

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5057438号
(P5057438)

(45) 発行日 平成24年10月24日(2012.10.24)

(24) 登録日 平成24年8月10日(2012.8.10)

(51) Int. Cl. F I
B 6 0 G 7/02 (2006.01) B 6 0 G 7/02
B 6 0 G 3/18 (2006.01) B 6 0 G 3/18

請求項の数 4 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2007-90592 (P2007-90592)	(73) 特許権者	000005348
(22) 出願日	平成19年3月30日 (2007.3.30)		富士重工業株式会社
(65) 公開番号	特開2008-247182 (P2008-247182A)		東京都新宿区西新宿一丁目7番2号
(43) 公開日	平成20年10月16日 (2008.10.16)	(74) 代理人	100123696
審査請求日	平成22年2月25日 (2010.2.25)		弁理士 稲田 弘明
		(74) 代理人	100100413
			弁理士 渡部 温
		(72) 発明者	小林 吉光
			東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士
			重工業株式会社内
		(72) 発明者	辰己 英治
			東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士
			重工業株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 サスペンション装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両の後輪を回転可能に支持する車輪ハブ支持体と、

一方の端部を前記車輪ハブ支持体に揺動可能に接続され、他方の端部を車体側支持部に対して揺動可能に接続された前側サスペンションアームと、

一方の端部を前記車輪ハブ支持体の前記前側サスペンションアームとの接続部よりも後方側の部分に揺動可能に接続され、他方の端部を車体側支持部の前記前側サスペンションアームとの接続部よりも後方側の部分に揺動可能に接続された後側サスペンションアームと、

前記前側サスペンションアームと前記車体側支持部又は前記車輪ハブ支持体との接続部の少なくとも一方に設けられ、前記前側サスペンションアームに作用する引張力及び圧縮力に応じて変形する弾性体を有する前側弾性体ブッシュと、

前記後側サスペンションアームと前記車体側支持部又は前記車輪ハブ支持体との接続部の少なくとも一方に設けられ、前記後側サスペンションアームに作用する引張力及び圧縮力に応じて変形する弾性体を有する後側弾性体ブッシュと

を備えるサスペンション装置であって、

前記前側弾性体ブッシュの前記前側サスペンションアームの引張力及び圧縮力に対するバネ定数は、前記引張力が前記車輪の接地荷重に起因する初期引張力よりも小さい領域において、該引張力の増大に応じて増大する非線形特性を有し、

前記前側弾性体ブッシュの前記バネ定数の変曲点は、前記引張力が前記初期引張力より

10

20

も小さい範囲に設けられ、

前記後側弾性体ブッシュの前記後側サスペンションアームの引張力及び圧縮力に対するバネ定数は、前記引張力が前記車輪の接地荷重に起因する初期引張力よりも大きい領域において、該引張力の増大に応じて増大する非線形特性を有し、

前記後側弾性体ブッシュの前記バネ定数の変曲点は、前記引張力が前記初期引張力よりも大きい範囲に設けられ、

旋回内輪側及び旋回外輪側の前記後輪を横力が小さい状態では前輪と逆相方向にステアしかつ横力の増大に応じて前輪と同相方向にステアすること

を特徴とするサスペンション装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載のサスペンション装置において、

前記前側サスペンションアームに作用する引張力が前記初期引張力よりも小さくかつ前記前側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも大きい範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、該車輪接地点横力に対する前記前側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率は前記後側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率よりも小さく、

前記前側サスペンションアームに作用する引張力が前記前側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも小さく、又は、前記前側サスペンションアームに圧縮力が作用する範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、該車輪接地点横力に対する前記前側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率は前記後側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率よりも大きいこと

を特徴とするサスペンション装置。

【請求項 3】

請求項 1 又は請求項 2 に記載のサスペンション装置において、

前記後側サスペンションアームに作用する引張力が前記初期引張力よりも大きくかつ前記後側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも小さい範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、該車輪接地点横力に対する前記後側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率は前記前側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率よりも大きく、

前記後側サスペンションアームに作用する引張力が前記後側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも大きい範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、該車輪接地点横力に対する前記後側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率は前記前側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率よりも小さいこと

を特徴とするサスペンション装置。

【請求項 4】

請求項 1 から請求項 3 までのいずれか 1 項に記載のサスペンション装置において、

前記前側弾性体ブッシュ及び前記後側弾性体ブッシュの前記弾性体は、前記前側サスペンションアーム及び前記後側サスペンションアームに引張力が作用した際に圧縮される部分の圧縮方向における厚みを、前記前側サスペンションアーム及び前記後側サスペンションアームに圧縮力が作用した際に圧縮される部分の圧縮方向における厚みよりも薄くしたこと

を特徴とするサスペンション装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動車等の車両のサスペンション装置に関し、特に車両の旋回時のヨー安定性及び安定性を向上したサスペンション装置に関するものである。

【背景技術】

【0002】

自動車のサスペンションは、スプリング及びダンパー（ショックアブソーバ）を備え、車輪を車体に対し上下方向にストローク可能に支持するものである。こうしたサスペンシ

10

20

30

40

50

オンは、車体に対して揺動可能に接続されたサスペンションアームや前輪を操舵するタイロッドによって車輪を回転可能に支持するハブベアリングハウジング又はスピンドル等の車輪ハブ支持体の位置決めを行い、所望のサスペンションジオメトリを得ている。

【0003】

サスペンションアームと車体との接続部には、快適性と走行性能との両立等を目的としてゴム等の弾性体を有するブッシュが設けられることが多い。一般的なブッシュは、サスペンションアームに固定される円筒状の外筒と、車体側に固定され外筒の内径側に挿入される内筒とを有し、外筒の内周面と内筒の外周面との間に、これらに対してそれぞれ加硫接着されたクッションラバーを配したものである。

【0004】

このようなサスペンションブッシュにおいて、以下のような技術が公知となっている。
(1) ゴムブッシュにおけるサスペンションアームへの圧縮荷重が作用した際に圧縮される領域にすぐり(空間部)を形成し、バネ定数に非線形特性を持たせる(例えば、特許文献1参照)。

(2) 非線形特性を有するゴムブッシュの剛性を確実に切り替えるため、すぐりを形成するとともに内筒をすぐり側へ偏芯して配置する(例えば、特許文献2参照)。

(3) サスペンション装置支持用のサブフレームのマウントブッシュにおいて、騒音、振動特性を向上するため、非線形特性を持たせるとともに、その変曲点(バネ定数が切り替わる変位)を内向き入力と外向き入力とで異ならせる(例えば、特許文献3参照)。

【特許文献1】実公昭61-190707号公報

【特許文献2】特開平 8-320042号公報

【特許文献3】特開2004-306952号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

サスペンションアームに弾性体ブッシュを設けた場合、旋回時の横力で弾性体ブッシュが変形することによって、車輪のトー角が変化するコンプライアンスステアが生じる。一般に、自動車の後輪においては、旋回中の安定性を確保する目的で、旋回外輪側でトーイン側、旋回内輪側でトーアウト側(前輪の操舵方向と同相側)にトー変化が生じるよう各ブッシュの弾性を設定する場合が多い。

しかし、旋回初期においては、後輪は前輪の逆相方向にステアしたほうが、車両のヨーイング発生を促進し、操舵操作に対するヨー応答性を高めることができ好ましい。

例えば、アクチュエータによって後輪をステアする後輪操舵装置を用いれば、旋回初期に逆相方向にステアした後、定常旋回時には同相方向に切り替えることはできるが、この場合、装置の構成が複雑となり、重量やコストも増加する。

【0006】

これに対し、後輪サスペンションのうち後側のサスペンションアームに設けられるブッシュの横バネ特性に、前側のサスペンションアームのブッシュよりも強い非線形特性を持たせ、横力が小さい状態では前側より柔らかくかつ横力が大きい状態では硬くなるようにできれば、後輪操舵装置等の複雑なデバイスを用いることなく、コンプライアンスステアにより後輪を逆相から同相に転舵することが可能とも考えられる。

しかし、サスペンションアームには車両の静止時や直進走行時においても車輪の接地荷重に起因する引張方向の力が負荷されていることから、単に後側ブッシュの非線形特性を前側ブッシュよりも強くしただけでは上述した特性を得ることができない。

上述した問題に鑑み、本発明の課題は、簡単な構成によって旋回初期のヨー応答性及び定常旋回時の安定性を向上したサスペンション装置を提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明は、以下のような解決手段により、上述した課題を解決する。

請求項1の発明は、車両の後輪を回転可能に支持する車輪ハブ支持体と、一方の端部を

10

20

30

40

50

前記車輪ハブ支持体に揺動可能に接続され、他方の端部を車体側支持部に対して揺動可能に接続された前側サスペンションアームと、一方の端部を前記車輪ハブ支持体の前記前側サスペンションアームとの接続部よりも後方側の部分に揺動可能に接続され、他方の端部を車体側支持部の前記前側サスペンションアームとの接続部よりも後方側の部分に揺動可能に接続された後側サスペンションアームと、前記前側サスペンションアームと前記車体側支持部又は前記車輪ハブ支持体との接続部の少なくとも一方に設けられ、前記前側サスペンションアームに作用する引張力及び圧縮力に応じて変形する弾性体を有する前側弾性体ブッシュと、前記後側サスペンションアームと前記車体側支持部又は前記車輪ハブ支持体との接続部の少なくとも一方に設けられ、前記後側サスペンションアームに作用する引張力及び圧縮力に応じて変形する弾性体を有する後側弾性体ブッシュとを備えるサスペンション装置であって、前記前側弾性体ブッシュの前記前側サスペンションアームの引張力及び圧縮力に対するバネ定数は、前記引張力が前記車輪の接地荷重に起因する初期引張力よりも小さい領域において、該引張力の増大に応じて増大する非線形特性を有し、前記前側弾性体ブッシュの前記バネ定数の変曲点は、前記引張力が前記初期引張力よりも小さい範囲に設けられ、前記後側弾性体ブッシュの前記後側サスペンションアームの引張力及び圧縮力に対するバネ定数は、前記引張力が前記車輪の接地荷重に起因する初期引張力よりも大きい領域において、該引張力の増大に応じて増大する非線形特性を有し、前記後側弾性体ブッシュの前記バネ定数の変曲点は、前記引張力が前記初期引張力よりも大きい範囲に設けられ、旋回内輪側及び旋回外輪側の前記後輪を横力が小さい状態では前輪と逆相方向にステアしかつ横力の増大に応じて前輪と同相方向にステアすることを特徴とするサスペンション装置である。

10

20

【0008】

請求項2の発明は、請求項1に記載のサスペンション装置において、前記前側サスペンションアームに作用する引張力が前記初期引張力よりも小さくかつ前記前側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも大きい範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、該車輪接地点横力に対する前記前側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率は前記後側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率よりも小さく、前記前側サスペンションアームに作用する引張力が前記前側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも小さく、又は、前記前側サスペンションアームに圧縮力が作用する範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、該車輪接地点横力に対する前記前側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率は前記後側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率よりも大きいことを特徴とするサスペンション装置である。

30

なお、本明細書等において、「変曲点」とは、バネ特性を示す曲線の傾きが局所的に変化している箇所を指すものとし、このような変曲点は、例えば特性曲線を線形近似して得られた直線の交点や、あるいはバネ定数を変位又は荷重で二階微分した際のピーク位置に基づいて求めることができる。

【0009】

請求項3の発明は、請求項1又は請求項2に記載のサスペンション装置において、前記後側サスペンションアームに作用する引張力が前記初期引張力よりも大きくかつ前記後側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも小さい範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、該車輪接地点横力に対する前記後側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率は前記前側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率よりも大きく、前記後側サスペンションアームに作用する引張力が前記後側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも大きい範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、該車輪接地点横力に対する前記後側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率は前記前側弾性体ブッシュの横方向変形量の変化率よりも小さいことを特徴とするサスペンション装置である。

40

【0010】

50

請求項4の発明は、請求項1から請求項3までのいずれか1項に記載のサスペンション装置において、前記前側弾性体ブッシュ及び前記後側弾性体ブッシュの前記弾性体は、前記前側サスペンションアーム及び前記後側サスペンションアームに引張力が作用した際に圧縮される部分の圧縮方向における厚みを、前記前側サスペンションアーム及び前記後側サスペンションアームに圧縮力が作用した際に圧縮される部分の圧縮方向における厚みよりも薄くしたことを特徴とするサスペンション装置である。

【発明の効果】

【0011】

本発明によれば、以下の効果を得ることができる。

(1) 前側弾性体ブッシュの前側サスペンションアームの引張力及び圧縮力に対するバネ定数は、引張力が車輪の接地荷重に起因する初期引張力よりも小さい領域において、この引張力の増大に応じて増大する非線形特性を有することから、前後のサスペンションアームの引張力が低下し又は圧縮力が作用する旋回外輪側においては、横力の増加に応じて前側弾性体ブッシュのバネ定数が後側弾性体ブッシュのバネ定数に対して相対的に減少する。これによって、横力が大きい定常旋回時に旋回外輪側の後輪をトーイン側にステアすることができる。

10

一方、後側弾性体ブッシュの後側サスペンションアームの引張力及び圧縮力に対するバネ定数は、引張力が車輪の設置荷重に起因する初期引張力よりも大きい領域において、この引張力の増大に応じて増大する非線形特性を有することから、前後のサスペンションアームの引張力が増大する旋回内輪側においては、横力の増加に応じて後側弾性体ブッシュのバネ定数が前側弾性体ブッシュのバネ定数に対して相対的に増大する。これによって、横力が大きい定常旋回時に旋回内輪側の後輪をトーアウト側にステアすることができる。

20

上述したように、後輪を前輪の操舵方向と同相方向にステアした場合、車両の安定性は向上するが、仮に旋回初期からこのようなステアを行うと、車両のヨーイングの発生の妨げとなってヨー応答性が損なわれる。

この点、本発明によれば、旋回初期には同相方向へのステアは行われず、横力が大きい定常旋回に入ってから同相方向へのステアが行われることから、旋回初期のヨー応答性を損なうことなく定常旋回時の安定性を向上することができる。

また、アクチュエータを用いた後輪操舵装置のように複雑なデバイスを設ける必要がないので、車両の構造が簡素化され、重量、コストの低減を図ることができる。

30

【0012】

(2) 前側サスペンションアームに作用する引張力が初期引張力よりも小さくかつ前側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも大きい範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、この車輪接地点横力に対する前側弾性体ブッシュの横方向変形量は後側弾性体ブッシュの横方向変形量よりも小さくしたことによって、接地点横力が小さい旋回初期において、外輪側の後輪をトーアウト側(前輪操舵方向と逆相)にステアすることができる。

一方、前側サスペンションアームに作用する引張力が前側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも小さく、又は、前側サスペンションアームに圧縮力が作用する範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、この車輪接地点横力に対する前側弾性体ブッシュの横方向変形量は後側弾性体ブッシュの横方向変形量よりも大きくしたことによって、接地点横力が大きい定常旋回時において、外輪側の後輪をトーイン側(前輪操舵方向と同相)にステアすることができる。

40

これによって、旋回外輪側の後輪を、旋回初期には逆相方向にステアして車両のヨーイング発生を促進し、ヨー応答性を向上するとともに前輪の横滑り角を大きくしてセルフアラインメントトルク(直進方向に復帰しようとする鉛直軸回りのモーメント)を増大させ、ステアリングホイールの手応えを向上することができる。一方、定常旋回時には同相方向にステアして安定性を向上することができる。

【0013】

(3) 後側サスペンションアームに作用する引張力が初期引張力よりも大きくかつ後側弾

50

性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも小さい範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、この車輪接地点横力に対する後側弾性体ブッシュの横方向変形量は前側弾性体ブッシュの横方向変形量よりも大きくしたことによって、接地点横力が小さい旋回初期において、内輪側の後輪をトーイン側（前輪操舵方向と逆相）にステアすることができる。

一方、後側サスペンションアームに作用する引張力が後側弾性体ブッシュのバネ定数が変化する変曲点よりも大きい範囲となる車輪接地点横力の範囲においては、この車輪接地点横力に対する後側弾性体ブッシュの横方向変形量は前側弾性体ブッシュの横方向変形量よりも小さくしたことによって、接地点横力が大きい定常旋回時において、内輪側の後輪をトーアウト側（前輪操舵方向と同相）にステアすることができる。

10

これによって、旋回内輪側の後輪を、旋回初期には逆相方向にステアして車両のヨーイング発生を促進し、ヨー応答性を向上するとともに前輪の横滑り角を大きくしてセルフアライニングトルクを増大させ、ステアリングホイールの手応えを向上することができる。一方、定常旋回時には同相方向にステアして安定性を向上することができる。

【0014】

(4) 前側弾性体ブッシュ及び後側弾性体ブッシュの弾性体は、前側サスペンションアーム及び後側サスペンションアームに引張力が作用した際に圧縮される部分の圧縮方向における厚みを、前側サスペンションアーム及び後側サスペンションアームに圧縮力が作用した際に圧縮される部分の圧縮方向における厚みよりも薄くしたことによって、本発明で求められるような引張力の増大に応じてバネ定数が非線形的に増大する特性を得ることができる。

20

【発明を実施するための最良の形態】

【0015】

本発明は、簡単な構成によって旋回初期のヨー応答性及び定常旋回時の安定性を向上したサスペンション装置を提供する課題を、パラレルリンクストラット式のリアサスペンションにおいて、横力の増加に応じて、前後ラテラルアームのブッシュのバネ定数が各ラテラルアーム引張力の増大に応じて増大する変曲点を、前側ブッシュでは車輪の接地荷重に起因する初期引張力よりも引張力が小さい範囲に設定し、後側ブッシュでは初期引張力よりも引張力が大きい範囲に設定し、旋回初期には後輪が前輪の操舵方向と逆相方向にステアされ、定常旋回時には同相方向にステアされるようにして解決した。

30

【実施例】

【0016】

以下、本発明を適用したサスペンション装置の実施例について説明する。

実施例のサスペンション装置は、例えば乗用車等の自動車の後輪用サスペンションとして用いられるデュアルリンク（パラレルリンク）ストラット式サスペンションである。

図1は、サスペンション装置を上方から見た状態を示す模式的平面図である。

図2は、サスペンション装置を車両前方側から見た状態を示す模式的前面図である。

【0017】

サスペンション装置は、フロントラテラルアーム10、リアラテラルアーム20、トレーリングアーム30、ストラットアッシー40を備えている。

40

フロントラテラルアーム（トランスバースリンク）10及びリアラテラルアーム（トランスバースリンク）20は、後輪用のハブベアリングを収容する図示しないハウジングと図示しない車体又はサブフレーム等の車体側構造部材（以下「車体」と総称する）との間にわたして設けられ、上方から見たときにほぼ車幅方向に沿って延在するサスペンションアームである。これらはほぼ並行して車両の前後方向に離間して配置されている。また、フロントラテラルアーム10及びリアラテラルアーム20は、そのハウジング側、車体側との接続部が、それぞれ後輪車軸の車両前方側、後方側となるように、車両前後方向において車軸を挟んで配置されている。

フロントラテラルアーム10及びリアラテラルアーム20は、車両の静止時に車両の前方側から見たときに、車輪側（車幅方向外側）の端部が車体側（車幅方向内側）の端部よ

50

りも低くなるように下反角をつけて配置されている。

【0018】

フロントラテラルアーム10は、車体側、ハウジング側の端部にそれぞれ車体側ブッシュ11、ハウジング側ブッシュ12を備えている。

また、リアラテラルアーム20も、車体側、ハウジング側の端部にそれぞれ車体側ブッシュ21、ハウジング側ブッシュ22を備えている。

【0019】

図3は、フロントラテラルアーム10の車体側ブッシュ11周辺部を車両前方側から見た模式的な外観図である。

車体側ブッシュ11は、フロントラテラルアーム10の円筒部10aに圧入されて使用されるものであって、外筒110、内筒120、クッションラバー(ゴム部)130を備えている。

外筒110は、例えば金属等のクッションラバー130よりも硬度が高い硬質材料によって円筒状に形成され、フロントラテラルアーム10の円筒部10aに圧入され固定される部分である。

内筒120は、硬質材料によって形成され、外筒110の内径側に挿入される部材である。内筒120には、車体側ブッシュ11を車体側支持部に固定するボルトが挿入されるボルト孔121が形成されている。このボルト孔121は、外筒110に対してほぼ同心に配置される。

また、外筒110の内周面と対向する内筒120の外周面には、外筒110側へ張り出して形成された張出部122が設けられている。張出部122は、ボルト孔121の中心軸から見て、ハウジング側ブッシュ12とは反対側の方向に設けられている。また、張出部122が外筒110の内周面と最も近接する突端部においては、その表面は平面又は緩い曲率をもった凸面として形成されている。

【0020】

クッションラバー130は、例えば防振機能を有するゴム系材料によって形成され、外筒110の内周面と内筒120の外周面との間に充填されている。外筒110及び内筒120は、このクッションラバー130と加硫接着によって接合されている。

ここで、クッションラバー130の車体側ブッシュ11の径方向における厚みは、上述した内筒120の張出部122が設けられた領域(フロントラテラルアーム10に引張荷重が作用した際に圧縮される領域)においては他の部分(フロントラテラルアーム10に圧縮荷重が作用した際に圧縮される領域等)よりも薄くなっている。

また、リアラテラルアーム20の車体側ブッシュ21も、上述したフロントラテラルアーム10の車体側ブッシュ11と同様の構成を備えるが、そのバネ特性は、以下説明する通りフロント側と異なるように材質、寸法等をチューニングされている。

【0021】

図4は、フロントラテラルアーム10及びリアラテラルアーム20の車体側ブッシュ11, 21のバネ特性を示すグラフである。

図4(a)、図4(b)は、それぞれフロント側、リア側の特性を示している。縦軸は各ラテラルアームに作用する引張力及び圧縮力(荷重)を示しており、上側が引張力、下側が圧縮力をそれぞれ示している。横軸はブッシュの内筒と外筒との径方向の相対変位を示している。

【0022】

フロントラテラルアーム10及びリアラテラルアーム20には、例えば車両の静止時や直進走行時のように、旋回時の横力が作用していない場合であっても、タイヤの接地荷重に起因する引張力が作用している。このような引張力を、「初期引張力(初期引張荷重)」と称して説明する。

フロントラテラルアーム10及びリアラテラルアーム20の車体側ブッシュ11, 21のバネ特性は、ともに各ラテラルアームに作用する引張力の増加に応じてバネ定数が増加する非線形特性を有し、特に、所定の変曲点近傍におけるバネ定数の変化率は、これ以外

10

20

30

40

50

の領域でのバネ定数の変化率よりも大きくなっている。

【 0 0 2 3 】

フロント側の車体側ブッシュ 1 1 は、フロントラテラルアーム 1 0 の引張力が初期引張力よりも小さい範囲に上述した変曲点 I_f が設けられている。

リア側の車体側ブッシュ 2 1 は、リアラテラルアーム 2 0 の引張力が初期引張力よりも大きい範囲に上述した変曲点 I_r が設けられている。

【 0 0 2 4 】

ハウジング側ブッシュ 1 2、及び、ハウジング側ブッシュ 2 2 には、単純円筒状に形成された外筒、内筒及びこれらの上に配置されたクッションラバーを備える一般的なゴムブッシュが適用される。

【 0 0 2 5 】

トレーリングアーム 3 0 は、車両の前後方向にほぼ沿って配置され、前端部を車体に接続され、後端部をハウジングの前端部に接続されたサスペンションアームである。

ストラットアッシー 4 0 は、コイルスプリング及びショックアブソーバをアセンブリ化したものであって、上端部は車体に固定され、下端部はハウジングの上端部に固定されている。

【 0 0 2 6 】

図 5 は、実施例のサスペンション装置における後輪の接地点横力とトー角との相関を示すグラフである。

図 5 において、横軸は後輪が発生する接地点横力を示し、右側が車幅方向内向き（旋回外輪側）、左側が車幅方向外向き（旋回内輪側）を示している。縦軸は後輪のトー角を示し、上側がトーイン側、下側がトーアウト側を示している。

図 5 に示すように、横力がほぼゼロの状態から、旋回外輪側に増加すると、横力が小さい初期状態においては、後輪はまずトーアウト側にステアされ、その後横力の増大に応じてトーアウト角が減少に転じ、さらにトーイン側にステアされる。旋回外輪側においては、フロント側の車体側ブッシュ 1 1 の変形量がリア側の車体側ブッシュ 2 1 の変形量よりも大きいとトーイン傾向となり、小さいとトーアウト傾向となる。

これに対し、横力がほぼゼロの状態から、旋回内輪側に増加すると、横力が小さい初期状態においては、後輪はまずトーイン側にステアされ、その後横力の増大に応じてトーイン角が減少に転じ、さらにトーアウト側にステアされる。旋回内輪側においては、フロント側の車体側ブッシュ 1 1 の変形量がリア側の車体側ブッシュ 2 1 の変形量よりも大きいとトーアウト傾向となり、小さいとトーイン傾向となる。

【 0 0 2 7 】

次に、上述した実施例の効果を、以下説明する本発明の比較例のサスペンション装置と対比して説明する。

比較例のサスペンション装置は、実施例の車体側ブッシュ 1 1、2 1 に代えて、ハウジング側ブッシュ 1 2、2 2 と同様の一般的なブッシュを備えたものである。

図 6 は、実施例のサスペンション装置と比較例のサスペンション装置におけるステアリングホイール舵角、後輪の車軸軸力、車両のヨー角速度の履歴を示すグラフである。

図 6 (a)、図 6 (b)、図 6 (c) の横軸は全て時間を示し、そのスケールは各図共通に図示している。

図 6 (a) の縦軸は、ステアリングホイールの舵角を示している。

図 6 (b) の縦軸は、後輪の車軸軸力を示し、上側が旋回中心側への力を示している。

図 6 (c) の縦軸は、車両のヨー角速度を示している。

【 0 0 2 8 】

実施例においては、旋回初期に後輪が前輪の操舵方向と逆相方向にステアされることによって、図 6 (b) に示すように、後輪の車軸軸力が一時的に外向きに作用する。このような車軸軸力は、車両のヨーイング発生を促進することから、図 6 (c) に示すように、実施例ではコンプライアンスオーバーステアによって比較例よりもヨー角速度の立ち上がりが早くなっており、車両のヨー応答性を向上することができる。また、これによって、

10

20

30

40

50

前輪の横滑り角が増大し、タイヤのセルフライニングトルクが増え、ステアリングホイールの手応えを向上して運転者が得るフィーリングを向上することができる。

その後、定常旋回状態では実施例は後輪が前輪の操舵方向と同相方向にステアされることから、実施例ではコンプライアンスアンダーステアによって比較例よりもヨー角速度の発生が穏やかとなってヨーイングが早期に収束し、車両の安定性が向上する。

また、実施例によれば、例えばアクチュエータを用いた後輪操舵装置のような複雑なデバイスを設けることなく後輪を旋回初期には前輪と逆相方向、定常旋回では同相方向にステアすることができるから、車両の構造を簡素化し、重量やコストを低減することができる。

【 0 0 2 9 】

(変形例)

本発明は、以上説明した実施例に限定されることなく、種々の変形や変更が可能であって、それらも本発明の技術的範囲内である。

(1) 本発明が適用されるサスペンション装置の形式は、実施例のようなマクファーソンストラット式サスペンションやデュアルリンクストラット式サスペンションに限らず、例えばダブルウィッシュボーン式やマルチリンク式等の他の形式のサスペンション装置にも適用することができる。

(2) サスペンションの弾性体ブッシュに所望の非線形特性を与える手段は、上述した各実施例に限定されず、適宜変更することができる。例えば、弾性体ブッシュにすぐりを形成したり、中間板(インターリーフ)等の硬質部材を埋設してもよい。また、これら複数の手段を組み合わせて用いてもよい。

(3) 各実施例においては、変曲点を有する非線形特性の弾性体ブッシュをサスペンションアームと車体側との接続部に設けているが、これに限らず、このようなブッシュをハウジングやスピンドル等の車輪ハブ支持体との接続部に設けたり、車体側との両側に設けてもよい。

【 図面の簡単な説明 】

【 0 0 3 0 】

【図1】本発明を適用したサスペンション装置の実施例を車両上方から見た模式的平面図である。

【図2】図1のサスペンション装置を車両前方から見た模式的前面図である。

【図3】図1のサスペンション装置におけるフロントラテラルアームの車体側ブッシュ周辺を車両前方から見た模式的前面図である。

【図4】図1のサスペンション装置のフロントラテラルアーム、リアラテラルアームにそれぞれ設けられる車体側ブッシュのバネ特性を示すグラフである。

【図5】図1のサスペンション装置における後輪の接地点横力とトー角との相関を示すグラフである。

【図6】図1のサスペンション装置と本発明の比較例のサスペンション装置におけるステアリングホイール舵角、後輪の車軸軸力、車両のヨー角速度の履歴を示すグラフである。

【 符号の説明 】

【 0 0 3 1 】

- | | |
|-------|-------------|
| 1 0 | フロントラテラルアーム |
| 1 1 | 車体側ブッシュ |
| 1 2 | ハウジング側ブッシュ |
| 2 0 | リアラテラルアーム |
| 2 1 | 車体側ブッシュ |
| 2 2 | ハウジング側ブッシュ |
| 3 0 | トレーリングアーム |
| 4 0 | ストラットアッシー |
| 1 1 0 | 外筒 |
| 1 2 0 | 内筒 |

10

20

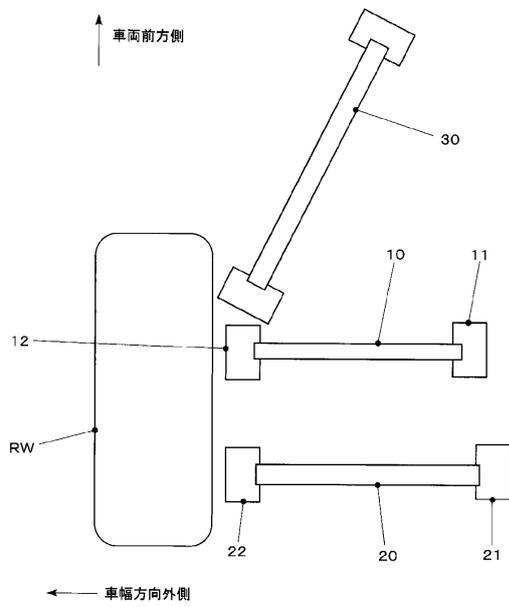
30

40

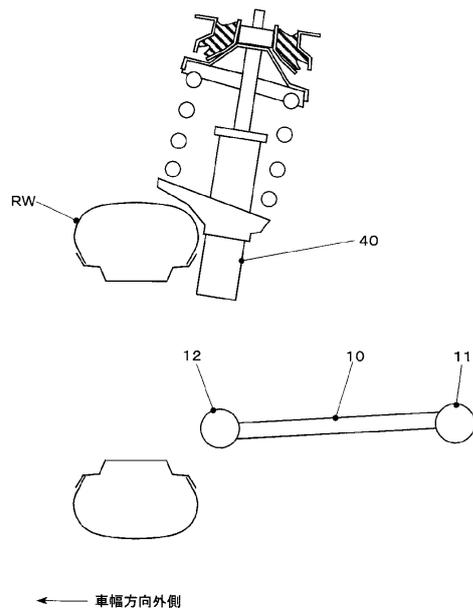
50

- 1 2 1 ボルト孔
- 1 2 2 張出部
- 1 3 0 クッションラバー

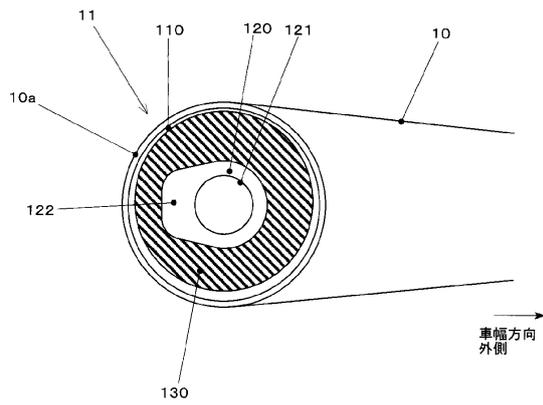
【図 1】



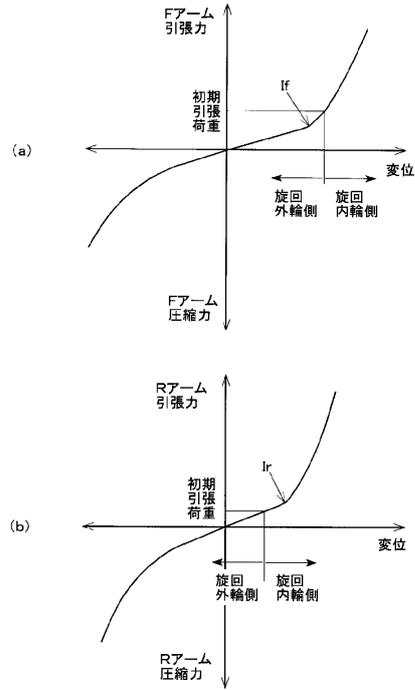
【図 2】



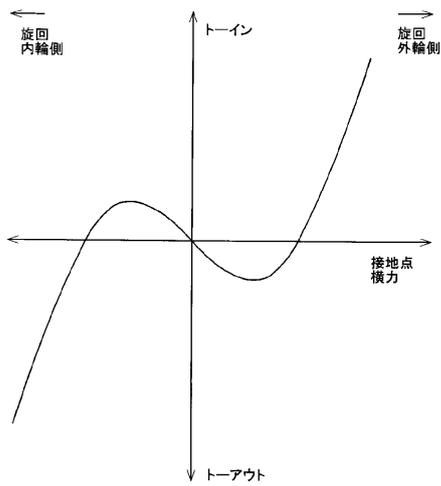
【図3】



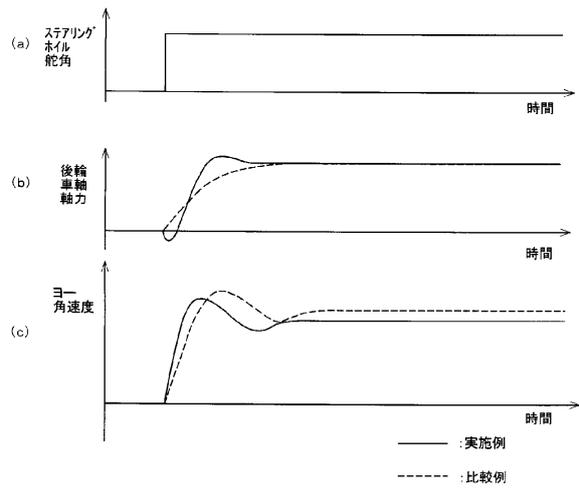
【図4】



【図5】



【図6】



フロントページの続き

- (72)発明者 片上 晶博
東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士重工業株式会社内
- (72)発明者 安藤 和哉
東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士重工業株式会社内

審査官 近藤 利充

- (56)参考文献 実開昭61-190707(JP,U)
特開昭60-148708(JP,A)
特開昭62-268716(JP,A)
発明協会公開技報公技番号06-502770
特開平08-320042(JP,A)
特開平05-008623(JP,A)
特開2004-306952(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B60G 1/00 - 99/00