

(19)



(11)

EP 3 280 554 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
01.07.2020 Patentblatt 2020/27

(51) Int Cl.:
B21J 7/28 ^(2006.01) **B21J 7/46** ^(2006.01)
B21J 9/12 ^(2006.01) **B21J 9/20** ^(2006.01)
B30B 15/16 ^(2006.01) **B21J 11/00** ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **16712778.6**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2016/055950

(22) Anmeldetag: **18.03.2016**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2016/162184 (13.10.2016 Gazette 2016/41)

(54) **SCHMIEDEHAMMER UND VERFAHREN ZUR STEUERUNG EINES ARBEITSZYKLUS EINES
SCHMIEDEHAMMERS**

FORGING HAMMER AND METHOD FOR CONTROLLING THE WORKING CYCLE OF A FORGING
HAMMER

MARTEAU PILON ET PROCÉDÉ DE COMMANDE DU CYCLE DE TRAVAIL D'UN MARTEAU PILON

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(72) Erfinder: **OTTO, Markus**
96268 Lautertal (DE)

(30) Priorität: **09.04.2015 DE 102015105400**

(74) Vertreter: **Schröer, Gernot H.**
Meissner Bolte Patentanwälte
Rechtsanwälte Partnerschaft mbB
Bankgasse 3
90402 Nürnberg (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
14.02.2018 Patentblatt 2018/07

(73) Patentinhaber: **Langenstein & Schemann GmbH**
96450 Coburg (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A2- 2 077 167 EP-A2- 2 610 049
WO-A1-2012/104384 DE-A1-102011 011 750
DE-C1- 3 636 265

EP 3 280 554 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

[0001] Die zu Grunde liegende Erfindung betrifft eine Umformmaschine, insbesondere Schmiedehammer, sowie ein Verfahren zum Steuern einer entsprechenden Umformmaschine.

[0002] Zum Antrieb von Umformmaschinen wie Schmiedehämmern sind unterschiedliche Antriebskonzepte bekannt. Beispielsweise ist es aus dem gattungsgemäßen Stand der Technik DE 20 2014 104 509 U1 bekannt, dass Schmiedehämmer mit elektrischen Linearmotoren betrieben werden können.

[0003] Ferner beschreibt die DE 20 2014 104 509 U1, ein Schmiedehammer, zur umformenden Bearbeitung von Werkstücken, umfassend ein Schlagwerkzeug und einen mit dem Schlagwerkzeug gekoppelten und zum Antrieb des Schlagwerkzeugs ausgebildeten hydraulischen Linearantrieb mit einem Hydraulikkreis umfassend einen Druckspeicher, einen über ein Wegeventilbaugruppe dem Druckspeicher fluidtechnisch nachgeschalteten Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, und umfassend des Weiteren eine zumindest zur Steuerung der Wegeventilbaugruppe ausgelegte Steuereinheit.

[0004] Die EP 0 116 024 B1 beschreibt im Zusammenhang mit hydraulischen Maschinen die Verwendung eines Druckspeichers und Hydraulikmotors zum Betrieb von Hydraulikzylindern. Die EP 0 116 024 B1 beschreibt ferner, dass im hydraulischen System beim Betrieb von hydraulischen Maschinen gespeicherte elastische Energie durch einen fluidtechnisch parallel zur Hydraulikpumpe geschalteten Hydraulikgenerator in elektrische Energie umgewandelt werden kann, wobei zur Erzeugung der elektrischen Energie der Hydraulikgenerator mit dem Hydraulikkreis verbunden wird.

[0005] Die bekannten Umformmaschinen, insbesondere Schmiedehämmer, lassen durchaus Raum für Verbesserungen und Variationen im Hinblick auf Antrieb, Energieeffizienz und erreichbare Arbeitsgeschwindigkeiten.

[0006] Insoweit kann eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung insbesondere darin gesehen werden, die bekannten Umformmaschinen, insbesondere im Hinblick auf Antrieb, Energieeffizienz und/oder erreichbare Arbeitsgeschwindigkeiten, weiterzubilden und/oder zu verbessern.

[0007] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß insbesondere gelöst durch Ausgestaltungen entsprechend der Merkmale nach Patentanspruch 1 und 8. Weitere Ausgestaltungen, Weiterbildungen und Varianten ergeben sich insbesondere aus den abhängigen Ansprüchen sowie aus der nachfolgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen.

[0008] Die Umformmaschine gemäß der Ausgestaltung nach Patentanspruch 1 umfasst ein Schlagwerkzeug, beispielsweise ein Ober-, Untergesenk und/oder Bären, welches z.B. als solches als Umformwerkzeug ausgebildet sein kann, oder ein Umformwerkzeug auf-

weisen kann, und/oder eine Schnittstelle zur Aufnahme, insbesondere Befestigung, eines Umformwerkzeugs aufweisen kann.

[0009] Die Umformmaschine umfasst ferner einen zum Antrieb des Schlagwerkzeugs ausgebildeten und zum Zwecke des Antriebs des Schlagwerkzeugs mit diesem gekoppelten hydraulischen Linearantrieb. Unter einem hydraulischen Linearantrieb sollen im Sinne dieser Anmeldung Antriebe verstanden werden, welche insbesondere dazu ausgebildet sind, hydraulische Energie in kinetische Energie einer Linearbewegung umzuwandeln. Beispielsweise kann der hydraulische Linearantrieb einen durch ein Hydraulikfluid angetriebenen und als Linearmotor wirkenden Hydraulikzylinder umfassen. Bei einer hierin vorgeschlagenen Lösung wird als Hydraulikzylinder ein Differentialzylinder vorgeschlagen, welcher beispielsweise einen in einem Zylinderrohr geführten Kolben mit einer einseitig davon sich erstreckenden Kolbenstange aufweisen kann, an welcher das Schlagwerkzeug, insbesondere der Bär, festgelegt sein kann. Angemerkt soll an dieser Stelle werden, dass sich die Erfindung auch auf beliebige Hydraulikzylinder anwendbar ist.

[0010] Ein an einer von der Kolbenstange abgewandten Seite des Kolbens des Hydraulikzylinders ausgebildeter oder in Betriebszuständen sich ausbildender erster Fluidraum wird üblicherweise, und insbesondere im Sinne der zu Grunde liegenden Erfindung als Kolbenraum bezeichnet. Üblicherweise, und im Sinne der zu Grunde liegenden Erfindung wird ein in einem Betriebszustand des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, zwischen Kolben und Zylinderrohr ausgebildeter zweiter Fluidraum durch welchen sich die Kolbenstange erstreckt, oder durch welchen sich die Kolbenstange erstrecken kann, als Ringraum bezeichnet.

[0011] Der hydraulische Linearantrieb umfasst einen Hydraulikkreis mit einer servomotorischen Hydropumpe, d.h. eine zu dessen Betrieb mit einem motorisch betriebenen Servomotor gekoppelte Hydraulikpumpe. Die servomotorische Hydropumpe ist derart eingerichtet, dass Pumpendrehzahl bzw. Pumpenleistung durch den Servomotor gesteuert werden kann/können.

[0012] Die servomotorische Hydropumpe ist erfindungsgemäß unter Verwendung der hierin vorgeschlagenen Wegeventilbaugruppe als unidirektionale servomotorische Hydropumpe eingerichtet und in den Hydraulikkreis integriert. Unter dem Begriff unidirektional soll im Hinblick auf die Hydropumpe insbesondere verstanden werden, dass im Betrieb der Umformmaschine Hydraulikfluid stets in gleicher Flussrichtung durch die Pumpe fließt, bzw. dass die Hydropumpe in jeweils einem oder mehreren aufeinanderfolgenden Arbeitszyklen des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, mit der gleichen Pumpenrichtung oder Drehrichtung betrieben wird. Die unidirektionale Flussrichtung bzw. Pumprichtung kann insbesondere definiert sein durch eine Flussrichtung von einem, insbesondere zentralen, Hydrauliktank zum Hydraulikzylinder, insbesondere Dif-

ferentialzylinder, insbesondere zum Kolbenraum oder zum Ringraum des Differentialzylinders.

[0013] Durch eine fluidtechnisch unidirektionale Hydropumpe können insbesondere vorteilhafte Steuerzeiten für die dem Hydrauliksystem zur Verfügung gestellten bzw. die vom Hydrauliksystem erforderlichen Volumenströme erreicht werden.

[0014] Bei der Hydraulikpumpe kann es sich insbesondere um eine Konstantpumpe, d.h. eine Hydraulikpumpe mit konstantem Verdrängungsvolumen, handeln.

[0015] Durch die hierin vorgeschlagene servomotorische Hydropumpe können Volumenstrom und/oder Druck des Hydraulikfluids im Hydraulikkreis vergleichsweise präzise und schnell an jeweilige Erfordernisse angepasst und entsprechend eingestellt werden. Letzteres ist insbesondere für die bei Schmiedehämmern auftretenden vergleichsweise hohen Kolbengeschwindigkeiten und Kolbenbeschleunigungen von entscheidendem Vorteil. Insbesondere können Pumpendrehzahl oder Hydraulikleistung der Hydropumpe unter Einhaltung vergleichsweise kurzer Steuerzeiten an die während eines Schmiedezyklus aufeinanderfolgenden Bewegungsphasen optimal angepasst und den jeweiligen Anforderungen entsprechend eingestellt werden.

[0016] Durch eine entsprechend genaue und zeitlich präzise Steuerung des Hydraulikkreises kann ferner das Bewegungsprofil des Kolbens, beispielsweise die Geschwindigkeit, insbesondere die unmittelbar vor Auftreffen des Bären oder Werkzeugs auf ein Werkstück erreichte Endgeschwindigkeit, vergleichsweise genau eingestellt bzw. gesteuert werden. Das wirkt sich letztendlich vorteilhaft auf das erreichbare Schmiede- oder Umformergebnis aus, und es kann vorteilhafter Weise ein energieeffizienter Betrieb erreicht werden.

[0017] Insbesondere bei Schmiedehämmern kann die Hydraulikpumpe des hydraulische Lineartriebs ausgelegt sein für vergleichsweise hohe Volumenströme von beispielsweise 100 l/min bis 500 l/min oder mehr. Insbesondere können bei noch größeren Volumenströmen mehrere fluidtechnisch parallel geschaltete Hydraulikpumpen verwendet werden. Ein Druckbereich, in welchen die Hydraulikpumpen arbeiten, spricht ein Hydraulikpumpendruck, kann im Bereich zwischen 190 - 220 bar liegen.

[0018] Wie bereits erwähnt, umfasst der hydraulische Lineartrieb einen hydraulisch arbeitenden oder hydraulisch betreibbaren Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, insbesondere einen doppeltwirkenden Hydraulikzylinder mit einseitig des Kolbens sich erstreckender Kolbenstange. Der Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, oder allgemein formuliert der hydraulische Linearmotor, ist fluidtechnisch mit einer Wegeventilbaugruppe, d.h. eine Baugruppe umfassend zumindest ein, insbesondere direkt gesteuertes oder vorgesteuertes, Wegeventil, verbunden, und über die Wegeventilbaugruppe der Hydropumpe fluidtechnisch nachgeschaltet angeordnet. Das bedeutet, dass der Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, durch

die Hydropumpe im Betrieb mit Hydraulikfluid beaufschlagt werden kann.

[0019] Über die Wegeventilbaugruppe verbunden soll insbesondere bedeuten, dass der ein erster Fluidraum, z.B. der Kolbenraum des Differentialzylinders, in einer Schaltstellung eines (Wege-)Ventils oder einer (Wege-)Ventilgruppe mit Hydraulikfluid versorgt oder beaufschlagt werden kann, in einer anderen Schaltstellung vom Differentialzylinder getrennt sein kann, und/oder in einer wieder anderen Schaltstellung mit einem zweiten Fluidraum, z.B. dem Ringraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verschaltet sein kann. Insbesondere soll erwähnt werden, dass die Wegeventilbaugruppe zwei, z.B. genau zwei, Schaltstellungen aufweisen kann, wobei in einer ersten Schaltstellung die Hydropumpe mit dem ersten Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, und in einer zweiten Schaltstellung mit dem zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum des Differentialzylinders, verbunden ist. Weitere bzw. detailliertere Ausführungen zur Verschaltung ergeben sich auch aus weiter unten beschriebenen Ausführungen.

[0020] Der Hydraulikkreis umfasst ferner einen servomotorischen Hydrogenerator, d.h. einen mit einem generatorisch arbeitenden Servomotor gekoppelten Hydromotor. Der Hydrogenerator kann beispielsweise für Volumenströme im Bereich von 300l/min ausgelegt sein. Bei höheren Volumenströmen können mehrere fluidtechnisch parallel geschaltete Hydrogeneratoren bzw. Hydromotoren verwendet werden.

[0021] Der servomotorische Hydrogenerator ist insbesondere derart ausgebildet und in den Hydraulikkreis geschaltet, dass bei Beaufschlagung mit Hydraulikfluid bei ordnungsgemäßem Betrieb der Umformmaschine generatorisch arbeiten, d.h. aus hydraulischer Energie elektrische Energie erzeugen. Dabei kann der Hydromotor aus hydraulischer Energie mechanische Arbeit zum Antrieb des generatorisch arbeitenden Servomotors, sprich Servogenerators, erzeugen, wobei der Servogenerator die mechanische Energie in elektrische Energie umwandeln kann.

[0022] Der servomotorische Hydrogenerator ist erfindungsgemäß unter Verwendung der hierin vorgeschlagenen Wegeventilbaugruppe als unidirektionaler servomotorische Hydrogenerator eingerichtet und in den Hydraulikkreis integriert. Zum Begriff unidirektional wird auf obige Ausführungen verwiesen. Insbesondere soll im Hinblick auf den Hydrogenerator darunter verstanden werden, dass im Betrieb der Umformmaschine Hydraulikfluid stets in gleicher Flussrichtung durch die den Hydromotor fließt, bzw. dass der Hydromotor in jeweils einem oder mehreren aufeinanderfolgenden Arbeitszyklen des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, mit der gleichen Drehrichtung bzw. Flussrichtung des Hydraulikfluids betrieben wird. Die unidirektionale Flussrichtung bzw. Drehrichtung kann insbesondere definiert sein durch eine Flussrichtung vom Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, insbesondere Kolbenraum oder zum Ringraum, zu einem, beispiels-

weise zentralen, Hydrauliktank des Hydrauliksystems.

[0023] Es ist vorgesehen, dass der Hydrogenerator über die Wegeventilbaugruppe dem Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, fluidtechnisch nachgeschaltet ist. Insgesamt können so fluidtechnische Verschaltungen von Hydropumpe, Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, und Hydrogenerator erreicht werden, in welchen Hydropumpe, Differentialzylinder und Hydrogenerator in Wesentlichen stets oder in einem oder mehreren vorgegebenen Zeitabschnitten während eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, in Reihe geschaltet sind, was bedeuten soll, dass in einen Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, einfließendes Hydraulikfluid stets durch die Hydropumpe bereitgestellt wird, und vom Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, abfließendes Hydraulikfluid stets über den Hydrogenerator abgeführt wird.

[0024] Durch die Verwendung und Einbindung des servomotorischen Hydrogenerators ist es möglich, dem vom Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, abfließenden Hydraulikfluid entsprechend der jeweiligen Ansteuerung des generatorisch arbeitenden Servomotors des Hydrogenerators, hydraulische Energie zu entziehen. Insbesondere kann durch eine entsprechende Drehmomentregelung des generatorisch arbeitenden Servomotors der Hydrogenerator als hydraulische Bremse für den Kolben des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, betrieben werden. Insbesondere ist es möglich, den Kolben, und damit das Schlagwerkzeug aktiv zu bremsen.

[0025] Damit ist es mit der hierin vorgeschlagenen Anordnung und hydraulischen Verschaltung von Hydromotor und Hydrogenerator möglich, den Kolben im Wesentlichen zu jedem Zeitpunkt während des Arbeitszyklus durch entsprechende Steuerung aktiv zu beschleunigen und aktiv zu bremsen, ohne dass eine Umsteuerung, d.h. Drehrichtungsumkehr an Hydropumpe oder Hydrogenerator erforderlich wäre. Insbesondere letzteres wirkt sich vorteilhaft auf die Energieeffizienz und die erreichbare Steuerungsgenauigkeit und -geschwindigkeit aus, und kann letztendlich auch zu Verbesserungen in der Umformqualität führen.

[0026] Abgesehen davon, dass der Hydrogenerator als aktive hydraulische Bremse für den Kolben eingesetzt werden kann, kann der Hydrogenerator auch zur Energierückgewinnung verwendet werden, dadurch, dass überflüssige elastische Energie aus dem Hydrauliksystem durch entsprechende Steuerung des Hydrogenerators entzogen wird.

[0027] Die Umformmaschine umfasst des Weiteren zumindest eine zur, insbesondere zumindest abschnittsweise oder zeitlich überlappend gleichzeitigen, Steuerung zumindest der Hydropumpe, des Hydrogenerators und der Wegeventilbaugruppe ausgelegte und ausgebildete Steuereinheit.

[0028] Insbesondere ist es durch entsprechende Ansteuerung der Wegeventilbaugruppe mittels der Steuer-

einheit möglich Hydropumpe, Hydrogenerator und Wegeventilbaugruppe, über einen gesamten Arbeitszyklus des Differentialzylinders hinweg oder zumindest über einen wesentlichen Teil des Arbeitszyklus in Reihe zu schalten, so dass eine definierte und vergleichsweise genaue Bewegungssteuerung des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, durch hydraulische Kopplung des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, an die Hydropumpe erreicht werden kann. Gleichzeitig bzw. parallel dazu kann, insbesondere über den gesamten Arbeitszyklus hinweg, im Hydrauliksystem bzw. Hydraulikkreis gespeicherte oder erzeugte elastische oder hydraulische Energie durch entsprechende Steuerung des Hydrogenerators in elektrische Energie umgewandelt werden.

[0029] Es zeigt sich, dass durch die hierin vorgeschlagene fluidtechnische Verschaltung von Hydropumpe, Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinder, und Hydrogenerator ein gleichzeitiger Betrieb von Hydropumpe und Hydrogenerator umgesetzt werden kann, mit vorteilhaften Auswirkungen auf Steuerungspräzision und Energieeffizienz der Umformmaschine.

[0030] Insbesondere bei Schmiedehämmern mit vergleichsweise hohen Geschwindigkeiten, von z.B. 2m/s bis 5m/s, und vergleichsweise hohen Beschleunigungen am Schlagwerkzeug, kann durch die hierin vorgeschlagene Hydropumpe und den Hydrogenerator und die hierin vorgeschlagene hydraulische Verschaltung der Hydropumpe und des Hydrogenerators über den gesamten Arbeitszyklus hinweg eine im Wesentlichen durchgehende Bewegungssteuerung erreicht werden, was für präzise Schmiedeergebnisse von entscheidendem Vorteil ist, während gleichzeitig im Vergleich zu herkömmlichen Schmiedehämmern ein vergleichsweise energieeffizienter Betrieb möglich ist.

[0031] In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit derart eingerichtet sein, dass zumindest zeitweise während einer Arbeitsbewegung oder eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, die Wegeventilbaugruppe so angesteuert ist, bzw. die Schaltstellung der Wegeventilbaugruppe so eingestellt ist, dass die Hydropumpe mit dem ersten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Kolbenraum, und der Hydrogenerator mit einem zweiten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Ringraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden sind. Im Hinblick auf die Begriffe Kolbenraum und Ringraum wird auf die obigen Ausführungen verwiesen, die entsprechend gelten.

[0032] Die Steuereinheit kann ferner dazu eingerichtet sein, dass zumindest zeitweise während einer Rückholbewegung, d.h. einer der Arbeitsbewegung entgegengesetzten Bewegung, des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, die Wegeventilbaugruppe so angesteuert ist, dass die Hydropumpe mit dem zweiten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Ringraum, und der Hydrogenerator mit dem ersten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Kolbenraum des Dif-

ferentialzylinders, fluidtechnisch verbunden sind.

[0033] Insbesondere kann die Steuereinheit derart eingerichtet sein dass diese die Wegeventilbaugruppe derart steuert, dass die Hydropumpe in sequentiell aufeinander folgenden, insbesondere unmittelbar aufeinanderfolgenden, Abschnitten eines Arbeitszyklus des Differentialzylinders abwechselnd mit erstem Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, und zweitem Fluidraum, insbesondere Ringraum, verbunden wird bzw. ist. Entsprechend kann der Hydrogenerator korrespondierend abwechselnd mit zweitem Fluidraum, insbesondere Ringraum, und erstem Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, verbunden sein.

[0034] Insbesondere mit einer derartigen Steuerung und alternierenden Verschaltung der Hydropumpe und des Hydrogenerators kann der Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, und insbesondere das Schlagwerkzeug, mit kontinuierlich erfolgender Bewegungssteuerung zwischen den Umkehrpunkten des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, und insbesondere auch im Bereich der Umkehrpunkte, kombiniert mit Energierückgewinnung über den Hydraulikgenerator betrieben werden.

[0035] In Ausgestaltungen kann die Wegeventilbaugruppe ein 4/2 Wegeventil umfassen.

[0036] In Ausgestaltungen kann die Wegeventilbaugruppe insbesondere vier einzelne, in einer Brückenschaltung fluidtechnisch miteinander verbundene Hydraulikventile umfassen. Eine Brückenschaltung kann insbesondere eine Ringschaltung von beispielsweise vier Hydraulikventilen mit zwischengeschalteten Anschlussstellen verstanden werden. Beispielsweise kann eine solche Brückenschaltung durch Parallelschaltung jeweils zweier in Serie geschalteter Hydraulikventile umgesetzt sein.

[0037] In Ausgestaltungen kann der Hydraulikkreis zumindest ein Nachsaugventil umfassen, welches fluidtechnisch mit einer Nachsaugquelle, beispielsweise einem Hydraulikfluid-Reservoir, -behälter, oder-tank, einerseits und mit zumindest einem Fluidraum, insbesondere dem Kolbenraum und/oder Ringraum, des Differentialzylinders andererseits verbunden ist.

[0038] Die fluidtechnische Anbindung des Nachsaugventils kann insbesondere derart ausgebildet sein, dass ein in dem zumindest einen Fluidraum beim Betrieb des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, entstehender Unterdruck durch Nachsaugen von Hydraulikfluid über das Nachsaugventil ausgeglichen werden kann. Entsprechende Unterdrücke können bei einem Schmiedehammer beispielsweise im Ringraum beim Rückprall des Schlagwerkzeugs, und/oder wenn in einem Betriebszustand die der Volumenvergrößerung des Kolbenraums größer ist als das von der Hydropumpe bereitgestellte Volumen an Hydraulikfluid. Letzteres kann beispielsweise auftreten, wenn der von der Hydropumpe erzeugte Volumenstrom zurückbleibt bzw. kleiner ist oder wird als die durch Vergrößerung des Kolbenraums bewirkte Volumenänderung des Kolbenraums,

was beispielsweise bei nach anfänglicher Beschleunigung des Kolbens in Richtung Werkstück zur Einregelung der jeweils erforderlichen Geschwindigkeit des Schlagwerkzeugs der Fall sein kann.

[0039] Bei dem Nachsaugventil kann es sich beispielsweise um ein nach Art eines Rückschlagventils ausgebildetes Hydraulikventil, insbesondere einseitig automatisch sperrendes Ventil handeln. Das Nachsaugventil kann beispielsweise für Volumenströme in der Größenordnung zwischen 150 l/min bis 10.000 l/min ausgelegt sein. Die jeweilige Auslegung des Nachsaugventils ist unter anderem Abhängig vom jeweiligen Hubvolumen und den jeweils auftretenden Kolbengeschwindigkeiten.

[0040] In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit eingerichtet sein zur Steuerung der Pumpendrehzahl der Hydropumpe derart, dass die Hydraulikpumpe während des Betriebs, insbesondere während eines oder mehrerer aufeinanderfolgender Arbeitszyklen, stets zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl betrieben wird. Das soll insbesondere bedeuten, dass die Hydraulikpumpe derart angesteuert wird, dass die Pumpendrehzahl nicht unter einem von Null verschiedenen Grenzwert liegt. Das kann insbesondere erreicht werden durch die hierin vorgeschlagene hydraulische Verschaltung der Komponenten des Hydraulikkreises in Kombination mit der hierin vorgeschlagenen Verwendung einer servomotorischen Hydropumpe.

[0041] In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit derart ausgebildet und eingerichtet, sein, dass diese die Hydropumpe derart steuert, bzw. derart steuern kann, dass diese während des Betriebs, insbesondere eines Arbeitsabschnitts eines oder mehrerer Arbeitszyklen Hydraulikzylinders, insbesondere des Differentialzylinders, zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl betrieben wird.

[0042] Insbesondere kann die Steuereinheit so eingerichtet sein, dass die Hydraulikpumpe während einer oder mehrerer unmittelbar aufeinanderfolgender Arbeitszyklen stets zumindest mit der Mindestdrehzahl betrieben wird. Das bedeutet insbesondere, dass in einer entsprechenden Betriebsweise die Mindestdrehzahl die untere Grenze für die Drehzahl der Hydropumpe darstellt. Die Hydraulikpumpe wird bei entsprechendem Betrieb also nicht komplett gestoppt, sondern kontinuierlich mit betrieben, was Vorteile im Hinblick auf Energieeffizienz und Genauigkeit der Einstellung der Geschwindigkeit, insbesondere Endgeschwindigkeit, des Schmiedewerkzeugs mit sich bringen kann.

[0043] In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit derart eingerichtet sein, dass die Hydraulikpumpe zunächst mit der Mindestdrehzahl aktiviert ist bzw. wird, und anschließend die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsbereich eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, zunächst von der Mindestdrehzahl auf eine Maximaldrehzahl erhöht wird. In einem anschließenden Arbeitsabschnitt kann die Pumpendrehzahl von der Maximaldrehzahl auf die Mindestdrehzahl erniedrigt werden, insbesondere derart, dass die Min-

destdrehzahl in einem Umkehrpunkt des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, erreicht ist oder vorliegt. Vorzugsweise handelt es sich beim dem Umkehrpunkt um den dem Einwirkungsbereich des Schlagwerkzeugs zugewandten Umkehrpunkt des Kolbens des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders.

[0044] Gemäß Ausgestaltungen kann die Zunahme der Pumpendrehzahl der Hydropumpe bzw. die Reduktion der Pumpendrehzahl der Hydropumpe entsprechend einer linearen Funktion der Zeit erfolgen. Insbesondere kann die Steuereinheit in Ausgestaltungen derart eingerichtet sein, dass die Maximaldrehzahl vor Erreichen oder im Zeitpunkt des Auftreffens des Schlagwerkzeugs auf ein im Arbeitsbereich positioniertes Werkstück erreicht wird bzw. ist.

[0045] Zum Erreichen einer vorgegebenen Endgeschwindigkeit des Schlagwerkzeugs kann in Ausgestaltungen vorgesehen sein, dass ab dem Erreichen der Maximaldrehzahl die Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe verringert wird, so dass unter Einwirkung der im Hydraulikkreis herrschenden hydraulischen Kräfte und gegebenenfalls der auf das Schlagwerkzeug wirkenden Schwerkraft die bzw. eine vorgegebene Endgeschwindigkeit im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt, oder Umformpunkt, bzw. im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt des Umformpunkts, erreicht ist. Zur Einstellung der Endgeschwindigkeit kann auch der Hydrogenerator als hydraulische Bremse betrieben werden, um den Kolben aktiv abzubremesen.

[0046] Insbesondere aus den obigen Ausführungen ergibt sich, dass durch entsprechende Steuerung der Hydropumpe und des Hydrogenerators der Bewegungsablauf, insbesondere die Endgeschwindigkeit, des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, und damit des Schlagwerkzeugs in den durch den Gesamtaufbau der Umformmaschine gegebenen Grenzen vergleichsweise flexibel variieren und genau einstellen lässt. Insbesondere kann durch eine geeignete Steuerung der Pumpendrehzahl der Hydropumpe, gegebenenfalls unter zusätzlicher Verwendung geeigneter Sensoren zur Messung von Position und/oder Geschwindigkeit des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, oder des Schlagwerkzeugs, und/oder Sensoren zur Messung einer oder mehrerer im Hydrauliksystem herrschenden Drücke, eine vergleichsweise genaue und zuverlässige Einstellung der Auftreffgeschwindigkeit bzw. Endgeschwindigkeit des Schlagwerkzeugs erreicht werden.

[0047] Entsprechend der vorgenannten Ausführungen kann die Umformmaschine, beispielsweise mit der Steuereinheit zusammenwirkende, Sensoren aufweisen, welche dazu ausgebildet sind, die Position des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, und/oder des Schlagwerkzeugs zu ermitteln. Ferner können Sensoren zur Messung des Drucks im Hydraulikkreis, beispielsweise in einer in den ersten Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, mündenden Leitung und oder in einer in den zweiten Fluidraum, insbesondere

Ringraum, mündenden Leitung, angebracht sein. Die Sensoren können mit der Steuereinheit gekoppelt sein, so dass von den Sensoren an die Steuereinheit übermittelte Werte für Drücke und/oder Position des Schlagwerkzeugs oder Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, zur Steuerung der Hydropumpe und/oder des Hydrogenerators verwendet werden können. Bevorzugt werden die Drücke und/oder Positionen von der Steuereinheit verarbeitet und zur Steuerung der Hydropumpe und/oder des Hydrogenerators derart verwendet, dass das Schlagwerkzeug im oder kurz oder unmittelbar vor dem Auftreffpunkt die jeweils erforderliche Endgeschwindigkeit aufweist.

[0048] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass während einer Rückholbewegung, d.h. einer der vorgenannten Arbeitsbewegung entgegengesetzten Arbeitsbewegung, des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, das heißt während eines Bewegungsabschnitts, in welchem sich der Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, bzw. das Schlagwerkzeug nach erfolgter Umformung vom Werkstück entfernt, die Hydropumpe mit der Mindestdrehzahl betrieben wird, d.h. dass die Pumpendrehzahl der Hydropumpe in diesem Bewegungsabschnitt auf die Mindestdrehzahl eingestellt ist bzw. wird. Insbesondere kann der Betrieb mit der Mindestdrehzahl verwendet werden, den Bären zu beschleunigen, und, im Falle einer Oberdruck-Umformmaschine, den Bären nach oben zu fahren.

[0049] In weiteren Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass die Steuereinheit mit Sensoren zur Messung der Geschwindigkeit des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, bzw. Schlagwerkzeugs verbunden ist, das heißt, dass die Umfangmaschine entsprechende Geschwindigkeitssensoren umfassen kann, und ermittelte Geschwindigkeitsdaten von der Steuereinheit zur Steuerung bzw. Regelung der Hydropumpe und/oder des Hydrogenerators verwendet werden, um die Endgeschwindigkeit auf einen vorgegebenen Wert einzuregeln.

[0050] Insbesondere unter Verwendung der hierin vorgeschlagenen Sensoren in Kombination mit den hierin servogesteuerten Komponenten, sprich der Hydropumpe und des Hydrogenerators, ist es beispielsweise möglich die Endgeschwindigkeit des Schlagwerkzeugs im Auftreffpunkt entsprechend des jeweils erforderlichen Wert aufweist. Beispielsweise können im Wesentlichen ohne großen Aufwand in aufeinanderfolgenden Arbeitszyklen verschiedene Endgeschwindigkeit eingestellt werden.

[0051] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass ein Ausgangspunkt zum Start eines Umform- oder Schmiedevorgangs, insbesondere ein Ausgangspunkt von dem aus der Kolben oder Bär in Richtung des Umformbereichs beschleunigt wird, in Abhängigkeit der jeweils gewünschten, erforderlichen bzw. vorgegebenen Endgeschwindigkeit, korrespondierend zur jeweils gewünschten, erforderlichen bzw. vorgegebenen Energie, insbesondere Umformenergie, in Abhängigkeit der in Be-

wegungsrichtung des Kolbens gemessenen Höhe des umzuformenden Werkstücks, und/oder in Abhängigkeit des jeweiligen Umformwegs korrespondierend z.B. zur Stauchung oder Umformung des Werkstücks parallel zur Bewegungsrichtung des Kolbens eingestellt wird.

[0052] Bei dem Ausgangspunkt, von dem aus die Beschleunigung des Bären erfolgt, kann es sich insbesondere um einen vom Umformbereich abgewandten Umkehrpunkt handeln, bei einer Oberdruckumformmaschine beispielsweise um einen oberen Totpunkt des Kolbens oder Bären.

[0053] Eine, wie insbesondere vorweg beschriebene und in Ausgestaltungen mögliche, variable Einstellung des Ausgangspunktes oder Ausgangshubs von dem aus die Beschleunigung des Kolbens bzw. Schlagwerkzeug, Bären oder Gesenks erfolgt, ermöglicht insbesondere eine optimale Einstellung des Bewegungsablaufs des Kolbens oder Bären usw.. Ferner ist es möglich, den Hub, beispielsweise den oberen Totpunkt des Kolbens, variabel einzustellen, so dass beispielsweise verbesserte Umform- oder Schmiedezyklen, oder Umform- oder Schmiedefrequenzen erreicht werden können.

[0054] Insbesondere ist es in Ausgestaltungen möglich, dass die Steuereinheit derart ausgelegt ist, dass der vom Schlagwerkzeug während eines Schmiedezyklus zurückgelegte Weg, bzw. korrespondierende Hübe, minimal ist/sind. Beispielsweise kann die Steuereinheit derart ausgelegt und eingerichtet sein, dass verschiedene Hübe, z.B. ein minimal notwendiger Hub zur Erreichung einer im Umformbetrieb zeitlich nachfolgenden, gewünschten oder vorgegebenen Endgeschwindigkeit oder Umformenergie, durch gezieltes anfahren unterschiedlicher Umkehrpunkte, beispielsweise oberer Totpunkte des Kolbens, realisiert werden.

[0055] Insbesondere ist es durch Verwendung variabler Hübe des Kolbens möglich, Umformzeiten zu optimieren, und den Bewegungsablauf in Abhängigkeit der jeweils gewünschten Endgeschwindigkeit, Umformenergie, in Abhängigkeit der in Bewegungsrichtung des Kolbens gemessenen Höhe des umzuformenden Werkstücks, und/oder in Abhängigkeit des jeweiligen Umformwegs korrespondierend z.B. zur Stauchung oder Umformung des Werkstücks parallel zur Bewegungsrichtung.

[0056] In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit dazu eingerichtet und ausgebildet sein, anhand eines Ausgangspunktes, insbesondere oberen Totpunkts, eines vorangehenden Umformzyklus, z.B. eines Startpunkts des Kolbens oder Bären oder Gesenks zum Beginn eines vorausgehenden Umformzyklus, insbesondere unmittelbar vorausgehenden Umformzyklus, einen weiteren Ausgangspunkt, insbesondere oberen Totpunkt, eines nachfolgenden, vorzugsweise unmittelbar nachfolgenden, Umformzyklus zu ermitteln.

[0057] Insbesondere kann die Steuereinheit dazu ausgelegt sein, auf Grundlage von ersten Steuerdaten zur Bewegungssteuerung z.B. des Kolbens, Bären oder Gesenks eines ersten Umformvorgangs, zweite Steuerda-

ten zur Bewegungssteuerung z.B. des Kolbens, Bären oder Gesenks eines zweiten Umformvorgangs zu ermitteln. Dabei kann der zweite Umformvorgang zeitlich unmittelbar auf den ersten Umformvorgang folgen. Vorteilhafterweise können durch eine solche Steuerung der Umformvorgänge, insbesondere aufeinanderfolgender Umformvorgänge, optimierte Umformzeiten erreicht werden. Die zweiten Steuerdaten können auf Grundlage der ersten Steuerdaten und der für den zeitlich darauffolgenden Umformvorgang vorgegebenen Randbedingungen aus den ersten Steuerdaten ermittelt werden.

[0058] In Ausgestaltungen kann beispielsweise vorgesehen sein, dass eine Schlagenergie, z.B. Umformenergie, eines zuletzt gefahrenen Hubs dazu verwendet wird, die Startposition des Kolbens auf Grundlage einer darauffolgend erforderlichen Schlagenergie von der Steuereinheit oder Steuerung errechnet, insbesondere automatisch ermittelt wird. Beispielsweise kann die Startposition in Abhängigkeit der jeweiligen Höhe des umzuformenden Werkstücks, eingestellt werden.

[0059] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass die Position, insbesondere Ausgangsposition, des Kolbens, oder Bären, oder Gesenks, zum Beginn oder in einen definierten Zeitpunkt während eines Umform- oder Schmiedezyklus ermittelt und/oder dazu verwendet wird als Berechnungsgrundlage zur Ermittlung einer Ausgangsposition von Kolben, Bären oder Gesenk und/oder von Betriebsparametern zur Bewegungssteuerung von Kolben, Bär und/oder Gesenk während oder für einen zeitlich darauffolgenden Umform- oder Schmiedevorgang.

[0060] In Ausgestaltungen kann die Steuereinheit derart eingerichtet und ausgebildet sein, dass diese die Hydraulikpumpe so steuert bzw. steuern kann, dass eine maximale Vorschubgeschwindigkeit des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, oder des Schlagwerkzeugs im Bereich zwischen 1,5m/s bis 6m/s, insbesondere bei etwa 1,5m/s oder 5m/s, oder zwischen 4,8 m/s und 5,5 m/s liegt, und dass bevorzugt eine maximale Rückholgeschwindigkeit des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, im Bereich zwischen 1,5m/s und 2,5m/s, bevorzugt bei 2m/s, insbesondere zwischen 1,8 m/s und 2,1m/s liegt.

[0061] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass der Volumenstrom bei Bremsvorgängen in die eine oder andere Bewegungsrichtung des Kolbens, d.h. bei der Vor- oder Zurückbewegung des Kolbens, im Falle einer Oberdruck-Umformmaschine bei einer Auf- und Abbewegung des Kolbens, etwa gleich sind. Jedoch kann der Volumenstrom in Abhängigkeit von Kolbendurchmesser, Stangendurchmesser, Kolbengeschwindigkeit und anderen variieren, oder in Abhängigkeit dieser Größen eingestellt sein. Insbesondere bei etwa gleichen Bedingungen der Hin- und Herbewegung kann die Rückgewinnung von Energie mittels des Hydrogenerators optimiert werden, und insgesamt ein Energiesparen der Betrieb erreicht werden.

[0062] In Ausgestaltungen kann die Umformmaschine

des Weiteren einen Energiespeicher umfassen, welcher zum Zwecke der Einspeisung von durch den Hydrogenerator erzeugter elektrischer Energie mit dem Hydrogenerator verbunden ist. Auf diese Weise kann die durch den Hydrogenerator erzeugte, bzw. die aus der hydraulischen Energie des Hydraulikkreises durch den Hydrogenerator erzeugte, elektrische Energie zwischengespeichert werden, und in einem darauf folgenden Arbeitszyklus oder Arbeitsabschnitt der Umformerschiene als elektrische Energie wieder zur Verfügung gestellt werden, beispielsweise zum Betrieb der Hydropumpe. Abgesehen davon ist es auch möglich, dass die vom Hydrogenerator erzeugte elektrische Energie in ein mit der Umformmaschine verbundenes Stromnetz, oder Kraft-Wärme-Netz eingespeist wird.

[0063] Es zeigt sich, dass durch die hierin vorgeschlagene spezifische Kombination der hierin vorgeschlagenen Hydraulikkomponenten, insbesondere Hydromotor, Hydrogenerator und Wegeventilbaugruppe und deren Verschaltung, eine besonders genaue und exakte Steuerung der Umformmaschine, insbesondere des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, bzw. Schlagwerkzeugs der Umformmaschine, ermöglicht wird bzw. ist, wobei gleichzeitig durch einen wie hierin vorgeschlagenen Hydraulikkreis ein vergleichsweise energieeffizienter Betrieb der Umformmaschine ermöglicht wird.

[0064] Nach Patentanspruch 8 ist ein Verfahren zur Steuerung eines Arbeitszyklus einer Umformmaschine vorgesehen. Bei der Umformmaschine handelt es sich um einen Schmiedehammer.

[0065] Bei dem hierin vorgeschlagenen Verfahren ist vorgesehen, dass ein mit einem Schlagwerkzeug gekoppelter Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, durch eine über einen Hydraulikkreis und eine dem Hydraulikzylinder fluidtechnisch vorgeschaltete Wegeventilbaugruppe fluidtechnisch gekoppelte, servomotorische Hydropumpe eines hydraulischen Linearantriebs durch Zufuhr von Hydraulikfluid angetrieben wird. Insbesondere kann ein Antrieb des Hydraulikzylinders durch Beaufschlagung eines Fluidraums, insbesondere des Kolbenraums bzw. Ringraums des Differentialzylinders, erfolgen.

[0066] Insbesondere kann vorgesehen sein, dass, insbesondere wenn die Hydropumpe mit einem Fluidraum des Hydraulikzylinders, z.B. Kolbenraum oder Fluidraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden ist, von einem weiteren Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, abfließendes Hydraulikfluid, z.B. das vom zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum, oder ersten Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, abfließende Hydraulikfluid, über die Wegeventilbaugruppe an einen in den Hydraulikkreis der Wegeventilbaugruppe fluidtechnisch nachgeschalteten, servomotorischen Hydrogenerator geleitet wird.

[0067] Insbesondere soll das bedeuten, dass die Hydropumpe an einen Fluidraum fluidtechnisch gekoppelt ist, und dabei, zumindest in einem Abschnitt des Arbeitszyklus, insbesondere zeitgleich, der Hydrogenerator an

den weiteren Fluidraum gekoppelt ist.

[0068] Damit ist zumindest in den Abschnitten, in welchen beide Fluidräume mit Hydropumpe oder Hydrogenerator gekoppelt, insbesondere fluidtechnisch verbunden sind, die duale Steuerung des Hydraulikkreises möglich, was bedeuten soll, dass der Hydraulikkreis insbesondere durch gleichzeitige Ansteuerung von Hydropumpe und Hydrogenerator beeinflusst werden kann oder beeinflussbar ist.

[0069] Insbesondere aus der Möglichkeit zur dualen Steuerung des Hydraulikkreises einerseits über die Hydropumpe und andererseits über den Hydrogenerator kann der Hydraulikzylinder, insbesondere Differentialzylinder, vergleichsweise genau und zuverlässig gesteuert werden, wodurch insbesondere verbesserte Schmiedeergebnisse erhalten werden können.

[0070] Insbesondere auf diese Weise kann erreicht werden, dass Hydromotor und Hydrogenerator während des gesamten Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, zur Verfügung stehen, und getrennt oder gleichzeitig betrieben werden können, wodurch eine vergleichsweise exakte Steuerung des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, bei gleichzeitig energieeffizientem Betrieb erreicht werden kann. Wegen weiteren Vorteilen und vorteilhaften Wirkungen wird auf die obigen Ausführungen verwiesen, die entsprechend gelten.

[0071] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass während einer Arbeitsbewegung, insbesondere Vorschubbewegung in Richtung des Arbeitsbereichs oder Umformbereichs des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, die Wegeventilbaugruppe so angesteuert wird, dass die Hydropumpe mit dem ersten Fluidraum, insbesondere dem Kolbenraum, und der Hydrogenerator mit dem zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden sind.

[0072] In weiteren Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass zumindest zeitweise während einer Rückholbewegung des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, d.h. während einer vom Arbeitsbereich oder Arbeitspunkt des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, oder Schlagwerkzeugs weg gerichteten Bewegung des Hydraulikzylinders oder Schlagwerkzeugs, die Wegeventilbaugruppe so angesteuert ist oder wird, dass die Hydropumpe mit dem zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum, und der Hydrogenerator mit dem ersten Ringraum, insbesondere Kolbenraum, des Differentialzylinders fluidtechnisch verbunden sind. Wegen Vorteilen und vorteilhaften Wirkungen und/oder weiteren Einzelheiten der hier vorgeschlagenen Betriebsweise wird insbesondere auch auf die obigen Ausführungen verwiesen, die entsprechend Anwendung finden.

[0073] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass die Hydropumpe durch die Steuereinheit derart gesteuert wird, dass die Hydropumpe während des Betriebs oberhalb bzw. zumindest mit einer von Null verschiede-

nen Mindestdrehzahl betrieben wird.

[0074] Insbesondere kann in Ausgestaltungen die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsabschnitt eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, zunächst von der Mindestdrehzahl auf eine Maximaldrehzahl erhöht und anschließend von der Maximaldrehzahl auf die Mindestdrehzahl erniedrigt werden, beispielsweise derart, dass in dem Arbeitsbereich des Schlagwerkzeugs zugewandten Umkehrpunkt des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, oder Kolbens die Mindestdrehzahl erreicht ist oder vorliegt.

[0075] Die Steuerung der Pumpendrehzahl kann beispielsweise nach einer vorgegebenen Funktion der Zeit und/oder der Position des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, erfolgen, beispielsweise entsprechend eines linearen Zusammenhangs mit der Zeit. Jedoch ist mit dem hierin vorgeschlagenen Hydrauliksystem auch eine Steuerung unter Verwendung von zumindest teilweise nichtlinearen Zusammenhängen möglich.

[0076] In Ausgestaltungen kann während eines Rückholabschnitts des Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, die Pumpendrehzahl auf die Mindestdrehzahl eingestellt oder eingeregelt werden.

[0077] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass zur Beschleunigung des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, d.h. des Kolbens des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, in Richtung eines einem Umform- oder Arbeitsbereich der Umformmaschine, d.h. des Hydraulikzylinders bzw. Differentialzylinders oder Schlagwerkzeugs, zugeordneten ersten Umkehrpunkts die Pumpendrehzahl der Hydropumpe von der Mindestdrehzahl, insbesondere in linearer Abhängigkeit von der Zeit, auf die Maximaldrehzahl erhöht wird, derart, dass die Maximaldrehzahl vor Erreichen eines dem Umformbereich zugeordneten ersten Umkehrpunkts des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, erreicht wird bzw. ist.

[0078] Ferner kann in Ausgestaltungen vorgesehen sein, dass die Steuerung derart erfolgt, dass die Pumpendrehzahl der Hydropumpe, d.h. die Drehzahl des Hydraulikpumpen der Hydropumpe, nach Erreichen der Maximaldrehzahl derart verringert wird, insbesondere in einem linearen Zusammenhang mit der Zeit, dass die Mindestdrehzahl bei oder mit Erreichen des ersten Umkehrpunkts erreicht wird oder eingestellt ist. Wegen Vorteilen oder vorteilhaften Wirkungen entsprechender Ausgestaltungen wird auf obige Ausführungen verwiesen.

[0079] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass einhergehend mit Erreichen des dem Umformbereich der Umformmaschine zugeordneten ersten Umkehrpunkts oder bei Erreichen der einer vorgegebenen Geschwindigkeit des Bären bzw. des Kolbens die Wegeventilbaugruppe derart gesteuert wird, dass ein Druckausgang der Hydropumpe mit dem zweiten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Ringraum des Hy-

draulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden wird bzw. ist, und dass ein Druckeingang des Hydrogenerators mit dem ersten Fluidraum des Hydraulikzylinders, insbesondere Kolbenraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden wird bzw. ist.

[0080] Insbesondere bei solchen Ausgestaltungen kann eine im Hydrauliksystem der Umformmaschine gespeicherte, erzeugte und/oder entstehende elastische Energie, insbesondere im Hydraulikfluid gespeicherte potentielle Energie, beispielsweise durch Dekompression des Hydraulikfluids bzw. des Hydrauliksystems, über den Hydrogenerator in elektrische Energie oder eine andere sekundäre Energieform umgewandelt werden, und beispielsweise in darauffolgenden Arbeitszyklen der Umformmaschine zugeführt werden. Ergänzend wird in diesem Zusammenhang auf die Ausführungen weiter oben verwiesen, die entsprechend gelten.

[0081] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass ein durch Rückprall des Hydraulikzylinders, insbesondere Differentialzylinders, bzw. Schlagwerkzeugs im ersten Umkehrpunkt erzeugter Unterdruck im zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum, durch zumindest ein Nachsaugventil ausgeglichen wird, welches einerseits mit dem zweiten Fluidraum und andererseits einem Hydraulikbehälter fluidtechnisch verbunden ist. Ferner kann vorgesehen sein, dass ein durch den Rückprall im ersten Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, erzeugter Überdruck, bzw. eine im Hydraulikkreis erzeugte elastische Energie durch Dekompression über den bzw. vom Hydrogenerator in eine sekundäre Energieform, beispielsweise elektrische Energie, gewandelt und vorzugsweise in einem Zwischenspeicher gespeichert wird. Wegen Vorteilen und vorteilhaften Wirkungen wird insbesondere auf die Ausführungen weiter oben sowie weiter unten verwiesen, die entsprechend gelten.

[0082] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass einhergehend mit, oder bei, oder unmittelbar vor, Erreichen eines vom Umformbereich der Umformmaschine abgewandten zweiten Umkehrpunktes des Hydraulikzylinders, insbesondere des Differentialzylinders, die Wegeventilbaugruppe derart angesteuert wird, dass ein Druckausgang der Hydropumpe mit dem ersten Fluidraum, insbesondere Kolbenraum, fluidtechnisch verbunden wird oder ist, und ein Druckeingang des Hydrogenerators mit dem zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum des Differentialzylinders, fluidtechnisch verbunden wird oder ist.

[0083] Insbesondere kann in Ausgestaltungen vorgesehen sein, dass während einer Umsteuerung des Druckausgangs der Hydropumpe und des Druckeingangs des Hydrogenerators gegebenenfalls auftretende Druckschwankungen im Hydrauliksystem durch ein oder mehrere entsprechend in den Hydraulikkreis geschaltete Nachsaugventile ausgeglichen werden. Mit anderen Worten, es können Nachsaugventile vorgesehen sein, derart dass etwaige Druckschwankungen im Hydrauliksystem, insbesondere zur Vermeidung von Druckspit-

zen, ausgeglichen werden können.

[0084] Vorteilhafter Weise ist in Ausgestaltungen vorgesehen, dass die Bewegungssteuerung des Kolbens, Bären und/oder Gesenks durch die Steuereinheit in oder im Bereich der beiden Umkehrpunkte des Kolbens, abgesehen des lediglich im umformenden Umkehrpunkt auftretenden Rückpralls, in etwa bzw. im Wesentlichen in gleicher Weise durchgeführt wird. Das bedeutet insbesondere, dass, abgesehen von der zeitlichen Spanne, in welcher ein Rückprall auf das Hydrauliksystem wirkt, in beiden Umkehrpunkten, ggf. Schwerkraftbereinigt, eine im Wesentlichen gleiche Bewegungssteuerung angewandt werden kann.

[0085] In Ausgestaltungen kann vorgesehen sein, dass mehrere aufeinanderfolgende Arbeitszyklen nach einer der oben beschriebenen Ausgestaltungen gesteuert wird/werden, wobei die Hydropumpe und der Hydrogenerator während der Arbeitszyklen durchgehend in gleicher Drehrichtung, d.h. ohne Drehrichtungsumkehr, betrieben werden, und/oder wobei die Hydropumpe über die mehreren Arbeitszyklen hinweg zumindest mit der von Null verschiedenen Mindestdrehzahl betrieben wird, und/oder wobei in einem Arbeitszyklus und/oder Teilarbeitszyklus durch den Hydrogenerator erzeugte Sekundärenergie, beispielsweise elektrische Energie, in einem darauffolgenden Arbeitszyklus und/oder Teilarbeitszyklus der Umformmaschine, insbesondere der Hydropumpe, zugeführt wird. Insbesondere auf diese Weise kann eine vorteilhafte Energieeffizienz erreicht werden.

[0086] Aus den obigen und vorangehenden Ausführungen wird insbesondere deutlich, dass mit der hierin vorgeschlagenen Umformmaschine und dem hierin vorgeschlagenen Verfahren zur Steuerung der Umformmaschine die der Erfindung zugrunde liegende Aufgabe gelöst wird.

[0087] Ausführungsbeispiele der Erfindung werden nachfolgend anhand der anhängenden Figuren näher beschrieben. Es zeigen:

FIG. 1 eine schematische Darstellung des Aufbaus eines gemäß einer Ausgestaltung der Erfindung ausgebildeten Schmiedehammers;

FIG. 2 den Schmiedehammer nach FIG. 1 in einem ersten Betriebszustand;

FIG. 3 den Schmiedehammer nach FIG. 1 in einem zweiten Betriebszustand;

FIG. 4 den Schmiedehammer nach FIG. 1 in einem dritten Betriebszustand; und

FIG. 5 ein Arbeitsdiagramm betreffend Betriebs- und Steuergrößen des Schmiedehammers.

[0088] FIG. 1 zeigt eine schematische Darstellung des Aufbaus eines gemäß einer Ausgestaltung der Erfindung ausgebildeten Oberdruck Schmiedehammers 1.

[0089] Komponenten des Schmiedehammers 1 werden nachfolgend anhand der FIG. 1 näher beschrieben, wobei Funktion und Betriebsweise des Schmiedehammers 1 insbesondere im Zusammenhang mit FIG. 2 bis 5 näher erläutert werden.

[0090] Der Schmiedehammer 1 umfasst ein (nicht dargestelltes) Gestell, an welchem ein Differentialzylinder 2 festgelegt ist. Am Gestell ist ferner ein Untergesenk 3 mit einem daran lösbar angebrachten Unterwerkzeug 4 befestigt.

[0091] An einem in einem Zylinderrohr 5 des Differentialzylinders 2 längsverschiebbar geführten Kolben 6 ist eine sich einseitig vom Kolben 6 erstreckende Kolbenstange 7 angebracht.

[0092] An einem vom Kolben 6 entfernt gelegenen Ende der Kolbenstange 7 ist ein als Bär 8, d.h. Schmiedebär, ausgebildetes Obergesenk befestigt, welches mit dem Kolben 6 einhergehend in Längsrichtung des Zylinderrohrs 5 hin- und her bewegt werden kann.

[0093] Der Bewegungsfreiheitsgrad des Kolbens 6 bzw. Bären 8 ist in FIG. 1 anhand eines Doppelpfeils schematisch dargestellt. Im vorliegenden Fall ist der Schmiedehammer 1 als ein Vertikalschmiedehammer ausgebildet, was bedeuten soll, dass im ordnungsgemäßen Betriebszustand eine Bewegung des Bären 8 bzw. eines daran lösbar befestigten Oberwerkzeugs 9 in vertikaler Richtung von oben nach unten und umgekehrt erfolgt.

[0094] Im Beispiel der FIG. 1 ist der Schmiedehammer 1 in einem Arbeitszustand gezeigt, in welchem das Oberwerkzeug 9 am Unterwerkzeug 4 anliegt, korrespondierend zu einem ersten Umkehrpunkt U1 des Bären 8 bzw. Oberwerkzeugs 9.

[0095] Der Schmiedehammer 1 weist einen den Differentialzylinder 2 umfassenden Hydraulikkreis auf, mit einer, oder je nach Bedarf mehreren, servomotorischen Hydropumpen 27, welche einen über einen Servomotor 10 gesteuerte Hydraulikpumpe 11 umfasst, deren Druckseite 12 mit einem 4/2 Wegeventil 13 und deren Saugseite 14 mit einem Hydrauliktank 15 fluidtechnisch verbunden sind.

[0096] Der Hydraulikkreis umfasst ferner einen Hydrogenerator 16 dessen Eingangsseite 17 mit dem Wegeventil 13 verbunden ist, und dessen Ausgangsseite 18 mit dem Hydrauliktank 15 fluidtechnisch verbunden ist.

[0097] Die Umformmaschine 1 umfasst des weitere eine Steuereinheit 19, welche ausgebildet ist, und mit entsprechenden Steuerleitungen versehen ist, so dass die Komponenten des Schmiedehammers 1, insbesondere Wegeventil 13, Hydropumpe 27, und Hydrogenerator 16, und ggf. weitere Komponenten gesteuert werden können.

[0098] Die Steuereinheit 19 kann mit diversen Sensoren zur Erfassung von Betriebsparametern des Schmiedehammers 1 ausgestaltet sein. Beispielsweise kann der Schmiedehammer 1 einen oder mehrere Drucksensoren 20 aufweisen, mit welchen beispielsweise ein in einem Kolbenraum 21 des Differentialzylinders 2 und/oder ein

in einem Ringraum 22 des Differentialzylinders 2 beim Betrieb des Schmiedehammers 1 herrschender Druck erfasst werden kann, welcher beispielsweise durch die Steuereinheit 19 zur Steuerung des Schmiedehammers 1, insbesondere des Differentialzylinders 2 und/oder der Hydropumpe 27 und/oder des Hydrogenerators 16 verwendet werden kann.

[0099] Der Hydrogenerator 16 umfasst einen, oder je nach Bedarf mehrere, Hydromotoren 28 und einen mit dem Hydromotor 28 antriebsmechanisch gekoppelten Servogenerator 29, d.h. einen generatorisch betriebenen Servomotor.

[0100] Die Hydropumpe 27 und der Hydrogenerator 16 können anhand des Servomotors 10 und des Servogenerators 29 gesteuert werden, und sind zu diesem Zwecke über entsprechende Steuerleitungen mit der die Steuereinheit 19 verbunden. Insbesondere können die Hydropumpe 27 und der Hydrogenerator 16 so gesteuert werden, dass der Bär 9 oder Kolben 6 einem vorgegebenen Bewegungsablauf folgt, wobei Hydropumpe 27 und Hydrogenerator 16 die jeweils erforderliche hydraulische Antriebsleistung oder Bremsleistung zur Verfügung stellen.

[0101] Der Schmiedehammer 1 kann des Weiteren einen Positions- und/oder Geschwindigkeitssensor 23 umfassen, mit welchem durch die Steuereinheit 19 eine Position und/oder Geschwindigkeit des Bären 8 bzw. des Kolbens 6 ermittelt werden kann, wobei entsprechende Positions- und/oder Geschwindigkeitsdaten zur Steuerung des Hydraulikkreises, insbesondere der Hydropumpe 27 und/oder des Hydrogenerators 16 und/oder des Wegeventils 13, verwendet werden können, beispielsweise zur Steuerung oder Einstellung einer jeweils gewünschten Endgeschwindigkeit oder Auftreffgeschwindigkeit des Differentialzylinders 2.

[0102] Der im Zusammenhang mit den Figuren gezeigte Schmiedehammer 1 umfasst des Weiteren einen Energiespeicher 24 in welchen durch den Hydrogenerator 16, beispielsweise durch Umwandlung von hydraulischer Energie, insbesondere elastischer Energie, aus dem Hydraulikkreis erzeugte Sekundärenergie, beispielsweise in Form elektrischer Energie, gespeichert werden kann. Zur Lade- und Entladesteuerung kann der Energiespeicher 24 mit der Steuereinheit 19 verbunden sein. Insbesondere kann der Energiespeicher 24 und die zugehörige Steuerung so aufeinander abgestimmt sein, dass aus einem oder mehreren vorangehenden Arbeitszyklen des Schmiedehammers 1 rückgewonnene Energie zum Betrieb des Schmiedehammers 1, beispielsweise der Hydropumpe 27, in nachfolgenden Arbeitszyklen verwendet oder abgerufen wird.

[0103] Der Kolbenraum 21 und der Ringraum 22 des Differentialzylinders 2 sind zum Ausgleich von im Hy-

drauliksystem etwaig auftretenden Unterdrücken über Nachsaugventile 25 mit dem Hydrauliktank 15 derart fluidtechnisch verbunden, dass Hydraulikflüssigkeit 30 über die Nachsaugventile 25 im Falle eines Unterdrucks aus den Hydrauliktank 15 angesaugt und so ins Hydrauliksystem eingebracht werden kann.

[0104] Insbesondere können der Kolbenraum 21 und Ringraum 22 jeweils über ein Nachsaugventil 25 fluidtechnisch mit dem Hydrauliktank 15, oder einer Hydraulikfluidquelle, verbunden sein, so dass im Falle eines Unterdrucks Hydraulikfluid durch eine vom Unterdruck verursachte Saugwirkung in den Kolbenraum 21 oder Ringraum 22 gesaugt wird.

[0105] Bei den Nachsaugventilen 25 kann es sich beispielsweise um federbelastete Rückschlagventile, oder andere gleichartige Ventile handeln, welche einen lediglich unidirektionalen Fluss von Hydraulikfluid in Richtung vom Hydrauliktank 15 zum Kolbenraum 21 oder Ringraum 22 zulassen, in entgegengesetzter Richtung jedoch sperren.

[0106] Eine beispielhafte Betriebsweise des Schmiedehammers 1 auf Grundlage der oben beschriebenen Komponenten wird nachfolgend anhand der FIG. 2 bis FIG. 5 beschrieben, welche den Schmiedehammer 1 in unterschiedlichen Betriebszuständen zeigen.

[0107] FIG. 2 zeigt den Schmiedehammer 1 in einen Betriebszustand, in welchem die Hydropumpe 27 und das Wegeventil 13 von der Steuereinheit 19 derart gesteuert sind, dass der Kolben 6 des Differentialzylinders 2 in Richtung des Unterwerkzeugs 4 zum Zwecke der Bearbeitung eines Werkstücks 26 beschleunigt oder bewegt wird.

[0108] Das Wegeventil 13 ist in vorliegendem Ausführungsbeispiel als 4/2 Wegeventil ausgeführt, und in dem in FIG. 1 gezeigten Betriebszustand so geschaltet, dass ein erster Anschluss A1, der fluidtechnisch mit der der Druckseite 12 der Hydraulikpumpe 11 verbunden ist, auf einen zweiten Anschluss A2 durchgeschaltet ist, welcher fluidtechnisch mit dem Kolbenraum 21 verbunden ist. Auf diese Weise kann Hydraulikfluid 30 durch entsprechende Steuerung des Servomotors 10 durch die Hydraulikpumpe 11 vom Hydrauliktank 15 in den Kolbenraum 21 gepumpt werden, um so den Hub des Kolbens 6 zu vergrößern und eine hydraulische Beschleunigungskraft auf den Kolben 6 zu übertragen.

[0109] Ferner ist in dem in FIG. 1 gezeigten Betriebszustand, in welchem der Kolben 6 beschleunigt, bzw. in Richtung des Unterwerkzeugs 4 bewegt wird, ein dritter Anschluss A3 des Wegeventils 13 fluidtechnisch mit dem Ringraum 22 verbunden, und durchgeschaltet auf einen vierten Anschluss A4 des Wegeventils 13, welcher fluidtechnisch mit dem Hydrogenerator 16, genauer mit der Eingangsseite 17 des Hydromotors 28, verbunden ist.

[0110] Da der Schmiedehammer 1 im vorliegenden Beispiel als Oberdruck Schmiedehammer 1 mit einem oben liegenden Differentialzylinder 2 ausgebildet ist, tragen zur Beschleunigung des Bären 8 in Richtung des Unterwerkzeugs 4 neben den durch die Hydropumpe 27

und den Hydrogenerator 16 erzeugten hydraulischen Kräfte noch die Gewichtskräfte der bewegten Masse, insbesondere von Bär 8, Kolbenstange 7, Kolben 6, Oberwerkzeug 9 usw., bei.

[0111] Bei einem Unterdruck Schmiedehammer oder Unterdruck-Schmiedebären, auf welchen die vorliegende Erfindung ebenfalls anwendbar ist, wirken die Gewichtskräfte bei der Beschleunigung des Bären in Richtung des zu bearbeitenden Werkstücks der hydraulischen Kraft entgegen, was durch das hierin vorgeschlagene hydraulische System ebenfalls steuerungstechnisch erfasst werden kann. Bei einer Kombination Oberdruck und Unterdruck Schmiedehammer können sowohl Oberdruck als auch Unterdruck Schmiedehammer mit dem hierin vorgeschlagenen Verfahren gesteuert werden und einen entsprechenden Aufbau aufweisen.

[0112] Zurückkommend auf den in FIG. 1 gezeigten Zustand wird weiter ausgeführt, dass in dem gezeigten Betriebszustand der Bär 8 durch die Hydropumpe 27 derart mit Hydraulikfluid 30 beaufschlagt wird, und der Hydrogenerator 16, sofern erforderlich, dem hydraulischen System hydraulische Energie entzieht und insoweit als hydraulische Bremse wirkt, dass das Oberwerkzeug 9 beim Auftreffen auf das zu bearbeitende Werkstück 26 eine jeweils gewünschte Auftreffgeschwindigkeit bzw. Endgeschwindigkeit aufweist, und entsprechend eine jeweils gewünschte bzw. vorgegebene Umformenergie an das Werkstück abgegeben werden kann.

[0113] Zur Steuerung der Beschleunigung und Einstellung der Geschwindigkeit des Bären 8 kann die Steuereinheit 19 einen oder mehrere Positions- und/oder Geschwindigkeitssensoren 23 auswerten, und anhand der dadurch erhaltenen Daten, beispielsweise anhand der ermittelten tatsächlichen Geschwindigkeit des Bären 8, oder entsprechend des Oberwerkzeugs 9 oder des Kolbens 6, die Hydropumpe 28 und/oder den Hydrogenerator 16 derart steuern dass die gewünschte Endgeschwindigkeit erreicht wird.

[0114] Während der Bewegung des Bären 8 bzw. Kolbens 6 in Richtung des Werkstücks 26 oder Unterwerkzeugs 4 fließt, entsprechend des von der Hydraulikpumpe 11 erzeugen Volumenstroms, Hydraulikfluid 30 in den Kolbenraum 21. Gleichzeitig wird im Ringraum 22 befindliches Hydraulikfluid 30 aus dem Ringraum 22 verdrängt, welches über das Wegeventil 13 und den Hydrogenerator 16 in den Hydrauliktank 15 rückgeführt wird.

[0115] Indem in der Rückführleitung der Hydrogenerator 16 eingeschaltet ist, kann beispielsweise im Hydrauliksystem gespeicherte elastische Energie dem hydraulischen System entzogen und in elektrische Energie umgewandelt werden. Die elektrische Energie kann wiederum im Energiespeicher zwischengespeichert und dem Schmiedehammer 1 in darauffolgenden Arbeitszyklen, oder auch unmittelbar bereitgestellt werden. Im hydraulischen System gespeicherte elastische Energie kann beispielsweise durch Dekompression des Hydraulikfluids 30 freigesetzt werden.

[0116] Ferner kann durch entsprechende Steuerung

des Hydrogenerators 16, d.h. des Servogenerators 29, dem Hydraulikkreis hydraulische Energie dadurch entzogen werden, indem beispielsweise das Drehmoment des Servogenerators 29 erhöht wird, so dass kinetische Energie des durch den Hydromotor 28 fließenden Hydraulikfluids in elektrische Energie umgewandelt wird. Letzteres führt insgesamt zu einer Bremswirkung, so dass die bewegte Masse, insbesondere Kolben 6, Bär 8 usw., gezielt abgebremst werden kann.

[0117] Das bedeutet, dass der Hydrogenerator 16 in dem hier vorgeschlagenen Hydrauliksystem als hydrofluidische Bremse zur Erzeugung einer Bremswirkung für die bewegte Masse, insbesondere den Bären 8, betrieben werden kann. Beispielsweise kann die hydrofluidische Bremswirkung zu Zwecken der Einstellung einer jeweils erforderlichen Endgeschwindigkeit bei der Bewegung in Richtung des ersten Umkehrpunkts U1 und/oder zur Abbremsung der bewegten Masse bei der Bewegung in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2, z.B. im Bereich des oberen zweiten Umkehrpunkts unter entsprechender Steuerung des Hydrogenerators 16 eingesetzt werden.

[0118] Mit der hierin vorgeschlagenen Lösung sind Hydropumpe 27 und Hydrogenerator 16 im Wesentlichen während des gesamten Arbeitszyklus jederzeit gleichzeitig betreibbar sind, wobei die Hydropumpe 27 die Erzeugung einer (positiven) Beschleunigungskraft, und der Hydrogenerator 16 die Erzeugung einer entgegengesetzten Bremskraft ermöglichen. Insbesondere dadurch kann eine vergleichsweise exakte und präzise Steuerung des Bewegungsablaufs z.B. des Bären 9, im Wesentlichen, d.h. z.B. abgesehen von Zeitabschnitten in welchen das Wegeventil 13 umgesteuert wird, während des gesamten Arbeitszyklus des Schmiedehammers 1 erreicht werden.

[0119] Etwaige, im Hydrauliksystem, d.h. hydraulischen System, kolbenraumseitig auftretende Unterdrücke können bei dem gezeigten Schmiedehammer 1 insbesondere dadurch ausgeglichen werden, dass Hydraulikfluid 30 über das fluidtechnisch mit dem Kolbenraum 21 und dem Hydrauliktank 15 verbundenes Nachsaugventil 25 nachfließen kann.

[0120] Unterdrücke im kolbenraumseitigen Teil des Hydrauliksystems können beispielsweise auftreten, wenn während der Beschleunigung des Bären 8 die durch die Hydropumpe 27 erzeugte Volumenstrom an Hydraulikfluid 30 hinter der durch Vergrößerung des Kolbenraums 21 hervorgerufenen Volumenänderung zurückbleibt. Letzteres kann beispielsweise auftreten wenn die Volumenänderung des Kolbenraums 21 verursacht durch die beschleunigende Wirkung der Schwerkraft größer ist als der von der Hydropumpe 27 bereitgestellte Volumenstrom an Hydraulikfluid 30.

[0121] Beispielsweise kann nach Ablauf einer vorgegebenen Beschleunigungszeit oder -phase, d.h. am oder nach dem Ende der hydraulischen Füllzeit des Kolbens, der Volumenstrom der Hydraulikpumpe reduziert werden, so dass der Kolben die jeweils vorgegebene End-

geschwindigkeit erreicht.

[0122] In beispielhaften Betriebsabläufen kann die zur Bewegung des Bären 8 von einem vom Unterwerkzeug 4 entfernt gelegenen zweiten Umkehrpunkt U2 des Kolbens 6 oder des Bären 8 zum ersten Umkehrpunkt U1 benötigte Zeit etwa 200 ms (Millisekunden) betragen.

[0123] Im Hinblick auf die bei Schmiedehämmern durchaus erheblichen zu bewegendenden Massen bis hin zu mehreren Tonnen und vergleichsweise hohen Endgeschwindigkeiten, sind entsprechend hohe Hydraulikleistungen erforderlich, welche zudem in vergleichsweise kurzer Zeit und darüber hinaus mit hoher Genauigkeit eingeregelt und gesteuert werden müssen.

[0124] Darüber hinaus treten bei Schmiedehämmern vergleichsweise hohe Volumenströme an Hydraulikfluid und vergleichsweise hohe Strömungsgeschwindigkeiten im Hydraulikkreis auf, welche zur Sicherstellung eines sicheren und zuverlässigen Betriebs entsprechend gesteuert werden müssen.

[0125] Insbesondere diese vorgenannten Aufgaben und Herausforderungen können mit der hierin vorgeschlagenen und beschriebenen Umformmaschine, insbesondere dem hierin vorgeschlagenen Hydrauliksystem, gelöst werden.

[0126] FIG. 3 zeigt den Schmiedehammer 1 in einem Betriebszustand, in welchem der Bär 8 im ersten Umkehrpunkt U1, d.h. vorliegend dem unteren Umkehrpunkt, ist. Indem der Bär 8, insbesondere das Oberwerkzeug 9 auf das Werkstück 26 auftrifft, wird die jeweils bewegte Masse, umfassend insbesondere die Masse des Bären 8, des Oberwerkzeugs 9, des Kolbens 6, der Kolbenstange 7, abgebremst, wobei die Bewegungsenergie in Umformenergie in das Werkstück 26 zu dessen Umformung eingebracht wird.

[0127] Insbesondere durch das hierin vorgeschlagene Hydrauliksystem mit während des Arbeitszyklus gleichzeitig betreibbarer Hydropumpe 27 und Hydrogenerator 16 ist es möglich, die Endgeschwindigkeit des Bären 8 vergleichsweise genau einzustellen, so dass vorteilhafte Schmiedeergebnisse erhalten werden können.

[0128] Unmittelbar anschließend an oder im Bereich des Auftreffens des Oberwerkzeugs 9 auf das Werkstück 26 kann an der abgebremsten Masse ein insbesondere in Abhängigkeit des Materials des Werkstücks mehr oder weniger ausgeprägter 26 Rückprall auftreten, der eine Beschleunigung in einer vom Unterwerkzeug 4 weg gerichteten Richtung mit sich bringt. Auftreffen und Rückprall können beispielsweise in einem Zeitbereich von 0,5 ms bis 20 ms stattfinden.

[0129] Durch den Rückprall wird insbesondere der Kolben 6 vom ersten Umkehrpunkt U1 schlagartig in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2 bewegt. Dadurch entsteht einerseits im Kolbenraum 21 für das darin befindliche Hydraulikfluid eine Verdrängungswirkung, und andererseits entstehen im Ringraum 22 bzw. im entstehenden Ringraum 22 ein Unterdruck und korrespondierend dazu eine Sogwirkung.

[0130] Um den im Hydrauliksystem geänderten Bedin-

gungen im Bereich des Aufpralls und/oder ersten Umkehrpunkts Rechnung zu tragen wird das Wegeventil 13 durch die Steuereinheit 19 entsprechend gesteuert, insbesondere derart, dass der dritte Anschluss A3 fluidtechnisch mit dem ersten Anschluss A1 verbunden ist, und dass der zweite Anschluss A2 mit dem vierten Anschluss A4 des Wegeventils 13 verbunden ist. Dadurch werden der der Kolbenraum 21 fluidtechnisch mit dem Hydrogenerator 16, und der Ringraum 22 fluidtechnisch mit der Druckseite 12 der Hydraulikpumpe 11 verbunden. Eine entsprechende Umsteuerung des Wegeventils 23 kann zeitlich auch schon vor dem ersten Umkehrpunkt U1 erfolgen, beispielsweise in dem Zeitpunkt, in dem der Bär 9 die gewünschte Endgeschwindigkeit aufweist. Beispielsweise kann ein Umschalten des Wegeventils 23 zu einem Zeitpunkt erfolgen, in welchem die jeweils gewünschte Endgeschwindigkeit erreicht, und ein ggf. erforderliches Abbremsen oder Abbremsvorgang des Kolbens 6 oder Bären 8 abgeschlossen ist. Der Abbremsvorgang kann beispielsweise im Endbereich der Bewegung des Bären 8 in Richtung des Umformbereichs bzw. in Richtung des Werkstücks 26 erfolgen. Das Ende des Abbremsvorgangs kann zeitlich vor dem Auftreffzeitpunkt des Bären 8 im Arbeitsbereich liegen. Insoweit kann ein Umschalten des Wegeventils 23 zeitlich, insbesondere kurz vor dem Auftreffzeitpunkt erfolgen, insbesondere derart dass die jeweils erforderliche Schaltstellung des Wegeventils 23 zumindest im Auftreffzeitpunkt vorliegt.

[0131] Generell kann die Steuerung des Wegeventils 23 derart erfolgen, dass Steuervorgänge, insbesondere unter Berücksichtigung etwaiger Systemträgheiten oder Schaltzeiten, zeitlich vorversetzt derart eingeleitet werden, dass die für einen gewissen Zeitpunkt erforderliche Schaltstellung des Wegeventils 23 im jeweiligen Zeitpunkt sicher erreicht ist.

[0132] In der Schaltstellung des Wegeventils 13, welche in dem Betriebszustand der FIG. 4 gezeigt ist, kann durch die Verdrängungswirkung aus dem Kolbenraum 21 verdrängtes Hydraulikfluid 30 über den Hydrogenerator 16 in den Hydrauliktank 15 abgeleitet werden. Insbesondere kann z.B. die mit dem Rückprall im Hydrauliksystem erzeugte und durch Dekompression des Hydrauliksystems frei werdende elastische Energie vom Hydrogenerator 16 in elektrische Energie gewandelt werden, wobei der Hydrogenerator 16 über den Servogenerator 29 entsprechend gesteuert wird, so dass dieser vom Hydromotor 28 angetrieben die elastische Energie zumindest teilweise in elektrische Energie umwandeln kann.

[0133] Die elektrische Energie kann in dem mit dem Servogenerator 29 elektrisch verbundenen Energiespeicher 24 gespeichert werden und z.B. für nachfolgende Arbeitszyklen zum elektrischen Antreiben der Hydropumpe 27 u.a. verwendet werden.

[0134] Ferner kann durch die fluidtechnische Verbindung von Hydropumpe 27 und Ringraum 22 dem Ringraum 22 Hydraulikfluid 30 zugeführt werden, um zumin-

dest teilweise das durch die Bewegung des Kolbens in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2 im Ringraum 22 erforderliche Hydraulikfluid bereitzustellen bzw. den Ringraum 22 entsprechend der Bewegung des Kolbens 6 zumindest teilweise mit Hydraulikfluid 30 zu versorgen.

[0135] Aufgrund der beim Rückprall auftretenden vergleichsweise hohen Beschleunigungen kann es vorkommen, dass die durch die Bewegung des Kolbens 6 in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2 verursachte Volumenänderung des Ringraums 22 größer ist als der von der Hydropumpe 27 gelieferte Volumenstrom. In dieser Situation kann ringraumseitig trotz aktiver Hydropumpe 27 ein Unterdruck bzw. eine Sogwirkung, entstehen, der/die gemäß der hierin vorgeschlagenen Lösung durch das ringraumseitige Nachsaugventil 25 ausgeglichen werden kann. Durch das ringraumseitige Nachsaugventil 25 ist der Ringraum 22 fluidtechnisch mit dem Hydrauliktank 15 verbunden, so dass durch die Sogwirkung bedingt Hydraulikfluid 30 vom Hydrauliktank 15 in den Ringraum 22 nachfließen kann.

[0136] Das bzw. die Nachsaugventile 25, können, wie bereits erwähnt, als Rückschlagventile ausgebildet sein, und bieten die Möglichkeit, Unterdruckspitzen im Hydrauliksystem aufzufangen, ohne dass es hierzu einer vollumfänglichen Steuerung des Hydrauliksystems durch die Steuereinheit 19 bedarf.

[0137] Insbesondere ist es zum Ausgleich von Unterdruckspitzen, oder generell Unterdrücken, nicht erforderlich, die Hydropumpe 27, beispielsweise im Bereich des Rückpralls, entsprechend mit erhöhter Drehzahl und entsprechend hoher Förderleistung zu betreiben. Stattdessen kann nach Umsteuern des Wegeventils 13 entsprechend der Konfiguration nach FIG. 4, bei welcher die Hydropumpe 27 fluidtechnisch mit dem Ringraum 22 und der Hydrogenerator 16 fluidtechnisch mit dem Kolbenraum 21 verbunden sind, die Hydropumpe 27 durch die Steuereinheit 19 beispielsweise mit einer Minstdrehzahl bzw. Mindestfördermenge betrieben werden, die erforderlich ist um den Kolben 6, nach Abklingen des Rückpralls, mit der jeweils gewünschten Geschwindigkeit zum zweiten Umkehrpunkt U2 zu bewegen. Auf diese Weise kann insbesondere der Steuerungsaufwand reduziert werden.

[0138] Die Bewegung des Kolbens 6 vom ersten U1 zum zweiten Umkehrpunkt U2 kann in beispielhaften Arbeitszyklen z.B. in etwa 500 ms erfolgen.

[0139] Bei Erreichen oder in einem Zeitraum vor Erreichen des zweiten Umkehrpunkts U2 kann die Steuereinheit 19 den Hydraulikkreis, insbesondere Wegeventil 13 und Hydropumpe 27 und Hydrogenerator 16, derart steuern, dass der Kolben 6 mitsamt der mit diesem verbundenen bewegten Masse abgebremst wird. Der Abbremsvorgang kann in beispielhaften Arbeitszyklen z.B. in einer Zeitspanne von ca. 100 ms erfolgen.

[0140] Zur Abbremsung des Kolbens 6 und der damit bewegten Masse im Bereich des zweiten Umkehrpunkts U2 kann die Steuereinheit 19 den Hydrogenerator 16 derart ansteuern, dass dem vom Kolbenraum 21 rückströ-

menden Hydraulikfluid durch den Hydrogenerator 16 hydraulische Energie entzogen wird, so dass der Hydrogenerator 16 als hydrofluidische Bremse wirkt.

[0141] Gleichzeitig kann, sofern nicht bereits geschehen, die Hydropumpe 27 so gesteuert werden, dass deren Fördermenge reduziert wird oder ist, beispielsweise derart, dass die Hydropumpe 27 mit der Minstdrehzahl betrieben wird.

[0142] Bei der Abbremsung wirkt bei einem Oberdruck betriebenen Schmiedehammer entsprechend der Figuren die auf die bewegte Masse wirkende Schwerkraft zusätzlich bremsend für die Bewegung in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2.

[0143] Zur Abbremsung im Bereich des zweiten Umkehrpunkts U2 wird, ggf. unter Verwendung von sensorbasiert erfassten Positions- und/oder Geschwindigkeitsdaten des Bären 8, das Hydrauliksystem jedenfalls so gesteuert, dass der Bär 8 im zweiten Umkehrpunkt U2 vollständig abgebremst ist. Lediglich der Vollständigkeit wird angemerkt, dass im ersten Umkehrpunkt U1 die Abbremsung der bewegten Masse durch den Schmiedevorgang als solchen erfolgt, wobei jedoch im ersten Umkehrpunkt U1 Effekte wie Rückprall durch geeignete Steuerung des Hydrauliksystems aufzufangen oder zu bewältigen sind.

[0144] Nach dem Abbremsen im zweiten Umkehrpunkt U2 kann die Steuereinheit 19 das Hydrauliksystem entsprechend des vorweg beschriebenen Ablaufschemas zur Ausführung eines weiteren Arbeitszyklus steuern. Dabei kann die Steuereinheit 19 das Wegeventil 13 derart steuern, dass die Hydropumpe 27, wie in FIG. 2 gezeigt, fluidtechnisch wieder mit dem Kolbenraum 21 und der Hydrogenerator 16 fluidtechnisch wieder mit dem Ringraum 22 verbunden ist.

[0145] Sofern in einem nachfolgenden Arbeitszyklus etwa eine von einem vorausgehenden Arbeitszyklus verschiedene Auftreffgeschwindigkeit erforderlich ist, können die Hydropumpe 27 und der Hydrogenerator 16 bei der Beschleunigung der bewegten Masse, und ggf. bei der Abbremsung der bewegten Masse zur Einstellung der gegebenen Auftreffgeschwindigkeit entsprechend gesteuert werden.

[0146] Hierbei soll angemerkt werden, dass eine Veränderung oder Variation der Auftreffgeschwindigkeit mit dem hierin vorgeschlagenen Hydrauliksystem und der hierin vorgeschlagenen Verschaltung der Hydropumpe 27, des Wegeventils 13 und des Hydrogenerators 16 und der damit verbundenen Steuerung 19 vergleichsweise einfach bewerkstelligt werden kann. Insbesondere kann mit dem hierin vorgeschlagenen System auf veränderte Randbedingungen vergleichsweise flexibel reagiert werden durch entsprechende Veränderung der Steuerung, ggf. unter zusätzlicher Auswertung von Druck-, Positions-, oder Geschwindigkeitssensoren.

[0147] FIG. 5 zeigt ein Arbeitsdiagramm betreffend Betriebs- und Steuergrößen des Schmiedehammers 1, wobei insgesamt fünf Kurven dargestellt sind, wobei eine erste Drehzahlkurve D1 die zeitliche Abhängigkeit bzw.

den zeitlichen Verlauf der Drehzahl der Hydraulikpumpe 11 beschreibt. Eine zweite Drehzahlkurve D2 beschreibt die zeitliche Abhängigkeit bzw. den zeitlichen Verlauf der Drehzahl des Hydrogenerators 16.

[0148] Eine erste Drehmomentkurve M1 beschreibt die zeitliche Abhängigkeit bzw. den zeitlichen Verlauf des Drehmoments der Hydraulikpumpe 11, und eine zweite Drehmomentkurve M2 zeigt die zeitliche Abhängigkeit bzw. den zeitlichen Verlauf des Drehmoments des Hydrogenerators 16.

[0149] Eine Bewegungskurve B beschreibt die zeitliche Abhängigkeit bzw. den zeitlichen Verlauf des Hubs des Kolbens 6 oder Bären 8. Gemäß der Bewegungskurve B bewegt sich der Kolben vom zweiten Umkehrpunkt U2 aus zum ersten Umkehrpunkt U1, und dann wieder zurück zum ersten Umkehrpunkt U1.

[0150] In dem beispielhaft gezeigten Bewegungsablauf nach Bewegungskurve B befindet sich der Kolben 6 bzw. Bär 8, entsprechend dem Start eines Arbeitszyklus, in einem Startzeitpunkt t0 bei $t = 0$ im zweiten Umkehrpunkt U2. Vom zweiten Umkehrpunkt U2 aus wird der Bär 8 bzw. Kolben 6 beschleunigt in Richtung des ersten Umkehrpunktes U1, wobei das Wegeventil 13 derart gesteuert wird, dass die Hydropumpe 27 fluidtechnisch verbunden ist mit dem Kolbenraum 21. Der Hydrogenerator 16 ist in diesem Betriebszustand fluidtechnisch verbunden mit dem Ringraum 22.

[0151] Zur Beschleunigung wird das Pumpendrehmoment der Hydropumpe 27 und damit die ins Hydrauliksystem übertragbare Leistung entsprechend einer vergleichsweise steilen Flanke erhöht, in der vorliegend beispielhaften Kurve nach FIG. 5 bis auf etwa 1100Nm.

[0152] Mit steigender Geschwindigkeit des Bären 8 sinkt das zur Beschleunigung des Bären 9 erforderliche Drehmoment, nicht zuletzt weil auch die Schwerkraft der bewegten Masse zur Beschleunigung beiträgt. Der Bär 8, und die bewegte Masse wird bis zu einem ersten Zeitpunkt t1, der vor einem zweiten Zeitpunkt t2 liegt, in welchem der Bär 8 den ersten Umkehrpunkt U1 erreicht, beschleunigt.

[0153] Einhergehend mit zunehmender Geschwindigkeit des Bären 8 bzw. Kolbens 6 steigt die Drehzahl der Hydropumpe 27 von der Mindestdrehzahl D_{min} bis zur Maximaldrehzahl D_{max} korrespondierend zu der durch die Bewegung des Kolbens 6 verursachten Volumenänderung des Kolbenraums 21. Im gleichen Zeitraum zwischen t0 und t1 wird Hydraulikfluid 30, bei steigendem Volumenstrom, aus dem Ringraum 21 verdrängt, wobei einhergehend mit dem steigenden Volumenstrom die Drehzahl des Hydrogenerators 16, d.h. die Drehzahl des Hydromotors 28 des Hydrogenerators 16, steigt.

[0154] Im Zeitraum zwischen dem ersten Zeitpunkt t1 und dem Auftreffpunkt, der im Diagramm im Wesentlichen dem ersten Umkehrpunkt U1 zugeordneten zweiten Zeitpunkt t2 entspricht, sprich im Zeitraum zwischen dem Ende der Beschleunigungsphase und dem Auftreffzeitpunkt, kann optional noch eine Einstellung der jeweiligen Endgeschwindigkeit erfolgen.

[0155] Zur Einstellung der Geschwindigkeit kann das Wegeventil 13 so umgesteuert werden, dass die Hydropumpe 27 mit dem Ringraum 22 und der Hydrogenerator 16 mit dem Kolbenraum 21 verbunden ist. Dabei kann, wie beispielhaft im Diagramm gezeigt ist, das Drehmoment des Hydrogenerators 16 im Zeitraum zwischen t1 und t2 erhöht werden, was insbesondere bedeutet, dass dem in den Kolbenraum fließenden Hydraulikfluid Energie entzogen wird, was letztendlich den Volumenstrom zum Kolbenraum 21 bremst, wodurch für den Bären 9 eine bremsende Wirkung erzeugt werden kann. D.h. der Hydrogenerator 16 wirkt in diesem Zeitraum als hydrofluidische Bremse, um gegebenenfalls einer weiteren Beschleunigung des Bären 8 nach Erreichen der Endgeschwindigkeit zu entgegenzuwirken.

[0156] Die Drehzahl des Hydrogenerators 16 ist in dem genannten Zeitpunkt zwischen t1 und t2 etwa konstant (siehe Kurve D2). Vor dem Zeitpunkt t1, im Beispiel der FIG. 5 im Zeitintervall zwischen t0 und t1, kann die Drehzahl des Hydrogenerators 16 auf die zum generatorischen Betrieb erforderliche Drehzahl eingestellt, insbesondere hochgefahren werden.

[0157] Das Drehmoment des Hydrogenerators 16 (siehe Kurve M2) steigt bis zum zweiten Zeitpunkt t2 an, was z.B. bedeuten kann, dass der Hydrogenerator 16 dem hydraulischen System tatsächlich hydraulische Energie entzieht.

[0158] Im Hinblick auf die in FIG. 5 gezeigten beispielhaft angegebenen Verläufe von Drehmoment und Drehzahl des Hydromotors 28 und Hydrogenerators 16 soll bemerkt werden, dass der jeweils tatsächliche Verlauf der Kurven in Abhängigkeit des jeweiligen Hydrauliksystems abweichen kann. Beispielsweise kann der Verlauf von Drehzahl und/oder Drehmoment gegenüber den Zeitpunkten t0 bis t4 zeitlich versetzt sein, was beispielsweise durch unterschiedliche Massenträgheiten und/oder Fluidträgheiten des Hydraulikfluids und/oder von Komponenten des Hydrauliksystems bedingt sein kann. Beispielsweise kann die Erhöhung der Drehzahl des Hydrogenerators 16 vor dem Zeitpunkt t1 auf die zum generatorischen Betrieb erforderliche oder geeignete Drehzahl auch anderweitig als durch den in FIG. 5 gezeigten Verlauf erreicht werden. Mit anderen Worten können Drehzahl und Drehmoment von Hydromotor und/oder Hydrogenerator von unterschiedlichen Schmiedehämmern in Abhängigkeit der jeweiligen Auslegung und Dimensionierung insbesondere des Hydrauliksystems von dem in FIG. 5 gezeigten Verlauf abweichen.

[0159] Zeitgleich wird in dem Zeitraum zwischen t1 und t2 die Hydropumpe 27 derart gesteuert, dass die Drehzahl auf die Mindestdrehzahl D_{min} sinkt wobei das Drehmoment ab dem Erreichen der Endgeschwindigkeit ansteigt.

[0160] Hierbei soll erwähnt werden, dass Drehzahl und Drehmoment der Hydropumpe 27 derart eingestellt werden, dass ab dem zweiten Zeitpunkt t2 der Kolben mit einer vorgegebenen Rückholgeschwindigkeit, beispiels-

weise 2m/s, vom ersten Umkehrpunkt U1 in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2 bewegt werden kann.

[0161] Ab dem zweiten Zeitpunkt t2 wird die Hydropumpe 27 entsprechend dem in FIG. 5 gezeigten beispielhaften Verlauf entsprechend der zuvor eingestellten Minstdrehzahl Mmin und dem entsprechenden Drehmoment betrieben, und Bär 8 bzw. Kolben 6 werden vom ersten Umkehrpunkt U1 zum zweiten Umkehrpunkt U2 bewegt. Damit der Hydrogenerator 16 für die Rückholbewegung nicht als hydraulische Bremse wirkt, und bremsend auf die Hydropumpe 27 wirkt, wird nach dem zweiten Zeitraum das Drehmoment des Hydrogenerators 16 auf Null reduziert. Die Drehzahl des Hydrogenerators 16, d.h. des Hydromotors 28, resultiert in diesem Zeitraum insbesondere aus dem Volumenstrom des aus dem Kolbenraum 21 verdrängten Hydraulikfluids 30.

[0162] Die Rückholbewegung des Kolbens 6 wird ab einem dritten Zeitpunkt t3 verlangsamt, derart, dass der Kolben 6 samt der damit verbundenen bewegten Masse im zweiten Umkehrpunkt U2 abgebremst ist, und der Arbeitszyklus von neuem durchlaufen werden kann.

[0163] Zum Abbremsen wird das Drehmoment des Hydrogenerators 16 erhöht, so dass dieser als hydraulische Bremse zur Abbremsung der in Richtung des zweiten Umkehrpunkts U2 sich bewegenden Masse wirkt. Einhergehend damit wird das Drehmoment der Hydropumpe 27 verringert, was ebenfalls zu einer Verlangsamung der Rückholbewegung führt. Durch diese Maßnahmen und der wirkenden Schwerkraft wird die sich bewegende Masse bis zu einem vierten Zeitpunkt t4, der das Ende des Arbeitszyklus definiert, vollständig abgebremst.

[0164] Auf den vierten Zeitpunkt kann ein weiterer, entsprechend des vorweg beschriebenen Arbeitszyklus ausgeführter Arbeitszyklus folgen, wobei nach Umsteuerung des Wegeventils 13 bei der die Hydropumpe 27 wieder mit dem Kolbenraum 21 und der Hydrogenerator 16 wieder mit dem Ringraum 22 verbunden werden.

[0165] Insgesamt zeigt sich, dass mittels des vorgeschlagenen Hydrauliksystems eine vergleichsweise genaue Steuerung von Hydromotor 28 und Hydrogenerator 16 möglich ist, derart, dass der Bär 8 entsprechend eines jeweils vorgegebenen Bewegungsablaufs und Bewegungs- und Geschwindigkeitsverlaufs gesteuert werden kann, und gleichzeitig im hydraulischen System anfallende Verlustenergie in Nutzenergie gewandelt werden kann. Es können durch die hierin vorgeschlagene Steuerung und den vorgeschlagenen Aufbau des hydraulischen Systems des Schmiedehammers vergleichsweise genaue und energieeffiziente Arbeitszyklen für den Differentialzylinder 2 und Schmiedehammer 1 umgesetzt werden.

[0166] Insbesondere durch die Möglichkeit des gleichzeitigen Betriebs von Hydropumpe 27 und Hydrogenerator 16 kann eine vergleichsweise genaue und zuverlässige Einstellung des Bewegungsablaufs und der Geschwindigkeit, insbesondere Endgeschwindigkeit bzw. Auftreffgeschwindigkeit, des Bären 9 erreicht werden.

[0167] Eine Entlastung und Vereinfachung der Steuerung

der hierin vorgeschlagenen Anordnung aus Hydropumpe, Hydrogenerator und Wegeventil kann z.B. durch die Nachsaugventile 25 erreicht werden, die sozusagen automatisch, etwaige Unterdruckzustände und Drucksitzen, beispielsweise hydraulische Schläge auf Kolben, Hydropumpe, Hydrogenerator und/oder Wegeventilbaugruppe, im hydraulischen System ausgleichen können. Letzteres wirkt sich nicht nur vorteilhaft auf den Steuerungsaufwand, sondern es kann gleichzeitig auch ein vergleichsweise verschleißarmer Betrieb erreicht werden.

Bezugszeichenliste

15	[0168]	
1	Schmiedehammer	
2	Differentialzylinder	
3	Untergesenk	
20	Unterwerkzeug	
5	Zylinderrohr	
6	Kolben	
7	Kolbenstange	
8	Bär	
25	9	Oberwerkzeug
10		Servomotor
11		Hydraulikpumpe
12		Druckseite
13		Wegeventil
30	14	Saugseite
15		Hydrauliktank
16		Hydrogenerator
17		Eingangsseite
18		Ausgangsseite
35	19	Steuereinheit
20		Drucksensor
21		Kolbenraum
22		Ringraum
23		Positions- oder Geschwindigkeitssensor
40	24	Energiespeicher
25		Nachsaugventil
26		Werkstück
27		servomotorische Hydropumpe
28		Hydromotor
45	29	Servogenerator
30		Hydraulikflüssigkeit
U1		erster Umkehrpunkt
U2		zweiter Umkehrpunkt
A1 - A4		erster bis vierter Anschluss
50	D1, D2	Drehzahlkurve
M1, M2		Drehmomentkurve
B		Bewegungskurve
t0		Startzeitpunkt
t1 - t4		erster bis vierter Zeitpunkt
55	Dmin	Minstdrehzahl
Dmax		Maximaldrehzahl

Patentansprüche

1. Schmiedehammer (1) zur umformenden Bearbeitung von Werkstücken (26), umfassend ein Schlagwerkzeug (8, 9) und einen mit dem Schlagwerkzeug (8, 9) gekoppelten und zum Antrieb des Schlagwerkzeugs (8, 9) ausgebildeten hydraulischen Linearantrieb (2, 13, 16, 19, 27) mit einem Hydraulikkreis umfassend eine servomotorische Hydropumpe (27), einen über eine Wegeventilbaugruppe (13) der Hydropumpe (27) fluidtechnisch nachgeschalteten Hydraulikzylinder (2), insbesondere Differentialzylinder (2), und einen über die Wegeventilbaugruppe (13) dem Hydraulikzylinder (2) fluidtechnisch nachgeschalteten servomotorischen Hydrogenerator (16), und umfassend des Weiteren eine zumindest zur Steuerung (19) der Hydropumpe (27), des Hydrogenerators (16) und der Wegeventilbaugruppe (13) ausgelegte Steuereinheit (19), wobei die Hydropumpe (27) unter Verwendung der Wegeventilbaugruppe (13) als unidirektionale servomotorische Hydropumpe (27) eingerichtet und in den Hydraulikkreis integriert ist und wobei der servomotorische Hydrogenerator (16) unter Verwendung der Wegeventilbaugruppe (13) als unidirektionaler servomotorischer Hydrogenerator (16) eingerichtet und in den Hydraulikkreis integriert ist.
2. Schmiedehammer (1) nach Anspruch 1, wobei die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass zumindest zeitweise während einer Arbeitsbewegung des Hydraulikzylinders (2) die Wegeventilbaugruppe (13) so angesteuert ist, dass die Hydropumpe (27) mit einem ersten Fluidraum (21), insbesondere Kolbenraum (21), und der Hydrogenerator (16) mit einem zweiten Fluidraum, insbesondere Ringraum (22), des Hydraulikzylinders (2), fluidtechnisch verbunden sind, und dass zumindest zeitweise während einer Rückholbewegung des Hydraulikzylinders (2) die Wegeventilbaugruppe (13) so angesteuert ist, dass die Hydropumpe (27) mit dem zweiten Fluidraum (22) und der Hydrogenerator (16) mit dem ersten Fluidraum (21) des Hydraulikzylinders (2) fluidtechnisch verbunden sind, und/oder wobei die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass die Hydropumpe (27) in sequentiell aufeinander folgenden, insbesondere unmittelbar aufeinander folgenden, Abschnitten eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders (2) abwechselnd mit einem bzw. dem ersten Fluidraum (21) und zweiten Fluidraum (22) des Hydraulikzylinders (2) verbunden ist, wobei optional der Hydrogenerator (16) korrespondierend abwechselnd mit dem zweiten Fluidraum (22) und dem ersten Fluidraum (21) verbunden ist.
3. Schmiedehammer (1) nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Wegeventilbaugruppe (13) ein 4/2 Wegeventil (13) umfasst, oder wobei die Wegeventilbaugruppe zumindest vier einzelne, in einer Brückenschaltung fluidtechnisch miteinander verbundene Hydraulikventile umfasst, wobei die Brückenschaltung optional als eine Ringschaltung von vier Hydraulikventilen mit zwischengeschalteten Anschlussstellen ausgebildet ist, weiter optional als Parallelschaltung jeweils zweier in Serie geschalteter Hydraulikventile umgesetzt ist, und/oder wobei der Hydraulikkreis mehrere fluidtechnisch parallel geschaltete Hydropumpen (27) und/oder der Hydraulikkreis mehrere fluidtechnisch parallel geschaltete Hydrogeneratoren (16) umfasst/umfassen.
4. Schmiedehammer (1) nach einem Anspruch 1 oder 2, oder 3 wenn abhängig von Anspruch 2, wobei der Hydraulikkreis zumindest ein Nachsaugventil (25) umfasst, welches fluidtechnisch mit einer Nachsaugquelle (15) einerseits und mit zumindest einem Fluidraum (21, 22) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere dem Kolbenraum (21) und/oder Ringraum (22), andererseits verbunden ist, wobei die fluidtechnische Anbindung des Nachsaugventils (25) optional derart ausgebildet ist, dass ein in dem zumindest einen Fluidraum (21, 22) beim Betrieb des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Differentialzylinders (2), entstehender Unterdruck durch Nachsaugen von Hydraulikfluid über das Nachsaugventil (25) ausgleichbar ist.
5. Schmiedehammer (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Steuereinheit (19) eingerichtet ist zur Steuerung der Pumpendrehzahl der Hydropumpe (27) derart, dass diese während des Betriebs zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl (D_{min}) betrieben wird, wobei die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsbereich eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders (2) vorzugsweise zunächst von der Mindestdrehzahl (D_{min}) auf eine Maximaldrehzahl (D_{max}) erhöht und anschließend von der Maximaldrehzahl (D_{max}) auf die Mindestdrehzahl (D_{min}) erniedrigt wird, wobei optional die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass die Hydraulikpumpe (27) während mehrerer unmittelbar aufeinanderfolgender Arbeitszyklen stets zumindest mit der Mindestdrehzahl (D_{min}) betrieben wird, wobei weiter optional die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass die Hydraulikpumpe (27) zunächst mit der Mindestdrehzahl (D_{min}) aktiviert ist, und anschließend die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsbereich eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders (2) zunächst von der Mindestdrehzahl (D_{min}) auf eine Maximaldrehzahl (D_{max}) erhöht wird, und weiter optional in einem anschließenden Arbeitsabschnitt die Pumpendrehzahl von der Maximaldrehzahl (D_{max}) auf die Mindestdrehzahl (D_{min}) erniedrigt wird, insbesondere

- derart, dass die Minstdrehzahl (D_{min}) in einem Umkehrpunkt des Hydraulikzylinders (2) erreicht ist, wobei weiter optional die Zunahme der Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe (27) entsprechend einer linearen Funktion der Zeit erfolgt, wobei weiter optional die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass bei Erreichen einer vorgegebenen Endgeschwindigkeit des Schlagwerkzeugs (8, 9) ab dem Erreichen der Maximaldrehzahl (D_{max}) die Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe (27) verringert wird, so dass unter Einwirkung der im Hydraulikkreis herrschenden hydraulischen Kräfte, und gegebenenfalls der auf das Schlagwerkzeug (8, 9) wirkenden Schwerkraft die vorgegebene Endgeschwindigkeit im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt, oder Umformpunkt, oder im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt des Umformpunkts, erreicht ist, wobei optional zur Einstellung der Endgeschwindigkeit der Hydrogenerator (16) als hydraulische Bremse betrieben wird, um den Hydraulikkolben (2) aktiv abzubrem sen.
6. Schmiedehammer (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 5, wobei die Steuereinheit (19) derart zur Steuerung der Hydropumpe (27) ausgebildet und eingerichtet ist, dass eine maximale Vorschubgeschwindigkeit des Differentialzylinders (2) im Bereich zwischen 1,0 bis 6m/s liegt, und/oder wobei die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass ein Ausgangspunkt zum Start eines Umform- oder Schmiedevorgangs in Abhängigkeit einer jeweils erforderlichen Endgeschwindigkeit in Abhängigkeit der in Bewegungsrichtung des Hydraulikkolbens (2) gemessenen Höhe des umzuformenden Werkstücks (26), und/oder wobei die Steuereinheit derart eingerichtet ist, dass der vom Schlagwerkzeug (8, 9) während eines Schmiedezyklus zurückgelegte Weg minimal ist, und/oder wobei die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass eine Schlagenergie eines zuletzt gefahrenen Hubs dazu verwendet wird, die Startposition des Hydraulikkolbens (2) auf Grundlage einer darauffolgend erforderlichen Schlagenergie zu errechnen, wobei die die Startposition optional in Abhängigkeit der jeweiligen Höhe des umzuformenden Werkstücks (26) eingestellt wird, und/oder wobei die Steuereinheit (19) derart eingerichtet ist, dass eine Position, insbesondere Ausgangsposition, des Hydraulikkolbens (2) zum Beginn oder in einen definierten Zeitpunkt während eines Umform- oder Schmiedezyklus ermittelt und als Berechnungsgrundlage zur Ermittlung einer Ausgangsposition des Hydraulikkolbens (2) und/oder von Betriebsparametern zur Bewegungssteuerung des Hydraulikkolbens (2) für einen zeitlich darauffolgenden Umform- oder Schmiedevorgang verwendet wird.
7. Schmiedehammer (1) nach einem der Ansprüche 1
- bis 6, umfassend des Weiteren einen Energiespeicher (24), welcher zum Zwecke der Einspeisung von durch den Hydrogenerator (16) erzeugter elektrischer Energie mit dem Hydrogenerator (16) verbunden ist.
8. Verfahren zur Steuerung eines Arbeitszyklus eines Schmiedehammers (1), wobei ein mit einem Schlagwerkzeug (8, 9) gekoppelter Hydraulikzylinder (2), insbesondere Differentialzylinder (2), durch eine über einen Hydraulikkreis und eine dem Hydraulikzylinder (2) fluidtechnisch vorgeschaltete Wegeventilbaugruppe (13) fluidtechnisch gekoppelte, servomotorische Hydropumpe (27) eines hydraulischen Linearantriebs (2, 13, 16, 19, 27) durch Zufuhr von Hydraulikfluid (30) angetrieben wird, wobei dabei vom Differentialzylinder (2) abfließendes Hydraulikfluid (30) über die Wegeventilbaugruppe (13) an einen in den Hydraulikkreis der Wegeventilbaugruppe (13) fluidtechnisch nachgeschalteten servomotorischen Hydrogenerator (16) geleitet wird, wobei die Hydropumpe (27) unter Verwendung der Wegeventilbaugruppe (13) als unidirektionale servomotorische Hydropumpe (27) betrieben wird und wobei der servomotorische Hydrogenerator (16) unter Verwendung der Wegeventilbaugruppe (13) als unidirektionaler servomotorischer Hydrogenerator (16) betrieben wird.
9. Verfahren nach Anspruch 8, wobei zumindest zeitweise während einer Arbeitsbewegung des Hydraulikzylinders (2), die Wegeventilbaugruppe (13) so angesteuert wird, dass die Hydropumpe (27) mit einem ersten Fluidraum (21) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Kolbenraum (21), und der Hydrogenerator (16) mit einem zweiten Fluidraum (22) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Ringraum (22), fluidtechnisch verbunden sind, und dass zumindest zeitweise während einer darauffolgenden Rückholbewegung des Hydraulikzylinders (2) die Wegeventilbaugruppe (13) so angesteuert ist/wird, dass die Hydropumpe (27) mit dem zweiten Fluidraum (22), insbesondere Ringraum (22), und der Hydrogenerator (16) mit dem ersten Fluidraum (21), insbesondere Kolbenraum (21), des Hydraulikzylinders (2) fluidtechnisch verbunden sind, und/oder wobei die Hydropumpe (27) in sequentiell aufeinanderfolgenden, insbesondere unmittelbar aufeinanderfolgenden, Abschnitten eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders (2) abwechselnd mit einem bzw. dem ersten Fluidraum (21) und zweiten Fluidraum (22) des Hydraulikzylinders (2) verbunden ist, wobei optional der Hydrogenerator (16) korrespondierend abwechselnd mit dem zweiten Fluidraum (22) und dem ersten Fluidraum (21) verbunden ist.
10. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 oder 9, die Hydropumpe (27) durch die Steuereinheit (19) derart

gesteuert wird, dass die Hydropumpe (27) während des Betriebs zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl (D_{min}) betrieben wird, wobei die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsabschnitt eines Arbeitszyklus des Differentialzylinders (2) vorzugsweise zunächst von der Mindestdrehzahl (D_{min}) auf eine Maximaldrehzahl (D_{max}) erhöht und anschließend von der Maximaldrehzahl (D_{max}) auf die Mindestdrehzahl (D_{min}) erniedrigt wird, und wobei bevorzugt während eines Rückholabschnitts des Arbeitszyklus die Pumpendrehzahl auf die Mindestdrehzahl (D_{min}) eingestellt oder eingeregelt wird.

11. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 10, wobei zur Beschleunigung eines Kolbens (6) des Hydraulikzylinders (2) in Richtung eines Umformbereich (4) des Schmiedehammers (1) zugeordneten ersten Umkehrpunkts (U_1) die Pumpendrehzahl der Hydropumpe (27) von einer bzw. der Mindestdrehzahl (D_{min}), insbesondere in linearer Abhängigkeit von der Zeit, auf eine bzw. die Maximaldrehzahl (D_{max}) erhöht wird, derart, dass die Maximaldrehzahl (D_{max}) vor Erreichen eines dem Umformbereich (4) zugeordneten ersten Umkehrpunkts (U_1) des Hydraulikzylinders (2), erreicht wird, wobei die Pumpendrehzahl der Hydropumpe (27) nach Erreichen der Maximaldrehzahl (D_{max}) bevorzugt derart verringert wird, insbesondere in einem linearen Zusammenhang mit der Zeit, dass die Mindestdrehzahl (D_{min}) bei oder mit Erreichen des ersten Umkehrpunkts (U_1) erreicht wird, wobei die Hydraulikpumpe (27) während mehrerer unmittelbar aufeinanderfolgender Arbeitszyklen stets zumindest mit der Mindestdrehzahl (D_{min}) betrieben wird, wobei weiter optional die Hydraulikpumpe (27) zunächst mit der Mindestdrehzahl (D_{min}) aktiviert wird, und anschließend die Pumpendrehzahl in einem Arbeitsbereich eines Arbeitszyklus des Hydraulikzylinders (2) zunächst von der Mindestdrehzahl (D_{min}) auf eine Maximaldrehzahl (D_{max}) erhöht wird, und weiter optional in einem anschließenden Arbeitsabschnitt die Pumpendrehzahl von der Maximaldrehzahl (D_{max}) auf die Mindestdrehzahl (D_{min}) erniedrigt wird, insbesondere derart, dass die Mindestdrehzahl (D_{min}) in einem Umkehrpunkt des Hydraulikzylinders (2) erreicht ist, wobei weiter optional bei Erreichen einer vorgegebenen Endgeschwindigkeit des Schlagwerkzeugs (8, 9) ab dem Erreichen der Maximaldrehzahl (D_{max}) die Pumpendrehzahl der Hydraulikpumpe (27) verringert wird, so dass unter Einwirkung der im Hydraulikkreis herrschenden hydraulischen Kräfte, und gegebenenfalls der auf das Schlagwerkzeug (8, 9) wirkenden Schwerkraft die vorgegebene Endgeschwindigkeit im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt, oder Umformpunkt, oder im oder kurz oder unmittelbar vor dem Umkehrpunkt des Umformpunkts, erreicht ist, wobei optional zur Einstellung der Endgeschwindigkeit der

Hydrogenerator (16) als hydraulische Bremse betrieben wird, um den Hydraulikkolben (2) aktiv abzubremesen.

12. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 11, wobei einhergehend mit Erreichen eines oder des einem Umformbereich (4) des Schmiedehammers (1) zugeordneten ersten Umkehrpunkts (U_1) oder bei Erreichen der einer vorgegebenen Geschwindigkeit des Bären (9) die Wegeventilbaugruppe (13) derart angesteuert wird, dass ein Druckausgang (12) der Hydropumpe (27) mit einem, wenn abhängig von Anspruch 9 mit dem, zweiten Fluidraum (22) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Ringraum (22) des Differentialzylinders (2), fluidtechnisch verbunden wird, und ein Druckeingang (17) des Hydrogenerators (16) mit einem, wenn abhängig von Anspruch 9 mit dem, ersten Fluidraum (21) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Kolbenraum (21) des Differentialzylinders (2), fluidtechnisch verbunden wird.
13. Verfahren nach Anspruch 12 wenn abhängig von Anspruch 9 oder einem auf Anspruch 9 rückbezogenen Anspruch, wobei ein durch Rückprall im ersten Umkehrpunkt (U_1) erzeugter Unterdruck im zweiten Fluidraum (22), insbesondere Ringraum (22), durch über ein einerseits mit dem zweiten Fluidraum (22) und andererseits einem Hydraulikbehälter (15) fluidtechnisch verbundenes Nachsaugventil (25) ausgeglichen wird, und, bevorzugt, ein durch den Rückprall im Hydraulikkreis erzeugte elastische Energie durch Dekompression vom Hydrogenerator (16) in elektrische Energie gewandelt, und bevorzugt in einem Zwischenspeicher (24) gespeichert wird.
14. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 oder 13, wobei einhergehend mit Erreichen eines vom Umformbereich (4) des Schmiedehammers (1) abgewandten zweiten Umkehrpunktes (U_2) des Hydraulikzylinders (2) die Wegeventilbaugruppe (13) derart angesteuert wird, dass ein Druckausgang (12) der Hydropumpe (2) mit einem, oder wenn abhängig von Anspruch 9 oder einem auf Anspruch 9 rückbezogenen Anspruch mit dem, ersten Fluidraum (21) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Kolbenraum (21) des Differentialzylinders (2), fluidtechnisch verbunden wird, und ein Druckeingang (17) des Hydrogenerators (16) mit einem, oder wenn abhängig von Anspruch 9 oder einem auf Anspruch 9 rückbezogenen Anspruch mit dem, zweiten Fluidraum (22) des Hydraulikzylinders (2), insbesondere Ringraum (22) des Differentialzylinders (2), fluidtechnisch verbunden wird.
15. Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 14, wobei ein Ausgangspunkt zum Start eines Umform- oder Schmiedevorgangs in Abhängigkeit einer jeweils er-

forderlichen Endgeschwindigkeit in Abhängigkeit der in Bewegungsrichtung des Hydraulikkolbens (2) gemessenen Höhe des umzuformenden Werkstücks (26), und/oder wobei der vom Schlagwerkzeug (8, 9) während eines Schmiedezyklus zurückgelegte Weg minimal ist.

16. Verfahren zur Steuerung eines Schmiedehammers (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, wobei mehrere aufeinanderfolgende Arbeitszyklen entsprechend einem Verfahren nach einem der Ansprüche 8 bis 15 gesteuert wird/werden, wobei die Hydropumpe (27) über die mehreren Arbeitszyklen hinweg zumindest mit einer von Null verschiedenen Mindestdrehzahl betrieben wird.
17. Verfahren nach Anspruch 16, wobei in einem Arbeitszyklus durch den Hydrogenerator (16) erzeugte Sekundärenergie in einem darauffolgenden Arbeitszyklus des Schmiedehammers (1) zugeführt wird und/oder wobei eine Schlagenergie eines zuletzt gefahrenen Hubs dazu verwendet wird, die Startposition des Hydraulikkolbens (2) auf Grundlage einer darauffolgend erforderlichen Schlagenergie zu errechnen, und/oder wobei eine Position, insbesondere Ausgangsposition, des Hydraulikkolbens (2) zum Beginn oder in einen definierten Zeitpunkt während eines Umform- oder Schmiedezyklus ermittelt und als Berechnungsgrundlage zur Ermittlung einer Ausgangsposition des Hydraulikkolbens (2) und/oder von Betriebsparametern zur Bewegungssteuerung des Hydraulikkolbens (2) für einen zeitlich darauffolgenden Umform- oder Schmiedevorgang verwendet wird.

Claims

1. Forging hammer (1) for shaping workpieces (26), comprising a striking tool (8, 9) and a hydraulic linear drive (2, 13, 16, 19, 27) that is coupled to the striking tool (8, 9) and is designed to drive the striking tool (8, 9), said linear drive having a hydraulic circuit comprising a servomotor-driven hydro pump (27), a hydraulic cylinder (2), in particular a differential cylinder (2), which is fluidically connected downstream to the hydro pump (27) via a directional valve assembly (13), and a servomotor-driven hydro generator (16) which is fluidically connected downstream to the hydraulic cylinder (2) via the directional valve assembly (13), and further comprising a control unit (19) which is designed to at least control (19) the hydro pump (27), the hydro generator (16) and the directional valve assembly (13), wherein the hydro pump (27), using the directional valve assembly (13), is configured as a unidirectional servomotor-driven hydro pump (27) and is integrated into the hydraulic circuit, and wherein the servomotor-driven hydro generator (16), using the directional valve assembly (13), is configured as a unidirectional servomotor-driven hydro generator (16) and is integrated into the hydraulic circuit.
2. Forging hammer (1) according to claim 1, wherein the control unit (19) is configured such that the directional valve assembly (13) is actuated at least temporarily during a working movement of the hydraulic cylinder (2) such that the hydro pump (27) is fluidically connected to a first fluid chamber (21), in particular a piston chamber (21), and the hydro generator (16) is fluidically connected to a second fluid chamber, in particular an annular chamber (22), of the hydraulic cylinder (2), and such that the directional valve assembly (13) is actuated at least temporarily during a return movement of the hydraulic cylinder (2) such that the hydro pump (27) is fluidically connected to the second fluid chamber (22) and the hydro generator (16) is fluidically connected to the first fluid chamber (21) of the hydraulic cylinder (2), and/or wherein the control unit (19) is configured such that the hydro pump (27) is alternately connected to a or the first fluid chamber (21) and to the second fluid chamber (22) of the hydraulic cylinder (2) in sequentially successive, in particular immediately successive, portions of a working cycle of the hydraulic cylinder (2), wherein optionally the hydro generator (16) is correspondingly alternately connected to the second fluid chamber (22) and to the first fluid chamber (21).
3. Forging hammer (1) according to either claim 1 or claim 2, wherein the directional valve assembly (13) comprises a 4/2 way valve (13), or wherein the directional valve assembly comprises at least four individual hydraulic valves that are fluidically connected in a bridge circuit, wherein the bridge circuit is optionally designed as a polygonal circuit of four hydraulic valves having intermediate connection points, is also optionally implemented as a parallel circuit of in each case two hydraulic valves that are connected in series, and/or wherein the hydraulic circuit comprises a plurality of hydro pumps (27) that are fluidically connected in parallel and/or the hydraulic circuit comprises a plurality of hydro generators (16) that are fluidically connected in parallel.
4. Forging hammer (1) according to either claim 1 or claim 2, or to claim 3 if dependent on claim 2, wherein the hydraulic circuit comprises at least one feeder valve (25) which is fluidically connected on one side to a feeding source (15) and on the other side to at least one fluid chamber (21, 22) of the hydraulic cylinder (2), in particular to the piston chamber (21)

and/or annular chamber (22), the fluidic connection of the suction valve (25) optionally being designed such that a negative pressure that arises in the at least one fluid chamber (21, 22) during operation of the hydraulic cylinder (2), in particular the differential cylinder (2), can be compensated for by feeding in hydraulic fluid by means of the feeder valve (25).

5. Forging hammer (1) according to any of claims 1 to 4, wherein the control unit (19) is configured to control the pump speed of the hydro pump (27) such that, during operation, said hydro pump is operated at least at a minimum speed (Dmin) that differs from zero, wherein the pump speed in a working region of a working cycle of the hydraulic cylinder (2) is preferably first increased from the minimum speed (Dmin) to a maximum speed (Dmax) and is subsequently decreased from the maximum speed (Dmax) to the minimum speed (Dmin), wherein the control unit (19) is optionally configured such that the hydro pump (27) is always operated at least at the minimum speed (Dmin) during a plurality of immediately successive working cycles, wherein the control unit (19) is also optionally configured such that the hydro pump (27) is first activated at the minimum speed (Dmin), and subsequently the pump speed in a working region of a working cycle of the hydraulic cylinder (2) is first increased from the minimum speed (Dmin) to a maximum speed (Dmax), and the pump speed is also optionally decreased from the maximum speed (Dmax) to the minimum speed (Dmin) in a subsequent working portion, in particular such that the minimum speed (Dmin) is achieved in a reversal point of the hydraulic cylinder (2), wherein the pump speed of the hydro pump (27) is also optionally increased correspondingly with a linear function of time, wherein the control unit (19) is also optionally configured such that, when a predetermined final speed of the striking tool (8, 9) has been reached, starting from when the maximum speed (Dmax) has been reached, the pump speed of the hydro pump (27) is reduced such that, under the influence of the hydraulic forces prevailing in the hydraulic circuit and, if applicable, the force of gravity acting on the striking tool (8, 9), the predetermined final speed is achieved in or shortly before or immediately before the reversal point, or shaping point, or in or shortly before or immediately before the reversal point of the shaping point, wherein, in order to set the final speed, the hydro generator (16) is optionally operated as a hydraulic brake in order to actively brake the hydraulic piston (2).
6. Forging hammer (1) according to any of claims 1 to 5, wherein the control unit (19) is designed and configured to control the hydro pump (27) such that a maximum feeding speed of the differential cylinder (2) is in the range of between 1.0 to 6 m/s, and/or

wherein the control unit (19) is configured such that a starting point for starting a shaping or forging process depending on a final speed that is required in each case, depending on the height of the workpiece (26) to be shaped, which height is measured in the direction of movement of the hydraulic piston (2), and/or wherein the control unit is configured such that the distance covered by the striking tool (8, 9) during a forging cycle is minimal, and/or wherein the control unit (19) is configured such that striking energy of a previously driven stroke is used to calculate the starting position of the hydraulic piston (2) on the basis of subsequently required striking energy, wherein the starting position is optionally set depending on the particular height of the workpiece (26) to be shaped, and/or the control unit (19) is configured such that a position, in particular the starting position, of the hydraulic piston (2) at the beginning or at a defined point in time is determined during a shaping or forging cycle and is used as a calculation basis for determining a starting position of the hydraulic piston (2) and/or for operating parameters for controlling the movement of the hydraulic piston (2) for a chronologically subsequent shaping or forging process.

7. Forging hammer (1) according to any of claims 1 to 6, further comprising an energy storage means (24) which is connected to the hydro generator (16) for the purpose of feeding electrical energy generated by the hydro generator (16).
8. Method for controlling a working cycle of a forging hammer (1), wherein a hydraulic cylinder (2), in particular a differential cylinder (2), that is coupled to a striking tool (8, 9) is driven by the supply of hydraulic fluid (30) by means of a servomotor-driven hydro pump (27) of a hydraulic linear drive (2, 13, 16, 19, 27), which hydro pump is fluidically coupled via a hydraulic circuit and a directional valve assembly (13) that is fluidically connected upstream to the hydraulic cylinder (2), wherein hydraulic fluid (30) that flows out from the differential cylinder (2) is conveyed, via the directional valve assembly (13), to a servomotor-driven hydro generator (16) that is fluidically connected downstream into the hydraulic circuit of the directional valve assembly (13), wherein the hydro pump (27), using the directional valve assembly (13), is operated as a unidirectional servomotor-driven hydro pump (27) and wherein the servomotor-driven hydro generator (16), using the directional valve assembly (13), is operated as a unidirectional servomotor-driven hydro generator (16).
9. Method according to claim 8, wherein, at least temporarily during a working movement of the hydraulic cylinder (2) the directional valve assembly (13) is actuated such that the hydro pump (27) is fluidically

connected to a first fluid chamber (21) of the hydraulic cylinder (2), in particular a piston chamber (21), and the hydro generator (16) is fluidically connected to a second fluid chamber (22) of the hydraulic cylinder (2), in particular an annular chamber (22), and such that, at least temporarily during a subsequent return movement of the hydraulic cylinder (2), the directional valve assembly (13) is actuated such that the hydro pump (27) is fluidically connected to the second fluid chamber (22), in particular the annular chamber (22), and the hydro generator (16) is fluidically connected to the first fluid chamber (21), in particular the piston chamber (21), of the hydraulic cylinder (2), and/or wherein, in sequentially successive, in particular immediately successive, portions of a working cycle of the hydraulic cylinder (2), the hydro pump (27) is alternately connected to a or the first fluid chamber (21) and second fluid chamber (22) of the hydraulic cylinder (2), wherein the hydro generator (16) is optionally correspondingly alternately connected to the second fluid chamber (22) and the first fluid chamber (21).

10. Method according to either claim 8 or claim 9, the hydro pump (27) is controlled by the control unit (19) such that, during operation, the hydro pump (27) is operated at least at a minimum speed (Dmin) that differs from zero, wherein the pump speed in a working portion of a working cycle of the differential cylinder (2) is preferably first increased from the minimum speed (Dmin) to a maximum speed (Dmax) and then decreased from the maximum speed (Dmax) to the minimum speed (Dmin), and wherein, preferably during a return portion of the working cycle, the pump speed is set or adjusted to the minimum speed (Dmin).

11. Method according to any of claims 8 to 10, wherein, in order to accelerate a piston (6) of the hydraulic cylinder (2) in the direction of a first reversal point (U1) that is associated with the shaping region (4) of the forging hammer (1), the pump speed of the hydro pump (27) is increased from a or the minimum speed (Dmin), in particular in a linear dependence on time, to a or the maximum speed (Dmax) such that the maximum speed (Dmax) is achieved before reaching a first reversal point (U1) that is associated with the shaping region (4) of the hydraulic cylinder (2), wherein the pump speed of the hydro pump (27) is preferably reduced after the maximum speed (Dmax) has been reached, in particular in a linear relationship with time, such that the minimum speed (Dmin) is achieved when the first reversal point (U1) has been reached, wherein the hydro pump (27) is always operated at least at the minimum speed (Dmin) during a plurality of immediately successive working cycles, wherein the hydro pump (27) is also optionally activated first at the minimum speed

(Dmin), and then the pump speed in a working region of a working cycle of the hydraulic cylinder (2) is increased from the minimum speed (Dmin) to a maximum speed (Dmax), and also optionally, in a subsequent working portion, the pump speed is decreased from the maximum speed (Dmax) to the minimum speed (Dmin), in particular such that the minimum speed (Dmin) is achieved in a reversal point of the hydraulic cylinder (2), wherein, when a predetermined final speed of the striking tool (8, 9) has been reached, starting from when the maximum speed (Dmax) has been achieved, the pump speed of the hydro pump (27) is also optionally reduced such that the predetermined final speed is achieved in or shortly before or immediately before the reversal point, or shaping point, or in or shortly before or immediately before the reversal point of the shaping point under the influence of the hydraulic forces prevailing in the hydraulic circuit, and, if applicable, the force of gravity acting on the striking tool (8, 9), wherein, in order to set the final speed, the hydro generator (16) is optionally operated as a hydraulic brake in order to actively brake the hydraulic piston (2).

12. Method according to any of claims 8 to 11, wherein, when a or the first reversal point (U1) of the forging hammer (1) that is associated with a shaping region (4) has been reached, or when a predetermined speed of the rams (9) has been reached, the directional valve assembly (13) is actuated such that a pressure outlet (12) of the hydro pump (27) is fluidically connected to a or, if dependent on claim 9, to the second fluid chamber (22) of the hydraulic cylinder (2), in particular an annular chamber (22) of the differential cylinder (2), and a pressure inlet (17) of the hydro generator (16) is fluidically connected to a or, if dependent on claim 9, to the first fluid chamber (21) of the hydraulic cylinder (2), in particular the piston chamber (21) of the differential cylinder (2).

13. Method according to claim 12 if dependent on claim 9 or a claim referring back to claim 9, wherein a negative pressure that is generated by rebound in the first reversal point (U1) is compensated for in the second fluid chamber (22), in particular the annular chamber (22), by means of a feeder valve (25) that is fluidically connected on one side to the second fluid chamber (22) and on the other side to a hydraulic tank (15), and, preferably, elastic energy generated by the rebound in the hydraulic circuit is converted into electrical energy by means of decompression by the hydro generator (16), and is preferably stored in an intermediate storage means (24).

14. Method according to either claim 8 or claim 13, wherein, when a second reversal point (U2) of the hydraulic cylinder (2) that is remote from the shaping

region (4) of the forging hammer (1) has been reached, the directional valve assembly (13) is actuated such that a pressure outlet (12) of the hydro pump (2) is fluidically connected to a or, if dependent on claim 9 or a claim referring back to claim 9, to the first fluid chamber (21) of the hydraulic cylinder (2), in particular the piston chamber (21) of the differential cylinder (2), and a pressure inlet (17) of the hydro generator (16) is fluidically connected to a or, if dependent on claim 9 or a claim referring back to claim 9, to the second fluid chamber (22) of the hydraulic cylinder (2), in particular the annular chamber (22) of the differential cylinder (2).

15. Method according to any of claims 8 to 14, wherein a starting point for starting a shaping or forging process depending on a required final speed, depending on the height of the workpiece (26) to be shaped, which height is measured in the direction of movement of the hydraulic piston (2), and/or wherein the distance covered by the striking tool (8, 9) during a forging cycle is minimal.
16. Method for controlling a forging hammer (1) according to any of claims 1 to 7, wherein a plurality of successive working cycles is/are controlled according to a method according to any of claims 8 to 15, wherein the hydro pump (27) is operated at least over the plurality of working cycles at a minimum speed that differs from zero.
17. Method according to claim 16, wherein secondary energy generated in a working cycle by the hydro generator (16) is supplied in a subsequent working cycle of the forging hammer (1) and/or wherein striking energy of a previously driven stroke is used to calculate the starting position of the hydraulic piston (2) on the basis of subsequently required striking energy, and/or wherein a position, in particular a starting position, of the hydraulic piston (2) is determined at the beginning or at a defined point in time during a shaping or forging cycle and is used as a calculation basis for determining a starting position of the hydraulic piston (2) and/or for operating parameters for controlling the movement of the hydraulic piston (2) for a chronologically subsequent shaping or forging process.

Revendications

1. Marteau pilon (1) pour l'usinage par formage de pièces (26), comprenant un outil de percussion (8, 9) et un entraînement linéaire hydraulique (2, 13, 16, 19, 27) couplé à l'outil de percussion (8, 9) et réalisé de manière à entraîner l'outil de percussion (8, 9), pourvu d'un circuit hydraulique comprenant une pompe hydraulique (27) à servomoteur, un vérin hy-

draulique (2) monté fluidiquement en aval de la pompe hydraulique (27) au moyen d'un module distributeur (13), notamment un vérin différentiel (2), et un hydrogénérateur (16) à servomoteur, monté fluidiquement en aval du vérin hydraulique (2) au moyen du module distributeur (13), et comprenant par ailleurs une unité de commande (19) conçue au moins pour la commande (19) de la pompe hydraulique (27), de l'hydrogénérateur (16) et du module distributeur (13), dans lequel la pompe hydraulique (27) est conçue comme une pompe hydraulique (27) à servomoteur unidirectionnelle utilisant le module distributeur (13) et est intégrée dans le circuit hydraulique, et dans lequel l'hydrogénérateur (16) à servomoteur est conçu comme un hydrogénérateur (16) à servomoteur unidirectionnel utilisant le module distributeur (13) et est intégré dans le circuit hydraulique.

2. Marteau pilon (1) selon la revendication 1, dans lequel l'unité de commande (19) est conçue de telle manière qu'au moins temporairement, pendant un mouvement de travail du vérin hydraulique (2), le module distributeur (13) est commandé de telle manière que la pompe hydraulique (27) est reliée fluidiquement à une première chambre de fluide (21), en particulier à la chambre de piston (21), et que l'hydrogénérateur (16) est relié fluidiquement à une seconde chambre de fluide, en particulier à une chambre annulaire (22), du vérin hydraulique (2), et qu'au moins temporairement, pendant un mouvement de rappel du vérin hydraulique (2), le module distributeur (13) est commandé de telle manière que la pompe hydraulique (27) est reliée fluidiquement à la seconde chambre de fluide (22) et que l'hydrogénérateur (16) est relié fluidiquement à la première chambre de fluide (21) du vérin hydraulique (2), et/ou dans lequel l'unité de commande (19) est conçue de telle manière que la pompe hydraulique (27) est reliée alternativement à une ou à la première chambre de fluide (21) et à la seconde chambre de fluide (22) du vérin hydraulique (2) dans des sections séquentiellement successives, en particulier directement successives, d'un cycle de travail du vérin hydraulique (2), dans lequel, éventuellement, l'hydrogénérateur (16) est relié alternativement de manière correspondante à la seconde chambre de fluide (22) et à la première chambre de fluide (21).

3. Marteau pilon (1) selon la revendication 1 ou 2, dans lequel le module distributeur (13) comprend un distributeur 4/2 (13), ou dans lequel le module distributeur comprend au moins quatre soupapes hydrauliques individuelles qui sont reliées fluidiquement les unes aux autres dans un circuit en pont, dans lequel le circuit en pont est éventuellement réalisé sous la forme d'un circuit annulaire de quatre soupapes hydrauliques comportant des points de liaison intermé-

diaires, et est en outre éventuellement réalisé sous la forme d'un circuit parallèle de respectivement deux soupapes hydrauliques montées en série, et/ou

dans lequel le circuit hydraulique comprend plusieurs pompes hydrauliques (27) montées fluidiquement en parallèle et/ou le circuit hydraulique comprend plusieurs hydrogénérateurs (16) montées fluidiquement en parallèle.

4. Marteau pilon (1) selon la revendication 1 ou 2, ou 3 lorsqu'elle dépend de la revendication 2, dans lequel le circuit hydraulique comprend au moins une soupape de ré-aspiration (25) qui est reliée fluidiquement à une source de ré-aspiration (15) d'un côté et à au moins une chambre de fluide (21, 22) du vérin hydraulique (2), en particulier à la chambre de piston (21) et/ou à la chambre annulaire (22) de l'autre côté, dans lequel la liaison fluidique de la soupape de ré-aspiration (25) est éventuellement réalisée de telle manière qu'une dépression se produisant dans l'au moins une chambre de fluide (21, 22) lors du fonctionnement du vérin hydraulique (2), en particulier du vérin différentiel (2), puisse être compensée par la ré-aspiration du fluide hydraulique au moyen de la soupape de ré-aspiration (25).

5. Marteau pilon (1) selon l'une des revendications 1 à 4, dans lequel l'unité de commande (19) est conçue pour commander la vitesse de la pompe hydraulique (27) de telle manière que, lors du fonctionnement, ladite pompe hydraulique fonctionne au moins à une vitesse minimale (Dmin) différente de zéro, dans lequel la vitesse de la pompe dans une plage de travail d'un cycle de travail du vérin hydraulique (2) augmente d'abord de préférence passant de la vitesse minimale (Dmin) à une vitesse maximale (Dmax) et ensuite diminue passant de la vitesse maximale (Dmax) à la vitesse minimale (Dmin), dans lequel l'unité de commande (19) est éventuellement conçue de telle manière que la pompe hydraulique (27) fonctionne toujours au moins à la vitesse minimale (Dmin) pendant plusieurs cycles de travail directement successifs, dans lequel en outre éventuellement

l'unité de commande (19) est conçue de telle manière que la pompe hydraulique (27) est d'abord activée à la vitesse minimale (Dmin), puis la vitesse de la pompe dans une plage de travail d'un cycle de travail du vérin hydraulique (2) augmente d'abord passant de la vitesse minimale (Dmin) à une vitesse maximale (Dmax), et en outre, éventuellement, dans une section de travail suivante, la vitesse de la pompe diminue passant de la vitesse maximale (Dmax) à la vitesse minimale (Dmin), en particulier de telle manière que la vitesse minimale (Dmin) est atteinte à un point d'inversion du vérin hydraulique (2), dans lequel en outre, éventuellement, la vitesse de la

pompe hydraulique (27) est augmentée selon une fonction linéaire du temps, dans lequel, en outre éventuellement, l'unité de commande (19) est conçue de telle manière que, lorsqu'une vitesse finale prédéfinie de l'outil de percussion (8, 9) est atteinte, à partir du moment où la vitesse maximale (Dmax) est atteinte, la vitesse de la pompe hydraulique (27) diminue de telle manière que, sous l'action des forces hydrauliques régnant dans le circuit hydraulique, et le cas échéant, de la force de gravité agissant sur l'outil de percussion (8, 9), la vitesse finale prédéfinie est atteinte au point d'inversion ou peu ou immédiatement avant celui-ci, ou au point de formage ou peu ou immédiatement avant celui-ci, ou au point d'inversion du point de formage ou peu ou immédiatement avant celui-ci, dans lequel, éventuellement pour régler la vitesse finale, l'hydrogénérateur (16) fonctionne comme un frein hydraulique pour freiner activement le piston hydraulique (2).

6. Marteau pilon (1) selon l'une des revendications 1 à 5, dans lequel l'unité de commande (19) est conçue et configurée pour commander la pompe hydraulique (27) de telle manière qu'une vitesse d'avancement maximale du vérin différentiel (2) soit comprise entre 1,0 et 6 m/s, et/ou dans lequel l'unité de commande (19) est conçue de telle manière qu'un point de départ pour le lancement d'un processus de formage ou de forgeage en fonction d'une vitesse finale respectivement nécessaire en fonction de la hauteur de la pièce (26) à former mesurée dans le sens de mouvement du piston hydraulique (2), et/ou dans lequel l'unité de commande est conçue de telle manière que la distance parcourue par l'outil de percussion (8, 9) pendant un cycle de forgeage soit minimale, et/ou dans lequel l'unité de commande (19) est configurée de telle manière que la position de départ du piston hydraulique (2) soit calculée à l'aide d'une énergie de percussion d'au moins une course parcourue sur la base d'une énergie de percussion nécessaire ultérieurement, dans lequel la position de départ est réglée éventuellement en fonction de la hauteur respective de la pièce (26) à former, et/ou dans lequel l'unité de commande (19) est conçue de telle manière qu'une position, en particulier la position initiale, du piston hydraulique (2) est déterminée au début ou à un instant défini pendant un cycle de formage ou de forgeage et sert de base de calcul pour la détermination d'une position initiale du piston hydraulique (2) et/ou des paramètres de fonctionnement pour la commande de mouvement du piston hydraulique (2) pour un processus de formage ou de forgeage suivant dans le temps.

7. Marteau pilon (1) selon l'une des revendications 1 à 6, comprenant en outre un accumulateur d'énergie (24) relié à l'hydrogénérateur (16) aux fins de l'alimentation en énergie électrique générée par l'hydro-

générateur (16).

8. Procédé de commande d'un cycle de travail d'un marteau pilon (1), dans lequel un vérin hydraulique (2) couplé à un outil de percussion (8, 9), en particulier un vérin différentiel (2), est entraîné par alimentation en fluide hydraulique (30) par une pompe hydraulique (27) à servomoteur d'un entraînement linéaire hydraulique (2, 13, 16, 19, 27) couplée fluidiquement au moyen d'un circuit hydraulique et d'un module distributeur (13) monté fluidiquement en aval du vérin hydraulique (2), dans lequel le fluide hydraulique (30) s'écoulant ainsi du vérin différentiel (2) est conduit au moyen du module distributeur (13) vers un hydrogénérateur (16) à servomoteur monté fluidiquement en aval du module distributeur (13) dans le circuit hydraulique, dans lequel la pompe hydraulique (27) fonctionne comme une pompe hydraulique (27) à servomoteur unidirectionnelle en utilisant le module distributeur (13), et dans lequel l'hydrogénérateur (16) à servomoteur fonctionne comme un hydrogénérateur (16) à servomoteur unidirectionnel en utilisant le module distributeur (13).
9. Procédé selon la revendication 8, dans lequel, au moins temporairement pendant un mouvement de travail du vérin hydraulique (2), le module distributeur (13) est commandé de telle manière que la pompe hydraulique (27) est reliée fluidiquement à une première chambre de fluide (21) du vérin hydraulique (2), en particulier à la chambre de piston (21), et que l'hydrogénérateur (16) est relié fluidiquement à une seconde chambre de fluide (22) du vérin hydraulique (2), en particulier à la chambre annulaire (22), et qu'au moins temporairement, pendant un mouvement de rappel suivant du vérin hydraulique (2), le module distributeur (13) est commandé de telle manière que la pompe hydraulique (27) est reliée fluidiquement à la seconde chambre de fluide (22), en particulier à la chambre annulaire (22), et que l'hydrogénérateur (16) est relié fluidiquement à la première chambre de fluide (21), en particulier à la chambre de piston (21), du vérin hydraulique (2), et/ou dans lequel la pompe hydraulique (27) est reliée alternativement à une ou à la première chambre de fluide (21) et à la seconde chambre de fluide (22) du vérin hydraulique (2) dans des sections séquentiellement successives, en particulier directement successives d'un cycle de travail du vérin hydraulique (2), dans lequel, éventuellement, l'hydrogénérateur (16) est relié alternativement de manière correspondante à la seconde chambre de fluide (22) et à la première chambre de fluide (21).
10. Procédé selon l'une des revendications 8 ou 9, la pompe hydraulique (27) est commandée par l'unité de commande (19) de telle manière que la pompe hydraulique (27) fonctionne, pendant le fonctionne-

ment, au moins à une vitesse minimale (Dmin) différente de zéro, dans lequel la vitesse de la pompe dans une section de travail d'un cycle de travail du vérin différentiel (2) augmente d'abord de préférence passant de la vitesse minimale (Dmin) à une vitesse maximale (Dmax) et ensuite diminue passant de la vitesse maximale (Dmax) à la vitesse minimale (Dmin), et dans lequel la vitesse de la pompe est de préférence réglée ou ajustée à la vitesse minimale (Dmin) pendant une section de rappel du cycle de travail.

11. Procédé selon l'une des revendications 8 à 10, dans lequel, pour accélérer un piston (6) du vérin hydraulique (2) en direction d'un premier point d'inversion (U1) associé à une zone de formage (4) du marteau pilon (1), la vitesse de la pompe hydraulique (27) augmente, passant d'une ou de la vitesse minimale (Dmin), en particulier selon une fonction linéaire du temps, à une ou à la vitesse minimale (Dmin), en particulier en dépendance linéaire du temps, à une ou à la vitesse maximale (Dmax), de telle manière que la vitesse maximale (Dmax) soit atteinte avant qu'un premier point d'inversion (U1) du vérin hydraulique (2) associé à la zone de formage (4) soit atteint, dans lequel la vitesse de la pompe hydraulique (27) diminue de préférence après que la vitesse maximale (Dmax) a été atteinte, en particulier en relation linéaire avec le temps, de telle manière que la vitesse minimale (Dmin) soit atteinte lors ou par l'atteinte du premier point d'inversion (U1), dans lequel la pompe hydraulique (27) fonctionne toujours au moins à la vitesse minimale (Dmin) pendant plusieurs cycles de travail directement successifs, dans lequel en outre, éventuellement, la pompe hydraulique (27) est d'abord activée à la vitesse minimale (Dmin), et ensuite la vitesse de la pompe dans une plage de travail d'un cycle de travail du vérin hydraulique (2) augmente d'abord passant de la vitesse minimale (Dmin) à une vitesse maximale (Dmax), et en outre, éventuellement, dans une section de travail suivante, la vitesse de la pompe diminue passant de la vitesse maximale (Dmax) à la vitesse minimale (Dmin), en particulier de telle manière que la vitesse minimale (Dmin) est atteinte à un point d'inversion du vérin hydraulique (2), dans lequel en outre, éventuellement, lorsqu'une vitesse finale prédéfinie de l'outil de percussion (8, 9) est atteinte, la vitesse de la pompe hydraulique (27) diminue à partir de l'instant où la vitesse maximale (Dmax) est atteinte, de sorte que, sous l'action des forces hydrauliques régnant dans le circuit hydraulique, et éventuellement de la force de gravité agissant sur l'outil de percussion (8, 9), la vitesse finale prédéfinie est atteinte au point d'inversion ou peu ou immédiatement avant celui-ci, ou au point de formage ou peu ou immédiatement avant celui-ci, ou au point d'inversion du point de formage, ou peu ou immédiatement avant celui-

- ci, dans lequel, éventuellement pour régler la vitesse finale, l'hydrogénérateur (16) fonctionne comme un frein hydraulique pour freiner activement le piston hydraulique (2).
12. Procédé selon l'une des revendications 8 à 11, dans lequel, lorsqu'un ou le premier point d'inversion (U1) associé à une ou l'une zone de formage (4) du marteau pilon (1) est atteint ou lorsqu'une vitesse prédéfinie du coulisseau (9) est atteinte, le module distributeur (13) est commandé de telle manière qu'une sortie de pression (12) de la pompe hydraulique (27) est reliée fluidiquement à une seconde chambre de fluide, lorsqu'elle dépend de la revendication 9, à la seconde chambre de fluide (22) du vérin hydraulique (2), en particulier la chambre annulaire (22) du vérin différentiel (2), et une entrée de pression (17) de l'hydrogénérateur (16) est reliée fluidiquement à une première chambre de fluide, lorsqu'elle dépend de la revendication 9, à la première chambre de fluide (21) du vérin hydraulique (2), en particulier à la chambre de piston (21) du vérin différentiel (2).
13. Procédé selon la revendication 12, lorsqu'elle dépend de la revendication 9 ou d'une revendication rattachée à la revendication 9, dans lequel une dépression générée par le rebondissement au premier point d'inversion (U1) dans la seconde chambre de fluide (22), en particulier dans la chambre annulaire (22), est compensée au moyen d'une soupape de ré-aspiration (25) reliée fluidiquement d'un côté à la seconde chambre de fluide (22) et de l'autre côté à un réservoir hydraulique (15), et, de préférence, une énergie élastique générée par le rebondissement dans le circuit hydraulique est convertie en énergie électrique par décompression par l'hydrogénérateur (16) et est de préférence stockée dans un accumulateur intermédiaire (24).
14. Procédé selon l'une des revendications 8 ou 13, dans lequel, lorsqu'un second point d'inversion (U2) du vérin hydraulique (2), opposé à la zone de formage (4) du marteau pilon (1) est atteint, le module distributeur (13) est commandé de telle manière qu'une sortie de pression (12) de la pompe hydraulique (2) est reliée fluidiquement à une première chambre de fluide, ou lorsqu'elle dépend de la revendication 9 ou d'une revendication rattachée à la revendication 9 à la première chambre de fluide (21) du vérin hydraulique (2), en particulier à la chambre de piston (21) du vérin différentiel (2), et une entrée de pression (17) de l'hydrogénérateur (16) est reliée fluidiquement à une chambre de fluide, ou lorsqu'elle dépend de la revendication 9 ou d'une revendication rattachée à la revendication 9, à la seconde chambre de fluide (22) du vérin hydraulique (2), en particulier à la chambre annulaire (22) du vérin différentiel (2).
15. Procédé selon l'une des revendications 8 à 14, dans lequel un point de départ pour le lancement d'un processus de formage ou de forgeage en fonction d'une vitesse finale respectivement nécessaire en fonction de la hauteur de la pièce (26) à former mesurée dans le sens de mouvement du piston hydraulique (2), et/ou dans lequel la distance parcourue par l'outil de percussion (8, 9) pendant un cycle de forgeage est minimale.
16. Procédé de commande d'un marteau pilon (1) selon l'une des revendications 1 à 7, dans lequel plusieurs cycles de travail successifs sont commandés selon un procédé selon l'une des revendications 8 à 15, dans lequel la pompe hydraulique (27) fonctionne au moins à une vitesse minimale différente de zéro pendant la pluralité de cycles de travail.
17. Procédé selon la revendication 16, dans lequel de l'énergie secondaire générée dans un cycle de travail par l'hydrogénérateur (16) est fournie dans un cycle de travail suivant du marteau pilon (1), et/ou dans lequel une énergie de percussion d'au moins une course parcourue est utilisée pour calculer la position initiale du piston hydraulique (2) sur la base d'une énergie de percussion nécessaire ultérieurement, et/ou dans lequel une position, en particulier la position initiale, du piston hydraulique (2) est déterminée au début ou à un instant défini pendant un cycle de formage ou de forgeage et sert de base de calcul pour la détermination d'une position initiale du piston hydraulique (2) et/ou des paramètres de fonctionnement pour la commande de mouvement du piston hydraulique (2) pour un processus de formage ou de forgeage suivant dans le temps.

FIG 1

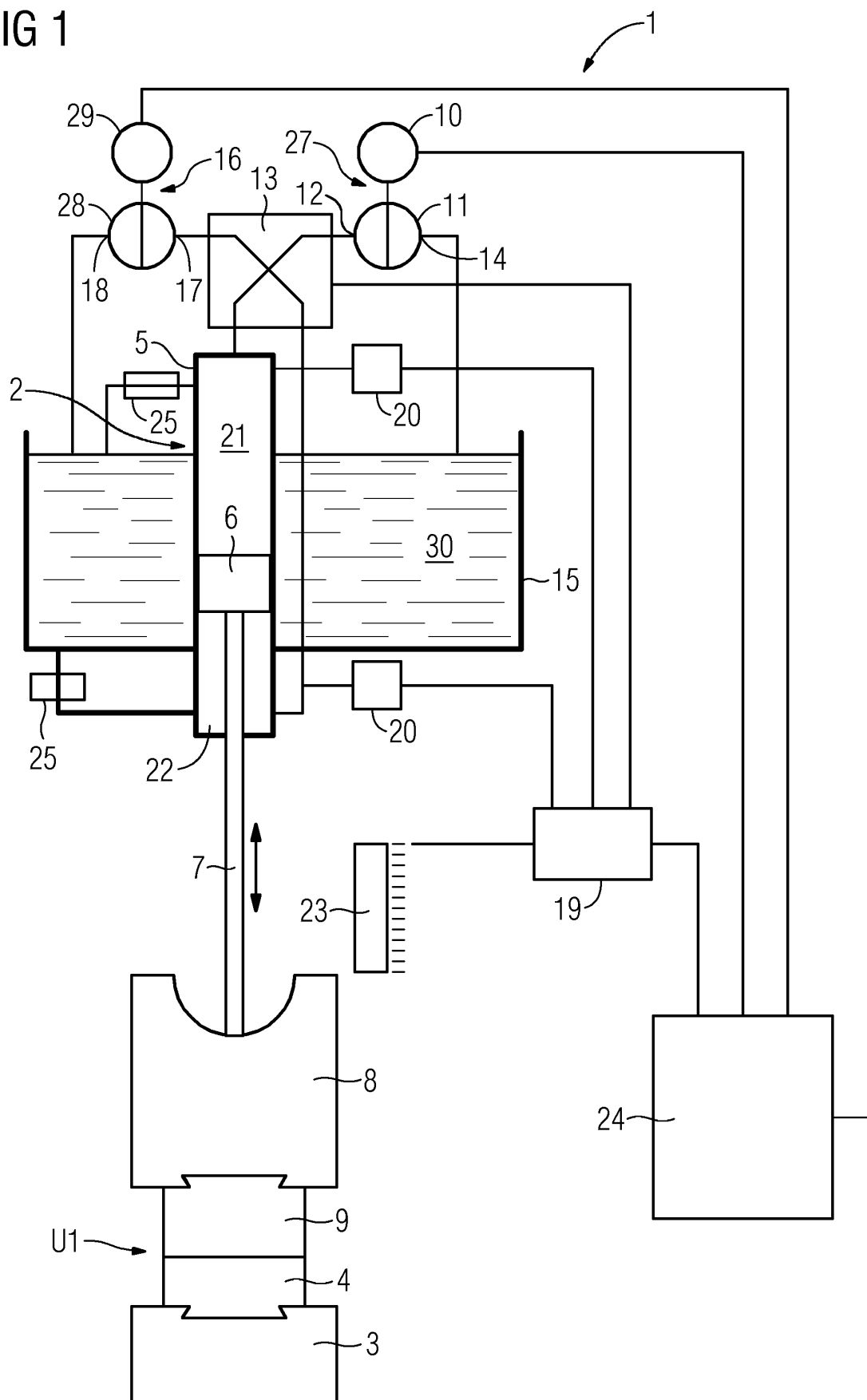


FIG 2

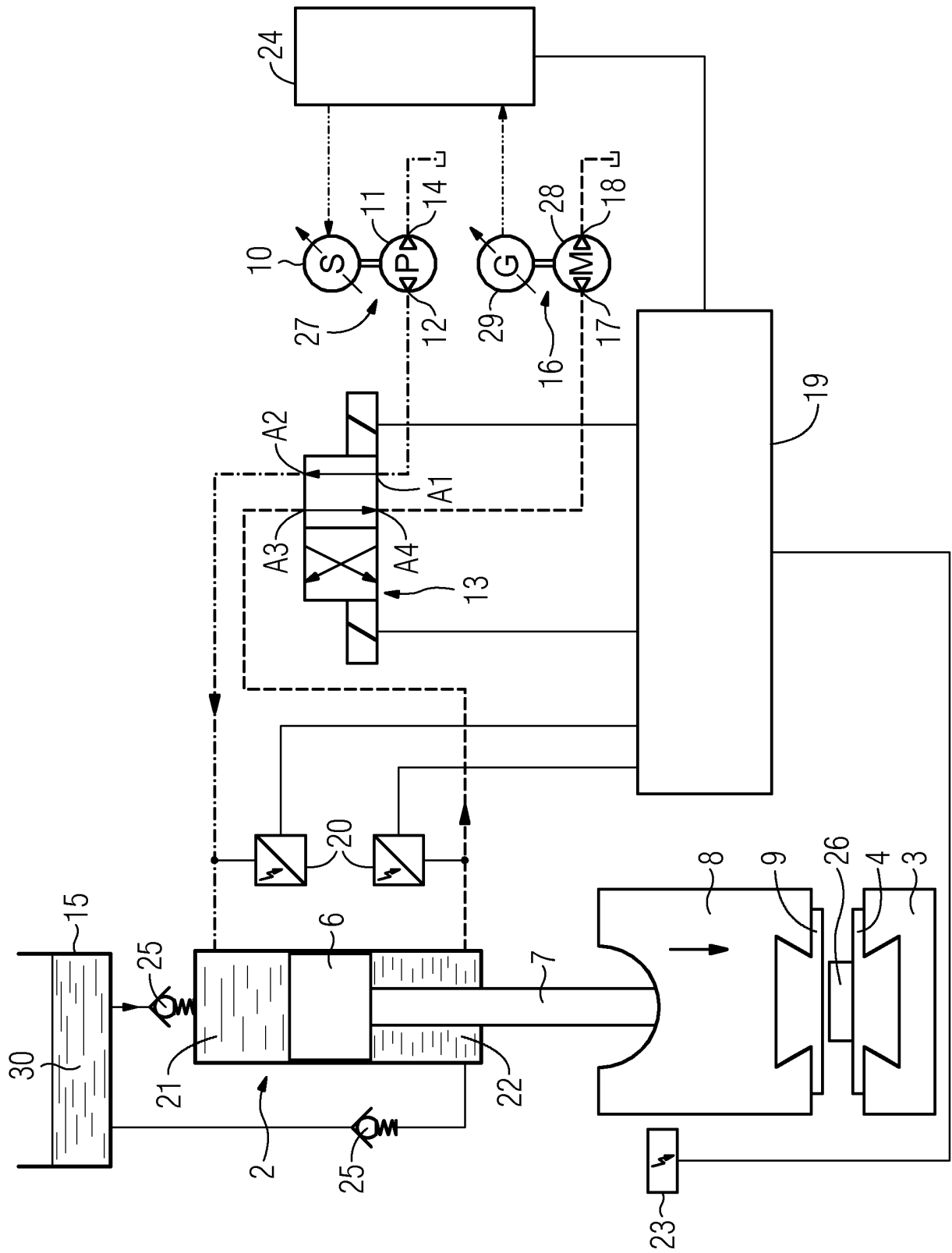


FIG 3

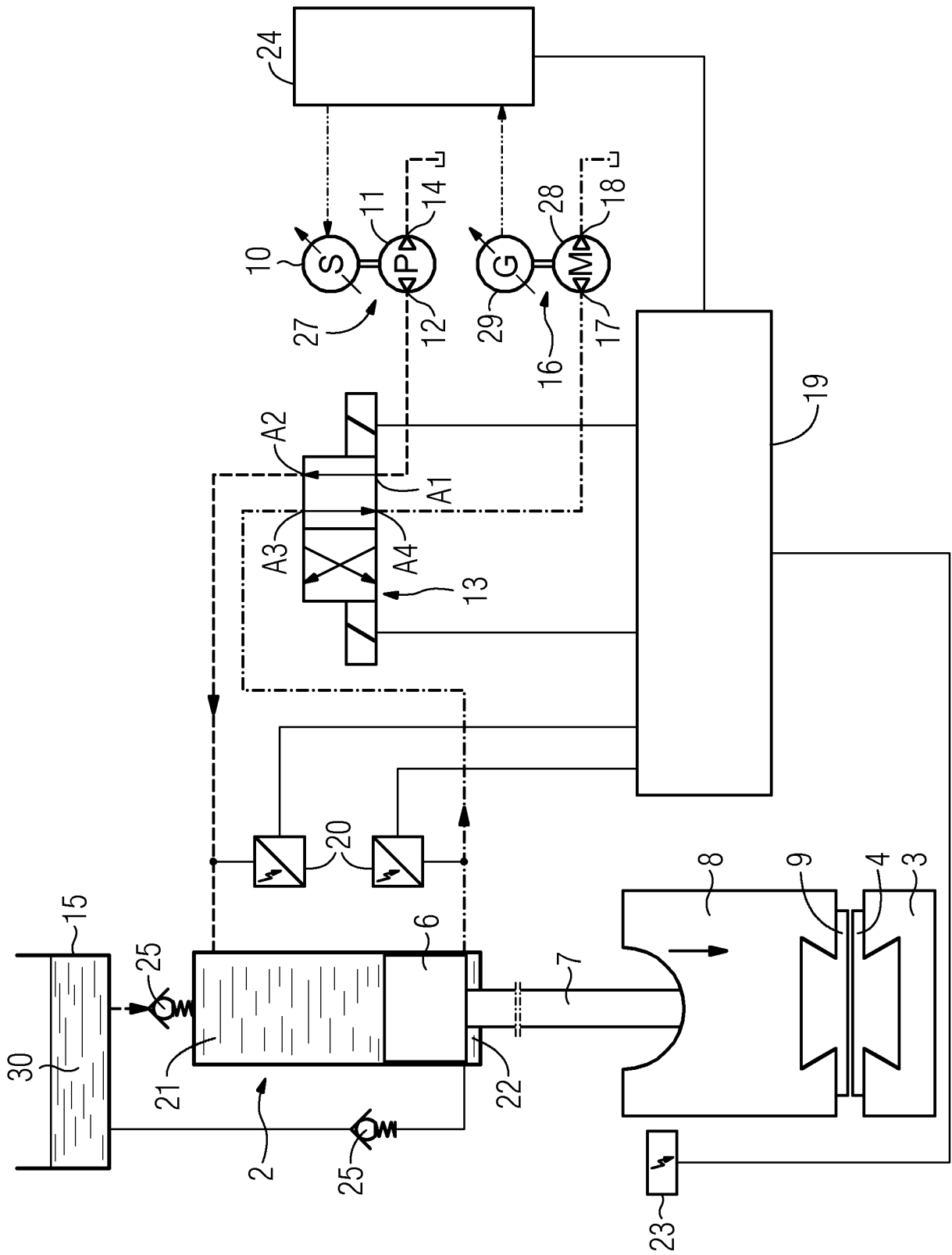


FIG 4

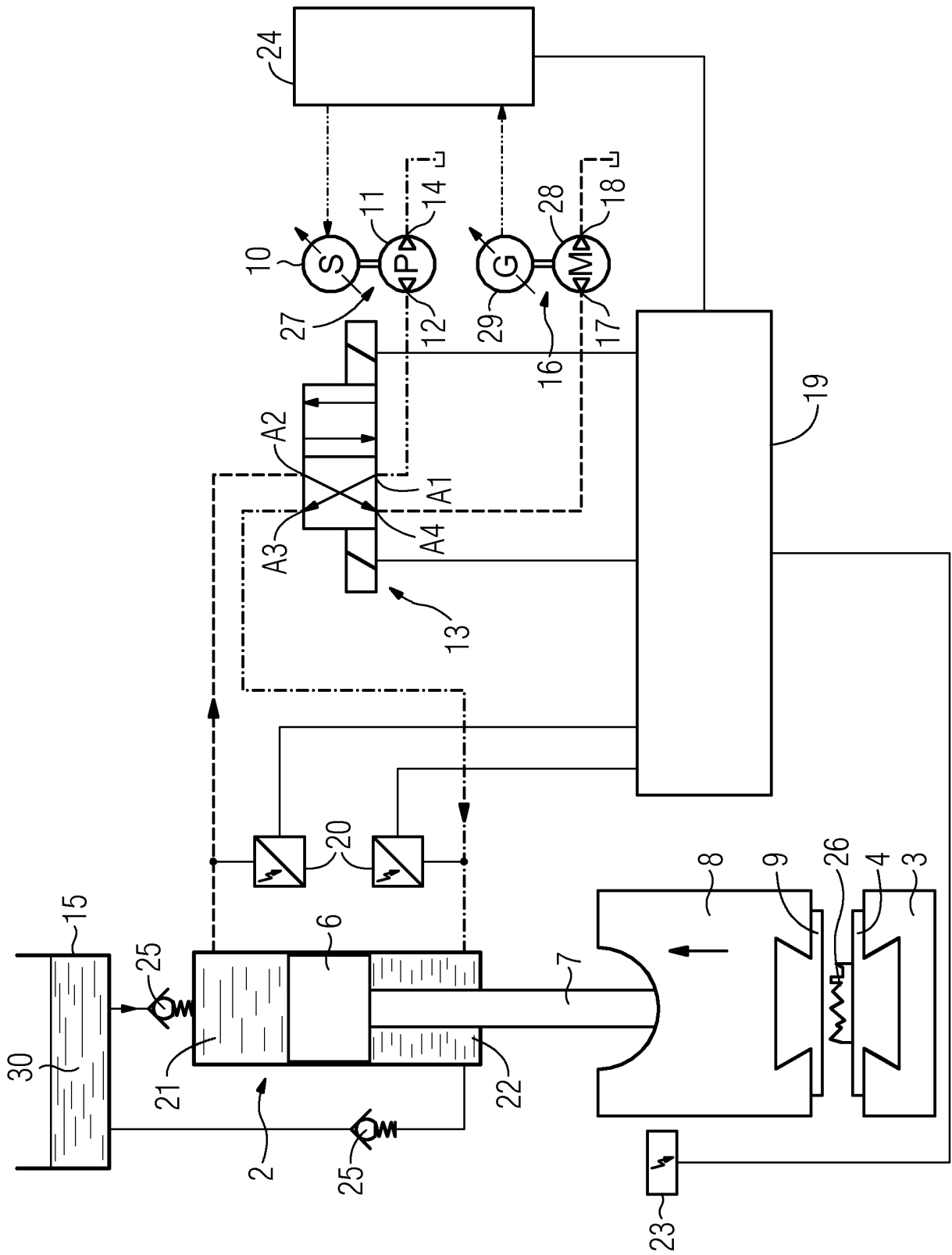
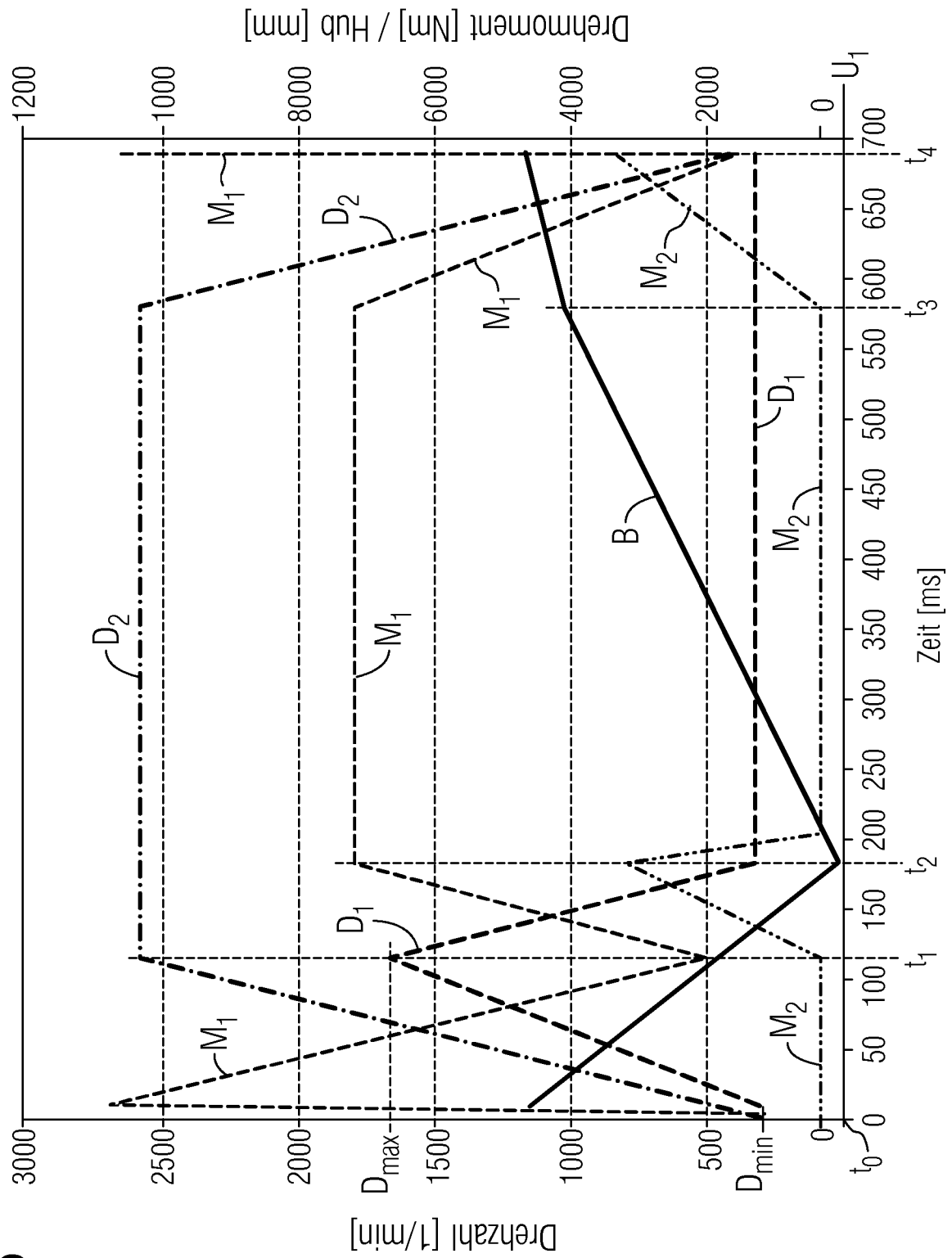


FIG 5



IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 202014104509 U1 [0002] [0003]
- EP 0116024 B1 [0004]