



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11) **EP 1 595 077 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
28.06.2006 Patentblatt 2006/26

(21) Anmeldenummer: **04707865.4**

(22) Anmeldetag: **04.02.2004**

(51) Int Cl.:
F04B 49/06^(2006.01)

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE2004/000180

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2004/074686 (02.09.2004 Gazette 2004/36)

(54) **VERFAHREN ZUR STEUERUNG EINES HYDRAULIKSYSTEMS EINER MOBILEN ARBEITSMASCHINE**

METHOD FOR CONTROLLING A HYDRAULIC SYSTEM OF A MOBILE WORKING MACHINE

PROCEDE DE COMMANDE D'UN SYSTEME HYDRAULIQUE D'UNE MACHINE MOTRICE MOBILE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IT LI LU MC NL PT RO SE SI SK TR

(30) Priorität: **20.02.2003 DE 10307190**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
16.11.2005 Patentblatt 2005/46

(73) Patentinhaber: **CNH Baumaschinen GmbH 13581 Berlin (DE)**

(72) Erfinder:
• **IVANTYSYNOVA, Monika 23843 Bad Oldesloe (DE)**

• **RAHMFELD, Robert 21129 Hamburg (DE)**
• **WEBER, Jürgen 01139 Dresden (DE)**

(74) Vertreter: **Meinke, Jochen Patentanwälte Meinke, Dabringhaus und Partner, Rosa-Luxemburg-Strasse 18 44141 Dortmund (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 497 293 EP-B- 0 277 253
DE-A- 10 128 584 DE-A- 19 825 759
DE-A- 19 953 170 GB-A- 1 102 902

EP 1 595 077 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Steuerung eines Hydrauliksystems, insbesondere einer mobilen Arbeitsmaschine, mit mindestens einer Brennkraftmaschine, die wenigstens eine Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen sowie ggf weitere hydraulische Konstantpumpen antreibt.

[0002] In der EP 0 497 293 A1 wird ein Verfahren zur Grenzlastregelung eines hydrostatischen Antriebes sowie ein hydrostatischer Antrieb für Arbeitsmaschinen beschrieben. Dort wird über Messeinrichtungen die Gaspedal- Stellung sowie die Ist- Drehzahl der in der Arbeitsmaschine vorhandenen Brennkraftmaschine erfasst und diese Messwerte werden einer elektronischen Regeleinrichtung zugeführt. Über die Differenz von der aus den Messwerten bestimmten Ist- und Soll- Leistungswerten wird eine Regelabweichung ermittelt und damit ein Steuerventil so angesteuert, dass die Hydropumpe eine hydraulische Leistung kleiner oder gleich der verfügbaren Leistung der Brennkraftmaschine aufnimmt. Die sich aufgrund des Systemdruckes ändernde Schwenkwinkelstellung der Hydropumpe wird selbst nicht kompensiert, sondern lediglich die sich hierdurch ergebende Drehzahländerung der Brennkraftmaschine als Eingangsgröße für die Regelung berücksichtigt.

[0003] Dieses Regelverfahren weist eine Reihe von Nachteilen auf So kann immer nur eine bereits erfolgte lastbedingte Reduktion der Drehzahl der Brennkraftmaschine von der Regelung berücksichtigt werden. Außerdem wird durch das beschriebene Verfahren lediglich die Pumpe für den hydraulischen Antrieb der Arbeitsmaschine berücksichtigt. Weitere hydraulische Verbraucher werden bei der Berechnung der Leistungsdaten nicht betrachtet. Komplizierte Lastverteilungen und deren Veränderungen während des Betriebes, wie sie in komplexen hydraulischen Systemen mit mehreren Pumpen und Antrieben vorkommen, lassen sich mit dem beschriebenen Verfahren nicht zufriedenstellend beherrschen. Die weiteren im Stand der Technik bekannten Grenzlastregelungen weisen ähnliche Unzulänglichkeiten auf Die aus der DE 36 11 533 C1 bekannte Anordnung zum Betrieb eines dieselhydraulischen Antriebes benutzt einen Mikroprozessorregler, um die abnehmbare hydraulische Leistung bei thermischer und/oder mechanischer Überlastung des Dieselmotors zu reduzieren. Zum Erkennen der mechanischen Überlastung ist aber wiederum eine bereits erfolgte Senkung der Dieseldrehzahl nötig. Außerdem werden bei Vorhandensein mehrerer verstellbarer Pumpen deren Fördervolumina immer gleichförmig reduziert, so dass eine flexible Anpassung an unterschiedliche Betriebszustände der Arbeitsmaschine nicht möglich ist.

[0004] Ein weiterer Nachteil der in heutigen Arbeitsmaschinen vorhandenen Regeleinrichtungen ist die Notwendigkeit eines sogenannten Inch- Pedals. Dieses kann separat oder mit dem Bremspedal gekoppelt sein und dient dazu, die Drehzahl der Brennkraftmaschine

unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit zu steigern. Dadurch kann auch bei Langsamfahrt oder Stillstand der Arbeitsmaschine die Dieseldrehzahl erhöht werden, um zusätzliche Leistung für die Pumpen weiterer Hydraulikfunktionen, beispielsweise der Hub- oder Arbeitshydrauliken, zur Verfügung zu stellen. Dies verkompliziert aber den Bedienvorgang der Maschine, da der Bediener zusätzlich zum Betätigen der Steuerelemente für die Arbeitsfunktionen manuell durch Betätigung des Inch- und Gas- Pedales für eine ausreichende Dieseldrehzahl zur Versorgung der jeweiligen Hydrauliken sorgen muss.

[0005] Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es deshalb, die oben beschriebenen Nachteile zu vermeiden und ein flexibles und einfaches Steuerverfahren für mobile Arbeitsmaschinen mit mehreren hydraulisch betriebenen Funktionen zu verwirklichen, dessen Bedienung im Vergleich zu den heute üblichen Systemen vereinfacht ist.

[0006] Die Erfindung erreicht dies durch das im Anspruch 1 beschriebene Verfahren zur Steuerung eines Hydrauliksystems, insbesondere einer mobilen Arbeitsmaschine, mit mindestens einer Brennkraftmaschine, die wenigstens eine Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen sowie ggf. weitere hydraulische Konstantpumpen antreibt bzw durch die im Anspruch 8 beschriebene elektronische Steuereinrichtung.

[0007] Dadurch, dass neben der Dieselmotordrehzahl auch die Druckdifferenz und das Fördervolumen der verstellbaren Hydraulikpumpen gemessen wird, läßt sich die Leistungsbilanz des gesamten Systems sehr genau bestimmen. Es ist nicht mehr nötig, das Übermaß an abgenommener Leistung durch eine bereits erfolgte Senkung der Dieseldrehzahl zu detektieren. Vielmehr läßt sich die genaue Leistungsaufnahme jeder Pumpe durch die gemessene Druckdifferenz und das aktuelle Fördervolumen bestimmen und in der Regeleinrichtung mit der durch die gemessene Drehzahl bekannten zur Verfügung stehenden Leistung der Brennkraftmaschine vergleichen. So lassen sich bereits vor einer Senkung der Dieseldrehzahl die Fördervolumina der verstellbaren Pumpen derartig reduzieren, dass die aufgenommenen Gesamtleistungen der hydraulischen Pumpen immer kleiner oder gleich der abgegebenen Leistung der Brennkraftmaschine sind. Damit kann ein Abwürgen des Motors auch bei plötzlichem Lastanstieg wirksam verhindert werden. Es läßt sich eine optimale Drehzahl der Brennkraftmaschine für den jeweiligen Betriebszustand halten, was die Energieeffizienz der Gesamtmaschine verbessert.

[0008] Eine Weiterbildung des Verfahrens zeichnet sich dadurch aus, dass die aufgenommene Leistung jeder durch die Brennkraftmaschine angetriebenen Konstantpumpe durch Berechnung aus der Antriebsdrehzahl und ggf. dem gemessenen Systemdruck angenähert und zur aufgenommenen Gesamtleistung addiert wird.

[0009] Hierdurch wird es möglich, weitere von der Brennkraftmaschine angetriebene Konstantpumpen mit in die Berechnung der abgenommenen hydraulischen

Leistung einzubeziehen. Derartige Konstantpumpen sind in üblichen mobilen Arbeitsmaschinen vielfach vorhanden, beispielsweise zum Betrieb des Niederdrucksystems oder für hydraulisch angetriebene Kühlventilatoren und dgl. Im Gegensatz zum heute üblichen Unberücksichtigtlassen dieser Pumpen ist bereits eine Annäherung durch einen drehzahlabhängigen Wert und dessen Berücksichtigung bei der Regelung für das Gesamtsystemverhalten vorteilhaft. Eine noch genauere Abschätzung der aufgenommenen Leistung durch Berechnung aus dem aktuellen Systemdruck führt zu einer sehr präzisen Leistungsbilanz am Antriebsstrang. Dies führt zu einem sicheren Betrieb der Arbeitsmaschine in allen Betriebszuständen, da keine hydraulischen Verbraucher bei der Leistungsberechnung unberücksichtigt bleiben.

[0010] Vorteilhaft ist es, wenn die Leistungsberechnung der Brennkraftmaschine und/oder der Hydraulikpumpen mit verstellbarem Fördervolumen und/oder der hydraulischen Konstantpumpen mittels abgelegter Wirkzusammenhänge, insbesondere in Form von Kennlinien oder Kennlinienfeldern, erfolgt. Durch vorher abgelegte Wirkzusammenhänge läßt sich aus den gemessenen Daten, wie Verdrängungsvolumen, Druckdifferenz usw., präzise das von der entsprechenden Pumpe aufgenommene Antriebsmoment berechnen. Aus dem Zusammenhang zwischen Drehzahl und abgegebenem Moment der Brennkraftmaschine läßt sich so eine Momentenbilanz bzw. Leistungsbilanz des Antriebssystems erstellen. Änderungen dieser Wirkzusammenhänge, beispielsweise aufgrund von Alterungserscheinungen oder durch Austausch einzelner Komponenten, lassen sich einfach durch entsprechende Änderungen in der Steuer- software berücksichtigen.

[0011] Sinnvoll ist es, dass beim Vorhandensein mehrerer Hydraulikpumpen mit verstellbarem Fördervolumen die Fördervolumina der einzelnen Hydraulikpumpen anhand abgelegter Steuerzusammenhänge, insbesondere zur Priorisierung einzelner Hydraulikpumpen, eingestellt werden. Hierdurch läßt sich das Verhalten der Arbeitsmaschine an einen sehr breiten Anwendungs- bereich anpassen. So kann einfach durch Anpassen der Steuerzusammenhänge eine Priorisierung der Arbeits- hydraulik im Vergleich zum Antrieb erreicht werden, wodurch keine gleichmäßige Reduktion aller Pumpen mehr erfolgen muss, sondern die Arbeitsfunktion auf Kosten der Antriebsgeschwindigkeit bevorzugt werden kann. Dies verbessert das Gesamtverhalten und die Bedien- barkeit des Systems und kann zur Erhöhung der Sicher- heit dienen, da für sicherheitsrelevante Hydraulikkreise immer ein ausreichendes Maß an Leistung zur Verfü- gung gestellt werden kann.

[0012] Vorteilhaft kann es sein, dass von wenigstens einer Eingabevorrichtung, insbesondere einem Gaspe- dal und/oder einem Steuerhebel, eine Steuervorgabe ei- nes Bedieners erfasst wird.

[0013] Darüber hinaus kann es vorteilhaft sein, dass beim Vorhandensein mehrerer Hydraulikpumpen mit verstellbarem Fördervolumen die Fördervolumina dieser

einzelnen Hydraulikpumpen unter Berücksichtigung der Steuervorgaben des Bedieners nach einer Priorisierung ver- stellt werden.

[0014] Durch Berücksichtigung der Steuervorgaben des Bedieners, wie beispielsweise der Gaspedalstel- lung, läßt sich eine Lastverteilung erreichen, die den Wünschen des Bedieners entspricht. So kann bei einer starken Betätigung des Gaspedals die Leistung der Brennkraftmaschine bevorzugt auf den Fahrtrieb ge- leitet werden. Analog läßt sich bei großen Soll- Vor- gaben für die Arbeitshydraulik deren Versorgungspumpe im Vergleich zu den anderen Antrieben stärker berücksich- tigen und eine etwa nötige Reduktion der Leistungsauf- nahme bei den anderen Pumpen vornehmen.

[0015] In einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Steuereinrichtung zusätzlich zur Verstellung der durch die Hydraulikpumpen mit verstell- barem Fördervolumen aufgenommenen Leistung die ab- gegebene Leistung bzw. die zur Verfügung stehende Lei- stung der Brennkraftmaschine durch Beeinflussung der Drehzahl steuert.

[0016] Hierdurch läßt sich der Betrieb der Arbeitsma- schine in weiten Bereichen steuern und es kann auf ein Inch- Pedal verzichtet werden. Sofern die von der

[0017] Brennkraftmaschine zur Verfügung gestellte Leistung nicht für die berechnete abgenommene Lei- stung ausreicht, kann die Leistung der Brennkraftma- schine automatisch bis zu ihrem Maximalwert erhöht werden, bevor die Leistungsaufnahme der einzelnen Verbraucher reduziert werden muss. Dies entspricht ge- nau der Funktion des Inch- Pedals, bei der der Bediener diese Leistungserhöhung der Brennkraftmaschine ma- nuell vornimmt, wenn er eine höhere Leistung für einen Verbraucher benötigt. Hierdurch lassen sich die Anfor- derungen an den Bediener reduzieren und die Produkti- vität der Maschine steigern.

[0018] Eine weitere Ausgestaltung des erfindungsge- mäßigen Verfahrens zeichnet sich dadurch aus, dass in Betriebszuständen, in denen eine Hydraulikpumpe mit verstellbarem Fördervolumen als Antrieb wirkt (Energie- rückgewinnung potentieller Last- und Bremsenergie), die an die Brennkraftmaschine abgegebene Leistung in die Gesamtleistungsberechnung mit einbezogen wird.

[0019] Beispielsweise beim Absenken von Lasten oder einer Bergabfahrt der Maschine geben die jeweili- gen verdrängergesteuerten hydraulischen Antriebe über ihre Pumpen Leistung an den Antriebsstrang ab, was normalerweise zu einer Erhöhung der Drehzahl der Brennkraftmaschine führt und vom Bediener beispie- lweise durch Gaswegnahme kompensiert werden muss. Derartige Systemzustände können von der vorgestellten Steuerungseinrichtung erfasst werden und bei der Re- gelung des Gesamtsystems Berücksichtigung finden. Diese abgegebene Leistung kann dann entweder direkt über mechanischem Weg einem anderen hydraulischen Verbraucher zur Verfügung gestellt werden oder zu einer Reduktion der abgegebenen Leistung der Brennkraftma- schine führen, was die Energieeffizienz des Gesamtsy-

stems verbessert. In bestimmten Fällen kann den hydraulischen Verbrauchern so mehr Leistung zur Verfügung stehen, als durch die in der Arbeitsmaschine installierte Brennkraftmaschine bereitgestellt wird.

[0020] Vorteilhaft kann es sein, dass zur Steuerung der einzelnen Hydraulikpumpen mit verstellbarem Fördervolumen weitere gemessene Systemzustände, insbesondere Fahrzeuggeschwindigkeit, Arbeitshydraulikposition und Hydraulikfluidtemperatur, berücksichtigt werden.

[0021] Durch die Berücksichtigung solcher zusätzlicher Systemzustände läßt sich die Regelung genau auf den aktuellen Betriebsfall der Arbeitsmaschine abstimmen. So kann die Leistungsaufteilung zwischen den einzelnen Pumpen abhängig von diesen Zuständen variiert werden. Beispielsweise läßt sich bei Schnellfahrt eine entsprechende Priorisierung des Antriebes erreichen oder beim Ausführen von Arbeitsbewegungen ein Bevorzugen der Arbeitshydraulik vor dem Antrieb erreichen. Zusätzliche hydraulische Verbraucher, wie Kühlgebläse und dgl., können ebenfalls abhängig von der Gesamtleistungsbilanz und von den aktuellen Temperaturwerten von der Regelung berücksichtigt werden.

[0022] Eine besondere Ausgestaltung des Verfahrens zeichnet sich dadurch aus, dass im Fall, dass ein hydrodynamischer Wandler als Fahrtrieb vorgesehen ist, dessen Leistungsaufnahme, insbesondere aus einer abgelegten Drehzahl-Drehmoment- Charakteristik, von der Steuereinrichtung berechnet und bei der Gesamtleistungsberechnung berücksichtigt wird.

[0023] Wenn die Arbeitsmaschine statt von einem hydraulischen Motor mit verstellbarer Pumpe (hydrostatischer Fahrtrieb) von einem hydrodynamischen Wandler angetrieben wird, wird dieser ebenfalls von der Steuereinrichtung berücksichtigt. Die Berechnung der aufgenommenen Leistung des Wandlers erfolgt dabei wiederum über ein Kennlinienfeld, das das Verhalten des Wandlers abbildet. Damit kann diese Leistungsabnahme bei der Berechnung der Gesamtleistung berücksichtigt werden und die Regelung die entsprechenden Steuereingänge des Wandlerantriebes mit den nötigen Signalen zur Erreichung der gewünschten Fahrgeschwindigkeit beaufschlagen.

[0024] Die Erfindung betrifft weiterhin eine elektronische Steuereinrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der vorangegangenen Ansprüche. Eine solche Steuerungseinrichtung kann auf unterschiedliche Art und Weise ausgebildet sein, um das oben beschriebene Verfahren auszuführen. Dabei sind derartige Systeme üblicherweise aus einzelnen Komponenten, wie Prozessorkarten, Speicherkarten und dgl. aufgebaut, die die einzelnen Reglerfunktionen übernehmen. Die Systemdaten, die einzelnen Kennlinienfelder und Leistungscharakteristika der einzelnen Komponenten lassen sich durch Parametrierung der Komponenten ändern und ggf. auch austauschen, was zu einer Kostenreduktion und verbesserten Leitungsfähigkeit des Gesamtsystems führt.

[0025] Die Erfindung ist nachstehend anhand der Zeichnung beispielhaft näher erläutert. Diese zeigen:

Fig. 1: eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Hydrauliksystems

Fig. 2: eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Hydrauliksystems mit weiteren hydraulischen Komponenten.

[0026] Die mit 1 bezeichnete elektronische Steuereinrichtung nach der Erfindung dient zur Steuerung eines Hydrauliksystems einer mobilen Arbeitsmaschine.

[0027] Dieses Hydrauliksystem weist eine Brennkraftmaschine 2 auf, die in einer ersten Ausbaustufe zwei Pumpen mit verstellbarem Verdrängungsvolumen 3 und 4 sowie eine Konstantpumpe 5 antreibt. Die verstellbare Pumpe 3 dient zum Antrieb eines hier nicht näher dargestellten hydraulischen Fahrtriebes mit Rotationsmotor. Die verstellbare Pumpe 4 treibt eine verdränger-gesteuerte Arbeitshydraulik mit einem Differentialzylinder 6 als Linearmotor an. Eine nicht näher dargestellte Ventilanordnung 7 sorgt für den notwendigen Differenzvolumenstromausgleich sowie die weiteren nötigen Hydraulikfunktionen wie Überlastabsicherung usw. Die Konstantpumpe 5 bildet mit einer nicht näher dargestellten Speicherladeschaltung das Niederdrucksystem der Arbeitsmaschine und versorgt unter anderem die hydraulisch betätigten Fördervolumenverstellungen 8 und 9 der beiden verstellbaren Pumpen 3 und 4 mit Niederdruck.

[0028] Ist die verstellbare Pumpe 3 in Axialkolben-Schrägscheibenbauweise ausgebildet, dient die Verstellung 8 dazu, die Schrägscheibe der Pumpe zu verstellen und damit das Fördervolumen stufenlos in beide Förderrichtungen bis auf einen Maximalwert zu verstellen und so das Verhalten des an der Pumpe angeschlossenen hydraulischen Rotationsmotors zu regulieren. Dazu wird das durch die Steuerleitung 10 vorgegebene elektrische Sollsignal von einem elektrohydraulischen Ventil in die korrespondierende Stellung der Schrägscheibe umgesetzt. Analog ist die Verstellung 9 für die zweite hydraulische Pumpe 4 aufgebaut, bei der das Signal der Steuerleitung 11 in eine entsprechende Stellung der Schrägscheibe der Pumpe 4 umgesetzt wird. Alternative Pumpenbauformen, beispielsweise in Radial- Kolben- Ausführungen o.ä., werden durch analoge elektrohydraulisch betätigte Verstellungen angesteuert.

[0029] Die verstellbare Pumpe 3 weist an ihren beiden Anschlüssen jeweils einen Drucksensor mit Messsignalumformer 12 bzw. 13 auf, die den Druck in diesem Pumpenanschluss messen und das Signal an die Steuerung 1 weiterleiten. Die Signalübertragung erfolgt dabei abhängig von dem Systemaufbau in Form eines analogen oder digitalen Spannungssignales, entweder über eine eigene Signalleitung 112 bzw. 113 oder über einen Systembus, an den eine Vielzahl von Komponenten der Steuerung angeschlossen ist.

[0030] Die zweite verstellbare Pumpe 4 besitzt eben-

falls Drucksensoren 14 und 15 an ihren beiden Anschlüssen mit den Signalleitungen 114 und 115. Die beiden Verstellungen 8 und 9 für die verstellbaren Pumpen 3 und 4 weisen jeweils einen Messsensor mit Signalumformer 16 bzw. 17 auf, die die aktuelle Position der jeweiligen Pumpvolumenverstellung messen und über die Leitungen 116 bzw. 117 an die Steuerung weiterleiten. Aus diesem Signal läßt sich das aktuelle Verdrängervolumen der jeweiligen verstellbaren Pumpe ableiten.

[0031] Die Brennkraftmaschine 2 ist mit einem Drehzahlsensor 18 ausgestattet, der über die Signalleitung 118 die aktuelle Maschinendrehzahl an die Steuerung übermittelt.

[0032] Das Gaspedal 19, das die Brennstoffzufuhr zur Brennkraftmaschine regelt, ist ebenfalls mit einem Sensor ausgestattet, so dass die aktuelle Position des Gaspedales über die Leitung 119 an die Steuerung übermittelt wird. Ein Joystick 20 dient zur Eingabe einer Mehrzahl weiterer Steuersignale vom Bediener an die Steuerung, aus dem unter anderem die Sollposition der Arbeitshydraulik bestimmt wird.

[0033] In der Steuerung 1 wird kontinuierlich eine Leistungsbilanz des gesamten Antriebsstranges ermittelt. Dazu wird aus den zur Verfügung stehenden Sensordaten die Leistungsaufnahme jeder einzelnen Pumpe berechnet und mit der abgegebenen Leistung der Brennkraftmaschine 2 verglichen. Sofern hierbei ein Missverhältnis besteht, werden anschließend entsprechende Steuersignale für die verstellbaren Pumpen 3 und 4 bzw. die Brennkraftmaschine 2 erzeugt und dadurch deren Leistungsaufnahme bzw. Leistungsabgabe angepasst. Durch zyklisches Wiederholen der einzelnen Mess-, Berechnungs- und Steueraktionen wird ein quasi kontinuierliches Verhalten des Gesamtsystems erreicht. Zur Berechnung der zur Verfügung stehenden Leistung der Brennkraftmaschine 2 wird die vom Sensor 18 gemessene und über die Signalleitung 118 an die Steuerung 1 weitergeleitete Drehzahl anhand einer in der Steuerung 1 abgelegten Drehzahl- Leistungskurve der Brennkraftmaschine die abgegebene Leistung berechnet.

[0034] Für die aufgenommene Leistung der Verstellpumpe 3 wird aus dem vom Sensor 16 gemessenen und über die Signalleitung 116 an die Steuerung weitergeleiteten Positionssignal der Volumenverstellung das aktuelle Verdrängervolumen der Pumpe 3 berechnet. In Verbindung mit der durch den Sensor 18 gemessenen und über die Leitungen 118 an die Steuerung weitergeleiteten Drehzahl des Motors, die hier der Pumpendrehzahl entspricht, wird der aktuelle Volumenstrom durch die Pumpe ermittelt. Die beiden Sensoren 12 und 13 übermitteln über die Signalleitungen 112 und 113 den aktuellen Druck auf beiden Seiten der Pumpe an die Steuerung. Daraus läßt sich die von der Pumpe erzeugte Druckdifferenz berechnen. Aus dem Volumenstrom und der Druckdifferenz sowie der in der Steuerung 1 abgelegten Kennlinie der Pumpe wird die aktuelle aufgenommene mechanische Leistung der Pumpe berechnet. Für den Fall, dass die Pumpe des Antriebs, beispielsweise bei

Bergabfahrt, Leistung an die Antriebswelle abgibt, wird dies hier ebenfalls berücksichtigt, da eine umgekehrte Druckdifferenz bei gleichbleibender Drehzahl einen solchen Zustand (Motorbetrieb der Pumpe) anzeigt.

[0035] Analog wird die Leistung für die weitere Verstellpumpe 4 berechnet. Das von der Verstellung 9 erzeugte und vom Sensor 17 über die Leitung 117 an die Steuerung 1 weitergeleitete Ist- Signal des Verdrängervolumens dient in Verbindung mit der gemessenen Drehzahl zur Bestimmung des aktuellen Volumenstromes, aus dem in Verbindung mit dem durch die Sensoren 14 und 15 gemessenen und über die Signalleitungen 114 und 115 weitergeleiteten Differenzdruck die aktuelle Leistungsaufnahme der verstellbaren Pumpe 4 berechnet wird. Dazu wird wieder eine in der Steuerung vorhandene Kennlinie benutzt, die das Verhalten der Pumpe in unterschiedlichen Betriebszuständen abbildet. Bei höheren Ansprüchen an die Genauigkeit werden hier kompliziertere Kennlinienfelder verwandt, die abweichende Verhaltensweisen der Pumpe bei unterschiedlichen Drehzahlen, Drücken oder Verdrängervolumina mit abbilden. Unterschiedliche Pumpen, die je nach Anforderungen an die Arbeitsmaschine verwandt werden oder ein Wechsel der Pumpen aufgrund von Wartungsarbeiten oder dgl. können dabei durch einfache Änderungen der in der Steuerung abgelegten Kennlinie bzw. Kennlinienfelder berücksichtigt werden.

[0036] Die Leistungsaufnahme der Konstantpumpe 5 wird durch ihre Kennlinie und die vom Sensor 18 gemessene Systemdrehzahl angenähert. Bei höheren Ansprüchen an die Genauigkeit wird ein weiterer Drucksensor zur Messung des von der Pumpe 5 geförderten Niederdrucks eingesetzt.

[0037] Durch Summation der einzelnen Leistungsaufnahmen der Pumpen 3, 4 und 5 kann die aufgenommene Gesamtleistung mit der abgegebenen Leistung der Brennkraftmaschine 2 verglichen werden. Die Betriebszustände, in denen eine oder mehrere der Pumpen Leistung an den Antriebsstrang abgibt, werden hier automatisch berücksichtigt.

[0038] Die Steuerung 1 berechnet nun abhängig von dem Betriebszustand der Maschine sowie aus den von den Bedienelementen 20 und dem Gaspedal 19 übermittelten Bedienervorgaben Sollgrößen bzw. Grenzwerte für die beiden verstellbaren Pumpen 3 und 4 derartig, dass die aufgenommene Gesamtleistung der beiden Pumpen kleiner oder gleich der abgegebenen Leistung der Brennkraftmaschine ist. Diese Vorgaben werden über die Steuerleitungen 10 bzw. 11 an die Fördervolumenverstellung 8 bzw. 9 der verstellbaren Pumpen 3 bzw. 4 übermittelt. Zusätzlich bietet die Brennkraftmaschine 2 die Möglichkeit, über einen elektronischen Steuereingriff 21 ihre Drehzahl zu steuern. Wird bei der Berechnung des Leistungsgleichgewichts festgestellt, dass mehr Leistung von den Pumpen abgenommen werden soll als die Brennkraftmaschine aktuell zur Verfügung stellt, wird über den Steuereingriff 21 die Drehzahl und damit ihre Leistung bis hin zu ihrer Maximalleistung er-

höht.

[0039] Die Aufteilung der abgenommenen Leistung zwischen den beiden verstellbaren Pumpen 3 und 4 erfolgt aufgrund von in der Steuerung 1 vorhandenen Regelprogrammen. Dabei sind verschiedene Regelungsstrategien, abhängig vom Fahrzeugzustand, möglich.

[0040] Bei einem ersten Regelungsprogramm wird die Motorleistung solange erhöht, bis das Maximum der Leistungsabgabe der installierten Brennkraftmaschine erreicht ist. Steigt dann die Leistungsaufnahme (oder Leistungsabgabe) einer der installierten Pumpen weiter, was auch ohne Benutzereingriff, beispielsweise bei Bergfahrt oder zunehmender Belastung der Arbeitshydraulik geschehen kann, werden die Verdrängungsvolumina der beiden Pumpen 3 und 4 gleichmäßig reduziert, indem die Steuerung 1 über die Steuerleitungen 10 bzw. 11 an die Fördervolumenverstellung 8 bzw. 9 die Kommandos zur Reduktion des Fördervolumens übermittelt. Fordert der Bediener über das Gaspedal 19 oder den Joystick 20 ein Mehr an Leistung für eine der Pumpen 3 oder 4 an, erfolgt solange keine Erhöhung des entsprechenden Fördervolumens, bis ein Leistungsüberschuss an der jeweils anderen Pumpe zur Verfügung steht. Dies kann entweder durch ein entsprechendes Kommando des Bedieners erfolgen, indem er beispielsweise durch Gaswegnahme die Fahrzeuggeschwindigkeit reduzieren möchte und dadurch mehr Leistung für die Arbeitshydraulik zur Verfügung stellt oder durch eine Änderung des Fahrzeugzustandes ohne Bedienereingriff, wie beispielsweise durch eine beginnende Talfahrt oder die Entlastung der Arbeitshydraulik.

[0041] Es gibt beispielsweise auch eine Programmvariation zum besonders Kraftstoff sparenden Betrieb der Maschine, bei der die Leistung der Brennkraftmaschine nicht vor dem Zurückschwenken der Pumpen bis auf ihr Maximum erhöht wird, sondern möglichst über weite Bereiche im Bereich maximaler Kraftstoffeffizienz verbleibt.

[0042] Das Hydrauliksystem einer Arbeitsmaschine mit größerem Funktionsumfang ist in Fig. 2 näher dargestellt. Wieder ist eine Brennkraftmaschine 2 vorhanden, die über ein Getriebe 22 vier Pumpen mit verstellbarem Fördervolumen 3, 4, 23, 24 sowie eine Konstantpumpe 5 antreibt. Außerdem werden noch zwei weitere Konstantpumpen 25 und 26 direkt von der Brennkraftmaschine 2 am Nebenabtrieb angetrieben.

[0043] Die verstellbare Pumpe 3 befindet sich im geschlossenen Kreislauf mit dem hydraulischen Rotationsmotor 27, der über ein Getriebe 28 mit dem Antriebsstrang 29 des Fahrzeuges verbunden ist. Diese Einheit bildet den hydrostatischen Fahrtrieb der Maschine.

[0044] Die verstellbare Hydraulikpumpe 4 ist wie oben mit einer nicht näher dargestellten Ventilanordnung 7 im geschlossenen Kreislauf mit dem Differentialzylinder 6 verbunden, der die Kippfunktionen der Arbeitsmaschine betreibt.

[0045] Die verstellbare Pumpe 23, die zusammen mit der verstellbaren Pumpe 4 angetrieben wird, dient zum Betrieb einer hydraulischen Lenkung 30, die hier nicht

näher dargestellt ist. Dabei können sowohl herkömmliche hydraulische Lenksysteme Verwendung finden als auch Lenksysteme im geschlossenen Hydraulikkreislauf, bei dem die Lenkantriebe direkt vom Pumpvolumenstrom bewegt werden.

[0046] Die verstellbare Pumpe 24 ist mittels der hier nicht näher dargestellten Ventilanordnung 31 im geschlossenen Kreislauf mit den beiden Differentialzylindern 32 verbunden, die dem Antrieb der Hubfunktion des Arbeitsgerätes der Maschine dienen. Die Ventilanordnung 31 weist genau wie die Ventilanordnung 7 die notwendigen Überlastsicherungen und sonstigen Ventile auf, die für derartige Hydrauliksysteme nötig sind. Außerdem leistet sie den Differenzvolumenstromausgleich, der bei der Verwendung von Differentialzylindern notwendig ist, indem das von der Bewegungsrichtung der Hydraulikzylinder 32 abhängige Differenzvolumen der Hydraulikflüssigkeit in das Niederdrucksystem ausgeglichen wird. Dieses besteht aus der Konstantpumpe 5, die zusammen mit der verstellbaren Pumpe 24 von der Brennkraftmaschine 2 angetrieben wird sowie dem Niederdruckbegrenzungsventil 33, das mit dem Druckbehälter 34 und dem Hydraulikreservoir 35 dafür sorgt, dass ein konstanter Druck im Niederdrucksystem vorhanden ist.

[0047] Die direkt vom Motor angetriebene Konstantpumpe 25 dient zum Betrieb einer hydraulisch betriebenen Kühlung 36. Die Konstantpumpe 26 dient zum Betrieb der hydraulischen Bremse 37.

[0048] Die Brennkraftmaschine 2 wird vom Gaspedal 19 gesteuert. Sie weist einen Drehzahlsensor 18 auf, der über eine nicht näher dargestellte Datenleitung die Motordrehzahl an die elektronische Steuereinrichtung 1 übermittelt. Über die Datenleitung 119 wird außerdem die Gaspedalstellung an die elektronische Steuereinrichtung 1 weitergeleitet. Über den Joystick 20 kann der Bediener die restlichen Verhaltensweisen der Maschine steuern. Jede der verstellbaren Hydraulikpumpen 3, 4, 23 und 24 weist analog zu oben eine Verdrängungsvolumensteuerung 8, 9, 38 und 39 auf. Diese nehmen über elektronische Signalleitungen 10, 11, 40, 41 die Soll-Vorgaben für das jeweilige Fördervolumen von der Steuerung 1 entgegen und steuern abhängig davon den Volumenstrom der jeweiligen Pumpe auf den vorgegebenen Wert. Dies geschieht im vorliegenden Fall mit Pumpen in Axialkolben- Schrägscheiben- Bauweise durch die elektrohydraulische Verstellung der Schrägscheibe, die so für einen entsprechenden Volumenstrom sorgt.

[0049] Jede der Verstelleinrichtung 8, 9, 38, 39 weist einen Sensor 16, 17, 42, 43 auf, der über hier nicht näher dargestellte Signalleitungen die aktuelle Größe des Fördervolumens an die Steuerung 1 übermittelt.

[0050] Jeder der geschlossenen Hydraulikkreisläufe mit einer verstellbaren Pumpe 3, 4, 23, 24 ist mit jeweils zwei Drucksensoren 12, 13, 14, 15, 44, 45, 46, 47 ausgestattet, die den Hydraulikdruck vor und hinter der verstellbaren Pumpe über ebenfalls nicht dargestellte Signalleitungen an die Steuereinrichtung 1 übermittelt.

[0051] Das Steuerverfahren für diese Arbeitsmaschine verläuft prinzipiell analog zu dem oben beschriebenen. In der Steuerung werden zyklisch die Messwerte der einzelnen Sensoren eingelesen. Anhand der vom Sensor 18 übermittelten Motordrehzahl der Brennkraftmaschine 2 wird in Verbindung mit der abgelegten Motorkennlinie die aktuell abgegebene Leistung der Brennkraftmaschine 2 berechnet. Zur Berechnung der aufgenommenen Leistung des Gesamtsystems wird die Leistung jeder einzelnen Hydraulikpumpe berechnet und diese Leistungsdaten werden aufsummiert.

[0052] Für die Konstantpumpen 5, 25 und 26 wird die Leistungsaufnahme abhängig von der durch den Sensor 18 bekannten Motordrehzahl und den bekannten Kennlinien der Pumpen berechnet.

[0053] Für die Pumpen mit verstellbarem Fördervolumen 3, 4, 23, 24 wird aus den gemessenen Fördervolumina und den gemessenen Differenzdrücken im jeweiligen Kreislauf sowie mit der bekannten Drehzahl und der abgelegten Kennlinie der Pumpe die aktuelle Leistungsaufnahme berechnet. Durch Aufsummation all dieser Werte ist die aufgenommene mechanische Leistung bekannt und mit der zur Verfügung stehenden Leistung der Brennkraftmaschine 2 verglichen worden.

[0054] Die grundlegenden Steuerverfahren sind analog zu den oben beschriebenen. Abhängig vom eingestellten Steuerprogramm wird die Steuereinrichtung 1 bei zunehmenden Leistungsanforderungen der Pumpen die Drehzahl der Brennkraftmaschine 2 über den Motorsteuereingang 21 solange steigern, bis diese ihren Maximalwert erreicht hat. Da üblicherweise die gesamte installierte Hydraulikleistung der Maschine die zur Verfügung stehende Leistung der Brennkraftmaschine 2 übersteigt, kommt es zu Fällen, bei denen durch Benutzervorgabe oder Lastzustände an den Hydraulikzylindern 6, 32 oder dem Antrieb 27 mehr Leistung angefordert wird, als die Maschine zur Verfügung stellen kann. Zur Vermeidung der hier sonst erfolgenden Drehzahlrückung werden einzelne der hydraulischen Verstellpumpen 3, 4, 23, 24 von der Steuereinrichtung 1 zurückgefahren, indem kleinere Soll- Vorgaben bzw. Grenzwerte für die Fördervolumina über die Datenleitungen 10, 11, 40, 41 an die Pumpenverstellungen 8, 9, 38, 39 übermittelt werden.

[0055] Die Steuereinrichtung 1 sorgt dafür, dass die Pumpe 23, die die hydraulische Lenkung 30 antreibt, priorisiert wird und damit zunächst die Leistungsaufnahmen der verbleibenden Pumpen reduziert werden. Im Normalfall wird dabei so vorgegangen, dass zuerst die Pumpe 3, die den hydraulischen Fahrtrieb der Maschine bedient, zurückgenommen wird, um mehr Leistung für die Arbeitshydraulikzylinder 6 und 32 zur Verfügung zu haben.

[0056] Auch hier wird die Leistung, die in speziellen Fällen wie der Bergabfahrt oder beim Lastabsenken über das Getriebe 22 an die Brennkraftmaschine 2 abgegeben wird, von der Steuereinrichtung 1 berücksichtigt.

[0057] Natürlich beschränkt sich die Erfindung nicht auf das vorstehende Ausführungsbeispiel, sondern ist in

vielfältiger Weise abänderbar, ohne den Grundgedanken zu verlassen. Beispielsweise kann statt dem beschriebenen hydrostatischen Fahrtrieb ein Fahrtrieb mit Drehmomentwandler verwandt werden, dessen Drehzahl- Drehmoment- Charakteristik dann in der Steuerung abgelegt wird, um dessen aufgenommene Leistung zu berechnen.

10 Patentansprüche

1. Verfahren zur Steuerung eines Hydrauliksystems einer mobilen Arbeitsmaschine mit einer Brennkraftmaschine (2), die wenigstens zwei, jeweils in einem geschlossenen Hydraulikkreislauf angeordnete Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen antreibt, wobei

- von einer Messeinrichtung (18) die Drehzahl der Brennkraftmaschine (2) erfasst wird;
- von jeweils wenigstens einer Messeinrichtung die Druckdifferenz (12,13,14,15,44,45,46,47) und das Fördervolumen (16,17,42,43) der Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen bestimmt wird;
- aus der gemessenen Drehzahl die zur Verfügung stehende Leistung der Brennkraftmaschine (2) bestimmt wird;
- die Leistungsaufnahme je Hydraulikpumpe (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen aus der gemessenen Druckdifferenz und dem Fördervolumen sowie der Drehzahl bestimmt wird;
- damit von einer Steuereinrichtung (1) das Fördervolumen der Hydraulikpumpen mit verstellbarem Fördervolumen (3,4,23,24) so gesteuert wird, dass die aufgenommene Gesamtleistung der Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen kleiner oder gleich der zur Verfügung stehenden Leistung der Brennkraftmaschine (2) ist oder bei Energierückgewinnung an der Hydraulikpumpe die abgegebene Leistung der Pumpen begrenzt wird, wobei die Fördervolumina der einzelnen Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen von der Steuereinrichtung (1) zur Priorisierung einzelner Hydraulikpumpen mit Hilfe abgelegter Steuerzusammenhänge und unter Berücksichtigung der durch eine Eingabevorrichtung (19,20), insbesondere ein Gaspedal (19) und/oder einen Steuerhebel (20), erfassten Steuervorgaben eines Bedieners eingestellt werden.

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Brennkraftmaschine (2) weitere hydraulische Konstantpumpen (5,25,26) antreibt, und dass

die aufgenommene Leistung jeder Konstantpumpe (5,25,26) durch Berechnung aus der Antriebsdrehzahl und ggf. dem gemessenen Systemdruck angenähert und zur aufgenommenen Gesamtleistung addiert wird.

3. verfahren nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Leistungsberechnung der Brennkraftmaschine (2) der Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen und der hydraulischen Konstantpumpen (5,25,26) mittels abgelegter Wirkzusammenhänge, insbesondere in Form von Kennlinien oder Kennlinienfeldern, erfolgt.
4. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Steuereinrichtung zusätzlich zur Verstellung der durch die Hydraulikpumpen (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen aufgenommenen Leistung die zur Verfügung stehende Leistung der Brennkraftmaschine (2) durch Beeinflussung der Drehzahl steuert.
5. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
dass in Betriebszuständen, in denen eine Hydraulikpumpe (3,4,23,24) mit verstellbarem Fördervolumen als Antrieb wirkt (Energierückgewinnung), die an die Brennkraftmaschine (2) abgegebene Leistung in die Gesamtleistungsberechnung miteinbezogen wird.
6. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
dass zur Steuerung der einzelnen Hydraulikpumpen (3,4,23, 24) mit verstellbarem Fördervolumen weitere gemessene Systemzustände, insbesondere Fahrzeuggeschwindigkeit, Arbeitshydraulikposition und Hydraulikfluidtemperatur, berücksichtigt werden.
7. Verfahren nach einem der vorangehenden Ansprüche,
dadurch gekennzeichnet,
dass ein hydrodynamischer Wandler als Fahrtrieb vorgesehen ist, dessen Leistungsaufnahme, insbesondere aus einer abgelegten Drehzahl-Drehmoment-Charakteristik, von der Steuereinrichtung (1) berechnet und bei der Gesamtleistungsberechnung berücksichtigt wird.
8. Elektronische Steuereinrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach einem der vorangehenden Ansprüche.

Claims

1. A method of controlling a hydraulic system of a mobile working machine comprising an internal combustion engine (2) which drives at least two hydraulic pumps (3, 4, 23, 24) with an adjustable delivery volume, which are each arranged in a respective closed hydraulic circuit, wherein
 - the rotary speed of the internal combustion engine (2) is detected by a measuring device (18);
 - the pressure difference (12, 13, 14, 15, 44, 45, 46, 47) and the delivery volume (16, 17, 42, 43) of the hydraulic pumps (3, 4, 23, 24) with an adjustable delivery volume are each determined by at least one respective measuring device;
 - the available power of the internal combustion engine (2) is determined from the measured rotary speed;
 - the power required for each hydraulic pump (3, 4, 23, 24) with an adjustable delivery volume is determined from the measured pressure difference and the delivery volume as well as the rotary speed;
 - and thus the delivery volume of the hydraulic pumps (3, 4, 23, 24) with an adjustable delivery volume is so controlled by a control device (1) that the total power input of the hydraulic pumps (3, 4, 23, 24) with an adjustable delivery volume is less than or equal to the available power of the internal combustion engine (2) or with energy recovery at the hydraulic pump the delivered power of the pumps is limited,

wherein the delivery volumes of the individual hydraulic pumps (3, 4, 23, 24) with an adjustable delivery volume is adjusted by the control device (1) for prioritising individual hydraulic pumps by means of stored control relationships and having regard to the control settings of an operator which are detected by an input device (19, 20), in particular an accelerator pedal (19) and/or a control lever (20).
2. A method according to claim 1 **characterised in that** the internal combustion engine (2) drives further hydraulic constant-delivery pumps (5, 25, 26) and that the power input of each constant-delivery pump (5, 25, 26) is approximated by calculation from the drive rotary speed and optionally the measured system pressure and added to the total power input.
3. A method according to claim 1 or claim 2 **characterised in that** the power calculation of the internal combustion engine (2), the hydraulic pumps (3, 4, 23, 24) with an adjustable delivery volume and the hydraulic constant-delivery pumps (5, 25, 26) is effected by means of stored operative relationships, in particular in the form of characteristic curves or

families of characteristic curves.

4. A method according to one of the preceding claims **characterised in that** the control device in addition to adjustment of the power absorbed by the hydraulic pumps (3, 4, 23, 24) with an adjustable delivery volume controls the available power of the internal combustion engine (2) by influencing the rotary speed. 5
5. A method according to one of the preceding claims **characterised in that** in operating conditions in which a hydraulic pump (3, 4, 23, 24) with an adjustable delivery volume acts as a drive (energy recovery) the power delivered to the internal combustion engine (2) is incorporated into the total power calculation. 10 15
6. A method according to one of the preceding claims **characterised in that** for the purpose of controlling the individual hydraulic pumps (3, 4, 23, 24) with an adjustable delivery volume further measured system states, in particular vehicle speed, working hydraulic position and hydraulic fluid temperature are taken into consideration. 20 25
7. A method according to one of the preceding claims **characterised in that** the travel drive is a hydrodynamic converter whose power input, in particular from a stored rotary speed-torque characteristic, is calculated by the control device (1) and taken into consideration in the total power calculation. 30
8. An electronic control device for carrying out the method according to one of the preceding claims. 35

Revendications

1. Procédé de commande d'un système hydraulique d'une machine motrice mobile avec un moteur à combustion interne (2) qui entraîne au moins deux pompes hydrauliques à volume de refoulement réglable (3, 4, 23, 24) disposées respectivement dans un circuit hydraulique fermé, dans lequel 40 45
 - un dispositif de mesure (18) capte le régime de rotation du moteur à combustion interne (2) ;
 - respectivement au moins un dispositif de mesure détermine la différence de pression (12, 13, 14, 15, 44, 45, 46, 47) et le volume de refoulement (16, 17, 42, 43) des pompes hydrauliques à volume de refoulement réglable (3, 4, 23, 24) ;
 - la puissance disponible du moteur à combustion interne (2) est déterminée à partir du régime de rotation mesuré ;
 - la puissance consommée par chaque pompe hydraulique à volume de refoulement réglable 50 55

(3, 4, 23, 24) est déterminée à partir de la différence de pression mesurée et du volume de refoulement ainsi que du régime de rotation ;
 - un dispositif de commande (1) régule sur cette base le volume de refoulement des pompes hydrauliques à volume de refoulement réglable (3, 4, 23, 24) de telle façon que la puissance totale consommée par les pompes hydrauliques à volume de refoulement réglable (3, 4, 23, 24) soit inférieure ou égale à la puissance disponible du moteur à combustion interne (2) ou, en cas de récupération d'énergie sur la pompe hydraulique, que la puissance restituée des pompes soit limitée, alors que les volumes de refoulement des différentes pompes hydrauliques à volume de refoulement réglable (3, 4, 23, 24) sont, pour donner une priorité à différentes pompes hydrauliques, réglés par le dispositif de commande (1) à l'aide d'éléments de corrélation de commande mémorisés et en tenant compte des consignes de commande d'un opérateur qui sont saisies par un dispositif d'entrée (19, 20), en particulier par une pédale d'accélérateur (19) et/ou par un levier de commande (20).

2. Procédé selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le moteur à combustion interne (2) entraîne d'autres pompes hydrauliques à débit constant (5, 25, 26) et **en ce que** la puissance consommée par chaque pompe à débit constant (5, 25, 26) fait l'objet d'une approximation par un calcul à partir du régime de rotation d'entraînement et, le cas échéant, de la pression mesurée du système et est additionnée à la puissance totale consommée.
3. Procédé selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** le calcul de la puissance du moteur à combustion interne (2), des pompes hydrauliques à volume de refoulement réglable (3, 4, 23, 24) et des pompes hydrauliques à débit constant (5, 25, 26) a lieu au moyen d'éléments de corrélation d'action mémorisés, en particulier sous forme de courbes caractéristiques ou de champs de courbes caractéristiques.
4. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** en plus du réglage de la puissance consommée par les pompes hydrauliques à volume de refoulement réglable (3, 4, 23, 24), le dispositif de commande commande la puissance disponible du moteur à combustion interne (2) en agissant sur le régime de rotation.
5. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes,

caractérisé en ce que,

dans des états de fonctionnement dans lesquels une pompe hydraulique à volume de refoulement réglable (3, 4, 23, 24) agit en tant qu'élément d'entraînement (récupération d'énergie), la puissance restituée au moteur à combustion interne (2) est également prise en compte dans le calcul de la puissance d'ensemble. 5

6. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, 10

caractérisé en ce que,

d'autres états mesurés du système, en particulier la vitesse du véhicule, la position du système hydraulique de travail et la température du fluide hydraulique, sont pris en considération pour la commande des pompes hydrauliques individuelles à volume de refoulement réglable (3, 4, 23, 24). 15

7. Procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes, 20

caractérisé en ce que,

un convertisseur hydrodynamique, dont la puissance consommée est calculée par le dispositif de commande (1), en particulier à partir d'une caractéristique incluant le régime de rotation et le couple, et est prise en compte dans le calcul de la puissance d'ensemble, est prévu comme organe de translation. 25

8. Dispositif électronique de commande pour la réalisation du procédé selon l'une quelconque des revendications précédentes. 30

35

40

45

50

55

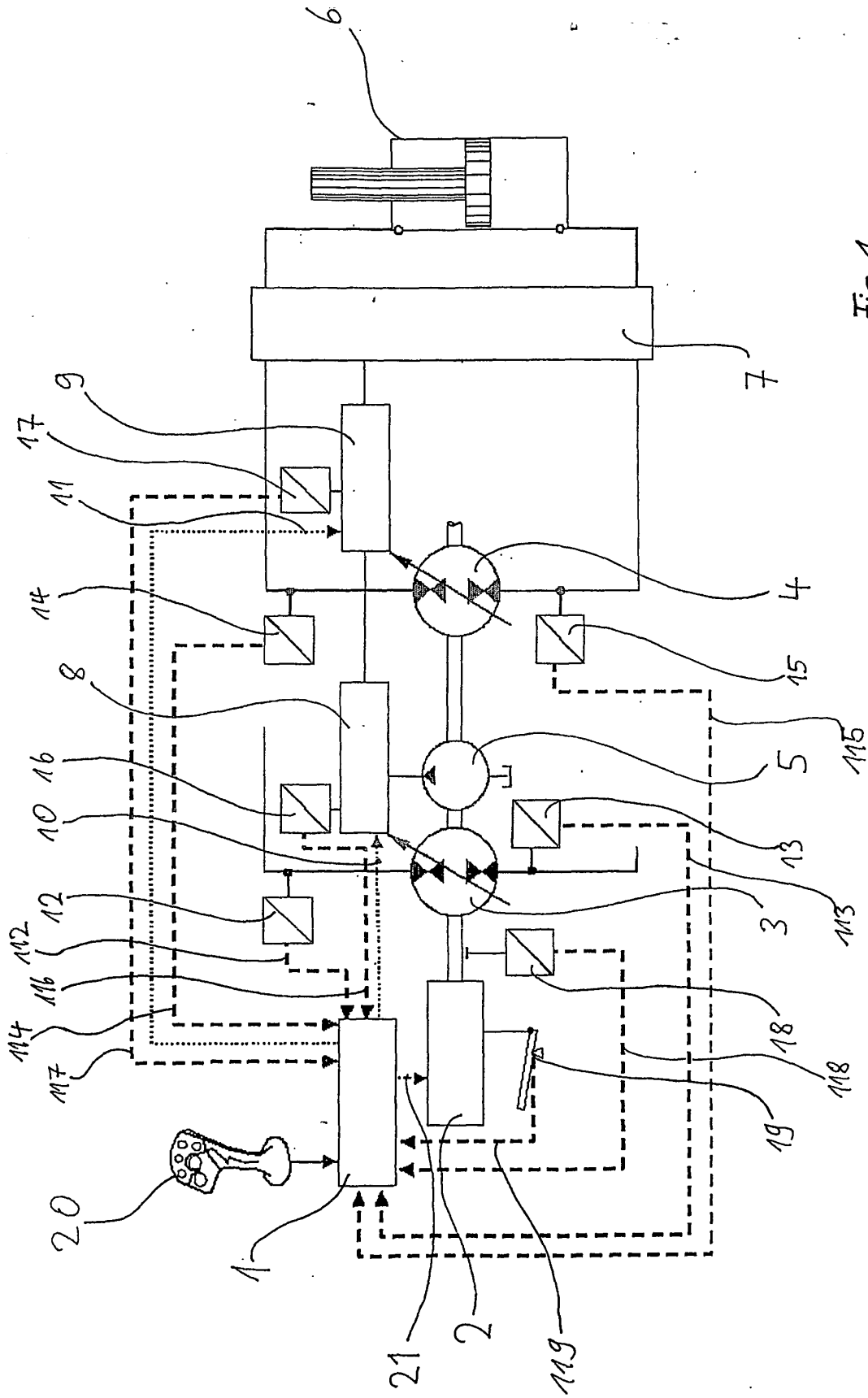


Fig. 1

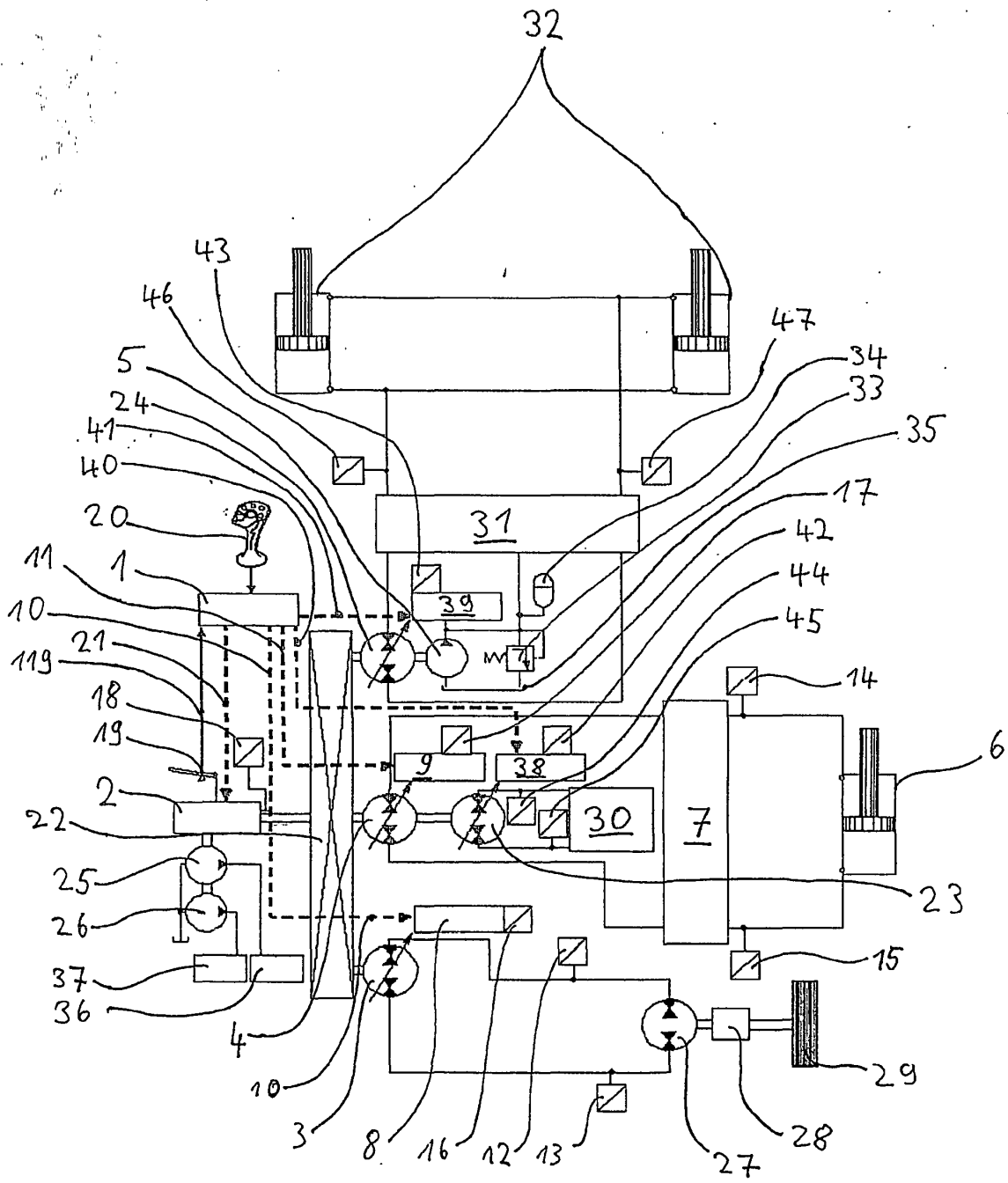


Fig. 2