

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5623556号
(P5623556)

(45) 発行日 平成26年11月12日(2014.11.12)

(24) 登録日 平成26年10月3日(2014.10.3)

(51) Int.Cl.	F 1
F 1 5 B 11/02 (2006.01)	F 1 5 B 11/02 E
F 1 5 B 11/05 (2006.01)	F 1 5 B 11/05 A
F 1 5 B 11/16 (2006.01)	F 1 5 B 11/16 Z

請求項の数 9 (全 11 頁)

(21) 出願番号	特願2012-555303 (P2012-555303)	(73) 特許権者	390023711
(86) (22) 出願日	平成22年12月29日 (2010.12.29)		ローベルト ボツシュ ゲゼルシャフト
(65) 公表番号	特表2013-521444 (P2013-521444A)		ミット ベシユレンクテル ハフツング
(43) 公表日	平成25年6月10日 (2013.6.10)		ROBERT BOSCH GMBH
(86) 国際出願番号	PCT/EP2010/007968		ドイツ連邦共和国 シュツツガルト (
(87) 国際公開番号	W02011/107135		番地なし)
(87) 国際公開日	平成23年9月9日 (2011.9.9)		Stuttgart, Germany
審査請求日	平成24年11月1日 (2012.11.1)	(74) 代理人	100114890
(31) 優先権主張番号	102010009704.7		弁理士 アインゼル・フェリックス＝ライ
(32) 優先日	平成22年3月1日 (2010.3.1)		ンハルト
(33) 優先権主張国	ドイツ (DE)	(74) 代理人	100099483
			弁理士 久野 琢也
		(72) 発明者	ペーター テングラー
			ドイツ連邦共和国 カールスルーエ ゲア
			ヴィヒシュトラッセ 49アー
			最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 液圧式の走行駆動装置及び該走行駆動装置の制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

負荷に依存しない通流量分配の原理 (LUDV原理) に基づく液圧式制御装置であって

複数の液圧式消費器具 (2、4、6、8、24、26) と、
制御される前記液圧式消費器具 (2、4、6、8、24、26) の最大の負荷圧力に応じて調整される、前記複数の液圧式消費器具 (2、4、6、8、24、26) に共通のポンプ (22) と、

前記複数の液圧式消費器具 (2、4、6、8、24、26) を作動させる複数の方向制御弁セクション (40、42、44、46) であって、計量オリフィスと、前記計量オリフィスの下流に配置されたLUDV圧力補償器と、を有する連続して調整可能な方向制御弁 (58、60、62、64、82) を含む、複数の方向制御弁セクション (40、42、44、46) と、

を備え、

前記液圧式消費器具 (2、4、6、8、24、26) として、調整可能な2つの走行モータ (24、26) が設けられ、前記2つの走行モータ (24、26) に少なくとも1つの前記方向制御弁 (82) を介して圧力媒体体積流が生じ、前記方向制御弁 (82) は、少なくとも1つの作動機構 (34、38) を介して調整可能であり、

前記2つの走行モータ (24、26) は、制御ユニット (38) によって、少なくとも1つの作動機構 (34、36) の操作に応じて調整可能であることを特徴とする、液圧式

制御装置。

【請求項 2】

前記 2 つの走行モータ (2 4、2 6) に対して 1 つの方向制御弁 (8 2) が配置されていることを特徴とする、請求項 1 記載の液圧式制御装置。

【請求項 3】

前記走行モータ (2 4、2 6) の各々に対して、1 つの方向制御弁 (8 2 a、8 2 b) が配置されていることを特徴とする、請求項 1 記載の液圧式制御装置。

【請求項 4】

前記方向制御弁 (8 2 a、8 2 b) の排出管路 (9 6 a、9 6 b) が、圧力調整絞り (2 0) を介して液圧式に接続されていることを特徴とする、請求項 3 記載の液圧式制御装置。

10

【請求項 5】

前記方向制御弁 (8 2) は、前記制御ユニット (3 8) を介して調整可能である、請求項 1 から 4 までのいずれか一項記載の液圧式制御装置。

【請求項 6】

前記走行モータ (2 4、2 6) の各々には、1 つの前記作動機構 (3 4、3 6) が対応して配置されている、請求項 1 から 5 までのいずれか一項記載の液圧式制御装置。

【請求項 7】

前記作動機構は、電子的な作動機構又は機械的な作動機構であり、該作動機構の調整はセンサ (1 1 8) を介して検知され、前記制御ユニット (3 8) に対する制御信号に変換可能であることを特徴とする、請求項 1 から 6 までのいずれか一項記載の液圧式制御装置。

20

【請求項 8】

前記走行モータ (2 4、2 6) は基本状態において、最大の圧送容積に調節されていることを特徴とする、請求項 1 から 7 までのいずれか一項記載の液圧式制御装置。

【請求項 9】

前記走行モータ (2 4、2 6) の回転数を検出するセンサを備えていることを特徴とする、請求項 1 から 8 までのいずれか一項記載の液圧式制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

30

【0001】

本発明は、請求項 1 の上位概念部に記載の液圧式の走行駆動装置、及びこの走行駆動装置の駆動制御方法に関する。

【0002】

上記液圧式の走行駆動装置は、例えば小型・ミニ掘削機といった移動式の作業機器において構成されている。この液圧式の走行駆動装置においては、運動パラメータ、例えば走行方向及び走行速度を変更するために個別に駆動制御可能である各ホイール又は各履帯に対して、液圧モータが配置されている。

【0003】

ドイツ連邦共和国特許出願公開第 4 3 2 5 7 0 3 号明細書において、ホイール付き車両の各ホイールに対して配置されている液圧モータが、2 つの液圧モータに対応する 1 つのポンプに、連続的に調整可能な方向制御弁を介して液圧式に接続されているハイドロスタティック式 (流体静力学的な) の走行駆動装置が開示されている。上記ポンプは、0 を超えて傾転可能なアキシアルピストンポンプとして構成されている。この構成において、夫々対応配置されている液圧機械への圧力媒体体積流及び圧力媒体流の方向は、連続的に調整可能な方向制御弁の個別の駆動制御により調節可能である。

40

【0004】

上記走行駆動装置は、例えば移動式の作業機器の液圧系において使用することができる。この液圧系において、ハイドロスタティック式の走行駆動装置の他に、可変容量形ポンプを介して全作業機能又は幾つかの作業機能も供給される。上記液圧式の制御装置は、例

50

えば本出願人のドイツ連邦共和国特許出願公開第102006002920号明細書に記載されているように、LUDV (lastdruckunabhaengige Durchflussverteilung「負荷に依存しない通流量分配」)システムとして構成されている。この構成において、各作業機能、例えばブーム、アーム、バケット又は旋回装置を調整するための液圧モータを調整する差動シリンダに対して夫々、下流側に接続されているLUDV圧力補償器を備えた、連続的に調整可能な方向制御弁が配置されている。LUDV圧力補償器は、全消費器の最大負荷の絞り横断面を縮小するという意図、及び対応配置されている方向制御弁により形成されている調量絞りの下流側の圧力の絞り横断面を拡大するという意図において荷重をかけられている。各LUDV圧力補償器の制御位置において、対応配置された調量絞りと各LUDV圧力補償器との間の圧力媒体流路における圧力は、LUDV圧力補償器を介して各消費器の個々の負荷に絞られる最大負荷に相当する。上記LUDV圧力補償器を介して、調量絞りを介する圧力降下は、負荷に関係なく一定に保持される。この構成において、不飽和の場合、回路の駆動制御される全消費器への圧力媒体体積流は比例して減じられる。この構成において可変容量形ポンプは、有利には同様に、接続された全消費器の最大負荷に基づき、ポンプ圧が所定の差圧だけ上記最大圧を上回っているように駆動制御される。

10

【0005】

カーブ走行時に、荷重モーメントはカーブ外側の液圧モータにおいて上昇し、これに応じてカーブ内側の液圧モータにおいては減少する。結果として生じる大きな圧力差は、カーブ内側の走行モータを管理する方向制御弁のLUDV圧力補償器によって補償される。一方では高い液圧損失が生じ、他方では可変容量形ポンプの出力調整器が、カーブ外側の走行モータにおける高い負荷のため体積流を減じることが発生することがある。このことは、コーナ速度の明らかな減少に繋がる。このような従来の手段の他の欠点は、製造公差に起因して、2つの走行モータへの最大の圧力媒体体積流を、同じ値に正確に調節することができないので、直進の支持のための付加的な措置を施す必要がある、という点にある。

20

【0006】

刊行物「二次制御部を備えたハイドロスタティック式の駆動装置 (Hydrostatische Antriebe mit Sekundaerreglung)」(ハイドロリックトレイナ第6巻、フォーゲル出版、ヴェルツブルク、1989年)において、二次制御部を備えたショベル掘削機のための走行駆動装置が開示されている。各走行駆動装置及び付加的な作業機能部には、可変容量形ポンプアセンブリを介して圧力媒体が供給され、ショベル掘削機の各履帯に対して調整可能な2つの走行モータが配置されている。このシステムは、二次制御部を備えて構成されており、この二次制御部において回転数制御された走行モータは、圧力配管 (Drucknetz) に接続されていて、ひいては不変の圧力でもって負荷を掛けられている。つまり、この構成において、走行モータの回転数は、配管圧力が不変の場合に各負荷に左右されずに達成されるように制御される。

30

【0007】

上記二次制御部は、制御技術に関する多大な手間を必要とする。この公知の手段のさらなる欠点は、制御ユニットの故障時に走行モータが動かなくなり、移動式の作業機器はもはや大きな手間をかけてしか可動でない、という点にある。

40

【0008】

したがって本発明の目的は、簡潔に構成され、液圧の少ない損失だけで運転可能であり、改良された運転確実性を備えたハイドロスタティック式の走行駆動装置を提供することである。さらに本発明の目的は、上記ハイドロスタティック式の走行駆動装置を駆動制御する方法を提供することである。

【0009】

上記目的は、ハイドロスタティック式の走行駆動装置に関しては請求項1の特徴により達成され、方法に関しては同様に独立請求項である請求項12の特徴により達成される。

【0010】

50

本発明の有利な構成は、従属請求項の対象である。

【0011】

本発明によれば液圧式の走行駆動装置は、少なくとも2つの走行モータと、運動パラメータを調節するために連続的に調整可能な少なくとも1つの方向制御弁とを備えて構成されている。方向制御弁を介して、走行モータへの若しくは走行モータからの圧力媒体供給及び圧力媒体排出は、作動機構、例えばジョイスティック又はフットペダル等の操作に基づいて調節可能である。本発明によれば、2つの液圧モータは調整可能に構成されていて、制御ユニットを介して作動機構の操作に基づいて制御可能である。

【0012】

したがって上記形式は、複合型の解決手段である。この解決手段においては、冒頭で述べた慣用の、方向制御弁を介して圧力媒体供給及び圧力媒体排出を制御する構成を備えた手段の利点は、走行駆動装置の液圧モータが調整可能に構成されている二次制御部の利点と組み合わせられる。したがって上記解決手段により方向制御弁を介して液圧機械への圧力媒体供給に影響を与えることが可能であり、かつ液圧モータの調整による任意の修正を実施することが可能である。

【0013】

本発明に係る方法において上記多様性は使用される。本発明に係る方法において、まず上記作動機構を介して、走行モータのための目標値が調節され、この目標値から、少なくとも1つの方向制御弁のための作動信号が算出され、これにより制御ユニットを介して目標回転数比が計算される。他の方法ステップにおいて上記目標回転数比は、走行モータの現実にある実際の回転数比と比較され、この比較の結果に基づいて、目標回転数比に達するまで走行モータは調整される。こうして、不都合な運転条件の場合であっても、所望の運動状態、例えば正確な直進又は所定のカーブ速度でのカーブ走行を維持することができる、ということが保証されている。さらなる利点は、移動式の作業機器を危機的領域から動かすために、走行モータのための電子的な制御部の故障時に、方向制御弁の調整により移動式の作業機器の少なくとも1つの緩慢な前進又は後進が保証されている、という点にある。

【0014】

本発明の有利な構成において、圧力媒体体積流を、方向制御弁を介して負荷に依存せずに一定に保持することができるLUDV圧力補償器が、連続的に調整可能な方向制御弁に対応配置されている。

【0015】

単純に構成された構成において、唯一の方向制御弁が2つの走行モータに対応配置されている。本発明により有利には、1つ又は複数の連続的に調整可能な方向制御弁が、走行モータの駆動制御も行う制御ユニットに基づいて操作されると有利になる。別の実施の形態において、各走行モータに対して連続的に調整可能な上記構造形式の方向制御弁が配置されているので、走行モータのための制御電子機器の故障時には通常のシステムの機能性を保持したままであり、その結果、移動式の作業機器は引き続き操縦可能である。この構成において走行モータの排出管路に、走行モータの駆動制御に依存せず方向安定性を改良する圧力補償絞りを設けることは有利であってよい。

【0016】

本発明のさらに別の構成において、各走行モータに対して独自の作動機構が配置されている。

【0017】

この作動機構は、電子的な作動機構(ドライブバイワイヤ)として構成されていてよい。しかし原則的に液圧式の作動機構も使用可能である。この作動機構の調整は、適切なセンサを介して検出され、制御ユニットのための制御信号に変換される。

【0018】

基本位置にある走行モータが、最大の押しのけ容積の方向に調節されていると、走行安全性はさらに改良される。

10

20

30

40

50

【0019】

実際の状態を検出するために、有利には回転数センサが使用される。

【0020】

上記走行駆動装置のための制御部は、有利には移動制御ブロック (Mobilsteuerblock) の方向制御弁セクションとして構成されている。移動制御ブロックのその他の方向制御弁セクションを介して、移動式の作業機器の他の作業機能が駆動制御可能である。

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】移動式作業機器の液圧式の制御装置の回路図である。

【図2】図1に示した制御装置の液圧式の走行駆動装置を示す図である。

10

【図3】走行駆動装置を制御するフローチャートである。

【図4】図1に基づく液圧式の制御装置のための走行駆動装置の、別の実施の形態を示す図である。

【0022】

以下に、本発明の有利な実施の形態を概略図に基づいて詳細に説明する。

【0023】

図1に、ブーム2、アーム4、バケット6、旋回装置8及び走行駆動装置10を操作するための小型掘削機の液圧式の制御装置1の回路図を示す。ブーム2、アーム4及びバケット6は夫々、差動シリンダ12, 14, 16を介して操作される。旋回装置8は液圧モータ18を有し、走行駆動装置10は差速操舵装置を備えて構成されている。この差速操舵装置においては、左の履帯若しくはチェーンにも右の履帯若しくはチェーンにも夫々、走行モータ24, 26が対応配置されている。上記液圧装置への圧力媒体供給は、可変容量形ポンプ22を介して行われる。上記可変容量形ポンプ22は、駆動制御される消費器的最大負荷に基づいて、ポンプ圧が所定の p だけこの最大負荷を上回っているように、LS制御弁 (図示せず) を介して調節可能である。可変容量形ポンプ22の代わりに、対応配置されたLS圧力補償器を備えた定容量形ポンプを使用することもできる。LS圧力補償器を介して、ポンプによって圧送された過剰流はタンクに向かって流れる。

20

【0024】

消費者への及び消費者からの圧力媒体供給は、移動制御ブロック28を介して制御される。この移動制御ブロック28の方向制御弁 (以下で詳細に説明する) は、適切な作動機構、例えば図1に示したジョイスティック30, 32を介して駆動制御される。ジョイスティック30は、ブーム2及びアーム4に対応配置されており、ジョイスティック32は、バケット6及び旋回装置8に対応配置されている。各ジョイスティック30, 32を介して、減圧弁を備えた液圧式のサーボ制御機器が操作される。このサーボ制御機器を介して制御圧源から提供された制御圧は、当該制御弁の操作のために、制御差圧に減じられる。上記液圧式の制御機器の構造は公知であるので、さらなる説明は省く。

30

【0025】

走行モータ24, 26の駆動制御は夫々、電子的なフットペダル34, 36を介して行われる。これらの電子的なフットペダル34, 36の制御信号は、制御ユニット38を介して走行駆動装置のための適切な作動信号に変換される。

40

【0026】

移動制御ブロック28は、冒頭で述べたドイツ連邦共和国特許出願公開第102006002920号明細書に記載されていて、複数の弁板 (この明細書においては方向制御弁セクション40, 42, 44, 46, 48と称呼)、入口部分50及び出口部分52から成る基本構造を有する。方向制御弁セクション40, 42, 44は差動シリンダ12, 14, 16に対応配置されており、方向制御弁セクション46は液圧モータ18に対応配置されており、方向制御弁セクション48は走行駆動装置10に対応配置されている。入口部分50はLSポートを有しており、このLSポートを介してLSポンプ26を調整するための負荷が取り出される。

【0027】

50

入口部分 50 に、LS 放圧弁装置 54 が設けられている。この LS 放圧弁装置 54 を介して LS 圧力は制限可能であり、絞りを介してタンク T へ向かって解消することができる。さらに入口部分 50 に、可変容量形ポンプ 26 の圧送ポートに接続されている圧力ポート P が形成されており、タンク 56 に接続されているタンクポート T が形成されている。各方向制御弁セクション 40, 42, 44 は、差動シリンダ 12, 14, 16 の対応する圧力室に接続されている 2 つの作業ポート A, B を有し、さらに、上記サーボ制御機器の出口ポートに接続されている 2 つの制御ポート a, b を有しているため、各制御差圧が付与可能である。

【0028】

移動制御ブロック 28 は、LUDV 制御ブロックとして構成されており、各方向制御弁セクション 40, 42, 44, 46 は、連続的に調整可能な方向制御弁 58, 60, 62, 64 を備えて構成されている。この各方向制御弁 58, 60, 62, 64 は、調量絞り 66 により形成されている速度部分、並びに対応配置された消費器具 12, 14, 16, 18 への圧力媒体流方向及び消費器具 12, 14, 16, 18 からの圧力媒体流方向を調節するための方向部分 68 を有する。図面を見やすくするために、図 1 には、単に、方向制御弁セクション 40 の方向制御弁 58 の方向部分 68 及び調量絞り 66 だけしか示していない。上記方向制御弁の具体的な構造に関しては、例えばドイツ連邦共和国特許出願公開第 102006002920 号明細書又は対応する LUDV 手段が参照される。

【0029】

各調量絞り 66 の下流側に、LUDV 圧力補償器 70, 72, 74, 76 が配置されている。この LUDV 圧力補償器 70, 72, 74, 76 は、駆動制御された全消費器具の、シャトル弁カスケード（図示せず）を介して取り出される最大負荷によって閉鎖方向に負荷を掛けられている。LUDV 圧力補償器 70, 72, 74, 76 に夫々、対応配置された調量絞り 66 の下流側で圧力が開放方向に作用する。冒頭で説明したように、LUDV 圧力補償器 70, 72, 74, 76 を介して、調量絞り 66 の下流側にある最大負荷は、夫々対応配置された消費器具 12, 14, 16, 18 の個々の負荷に絞られる。方向部分 68 の調節に応じて、圧力媒体は対応配置された LUDV 圧力補償器 70, 72, 74, 76 から、対応配置されている作業ポート A, B へと流れるので、対応する消費器具は所定の方向に、所定の速度で走行若しくは駆動制御される。

【0030】

荷重を引っぱる際にキャビテーションを回避するために、方向制御弁セクション 40, 42, 44 においてさらに、各作業管路に対応配置されている圧力制限機能を備えた吸込弁 78, 80 が設けられている。この吸込弁 78, 80 を介して、荷重を引っぱる際に拡大する圧力室は、タンクに接続可能であるので、圧力媒体を吸い込むことができる。これらの吸込弁 78, 80 を介して、各作業管路内の圧力も最大圧に制限される。上記吸込弁の構造は同様に公知であるので、さらなる説明は省略する。

【0031】

走行駆動装置 10 に対応配置されている方向制御弁セクション 48 の構造については、図 2 で拡大して説明する。この方向制御弁セクション 48 においても、連続的に調整可能な方向制御弁 82 が設けられている。この方向制御弁 82 は、調量絞り 84 により形成されている速度部分、及びポート B5, A5 に対する圧力媒体流の方向を調節するための方向部分 86 を有している。

【0032】

また調量絞り 84 の下流側に、LUDV 圧力補償器 88 が設けられている。この LUDV 圧力補償器 88 は、LS 管路 90 にある消費器具の最大負荷により閉鎖方向に負荷を掛けられており、調量絞り 84 の下流側の、調量絞り 84 と LUDV 圧力補償器 88 との間の圧力媒体路を形成する接続通路 92 から案内された圧力によって、開放方向に負荷を掛けられている。

【0033】

図 2 の右下に示した方向制御弁 82 の回路記号から分かるように、方向制御弁 82 の入

10

20

30

40

50

口ポートPは供給管路93と接続されている。この供給管路93は、可変容量形ポンプ26の圧送ポートに接続されているポンプ管路94に接続されている。方向制御弁82のタンクポートTは、流出通路96を介して、タンク56に通じるタンク管路98に接続されている。LUDV圧力補償器88の出口は、圧力補償通路100を介して方向部分の入口Pに接続されている一方で、接続通路92は、LUDV圧力補償器88の入口を、方向制御弁82の圧力補償器ポートDに接続する。2つの作業ポートA5, B5は、管路102, 104を介して、方向制御弁82の出口ポートA, Bに接続されている。方向部分86の調節に応じて、上記管路102, 104は、送り管路若しくは戻り管路として働く。

【0034】

方向制御弁82の操作のために、2つの減圧弁106, 108が設けられている。これらの減圧弁106, 108の入口ポートは、上記制御油供給部に接続されていて、減圧弁106, 108は、方向制御弁82の制御面に所定の制御差圧(a5 - b5)を加えるために、制御ユニット38を介して駆動制御される。減圧弁106, 108の出口は、図2に示したように、タンク56に接続されている。

【0035】

2つの走行モータ24, 26は、0を超えて傾転可能な液圧機械として構成されている。この液圧機械の傾転角度は制御ユニット38を介して調整可能である。2つの走行モータ24, 26は並列に接続されている。この実施の形態において夫々、作業ポートAは分岐している作業管路110を介して、方向制御弁セクション48のポートA5に接続されており、ポートBは他の分岐している作業管路112を介して、方向制御弁セクション48のポートB5に接続されている。フットペダル34, 36の操作は、検出器114, 116を介して電子的に検出され、信号ラインを介して制御ユニット38に通知される。この制御ユニット38は、上記目標値を方向制御弁82の調整のために作動信号に変換する。

【0036】

したがって本発明に係る解決手段において、方向制御弁82を介して圧力媒体流の方向及び圧力媒体体積流は予め調節される。この実施の形態において、走行モータ24, 26の適切な駆動制御により、上記パラメータ(流れ方向、圧力媒体体積流)を後から調節/変更することができるので、走行駆動装置の運動パラメータは、極めて正確に調節することができる。

【0037】

本発明に係る走行駆動装置の機能形式を、図3に示した極めて簡潔化したフローチャートに基づいて説明する。

【0038】

2つの走行モータ24, 26は、その最大の傾転角度、ひいては最大の押しのけ容積に予め調節されている。差し当たって操作人員を介してアクセルペダル34, 36の操作により、所望のカーブ速度及びカーブ走行が与えられる。この電子的な目標値信号から、制御ユニット38は、方向制御弁に対する作動信号を算出するので、方向制御弁は制御差圧(a5 - b5)でもって負荷を掛けられ、調量絞り84及び方向部分86は相応に調節される。

【0039】

さらに制御ユニット38を介して、作動信号から2つの走行モータ24, 26の目標回転数比が算出され、この目標回転数比は、走行モータ24, 26の実際の回転数比と比較される。この実際の回転数比を、例えば回転数検出器等(図示せず)を介して検知することができる。

【0040】

続く方法ステップにおいて、実際値は目標値と比較される。実際の回転数比が目標回転数比に一致する場合、走行モータ24, 26は目標値信号に対応して調節されており、移動式の作業機器は、所定の運動カーブに沿って運動する。実際の回転数比が規定値とは異なる場合、制御ユニットを介して2つの走行モータ24, 26が調整され、次いでまた、

10

20

30

40

50

もたらされる実際の回転数比と、予め設定された目標回転数比とが比較される。実際の回転数比が目標回転数比に一致するまでこの調整は行われる。

【0041】

つまり回転数比がずれている場合には、制御ユニット38は「比較的速い」走行モータ24, 26を修正する。この場合、操作人員によって予め規定された回転数比に到達するまで、上記走行モータ24, 26を戻し傾転する。したがって、0~1の間の目標回転数比により、各旋回半径(Kurvenradius)を規定することができる。この実施の形態において、値0が停止している履帯を中心とした旋回に相当し、値1が直進走行に相当する。さらに-1までの目標回転数比の規定値は、履帯の逆方向の回転を可能にするので、車両は、所定の速度比に従って急激に旋回することができる。これは0を超えてマイナスの範囲へのモータの戻り傾転によって可能にされる。

10

【0042】

図1, 2に基づいて説明した実施の形態において、2つの走行モータ24, 26に対して1つの共通の方向制御弁セクション48が配置されており、フットペダル34, 36は、いわゆる電子的なフットペダルとして構成されている。フットペダル34, 36の操作により制御ユニット38に対する目標値信号が形成される。

【0043】

図4は、冒頭で述べた従来的手段と同様に、各走行モータ24, 26に対して、方向制御弁セクション48a, 48bが配置されている実施の形態を示す。この方向制御弁セクション48a, 48bの基本的な構造は、図2に示した方向制御弁セクション48に一致するので、図2に示した実施の形態を参照することで、詳細な説明を省略することができる。共通の方向制御弁セクション48との相違点は、2つの方向制御弁82a, 82bが減圧弁を直接的に備えて構成されているのではなく、調整は、フットペダル34, 36の操作に基づき、制御差圧a5 - b5若しくはa6 - b6を形成するサーボ制御機器114, 116を介して液圧式に行われる、という点にある。上記制御差圧は、適切な制御ポートa5, b5, a6, b6を介して対応する方向制御弁82a, 82bに加えられる。各方向制御弁セクション48a, 48bは、作業管路110a, 112a若しくは110b, 112bを介して走行モータ24, 26の対応するポートA, Bに接続されている独自の作業ポートA5, B5若しくはA6, B6を有する。また走行モータ24, 26の調整は制御ユニット38を介して行われる。この実施の形態において、サーボ制御機器114, 116において形成される制御圧は、圧力検出器118を介して検知され、制御ユニット38の入口に加えられる適切な目標値信号へと変換される。上記電氣的な目標値信号に基づき、上記方法形式に応じて、走行モータ24, 26に予め決められた目標回転数比がもたらされるまで、走行モータ24, 26の押しのけ容積は、調量絞り84a, 84bを予め調節して調整される。

20

30

【0044】

冒頭に記載した手段に対する他の相違点は、2つの方向制御弁82a, 82bの2つの流出管路96a, 96bが、圧力調整絞り120を介して互いに接続されている点にある。この圧力調整絞り120は直進時に、製造公差及び調節公差に起因する回転数の相違が、予め調節された直進時に流出部における液圧式の連結に基づいて補償される、ということをもたす。しかし上記圧力調整絞り120はカーブ走行時、例えば斜面に対して横方向の走行時に非対称的に荷重がかかった場合、回転数の相違を拡大するという欠点を有する。しかしこの誤差は、走行モータ24, 26の適切な駆動制御により補償することができる。

40

【0045】

さらに図4に示した実施の形態は、図1, 2に示した実施の形態と比べて、走行モータ24, 26の旋回角度を調節するための電子機器が停止又は故障した場合に、制御は従来の形式において2つの方向制御弁セクション48a, 48bを介して行うことができる、という利点を有する。つまり電子機器が故障した場合でさえ、車両は完全に制御可能のままである。上記改良した構成がない場合、小型掘削機は立ち往生したままであり、例えば工

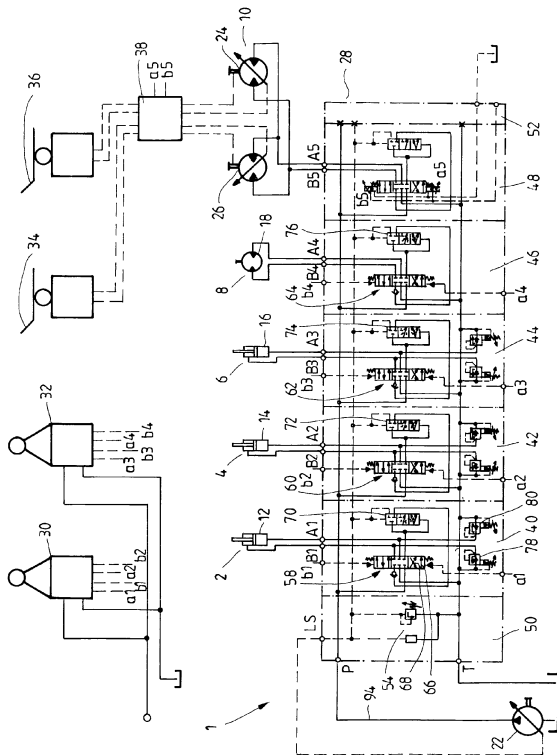
50

事現場において著しい障害となる。したがって、図4に示した実施の形態において、慣用の液圧制御の利点は維持されたままである。この実施の形態においてまた、電子機器が作動している場合には、走行特性を改良するための利点を利用することができる。

【0046】

液圧式の走行駆動装置及びこの走行駆動装置を制御するための方法が開示されている。2つの走行モータは、少なくとも1つの連続的に調整可能な方向制御弁を介して駆動制御可能である。本発明より、2つの走行モータは、調整可能な液圧機械として構成されている。

【図1】



【図2】

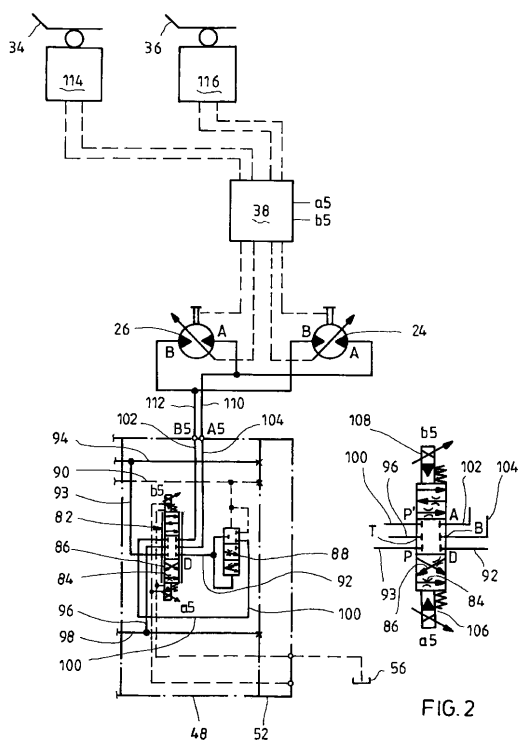
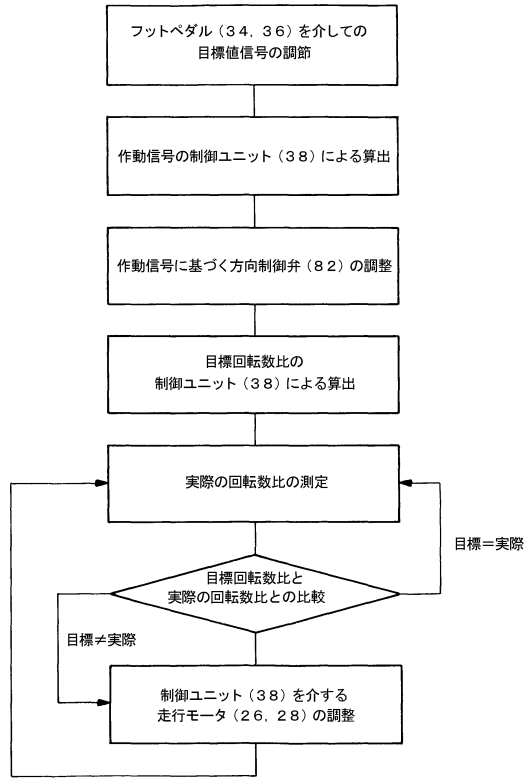
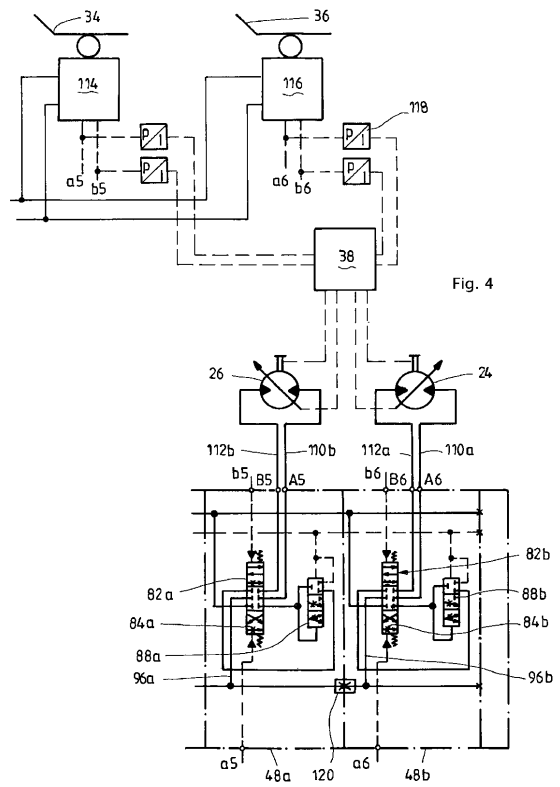


FIG. 2

【図3】



【図4】



フロントページの続き

審査官 関 義彦

- (56)参考文献 特開平10 - 252703 (JP, A)
特開2004 - 340259 (JP, A)
特開平5 - 156666 (JP, A)
特開平7 - 71410 (JP, A)
特開平8 - 2269 (JP, A)
国際公開第2007/087962 (WO, A1)
特表2006 - 526744 (JP, A)
特表2011 - 504990 (JP, A)
特表2007 - 514106 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F15B 11