

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4920054号
(P4920054)

(45) 発行日 平成24年4月18日(2012.4.18)

(24) 登録日 平成24年2月10日(2012.2.10)

(51) Int.Cl.

F 1

B 6 O W 30/02 (2012.01)

B 6 O W 30/02 1 5 5

請求項の数 2 (全 22 頁)

(21) 出願番号 特願2009-80852(P2009-80852)
 (22) 出願日 平成21年3月30日(2009.3.30)
 (65) 公開番号 特開2010-228690(P2010-228690A)
 (43) 公開日 平成22年10月14日(2010.10.14)
 審査請求日 平成23年1月21日(2011.1.21)

(73) 特許権者 000005108
 株式会社日立製作所
 東京都千代田区丸の内一丁目6番6号
 (74) 代理人 100100310
 弁理士 井上 学
 (74) 代理人 100098660
 弁理士 戸田 裕二
 (72) 発明者 高橋 絢也
 茨城県ひたちなか市堀口832番地2
 株式会社 日立製作
 所 機械研究所内
 (72) 発明者 山門 誠
 茨城県ひたちなか市堀口832番地2
 株式会社 日立製作
 所 機械研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両運動制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

ドライバあるいは車両に搭載された制御装置が入力する加速あるいは減速指令を修正して制動または駆動トルクを制御する手段を有する車両運動制御装置において、

車両に装着されているタイヤの車輪スリップ率と、

前記車輪のスリップ率に対するタイヤの前後力の微分値をスリップスティフネスとする、
または車輪のスリップ率がゼロの時はスリップスティフネスをある所定値とし、車輪のスリップ率が正の時は、原点と車輪スリップ率と前後力絶対値のなす点を結んだ直線の傾きをスリップスティフネスとする、

前記スリップスティフネスを推定する手段を有し、

前記スリップスティフネスが所定値よりも小さくならないように、車輪に発生する前後力が操舵性確保限界となる前後力上限値を超えないように、車輪の制動あるいは駆動トルクの増加量上限値を設定することを特徴とする車両運動制御装置。

【請求項2】

前記スリップスティフネス $= V S_{stf}$ は、車両の前後加速度 $= G_{xact}$ 、車両質量 $= M$ 、
 タイヤが発生する前後力の荷重依存係数 $= K_w$ 、車両重心高 $= H$ 、車両ホイールベース $= L_{wheelbase}$ 、
 車体速度 $= V$ および、各車輪速度 $= V_w$ から計算された車輪スリップ率 $= S_w[wheel]$ を用いて

$$VS_{stf} = \frac{M \cdot |G_{xact}| \cdot \{1 - Kw \cdot (H/L_{wheelbase}) \cdot (Sw[FL] + Sw[FR] - Sw[RL] - Sw[RR])\}}{(Sw[FL] + Sw[FR] + Sw[RL] + Sw[RR])}$$

で計算される車体スリップスティフネスであることを特徴とする請求項 1 に記載の車両運転制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、車両の運動状態を好適になるよう各車輪の制駆動力を制御する車両運動制御装置に関する。

10

【背景技術】

【0002】

従来、自車両前方の障害物やカーブに応じてシフトダウンやブレーキ作動を自動的に行うことで、障害物との衝突回避やカーブ走行に適した速度に減速する装置が知られている（例えば特許文献 1, 2）。このような装置では、前方の障害物やカーブ曲率等の情報から必要な減速度を演算、実行しており、例えば路面摩擦が低い条件では、自動減速により車輪が過度にスリップする可能性がある。

【0003】

また、電気自動車やハイブリッド式の電気自動車が回生ブレーキ制御を行う場合、例えば路面摩擦が低い条件では、減速制御により車輪が過度にスリップする可能性がある。特に、後輪に電気モータを備える電気自動車が、前輪よりも後輪の制動力を大きめに制御し、後輪で回生するエネルギー量を増やそうとすると、後輪の車輪が過度にスリップし、車両運動の安定性が損なわれる恐れがある。

20

【0004】

このような問題の解決手段として、これまで、車輪が過度にスリップしていると検出された際に自動減速制御を終了する方法や、車輪ロックを防止するアンチロックブレーキシステムにより減速制御を行う方法、また気温やタイヤの磨耗状態、ドライバの健康状態からスリップする危険性を推定し、発生させる減速度を補正する方法が提案されている（例えば特許文献 3, 4）。

【先行技術文献】

30

【特許文献】

【0005】

【特許文献 1】特開平 6 - 3 6 1 8 7 号公報

【特許文献 2】特開平 1 0 - 2 6 9 4 9 9 号公報

【特許文献 3】特開平 6 - 1 2 2 9 号公報

【特許文献 4】特開 2 0 0 7 - 2 1 6 8 3 9 号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

しかしスリップにより制御を終了した場合、ドライバは急遽自分で必要な減速度を発生させることとなり、装置に対する快適性が十分であるとはいえない。また自動減速による車輪ロックをアンチロックブレーキシステムにより防止する方法では、アンチロックブレーキシステム介入直前に過スリップが発生するため、自動減速中のドライバビリティが低下する。特にカーブ前減速のように、自動減速中にドライバが操舵する場合、上述のような過スリップはドライバの操舵操作に対する車両の応答性を低下させ、操作性を悪化させる。また特許文献 4 に記載されたスリップ危険度を推定する方法では、様々な走行シーンに対して精度よく減速制御を行うのに膨大な情報が必要となる。

40

【0007】

本発明は、上記のような事情に鑑みてなされたものであり、路面摩擦が変化した場合であっても、ドライバビリティを確保した自動加減速を実現する車両運動制御装置を提供す

50

ることを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

本発明は、ドライバあるいは車両に搭載された制御装置が入力する加速あるいは減速指令を修正して制動または駆動トルクを制御する手段を有する車両運動制御装置において、車両に装着されているタイヤの車輪スリップ率と、

前記車輪のスリップ率に対するタイヤの前後力の微分値をスリップスティフネスとする、または車輪のスリップ率がゼロの時はスリップスティフネスをある所定値とし、車輪のスリップ率が正の時は、原点と車輪スリップ率と前後力絶対値のなす点を結んだ直線の傾きをスリップスティフネスとする、

10

前記スリップスティフネスを推定する手段を有し、

前記スリップスティフネスが所定値よりも小さくならないように、車輪に発生する前後力が操舵性確保限界となる前後力上限値を超えないように、車輪の制動あるいは駆動トルクの増加量上限値を設定することを特徴とする車両運動制御装置である。

【0009】

また本発明では、スリップスティフネス = $V S_{stf}$ は、車両の前後加速度 = G_{xact} 、車両質量 = M 、タイヤが発生する前後力の荷重依存係数 = K_w 、車両重心高 = H 、車両ホイールベース = $L_{wheelbase}$ 、車体速度 = V および、各車輪速度 = V_w から計算された車輪スリップ率 = $S_w[wheel]$ を用いて

$$VS_{stf} = \frac{M \cdot |G_{xact}| \cdot \{1 - K_w \cdot (H/L_{wheelbase}) \cdot (S_w[FL] + S_w[FR] - S_w[RL] - S_w[RR])\}}{(S_w[FL] + S_w[FR] + S_w[RL] + S_w[RR])}$$

20

で計算される車体スリップスティフネスである車両運動制御装置である。

【発明の効果】

【0010】

本発明によれば、路面摩擦の変化によらずドライバの操作性を確保した自動加減速制御が可能となり、自動加減速制御を実施するシーンの拡張や自動加減速制御時のドライバリティ向上に貢献することができる。

【図面の簡単な説明】

30

【0011】

【図1】本発明の実施形態による車輪に発生する力を示した概念図である。

【図2】本発明の実施形態による車輪スリップ率と横力の関係を示した概念図である。

【図3】本発明の実施形態による車輪スリップ率と前後力絶対値の関係を示した概念図である。

【図4】本発明の実施形態による車輪スリップ率と横すべり角に対する横力変化量の関係を示した概念図である。

【図5】本発明の実施形態による車輪スリップ率と前後力絶対値の関係、および車輪スリップ率と横すべり角に対する横力変化量の関係を示した概念図である。

【図6】本発明の実施形態による横すべり角と横力の時間変化を示した概念図である。

40

【図7】本発明の実施形態による車輪スリップ率と前後力絶対値の関係、および車輪スリップ率と横すべり角に対する横力変化量の関係を示した概念図である。

【図8】本発明の実施形態による摩擦限界と操舵性確保限界の関係を示した概念図である。

【図9】本発明の第1の実施形態による車両運動制御装置の構成を示すシステムブロック図である。

【図10】本発明の第1の実施形態による車両運動制御手段の構成を示すシステムブロック図である。

【図11】本発明の第1の実施形態による自動制駆動トルク制御演算の構成を示すシステムブロック図である。

50

【図12】本発明の第1の実施形態による車輪スリップ率絶対値とスリップスティフネスの関係を示す概念図である。

【図13】本発明の第1の実施形態による車輪スリップ率絶対値とスリップスティフネスの関係を示す概念図である。

【図14】本発明の第1の実施形態による車輪スリップ率絶対値とスリップスティフネスの関係、および車輪スリップ率絶対値と制駆動トルク増加量上限値の関係を示す概念図である。

【図15】本発明の第1の実施形態による摩擦限界加速度と操舵性確保限界加速度の関係を示した概念図である。

【図16】本発明の第2の実施形態による車両運動制御装置の構成を示すシステムブロック図である。

10

【図17】本発明の第2の実施形態による車両運動制御手段の構成を示すシステムブロック図である。

【図18】本発明の第3の実施形態による車両運動制御装置の構成を示すシステムブロック図である。

【図19】本発明の第3の実施形態による車両運動制御手段の構成を示すシステムブロック図である。

【図20】本発明の第3の実施形態による自動制駆動トルク制御演算の構成を示すシステムブロック図である。

【図21】本発明の第4の実施形態による車両運動制御装置の構成図である。

20

【発明を実施するための形態】

【0012】

(制駆動力制御時の車輪前後力上限値の設定)

実施形態の説明に先立ち、理解が容易になるよう、以下、図1～図8を用いて、本実施形態における制駆動力制御時の車輪前後力上限値に関して、その概念を説明する。

【0013】

図1に自車両の車輪に発生する前後力 F_{wx} 、横力 F_{wy} および車輪に発生可能な力の最大値である摩擦限界値 $|F_{wmax}|$ の関係の概念図を示す。図1に示すように、車輪に発生可能な前後力 F_{wx} 、横力 F_{wy} の合力の最大値は、摩擦限界値 $|F_{wmax}|$ を半径とした円形状に近似することができ、前後力絶対値 $|F_{wx}|$ が大きいほど、発生可能な横力絶対値 $|F_{wy}|$ は減少し、前後力絶対値 $|F_{wx}|$ の最大値である $|F_{wxmax}|$ 付近では、発生可能な横力絶対値 $|F_{wy}|$ はほぼゼロとなる。そのため、例えばカーブ前の自動減速制御により $|F_{wxmax}|$ 付近の前後力を発生させて減速している場合、カーブを旋回するのに必要な横力 F_{wyREQ} を発生できない可能性がある。ここで必要な横力 F_{wyREQ} を発生させるために、車輪に発生していた前後力を過度に減少させた場合、車体に発生している加速度絶対値 $|G_{total}|$ が急減し、ドライバフィーリングが悪化する。また、車輪に発生している合力の大きさのみに着目し、前後力絶対値 $|F_{wx}|$ を決定した場合(例えば、必要な横力絶対値 $|F_{wyREQ}|$ と前後力絶対値 $|F_{wx}|$ の二乗和が、摩擦限界値 $|F_{wmax}|$ の二乗と一致するように発生させる前後力絶対値 $|F_{wx}|$ を決定)であっても、車両に横運動を発生させる操作(以下、操舵操作)に対する横力 F_{wy} の応答性が考慮されていないため、必ずしも操舵操作に対して意図した横加速度を発生できるとは限らない。

30

40

【0014】

本実施形態では、車体に発生している加速度絶対値 $|G_{total}|$ を急減させることなく、更に操舵操作に対する横力 F_{wy} の応答性も考慮した制駆動力制御量を決定する。

【0015】

はじめに、車輪に発生する横力 F_{yw} の変化に寄与する要因について検討する。車輪に発生する横力 F_{yw} の時間変化は、車輪スリップ率 s_w 、車輪横すべり角 w 、車輪荷重 W_w により変化し、以下の式で与えられる。

【0016】

50

【数 1】

$$\frac{dF_{wy}}{dt} = \frac{\partial F_{wy}}{\partial \beta_w} \cdot \frac{d\beta_w}{dt} + \frac{\partial F_{wy}}{\partial s_w} \cdot \frac{ds_w}{dt} + \frac{\partial F_{wy}}{\partial W_w} \cdot \frac{dW_w}{dt} \quad \dots(1)$$

【0017】

ここで F_{wy} と w が略線形関係 (F_{wy}/w がほぼ一定) で、また、横すべり角変化に対する車輪荷重 W_w の変化 (dW_w/dw) が小さい領域を考え、両辺に dt/dw を積算すると、数 1 は以下の式に置き換えることができる。なお車輪横すべり角 w はその方向によって正もしくは負の値で表されるが、ここではその大きさに着目し、絶対値の形で検討を進める。

10

【0018】

【数 2】

$$\frac{dF_{wy}}{d\beta_w} = \frac{\partial F_{wy}}{\partial \beta_w} + \frac{\partial F_{wy}}{\partial s_w} \cdot \frac{ds_w}{d\beta_w} \quad \dots(2)$$

【0019】

上述の数 2 に示すように、車輪横すべり角絶対値 $|w|$ に対する横力絶対値 $|F_{wy}|$ の変化量は車輪スリップ率 s_w により変化することがわかる。車輪の前後力絶対値 $|F_{wx}|$ が非常に小さい場合、すなわち車輪スリップ率 s_w が非常に小さい領域では、上述の式 (2) の第二項 ($F_{wy}/s_w \cdot ds_w/dw$) がほぼゼロとなり、 $|F_{wy}|$ は $|w|$ のみによって変化する。しかし、車輪の前後力絶対値 $|F_{wx}|$ の増加と共に、車輪スリップ率 s_w が増加すると、上述の式 (2) における第二項 ($F_{wy}/s_w \cdot ds_w/dw$) の影響が無視できなくなる。ここでこの第二項 ($F_{wy}/s_w \cdot ds_w/dw$) の F_{wy}/s_w と s_w/w について検討を行う。

20

【0020】

車輪スリップ率 s_w と横力絶対値 $|F_{yw}|$ の関係を図 2 (a) に示すように二次近似で与えると、 F_{wy}/s_w と s_w の関係は図 2 (b) に示すように、線形的に単調減少する形で与えられる。これから、前後力絶対値 $|F_{wx}|$ が発生している場合、 F_{wy}/s_w は負の値となり、前後力絶対値 $|F_{wx}|$ の増加につれてその値は減少することがわかる。

30

【0021】

次に s_w/w について検討するにあたり、図 3 (a) に前後力絶対値 $|F_{xw}|$ を車輪スリップ率 s_w 、横すべり角絶対値 $|w|$ の関係の概念図を示す。図 3 (a) に示すように、車輪スリップ率 s_w と前後力絶対値 $|F_{xw}|$ は、車輪スリップ率 s_w の小さい領域では、略線形関係となっているが、前後力最大値 $|F_{wxmax}|$ となる車輪スリップ率 s_{wmax} 付近では、非線形関係となっている。また横すべり角絶対値 $|w|$ が $|w_0|$ から $|w_1|$ へと増加した場合、同じ前後力絶対値 $|F_{wx}|$ に対して、車輪スリップ率 s_w は増加する傾向を示す。この時の増加量は、前後力絶対値 $|F_{xw}|$ が大きいほど、大きな値となる。例えば図 3 (a) に示す前後力絶対値 $|F_{wx_a}|$ 、 $|F_{wx_b}|$ ($|F_{wx_a}| < |F_{wx_b}|$) において、横すべり角絶対値 $|w|$ が $|w_0|$ から $|w_1|$ へと増加した場合、 $|F_{wx_a}|$ を発生させ続ける時の車輪スリップ率変化量 $|s_{w_a}|$ よりも、 $|F_{wx_b}|$ を発生させ続ける時の車輪スリップ率変化量 $|s_{w_b}|$ は大きくなる。このように前後力絶対値 $|F_{xw}|$ が小さい領域、すなわち車輪スリップ率 s_w が小さい領域よりも、前後力絶対値 $|F_{xw}|$ が大きい領域、すなわち車輪スリップ率 s_w が大きい領域では、横すべり角絶対値 $|w|$ が増加した時の車輪スリップ率変化量 s_w が大きい。特に車輪スリップ率 s_w に対する前後力絶対値 $|F_{xw}|$ の非線形性が強くなるほど、横すべり角絶対値 $|w|$ が増加した時の車輪スリップ率変化量 s_w は増大する。これより、車輪スリップ率 s_w に対する s_w/w は、図 3 (b) のように表される。

40

【0022】

50

以上のことから、上述の式(2)における第二項($F w y / s w \cdot d s w / d w$)は、車輪スリップ率 $s w$ の増加にともなって負の方向に増加する。そのため、 $d F w y / d w$ は、図4に示すように、車輪スリップ率 $s w$ の増加にともない減少し、特に車輪スリップ率 $s w_{max}$ 付近では、急激に減少する。 $d F w y / d w$ の減少は、車輪横すべり角 w を増加させた際に発生する横力 $F w y$ の増加量が小さくなることを意味しており、操舵に対して横加速度応答が低下する一因となる。

【0023】

例えば図5(a)に示すように、前後力絶対値 $|F w x_{c}|$ 、前後力絶対値 $|F w x_{d}|$ を発生させている車輪の横すべり角絶対値 $|w|$ をゼロから $|w_2|$ 、 $|w_3|$ と増加させた場合、車輪スリップ率は、前後力絶対値 $|F w x_{c}|$ の場合はそれぞれ $s w_{c1}$ 、 $s w_{c2}$ 、 $s w_{c3}$ 、前後力絶対値 $|F w x_{d}|$ の場合はそれぞれ $s w_{d1}$ 、 $s w_{d2}$ 、 $s w_{d3}$ と変化する。この時、 $d F w y / d w$ は、図5(b)に示すように、前後力絶対値 $|F w x_{c}|$ ではその減少量が小さいものの、前後力絶対値 $|F w x_{d}|$ の場合では、その減少量が非常に大きい。これは、図6(a)に示すように、横すべり角絶対値 $|w|$ がゼロの時に時間 $t = 0$ とし、 $t = t_2$ の時に $|w| = |w_2|$ 、 $t = t_3$ の時に $|w| = |w_3|$ と変化させた場合、 $|F w x_{c}| = 0$ 、 $|F w x_{c}| = |F w x_{c}|$ 、 $|F w x_{d}| = |F w x_{d}|$ で発生する横力絶対値 $|F y w|$ はそれぞれ図6(b)のように変化する。このように同じ横すべり角絶対値 $|w|$ であっても、前後力絶対値 $|F w x_{c}|$ の大きさで、発生する横力絶対値 $|F w y|$ が大きく異なり、特に車輪スリップ率に対して前後力が非線形的に変化する領域では、前後力がない条件と比較して、発生する横力絶対値 $|F w y|$ が非常に小さくなる。上述の図5、図6に示した、前後力絶対値 $|F w x_{c}| = |F w x_{d}|$ のような条件では、操舵開始直後から操舵変化に対する横加速度の応答が悪化するため、ドライバに強い違和感を与える。更にドライバの過操舵を誘発することで、車両運動を不安定にさせる可能性がある。ここで前後力絶対値 $|F w x_{c}| = |F w x_{d}|$ となっている状態から横すべり角を増加させる際、車輪にかかる制駆動トルクを横すべり角の増加に応じて減少させることで、車輪スリップ率の増加を抑制し、発生する横力絶対値 $|F w y|$ を増加させることができる。しかし車輪スリップ率に対して前後力絶対値 $|F w x_{c}|$ が非線形的に変化する領域では、横すべり角の増加に対して高精度の制駆動トルク制御が必要となり、制駆動トルクを発生させるアクチュエータの性能によっては、意図した横力絶対値 $|F w y|$ の増加を実現することが困難である。また車輪スリップ率に対して前後力絶対値 $|F w x_{c}|$ が強い非線形性を有する領域では、意図した横力絶対値 $|F w y|$ の増加を実現するように制駆動トルクを減少させることで、発生していた前後力絶対値 $|F w x_{c}|$ が過度に減少する可能性がある。この時、横加速度絶対値 $|G y|$ の増加以上に前後加速度絶対値 $|G x|$ が減少し、その結果、車両に発生している加速度合計値 $|G_{total}|$ が減少することで、乗り心地を悪化させ、更に操舵直後に前後加速度が急減することにより操作性が低下する。

【0024】

以上のことから、自動加減速時に車両の操作性を確保するには、制駆動トルクを発生させるアクチュエータにより、上述の車輪横すべり角に応じた車輪スリップ率制御が、前後力絶対値 $|F w x_{c}|$ を過度に減少させることなく可能な範囲内に、発生させる前後力を制限することで可能となる。例えば、横すべり角 $|w|$ が $|w_3|$ 以下の範囲において、車輪横すべり角 w に対する横力 $F w y$ の変化量である $d F w y / d w$ を、 $F y B l m t$ 以上にする場合、図7(a)、(b)に示すように、 $d F w y / d w = F y B l m t$ の時の車輪スリップ率 $s w_{e3}$ が、横すべり角 $|w| = |w_3|$ の時の車輪スリップ率となるような前後力 $|F w x_{e}|$ を発生させる前後力の上限值とすることで、操舵開始時に前後力を減少させることなく、操舵操作に対する横力の応答性がある一定以上確保することができる。

【0025】

図8に本実施形態の概念図を示す。本実施形態では、図8に示すように、車両の加減速

10

20

30

40

50

を自動的に行う制御において、その発生させる力を、従来のように摩擦限界を上限とするのではなく、操作性を考慮した上限値（操作性確保限界）を新たに設けたことを特徴とする。これにより自動加減速中のドライバによる車両操作性を確保すると同時に、従来の摩擦限界を上限とした制御に比べ、摩擦限界付近でのドライバの操作範囲を広げることができる。例えば図8に示すように、自動加減速制御により - | F w D | という力を発生させている場合、その状態からドライバは更に前後方向の力を発生させるか、横方向の力を発生させるかといった選択が可能となる。なお図8に示した操作性確保限界の設定方法としては、上述の図7に示した方法に限るものではない。例えば各車輪の摩擦限界を高精度に検出もしくは推定可能であれば、ある横力絶対値が発生可能な前後力絶対値の最大値を前後力の操作性確保限界としてもよい。また前後力に対するスリップ率の非線形度合いを検出可能であれば、その非線形度合いがある値以上にならないように設定した前後力を、操作性確保限界としてもよい。また車両に発生する加速度に対して、上述の図8同様に、従来の摩擦限界加速度に加え、操作性確保限界加速度を設定し、各車輪に発生する前後力を制御してもよい。例えばある横加速度絶対値が発生可能な前後加速度絶対値の最大値を操作性確保限界加速度としてもよい。操舵性確保限界の設定方法に関しては、後述の実施形態1にて説明する。

10

【0026】

（発明を実施するための実施形態1）

以下、図9～図15を用いて、本発明の第1の実施形態による車両運動制御装置の構成及び動作について説明する。

20

【0027】

最初に、図9を用いて、本発明の第1の実施形態による車両運動制御装置の構成について説明する。

【0028】

図9は、本発明の第1の実施形態による車両運動制御装置の構成を示すシステムブロック図である。

【0029】

本実施形態の車両運動制御装置は車両に搭載されるものであり、自車両の運動状態およびドライバによる操作量を取得する自車両情報検出手段1と、制駆動力アクチュエータ等へ制御指令を与える車両運動制御演算手段2と、車両運動制御演算手段2からの指令を基に、各車輪に制駆動トルクを発生させる車輪制駆動トルクアクチュエータ3、自車両の減速を後方車両へ報知するブレーキランプ4、外界情報取得手段5、を備える。

30

【0030】

自車両情報検出手段1には、操舵角 δ 、自車両の車体速度 V 、車体前後加速度 G_x 、車体横加速度 G_y 、車体ヨーレート r 、車輪速度 V_w 、マスタシリンダ圧 P_m 、アクセルペダルストローク量などが入力する。ここで、車体速度 V の取得手段としては、各車輪の車輪速度情報から推定する手段であっても、外界センサ等を用いて直接車体速を測定する手段であってもよい。ここでドライバの操作量を取得する手段として、操舵トルクやブレーキペダルストローク量を用いてもよい。また自車両の運動状態として、更に前後加速度変化率 J_x 、横加速度変化率 J_y が入力されてもよい。

40

【0031】

車両運動制御演算手段2は、自車両情報検出手段1により得られた操舵角 δ 、自車両の車体速度 V 、車体前後加速度 G_x 、車体横加速度 G_y 、車体ヨーレート r 、車輪速度 V_w [wheel] (wheel には FL (左前輪), FR (右前輪), RL (左後輪), RR (右後輪) がそれぞれ入る)、マスタシリンダ圧 P_m 、アクセルペダルストローク量から、車両運動制御量を演算し、車輪制駆動トルクアクチュエータ3、ブレーキランプ4、の駆動制御量を演算する。

【0032】

制駆動力トルクアクチュエータ3は、各車輪に制駆動トルクを発生させるアクチュエータであり、各車輪のブレーキディスクにブレーキパッド、もしくはドラムにシューを押付

50

けることで制動トルクを発生させるブレーキアクチュエータであっても、エンジンにより発生したエンジントルクを、変速機を介して各車輪に伝えて駆動トルクを発生させるエンジン駆動アクチュエータであっても、モータトルクを各車輪に伝えて制駆動トルクを発生させる制駆動モータアクチュエータであってもよい。

【0033】

外界情報取得手段5は、自車両周囲に存在する障害物と、自車両との相対距離、相対速度、相対加速度、障害物幅、自車両進行方向のコース形状、路面状態、車線幅、自車両進路の交通信号機情報等が入力される。ここで外界情報の取得手段として、レーザレーダやミリ波センサ、カメラといった障害物認識手段を用いる方法であっても、車車間通信や路車間通信、GPSといった通信手段を用いる方法であってもよい。

10

【0034】

次に、図10～図14を用いて、本実施形態の車両運動制御演算手段2における車輪制駆動トルクアクチュエータの制御指令演算方法について説明する。

【0035】

図10は、本発明の第1の実施形態による車両運動制御演算手段2の制御ブロック図である。

【0036】

図10に示すように、車両運動制御演算手段2は、ドライバ要求制駆動トルク演算部6、自動制駆動トルク制御演算部7、目標制駆動トルク演算部8、アクチュエータ駆動指令値演算部9、からなる。

20

【0037】

ドライバ要求制駆動トルク演算部6では、ドライバのアクセルペダル操作量やブレーキペダル操作量からドライバが要求している各車輪の制駆動トルクを演算する。例えばエンジンにより発生したエンジントルクを、変速機を介して車両前輪に駆動トルクとして与える車両であれば、アクセルペダルストローク量に応じた駆動トルクを演算する。また油圧により各車輪のブレーキパッドをブレーキディスクに押付けるブレーキアクチュエータを備えた車両であれば、ブレーキペダル操作により発生したマスタシリンダ圧やブレーキペダルストローク量に応じた各車輪のブレーキアクチュエータによる制動トルクを演算する。また制駆動モータアクチュエータにより各車輪に制駆動トルクを発生させる車両であれば、アクセルペダルストローク量に応じたモータによる駆動トルクを演算し、ブレーキペダルストローク量やマスタシリンダ圧に応じたモータによる制動トルクを演算する。

30

【0038】

自動制駆動トルク制御演算部7では、自車両情報検出手段1により得られた自車両情報、および外界情報取得手段5により得られた外界情報から、自車両に発生させる制駆動トルクを演算する。図11に自動制駆動トルク制御演算部7での制御ブロック図を示す。

【0039】

図11に示すように、自動制駆動トルク制御演算部7は、目標加速度・目標ヨーモーメント演算部10、制駆動トルク増加量上限値演算部11、自動制駆動トルク指令値演算部12、からなる。

【0040】

目標加速度・目標ヨーモーメント演算部10では、自車両情報および外界情報から車両に発生させる加速度、もしくはヨーモーメント、もしくはその両方を演算する。

40

【0041】

例えばアクセルオフをトリガーとし、外界情報により得られる自車両進行方向の障害物や、カーブに応じて自車両に必要な減速度を発生させる自動加速度制御では、自車両の速度 V 、障害物やカーブまでの距離 L_{tg} 、距離 L_{tg} の位置での目標速度 V_{tg} から、目標加速度 G_{xtg1} を以下の式で与える。

【0042】

【数3】

$$G_{xtgt1} = -\frac{V^2 - V_{tgt}^2}{L_{tgt}} \quad \dots(3)$$

【0043】

ここで、自車両進行方向のカーブに対して自動加減速制御を行う場合、目標速度 V_{tgt} はカーブをある横加速度で旋回可能なカーブ進入速度であり、また自車両進行方向の障害物に対して自動加減速制御を行う場合、目標速度 V_{tgt} は障害物との衝突回避可能な速度（例えば障害物に対する自車両の相対速度がゼロ）とする。

【0044】

また外界情報を用いず、操舵に応じて加減速を行う自動加減速制御では、自車両に発生する横加速度 G_y から、目標加速度 G_{xtgt2} を以下の式で与える。

【0045】

【数4】

$$G_{xtgt2} = -\frac{C_{xy}}{1+Ts} \cdot \frac{d|G_y|}{dt} \quad (G_y \neq 0) \quad \dots(4)$$

【0046】

【数5】

$$G_{xtgt2} = 0 \quad (G_y = 0) \quad \dots(5)$$

【0047】

ここで、 C_{xy} はゲイン、 T は時定数であり、予め設定される値である。また s はラプラス演算子である。ここで横加速度 G_y として、実際に発生した車体横加速度 G_{yact} ではなく、操舵角 から推定した横加速度 G_{ystr} 、もしくは車両に発生した車体ヨーレート r から推定した横加速度 G_{yaw} を用いてもよい。

【0048】

また上述の G_{xtgt1} と G_{xtgt2} を組み合わせた値を目標加速度 G_{xtgt3} としてもよい。

【0049】

またヨーモーメント制御としては、例えば、外界情報により得られる自車両の走行車線と自車両の位置関係から、自車両が車線逸脱するのを防止するように自車両にヨーモーメント M_z を発生させる車線逸脱防止制御であってもよい。

【0050】

制駆動トルク増加量上限値演算部 11 では、自車両情報および外界情報から制駆動トルク増加量上限値を演算する。またこの演算にあたり、外界情報は必ずしも必要ではなく、自車両情報のみで制駆動トルク増加量上限値を演算することが可能であるが、外界情報がある場合、より走行シーンに適した制駆動トルク増加量上限値の設定が可能となる。本実施例 1 では、外界情報がある場合の演算方法について説明する。

【0051】

外界情報により自車両に発生させる前後加速度を最大とする必要があると判定された場合、制駆動トルク増加量上限値を車輪制駆動トルクアクチュエータ 3 で発生可能な制駆動トルク増加量最大値を制駆動トルク増加量上限値とし、その他の場合は、操舵性確保限界に基づいて制駆動トルク増加量上限値を設定する。例えば、外界情報から自車両前方の障害物との衝突回避において、操舵による回避よりも減速による回避が優位であると判定された場合、摩擦限界での減速が可能となるよう制駆動トルク増加量上限値を設定し、逆に操舵による回避が優位である場合や、カーブ前での自動減速、上述の操舵に応じて加減速を行う自動加減速制御では、操舵性確保限界に基づいて制駆動トルク増加量上限値を設定する。

【0052】

10

20

30

40

50

操舵性確保限界に基づく制駆動トルク増加量上限値の設定方法としては、車輪に発生する前後力が操舵性確保限界となる前後力上限値を超えないように、制駆動トルク増加量上限値を設定する。ここで操舵性確保限界となる前後力上限値の推定方法はいくつか考えられるが、本実施例1では、各車輪のスリップ率変化に対する前後力変化（以下、スリップステイフネス S_{stf} と呼ぶ）を用いた方法について説明する。

【0053】

図12は車輪スリップ率と前後力絶対値、およびスリップステイフネスの関係図である。

【0054】

図12(a)に示すように、車輪スリップ率と前後力絶対値は車輪スリップ率が小さい場合は略線形関係にあるが、車輪スリップ率が大きくなると前後力絶対値は車輪スリップ率に対して非線形的に変化する。そのため図12(a)に示すように、車輪スリップ率が s_{w0} から s_{w2} まで増加した場合、スリップステイフネス S_{stf} は、図12(b)に示すように変化し、車輪スリップ率が小さい領域ではほぼ一定となっているが、車輪スリップ率の増加につれて減少する。つまりスリップステイフネス S_{stf} は車輪スリップ率に対する前後力絶対値の非線形度合いが強くなるほど、その値が減少する。上述の図7に示したように、操舵性の一つの指標となる dF_{wy}/d_w は、前後力絶対値の非線形度合いが強くなるほど減少する傾向がある。そのためこの非線形度合いの指標としてスリップステイフネス S_{stf} を用い、スリップステイフネス S_{stf} が所定値以上になるよう前後力上限値を設定することで、ある所定値以上の dF_{wy}/d_w を確保することが可能である。

【0055】

またスリップステイフネスとして、図12に示したような各車輪スリップ率での微分値の演算が困難である場合、図13に示すように、車輪スリップ率がゼロの時はあるスリップステイフネス S_{stf0} を設定し、車輪スリップ率が正の領域では、原点と車輪スリップ率と前後力絶対値のなす点（例えば図13(a)の P_1 , P_2 ）を結んだ直線の傾きを、スリップステイフネスとしてもよい。

【0056】

以上により得られたスリップステイフネスがある所定値よりも小さくならないように、各車輪の制駆動トルク増加量上限値を設定する。図14に制動トルク T_{brk} の増加量上限値 T_{brk_max} を設定する一例を示す。上述の図12, 図13で得られたスリップステイフネス S_{stf} が、図14(a)に示すある閾値 $S_{stf1mt0}$ より小さくなった場合、図14(b)に示す制動トルク増加量上限値 T_{brk_max} を、初期値 T_{brk_max0} から S_{stf} の減少と共に減少させ、ある所定値 $S_{stf1mt1}$ から $S_{stf1mt2}$ の間ではその値をゼロとする。ここである所定値 $S_{stf1mt1}$ から $S_{stf1mt2}$ は、操舵性確保限界を考慮して予め設定される値である。これにより制動トルクが増加し、スリップステイフネス S_{stf} が低下し始めると、制動トルクの増加量が減少し、ある所定値 $S_{stf1mt1}$ より小さくなると、制動トルクの増加量がゼロとなることで、スリップステイフネス S_{stf} が $S_{stf1mt2}$ 以上となるように制動トルクを制限することができる。またもし更に $S_{stf1mt2}$ よりも S_{stf} が減少した場合、制動トルク増加量上限値 T_{brk_max} を負の値にすることで、制動トルクを減少させ、スリップステイフネス S_{stf} を増加させることができる。ここで制動トルクを一例に説明をしたが、駆動トルク T_{drv} の増加量上限値 T_{drv_max} であっても同様に設定が可能である。また図14ではスリップステイフネス S_{stf} の減少に対して、制動トルク増加量上限値を線形的に減少させているが、スリップステイフネス S_{stf} に対する制動トルク増加量上限値の設定方法は図14に示した方法に限らず、スリップステイフネス S_{stf} がある所定値 $S_{stf1mt2}$ よりも小さくならないよう制動トルク増加量上限値を設定する方法であればよい。これにより操舵性確保限界を考慮した制駆動トルク増加量上限値が設定できる。

【0057】

10

20

30

40

50

また上述の図14(a)に示した $S_{stflmt0}$, $S_{stflmt1}$, $S_{stflmt2}$ といった値や、図14(b)に示したスリップステイフネス S_{stf} に対する制動トルク増加量上限値は、摩擦限界に応じて異なる値としてもよい。例えば摩擦限界が小さい場合は、摩擦限界が大きい場合と比較し、 $S_{stflmt1}$, $S_{stflmt2}$ を大きな値にしてもよい。この摩擦限界の検出、もしくは推定が必要となるが、摩擦限界の推定方法として、例えばスリップステイフネス S_{stf} に対する前後力絶対値から、摩擦限界を推定する方法であってもよい。

【0058】

ここで上述のスリップステイフネスを演算するにあたり、各車輪に発生している前後力絶対値の検出、もしくは推定が必要となる。

10

【0059】

各車輪の前後力を検出する方法として、ホイール部のひずみ等から前後力を検出する方法であっても、車輪軸受け部のひずみ等から検出する方法であってもよい。また前後力の推定方法として、高精度なタイヤモデルを用いて前後力を推定する方法であってもよい。また、複雑なタイヤモデルや、現状高価な前後力を検出するためのセンサ等を追加することなく、現状量産されている車両の構成で容易にスリップステイフネスが演算可能となるよう、前後加速度と各車輪スリップ率からスリップステイフネスの演算を行ってもよい。例えば各車輪スリップ率 $S_{w[wheel]}$ と車体に発生している前後加速度 G_{xact} から、車体を一つの車輪と考えたときのスリップステイフネス(以下車体スリップステイフネス V_{Sstf})を、以下の式で与える。

20

【0060】

【数6】

$$V_{Sstf} = \frac{M \cdot |G_{xact}| \cdot \{1 - k_w \cdot (H/L_{wheelbase}) \cdot (S_w[FL] + S_w[FR] - S_w[RL] - S_w[RR])\}}{(S_w[FL] + S_w[FR] + S_w[RL] + S_w[RR])} \dots (6)$$

【0061】

ここで M は車両質量、 k_w は前後力の荷重依存係数、 H は重心高さ、 $L_{wheelbase}$ はホイールベース長さであり、予め設定される値である。また G_{xact} は車両進行方向を正とした車体前後加速度、車輪スリップ率 $S_{w[wheel]}$ は車体速度 V および各車輪速度 $V_{w[wheel]}$ から得られる値である。

30

【0062】

上記数5により得られた車両スリップステイフネス V_{Sstf} を用いても、いくつかの制約条件をつけることで、上述の図14同様に制駆動トルク上限値の設定が可能である。例えば4輪の制駆動トルクを制御する際、前輪左右輪、および後輪左右輪の制駆動トルクをそれぞれ同値とし、前輪二輪、もしくは後輪二輪の内、上述の V_{Sstf} がある所定値より小さくならないよう、より車輪スリップ率が大きい車輪の制駆動トルク増加上限値を設定し、他方の車輪スリップ率が前者の車輪スリップ率より大きくなりすぎないように制駆動トルク増加上限値を設定することで、操舵性確保限界を考慮した制駆動トルク上限値の設定ができる。また摩擦限界についても同様に、車両スリップステイフネス V_{Sstf} と車両に発生している加速度絶対値から、摩擦限界の推定が可能である。

40

【0063】

自動制駆動トルク指令値演算部12では、上述の目標加速度・目標ヨーモーメント演算部10により演算された目標加速度、もしくは目標ヨーモーメント、もしくはその両方と、制駆動トルク増加量上限値演算部11により演算された制駆動トルク増加量上限値から、自動制駆動トルク指令値を演算する。

【0064】

上述の目標加速度・目標ヨーモーメント演算部10により演算された目標加速度、もしくは目標ヨーモーメント、もしくはその両方を発生させるために、ある車輪に発生させる自動制動トルク初期値が $T_{brk_req0[wheel]}$ であった場合、制駆動トルク増加量上限値演算部11により演算された制動トルク増加量上限値 T_{brk_max}

50

[wheel] から、自動制動トルク指令値 $Tbrk_vreq[wheel]$ は、以下の式で与えられる。

【 0 0 6 5 】

【 数 7 】

$$Tbrk_vreq[wheel] = Tbrk_vreq_z1[wheel] + \min(\Delta Tbrk_max[wheel], Tbrk_vreq0[wheel] - Tbrk_vreq_z1[wheel]) \quad \dots(7)$$

【 0 0 6 6 】

ここで $Tbrk_vreq_z1[wheel]$ は、 $Tbrk_vreq[wheel]$ の前回値、 $\min(A, B)$ は A と B の内、小さい方の値を選択する関数である。

10

【 0 0 6 7 】

例えば目標加速度・目標ヨーモーメント演算部 10 により、目標加速度 - $Gxtgt1$ という値が演算され、制駆動トルク増加量上限値演算部 11 により制動トルク増加量上限値として、前輪二輪が $Tbrk_maxf$ 、後輪二輪が $Tbrk_maxr$ という値が演算されている場合、前輪の自動制動トルク指令値 $Tbrk_vreqf$ 、後輪の自動制動トルク指令値 $Tbrk_vreqr$ はそれぞれ以下の式で演算される。

【 0 0 6 8 】

【 数 8 】

$$Tbrk_vreqf = Tbrk_vreqf_z1 + \min(\Delta Tbrk_maxf, CFtrqf \cdot \alpha Gf \cdot M \cdot |Gxtgt1| / 2 - Tbrk_vreqf_z1) \quad \dots(8)$$

20

【 0 0 6 9 】

【 数 9 】

$$Tbrk_vreqr = Tbrk_vreqr_z1 + \min(\Delta Tbrk_maxr, CFtrqr \cdot (1 - \alpha Gf) \cdot M \cdot |Gxtgt1| / 2 - Tbrk_vreqr_z1) \quad \dots(9)$$

【 0 0 7 0 】

ここで $CFtrqf$ は前輪の制動トルク - 制動力変換係数、 $CFtrqr$ は後輪の制動トルク - 制動力変換係数であり、 Gf は前後加速度制御時の前後輪の制動力配分比 ($0 < Gf < 1$)、 $Tbrk_vreqf_z1$ は前輪の制動トルク前回値、 $Tbrk_vreqr_z1$ は後輪の制動トルク前回値である。ここで f は予め設定される固定値であっても、各車輪の摩擦限界に比例して変化する値であってもよい。

30

【 0 0 7 1 】

また例えば、目標加速度・目標ヨーモーメント演算部 10 により、目標ヨーモーメントとして $Mztgt1$ という左回りのヨーモーメント値が演算され、制駆動トルク増加量上限値演算部 11 により制動トルク増加量上限値として、左前輪が $Tbrk_max[FL]$ 、左後輪が $Tbrk_max[RL]$ という値が演算されている場合、前輪の制動トルク指令値 $Tbrk_vreq[FL]$ 、後輪の制動トルク指令値 $Tbrk_vreq[RL]$ はそれぞれ以下の式で演算される。

【 0 0 7 2 】

【 数 10 】

$$Tbrk_vreq[FL] = Tbrk_vreq_z1[FL] + \min(\Delta Tbrk_max[FL], CMtrqf \cdot \alpha Mf \cdot M \cdot |Mztgt1| - Tbrk_vreq_z1[FL]) \quad \dots(10)$$

40

【 0 0 7 3 】

【 数 11 】

$$Tbrk_vreq[RL] = Tbrk_vreq_z1[RL] + \min(\Delta Tbrk_max[RL], CMtrqr \cdot (1 - \alpha Mf) \cdot M \cdot |Mztgt1| - Tbrk_vreq_z1[RL]) \quad \dots(11)$$

【 0 0 7 4 】

50

ここで $CMtrq_f$ は前輪の制動トルク - ヨーモーメント変換係数、 $CMtrq_r$ は後輪の制動トルク - ヨーモーメント変換係数であり、 M_f はヨーモーメント制御時の前後輪の制動力配分比 ($0 < M_f < 1$)、ここで M_f は予め設定される固定値であっても、各車輪の摩擦限界に比例して変化する値であっても、発生させるヨーモーメントに応じて変化させる値であってもよい。

【0075】

目標制駆動トルク演算部 8 では、前記ドライバ要求制駆動トルク演算部 6 により得られたドライバ要求制駆動トルクと、前記自動制駆動トルク制御演算部 7 により得られた自動制駆動トルク指令値から最終的な目標制駆動トルクを演算する。

【0076】

目標制駆動トルクは、ドライバ要求制駆動トルクと自動制駆動トルク指令値の加減演算することで与える方法であっても、ドライバ要求制駆動トルクと自動制駆動トルク指令値それぞれにある重み係数をつけた上で、両者を加減演算することで与える方法であってもよい。両者が同一方向（制動もしくは駆動）であれば、どちらか大きい方の値を選択する方法であっても、上述のこれらの方法を組み合わせた方法であってもよい。例えば前記ドライバ要求制駆動トルク演算部 6 によりドライバ要求駆動トルク $T_{drv_dreq}[wheel]$ が演算され、前記自動制駆動トルク制御演算部 7 により自動制動トルク指令値 $T_{brk_vreq}[wheel]$ が演算されている場合、最終的な目標制駆動トルク $T_{w_tgt}[wheel]$ を以下の式で与えてもよい。ここで目標制駆動トルク $T_{w_tgt}[wheel]$ は正であれば駆動トルク、負であれば制動トルクとなる値である。

【0077】

【数 12】

$$T_{w_tgt}[wheel] = W_d \cdot T_{drv_dreq}[wheel] - W_v \cdot T_{brk_vreq}[wheel] \quad \dots(12)$$

【0078】

ここで W_d はドライバ要求制駆動トルクに対する重み係数、 W_v は自動制駆動トルク指令値に対する重み係数である。前記 W_d 、 W_v は予め設定される値であっても、外界情報等に基づいてその値を変更してもよい。例えば自車両前方の障害物との衝突危険度が非常に高いにも関わらず、ドライバ要求駆動トルク $T_{drv_dreq}[wheel]$ がある場合、 W_d を非常に小さい値とし、自動制動トルク指令値 $T_{brk_vreq}[wheel]$ が優先されるようにする。これにより、自車両前方の障害物との衝突危険性が高いにも関わらず、ドライバがアクセルを踏込んでしまった場合であっても、必要な減速を行うことができる。また例えば前記ドライバ要求制駆動トルク演算部 6 によりドライバ要求制動トルク $T_{brk_dreq}[wheel]$ が演算され、前記自動制駆動トルク制御演算部 7 により自動制動トルク指令値 $T_{brk_vreq}[wheel]$ が演算されている場合、最終的な目標制駆動トルク $T_{w_tgt}[wheel]$ を以下の式で与えてもよい。

【0079】

【数 13】

$$T_{w_tgt}[wheel] = -(W_d \cdot T_{brk_dreq}[wheel] + W_v \cdot T_{brk_vreq}[wheel]) \quad \dots(13)$$

【0080】

これにより、例えば自動減速中にドライバが減速不足を感じた際、 $T_{brk_dreq}[wheel]$ に応じて減速度を増加させることができる。

【0081】

アクチュエータ駆動指令値演算部 9 では、目標制駆動トルク $T_{w_tgt}[wheel]$ に応じて、必要なアクチュエータの駆動制御指令値を演算する。例えば車輪制駆動トルクアクチュエータがモータである場合、目標制駆動トルク $T_{w_tgt}[wheel]$ を発生させるようモータの駆動指令値を演算する。またこの時目標制駆動トルク $T_{w_tgt}[wheel]$ が負、すなわち制動トルクを発生させる場合、発生させる減速度に応じてブレーキランプを点灯するようにブレーキランプ駆動指令を演算する。例えば発生させ

10

20

30

40

50

る減速度が非常に小さい場合、ブレーキランプは点灯させず、ある所定値以上の減速度を発生させる場合にのみブレーキランプを点灯させるようにしてもよい。

【0082】

以上のように、本実施形態では、従来の摩擦限界のみを考えた車輪制駆動トルク制御のみではなく、操舵性確保限界を上限値とした制駆動トルク制御を行うことで、車両に発生する加速度絶対値の過度な減少を抑えながら自動制駆動トルク制御中の操舵性を確保することが可能となる。

【0083】

本実施形態では、スリップスティフネスを用いて制駆動トルク増加量上限値の設定する方法を説明したが、車両に発生可能な摩擦限界を精度よく検出、もしくは推定可能であれば、摩擦限界よりも小さな値となる操作性確保限界を設定し、操作性確保限界に基づいて各車輪の制駆動トルクを設定する方法であってもよい。この方法では、摩擦限界に応じた操作性確保限界を予め設定することで可能となる。

10

【0084】

また車両に発生する加速度に基づいて各車輪の制駆動トルクを設定する方法であってもよい。例えば加速度摩擦限界加速度を精度よく検出、もしくは推定可能であれば、図15に示すように摩擦限界加速度よりも小さな値となる操作性確保限界加速度を設定し、操作性確保限界加速度に基づいて各車輪の制駆動トルクを設定する方法であってもよい。この方法では、摩擦限界加速度に応じた操作性確保限界加速度を予め設定することで可能となる。

20

【0085】

(発明を実施するための実施形態2)

以下、図16、図17を用いて、本発明の第2の実施形態による車両運動制御装置の構成及び動作について説明する。

【0086】

最初に、図16を用いて、本発明の第2の実施形態による車両運動制御装置の構成について説明する。

【0087】

図16は、本発明の第2の実施形態による車両運動制御装置の構成を示すシステムブロック図である。

30

【0088】

本実施形態の車両運動制御装置は車両に搭載されるものであり、自車両の運動状態およびドライバによる操作量を取得する自車両情報検出手段1と、制駆動力アクチュエータ等へ制御指令を与える車両運動制御演算手段2と、車両運動制御演算手段2からの指令を基に、各車輪に制駆動トルクを発生させる車輪制駆動トルクアクチュエータ3、自車両の減速を後方車両へ報知するブレーキランプ4、外界情報取得手段5、を備える。

【0089】

ここで自車両情報検出手段1、車輪制駆動トルクアクチュエータ3、ブレーキランプ4、外界情報取得手段5、については上述の第1の実施形態と同様であるため、説明は省略し、車両運動制御演算手段2における車輪制駆動トルクアクチュエータの制御指令演算方法について説明する。

40

【0090】

図17は、本発明の第2の実施形態による車両運動制御演算手段2の制御ブロック図である。

【0091】

図17に示すように、車両運動制御演算手段2は、ドライバ要求制駆動トルク演算部6、自動制駆動トルク制御演算部7、目標制駆動トルク演算部8、アクチュエータ駆動指令値演算部9、車両挙動安定化制駆動トルク補正制御演算部13、摩擦限界制駆動トルク補正制御演算部14からなる。

【0092】

50

ここで、ドライバ要求制駆動トルク演算部 6 , 自動制駆動トルク制御演算部 7 , 目標制駆動トルク演算部 8 , アクチュエータ駆動指令値演算部 9 は、上述の第 1 の実施形態と同様であるため、説明は省略する。

【 0 0 9 3 】

車両挙動安定化制駆動トルク補正制御演算部 1 3 では、自車両情報検出手段 1 により得られた自車両情報から、車両挙動を安定化させるのに必要なヨーモーメント $Mzreq$ 、もしくは車体加速度 $Gxreq$ 、もしくはその両方を演算し、前記 $Mzreq$ および $Gxreq$ に基づいて、目標制駆動トルク演算部 8 により演算された各車輪の目標制駆動トルクを補正し、車両挙動安定化補正目標制駆動トルクを演算する。

【 0 0 9 4 】

例えば車両に発生しているヨーレート r 、および発生している横加速度 $Gyact$ 、および操舵角 δ に基づいて、車両のスピンアウト傾向を検出した場合、スピンアウトを抑制する方向のヨーモーメントを発生させるよう前記目標制駆動トルクを補正する。また同様に車両のドリフトアウト傾向を検出した場合、ドリフトアウトを抑制するヨーモーメント、および減速度を発生させるよう、前記目標制駆動トルクを補正する。

【 0 0 9 5 】

摩擦限界制駆動トルク補正制御演算部 1 4 では、自車両情報検出手段 1 により得られた自車両情報から、各車輪のロック傾向やホイールスピン傾向を検出し、車両挙動安定化制駆動トルク補正制御演算部 1 0 により演算された車両挙動安定化補正目標制駆動トルクを補正し、摩擦限界補正目標制駆動トルクを演算する。

【 0 0 9 6 】

以上のように、制駆動トルク増加量上限値演算部 1 1 により車輪に発生させる前後力絶対値を図 8 に示した操舵性確保限界以下とする制御に加え、車両挙動安定化制駆動トルク補正制御演算部 1 3 および摩擦限界制駆動トルク補正制御演算部 1 4 を行うことで、通常運転時の操作性を確保した制駆動トルク制御に加え、車両の挙動が不安定になった際の安定化制御や摩擦限界での制駆動トルク制御が可能となる。これにより、例えば操舵性確保限界での自動制動トルク制御中にドライバが自動制動トルク以上の制動トルクを発生させようとした場合であっても、車輪ロックを発生させることなく、摩擦限界内での制動トルクを発生させることができる。

【 0 0 9 7 】

(発明を実施するための実施形態 3)

以下、図 1 8 ~ 図 2 0 を用いて、本発明の第 3 の実施形態による車両運動制御装置の構成及び動作について説明する。

【 0 0 9 8 】

最初に、図 1 8 を用いて、本発明の第 3 の実施形態による車両運動制御装置の構成について説明する。

【 0 0 9 9 】

図 1 8 は、本発明の第 3 の実施形態による車両運動制御装置の構成を示すシステムブロック図である。

【 0 1 0 0 】

本実施形態の車両運動制御装置は車両に搭載されるものであり、自車両の運動状態およびドライバによる操作量を取得する自車両情報検出手段 1 と、制駆動力アクチュエータ等へ制御指令を与える車両運動制御演算手段 2 と、車両運動制御演算手段 2 からの指令を基に、各車輪に制駆動トルクを発生させる車輪制駆動トルクアクチュエータ 3 , 自車両の減速を後方車両へ報知するブレーキランプ 4 , 要求加速度検出手段 1 2、を備える。

【 0 1 0 1 】

ここで自車両情報検出手段 1 , 車輪制駆動トルクアクチュエータ 3 , ブレーキランプ 4、については上述の第 1 の実施形態と同様であるため、説明は省略し、要求加速度検出手段 1 2、および車両運動制御演算手段 2 における車輪制駆動トルクアクチュエータの制御指令演算方法について説明する。

10

20

30

40

50

【 0 1 0 2 】

要求加速度検出手段 1 2 はドライバによる要求加速度を検出する手段である。例えば、ステアリングホイールにジョイスティックが取り付けられており、前記ジョイスティックの操作量から要求加速度を検出する方法であっても、ステアリングホイールにレバーが取り付けられており、前記レバーの操作量から要求加速度を検出する方法であってもよい。

【 0 1 0 3 】

図 1 9 は、本発明の第 3 の実施形態による車両運動制御演算手段 2 の制御ブロック図である。

【 0 1 0 4 】

図 1 9 に示すように、車両運動制御演算手段 2 は、ドライバ要求制駆動トルク演算部 6 , 自動制駆動トルク制御演算部 7 , 目標制駆動トルク演算部 8 , アクチュエータ駆動指令値演算部 9 , 車両挙動安定化制駆動トルク補正制御演算部 1 3 , 摩擦限界制駆動トルク補正制御演算部 1 4 からなる。

10

【 0 1 0 5 】

ここで、ドライバ要求制駆動トルク演算部 6 , 目標制駆動トルク演算部 8 , アクチュエータ駆動指令値演算部 9 , 車両挙動安定化制駆動トルク補正制御演算部 1 3 , 摩擦限界制駆動トルク補正制御演算部 1 4 は、上述の第 2 の実施形態と同様であるため、説明は省略する。

【 0 1 0 6 】

自動制駆動トルク制御演算部 7 では、自車両情報検出手段 1 により得られた自車両情報および要求加速度検出手段 1 2 により得られた要求加速度から、自動制駆動トルク指令値を演算する。

20

【 0 1 0 7 】

図 2 0 に示すように、自動制駆動トルク制御演算部 7 は、目標加速度・目標ヨーモーメント演算部 1 0 , 制駆動トルク増加量上限値演算部 1 1 , 自動制駆動トルク指令値演算部 1 2、からなる。

【 0 1 0 8 】

ここで目標加速度・目標ヨーモーメント演算部 1 0 , 制駆動トルク増加量上限値演算部 1 1 , 自動制駆動トルク指令値演算部 1 2 での演算方法は、上述の第 1 の実施形態とほぼ同様であるが、上述の第 1 の実施形態での外界情報に基づいて演算されていた加速度が、

30

要求加速度検出手段 1 5 により得られた要求加速度となること異なる。

【 0 1 0 9 】

以上のように、要求加速度検出手段 1 5 により得られた要求加速度を自動制駆動トルク制御演算部 7 にて演算し、制駆動トルク制御を行うことで、要求加速度検出手段 1 5 により発生する制駆動トルク上限値を操作性確保限界とした制駆動トルク制御が可能となる。これにより、ドライバが操作性確保限界を上限とした加速度制御を行いたい場合は、要求加速度検出手段 1 5 への操作入力を行い、摩擦限界を上限とした加速度制御を行いたい場合は、ブレーキペダルやアクセルペダルへの操作入力を行うといったドライバ自身による使い分けが可能となる。

【 0 1 1 0 】

(発明を実施するための実施形態 4)

以下、図 2 1 を用いて、本発明の第 4 の実施形態による車両運動制御装置の構成及び動作について説明する。

40

【 0 1 1 1 】

図 2 1 の構成では、車輪制駆動トルクアクチュエータ 3 として、ブレーキアクチュエータと制駆動モータアクチュエータの両方を、回生制動エネルギーを蓄える蓄電装置 1 6 を備えている。ブレーキアクチュエータは全ての車輪に備わり、制駆動モータアクチュエータは、後輪に連結されている。制駆動モータアクチュエータによって回生されたエネルギーは蓄電装置 1 6 へ供給される。

【 0 1 1 2 】

50

制動時に、車両の運動エネルギーをできる限り蓄電装置 16 へ回生するためには、ブレーキアクチュエータを作動させずに、制駆動モータアクチュエータのみで制動する方法がある。しかし、後輪で過度に制動力を発生させると、後輪の車輪が過度にスリップし、後輪の横力が不足し、車両運動の安定性が損なわれる恐れがある。そこで、実施形態 1～3 に記載のように、制駆動トルク制御を行うことで、車輪ロックを発生させることなく、操作性確保限界内での制動トルクを発生させることができる。このとき、後輪の横力は十分確保されるため、車両運動の安定性を損なうことなく、車両の運動エネルギーを蓄電装置 16 へ回生できる。

【0113】

なお、ここでは、後輪の制駆動モータアクチュエータのみで制動する例を述べたが、ブレーキアクチュエータを併用することもできる。また、後輪に制駆動モータアクチュエータを備える例を述べたが、前輪に制駆動モータアクチュエータを備えてもよい。この場合、前輪による過度の回生制動を抑制し、車両の操縦性を確保できる。

10

【符号の説明】

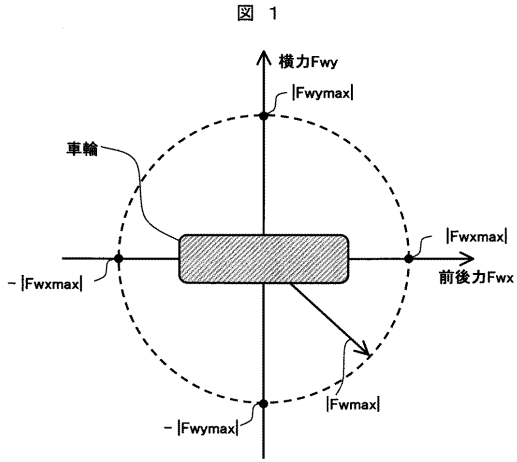
【0114】

- 1 自車両情報検出手段
- 2 車両運動制御演算手段
- 3 車輪制駆動トルクアクチュエータ
- 4 ブレーキランプ
- 5 外界情報取得手段
- 6 ドライバ要求制駆動トルク演算部
- 7 自動制駆動トルク制御演算部
- 8 目標制駆動トルク演算部
- 9 アクチュエータ駆動指令値演算部
- 10 目標加速度・目標ヨーモーメント演算部
- 11 制駆動トルク増加量上限値演算部
- 12 自動制駆動トルク指令値演算部
- 13 車両挙動安定化制駆動トルク補正制御演算部
- 14 摩擦限界制駆動トルク補正制御演算部
- 15 要求加速度検出手段
- 16 蓄電装置

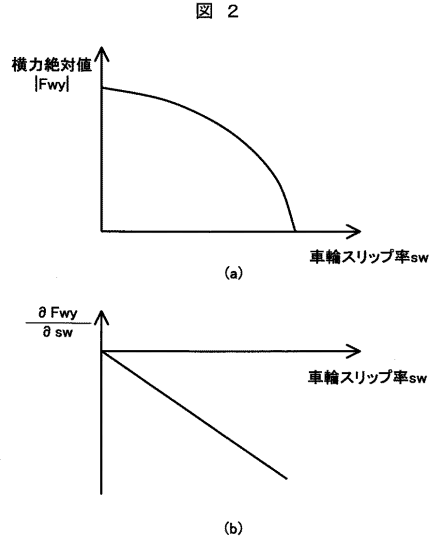
20

30

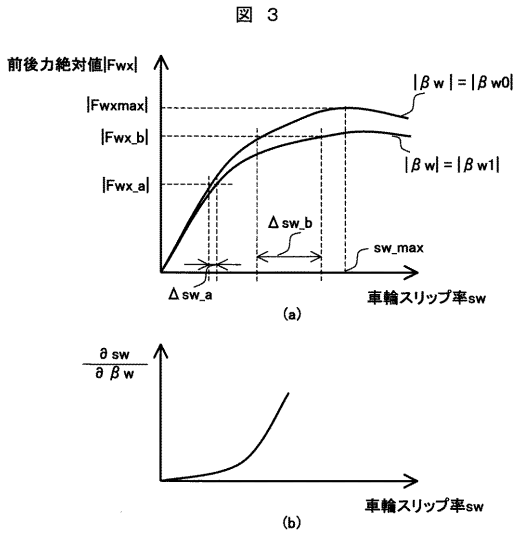
【 図 1 】



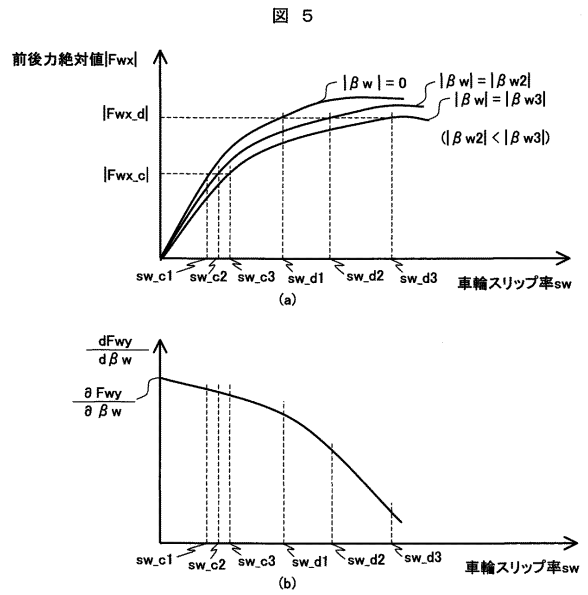
【 図 2 】



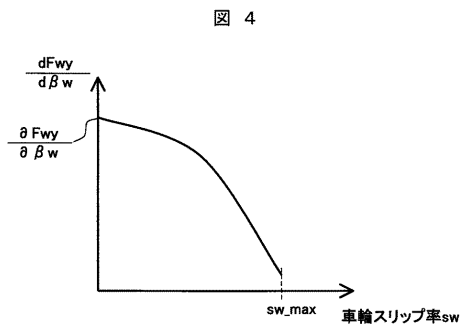
【 図 3 】



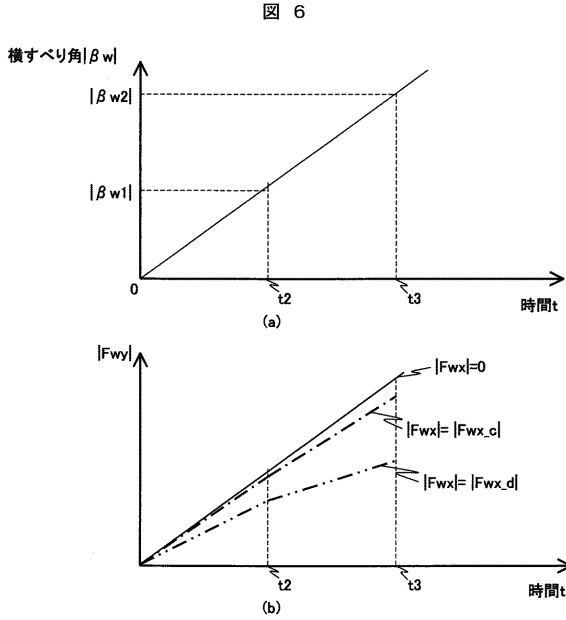
【 図 5 】



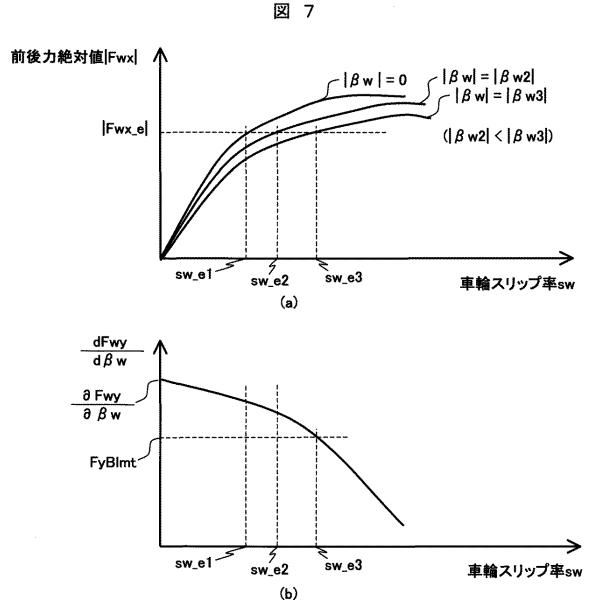
【 図 4 】



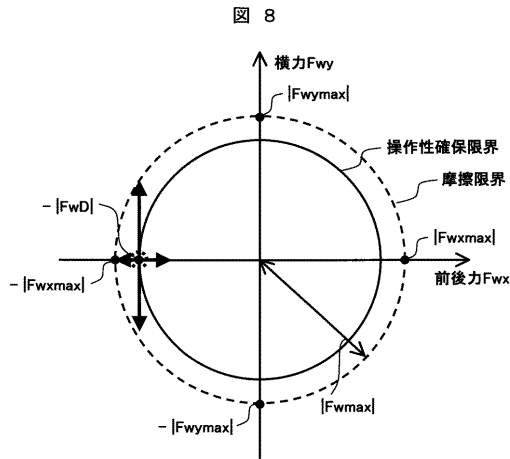
【 図 6 】



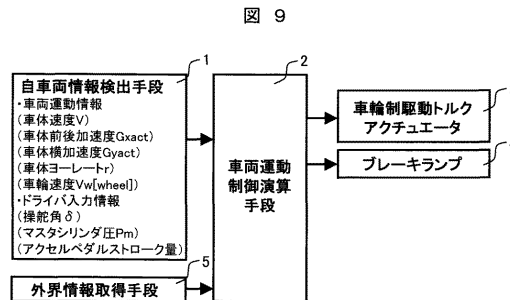
【 図 7 】



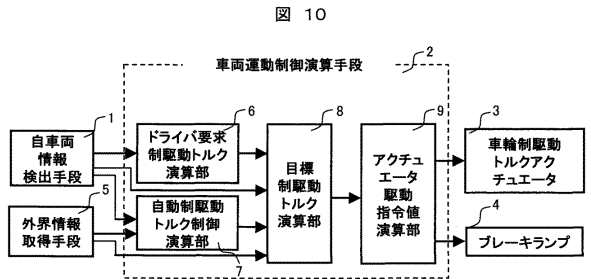
【 図 8 】



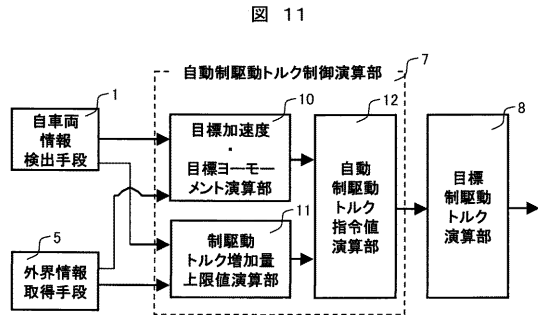
【 図 9 】



【 図 10 】

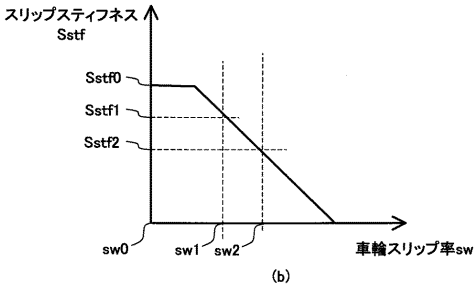
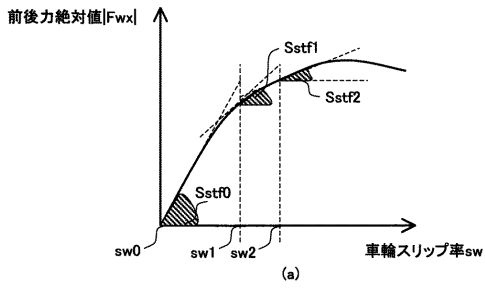


【 図 11 】



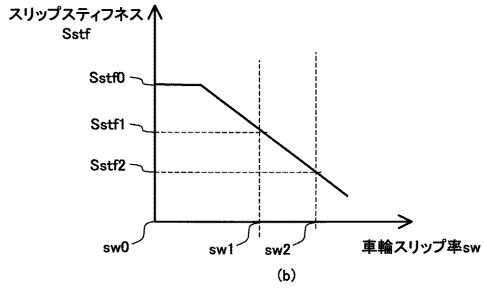
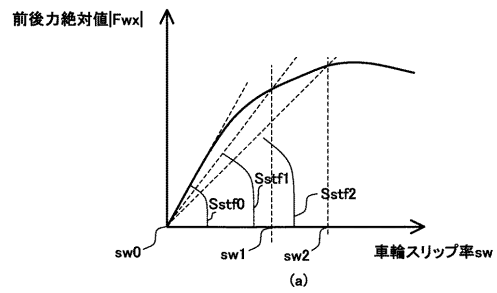
【図12】

図12



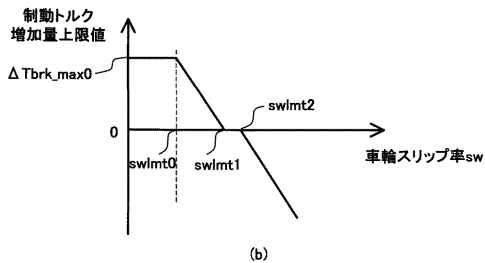
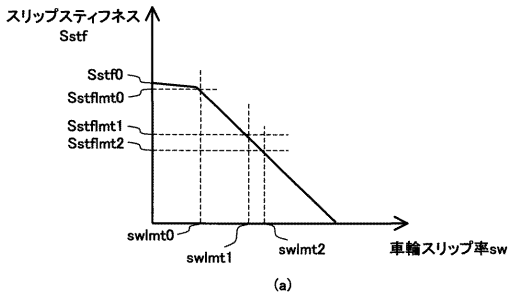
【図13】

図13



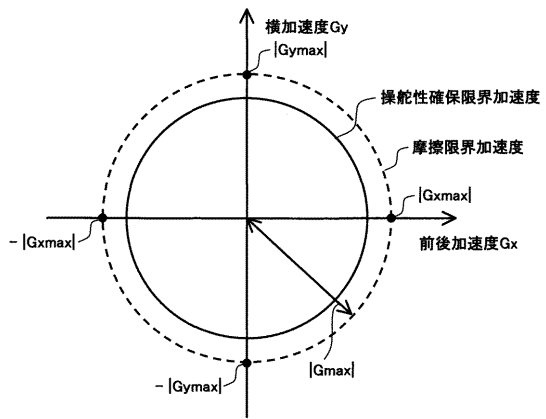
【図14】

図14



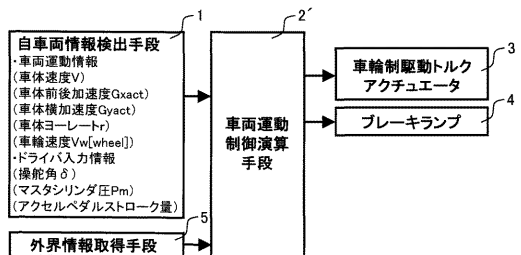
【図15】

図15

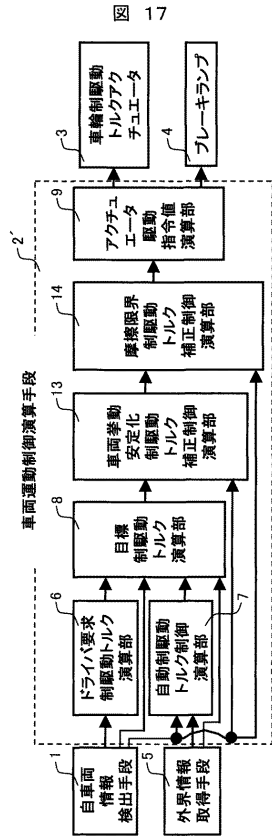


【図16】

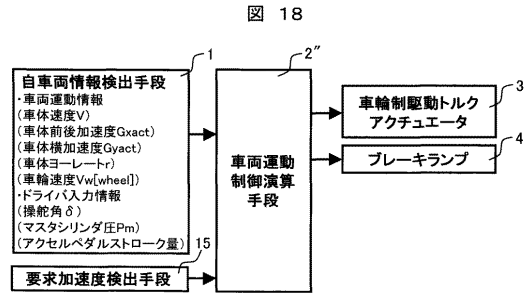
図16



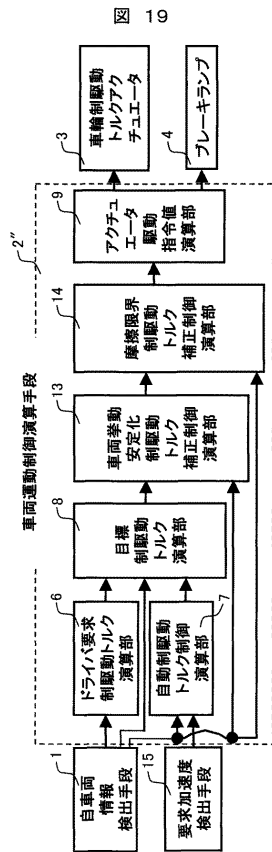
【図 17】



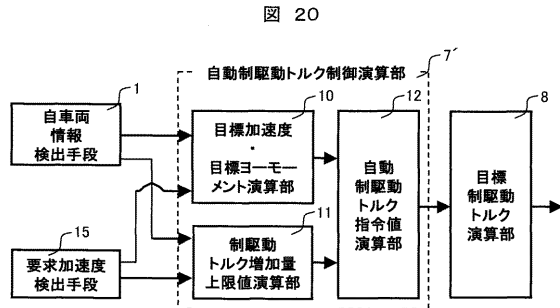
【図 18】



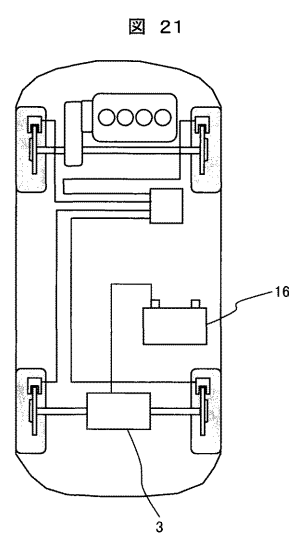
【図 19】



【図 20】



【図 21】



フロントページの続き

- (72)発明者 横山 篤
茨城県ひたちなか市堀口832番地2
所内 株式会社 日立製作所 機械研究
- (72)発明者 齋藤 真二郎
茨城県ひたちなか市堀口832番地2
所内 株式会社 日立製作所 機械研究

審査官 大山 健

- (56)参考文献 国際公開第2008/133150(WO, A1)
特開2007-112367(JP, A)
特開2007-269294(JP, A)
特開2007-106273(JP, A)
特開2003-261016(JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60W 10/00 - 50/08
B60R 16/02
F02D 29/02
B62D 6/00
B60T 7/12 - 8/96