

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号
特開2007-336679
(P2007-336679A)

(43) 公開日 平成19年12月27日(2007. 12. 27)

(51) Int. Cl.
B60L 15/20 (2006.01)

F I
B60L 15/20 S

テーマコード (参考)
5H115

審査請求 未請求 請求項の数 14 O L (全 26 頁)	
(21) 出願番号 (22) 出願日	特願2006-165139 (P2006-165139) 平成18年6月14日 (2006. 6. 14)
(71) 出願人	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	100075579 弁理士 内藤 嘉昭
(74) 代理人	100103850 弁理士 崔 秀▲てつ▼
(74) 代理人	100116012 弁理士 宮坂 徹
(72) 発明者	白土 良太 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	

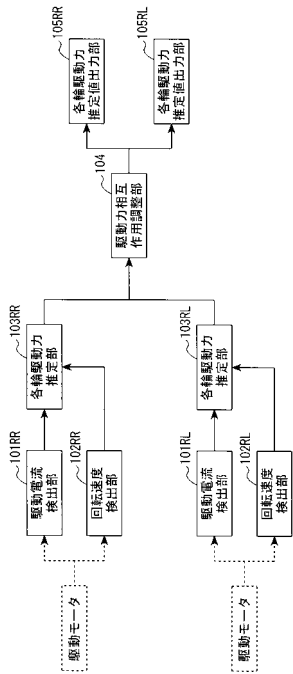
(54) 【発明の名称】 電動車両の駆動力推定装置、自動車および電動車両の駆動力推定方法

(57) 【要約】

【課題】 電動車両における駆動力をより正確に推定すること。

【解決手段】 自動車1においては、各輪駆動力推定部103RL、103RRが推定した各駆動輪の駆動力に対し、駆動力相互作用調整部104が、1つの駆動輪を駆動する駆動モータの出力のうち、他の駆動輪を回転させる力として使われる分を反映させた補正を行う。したがって、駆動モータの出力トルクを基に駆動輪における駆動力を推定する際に、駆動輪相互の影響を加味した駆動力を推定することができ、電動車両の駆動力をより正確に推定することができる。

【選択図】 図2



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

駆動輪を駆動する駆動モータと、
 駆動輪の回転状態を検出する回転状態検出手段と、
 駆動輪それぞれに入力される前記駆動モータの出力を検出するモータ出力検出手段と、
 前記回転状態検出手段によって検出された駆動輪の回転状態と、前記モータ出力検出手段によって検出された駆動モータの出力とに基づいて、一の駆動輪が他の車輪を回転させる作用による駆動力成分を算入して各駆動輪における駆動力を推定する駆動力推定手段と、
 を備えることを特徴とする電動車両の駆動力推定装置。

10

【請求項 2】

前記駆動力推定手段は、一の駆動輪に入力された前記駆動モータの出力を、該一の駆動輪を回転させる力と、他の車輪を回転させる力と、車両を推進させる力とに配分することにより、各駆動輪における駆動力を推定することを特徴とする請求項 1 記載の電動車両の駆動力推定装置。

【請求項 3】

前記駆動力推定手段は、
 一の駆動輪に入力された前記駆動モータの出力と、該一の駆動輪の前記回転状態とに基づいて、入力された前記駆動モータの出力のうち該一の駆動輪を回転させるための成分以外から、該一の駆動輪における第 1 の駆動力を推定する各輪駆動力推定手段と、
 前記各輪駆動力推定手段によって推定された第 1 の駆動力に対し、該一の駆動輪と他の駆動輪とが互いを回転させる作用に基づく補正を行う駆動力相互作用調整手段と、
 を備えることを特徴とする請求項 1 または 2 記載の電動車両の駆動力推定装置。

20

【請求項 4】

前記駆動力相互作用調整手段は、次式に基づいて第 1 の駆動力を補正することを特徴とする請求項 3 記載の電動車両の駆動力推定装置。

【数 1】

$$\begin{bmatrix} \tilde{F}_{d1} \\ \tilde{F}_{d2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{M_{w1}}{M+M_{w1}} \\ -\frac{M_{w2}}{M+M_{w2}} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_{d1} \\ F_{d2} \end{bmatrix}$$

30

ただし、 M は車両の質量と車両の従動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したものの和、 M_{w1} は車両の一の駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 F_{d1} は該一の駆動輪の第 1 の駆動力、 M_{w2} は他の駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 F_{d2} は他の駆動輪の第 1 の駆動力、 $\tilde{F}_{d1}$ 、 $\tilde{F}_{d2}$ は一の駆動輪と他の駆動輪それぞれの第 1 の駆動力を補正した駆動力推定値である。

40

【請求項 5】

前記駆動力相互作用調整手段は、次式に基づいて第 1 の駆動力を補正することを特徴とする請求項 3 記載の電動車両の駆動力推定装置。

【数 2】

$$\begin{bmatrix} \tilde{F}_{d1} \\ \tilde{F}_{d2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{M_{w1}\dot{V}_{w1}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{w1} + \dot{V}_{w2}}{2} + M_{w1}\dot{V}_{w1}} \\ -\frac{M_{w2}\dot{V}_{w2}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{w1} + \dot{V}_{w2}}{2} + M_{w2}\dot{V}_{w2}} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_{d1} \\ F_{d2} \end{bmatrix}$$

ただし、 M は車両の質量と車両の従動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したものの和、 M_{w1} は車両の一の駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 V_{w1} は一の駆動輪の車輪速、 F_{d1} は該一の駆動輪の第1の駆動力、 M_{w2} は他の駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 V_{w2} は他の駆動輪の車輪速、 F_{d2} は他の駆動輪の第1の駆動力、 $\tilde{F}_{d1}$ 、 $\tilde{F}_{d2}$ は一の駆動輪と他の駆動輪それぞれの第1の駆動力を補正した駆動力推定値である。

10

【請求項 6】

20

前記駆動力相互作用調整手段は、次式に基づいて第1の駆動力を補正することを特徴とする請求項3記載の電動車両の駆動力推定装置。

【数 3】

$$\begin{bmatrix} \tilde{F}_{d1} \\ \tilde{F}_{d2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{M_{w1}\dot{V}_{w1}}{M\dot{V} + M_{w1}\dot{V}_{w1}} \\ -\frac{M_{w2}\dot{V}_{w2}}{M\dot{V} + M_{w2}\dot{V}_{w2}} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_{d1} \\ F_{d2} \end{bmatrix}$$

ただし、 M は車両の質量と車両の従動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したものの和、 V は車両の車速、 M_{w1} は車両の一の駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 V_{w1} は一の駆動輪の車輪速、 F_{d1} は該一の駆動輪の第1の駆動力、 M_{w2} は他の駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 V_{w2} は他の駆動輪の車輪速、 F_{d2} は他の駆動輪の第1の駆動力、 $\tilde{F}_{d1}$ 、 $\tilde{F}_{d2}$ は一の駆動輪と他の駆動輪それぞれの第1の駆動力を補正した駆動力推定値である。

30

【請求項 7】

40

前記駆動力相互作用調整手段は、駆動輪が操向輪である場合、その転舵角に基づいて、各駆動輪における駆動力の補正を行うことを特徴とする請求項1から6のいずれか1項に記載の電動車両の駆動力推定装置。

【請求項 8】

前記駆動力相互作用調整手段は、一の駆動輪が操向輪である場合、非操向輪である他の駆動輪の前記第1の駆動力 F_{d2} を $F_{d2} \cdot \cos(\delta_1 - \beta) \cos \beta$ (ただし、 δ_1 は一の駆動輪の転舵角、 β は車両の走行方向に対するスリップ角) と変換した上で、該一の駆動輪と他の駆動輪が互いを回転させる作用に基づく前記補正を行うことを特徴とする請求項4から6のいずれか1項に記載の電動車両の駆動力推定装置。

【請求項 9】

50

前記駆動力相互作用調整手段は、一の駆動輪が非操向輪である場合、操向輪である他の駆動輪の前記第1の駆動力 F_{d2} を $F_{d2} \cdot \cos(\delta_2 - \beta) \cos \beta$ (ただし、 δ_2 は他の駆動輪の転舵角、 β は車両の走行方向に対するスリップ角) と変換した上で、該一の駆動輪と他の駆動輪が互いを回転させる作用に基づく前記補正を行うことを特徴とする請求項4から6のいずれか1項に記載の電動車両の駆動力推定装置。

【請求項10】

前記駆動力相互作用調整手段は、一の駆動輪が操向輪である場合、操向輪である他の駆動輪の前記第1の駆動力 F_{d2} を $F_{d2} \cdot \cos(\delta_1 - \beta) \cos(\delta_2 - \beta)$ (ただし、 δ_1 は一の駆動輪の転舵角、 δ_2 は他の駆動輪の転舵角、 β は車両の走行方向に対するスリップ角) と変換した上で、該一の駆動輪と他の駆動輪が互いを回転させる作用に基づく前記補正を行うことを特徴とする請求項4から6のいずれか1項に記載の電動車両の駆動力推定装置。 10

【請求項11】

車両に入力された運転操作量を検出する運転操作量検出手段をさらに備え、

前記駆動力推定手段は、前記回転状態検出手段によって検出された駆動輪の回転状態と、前記モータ出力検出手段によって検出された駆動モータの出力と、前記運転操作量検出手段によって検出された運転操作量とに基づいて、駆動輪におけるスリップの発生を検出し、駆動輪においてスリップが発生している場合、一の駆動輪が他の車輪を回転させる作用による駆動力成分を算入することなく、一の駆動輪に入力された前記駆動モータの出力を、該一の駆動輪を回転させる力と、車両を推進させる力とに配分することにより、各駆動輪における駆動力を推定することを特徴とする請求項1から10のいずれか1項に記載の電動車両の駆動力推定装置。 20

【請求項12】

前記駆動力推定手段は、車両に備えられた一の駆動輪と他の複数の駆動輪それぞれとの間において、駆動輪が互いを回転させる作用に基づく補正量を算出し、算出した補正量を線形和として結合することにより、各駆動輪における駆動力を推定することを特徴とする請求項1から11のいずれか1項に記載の電動車両の駆動力推定装置。

【請求項13】

複数の駆動輪と、

車体に設置されたアクセルペダルと、 30

前記アクセルペダルの操作量に基づいて、車両の駆動制御を行う駆動制御手段と、

前記駆動制御手段の制御に従って、駆動輪を駆動する駆動モータと、

駆動輪の回転状態を検出する回転状態検出手段と、

駆動輪それぞれに入力される前記駆動モータの出力を検出するモータ出力検出手段と、

前記回転状態検出手段によって検出された駆動輪の回転状態と、前記モータ出力検出手段によって検出された駆動モータの出力とに基づいて、一の駆動輪が他の車輪を回転させる作用による駆動力成分を算入して各駆動輪における駆動力を推定する駆動力推定手段と、

を備えることを特徴とする自動車。

【請求項14】 40

駆動輪の回転状態および駆動モータの出力に基づいて、駆動輪が他の車輪を回転させる作用を反映させて各駆動輪における駆動力を推定することを特徴とする電動車両の駆動力推定方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、モータによって車輪を駆動する電動車両の駆動力推定装置、自動車および電動車両の駆動力推定方法に関する。

【背景技術】

【0002】 50

従来、モータによって車輪を駆動する電動車両においては、モータの出力トルクを基に、駆動輪における駆動力が推定されている。

例えば、特許文献１に記載された駆動力推定手法においては、「モータの出力トルクは、車輪を回転させる力と、路面に伝達されて車両を推進する力に使われる。」という仮定の下、以下の（１）式によって駆動力を推定する。

なお、以下の式において、 F_m はモータの出力、 M_w は駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 V_w は駆動輪の車輪速、 F_d は推定駆動力である。

【０００３】

【数１】

$$F_m = M_w \dot{V}_w + F_d$$

10

$$\therefore \hat{F}_d = F_m - M_w \dot{V}_w \quad (1)$$

【０００４】

【非特許文献１】佐渡秀夫、外３名、「路面状態推定とスリップ率制御を用いた電気自動車の高性能トラクションコントロール」、平成１０年電気学会産業応用部門全国大会予稿集、電気学会、平成１０年、p. 321-324

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

20

【０００５】

しかしながら、モータの出力トルクを基に駆動輪における駆動力を推定する従来の手法においては、１つの駆動輪をモデルとして、モータの出力トルクおよびタイヤ回転の慣性モーメントを基に駆動力を推定するものであった。

そのため、１つの車両に複数の駆動輪がある状態では、駆動輪相互が影響を及ぼし合い、正確な駆動力を推定することが困難であった。

本発明の課題は、電動車両における駆動力をより正確に推定することである。

【課題を解決するための手段】

【０００６】

以上の課題を解決するため、本発明に係る電動車両の駆動力推定装置は、

30

駆動輪を駆動する駆動モータと、駆動輪の回転状態を検出する回転状態検出手段と、駆動輪それぞれに入力される前記駆動モータの出力を検出するモータ出力検出手段と、前記回転状態検出手段によって検出された駆動輪の回転状態と、前記モータ出力検出手段によって検出された駆動モータの出力とに基づいて、一の駆動輪が他の車輪を回転させる作用による駆動力成分を算入して各駆動輪における駆動力を推定する駆動力推定手段とを備えることを特徴としている。

【０００７】

また、本発明に係る自動車は、

複数の駆動輪と、車体に設置されたアクセルペダルと、前記アクセルペダルの操作量に基づいて、車両の駆動制御を行う駆動制御手段と、前記駆動制御手段の制御に従って、駆動輪を駆動する駆動モータと、駆動輪の回転状態を検出する回転状態検出手段と、駆動輪それぞれに入力される前記駆動モータの出力を検出するモータ出力検出手段と、前記回転状態検出手段によって検出された駆動輪の回転状態と、前記モータ出力検出手段によって検出された駆動モータの出力とに基づいて、一の駆動輪が他の車輪を回転させる作用による駆動力成分を算入して各駆動輪における駆動力を推定する駆動力推定手段とを備えることを特徴としている。

40

また、本発明に係る電動車両の駆動力推定方法は、

駆動輪の回転状態および駆動モータの出力に基づいて、駆動輪が他の車輪を回転させる作用を反映させて各駆動輪における駆動力を推定することを特徴としている。

【発明の効果】

50

【0008】

本発明に係る電動車両の駆動力推定装置によれば、駆動力推定手段が、駆動輪の回転状態と駆動モータの出力とに基づいて、駆動輪が他の車輪を回転させる作用による駆動力成分を算入して各駆動輪における駆動力を推定するので、駆動輪相互の影響を反映させて駆動力を推定することができ、1つの車両に複数の駆動輪がある場合でも、電動車両における駆動力をより正確に推定することができる。

【0009】

また、本発明に係る自動車によれば、アクセルペダルの操作量に応じて駆動制御手段により駆動制御されたときに、駆動力推定手段が、駆動輪の回転状態と駆動モータの出力とに基づいて、駆動輪が他の車輪を回転させる作用による駆動力成分を算入して各駆動輪における駆動力を推定するので、駆動輪相互の影響を反映させて駆動力を推定することができ、1つの車両に複数の駆動輪がある場合でも、電動車両における駆動力をより正確に推定することができる。

10

【0010】

また、本発明に係る電動車両の駆動力推定方法によれば、各駆動輪における駆動力を推定する際に、駆動輪が他の車輪を回転させる作用が反映されるので、駆動輪相互の影響を駆動力の推定時に加味することができ、1つの車両に複数の駆動輪がある場合でも、電動車両における駆動力をより正確に推定することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0011】

20

以下、図を参照して本発明を適用した自動車の実施の形態を説明する。

(第1実施形態)

(構成)

図1は、本発明に係る自動車1の構成を示す概略図である。

図1において、自動車1は、左右の駆動輪2RL, 2RRと、左右の駆動輪2RL, 2RRをそれぞれ駆動する駆動モータ3RL, 3RRと、駆動モータ3RL, 3RRの駆動電流を制御するモータインバータ4RL, 4RRと、駆動輪2RL, 2RRそれぞれを車体に懸架するサスペンション5RL, 5RRと、駆動輪2RL, 2RRの駆動力を制御する制御ユニット6と、ステアリングホイール7と、操舵角センサ8と、アクセルペダルセンサ9と、ブレーキペダルセンサ10と、車両挙動センサ11と、電源ユニット12とを備えている。

30

【0012】

駆動輪2RL, 2RRは、自動車1のそれぞれ左後輪および右後輪として設置され、駆動モータ3RL, 3RRをそれぞれ内部に一体に備えている。また、駆動輪2RL, 2RRは、駆動モータ3RL, 3RRによって、互いに独立に駆動される。

駆動モータ3RL, 3RRは、駆動輪2RL, 2RRそれぞれの内部に一体的に備えられたモータであり、モータインバータ4RL, 4RRから電流の供給を受けて、駆動輪2RL, 2RRをそれぞれ駆動する。

【0013】

モータインバータ4RL, 4RRは、制御ユニット6から入力された駆動力指令値を基に、駆動モータ3RL, 3RRそれぞれの駆動電流を算出し、算出した駆動電流を駆動モータ3RL, 3RRに出力する。

40

サスペンション5RL, 5RRは、駆動モータ3RL, 3RRを一体に備える左右の駆動輪2RL, 2RRそれぞれを車体に懸架する。

【0014】

制御ユニット6は、駆動輪2RL, 2RRの駆動力を制御するものであり、例えば、駆動モータ3RL, 3RRの動作状態と運転者の運転操作量を基に、TCS (Traction Control System) 制御を行ったり、路面へ伝達される駆動力を算出したり、左右輪の駆動力差を目標値とするように調節したりする。

ステアリングホイール7は、運転者により車両の進行方向を指示する操舵操作が行われ

50

る。

【0015】

操舵角センサ8は、ステアリングホイール7に対して行われた操舵操作の角度および角速度を検出する。

アクセルペダルセンサ9は、運転者によってアクセルペダルに入力されたアクセル操作量を検出する。

ブレーキペダルセンサ10は、運転者によってブレーキペダルに入力されたブレーキ操作量を検出する。

車両挙動センサ11は、自動車1におけるヨーレートあるいは横滑り角等、車両挙動を示す指標値を検出する。

電源ユニット12は、モータインバータ4RL, 4RRそれぞれが駆動モータ3RL, 3RRに出力する駆動電流を供給する。

【0016】

次に、自動車1における制御系統について説明する。

図2は、自動車1における制御系統の機能構成を示すブロック図である。

図2において、自動車1の制御系統は、図1に示す構成のうち、主として各種センサおよび制御ユニット6によって構成され、具体的には、駆動電流検出部101RL, 101RRと、回転速度検出部102RL, 102RRと、各輪駆動力推定部103RL, 103RRと、駆動力相互作用調整部104と、各輪駆動力推定値出力部105RL, 105RRとを備えている。

【0017】

駆動電流検出部101RL, 101RRは、駆動モータ3RL, 3RRそれぞれの駆動電流を検出し、検出した駆動電流値を各輪駆動力推定部103RL, 103RRにそれぞれ出力する。

回転速度検出部102RL, 102RRは、駆動モータ3RL, 3RRそれぞれの回転速度を検出し、検出した回転速度を各輪駆動力推定部103RL, 103RRにそれぞれ出力する。

【0018】

各輪駆動力推定部103RL, 103RRは、駆動モータ3RL, 3RRそれぞれが路面に伝達した駆動力を、後述する駆動力推定方法に従って推定し、推定した駆動力を駆動力相互作用調整部104に出力する。

駆動力相互作用調整部104は、各輪駆動力推定部103RL, 103RRによって推定された駆動モータ3RL, 3RRそれぞれの駆動力を基に、後述する補正方法に従って、各駆動輪間における駆動力の相互作用を反映させて各駆動輪の駆動力を補正し、補正後の各輪の駆動力を各輪駆動力推定値出力部105RL, 105RRにそれぞれ出力する。

各輪駆動力推定値出力部105RL, 105RRは、駆動力相互作用調整部104によって補正された各駆動輪の駆動力を、トラクションコントロール等、後段の処理にそれぞれ出力する。

【0019】

(駆動力推定方法)

次に、各輪駆動力推定部103RL, 103RRにおける駆動力推定方法について説明する。

ここでは、「モータの出力トルクは、車輪を回転させる力と、路面に伝達されて車両を推進する力に使われる。」という仮定の下、以下の(2)式によって路面に伝達される駆動力を推定する。

【0020】

10

20

30

40

【数 2】

$$F_m = M_w \dot{V}_w + F_d$$

$$\therefore F_d = KI - M_w \dot{V}_w \quad (2)$$

ここで、 F_d は駆動力推定値、 K は駆動モータのトルク定数、 I は駆動電流値、 M_w は駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 $\dot{V}_w$ は駆動力を推定する輪の車輪速を時間微分して加速度としたものである。

10

【0021】

(相互作用に基づく駆動力補正方法)

続いて、駆動力相互作用調整部104における駆動輪間の相互作用に基づく駆動力の補正方法について説明する。

本実施形態においては、「モータの出力トルクは、そのモータに取り付けられた駆動輪を回転させる力と、路面に伝達されて車両を推進する力と、他のモータに取り付けられた駆動輪を回転させる力に使われる。」という仮定の下、以下のように駆動力を補正する。

図3は、左右の後輪が駆動輪である場合に、左後輪の駆動モータのみが駆動トルクを出力した場合の駆動力伝達モデルを示す図である。

20

図3の場合において、上記仮定に基づく、以下の(3)式が成立する。

【0022】

【数3】

$$F_{mL} = M_{wL} \dot{V}_{wL} + M \dot{V} + M_{wR} \dot{V}_{wR} \quad (3)$$

ここで、 F_{mL} は左モータの出力、 M_{wL} は左駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 M_{wR} は右駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 M は車体の質量と従動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したものの和、 V_{wL} は左駆動輪の車輪速、 V_{wR} は右駆動輪の車輪速、 V は車体速である。

30

【0023】

図3に示すモデルでは、右後輪は従動輪であると考えられるので、右後輪の車輪速と車体速はほぼ一致すると想定している。すると、(3)式は、以下の(4)式のように書き換えられる。

【0024】

【数4】

$$F_{mL} = M_{wL} \dot{V}_{wL} + (M + M_{wR}) \dot{V} \quad (4)$$

40

【0025】

上記(2)式と比較すると、(4)式は以下の(5)式のように表される。

【0026】

【数5】

$$F_{dL} = (M + M_{wR}) \dot{V} \quad (5)$$

【0027】

50

したがって、(2)式において推定された駆動力 F_{dL} のうち、 $M_{wR} / (M + M_{wR})$ は右後輪を回転させる力として使われたこととなる。

これは、車体が加速しているため、右後輪の車軸も車体に伴って加速し、その加速度によって発生する力が右後輪と路面の接点から伝わって右後輪を加速させることを示している。

この作用を考慮すると、左右後輪の駆動を表す運動方程式は以下のようになる。

【0028】

【数6】

$$\begin{cases} F_{mL} = \left(M_{wL} \dot{V}_{wL} - \frac{M_{wL}}{M + M_{wL}} F_{dR} \right) + F_{dL} \\ F_{mR} = \left(M_{wR} \dot{V}_{wR} - \frac{M_{wR}}{M + M_{wR}} F_{dL} \right) + F_{dR} \\ F_{dL} = F_{mL} - M_{wL} \dot{V}_{wL} + \frac{M_{wL}}{M + M_{wL}} F_{dR} \\ F_{dR} = F_{mR} - M_{wR} \dot{V}_{wR} + \frac{M_{wR}}{M + M_{wR}} F_{dL} \end{cases} \quad (6)$$

$$(7)$$

20

【0029】

(6)、(7)式の右辺第1項と第2項の和は、上記(2)式と同形であるため、従来の駆動力オブザーバの考え方による各輪ごとに独立した駆動力推定(即ち、各輪駆動力推定部103RL, 103RRにおける駆動力推定)によって算出することができる。

このように各輪ごとに独立した駆動力推定によって算出した推定駆動力を用いて、駆動輪間の相互作用を考慮した推定駆動力は、以下の(8)、(9)式のように表される。

【0030】

【数7】

$$\begin{cases} \tilde{F}_{dL} = F_{dL} + \frac{M_{wL}}{M + M_{wL}} \tilde{F}_{dR} \\ \tilde{F}_{dR} = F_{dR} + \frac{M_{wR}}{M + M_{wR}} \tilde{F}_{dL} \end{cases} \quad (8)$$

$$(9)$$

30

ただし、 F_{dL} 、 F_{dR} は各輪ごとに独立した駆動力推定によって演算した推定駆動力、 $\tilde{F}_{dL}$ 、 $\tilde{F}_{dR}$ は駆動輪間の相互作用を考慮して補正された推定駆動力である。

40

【0031】

このように、駆動力相互作用調整部104においては、各輪駆動力推定部103RL, 103RRで推定された駆動力を(8)、(9)式によって補正する。上記駆動力補正方法では、右後輪の車輪速と車体速とがほぼ一致するものと想定したため、(8)、(9)式においては、車輪速、車体速を要素として含まない補正式が得られており、簡単に駆動力推定値の補正値を演算することができる。

なお、(8)、(9)式を整理すると、(10)式のように表される。

【0032】

【数 8】

$$\begin{bmatrix} \tilde{F}_{dL} \\ \tilde{F}_{dR} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{M_{wL}}{M+M_{wL}} \\ -\frac{M_{wR}}{M+M_{wR}} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_{dL} \\ F_{dR} \end{bmatrix} \quad (10)$$

【0033】

(動作)

次に、自動車 1 における駆動力推定の動作について説明する。

図 4 は、自動車 1 の制御系統によって実行される駆動力推定処理を示すフローチャートである。

図 4 において、駆動力推定処理は、自動車 1 のイグニッションオンと共に開始される。

駆動力推定処理が開始されると、駆動電流検出部 101RL, 101RR が駆動モータ 3RL, 3RR の駆動電流値を検出すると共に、回転速度検出部 102RL, 102RR が駆動モータ 3RL, 3RR の回転速度を検出する (ステップ S1)。

【0034】

次に、各輪駆動力推定部 103RL, 103RR が、検出された駆動電流値および回転速度を基に、(2) 式に従って駆動モータ 3RL, 3RR が路面に伝達した駆動力を推定する (ステップ S2)。

次いで、駆動力相互作用調整部 104 が、(8)、(9) 式に従って、各輪駆動力推定部 103RL, 103RR の推定結果を補正する (ステップ S3)。これにより、駆動輪間の相互作用を考慮して補正された推定駆動力が得られる。

そして、各輪駆動力推定値出力部 105RL, 105RR が、左右の各駆動輪における推定駆動力を、それぞれ後段の処理に出力する (ステップ S4)。

その後、ステップ S1 に戻り、駆動力推定処理が繰り返される。

【0035】

図 5 は、図 4 に示すフローチャートを回路ブロック図形式で表した図である。なお、図 5 における “s” はラプラス演算子であり、“L”、“R” の識別子は駆動輪の左右を表している。

図 5 に示すように、第 1 段のブロックでは、図 4 に示すステップ S1 に相当する処理が行われ、駆動電流検出部 101RL, 101RR によって検出された駆動電流値および回転速度検出部 102RL, 102RR によって検出された回転速度が第 2 段のブロックに入力される。

【0036】

第 2 段のブロックでは、図 4 に示すステップ S2 に相当する処理が行われ、各駆動モータの駆動電流値が K 倍されると共に、回転速度の微分値が M_w 倍され、K 倍された駆動電流値から、 M_w 倍された回転速度の微分値が減算され、駆動力の推定値が出力される。なお、図 5 におけるブロック図では、制御の安定性の観点から、この推定値にローパスフィルタをかけた上で第 3 段のブロックに出力している。

【0037】

第 3 段のブロックでは、ローパスフィルタ通過後の左右輪の駆動力推定値から、(10) 式に従って、駆動輪間の相互作用を考慮した補正が行われる。

第 4 段のブロックでは、左右輪それぞれにおける補正後の駆動力推定値が、後段の処理に出力される。

以上のように、本実施形態に係る自動車 1 においては、各輪駆動力推定部 103RL, 103RR が推定した各駆動輪の駆動力に対し、駆動力相互作用調整部 104 が、1 つの駆動輪を駆動する駆動モータの出力のうち、他の駆動輪を回転させる力として使われる分を反映させた補正を行う。

【0038】

10

20

30

40

50

したがって、駆動モータの出力トルクを基に駆動輪における駆動力を推定する際に、駆動輪相互の影響を加味した駆動力を推定することができ、電動車両の駆動力をより正確に推定することができる。

ここで、本実施形態において、駆動モータ 3 R L, 3 R R は、駆動輪 2 R L, 2 R R それぞれの内部に一体的に備えられたモータ（インホイールモータ）であることとして説明したが、各駆動輪における駆動力を独立して制御可能な構成であれば、各駆動輪が駆動モータを備えている構成の他、1つの駆動モータが複数の駆動輪を駆動する構成においても本発明を適用できる。

【0039】

（応用例1）

10

上記実施形態においては、各輪駆動力推定部 103 R L, 103 R R によって推定された駆動力に対し、図3に示す駆動力伝達モデルを想定して（8）、（9）式に基づく補正を行ったが、本応用例1においては、図6に示す駆動力伝達モデルを想定して駆動力推定値の補正を行う。

図6は、本応用例1において想定する駆動力伝達モデルを示す図である。

図6に示すモデルでは、左後輪の駆動モータのみがトルクを出力したとき、車体速 V は左右の駆動輪の車輪速の平均値であると想定しており、このとき、以下の（11）式が成立する。

【0040】

【数9】

20

$$F_{mL} = M_{wL} \dot{V}_{wL} + M \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wR} \dot{V}_{wR} \quad (11)$$

【0041】

（11）式を上記（2）式と比較すると、（11）式は以下の（12）式のように表される。

【0042】

【数10】

$$F_{dL} = M \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wR} \dot{V}_{wR} \quad (12) \quad 30$$

【0043】

したがって、（2）式において推定された駆動力 F_{dL} のうち、以下の（13）式の分が右後輪を回転させる力として使われたこととなる。

【0044】

【数11】

$$\frac{M_{wR} \dot{V}_{wR}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wR} \dot{V}_{wR}} \quad (13) \quad 40$$

【0045】

これは、車体が加速しているため、右後輪の車軸も車体に伴って加速し、その加速度によって発生する力が右後輪と路面の接点から伝わって右後輪を加速させることを示している。

この作用を考慮すると、左右後輪の駆動を表す運動方程式は以下のようになる。

【0046】

【数 1 2】

$$\begin{cases} F_{mL} = \left(M_{wL} \dot{V}_{wL} - \frac{M_{wL} \dot{V}_{wL}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wL} \dot{V}_{wL}} F_{dR} \right) + F_{dL} \\ F_{mR} = \left(M_{wR} \dot{V}_{wR} - \frac{M_{wR} \dot{V}_{wR}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wR} \dot{V}_{wR}} F_{dL} \right) + F_{dR} \end{cases} \quad (10)$$

$$\begin{cases} F_{dL} = F_{mL} - M_{wL} \dot{V}_{wL} + \frac{M_{wL} \dot{V}_{wL}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wL} \dot{V}_{wL}} F_{dR} \end{cases} \quad (14)$$

$$\begin{cases} F_{dR} = F_{mR} - M_{wR} \dot{V}_{wR} + \frac{M_{wR} \dot{V}_{wR}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wR} \dot{V}_{wR}} F_{dL} \end{cases} \quad (15)$$

20

【0047】

(14)、(15)式の右辺第1項と第2項の和は、上記(2)式と同形であるため、従来の駆動力オブザーバの考え方による各輪ごとに独立した駆動力推定(即ち、各輪駆動力推定部103RL, 103RRにおける駆動力推定)によって算出することができる。

このように各輪ごとに独立した駆動力推定によって算出した推定駆動力を用いて、駆動輪間の相互作用を考慮した推定駆動力は、以下の(16)、(17)式のように表される。

【0048】

【数 1 3】

$$\begin{cases} \tilde{F}_{dL} = F_{dL} + \frac{M_{wL} \dot{V}_{wL}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wL} \dot{V}_{wL}} \tilde{F}_{dR} \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} \tilde{F}_{dR} = F_{dR} + \frac{M_{wR} \dot{V}_{wR}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wR} \dot{V}_{wR}} \tilde{F}_{dL} \end{cases} \quad (17)$$

30

【0049】

ここで、記号の定義は上記実施形態と同様である。

40

このように、本応用例1においては、駆動力相互作用調整部104は、各輪駆動力推定部103RL, 103RRにおいて推定された駆動力を(16)、(17)式によって補正する。本応用例1における駆動力補正方法では、車体速Vを左右後輪の車輪速の平均値と想定したため、(16)、(17)式においては、車体速を要素として含まない補正式が得られており、上記実施形態の場合に比べ、比較的簡単かつ、より正確に駆動力推定値の補正値を演算することができる。

なお、(16)、(17)式を整理すると、(18)式のように表される。

【0050】

【数 1 4】

$$\begin{bmatrix} \tilde{F}_{dL} \\ \tilde{F}_{dR} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{M_{wL}\dot{V}_{wL}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wL}\dot{V}_{wL}} \\ -\frac{M_{wR}\dot{V}_{wR}}{M \cdot \frac{\dot{V}_{wL} + \dot{V}_{wR}}{2} + M_{wR}\dot{V}_{wR}} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_{dL} \\ F_{dR} \end{bmatrix} \quad (18)$$

【0051】

10

図7は、図6に示すモデルの動作を回路ブロック図形式で表した図である。

図7において、第3段のブロック以外の部分は、第1実施形態における図5に示す場合と同様である。

第3段のブロックでは、ローパスフィルタ通過後の左右輪の駆動力推定値から、(18)式に従って、駆動輪間の相互作用を考慮した補正が行われる。

【0052】

(応用例2)

本応用例2においては、図8に示す駆動力伝達モデルを想定して駆動力推定値の補正を行う。

図8は、本応用例2において想定する駆動力伝達モデルを示す図である。

20

図8に示すモデルでは、左後輪の駆動モータのみがトルクを出力したとき、車体速Vおよび左右後輪の車輪速それぞれを近似することなく補正に反映させており、このとき、以下の(19)式が成立する。

【0053】

【数 1 5】

$$F_{mL} = M_{wL}\dot{V}_{wL} + M\dot{V} + M_{wR}\dot{V}_{wR} \quad (19)$$

【0054】

(19)式を上記(2)式と比較すると、(19)式は以下の(20)式のように表される。 30

【0055】

【数 1 6】

$$F_{dL} = M\dot{V} + M_{wR}\dot{V}_{wR} \quad (20)$$

【0056】

したがって、(2)式において推定された駆動力 F_{dL} のうち、以下の(21)式の分が右後輪を回転させる力として使われたこととなる。

【0057】

40

【数 1 7】

$$\frac{M_{wR}\dot{V}_{wR}}{M\dot{V} + M_{wR}\dot{V}_{wR}} \quad (21)$$

【0058】

これは、車体が加速しているため、右後輪の車軸も車体に伴って加速し、その加速度によって発生する力が右後輪と路面の設定から伝わって右後輪を加速させることを示している。

この作用を考慮すると、左右後輪の駆動を表す運動方程式は以下のようになる。

50

【0059】

【数18】

$$\begin{cases} F_{mL} = \left(M_{wL} \dot{V}_{wL} - \frac{M_{wL} \dot{V}_{wL}}{M\dot{V} + M_{wL} \dot{V}_{wL}} F_{dR} \right) + F_{dL} \\ F_{mR} = \left(M_{wR} \dot{V}_{wR} - \frac{M_{wR} \dot{V}_{wR}}{M\dot{V} + M_{wR} \dot{V}_{wR}} F_{dL} \right) + F_{dR} \end{cases}$$

10

$$\begin{cases} F_{dL} = F_{mL} - M_{wL} \dot{V}_{wL} + \frac{M_{wL} \dot{V}_{wL}}{M\dot{V} + M_{wL} \dot{V}_{wL}} F_{dR} \end{cases} \quad (22)$$

$$\begin{cases} F_{dR} = F_{mR} - M_{wR} \dot{V}_{wR} + \frac{M_{wR} \dot{V}_{wR}}{M\dot{V} + M_{wR} \dot{V}_{wR}} F_{dL} \end{cases} \quad (23)$$

【0060】

(22)、(23)式の右辺第1項と第2項の和は、上記(2)式と同形であるため、従来の駆動力オブザーバの考え方による各輪ごとに独立した駆動力推定(即ち、各輪駆動力推定部103RL, 103RRにおける駆動力推定)によって算出することができる。 20

このように、各輪ごとに独立した駆動力推定によって算出した推定駆動力を用いて、駆動輪間の相互作用を考慮した推定駆動力は、以下の(24)、(25)式のように表される。

【0061】

【数19】

$$\begin{cases} \tilde{F}_{dL} = F_{dL} + \frac{M_{wL} \dot{V}_{wL}}{M\dot{V} + M_{wL} \dot{V}_{wL}} \tilde{F}_{dR} \end{cases} \quad (24)$$

$$\begin{cases} \tilde{F}_{dR} = F_{dR} + \frac{M_{wR} \dot{V}_{wR}}{M\dot{V} + M_{wR} \dot{V}_{wR}} \tilde{F}_{dL} \end{cases} \quad (25)$$

30

【0062】

ここで、記号の定義は上記実施形態と同様である。

このように、本応用例2においては、駆動力相互作用調整部104は、各輪駆動力推定部103RL, 103RRにおいて推定された駆動力を(24)、(25)式によって補正する。本応用例2における駆動力推定方法では、車体速Vおよび左右後輪の車輪速それぞれを近似することなく補正に反映させることとしたため、上記実施形態の場合に比べ、より正確に駆動力推定値の補正値を演算することができる。 40

なお、(24)、(25)式を整理すると、(26)式のように表される。

【0063】

【数20】

$$\begin{bmatrix} \tilde{F}_{dL} \\ \tilde{F}_{dR} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{M_{wL} \dot{V}_{wL}}{M\dot{V} + M_{wL} \dot{V}_{wL}} \\ -\frac{M_{wR} \dot{V}_{wR}}{M\dot{V} + M_{wR} \dot{V}_{wR}} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_{dL} \\ F_{dR} \end{bmatrix} \quad (26)$$

50

【0064】

図9は、図8に示すモデルの動作を回路ブロック図形式で表した図である。

図9において、第3段のブロック以外の部分は、第1実施形態における図5に示す場合と同様である。

第3段のブロックでは、ローパスフィルタ通過後の左右輪の駆動力推定値から、(26)式に従って、駆動輪間の相互作用を考慮した補正が行われる。

【0065】

なお、上記実施形態においては、駆動モータ3RL, 3RRが駆動モータを構成し、回転速度検出部102RL, 102RRが回転状態検出手段を構成し、駆動電流検出部101RL, 101RRがモータ出力検出手段を構成し、各輪駆動力推定部103RL, 103RRおよび駆動力相互作用調整部104が駆動力推定手段を構成する。駆動力推定手段において、各輪駆動力推定部103RL, 103RRが各輪駆動力推定手段を構成し、駆動力相互作用調整部104が駆動力相互作用調整手段を構成する。また、制御ユニット6が駆動制御手段を構成する。

10

【0066】

(第1実施形態の効果)

(1) 本発明に係る電動車両の駆動力推定装置によれば、駆動力推定手段が、駆動輪の回転状態と駆動モータの出力とに基づいて、駆動輪が他の車輪を回転させる作用による駆動力成分を算入して各駆動輪における駆動力を推定するので、駆動輪相互の影響を反映させて駆動力を推定することができ、1つの車両に複数の駆動輪がある場合でも、電動車両における駆動力をより正確に推定することができる。

20

【0067】

(2) 一の駆動輪に入力された前記駆動モータの出力を、その駆動輪を回転させる力と、他の車輪を回転させる力と、車両を推進させる力とに配分して、各輪の駆動力を推定するので、駆動輪相互の作用を加味して、より正確に駆動力を推定することができる。

(3) 各輪駆動力推定手段が、一の駆動輪に入力された駆動モータの出力のうち、その駆動輪を回転させる力を除いた出力から、その駆動輪における駆動力の概算値(第1の駆動力)を算出し、駆動力相互作用調整手段が、その概算値のうち、駆動輪相互が互いを回転させる作用を反映させる補正を行うので、駆動輪に働く作用を適確に反映することができる。

30

【0068】

(4) 駆動力相互作用調整手段が、(10)式に対応する補正式によって、第1の駆動力を補正するので、簡単に駆動力の補正を行うことができる。

(5) 駆動力相互作用調整手段が、(18)式に対応する補正式によって、第1の駆動力を補正するので、比較的簡単に、かつ、より正確に駆動力の補正を行うことができる。

(6) 駆動力相互作用調整手段が、(26)式に対応する補正式によって、第1の駆動力を補正するので、より正確に駆動力の補正を行うことができる。

【0069】

(7) 本発明に係る自動車によれば、アクセルペダルの操作量に応じて駆動制御手段により駆動制御されたときに、駆動力推定手段が、駆動輪の回転状態と駆動モータの出力とに基づいて、駆動輪が他の車輪を回転させる作用による駆動力成分を算入して各駆動輪における駆動力を推定するので、駆動輪相互の影響を反映させて駆動力を推定することができ、1つの車両に複数の駆動輪がある場合でも、電動車両における駆動力をより正確に推定することができる。

40

【0070】

(8) 本発明に係る電動車両の駆動力推定方法によれば、各駆動輪における駆動力を推定する際に、駆動輪が他の車輪を回転させる作用が反映されるので、駆動輪相互の影響を駆動力の推定時に加味することができ、1つの車両に複数の駆動輪がある場合でも、電動車両における駆動力をより正確に推定することができる。

【0071】

50

(第2実施形態)

次に、本発明の第2実施形態について説明する。

本実施形態における自動車1の構成は、第1実施形態における図1と同様であるため図1を参照することとし、異なる部分である制御系統の機能構成および駆動力推定処理について説明する。

図10は、本実施形態の自動車1における制御系統の機能構成を示すブロック図である。

図10において、運転操作量検出部201および駆動力相互作用調整部202以外の部分は、図2に示す第1実施形態の場合と同様である。したがって、同様の部分については図2における対応部分の説明を参照することとし、異なる部分である運転操作量検出部201および駆動力相互作用調整部202についてのみ説明する。

【0072】

運転操作量検出部201は、運転者によって入力された操舵角および操舵角速度、アクセル操作量やブレーキ操作量を検出し、駆動力相互作用調整部202に出力する。

駆動力相互作用調整部202は、各輪駆動力推定部103RL, 103RRによって推定された駆動モータ3RL, 3RRそれぞれの駆動力および運転操作量検出部201の検出結果を基に、後述する補正方法に従って、各駆動輪間における駆動力の相互作用を反映させて各駆動輪の駆動力を補正し、補正後の各輪の駆動力を各輪駆動力推定値出力部105RL, 105RRにそれぞれ出力する。

【0073】

また、駆動力相互作用調整部202は、運転操作量検出部201によって入力されたアクセル操作量と各輪駆動力推定部103RL, 103RRの出力とに基づいて、駆動輪がスリップ状態にあるか否かを判定し、駆動輪がスリップ状態であると判定された場合には、各駆動輪間における駆動力の相互作用を反映させた各駆動輪の駆動力の補正を行うことなく、各輪駆動力推定部103RL, 103RRによる駆動力の推定結果をそのまま各輪駆動力推定値出力部105RL, 105RRに出力する。これは、駆動輪がスリップ状態であるときには、駆動輪間の相互作用が働き難く、実際の駆動力への影響が小さいためであり、また、スリップしている駆動輪の状態を基に駆動力推定値を補正すると、駆動力推定値の精度が低下すると考えられるためである。

【0074】

(相互作用に基づく駆動力補正方法)

次に、本実施形態における駆動輪間の相互作用に基づく駆動力の補正方法について説明する。

本実施形態においては、駆動輪が操向輪である場合を想定し、駆動輪間の相互作用に基づく駆動力の補正を行う。

図11は、操向輪の転舵角と車体スリップ角との関係を示す図である。

図11においては、左右の前輪が操向輪であると共に駆動輪となっており、この場合、左右前輪の一方が出力した駆動力のうち、車両の推進に使われる力は、以下の(27)式のようになる。

【0075】

【数21】

$$F_{d1} \cdot \cos(\delta_1 - \beta) \quad (27)$$

ここで、 F_{d1} は一方の駆動輪の推定駆動力、 δ_1 はこの車輪の転舵角、 β は車両の走行方向に対するスリップ角である。

【0076】

一方、(27)式によって表される力(車両の推進力)のうち、他方の駆動輪の回転方向に作用する力は、以下の(28)式のように表される。

10

20

30

40

50

【 0 0 7 7 】

【 数 2 2 】

$$F_{dDRV} = F_{d2} \cdot \cos(\delta_2 - \beta) \quad (28)$$

ここで、 F_{dDRV} は車両の推進力が他方の駆動輪に作用する力、 F_{d2} は他方の駆動輪の推定駆動力、 δ_2 はこの車輪の転舵角である。

【 0 0 7 8 】

10

したがって、一方の駆動輪の推定駆動力のうち、他方の駆動輪に作用する力は、以下の(29)式のようになる。

【 0 0 7 9 】

【 数 2 3 】

$$(F_{d1} \cos(\delta_1 - \beta)) \cdot \cos(\delta_2 - \beta) = F_{d1} \cos(\delta_1 - \beta) \cos(\delta_2 - \beta) \quad (29)$$

【 0 0 8 0 】

即ち、(29)式の右辺を一方の駆動輪の推定駆動力として、第1実施形態における(8)、(9)式に適用することにより、駆動輪間の相互作用を考慮して補正された推定駆動力を算出することができる。 20

このように、駆動力相互作用調整部202においては、各輪駆動力推定部103RL、103RRで推定された駆動力を(29)式によって変換した後、第1実施形態の(8)、(9)式によって補正する。そのため、駆動輪が複数あり、それらの中に操向輪が含まれている場合にも、駆動輪間の相互作用を考慮して駆動力を推定することができる。

【 0 0 8 1 】

(動作)

図12は、本実施形態における駆動力推定処理を示すフローチャートである。

図12において、ステップS101、S102の処理は、図4に示す駆動力推定処理のステップS1、S2の処理と同様である。 30

ステップS102の後、駆動力相互作用調整部202は、運転操作量検出部201によって検出された操舵角を基に操向輪の転舵角を取得する(ステップS103)。

そして、駆動力相互作用調整部202は、ステップS103において取得した転舵角を基に、各駆動輪の相互作用による力を(29)式に従って算出し、算出した力を(8)、(9)式に代入することにより、駆動輪間の相互作用を考慮して補正された推定駆動力を算出する(ステップS104)。

【 0 0 8 2 】

そして、各輪駆動力推定値出力部105RL、105RRが、左右の各駆動輪における推定駆動力を、それぞれ後段の処理に出力する(ステップS105)。

その後、ステップS101に戻り、駆動力推定処理が繰り返される。 40

ここで、駆動力相互作用調整部202は、駆動輪のスリップ状態を検出している場合には、ステップS103以降の処理をスキップし、各輪駆動力推定部103RL、103RRによる駆動力の推定結果をそのまま各輪駆動力推定値出力部105RL、105RRに出力する。

【 0 0 8 3 】

以上のように、本実施形態に係る自動車1においては、各輪駆動力推定部103RL、103RRが推定した各駆動輪の駆動力に対し、駆動力相互作用調整部202が、操向輪である駆動輪の転舵角による影響を反映させつつ、1つの駆動輪を駆動する駆動モータの出力のうち、他の駆動輪を回転させる力として使われる分を反映させた補正を行う。

【 0 0 8 4 】

50

したがって、駆動モータの出力トルクを基に駆動輪における駆動力を推定する際に、駆動輪が操向輪である場合にも、駆動輪相互の影響を加味した駆動力を推定することができる。

また、駆動輪がスリップ状態であるときには、駆動輪間の相互作用に基づく補正を行うことなく駆動力推定値を出力する。

したがって、スリップ状態にある駆動輪の作用を反映することにより、駆動力推定値の精度が低下することを防止できる。

【0085】

(応用例3)

上記実施形態2において、駆動輪が操向輪である場合に、転舵角による影響を反映させて、駆動輪相互の影響を加味した駆動力を推定する考え方について説明したが、このような考え方をを用いると、操向輪および非操向輪それぞれが駆動輪である車両（四輪駆動車等）においても、本発明を適用することができる。

【0086】

すなわち、(29)式を応用することにより、操向輪である駆動輪が非操向輪である駆動輪に作用する力、非操向輪である駆動輪が操向輪である駆動輪に作用する力をそれぞれ算出することができる。

具体的には、(29)式において、 $\delta_2 = 0$ とすることで、操向輪である駆動輪が非操向輪である駆動輪に作用する力を算出でき、 $\delta_1 = 0$ とすることで、非操向輪である駆動輪が操向輪である駆動輪に作用する力を算出できる。

【0087】

各駆動輪ごとの他の駆動輪への影響は独立に作用すると考えることができるため、四輪が駆動輪の場合で左前輪の電動モータのみがトルクを出力したとすると、「モータの出力トルクは、そのモータに取り付けられた駆動輪を回転させる力と、路面に伝達されて車両を推進する力と、他のモータに取り付けられた駆動輪を回転させる力に使われる。」という仮定の下、各輪駆動力推定部103RL, 103RRが推定した各駆動輪の駆動力は、駆動力相互作用調整部202において、以下のように補正できる。

【0088】

【数24】

$$F_{mFL} = M_{wFL} \dot{V}_{wFL} + M \dot{V} + M_{wFR} \dot{V}_{wFR} + M_{wRL} \dot{V}_{wRL} + M_{wRR} \dot{V}_{wRR} \quad (30)$$

ここで、 F_{mFL} は左前輪モータの出力、 M_{wFL} は左前駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 M_{wFR} は右前駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 M_{wRL} は左後駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 M_{wRR} は右後駆動輪が回転するための慣性モーメントを質量相当に換算したもの、 M は車体の質量、 V_{wFL} は左前駆動輪の車輪速、 V_{wFR} は右前駆動輪の車輪速、 V_{wRL} は左後駆動輪の車輪速、 V_{wRR} は右後駆動輪の車輪速、 V は車体速である。

【0089】

このような条件下においては、左前輪以外は従動輪と同じであると考えられるため、他の駆動輪の車輪速と車体速はほぼ一致する。

したがって、(30)式は以下の(31)式のように書き換えられる。

【0090】

【数 2 5】

$$F_{mFL} = M_{wFL} \dot{V}_{wFL} + (M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}) \dot{V} \quad (31)$$

【0091】

上記(2)式と比較すると、(31)式は以下の(32)式のように表される。

【0092】

【数 2 6】

$$F_{dFL} = (M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}) \dot{V} \quad (32)$$

10

【0093】

したがって、(2)式において推定された駆動力のうち、以下の(33)～(35)式の分がそれぞれの駆動輪を回転させる力として使われたこととなる。

【0094】

【数 2 7】

$$(\text{右前輪}) : \frac{M_{wFR}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} \quad (33)$$

$$(\text{左後輪}) : \frac{M_{wRL}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} \quad (34)$$

20

$$(\text{右後輪}) : \frac{M_{wRR}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} \quad (35)$$

【0095】

これは、車体が加速しているため、左前輪以外の車輪の車軸も車体に伴って加速し、その加速度によって発生する力が他の駆動輪と路面の接点から伝わって車輪を加速させることを示している。

30

この作用を考慮すると、四輪駆動の場合の運動方程式は以下のようになる。

【0096】

【数 2 8】

$$\begin{cases} F_{mFL} = \left(M_{wFL} \dot{V}_{wFL} - \frac{M_{wFL}}{M + M_{wFL} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFR} - \frac{M_{wFL}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRR}} F_{dRL} - \frac{M_{wFL}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRL}} F_{dRR} \right) + F_{dFL} \\ F_{mFR} = \left(M_{wFR} \dot{V}_{wFR} - \frac{M_{wFR}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFL} - \frac{M_{wFR}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRR}} F_{dRL} - \frac{M_{wFR}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRL}} F_{dRR} \right) + F_{dFR} \\ F_{mRL} = \left(M_{wRL} \dot{V}_{wRL} - \frac{M_{wRL}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFL} - \frac{M_{wRL}}{M + M_{wFL} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFR} - \frac{M_{wRL}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRL}} F_{dRR} \right) + F_{dRL} \\ F_{mRR} = \left(M_{wRR} \dot{V}_{wRR} - \frac{M_{wRR}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFL} - \frac{M_{wRR}}{M + M_{wFL} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFR} - \frac{M_{wRR}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRR}} F_{dRL} \right) + F_{dRR} \\ F_{dFL} = F_{mFL} - M_{wFL} \dot{V}_{wFL} + \frac{M_{wFL}}{M + M_{wFL} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFR} + \frac{M_{wFL}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRR}} F_{dRL} + \frac{M_{wFL}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRL}} F_{dRR} \\ F_{dFR} = F_{mFR} - M_{wFR} \dot{V}_{wFR} + \frac{M_{wFR}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFL} + \frac{M_{wFR}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRR}} F_{dRL} + \frac{M_{wFR}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRL}} F_{dRR} \\ F_{dRL} = F_{mRL} - M_{wRL} \dot{V}_{wRL} + \frac{M_{wRL}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFL} + \frac{M_{wRL}}{M + M_{wFL} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFR} + \frac{M_{wRL}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRL}} F_{dRR} \\ F_{dRR} = F_{mRR} - M_{wRR} \dot{V}_{wRR} + \frac{M_{wRR}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFL} + \frac{M_{wRR}}{M + M_{wFL} + M_{wRL} + M_{wRR}} F_{dFR} + \frac{M_{wRR}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRR}} F_{dRL} \end{cases}$$

40

50

【0097】

後段の4式における右辺第1項と第2項の和は、上記(2)式と同形であるため、従来の駆動力オブザーバの考え方による各輪ごとに独立した駆動力推定(即ち、各輪駆動力推定部103RL, 103RRにおける駆動力推定)によって算出することができる。

このように各輪ごとに独立した駆動力推定によって算出した推定駆動力を用いて、駆動輪間の相互作用を考慮した推定駆動力は、以下の(36)～(39)式のように表される。

【0098】

【数29】

$$\begin{cases} \tilde{F}_{dFL} = F_{dFL} + \frac{M_{wFL}}{M + M_{wFL} + M_{wRL} + M_{wRR}} \tilde{F}_{dFR} + \frac{M_{wFL}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRR}} \tilde{F}_{dRL} + \frac{M_{wFL}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRL}} \tilde{F}_{dRR} & (36) \\ \tilde{F}_{dFR} = F_{dFR} + \frac{M_{wFR}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} \tilde{F}_{dFL} + \frac{M_{wFR}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRR}} \tilde{F}_{dRL} + \frac{M_{wFR}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRL}} \tilde{F}_{dRR} & (37) \\ \tilde{F}_{dRL} = F_{dRL} + \frac{M_{wRL}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} \tilde{F}_{dFL} + \frac{M_{wRL}}{M + M_{wFL} + M_{wRL} + M_{wRR}} \tilde{F}_{dFR} + \frac{M_{wRL}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRL}} \tilde{F}_{dRR} & (38) \\ \tilde{F}_{dRR} = F_{dRR} + \frac{M_{wRR}}{M + M_{wFR} + M_{wRL} + M_{wRR}} \tilde{F}_{dFL} + \frac{M_{wRR}}{M + M_{wFL} + M_{wRL} + M_{wRR}} \tilde{F}_{dFR} + \frac{M_{wRR}}{M + M_{wFL} + M_{wFR} + M_{wRR}} \tilde{F}_{dRL} & (39) \end{cases} \quad 10$$

ここで、 F_{dFL} 、 F_{dFR} 、 F_{dRL} 、 F_{dRR} は各輪ごとに独立した駆動力推定によって算出された推定駆動力、 $\tilde{F}_{dFL}$ 、 $\tilde{F}_{dFR}$ 、 $\tilde{F}_{dRL}$ 、 $\tilde{F}_{dRR}$ は駆動輪ごとの相互作用を考慮した後の推定駆動力である。

【0099】

(36)～(39)式を整理すると、(40)式のように表される。

【0100】

【数30】

$$\begin{bmatrix} \tilde{F}_{d1} \\ \tilde{F}_{d2} \\ \tilde{F}_{d3} \\ \tilde{F}_{d4} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\frac{M_{w1}}{M + M_{w1} + M_{w3} + M_{w4}} & -\frac{M_{w1}}{M + M_{w1} + M_{w2} + M_{w4}} & -\frac{M_{w1}}{M + M_{w1} + M_{w2} + M_{w3}} \\ -\frac{M_{w2}}{M + M_{w2} + M_{w3} + M_{w4}} & 1 & -\frac{M_{w2}}{M + M_{w1} + M_{w2} + M_{w4}} & -\frac{M_{w2}}{M + M_{w1} + M_{w2} + M_{w3}} \\ -\frac{M_{w3}}{M + M_{w2} + M_{w3} + M_{w4}} & -\frac{M_{w3}}{M + M_{w1} + M_{w3} + M_{w4}} & 1 & -\frac{M_{w3}}{M + M_{w1} + M_{w2} + M_{w3}} \\ -\frac{M_{w4}}{M + M_{w2} + M_{w3} + M_{w4}} & -\frac{M_{w4}}{M + M_{w1} + M_{w3} + M_{w4}} & -\frac{M_{w4}}{M + M_{w1} + M_{w2} + M_{w4}} & 1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} F_{d1} \\ F_{d2} \\ F_{d3} \\ F_{d4} \end{bmatrix} \quad (40) \quad 30$$

【0101】

上述した(29)式を用いて、操向輪である駆動輪が関与する場合における推定駆動力 F_{dFL} 、 F_{dFR} 、 F_{dRL} 、 F_{dRR} の変換を施し、操向輪である駆動輪から操向輪である駆動輪に作用する力、操向輪である駆動輪から非操向輪である駆動輪に作用する力、非操向輪である駆動輪から操向輪である駆動輪に作用する力を算出する。そして、算出した力を上記(40)式に適用することにより、駆動輪間の相互作用を考慮して補正された推定駆動力を算出することができる。

【0102】

このように、本応用例3においては、駆動力相互作用調整部202は、各輪駆動力推定部103RL, 103RRにおいて推定された駆動力を(40)式によって補正する。また、操向輪である駆動輪については、(29)式の右辺を基に推定駆動力を変換して(40)式に適用することにより補正を行う。そのため、本応用例3における駆動力推定方法では、駆動モータの出力トルクを基に駆動輪における駆動力を推定する際に、操向輪および非操向輪共に駆動輪である場合にも、駆動輪相互の影響を加味した駆動力を推定することができ、電動車両の駆動力をより正確に推定することができる。

【0103】

なお、上記実施形態においては、各輪駆動力推定部103RL, 103RRおよび駆動力相互作用調整部202が駆動力推定手段を構成する。駆動力推定手段において、駆動力相互作用調整部202が駆動力相互作用調整手段を構成する。また、運転操作量検出部201が運転操作量検出手段を構成する。

【0104】

(第2実施形態の効果)

(1) 操向輪である駆動輪の転舵角の影響を反映して、各駆動輪における駆動力の補正が行われるので、駆動輪が転舵される状況においても、電動車両の駆動力をより正確に推定することができる。

10

(2) 非操向輪である駆動輪の駆動力を、 $F_{d2} \cdot \cos(\delta_1 - \beta) \cos \beta$ (ただし、 δ_1 は一の駆動輪の転舵角、 β は車両の走行方向に対するスリップ角) なる変換式を用いて変換し、操向輪である駆動輪の駆動力を補正するので、非操向輪である駆動輪から操向輪である駆動輪への作用を適確に反映して、電動車両の駆動力をより正確に推定することができる。

【0105】

(3) 操向輪である駆動輪の駆動力を、 $F_{d2} \cdot \cos(\delta_2 - \beta) \cos \beta$ (ただし、 δ_2 は他の駆動輪の転舵角、 β は車両の走行方向に対するスリップ角) なる変換式を用いて変換し、非操向輪である駆動輪の駆動力を補正するので、操向輪である駆動輪から非操向輪である駆動輪への作用を適確に反映して、電動車両の駆動力をより正確に推定することができる。

20

【0106】

(4) 操向輪である駆動輪の駆動力を、 $F_{d2} \cdot \cos(\delta_1 - \beta) \cos(\delta_2 - \beta)$ (ただし、 δ_1 は一の駆動輪の転舵角、 δ_2 は他の駆動輪の転舵角、 β は車両の走行方向に対するスリップ角) なる変換式を用いて変換し、他の操向輪である駆動輪の駆動力を補正するので、操向輪である駆動輪から操向輪である他の駆動輪への作用を適確に反映して、電動車両の駆動力をより正確に推定することができる。

【0107】

(5) 駆動輪の回転状態および駆動モータの出力に加え、運転操作量検出手段が検出した運転操作量を加味して、駆動輪におけるスリップの発生を検出し、スリップ発生時には、駆動輪相互の作用に基づく補正を行うことなく駆動力の推定を行うので、スリップの発生による推定精度の低下を抑制することができる。

30

(6) 一の駆動輪と他の複数の駆動輪それぞれとの間において算出した補正量を線形和として結合することにより、各駆動輪における駆動力を推定するので、駆動輪が複数備えられている場合に、駆動輪相互の作用を適確に反映して各駆動輪における駆動力を推定することができる。

【図面の簡単な説明】

【0108】

【図1】 本発明に係る自動車1の構成を示す概略図である。

【図2】 自動車1における制御系統の機能構成を示すブロック図である。

40

【図3】 左右の後輪が駆動輪である場合に、左後輪の駆動モータのみが駆動トルクを出力した場合の駆動力伝達モデルを示す図である。

【図4】 自動車1の制御系統によって実行される駆動力推定処理を示すフローチャートである。

【図5】 図4に示すフローチャートを回路ブロック図形式で表した図である。

【図6】 応用例1において想定する駆動力伝達モデルを示す図である。

【図7】 図6に示すモデルの動作を回路ブロック図形式で表した図である。

【図8】 応用例2において想定する駆動力伝達モデルを示す図である。

【図9】 図8に示すモデルの動作を回路ブロック図形式で表した図である。

【図10】 第2実施形態の自動車1における制御系統の機能構成を示すブロック図である

50

。

【図 1 1】 操向輪の転舵角と車体スリップ角との関係を示す図である。

【図 1 2】 第 2 実施形態における駆動力推定処理を示すフローチャートである。

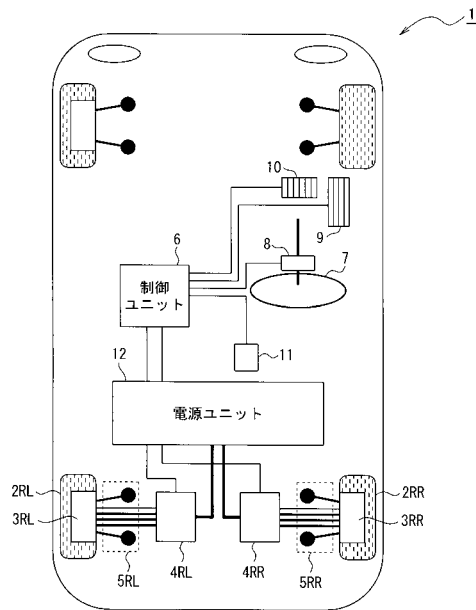
【符号の説明】

【0109】

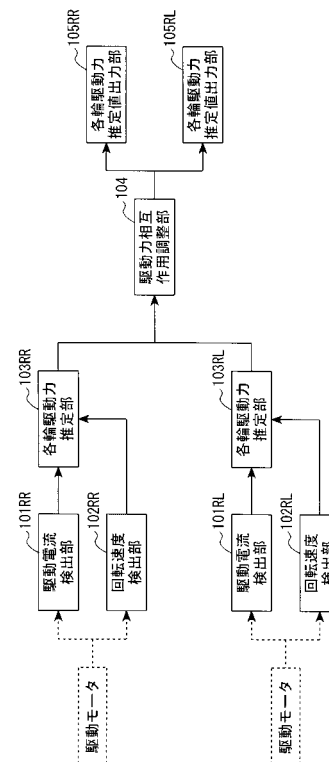
1 自動車、2 R L, 2 R R 駆動輪、3 R L, 3 R R 駆動モータ、4 R L, 4 R R モータインバータ、5 R L, 5 R R サスペンション、6 制御ユニット、7 ステアリングホイール、8 操舵角センサ、9 アクセルペダルセンサ、10 ブレーキペダルセンサ、11 車両挙動センサ、12 電源ユニット、101 R L, 101 R R 駆動電流検出部、102 R L, 102 R R 回転速度検出部、103 R L, 103 R R 各輪駆動力推定部、104, 202 駆動力相互作用調整部、105 R L, 105 R R 各輪駆動力推定値出力部、201 運転操作量検出部

10

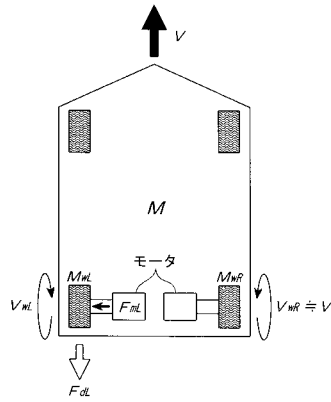
【図 1】



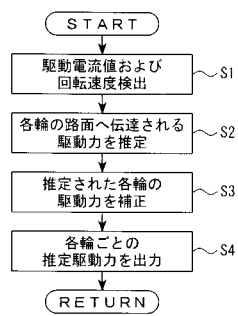
【図 2】



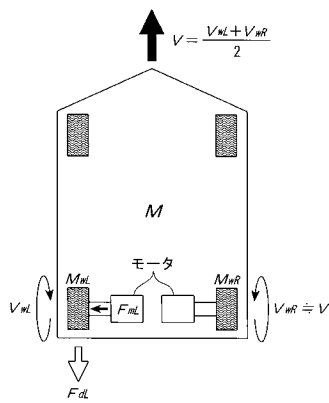
【図 3】



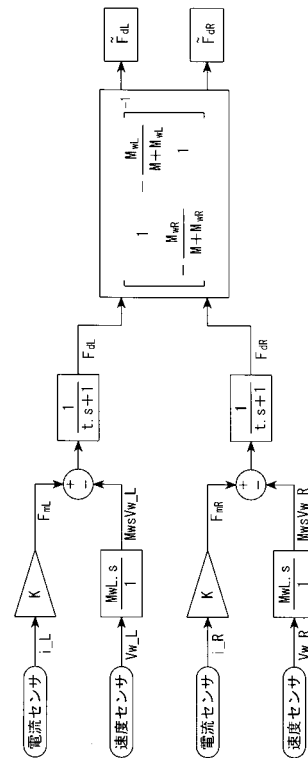
【図 4】



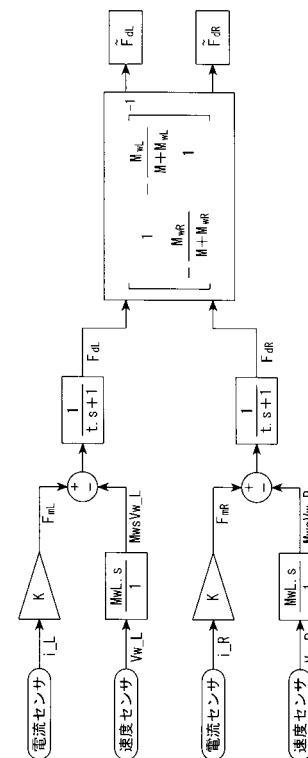
【図 6】



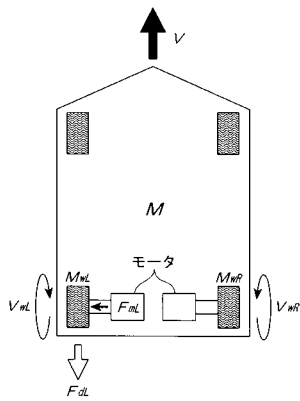
【図 5】



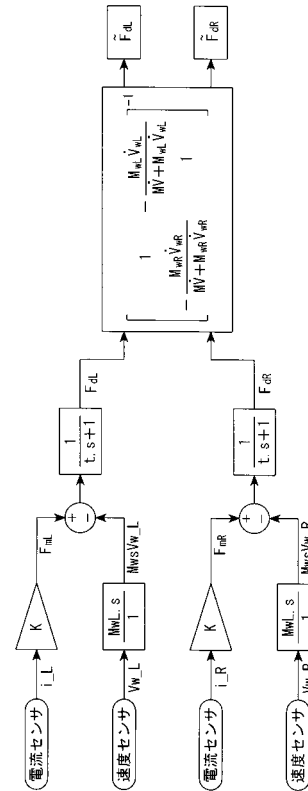
【図 7】



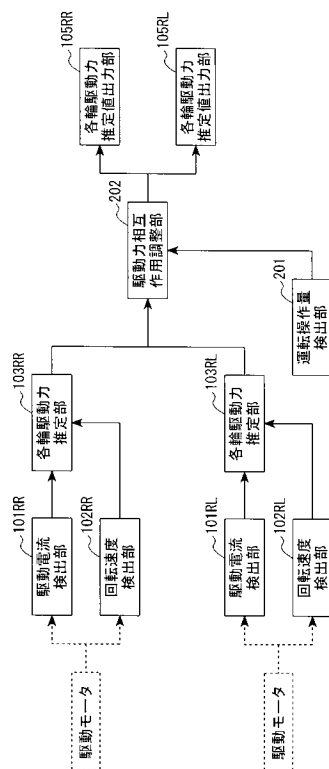
【図 8】



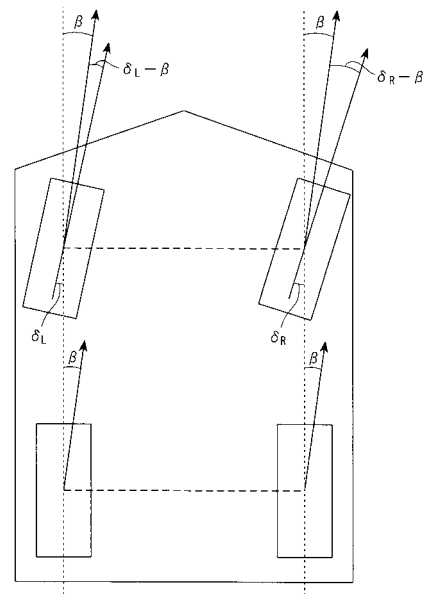
【図 9】



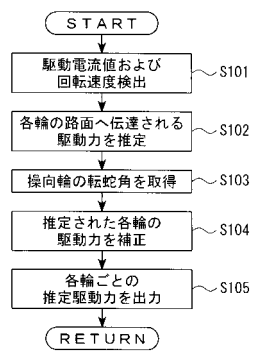
【図 10】



【図 11】



【図 12】



フロントページの続き

(72)発明者 上松 裕之
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

(72)発明者 中嶋 廣人
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

(72)発明者 岩田 幸人
神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

Fターム(参考) 5H115 PC06 PG04 PU01 QN03 QN28 RB14 RB15 TB03 T004 T012