

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B1)

(11) 特許番号

特許第5680804号
(P5680804)

(45) 発行日 平成27年3月4日(2015.3.4)

(24) 登録日 平成27年1月16日(2015.1.16)

(51) Int.Cl. F 1
F 1 6 H 61/433 (2010.01) F 1 6 H 61/433
F 1 6 H 61/423 (2010.01) F 1 6 H 61/423

請求項の数 6 (全 17 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2014-526021 (P2014-526021)</p> <p>(86) (22) 出願日 平成25年12月27日 (2013.12.27)</p> <p>(86) 国際出願番号 PCT/JP2013/085265</p> <p>審査請求日 平成26年5月29日 (2014.5.29)</p> <p>早期審査対象出願</p>	<p>(73) 特許権者 000001236 株式会社小松製作所 東京都港区赤坂二丁目3番6号</p> <p>(74) 代理人 100089118 弁理士 酒井 宏明</p> <p>(72) 発明者 金子 慎治 栃木県小山市横倉新田110 株式会社小松製作所 栃木工場内</p> <p>(72) 発明者 大岩 泰司 神奈川県平塚市万田1200 株式会社小松製作所 開発本部内</p> <p>審査官 稲垣 彰彦</p> <p style="text-align: right;">最終頁に続く</p>
--	---

(54) 【発明の名称】 フォークリフト及びフォークリフトの制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

エンジンによって駆動される可変容量型の走行用油圧ポンプと、
 前記走行用油圧ポンプとの間で閉回路を形成し、前記走行用油圧ポンプから吐出した作動油によって駆動される油圧モータと、
 前記油圧モータによって駆動される駆動輪と、
 前記エンジンへの燃料供給量を増減操作するアクセル操作部と、
 前記エンジンの実エンジン回転数をもとに、前記走行用油圧ポンプの目標吸収トルク又は前記走行用油圧ポンプが有する斜板の目標斜板傾転角を演算する目標吸収トルク演算部と、
 前記走行用油圧ポンプの所定の斜板傾転角に対する低減割合を示すインチング率を操作するインチング操作部と、
 前記インチング操作部の操作量に対応する前記インチング率を求め、かつ前記アクセル操作部及び前記インチング操作部の両方が操作されている状態に限り、前記インチング率の下限値を0よりも大きい値とするインチング率演算部と、
 前記インチング率に基づいて前記目標吸収トルクを減少した補正吸収トルクに対応する補正吸収トルク指令又は前記インチング率に基づいて前記目標斜板傾転角を減少した補正斜板傾転角に対応する補正斜板傾転角指令を前記走行用油圧ポンプに出力する出力制御部と、
 を含む、フォークリフト。

【請求項 2】

前記インテグレーション率の下限値は、前記エンジンの回転速度と、そのエンジン回転速度から決定される、前記走行用油圧ポンプの目標吸収トルクとに基づいて決定される、請求項 1 に記載のフォークリフト。

【請求項 3】

前記インテグレーション率の下限値は、前記エンジンが出力する馬力又は前記走行用油圧ポンプの吸収馬力に応じて決定される、請求項 2 に記載のフォークリフト。

【請求項 4】

エンジンによって駆動される可変容量型の走行用油圧ポンプと、
前記走行用油圧ポンプとの間で閉回路を形成し、前記走行用油圧ポンプから吐出した作
動油によって駆動される油圧モータと、

前記油圧モータによって駆動される駆動輪と、

前記エンジンへの燃料供給量を増減操作するアクセル操作部と、前記走行用油圧ポンプの所定の斜板傾転角に対する低減割合を示すインテグレーション率を操作するインテグレーション操作部と、を含むフォークリフトを制御するにあたり、

前記インテグレーション操作部の操作量に対応する前記インテグレーション率を求め、かつ前記アクセル操作部及び前記インテグレーション操作部の両方が操作されている状態に限り、前記インテグレーション率の下限値を 0 よりも大きい値とし、

前記インテグレーション率に基づいて前記走行用油圧ポンプの目標吸収トルクを減少した補正吸収トルクに対応する補正吸収トルク指令又は前記インテグレーション率に基づいて前記走行用油圧ポンプが有する斜板の目標斜板傾転角を減少した補正斜板傾転角に対応する補正斜板傾転角指令を前記走行用油圧ポンプに出力する、

フォークリフトの制御方法。

【請求項 5】

前記インテグレーション率の下限値は、前記エンジンの回転速度と、そのエンジン回転速度から決定される、前記走行用油圧ポンプの目標吸収トルクとに基づいて決定される、請求項 4 に記載のフォークリフトの制御方法。

【請求項 6】

前記インテグレーション率の下限値は、前記エンジンが出力する馬力又は前記走行用油圧ポンプの吸収馬力に応じて決定される、請求項 5 に記載のフォークリフトの制御方法。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、エンジンによって駆動される可変容量型の油圧ポンプと、前記油圧ポンプとの間で閉回路を形成し、前記油圧ポンプから吐出した作動油によって駆動される油圧モータと、を有するフォークリフト及びフォークリフトの制御方法に関する。

【背景技術】

【0002】

駆動源であるエンジンと、駆動輪との間に H S T (Hydro Static Transmission: 静油圧式動力伝達装置) と称される油圧駆動装置が設けられているフォークリフトがある。油圧駆動装置は、閉回路である主油圧回路に、エンジンによって駆動される可変容量型の走行用油圧ポンプと、この走行用油圧ポンプから吐出された作動油によって駆動される可変容量型の油圧モータとを備えており、油圧モータの駆動を駆動輪に伝達することによって車両を走行させるようにしたものである。

【0003】

このような油圧駆動装置を適用したフォークリフトは、エンジンによって駆動される作業用油圧ポンプも備えており、作業用油圧ポンプから作動油を作業機用アクチュエータに供給して、作業機を駆動させる。このようなフォークリフトでは、走行用油圧ポンプの吸収トルクを増減させるインテグレーション制御が行われる(例えば、特許文献 1)。

【先行技術文献】

10

20

30

40

50

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】特開2012-057761号公報

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

特許文献1には、インチング率とメカブレーキ率とがともに0%以上となるオーバーラップ領域を求めることが記載されている。このようにすると、機械式ブレーキの制動力が発生している状態から走行用油圧ポンプに駆動力を発生させることができるので、フォークリフト1の発進時におけるタイムラグを小さくすることができる。しかし、走行用油圧ポンプは、内部摩擦等の影響により、作動油の流量が減少して0になるときと、作動油が吐出を開始して流量が増加するときとは異なる経路を通る、ヒステリシス特性を有する。このため、フォークリフトの停止時と発進時とでインチングペダルのストローク量が異なり、インチングペダルによるフォークリフトの位置調整が難しくなる可能性がある。

10

【0006】

本発明は、HSTを備えたフォークリフトにおいて、インチングペダルを踏み込んだときのストロークの変化を抑制することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明は、エンジンによって駆動される可変容量型の走行用油圧ポンプと、前記走行用油圧ポンプとの間で閉回路を形成し、前記走行用油圧ポンプから吐出した作動油によって駆動される油圧モータと、前記油圧モータによって駆動される駆動輪と、前記エンジンへの燃料供給量を増減操作するアクセル操作部と、前記エンジンの実エンジン回転数をもとに、前記走行用油圧ポンプの目標吸収トルク又は前記走行用油圧ポンプが有する斜板の目標斜板傾転角を演算する目標吸収トルク演算部と、前記走行用油圧ポンプの所定の斜板傾転角に対する低減割合を示すインチング率を操作するインチング操作部と、前記インチング操作部の操作量に対応する前記インチング率を求め、かつ前記アクセル操作部及び前記インチング操作部の両方が操作されている状態に限り、前記インチング率の下限値を0よりも大きい値とするインチング率演算部と、前記インチング率に基づいて前記目標吸収トルクを減少した補正吸収トルクに対応する補正吸収トルク指令又は前記インチング率に基づいて前記目標斜板傾転角を減少した補正斜板傾転角に対応する補正斜板傾転角指令を前記走行用油圧ポンプに出力する出力制御部と、を含む、フォークリフトである。

20

30

【0008】

前記インチング率の下限値は、前記エンジンの回転速度と、そのエンジン回転速度から決定される、前記走行用油圧ポンプの目標吸収トルクとに基づいて決定されることが好ましい。

【0009】

前記インチング率の下限値は、前記エンジンが出力する馬力又は前記走行用油圧ポンプの吸収馬力に応じて決定されることが好ましい。

【0010】

本発明は、エンジンによって駆動される可変容量型の走行用油圧ポンプと、前記走行用油圧ポンプとの間で閉回路を形成し、前記走行用油圧ポンプから吐出した作動油によって駆動される油圧モータと、前記油圧モータによって駆動される駆動輪と、前記エンジンへの燃料供給量を増減操作するアクセル操作部と、前記走行用油圧ポンプの所定の斜板傾転角に対する低減割合を示すインチング率を操作するインチング操作部と、を含むフォークリフトを制御するにあたり、前記インチング操作部の操作量に対応する前記インチング率を求め、かつ前記アクセル操作部及び前記インチング操作部の両方が操作されている状態に限り、前記インチング率の下限値を0よりも大きい値とし、前記インチング率に基づいて前記走行用油圧ポンプの目標吸収トルクを減少した補正吸収トルクに対応する補正吸収トルク指令又は前記インチング率に基づいて前記走行用油圧ポンプが有する斜板の目標斜

40

50

板傾転角を減少した補正斜板傾転角に対応する補正斜板傾転角指令を前記走行用油圧ポンプに出力する、フォークリフトの制御方法である。

【0011】

前記インテング率の下限値は、前記エンジンの回転速度と、そのエンジン回転速度から決定される、前記走行用油圧ポンプの目標吸収トルクとに基づいて決定されることが好ましい。

【0012】

前記インテング率の下限値は、前記エンジンが出力する馬力又は前記走行用油圧ポンプの吸収馬力に応じて決定されることが好ましい。

【0013】

本発明は、HSTを備えたフォークリフトにおいて、インテングペダルを踏み込んだときのストロークの変化を抑制することができる。

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】図1は、本実施形態に係るフォークリフトの全体構成を示す図である。

【図2】図2は、図1に示したフォークリフトの制御系統を示すブロック図である。

【図3】図3は、インテング操作量に対するインテング率の変化を示す図である。

【図4】図4は、実エンジン回転数に対するHSTポンプの目標吸収トルクの特性格を示す図である。

【図5】図5は、HSTポンプを制御するためのポンプ電磁比例制御バルブに与えられる指令信号と、ポンプ容量制御シリンダのピストン室圧力との関係を示す図である。

【図6】図6は、ポンプ容量制御シリンダのピストン室圧力とHSTポンプが吐出する作動油の流量Qとの関係を示す図である。

【図7】図7は、インテング率が変化する際の特性格を説明するための図である。

【図8】図8は、制御装置によるHSTポンプに対するインテング制御を含むポンプ制御を示すブロック図である。

【図9】図9は、インテング目標最大吸収トルクを求める際に用いられるマップの一例を示す図である。

【図10】図10は、同時操作状態におけるインテング率の制御例を示すフローチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0015】

以下、添付図面を参照してこの発明を実施するための形態について説明する。

【0016】

<フォークリフト>

図1は、本実施形態に係るフォークリフト1の全体構成を示す図である。図2は、図1に示したフォークリフトの制御系統を示すブロック図である。フォークリフト1は、駆動輪2a及び操向輪2bを有した車体3と、車体3の前方に設けられる作業機5とを有する。車体3には、内燃機関としてのエンジン4、エンジン4を駆動源として駆動する可変容量型の走行用油圧ポンプ10及び作業機油圧ポンプ16が設けられる。駆動輪2aは、可変容量型の走行用油圧ポンプ10と可変容量型の油圧モータ20とを閉じた油圧回路で連通させ、油圧モータ20の動力で駆動される。このように、フォークリフト1は、HSTによって走行する。本実施形態において、走行用油圧ポンプ10及び作業機油圧ポンプ16は、いずれも斜板を有し、斜板の傾転角が変更されることにより、容量が変化する。

【0017】

作業機5は、フォーク6を昇降させるリフトシリンダ7及びフォーク6をチルトさせるチルトシリンダ8を有する。車体3の運転席には、前後進レバー42a、インテング操作部としてのインテングペダル(ブレーキペダル)40a、アクセル操作部としてのアクセルペダル41a並びに作業機5を操作するためのリフトレバー及びチルトレバーを含む図示しない作業機操作レバーが設けられる。インテングペダル40aは、インテング率を操

10

20

30

40

50

作する。アクセルペダル 4 1 a は、エンジン 4 への燃料供給量を増減操作する。インチングペダル 4 0 a 及びアクセルペダル 4 1 a は、フォークリフト 1 のオペレータが、運転席から足踏み操作できる位置に設けられている。図 1 では、インチングペダル 4 0 a とアクセルペダル 4 1 a とが重なった状態で描かれている。

【 0 0 1 8 】

図 2 に示すように、フォークリフト 1 は、閉回路となる主油圧回路 1 0 0 の油圧供給管路 1 0 a、1 0 b によって接続された走行用油圧ポンプ 1 0 及び油圧モータ 2 0 を備えている。走行用油圧ポンプ 1 0 (以下、適宜 H S T ポンプ 1 0 という) は、エンジン 4 によって駆動されて作動油を吐出する装置である。本実施形態において、H S T ポンプ 1 0 は、例えば、斜板傾転角を変更することによって容量を変更することのできる可変容量型のポンプである。

10

【 0 0 1 9 】

油圧モータ 2 0 (以下、適宜 H S T モータ 2 0 という) は、H S T ポンプ 1 0 から吐出された作動油によって駆動される。油圧モータ 2 0 は、例えば、斜板傾転角を変更することによって容量を変更することのできる可変容量型の油圧モータである。H S T モータ 2 0 は、固定容量型の油圧モータであってもよい。H S T モータ 2 0 は、その出力軸 2 0 a がトランスファ 2 0 b を介して駆動輪 2 a に接続してあり、駆動輪 2 a を回転駆動することでフォークリフト 1 を走行させることができる。

【 0 0 2 0 】

H S T モータ 2 0 は、H S T ポンプ 1 0 からの作動油の供給方向に応じて回転方向を切り替えることが可能である。H S T モータ 2 0 の回転方向が切り替えられることにより、フォークリフト 1 を前進又は後進させることができる。以下の説明においては、便宜上、油圧供給管路 1 0 a から H S T モータ 2 0 に作動油が供給された場合にフォークリフト 1 が前進し、油圧供給管路 1 0 b から H S T モータ 2 0 に作動油が供給された場合にフォークリフト 1 が後進するものとする。

20

【 0 0 2 1 】

このフォークリフト 1 は、ポンプ容量設定ユニット 1 1、モータ容量設定ユニット 2 1 及びチャージポンプ 1 5 を有する。ポンプ容量設定ユニット 1 1 は、H S T ポンプ 1 0 に設けられる。ポンプ容量設定ユニット 1 1 は、前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2、後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 及びポンプ容量制御シリンダ 1 4 を備える。ポンプ容量設定ユニット 1 1 は、前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2 及び後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 に対して、後述する制御装置 3 0 から指令信号が与えられる。ポンプ容量設定ユニット 1 1 は、制御装置 3 0 から与えられた指令信号に応じてポンプ容量制御シリンダ 1 4 が作動し、H S T ポンプ 1 0 の斜板傾転角が変化することによってその容量が変更される。

30

【 0 0 2 2 】

ポンプ容量制御シリンダ 1 4 は、シリンダケース 1 4 C 内にピストン 1 4 a が収納されている。ピストン 1 4 a は、シリンダケース 1 4 C とピストン 1 4 a との間の空間に作動油が供給されることによって、シリンダケース 1 4 C 内を往復する。ポンプ容量制御シリンダ 1 4 は、斜板傾転角が 0 の状態において、ピストン 1 4 a が中立位置に保持されている。このため、エンジン 4 が回転しても、H S T ポンプ 1 0 から主油圧回路 1 0 0 へ吐出される作動油の量はゼロである。

40

【 0 0 2 3 】

H S T ポンプ 1 0 の斜板傾転角が 0 の状態から、例えば、前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2 に対して制御装置 3 0 から H S T ポンプ 1 0 の容量を増大する旨の指令信号が与えられると、この指令信号に応じて前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2 からポンプ容量制御シリンダ 1 4 に対してポンプ制御圧力が与えられる。その結果、ピストン 1 4 a は、図 2 において左側に移動する。ポンプ容量制御シリンダ 1 4 のピストン 1 4 a が図 2 において左側に移動すると、これに連動して H S T ポンプ 1 0 の斜板が油圧供給管路 1 0 a に対して作動油を吐出する方向へ向けて傾く。

50

【 0 0 2 4 】

前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2 からのポンプ制御圧力が増大するにしたがって、ピストン 1 4 a の移動量が大きくなる。このため、H S T ポンプ 1 0 における斜板の傾転角は、その変化量も大きなものとなる。つまり、前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2 に対して制御装置 3 0 から指令信号が与えられると、この指令信号に応じたポンプ制御圧力が前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2 からポンプ容量制御シリンダ 1 4 に与えられる。前述したポンプ制御圧力によって、ポンプ容量制御シリンダ 1 4 が作動することにより、H S T ポンプ 1 0 の斜板が油圧供給管路 1 0 a に対して所定量の作動油を吐出できるように傾く。この結果、エンジン 4 が回転すれば、H S T ポンプ 1 0 から油圧供給管路 1 0 a に作動油が吐出されて、H S T モータ 2 0 は前進方向に回転する。

10

【 0 0 2 5 】

前述の状態において、前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2 に対して制御装置 3 0 から H S T ポンプ 1 0 の容量を減少する旨の指令信号が与えられると、この指令信号に応じて前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2 からポンプ容量制御シリンダ 1 4 に供給されるポンプ制御圧力が減少する。このため、ポンプ容量制御シリンダ 1 4 のピストン 1 4 a は、中立位置に向かって移動する。この結果、H S T ポンプ 1 0 の斜板傾転角が減少し、H S T ポンプ 1 0 から油圧供給管路 1 0 a への作動油の吐出量が減少する。

【 0 0 2 6 】

制御装置 3 0 が、後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 に対して H S T ポンプ 1 0 の容量を増大する旨の指令信号が与えると、この指令信号に応じて後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 からポンプ容量制御シリンダ 1 4 に対してポンプ制御圧力が与えられる。すると、ピストン 1 4 a は、図 2 において右側に移動する。ポンプ容量制御シリンダ 1 4 のピストン 1 4 a が、図 2 において右側に移動すると、これに連動して H S T ポンプ 1 0 の斜板が油圧供給管路 1 0 b に対して作動油を吐出する方向へ向かって傾転する。

20

【 0 0 2 7 】

後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 から供給されるポンプ制御圧力が増大するにしたがってピストン 1 4 a の移動量が大きくなるため、H S T ポンプ 1 0 の斜板傾転角の変化量は大きくなる。つまり、後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 に対して制御装置 3 0 から指令信号が与えられると、この指令信号に応じたポンプ制御圧力が後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 からポンプ容量制御シリンダ 1 4 に与えられる。そして、ポンプ容量制御シリンダ 1 4 の作動により H S T ポンプ 1 0 の斜板が油圧供給管路 1 0 b に対して所望量の作動油を吐出できるように傾く。この結果、エンジン 4 が回転すると、H S T ポンプ 1 0 から油圧供給管路 1 0 b に作動油が吐出されて、H S T モータ 2 0 は、後進方向に回転する。

30

【 0 0 2 8 】

後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 に対して制御装置 3 0 から H S T ポンプ 1 0 の容量を減少する旨の指令信号が与えられると、この指令信号に応じて後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 からポンプ容量制御シリンダ 1 4 に供給するポンプ制御圧力が減少し、ピストン 1 4 a が中立位置に向けて移動する。この結果、H S T ポンプ 1 0 の斜板傾転角が減少するので、H S T ポンプ 1 0 から油圧供給管路 1 0 b へ吐出される作動油の量が減少する。

40

【 0 0 2 9 】

モータ容量設定ユニット 2 1 は、H S T モータ 2 0 に設けられる。モータ容量設定ユニット 2 1 は、モータ電磁比例制御バルブ 2 2、モータ用シリンダ制御バルブ 2 3 及びモータ容量制御シリンダ 2 4 を備えている。モータ容量設定ユニット 2 1 では、モータ電磁比例制御バルブ 2 2 に対して制御装置 3 0 から指令信号が与えられると、モータ電磁比例制御バルブ 2 2 からモータ用シリンダ制御バルブ 2 3 にモータ制御圧力が供給されて、モータ容量制御シリンダ 2 4 が作動する。モータ容量制御シリンダ 2 4 が作動すると、これに連動して H S T モータ 2 0 の斜板傾転角が変化することになる。このため、制御装置 3 0 からの指令信号に応じて H S T モータ 2 0 の容量が変更されることになる。具体的には、

50

モータ容量設定ユニット 2 1 は、モータ電磁比例制御バルブ 2 2 から供給されるモータ制御圧力が増加するにしたがって、H S T モータ 2 0 の斜板傾転角が減少するようになっている。

【 0 0 3 0 】

チャージポンプ 1 5 は、エンジン 4 によって駆動される。チャージポンプ 1 5 は、前述した前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2 及び後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 を介してポンプ容量制御シリンダ 1 4 にポンプ制御圧力を供給する。また、チャージポンプ 1 5 は、モータ電磁比例制御バルブ 2 2 を介してモータ用シリンダ制御バルブ 2 3 にモータ制御圧力を供給する機能を有している。

【 0 0 3 1 】

本実施形態において、エンジン 4 は、H S T ポンプ 1 0 の他に、作業機油圧ポンプ 1 6 を駆動する。この作業機油圧ポンプ 1 6 は、作業機 5 を駆動するための作業用アクチュエータであるリフトシリンダ 7 及びチルトシリンダ 8 に作動油を供給する。

【 0 0 3 2 】

フォークリフト 1 は、インチングポテンシオメータ（ブレーキポテンシオメータ）4 0 、アクセルポテンシオメータ 4 1 、前後進レバースイッチ 4 2 、エンジン回転センサ 4 3 及び車速センサ 4 6 を備えている。

【 0 0 3 3 】

インチングポテンシオメータ 4 0 は、インチングペダル（ブレーキペダル）4 0 a が操作された場合に、その操作量を検出して出力する。インチングペダル 4 0 a の操作量は、インチング操作量 I_s である。インチングポテンシオメータ 4 0 が出力するインチング操作量 I_s は、制御装置 3 0 に入力される。

【 0 0 3 4 】

図 3 は、インチング操作量 I_s に対するインチング率 I の変化を示す図である。図 3 の縦軸はインチング率 I であり、横軸はインチング操作量 I_s である。インチング率 I とは、H S T ポンプ 1 0 の所定の斜板傾転角に対する低減割合を示すものであり、H S T ポンプ 1 0 の目標吸収トルクの低減割合とも言い換えることができる。インチング率 I が 1 0 0 % であるときエンジン 4 の駆動力はすべて H S T ポンプ 1 0 に伝達され、インチング率 I が 0 % であるときエンジン 4 の駆動力は H S T ポンプ 1 0 に伝達されない。本実施形態において、図 3 の特性線 L 1 に示すように、例えば、インチングポテンシオメータ 4 0 が検出したインチング操作量 I_s が 0 % から 5 0 % の範囲において、インチング率 I は、1 0 0 % から 0 % に変化する。インチング操作量 I_s が 5 0 % から 1 0 0 % の範囲において、特性線 L B に示すように、図示しない機械式ブレーキの効き具合を示すメカブレーキ率 B は、0 % から 1 0 0 % に変化する。

【 0 0 3 5 】

本実施形態において、インチングペダル 4 0 a 及びアクセルペダル 4 1 a の両方が操作されている、すなわち踏み込まれている場合、インチング率 I の下限値は、0 % よりも大きい値に維持される。以下において、インチング率の下限値を、適宜最小インチング率ともいう。インチングペダル 4 0 a 及びアクセルペダル 4 1 a の両方が操作されている状態を、適宜同時操作状態という。図 3 に示す例では、同時操作状態において、インチング率は、図 3 の横軸と平行な直線 L 1 a 又は L 1 b で示される最小インチング率 $I_{m a}$ 又は最小インチング率 $I_{m b}$ に維持される。以下において、これらを区別しない場合、最小インチング率 I_m ともいう。

【 0 0 3 6 】

例えば、インチングペダル 4 0 a 及びアクセルペダル 4 1 a の両方が同時に踏み込まれた場合、インチングペダル 4 0 a の踏み込み量が大きくなるにしたがってインチング操作量 I_s が増加する。インチング操作量 I_s が増加するにしたがってインチング率 I は特性線 L 1 に沿って減少する。インチング率 I が低下して最小インチング率 I_m になると、その後は、インチング操作量 I_s が増加しても、インチング率 I は、最小インチング率 I_m に維持される。

10

20

30

40

50

【 0 0 3 7 】

最小インテング率 I_m は、後述するエンジン回転センサ 4 3 が検出したエンジン 4 の回転数から求められた回転速度と、その回転速度から決定される H S T ポンプ 1 0 の目標吸収トルクとに基づいて決定される。すなわち、最小インテング率 I_m は、エンジン 4 の出力（馬力）の変化に応じて変化する。

【 0 0 3 8 】

図 4 は、実エンジン回転数 N_r に対する H S T ポンプ 1 0 の目標吸収トルク T_m の特性線 L_2 を示す図である。この特性線 L_2 にインテング率 I を乗算することによって、特性線 L_2 は、例えば特性線 L_3 に変化することを示している。すなわち、インテング率 I の減少によって、H S T ポンプ 1 0 の目標吸収トルク T_m が減少する。このように、インテング率 I は、H S T ポンプ 1 0 の目標吸収トルク T_m の減少率に対応する。

10

【 0 0 3 9 】

本実施形態において、フォークリフト 1 のオペレータがインテングペダル 4 0 a から足を放して、機械式ブレーキによる制動力を減少又は 0 にすることを、ブレーキを開くと称する。ブレーキを閉じるとは、フォークリフト 1 のオペレータがインテングペダル 4 0 a を踏み込んで、機械式ブレーキによる制動力を発生又は増加させることをいう。

【 0 0 4 0 】

アクセルポテンシオメータ 4 1 は、アクセルペダル 4 1 a が操作された場合にその操作量 A_s を出力するものである。アクセルペダル 4 1 a の操作量 A_s は、アクセル開度 A_s ともいう。アクセルポテンシオメータ 4 1 が出力するアクセル開度 A_s は、制御装置 3 0 に入力される。

20

【 0 0 4 1 】

前後進レバースイッチ 4 2 は、フォークリフト 1 の進行方向を入力するための選択スイッチである。本実施形態では、運転席から選択操作できる位置に設けた前後進レバー 4 2 a の操作により、前進と、ニュートラルと、後進との 3 つの進行方向を選択することのできる前後進レバースイッチ 4 2 を適用している。この前後進レバースイッチ 4 2 によって選択された進行方向を示す情報は、選択情報として制御装置 3 0 に与えられることになる。

【 0 0 4 2 】

エンジン回転センサ 4 3 は、エンジン 4 の実際の回転数を検出するものである。エンジン回転センサ 4 3 によって検出されたエンジン 4 の回転数は、実エンジン回転数 N_r である。実エンジン回転数 N_r を示す情報は、制御装置 3 0 に入力される。本実施形態において、実エンジン回転数 N_r は、単位時間あたりにおける実エンジン回転数 N_r 、すなわち実エンジン回転速度として取り扱われる。

30

【 0 0 4 3 】

制御装置 3 0 は、処理部 3 0 C と記憶部 3 0 M とを含む。制御装置 3 0 は、例えば、コンピュータを備え、フォークリフト 1 の制御に関する各種の処理を実行する装置である。処理部 3 0 C は、例えば、C P U (Central Processing Unit) とメモリとを組み合わせ構成される。処理部 3 0 C は、記憶部 3 0 M に記憶されている、主油圧回路 1 0 0 を制御するためのコンピュータプログラムを読み込んでこれに記述されている命令を実行することにより、主油圧回路 1 0 0 の動作を制御する。記憶部 3 0 M は、前述したコンピュータプログラム及び主油圧回路 1 0 0 の制御に必要なデータ等を記憶している。記憶部 3 0 M は、例えば、R O M (Read Only Memory)、ストレージデバイス又はこれらの組合せによって構成される。

40

【 0 0 4 4 】

制御装置 3 0 には、インテングポテンシオメータ 4 0、アクセルポテンシオメータ 4 1、前後進レバースイッチ 4 2、エンジン回転センサ 4 3 及び車速センサ 4 6 といった各種センサ類が電氣的に接続されている。制御装置 3 0 は、これらの各種センサ類からの入力信号に基づいて、前進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 2、後進用ポンプ電磁比例制御バルブ 1 3 の指令信号を生成し、かつ生成した指令信号をそれぞれの電磁比例制御バルブ 1 2

50

、 13、22 に与える。

【0045】

< インチング率 I が変化する際の特徴について >

図5は、HSTポンプ10を制御するためのポンプ電磁比例制御バルブに与えられる指令信号 i_{ep} と、ポンプ容量制御シリンダ14のピストン室圧力 P_{ep} との関係を示す図である。図6は、ポンプ容量制御シリンダ14のピストン室圧力 P_{ep} とHSTポンプ10が吐出する作動油の流量 Q との関係を示す図である。図7は、インチング率 I が変化する際の特徴を説明するための図である。ポンプ電磁比例制御バルブは、図2に示す前進用ポンプ電磁比例制御バルブ12及び後進用ポンプ電磁比例制御バルブ13である。ピストン室圧力 P_{ep} は、図2に示すポンプ容量制御シリンダ14のシリンダケース14cとピストン14aとの間の空間に供給される作動油の圧力である。

10

【0046】

図5及び図6の矢印 ST は、図2に示すHSTポンプ10が吐出する作動油の流量が増加する際の変化を示し、矢印 SP は、HSTポンプ10が吐出する作動油の流量が減少する際の変化を示す。図5に示すように、ポンプ電磁比例制御バルブに与えられる指令信号 i_{ep} が増加すると、ピストン室圧力 P_{ep} は増加して、図6に示すように、HSTポンプ10から吐出される作動油の流量 Q が増加する。指令信号 i_{pe} が減少すると、ピストン室圧力 P_{ep} は減少して、図6に示すように、HSTポンプ10から吐出される作動油の流量 Q が減少する。

【0047】

20

図5に示すように、指令信号 i_{ep} が増加するときにおけるピストン室圧力 P_{ep} の増加の経路と、指令信号 i_{ep} が低下するときにおけるピストン室圧力 P_{ep} の低下の経路とは異なる。このため、図6に示すように、ピストン室圧力 P_{ep} が増加するときにおける流量 Q の増加の経路と、ピストン室圧力 P_{ep} が低下するときにおける流量 Q の低下の経路とは異なる。このように、HSTポンプ10が吐出する作動油の流量 Q の変化は、ヒステリシス特性を有する。

【0048】

インチング率 I が増加する場合は、HSTポンプ10が吐出する作動油の流量 Q が増加する場合に対応し、インチング率 I が低下する場合は、HSTポンプ10が吐出する作動油の流量 Q が低下する場合に対応する。図7においては、インチング率 I が減少するときの経路が L_{sp} であり、インチング率 I が増加するときの経路が L_{si} である。前述したように、HSTポンプ10が吐出する作動油の流量 Q がヒステリシス特性をもって変化するので、図7に示すように、インチング操作量 I_s に対するインチング率 I の変化も、ヒステリシス特性を有する。

30

【0049】

インチング率 I が低下する場合と増加する場合とで、インチング率 I の経路 L_{sp} と経路 L_{si} とが横軸と交差する点異なる。このため、インチングペダル40aを踏み込んでフォークリフト1を停止させる場合と、インチングペダル40aを解除してフォークリフト1を発進させる場合とで、インチングペダル40aの位置異なる。具体的には、フォークリフト1が停止するときの方が、フォークリフト1が発進するときよりもインチングペダル40aを多く踏み込むことになるので、後者の方がインチングペダル40aの位置は手前、すなわちオペレータ側になる。

40

【0050】

例えば、オペレータが、アクセルペダル41aを少し踏み込んだ状態からインチングペダル40aを少しずつ放し、フォークリフト1を微速で発進させる。そして、オペレータが、目標の位置でフォークリフト1を停止させようとしてインチングペダル40aを踏み込むと、フォークリフト1が発進したときにおけるインチングペダル40aのストロークよりも深い位置、すなわち、インチングペダル40aがよりオペレータから離れた位置でフォークリフト1が停止する。このように、オペレータが、アクセルペダル41aを少し踏み込んだ状態、かつインチングペダル40aを踏み込んだ状態で、インチングペダル4

50

0 aの操作によってフォークリフト1の停止位置を微調整することは難しい。これは、前述したように、H S Tポンプ10が吐出する作動油の流量Qがヒステリシス特性をもって変化する結果、イン칭ング操作量I sに対するイン칭ング率Iの変化もヒステリシス特性を有することが原因である。

【0051】

前述したように、本発明に係るフォークリフト1は、同時操作状態において、イン칭ング率Iの下限値が最小イン칭ング率I mに維持される。このようにすることで、イン칭ング操作量I sが増加した場合、イン칭ング率Iは最小イン칭ング率I mよりも小さくなることはないので、同時操作状態において、H S Tポンプ10は、最小イン칭ング率I mに対応した流量Qの作動油を吐出し、駆動力を発生させている。このため、フォークリフト1は最低限の駆動力を維持することができる。その結果、同時操作状態において、機械式ブレーキの制動力により発進停止を行った場合、発進時におけるタイムラグを低減することができる。また、同時操作状態において、H S Tポンプ10は、最小イン칭ング率I mに対応した流量Qの作動油を吐出しているため、機械式ブレーキの制動力がなくなった時点で、図1に示す駆動輪2 aにH S Tポンプ10の駆動力が速やかに伝達される。その結果、イン칭ング率Iが変化する際のヒステリシス特性の影響を低減できるので、フォークリフト1の発進時と停止時とのイン칭ングペダル40 aのストロークの変化を抑制させることができる。このため、フォークリフト1の停止位置を微調整する際の操作性を向上することができる。

【0052】

フォークリフト1は、同時操作状態以外、すなわち、イン칭ングペダル40 aが単独で操作されたときには、イン칭ング率Iとメカブレーキ率Bとの両方が同じイン칭ング操作量I sで0%になる。このため、機械式ブレーキの制動力でH S Tポンプ10の駆動力を消費することが回避される。その結果、フォークリフト1は、イン칭ング率Iの下限値を最小イン칭ング率I mに維持することによる損失及びこれに起因する燃費の悪化を最小限に抑えることができる。

【0053】

なお、仮に、イン칭ング率Iとメカブレーキ率Bとの両方が0%以上となるオーバーラップ領域を設けた場合も、イン칭ング率Iが変化する際のヒステリシス特性の影響を低減できる。しかし、オーバーラップ領域を設けると、燃費の悪化を招く可能性がある。本実施形態は、オーバーラップ領域を設けなくても、イン칭ング率Iが変化する際のヒステリシス特性の影響を低減できる。このため、フォークリフト1の発進時と停止時とのイン칭ングペダル40 aのストロークの変化を抑制させ、かつ燃費の悪化を最小限に抑えることができる。

【0054】

図8は、制御装置30によるH S Tポンプ10に対するイン칭ング制御を含むポンプ制御を示すブロック図である。図9は、イン칭ング目標最大吸収トルクを求める際に用いられるマップM Pの一例を示す図である。図8に示すように、制御装置30は、目標吸収トルク演算部31、イン칭ング率演算部32、燃料噴射量演算部33及びH S Tポンプ電磁比例制御出力電流変換部37を有する。

【0055】

目標吸収トルク演算部31は、エンジン回転センサ43が検出した実エンジン回転数(実エンジン回転速度)N rをもとに、H S Tポンプ10の目標吸収トルクT mを演算する。目標吸収トルク演算部31は、実エンジン回転数N rに対する目標吸収トルクT mの特性を示すマップM 1を有している。目標吸収トルク演算部31は、マップM 1上の特性線L 2で示されるような実エンジン回転数N rと目標吸収トルクT mとの関係をもとに、入力された実エンジン回転数N rに対応する目標吸収トルクT mを算出し、この目標吸収トルクT mを乗算部36及びイン칭ング率演算部32に出力する。特性線L 2は、例えば、図2に示すエンジン4の燃料消費率が最小になるように定められる。

【0056】

インテング率演算部 3 2 は、判定部 3 2 A と、第 1 切替部 3 2 B と、モジュレーション部 3 2 C と、第 1 大選択部 3 2 D と、インテング目標最大吸収トルク計算部 3 2 E と、インテング率計算部 3 2 F と、最小インテング率計算部 3 2 G と、第 2 切替部 3 2 H と、第 2 大選択部 3 2 I とを含む。判定部 3 2 A は、同時操作状態か否かを判定する。このため、判定部 3 2 A は、インテングポテンシオメータ 4 0 及びアクセルポテンシオメータ 4 1 からそれぞれインテング操作量 I_s 及びアクセル開度 A_s を取得する。

【 0 0 5 7 】

インテング操作量 I_s が所定の第 1 閾値以上かつアクセル開度 A_s が所定の第 2 閾値以上である場合、判定部 3 2 A は、同時操作状態であると判定し、第 1 切替部 3 2 B 及び第 2 切替部 3 2 H を ON 側に切り替える。このようにすると、第 1 切替部 3 2 B からは、最小インテング率計算部 3 2 G の計算結果である最小インテング率 I_m が出力される。第 2 切替部 3 2 H からは、HST ポンプ 1 0 の吸収トルクとして 0 % が出力される。

10

【 0 0 5 8 】

インテング操作量 I_s が所定の第 1 閾値以上かつアクセル開度 A_s が所定の第 2 閾値以上である条件を満たさない場合、判定部 3 2 A は、第 1 切替部 3 2 B 及び第 2 切替部 3 2 H を OFF 側に切り替える。このようにすると、第 1 切替部 3 2 B からは、インテング率 I として 0 % が出力される。第 2 切替部 3 2 H からは、HST ポンプ 1 0 の吸収トルクとして T_a が出力される。

【 0 0 5 9 】

同時操作状態でない場合、第 2 切替部 3 2 H からは、HST ポンプ 1 0 の吸収トルクとして T_a が出力されるが、HST ポンプ 1 0 の吸収トルクが T_a (例えば、5 kgf・m 程度) 以下の状態でインテングペダル 4 0 a を単独で操作して減速中に、アクセルペダル 4 1 a が踏み込まれることがある。この場合、インテング目標最大吸収トルク計算部 3 2 E が求めたインテング時におけるインテング目標最大吸収トルク T_i によってインテング率 I が増加し、フォークリフト 1 は加速するので、モジュレーション部 3 2 C によって加速感を緩和する。モジュレーション部 3 2 C は、第 2 切替部 3 2 H が OFF から ON になるとモジュレーションを実行し、第 2 切替部 3 2 H が OFF から ON になるとモジュレーションをかけない。

20

【 0 0 6 0 】

大選択部 3 2 D は、モジュレーション部 3 2 C の出力と、目標吸収トルク演算部 3 1 から出力された目標最大吸収トルク T_m とを比較し、大きい方を出力する。大選択部 3 2 D の選択結果は、インテング目標最大吸収トルク計算部 3 2 E 及びインテング率計算部 3 2 F に入力される。インテング目標最大吸収トルク計算部 3 2 E は、例えば、図 9 に示すマップ MP に基づき、インテング目標最大吸収トルク T_i を計算する。

30

【 0 0 6 1 】

マップ MP には、インテング操作量 I_{s1} 、 I_{s2} 、 \dots 、 I_{sn-1} 、 I_{sn} (%) と、最大吸収トルク T_{mx1} 、 T_{mx2} 、 \dots 、 T_{mxk} とに応じて予め決定されたインテング目標最大吸収トルク T_{ia} 、 T_{ib} 、 \dots 、 T_{ix} が記述されている。符号に付された数値及びアルファベットは、インテング操作量 I_{s1} 、 I_{s2} 、 \dots 、 I_{sn-1} 、 I_{sn} 又は複数の最大吸収トルク T_{mx1} 、 T_{mx2} 、 \dots 、 T_{mxk} 等を識別するために付されている。識別が不要である場合、インテング操作量 I_s 、最大吸収トルク T_{mx} 、インテング目標最大吸収トルク T_i という。n、k は、1 以上の整数である。

40

【 0 0 6 2 】

インテング操作量 I_s が所定の大きさ以上になると、インテング目標最大吸収トルク T_i は 0 になる。インテング操作量 I_s が所定の大きさ未満の場合、インテング操作量 I_s が同一であれば、インテング目標最大吸収トルク T_i は最大吸収トルク T_{mx} が大きくなるにしたがって大きくなる。最大吸収トルク T_{mx} が同一である場合、インテング目標最大吸収トルク T_i はインテング操作量 I_s が大きくなるにしたがって小さくなる。

【 0 0 6 3 】

インテング目標最大吸収トルク計算部 3 2 E は、インテングポテンシオメータ 4 0 から

50

インテング操作量 I_s と、第 1 大選択部 3 2 D からの出力とを取得する。同時操作状態において、大選択部 3 2 D からは目標吸収トルク演算部 3 1 からの目標吸収トルク T_m が出力される。このため、同時操作状態において、インテング目標最大吸収トルク計算部 3 2 E は、目標吸収トルク T_m を最大吸収トルク $T_{m \times}$ としてマップ MP に与える。同時に、インテング目標最大吸収トルク計算部 3 2 E はインテングポテンショメータ 4 0 から取得したインテング操作量 I_s をマップ MP に与えて、対応するインテング目標最大吸収トルク T_i を求める。このように、目標吸収トルク T_m とインテング操作量 I_s とからインテング目標最大吸収トルク T_i を求めることにより、同時操作状態におけるフォークリフト 1 の車速の変化を適切にして、フォークリフト 1 の操作性を向上させることができる。

【 0 0 6 4 】

インテング率計算部 3 2 F は、第 1 大選択部 3 2 D からの出力と、インテング目標最大吸収トルク計算部 3 2 E が求めたインテング目標最大吸収トルク T_i とを取得し、これらを用いてインテング率 I を計算する。同時操作状態において、大選択部 3 2 D からは目標吸収トルク演算部 3 1 からの目標吸収トルク T_m が出力される。このため、インテング率 I [%] は、式 (1) で求めることができる。

$$I = T_i / T_m \times 100 \cdots (1)$$

【 0 0 6 5 】

最小インテング率計算部 3 2 G は、目標吸収トルク演算部 3 1 によって求められた目標吸収トルク T_m と、エンジン回転センサ 4 3 から取得した実エンジン回転数 N_r とから、最小インテング率 I_m を求める。本実施形態において、最小インテング率 I_m [%] は、式 (2) によって求めることができる。 K_n は、係数であり、実エンジン回転数 N_r によって変化する。本実施形態において、 K_n は、実エンジン回転数 N_r が高い場合よりも低い場合の方が大きい値となる。

$$I_m = K_n / N_r / T_m \times 100 \cdots (2)$$

【 0 0 6 6 】

式 (2) から、最小インテング率 I_m は、エンジン 4 が出力する馬力 (仕事率) 又は H S T ポンプ 1 0 の吸収馬力 (仕事率) が大きくなると小さくなり、エンジン 4 が出力する馬力又は H S T ポンプ 1 0 の吸収馬力が小さくなると大きくなる。同時操作状態において最小インテング率 I_m が同一でエンジン 4 の出力が大きくなると、 H S T ポンプ 1 0 に分配されるエンジン 4 の出力の絶対値は大きくなる。この状態でインテングペダル 4 0 a を放すと、フォークリフト 1 が急発進する可能性がある。また、同時操作状態において最小インテング率 I_m が同一でエンジン 4 の出力が小さくなると、 H S T ポンプ 1 0 に分配されるエンジン 4 の出力の絶対値は小さくなる。この状態でインテングペダル 4 0 a を放すと、フォークリフト 1 の発進時にもたつきが発生する可能性がある。

【 0 0 6 7 】

本実施形態は、実エンジン回転数 N_r と、その実エンジン回転数 N_r によって求められた目標吸収トルク T_m とに基づいて最小インテング率 I_m を決定するので、エンジン 4 の出力の変化に応じた適切なインテング率 I を得ることができる。その結果、同時操作状態でフォークリフト 1 を微速走行させる際の操作性の低下が抑制される。また、前述したように最小インテング率 I_m を決定することにより、 H S T ポンプ 1 0 が駆動力を発生することによる損失を最低限に抑え、かつ目標吸収トルク T_m の大きさに左右されず、フォークリフト 1 が動き出す際におけるインテングペダル 4 0 a のストロークを一定にすることができる。

【 0 0 6 8 】

第 2 大選択部 3 2 I は、インテング率計算部 3 2 F によって求められたインテング率 I と、最小インテング率計算部 3 2 G によって求められた最小インテング率 I_m とが入力される。第 2 大選択部 3 2 I は、インテング率 I と最小インテング率 I_m とを比較し、大きい方を補正インテング率 I_c として乗算部 3 6 に出力する。図 3 に示すように、インテング操作量 I_s の増加によって、インテング率計算部 3 2 F によって求められたインテング率 I が小さくなると、インテング率 I よりも最小インテング率 I_m の方が大きくなる。す

10

20

30

40

50

ると、第2大選択部32Iは、最小インチング率 I_m を補正インチング率 I_c として乗算部36に出力する。

【0069】

乗算部36は、目標吸収トルク T_m に補正インチング率 I_c を乗算する。そして、乗算部36は、補正インチング率 I_c に対応して目標吸収トルク T_m を減少した補正吸収トルク T_c をHSTポンプ電磁比例制御出力電流変換部37に出力する。

【0070】

出力制御部としてのHSTポンプ電磁比例制御出力電流変換部37は、補正インチング率 I_c で目標吸収トルク T_m を減少した補正吸収トルク指令 i_c を生成して、HSTポンプ10のポンプ容量設定ユニット11に出力する。

10

【0071】

補正吸収トルク指令 i_c は、HSTポンプ10が吸収するトルクが、乗算部36から出力された補正吸収トルク T_c となるようにするための信号（本実施形態では電流値）である。補正吸収トルク指令 i_c は、HSTポンプ電磁比例制御出力電流変換部37から、ポンプ容量設定ユニット11の前進用ポンプ電磁比例制御バルブ12又は後進用ポンプ電磁比例制御バルブ13に出力される。

【0072】

燃料噴射量演算部33は、入力される実エンジン回転数 N_r とアクセル開度 A_s とに基づいて、エンジン4の燃料噴射インジェクタに噴射すべき量を演算し、その結果を燃料噴射インジェクタに出力する。次に、同時操作状態におけるインチング率 I の制御例を簡単に説明する。

20

【0073】

<制御例>

図10は、同時操作状態におけるインチング率 I の制御例を示すフローチャートである。ステップS1において、図8に示す制御装置30の判定部32Aは、同時操作状態か否かを判定する。同時操作状態である場合（ステップS1、Yes）、判定部32Aは、第1切替部32B及び第2切替部32HをONにする。この操作により、ステップS2において、インチング率 I の下限値は、0[%]よりも大きい最小インチング率 I_m となる。同時操作状態でない場合（ステップS1、No）、判定部32Aは、第1切替部32B及び第2切替部32HをOFFにする。この操作により、ステップS3において、インチング率 I は通常の状態、例えば、インチング率 I の下限値が0[%]となる図3の特性線L1にしたがって変化する。

30

【0074】

本実施形態では、目標吸収トルク演算部31で目標吸収トルクを求めたが、目標吸収トルクという用語は一つ概念に過ぎず、これを、目標斜板傾転角としてもよい。目標斜板傾転角は、図2に示すHSTポンプ10が有する斜板の目標とする傾転角である。この場合、インチング率演算部32によって求められた補正インチング率 I_c に基づいて、目標吸収トルク演算部32によって求められた目標斜板傾転角が減少された補正斜板傾転角に対応する補正斜板傾転角指令によってHSTポンプ10が制御される。また、前述したインチング目標最大吸収トルクに代えて、インチング目標最大斜板傾転角を用いてもよい。

40

【0075】

以上、本実施形態を説明したが、前述した内容により本実施形態が限定されるものではない。また、前述した構成要素には、当業者が容易に想定できるもの、実質的に同一のもの、いわゆる均等の範囲のものが含まれる。さらに、前述した構成要素は適宜組み合わせることが可能である。さらに、本実施形態の要旨を逸脱しない範囲で構成要素の種々の省略、置換及び変更のうち少なくとも1つを行うことができる。

【符号の説明】

【0076】

- 1 フォークリフト
- 4 エンジン

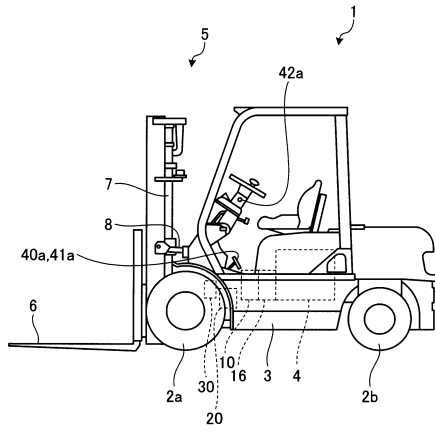
50

6	フォーク	
10	走行用油圧ポンプ (HSTポンプ)	
11	ポンプ容量設定ユニット	
12	前進用ポンプ電磁比例制御バルブ	
13	後進用ポンプ電磁比例制御バルブ	
14	ポンプ容量制御シリンダ	
20	油圧モータ (HSTモータ)	
30	制御装置	
31	目標吸収トルク演算部	
32	インチング率演算部	10
32A	判定部	
32B	第1切替部	
32C	モジュレーション部	
32D	第1大選択部	
32E	インチング目標最大吸収トルク計算部	
32F	インチング率計算部	
32G	最小インチング率計算部	
32H	第2切替部	
32I	第2大選択部	
33	燃料噴射量演算部	20
36	乗算部	
37	HSTポンプ電磁比例制御出力電流変換部	
40	インチングポテンシオメータ	
40a	インチングペダル	
41	アクセルポテンシオメータ	
41a	アクセルペダル	
43	エンジン回転センサ	
100	主油圧回路	
As	アクセル開度	
B	メカブレーキ率	30
I	インチング率	
Im	最小インチング率	
Is	インチング操作量	
Ti	インチング目標最大吸収トルク	
Tm	目標吸収トルク	

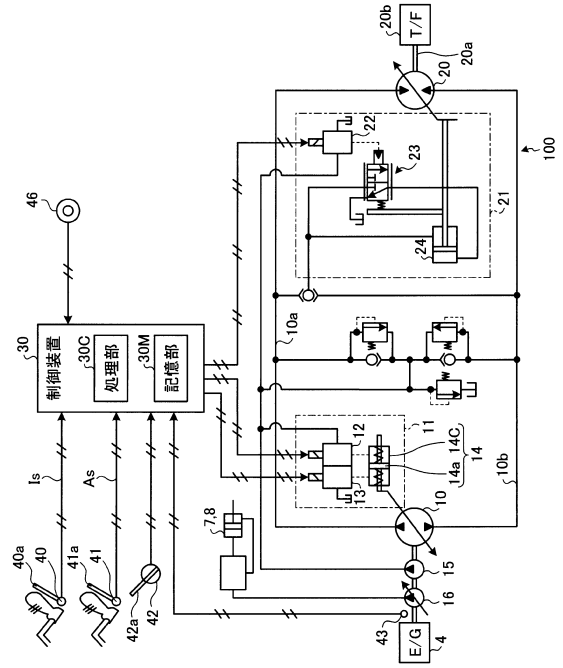
【要約】

エンジン4によって駆動される可変容量型のHSTポンプ10と、HSTポンプ10との間で閉回路を形成し、HSTポンプ10から吐出された作動油によって駆動される油圧モータ20と、油圧モータ20によって駆動される駆動輪2aと、を備えたフォークリフト1において、制御装置30は、インチングペダル40aの操作量に対応するインチング率Iを演算し、かつアクセルペダル41a及びインチングペダル40aの両方が操作されている状態に限り、インチング率Iの下限値を0よりも大きい値とする。

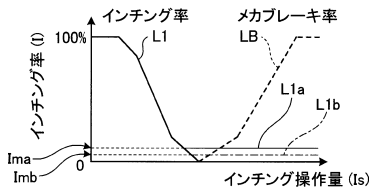
【図1】



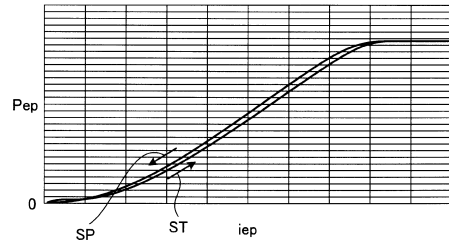
【図2】



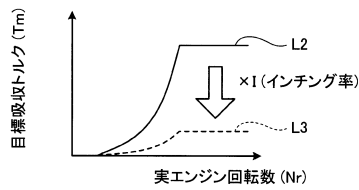
【図3】



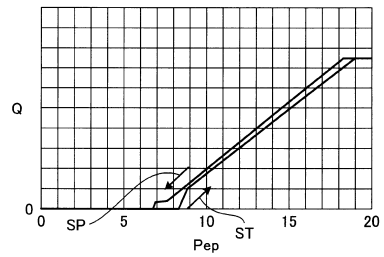
【図5】



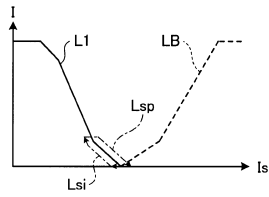
【図4】



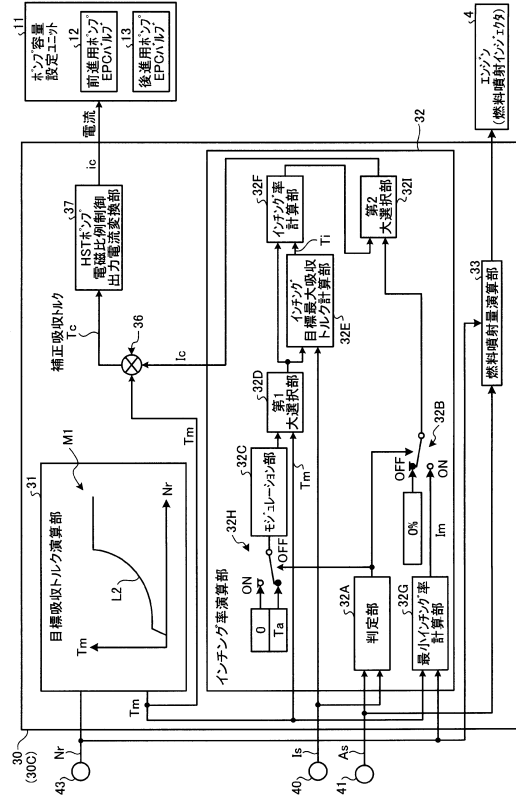
【図6】



【 図 7 】



【 図 8 】

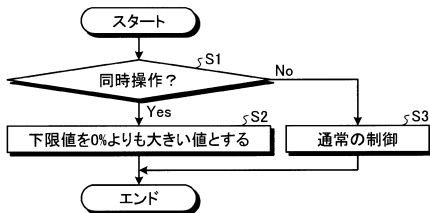


【 図 9 】

	Is1	Is2	...	Isn-1	Isn
Tmx1	Tia	Tib	...	0	0
Tmx2	Tic	Tid	...	0	0
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
Tmxk	Tiw	Tix	...	0	0

MP ↙

【 図 10 】



フロントページの続き

(56)参考文献 特許第5 1 4 4 8 4 4 (J P , B 1)
特開2 0 1 2 - 5 7 7 6 1 (J P , A)
特開平2 - 2 7 5 1 7 7 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)
F 1 6 H 6 1 / 3 8 - 6 1 / 4 7 6