクスルキャリアとの連結点から車両前後方向の後方に傾斜して配置した後側リンク部材とを含み、

車両側面視において、前記転舵用リンク部材の前記アクスルキャリア側連結点の車両上下方向位置は、前記ロアピボット点よりも車両上下方向の上側、かつホイールセンタよりも車両上下方向の下側に位置し、前記前側リンク部材の車体側連結点よりも車両前後方向前側であることを特徴とする請求項 1 または 2 記載の車両用サスペンション装置。

【請求項 4】

前記懸架用下側リンク部材は、車両上面視において、車幅方向に沿って配置した前側リンク部材と、前記アクスルキャリアとの連結点から車両前後方向の後方に傾斜して配置した後側リンク部材とを含み、

車両上面視において、前記転舵用リンク部材の車体側連結点は、前記前側リンク部材の車体側連結点よりも車幅方向内側、かつ前記転舵用リンク部材の前記アクスルキャリア側連結点は、前記ロアピボット点よりも車幅方向外側にあることを特徴とする請求項 1 から 3 のいずれか 1 項に記載の車両用サスペンション装置。

30

【請求項 5】

前記懸架用下側リンク部材は、車両上面視において、車幅方向に沿って配置した前側リンク部材と、前記アクスルキャリアとの連結点から車両前後方向の後方に傾斜して配置した後側リンク部材とを含み、

車両上面視において、前記前側リンク部材の車体側連結点は前記後側リンク部材の車体側連結点よりも車幅方向内側にあることを特徴とする請求項 1 から 4 のいずれか 1 項に記載の車両用サスペンション装置。

40

【請求項 6】

車輪を回転自在に支持する車軸を有するアクスルキャリアと、前記車軸より車両上下方向の上側で車体と前記アクスルキャリアとを連結する懸架用上側リンク部材と、前記車軸より車両上下方向の下側で前記車体と前記アクスルキャリアとを連結する懸架用下側リンク部材と、前記車軸より下側で前記車体と前記アクスルキャリアとを連結する転舵用リンク部材と、を含む車両用サスペンション装置のサスペンションジオメトリを、前記懸架用上側リンク部材のアップーピボット点と前記懸架用下側リンク部材のロアピボット点とを通るキングピン軸のキャストトレイルをゼロ、かつポジティブスクラブに設定することを

50

特徴とする車両用サスペンション装置のジオメトリ調整方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車体を懸架する車両用サスペンション装置およびそのジオメトリ調整方法に関する。

【背景技術】

【0002】

従来、車両用のサスペンション装置では、キングピン軸の設定によって、目的とするサスペンション性能の実現を図っている。

例えば、特許文献1に記載の技術では、キングピンを構成する上下ピボット点の転舵時における車両前後方向の動きを抑制するリンク配置とすることにより、操縦性・安定性を向上させることとしている。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】特開2010-126014号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

しかしながら、車両の走行中に転舵を行った場合、走行速度に応じた横力がタイヤ接地点に入力するところ、特許文献1に記載の技術では、この横力による影響を考慮していない。そのため、転舵時にキングピン軸周りに発生するモーメントの低減において改善の余地がある。即ち、従来の車両用サスペンション装置においては、操縦性・安定性の向上を図る上で改善の余地があった。

本発明の課題は、車両用サスペンション装置の操縦性・安定性を向上させることである。

【課題を解決するための手段】

【0005】

以上の課題を解決するため、本発明に係る車両用サスペンション装置は、懸架用上側リンク部材のアップーピボット点と懸架用下側リンク部材のロアピボット点とを通るキングピン軸のキャストトレイルをゼロ、かつポジティブスクラブに設定した。

【発明の効果】

【0006】

本発明によれば、転舵時のタイヤ捻りトルクを低減でき、キングピン軸周りのモーメントをより小さくすることができる。また、転舵時のタイヤ横滑り角に対し、スクラブ半径分のキャストトレイルが生じることから、直進性を確保することができる。したがって、車両用サスペンション装置の操縦性・安定性を向上させることができる。

【図面の簡単な説明】

【0007】

【図1】第1実施形態に係る自動車1の構成を示す概略図である。

【図2】第1実施形態に係るサスペンション装置1Bの構成を模式的に示す斜視図である。

【図3】サスペンション装置1Bの構成を模式的に示す部分平面図である。

【図4】サスペンション装置1Bの構成を模式的に示す部分正面図および部分側面図である。

【図5】本発明と比較例とにおける車輪から車体1Aへの荷重伝達力を示す図である。

【図6】本発明と比較例とにおけるステアリング剛性の相違を示す図である。

【図7】本発明と比較例とにおける旋回制動時のトー角変化を示す図である。

【図8】バウンド時におけるホイールセンタ軌跡角を示す図である。

10

20

30

40

50

【図 9】本発明と比較例とにおける突起乗り越し時の運転席の上下加速度を示す図である。

【図 10】バウンド時におけるホイールセンタの変位を示す図である。

【図 11】転舵時におけるラックストロークとラック軸力との関係を示す図である。

【図 12】転舵時におけるタイヤ接地面中心の軌跡を示す図である。

【図 13】キングピン傾角とスクラブ半径とを軸とする座標において、ラック軸力の分布の一例を示す等値線図である。

【図 14】サスペンション装置 1 B におけるラック軸力の解析結果を示す図である。

【図 15】ポジティブスクラブとした場合のセルフアライニングトルクを説明する概念図である。

10

【発明を実施するための形態】

【0008】

以下、図を参照して本発明を適用した自動車の実施の形態を説明する。

(第 1 実施形態)

(構成)

図 1 は、本発明の第 1 実施形態に係る自動車 1 の構成を示す概略図である。

図 1 において、自動車 1 は、車体 1 A と、ステアリングホイール 2 と、入力側ステアリング軸 3 と、ハンドル角度センサ 4 と、操舵トルクセンサ 5 と、操舵反力アクチュエータ 6 と、操舵反力アクチュエータ角度センサ 7 と、転舵アクチュエータ 8 と、転舵アクチュエータ角度センサ 9 と、出力側ステアリング軸 10 と、転舵トルクセンサ 11 と、ピニオンギア 12 と、ピニオン角度センサ 13 と、ステアリングラック部材 14 と、タイロッド 15 と、タイロッド軸力センサ 16 と、車輪 17 FR, 17 FL, 17 RR, 17 RL と、ブレーキディスク 18 と、ホイールシリンダ 19 と、圧力制御ユニット 20 と、車両状態パラメータ取得部 21 と、車輪速センサ 24 FR, 24 FL, 24 RR, 24 RL と、コントロール/駆動回路ユニット 26 と、メカニカルバックアップ 27 とを備えている。

20

【0009】

これらのうち、ステアリングホイール 2、入力側ステアリング軸 3、ハンドル角度センサ 4、操舵トルクセンサ 5、操舵反力アクチュエータ 6、操舵反力アクチュエータ角度センサ 7、転舵アクチュエータ 8、転舵アクチュエータ角度センサ 9、出力側ステアリング軸 10、転舵トルクセンサ 11、ピニオンギア 12、ピニオン角度センサ 13、ステアリングラック部材 14、タイロッド 15、および、タイロッド軸力センサ 16 が、ステアバイワイヤシステム（以下、適宜「S B W」と称する。）を構成している。

30

【0010】

ステアリングホイール 2 は、入力側ステアリング軸 3 と一体に回転するよう構成され、運転者による操舵入力を入力側ステアリング軸 3 に伝達する。

入力側ステアリング軸 3 は、操舵反力アクチュエータ 6 を備えており、ステアリングホイール 2 から入力した操舵入力に対し、操舵反力アクチュエータ 6 による操舵反力を加える。

【0011】

ハンドル角度センサ 4 は、入力側ステアリング軸 3 に備えられ、入力側ステアリング軸 3 の回転角度（即ち、運転者によるステアリングホイール 2 への操舵入力角度）を検出する。そして、ハンドル角度センサ 4 は、検出した入力側ステアリング軸 3 の回転角度をコントロール/駆動回路ユニット 26 に出力する。

40

操舵トルクセンサ 5 は、入力側ステアリング軸 3 に設置してあり、入力側ステアリング軸 3 の回転トルク（即ち、ステアリングホイール 2 への操舵入力トルク）を検出する。そして、操舵トルクセンサ 5 は、検出した入力側ステアリング軸 3 の回転トルクをコントロール/駆動回路ユニット 26 に出力する。

【0012】

操舵反力アクチュエータ 6 は、モータ軸と一体に回転するギアが入力側ステアリング軸 3 の一部に形成されたギアに噛合しており、コントロール/駆動回路ユニット 26 の指示

50

に従って、ステアリングホイール 2 による入力側ステアリング軸 3 の回転に対して反力を付与する。

操舵反力アクチュエータ角度センサ 7 は、操舵反力アクチュエータ 6 の回転角度（即ち、操舵反力アクチュエータ 6 に伝達した操舵入力による回転角度）を検出し、検出した回転角度をコントロール／駆動回路ユニット 26 に出力する。

【0013】

転舵アクチュエータ 8 は、モータ軸と一体に回転するギアが出力側ステアリング軸 10 の一部に形成されたギアに噛合しており、コントロール／駆動回路ユニット 26 の指示に従って、出力側ステアリング軸 10 を回転させる。

転舵アクチュエータ角度センサ 9 は、転舵アクチュエータ 8 の回転角度（即ち、転舵アクチュエータ 8 が出力した転舵のための回転角度）を検出し、検出した回転角度をコントロール／駆動回路ユニット 26 に出力する。

【0014】

出力側ステアリング軸 10 は、転舵アクチュエータ 8 を備えており、転舵アクチュエータ 8 が入力した回転をピニオンギア 12 に伝達する。

転舵トルクセンサ 11 は、出力側ステアリング軸 10 に設置しており、出力側ステアリング軸 10 の回転トルク（即ち、ステアリングラック部材 14 を介した車輪 17FR, 17FL の転舵トルク）を検出する。そして、転舵トルクセンサ 11 は、検出した出力側ステアリング軸 10 の回転トルクをコントロール／駆動回路ユニット 26 に出力する。

【0015】

ピニオンギア 12 は、ステアリングラック部材 14 に形成した平歯と噛合しており、出力側ステアリング軸 10 から入力した回転をステアリングラック部材 14 に伝達する。

ピニオン角度センサ 13 は、ピニオンギア 12 の回転角度（即ち、ステアリングラック部材 14 を介して出力される車輪 17FR, 17FL の転舵角度）を検出し、検出したピニオンギア 12 の回転角度をコントロール／駆動回路ユニット 26 に出力する。

【0016】

ステアリングラック部材 14 は、ピニオンギア 12 と噛合する平歯を有し、ピニオンギア 12 の回転を車幅方向の直線運動に変換する。本実施形態において、ステアリングラック部材 14 は、前輪の車軸よりも車両前方側に位置している。

タイロッド 15 は、ステアリングラック部材 14 の両端部と車輪 17FR, 17FL のナックルアームとを、ボールジョイントを介してそれぞれ連結している。

【0017】

タイロッド軸力センサ 16 は、ステアリングラック部材 14 の両端部に設置されたタイロッド 15 それぞれに設置しており、タイロッド 15 に作用している軸力を検出する。そして、タイロッド軸力センサ 16 は、検出したタイロッド 15 の軸力をコントロール／駆動回路ユニット 26 に出力する。

車輪 17FR, 17FL, 17RR, 17RL は、タイヤホイールにタイヤを取り付けて構成したものであり、サスペンション装置 1B を介して車体 1A に設置してある。これらのうち、前輪（車輪 17FR, 17FL）は、タイロッド 15 によってナックルアームが揺動することにより、車体 1A に対する車輪 17FR, 17FL の向きが変化する。

【0018】

ブレーキディスク 18 は、車輪 17FR, 17FL, 17RR, 17RL と一体に回転し、ホイールシリンダ 19 の押圧力がブレーキパッドを押し当てると、その摩擦力によって制動力を発生する。

ホイールシリンダ 19 は、各車輪に設置されたブレーキパッドを、ブレーキディスク 18 に押し当てる押圧力を発生する。

【0019】

圧力制御ユニット 20 は、コントロール／駆動回路ユニット 26 の指示に従って、各車輪に設置したホイールシリンダ 19 の圧力を制御する。

車両状態パラメータ取得部 21 は、車輪速センサ 24FR, 24FL, 24RR, 24

10

20

30

40

50

R L から出力される車輪の回転速度を示すパルス信号を基に車速を取得する。また、車両状態パラメータ取得部 2 1 は、車速と各車輪の回転速度とを基に、各車輪のスリップ率を取得する。そして、車両状態パラメータ取得部 2 1 は、取得した各パラメータをコントロール/駆動回路ユニット 2 6 に出力する。

【 0 0 2 0 】

車輪速センサ 2 4 F R , 2 4 F L , 2 4 R R , 2 4 R L は、各車輪の回転速度を示すパルス信号を、車両状態パラメータ取得部 2 1 およびコントロール/駆動回路ユニット 2 6 に出力する。

コントロール/駆動回路ユニット 2 6 は、自動車 1 全体を制御するものであり、各部に設置したセンサから入力する信号を基に、入力側ステアリング軸 3 の操舵反力、前輪の転舵角、あるいはメカニカルバックアップ 2 7 の連結について、各種制御信号を、操舵反力アクチュエータ 6、転舵アクチュエータ 8、あるいはメカニカルバックアップ 2 7 等

10

【 0 0 2 1 】

また、コントロール/駆動回路ユニット 2 6 は、各センサによる検出値を使用目的に応じた値に換算する。例えば、コントロール/駆動回路ユニット 2 6 は、操舵反力アクチュエータ角度センサ 7 によって検出された回転角度を操舵入力角度に換算したり、転舵アクチュエータ角度センサ 9 によって検出された回転角度を車輪の転舵角に換算したり、ピニオン角度センサ 1 3 によって検出されたピニオンギア 1 2 の回転角度を車輪の転舵角に換算したりする。

20

【 0 0 2 2 】

なお、コントロール/駆動回路ユニット 2 6 は、ハンドル角度センサ 4 によって検出された入力側ステアリング軸 3 の回転角度、操舵反力アクチュエータ角度センサ 7 によって検出された操舵反力アクチュエータ 6 の回転角度、転舵アクチュエータ角度センサ 9 によって検出された転舵アクチュエータ 8 の回転角度、および、ピニオン角度センサ 1 3 によって検出されたピニオンギア 1 2 の回転角度を監視し、これらの関係を基に、操舵系統におけるフェールの発生を検出することができる。そして、操舵系統におけるフェールを検出すると、コントロール/駆動回路ユニット 2 6 は、メカニカルバックアップ 2 7 に対し、入力側ステアリング軸 3 と出力側ステアリング軸 1 0 とを連結させる指示信号を出力する。

30

【 0 0 2 3 】

メカニカルバックアップ 2 7 は、コントロール/駆動回路ユニット 2 6 の指示に従って、入力側ステアリング軸 3 と出力側ステアリング軸 1 0 とを連結し、入力側ステアリング軸 3 から出力側ステアリング軸 1 0 への力の伝達を確保するクラッチ機構を有している。ここで、メカニカルバックアップ 2 7 に対しては、通常時には、コントロール/駆動回路ユニット 2 6 から、入力側ステアリング軸 3 と出力側ステアリング軸 1 0 とを連結しない状態を指示している。そして、操舵系統におけるフェールの発生により、ハンドル角度センサ 4、操舵トルクセンサ 5 および転舵アクチュエータ 8 等を介することなく操舵操作を行う必要が生じた場合に、入力側ステアリング軸 3 と出力側ステアリング軸 1 0 とを連結させる指示が入力する。

40

なお、メカニカルバックアップ 2 7 は、例えばケーブル式ステアリング機構等によって構成することができる。

【 0 0 2 4 】

(サスペンション装置の構成)

図 2 は、第 1 実施形態に係るサスペンション装置 1 B の構成を模式的に示す斜視図である。図 3 は、(a) 図 2 のサスペンション装置 1 B の構成を模式的に示す部分平面図 (左前輪部分) および (b) タイヤ接地面 (右前輪) を示す図である。図 4 は、図 2 のサスペンション装置 1 B の構成を模式的に示す (a) 部分正面図および (b) 部分側面図である。

【 0 0 2 5 】

50

図 2 から図 4 に示すように、サスペンション装置 1 B は、ホイールハブに取り付けられた車輪 1 7 F R , 1 7 F L を懸架しており、車輪 1 7 F R , 1 7 F L を回転自在に支持する車軸 (アクスル) 3 2 を有するアクスルキャリア 3 3 、車体側の支持部から車体幅方向に配置されてアクスルキャリア 3 3 に連結する複数のリンク部材、及びコイルスプリング等のバネ部材 3 4 を備えている。

【 0 0 2 6 】

複数のリンク部材は、ロアリンク部材である前側リンク (前側リンク部材) 3 7 と後側リンク (後側リンク部材) 3 8 、ロアリンク部材に並行して配置したタイロッド (タイロッド部材) 1 5 、および、ストラット (バネ部材 3 4 およびショックアブソーバ 4 0) から構成されている。本実施形態において、サスペンション装置 1 B はストラット式のサスペンションであり、バネ部材 3 4 およびショックアブソーバ 4 0 が一体となったストラットの上端が、車軸 3 2 より上方に位置する車体側の支持部に連結する (以下、ストラットの上端を適宜「アッパーピボット点」と称する。) 。なお、ストラットはアッパーアームの機能を兼ねている。ロアアームを構成する前側リンク 3 7 と後側リンク 3 8 は、車軸 3 2 より下方に位置する車体側の支持部とアクスルキャリア 3 3 の下端を連結する。このロアアームは、車体側と 2 箇所支持され、車軸 3 2 側と 1 箇所連結される A アーム形状を有している (以下、ロアアームとアクスルキャリア 3 3 との連結部を適宜「ロアピボット点」と称する。) 。

【 0 0 2 7 】

タイロッド 1 5 は、車軸 3 2 の下側に位置して、ステアリングラック部材 1 4 とアクスルキャリア 3 3 とを連結し、ステアリングラック部材 1 4 は、ステアリングホイール 2 からの回転力 (操舵力) が伝達されて転舵用の軸力を発生させる。従って、タイロッド 1 5 によって、ステアリングホイール 2 の回転に応じてアクスルキャリア 3 3 に車幅方向の軸力が加わり、アクスルキャリア 3 3 を介して車輪 1 7 F R , 1 7 F L を転舵する。

【 0 0 2 8 】

(ラック軸力低減のための条件)

ここで、S B W システムにおいて、タイヤ捻りトルク入力に対しては、スクラブ半径とキングピン傾角とが関係する (図 1 3 参照) 。ステアリングラック部材 1 4 のラック軸力を低減するためには、スクラブ半径をポジティブスクラブ方向に大きくしながら、キングピン傾角を小さくする (0 度に近づける) 必要がある。

スクラブ半径が大きくなるほど、キングピン軸周りの回転モーメントが大きくなり、ラック軸力は大きくなる。また、キャストトレイルもゼロに近いほど、ラック軸力は低減できる。

【 0 0 2 9 】

本願発明においては、図 3 (b) に示すように、上記サスペンション装置 1 B のキングピン軸を、キャストトレイル εe がタイヤ接地面内 (図 3 (b) 中の破線内の領域) に位置するように設定している。より具体的には、本実施形態におけるサスペンション装置 1 B では、キャスト角をゼロに近い値とし、キャストトレイルがゼロに近づくようにキングピン軸を設定している。これにより、転舵時のタイヤ捻りトルクを低減でき、キングピン軸周りのモーメントをより小さくすることができる。また、スクラブ半径はゼロ以上のポジティブスクラブとしている。これにより、転舵時のタイヤ横滑り角に対し、スクラブ半径分のキャストトレイルが生じることから、直進性を確保することができる。

【 0 0 3 0 】

具体的には、本願発明において、上記特性を実現するために、複数のリンク部材は以下の 2 つの条件を充足するように配置を設定する。

(A 1) 車両正面視において、ロアピボット点をタイヤ接地面中心よりも車幅方向内側、かつアッパーピボット点をロアピボット点よりも車幅方向内側に設置する。

(A 2) 車両側面視において、ロアピボット点をタイヤ接地面中心と車両前後方向同位置もしくはタイヤ接地面中心よりも車両前後方向後方、かつアッパーピボット点をロアピボット点と同位置かロアピボット点よりも車両前後方向後方に設置する。

【 0 0 3 1 】

(ロアリンク部材から車体への入力低減条件)

車両上面視において、車幅方向に対して車両前後方向に傾斜して配置した後側リンク 3 8 と車幅方向に沿って配置した前側リンク 3 7 とのうち、車体 1 A の振動騒音を増大させる主な入力源は前側リンク 3 7 (具体的には、前側リンク 3 7 の車体側連結点) である。そのため、振動騒音の抑制方法として、車輪からの入力の前側リンク 3 7 に荷重伝達する割合を減少させることが有効である。

これは、前側リンク 3 7 と車体 1 A を連結するブッシュ 3 7 a の剛性を低下させることで実現できるが、この場合、車両の応答性を実現するサスペンション横剛性の低下につながる。

10

【 0 0 3 2 】

そこで、本実施形態では前側リンク 3 7 と車体 1 A とを連結するブッシュ 3 7 a の位置を以下の条件とすることで、車輪からの入力の前側リンク 3 7 に荷重伝達する割合を減少させる。

(B 1) 車両側面視において、車幅方向に沿って配置した前側リンク 3 7 の車体側連結点 (ブッシュ 3 7 a) をロアピボット点よりも車両前後方向前側 (図 4 (b) のオフセット参照)、かつホイールセンタよりも車両前後方向前側に設定する。

【 0 0 3 3 】

図 5 は、前側リンク 3 7 の車体側連結点 (ブッシュ 3 7 a) をロアピボット点よりも車両前後方向前側に設定した場合 (実線で示す本発明) と車両前後方向後側に設定した場合 (破線で示す比較例) とにおける車輪から車体 1 A への荷重伝達力を示す図である。なお、図 5 においては、入力する荷重の周波数と荷重伝達力との関係を示しており、図 5 中の一点鎖線で囲んだ領域は、運転席において、車内から伝わるロードノイズの主要領域を示している。

20

【 0 0 3 4 】

図 5 に示すように、前側リンク 3 7 の車体側連結点をロアピボット点よりも車両前後方向前側に設定することで、車輪からの入力のうち、前側リンク 3 7 に荷重伝達する割合を減少させることができる。

このように荷重伝達力が減少することにより、運転席に伝わるロードノイズが低減することとなる。

30

したがって、ブッシュ 3 7 a の剛性を低下させることなく、振動騒音を抑制することが可能となる。

【 0 0 3 5 】

なお、車両正面視において、前側リンク 3 7 の車体側連結点をロアピボット点と後側リンク 3 8 の車体側連結点との間の高さ、かつ、ホイールセンタより車両上下方向下側に設定することができる。これにより、タイヤ接地点への左右方向の入力に対して発生するキャンバモードの振動において、節となるタイヤ接地点に前側リンク 3 7 の車体側連結点を近づけることができ、車体 1 A への振動の入力を低減することができる。

【 0 0 3 6 】

また、車両上面視において、前側リンク 3 7 の車輪側連結点を車両前後方向において略ホイールセンタと同一の位置とすることができる。そして、タイヤ接地点への左右方向の入力に対して、前側リンク 3 7 の車輪側連結点がトーモードの振動の節となるように前側リンク 3 7 および後側リンク 3 8 の車体側連結点のブッシュ剛性を調整すると、車体 1 A への振動の入力を低減することができる。

40

【 0 0 3 7 】

(ステアリング剛性向上のための条件)

操舵周波数 2 H z 付近の車両応答性の向上は、操舵初期 0 . 1 [s e c] 程度までのヨーレートが十分に確保できていることが条件となる。

ヨーレートに対するサスペンション特性の影響は、操舵初期ではステアリング剛性、操舵初期に続く操舵中期では横剛性、操舵中期に続く操舵後期では横力コンプライアンスス

50

テアが支配的となる。

ステアリング剛性は、タイヤアライニングトルクに対して発生する力を意味するため、ナックルアームの回転半径が大きいほど高い剛性を示すこととなる。

【0038】

したがって、ステアリング剛性向上のために、複数のリンク部材は以下の条件を充足するように配置を設定する。

(C1) 車両側面視において、タイロッド15のナックルアーム側連結点(以下、適宜「ナックル連結点」と称する。)の車両上下方向の位置は、ロアピボット点よりも車両上下方向上側、かつホイールセンタよりも車両上下方向下側とし(図4(a)のオフセット参照)、前側リンク37の車体側連結点よりも車両前後方向前側に設定する。なお、ナックル側連結点は、特許請求の範囲におけるアクスルキャリア側連結点に対応している。

10

【0039】

図6は、上記条件を充足する場合(実線で示す本発明)と充足しない場合(破線で示す比較例)とにおけるステアリング剛性の相違を示す図である。なお、図6においては、トー角に対するステアリング剛性の変化を示している。

図6に示すように、トー角が左右方向に変化したとき、上記条件を充足する場合は、上記条件を充足しない場合に比べ、ほぼ全ての角度範囲においてステアリング剛性が高くなっている。

【0040】

(旋回制動時の安定性のための条件)

20

旋回制動時には、制動によって車輪に前後力が入力するが、転舵輪となる前輪の外輪がトーアウト特性となっている場合、車両の安定性を向上させることができる。

このような特性を実現するために、車輪に前後力(後方向きの力)が入力したときに、ロアリンク部材が規定する仮想ロアピボット点が描く回転半径よりも、タイロッド15のナックル連結点が描く回転半径の方が大きくなるように複数のリンクのリンク配置を設定する。

【0041】

具体的には、以下の条件を充足するようにリンク配置を設定する。

(D1) 車両上面視において、タイロッド15の車体側連結点は、第1ロアリンク37の車体側連結点よりも車幅方向の内側、かつタイロッド15のナックル連結点は、ロアピボット点よりも車幅方向の外側に設定する。

30

図7は、上記条件を充足する場合(実線で示す本発明)と充足しない場合(破線で示す比較例)とにおける旋回制動時のトー角変化を示す図である。なお、図7においては、車輪に入力する前後力の大きさ(縦軸)とトー角変化(横軸)との関係を示している。

図7に示すように、上記条件を充足する場合は、上記条件を充足しない場合に比べ、旋回外輪となったとき、車輪に後方向きの力が入力した際のトーアウト方向への変化が大きくなっている。即ち、旋回制動時における車両の安定性を向上させることができる。

【0042】

(乗心地性能向上のための条件)

突起乗り越し時の運転席の上下加速度を小さくすることで、乗心地性能を向上させることができる。

40

これを実現させるためには、車輪が突起を乗り越したとき、バウンド時のホイールセンタの軌跡を鉛直上方から車両後方に傾ける(ホイールセンタ軌跡角を増大する)、サスペンション前後剛性を低下させるといった方法がある。

ここで、サスペンション前後剛性は、各リンクのブッシュの軸方向剛性を低下させることにより実現できる。一方、ホイールセンタ軌跡角は、複数のリンクのリンク配置に条件を与えて実現する。

【0043】

図8は、バウンド時におけるホイールセンタ軌跡角を示す図である。

図8において、ホイールセンタ軌跡角は、ホイールセンタを通る鉛直線の上方とホイー

50

ルセンタの軌跡の方向（車両後上方）とがなす角として定義される。

ホイールセンタ軌跡角を増大させるために、サスペンションのバウンド時におけるロアリンク部材の車輪側連結点の軌跡が車両後方に移動するリンク配置とする。

具体的には、以下の条件を充足するようにリンク配置を設定する。

（E1）車両上面視において、第1ロアリンク37の車体側連結点（ブッシュ37a）を第2ロアリンク38の車体側連結点よりも車幅方向の内側に設定する（図3の車体側連結点のオフセット参照）。

【0044】

図9は、上記条件を充足する場合（実線で示す本発明）と充足しない場合（破線で示す比較例）とにおける突起乗り越し時の運転席の上下加速度を示す図である。なお、図9においては、時間経過に対する運転席フロアの上下加速度を示している。

10

図9に示すように、上記条件を充足する場合は、上記条件を充足しない場合に比べ、突起乗り越し時における運転席の上下加速度の大きさが20%程度減少している。

【0045】

また、図10は、バウンド時におけるホイールセンタの変位を示す図である。なお、図10においては、車輪のストローク量（縦軸）に対するホイールセンタの前後方向の変位（横軸）を示しており、横軸の右側が前方への変位となっている。

図10に示すように、上記条件を充足する場合（実線で示す本発明）は、上記条件を充足しない場合（破線で示す比較例）に比べ、車輪のストローク量が大きいほど、ホイールセンタの前後方向における変位が後方により大きくなっている。即ち、突起乗り越し時における乗心地性能を向上させることができる。

20

【0046】

（ラック軸力成分の分析）

図11は、転舵時におけるラックストロークとラック軸力との関係を示す図である。

図11に示すように、ラック軸力成分には、主にタイヤの捻りトルクと、車輪の持ち上げトルクとが含まれ、これらのうち、タイヤの捻りトルクが支配的である。

したがって、タイヤの捻りトルクを小さくすることで、ラック軸力を低減することができることとなる。

【0047】

（タイヤの捻りトルク最小化）

30

図12は、転舵時におけるタイヤ接地面中心の軌跡を示す図である。

図12においては、転舵時におけるタイヤ接地面中心の移動量が大きい場合と小さい場合とを併せて示している。

上記ラック軸力成分の分析結果より、ラック軸力を低減するためには、転舵時のタイヤ捻りトルクを最小化することが有効である。

転舵時のタイヤ捻りトルクを最小化するためには、図9に示すように、タイヤ接地面中心の軌跡をより小さくすれば良い。

即ち、タイヤ接地面中心とキングピン接地点を一致させることで、タイヤ捻りトルクを最小化できる。

具体的には、キャストトレイル0mm、スクラブ半径0mm以上とすることが有効である。

40

【0048】

（キングピン傾角の影響）

図13は、キングピン傾角とスクラブ半径とを軸とする座標において、ラック軸力の分布の一例を示す等値線図である。

図13においては、ラック軸力が小、中および大の3つの場合における等値線を例として示している。

タイヤ捻りトルク入力に対し、キングピン傾角が大きくなるほど、その回転モーメントが大きくなり、ラック軸力は大きくなる。したがって、キングピン傾角としては、一定の値より小さく設定することが望まれるが、スクラブ半径との関係から、例えばキングピン

50

傾角 15 度以下とすると、ラック軸力を望ましいレベルまで小さくすることができる。

【0049】

なお、図 13 における一点鎖線（境界線）で囲んだ領域は、旋回の限界領域において、横力が摩擦の限界を超える値と推定できるキングピン傾角 15 度より小さく、かつ、上記タイヤ捻りトルクの観点から、スクラブ半径が 0 mm 以上の領域を示している。本実施形態では、この領域（横軸においてキングピン傾角が 15 度より減少する方向で、縦軸においてスクラブ半径がゼロより増加する方向）を、より設定に適した領域としている。ただし、スクラブ半径が負の領域であっても、他の条件を本実施形態で示すものとするすることで、一定の効果を得るものとなる。

具体的にスクラブ半径とキングピン傾角とを決定する場合には、例えば、図 13 に示すラック軸力の分布を示す等値線を n 次曲線（ n は 2 以上の整数）として近似し、上記一点鎖線で囲んだ領域の中から、 n 次曲線の変曲点（またはピーク値）の位置によって定めた値を採用することができる。

【0050】

（ラック軸力の最小化例）

図 14 は、本実施形態に係るサスペンション装置 1 B におけるラック軸力の解析結果を示す図である。

図 14 に示す実線は、図 2 ~ 4 に示すサスペンション構造において、キャスト角 0 度、キャストトレール 0 mm、スクラブ半径 - 10 mm に設定した場合のラック軸力特性を示している。

なお、図 14 においては、サスペンション装置 1 B と同方式の懸架構造で、キングピン軸に関する設定をステアバイワイヤ方式の操舵装置を備えていない構造に合わせて設定したときの比較例（破線）を併せて示している。

【0051】

図 14 に示すように、上記検討結果に従って設定すると、ラック軸力は比較例に対し約 30 % 低減することができる。

これにより、キングピン軸周りのモーメントをより小さくすることができる結果、ステアリングラック部材 14 およびタイロッド 15 に加わる負荷を低減でき、部材を簡素化することができる。

また、ステアバイワイヤを実現するための転舵アクチュエータ 8 として、駆動能力のより低いものを用いることができ、車両の低コスト化および軽量化を図ることができる。

【0052】

（ポジティブスクラブによる直進性確保）

図 15 は、ポジティブスクラブとした場合のセルフアライニングトルクを説明する概念図である。

図 15 に示すように、タイヤに働く復元力（セルフアライニングトルク）は、キャストトレール、ニューマチックトレールの和に比例して大きくなる。

ここで、ポジティブスクラブの場合、キングピン軸の接地点から、タイヤ接地中心を通るタイヤの横すべり角 β 方向の直線に下ろした垂線の足の位置によって定まるホイールセンタからの距離 εc （図 15 参照）をキャストトレールとみなすことができる。

【0053】

そのため、ポジティブスクラブのスクラブ半径が大きければ大きいほど、転舵時にタイヤに働く復元力は大きくなる。

本実施形態においては、キャスト角を 0 に近づけることによる直進性への影響を、ポジティブスクラブとすることで低減するものである。また、ステアバイワイヤ方式を採用していることから、転舵アクチュエータ 8 によって最終的に目的とする直進性を確保することができる。

【0054】

（サスペンション設計例）

図 2 ~ 4 に示すサスペンション装置 1 B の構成において、上記検討結果に従い、キング

10

20

30

40

50

ピン傾角 13.8 度、キャストトレイル 0 mm、スクラブ半径 5.4 mm (ポジティブスクラブ)、キャスト角 5.2 度、ホイールセンタの高さにおけるキングピンオフセット 86 mm とした場合、ラック軸力を約 30 % 低減できる。

【 0055 】

上記設計値については、制動時に、サスペンションロアリンクが車両後方へ移動し、このときキングピン下端も同様に車両後方へ移動するため、キャスト角は一定の後傾をとることとしたものである。ちなみに、キャスト角 0 度以下の場合 (キングピン軸が前傾している場合)、転舵制動時ラックモーメントが大きくなるため、ラック軸力が増大する。したがって、キングピンの位置を上記のように規定する。

即ち、キングピンロアピボット点 (仮想ピボットも含む) はホイールセンタ後方、キングピンアッパーピボット点 (仮想ピボットも含む) はロアピボット点後方に位置する構成とする。

【 0056 】

(作用)

次に、本実施形態に係るサスペンション装置 1 B の作用について説明する。

本実施形態に係るサスペンション装置 1 B では、キャストトレイルがタイヤ接地面内に位置する設定としている。

具体的には、車両正面視において、ロアピボット点をタイヤ接地面中心よりも車幅方向内側、かつアッパーピボット点をロアピボット点よりも車幅方向内側に設置している (条件 A 1)。また、車両側面視において、ロアピボット点をタイヤ接地面中心と車両前後方向同位置もしくはタイヤ接地面中心よりも車両前後方向後方、かつアッパーピボット点をロアピボット点と同位置かロアピボット点よりも車両前後方向後方に設置している (条件 A 2)。

これにより、転舵時のタイヤ捻りトルクを低減でき、キングピン軸周りのモーメントをより小さくすることができる。また、転舵時のタイヤ横滑り角に対し、スクラブ半径分のキャストトレイルが生じることから、直進性を確保することができる。

【 0057 】

また、本実施形態に係るサスペンション装置 1 B では、車両側面視において、車幅方向に沿って配置した前側リンク 37 の車体側連結点 (ブッシュ 37 a) をロアピボット点よりも車両前後方向前側、かつホイールセンタよりも車両前後方向前側に設定している (条件 B 1)。

これにより、車輪からの入力の前側リンク 37 に荷重伝達する割合を減少させることができる。

【 0058 】

また、本実施形態に係るサスペンション装置 1 B では、車両側面視において、タイロッド 15 のナックル連結点の車両上下方向の位置は、ロアピボット点よりも車両上下方向上側、かつホイールセンタよりも車両上下方向下側とし、前側リンク 37 の車体側連結点よりも車両前後方向前側に設定している (条件 C 1)。

これにより、ステアリング剛性を高めることが可能となる。

【 0059 】

また、本実施形態に係るサスペンション装置 1 B では、車両上面視において、タイロッド 15 の車体側連結点は、前側リンク 37 の車体側連結点よりも車幅方向の内側、かつタイロッド 15 のナックル連結点は、ロアピボット点よりも車幅方向の外側に設定している (条件 D 1)。

これにより、車輪に前後力 (後方向きの力) が入力したときに、ロアリンク部材が規定する仮想ロアピボット点が描く回転半径よりも、タイロッド 15 のナックル連結点が描く回転半径の方が大きくなる。そのため、旋回制動時に、転舵輪となる前輪の外輪がトーアウト特性となり、車両の安定性を向上させることができる。

【 0060 】

また、本実施形態に係るサスペンション装置 1 B では、車両上面視において、第 1 ロア

10

20

30

40

50

リンク 37 の車体側連結点 (ブッシュ 37 a) を第 2 ロアリンク 38 の車体側連結点よりも車幅方向の内側に設定している (条件 E 1) 。

これにより、突起乗り越し時の運転席の上下加速度が小さくなり、乗心地性能を向上させることができる。

【 0 0 6 1 】

なお、本実施形態に係るサスペンション装置 1 B では、例えば、キングピン軸の設定を、キャスト角 0 度、キャストトレイル 0 mm、スクラブ半径 0 mm 以上のポジティブスクラブとしている。また、キングピン傾角については、スクラブ半径をポジティブスクラブとできる範囲で、より小さい角度となる範囲 (例えば 15 度以下) で設定する。

このようなサスペンションジオメトリとすることにより、転舵時におけるタイヤ接地面中心の軌跡がより小さいものとなり、タイヤ捻りトルクを低減できる。

そのため、ラック軸力をより小さいものとできることから、キングピン軸周りのモーメントをより小さくでき、転舵アクチュエータ 8 の出力を低減することができる。また、より小さい力で車輪の向きを制御できる。即ち、操縦性・安定性の向上を図ることができる。

【 0 0 6 2 】

また、キャスト角を 0 度、キャストトレイルを 0 mm としたことに伴い、サスペンション構造上の直進性に影響が生じる可能性があるところ、ポジティブスクラブに設定することにより、その影響を軽減している。さらに、転舵アクチュエータ 8 による制御と併せて、直進性を確保している。即ち、操縦性・安定性の向上を図ることができる。

また、キングピン傾角を一定の範囲に制限したことに対しては、転舵アクチュエータ 8 での転舵を行うところ、運転者が操舵操作に重さを感じることを回避できる。また、路面からの外力によるキックバックについても、転舵アクチュエータ 8 によって外力に対抗できるため、運転者への影響を回避できる。即ち、操縦性・安定性の向上を図ることができる。

【 0 0 6 3 】

また、本実施形態に係るサスペンション装置 1 B は、ストラット式としたため、部品点数をより少ないものとでき、本実施形態におけるキングピン軸の設定を容易に行うことができる。

以上のように、本実施形態に係るサスペンション装置 1 B では、キングピン軸をキャストトレイルがタイヤ接地面内に位置するよう設定している。より具体的には、本実施形態におけるサスペンション装置 1 B では、キャスト角をゼロに近い値とし、キャストトレイルがゼロに近づくようにキングピン軸を設定している。

【 0 0 6 4 】

これにより、転舵時のタイヤ捻りトルクを低減でき、キングピン軸周りのモーメントをより小さくすることができる。また、スクラブ半径はゼロ以上のポジティブスクラブとしている。これにより、転舵時のタイヤ横滑り角に対し、スクラブ半径分のキャストトレイルが生じることから、直進性を確保することができる。

したがって、車両用サスペンション装置の操縦性・安定性を向上させることができる。

【 0 0 6 5 】

なお、本実施形態において、アクスルキャリア 33 がアクスルキャリアに対応し、バネ部材 34 およびショックアブソーバ 40 からなるストラットが懸架用上側リンク部材に対応する。また、前側リンク 37 および後側リンク 38 が懸架用下側リンク部材に対応し、タイロッド 15 が転舵用リンク部材に対応する。また、前側リンク 37 が前側リンク部材に対応し、後側リンク 38 が後側リンク部材に対応する。

【 0 0 6 6 】

(第 1 実施形態の効果)

(1) 懸架用上側リンク部材のアップーピボット点と懸架用下側リンク部材のロアピボット点とを通るキングピン軸のキャストトレイルをゼロ、かつポジティブスクラブに設定した。

10

20

30

40

50

これにより、転舵時のタイヤ捻りトルクを低減でき、キングピン軸周りのモーメントをより小さくすることができる。また、転舵時のタイヤ横滑り角に対し、スクラブ半径分のキャストトレイルが生じることから、直進性を確保することができる。

したがって、車両用サスペンション装置の操縦性・安定性を向上させることができる。

【0067】

(2) 車両側面視において、前側リンク部材の車体側連結点の車両前後方向位置を、ロアピボット点よりも車両前後方向前側、かつホイールセンタよりも車両前後方向前側とした。

これにより、ホイールセンタ位置において車幅方向に沿って前側リンク部材を設置する場合に比べ、車輪から前側リンク部材に伝達する荷重の割合を低減することができる。

(3) 車両側面視において、転舵用リンク部材のアクスルキャリア側連結点の車両上下方向位置を、ロアピボット点よりも車両上下方向の上側、かつホイールセンタよりも車両上下方向の下側に位置させ、前側リンク部材の車体側連結点よりも車両前後方向前側とした。

これにより、転舵用リンク部材のアクスルキャリア側連結点とキングピン軸との距離を確保でき、ステアリング剛性を高めることができる。

【0068】

(4) 車両上面視において、転舵用リンク部材の車体側連結点を、前側リンク部材の車体側連結点よりも車幅方向内側、かつ転舵用リンク部材のアクスルキャリア側連結点を、ロアピボット点よりも車幅方向外側にした。

これにより、車輪に前後力(後方向きの力)が入力したときに、ロアピボット点が描く回転半径よりも、転舵用リンク部材のアクスルキャリア側連結点が描く回転半径の方が大きくなる。

したがって、転舵輪となる前輪の外輪がトーアウト特性を示すこととなり、旋回制動時の安定性を向上させることができる。

【0069】

(5) 車両上面視において、前側リンク部材の車体側連結点を後側リンク部材の車体側連結点よりも車幅方向内側に設定した。

これにより、バウンド時におけるホイールセンタの軌跡を鉛直上方から車両後方に傾けることができ、突起乗り越し時の運転席の上下加速度が小さくなるため、乗心地性能を向上させることができる。

【0070】

(6) 懸架用上側リンク部材のアップーピボット点と懸架用下側リンク部材のロアピボット点とを通るキングピン軸のキャストトレイルをゼロ、かつポジティブスクラブに設定するサスペンションジオメトリとした。

これにより、転舵時のタイヤ捻りトルクを低減でき、キングピン軸周りのモーメントをより小さくすることができる。また、転舵時のタイヤ横滑り角に対し、スクラブ半径分のキャストトレイルが生じることから、直進性を確保することができる。

したがって、車両用サスペンション装置の操縦性・安定性を向上させることができる。

【0071】

(応用例1)

第1実施形態では、ストラットがアップーアームの機能を兼ねる場合を例に挙げて説明した。

これに対し、アップーアームを独立して備え、アクスルキャリア33の上端をアップーアームが回転自在に支持する形式のサスペンション装置に本発明を適用することが可能である。

この場合にも、サスペンションジオメトリを第1実施形態と同様に設定することができ、本発明の効果を奏するものとなる。

【0072】

(応用例2)

10

20

30

40

50

第 1 実施形態では、タイヤ接地面内にキャストトレイルを設定するものとし、その一例として、キャストトレイルをゼロに近い値とする場合について説明した。

これに対し、本応用例では、キャストトレイルの設定条件をタイヤ接地面中心からタイヤ接地面の前端までの範囲に限定するものとする。

(効果)

キャストトレイルをタイヤ接地面中心からタイヤ接地面の前端までに設定すると、直進性の確保と操舵操作の重さの低減を両立できる。即ち、操縦性・安定性の向上を図ることができる。

【0073】

(応用例 3)

10

第 1 実施形態においては、図 10 に示す座標平面において、一点鎖線で囲んだ領域を設定に適する領域として例に挙げた。これに対し、注目するラック軸力の等値線を境界線とし、その境界線が示す範囲より内側の領域(キングピン傾角の減少方向でスクラブ半径の増加方向)を設定に適する領域とすることができる。

(効果)

ラック軸力の最大値を想定して、その最大値以下の範囲にサスペンションジオメトリを設定することができる。

【0074】

(応用例 4)

20

第 1 実施形態および応用例 1 では、ステアバイワイヤ方式の操舵装置を備える車両にサスペンション装置 1 B を適用する場合を例に挙げて説明したが、ステアバイワイヤ方式ではなく、機械的な操舵機構の操舵装置を備える車両にサスペンション装置 1 B を適用することが可能である。

この場合、キングピン軸を上記検討結果に基づく条件に従って決定し、キャストトレイルをタイヤ接地面内に設定した上で、機械的な操舵機構のリンク配置をそれに合わせて構成する。

(効果)

機械的な構造を有する操舵機構においても、キングピン周りのモーメントを低減して運転者に要する操舵力をより小さいものとでき、操縦性・安定性の向上を図ることができる。

30

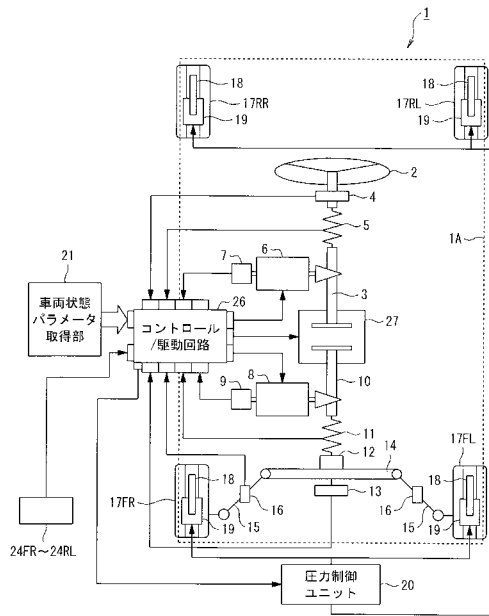
【符号の説明】

【0075】

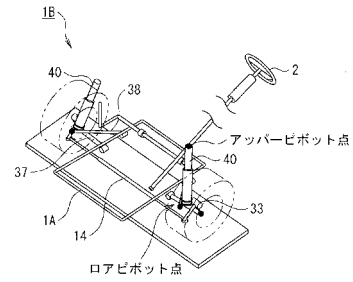
1、自動車、1 A 車体、1 B サスペンション装置、2 ステアリングホイール、3 入力側ステアリング軸、4 ハンドル角度センサ、5 操舵トルクセンサ、6 操舵反力アクチュエータ、7 操舵反力アクチュエータ角度センサ、8 転舵アクチュエータ、9 転舵アクチュエータ角度センサ、10 出力側ステアリング軸、11 転舵トルクセンサ、12 ピニオンギア、13 ピニオン角度センサ、14 ステアリングラック部材、15 タイロッド(転舵用リンク部材)、16 タイロッド軸力センサ、17 F R, 17 F L, 17 R R, 17 R L 車輪、18 ブレーキディスク、19 ホイールシリンダ、20 圧力制御ユニット、21 車両状態パラメータ取得部、24 F R, 24 F L, 24 R R, 24 R L 車輪速センサ、26 駆動回路ユニット、27 メカニカルバックアップ、32 車軸、33 アクスルキャリア、34 パネ部材(懸架用上側リンク部材)、37 前側リンク(前側リンク部材)、37 a ブッシュ、38 後側リンク(後側リンク部材)、40 ショックアブソーバ(懸架用上側リンク部材)

40

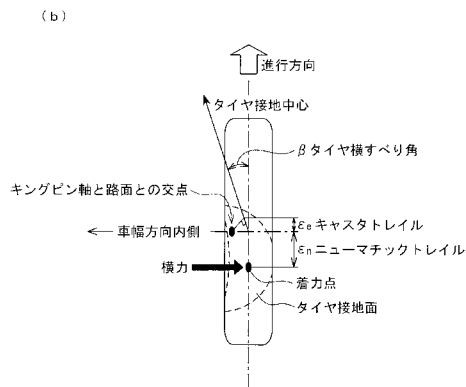
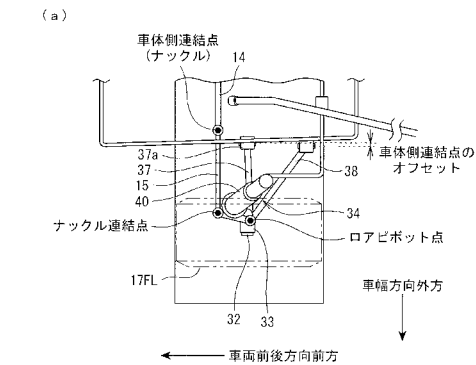
【図 1】



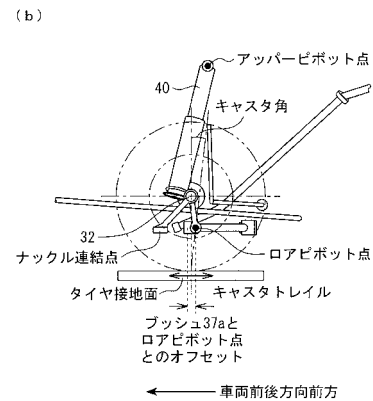
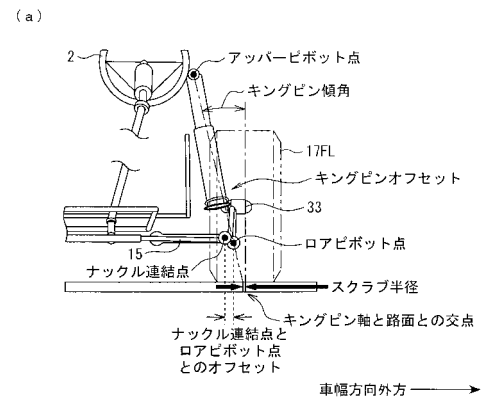
【図 2】



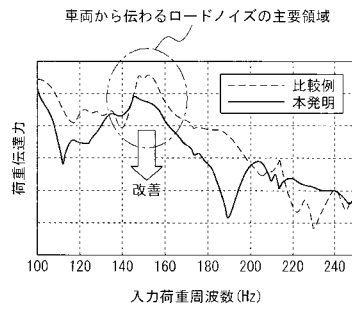
【図 3】



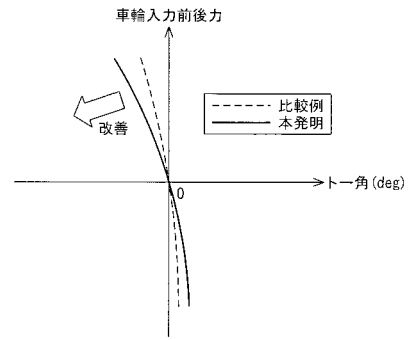
【図 4】



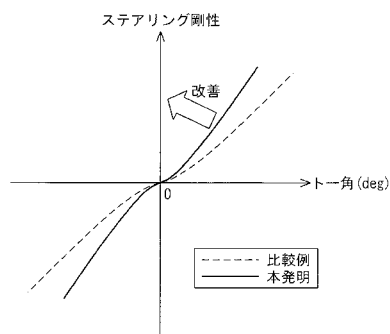
【図 5】



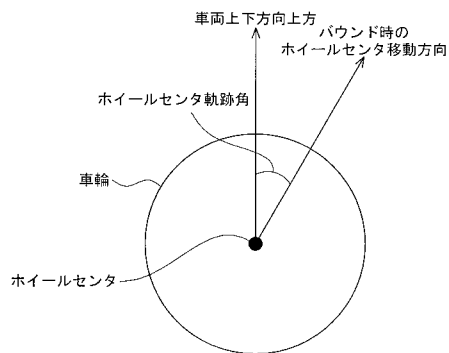
【図 7】



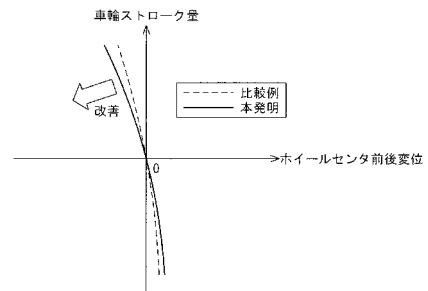
【図 6】



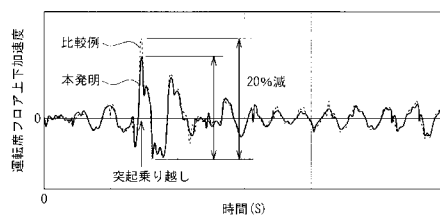
【図 8】



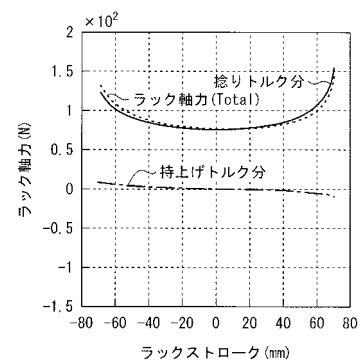
【図 10】



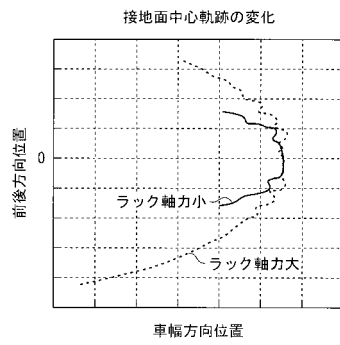
【図 9】



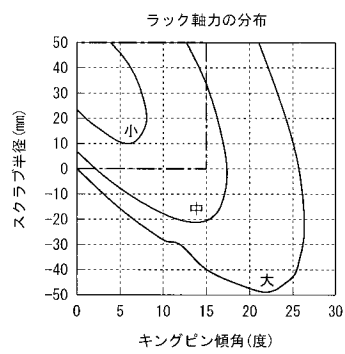
【図 11】



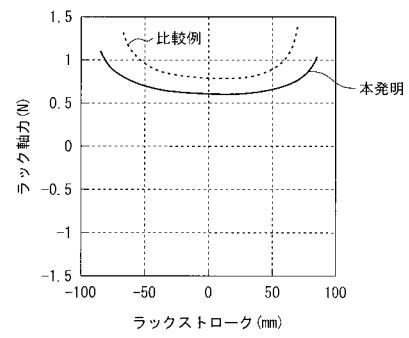
【図 1 2】



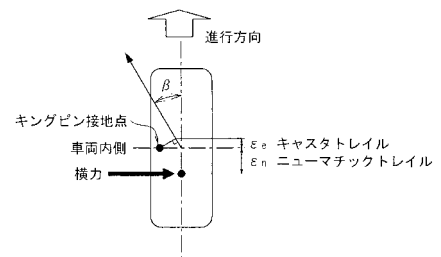
【図 1 3】



【図 1 4】



【図 1 5】



フロントページの続き

(72)発明者 御厨 裕

神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 日産自動車株式会社内

F ターム(参考) 3D034 BA02 BA07 BC02 BC13 BC25 BC26 BC28

3D301 AA26 AA28 AA35 AB01 AB02 CA09 DA51 DA90 DA96 DB20

DB57