

- 1 -

明 細 書

クレーンの振れ止め制御方法

〔技術分野〕

本発明は、トロリー台車と巻上機を有する懸垂式クレーン、またはローブトロリー駆動方式による横行装置と巻上機を有するコンテナクレーンの振れ止め制御方法に関する。

〔背景技術〕

懸垂式クレーンは一般に、図 8 に示すように、トロリー台車 1 が車輪 2 によりレール 3 上を走行するようにしてあり、車輪 2 はトロリー台車 1 上に据え付けられた走行用電動機 1 1 により減速機 1 2 を介して回転駆動される。電動機 1 1 の回転軸には電磁ブレーキ 1 3 と走行用電動機 1 1 の速度を検出する速度検出器 1 4 が取り付けられている。

トロリー台車 1 には巻上ドラム 4 1 を備えた巻上機 4 が据え付けられており、巻上用電動機 4 2 により減速機 4 3 を介して巻上ドラム 4 1 を回転駆動するようにしてある。巻上用電動機 4 2 の回転軸には電磁ブレーキ 4 4 と電動機速度検出用のパルス信号発生器 4 5 が取り付けられている。巻上ドラム 4 1 にはロープ 5 が巻付けられ、ロープ 5 により吊具 5 1 を介して吊荷 6 を吊り下げるようにしてある。

トロリー台車 1 の走行速度制御は、走行駆動制御装置 2 0 により走行電動機 1 1 を制御するようにしてある。図 1 0 は走行駆動制御装置 2 0 のブロック図で、速度指令器 2 1 の速度指令信号を直線指令器 2 2 に入力し、そこで得られたランプ状の速度指令 N_{rf} と速度検出器 1 4 により検出し、1 次遅れ要素のフィルタ 2 6 を介して生成した電動機速度帰還信号 N_{mf} との偏差を、比例ゲイン A および時定数 τ_i の積分器を持つ速度制御器 2 3 に入力して増幅し、トルク指令信号 T_{rf} を出力する。さらに、トルク指令信号 T_{rf} を一次遅れ時定数 τ_r にて電動機トルクを制御する電動機トルク制御器 2 4 に入力し、走行用電動機 1 1 のトルク T_m を制御し、走行用電動機 1 1 の速度を制御する。なお、速度帰還信号 N_{mf} は電動機の回転速度を一次遅れ要素を介して生成したものである。2 5 は走行用電

- 2 -

動機 11 の機械的時定数 τ_m を表すブロックであり、 N_m は電動機速度 (p. u) である。27 は吊荷の力学モデルを表すブロック、28 は電動機の負荷トルク T_L (p. u) のモデルを表すブロックである。

ブロック 27 において、 θ はロープ 5 の振れ角 (rad) である。

図 10 の走行駆動制御装置 20 において、速度指令 21 により高速あるいは低速の速度指令信号を直線指令器 22 に入力して得られるランプ状の加減速速度指令 N_{rv} に従ってトロリー台車 1 の走行速度の制御を行うと、トロリー台車 1 の加減速に対応して吊荷の周期的な振れが発生する。このロープ 5 の振れ角は、トロリー台車 1 の走行加減速が大きくなれば、それだけ大きくなる。

この問題の解決手段として、従来、トロリー台車の加減速中に操作者が手動操作によって吊り荷の振れ状態に合わせてトロリー台車の走行速度を変化させて、吊荷の周期的な振れを止めていた。

図 11 は、速度指令と電動機速度、ロープの振れ角、電動機トルク、負荷トルクの関係を示し、トロリー台車走行加減速運転中に継続して吊荷の周期的な振れが発生し、トロリー台車の不安定な可変速特性を示している。なお、ロープの振れ角 θ は (°) で表してある。

ところが、上記構成では吊荷の周期的な振れを止めるためにクレーンの操作者が、吊荷の振れの状態を見てトロリー台車の走行の加減速操作を行わなければならないので、遠隔からの操作や自動運転を行うには、トロリー台車の走行加減速を非常に緩やかにせざるを得ず、クレーンの搬送能力を著しく低下させるという欠点があった。

〔発明の開示〕

そこで、本発明は、トロリー台車の走行加減速運転によって生じる吊荷の周期的な振れを抑制し、トロリー台車の走行速度を高く維持したクレーンの自動運転を可能にすることを目的とするものである。

本発明は、トロリー台車を走行駆動する走行用電動機と、前記走行用電動機速度検出器により検出した走行用電動機速度帰還信号 (N_{mfb}) と前記走行用電動機速度指令器の出力の速度指令信号 (N_{rv}) との偏差信号から比例および

積分器または比例ゲインのみを持つ速度制御器によりトルク指令を演算し、前記トルク指令に従って走行用電動機のトルクを制御することにより電動機を速度を制御する制御機能を備えた走行駆動制御装置と、前記トロリー台車に設けた巻上機を駆動する巻上電動機と、前記巻上機によって巻き上げるロープの先端に吊荷を吊り下げる吊具と、前記巻上電動機の駆動制御装置とを有する懸垂式クレーンの振れ止め制御方法において、

前記吊具に取りつけた速度検出器により検出した吊荷の走行方向の速度 V_{LE} と、設定したダンピング係数 (δ) と、前記走行速度指令信号 (N_{RFO}) と、前記電動機速度帰還信号 (N_{MFB}) と、前記巻上速度検出器から得られる巻上ドラムから吊荷までのロープ長さ測定値 (L_E) とから、次式、

$$E_{RR1} = N_{RFO} / s - N_{MFB} / s - \{ 2\delta / (V_R \omega_E) \} V_{LE}$$

ただし、 $\omega_E = (g / L_E)^{1/2}$ 、

V_R は走行用電動機定格速度に対応するトロリー台車速度、

g は重力の加速度、 s はラプラス演算子、

の演算により求めた吊荷の振れを抑制するトロリー台車の最適走行位置からの位置誤差 (E_{RR1}) を比例積分増幅器または比例増幅器により増幅して得られた速度補正信号 (N_{RFDf}) を、前記速度指令器の出力の速度指令信号 (N_{RFO}) に加算し、前記位置誤差 (E_{RR1}) が0に近づくように補正した走行速度指令信号 (N_{RF1}) に従って、前記走行用電動機を速度制御器により前記走行用電動機を速度を制御することによって、吊荷の振れ運動にダンピング要素を生成するものである。

次に、吊荷の周期的な振れを抑制する時の本発明の方法による制御装置の作用およびロープの振れの振動抑制原理を説明する。

図9において、トロリー台車の走行速度を V_1 (m/sec)、ロープの長さを L (m) とすると、ロープの振れ角 θ (rad) を求める公知の運動方程式は下記の数式1に示すとおりである。

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} + \omega^2 \theta = \left(\frac{\omega^2}{g} \right) \frac{dV_1}{dt} \quad , \text{ 但し、 } \omega = \sqrt{\frac{g}{L}} \dots (1)$$

- 4 -

トロリー台車走行速度 V_1 と走行用電動機 N_M との間には下記数式2に示す関係がある。

$$V_1 = V_R N_M \quad \dots (2)$$

数式1に数式2を代入すると下記数式3が得られる。

$$\frac{d^2 \theta}{dt^2} + \omega^2 \theta = \left(\frac{\omega^2 V_R}{g} \right) \frac{dN_M}{dt} \quad \dots (3)$$

数式3をラプラス演算子 s を用いて表すと下記数式4が得られる。

$$s^2 \theta + \omega^2 \theta = \left(\frac{\omega^2 V_R}{g} \right) s N_M(s) \quad \dots (4)$$

数式4より $\theta(s)$ を求めると下記数式5が得られる。

$$\theta = \left(\frac{\omega^2 s}{s^2 + \omega^2} \right) \left(\frac{V_R}{g} \right) N_M(s) \quad \dots (5)$$

ここで数式5と図1のブロック27のロープの振れ角の運動モデルは等価である。

$t=0$ で $\theta=0$ より、一定の加速度 α (p. u/sec)で走行用電動機を加速する時の $\theta(t)$ を数式4より求めると、下記数式6が得られる。

$$\theta = \left(\frac{V_R \alpha}{g} \right) (1 - \cos \omega t) \quad \dots (6)$$

数式6は振れ角 θ が振動することを示している。トロリー台車が加速開始と共に、振動が始まり、加速が終わっても吊荷の周期的なロープの振れを減衰させる力は空気の抵抗等であり、振れが止まるまでにはかなりの時間を要する。

トロリー台車走行開始点を原点として、走行方向における吊荷の走行位置を X (m)とし、ロープの振れ角 θ (rad)は、その値が小さいので、 $\sin \theta \approx \theta$ と近似すれば、下記数式7が成立する。

$$\theta = \frac{V_R N_M}{L s} - \frac{x}{L} \quad \dots (7)$$

ただし、 L は吊上ロープの長さである。

数式7の θ を数式4に代入し、 X について整理すれば、走行方向の吊荷の位置

- 5 -

Xに関する方程式（下記数式 8）が得られる。

$$s^2 X + \omega^2 X = \frac{\omega^2 V_R N_M}{s} \quad \dots (8)$$

ただし、 $\omega = (g/L)^{1/2}$ とする。

数式 8 は、走行方向の吊荷の位置 X も周期的に変化する関数であることを示している。

このような吊荷の位置が周期的に変化する運動にダンピングをかけるには、数式 8 の右辺が $-s X$ の関数を含むように、トロリ台車走行用電動機速度 N_M を制御すればよいので、数式 8 の右辺を、下記数式 9 の右辺のように分ける。

$$\frac{\omega^2 V_R N_M}{s} = \frac{\omega^2 V_R N_{M0}}{s} - 2 \delta \omega s X \quad \dots (9)$$

ただし、 δ は吊荷の振れの運動のダンピング係数設定値とし、 N_{M0} は前記電動機速度 N_M における前記速度指令器により出力される速度指令 N_{RFO} に比例する速度成分とする。数式 9 の N_{M0} を N_{RFO} に置き換えて整理すると、下記数式 10 が得られる。

$$\frac{N_{RFO}}{s} - \frac{N_M}{s} - \left(\frac{2 \delta}{V_R \omega} \right) s X = 0 \quad \dots (10)$$

数式 10 の左辺第 3 項の $s X$ は、吊荷の位置 X の微分信号であり、吊荷の移動速度 V_L に等しいので、 $s X$ を V_L に置き換え、更に数式 10 の左辺を E_{RR} とおくと、下記数式 11 が得られる。

$$E_{RR} = \frac{N_{RFO}}{s} - \frac{N_M}{s} - \left(\frac{2 \delta}{V_R \omega} \right) V_L \quad \dots (11)$$

数式 11 の右辺第 1 項は、前記走行用電動機速度指令信号を時間積分しているので、位置指令値を示している。

数式 11 の右辺第 2 項は、走行用電動機速度を時間積分しているので、トロリ台車の位置を示している。

数式 11 の右辺第 3 項は、吊荷の移動速度に比例する信号である。

数式 11 の左辺 E_{RR} は、数式 10 に示された吊荷の振れを抑制するトロリ台車

- 6 -

の最適位置条件からの位置誤差を示している。

数式 11 において、右辺第 2 項の N_M を前記走行用電動機帰還信号 N_{MFB} に置換し、第 3 項の V_L を吊荷の移動速度検出信号 V_{LE} に置換し、更に、第 3 項の ω を前記吊り上げロープの長さ測定値 L_E と重力の加速度 g から、下記数式 12 により演算した吊荷の振れの角速度 ω_E に置き換えると、数式 11 は下記数式 13 のように書き換えられ、吊荷の振れを抑制するトロリ台車の最適位置条件からの位置誤差 E_{RR1} を示す。

$$\omega_E = \sqrt{\frac{g}{L_E}} \quad \dots (12)$$

$$E_{RR1} = \frac{N_{RFO}}{S} - \frac{N_{RFB}}{S} - \left(\frac{2\delta}{V_R \omega_E} \right) V_{LE} \quad \dots (13)$$

前記位置誤差信号 E_{RR1} が 0 に近づくように、走行速度指令信号を補正して走行用電動機を制御すれば、吊荷の振れの運動にダンピング要素を生成し、吊荷の周期的な振れを抑制することが可能となる。

以上述べたように、本発明によれば、トロリー台車の走行加減速中に発生する吊荷の周期的な振れ抑制され、クレーンの操作者の手動操作によって振れを止める必要がなくなる結果、トロリー台車の高速走行が可能となり、クレーンの自動運転による搬送能力を著しく向上させることができる。

〔図面の簡単な説明〕

図 1 は本発明の走行駆動制御装置の第 1 の実施例を示すブロック図、図 2 は本発明の走行駆動制御装置の第 2 の実施例を示すブロック図、図 3 は本発明の走行駆動制御装置の第 3 の実施例を示すブロック図、図 4 は本発明の走行駆動制御装置の第 4 の実施例を示すブロック図、図 5 は本発明の走行駆動制御装置の第 5 の実施例を示すブロック図、図 6 は本発明の走行駆動制御装置の第 6 の実施例を示すブロック図、図 7 は本発明のトロリー台車の走行駆動制御装置の加減速特性図、図 8 は巻上機を据えつけたトロリー台車を走行させる懸垂式クレーンの構成説明図、図 9 はトロリー台車走行装置が吊り荷の加重により受ける力学的関係を示す説明図、図 10 は従来例の走行駆動装置を示すブロック図、図 11 は従来例の

走行駆動装置の加減速特性図である。図 12 は、横行駆動装置と巻上駆動装置を固定側に据付けたロープ駆動方式のクレーンの構成説明図である。

〔発明を実施するための最良の形態〕

本発明を図に示す実施例について説明する。

図 1 は本発明の速度制御器を有するトロリー台車の走行駆動制御装置のブロック図である。なお、従来例の説明で示した図 10 と同じ構成要素については同じ名称、同じ符号を用いて説明を省略する。

まず、本発明の第 1 の実施例を図 1 について説明する。

走行用電動機 11 の駆動軸に取りつけられた速度検出器 14 の信号を速度指令器 21 の出力信号 N_{RF0} にダンピング制御速度指令補正信号 N_{RFDp} を加えて得られる信号 N_{RF1} に、1 次遅れ要素を有するフィルタ 26 を介した電動機速度検出帰還信号 N_{MF3} を帰還するものである。

前記の速度指令 N_{RF1} と電動機速度検出信号 N_{MF3} とその偏差を速度制御器 23 に入力すると、その速度偏差信号に比例ゲイン A を乗じた信号と、更にその信号を時定数 τ_i にて積分した信号とを加えた信号をトルク指令信号 T_{RF} として出力する。速度制御器 23 が比例ゲイン A のみを持つ場合は、その速度偏差信号に A を乗じた信号を電動機トルク指令信号 T_{RF} としてトルク制御器 24 に出力する。

前記トルク制御器 24 は、前記トルク指令信号 T_{RF} に従って一次遅れ要素 τ_T にて電動機トルク T_M を制御する。

30 は吊荷の振れの角周波数 ω_B を演算する振れの角速度演算器であり、前記巻上速度検出器から得られる巻上ドラムから吊荷までのロープの長さ測定値 (L_B) から、前記数式 12 により前記角周波数 ω_B を演算する。

次に、ダンピング制御器 29 の動作について説明する。

ダンピング制御器 29 は、前記走行速度指令信号 N_{RF0} と前記速度制御器の電動機速度帰還信号 N_{MF3} と前記角周波数演算信号 ω_B と前記吊具 51 に取り付けられた吊荷の走行方向速度検出器 31 によって検出した走行方向速度検出信号 V_{LB} およびダンピング係数設定値 δ により、前記数式 13 に従って演算した振れを抑制

するトロリ台車の最適位置からの位置誤差 E_{RR1} を比例ゲイン G と積分時定数 τ_{DP} により構成される比例積分増幅器により増幅すると、振れ止めのダンピング制御速度指令補正信号 N_{RFDp} が得られる。

速度指令器 21 の出力の走行速度指令信号 N_{RF0} (p. u) に振れ止めダンピング制御速度指令補正信号 N_{RFDp} を加算した速度指令信号 N_{RF1} (p. u) を速度指令として速度検出信号 N_{MFB} (p. u) との偏差を速度制御器 23 に入力すると、速度制御器 23 は、電動機速度 N_M がこの速度指令信号 N_{RF1} に追従するように速度制御を行う。

この制御により、吊荷の振れの運動には、設定されたダンピング係数 δ にてダンピングがかかり、吊荷の周期的な振れが抑制される。

次に、第 2 の実施例を図 2 に基づいて説明する。

第 1 の実施例における吊荷の走行方向速度の検出信号 V_{L1} の代わりに、走行方向加速度検出器 32 により吊荷の走行方向の加減速度 α_{VL1} を検出し、吊荷速度演算器 36 により前記加減速度検出信号 α_{VL1} を積分して得られた吊荷の走行方向速度 V_{L2} を用いて、第 1 の実施例による振れを抑制するトロリ台車の最適位置からの位置誤差 E_{RR1} を演算し、第 1 の実施例と同様に制御するものである。

次に、第 3 の実施例を図 3 に基づいて説明する。

第 3 の実施例は、第 1 の実施例における走行速度の検出信号 V_{L1} の代わりに、前記走行速度制御装置の電動機速度帰還信号 N_{MFB} と前記吊り上げロープ長さ測定値 L_1 とトロリ台車上に設けたロープの振れ角検出器 33 により検出した振れ角信号 θ_1 から、次の数式 14 に従って演算した吊荷の走行方向速度 V_{L2} を用いて、第 1 の実施例による振れを抑制するトロリ台車の最適位置からの位置誤差 E_{RR1} を演算し、第 1 の実施例と同様に制御するものである。

$$V_{L2} = V_R N_{MFB} - s L_1 \theta_1$$

次に第 4 の実施例を図 4 に基づいて説明する。

前記第 1 の発明の実施例に示されているクレーン振れ止め制御方法において、走行用電動機の運転状態に応じて、ダンピング係数切替器 34 により、複数のダンピング係数設定値 $\delta_1 \sim \delta_n$ の中から、スイッチ $SW_1 \sim SW_n$ を切り替えて

、任意の一つのダンピング係数設定値信号を選択し、出力する。

ダンピング係数切替器 3 4 により選択されたダンピング係数設定信号をダンピング係数切替調整器 3 5 に入力すると、前記選択されたダンピング係数設定値信号は、一次遅れ要素を介してダンピング係数設定値 δ として生成される。

例えば、ダンピング係数切替器 3 4 の出力信号は、 δ_1 から δ_2 に切り替えると、ダンピング係数切替器 3 4 の出力信号は δ_1 から δ_2 に瞬間的に変化するが、ダンピング係数切替調整器 3 5 の出力側の信号が緩やかに変化する結果、ダンピング制御器 2 9 によるダンピング制御の速度補正信号 N_{RFDp} の演算に直接的な遅れを生じることなく、クレーンの振れ止め制御を安定して行うことができる。

なお、第 5 および第 6 の実施例として図 5 および図 6 に示すように、第 2 および第 3 の実施例に第 4 の実施例で説明したダンピング係数切替器 3 4 とダンピング係数切替調整器 3 5 を設け、ダンピング係数切替器 3 4 により、複数のダンピング係数設定値 $\delta_1 \sim \delta_n$ の中から、スイッチ $SW_1 \sim SW_n$ を切り替えて、任意の一つのダンピング係数設定値信号を選択し、ダンピング係数切替器 3 4 により選択されたダンピング係数設定信号をダンピング係数切替調整器 3 5 に入力し、前記選択されたダンピング係数設定値信号を、一次遅れ要素を介してダンピング係数設定値 δ として生成してもよい。

以上、本発明の実施例としてトロリ台車上に走行駆動装置と巻上駆動装置と搭載したクレーンについて説明したが、図 1 2 に示すように、横行駆動装置と巻上駆動装置が固定側にあるローブトロリ駆動方式にてトロリ横行台車を走行させるクレーン、例えばコンテナクレーンにも本発明はそのまま適用可能である。図 1 2 において、5 1 は横行装置、5 6 はレール、5 8 はトロリ横行台車、5 3 は巻上装置、5 4 は吊荷であるコンテナ、5 5 は制御装置、6 0 は横行ロープ、5 9 は車輪、6 1 はロープ駆動用ドラム、6 2 は減速機、6 3 は横行用電動機、6 4 は電磁ブレーキ、6 5 は速度検出器、6 7、6 9 はガイドコントローラ、7 1 は巻上ドラム、7 2 は減速機、7 3 は巻上用電動機、7 4 は電磁ブレーキ、7 5 は速度検出器、7 6 は巻上ロープ、7 7 は吊り下げ部、8 0 は吊具、8 1 ~ 8 9 はガイドローラ、9 0 は巻取ドラムである。なお、図 1 2 の横行駆動装置の制御方

- 10 -

法においては、「走行」は「横行」と置き換えて適用し、発明の開示及び請求の範囲に示される「走行」は、「横行」に置き換えることにより、トロリ台車上に走行駆動装置と巻上駆動装置を搭載したクレーンと全く同様に本発明を適用可能である。

図7は従来例の図11に対応する本発明の振れの振動抑制法を適用した場合のトロリ台車の運転特性を示している。ここで、吊荷の振れが十分に抑制され、従来例で示した図11の特性に比べてトロリ台車の安定した可変速特性を示していることがわかる。

〔産業上の利用可能性〕

本発明は、トロリー台車を駆動する走行装置と巻上装置を備えた懸垂式クレーンや、ロープトロリ駆動方式による横行装置と巻上機を有するコンテナクレーン等を自動運転する分野に利用できる。

- 1 1 -

請求の範囲

1. トロリー台車を走行駆動する走行用電動機と、前記走行用電動機の世界検出器により検出した走行用電動機速度帰還信号 (N_{MFB}) と前記走行用電動機の世界指令器の出力の世界指令信号 (N_{RFO}) との偏差信号から比例および積分器または比例ゲインのみを持つ速度制御器によりトルク指令信号 (T_{RF}) を演算し、前記トルク指令信号 (T_{RF}) に従って走行用電動機のトルクを制御することにより電動機の世界を制御する制御機能を備えた走行駆動制御装置と、前記トロリー台車に設けた巻上機を駆動する巻上電動機と、前記巻上機によって巻き上げるロープの先端に吊荷を吊り下げる吊具と、前記巻上電動機の駆動制御装置とを有する懸垂式クレーンの振れ止め制御方法において、

前記吊具に取りつけた走行方向速度検出器により検出した吊荷の走行方向の世界 V_{L2} と、設定したダンピング係数 (δ) と、前記走行速度指令信号 (N_{RFO}) と、前記電動機速度帰還信号 (N_{MFB}) と、前記巻上電動機の世界検出器から得られる巻上ドラムから吊荷までのロープ長さ測定値 (L_2) とから、次式、

$$E_{RR1} = N_{RFO} / s - N_{MFB} / s - \{ 2 \delta / (V_R \omega_2) \} V_{L2}$$

ただし、 $\omega_2 = (g / L_2)^{1/2}$ 、

V_R は走行用電動機定格速度に対応するトロリー台車速度、

g は重力の加速度、 s はラプラス演算子、

の演算を行って、吊荷の振れを抑制するトロリー台車の最適走行位置からの位置誤差 (E_{RR1}) を求め、前記位置誤差信号 (E_{RR1}) を比例積分増幅器または比例増幅器により増幅して得られた速度補正信号 (N_{RFDf}) を、前記速度指令器より出力される速度指令信号 (N_{RFO}) に加算し、前記位置誤差信号 (E_{RR1}) が 0 に近づくように補正した走行速度指令信号 (N_{RF1}) に従って、前記走行用電動機の世界制御器により前記走行用電動機の世界を制御することによって、吊荷の振れ運動にダンピング要素を生成することを特徴とするクレーンの振れ止め制御方法。

2. 前記請求項 1 に記載の吊具に取りつけた走行方向速度検出器により検出した吊荷の走行方向速度信号 (V_{L2}) の代わりに、前記吊具上に取りつけた吊荷の走



- 12 -

行方向加速度検出器の検出信号 (α_{VL}) を時間積分することによって得られた速度信号 (V_{LE1}) を用いて吊荷の振れを抑制するトロリ台車の最適走行位置からの位置誤差 (E_{RR1}) を演算する請求項1記載のクレーンの振れ止め制御方法。

3. 前記請求項1に記載の吊具に取りつけた走行方向速度検出器により検出した吊荷の走行方向速度信号 (V_{LS}) の代わりに、前記電動機速度帰還信号 (N_{MFB}) とロープ振れ角検出器により検出した振れ角信号 (θ_s) と前記巻上電動機 of 速度検出器から得られる巻上ドラムから吊荷までのロープの長さ測定値 (L_s) から、次式、

$$V_{LE2} = V_R N_{MFB} - S L_s \theta_s$$

の演算を行って得られた速度信号 V_{LE2} を用いて、吊荷の振れを抑制するトロリ台車の最適走行位置からの位置誤差 (E_{RR1}) を演算する請求項1記載のクレーンの振れ止め制御方法。

4. 前記走行電動機の運転状態に応じて、複数のダンピング係数設定値の中から、任意にいずれか一つに切り替えて選択した信号を1次遅れ要素を介して生成し、その信号を最終的なダンピング係数設定値とする請求項1から3までのいずれか1項に記載のクレーンの振れ止め制御方法。



FIG.1

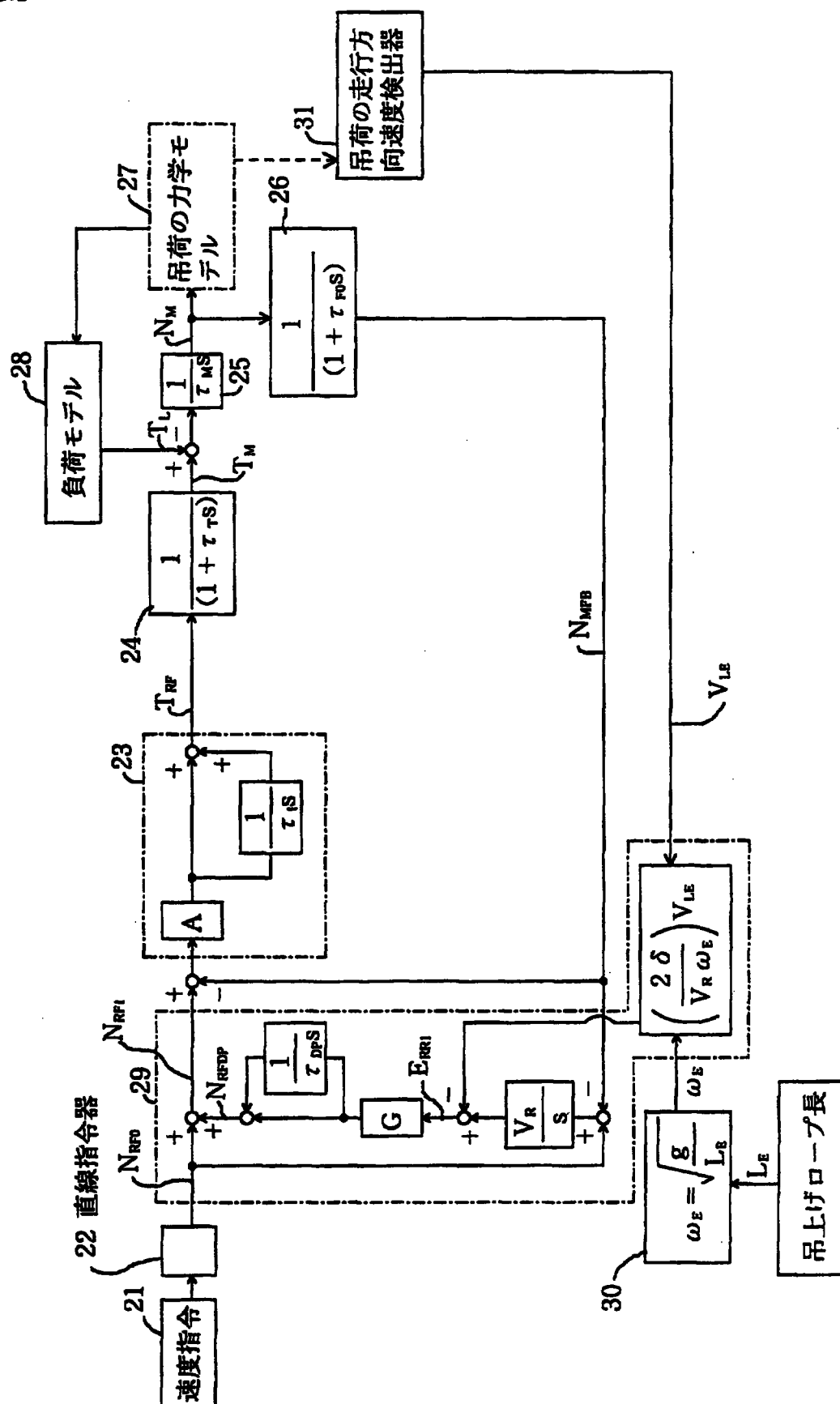


FIG.2

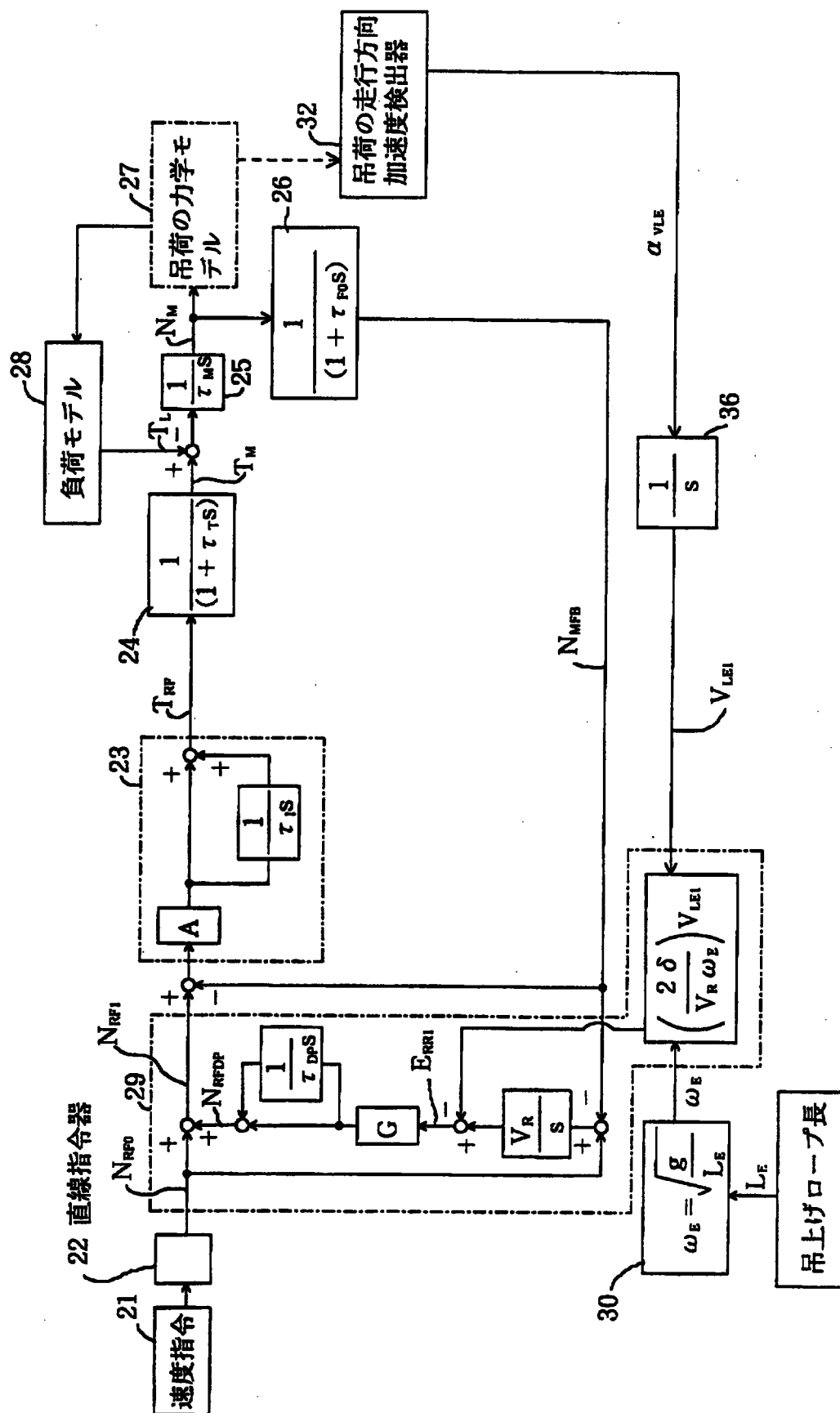


FIG.3

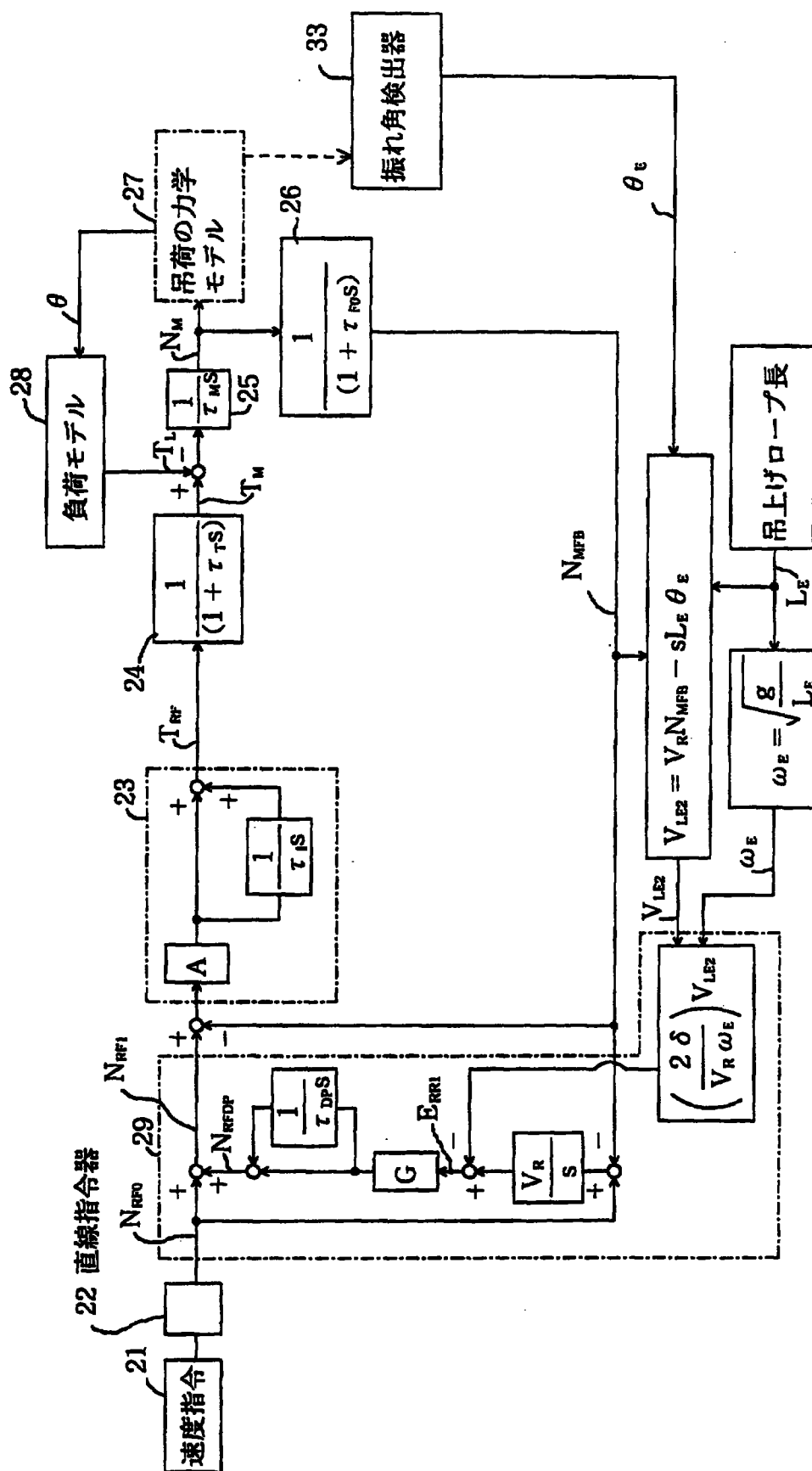


FIG.4

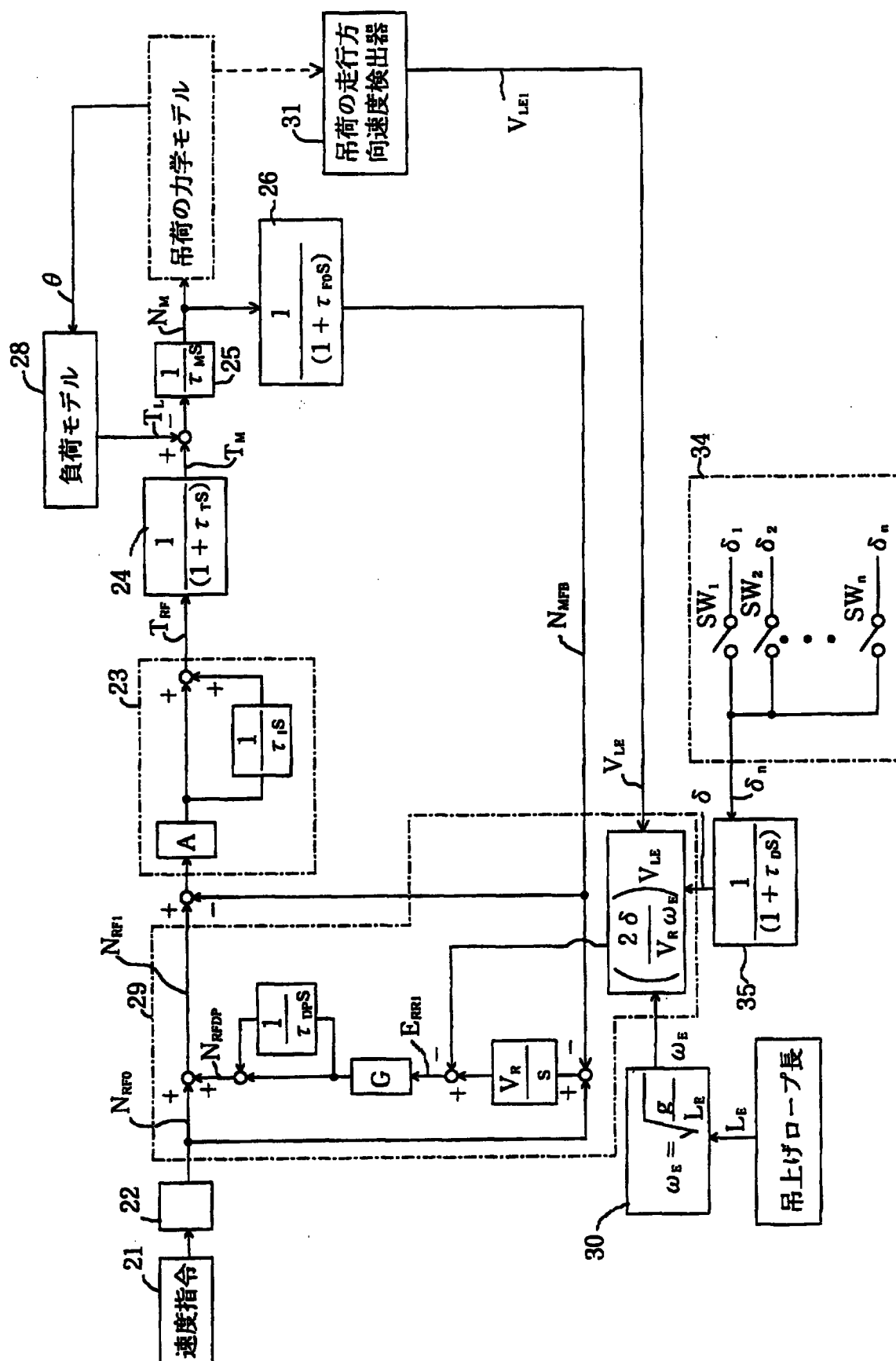


FIG.5

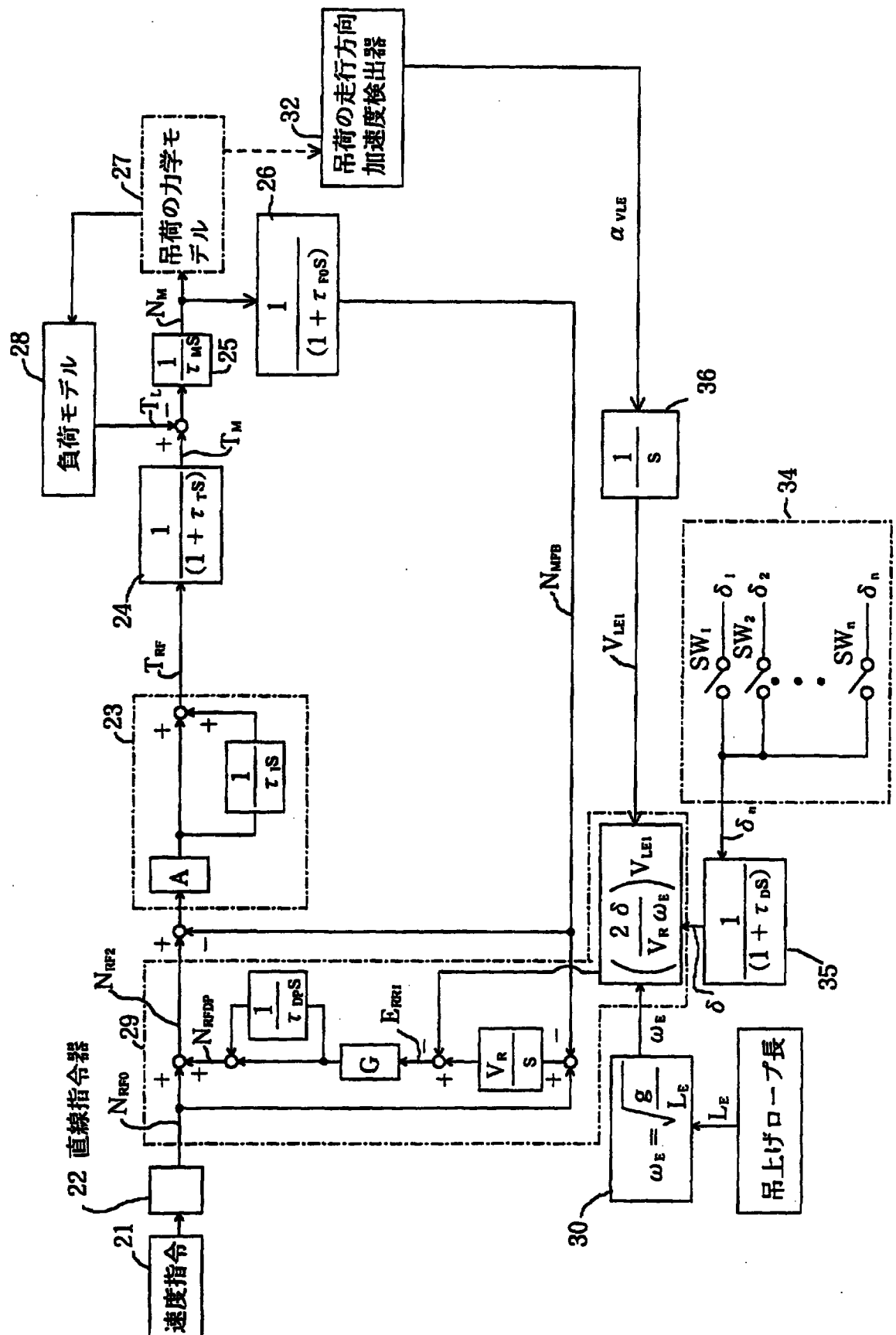
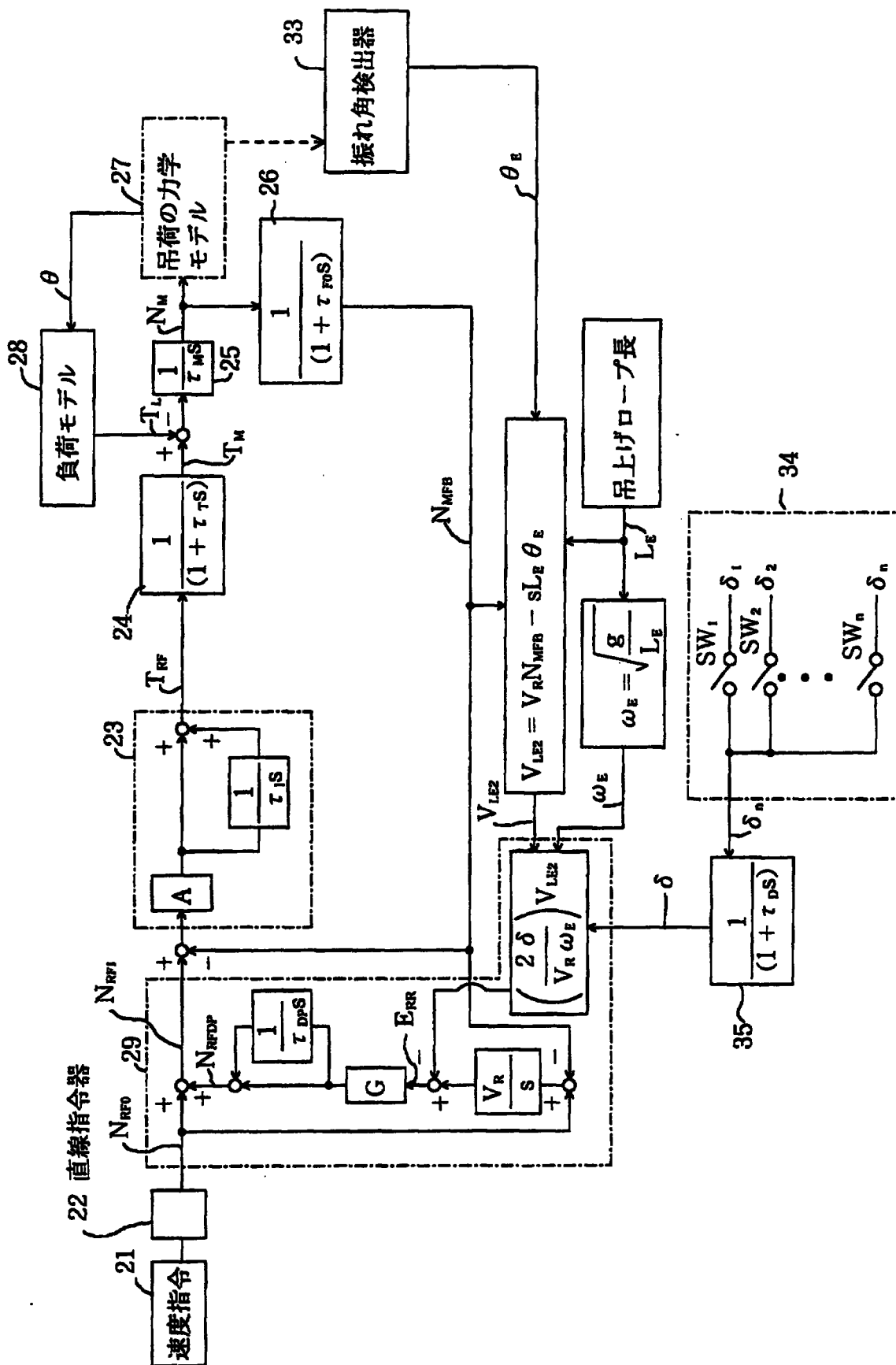
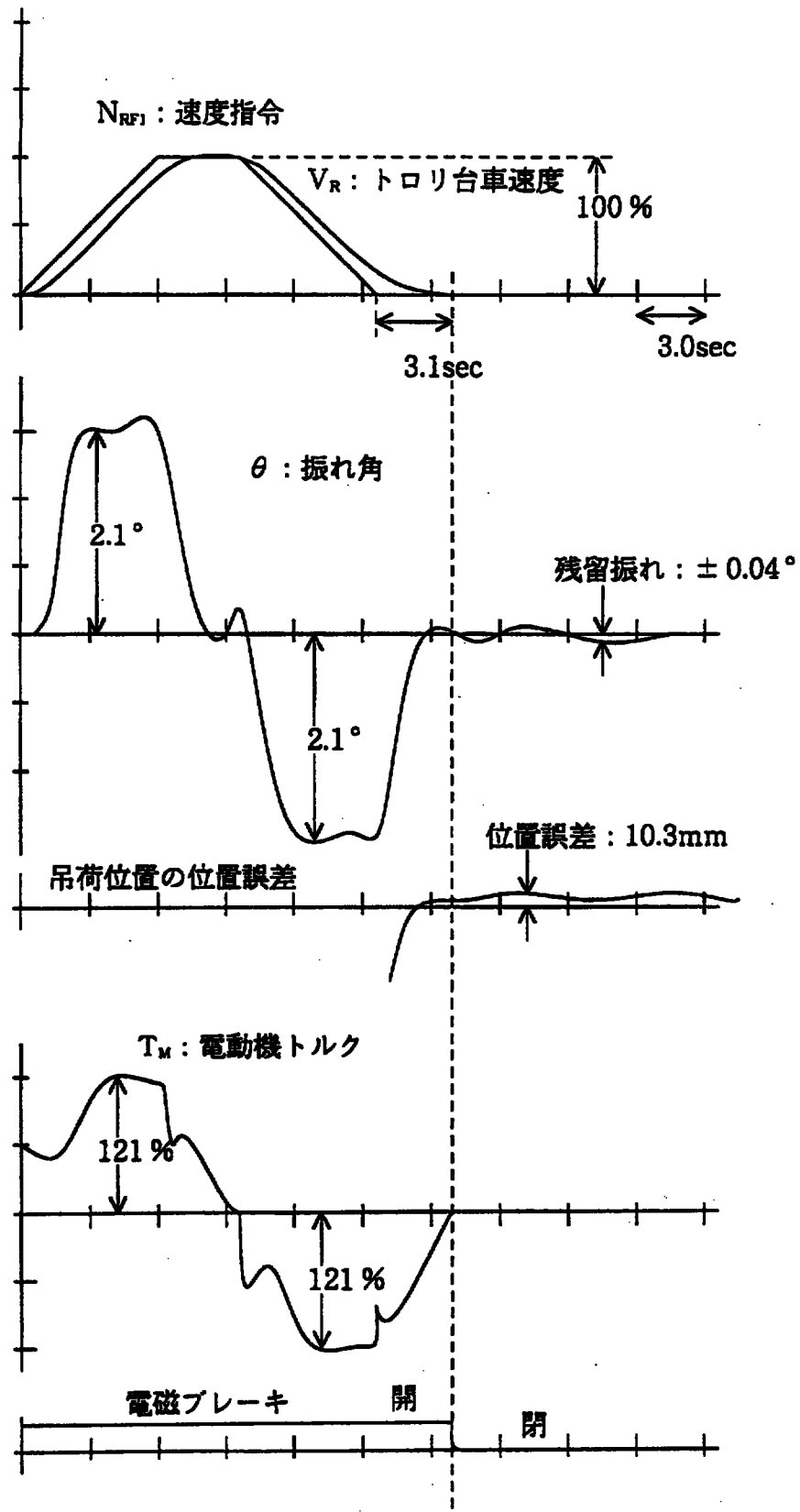


FIG.6



7/11

FIG.7



8/11

FIG.8

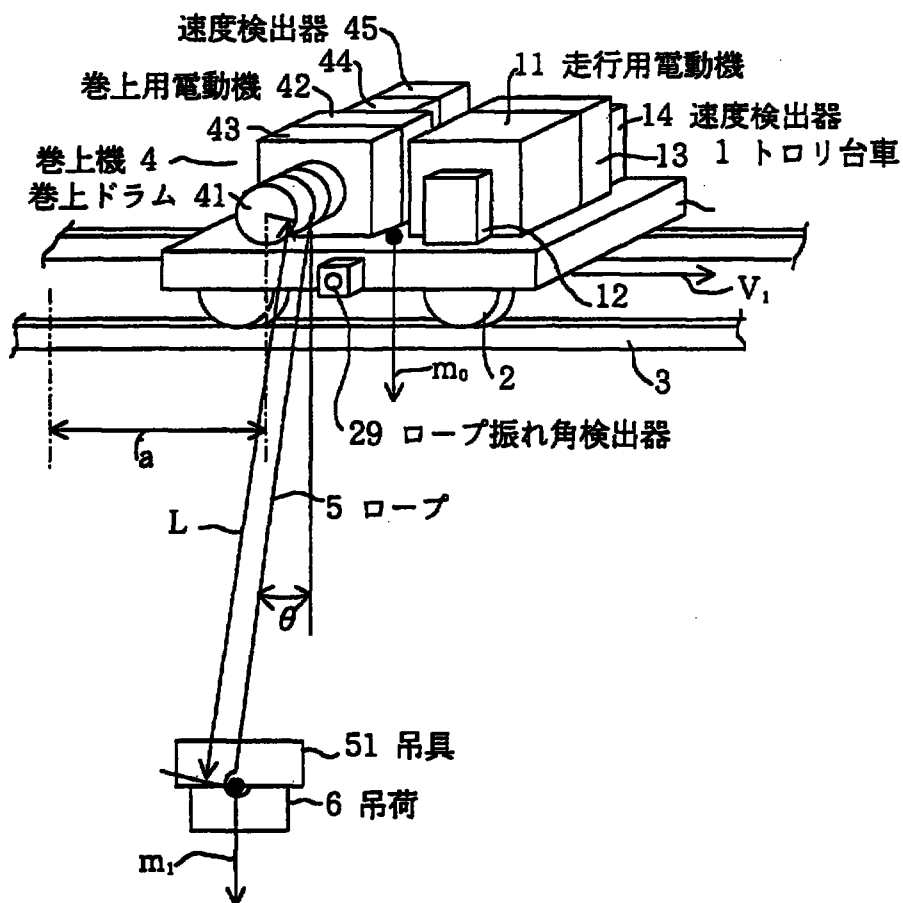


FIG.9

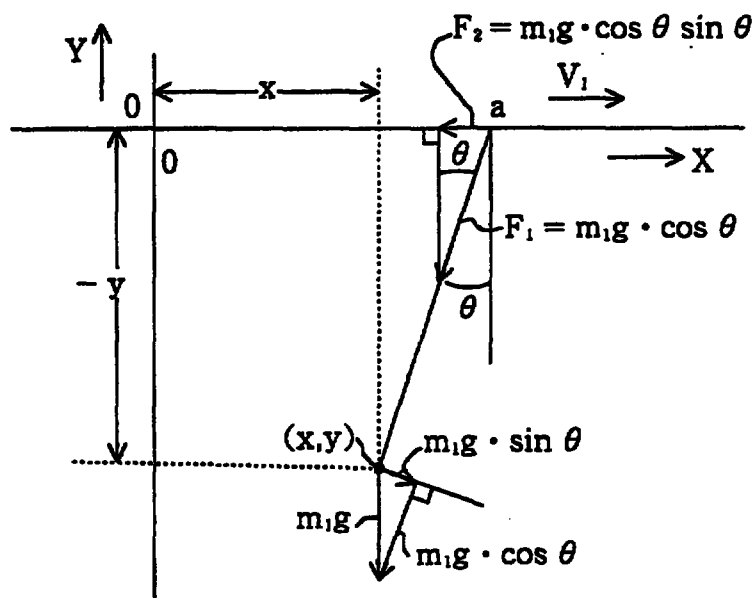


FIG.10

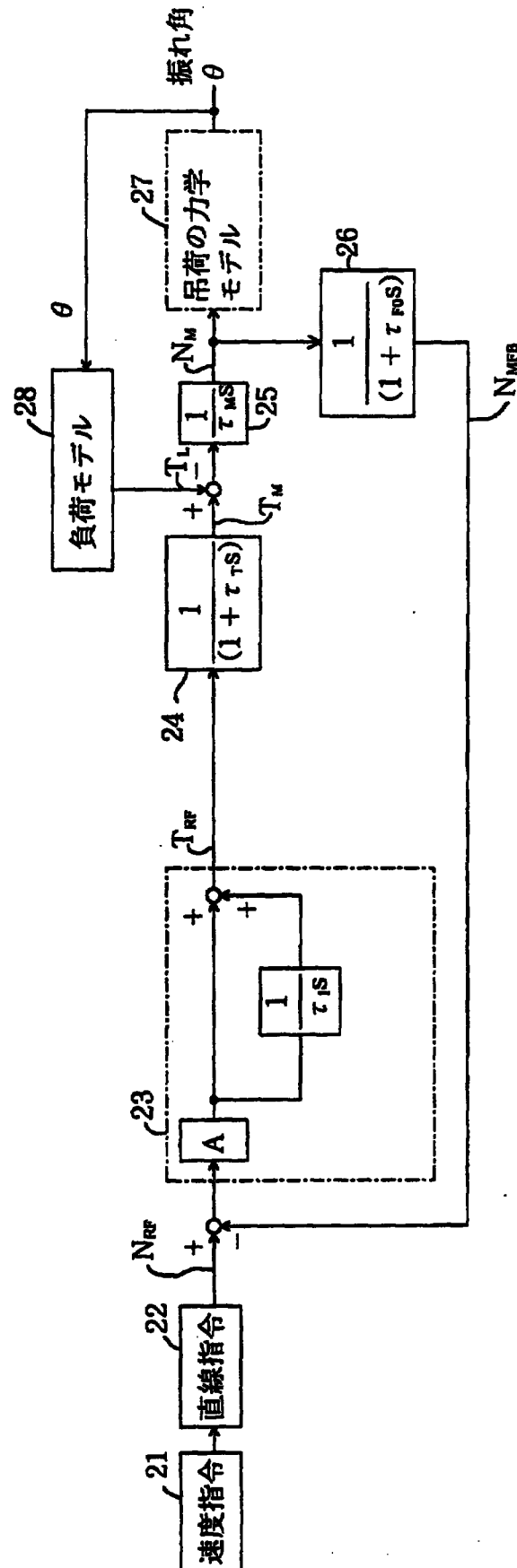


FIG.11

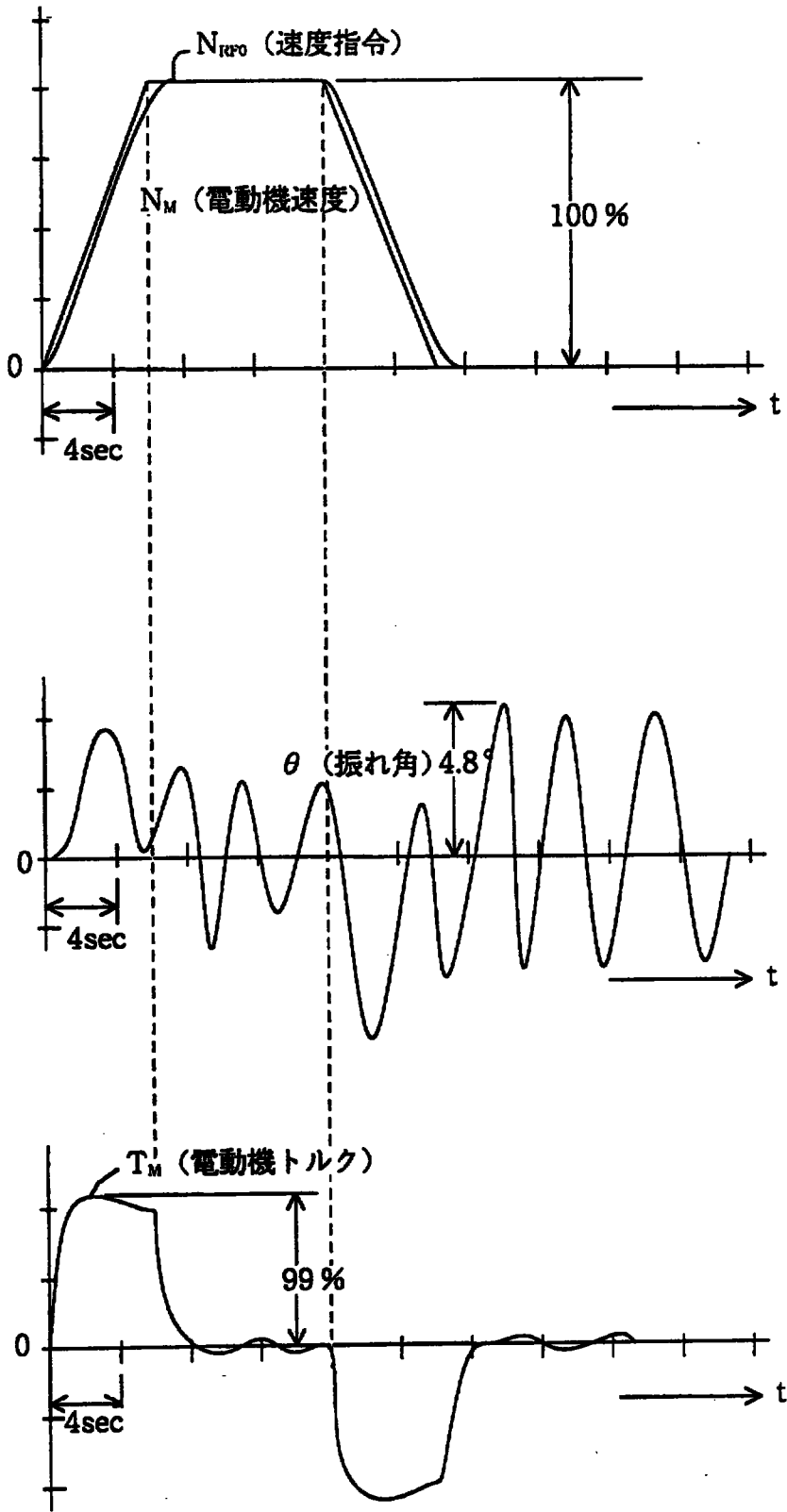
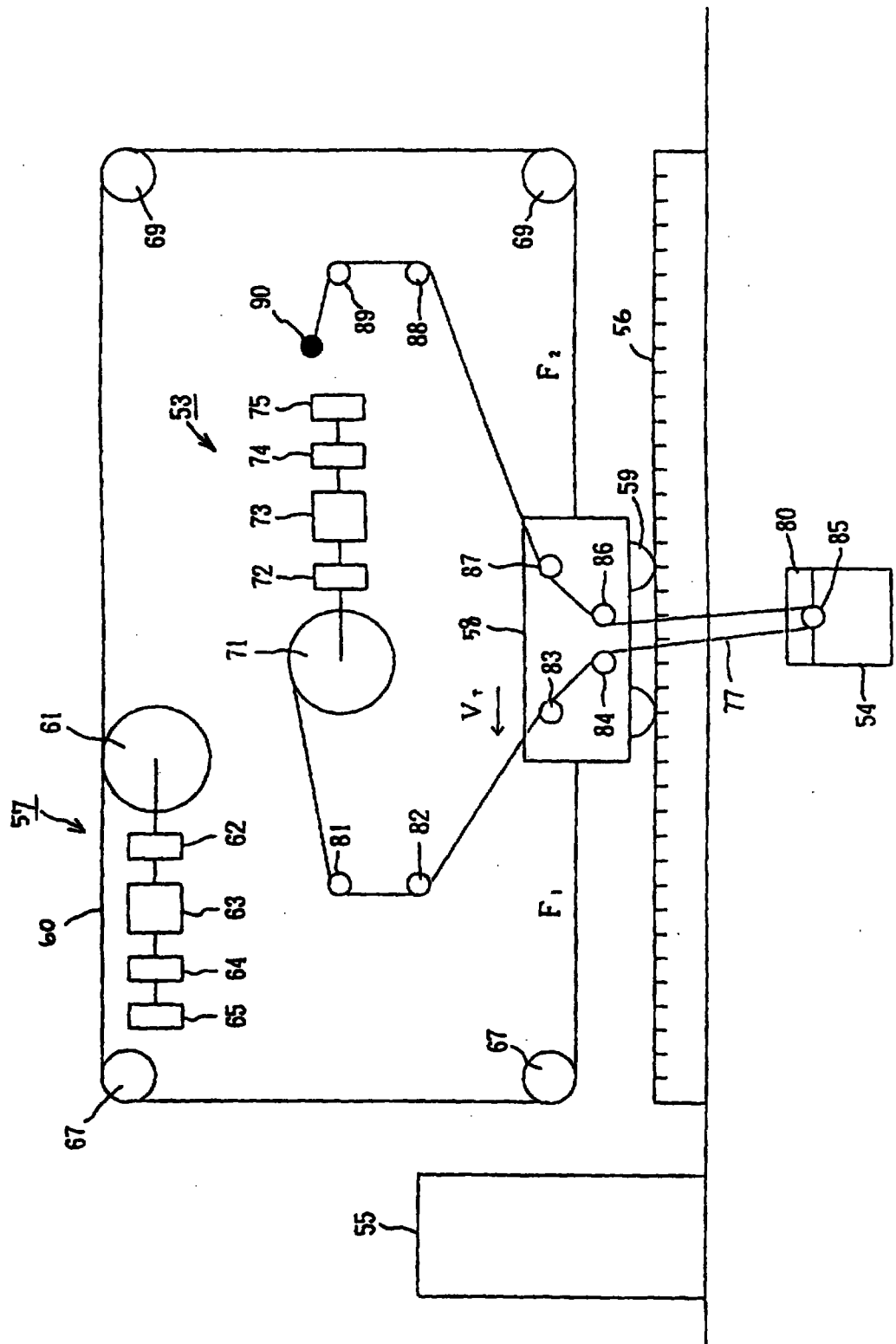


FIG. 12



SPECIFICATION

METHOD OF BRACING CRANE

TECHNICAL FIELD

The present invention relates to a method of controlling the stoppage of the swing of suspended type cranes having a trolley car and a hoisting winch and container cranes having a rope trolley driven traverse gear and a hoisting winch.

BACKGROUND ART

In general, a suspended type crane has a configuration as shown in Fig. 8, wherein a trolley car 1 travels on wheels 2 along rails 3. The rails 2 are driven for rotation by a travel motor 11 mounted on the trolley car 1 through a reducer 12. An electromagnetic brake 12 and a speed detector 14 for detecting the speed of the travel motor 11 are attached to the rotational axis of the motor 11.

A hoisting winch 4 having a hoisting drum 41 is mounted on the trolley car 1. The hoisting drum 41 is driven for rotation by a hoisting motor 42 through a reducer 43. An electromagnetic brake 44 and a pulse signal generator 45 for detecting the speed of the motor are attached to the rotational axis of the hoisting motor 42. A rope 5 is wound around the hoisting drum 41 for hoisting a load 6 through a hoisting accessory 51.

Control over the traveling speed of the trolley car 1 is effected by controlling the traveling motor 11 using a travel driving controller 20. Fig. 10 is a block diagram of the travel driving controller 20. A speed command signal from a speed commander 21 is input to a linear commander 22 which provides a ramp speed command N_{RF} . The deviation of the ramp speed command N_{RF} from a motor speed feedback signal N_{MFB} , which is detected by the speed detector 14 and generated through a filter 26 as a first-order lag element is input to and amplified by a speed controller 23 with an integrator having a proportional gain A and a time constant τ_I to be output as a torque command signal T_{RF} . The torque command signal T_{RF} is input to a motor torque controller 24 for controlling the torque of the motor with a first-order lag time constant τ_V applied. Thus, the torque T_M of the travel motor 11 is adjusted to control the speed of the travel motor 11. The speed feedback signal N_{MFB} is generated by passing the rotational speed of the motor through the first-order lag element. 25 designates a block representing a mechanical time constant τ_M of the travel motor 11, and N_M designates the speed of the motor (p. u). 27 designates a block representing a dynamic model of the load, and 28 designates a block representing a model of load torque T_L (p.u) of the motor.

In the block 27, θ represents the swing angle (rad) of the rope 5.

When the travel drive controller 20 in Fig. 10 controls the traveling speed of the trolley car 1 in accordance with a ramp acceleration/deceleration speed command N_{RF} obtained by inputting a speed command signal for high or low speed from the speed commander 21 to the linear commander 22, periodic swings of the load occur in response to the acceleration and deceleration of the trolley car 1. The swing angle of the rope 5 increases as the acceleration and deceleration of the trolley car 1 increase.

As a solution to this problem, the operators have manually changed the traveling speed of the trolley car during acceleration or deceleration of the trolley car depending on the swings of the load to stop the periodic swings of the load.

Fig. 11 illustrates the relationship between a speed command, motor speed, the swing angle of the rope, and load torque, and shows that periodic swings of the load continuously occur during the acceleration and deceleration of the trolley car, destabilizing the variable speed characteristics of the trolley car. The swing angle θ of the rope is indicated using the symbol " $^\circ$ ".

With the above-described configuration, in order to stop the periodic swings of the load, the operator of the crane must accelerate and decelerate the trolley car depending on the swings of the load. When the crane is operated remotely or automatically, the acceleration and

deceleration of the trolley car must be very slow. This has significantly reduced the transporting capability of the crane.

DISCLOSURE OF THE INVENTION

It is an object of the present invention to suppress periodic swings of a load caused by acceleration and deceleration of a trolley car, thereby allowing a crane to be operated automatically with the travel of the trolley car maintained at a high speed.

According to the present invention, there is provided a method of stopping swings of a suspended type crane having a travel motor for driving a trolley car for travel, a travel drive controller having a controlling function to control the speed of the motor by calculating a torque command using a speed controller having only a proportional integrator or proportional gain from a signal indicative of the deviation of a travel motor speed feedback signal N_{MFB} detected by a speed detector on the travel motor and from a speed command signal N_{RFO} output by a speed commander of the travel motor, a hoist motor for driving a hoisting winch provided on the trolley car, a hoisting accessory for suspending a load at the end of a rope to be hoisted by the hoisting winch, and a drive controller for the hoist motor, wherein:

a damping factor is generated upon the swings of the load by controlling the speed of the travel motor by

use of the speed controller of the travel motor in accordance with a travel speed command signal N_{RF1} which has been corrected to make the positional error E_{RR1} of the trolley car from the optimum traveling position where the swing of the load is suppressed closer to 0, the correction being performed by adding to the speed command signal N_{RF0} output by the speed commander a speed correction signal N_{RFDP} obtained by amplifying the positional error E_{RR1} with a proportional integral amplifier or proportional amplifier, the positional error E_{RR1} being obtained by making the following calculation from the speed V_{LE} of the load in the direction of its travel detected by a speed detector attached to the hoisting accessory, a set damping coefficient δ , the travel speed command signal N_{RF0} , the motor speed feedback signal N_{MFB} , and a measured value L_E of the length of the rope from the hoisting drum and the load obtained by the hoisting speed detector:

$$E_{RR1} = N_{RF0}/s - N_{MFB}/s - \{2\delta/(V_R\omega_E)\}V_{LE}$$

where $\omega_E = (g/L_E)^{1/2}$; V_R represents the speed of the trolley car corresponding to the rated speed of the travel motor; g represents gravitational acceleration; and s represents a Laplace operator.

A description will now be given of the operation of a controller according to the invention for suppressing periodic swings of a load and the principle behind the suppression of swings of the rope.

Referring to Fig. 9, a wing angle θ (rad) of the rope is obtained from a well known equation of motion given below as Equation 1 where the traveling speed of the trolley car is represented by V_1 (m/sec) and the length of the rope is represented by L (m).

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \omega^2\theta = \left(\frac{\omega^2}{g}\right) \frac{dV_1}{dt}, \text{ where } \omega = \sqrt{\frac{g}{L}} \quad (1)$$

The traveling speed V_1 of the trolley car and the speed N_M of the travel motor are in the relationship defined by the Equation 2 shown below.

$$V_1 = V_R N_M \quad (2)$$

Substitution of Equation (2) in Equation (1) gives Equation 3 as shown below.

$$\frac{d^2\theta}{dt^2} + \omega^2\theta = \left(\frac{\omega^2 V_R}{g}\right) \frac{dN_M}{dt} \quad (3)$$

Equation 3 can be changed as follows using the Laplace operator s .

$$s^2\theta + \omega^2\theta = \left(\frac{\omega^2 V_R}{g}\right) s N_M (s) \quad (4)$$

$\theta(s)$ can be given as Equation 5 shown below from Equation 4.

$$\theta = \left(\frac{\omega^2 s}{s^2 + \omega^2}\right) \left(\frac{V_R}{g}\right) N_M (s) \quad (5)$$

Equation 5 is equivalent to the dynamic model of the swing angle of the rope in block 27 in Fig. 1.

Since $\theta=0$ when $t=0$, $\theta(t)$ at the time of predetermined acceleration α (p.u/sec) of the travel motor can be obtained as Equation 6 shown below from Equation 4.

$$\theta = \left(\frac{V_R \alpha}{g} \right) (1 - \cos \omega t) \quad (6)$$

Equation 6 indicates that the swing angle θ vibrates. The vibration starts as the acceleration of the trolley car starts and lasts for a considerable time after the acceleration stops, as it is only air resistance or the like which applies a force to damp the periodic swing of the load.

Equation 7 is obtained if the traveling position of the load in its traveling direction from the starting point of the travel of the trolley car as the origin is represented by x and the swing angle θ (rad) of the rope is approximated by $\sin \theta \doteq \theta$ because it is small.

$$\theta = \frac{V_R N_M}{Ls} - \frac{x}{L} \quad (7)$$

where L represents the length of the hoisting rope.

Equation 4 is changed into an equation for the position x of the load in the traveling direction thereof (Equation 8 below) after substituting Equation 7 for the θ in Equation 4.

$$s^2x + \omega^2x = \frac{\omega^2 V_R N_M}{s} \quad (8)$$

where $\omega = (g/L)^{1/2}$.

Equation 8 indicates that the position x of the load in the traveling direction thereof is a function which varies periodically.

Damping of such a motion of the load so that its position periodically changes can be performed by controlling the speed of the motor for causing the trolley car to travel, so that the right side of Equation 8 will include a function of $-sx$. Then, the right side of Equation 8 is divided as shown on the right side of Equation 9 shown below.

$$\frac{\omega^2 V_R N_M}{s} = \frac{\omega^2 V_R N_{MO}}{s} - 2\delta\omega sx \quad (9)$$

where δ represents a set value of the damping coefficient for the swinging motion of the load, and N_{MO} represents a component of speed in the motor speed N_M which is proportional to the speed command N_{RFO} output by the speed commander. Equation 9 can be changed into Equation 10 as shown below with N_{MO} replaced by N_{RFO} .

$$\frac{N_{RFO}}{s} - \frac{N_M}{s} - \left(\frac{2\delta}{V_R \omega} \right) sx = 0 \quad (10)$$

sx of the third term on the left side of Equation 10 is a differential signal of the position x of the

load and is equal to the moving speed V_L of the load. Therefore, Equation 11 is obtained as shown below by replacing sx with V_L and by substituting E_{RR} for the left side of Equation 10.

$$E_{RR} = \frac{N_{RFO}}{s} - \frac{N_M}{s} - \left(\frac{2\delta}{V_R\omega} \right) V_L \quad (11)$$

The first term on the right side of Equation 11 indicates the value of a position command because it is the time integration of the speed command signal for the travel motor.

The second term on the right side of Equation 11 indicates the position of the trolley car because it is the time integration of the speed of the travel motor.

The third term on the right side of Equation 11 is a signal proportional to the moving speed of the load.

E_{RR} on the left side of Equation 11 represents a positional error of the trolley car in relation to the optimal positional condition for suppressing the swing of the load indicated by Equation 10.

Equation 11 can be changed into Equation 13 shown below which gives a positional error E_{RR1} of the trolley car in relation to the optimal positional condition for suppressing the swing of the load by replacing N_M of the second term on the right side thereof with the travel motor feedback signal N_{MFB} , replacing V_L of the third term with the moving speed detection signal V_{LE} of the load, and replacing ω of the third term with the angular

velocity ω_B of the swing of the load calculated according to Equation 12 as shown below from the measured length L_E of the hoisting rope and gravitational acceleration g .

$$\omega_E = \sqrt{\frac{g}{L_E}} \quad (12)$$

$$E_{RR1} = \frac{N_{RF0}}{s} - \frac{N_{RFB}}{s} - \left(\frac{2\delta}{V_R \omega_E} \right) V_{LE} \quad (13)$$

A damping factor is generated upon the swinging motion of the load to suppress periodic swings by controlling the speed of the travel motor using a travel speed command signal corrected so that the positional error signal E_{RR1} approaches zero.

As described above, the present invention enables periodic swings of the load generated during acceleration and deceleration of the trolley car to be suppressed, thereby eliminating the need for manual operations to stop the swings. This allows the trolley car to travel at a high speed and enables significant improvement in the transporting capability of the crane through automatic operation.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

Fig. 1 is a block diagram showing a first embodiment of a travel drive controller according to the present invention.

Fig. 2 is a block diagram showing a second embodiment of a travel drive controller according to the present invention.

Fig. 3 is a block diagram showing a third embodiment of a travel drive controller according to the present invention.

Fig. 4 is a block diagram showing a fourth embodiment of a travel drive controller according to the present invention.

Fig. 5 is a block diagram showing a fifth embodiment of a travel drive controller according to the present invention.

Fig. 6 is a block diagram showing a sixth embodiment of a travel drive controller according to the present invention.

Fig. 7 illustrates acceleration and deceleration characteristics of a travel drive controller for a trolley car according to the present invention.

Fig. 8 illustrates a configuration of a suspended type crane on which a trolley car having a hoisting winch mounted thereon travels.

Fig. 9 illustrates the dynamic relationship between a trolley car travel device and the weight of a load.

Fig. 10 is a block diagram showing a conventional travel driving device.

Fig. 11 illustrates acceleration and deceleration characteristics of a conventional travel driving device.

Fig. 12 illustrates a configuration of a rope driven crane having a traverse driving device and a hoist driving device mounted on a fixed side thereof.

BEST MODE FOR CARRYING OUT THE INVENTION

The present invention will now be described with reference to the embodiments thereof as shown in the accompanying drawings.

Fig. 1 is a block diagram of a travel drive controller for a trolley car having a speed controller according to the present invention. The components identical to those in Fig. 10 referred to in the section of the description of the related art are given like names and reference numbers and so will not be described.

A first embodiment of the present invention will now be described with reference to Fig. 1.

A motor speed detection feedback signal N_{RFB} which is a signal from a speed detector 14 attached to the rotational axis of a travel motor 11, is fed back through a filter 26 having a first-order lag element to a signal N_{RF1} , which is obtained by adding a speed command correction signal N_{RFDp} for damping control to an output signal NRFO of a speed commander 21.

The deviation of the speed command N_{RF1} from the motor speed detection signal N_{MFB} is input to a speed controller 23 which in turn outputs a torque command signal T_{RF} , which is obtained by adding a signal

achieved by multiplying the speed deviation signal by a proportional gain A and a signal obtained by integrating the speed deviation signal at a time constant τ_I . If the speed controller 23 has only the proportional gain A , a signal obtained by multiplying the speed deviation signal by A is output to a torque controller 24 as the motor torque command signal T_{RF} .

The torque controller 24 controls the torque of the motor torque T_M using the first-order lag element τ_T in accordance with the torque command signal T_{RF} .

30 designates an angular velocity calculator for calculating the angular frequency ω_B of the swing of a load. The angular frequency ω_B is calculated from a measured value of the length (L_E) of the rope from the hoisting drum and the load obtained by the hoisting speed detector according to Equation 12.

Next, the operation of a damping controller 29 will be described.

In the damping controller 29, a proportional integral amplifier comprising a proportional gain G and an integral time constant τ_{DP} amplifies a positional error E_{RRI} of the trolley car that differs from the optimal position for suppressing the swing thereof obtained according to Equation 13 based on the travel speed command signal N_{RFO} , the motor speed feedback signal N_{MFB} , the angular frequency signal ω_B , a detection signal L_E indicating the speed of the load in the traveling direction thereof detected by a load speed

detector 31 attached to a hoisting accessory 51, and a preset damping coefficient δ . As a result, the damping control speed command correction signal N_{RFDP} for stopping the swing is obtained.

A speed command signal N_{RF1} (p. u) is obtained by adding the damping control speed command correction signal N_{RFDP} to the travel speed command signal N_{RFO} (p. u) output by the speed commander 21, and the deviation thereof from the speed detection signal N_{MFB} (p.u) is input to the speed controller 23. Then, the speed controller 23 controls motor speed N_M so that it follows up the speed command signal N_{RF1} .

Such control allows the swinging motion of a load to be damped at the preset damping coefficient δ , and this suppresses periodic swings of the load.

A second embodiment of the present invention will now be described with reference to Fig. 2.

Instead of the detection signal V_{LE} indicating the speed of a load in the traveling direction thereof as in the first embodiment, acceleration/deceleration α_{VLE} of a load in the traveling direction thereof is detected by an acceleration detector 32. The positional error E_{RRI} from the optimal position of the trolley car for suppressing swing as in the first embodiment is calculated using speed V_{LE1} of the load in the traveling direction thereof obtained by integrating the acceleration/deceleration detection signal α_{LVB} using a

load speed calculator 36. Thus, control is performed in the same manner as in the first embodiment.

A third embodiment of the present invention will now be described with reference to Fig. 3.

Instead of the traveling speed detection signal V_{LE} as in the first embodiment, in this third embodiment, speed V_{LE2} of the load in the traveling direction thereof is used, which is calculated according to Equation 14 shown below based on the motor speed feedback signal N_{MFB} from the travel speed controller, a measured value L_E of the length of the hoisting rope, and a swing angle signal θ_E detected by a rope swing angle detector 38. Using the speed V_{LE2} , the positional error E_{RR1} from the optimal position of the trolley car for suppressing swing as in the first embodiment is calculated to perform control in the same manner as in the first embodiment.

$$V_{LE2} = V_R N_{MFB} - s L_E \theta_E \quad (14)$$

A fourth embodiment of the present invention will now be described with reference to Fig. 4.

In the method of controlling the swing of a crane as described in the first embodiment of the invention, switches SW_1 through SW_n of a damping coefficient switcher 34 are operated according to the state of the operation of the travel motor to select any one of a plurality of damping coefficient preset values δ_1 through δ_n , thereby outputting a damping coefficient preset value signal.

When the damping coefficient preset value signal selected by the damping coefficient switcher 34 is input to a damping coefficient switching adjuster 35, the selected damping coefficient preset value signal is generated through a first-order lag element as a damping coefficient preset value δ .

For example, assume that the output signal of the damping coefficient switcher 34 is switched from δ_1 to δ_2 . Then, although the output signal of the damping coefficient switcher 34 is instantaneously switched from δ_1 to δ_2 , the signal from the output side of the damping coefficient switching adjuster 35 changes slowly. As a result, no direct delay occurs in the calculation of the speed correction signal N_{RFDP} for damping control performed by the damping controller 29. This allows stable control over the stoppage of swings of a crane.

As a fifth and sixth embodiment of the invention, arrangements as shown in Fig. 5 and Fig. 6 may be made wherein the damping coefficient switcher 34 and damping coefficient switching adjuster 35 as described in the fourth embodiment are provided in the configurations according to the second and third embodiments. Thus, switches SW_1 through SW_n of the damping coefficient switcher 34 are operated to select any one of a plurality of damping coefficient preset values δ_1 through δ_n , thereby outputting a damping coefficient preset value signal; the damping coefficient preset value signal selected by the damping coefficient

switcher 34 is input to the damping coefficient switching adjuster 35; and the selected damping coefficient preset value signal is generated through a first-order lag element as a damping coefficient preset value δ .

Although preferred embodiments of the invention have been described with reference to a crane having a travel driving device and a hoist driving device mounted on a trolley car, as shown in Fig. 12, the present invention may be applied as it is to cranes such as container cranes having a traverse trolley car using a rope trolley driving system in which a traverse driving device and hoist driving device are provided on a fixed side thereof. In Fig. 12, 51 designates a traversing device; 56 designates rails; 58 designates a traverse trolley car; 53 designates a hoisting device; 54 designates a container which is a load; 55 designates a controller; 60 designates a traversing rope; 59 designates wheels; 61 designates a drum for driving the rope; 62 designates a reducer; 63 designates a traverse motor; 64 designates an electromagnetic brake; 65 designates a speed detector; 67 and 69 designate guide controllers; 71 designates a hoisting drum; 72 designates a reducer; 73 designates a hoist motor; 74 designates an electromagnetic brake; 75 designates a speed detector; 76 designates a hoisting rope; 77 designates a hoisting portion; 80 designates a hoisting accessory; 81 through 89 designate guide rollers; and 90

designates a winding drum. The description so far applies to the method of controlling the traverse driving device shown in Fig. 12 if the word "travel" is amended to read "traverse". The contents of the disclosure and the appended claims may be read with the word "travel" replaced by "traverse" to apply the present invention to such a method in the same manner as for cranes wherein a travel driving device and a hoist driving device are mounted on a trolley car.

Fig. 7 is a view corresponding to Fig. 11 illustrating the prior art, which shows the operational characteristics of a trolley car obtained using the method of suppressing swing according to the present invention. It is apparent from this view that load swings are sufficiently suppressed and the variable speed characteristics of the trolley car are stable compared to the characteristics shown in Fig. 11 illustrating the prior art.

The present invention may be applied to the field of automatic operations of suspended type cranes having a travel device for driving a trolley car and a hoisting device and container cranes having a traverse device of a rope trolley driving type and a hoisting winch and the like.

CLAIMS

1. A method of stopping swings of a suspended type crane having a travel motor for driving a trolley car for travel, a travel drive controller having a controlling function to control the speed of the motor by calculating a torque command signal T_{RF} using a speed controller having only a proportional integrator or proportional gain from a signal indicative of the deviation of a travel motor speed feedback signal N_{MFB} detected by a speed detector on the travel motor and from a speed command signal N_{RFO} output by a speed commander of the travel motor, a hoist motor for driving a hoisting winch provided on the trolley car, a hoisting accessory for suspending a load at the end of a rope to be hoisted by the hoisting winch, and a drive controller for the hoist motor, wherein:

a damping factor is generated upon the swings of the load by controlling the speed of the travel motor by the speed controller of the travel motor in accordance with a travel speed command signal N_{RF1} which has been corrected to make the positional error E_{RR1} of the trolley car from the optimal traveling position where the swing of the load is suppressed closer to 0, the correction being performed by adding to the speed command signal N_{RFO} output by the speed commander a speed correction signal N_{RFDP} obtained by amplifying the positional error E_{RR1} by a proportional integral amplifier or proportional amplifier, the positional



error E_{RRI} being obtained by making the following calculation from the speed V_{LE} of the load in the direction of its travel detected by a speed detector attached to the hoisting accessory, a set damping coefficient δ , the travel speed command signal N_{RFO} , the motor speed feedback signal N_{MFB} , and a measured value L_{E} of the length of the rope from the hoisting drum and the load obtained by the hoisting speed detector:

$$E_{\text{RRI}} = N_{\text{RFO}}/s - N_{\text{MFB}}/s - \{2\delta/(V_{\text{R}}\omega_{\text{E}})\}V_{\text{LE}}$$

where $\omega_{\text{E}} = (g/L_{\text{E}})^{1/2}$; V_{R} represents the speed of the trolley car corresponding to the rated speed of the travel motor; g represents gravitational acceleration; and s represents a Laplace operator.

2. The method of stopping swings of a crane according to Claim 1, wherein the positional error E_{RRI} of the trolley car from the optimal traveling position thereof for suppressing the swing of the load is calculated using a speed signal V_{LE1} obtained by performing time integration on a detection signal α_{VL} from a detector for detecting acceleration of the load in the traveling direction thereof attached to the hoisting accessory, instead of the speed signal V_{LE} of the load in the traveling direction thereof detected by the speed detector attached to the hoisting accessory according to Claim 1.

3. The method of stopping swings of a crane according to Claim 1, wherein the positional error E_{RRI} of the trolley car from the optimal traveling position



thereof for suppressing the swing of the load is calculated using a speed signal V_{LE2} obtained by performing a calculation:

$$V_{LE2} = V_R N_{MFB} - s L_E \theta_E$$

based on the motor speed feedback signal N_{MFB} obtained from the travel speed controller, a swing angle signal θ_E detected by a rope swing angle detector, and a measured value L_E of the length of the hoisting rope obtained by the speed detector of the hoist motor, instead of the traveling speed detection signal V_{LE} of the load in the traveling direction thereof detected by the speed detector attached to the hoisting accessory according to Claim 1.

4. The method of stopping swings of a crane according to any one of Claims 1, 2, and 3, wherein a signal arbitrarily selected from among a plurality of damping coefficient preset values according to the state of the operation of the motor is generated through a first-order lag element and wherein the signal is used as the final damping coefficient preset value.



ABSTRACT

In a suspended type crane having a travel device for driving a trolley car for traveling and a hoisting device, an equation of condition for the damping of the swing of a load is derived as a function of an operational speed command for the travel device, a signal from a detector for detecting the speed of the load in the traveling direction thereof, and a measured value of the length of the rope hoisting the load, and the traveling speed of the trolley car is controlled in accordance with a traveling speed command signal corrected so that a positional error signal calculated from a function of the positional error of the trolley car from the optimal position for stopping swing obtained from the equation of condition. Thus, the periodic swing of the load is sufficiently suppressed to stop the load at a desired position with high positional accuracy and less swing.

This makes it possible to suppress the swinging motion of the rope caused by acceleration and deceleration of the trolley car and to automatically operate the crane with a high traveling speed of the trolley car maintained.

FIG.1

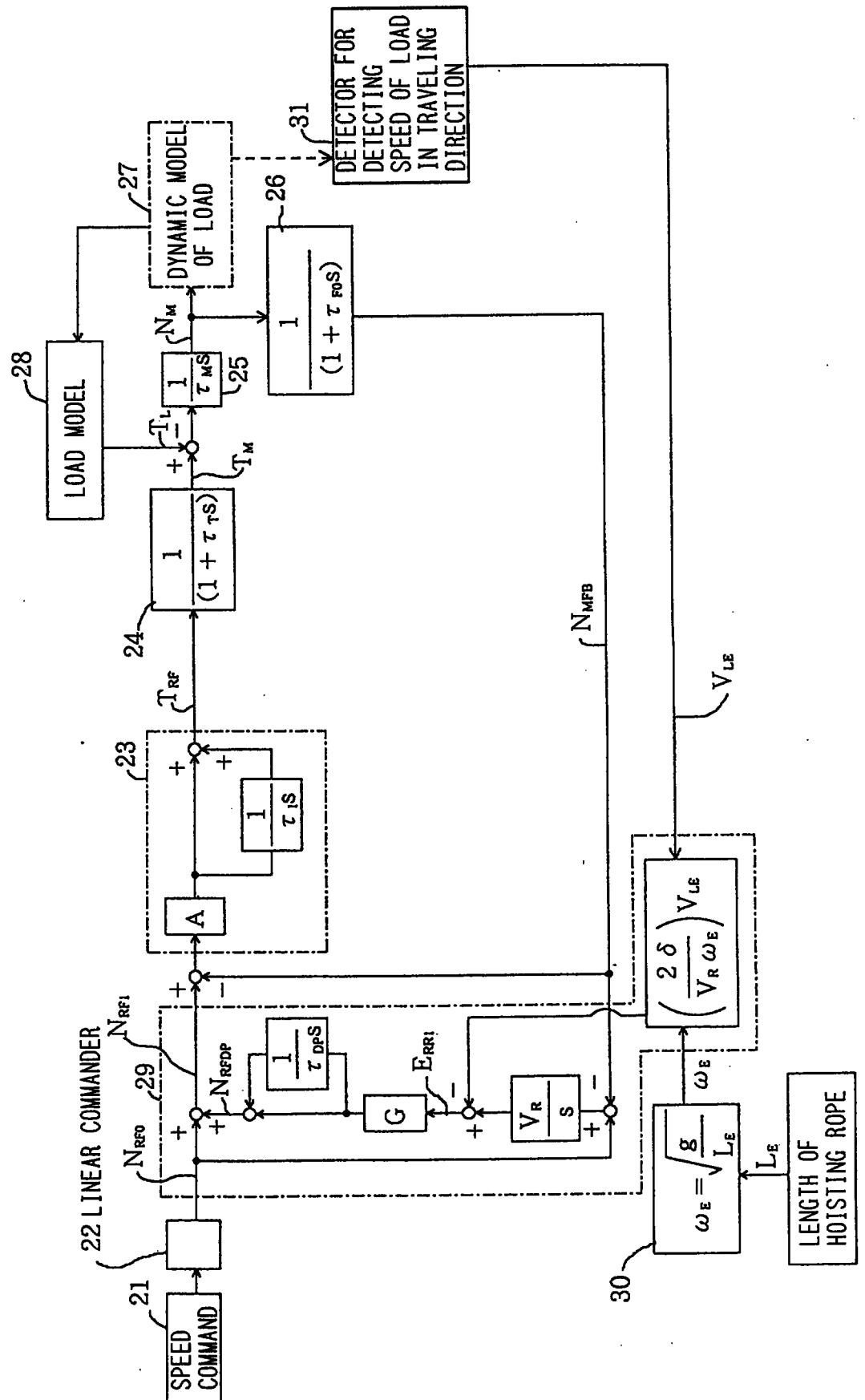


FIG.2

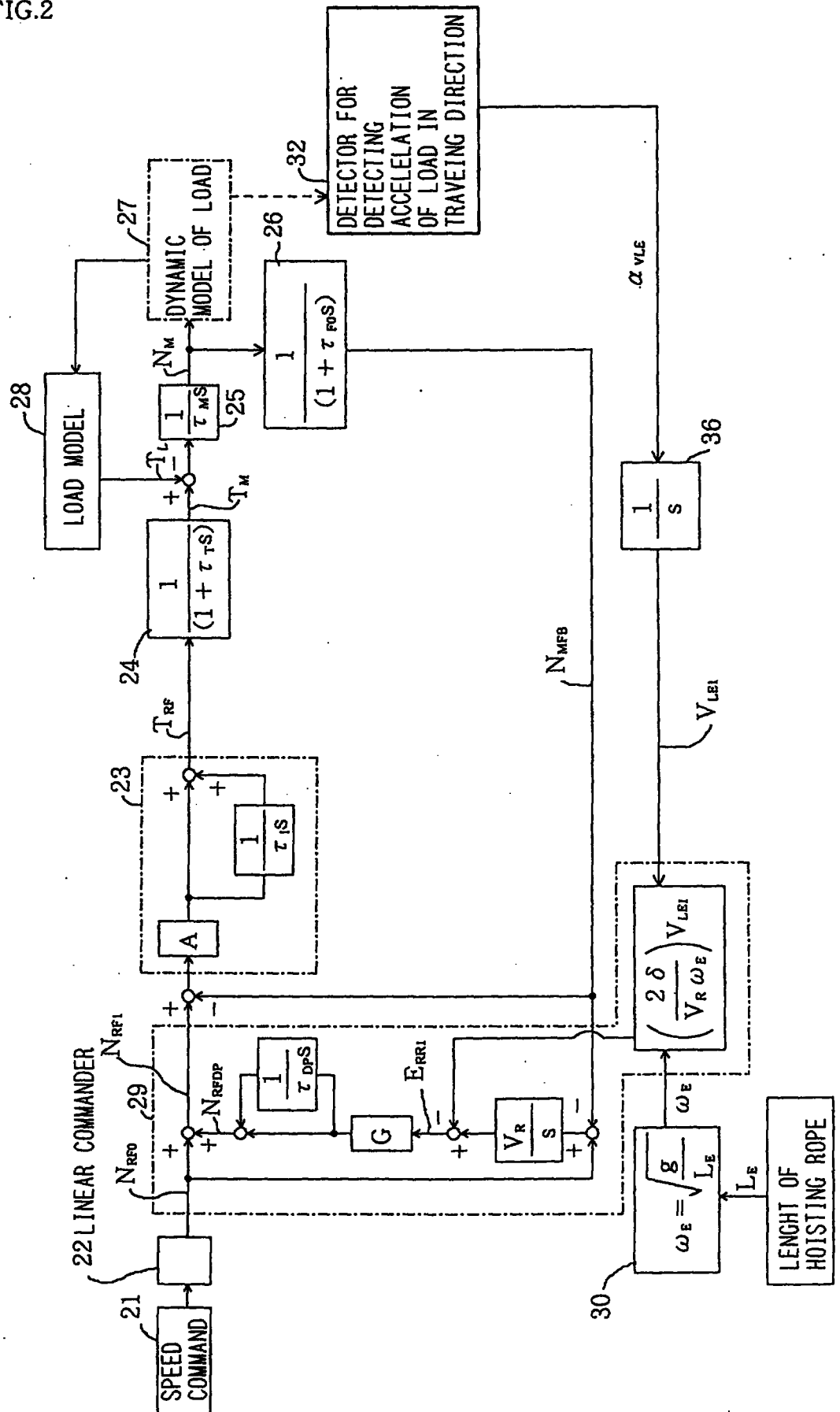


FIG.3

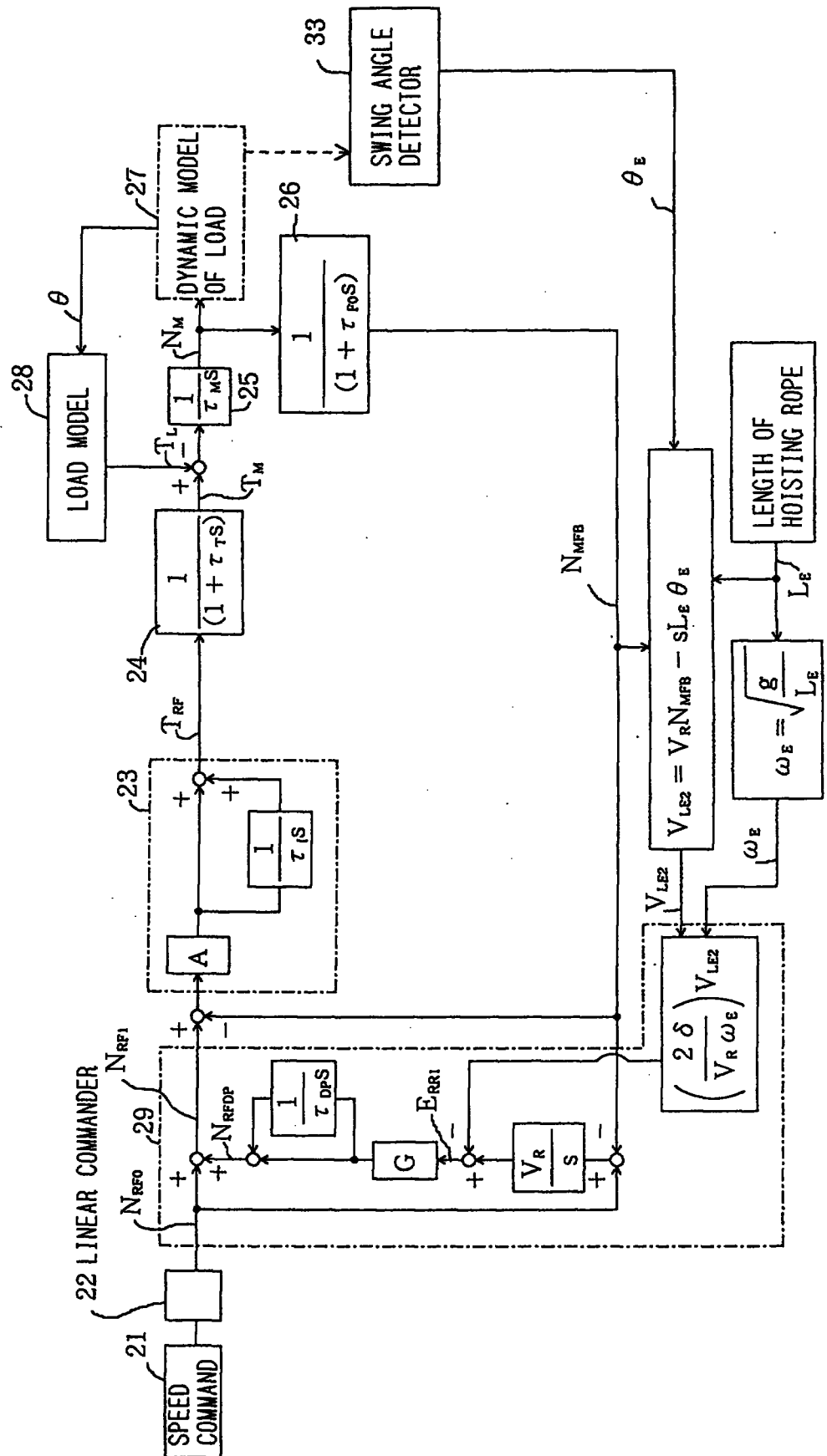


FIG.4

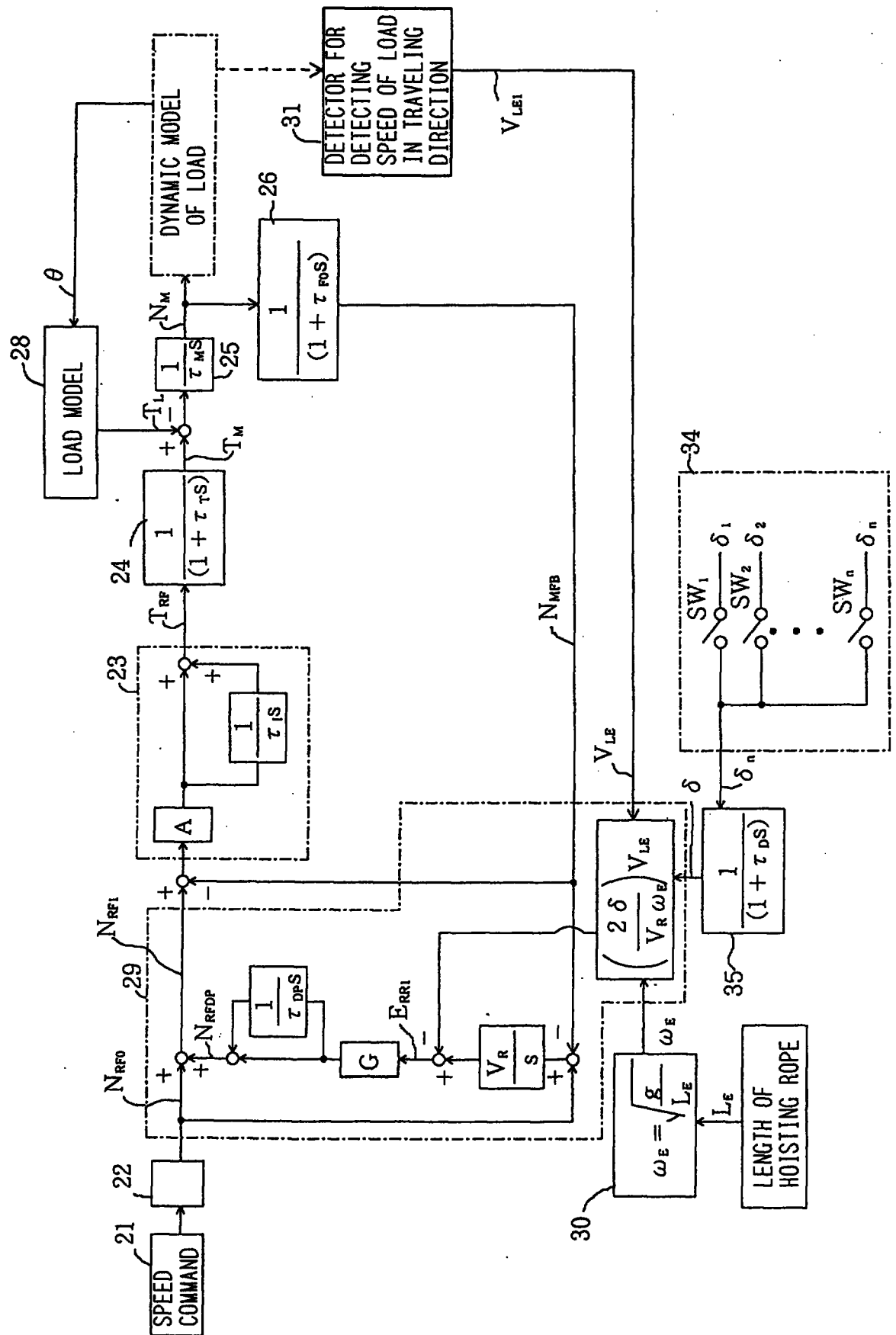


FIG.5

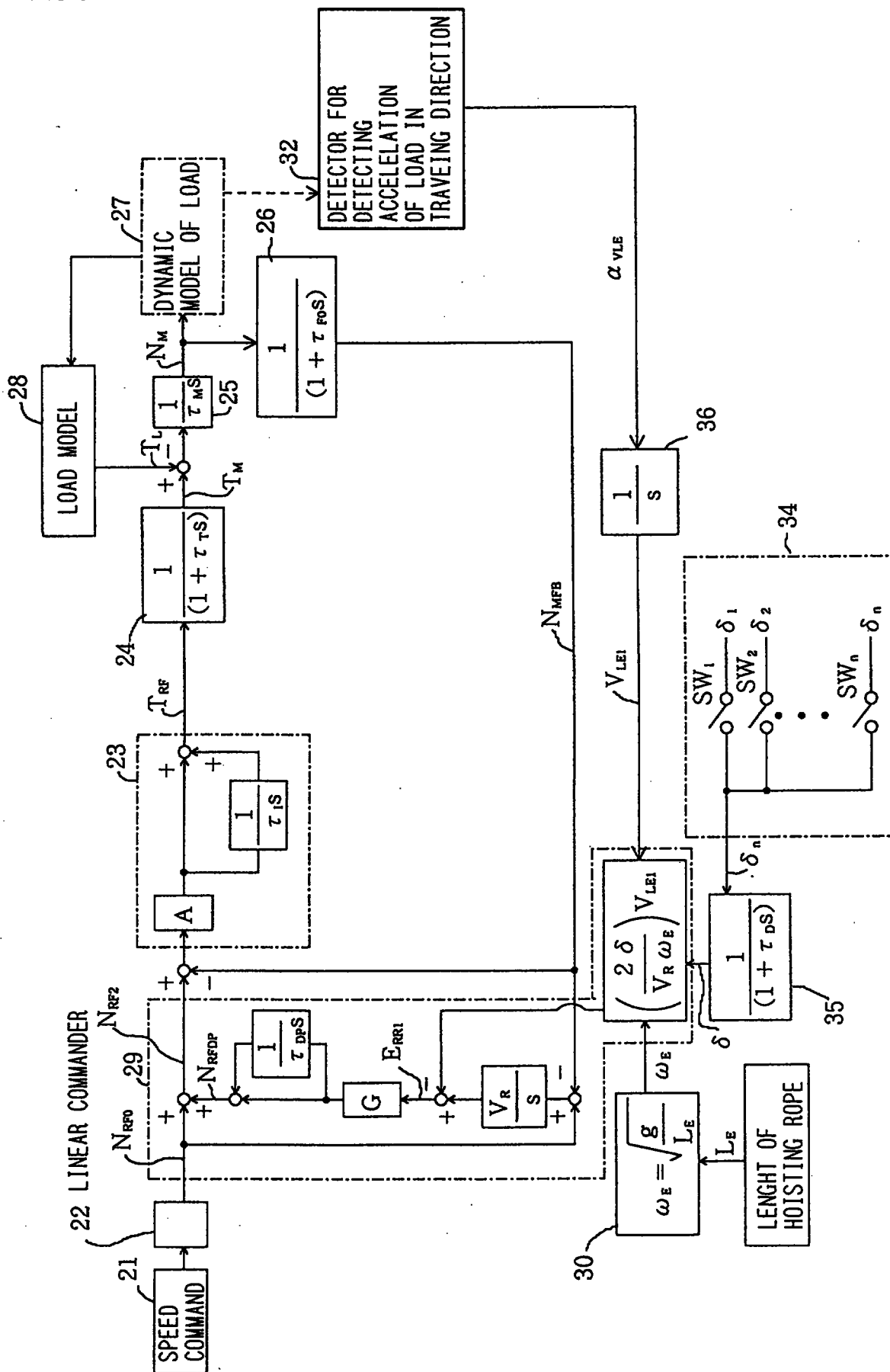


FIG.6

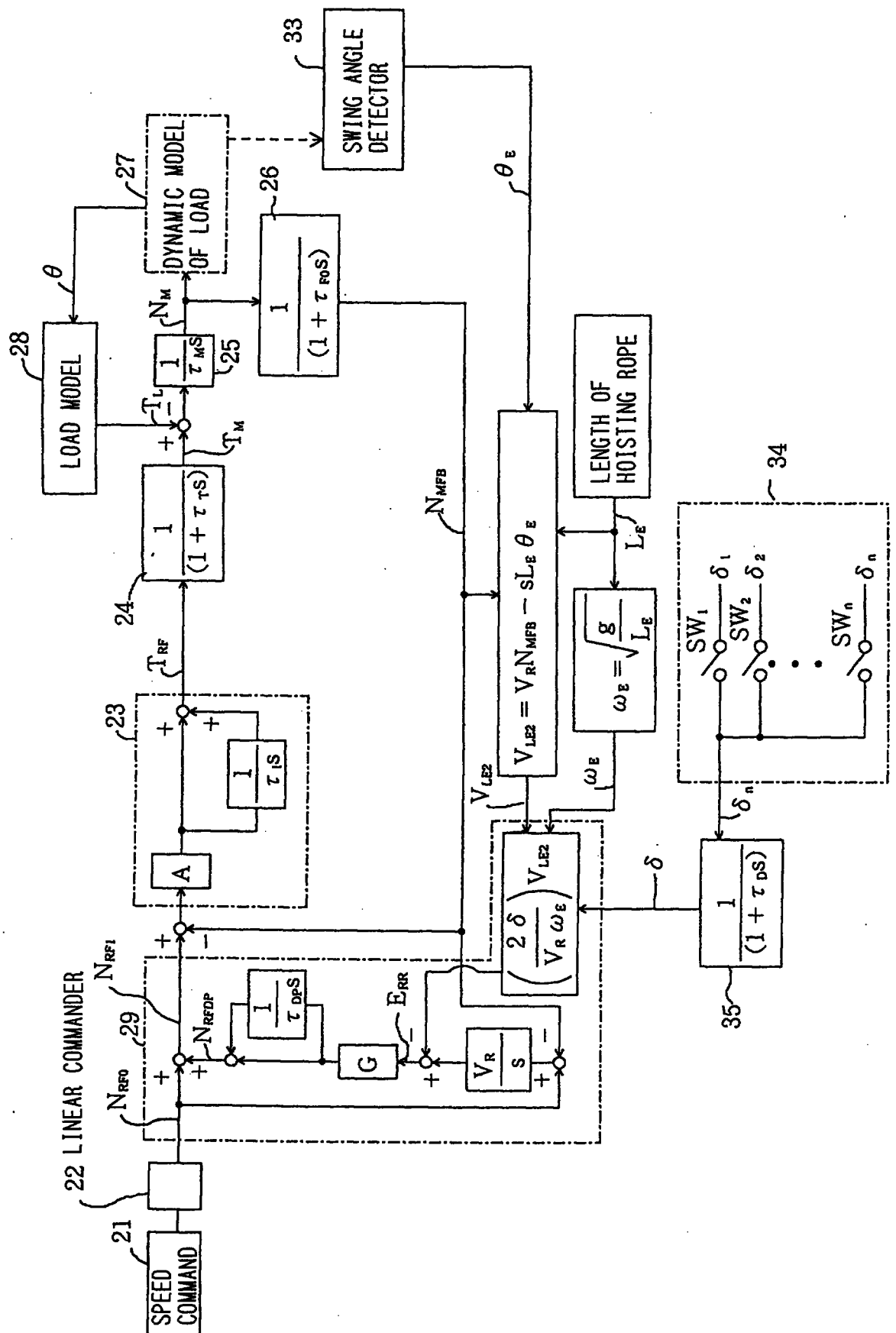


FIG.7

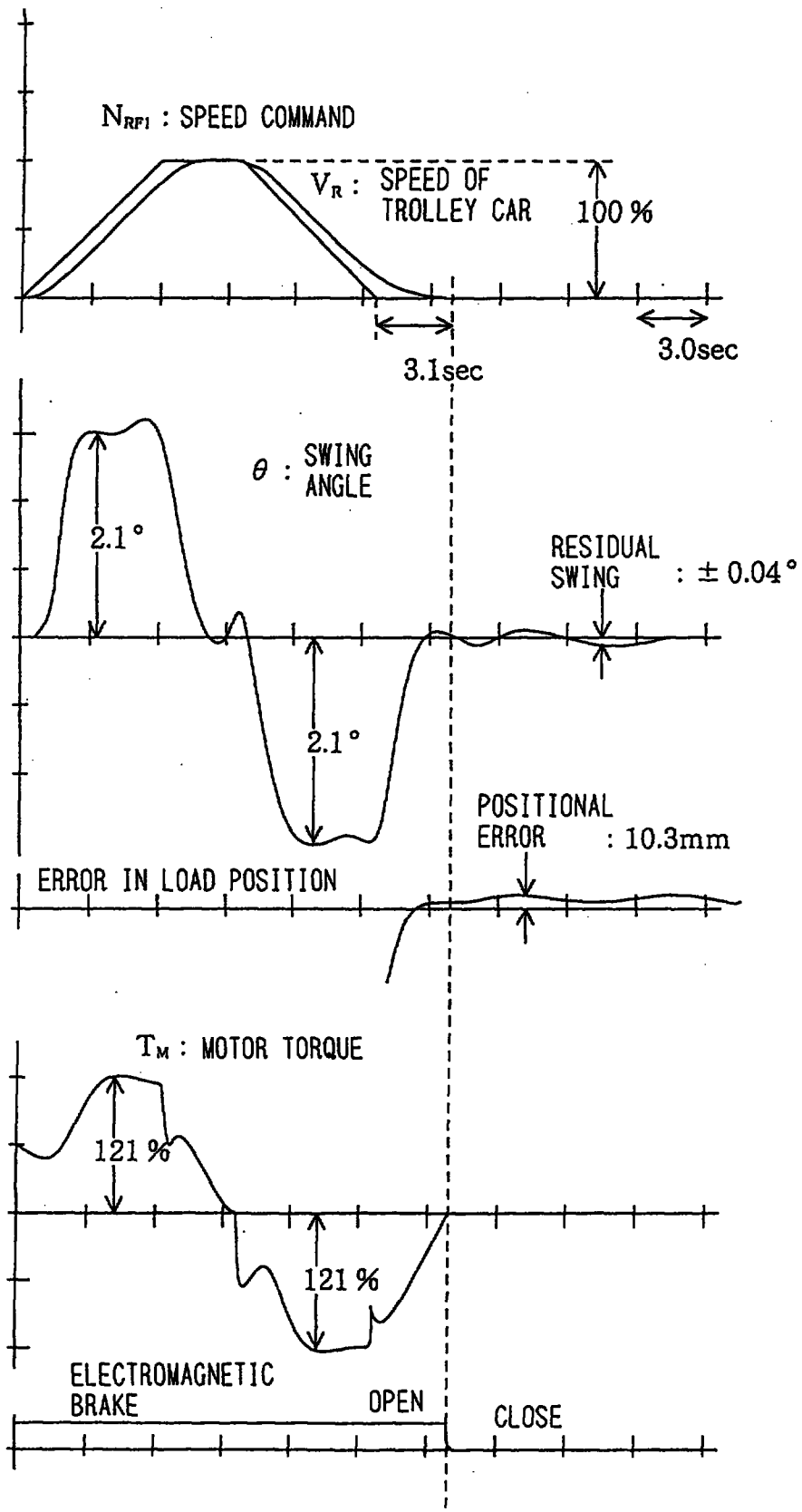


FIG.8

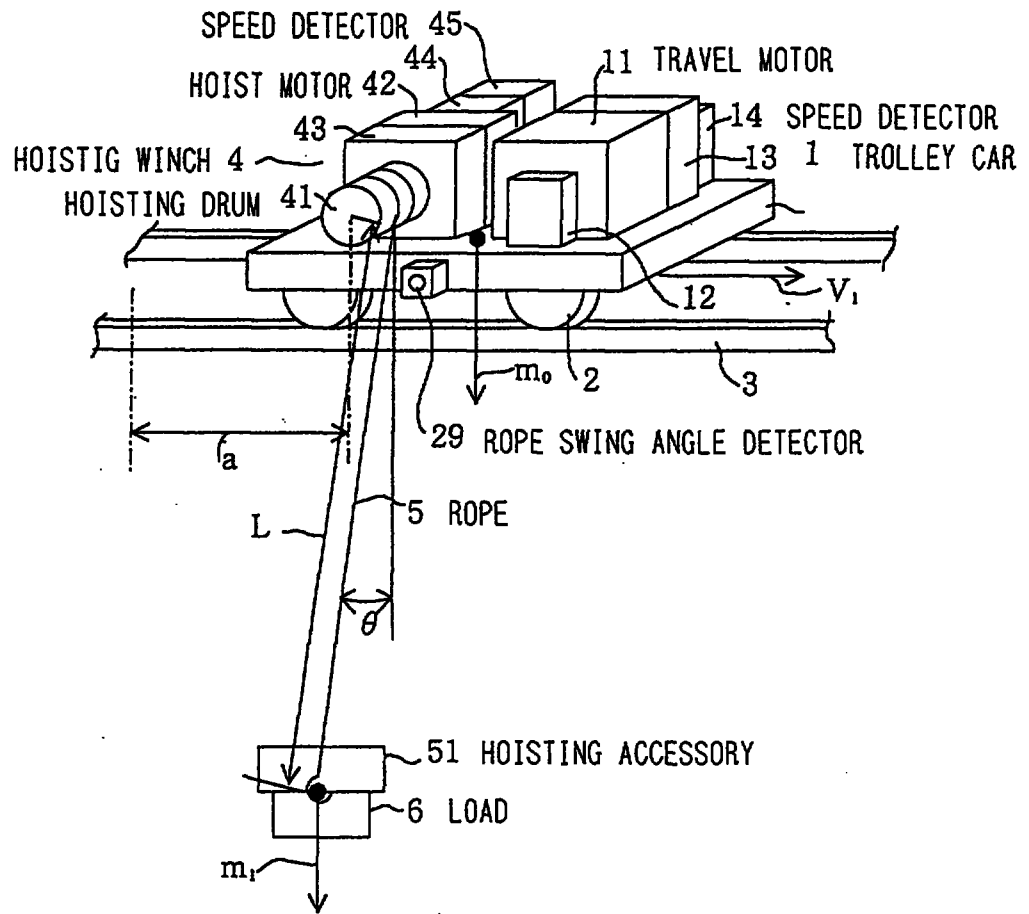


FIG.9

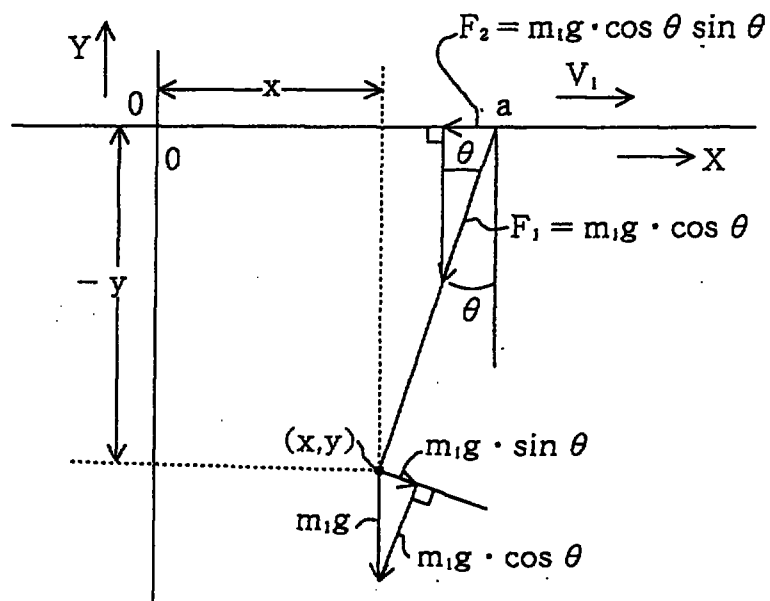


FIG.10

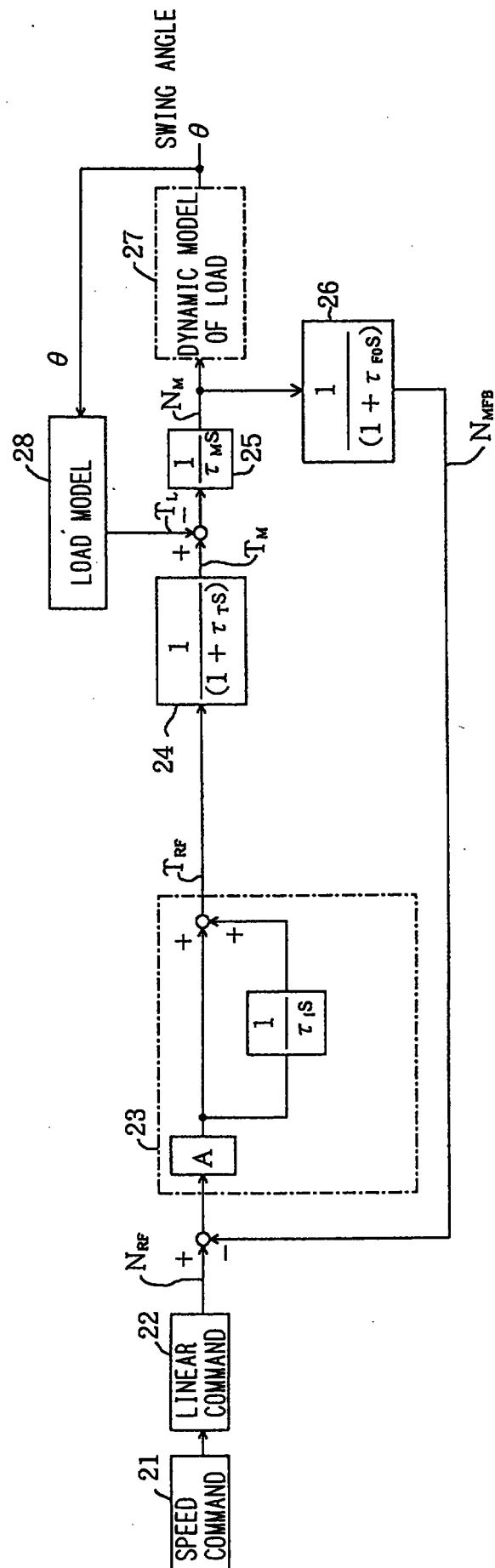


FIG.11

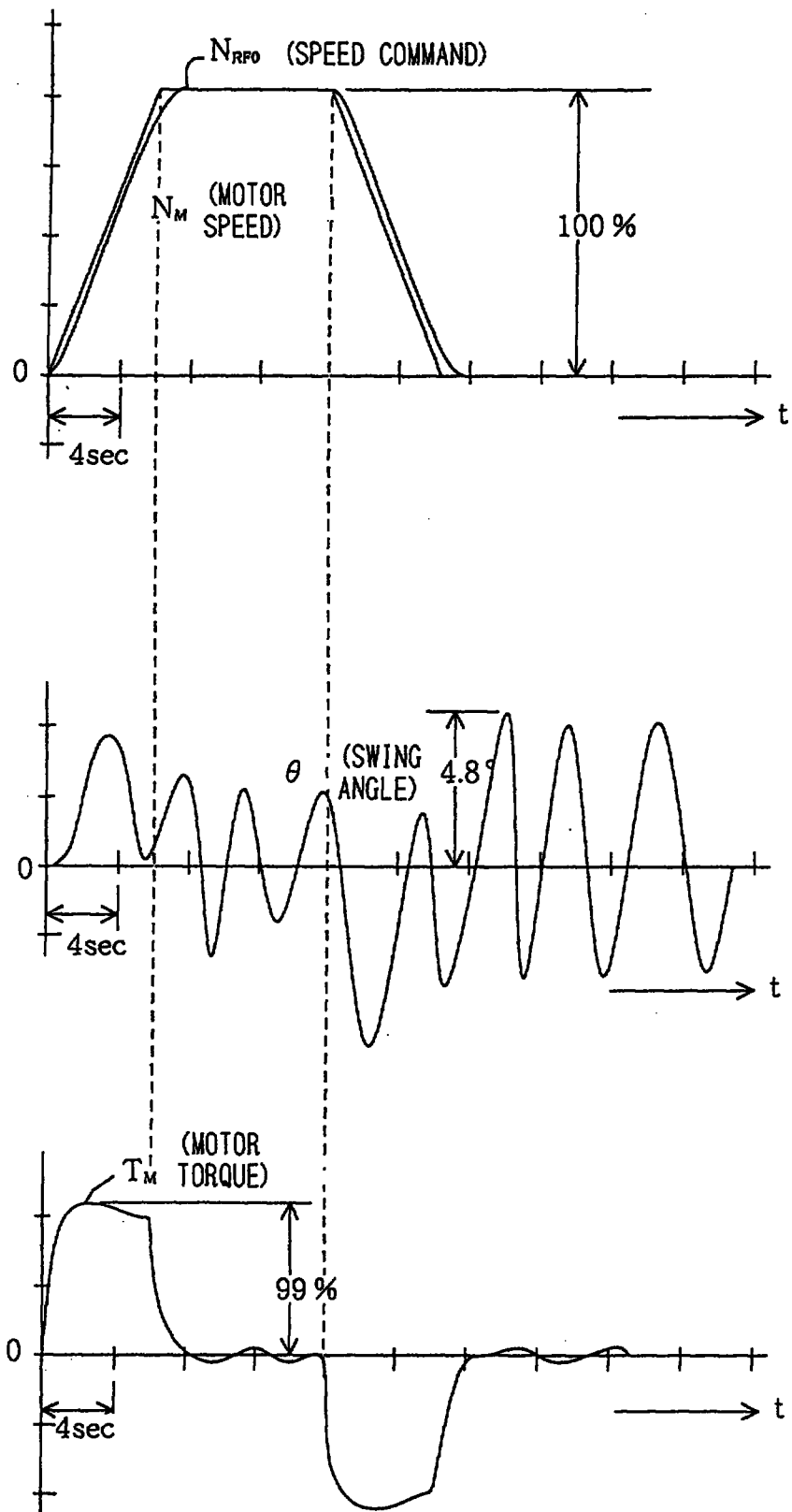


FIG. 12

