

- 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 11 により減速機 12 を介して回転駆動される。電動機 11 の回転軸には電磁ブレーキ 13 と走行用電動機 11 の速度を検出する速度検出器 14 が取り付けられている。

トロリー台車 1 には巻上ドラム 41 を備えた巻上機 4 が据え付けられており、巻上用電動機 42 により減速機 43 を介して巻上ドラム 41 を回転駆動するようにしてある。巻上用電動機 42 の回転軸には電磁ブレーキ 44 と電動機速度検出用のパルス信号発生器 45 が取り付けられている。巻上ドラム 41 にはロープ 5 が巻付けられ、ロープ 5 により吊具 51 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 20 により走行電動機 11 を制御するようにしてある。図 10 は走行駆動制御装置 20 のブロック図で、速度指令器 21 の速度指令信号を直線指令器 22 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 14 により検出し、1 次遅れ要素のフィルタ 26 を介して生成した電動機速度帰還信号 N_{mfb} との偏差を、比例ゲイン A および時定数 τ_1 の積分器を持つ速度制御器 23 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_T にて電動機トルクを制御する電動機トルク制御器 24 に入力し、走行用電動機 11 のトルク T_m を制御し、走行用電動機 11 の速度を制御する。なお、速度帰還信号 N_{mfb} 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。25 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 ($^\circ$) 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_{mfs}) 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の手速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手速 V_{LB} 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_B) とから、次式、

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

$$\text{ただし、} \omega_B = (g / L_B)^{1/2},$$

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_{RFPD}) を、前記速度指令器の出力の手速指令信号 (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_{RPI}) に従って、前記走行用電動機の手速制御器により前記走行用電動機の手速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 $-sX$ 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。

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

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。

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

数式10の左辺第3項の sX 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、 sX を V_L に置き換え、更に数式10の左辺を E_{RR} とすると、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

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_{Lz} 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_z 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_z 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。

$$\omega_z = \sqrt{\frac{g}{L_z}} \quad \dots (12)$$

$$E_{RR1} = \frac{N_{RFO}}{s} - \frac{N_{RFB}}{s} - \left(\frac{2\delta}{V_R \omega_z} \right) V_{Lz} \quad \dots (13)$$

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

- 7 -

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 の駆動軸に取り付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_{MFB} 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_{MFB} 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_r 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_s 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_s) から、前記数式 12 により前記角周波数 ω_s 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_{MFB} と前記角周波数演算信号 ω_s 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_{Ls} 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_{LB} 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_{VLB} 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_{VLB} を積分して得られた吊荷の走行方向速度 V_{LB1} 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_{LB} 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_R 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_R 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_{LB2} 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。

$$V_{LB2} = V_R N_{MFB} - s L_R \theta_R$$

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_{RFD} 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、ローブ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。

- 11 -

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_{LB} 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_E) とから、次式、

$$E_{ERR1} = N_{RFO} / s - N_{MFB} / s - \{ 2\delta / (V_R \omega_E) \} V_{LB}$$

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_{ERR1}) を求め、前記位置誤差信号 (E_{ERR1}) 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_{RFDp}) 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_{ERR1}) 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_{LB}) の代わりに、前記吊具上に取りつけた吊荷の走



- 1 2 -

行方向加速度検出器の検出信号 (a_{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_{RE1}) 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) と前記巻上電動機の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_{RE1}) 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。

