

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5582197号
(P5582197)

(45) 発行日 平成26年9月3日(2014.9.3)

(24) 登録日 平成26年7月25日(2014.7.25)

(51) Int. Cl.	F I
B 6 2 D 6/00 (2006.01)	B 6 2 D 6/00 Z Y W
B 6 2 D 7/18 (2006.01)	B 6 2 D 7/18
B 6 2 D 5/04 (2006.01)	B 6 2 D 5/04
B 6 0 G 7/00 (2006.01)	B 6 0 G 7/00
B 6 0 G 17/015 (2006.01)	B 6 0 G 17/015 Z
請求項の数 31 (全 42 頁) 最終頁に続く	

(21) 出願番号 特願2012-546689 (P2012-546689)
 (86) (22) 出願日 平成23年11月25日(2011.11.25)
 (86) 国際出願番号 PCT/JP2011/006586
 (87) 国際公開番号 W02012/073469
 (87) 国際公開日 平成24年6月7日(2012.6.7)
 審査請求日 平成25年4月26日(2013.4.26)
 (31) 優先権主張番号 特願2010-265680 (P2010-265680)
 (32) 優先日 平成22年11月29日(2010.11.29)
 (33) 優先権主張国 日本国(JP)
 (31) 優先権主張番号 特願2011-232879 (P2011-232879)
 (32) 優先日 平成23年10月24日(2011.10.24)
 (33) 優先権主張国 日本国(JP)

(73) 特許権者 000003997
 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】 車両及びその操舵制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ステアリングホイールの操舵状態に応じてアクチュエータを作動させて転舵輪を転舵する
 転舵制御装置と、

前記転舵輪を支持するホイールハブ機構と当該ホイールハブ機構を車体に支持するリン
 ク部材とを有するサスペンション装置とを備え、

前記リンク部材のアップピボット点とロアピボット点とを通るキングピン軸を前記ス
 テアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定し、

前記転舵制御装置は、

車両の直進性を担保するためのセルフライニングトルクを前記転舵輪の転舵状態から
算出し、

前記アクチュエータを作動させて前記セルフライニングトルクを転舵輪に付与する
 ことを特徴とする車両。

【請求項2】

前記キングピン軸は、前記タイヤ接地面内におけるタイヤ接地面中心とタイヤ接地面の
前端との間を通るように設定したことを特徴とする請求項1に記載の車両。

【請求項3】

前記キングピン軸は、前記タイヤ接地面内におけるタイヤ接地面中心近傍を通るよう
に設定したことを特徴とする請求項2に記載の車両。

【請求項4】

10

20

前記サスペンション装置は、前記キングピン軸のキャストトレイルが、前記タイヤ接地地面内に位置す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。

【請求項 5】

前記キングピン軸のキャストトレイルが路面と交差する交点が、タイヤ接地面中心とタイヤ接地面の前端との間に位置することを特徴とする請求項 4 記載の車両。

【請求項 6】

ステアリングホイールの操舵状態に応じてアクチュエータを作動させて転舵輪を転舵する転舵制御装置と、

前記転舵輪を支持するホイールハブ機構と当該ホイールハブ機構を車体に支持するリンク部材とを有するサスペンション装置とを備え、

前記リンク部材のアップピボット点とロアピボット点とを通るキングピン軸を前記ステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定し、

前記キングピン軸で決まるサスペンションジオメトリをポジティブスクラブ領域に設定し、

前記転舵制御装置は、

車両の直進性を担保するためのセルフライニングトルクを前記転舵輪の転舵状態から算出し、前記アクチュエータを作動させて前記セルフライニングトルクを転舵輪に付与する

ことを特徴とする車両。

【請求項 7】

ステアリングホイールを操舵したときの操舵角の変位を検出し、検出結果に基づいて転舵アクチュエータを作動させて当該ステアリングホイールと機械的に分離された転舵輪を転舵するステアバイワイヤシステムからなる転舵制御装置と、

前記転舵輪を車体に支持するリンク部材を有するサスペンション装置とを備え、

前記リンク部材のアップピボット点とロアピボット点とを通るキングピン軸を前記ステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定し、

前記転舵制御装置は、車両の直進性を担保するためのセルフライニングトルクを算出し、算出したセルフライニングトルクに基づいて前記転舵アクチュエータを作動させる直進性担保部を備えている

ことを特徴とする車両。

【請求項 8】

ステアリングホイールの操舵状態に応じてアクチュエータを作動させて転舵輪を転舵する転舵制御装置と、

前記転舵輪を車体に支持するサスペンション装置とを備え、

前記サスペンション装置は、タイヤを取り付けるタイヤホイールを支持するホイールハブ機構及び当該ホイールハブ機構を車体に支持する複数のリンク部材を含み、前記リンク部材のアップピボット点とロアピボット点とを通るキングピン軸を前記ステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定し、

前記転舵制御装置は、車両の直進性を担保する直進性担保部と、

前記ステアリングホイールを中立位置から操舵を開始したときに、前記直進性担保部による直進性担保制御を調整して初期転舵応答性を前記サスペンション装置自体の転舵応答性に設定する転舵応答性設定部とを備え、

前記直進性担保部は、前記ステアリングホイールを操舵したときの操舵角の変位を検出し、検出結果に基づいて転舵輪を転舵させる転舵アクチュエータと該転舵アクチュエータを制御するアクチュエータ制御装置とを備えたステアバイワイヤシステムで構成されている

ことを特徴とする車両。

【請求項 9】

前記キングピン軸は、前記タイヤ接地面内におけるタイヤ接地面中心とタイヤ接地面の前端との間を通るように設定したことを特徴とする請求項 7 又は 8 に記載の車両。

10

20

30

40

50

【請求項 10】

前記キングピン軸は、前記タイヤ接地面内におけるタイヤ接地面中心近傍を通るように設定したことを特徴とする請求項 9 に記載の車両。

【請求項 11】

前記サスペンション装置は、前記キングピン軸のキャストトレイルが、前記タイヤ接地面内に位置することを特徴とする請求項 7 から 10 のいずれか 1 項に記載の車両。

【請求項 12】

前記キングピン軸のキャストトレイルが路面と交差する交点が、タイヤ接地面中心とタイヤ接地面の前端との間に位置することを特徴とする請求項 11 に記載の車両。

【請求項 13】

前記サスペンション装置は、前記キングピン軸の傾角とスクラブ半径とで決まるサスペンションジオメトリをポジティブスクラブ領域に設定したことを特徴とする請求項 7 から 12 のいずれか 1 項に記載の車両。

【請求項 14】

前記直進性担保部は、セルフライニングトルクを算出して車両の直進性を担保することを特徴とする請求項 8 から 13 のいずれか 1 項に記載の車両。

【請求項 15】

前記直進性担保部は、車両の転舵輪の転舵状態に基づいてセルフライニングトルクを算出し、車両の直進性を担保することを特徴とする請求項 8 から 14 のいずれか 1 項に記載の車両。

【請求項 16】

前記直進性担保部は、算出したセルフライニングトルクにゲインを乗算して直進性担保指令値を算出することを特徴とする請求項 14 または 15 に記載の車両。

【請求項 17】

前記転舵制御装置は、コンプライアンスステアを推定して転舵輪の変位補正を行う転舵角制御部を有することを特徴とする請求項 7 から 16 のいずれか 1 項に記載の車両。

【請求項 18】

前記転舵制御装置は、前記ステアリングホイールを中立位置から操舵を開始したときに、初期転舵状態では、前記サスペンション装置自体の転舵応答性で高い転舵応答性を設定し、前記初期転舵状態を経過した転舵状態であるときに、前記直進性担保部による直進性担保制御によって必要とする転舵応答性を設定することを特徴とする請求項 7 から 17 のいずれか 1 項に記載の車両。

【請求項 19】

前記転舵応答性設定部は、前記ステアリングホイールを中立位置から操舵したときに、前記直進性担保部による直進性担保制御を遅らせる遅延制御部を備えていることを特徴とする請求項 8 から 18 のいずれか 1 項に記載の直進性担保部を備えた車両。

【請求項 20】

前記遅延制御部は、前記直進性担保部による直進性担保制御の開始を調整するゲイン調整部を有することを特徴とする請求項 19 に記載の車両。

【請求項 21】

前記遅延制御部は、直進性担保部による直進性担保制御を前記ステアリングホイールが中立位置を保持している状態から右又は左に操舵した操舵開始タイミングから 0 . 1 秒遅延させた後に開始させることを特徴とする請求項 19 に記載の車両。

【請求項 22】

前記遅延制御部は、前記直進性担保部による直進性担保制御を開始させる場合に、前記直進性担保制御をステップ状に開始させることを特徴とする請求項 19 から 21 のいずれか 1 項に記載の車両。

【請求項 23】

前記遅延制御部は、前記直進性担保部による直進性担保制御を開始させる場合に、前記直進性担保制御を徐々に開始させることを特徴とする請求項 20 から 22 のいずれか 1 項

10

20

30

40

50

に記載の車両。

【請求項 2 4】

前記転舵制御装置は、操舵角に応じた目標転舵角を演算する目標転舵角演算部と、該目標転舵角演算部で演算した目標転舵角に前記直進性担保部の直進性担保制御値を加える加算器と、該加算器の加算出力と前記転舵アクチュエータを構成する転舵モータの回転角度とを一致させるモータ指令電流を形成する転舵モータ制御部と、前記モータ指令電流に一致する前記転舵モータに供給するモータ駆動電流を形成する電流制御部とを備えていることを特徴とする請求項 7 から 2 3 のいずれか 1 項に記載の車両。

【請求項 2 5】

ステアリングホイールの操舵状態に応じて当該ステアリングホイールと機械的に分離された転舵輪を、アクチュエータを作動して転舵するステアバイワイヤシステムからなる転舵制御装置と、

前記転舵輪を取り付けるタイヤホイールを支持するホイールハブ機構と当該ホイールハブ機構を車体に支持するリンク部材とを有するサスペンション装置とを備え、

前記サスペンション装置は、リンク部材のアップピボット点とロアピボット点とを通るキングピン軸を前記ステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定し、

前記転舵制御装置を、

前記転舵輪の転舵状態に基づき車両の直進性を担保するためのセルフライニングトルクを算出し直進性を担保する指令値を算出する主直進性担保部と、

運転者の操舵角と転舵輪の転舵角とに基づき直進性を担保する指令値を算出する副直進性担保部とで構成し、

前記主直進性担保部及び前記副直進性担保部からの指令値により前記アクチュエータを作動させる

ことを特徴とする車両。

【請求項 2 6】

ステアリングホイールの操舵状態に応じてアクチュエータを作動させて転舵輪を転舵する転舵制御装置と、

前記転舵輪を車体に支持するサスペンション装置とを備え、

前記サスペンション装置は、タイヤを取り付けるタイヤホイールを支持するホイールハブ機構及び当該ホイールハブ機構を車体に支持する複数のリンク部材を含み、

前記リンク部材のアップピボット点とロアピボット点とを通るキングピン軸を前記ステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定し、

前記転舵制御装置は、

前記アクチュエータを作動させて転舵輪にセルフライニングのための復元力を発生することで転舵輪を転舵し、車両の直進性を担保する

ことを特徴とする車両。

【請求項 2 7】

ステアリングホイールの操舵状態に応じてステアリングホールと機械的に分離された転舵輪をアクチュエータを作動して転舵するステアバイワイヤシステムからなる転舵制御装置と、

前記転舵輪を取り付けるタイヤホイールを支持するホイールハブ機構と当該ホイールハブ機構を車体に支持するリンク部材とを有するサスペンション装置とを備え、

該サスペンション装置はリンク部材のアップピボット点とロアピボット点とを通るキングピン軸を前記ステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定し

、

前記転舵制御装置は、

前記転舵輪にセルフライニングのための復元力を発生することを特徴とする車両。

【請求項 2 8】

10

20

30

40

50

ステアリングホイールの操舵状態に応じてステアリングホールと機械的に分離された転舵輪を、アクチュエータを作動して転舵するステアパイワイヤシステムからなる転舵制御装置と、

前記転舵輪を車体に支持するリンク部材とを有するサスペンション装置とを備え、

該サスペンション装置はリンク部材のアップピボット点とロアピボット点とを通るキングピン軸を前記ステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定し、

前記転舵制御装置は、

車両の直進性を担保するためのセルフライニングトルクを前記転舵輪の転舵状態から算出し、

算出したセルフライニングトルクに基づき前記アクチュエータを作動させて転舵輪に復元力を付与する

ことを特徴とする車両。

【請求項 29】

転舵輪を車体に支持する複数のリンク部材からなるサスペンション装置のキングピン軸をステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定した転舵輪の制御方法であって、

ステアリングホイールの操舵状態に応じてアクチュエータにより前記転舵輪を転舵すると共に、

ステアリングホイール中立位置での前記転舵輪の転舵状態から車両の直進性を担保するセルフライニングトルクを算出し、

算出したセルフライニングトルクに基づき前記アクチュエータを作動させて前記転舵輪に車両の直進性を担保するセルフライニング力を付与し前記転舵輪を転舵する

ことを特徴とする車両の操舵制御方法。

【請求項 30】

タイヤを取り付けるタイヤホイールを支持するホイールハブ機構及び当該ホイールハブ機構を車体に支持する複数のリンク部材を含むサスペンション装置を、前記リンク部材のアップピボット点とロアピボット点とを通るキングピン軸をステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設置した転舵輪の制御方法であって、

ステアパイワイヤシステムによって、前記ステアリングホイールを操舵したときの操舵角の変位を検出し、検出結果に基づいて転舵輪を転舵させる転舵アクチュエータを制御すると共に、

前記ステアリングホイール中立位置での前記転舵輪の転舵状態から車両の直進性を担保するセルフライニングトルクを算出し、

算出したセルフライニングトルクに基づき、前記転舵アクチュエータを作動させて前記転舵輪に車両の直進性を担保するセルフライニング力を付与し前記転舵輪を転舵し、且つ

前記ステアリングホイールを中立位置から操舵を開始したときに、転舵開始初期に前記サスペンション装置自体の転舵応答性を初期転舵応答特性とし、初期設定時間経過後に前記転舵アクチュエータの前記サスペンション装置自体の直進性を担保する制御を開始することを特徴とする車両の操舵制御方法。

【請求項 31】

前記初期設定時間は 0 . 1 秒に設定されていることを特徴とする請求項 30 に記載の車両の操舵制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、直進性を担保することができる車両及びその操舵制御方法に関する。

【背景技術】

【0002】

10

20

30

40

50

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】

10

【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、従来の車両用の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、車両における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】

20

【0005】

以上の課題を解決するため、本発明に係る自動車の一態様は、転舵輪を転舵する転舵制御装置と、転舵輪を車体に懸架するサスペンション装置とを備え、サスペンション装置は、キングピン軸をステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定し、前記転舵制御装置は前記アクチュエータを作動させて転舵輪にセルフライニングのための復元力を発生することで転舵輪を転舵し、車両の直進性を担保する。

【発明の効果】

【0006】

本発明によれば、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ため、より小さいラック軸力で転舵を行うことができる。このため、例えばより小さい力で車輪の向きを制御できる。そして、車両の直進性は転舵制御装置で担保することができる。

30

したがって、車両の操縦性・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】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】サスペンション装置 1 B の構成を模式的に示す平面図である。

【図 4】サスペンション装置 1 B 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】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。

40

【図 6】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 7】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 8】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 9】キングピン軸の路面着点地点と横力との関係を示すグラフである。

【図 10】ポジティブスクラブとした場合のセルフライニングトルクを説明する概念図である。

【図 11】図 1 の転舵制御装置の具体的構成を示すブロック図である。

【図 12】セルフライニングトルクを推定するための発生トルク制御マップを示す図である。

50

【図 1 3】サスペンション装置の特性を示す図であって、(a)はキャスト角と応答性及び安定性との関係を示す図、(b)はキャストレイルと横力低減代及び直進性との関係を示す図である。

【図 1 4】第 2 の実施形態に係るサスペンション装置の斜視図である。

【図 1 5】図 1 1 の正面図である。

【図 1 6】図 1 1 の側面図である。

【図 1 7】図 1 1 の平面図である。

【図 1 8】第 2 の実施形態に適用し得るロアアームを示す平面図である。

【図 1 9】図 1 8 のロアアームを固定するサブフレームを示す斜視図である。

【図 2 0】応用例のサスペンションを示す斜視図、正面図及び側面図である。

10

【図 2 1】第 3 の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 2】本発明の第 3 の実施形態における転舵制御装置の一例を示すブロック図である。

【図 2 3】セルフライニングトルクを推定するための発生トルク制御マップを示す図である。

【図 2 4】サスペンション装置の特性を示す図であって、(a)はキャスト角と応答性及び安定性との関係を示す図、(b)はキャストレイルと横力低減代及び直進性との関係を示す図である。

【図 2 5】転舵応答特性を示す図であって、(a)は車両の応答特性の変化を示す特性線図、(b)は制御特性の切替タイミングを示す図である。

20

【図 2 6】転舵角制御処理手順の一例を示すフローチャートである。

【図 2 7】第 3 の実施形態における転舵制御部の変形例を示すブロック図である。

【図 2 8】第 3 の実施形態における転舵制御部の他の変形例を示すブロック図である。

【図 2 9】本発明の第 4 の実施形態における転舵制御部を示すブロック図である。

【図 3 0】第 4 の実施形態における転舵角制御処理手順の一例を示すフローチャートである。

【図 3 1】転舵応答性調整処理手順の一例を示すフローチャートである。

【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。

30

(第 1 実施形態)

(構成)

図 1 は、本発明の原理的構成である第 1 実施形態に係る自動車 C 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 を備えている。この車体 1 A には、車輪 W F R , W F L , W R R , W R L を支持するサスペンション装置 1 B と、前輪側の転舵輪 W F R 及び W F L を操舵する操舵装置 S S とが設けられている。

操舵装置 S S は、ステアリング機構 S M とこのステアリング機構に操舵補助力を与える電動パワーステアリング装置 E P とを備えている。

【0009】

40

ステアリング機構 S M は、入力側ステアリング軸 S S i 、出力側ステアリング軸 S S o 、ステアリングホイール S W 、ピニオンギア P G 、ラック軸 L S 、タイロッド T R を備えている。

入力側ステアリング軸 S S i には、車両後方側の先端にステアリングホイール S W が装着されている。そして、入力側ステアリング軸 S S i 及び出力側ステアリング軸 S S o は、車体 1 A に回転可能に支持されており、互いにトーションバー（図示せず）を介して連結されている。

【0010】

出力側ステアリング軸 S S o の車両前端側には、ピニオンギア P G が連結されており、このピニオンギア P G がラック軸 L S に形成されたラックギアに噛合してピニオンアンド

50

ラック機構が形成されている。このピニオンアンドラック機構では、ステアリングホイールSWの回転運動を車幅方向の直線運動に変換する。そして、ラック軸LSの両端と転舵輪WFR及びWRLとの間にそれぞれタイロッドTRが連結されている。これらタイロッドTRは、ラック軸LSの両端部と車輪WFR, WFL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。

【0011】

一方、電動パワーステアリング装置EPは、入力側ステアリング軸SSIに装着されたステアリングホイールSWの操舵角を検出する操舵角センサASと、入力側ステアリング軸SSI及び出力側ステアリング軸SSOとの回転角差に基づいて操舵トルクを検出する操舵トルクセンサTSと、出力側ステアリング軸SSOに対して操舵制御力を伝達する電動アクチュエータEAと、この電動アクチュエータEAの回転角を検出する回転角センサRSとを備えている。ここで、電動アクチュエータEAは、電動モータで構成され、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SSOの一部に形成されたギアに噛合しており、出力側ステアリング軸SSOを回転させる。

10

【0012】

また、電動パワーステアリング装置EPは、電動アクチュエータEAを駆動制御する転舵制御装置CTと、各車輪WFR~WRLの車輪速を検出する車輪速センサWSFR~WSRLと、車両状態パラメータ取得部CPとを備えている。

車両状態パラメータ取得部CPは、車輪速センサWFR~WRL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CP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CPは、取得した各パラメータを制御装置CSに出力する。

20

【0013】

転舵制御装置CTには、車両状態パラメータ取得部CPから入力される各パラメータの他、操舵角センサ4で検出した操舵角 δ 、操舵トルクセンサTSで検出した操舵トルクTs、回転角センサRSで検出したアクチュエータ回転角 α が入力されている。

この転舵制御装置CTは、パワーステアリング制御部PCと直進性担保部SGとを備えている。パワーステアリング制御部PCは、操舵トルクTsと車速Vとに基づいて目標補助操舵トルクを算出し、算出した目標操舵補助トルクに基づいて電動アクチュエータEAを駆動する駆動電流を算出し、この駆動電流を電動アクチュエータEAに供給して電動アクチュエータEAを駆動制御する。

30

【0014】

直進性担保部SGは、後述するようにサスペンション装置1Bの直進性を補完する直進性補完制御を行う。

車輪WFR, WFL, WRR, WRLは、ホイールハブ機構WH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、転舵輪となる前輪(車輪WFR, WFL)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WFR, WFLの向きが変化する。

【0015】

図2は、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は、図2のサスペンション装置1Bの構成を模式的に示す平面図である。図4は、図2のサスペンション装置1B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。

40

図2から図4に示すように、サスペンション装置1Bは、ホイールハブ機構WHに取り付けられた車輪17FR, 17FLを懸架しており、車輪17FR, 17FLを回転自在に支持する車軸(アクスル)32を有するアクスルキャリア33、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33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34を備えている。

【0016】

複数のリンク部材は、ロアリンク部材である第1リンク(第1リンク部材)37と第2

50

リンク（第2リンク部材）38、タイロッド（タイロッド部材）15、および、ストラット（バネ部材34およびショックアブソーバ40）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1Bはストラット式のサスペンションであり、バネ部材34およびショックアブソーバ40が一体となったストラットの上端が、車軸32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。）。ロアアームを構成する第1リンク37と第2リンク38は、車軸32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33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32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33との連結部を適宜「ロアピボット点」と称する。）。

10

【0017】

タイロッド15は、車軸32の下側に位置して、ラック軸14とアクスルキャリア33を連結し、ラック軸14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15により、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33に車幅方向の軸力が加えられ、アクスルキャリア33を介して車輪17FR、17FLが転舵される。

【0018】

本願発明においては、ステアリングホイール2の中立位置すなわち転舵輪17FL及び17FRが直進走行状態となっている状態で、上記サスペンション装置1Bのアッパーピボット点P1及びロアピボット点P2を結ぶキングピン軸KSを、キングピン軸KSの路面接地点がタイヤ接地面内に位置し、キャストトレイルがタイヤ接地面内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1B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KS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KS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変化することから、直進性を確保することができる。

20

【0019】

以下、サスペンション装置1Bにおけるサスペンションジオメトリについて詳細に検討する。

30

（ラック軸力成分の分析）

図5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5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。

【0020】

（タイヤの捻りトルク最小化）

図6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6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。

40

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6に示すように、タイヤ接地面中心の軌跡の変化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、後述するようにキャストトレイル0mm、スクラブ半径0mm以上のポジティブスクラブとすることが有効である。

【0021】

50

(キングピン傾角の影響)

図7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7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。

【0022】

なお、図7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0mm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。

【0023】

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7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。

【0024】

(ラック軸力の最小化例)

図8は、本実施形態に係るサスペンション装置1Bにおけるラック軸力の解析結果を示す図である。

図8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、キャストレイル0mm、スクラブ半径+10mmに設定した場合のラック軸力特性を示している。

なお、図8においては、サスペンション装置1B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。

図8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。

【0025】

このように、キャスト角を0度とすることは、サスペンション剛性を向上させることができ、また、キャストレイル0mmとすることは、キングピン軸KSの路面着地点と横力との関係を示す図9において符号3で示すように、キングピン軸KSの路面着地点がタイヤ接地面におけるタイヤ接地中心点(着地点)Oに一致させることを意味し、これにより大きな横力低減効果を向上させることができる。なお、タイヤ接地中心点(着地点)Oを含むタイヤ接地面内のキングピン軸KSの接地点が符号2及び符号4である場合にも、キングピン軸KSの接地点が符号1及び符号5で示すようにタイヤ接地面から前後方向に外れた位置とする場合に比較して横力を小さくすることができる。特に、キングピン軸KSの接地点がタイヤ接地中心点(着地点)より車両前方側とした場合の方がタイヤ接地中心点(着地点)より車両後方側とした場合に比較して横力を小さく抑制することができる。

【0026】

(ポジティブスクラブによる直進性確保)

図10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。この図10において、転舵時にタイヤ接地中心点(着地点)Oに車体の旋回外側に向かう遠心力が作用すると、この遠心力に抗するように旋回中心に向かう横力が発生する。なお、 θ は横すべり角である。

10

20

30

40

50

図10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、キャストトレイル、ニューマチックトレイルの和に比例して大きくなる。

【0027】

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、タイヤ中心を通るタイヤの横すべり角 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 c (図10参照)をキャストトレイルとみなすことができる。

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。

【0028】

(サスペンション設計例)

本出願人によれば、図2~4に示すサスペンション装置1Bの構成において、上記検討結果に従い、キングピン傾角13.8度、キャストトレイル0mm、スクラブ半径5.4mm(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86mmとした場合、ラック軸力を約30%低減できることを確認している。

【0029】

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KS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、キングピン軸KS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)はロアピボット点前方に位置する構成とする。

【0030】

次に、転舵制御装置CTの具体的構成を図11~図13について説明する。

パワーステアリング制御部PCは、図11に示すように、目標補助トルク電流指令値演算部TOとアクチュエータ電流制御部ACとを備えている。目標補助トルク電流指令値演算部TOは、操舵トルクセンサTSで検出した操舵トルクTsと車速Vとに基づいて制御マップを参照して操舵トルクTsに応じた目標補助トルク電流指令値 I_{t^*} を算出し、算出した目標補助トルク電流指令値 I_{t^*} を、加算器ADに出力する。この加算器ADでは、目標補助トルク電流指令値 I_{t^*} に後述する直進性担保用電流指令値 I_{sa^*} を加算して目標アクチュエータ電流 I_{a^*} を算出し、算出した目標アクチュエータ電流 I_{a^*} を減算器SBに出力する。この減算器SBにはアクチュエータ電流センサCSで検出される電動アクチュエータEAに供給されるアクチュエータ電流 I_{ad} がフィードバックされている。したがって、減算器SBで、目標アクチュエータ電流指令値 I_{a^*} からアクチュエータ電流 I_{ad} を減算して電流偏差 I を算出する。

【0031】

アクチュエータ電流制御部ACは、減算器SBから入力される電流偏差 I を例えばPID制御してアクチュエータ電流 I_{ad} を算出し、算出したアクチュエータ電流 I_{ad} を電動アクチュエータEAに出力する。

一方、直進性担保部SGでは、セルフアライニングトルク T_{sa} を算出し、算出したセルフアライニングトルク T_{sa} に基づいてサスペンション装置1Bの直進性を担保する直進性担保用電流指令値 I_{sa^*} を演算する。この直進性担保部SGの具体的構成は、左右の駆動輪駆動力を配分制御する駆動力制御装置DCから出力される左右輪の駆動力TR及びTLが入力されると共に、操舵トルクセンサTSで検出した操舵トルクTsが入力され、これらに基づいてセルフアライニングトルク T_{sa} を算出する。また、直進性担保部SGでは、算出したセルフアライニングトルク T_{sa} に所定電流ゲイン K_i を乗算して直進

10

20

30

40

50

性担保用電流指令値 I_{sa}^* ($= K_i \cdot T_{sa}$) を算出する。

【 0 0 3 2 】

ここで、直進性担保部 S G におけるセルフライニングトルク T_{sa} の算出は、先ず、左右輪の駆動力 T_R 及び T_L の駆動力差 T ($= T_L - T_R$) を算出し、算出した駆動力差 T をもとに図 1 2 に示す発生トルク推定制御マップを参照して、トルクステア現象で転舵時に発生する発生トルク T_h を推定する。

【 0 0 3 3 】

この発生トルク推定制御マップは、スクラブ半径が正である、すなわちポジティブスクラブである車両用に設定されている。この発生トルク推定制御マップは、図 1 2 に示すように、横軸に駆動力差 T を、縦軸に発生トルク T_h をそれぞれとり、駆動力差 T が零から正方向に増加する、すなわち、左輪駆動力 T_L が右輪駆動力 T_R を上回って増加するときには、これに比例して発生トルク T_h が零から車両を右旋回させる方向（正方向）に増加するように設定されている。一方、駆動力差 T が零から負方向に増加する、すなわち右輪駆動力 T_R が左輪駆動力 T_L を上回って増加するときには、これに比例して発生トルク T_h が零から車両を左旋回させる方向（負方向）に増加するように設定されている。

【 0 0 3 4 】

そして、直進性担保部 S G では、操舵トルクセンサ 5 で検出した操舵トルク T_s から発生トルク T_h を減じてセルフライニングトルク T_{sa} を算出する。

なお、セルフライニングトルク T_{sa} の算出は、上述したように左右の駆動力差 T に基づいて算出する場合に限らず、左右の制動力差に基づいて同様に算出することができる。また、セルフライニングトルク T_s の算出は、車両のヨーレートを検出するヨーレートセンサ及び車両の横加速度 G_y を検出する横加速度センサとを設け、車両の運動方程式に基づいてヨーレートの微分値と横加速度 G_y とに基づいて横力 F_y を算出し、この横力 F_y にニューマチックトレイル l_n を乗算することにより、算出することができる。さらには、ステアリングホイール S W の操舵角 δ と、セルフライニングトルク T_{sa} との関係性を車速 V をパラメータとして実測するか又はシミュレーションによって算出した制御マップを参照して操舵角センサ S A で検出した操舵角 δ と車速 V とに基づいてセルフライニングトルク T_{sa} を算出することもできる。

【 0 0 3 5 】

そして、直進性担保部 S G で算出した直進性担保用電流指令値 I_{sa}^* は、前述した加算器 A D に供給される。この加算器 A D では、目標補助トルク電流指令値演算部 T O で算出された目標補助トルク電流指令値 I^* に直進性担保用電流指令値 I_{sa}^* を加算して目標アクチュエータ電流指令値 I_a^* を算出し、算出した目標アクチュエータ電流指令値 I_a^* を減算器 S B に供給する。

【 0 0 3 6 】

したがって、転舵制御装置 C T のパワーステアリング制御部 P C では、ステアリングホイール S W に入力される操舵トルク T_s と車速 V とに応じて算出される目標補助トルク電流指令値 I_t^* に直進性担保部 S G で算出した直進性担保用電流指令値 I_{sa}^* が加算されて目標アクチュエータ電流指令値 I_a^* が算出される。

この目標アクチュエータ電流指令値 I_a^* に基づいて電動アクチュエータ E A が制御されるので、電動アクチュエータ E A で、ステアリングホイール S W に伝達される操舵力に応じた操舵補助トルクに加えて、サスペンション装置 1 B の直進性を担保する転舵トルクを発生し、これらを出力側ステアリング軸 S S o に伝達する。

【 0 0 3 7 】

また、上記実施形態では、サスペンション装置 1 B のキャスト角が零に設定されている。このキャスト角と転舵応答性と操縦安定性との関係は、図 1 3 (a) に示すように、キャスト角が零であるときには転舵応答性が高い状態となるが、操縦安定性を確保することはできない、すなわち、キャスト角に対する転舵応答性と操縦安定性とはトレードオフの関係が存在する。

【 0 0 3 8 】

10

20

30

40

50

一方、キングピン軸 K S の路面接地点位置と横力低減代及び直進性との関係は、図 1 3 (b) に示すようになる。すなわち、キングピン軸 K S の接地点がタイヤ接地面中心にある状態では、実線図示のように横力低減代が最大となる。しかしながら、直進性は破線図示のように確保できない状態となる。そして、キングピン軸 K S の接地点をタイヤ接地面中心から前方に移動させると、キングピン軸 K S の接地点がタイヤ接地面中心から離れるにしたがって、横力低減代は徐々に低減し、直進性は徐々に向上する。

【 0 0 3 9 】

その後、キングピン軸 K S の接地点がタイヤ接地面の前端に達すると、横力低減代は最大値の半分程度に減少し、逆に直進性は良好な状態になる。さらにキングピン軸 K S の接地点がタイヤ接地面の前端を超えて前方に移動すると、横力低減代は最大値の半分程度からさらに減少し、逆に直進性はさらに良好となる。

10

【 0 0 4 0 】

上記実施形態では、横力低減代を大きくするために、ステアリングホイール S W が中立位置にある状態で、キングピン軸 K S がタイヤ接地面内を通るように設定している。このため、サスペンション装置 1 B の直進性が低下した状態となっており、この直進性の低下分を直進性担保部 S G で電動アクチュエータ E A を制御することにより補完することができる。このため、上記第 1 の実施形態では、直進性担保部 S G によって、サスペンション装置 1 B での直進性の低下分を補って十分な直進性を確保することができる。

【 0 0 4 1 】

(作用)

20

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。

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 1 5 度以下) で設定する。

【 0 0 4 2 】

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の変化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。

30

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 K S 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。このため、サスペンション装置 1 B を構成する各リンク部材やラック軸の断面積を小さくことができ、サスペンション装置 1 B 自体を軽量化することができる。したがって、車両 1 も軽量化することができる。

【 0 0 4 3 】

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、前述した転舵制御装置 C T の直進性担保部 S G によるセルフアライニングトルク T_{sa} に基づく直進性補完制御により、サスペンション装置 1 B の直進性を担保することができる。したがって、車両の操縦性・安定性の向上を図ることができる。

40

【 0 0 4 4 】

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、電動アクチュエータ E A での転舵を行うことにより、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、電動アクチュエータ E A 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 4 5 】

50

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して、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 によれば、ステアリングホイールが中立位置にある状態で、キングピン軸がタイヤ接地面内を通るように設定しているため、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。

【 0 0 4 6 】

したがって、上記第 1 の実施形態では、より小さいラック軸力で転舵を行うことができると共に、より小さい力で車輪の向きを制御できるため、サスペンション装置の軽量化を図りながら操縦性・安定性を向上させることができる。

なお、本実施形態において、第 1 リンク 3 7、第 2 リンク 3 8、ショックアブソーバ 4 0 が複数のリンク部材に対応する。また、第 1 リンク 3 7 および第 2 リンク 3 8 がロアアームに対応し、バネ部材 3 4 およびショックアブソーバ 4 0 がストラット部材に対応する。

【 0 0 4 7 】

(第 1 実施形態の効果)

(1) キングピン軸を、ステアリングホイールの中立位置で、タイヤ接地面内を通るように設定した。

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ため、より小さいラック軸力で転舵を行うことができると共に、より小さい力で車輪の向きを制御できる。

したがって、本実施形態では、サスペンション装置の軽量化を図りながら車両の操縦性・安定性を向上させることができる。

【 0 0 4 8 】

(1) キングピン軸のキャストトレイルをタイヤ接地面内に位置させる構成とした。

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ため、より小さいラック軸力で転舵を行うことができると共に、より小さい力で車輪の向きを制御できる。

したがって、本実施形態では、サスペンション装置の軽量化を図りながら操縦性・安定性を向上させることができる。

【 0 0 4 9 】

(1) キングピン軸はタイヤ接地面内におけるタイヤ接地中心の近傍を通るように設定した。

これにより、キング軸周りのモーメントを最小とすることができるため、さらに小さいラック軸力で転舵を行うことができると共に、より小さい力で車輪の向きを制御できる。

したがって、本実施形態では、サスペンション装置の軽量化を図りながら操縦性・安定性を向上させることができる。

【 0 0 5 0 】

(2) 転舵制御装置に直進性担保部を設け、この直進性担保部で車両用のサスペンション装置の直進性を担保することとした。

したがって、例えば電動パワーステアリング装置における電動アクチュエータを利用して、本発明におけるキングピン軸の設定に対応する直進性担保制御を行うことができる。このため、本実施形態では、サスペンション装置の軽量化を図りながら、車両の操縦性・安定性の向上を図ることができる。

【 0 0 5 1 】

(2) 直進性担保部は、セルフライニングトルクを算出して直進性を担保するようにしている。

したがって、直進性担保部で、サスペンション装置の高応答性を確保することにより低下した直進性をセルフライニングトルクで担保することができ、操縦・安定性を向上させることができる。

10

20

30

40

50

【 0 0 5 2 】

(3) ストラット式のサスペンション機構に本発明における車両用サスペンション装置を適用することとした。

そのため、サスペンションを構成する部品点数をより少ないものとすることができ、本発明におけるキングピン軸の設定を容易に行うことが可能となる。

【 0 0 5 3 】

(4) ステアリングホイールが中立位置にある状態で、キングピン軸 K S の路面接地点がタイヤ接地面内に位置する設定とした車両用サスペンション装置のジオメトリ調整方法である。

これにより、キングピン軸 K S 周りのモーメントをより小さくすることができるため、より小さいラック軸力で転舵を行うことができると共に、より小さい力で車輪の向きを制御できる。

したがって、本実施形態では、サスペンション装置の軽量化を図りながら、車両の操縦性・安定性を向上させることができる。

【 0 0 5 4 】

(応用例 1)

第 1 実施形態では、キングピン軸 K S をステアリングホイールの中立位置でタイヤ接地面内を通るように設定し、またタイヤ接地面内にキャストレイルを設定するものとし、その一例として、キャス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、キングピン軸 K S をステアリングホイールの中立位置で、タイヤ接地面中心とタイヤ接地面の前端までの範囲を通るように限定し、また、キャス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。

【 0 0 5 5 】

(効果)

ステアリングホイールの中立位置でキングピン軸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を通るように設定し、またキャス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、上記構成では、サスペンション装置の軽量化を図りながら、車両の操縦性・安定性の向上を図ることができる。

【 0 0 5 6 】

(応用例 2)

第 1 実施形態においては、図 7 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。

【 0 0 5 7 】

(変形例)

なお、上記第 1 の実施形態においては、転舵制御装置 C T が、パワーステアリング制御部 P C と直進性担保部 S G とで構成される場合について説明した。しかしながら、本発明は、上記構成に限定されるものではなく、転舵制御装置 C S として、パワーステアリング制御部 P C を省略して直進性担保部 S G のみを設けるようにしてもよい。この場合には、図 1 1 の構成において、目標補助トルク電流指令値演算部 T O 及び加算器 A D を省略して、直進性担保部 S G から出力される直進性担保用電流指令値 I_{sa}^* を直接減算器 S B に入力するようによればよい。

【 0 0 5 8 】

また、上記第 1 の実施形態では、直進性担保部 S G でセルフライニングトルク T_{sa}

10

20

30

40

50

に基づいて直進性担保用電流指令値 I_{sa}^* を算出したが、これに限定されるものではなく、例えばセルフアライニングトルク T_{sa} の平均値で表される固定値を設定するようにしてもよい。

【0059】

(第2の実施形態)

次に、本発明の第2の実施形態を図14～図19について説明する。

この第2の実施形態では、サスペンション装置1Bの構成をより具体的にしたものでマルチリンクサスペンションに本願を適用したものである。

すなわち、第2の実施形態では、説明を簡単にするために、左右の転舵輪17FL及び17FRのうち左側の転舵輪17FLについて具体的構成を説明する。

【0060】

転舵輪17FLは、図14～図17に示すように、アクスル部材81によって回転自在に支持されている。このアクスル部材81は、上端部がストラット82を構成するショックアブソーバ83の外筒に固定され、下端がAアームで構成されるロアアーム84にボールジョイント85を介して連結されている。

そして、アクスル部材81には、上下方向の中央部にアクスルシャフト86が挿通支持され、このアクスルシャフト86に転舵輪17FLが固定されている。

【0061】

ストラットは前述した第1の実施形態と同様に上端部のアッパーピボット点P1で車体側の支持部に連結されている。

ロアアーム84は、図18に示すように、Aアームの構成を有し、中央部より車両後方に軽量化を図るための開口部84aが形成されている。このため、ロアアーム84は前後方向に柔構造であり、車両幅方向に剛構造とされている。

【0062】

そして、ロアアーム84の基部側の車両前後方向に離間した2箇所が弾性ブッシュ87a及び87bを介して図19に示すサブフレーム90のアーム取り付け部91に固定されている。

また、アクスル部材81の車両後方側には、ストラットの後方側を通るタイロッド15が連結され、このタイロッド15の他端がラック軸14に連結されている。

【0063】

また、ストラットの外筒における上端部には中央部が車体側部材に回動可能に支持されたスタビライザ92の一端が取り付けられている。

そして、サスペンション装置1Bのストラットの上端部のアッパーピボット点P1及びロアアーム84のアクスル部材81を支持するロアピボット点P2を結ぶキングピン軸KSの傾角、キャスト角、キャストトレイル、スクラブ半径、キングピンオフセット等については前述した第1の実施形態と同様に設定されている。

【0064】

したがって、この第2の実施形態においてもサスペンション装置1Bで前述した第1の実施形態と同様の作用効果を得ることができる。また、第2の実施形態では、第1の実施形態と同様にタイヤ接地面中心(着地点)に作用にする横力を小さくすることができるので、ロアアームに掛かる力を小さくすることができる。このため、ロアアームの剛性を低下させることができ、サスペンション装置の軽量化を図ることができる。

【0065】

(サスペンション装置変形例)

なお、サスペンション装置1Bとしては上述した第1及び第2の実施形態の構成に限定されるものではなく、図20(a)～(c)に示す構成を有するサスペンション装置を適用するようにしてもよい。すなわち、このサスペンション装置は、転舵輪17FL及び17FRを支持するハブ100を装着したアクスル部材101の上端にストラット102を構成するショックアブソーバ103の下端部に装着されたブラケット104が固定されている。また、アクスル部材101の下端には、変形Aアーム構成を有するロアアーム10

10

20

30

40

50

5の車体外側取り付け部がボールジョイント106を介して固定されている。

【0066】

そして、ロアアーム105の車両内側では、前方腕部105a及び後方腕部105bに分岐されており、前方腕部105aが図20(b)に示すように車体側部材に対して車幅方向の垂直面内で回動可能に弾性ブッシュ107aを介して支持され、後方腕部105bが図20(a)に示すように車体側部材に中心軸が上下方向となる弾性ブッシュ107bを介して支持されている。

さらに、アクスル部材101の車両後方側にタイロッド108を介してラック軸109が連結されている。

【0067】

この構成においても、ストラット102の上端のアップパーピボット点P1とアクスル部材101のロアアーム105との連結点であるロアピボット点P2とを結ぶキングピン軸KSの傾角、キャスト角、キャストトレイル、スクラブ半径、キングピンオフセット等については前述した第1の実施形態と同様に設定することにより、前述した第1の実施形態と同様の作用効果を得ることができる。しかも、サスペンション装置を図20の構成とすることで、サスペンション装置をより簡略化することができ、より低コスト化を図ることができる。

【0068】

次に、本発明の第3の実施形態を図21~26について説明する。

この第3の実施形態は、操舵装置としてステアバイワイヤシステムを備えた車両に本発明を適用したものであり、サスペンション装置の直進性をより確実に担保する構成とされている。

すなわち、図21において、自動車1は、車体1Aと、ステアバイワイヤシステムSBWとで構成されている。ステアバイワイヤシステムSBWは、ステアリングホイール2と、入力側ステアリング軸3と、操舵角センサ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回転角度センサ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、ラック軸14と、タイロッド15と、タイロッド軸力センサ16と、車輪17FR, 17FL, 17RR, 17RLと、車両状態パラメータ取得部21と、車輪速センサ24FR, 24FL, 24RR, 24RL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。

【0069】

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から入力された操舵入力に対し、操舵反力アクチュエータ6による操舵反力を加える。

【0070】

操舵角センサ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の回転角度すなわち運転者によりステアリングホイール2へ入力される操舵角 θ を検出する。そして、操舵角センサ4は、検出した入力側ステアリング軸3の操舵角 θ をコントロール/駆動回路ユニット26に出力する。

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。

【0071】

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

10

20

30

40

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。

【0072】

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回転角度センサ 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。

10

【0073】

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 に設置してあり、出力側ステアリング軸 10 の回転トルク（即ち、ラック軸 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。

【0074】

20

ピニオンギア 12 は、ラック軸 14 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ラック軸 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、ラック軸 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。

【0075】

ラック軸 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。

タイロッド 15 は、ラック軸 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。

30

タイロッド軸力センサ 16 は、ラック軸 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あり、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。

【0076】

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。

【0077】

40

車両状態パラメータ取得部 21 は、車輪速センサ 24FR, 24FL, 24RR, 24RL 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 21 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 21 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 26 に出力する。

【0078】

車輪速センサ 24FR, 24FL, 24RR, 24RL 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 21 およびコントロール/駆動回路ユニット 26 に出力する。

コントロール/駆動回路ユニット 26 は、自動車 1 全体を制御するものであり、各部に

50

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 27 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 27 等に出力する。

【 0 0 7 9 】

また、コントロール / 駆動回路ユニット 26 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 26 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回転角度センサ 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 13 によって検出されたピニオンギア 12 の回転角度を車輪の転舵角に換算したりする。

10

【 0 0 8 0 】

なお、コントロール / 駆動回路ユニット 26 は、操舵角センサ 4 によって検出された入力側ステアリング軸 3 の操舵角、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回転角度センサ 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 13 によって検出されたピニオンギア 12 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 26 は、メカニカルバックアップ 27 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 10 とを連結させる指示信号を出力する。

20

【 0 0 8 1 】

メカニカルバックアップ 27 は、コントロール / 駆動回路ユニット 26 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 10 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 10 への力の伝達を確保する機構である。ここで、メカニカルバックアップ 27 に対しては、通常時には、コントロール / 駆動回路ユニット 26 から、入力側ステアリング軸 3 と出力側ステアリング軸 10 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、操舵角センサ 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 10 とを連結させる指示が入力する。

30

【 0 0 8 2 】

なお、メカニカルバックアップ 27 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。

また、コントロール / 駆動回路ユニット 26 には、前述したように、操舵トルクセンサ 5 で検出する入力側ステアリング軸 3 の操舵トルク T_s と、車両状態パラメータ取得部 21 で取得した車速 V と、操舵反力アクチュエータ角度センサ 7 で検出した操舵反力アクチュエータ 6 の回転角 m_i と、転舵アクチュエータ回転角度センサ 9 で検出した転舵アクチュエータ 8 の回転角 m_o とが入力されている。さらに、コントロール / 駆動回路ユニット 26 には、車輪速センサ 24FR ~ 24RL で検出した各車輪の回転速度を表すパルス信号が入力されている。

40

【 0 0 8 3 】

このコントロール / 駆動回路ユニット 26 には、図 22 に示す転舵制御装置 50 が設けられている。この転舵制御装置 50 は、目標転舵角演算部 51、転舵角制御部 52、直進性補完部 53、外乱補償部 54、遅延制御部 56、転舵角偏差演算部 58、転舵モータ制御部 59、電流偏差演算部 60 及びモータ電流制御部 62 を備えている。

目標転舵角演算部 51 は、車速 V 及び操舵角センサ 4 で検出した操舵角 δ_s が入力され、これらに基づいて目標転舵角 δ^* を算出する。

【 0 0 8 4 】

転舵角制御部 52 は、コンプライアンスステアによる転舵輪 17FL 及び 17FR の舵角の変化量 f_l 及び f_r を算出する。これら変化量 f_l 及び f_r は、左右の駆動

50

輪である転舵輪 17FL 及び 17FR の駆動力を配分制御する駆動力制御装置 71 から出力される左右輪の駆動力 TL 及び TR とロアリンク 37 及び 38 のブッシュの撓みに応じたコンプライアンスステア係数 af とに基づいて下記 (1) 式及び (2) 式の演算を行うことにより算出する。そして、算出した変位量 fl 及び fr の変位量差を算出して転舵角制御値としてのコンプライアンスステア制御値 Ac (= fl - fr) を算出する。

$$f_l = a_f \cdot T_L \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$f_r = a_f \cdot T_R \quad \dots\dots\dots (2)$$

【0085】

直進性補完部 53 は、前述した第 1 の実施形態における直進性担保部 SG と同様に駆動輪駆動力を配分制御する駆動力制御装置 71 から出力されるからの左右輪の駆動力 TL 及び TR が入力されると共に、操舵トルクセンサ 5 で検出された操舵トルク Ts が入力され、これらに基づいてセルフライニングトルク Tsa を算出し、算出したセルフライニングトルク Tsa に所定舵角補正ゲイン Ksa を乗算して直進性担保値としてのセルフライニングトルク制御値 Asa (= Ksa · Tsa) を算出する。

10

【0086】

外乱補償部 54 は、操舵トルクセンサ 5 からの操舵トルク Ts、転舵アクチュエータ回転角度センサ 9 からの回転角 mo、及びモータ電流検出部 61 からのモータ電流 imr が入力され、車両に入力される外乱を周波数帯域毎に分離してそれぞれ推定し、これらの外乱を抑制するための外乱補償値 Adis を算出する。

20

【0087】

この外乱補償部 54 では、特開平 2007 - 237840 号公報に記載されているように、運転者による操舵入力である操舵トルク Ts と転舵アクチュエータ 8 による転舵入力を制御入力とし、実際の操舵状態量を制御量とするモデルにおいて、前記制御入力をローパスフィルタに通した値と、前記制御量を前記モデルの逆特性と前記ローパスフィルタに通した値との差に基づいて外乱を推定する複数の外乱推定部を有する。各外乱推定部は、ローパスフィルタのカットオフ周波数を異ならせることにより、外乱を複数の周波数帯域毎に分離する。

【0088】

そして、外乱補償部 54 及び直進性補完部 53 で算出された外乱補償値 Adis 及びセルフライニングトルク制御値 Asa が加算器 55a で加算される。この加算器 55a の加算出力と転舵角制御部 52 で演算されたコンプライアンスステア制御値 Ac とが加算器 55b で加算されて直進性担保制御値 a を算出する。この直進性担保制御値 a は、遅延制御部 56 に供給される。

30

【0089】

ここで、図 22 に示すように、転舵角制御部 52、直進性補完部 53、外乱補償部 54 及び加算器 55a、55b で直進性担保部 SG を構成し、この直進性担保部 SG と以下に述べる遅延制御部 56 とで転舵応答性設定部 SRS を構成している。

遅延制御部 56 は、図 22 に示すように、操舵開始検出部 56a、単安定回路 56b、ゲイン調整部 56c 及び乗算器 56d を有する。

40

【0090】

操舵開始検出部 56a は、操舵角センサ 4 で検出した操舵角 s に基づいて中立位置を維持する状態から右操舵又は左操舵したタイミングを検出して中立状態からの操舵開始を表す操舵開始信号 SS を単安定回路 56b に出力する。

また、単安定回路 56b は操舵開始検出部 56a から出力される操舵開始信号に基づいて所定の遅延時間例えば 0.1 秒の間オン状態となる制御開始遅延信号をゲイン調整部 56c に出力する。

【0091】

ゲイン調整部 56c は、制御開始遅延信号がオン状態であるときに、制御ゲイン Ga を “0” に設定し、制御開始遅延信号がオフ状態であるときに制御ゲイン Ga を “1” に設

50

定し、設定した制御ゲイン G_a を乗算器 56d に出力する。

乗算器 56d では、直進性担保部 SG から出力される直進性担保制御値 a が入力され、この直進性担保制御値 a に制御ゲイン G_a を乗算し、乗算結果を目標転舵角演算部 51 からの目標転舵角 δ^* が入力された加算器 56e に供給する。

【0092】

したがって、遅延制御部 56 では、操舵開始検出部 56a で中立状態を維持している状態から右操舵又は左操舵を行った操舵開始状態を検出したときに、直進性担保部 SG で算出された直進性担保制御値 a を目標転舵角 δ^* に加算する直進性担保制御を単安定回路 56b で設定される所定時間例えば 0.1 秒間停止させるようにゲイン調整部 56c で、直進性担保制御値 a に乗算する制御ゲイン G_a を “0” に設定する。そして、ゲイン調整部 56c では、0.1 秒経過後に単安定回路 56b の出力信号がオフ状態に反転すると、ゲイン調整部 56c で、直進性担保制御値 a を目標転舵角 δ^* に加算する直進性担保制御を開始するように制御ゲイン G_a を “1” に設定する。

10

【0093】

また、遅延制御部 56 は、ステアリングホイール 2 の操舵が継続されているときには、操舵開始検出部 56a で中立状態からの操舵開始を検出しないので、単安定回路 56b の出力がオフ状態を維持することにより、ゲイン調整部 56c で制御ゲイン G_a が “1” に設定される。このため、直進性担保部 SG で演算された直進性担保制御値 a をそのまま加算器 56e に供給する。このため、目標転舵角 δ^* に直進性担保制御値 a が加算されて直進性担保制御が行われる。

20

【0094】

転舵角偏差演算部 58 は、加算器 56c から出力される目標転舵角 δ^* に直進性担保制御値 a が加算された加算後目標転舵角 $\delta^* + a$ からアクチュエータ 8 を構成する転舵モータ 8a のアクチュエータ回転角度センサ 9 から出力される実転舵角 r を減算して転舵角偏差 δ を算出し、算出した転舵角偏差 δ を転舵モータ制御部 59 に出力する。

転舵モータ制御部 59 は、入力される角度偏差 δ が零となるようにアクチュエータ 8 を構成する転舵モータ 8a の目標駆動電流 i_m^* を算出し、算出した目標駆動電流 i_m^* を電流偏差演算部 60 に出力する。

【0095】

電流偏差演算部 60 は、入力される目標駆動電流 i_m^* からアクチュエータ 8 を構成する転舵モータ 8a に供給するモータ電流を検出するモータ電流検出部 61 から出力される実モータ駆動電流 $i_m r$ を減算して電流偏差 i を算出し、算出した電流偏差 i をモータ電流制御部 62 に出力する。

30

モータ電流制御部 62 は、入力される電流偏差 i が零となるように、すなわち、実モータ駆動電流 $i_m r$ が目標駆動電流 i_m^* に追従するようにフィードバック制御し、実モータ駆動電流 $i_m r$ を転舵モータ 8a に出力する。

【0096】

ここで、転舵角偏差演算部 58、転舵モータ制御部 59、電流偏差演算部 60、モータ電流検出部 61、モータ電流制御部 62 でアクチュエータ制御装置 63 が構成されている。このアクチュエータ制御装置 63 は、転舵アクチュエータ 8 を構成する転舵モータ 8a の回転角度を検出する転舵アクチュエータ回転角度センサ 9 で検出した回転角度 r が目標転舵角 δ^* と一致するように制御する。このため、車両が直進走行状態であって、目標転舵角 δ^* が “0” となったときに、この目標転舵角 δ^* に回転角度 r が一致するように制御するので、前述した直進性担保部 SG を主直進性担保部としたときに、副直進性担保部を構成することになる。

40

【0097】

(第3の実施形態の動作)

次に、上記第3の実施形態の動作を図24及び図25を伴って説明する。

今、ステアリングホイール2を中立位置に保持して直進走行しているものとする。

この直進走行状態では、目標転舵角演算部51で演算される目標転舵角 δ^* が零となる

50

。このとき、ステアリングホイール 2 が中立位置を保持しているため、左右の駆動輪となる転舵輪 17FL 及び 17FR の駆動力又は制動力が等しくなる。このため、転舵角制御部 52 で前記 (1) 式及び (2) 式で算出されるコンプライアンスステアによる転舵輪 17FL 及び 17FR の舵角の変位量 f_l 及び f_r は等しい値となる。このため、コンプライアンスステア補正量 A_c は変位量 f_l から変位量 f_r 減算した値であるため、コンプライアンスステア補正量 A_c は零となる。

【0098】

同様に、直進性補完部 53 でも、駆動力 T_L 及び T_R が等しいので、駆動力差 T が零となることにより、図 23 に示す発生トルク推定制御マップを参照して算出される発生トルク T_h も零となる。一方、直進走行状態でステアリングホイール 2 を操舵していないので、操舵トルク T_s も零であり、セルフライニングトルク T_{sa} も零となっており、セルフライニングトルク制御値 A_{sa} も零となる。

10

【0099】

一方、外乱補償部 54 では、外乱を抑制する回覧補償値 A_{dis} が算出される。したがって、直進性担保制御値 a は回覧補償値 A_{dis} のみの値となる。この直進性担保制御値 a が遅延制御部 56 の乗算器 56d に供給される。

【0100】

この遅延制御部 56 では、操舵開始検出部 56a で操舵開始が検出されないため、単安定回路 56b の出力はオフ状態を維持する。このため、ゲイン調整部 56c では制御ゲイン G_a が “1” に設定され、この制御ゲイン G_a が乗算器 56d へ供給される。この乗算器 56d からは、直進性担保制御値 a がそのまま加算器 56e に供給されて、零の目標転舵角 δ^* に加算される。したがって、外乱補償値 A_{dis} に応じた加算後目標転舵角 $\delta^* + a$ が算出され、この加算後目標転舵角 $\delta^* + a$ に一致するようにアクチュエータ 8 の転舵モータ 8a の転舵角が制御される。このため、外乱の影響を除去した直進走行を行うことができる。

20

【0101】

したがって、路面の段差や前輪 17FR 及び 17FL の路面摩擦係数が異なることなどにより、路面からの入力による外乱によって前輪 17FR 及び 17FL が転舵された場合には、転舵アクチュエータ 8 が回転される。これに応じて転舵アクチュエータ回転角度センサ 9 で検出される回転角 m_o が変化することにより、この回転角 m_o の変化に応じた外乱補償値 A_{dis} が出力される。

30

【0102】

このため、外乱補償値 A_{dis} にしたがって転舵アクチュエータ 8 が制御されて、サスペンション装置 1B の路面入力による転舵に抗するトルクを発生することができる。したがって、直進性担保部 SG でサスペンション装置 1B の直進性を担保することができる。

また、車両の直進走行状態で、外乱補償部 54 で外乱を検出していない場合には、直進性担保部 SG で算出される直進性担保制御値 a が零となり、目標転舵角演算部 51 から出力される目標転舵角 δ^* も零となるため、加算器 56e から出力される加算後目標転舵角 $\delta^* + a$ も零となる。

【0103】

40

このため、アクチュエータ制御装置 63 によって、転舵アクチュエータ 8 を構成する転舵モータ 8a に転舵角変位が生じると、この転舵角変位を解消するようにアクチュエータ制御装置 63 でモータ電流 i_{mr} を出力するので、転舵輪 17FR 及び 16FL が直進走行状態の転舵角に戻される。したがって、アクチュエータ制御装置 63 で直進性を担保することができる。

【0104】

ところが、ステアリングホイール 2 を中立位置に保持した直進走行状態を維持している状態からステアリングホイール 2 を右 (又は左) に操舵する状態となると、この直進走行状態からの操舵による旋回状態への移行が操舵開始検出部 56a で検出される。

このため、単安定回路 56b から所定時間例えば 0.1 秒間オン状態となる制御遅延信

50

号がゲイン調整部 56c に出力される。したがって、ゲイン調整部 56c で、制御遅延信号がオン状態を継続している間制御ゲイン G_a が “0” に設定される。このため、乗算器 56d から出力される乗算出力は “0” となり、直進性担保制御値 a の加算器 56e への出力が停止される。

【0105】

したがって、ステアリングホイール 2 の中立位置から操舵を開始した時点から 0.1 秒の初期応答期間 T_1 の間は制御ゲイン G_a が “0” に設定されるので、乗算器 56d から出力される乗算出力が “0” となり、目標転舵角 δ^* に対する直進性担保制御が図 25 (b) で実線図示のように停止される。

このため、操舵角センサ 4 で検出した操舵角 δ_s が目標転舵角演算部 51 に供給され、この目標転舵角演算部 51 で演算された目標転舵角 δ^* がそのまま転舵角偏差演算部 58 に供給される。このため、目標転舵角 δ^* に一致するように転舵モータ 8a が回転駆動される。この間、直進性担保部 SG における直進性担保制御が停止される。

10

【0106】

したがって、初期応答期間 T_1 では、キングピン軸 KS の路面接地点がタイヤの接地面内の接地中心位置に設定され、且つキャスター角が零に設定されたサスペンション装置 1B による転舵が開始される。

このとき、サスペンション装置 1B のキャスター角が零に設定されている。このキャスター角と転舵応答性と操縦安定性との関係は、図 24 (a) に示すように、キャスター角が零であるときには転舵応答性が高い状態となるが、操縦安定性を確保することはできない、すなわち、キャスター角に対する転舵応答性と操縦安定性とはトレードオフの関係が存在する。

20

【0107】

このため、中立位置から操舵を開始した初期状態では、ステアパイワイヤ制御による直進性担保制御は実行されないことにより、この初期転舵をサスペンション装置 1B が賄うことになる。

この初期応答期間 T_1 では、サスペンション装置 1B は、上述したように、キャスター角が零あり、操縦応答性が高いので、図 25 (a) で実線図示の特性線 L1 で示すように、一点鎖線図示の特性線 L2 で示す一般的なステアパイワイヤ形式の操舵系を有する車両における転舵応答特性 (ヨーレイト) より高い転舵応答特性 (ヨーレイト) とすることができる。このとき、運転者のステアリングホイール 2 の操舵による操舵角変化に対応した転舵角変化となるので、運転者に違和感を与えることはない。

30

【0108】

ところが、サスペンション装置 1B による転舵応答性のみで初期応答期間 T_1 を越えて転舵を継続すると、図 25 (a) で破線図示の特性線 L3 のように中期応答帰還 T_2 及び後期応答期間 T_3 で操舵による車両の転舵応答性が敏感になる。また、中期応答期間 T_2 から後期応答期間 T_3 に掛けての車両の内側への巻き込み現象が大きくなってしまふ。

【0109】

このため、上記第 3 の実施形態では、図 25 (b) に示すように、初期応答期間 T_1 が経過する例えば 0.1 秒後に、転舵角制御部 52、直進性補完部 53 及び外乱補償部 54 で構成される直進性担保部 SG による目標転舵角 δ^* に対する直進性担保制御がステップ状に開始される。このため、サスペンション装置 1B による車両の転舵応答性を抑制して車両のふらつきを抑制するとともに、図 24 (b) で点線図示のように、ステアパイワイヤ制御によってサスペンション装置 1B の直進性を補完して、操縦安定性を確保することができる。

40

【0110】

その後、中期応答期間 T_2 が終了する例えば 0.3 秒経過後には、直進性担保部 SG による直進性担保制御により一般的な車両の転舵応答特性に比較しても転舵応答特性をより抑制してアンダーステア傾向とすることができる。これにより、図 25 (a) で実線図示の特性線 L1 で示すように、操縦安定性を向上させることができ、特性線 L1 で示す理想

50

的な車両の転舵応答特性を実現することができる。

【0111】

以上のように、本実施形態に係る車両の操舵装置によれば、サスペンション装置1Bにおいて、タイヤ接地面内にキャストレイルを設定しているため、キングピン軸KS周りのモーメントをより小さくすることができる。

したがって、第3の実施形態でも、より小さいラック軸力で転舵を行うことができると共に、より小さい力で車輪の向きを制御できるため、転舵応答性を向上させることができる。

【0112】

このように、上記第3の実施形態では、少なくともキングピン軸KSがタイヤ接地面内を通るように設定することにより、サスペンション装置1B自体が転舵応答性を向上させた構成とされ、これに加えてステアバイワイヤシステムSSの直進性担保部SGによって転舵特性を制御する転舵角制御、直進性補完及び外乱補償を行ってサスペンション装置1Bの直進性を担保している。

【0113】

このため、ステアリングホイール2を中立位置に保持している状態から右又は左操舵を行った場合に、初期応答期間T1ではサスペンション装置1B自体の高い転舵応答性を利用して高応答性を確保する。その後、初期応答期間T1を経過して中期応答期間T2に入ると、転舵応答性を重視するよりは操縦安定性を重視する必要があり、ステアバイワイヤシステムSBWにおける遅延制御部56のゲイン調整部56cで制御ゲインGaが“1”に設定されることにより、直進性担保部SGで算出した直進性担保制御値aによる直進性担保制御を開始する。

【0114】

このため、転舵角制御、直進性補完、及び外乱補償等の直進性担保制御が開始されることにより、サスペンション装置1Bによる高い転舵応答性を抑制して操縦安定性を確保する。さらに、後期応答期間T3では、車両の内側への巻き込み現象を抑制するように転舵応答性をさらに低減させてアンダーステア傾向として車両のふらつきをより抑制して理想的な転舵応答性制御を確立することができる。

【0115】

さらに、転舵角制御部52を備えて、コンプライアンスステアによる転舵輪17FL及び17FRの変位量を考慮した直進性担保制御を行うことができる。このため、ロアリンク部材である第1リンク37及び第2リンク38の車体1A側の支持部に介挿されるブッシュの剛性を弱く設定することが可能であり、第1リンク37及び第2のリンク38を通じて路面から車体1Aへの振動伝達率を低下させて乗心地を向上させることができる。

【0116】

なお、上記第3の実施形態においては、転舵制御装置50をハードウェアで構成する場合について説明したが、これに限定されるものではなく、例えば目標転舵角演算部51、直進性担保部SGを例えばマイクロコンピュータ等の演算処理装置で構成し、この演算処理装置で、図26に示す転舵制御処理を実行するようにしてもよい。

【0117】

この転舵制御処理は、図26に示すように、まず、ステップS1で、車速V、操舵角センサ4で検出した操舵角 δ 、アクチュエータ回転角度センサ9で検出した回転角 $m\theta$ 、駆動力制御装置71の左右輪の駆動力 T_L 、 T_R 、操舵トルクセンサ5で検出した操舵トルク T_s 等の演算処理に必要なデータを読み込む。次いで、ステップS2に移行して、操舵角センサ4で検出した操舵角 δ に基づいてステアリングホイール2が中立位置を保持している状態から右又は左に操舵された操舵開始状態であるか否かを判定し、操舵開始状態ではないときにはステップS3に移行する。

【0118】

このステップS4では、操舵開始制御状態であることを表す制御フラグFが“1”にセットされているか否かを判定し、制御フラグFが“0”にリセットされているときには、

10

20

30

40

50

ステップS 4に移行して、制御ゲインG aを“ 1 ”に設定してからステップS 5に移行する。

このステップS 5では、前述した目標転舵角演算部5 1と同様に車速Vと操舵角 δ に基づいて目標転舵角 δ*を算出する。

【 0 1 1 9 】

次いで、ステップS 6に移行して、前述した転舵角制御部5 2と同様に、左右輪の駆動力T L及びT Rにコンプライアンスステア係数s fを乗算してコンプライアンスステアによる転舵輪1 7 F L及び1 7 F Rの変位量 δ l及び δ rを算出し、これらに基づいてコンプライアンスステア制御値A cを算出する。

【 0 1 2 0 】

次いで、ステップS 7に移行して、前述した直進性補完部5 3と同様に、左右輪の駆動力T L及びT Rの駆動力差 T (= T L - T R)に基づいて図1 2に示す発生トルク推定制御マップを参照して、トルクステア現象で転舵時に発生する発生トルクT hを推定する。そして、この発生トルクT hを操舵トルクT sから減算してセルフアライニングトルクT s aを算出し、このセルフアライニングトルクT s aに所定ゲインK s aを乗算してセルフアライニングトルク制御値A s aを算出する。

【 0 1 2 1 】

次いで、ステップS 8に移行して、転舵アクチュエータ回転角度センサ9からのモータ回転角 θ m o、操舵トルクT s及びモータ電流検出部6 1で検出したモータ電流i m rに基づいて車両に入力される外乱を周波数帯域毎に分離してそれぞれ推定し、これらの外乱を抑制するための外乱補償値A d i sを算出する。

次いで、ステップS 9に移行して、目標転舵角 δ*と、コンプライアンスステア制御値A cと、セルフアライニングトルク制御値A s aと、外乱補償値A d i sとに基づいて下記(3)式の演算を行って加算後目標転舵角 δ*aを算出する。

δ*a = δ* + G a (A c + A s a + A d i s) (3)

【 0 1 2 2 】

次いで、ステップS 1 0に移行して、ステップS 9で算出した加算後目標転舵角 δ*aを図1 8における転舵角偏差演算部5 8に出力してから前記ステップS 1に戻る。

また、ステップS 2の判定結果が操舵開始状態であるときにはステップS 1 1に移行して、制御フラグFを“ 1 ”にセットしてからステップS 1 2に移行する。さらに、ステップS 3の判定結果が、制御フラグFが“ 1 ”にセットされているときに直接ステップS 1 2に移行する。

【 0 1 2 3 】

このステップS 1 2では、予め設定された遅延時間(例えば0 . 1秒)が経過したか否かを判定する。このとき、遅延時間が経過していないときには、ステップS 1 3に移行し、制御ゲインG aを“ 0 ”に設定してから前記ステップS 5に移行して、目標転舵角 δ*を算出する。

また、ステップS 1 2の判定結果が、所定の遅延時間(例えば0 . 1秒)が経過したときには、ステップS 1 4に移行して、制御フラグFを“ 0 ”にリセットしてから前記ステップS 4に移行して、制御ゲインG aを“ 1 ”に設定する。

【 0 1 2 4 】

この図2 6に示す転舵指令角度演算処理でも、ステアリングホイール2が中立位置に保持されている状態から右又は左に操舵が開始された操舵開始状態ではないときには、目標転舵角 δ*にコンプライアンスステア制御値A c、セルフアライニングトルク制御値A s a及び外乱補償値A d i sを加算した直進性担保制御値 δ aを目標転舵角 δ*に加算する直進性担保制御が行われる。

【 0 1 2 5 】

これに対して、ステアリングホイール2が中立位置に保持されている状態から右又は左に操舵が開始された操舵開始状態であるときには、予め設定された遅延時間が経過するまでは、制御ゲインG aが“ 0 ”に設定されるため、直進性担保制御が停止される。このた

10

20

30

40

50

め、目標転舵角 δ^* のみが転舵角偏差演算部 5 8 に出力され、これによって転舵アクチュエータ 8 を構成する転舵モータ 8 a が回転駆動される。このため、初期転舵応答性はサスペンション装置自体の高転舵応答性が設定されることになり、高転舵応答性を得ることができる。

【 0 1 2 6 】

その後、遅延時間が経過すると、制御ゲイン G_a が “ 1 ” に設定されるため、目標転舵角 δ^* にコンプライアンスステア制御値 A_c 、セルフアライニングトルク制御値 A_{sa} 及び外乱補償値 A_{dis} が加算された直進性担保制御値 a を目標転舵角 δ^* に加えた値によって転舵アクチュエータ 8 を構成する転舵モータ 8 a を回転駆動する。このため、サスペンション装置 1 B の高転舵応答性が抑制されると共に、サスペンション装置 1 B の直進性が担保されて、理想的な転舵応答特性を得ることができる。

10

【 0 1 2 7 】

この転舵制御処理でも、車両の直進走行状態では、目標転舵角 δ^* が零となり、外乱が生じない場合には、この目標転舵角 δ^* が直接図 2 2 の転舵角偏差演算部 5 8 に供給されるので、前述したと同様にアクチュエータ制御装置 6 3 によって直進性が担保される。

この図 2 2 の処理において、ステップ S 5 の処理が目標転舵角演算部 5 1 に対応し、ステップ S 6 の処理が転舵角制御部 5 2 に対応し、ステップ S 7 の処理が直進性補完部 5 3 に対応し、ステップ S 5 ~ S 7 の処理が直進性担保部に対応しステップ S 2 ~ S 4、S 1 1 ~ S 1 4 の処理が遅延制御部 5 6 に対応し、ステップ S 2 ~ 1 4 の処理が転舵応答性設定部 S R S に対応している。

20

【 0 1 2 8 】

また、上記第 3 の実施形態においては、直進性担保部 S G を転舵角制御部 5 2、直進性補完部 5 3 及び外乱補償部 5 4 で構成する場合について説明したが、これに限定されるものではなく、転舵角制御部 5 2、直進性補完部 5 3 及び外乱補償部 5 4 の何れか 1 つ又は 2 つを省略するようにしてもよい。

【 0 1 2 9 】

(第 3 の実施形態の効果)

(1) ステアリングホイールの操舵状態に応じてアクチュエータを作動させて転舵輪を転舵する転舵制御装置と、前記転舵輪を車体に支持するサスペンション装置とを備えている。サスペンション装置は、ステアリングホイールが中立位置にあるときに、キングピン軸の路面接地点をタイヤ接地面内に位置させるように設定されている。また、前記転舵制御部は、前記サスペンション装置の直進性を担保する直進性担保部を備えている。

30

【 0 1 3 0 】

これにより、サスペンション装置の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ため、より小さいラック軸力で転舵を行うことができると共に、より小さい力で車輪の向きを制御できる。

したがって、転舵応答性を向上させることができる。このとき、キャスト角を零近傍の値とすることにより、転舵応答性をより高めたサスペンション装置を構成することができる。

【 0 1 3 1 】

そして、サスペンション装置の転舵応答性を確保することによる直進性の低下を直進性担保部で担保することができる。

40

また、直進性担保部を転舵アクチュエータとアクチュエータ制御装置とを備えたステアバイワイヤシステムで構成するようにしているので、直進性担保部を独立して設ける必要がなく、構成を簡略化することができる。

しかも、直進性担保部としては、転舵応答特性設定部 S R S の直進性担保部 S G が主直進性担保部となり、アクチュエータ制御装置 6 3 が副直進性担保部となるので、双方の直進性担保部によって、サスペンション装置の直進性を確実に担保することができる。

【 0 1 3 2 】

ステアリングホイールが中立位置を保持している状態から右又は左に操舵されたときに

50

、遅延制御部により直進性担保部の直進性担保制御を遅らせることにより、初期応答特性をサスペンション装置自体の転舵応答性で賄って高転舵応答性を確保する。その後、サスペンション装置自体の転舵応答性を直進性担保部による直進性担保制御で調整することにより、理想的な転舵応答性を確保することができる。

【0133】

(2) 直進性担保部は、少なくともコンプライアンスステアを推定して転舵輪の変位補正を行うようにした。

したがって、サスペンション装置を構成するロアアームの車体側支持部に介挿したブッシュの剛性を低下させることが可能となり、車両の乗心地を向上させることができる。

【0134】

(3) 直進性担保部は、セルフアライニングトルクを算出して直進性を担保している。

したがって、直進性担保部で、サスペンション装置の高応答性を確保することにより低下した直進性をセルフアライニングトルクで担保することができ、操縦・安定性を向上させることができる。

【0135】

(4) ステアリングホイールを中立位置から操舵を開始したときに、前記ステアパイワイヤシステムの転舵応答性設定部によって、転舵開始初期に前記サスペンション装置自体の転舵応答特性を初期転舵応答特性とし、初期設定時間経過後に前記ステアパイワイヤシステムの直進性担保部で前記転舵アクチュエータの前記サスペンション装置自体の直進性を担保する制御を開始する。

これにより、転舵開始初期にサスペンション装置の高い転舵応答特性を確保し、初期設定時間経過後に直進性担保部で前記転舵アクチュエータの前記サスペンション装置自体の直進性を担保する制御を行うことができ、理想的な転舵応答特性を得ることができる。

【0136】

(4) 前記転舵応答性設定部は、前記ステアリングホイールを中立位置から操舵したときに、初期操舵状態では、前記サスペンション装置自体の転舵応答性で高い転舵応答性を設定し、前記初期操舵状態を経過した操舵状態であるときに、前記直進性担保部による直進性担保制御によって必要とする転舵応答性を設定している。

したがって、サスペンション装置を高い転舵応答特性とし、サスペンション装置の直進性を直進性担保部で担保することで、理想的な転舵応答特性を確保することができる。

【0137】

(5) 前記転舵応答性設定部は、ステアリングホイールの中立位置から操舵開始したときに、前記直進性担保部による直進性担保制御の開始を遅らせる遅延制御部を備えている。

このため、遅延制御部で、直進性担保部による直進性担保制御の開始を遅らせるので、初期転舵応答特性をサスペンション装置自体の高転舵応答性とすることができる。

【0138】

(5) 前記遅延制御部は、前記直進性担保部による直進性担保制御の開始を調整するゲイン調整部を有している。

これにより、ゲイン調整部で、例えば直進性担保制御における直進性担保制御値に対するゲインを“0”に設定することにより、直進性担保制御を行わず、ゲインを“0”より大きい値例えば“1”に設定することにより、直進性担保制御を開始することができる。このため、ゲイン調整部を設けることにより、直進性担保制御の開始の調整を容易に行うことができる。

【0139】

(6) 前記遅延制御部は、直進性担保部による直進性担保制御を前記ステアリングホイールが中立位置を保持している状態から右又は左に操舵した操舵開始タイミングから0.1秒遅延させた後に、前記直進性担保部による直進性担保制御を開始させる。

したがって、初期転舵応答特性をサスペンション装置自体の高転舵応答特性を有効に利用することができ、0.1秒の初期期間が経過した後に直進性担保部による直進性担保制御を開始させて、理想的な転舵応答特性を得ることができる。

10

20

30

40

50

【0140】

(7) 前記遅延制御部は、前記直進性担保部による直進性担保制御を開始させる場合に、前記直進性担保制御をステップ状に開始させる。

このため、制御開始時点で直ちに転舵角制御や直進性補完によって転舵応答特性を調整することができる。

【0141】

(8) 前記遅延制御部は、前記直進性担保部による直進性担保制御を開始させる場合に、前記直進性担保制御を徐々に開始させる。

このため、制御開始時点で転舵応答特性の変化を滑らかにして運転者に実際の操舵感覚と異なる感触を与えることを抑制することができる。

10

【0142】

(9) 前記転舵制御装置は、操舵角に応じた目標転舵角を演算する目標転舵角演算部と、該目標転舵角演算部で演算した目標転舵角に前記直進性担保部の直進性担保制御値を加える加算器と、該加算器の加算出力と前記アクチュエータを構成する転舵モータの回転角度とを一致させるモータ指令電流を形成する転舵モータ制御部と、前記モータ指令電流に一致する前記転舵モータに供給するモータ駆動電流を形成する電流制御部とを備えている。

【0143】

したがって、目標転舵角演算部で、ステアリングホイールの操舵角に応じた目標転舵角を演算し、この目標転舵角に加算器で直進性担保制御値を加算し、転舵モータ制御部で、加算器の加算出力にアクチュエータを構成する転舵モータの回転角度を一致させる目標モータ電流を形成し、モータ電流制御部で目標モータ指令電流に一致させるモータ駆動電流を形成し、これを転舵モータに出力することにより、転舵モータをステアリングホイールの操舵角に応じて駆動制御することができる。ここで、目標転舵角演算部から出力される目標転舵角を転舵応答性制御部で調整しているので、最適な転舵制御を行うことができる。

20

【0144】

(10) 前記リンク部材のアップパピボット点と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、タイヤ接地面内に位置するようにした。

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ため、より小さいラック軸力で転舵を行うことができると共に、より小さい力で車輪の向きを制御できる。

30

【0145】

(11) ストラット式のサスペンション機構に本発明における車両用サスペンション装置を適用することとした。

そのため、部品点数をより少ないものとすることができ、本発明におけるキングピン軸の設定を容易に行うことが可能となる。

【0146】

(12) ステアリングホイールを中立位置から操舵したときに、操舵開始初期に前記サスペンション装置自体の高い転舵応答特性を初期転舵応答特性として設定し、初期設定時間経過後に前記直進性担保部による直進性担保制御によって前記サスペンション装置自体の転舵応答特性を必要な転舵応答特性に調整する。

40

したがって、ステアリングホイールを中立位置から操舵したときに、サスペンション装置の高転舵応答特性と直進性担保部による直進性担保制御による転舵応答性の調整とによって理想的な転舵応答特性を得ることができる。

【0147】

(第3の実施形態の変形例)

なお、上記第3の実施形態においては、外乱補償部54を直進性担保部SGに設けた場合について説明した。しかしながら本発明は、上記構成に限定されるものではなく、図27に示すように、外乱補償部54を直進性担保部SGから独立させ、この外乱補償部54から出力される外乱補償値A d i sを加算器56eから出力される加算後目標転舵角

50

aに加算器57で加算するようにしてもよい。この場合には、常時目標転舵角 δ^* に対して外乱補償値A d i sを加算するので、操舵開始状態であるか否かに関わらず常時外乱の影響を抑制することができる。

【0148】

また、上記第3の実施形態においては、直進性担保部SGを転舵角制御部52、直進性補完部53及び外乱補償部54で構成し、中立状態を維持している状態から右又は左に操舵を開始する操舵開始状態で、初期応答期間T1の間目標転舵角 δ^* に直進性担保制御値aを加算する直進性担保制御を行わず、目標転舵角 δ^* をそのまま転舵角偏差演算部58に入力する場合について説明した。

【0149】

しかしながら、本発明は、上記構成に限定されるものではなく、中立状態を維持している状態から右又は左に操舵を開始する操舵開始状態で、操舵角センサ4で検出した操舵角sと転舵アクチュエータ回転角度センサ9で検出した回転角 m_o との回転角差を生じる場合がある。この場合に直進性を担保するために、操舵角sと回転角 m_o との回転角差を補償するトルクを転舵アクチュエータ8で発生させることが好ましい。

【0150】

このためには、図28に示すように、直進性担保部SGから独立した直進性補償部111を設けることが好ましい。この直進性補償部111から出力される直進性補償値A s cは加算器56eから出力される加算後目標転舵角 δ^* aに加算器57で加算される。

ここで、直進性補償部111の一の構成としては、転舵アクチュエータ回転角度センサ9で検出する転舵アクチュエータ8の回転角 m_o に基づいて実転舵角を算出し、算出した実転舵角に基づいて予め設定された実転舵角と直進性補償値A s cとの関係を表す制御マップを参照して実転舵角に応じた直進性補償値A s cを算出する。

【0151】

また、直進性補償部111の他の構成としては、ラック軸14のラック軸力を歪みゲージ等のラック軸力センサで検出するか又はラック軸力を推定し、予め設定されたラック軸力と直進性補償値A s cとの関係を表す制御マップを参照して直進性補償値A s cを算出する。

さらに、直進性補償部111のさらに他の構成としては、転舵アクチュエータ回転角度センサ9で検出する転舵アクチュエータ8の回転角 m_o に基づいて実転舵角を算出し、算出した実転舵角が中立位置を中心とする所定値以下の範囲内である場合に、予め設定された一定値の直進性補償値A s cを加算後目標転舵角 δ^* aに加算器57で加算する。

【0152】

また、上記第3の実施形態においては、初期期間が終了した時点で直進性担保制御値aを目標転舵角 δ^* に加算する直進性担保制御を直ちにステップ状の特性線L10で開始する場合について説明した。しかしながら、本発明は、上記に限定されるものではなく、図25(b)で一点鎖線図示の特性線L12のように、初期期間が経過した後に直進性担保制御値aを徐々に増加させて補正処理を開始するようにしてもよい。また、図25(b)で点線図示の特性線L13で示すように初期期間の終了前から直進性担保制御値aを徐々に増加させるようにしてもよい。さらには、図25(b)に示すように、所定の傾きのリニアな特性線L13で直進性担保制御値を徐々に増加させるようにしても良い。

【0153】

これらの特性線の傾きを変化させるには、上述したゲイン調整部56cで設定する制御ゲインG aを“0”及び“1”に設定する場合に代えて、時間の経過と共に、制御ゲインG aを変化させることにより調整することができる。

【0154】

また、上記第3の実施形態では、遅延制御部56のゲイン調整部56cで、ステアリングホイール2が中立位置を維持している状態から操舵を開始した操舵開始状態で、初期期間T1の間制御ゲインG aを“0”に設定し、その他の期間で制御ゲインG aを“1”に設定する場合について説明した。しかしながら、本発明は上記構成に限定されるものでは

10

20

30

40

50

なく、初期期間 T_1 で制御ゲイン G_a を “ 1 ” に設定し、初期期間 T_1 を経過して中期期間 T_2 及び後期期間 T_3 で制御ゲイン G_a を例えば “ 0.8 ” に設定し、その他の期間で制御ゲイン G_a を “ 1 ” に設定し、車両の走行状態に応じてサスペンション装置 1 B の直進性担保制御の態様を変化させることもできる。

【 0 1 5 5 】

(第 4 の実施形態)

次に、本発明の第 4 の実施形態を図 29 について説明する。

この第 4 の実施形態では、第 3 の実施形態における遅延制御部 56 の構成を変更したものである。

すなわち、第 4 の実施形態では、遅延制御部 56 を図 29 に示すように構成されている。この遅延制御部 56 は、操舵開始検出部 56 a と、加算器 56 e と、選択部 56 g と、ゲイン調整部 56 h とを備えている。

10

【 0 1 5 6 】

ここで、操舵開始検出部 56 a は、操舵角センサ 4 で検出した操舵角 δ に基づいてステアリングホイール 2 が中立状態を例えば直進走行状態を判断できる程度の所定時間維持している状態から右又は左に操舵を開始した操舵開始時点から次に中立位置を検出するまでの間オン状態となる操舵開始検出信号 S_{ss} を選択部 56 g に出力する。

【 0 1 5 7 】

選択部 56 g は、常閉固定端子 t_a 及び常開固定端子 t_b と、これら固定端子 t_a 及び t_b を選択する可動端子 t_c とを備えている。可動端子 t_c には、直進性担保部 SG から出力される直進性担保制御値 a が入力される。常閉固定端子 t_a は第 2 のゲイン調整部 56 i を介して加算器 56 e に接続されている。常開固定端子 t_b は、第 1 のゲイン調整部 56 h を介して加算器 56 e に接続されている。

20

【 0 1 5 8 】

そして、選択部 56 g は、操舵開始検出部 56 a から出力される操舵開始検出信号 S_{ss} がオフ状態であるときに、可動端子 t_c が常閉固定端子 t_a を選択する。また、選択部 56 g は、操舵開始検出信号 S_{ss} がオン状態であるときに、可動端子 t_c が常開固定端子 t_b を選択する。

【 0 1 5 9 】

第 1 のゲイン調整部 56 h は、選択部 56 g を通じて直進性担保制御値 a が入力されたときに、目標転舵角 δ^* に対する直進性担保制御を予め設定された前述した初期応答期間 T_1 に相当する所定時間例えば 0.1 秒間停止させる。すなわち、ゲイン調整部 56 h は選択部 56 g を通じて直進性担保制御値 a が入力されたときに、最初の例えば 0.1 秒間の初期応答期間 T_1 の間は直進性担保制御値 a の出力を停止する（すなわち、第 3 の実施形態における制御ゲイン G_a を “ 0 ” に設定したことに相当する）。また、ゲイン調整部 56 h は、初期応答期間 T_1 が経過した後は直進性担保制御値 a に例えば “ 0.8 ” の制御ゲインを乗算して加算器 56 e に出力する（すなわち、第 3 の実施形態における制御ゲイン G_a を “ 1 ” に設定した場合に近い状態とすることに相当する）。

30

【 0 1 6 0 】

また、第 2 のゲイン調整部 56 i は、直進性担保制御値 a に例えば “ 1 ” の制御ゲインを乗算して直進走行時の直進性を十分に確保するようにしている。

40

ここで、第 1 のゲイン調整部 56 h 及び第 2 のゲイン調整部 56 i で設定するゲインについては、0 ~ 1 の範囲に限らずサスペンション装置 1 B の特性に応じて任意の値に設定することができる。

【 0 1 6 1 】

したがって、遅延制御部 56 では、ステアリングホイール 2 の操舵が継続されているときには、操舵開始検出部 56 a で中立状態からの操舵開始を検出しないので、選択部 56 g によって直進性担保部 SG で演算された直進性担保制御値 a を第 2 のゲイン調整部 56 i に供給する。このため、直進性担保制御値 a に “ 1 ” の制御ゲインが乗算されることにより、直進性担保制御値 a がそのまま加算器 56 e に供給される。このため、目標

50

転舵角 δ^* に直進性担保制御値 a が加算されて良好な直進性担保制御が行われる。

【0162】

一方、操舵開始検出部 56a で中立状態からの操舵開始を検出したときには、選択部 56g が常閉固定端子 t b に切換えられて、直進性担保部 S G で算出された直進性担保制御値 a がゲイン調整部 56h に供給される。このため、ゲイン調整部 56h で、初期応答期間 T 1 (例えば 0.1 秒) の間、直進性担保制御値 a の加算器 56e への出力が停止される。したがって、目標転舵角 δ^* に対する直進性担保制御値 a による直進性担保制御の開始が遅延される。その後、ゲイン調整部 56h では、所定時間が経過した後に、制御ゲイン G a が “0.8” に設定されて直進性担保制御値 a をやや抑制した値となり、これが加算器 56e に供給されて目標転舵角 δ^* に加算される。このため、目標転舵角 δ^* に対する直進性担保制御が開始され、サスペンション装置 1 B に生じるふらつきを抑制しながら理想的な転舵応答特性を得ることができる。

10

【0163】

その後、ステアリングホイール 2 が中立位置に戻ると、操舵開始検出部 56a から出力される操舵開始検出信号 S s s がオフ状態となる。このため、選択部 56g で可動端子 t c が常閉固定端子 t a 側に復帰し、直進性担保部 S G で算出される直進性担保制御値 a が第 2 のゲイン調整部 56i に供給されて、直進性担保制御値がそのまま加算器 56e に供給される。したがって、目標転舵角 δ^* に対する良好な直進性担保制御が継続される。

【0164】

(第 4 の実施形態の効果)

このように、第 4 の実施形態によっても、ステアリングホイール 2 が中立状態を維持している状態から右又は左に操舵する操舵開始時に、ゲイン調整部 56h で初期応答期間 T 1 となる例えば 0.1 秒の間に直進性担保制御値 a の加算器 56e への出力を停止する。その後、初期応答期間 T 1 が経過した後に直進性担保制御値 a の加算器 56e への出力を開始する。このため、前述した第 3 の実施形態と同様の作用効果を得ることができる。

20

【0165】

しかも、ステアリングホイール 2 が中立位置に復帰したときに、操舵開始検出部 56a から出力される操舵開始検出信号 S s s がオフ状態に復帰するので、この状態で、選択部 56g の可動端子 t c が常閉固定端子 t a 側に復帰しても直進性担保制御値 a 自体が小さな値となっているので、直進性担保制御の値が不連続となることはなく、円滑な切換えを行うことができる。

30

【0166】

(第 4 の実施形態の変形例)

なお、上記第 4 の実施形態においては、操舵開始検出部 56a で操舵開始状態を検出してから次にステアリングホイール 2 の中立状態を検出するまで、操舵開始検出信号 S s s をオン状態とする場合について説明した。しかしながら、本発明は、上記構成に限定されるものではなく、操舵開始検出部 56a で、前述した第 3 の実施形態と同様に、操舵開始状態を検出したときにパルス状の操舵開始検出信号 S s s を出力する場合には、第 3 の実施形態と同様に、例えば操舵開始検出時点から後期応答期間 T 3 が終了する迄の間オン状態となる操舵開始検出部 56a 及び選択部 56g 間に単安定回路を介挿する。これにより、操舵開始時から後期応答期間 T 3 が終了するまでの間選択部 56g の可動端子 t c を常閉固定端子 t b 側に切り換えておくようにしてもよい。

40

【0167】

また、上記第 4 の実施形態では、転舵制御装置 50 をハードウェアで構成する場合について説明したが、これに限定されるものではなく、例えば目標転舵角演算部 51 及び直進性担保部 S G を例えばマイクロコンピュータ等の演算処理装置で構成し、この演算処理装置で、図 30 に示す転舵制御処理を実行するようにしてもよい。

【0168】

この転舵制御処理は、図 30 に示すように、まず、ステップ S 21 で、車速 V、操舵角

50

センサ4で検出した操舵角 δ 、駆動力制御装置71の左右輪の駆動力 T_L 、 T_R 、操舵トルクセンサ5で検出した操舵トルク T_s 等の演算処理に必要なデータを読み込む。次いで、ステップS22に移行して、操舵角 δ に基づいてステアリングホイール2が中立位置を保持している状態から右又は左に操舵された操舵開始状態であるか否かを判定し、操舵開始状態ではないときにはステップS23に移行する。

【0169】

このステップS23では、操舵開始制御状態であることを表す制御フラグFが“1”にセットされているか否かを判定し、制御フラグFが“0”にリセットされているときには、ステップS24に移行して、制御ゲイン G_a を“1”に設定してからステップS25に移行する。

10

このステップS25では、前述した目標転舵角演算部51と同様に車速 V と操舵角 δ に基づいて目標転舵角 δ^* を算出する。

【0170】

次いで、ステップS26に移行して、前述した転舵角制御部52と同様に、左右輪の駆動力 T_L 及び T_R にコンプライアンスステア係数 s_f を乗算してコンプライアンスステアによる転舵輪17FL及び17FRの変位量 f_l 及び f_r を算出し、これらに基づいてコンプライアンスステア制御値 A_c を算出する。

【0171】

次いで、ステップS27に移行して、前述した直進性補完部53と同様に、左右輪の駆動力 T_L 及び T_R の駆動力差 $T (= T_L - T_R)$ に基づいて図23に示す発生トルク推定制御マップを参照して、トルクステア現象で転舵時に発生する発生トルク T_h を推定し、この発生トルク T_h を操舵トルク T_s から減算してセルフアライニングトルク T_{sa} を算出し、このセルフアライニングトルク T_{sa} に所定ゲイン K_{sa} を乗算してセルフアライニングトルク制御値 A_{sa} を算出する。

20

【0172】

次いで、ステップS28に移行して、前述した外乱補償部54と同様に、転舵アクチュエータ8の回転角 θ_m 、モータ電流検出部61で検出したモータ電流 i_{mr} 及び操舵トルク T_s に基づいて外乱補償値 A_{dis} を算出する。

次いで、ステップS29に移行して、下記(4)式にしたがって目標転舵角 δ^* と、コンプライアンスステア制御値 A_c 、セルフアライニングトルク制御値 A_{sa} 、外乱補償値 A_{dis} の加算値に制御ゲイン G_a を乗算した値とを加算して加算後目標転舵角 δ^{*a} を算出する。

30

$$\delta^{*a} = \delta^* + G_a (A_c + A_{sa} + A_{dis}) \dots\dots\dots (4)$$

【0173】

次いで、ステップS30に移行して、算出した加算後目標転舵角 δ^{*a} を図29における転舵角偏差演算部58に出力してから前記ステップS21に戻る。

また、ステップS22の判定結果が操舵開始状態であるときにはステップS31に移行して、制御フラグFを“1”にセットしてからステップS32に移行する。さらに、ステップS23の判定結果が、制御フラグFが“1”にセットされているときに直接ステップS32に移行する。

40

【0174】

このステップS32では、前述したステップS24と同様に、目標転舵角 δ^* を算出し、次いでステップS32に移行して、予め設定された遅延時間(例えば0.1秒)が経過したか否かを判定し、遅延時間が経過していないときには、ステップS33に移行し、制御ゲイン G_a を“0”に設定してから前記ステップS25に移行する。

また、ステップS32の判定結果が、遅延時間が経過したときには、ステップS34に移行して、制御フラグFを“0”にリセットしてから前記ステップS25に移行し、ステップS32の判定結果が、遅延時間が経過していないときには、直接ステップS25に移行する。

【0175】

50

このステップS35では、操舵角センサ4で検出した操舵角 δ がステアリンクホイール2の中立位置を表すか否かを判定する。この判定結果が、中立位置であるときにはステップS36に移行して制御フラグFを“0”にリセットしてから前記ステップS25に移行する。

【0176】

この図30に示す転舵制御処理でも、ステアリングホイール2が中立位置に保持されている状態から右又は左に操舵が開始された操舵開始状態ではないときには、制御ゲインG_aが“1”に設定されるので、目標転舵角 δ^* にコンプライアンスステア制御値A_c、セルフライニングトルク制御値A_{s a}及び外乱補償値A_{d i s}を加算した直進性担保制御値 δ_a に基づいて転舵制御が行われ、サスペンション装置1Bの直進性が担保される。

10

【0177】

これに対して、ステアリングホイール2が中立位置に保持されている状態から右又は左に操舵が開始された操舵開始状態であるときには、予め設定された遅延時間が経過するまでは、制御ゲインG_aが“0”に設定されるので、目標転舵角 δ^* のみが転舵角偏差演算部58に出力され、これによって転舵アクチュエータ8を構成する転舵モータ8aが回転駆動される。このため、初期転舵応答性はサスペンション装置自体の高転舵応答性が設定されることになり、高転舵応答性を得ることができる。

【0178】

その後、遅延時間が経過すると、制御ゲインG_aが“0.8”に設定されるので、目標転舵角 δ^* に、コンプライアンスステア制御値A_c、セルフライニングトルク制御値A_{s a}及び外乱補償値A_{d i s}でなる直進性担保制御値 δ_a に制御ゲインG_aを乗じた値が加算された加算後目標転舵角 δ_a^* によって転舵アクチュエータ8を構成する転舵モータ8aが回転駆動される。このため、ステアバイワイヤシステムS B Wの直進性担保制御によりサスペンション装置の高転舵応答性が抑制されて、図25(a)の特性曲線L1で示す理想的な転舵応答特性を得ることができる。

20

【0179】

この図30の処理において、ステップS25の処理が目標転舵角演算部51に対応し、ステップS26の処理が転舵角制御部52に対応し、ステップS27の処理が直進性補完部53に対応し、ステップS28の処理が外乱補償部54に対応している。また、ステップS24～S28の処理及びステップS25～S29の処理が直進性担保部S Gに対応し、ステップS22、S23、S31～S33及びS29の処理が遅延制御部56に対応し、ステップS21～ステップS37の処理が転舵応答性設定部S R Sに対応している。

30

【0180】

(第3及び第4の実施形態の変形例)

なお、上記第3及び第4の実施形態では、ステアリングホイール2が中立位置を保持している状態で、右又は左に操舵が開始されたときに、目標転舵角 δ^* に直進性担保制御値 δ_a を加算する直進性担保制御を停止する場合について説明した。しかしながら、本発明では、上記に限定されるものではなく、図31に示すように、操舵周波数によって目標転舵角 δ^* に加算する直進性担保制御を行うか否かを判定して、転舵応答性を調整する転舵応答性調整処理を行うようにしてもよい。

40

【0181】

この転舵応答性調整処理は、図31に示すように、ステップS41で、車速V、操舵角 δ 、回転角 θ 、駆動力T_L、T_R等の演算に必要とするデータを読み込む。次いで、ステップS42に移行して、操舵角センサ4から出力される操舵角 δ に基づいて操舵周波数Fを検出し、次いでステップS43に移行して、検出した操舵周波数Fが予め設定した周波数閾値F_{t h}(例えば2Hz)を超えているか否かを判定する。

【0182】

このステップS43の判定結果が、F > F_{t h}であるときには、高転舵応答性が必要であると判断してステップS44に移行し、目標転舵角 δ^* を算出し、次いでステップS45に移行して、算出した目標転舵角 δ^* を前述した図22の転舵角偏差演算部58に出力

50

してから前記ステップS 4 1に戻る。

一方、前記ステップS 4 3の判定結果が、 $F < F_{th}$ であるときには、高転舵応答性を必要とせず、操縦安定性が必要であると判断してステップS 4 6に移行して、目標転舵角 δ^* を算出し、次いでステップS 4 7に移行して、コンプライアンスステア制御値 A_c を算出し、次いでステップS 4 8に移行して、セルフライニングトルク制御値 A_{sc} を算出する。

【0183】

次いで、ステップS 4 9に移行して、外乱補償値 A_{dis} を算出し、次いでステップS 5 0に移行して、算出した目標転舵角 δ^* 、コンプライアンスステア制御値 A_c 、セルフライニングトルク制御値 A_{sa} 及び外乱補償値 A_{dis} を加算して加算後目標転舵角 δ^*_a を算出し、次いでステップS 5 1に移行して、加算後目標転舵角 δ^*_a を図22の転舵角偏差演算部58に出力してから前記ステップS 4 1に戻る。

10

【0184】

この転舵応答性調整処理では、ステアリングホイール2を操舵する操舵周波数 F が周波数閾値 F_{th} より低い低周波数であるときには、高応答性を必要とせず、操縦安定性を必要としていると判断して、目標転舵角 δ^* に直進性担保制御値 δ_a を加算した加算後目標転舵角 δ^*_a によって、転舵制御を行うことにより、理想的な転舵制御を行うことができる。また、操舵周波数 F が周波数閾値 F_{th} より高い高周波数である場合には、高応答性を必要としているものと判断してサスペンション装置1B自体の転舵応答性に基づいて転舵角制御を行うことができる。

20

【0185】

この場合には、操舵周波数によって、目標転舵角 δ^* を補正するか否かを判断するので、操舵状態に応じた最適な応答特性を設定することができる。この場合、 $F < F_{th}$ である場合に、操舵周波数 F の値に応じて直進性担保制御値 δ_a に対する0~1の間の値に設定されるゲインを乗算することにより、直進性の補正度合いを変更することが可能となり、よりきめ細かな応答性制御を行うことができる。

さらに、本発明は自動車に適用する場合に限らず、転舵装置を有する他の車両にも適用することができる。

【符号の説明】

【0186】

1 自動車、1A 車体、1B 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 操舵角センサ、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

30

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 ラック軸、15 タイロッド、17FR, 17FL, 17RR, 17RL 車輪、21 車両状態パラメータ取得部、24FR, 24FL, 24RR, 24RL 車輪速センサ、26 コントロール/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、37 第1リンク、38 第2リンク、40 ショックアブソーバ 41 スタビライザ、50 転舵制御部、51 目標転舵角演算部、52 転舵角制御部、53 直進性補完部、54 外乱補償部、55 加算器、56 遅延制御部、56a 操舵開始検出部、56b 単安定回路、56c ゲイン調整部、56d 乗算器、56e 加算器、56g 選択部、56h ゲイン調整部、57 加算器、58 転舵角偏差演算部、59 転舵モータ制御部、60 電流偏差演算部、61 モータ電流検出部、62

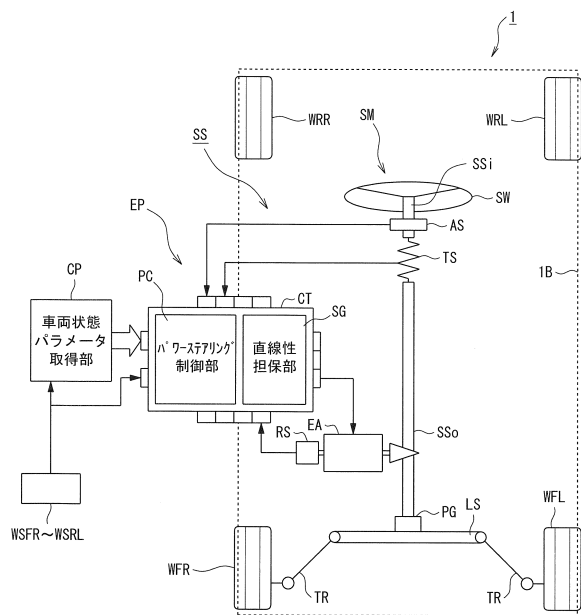
40

モータ電流制御部、63 アクチュエータ制御装置 81 アクスル部材、84 ロアアーム、86 アクスルシャフト、90 サブフレーム、91 アーム取り付け部、101 アクスル部材、102 ストラット、103 ショックアブソーバ、105 ロアアーム、108 タイロッド、109 ラック軸、111 直進性補償部、SS 操舵装置、SM ステアリング機構、EP 電動パワーステアリング装置、SW ステアリングホイール、SSI 入力側ステアリング軸、SSo 操舵角センサ、TS 操舵トルクセン

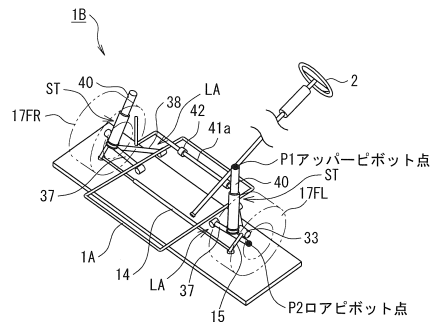
50

サ、E A 電動転舵アクチュエータ、R S アクチュエータ回転角度センサ、C T 転舵制御装置、P C パワーステアリング制御部、S G 直進性担保部、C P 車両状態パラメータ取得部、P G ピニオンギア、L S ラック軸、T R タイロッド、W F R , W F L , W R R , W R L 車輪、W S F R , W S F L , W S R R , W S R L 車輪速センサ

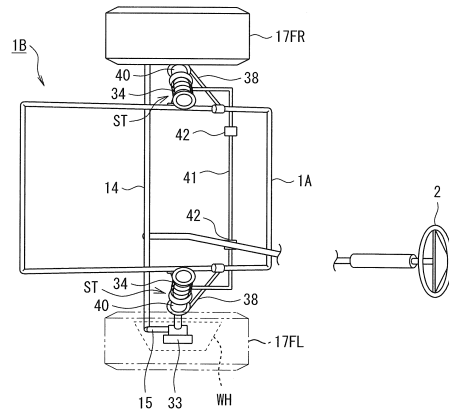
【図1】



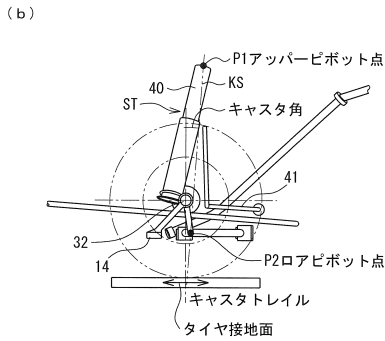
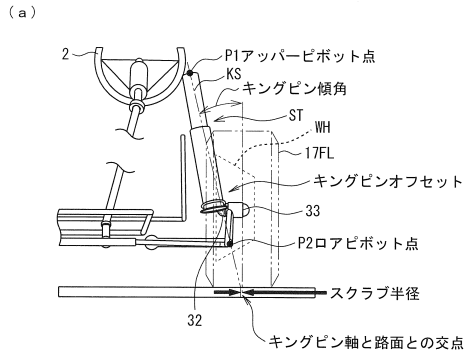
【図2】



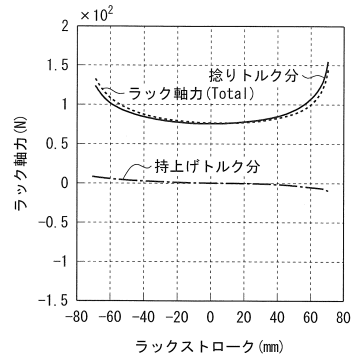
【図3】



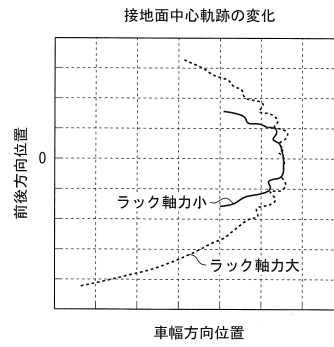
【図4】



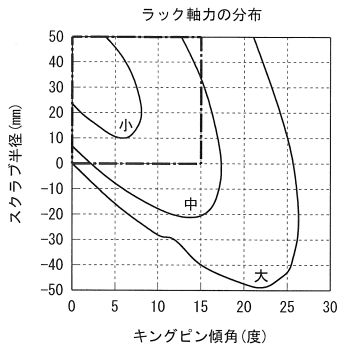
【図5】



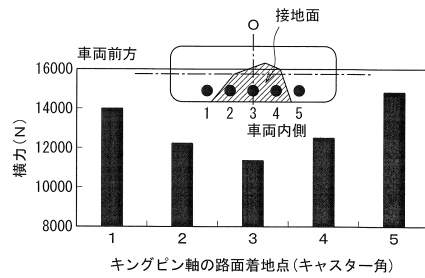
【図6】



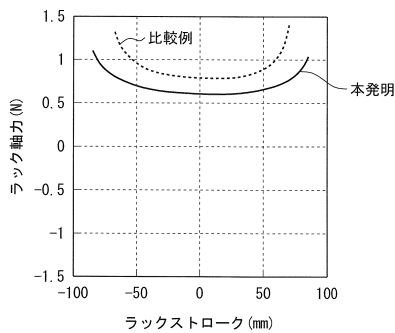
【図7】



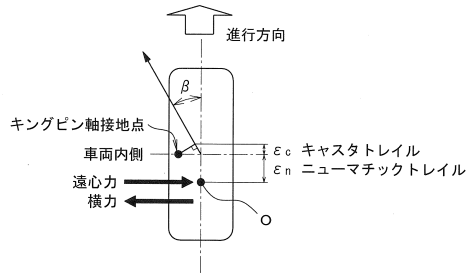
【図9】



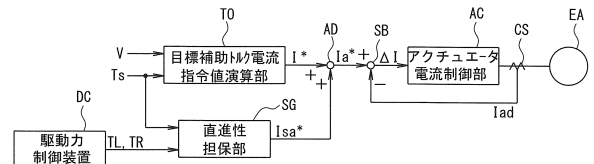
【図8】



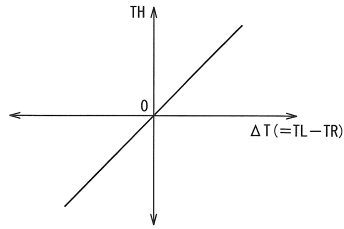
【図10】



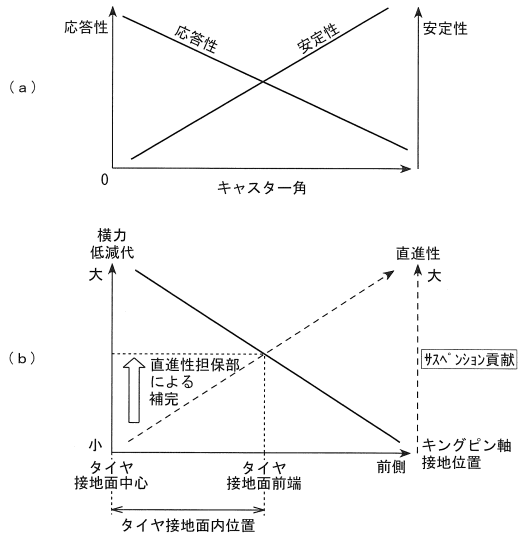
【図11】



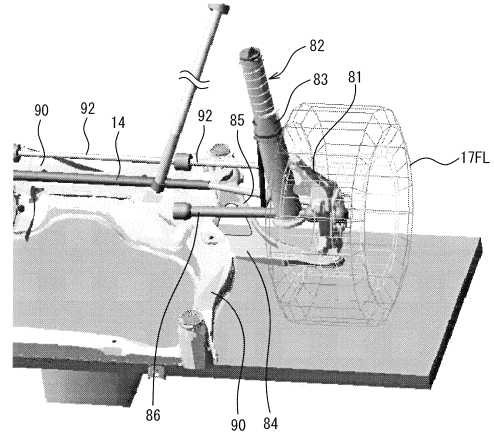
【図12】



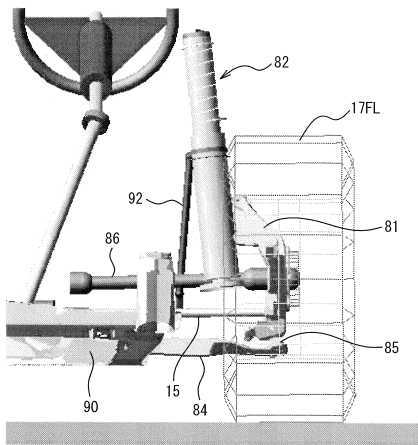
【図13】



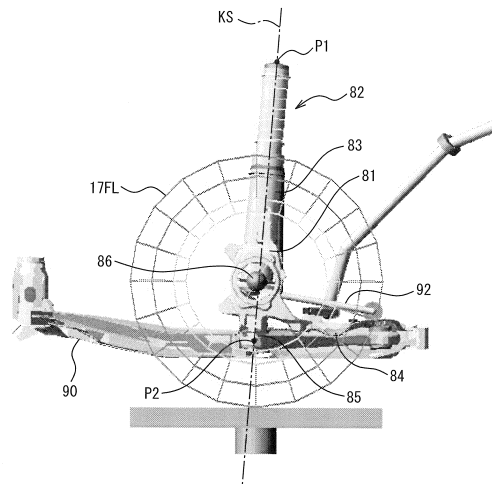
【図14】



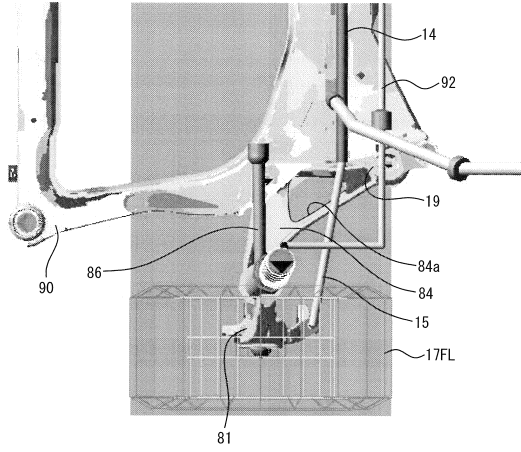
【図15】



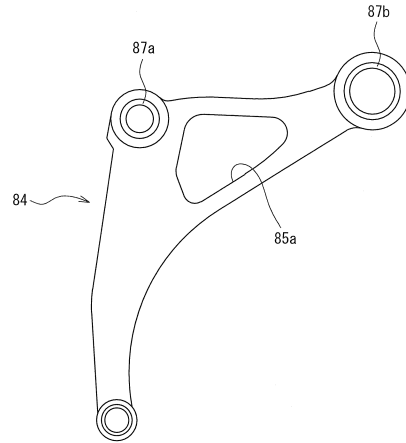
【図16】



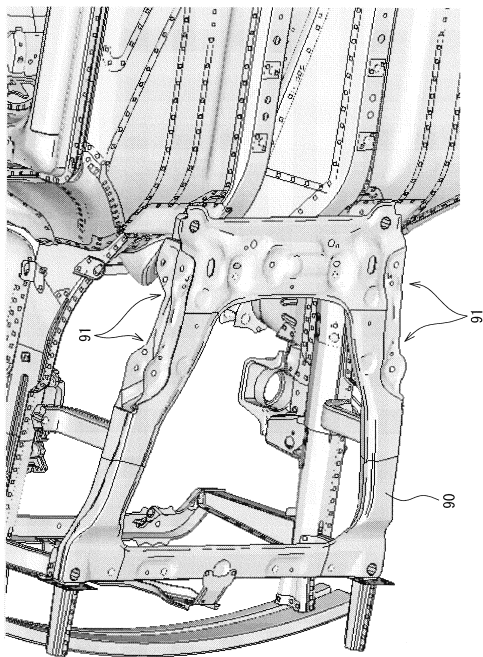
【図 17】



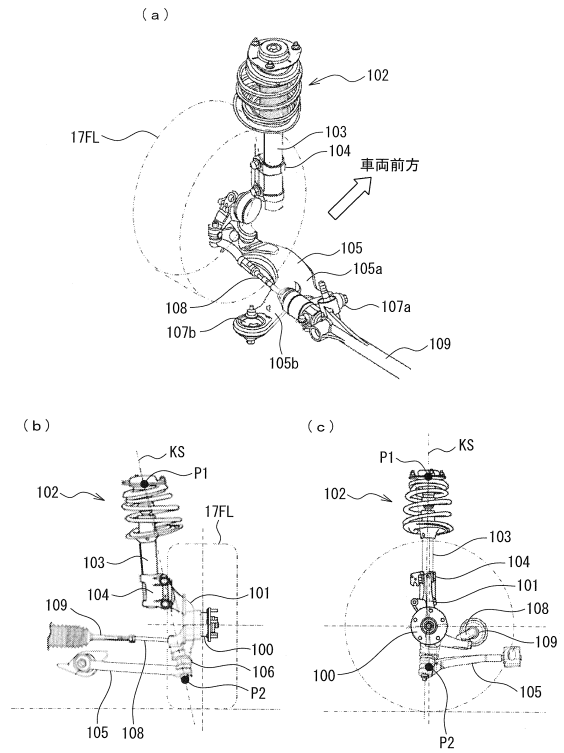
【図 18】



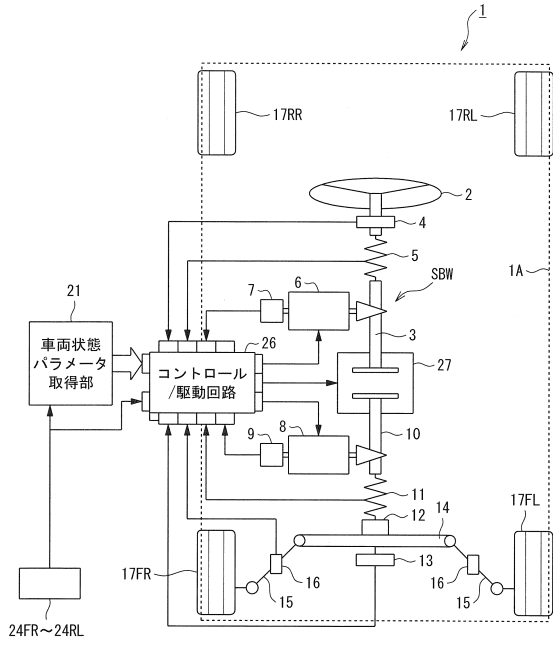
【図 19】



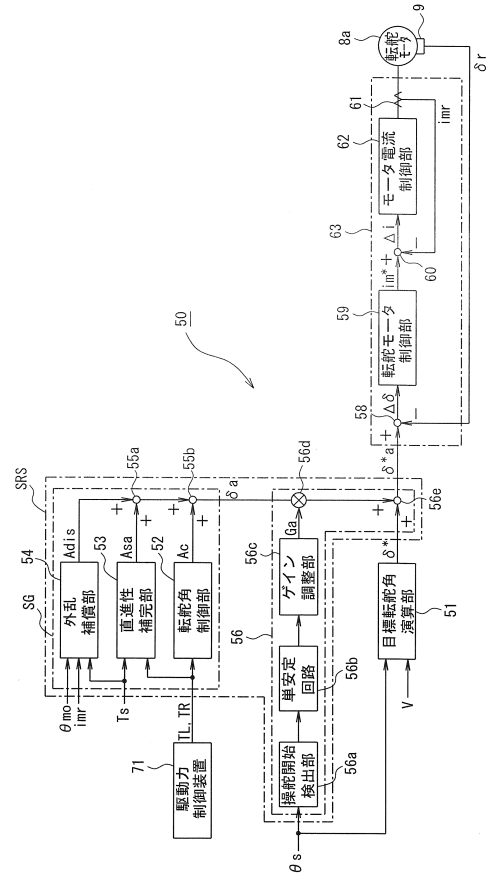
【図 20】



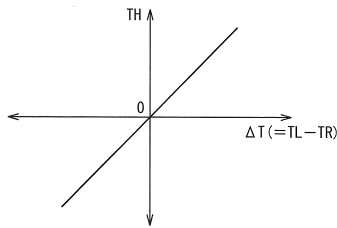
【図 2 1】



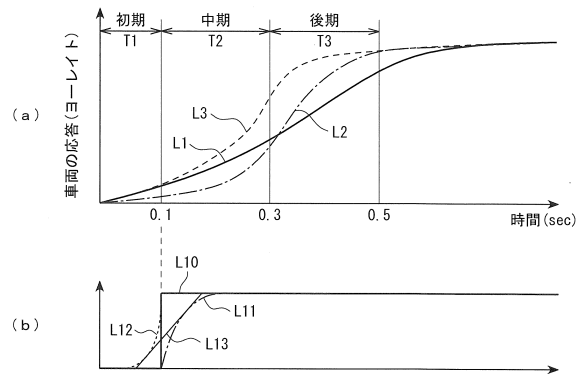
【図 2 2】



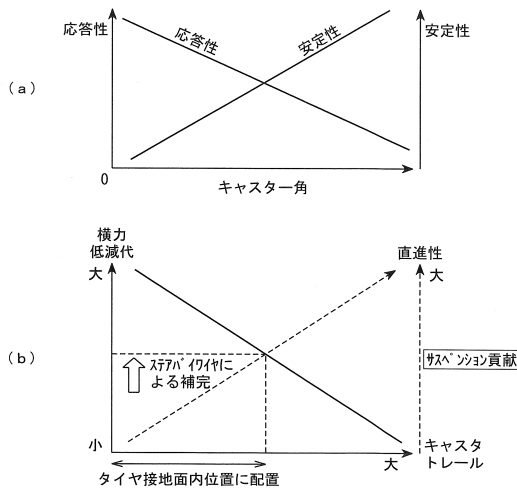
【図 2 3】



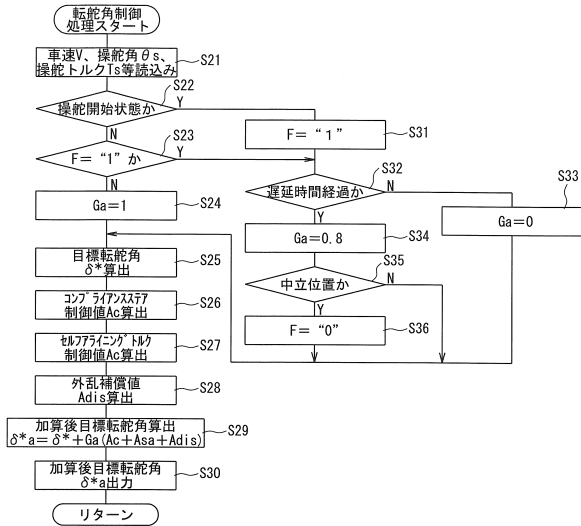
【図 2 5】



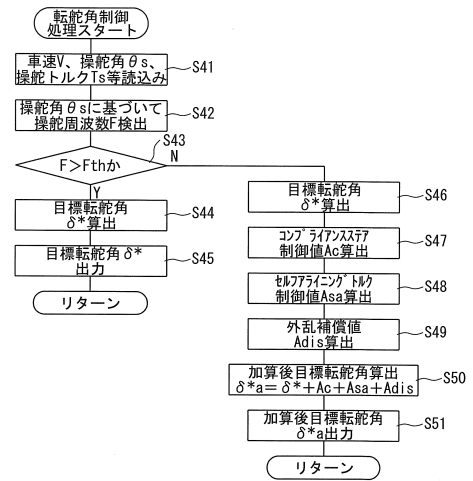
【図 2 4】



【図30】



【図31】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.		F I
B 6 2 D 101/00	(2006.01)	B 6 2 D 101:00
B 6 2 D 111/00	(2006.01)	B 6 2 D 111:00
B 6 2 D 113/00	(2006.01)	B 6 2 D 113:00
B 6 2 D 119/00	(2006.01)	B 6 2 D 119:00
B 6 2 D 137/00	(2006.01)	B 6 2 D 137:00

(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

審査官 倉田 和博

(56)参考文献 特開昭63-166610(JP,A)
特開2008-265489(JP,A)
特開平03-057709(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B 6 0 G 1 / 0 0 - 9 9 / 0 0
B 6 2 D 6 / 0 0 - 6 / 1 0