

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6573082号
(P6573082)

(45) 発行日 令和1年9月11日(2019.9.11)

(24) 登録日 令和1年8月23日(2019.8.23)

(51) Int.Cl. F 1
B 6 0 G 17/015 (2006.01) B 6 0 G 17/015 Z
B 6 0 G 21/055 (2006.01) B 6 0 G 21/055

請求項の数 7 (全 30 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2017-73490 (P2017-73490) (22) 出願日 平成29年4月3日(2017.4.3) (65) 公開番号 特開2018-176759 (P2018-176759A) (43) 公開日 平成30年11月15日(2018.11.15) 審査請求日 平成30年9月21日(2018.9.21)</p>	<p>(73) 特許権者 000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地 (74) 代理人 110000213 特許業務法人プロスペック特許事務所 (72) 発明者 香村 伸吾 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 審査官 鈴木 敏史 (56) 参考文献 特開2005-225301 (JP, A)) 特開2006-256368 (JP, A)) 最終頁に続く</p>
---	--

(54) 【発明の名称】 車両のロール制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

前輪側アクティブスタビライザ装置と、後輪側アクティブスタビライザ装置と、前記前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置を制御する制御装置と、を有し、各アクティブスタビライザ装置は、車両の横方向に延在するバーと該バーと一体をなしバーを横切る方向に延在するアーム部とを含む左右のスタビライザと、回転することにより前記左右のスタビライザのバーを相対回転させるよう構成された電動アクチュエータとを有し、前記制御装置は、車体のロール角速度と制御係数との積に基づいて車体のロール角を低減するための目標アンチロールモーメントを演算し、前記前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置が発生するアンチロールモーメントの和が前記目標アンチロールモーメントになるように前記前輪側及び後輪側の電動アクチュエータを制御するよう構成された車両のロール制御装置において、

前記制御装置は、前記前輪側及び後輪側の電動アクチュエータの回転角速度と対応するアーム部の弾性変形により発生されるスタビライザ反力との積をそれぞれ前記前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率として、前記前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率に基づく評価関数を最小にするための前記前輪側及び後輪側の電動アクチュエータの最適の制御ゲインと車速及び車体のロール角変化の周波数との関係を記憶しており、

前記制御装置は、車速及び車体のロール角変化の周波数に基づいて、前記記憶された関係から前記前輪側及び後輪側の電動アクチュエータの最適の制御ゲインを求め、前記前輪

側及び後輪側の電動アクチュエータの制御ゲインが前記求められた最適の制御ゲインになるように、前記前輪側及び後輪側の電動アクチュエータを制御するよう構成された車両のロール制御装置。

【請求項 2】

請求項 1 に記載の車両のロール制御装置において、前記評価関数は、前記前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の和に基づく平均仕事率である車両のロール制御装置。

【請求項 3】

請求項 1 に記載の車両のロール制御装置において、前記評価関数は、前記前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の和の最大値である車両のロール制御装置。

10

【請求項 4】

請求項 1 に記載の車両のロール制御装置において、前記評価関数は、前記前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の平均仕事率の大きい方の値である車両のロール制御装置。

【請求項 5】

請求項 1 に記載の車両のロール制御装置において、前記評価関数は、前記前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の最大値の大きい方の値である車両のロール制御装置。

【請求項 6】

請求項 1 乃至 5 の何れか一つに記載の車両のロール制御装置において、前記制御装置は、車両のロールにより前記アクチュエータが回転せしめられて発電する状況においては、発電エネルギーを回収する回生を行うよう構成され、回生を行うときには対応する前記アクティブスタビライザ装置の仕事率を負の値にするよう構成された車両のロール制御装置。

20

【請求項 7】

請求項 1 乃至 5 の何れか一つに記載の車両のロール制御装置において、前記制御装置は、車両のロールにより前記アクチュエータが回転せしめられて発電する状況においても、発電エネルギーを回収する回生を行わないよう構成され、車両のロールにより前記アクチュエータが回転せしめられる状況においては、前記アクティブスタビライザ装置の仕事率を 0 にするよう構成された車両のロール制御装置。

30

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置を備えた車両のロール制御装置に係る。

【背景技術】

【0002】

自動車などの車両のアクティブスタビライザ装置は、車両の横方向に延在するバーと該バーと一体をなしバーを横切る方向に延在するアーム部とを含む左右のスタビライザと、左右のスタビライザのバーを相対回転させる電動アクチュエータとを有している。バーは車体により回転可能に支持され、アーム部の先端部はサスペンション部材に連結されている。アクチュエータは、電動機及び減速歯車を含み、アクチュエータによる左右のスタビライザのバーの相対回転角度、即ちアクチュエータの回転角は、電子制御装置により制御されるようになっている。

40

【0003】

アクティブスタビライザ装置を使用するロール制御装置においては、例えば下記の特許文献 1 に記載されているように、車体（ばね上）のロール角速度と制御係数との積に基づいて車体のロール角を低減するための目標アンチロールモーメントを演算することが知られている。特に、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置を備えた車両のロール制

50

御装置においては、二つのアクティブスタビライザ装置が発生するアンチロールモーメントの和が目標アンチロールモーメントになるように二つのアクティブスタビライザ装置が制御される。

【0004】

車体のロール角速度とゲインとの積は、車体のロールモーメントに対応する値である。よって、上記構成のロール制御装置によれば、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置が発生するアンチロールモーメントによって車体のロール角を効果的に低減することができる。

【先行技術文献】

【特許文献】

10

【0005】

【特許文献1】特開2007-245887号公報

【発明の概要】

【0006】

〔発明が解決しようとする課題〕

従来のロール制御装置においては、アクティブスタビライザ装置による消費エネルギーについては考慮されておらず、車体のロール角速度に対する前輪側及び後輪側のアクチュエータの回転角のゲイン（以下「制御ゲイン」という）は一定の値に設定されている。しかし、後に詳細に説明するように、アクティブスタビライザ装置による消費エネルギーを低減する上で最適な制御ゲインは、前輪側及び後輪側のアクチュエータによって異なり、車速及び車体のロール角変化の周波数によっても異なることが判明した。よって、アクティブスタビライザ装置による消費エネルギーを低減するためには、前輪側及び後輪側のアクチュエータについて、車速及び車体のロール角変化の周波数と最適な制御ゲインとの関係を予め求めておき、その関係に基づいて制御ゲインを制御することが好ましい。

20

【0007】

本発明の主要な課題は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置を備えた車両において、上述のように予め求められた関係に基づいて制御ゲインを制御することにより、アクティブスタビライザ装置による消費エネルギーを従来に比して低減することである。

【0008】

〔課題を解決するための手段及び発明の効果〕

30

本発明によれば、前輪側アクティブスタビライザ装置（12f）と、後輪側アクティブスタビライザ装置（12r）と、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置を制御する制御装置（14）と、を有し、各アクティブスタビライザ装置は、車両の横方向に延在するバー（12BLf、12BRf、12BLr及び12BRr）と該バーと一体をなしバーを横切る方向に延在するアーム部（12ALf、12ARf、12ALr及び12ARr）とを含む左右のスタビライザ（12SLf、12SRf、12SLr及び12SRr）と、左右のスタビライザのバーを相対回転させる電動アクチュエータ（12Af及び12Ar）とを有し、制御装置は、車体（16B）のロール角速度（ d ）と制御係数（ C ）との積に基づいて車体のロール角（ θ ）を低減するための目標アンチロールモーメント（ M_{art} ）を演算し、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置が発生するアンチロールモーメント（ M_{arf} 及び M_{arr} ）の和が目標アンチロールモーメントになるように前輪側及び後輪側の電動アクチュエータを制御するよう構成された車両（16）のロール制御装置（10）が提供される。

40

【0009】

制御装置（14）は、前輪側及び後輪側の電動アクチュエータの回転角速度（ d_{Af} 及び d_{Ar} ）と対応するアーム部の弾性変形により発生されるスタビライザ反力（ $K_f \cdot C_f$ 及び $K_r \cdot C_r$ ）との積をそれぞれ前記前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率（ E_f 及び E_r ）として、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率に基づく評価関数を最小にするための前記前輪側及び後輪側の電動アクチュエータの最適の制御ゲイン（ G_{ft} 及び G_{rt} ）と車速（ V ）及び車体のロール角変化の周波数（ ω ）との関係を記憶している。

50

【0010】

更に、制御装置(14)は、車速(V)及び車体のロール角変化の周波数()に基づいて、上記記憶された関係から前輪側及び後輪側の電動アクチュエータの最適の制御ゲイン(Gft及びGrt)を求め、前輪側及び後輪側の電動アクチュエータの制御ゲイン(Gf及びGr)が求められた最適の制御ゲイン(Gft及びGrt)になるように、前輪側及び後輪側の電動アクチュエータを制御するよう構成されている。

【0011】

上記の構成によれば、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率に基づく評価関数を最小にするための前記前輪側及び後輪側の電動アクチュエータの最適の制御ゲインと車速及び車体のロール角変化の周波数との関係が記憶されている。車速及び車体の
10
ロール角変化の周波数に基づいて、記憶された関係から前輪側及び後輪側の電動アクチュエータの最適の制御ゲインが求められる。更に、前輪側及び後輪側の電動アクチュエータの制御ゲインが求められた最適の制御ゲインになるように、前輪側及び後輪側の電動アクチュエータが制御される。

【0012】

よって、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置が発生するアンチロールモーメントの和を目標アンチロールモーメントにすることができるだけでなく、評価関数を最小にして二つのアクティブスタビライザ装置に関連する仕事率を最小にすることができる。従って、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置が発生するアンチロールモーメントによって車体のロール角を効果的に低減することができると共に、従来技術に比して前
20
輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーを低減することができる。

【0013】

〔発明の態様〕

本発明の一つの態様においては、評価関数は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の和に基づく平均仕事率(E F1、E F2)である。

【0014】

上記態様によれば、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の和に基づく平均仕事率を最小にすることができるので、従来技術に比して前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の両者による消費エネルギーを低減し、車両の燃費を向上させることができる。
30

【0015】

本発明の他の一つの態様においては、評価関数は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の和の最大値(E F3、E F4)である。

【0016】

上記態様によれば、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の和の最大値を最小にすることができるので、従来技術に比して前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の両者による消費エネルギーのピーク値を低くすることができる。

【0017】

更に、本発明の他の一つの態様においては、評価関数は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の平均仕事率の大きい方の値(E F5、E F6)である。
40

【0018】

上記態様によれば、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の平均仕事率の大きい方の値を最小にすることができる。よって、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の平均仕事率の大きい方の値を小さくし、アクチュエータの熱害(発熱による悪影響)の虞を低減することができる。

【0019】

更に、本発明の他の一つの態様においては、評価関数は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の最大値の大きい方の値(E F7、E F8)である。

【0020】

上記態様によれば、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の最大値の
50

大きい方の値を最小にすることができるので、従来に比して前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーのピーク値が大きい方の値を低くすることができる。

【0021】

更に、本発明の他の一つの態様においては、制御装置(14)は、車両のロールによりアクチュエータが回転せしめられて発電する状況においては、発電エネルギーを回収する回生を行うよう構成され、回生を行うときには対応するアクティブスタビライザ装置の仕事率を負の値にするよう構成されている。

【0022】

上記態様によれば、回生が行われるときには対応するアクティブスタビライザ装置の仕事率が負の値にされる。よって、回生が行われるときにも対応するアクティブスタビライザ装置の仕事率が負の値にされない場合に比して、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率を適正に演算することができる。

10

【0023】

更に、本発明の他の一つの態様においては、制御装置(14)は、車両のロールによりアクチュエータが回転せしめられて発電する状況においても、発電エネルギーを回収する回生を行わないよう構成され、車両のロールによりアクチュエータが回転せしめられる状況においては、アクティブスタビライザ装置の仕事率を0にするよう構成されている。

【0024】

上記態様によれば、回生は行われず、車両のロールによりアクチュエータが回転せしめられる状況においては、アクティブスタビライザ装置の仕事率は0にされる。よって、回生が行われない車両の場合にも、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率を適正に演算することができる。

20

【0025】

上記説明においては、本発明の理解を助けるために、後述する実施形態に対応する発明の構成に対し、その実施形態で用いられた符号が括弧書きで添えられている。しかし、本発明の各構成要素は、括弧書きで添えられた符号に対応する実施形態の構成要素に限定されるものではない。本発明の他の目的、他の特徴及び付随する利点は、以下の図面を参照しつつ記述される本発明の実施形態についての説明から容易に理解されるであろう。

【図面の簡単な説明】

【0026】

30

【図1】本発明による車両のロール制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【図2】第一の実施形態におけるロール制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図3】本発明における車両のロール制御の原理を説明するための車両の解図的背面図である。

【図4】バウンドした状態にある車輪についてアクティブスタビライザ装置を示す側面図である。

【図5】スタビライザのねじれ角 C_i (上段)、アクチュエータの回転角 A_i (中段)、及びアクチュエータの回転角速度 d_{A_i} (下段)を示すグラフである。

【図6】路面から前輪及び後輪へのロール入力 f 及び r (第一段)、車体のロール角 (第二段)、前輪側及び後輪側の相対ロール角 f 及び r (第三段)、及び目標アンチロールモーメント M_{art} (第四段)を示すグラフである。

40

【図7】第一の実施形態について、ロール角の周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係 (上段)、ロール角の周波数と最適制御時における車体のロール角速度 d に対する前輪側及び後輪側アクチュエータの回転角 A_f 及び A_r の位相差との関係 (中段)、及びロール角の周波数と最適制御時における評価関数 (平均仕事率) E_{F1} との関係 (下段)を示すグラフである。

【図8】第一の実施形態の性能を示すグラフである。

【図9】図8に対応させて従来技術の性能を示すグラフである。

【図10】第二の実施形態について、ロール角の周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係 (上段)、ロール角の周波数と最適制御時における車体のロール角速度

50

dに対する前輪側及び後輪側アクチュエータの回転角 A_f 及び A_r の位相差との関係（中段）、及びロール角 の周波数 と最適制御時における評価関数（平均仕事率）E F2との関係（下段）を示すグラフである。

【図11】第二の実施形態の性能を示すグラフである。

【図12】図11に対応させて従来技術の性能を示すグラフである。

【図13】第三の実施形態について、ロール角 の周波数 と最適の制御ゲインGft及びGrtとの関係（上段）、ロール角 の周波数 と最適制御時における車体のロール角速度 dに対する前輪側及び後輪側アクチュエータの回転角 A_f 及び A_r の位相差との関係（中段）、及びロール角 の周波数 と最適制御時における評価関数（瞬間最大仕事率）E F3との関係（下段）を示すグラフである。

10

【図14】第三の実施形態の性能を示すグラフである。

【図15】図14に対応させて従来技術の性能を示すグラフである。

【図16】第四の実施形態について、ロール角 の周波数 と最適の制御ゲインGft及びGrtとの関係（上段）、ロール角 の周波数 と最適制御時における車体のロール角速度 dに対する前輪側及び後輪側アクチュエータの回転角 A_f 及び A_r の位相差との関係（中段）、及びロール角 の周波数 と最適制御時における評価関数（瞬間最大仕事率）E F4との関係（下段）を示すグラフである。

【図17】第四の実施形態の性能を示すグラフである。

【図18】図17に対応させて従来技術の性能を示すグラフである。

【図19】第五の実施形態について、ロール角 の周波数 と最適の制御ゲインGft及びGrtとの関係（上段）、ロール角 の周波数 と最適制御時における車体のロール角速度 dに対する前輪側及び後輪側アクチュエータの回転角 A_f 及び A_r の位相差との関係（中段）、及びロール角 の周波数 と最適制御時における評価関数（平均仕事率の大きい方の値）E F5との関係（下段）を示すグラフである。

20

【図20】第五の実施形態の性能を示すグラフである。

【図21】図20に対応させて従来技術の性能を示すグラフである。

【図22】第六の実施形態について、ロール角 の周波数 と最適の制御ゲインGft及びGrtとの関係（上段）、ロール角 の周波数 と最適制御時における車体のロール角速度 dに対する前輪側及び後輪側アクチュエータの回転角 A_f 及び A_r の位相差との関係（中段）、及びロール角 の周波数 と最適制御時における評価関数（平均仕事率の大きい方の値）E F6との関係（下段）を示すグラフである。

30

【図23】第六の実施形態の性能を示すグラフである。

【図24】図23に対応させて従来技術の性能を示すグラフである。

【図25】第七の実施形態について、ロール角 の周波数 と最適制御のゲインGf及びGrとの関係（上段）、ロール角 の周波数 と最適制御時における車体のロール角速度 dに対する前輪側及び後輪側アクチュエータの回転角 A_f 及び A_r の位相差との関係（中段）、及びロール角 の周波数 と最適制御時における評価関数（平均仕事率の大きい方の値に基づく瞬間最大仕事率）E F7との関係（下段）を示すグラフである。

【図26】第七の実施形態の性能を示すグラフである。

【図27】図26に対応させて従来技術の性能を示すグラフである。

40

【図28】第八の実施形態の性能を示すグラフである。

【図29】図28に対応させて従来技術の性能を示すグラフである。

【発明を実施するための形態】

【0027】

[実施形態において採用されている本発明の原理]

本発明の理解が容易になるよう、実施形態の説明に先立ち、図3乃至図6を参照して、本発明における車両のロール制御の原理について説明する。

【0028】

図3において、車両100は左車輪102Li及び右車輪102Riの間に配設されたアクティブスタビライザ装置104iを備えている。なお、iは、前輪についてはfであり、後

50

輪については r である。各アクティブスタビライザ装置 $104i$ は、車両の横方向に延在するバー $104BLi$ 及び $104BRi$ と、これらのバーと一体をなしバーを横切る方向に延在するアーム部 $104ALi$ 及び $104ARi$ とを含む左右のスタビライザ $104SLi$ 及び $104SRi$ を有している。更に、各アクティブスタビライザ装置 $104i$ は、左右のスタビライザのバーを相対回転させる電動アクチュエータ $104Ai$ を有している。図3には示されていないが、電動アクチュエータ $104Ai$ は、電動機及び減速歯車を含んでいる。

【0029】

なお、図3には示されていないが、アーム部 $104ALi$ 及び $104ARi$ は、先端にてそれぞれ左車輪 $102Li$ 及び右車輪 $102Ri$ のサスペンション部材に連結されており、車輪がバウンドもりバウンドもしていないときには水平に延在するものとする。更に、バー $104BLi$ 及び $104BRi$ の剛性は無限大であり、車輪がバウンド及びりバウンドする際には、アーム部 $104ALi$ 及び $104ARi$ が弾性曲げ変形するものとする。

10

【0030】

走行路の路面 106 は水平方向 107 に対し右下りに角度 θ 傾斜しており、車両 100 の車体 $100B$ は路面 106 の傾斜に対応して右方へ角度 ϕ ロールして走行している。左車輪 $102Li$ 及び右車輪 $102Ri$ は、図3には示されていない路面 106 の凹凸などに起因して、それぞれバウンドしりバウンドしている。左車輪 $102Li$ の接地点 $108Li$ 及び右車輪 $102Ri$ の接地点 $108Ri$ を結ぶ直線 $110i$ が水平方向 107 に対しなす角度を α_i とすると、路面 106 に対する直線 $110i$ の傾斜角 β_i （以下「相対ロール角」という）は、 $\beta_i = \theta - \alpha_i$ である。

20

【0031】

なお、図3において、 G は車両 100 の重心を示しており、 112 は車両 100 の中心垂直平面を示しており、直線 114 は鉛直方向を示している。更に、 $116Li$ 及び $116Ri$ はそれぞれ左車輪 $102Li$ 及び右車輪 $102Ri$ の回転軸線を示し、 $118Li$ 及び $118Ri$ はそれぞれ左車輪 $102Li$ 及び右車輪 $102Ri$ の中心平面を示している。

【0032】

図4において、 A_i は電動アクチュエータ $104Ai$ の回転角を示し、 C_i は左車輪 $102Li$ の側のスタビライザ $104SLi$ のアーム部 $104ALi$ の弾性曲げ変形によるスタビライザ $104SLi$ のねじれ角を示している。よって、スタビライザ $104SLi$ のバー $104BLi$ に対するアーム部 $104ALi$ の先端の回転角度 α_i は、 $\alpha_i = A_i + C_i$ であるので、下記の式(1)及び(2)が成立する。なお、矢印 120 は、アーム部 $104ALi$ の弾性曲げ変形の力が電動アクチュエータ $104Ai$ を回転させようとする方向を示している。

30

$$f = A_f + C_f \dots (1)$$

$$r = A_r + C_r \dots (2)$$

【0033】

前述の特許文献1にも記載されているように、車体のロール角速度を d とし、制御係数を C （正の定数）とすると、車体のロールを低減するための目標アンチロールモーメント M_{art} は、下記の式(3)により表される。

$$M_{art} = -C \cdot d \dots (3)$$

40

【0034】

前輪側アクティブスタビライザ装置 $104f$ のアーム部 $104ALf$ 及び $104ARf$ の弾性曲げ変形のばね定数を K_f とし、後輪側アクティブスタビライザ装置 $104r$ のアーム部 $104ALr$ 及び $104ARr$ の弾性曲げ変形のばね定数を K_r とする。前輪側アクティブスタビライザ装置 $104f$ 及び後輪側アクティブスタビライザ装置 $104r$ の電動アクチュエータ $104Af$ 及び $104Ar$ を制御することにより発生されるアンチロールモーメント M_{ar} は、下記の式(4)により表される。

$$M_{ar} = K_f \cdot A_f + K_r \cdot A_r \dots (4)$$

【0035】

従来の車両のロール制御においては、式(4)により表されるアンチロールモーメント

50

Marが、式(3)により表される目標アンチロールモーメントMartになるように、即ち下記の式(5)が成立するように、電動アクチュエータ104Af及び104Arが制御される。この場合、車体のロール角速度dに対するアクチュエータ104Aiの回転角 θ_{Ai} のゲインは、車速、車体のロール振動の周波数などに関係なく一定である。

$$Mart = K_f \cdot \theta_{Af} + K_r \cdot \theta_{Ar} \dots (5)$$

【0036】

本発明においては、前輪側アクティブスタビライザ装置104f及び/又は後輪側アクティブスタビライザ装置104rの消費エネルギーが低減されるよう、アクチュエータ104Af及び104Arの回転角 θ_{Af} 及び θ_{Ar} の最適な組合せが求められる。

【0037】

スタビライザ104SLiのねじれ角 θ_{Ci} が、スタビライザ104SLiのアーム部104ALiの弾性曲げ変形により、図5の上段に示されているように変化する場合について考える。即ち、左車輪102Liが、時点t0から時点t2まではバウンドし、時点t2から時点t4まではリバウンドする場合について考える。

【0038】

アクチュエータ104Aiの回転角 θ_{Ai} が、図5の中段において実線にて示されているように変化する場合には、アクチュエータは、時点t0からt2までにおいては、左車輪を下げるよう回転し、t2から時点t4までにおいては、左車輪を上げるよう回転する。よって、アクチュエータは、左車輪の上下運動に伴うアーム部104ALiの弾性曲げ変形に逆らうよう回転するので、アクチュエータの負荷が大きい。これに対し、アクチュエータ104Aiの回転角 θ_{Ai} が、図5の中段において破線にて示されているように変化する場合には、アクチュエータは時点t0からt2までにおいては、左車輪を上げるよう回転し、t2から時点t4までにおいては、左車輪を下げるよう回転する。よって、アクチュエータは、アーム部104ALiの左車輪の上下運動に伴うアーム部104ALiの弾性曲げ変形に沿うよう回転するので、アクチュエータの負荷は小さい。

【0039】

図5の下段は、図5の中段に示されたアクチュエータ104Aiの回転角 θ_{Ai} の時間変化率、即ち回転角速度 $d_{\theta_{Ai}}$ を示している。実線にて示された回転角速度はスタビライザ104SLiのねじれ角 θ_{Ci} に対し逆相であるが、破線にて示された回転角速度はスタビライザ104SLiのねじれ角 θ_{Ci} と同相である。よって、図5から、ねじれ角 θ_{Ci} と回転角速度 $d_{\theta_{Ai}}$ との位相差を小さくすれば、アクチュエータの負荷を低減し、アクティブスタビライザ装置104iの消費エネルギーを低減することができることが解る。

【0040】

次に、図6を参照して、前輪側アクティブスタビライザ装置104f及び/又は後輪側アクティブスタビライザ装置104rの消費エネルギーを低減するための、アクチュエータ104Af及び104Arの回転角 θ_{Af} 及び θ_{Ar} の最適な組合せの求め方について説明する。

【0041】

図6の第一段に示されているように、路面から後輪へのロール入力rは、路面から前輪へのロール入力fに対し、車速及び車両のホイールベースにより決定される遅延時間tだけ遅れて変化する。車体100Bのロール角 θ が、図6の第二段に示されているように変化すると、前輪側及び後輪側の相対ロール角 θ_f 及び θ_r は、それぞれ図6の第三段において実線及び破線にて示されているように変化する。なお、図6の第四段は、図6の第二段に示された車体100Bのロール角 θ の変化率(ロール角速度d)に対応する車両全体の目標アンチロールモーメントMartの変化を示している。

【0042】

図6の第三段に示された前輪側及び後輪側の相対ロール角 θ_f 及び θ_r の位相は、図6の第四段に示された車両全体の目標アンチロールモーメントMartの位相とは異なる。よって、相対ロール角 θ_f 及び θ_r の一部であるねじれ角 θ_{cf} 及び θ_{cr} 前輪の位相

10

20

30

40

50

は、目標アンチロールモーメント M_{art} の位相とは異なる。従って、図5及び図6から、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーを低減するためには、上記式(1)及び(2)及び上記式(5)を充足しつつ、ねじれ角 ϕ_{ci} 及び回転角速度 d_{A_i} の位相差ができるだけ小さくなる回転角 ϕ_{Af} 及び ϕ_{Ar} の組合せを求めればよいことが解る。

【0043】

電動機による回生が行われる場合における前輪側アクティブスタビライザ装置104f及び後輪側アクティブスタビライザ装置104rの単位時間当たりの消費エネルギー、即ち仕事率 E_f 及び E_r は、それぞれ下記の式(6)及び(7)により表される。即ち、仕事率 E_f は、電動アクチュエータ104A_fの回転角速度 d_{A_f} (= d_{A_f}/dt)及びアーム部104AL_fの弾性変形により発生されるスタビライザ反力 $K_f \cdot \phi_{cf}$ との積として演算される。同様に、仕事率 E_r は、電動アクチュエータ104A_rの回転角速度 d_{A_r} (= d_{A_r}/dt)及びアーム部104AL_rの弾性変形により発生されるスタビライザ反力 $K_r \cdot \phi_{cr}$ との積として演算される。なお、仕事率 E_f 及び E_r は、対応するスタビライザのバーを相対回転させる場合に正の値になり、電動アクチュエータの電動機が対応するスタビライザによって回転せしめられることによって回生が行われる場合に負の値になる。

【数1】

$$E_f = \left(\frac{d\Delta\phi_{Af}}{dt} \right) \cdot (K_f \Delta\phi_{cf}) \quad \dots(6)$$

$$= K_f \frac{d\Delta\phi_{Af}}{dt} (\Delta\phi_f - \Delta\phi_{Af})$$

【数2】

$$E_r = \left(\frac{d\Delta\phi_{Ar}}{dt} \right) (K_r \Delta\phi_{cr})$$

$$= K_r \frac{d}{dt} \left(\frac{M_{art} - K_f \Delta\phi_{Af}}{K_r} \right) \left(\Delta\phi_r - \frac{M_{art} - K_f \Delta\phi_{Af}}{K_r} \right)$$

$$= \left(\frac{dM_{art}}{dt} - K_f \frac{d\Delta\phi_{Af}}{dt} \right) \left(\Delta\phi_r - \frac{M_{art} - K_f \Delta\phi_{Af}}{K_r} \right) \quad \dots(7)$$

【0044】

電動機による回生が行われない場合における前輪側アクティブスタビライザ装置104f及び後輪側アクティブスタビライザ装置104rの仕事率 E_f 及び E_r は、それぞれ E_f 及び E_r が正の値であるときには、 E_f 及び E_r と同一である。これに対し、仕事率 E_f 及び E_r は、それぞれ E_f 及び E_r が負の値であるときには、0である。

【0045】

前輪側アクティブスタビライザ装置104f及び/又は後輪側アクティブスタビライザ装置104rの消費エネルギーを低減するための評価関数として、下記の式(8)乃至(15)にて表される評価関数 E_{F1} 乃至 E_{F8} が考えられる。評価関数 E_{F1} 、 E_{F3} 、 E_{F5} 、及び E_{F7} は、電動機による回生が行われる場合についての評価関数であり、評価関数 E_{F2} 、 E_{F4} 、 E_{F6} 、及び E_{F8} は、電動機による回生が行われない場合についての評価関数である。なお、評価関数 E_{F1} 、 E_{F2} 、 E_{F5} 、及び E_{F6} における ω は、車体100Bのロール角 ϕ の周期的変化の周波数である。評価関数 E_{F3} ~ E_{F8} のMAXは、かっこ内の値のうちの最大値又は大きい方の値を意味する。

【数3】

$$EF1 = \frac{\omega}{2\pi} \int_{t=0}^{2\pi/\omega} (E_f + E_r) dt \quad \dots(8)$$

$$EF2 = \frac{\omega}{2\pi} \int_{t=0}^{2\pi/\omega} (E_f' + E_r') dt \quad \dots(9)$$

10

【数4】

$$EF3 = \text{MAX}(E_f + E_r) \quad \dots(10)$$

$$EF4 = \text{MAX}(E_f' + E_r') \quad \dots(11)$$

【数5】

$$EF5 = \text{MAX} \left[\frac{\omega}{2\pi} \int_{t=0}^{2\pi/\omega} E_f dt, \frac{\omega}{2\pi} \int_{t=0}^{2\pi/\omega} E_r dt \right] \quad \dots(12)$$

20

$$EF6 = \text{MAX} \left[\frac{\omega}{2\pi} \int_{t=0}^{2\pi/\omega} E_f' dt, \frac{\omega}{2\pi} \int_{t=0}^{2\pi/\omega} E_r' dt \right] \quad \dots(13)$$

【数6】

$$EF7 = \text{MAX} \left[\text{MAX}(E_f), \text{MAX}(E_r) \right] \quad \dots(14)$$

$$EF8 = \text{MAX} \left[\text{MAX}(E_f'), \text{MAX}(E_r') \right] \quad \dots(15)$$

【0046】

30

評価関数EF1及びEF2は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の和に基づく平均仕事率についての評価関数であり、この値が小さいほど、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の両者による消費エネルギーが小さく、車両の燃費がよい。評価関数EF3及びEF4は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の和の最大値についての評価関数であり、この値が小さいほど、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の両者による消費エネルギーのピーク値が低い。

【0047】

評価関数EF5及びEF6は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の平均仕事率の大きい方の値についての評価関数であり、この値が小さいほど、アクチュエータ104Aiの熱害が少ない。評価関数EF7及びEF8は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の仕事率の最大値の大きい方の値についての評価関数であり、この値が小さいほど、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーのピーク値が大きい方の値が低い。

40

【0048】

車体のロール角速度 d に対するアクチュエータ104Af及び104Arの回転角 θ_{Af} 及び θ_{Ar} のゲインをそれぞれ制御ゲインGf及びGrとする。各評価関数が最小になるときの制御ゲインGf及びGrをそれぞれ最適の制御ゲインGft及びGrtとして予め求めておき、それらの制御ゲインに基づいて前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置を制御すれば、消費エネルギーを低減することができる。最適の制御ゲインGft及びGrtは、車体100Bのロール角 θ の周期的変化の周波数 f 、車速、車両の仕様によって異なる。

50

【 0 0 4 9 】

よって、本発明が適用される車両の仕様、複数の車速域及び種々の周波数 について、最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} が例えばシミュレーションにより又は実験的に予め求められ、複数の車速域毎に周波数 をパラメータとする最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} のマップが設定されてよい。更に、本発明による車両のロール制御の実施に際しては、車速に基づいて車速域が特定されることによりマップが特定され、周波数 に基づいて特定されたマップが参照されることにより最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} が決定され、それらの制御ゲインに基づいて前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置が制御されてよい。

【 0 0 5 0 】

次に、上述の原理に基づいて構成された本発明によるロール制御装置の第一乃至第八の実施形態について詳細に説明する。

【 0 0 5 1 】

[第一の実施形態]

図 1 において、ロール制御装置 1 0 は、前輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f と、後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 r と、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置を制御する制御装置である電子制御装置 1 4 と、を有している。前輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f は、車両の横方向に延在するバー 1 2 BLf、1 2 BRf と、対応するバーと一体をなしバーを横切る方向（後方）に延在するアーム部 1 2 ALf、1 2 ARf とを含む左右のスタビライザ 1 2 SLf、1 2 SRf と、左右のスタビライザのバーを相対回転させる電動アクチュエータ 1 2 Af とを有している。バー 1 2 BLf 及び 1 2 BRf は、図には示されていない支持部材を介して、車両 1 6 の車体 1 6 B に対し回転可能に車体により支持されている。アーム部 1 2 ALf 及び 1 2 ARf は、それぞれ外端にて左前輪 1 8 Lf 及び右前輪 1 8 Rf のサスペンション部材 2 0 SLf 及び 2 0 SRf に連結されている。

【 0 0 5 2 】

同様に、後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 r は、車両の横方向に延在するバー 1 2 BLr、1 2 BRr と、対応するバーと一体をなしバーを横切る方向（後方）に延在するアーム部 1 2 ALr、1 2 ARr とを含む左右のスタビライザ 1 2 SLr、1 2 SRr と、左右のスタビライザのバーを相対回転させる電動アクチュエータ 1 2 Ar とを有している。バー 1 2 BLr 及び 1 2 BRr は、図には示されていない支持部材を介して、車両 1 6 の車体 1 6 B に対し回転可能に車体により支持されている。アーム部 1 2 ALr 及び 1 2 ARr は、それぞれ外端にて左後輪 1 8 Lr 及び右後輪 1 8 Rr のサスペンション部材 2 0 SLr 及び 2 0 SRr に連結されている。

【 0 0 5 3 】

なお、アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び 1 2 r の構造自体は本発明の要旨をなすものではないので、車両 1 6 のロールを低減するためのアンチロールモーメントを発生し得るものである限り当技術分野に於いて公知の任意の構成のものであってよい。アクティブスタビライザ装置の構造について、必要ならば例えば本願出願人の出願にかかる特開 2 0 0 9 - 9 6 3 6 6 号公報を参照されたい。

【 0 0 5 4 】

図 1 に示されているように、左前輪 1 8 Lf 及び右前輪 1 8 Rf は操舵輪であり、左後輪 1 8 Lr 及び右後輪 1 8 Rr は非操舵輪である。左前輪 1 8 Lf 及び右前輪 1 8 Rf は、運転者によるステアリングホイール 2 4 の操作に応答して駆動されるラック・アンド・ピニオン型のパワーステアリング装置 2 6 によりラックバー 2 8 及びタイロッド 3 0 L 及び 3 0 R を介して転舵される。

【 0 0 5 5 】

電子制御装置 1 4 は、後に詳細に説明するように、上述の原理の第一の実施形態に基づく図 2 に示されたフローチャートに従って、車両 1 6 のロールを低減するための目標アンチロールモーメント M_{art} を演算する。更に、制御装置 1 4 は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び 1 2 r が発生するアンチロールモーメント M_{arf} 及び M_{arr} の和 $M_{arf} + M_{arr}$ を目標アンチロールモーメント M_{art} にするための電動アクチュエータ

1 2 Af 及び 1 2 Ar の目標回転角 A_{ft} 及び A_{rt} を演算する。上記式 (1) 及び (2) は常に成立するので、目標回転角 A_{ft} 及び A_{rt} は、上記式 (1) 及び (2) 及び上記式 (5) を充足しつつ、ねじれ角 C_i 及び回転角速度 d_{Ai} の位相差ができるだけ小さくなる回転角 A_f 及び A_r の組合せとして演算される。

【 0 0 5 6 】

更に、制御装置 1 4 は、電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar の回転角 A_f 及び A_r がそれぞれ目標回転角 A_{ft} 及び A_{rt} になるように前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置を制御する。なお、電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar の電動機が対応するスタビライザによって回転せしめられる状況においては、電動機による回生が行われ、制御装置 1 4 は回生を制御し、回収された電力を図には示されていないバッテリに蓄電する。後述の第三、第五及び第七の実施形態においても、電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar の電動機による回生が行われる。

10

【 0 0 5 7 】

電子制御装置 1 4 には、それぞれ電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar に設けられた回転角センサ 3 2 f 及び 3 2 r から、電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar の回転角 A_f 及び A_r 、即ち左右のスタビライザのバーの相対回転角度を示す信号が入力される。制御装置 1 4 には、それぞれ左前輪 1 8 Lf 及び右前輪 1 8 Rf に近接して車体 1 6 B に設けられた上下加速度センサ 3 4 L 及び 3 4 R から、車体の上下加速度 G_{zL} 及び G_{zR} を示す信号が入力される。更に、制御装置 1 4 には、車速センサ 3 6 から車速 V を示す信号が入力される。なお、電動アクチュエータの回転角 A_f 及び A_r は、車両の左旋回時の車体のロールを低減する方向の回転角が正であり、上下加速度 G_{zL} 及び G_{zR} は上方向が正である。

20

【 0 0 5 8 】

アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び 1 2 r の電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar は、電子制御装置 1 4 によって電動機に対する制御電流が制御されることにより制御される。なお、図 1 には詳細に示されていないが、電子制御装置 1 4 は、CPU と ROM と RAM と入出力ポート装置とを有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続されたマイクロコンピュータ及び駆動回路よりなっており、図 2 に示されたフローチャートに対応する制御プログラムは、ROM に格納されており、目標回転角 A_{ft} 及び A_{rt} の演算などは同制御プログラムに従って CPU により制御される。ROM には、目標回転角 A_{ft} 及び A_{rt} の演算に必要なマップなども格納されている。ロール制御装置 1 0 の上述の構成は、後述の第二乃至第八の実施形態においても同様である。

30

【 0 0 5 9 】

特に、第一の実施形態においては、複数の車速域毎に種々の周波数 ω について、車体のロール角速度 d に対するアクチュエータ 1 0 4 Af 及び 1 0 4 Ar の回転角 A_f 及び A_r の最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} がシミュレーションにより予め求められている。最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} は、車体のロール角速度 d に対するアクチュエータ 1 0 4 Af 及び 1 0 4 Ar の回転角 A_f 及び A_r の制御ゲインのうち、上記評価関数 E_{F1} が最小になる値である。

【 0 0 6 0 】

シミュレーションに使用された車両の仕様は以下の通りである。以下の第一の実施形態の説明においては、「評価関数 E_{F1} が最小になるとき」を「最適制御」と表記する。

車体のロール慣性モーメント: 768 kgm^2

前輪のロール剛性: 1500 Nm/deg

後輪のロール剛性: 1000 Nm/deg

前輪のショックアブソーバの減衰係数: 1920 Nm/(rad/s)

後輪のショックアブソーバの減衰係数: 1920 Nm/(rad/s)

制御係数 C : 2000 Nm/(rad/s)

車両のばね上質量: 2000 kg

重心高: 0.55 m

40

50

トレッド: 1.6 m

ホイールベース: 2.78 m

【0061】

図7の上段は、90～100 km/hの車速域について、車体100Bのロール角の周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係を、従来技術の場合の制御ゲイン（破線）と共に示している。図7の中段は、上記車速域について、ロール角の周波数と最適制御時における車体のロール角速度 d に対するアクチュエータ104Af及び104Arの回転角 A_f 及び A_r の位相差との関係を、従来技術の場合の位相差（破線）と共に示している。

【0062】

図7の下段は、上記車速域について、ロール角の周波数と最適制御時における評価関数（平均仕事率） E_{F1} との関係を、従来技術の場合の値（破線）と共に示している。なお、従来技術とは、第一の実施形態と同一の仕様の車両において、アクチュエータ104Af及び104Arの回転角 A_f 及び A_r の制御ゲイン G_f 及び G_r が0.027 rad/(rad/s)の一定の値に設定されたロール制御装置である。このことは、後述の他の実施形態においても同様である。図7の下段から、最適制御時における評価関数 E_{F1} は、ロール角の周波数が低い領域を除き、従来技術の場合の値よりも低いことが解る。

【0063】

ロール角の周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係は、図7の上段においては、上記車速域についてのみ図示されているが、車速域によって異なる。図には示されていないが、車速 V が低くなるほど、最適の制御ゲイン G_{ft} は増大し、最適の制御ゲイン G_{rt} は減少する。電子制御装置14のROMには、10 km/h毎に区分された複数の車速域について周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係がマップとして記憶されている。

【0064】

次に、図2に示されたフローチャートを参照して第一の実施形態におけるアクティブスタビライザ装置12f及び12rの制御ルーチンについて説明する。なお、図2に示されたフローチャートによる制御は、図には示されていないイグニッションスイッチがオンであるときに所定の時間毎に繰返し実行される。

【0065】

まず、ステップ10においては、それぞれ上下加速度センサ34L及び34Rにより検出された車体16Bの上下加速度 G_{zL} 及び G_{zR} を示す信号などが読み込まれる。

【0066】

ステップ20においては、上下加速度 G_{zr} と上下加速度 G_{zL} との差 $G_{zr} - G_{zL}$ が積分されることにより、車体16Bのロール角速度 d が演算される。

【0067】

ステップ30においては、ロール角速度 d に基づいて上記式(3)に従って車体のロールを低減するための目標アンチロールモーメント M_{art} が演算される。

【0068】

ステップ40においては、車速 V が属する車速域が特定されると共に、周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係を示す複数のマップ（図7の上段など）の中から、特定された車速域についてのマップが決定される。

【0069】

ステップ50においては、ステップ20において演算された車体16Bのロール角速度 d に基づいて、車体16Bのロール角の周期的変化の周波数である車体のロール周波数が演算される。更に、車体のロール周波数に基づいてステップ40において決定されたマップが参照されることにより、最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} が演算される。

【0070】

ステップ60においては、それぞれ下記の式(16)及び(17)に従って、前輪側アクティブスタビライザ装置12f及び後輪側アクティブスタビライザ装置12rの電動アク

10

20

30

40

50

チュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar の目標回転角 A_{ft} 及び A_{rt} が演算される。

$$A_{ft} = G_{ft} \cdot d \quad \dots (16)$$

$$A_{rt} = G_{rt} \cdot d \quad \dots (17)$$

【0071】

ステップ 70 においては、電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar の回転角 A_f 及び A_r がそれぞれ目標回転角 A_{ft} 及び A_{rt} になるよう、前輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 r が制御される。

【0072】

図 8 及び図 9 は、車速 V が 100 km/h であり、車体のロール周波数 f_r が 2 Hz である場合における第一の実施形態及び従来技術の性能を示すグラフである。特に、上段は、前輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f の反力 ($= K_f \cdot A_f$) (実線)、及びアクチュエータ 1 0 4 Af の回転角速度 d_{A_f} (破線) を示している。中段は、後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 r の反力 $K_r \cdot A_r$ (実線)、及びアクチュエータ 1 0 4 Ar の回転角速度 d_{A_r} (破線) を示している。更に、下段は、前輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f の仕事率 E_f (一点鎖線)、後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 r の仕事率 E_r (二点鎖線)、仕事率 E_f 及び E_r の和 (破線) 及び前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び 1 2 r の平均仕事率 (評価関数 E_{F1}) (実線) を示している。

【0073】

図 8 及び図 9 の上段に示されているように、従来技術における前輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は 135 deg であるのに対し、第一の実施形態における同位相差は 30 deg である。図 8 及び図 9 の中段に示されているように、従来技術における後輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は 132 deg であるのに対し、第一の実施形態における同位相差は 106 deg である。よって、第一の実施形態におけるアクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は、前輪側及び後輪側の何れについても従来技術における同位相差よりも小さい。

【0074】

図 8 及び図 9 の下段に示されているように、従来技術における平均仕事率 E_{F1} は $3.4 \cdot 5 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ であるのに対し、第一の実施形態における平均仕事率 E_{F1} は $2.6 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ である。なお、車速域が 90 ~ 100 km/h 以外の車速域である場合にも、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び 1 2 r の平均仕事率 E_{F1} を従来技術に比して低減することができる。よって、第一の実施形態によれば、従来技術に比して前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーを低減し、車両の燃費を向上させることができる。

【0075】

[第二の実施形態]

第二の実施形態においては、電子制御装置 1 4 は、下記の点を除き第一の実施形態と同様に電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar の回転角 A_f 及び A_r がそれぞれ目標回転角 A_{ft} 及び A_{rt} になるように前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置を制御する。なお、電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar の電動機による回生は行われない。即ち、電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar の電動機が対応するスタビライザによって回転せしめられる状況においても、回生は行われない。後述の第四、第六及び第八の実施形態においても、電動アクチュエータ 1 2 Af 及び 1 2 Ar の電動機による回生は行われない。

【0076】

第二の実施形態においては、複数の車速域毎に種々の周波数 f_r について、上記評価関数 E_{F2} が最小になるときの車体のロール角速度 d に対するアクチュエータ 1 0 4 Af 及び 1 0 4 Ar の回転角 A_f 及び A_r のゲイン G_f 及び G_r が、それぞれ最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} としてシミュレーションにより予め求められている。シミュレーションに使用された車両の仕様は第一の実施形態の仕様と同一である。以下の第二の実施形態の説明に

10

20

30

40

50

おいては、「評価関数 E F 2 が最小になるとき」を「最適制御」と表記する。

【 0 0 7 7 】

図 1 0 の上段、中段及び下段は、それぞれ図 7 の上段、中段及び下段に対応している。特に、図 1 0 の下段は、9 0 ~ 1 0 0 km/h の車速域について、ロール角 の周波数 と最適制御時における評価関数（平均仕事率）E F 2 との関係を、従来技術の場合の値（破線）と共に示している。図 1 0 の下段から、最適制御時における評価関数 E F 2 は、ロール角 の周波数 が低い領域を除き、従来技術の場合の値よりも低いことが解る。

【 0 0 7 8 】

ロール角 の周波数 と最適の制御ゲイン G f t 及び G r t との関係は、図 1 0 の上段においては、上記車速域についてのみ図示されているが、車速域によって異なる。図には示されていないが、第一の実施形態と同様に、車速 V が低くなるほど、最適の制御ゲイン G f t は増大し、最適の制御ゲイン G r t は減少する。電子制御装置 1 4 の R O M には、1 0 km/h 毎に区分された複数の車速域について周波数 と最適の制御ゲイン G f t 及び G r t との関係がマップとして記憶されている。

【 0 0 7 9 】

第二の実施形態においても、ロール制御は図 2 に示されたフローチャートに従って第一の実施形態と同様に行われる。しかし、第二の実施形態のステップ 4 0 においては、車速 V が属する車速域が特定されると共に、周波数 と最適の制御ゲイン G f t 及び G r t との関係を示す複数のマップ（図 1 0 の上段など）の中から、特定された車速域についてのマップが決定される。

【 0 0 8 0 】

図 1 1 及び図 1 2 は、車速 V が 1 0 0 km/h であり、車体のロール周波数 が 2 Hz である場合における第二の実施形態及び従来技術の性能を示すグラフであり、それぞれ図 8 及び図 9 に対応している。特に、下段の実線は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び 1 2 r の平均仕事率（評価関数 E F 2）を示している。

【 0 0 8 1 】

図 1 1 及び図 1 2 の上段に示されているように、従来技術における前輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は 1 3 5 deg であるのに対し、第二の実施形態における同位相差は 9 7 deg である。図 1 1 及び図 1 2 の中段に示されているように、従来技術における後輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は 1 3 2 deg であるのに対し、第二の実施形態における同位相差は 1 1 3 deg である。よって、第二の実施形態におけるアクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は、前輪側及び後輪側の何れについても従来技術における同位相差よりも小さい。

【 0 0 8 2 】

図 1 1 及び図 1 2 の下段に示されているように、従来技術における平均仕事率 E F 2 は $39.0 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ であるのに対し、第二の実施形態における平均仕事率 E F 2 は $28.6 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ である。なお、車速域が 9 0 ~ 1 0 0 km/h 以外の車速域である場合にも、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び 1 2 r の平均仕事率 E F 2 を従来技術に比して低減することができる。よって、第二の実施形態によれば、第一の実施形態と同様に、従来技術に比して前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーを低減し、車両の燃費を向上させることができる。

【 0 0 8 3 】

特に、第一の実施形態と第二の実施形態との比較から、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の平均仕事率を従来技術に比して低減し得る量は、電動機による回生が行われる場合には電動機による回生が行われない場合に比して大きいことが解る。

【 0 0 8 4 】

[第三の実施形態]

第三の実施形態においては、1 0 km/h 毎に区分された複数の車速域毎に種々の周波数について、上記評価関数 E F 3 が最小になるときの車体のロール角速度 $\dot{\theta}$ に対するアクチ

10

20

30

40

50

ユエータ $104A_f$ 及び $104A_r$ の回転角 θ_{A_f} 及び θ_{A_r} のゲイン G_f 及び G_r が、最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} としてシミュレーションにより予め求められている。シミュレーションに使用された車両の仕様は第一の実施形態の仕様と同一である。以下の第三の実施形態の説明においては、「評価関数 E_{F3} が最小になるとき」を「最適制御」と表記する。

【0085】

図13の上段、中段及び下段は、それぞれ図7の上段、中段及び下段に対応している。特に、図13の下段は、90～100 km/hの車速域について、ロール角の周波数と最適制御時における評価関数（瞬間最大仕事率） E_{F3} との関係を示している。従来技術の場合の値（破線）と共に示している。図13の下段から、最適制御時における評価関数 E_{F3} は、ロール角の周波数が低い領域を除き、従来技術の場合の値よりも低いことが解る。

10

【0086】

ロール角の周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係は、図13の上段においては、上記車速域についてのみ図示されているが、車速域によって異なる。図には示されていないが、第一及び第二の実施形態と同様に、車速 V が低くなるほど、最適の制御ゲイン G_{ft} は増大し、最適の制御ゲイン G_{rt} は減少する。電子制御装置14のROMには、複数の車速域について周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係がマップとして記憶されている。

【0087】

第三の実施形態においても、ロール制御は図2に示されたフローチャートに従って第一の実施形態と同様に行われる。しかし、第三の実施形態のステップ40においては、車速 V が属する車速域が特定されると共に、周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係を示す複数のマップ（図13の上段など）の中から、特定された車速域についてのマップが決定される。

20

【0088】

図14及び図15は、車速 V が100 km/hであり、車体のロール周波数が2 Hzである場合における第三の実施形態及び従来技術の性能を示すグラフであり、それぞれ図8及び図9に対応している。特に、下段の実線は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置12f及び12rの瞬間最大仕事率（評価関数 E_{F3} ）を示している。

【0089】

図14及び図15の上段に示されているように、従来技術における前輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は135 degであるのに対し、第三の実施形態における同位相差は82 degである。図14及び図15の中段に示されているように、従来技術における後輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は132 degであるのに対し、第三の実施形態における同位相差は114 degである。よって、第三の実施形態におけるアクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は、前輪側及び後輪側の何れについても従来技術における同位相差よりも小さい。

30

【0090】

図14及び図15の下段に示されているように、従来技術における瞬間最大仕事率 E_{F3} は $83.2 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ であるのに対し、第三の実施形態における瞬間最大仕事率 E_{F3} は $13.6 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ である。なお、車速域が90～100 km/h以外の車速域である場合にも、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置12f及び12rの瞬間最大仕事率 E_{F3} を従来技術に比して低減することができる。よって、第三の実施形態によれば、従来技術に比して前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーのピーク値を低くすることができる。

40

【0091】

[第四の実施形態]

第四の実施形態においては、10 km/h毎に区分された複数の車速域毎に種々の周波数について、上記評価関数 E_{F4} が最小になるときの車体のロール角速度 $\dot{\theta}$ に対するアクチ

50

ユエータ $104A_f$ 及び $104A_r$ の回転角 θ_{A_f} 及び θ_{A_r} のゲイン G_f 及び G_r が、最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} としてシミュレーションにより予め求められている。シミュレーションに使用された車両の仕様は第一の実施形態の仕様と同一である。以下の第四の実施形態の説明においては、「評価関数 E_{F4} が最小になるとき」を「最適制御」と表記する。

【0092】

図16の上段、中段及び下段は、それぞれ図7の上段、中段及び下段に対応している。特に、図16の下段は、90～100 km/hの車速域について、ロール角の周波数と最適制御時における評価関数（瞬間最大仕事率） E_{F4} との関係を示している。従来技術の場合の値（破線）と共に示している。図16の下段から、最適制御時における評価関数 E_{F4} は、ロール角の周波数が低い領域を除き、従来技術の場合の値よりも低いことが解る。

10

【0093】

ロール角の周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係は、図16の上段においては、上記車速域についてのみ図示されているが、車速域によって異なる。図には示されていないが、第一乃至第三の実施形態と同様に、車速 V が低くなるほど、最適の制御ゲイン G_{ft} は増大し、最適の制御ゲイン G_{rt} は減少する。電子制御装置14のROMには、複数の車速域について周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係がマップとして記憶されている。

【0094】

第四の実施形態においても、ロール制御は図2に示されたフローチャートに従って第一の実施形態と同様に行われる。しかし、第四の実施形態のステップ40においては、車速 V が属する車速域が特定されると共に、周波数と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係を示す複数のマップ（図16の上段など）の中から、特定された車速域についてのマップが決定される。

20

【0095】

図17及び図18は、車速 V が100 km/hであり、車体のロール周波数が2 Hzである場合における第四の実施形態及び従来技術の性能を示すグラフであり、それぞれ図8及び図9に対応している。特に、下段の実線は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置12f及び12rの瞬間最大仕事率（評価関数 E_{F4} ）を示している。

【0096】

図17及び図18の上段に示されているように、従来技術における前輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は135 degであるのに対し、第四の実施形態における同位相差は98 degである。図17及び図18の中段に示されているように、従来技術における後輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は132 degであるのに対し、第四の実施形態における同位相差は120 degである。よって、第四の実施形態におけるアクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は、前輪側及び後輪側の何れについても従来技術における同位相差よりも小さい。

30

【0097】

図17及び図18の下段に示されているように、従来技術における瞬間最大仕事率 E_{F4} は $83.2 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ であるのに対し、第四の実施形態における瞬間最大仕事率 E_{F4} は $41.8 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ である。なお、車速域が90～100 km/h以外の車速域である場合にも、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置12f及び12rの瞬間最大仕事率 E_{F4} を従来技術に比して低減することができる。よって、第四の実施形態によれば、第三の実施形態と同様に、従来技術に比して前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーのピーク値を低くすることができる。

40

【0098】

特に、第三の実施形態と第四の実施形態との比較から、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の瞬間最大仕事率を従来技術に比して低減し得る量は、電動機による回生が行われる場合には電動機による回生が行われない場合に比して大きいことが解る。

50

【 0 0 9 9 】

[第五の実施形態]

第五の実施形態においては、10 km/h毎に区分された複数の車速域毎に種々の周波数について、上記評価関数 E F 5 が最小になるときの車体のロール角速度 d に対するアクチュエータ 1 0 4 A f 及び 1 0 4 A r の回転角 $\theta_{A f}$ 及び $\theta_{A r}$ のゲイン G f 及び G r が、最適の制御ゲイン G f t 及び G r t としてシミュレーションにより予め求められている。シミュレーションに使用された車両の仕様は第一の実施形態の仕様と同一である。以下の第五の実施形態の説明においては、「評価関数 E F 5 が最小になるとき」を「最適制御」と表記する。

【 0 1 0 0 】

図 1 9 の上段、中段及び下段は、それぞれ図 7 の上段、中段及び下段に対応している。特に、図 1 9 の下段は、90 ~ 100 km/h の車速域について、ロール角 ϕ の周波数 ω と最適制御時における平均仕事率の大きい方の値（評価関数 E F 5）との関係を、従来技術の場合の値（破線）と共に示している。図 1 9 の下段から、最適制御時における評価関数 E F 5 は、ロール角 ϕ の周波数 ω が低い領域を除き、従来技術の場合の値よりも低いことが解る。

【 0 1 0 1 】

ロール角 ϕ の周波数 ω と最適の制御ゲイン G f t 及び G r t との関係は、図 1 9 の上段においては、上記車速域についてのみ図示されているが、車速域によって異なる。図には示されていないが、第一乃至第四の実施形態と同様に、車速 V が低くなるほど、最適の制御ゲイン G f t は増大し、最適の制御ゲイン G r t は減少する。電子制御装置 1 4 の R O M には、複数の車速域について周波数 ω と最適の制御ゲイン G f t 及び G r t との関係がマップとして記憶されている。

【 0 1 0 2 】

第五の実施形態においても、ロール制御は図 2 に示されたフローチャートに従って第一の実施形態と同様に行われる。しかし、第五の実施形態のステップ 4 0 においては、車速 V が属する車速域が特定されると共に、周波数 ω と最適の制御ゲイン G f t 及び G r t との関係を示す複数のマップ（図 1 9 の上段など）の中から、特定された車速域についてのマップが決定される。

【 0 1 0 3 】

図 2 0 及び図 2 1 は、車速 V が 100 km/h であり、車体のロール周波数 ω が 2 Hz である場合における第五の実施形態及び従来技術の性能を示すグラフであり、それぞれ図 8 及び図 9 に対応している。特に、下段の実線は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び 1 2 r の平均仕事率の大きい方の値（評価関数 E F 5）を示している。

【 0 1 0 4 】

図 2 0 及び図 2 1 の上段に示されているように、従来技術における前輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は 1 3 5 deg であるのに対し、第五の実施形態における同位相差は 1 0 1 deg である。図 2 0 及び図 2 1 の中段に示されているように、従来技術における後輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は 1 3 2 deg であるのに対し、第五の実施形態における同位相差は 1 2 6 deg である。よって、第五の実施形態におけるアクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は、前輪側及び後輪側の何れについても従来技術における同位相差よりも小さい。

【 0 1 0 5 】

図 2 0 及び図 2 1 の下段に示されているように、従来技術における平均仕事率の大きい方の値 E F 5 は $28.8 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ であるのに対し、第五の実施形態における平均仕事率の大きい方の値 E F 5 は $11.0 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ である。なお、車速域が 90 ~ 100 km/h 以外の車速域である場合にも、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び 1 2 r の平均仕事率の大きい方の値 E F 5 を従来技術に比して低減することができる。よって、第五の実施形態によれば、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ

10

20

30

40

50

装置の平均仕事率の大きい方の値を小さくし、アクチュエータの熱害の虞を低減することができる。

【0106】

[第六の実施形態]

第六の実施形態においては、10 km/h毎に区分された複数の車速域毎に種々の周波数について、上記評価関数EF6が最小になるときの車体のロール角速度 d に対するアクチュエータ104Af及び104Arの回転角 A_f 及び A_r のゲインGf及びGrが、最適の制御ゲインGft及びGrtとしてシミュレーションにより予め求められている。シミュレーションに使用された車両の仕様は第一の実施形態の仕様と同一である。以下の第六の実施形態の説明においては、「評価関数EF6が最小になるとき」を「最適制御」と表記する。

10

【0107】

図22の上段、中段及び下段は、それぞれ図7の上段、中段及び下段に対応している。特に、図22の下段は、90～100 km/hの車速域について、ロール角 θ の周波数 f と最適制御時における評価関数（平均仕事率の大きい方の値）EF6との関係を、従来技術の場合の値（破線）と共に示している。図22の下段から、最適制御時における評価関数EF6は、ロール角 θ の周波数 f が低い領域を除き、従来技術の場合の値よりも低いことが解る。

【0108】

ロール角 θ の周波数 f と最適の制御ゲインGft及びGrtとの関係は、図22の上段においては、上記車速域についてのみ図示されているが、車速域によって異なる。図には示されていないが、第一乃至第五の実施形態と同様に、車速Vが低くなるほど、最適の制御ゲインGftは増大し、最適の制御ゲインGrtは減少する。電子制御装置14のROMには、複数の車速域について周波数 f と最適の制御ゲインGft及びGrtとの関係がマップとして記憶されている。

20

【0109】

第六の実施形態においても、ロール制御は図2に示されたフローチャートに従って第一の実施形態と同様に行われる。しかし、第六の実施形態のステップ40においては、車速Vが属する車速域が特定されると共に、周波数 f と最適の制御ゲインGft及びGrtとの関係を示す複数のマップ（図22の上段など）の中から、特定された車速域についてのマップが決定される。

30

【0110】

図23及び図24は、車速Vが100 km/hであり、車体のロール周波数 f が2 Hzである場合における第六の実施形態及び従来技術の性能を示すグラフであり、それぞれ図8及び図9に対応している。特に、下段の実線は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置12f及び12rの平均仕事率の大きい方の値（評価関数EF6）を示している。

【0111】

図23及び図24の上段に示されているように、従来技術における前輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は135 degであるのに対し、第六の実施形態における同位相差は116 degである。図23及び図24の中段に示されているように、従来技術における後輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は132 degであるのに対し、第六の実施形態における同位相差は122 degである。よって、第六の実施形態におけるアクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は、前輪側及び後輪側の何れについても従来技術における同位相差よりも小さい。

40

【0112】

図23及び図24の下段に示されているように、従来技術における平均仕事率の大きい方の値EF6は $30.7 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ であるのに対し、第六の実施形態における平均仕事率の大きい方の値EF6は $14.6 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ である。なお、車速域が90～100 km/h以外の車速域である場合にも、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ

50

装置 1 2 f 及び 1 2 r の平均仕事率の大きい方の値 E F 6 を従来技術に比して低減することができる。よって、第六の実施形態によれば、第五の実施形態と同様に、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の平均仕事率の大きい方の値を小さくし、アクチュエータの熱害の虞を低減することができる。

【 0 1 1 3 】

特に、第五の実施形態と第六の実施形態との比較から、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の平均仕事率の大きい方の値を従来技術に比して低減し得る量は、電動機による回生が行われる場合には電動機による回生が行われない場合に比して大きいことが解る。

【 0 1 1 4 】

[第七の実施形態]

第七の実施形態においては、10 km/h 毎に区分された複数の車速域毎に種々の周波数について、上記評価関数 E F 7 が最小になるときの車体のロール角速度 $\dot{\theta}$ に対するアクチュエータ 1 0 4 A f 及び 1 0 4 A r の回転角 $\theta_{A f}$ 及び $\theta_{A r}$ のゲイン G f 及び G r が、最適の制御ゲイン G f t 及び G r t としてシミュレーションにより予め求められている。シミュレーションに使用された車両の仕様は第一の実施形態の仕様と同一である。以下の第七の実施形態の説明においては、「評価関数 E F 7 が最小になるとき」を「最適制御」と表記する。

【 0 1 1 5 】

図 2 5 の上段、中段及び下段は、それぞれ図 7 の上段、中段及び下段に対応している。特に、図 2 5 の下段は、90 ~ 100 km/h の車速域について、ロール角 θ の周波数 ω と最適制御時における評価関数（平均仕事率の大きい方の値に基づく瞬間最大仕事率）E F 7 との関係を、従来技術の場合の値（破線）と共に示している。図 2 5 の下段から、最適制御時における評価関数 E F 7 は、ロール角 θ の周波数 ω が低い領域を除き、従来技術の場合の値よりも低いことが解る。

【 0 1 1 6 】

ロール角 θ の周波数 ω と最適の制御ゲイン G f t 及び G r t との関係は、図 2 5 の上段においては、上記車速域についてのみ図示されているが、車速域によって異なる。図には示されていないが、第一乃至第六の実施形態と同様に、車速 V が低くなるほど、最適の制御ゲイン G f t は増大し、最適の制御ゲイン G r t は減少する。電子制御装置 1 4 の ROM には、複数の車速域について周波数 ω と最適の制御ゲイン G f t 及び G r t との関係がマップとして記憶されている。

【 0 1 1 7 】

第七の実施形態においても、ロール制御は図 2 に示されたフローチャートに従って第一の実施形態と同様に行われる。しかし、第七の実施形態のステップ 4 0 においては、車速 V が属する車速域が特定されると共に、周波数 ω と最適の制御ゲイン G f t 及び G r t との関係を示す複数のマップ（図 2 5 の上段など）の中から、特定された車速域についてのマップが決定される。

【 0 1 1 8 】

図 2 6 及び図 2 7 は、車速 V が * * * km/h であり、車体のロール周波数 ω が * * * Hz である場合における第七の実施形態及び従来技術の性能を示すグラフであり、それぞれ図 8 及び図 9 に対応している。特に、下段の実線は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 1 2 f 及び 1 2 r の平均仕事率の大きい方の値に基づく瞬間最大仕事率（評価関数 E F 7）を示している。

【 0 1 1 9 】

図 2 6 及び図 2 7 の上段に示されているように、従来技術における前輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は 1 3 5 deg であるのに対し、第七の実施形態における同位相差は 1 2 2 deg である。図 2 6 及び図 2 7 の中段に示されているように、従来技術における後輪側アクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は 1 3 2 deg であるのに対し、第七の実施形態にお

10

20

30

40

50

る同位相差は 12.1 degである。よって、第七の実施形態におけるアクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は、前輪側及び後輪側の何れについても従来技術における同位相差よりも小さい。

【0120】

図26及び図27の下段に示されているように、従来技術における平均仕事率の大きい方の値に基づく瞬間最大仕事率 E_{F7} は $69.0 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ であるのに対し、第七の実施形態における平均仕事率の大きい方の値に基づく瞬間最大仕事率 E_{F7} は $35.5 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ である。なお、車速域が $90 \sim 100 \text{ km/h}$ 以外の車速域である場合にも、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 $12f$ 及び $12r$ の平均仕事率の大きい方の値に基づく瞬間最大仕事率 E_{F7} を従来技術に比して低減することができる。よって、第七の実施形態によれば、従来に比して前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーのピーク値が大きい方の値を低くすることができる。

10

【0121】

[第八の実施形態]

第八の実施形態においては、 10 km/h 毎に区分された複数の車速域毎に種々の周波数について、上記評価関数 E_{F8} が最小になるときの車体のロール角速度 d に対するアクチュエータ $104Af$ 及び $104Ar$ の回転角 θ_{Af} 及び θ_{Ar} のゲイン G_f 及び G_r が、最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} としてシミュレーションにより予め求められている。シミュレーションに使用された車両の仕様は第一の実施形態の仕様と同一である。以下の第八の実施形態の説明においては、「評価関数 E_{F8} が最小になるとき」を「最適制御」と表記する。

20

【0122】

第八の実施形態においては、図7の上段、中段及び下段に対応するグラフは、上述の第七の実施形態における図25のそれぞれ上段、中段及び下段のグラフと同一である。よって、図7の上段、中段及び下段に対応するグラフの図示を省略する。電子制御装置14のROMには、複数の車速域について周波数 f と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係がマップとして記憶されている。

【0123】

第八の実施形態においても、ロール制御は図2に示されたフローチャートに従って第一の実施形態と同様に行われる。しかし、第八の実施形態のステップ40においては、車速 V が属する車速域が特定されると共に、周波数 f と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係を示す複数のマップ(図25の上段など)の中から、特定された車速域についてのマップが決定される。

30

【0124】

図28及び図29は、車速 V が 100 km/h であり、車体のロール周波数 f が 2 Hz である場合における第八の実施形態及び従来技術の性能を示すグラフであり、それぞれ図8及び図9に対応している。特に、下段の実線は、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 $12f$ 及び $12r$ の平均仕事率の大きい方の値に基づく瞬間最大仕事率(評価関数 E_{F8})を示している。

【0125】

図28及び図29の上段及び中段のグラフは、それぞれ図26及び図27の上段及び中段のグラフと同一である。よって、第八の実施形態におけるアクティブスタビライザ装置の反力及びアクチュエータの回転角速度の位相差は、前輪側及び後輪側の何れについても従来技術における同位相差よりも小さい。

40

【0126】

図28及び図29の下段に示されているように、従来技術における平均仕事率の大きい方の値に基づく瞬間最大仕事率 E_{F8} は $69.0 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ であるのに対し、第八の実施形態における平均仕事率の大きい方の値に基づく瞬間最大仕事率 E_{F8} は $35.5 \times 10^{-2} \text{ W/mrad}^2$ である。なお、車速域が $90 \sim 100 \text{ km/h}$ 以外の車速域である場合にも、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置 $12f$ 及び $12r$ の平均仕事率の大き

50

い方の値に基づく瞬間最大仕事率 $E F 8$ を従来技術に比して低減することができる。よって、第八の実施形態によれば、第七の実施形態と同様に、従来に比して前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーのピーク値が大きい方の値を低くすることができる。

【0127】

更に、第七の実施形態と第八の実施形態との比較から、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置の消費エネルギーのピーク値が大きい方の値を低くし得る量は、電動機による回生が行われる場合も電動機による回生が行われない場合も同一であることが解る。

【0128】

なお、上述の第一乃至第八の実施形態によれば、前輪側及び後輪側アクティブスタビライザ装置が発生するアンチロールモーメントの和 $K_f \cdot A_f + K_r \cdot A_r$ が目標アンチロールモーメント M_{art} になるように制御されるので、車体のロール角を効果的に低減することができる。

【0129】

以上においては、本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

【0130】

例えば、上述の各実施形態においては、上下加速度センサ $34L$ 及び $34R$ から、車体 $16B$ の上下加速度 G_{zL} 及び G_{zR} が検出され、上下加速度 G_{zr} と上下加速度 G_{zL} との差 $G_{zr} - G_{zL}$ が積分されることにより、車体のロール角速度 d が演算されるようになっている。しかし、車体のロール角速度 d はロール角速度センサにより検出されてもよく、左右の車輪位置の車高が検出され、それらの差の微分値として演算されてもよい。

【0131】

また、上述の各実施形態においては、車体のロール角速度 d に対するアクチュエータの回転角 A_f 及び A_r の最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} は、シミュレーションにより予め求められているが、これらのゲインは実験的に求められてもよい。

【0132】

また、上述の各実施形態においては、 10 km/h 毎に区分された複数の車速域について周波数 ω と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係がマップとして記憶されている。しかし、車速域の区分は、 10 km/h 毎でなくてもよい。また、所定の複数の車速 V について周波数 ω と最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} との関係がマップとして記憶され、車速 V が所定でないときには、マップを使用する補完演算により最適の制御ゲイン G_{ft} 及び G_{rt} が演算されるよう修正されてもよい。

【0133】

更に、上述の各実施形態においては、前輪側アクティブスタビライザ装置 $12f$ のアーム部 $12A1f$ 及び $12ARf$ は、それぞれバー $12BLf$ 及び $12BRf$ に対し車両の後方に位置している。同様に、後輪側アクティブスタビライザ装置 $12r$ のアーム部 $12A1r$ 及び $12ARr$ は、それぞれバー $12BLr$ 及び $12BRr$ に対し車両の後方に位置している。しかし、前輪側アクティブスタビライザ装置 $12f$ 及び後輪側アクティブスタビライザ装置 $12r$ の少なくとも一方の左右のアーム部が対応するバーに対し車両の前方に位置していてもよい。

【符号の説明】

【0134】

10...ロール制御装置、12f...前輪側アクティブスタビライザ装置、12r...後輪側アクティブスタビライザ装置、12SLf、12SRf、12SLr及び12SRr...スタビライザ、12Af、12Ar...電動アクチュエータ、14...電子制御装置、16...車両、18Lf...左前輪、18Rf...右前輪、18Lr...左後輪、18Rr...右後輪、32f、32r...回転角センサ、34L、34R...上下加速度センサ、36...車速センサ

10

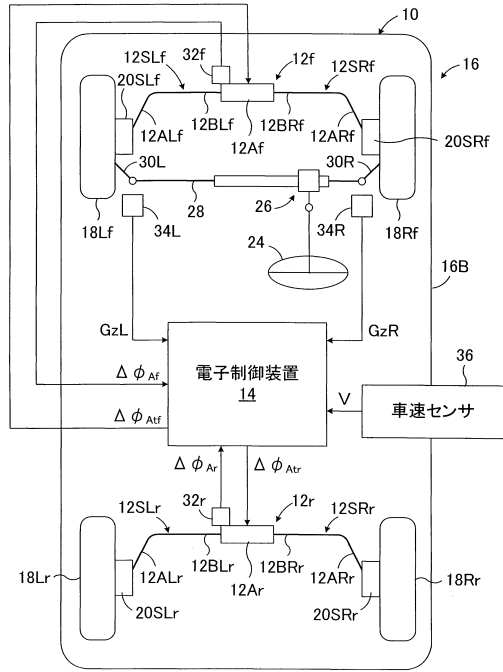
20

30

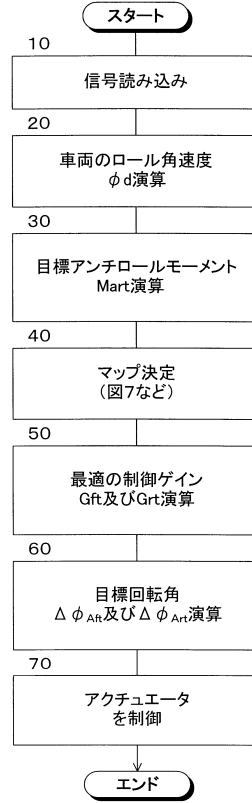
40

50

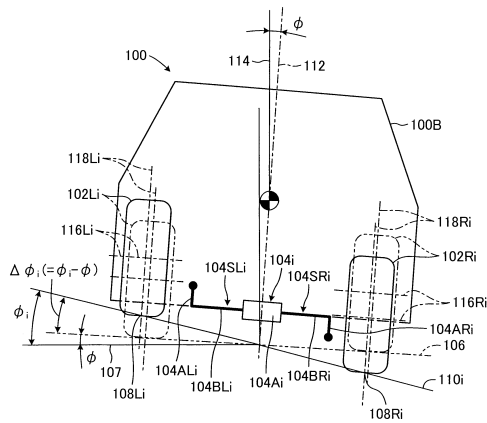
【図1】



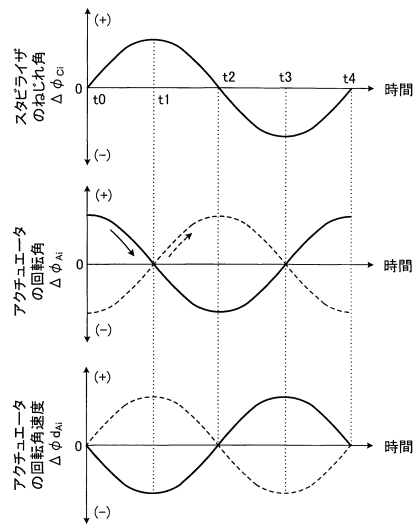
【図2】



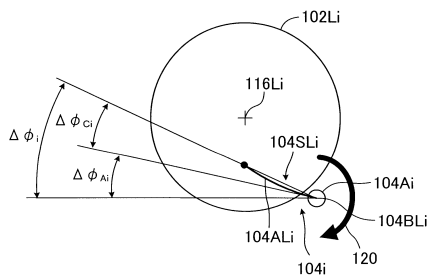
【図3】



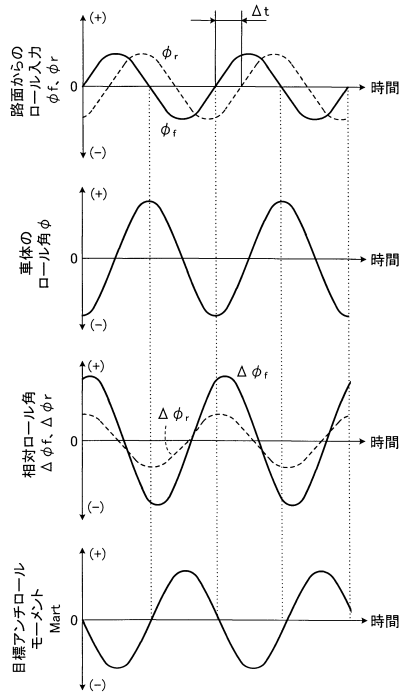
【図5】



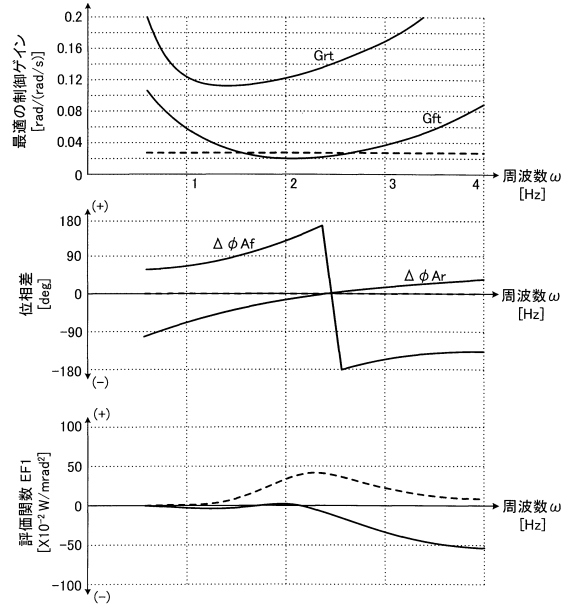
【図4】



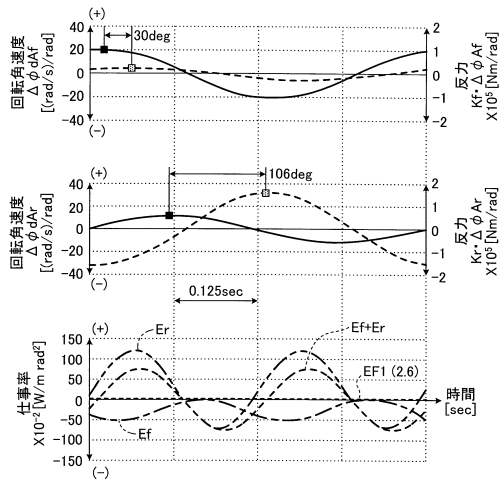
【 図 6 】



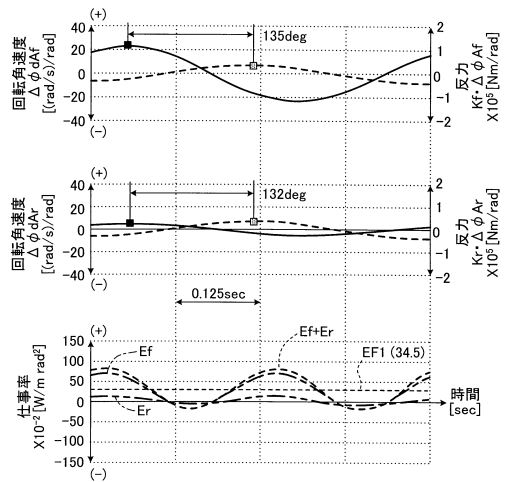
【 図 7 】



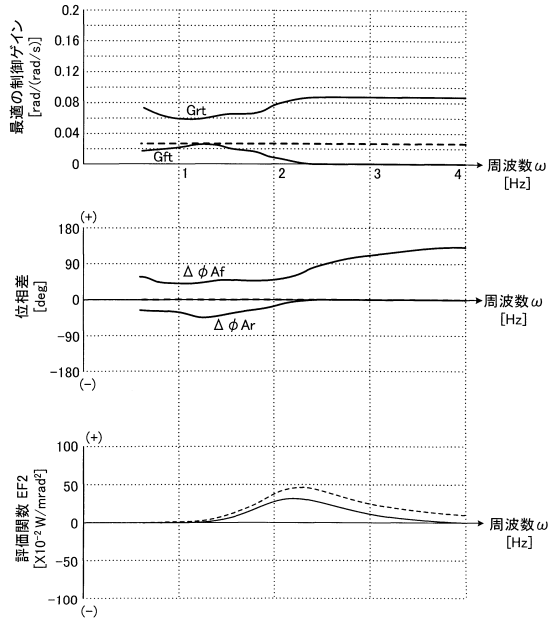
【 図 8 】



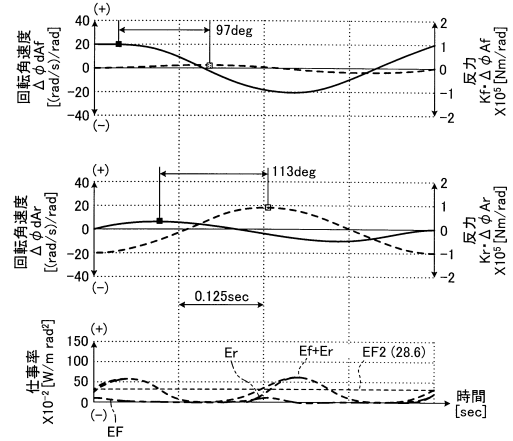
【 図 9 】



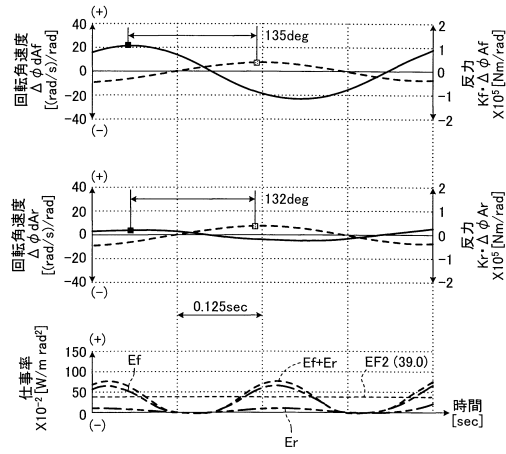
【図10】



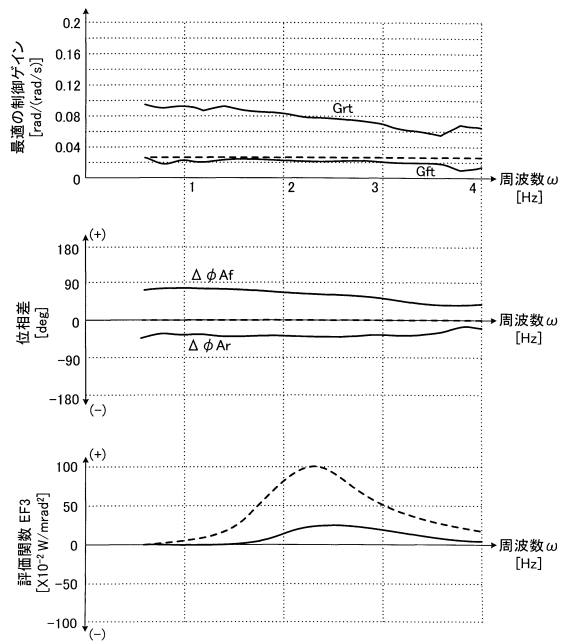
【図11】



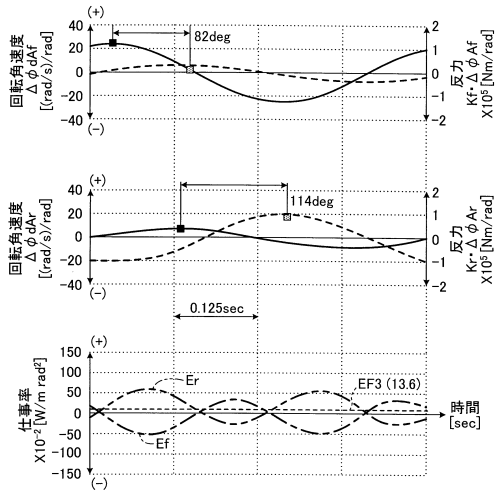
【図12】



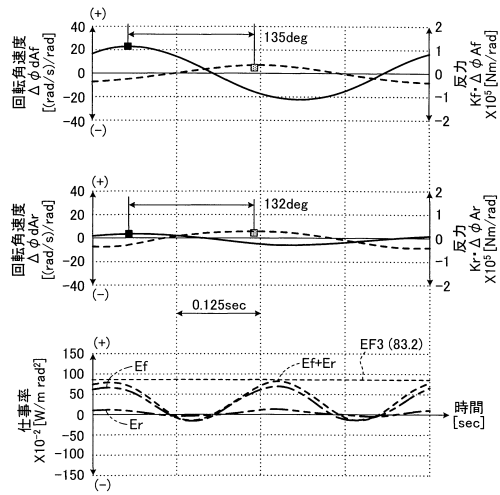
【図13】



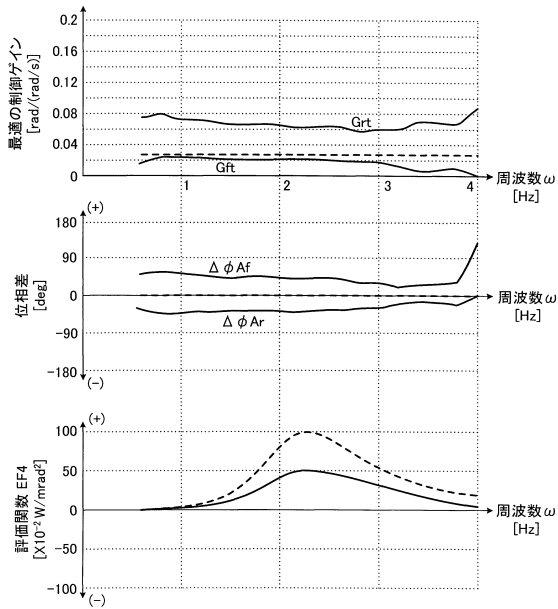
【 図 1 4 】



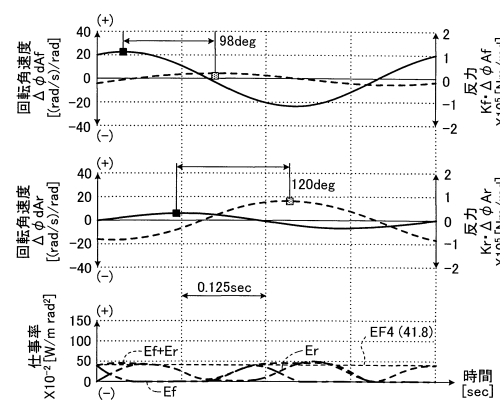
【 図 1 5 】



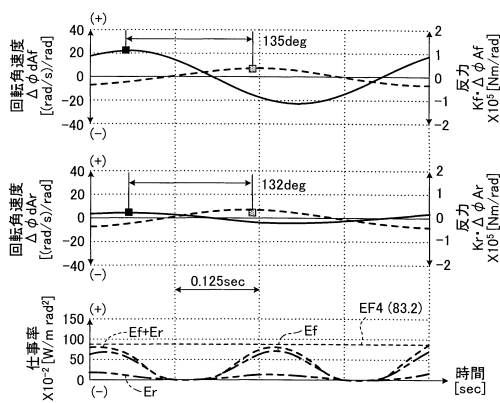
【 図 1 6 】



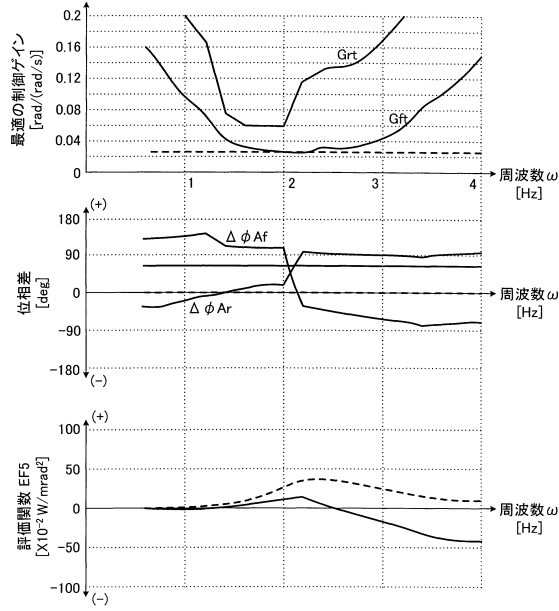
【 図 1 7 】



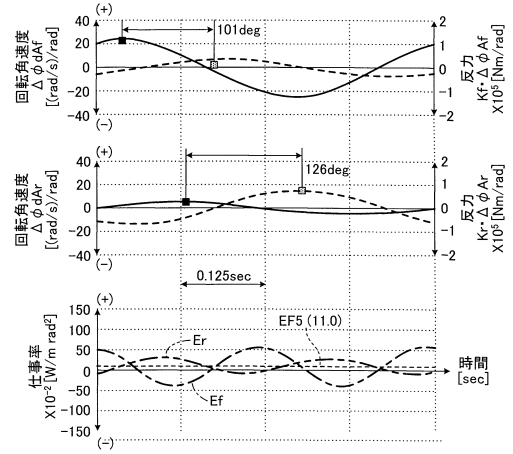
【 図 1 8 】



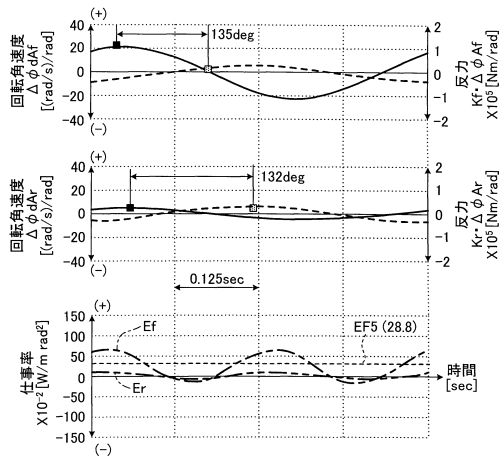
【図 19】



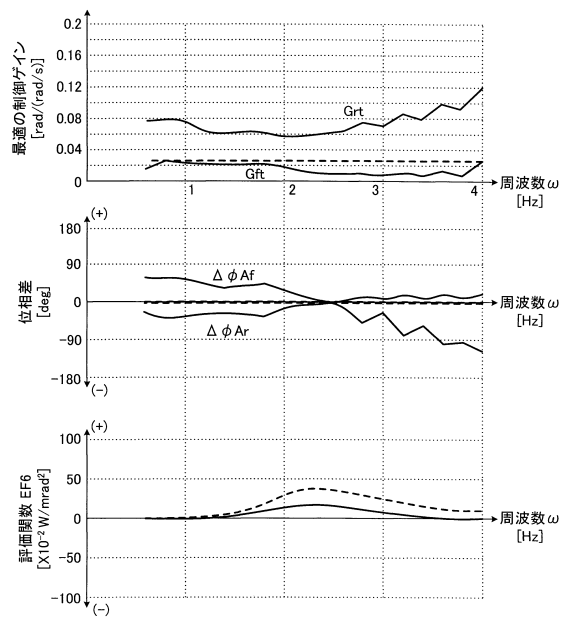
【図 20】



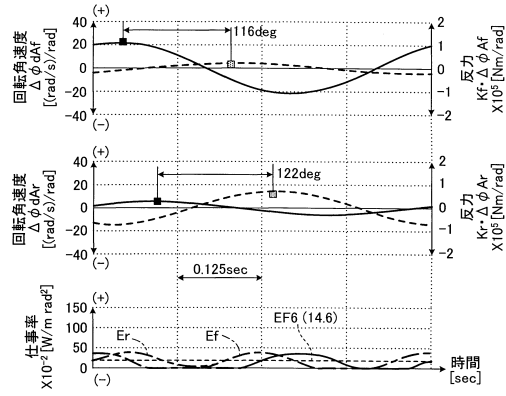
【図 21】



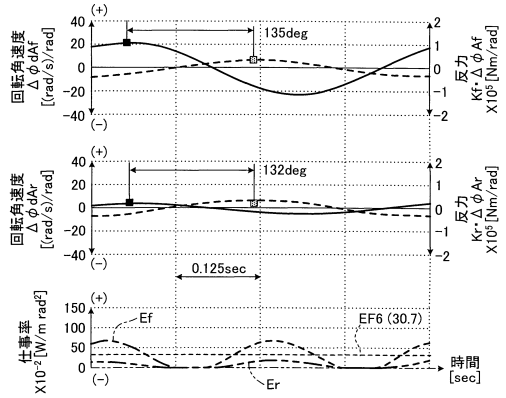
【図 22】



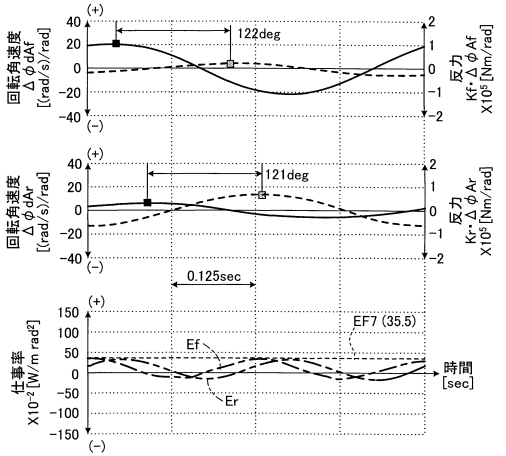
【図 2 3】



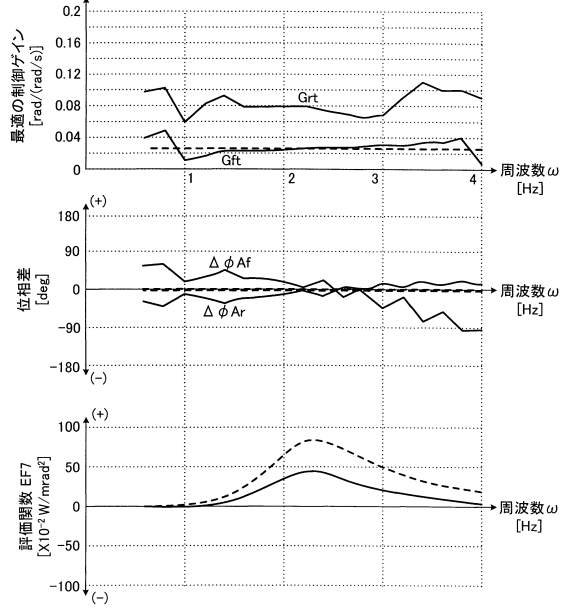
【図 2 4】



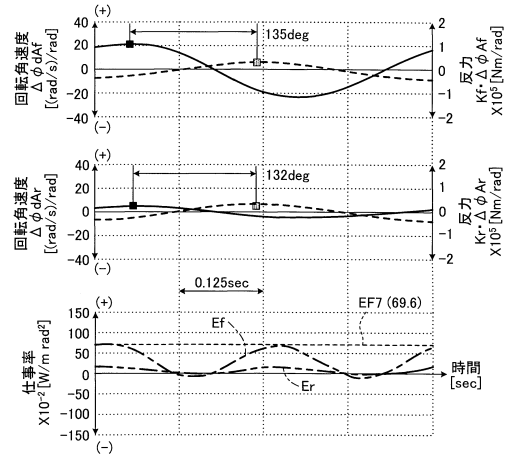
【図 2 6】



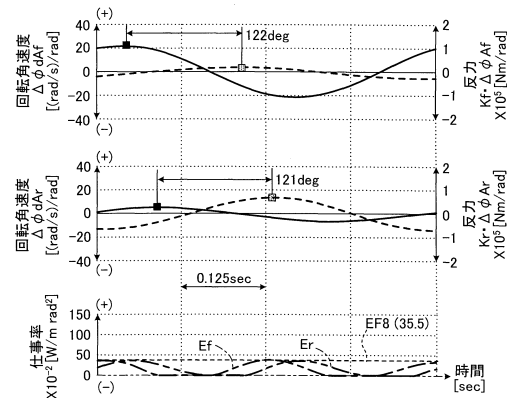
【図 2 5】



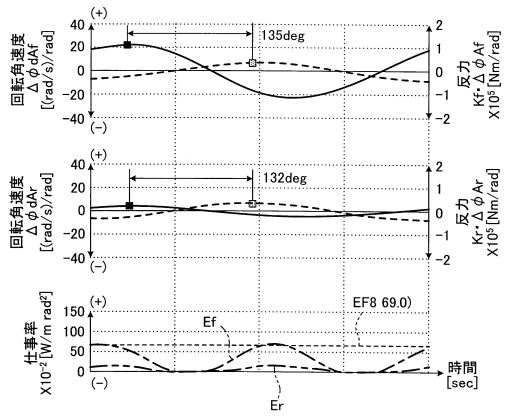
【図 2 7】



【図 2 8】



【 図 29 】



フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)

B 6 0 G 1 7 / 0 1 5

B 6 0 G 2 1 / 0 5 5