

(19)



Europäisches Patentamt  
European Patent Office  
Office européen des brevets



(11)

**EP 1 086 802 B1**

(12)

## EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des  
Hinweises auf die Patenterteilung:  
**02.11.2006 Patentblatt 2006/44**

(51) Int Cl.:  
**B30B 1/26<sup>(2006.01)</sup> B30B 1/28<sup>(2006.01)</sup>**

(21) Anmeldenummer: **00250306.8**

(22) Anmeldetag: **15.09.2000**

(54) **Presse mit Exzenterkurbelbetrieb für Oberstempereinheit und Betriebsverfahren**

Press with crankshaft drive for the upper punch unit and operating method

Presse avec entraînement à vilebrequin pour le poinçon supérieur et son procédé de fonctionnement

(84) Benannte Vertragsstaaten:  
**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU  
MC NL PT SE**

(30) Priorität: **24.09.1999 DE 19947689**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:  
**28.03.2001 Patentblatt 2001/13**

(73) Patentinhaber: **SMS Demag AG  
40237 Düsseldorf (DE)**

(72) Erfinder:  
• **Nies, Norbert, Dipl.-Ing.  
41470 Neuss (DE)**

- **Holthausen, Matthias  
41849 Wassenberg (DE)**
- **Horn, Bernd, Dipl.-Ing.  
04155 Leipzig (DE)**
- **Hoppenkamps, Nikolaus, Dipl.-Ing.  
41063 Mönchengladbach (DE)**

(74) Vertreter: **Meissner, Peter E. et al  
Meissner & Meissner,  
Patentanwaltsbüro,  
Hohenzollerndamm 89  
14199 Berlin (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:  
**DE-A- 4 114 880 DE-U- 29 917 742  
US-A- 5 588 344**

**EP 1 086 802 B1**

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

## Beschreibung

**[0001]** Die Erfindung betrifft eine Presse zum Verpressen pulverförmiger Massen, insbesondere von Metallpulver, mit einem mindestens ein Pleuel sowie eine Kurbelwelle aufweisenden Exzenterkurbeltrieb für den Antrieb einer Oberstempereinheit gemäß dem Gattungsbegriff des Patentanspruchs 1.

**[0002]** In der Pulvermetall- und Metallkeramikpulverpresstechnik werden seit vielen Jahren mechanische Pulverpressen zur Herstellung von Pulverpresslingen eingesetzt. Diese üblicherweise als Exzenterpressen oder Kniehebelpressen ausgebildeten mechanischen Pressen zeichnen sich durch eine hohe Arbeitsgeschwindigkeit bei sinusförmigem Verlauf der Stempelbewegung bei stark progressivem Presskraftverlauf während des Arbeitszyklus aus. Zur Herstellung besonders komplizierter Formteile werden bevorzugt Pulverpressen eingesetzt, deren Presswerkzeuge durch hydraulische Kolben/Zylinder- Systeme bewegt werden. In Verbindung mit entsprechenden elektronischen Steuerungen lassen sich die einzelnen Presswerkzeuge hinsichtlich Presskraft und Pressweg in optimaler Weise so steuern, daß Presslinge entstehen, die sich trotz ihrer komplizierten Form durch eine weitestgehend konstante Dichte innerhalb des Formkörpervolumens auszeichnen. Im Vergleich zu mechanischen Pressen haben hydraulische Pressen jedoch im allgemeinen eine geringere Arbeitsgeschwindigkeit, also längere Zykluszeiten, und weisen einen deutliche höheren Energieverbrauch auf.

**[0003]** Aus der gattungsbildenden DE 41 14 880 A1 ist eine Presse zum Verpressen pulverförmiger Massen bekannt, die als mechanische Exzenterpresse mit einem elektrischen Antriebsmotor für die Bewegung des Oberstempels der Presse ausgebildet ist. Die Kurbelwelle des Exzenterantriebs für den Oberstempel ist mit einem Zahnrad drehfest verbunden, das von einem Schneckentrieb bewegt wird, der seinerseits von einem Elektromotor gedreht wird. Die Drehrichtung des Elektromotors und der Kurbelwelle ändern sich während des Betriebs nicht. Für die Bewegung der Matrize ist ein hydraulisches Kolben/Zylinder- System vorgesehen. Die Besonderheit dieser bekannten Presse liegt darin, daß sie einen Codierschalter aufweist, der die Arbeitsstellung des Oberstempels abtastet und ein entsprechendes Signal an die elektronische Steuerung dieser Presse liefert. Ferner ist ein Frequenzumrichter vorhanden, der auf den elektrischen Antriebsmotor wirkt und von der elektronischen Steuerung Stellsignale erhält, so daß die Antriebsbewegung steuerbar ist. Der Oberstempel ist in einem Druckmeßzylinder gelagert und in Pressrichtung verschiebbar, wobei diese hydraulische Verschiebung des Oberstempels von der elektronischen Pressensteuerung geführt wird. Durch diese Kombination einer mechanisch angetriebenen Exzenterpresse mit zusätzlichen hydraulischen Antrieben von Presswerkzeugen soll erreicht werden, daß auch in ihrer Formgestaltung sehr an-

spruchsvolle Pulverpresslinge bei hoher Stückzahl herstellbar sind, wobei gleichbleibende Abmessungen und gleiche Dichte der Presslinge gewährleistet sein sollen.

**[0004]** Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, eine Presse der gattungsgemäßen Art dahingehend weiterzubilden, daß der von den mechanischen Pressen bekannte und für das Verdichten des Presspulvers vorteilhafte sinusförmige Bewegungs- und progressive Kraftverlauf verbunden wird mit dem durch eine vergleichsweise einfache hydraulische Antriebstechnik bewirkten Vorteilen hinsichtlich hoher Flexibilität der Presse und eines dem idealen Verlauf nahekommenden Pressverlaufs bei hoher Reproduzierbarkeit von Geschwindigkeit und Position der Presswerkzeuge. Der Energieverbrauch dieser Presse soll in Relation zu den von ihr erzeugbaren Antriebskräften klein sein. Die Pressparameter sollen zur Optimierung des Bewegungsablaufs und des Leistungsbedarfs auf einfache Weise einstellbar sein.

**[0005]** Gelöst wird diese Aufgabe durch eine Presse mit den im Patentanspruch 1 angegebenen Merkmalen. In den abhängigen Ansprüchen sind vorteilhafte Weiterbildungen dieser Presse angegeben.

**[0006]** Die erfindungsgemäße Presse weist für den Antrieb ihrer Oberstempereinheit einen Exzenterkurbeltrieb auf, der mindestens ein Pleuel (üblicherweise paarweise angeordnet) beinhaltet, das an seinem einen Ende mit der Oberstempereinheit und an seinem anderen Ende exzentrisch mit einer Kurbelwelle verbunden ist. Die Verbindung mit der Kurbelwelle kann beispielsweise über eine Exzenterzscheibe realisiert sein. Mit der Kurbelwelle ist ein Zahnrad drehfest verbunden. Dieses Zahnrad ist von mindestens einem, vorzugsweise von zwei Antriebschnecken drehbar, die sich zweckmäßig diametral bezüglich der Kurbelwelle gegenüberliegen und ihrerseits von mindestens einem Motor, vorzugsweise jeweils von einem separaten Motor angetrieben werden. Die Bewegungsabläufe dieser Presse werden von einer elektronischen Steuerung geführt. Wesentliches Kennzeichen der Erfindung ist es, daß diese elektronische Steuerung auf einen Reversierbetrieb der Kurbelwelle eingerichtet ist. Vorzugsweise wird die Kurbelwelle dabei über einen Winkelbereich von weniger als 180° gedreht. Entsprechend der reversierenden Drehung des Zahnrads bewegt sich die Oberstempereinheit infolge der Kraftübertragung durch das Pleuel auf und ab, also zwischen Pressstellung und Einfüll/Auswurf-Stellung hin und her. Im Unterschied zu üblichen mechanischen Pressen mit Exzenterkurbeltrieb führt die Kurbelwelle im Fall der erfindungsgemäßen Presse also keine vollständigen Umdrehungen aus.

**[0007]** Wegen der auf das Bauvolumen bezogenen besonders hohen Drehmomentdichte und des vergleichsweise kleinen Schwungmoments  $GD^2$  von Hydraulikmotoren, die einen hochdynamischen Antrieb ermöglichen, werden diese gegenüber dem Einsatz elektrischer Antriebsmotoren bevorzugt. Durch die Anordnung von zwei Schneckenrieben mit jeweils separatem Antriebsmotor

lassen sich bei vergleichsweise kleinem Bauvolumen wegen der Kraftübersetzung durch die Schneckentriebe doppelt so hohe Drehmomente an der Kurbelwelle erzeugen, ohne daß die Zahnbelastungen am Zahnrad bzw. den Schneckentrieben sich erhöhen.

**[0008]** Besonders zweckmäßig ist es, wenn die Steuerung so eingerichtet ist, daß die vorzugsweise zwei Hydraulikmotoren der Presse bezüglich ihrer Einschaltung in den Kreislauf des Hydraulikmittels wahlweise parallel und hintereinander schaltbar sind. Im Falle der Parallelschaltung geht bei zwei Hydraulikmotoren jeweils die halbe Durchflußmenge durch den Motor, während bei einer Hintereinanderschaltung durch beide Motoren jeweils der volle Mengenstrom hindurchläuft. Das bedeutet bei unverändertem Hydraulikaggregat die Einstellmöglichkeit einer normalen bzw. einer doppelt so hohen Arbeitsgeschwindigkeit. Letzteres ist insbesondere bei der Verpressung kleinerer Teile mit niedriger Bauhöhe von ganz besonderem Vorteil.

**[0009]** Weiterhin ist es von Vorteil, wenn die Presse eine Matrize beinhaltet, die durch Hydraulikzylinder in Bahnsteuerung kontrolliert verfahrbar ist, wie dies bei Hydraulikpressen grundsätzlich bekannt ist. Ferner kann die Presse einen hydraulisch betätigbaren Werkzeugadapter umfassen. Für diese Fälle ist es zweckmäßig, einen zentralen elektrischen Motor vorzusehen, der eine Hydraulikpumpe für die Oberstempelantriebseinheit und eine weitere Hydraulikpumpe für die Hydraulikzylinder der Matrize und/oder den hydraulisch betätigbaren Werkzeugadapter antreibt.

**[0010]** Zur Erfassung der jeweiligen Ortsposition der Oberstempelantriebseinheit empfiehlt sich der Einsatz elektronischer Meßsysteme für eine indirekte oder vorzugsweise direkte Ermittlung. Beispielsweise kann ein elektronisches Wegmeßsystem zur Erfassung der aktuellen Position des Oberbären der Presse, der die Oberstempelantriebseinheit aufnimmt, oder auch ein elektronischer Drehwinkelgeber zur Erfassung der aktuellen Winkelstellung der Kurbelwelle vorgesehen sein.

**[0011]** Der besondere Vorteil der erfindungsgemäßen Presse, deren Bewegungen ihrer Presswerkzeugteile von der elektronischen Steuerung geführt werden, besteht darin, daß vorzugsweise über den hydraulisch mit einfachen Mitteln hinsichtlich Volumenstrom und Druck sehr leicht zu beeinflussenden Strom des Hydraulikmittels ein unmittelbarer Einfluß auf den Antrieb des Exzenterkurbeltriebs genommen werden kann. Sowohl die Geschwindigkeit als auch das Drehmoment am Exzenterkurbeltrieb lassen sich also hydraulisch sehr leicht und genau beeinflussen. Darüber hinaus ist es von Vorteil, daß durch den Exzenterkurbeltrieb eine erhebliche Übersetzung hinsichtlich der von der Presse erzeugbaren Presskraft erreicht wird. Die benötigte Presskraft ist naturgemäß im Bereich des unteren Totpunktes der Oberstempelantriebseinheit am größten. Gerade in dieser Stellung der Presse ist aber das Übersetzungsverhältnis zwischen Antriebskraft und Presskraft auch am größten. Das führt dazu, daß die für den Pressantrieb benötigte

Antriebsleistung im Vergleich zu einer mit gleicher maximaler Presskraft ausgestatteten hydraulischen Presse wesentlich geringer gewählt werden kann. Dadurch ist auch der gesamte Energieverbrauch während eines Presszyklusses wesentlich geringer.

**[0012]** Die erfindungsgemäße Presse erlaubt Zykluszeiten, die noch unter derjenigen einer in üblicher Weise elektromotorisch angetriebenen durchlaufenden mechanischen Exzenterkurbelpresse liegen. Dies ist dann möglich, wenn die Pressensteuerung so eingestellt wird, daß der Hub jeweils deutlich vor Erreichen des oberen Totpunktes des Exzenterkurbeltriebs beendet und anschließend umgekehrt wird. Bei einer üblichen mechanischen Presse muß dieser Weg immer voll durchfahren werden.

**[0013]** Die Zykluszeit einer herkömmlichen mechanischen Presse wird wesentlich mitbestimmt durch die notwendigen Abläufe beim Freilegen des Preßlings. Hierzu gehört insbesondere die notwendige Aufrechterhaltung einer Auflastekraft während des Abziehens der Matrize, die durch ein in die Oberstempelantriebseinheit untergebrachtes hydraulisches Zylinder/Kolben-System untergebracht wird. Im Durchlaufbetrieb muß dieses Zylinder/Kolben-System entsprechend der Rückbewegung der Oberstempelantriebseinheit eine Ausfahrbewegung zur Aufrechterhaltung der Auflastekraft durchführen und nach Abziehen der Matrize möglichst schnell wieder in die Ausgangsposition zurückfahren. Dies erfordert entweder eine besonders leistungsfähige (teure) Hydraulik oder aber eine Anpassung der Grundgeschwindigkeit (Drehzahl) der Presse an den Zeitbedarf für die Bewegung des Zylinder/Kolben-Systems. Bei der erfindungsgemäßen Presse kann problemlos die Geschwindigkeit der Oberstempelantriebseinheit im Bereich des unteren Totpunktes stark reduziert oder sogar zeitweilig auf Null gehalten werden, bis der Preßling freigelegt ist. Hierdurch kann der hydraulische Aufwand für die Zylinderbewegungen für die Auflastekraft sehr klein gehalten werden. Nach dem Ausformen kann die Oberstempelantriebseinheit mit der maximal möglichen Geschwindigkeit in ihre Ausgangsstellung zurückgefahren werden.

**[0014]** Ein ebenfalls vorteilhafter Betrieb der erfindungsgemäßen Presse ergibt sich dann, wenn der Hub im Bereich des unteren Totpunktes der Oberstempelantriebseinheit so eingestellt wird, daß der untere Totpunkt um ein kleines Stück überfahren wird. Die Presse wird also im Bereich eines Kurbelwinkels betrieben, der geringfügig über 180° (absoluter Winkel) liegt. Nach Erreichen des Endpunktes wird wegen des grundsätzlich reversierenden Betriebes der Presse der Totpunkt bei 180° zwangsläufig erneut überfahren. Das bedeutet, daß auf eine äußerst einfache Art und Weise ein doppeltes Pressen mit maximaler Presskraft am unteren Totpunkt bei jedem Arbeitszyklus stattfindet. Dies hat bei bestimmten Pressearten einen besonderen Vorteil.

**[0015]** Nachfolgend wird die Erfindung anhand eines Ausführungsbeispiels näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen schematischen Querschnitt durch eine erfindungsgemäße Presse und

Fig. 2 den Verlauf charakteristischer Größen der Presse in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel.

**[0016]** Bei der Darstellung in Figur 1 handelt es sich um eine schematische Darstellung einer erfindungsgemäßen Presse im Schnittbild, wobei lediglich der Antrieb einer Oberstempereinheit 2 (d.h. des Oberbären der Presse, in dem die Oberstempereinheit gelagert ist) wiedergegeben ist. Diese Oberstempereinheit 2, in der je nach der Form des herzustellenden Presskörpers ein oder mehrere Oberstempel gehalten werden, ist in einem Maschinengestell 1 der Presse gleitend gelagert. Der Preßkörper wird in dem von einer Matrize 9 und einer im Maschinengestell 1 der Presse z.B. fest abgestützten Unterstempereinheit 8 eingeschlossenen Formhohlraum erzeugt, in den der oder die Oberstempel beim Pressen eintauchen. Zweckmäßigerweise ist eine mechanische Verstelleinrichtung 10 vorgesehen, über die die Ausgangs- und Endposition der Oberstempereinheit 2 einstellbar sind. Über ein Pleuel 3 wird die Oberstempereinheit 2 mittels einer im Maschinengestell 1 drehbar gelagerten Kurbelwelle 4 bewegt. Beim Drehen der Kurbelwelle 4 ergibt sich für die Oberstempereinheit 2 ein annähernd sinusförmiger Geschwindigkeitsverlauf. Ein als Schneckenrad ausgebildetes Zahnrad 5 ist mit der Kurbelwelle 4 drehfest verbunden. Das Pleuel 3 ist mit der Kurbelwelle 4 über eine Exzentrerscheibe verbunden, die einstückig mit dem Zahnrad 5 ausgeführt sein kann. Links und rechts des Zahnrads 5 sind zwei sich bezüglich der Mittelachse der Kurbelwelle diametral gegenüberliegende Schnecken zweier Schneckentriebe 6.1, 6.2 angeordnet. Die beiden Schnecken werden jeweils von einem Hydraulikmotor 7.1, 7.2 angetrieben. An der Kurbelwelle 4 ist ein nicht dargestellter elektronischer Drehwinkelgeber untergebracht, mit dessen Hilfe indirekt die aktuelle Position der Oberstempereinheit 2 detektierbar ist. Zur Bewegung der Oberstempereinheit 2 ist ein hydraulisches Drucksystem vorgesehen, das ebenfalls nicht näher dargestellt ist und auch die Versorgung weiterer hydraulisch angetriebener Preßwerkzeugteile (z.B. Matrize, Unterstempereinheit oder Werkzeugadapter) sicherstellt. Sämtliche Bewegungen der Pressenteile werden von einer nicht in Fig. 1 wiedergegebenen elektronischen Steuerung geführt, die die Ventile und Pumpen des Hydrauliksystems auf der Grundlage der Meßwerte des Drehwinkelgebers oder der verwendeten direkten Meßsysteme steuert.

**[0017]** Während die schematische Darstellung der Fig. 1 den Exzenterkurbeltrieb im unteren Teil des Maschinengestells 1 vorsieht, dürfte es bei der praktischen Ausführung einer erfindungsgemäßen Presse vielfach vorteilhafter sein, den Exzenterkurbeltrieb oberhalb der Oberstempereinheit 2, also in der Spitze der Presse anzuordnen. Dies ändert an der grundsätzlichen Funktionsweise nichts.

**[0018]** Die Arbeitsweise der erfindungsgemäßen Presse läßt sich wie folgt beschreiben:

**[0019]** Die beiden Schnecken der Schneckentriebe 6.1 und 6.2 werden über die Hydraulikmotoren 7.1, 7.2 mit dem von einer Hydraulikpumpe geförderten Hydraulikmittel beaufschlagt und bewirken entsprechend der Getriebeübersetzung der Schneckentriebe 6.1, 6.2 ein Drehmoment am Zahnrad 5 und eine entsprechende Drehbewegung der Kurbelwelle 4. Die elektronische Steuerung ist so ausgelegt, daß sich durch Schaltung der Drehrichtung der Hydraulikmotoren 7.1, 7.2 eine reversierende Drehbewegung an der Kurbelwelle 4 über einen Winkelbereich von z. B. 120° ergibt. Bei entsprechender Wahl der Anzahl an Umdrehungen der Hydraulikmotoren 7.1, 7.2 fährt der Kurbeltrieb bis in den Bereich des unteren Totpunktes. Die Steuerung der Presse kann so eingerichtet werden, daß je nach Bedarf eine Preßstellung jenseits des unteren Totpunktes des Pleuels 3 erreicht wird. In diesem Fall wird dann der absolute Totpunkt der Pressstellung einmal im eigentlichen Arbeitstakt und dann noch einmal zu Beginn des "Leertaktes" überfahren, so daß eine Doppelpressung bewirkt wird. Durch Verkürzung der Drehung der Kurbelwelle auf einen Bereich von deutlich unter 180° wird die Notwendigkeit vermieden, das relativ zeitraubende Tal und/oder die Bergspitze der sinusförmigen Bewegungskurve komplett durchfahren zu müssen. Damit läßt sich ohne weiteres etwa 30-50% der Zykluszeit einsparen. Eine solche Möglichkeit besteht nur bei einem Reversierbetrieb im Sinne der vorliegenden Erfindung, nicht aber bei Pressen mit dem üblichen Exzenterantrieb, der regelmäßig vollständige Umdrehungen ausführt. Je nach Bedarf läßt sich durch Veränderung des Volumenstroms des Hydraulikmittels durch die starke Drehmomentübersetzung der Schneckentriebe 6.1, 6.2 und die Kurbelwirkung des Pleuels 3 eine hohe Presskraft bei vergleichsweise mäßiger Geschwindigkeit der Oberstempereinheit 2 erzeugen, was für die Verdichtung des Pulvers günstig ist. Die Bewegung der Oberstempereinheit 2 zum Öffnen der Pressform und zum Freilegen des Presskörpers wird durch Umschaltung der Drehrichtung der Hydraulikmotoren 7.1, 7.2 bewirkt. Die Hydraulikmotoren 7.1, 7.2 können durch entsprechende Ventilschaltungen wahlweise in Parallel- oder Hintereinanderschaltung in den Hydraulikmittelkreislauf eingeschaltet werden. Ersteres empfiehlt sich insbesondere für den Arbeitstakt (Verdichtung), letzteres besonders für den Leertakt (Ausformen des Preßteils). Bei gleichbleibendem Förderstrom der Hydraulikpumpe bedeutet dies, daß der Leertakt mit halber Kraft, aber doppelt so schnell abläuft wie der eigentliche Arbeitstakt. Die erfindungsgemäße Presse kombiniert also in vorteilhafter Weise eine langsame Arbeitsfahrt mit großer Presskraft und eine schnelle Rückfahrt mit geringerer Kraft. Die Antriebsleistung der Presse kann auf diese Weise über die Dauer des Preßzyklus deutlich gleichmäßiger genutzt werden, als dies bei einer üblichen hydraulischen Presse der Fall ist. Selbstverständlich kann bei Bedarf die Parallel- oder die Hinter-

einanderschaltung auch während des gesamten Preßzyklus unverändert beibehalten werden, letzteres empfiehlt sich besonders zur Erzielung einer hohen Produktionsleistung bei Preßteilen mit vergleichsweise geringerer Höhe, für die geringere Preßkräfte ausreichend sind. Grundsätzlich läßt sich die erfindungsgemäße Presse auch wie eine übliche mechanische Presse im Durchlaufbetrieb, also ohne das Reversieren der Antriebsmotoren betreiben. Dabei ergibt sich noch immer der Vorteil einer leichten Anpassbarkeit der Arbeitsgeschwindigkeit. Zweckmäßigerweise wird für die Presse eine elektronische Steuerung vorgesehen, die eine Bahnsteuerung mit frei programmierbaren geregelten Positionen und Geschwindigkeiten erlaubt.

**[0020]** Rechts oben ist in Figur 1 der sinusartige Verlauf des von der Oberstempelinheit 2 zurückgelegten Weges in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Im gewählten Beispiel beträgt die Kurbelwellendrehung  $180^\circ$ , wobei sich die Oberstempelinheit 2 vom oberen Totpunkt OT zum unteren Totpunkt UT bewegt. Die hierfür (Verdichtungshub) benötigte Zeit ist mit  $t$ , bezeichnet. Da die anschließende Rückbewegung vom unteren Totpunkt UT in den oberen Totpunkt OT nicht in hydraulischer Parallel-, sondern Hintereinanderschaltung der Hydraulikmotoren 7.1, 7.2 vorgenommen wird, liegt zwar eine gleich große Drehung der Kurbelwelle 4 vor, aber der Zeitbedarf ist aufgrund des konstanten Förderstroms der Hydraulikpumpe kleiner geworden und beträgt nur noch  $t_r$ . Der zweite Teil der Sinuskurve ist daher in Richtung der Zeitachse entsprechend gestaucht. Durch strichpunktierte Linien sowie die Zeichen +/- ist in der Grafik angedeutet, daß die Endlage der Oberstempelinheit im Bereich der Totpunkte in positive oder negative Richtung variiert werden kann. Der Teil des Arbeitstaktes, in dem das Pulver in der Pressform verdichtet wird, ist mit A bezeichnet.

**[0021]** In Figur 2 sind im Sinne eines Ausführungsbeispiels in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel  $\alpha$  des Exzenterkurbeltriebs die Verläufe einiger Kennwerte einer erfindungsgemäßen Presse wiedergegeben. Dabei ist nur jeweils der Ausschnitt im Bereich des Kurbelwinkels  $\alpha$  von  $130^\circ$  bis etwa  $180^\circ$  (unterer Totpunkt) wiedergegeben. Das ausgewählte Beispiel bezieht sich auf eine Presse, bei der der Kurbelwinkelbereich von  $130^\circ$  bis  $180^\circ$  einem Verfahrensweg der Oberstempelinheit um 40 mm entspricht. Die Kurve s des Verfahrenswegs in Figur 2 gibt somit den Abstand der Oberstempelinheit von dem unteren Totpunkt an. Dieser Verfahrensweg entspricht etwa dem tatsächlichen Pressvorgang in der Presse, also der Phase der Pulververdichtung.

**[0022]** Die mit F bezeichnete Kurve gibt den Verlauf der tatsächlichen Presskraft bei einem repräsentativen Presskörper wieder, der die von der Presse verarbeitbare maximale Höhe aufweist. Mit zunehmender Pulververdichtung steigt diese Presskraft F ab etwa einem Kurbelwinkel  $\alpha$  von  $140^\circ$  stark an bis auf einen Wert von 2340 kN im unteren Totpunkt.

**[0023]** Das zur jeweiligen Presskraft gehörende Dreh-

moment  $M_d$  an der Kurbelwelle hat unter den gegebenen Abmessungsverhältnissen der Presse bei einem Kurbelwinkel von  $140^\circ$  eine Größe von 7125 Nm. Das Drehmoment steigt dann steil an und erreicht bei etwa  $160^\circ$  sein Maximum mit einem Wert 45500 Nm. Die Presskraft beträgt im Drehmomentmaximum 1225 kN. Nach Erreichen des Maximums fällt das Drehmoment bei weiter zunehmendem Kurbelwinkel  $\alpha$  stark ab und beträgt im unteren Totpunkt Null, während die Presskraft ihren Höchstwert erreicht. Das Drehmoment an der Kurbelwelle ist direkt proportional zum Drehmoment der Hydraulikmotoren und somit zum Hydraulikdruck. Man erkennt, daß schon bei einer mittleren Presskraft das höchste Drehmoment anliegt und für die weitere Steigerung der Presskraft nicht nur keine Erhöhung des Drehmoments erforderlich ist, sondern dieses Drehmoment sogar bis auf Null im unteren Totpunkt absinkt. Dieser Kraftverlauf ist allgemein typisch für Pulverpressen und um so ausgeprägter, je größer die Höhe der herzustellenden Pressteile ist. Der Verlauf der Drehmomentenkurve ist dagegen typisch für eine Presse mit Exzenterkurbeltrieb. Die Fläche unter der Drehmomentkurve  $M_d$  ist repräsentativ für die bei der Verdichtung des Presskörpers geleistete Arbeit.

**[0024]** Unter den Verhältnissen des der Figur 2 zugrunde liegenden Ausführungsbeispiels beträgt die Tangentialkraft am Zahnrad 5 im Drehmomentmaximum (45500 Nm) lediglich 364 kN, während die tatsächlich auf den Pressling einwirkende Presskraft F bei 1225 kN liegt. Das bedeutet also, daß an dieser Stelle des Arbeitstaktes unter den gegebenen Bedingungen der Presse und des zu verpressenden Pulvers eine Kraftübersetzung im Verhältnis zur aktuellen Preßkraft (1225 kN) von 1:3,37 und im Verhältnis zur Endpreßkraft (2340 kN) von 1:6,43 vorliegt. Die maximal mögliche Kraftübersetzung V ist in Figur 2 ebenfalls in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel  $\alpha$  dargestellt. Insbesondere im Bereich der letzten Winkelgrade vor Erreichen des unteren Totpunkts ergibt sich ein stark progressiver Anstieg für die Kraftübersetzung V. Bei einem Kurbelwinkel  $\alpha$  von  $165^\circ$  liegt der Wert von V bei 1:3, bei  $175^\circ$  bereits bei 1:10 und erreicht bei  $177,5^\circ$  den Wert von etwa 1:20. Solche Verhältnisse lassen sich bei der Herstellung von Pressteilen mit sehr geringem Pressweg auch praktisch nutzen und realisieren. In einem solchen Fall wäre für das Erreichen der in vorstehendem Beispiel geschilderten maximalen Presskraft von 2340 kN lediglich eine Tangentialkraft am Zahnrad des Kurbeltriebs von etwa 116 kN erforderlich. Das wäre etwa lediglich 1/3 der notwendigen Tangentialkraft von 364 kN bei dem Presskörper des vorstehenden Beispiels mit großer Presskörperhöhe. Dementsprechend wäre für die Herstellung entsprechend niedriger Pressteile auch nur eine auf etwa 1/3 reduzierte Antriebsleistung erforderlich. Zwischen den beiden genannten Extremwerten des Übersetzungsverhältnisses der Presskraft von etwa 1:6 und etwa 1:20 liegt der übliche Arbeitsbereich einer Pulverpresse. Im Vergleich zur erfindungsgemäßen Presse würde eine übliche hydraulische Presse mit direktem Kolbenantrieb für die Presswerkzeuge selbst mit

einer intelligenten last- und geschwindigkeitsabhängigen Regelung noch mindestens einen 3-fach höheren Leistungsbedarf haben.

**[0025]** Im Hinblick auf die Flexibilität der erfindungsgemäßen Presse ist noch darauf hinzuweisen, daß durch Fördermengenänderung an der Hydraulikpumpe eine unmittelbare Änderung der Grundgeschwindigkeit der Presse sowie der Geschwindigkeiten innerhalb einzelner Zyklusabschnitte problemlos möglich ist. Der Steuerungsaufwand hierfür ist minimal. Durch entsprechendes Schalten der Hydraulikventile können bei Bedarf Stillstandszeiten in den Presszyklus eingebaut oder aber auch Leerhübe zeitlich verkürzt werden.

**[0026]** Mit besonderem Vorteil wird der durch die Erfindung vorgeschlagene Antrieb für die Oberstempereinheit bei Pulverpressen eingesetzt, deren sonstige Bewegungsebenen (Matrize, Werkzeugadapter) ebenfalls hydraulisch angetrieben sind und die einen gemeinsamen Hauptantriebsmotor für die Hydraulik besitzen. Dies ist besonders deswegen zweckmäßig, weil der Leistungsbedarf für die Oberstempereinheit und die Matrize in der Regel nicht gleichzeitig sondern nacheinander anstehen und das größere Schwungmoment eines zentralen Antriebs zum Abbau der Leistungsspitze an der Oberstempereinheit im Bereich eines Kurbelwinkels von etwa 160° und später am unteren Totpunkt (Kurbelwinkel 180°) beim Losreißen der Matrize förderlich ist. Die erfindungsgemäße Presse liefert einen sinusförmigen Bewegungs- und Kraftverlauf, ermöglicht eine hohe Genauigkeit bei den zu erzeugenden Presskörpern, hat einen hohen Wirkungsgrad, ist im Hinblick auf die herstellbaren Teile äußerst flexibel, erhöht die Produktionsleistung deutlich und bringt einen wesentlichen Fortschritt in der Fertigungstechnologie.

Bezugszeichenliste:

**[0027]**

1	Maschinengestell
2	Oberstempereinheit
3	Pleuel
4	Kurbelwelle
5	Zahnrad
6.1, 6.2	Schneckentrieb
7.1, 7.2	Motor
8	Unterstempel
9	Matrize
10	Verstelleinrichtung

**Patentansprüche**

1. Presse zum Verpressen pulverförmiger Massen, insbesondere von Metallpulver, mit einem mindestens ein Pleuel (3) sowie eine Kurbelwelle (4) und ein mit dieser drehfest verbundenes Zahnrad (5) aufweisenden Exzenterkurbeltrieb für den Antrieb einer

Oberstempereinheit (2), wobei das Zahnrad (5) über mindestens einen Schneckentrieb (6.1, 6.2) von mindestens einem Motor (7.1, 7.2) antreibbar ist, und mit einer elektronischen Steuerung,

**dadurch gekennzeichnet,**

**daß** die elektronische Steuerung auf einen Reversierbetrieb der Kurbelwelle (4) eingerichtet ist.

2. Presse nach Anspruch 1,

**dadurch gekennzeichnet,**

**daß** die Steuerung darauf eingerichtet ist, daß während des Arbeits- und Leerhubs die Kurbelwelle (4) über einen Winkelbereich von weniger als 180° gedreht wird.

3. Presse nach Anspruch 1 oder 2,

**dadurch gekennzeichnet,**

**daß** zwei Schneckentriebe (6.1, 6.2) vorgesehen sind.

4. Presse nach Anspruch 3,

**dadurch gekennzeichnet,**

**daß** die Schneckentriebe (6.1, 6.2) jeweils von separaten Motoren (7.1, 7.2) antreibbar sind.

5. Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 4,

**dadurch gekennzeichnet,**

**daß** der mindestens eine Motor (7.1, 7.2) als Hydraulikmotor ausgebildet ist.

6. Presse nach einem der Ansprüche 3 bis 5,

**dadurch gekennzeichnet,**

**daß** die beiden Schneckentriebe (6.1, 6.2) sich bezüglich der Drehachse des Zahnrads (5) diametral gegenüberliegen.

7. Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 6,

**dadurch gekennzeichnet,**

**daß** die elektronische Steuerung darauf eingerichtet ist, daß der untere Totpunkt des Exzenterkurbeltriebs zum Erreichen der Preßendstellung (Ende des Arbeitshubs) um ein kleines Stück überfahren wird.

8. Presse nach einem der Ansprüche 5 bis 7,

**dadurch gekennzeichnet,**

**daß** die elektronische Steuerung darauf eingerichtet ist, daß die beiden Hydraulikmotoren (7.1, 7.2) hinsichtlich ihrer Hydraulikmittelversorgung wahlweise parallel und hintereinander schaltbar sind.

9. Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 8,

**dadurch gekennzeichnet,**

**daß** die Presse eine Matrize (9) umfaßt, die durch Hydraulikzylinder kontrolliert verfahrbar ist.

10. Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 9,

**dadurch gekennzeichnet,**

**daß** die Presse einen hydraulisch betätigbaren

Werkzeugadapter umfaßt.

11. Presse nach einem der Ansprüche 9 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein zentraler Elektromotor vorgesehen ist zum gemeinsamen Antrieb der Hydraulikpumpen für die Druckversorgung der Hydraulikmotoren (7.1, 7.2) für den Antrieb der Oberstempereinheit (2) sowie für die Hydraulikzylinder der Matrize (9) und/oder den hydraulisch betätigbaren Werkzeugadapter.
12. Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein elektronisches Wegmeßsystem zur Erfassung der aktuellen Position der Oberstempereinheit (2) vorgesehen ist.
13. Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein elektronischer Drehwinkelgeber zur Erfassung der aktuellen Stellung der Kurbelwelle (4) vorgesehen ist.
14. Presse nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet, daß** der Hub der Oberstempereinheit (2) jeweils kurz vor Erreichen des oberen und/oder unteren Totpunktes des Exzenterkurbeltriebs umkehrbar ist.

#### Claims

1. A press for pressing powdered substances, in particular metal powder, comprising an eccentric crank mechanism, having at least one connecting rod (3) and a crankshaft (4) and a gear wheel (5) connected non-rotationally to the latter, for driving an upper punch unit (2), the gear wheel (5) being able to be driven via at least one worm drive (6.1, 6.2) by at least one motor (7.1, 7.2), and comprising an electronic control means, **characterised in that** the electronic control means is arranged for a reversing operation of the crankshaft (4).
2. A press according to Claim 1, **characterised in that** the control means is arranged such that during the working and idle strokes the crankshaft (4) is turned over an angular range of less than 180°.
3. A press according to Claim 1 or 2, **characterised in that** two worm drives (6.1, 6.2) are provided.
4. A press according to Claim 3, **characterised in that** the worm drives (6.1, 6.2) can each be driven by separate motors (7.1, 7.2).
5. A press according to one of Claims 1 to 4, **characterised in that** the at least one motor (7.1, 7.2) is in

the form of a hydraulic motor.

6. A press according to one of Claims 3 to 5, **characterised in that** the two worm drives (6.1, 6.2) are diametrically opposed with respect to the axis of rotation of the gear wheel (5).
7. A press according to one of Claims 1 to 6, **characterised in that** the electronic control means is arranged such that the bottom dead centre of the eccentric crank mechanism is overrun by a small amount to reach the end pressing position (end of the working stroke).
8. A press according to one of Claims 5 to 7, **characterised in that** the electronic control means is arranged such that the two hydraulic motors (7.1, 7.2) can be connected alternatively in parallel and in series with respect to the supply of hydraulic medium thereto.
9. A press according to one of Claims 1 to 8, **characterised in that** the press comprises a die (9) which can be displaced in controlled manner by hydraulic cylinders.
10. A press according to one of Claims 1 to 9, **characterised in that** the press comprises a hydraulically operated tool adapter.
11. A press according to one of Claims 9 to 11, **characterised in that** a central electric motor is provided for jointly driving the hydraulic pumps for supplying pressure to the hydraulic motors (7.1, 7.2) for driving the upper punch unit (2) and for the hydraulic cylinders of the die (9) and/or the hydraulically actuated tool adapter.
12. A press according to one of Claims 1 to 11, **characterised in that** an electronic path measurement system is provided for detecting the current position of the upper punch unit (2).
13. A press according to one of Claims 1 to 11, **characterised in that** an electronic angle of rotation transmitter is provided for detecting the current position of the crankshaft (4).
14. A press according to one of Claims 1 to 13, **characterised in that** the stroke of the upper punch unit (2) is reversible in each case shortly before reaching the top and/or bottom dead centre of the eccentric crank mechanism.

#### Revendications

1. Presse pour comprimer des matières pulvérulentes,

- en particulier de la poudre de métal, comportant une commande à manivelle à excentrique présentant au moins une bielle (3) et un vilebrequin (4) ainsi qu'une roue dentée (5) reliée à celui-ci de manière solidaire en rotation pour l'actionnement d'une unité de poinçon supérieur (2), la roue dentée (5) pouvant être entraînée par l'intermédiaire d'au moins un engrenage à vis sans fin (6.1, 6.2) par au moins un moteur (7.1, 7.2), et comportant une commande électronique, **caractérisée en ce que** la commande électronique est réglée sur un fonctionnement réversible du vilebrequin (4).
2. Presse selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** la commande est réglée de telle sorte que le vilebrequin (4) tourne sur une zone angulaire inférieure à 180° pendant la course de travail et de retour.
  3. Presse selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce qu'**il est prévu deux engrenages à vis sans fin (6.1, 6.2).
  4. Presse selon la revendication 3, **caractérisée en ce que** les engrenages à vis sans fin (6.1, 6.2) peuvent être entraînés par des moteurs séparés (7.1, 7.2).
  5. Presse selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisée en ce qu'**au moins un moteur (7.1, 7.2) est hydraulique.
  6. Presse selon l'une des revendications 3 à 5, **caractérisée en ce que** les deux engrenages à vis sans fin (6.1, 6.2) sont diamétralement opposés de part et d'autre de l'axe de rotation de la roue dentée (5).
  7. Presse selon l'une des revendications 1 à 6, **caractérisée en ce que** la commande électronique est réglée de telle sorte que le point mort bas de la commande à manivelle à excentrique est dépassé sur un court trajet afin d'atteindre la position de fin de course de compression (extrémité de la course de travail).
  8. Presse selon l'une des revendications 5 à 7, **caractérisée en ce que** la commande électronique est réglée de telle sorte que les deux moteurs hydrauliques (7.1, 7.2) peuvent être mis en marche au choix en même temps ou l'un après l'autre en ce qui concerne leur alimentation hydraulique.
  9. Presse selon l'une des revendications 1 à 8, **caractérisée en ce que** la presse comporte une matrice (9) pouvant être déplacée de façon contrôlée par des cylindres hydrauliques.
  10. Presse selon l'une des revendications 1 à 9, **caractérisée en ce que** la presse comporte un adaptateur d'outil à actionnement hydraulique.
  11. Presse selon l'une des revendications 9 à 10, **caractérisée en ce qu'**il est prévu un moteur électrique central pour actionner l'ensemble des pompes hydrauliques pour l'alimentation en pression des moteurs hydrauliques (7.1, 7.2) pour l'actionnement de l'unité de poinçon supérieur (2) ainsi que pour les cylindres hydrauliques de la matrice (9) et/ou l'adaptateur d'outil à actionnement hydraulique.
  12. Presse selon l'une des revendications 1 à 11, **caractérisée en ce qu'**il est prévu un système électronique de mesure de déplacement destiné à détecter la position actuelle de l'unité de poinçon supérieur (2).
  13. Presse selon l'une des revendications 1 à 11, **caractérisée en ce qu'**il est prévu un indicateur électronique d'angle de rotation destiné à détecter la position actuelle du vilebrequin (4).
  14. Presse selon l'une des revendications 1 à 13, **caractérisée en ce que** la course de l'unité de poinçon supérieur (2) peut être inversée juste avant d'atteindre le point mort haut et/ou bas de la commande à manivelle à excentrique.

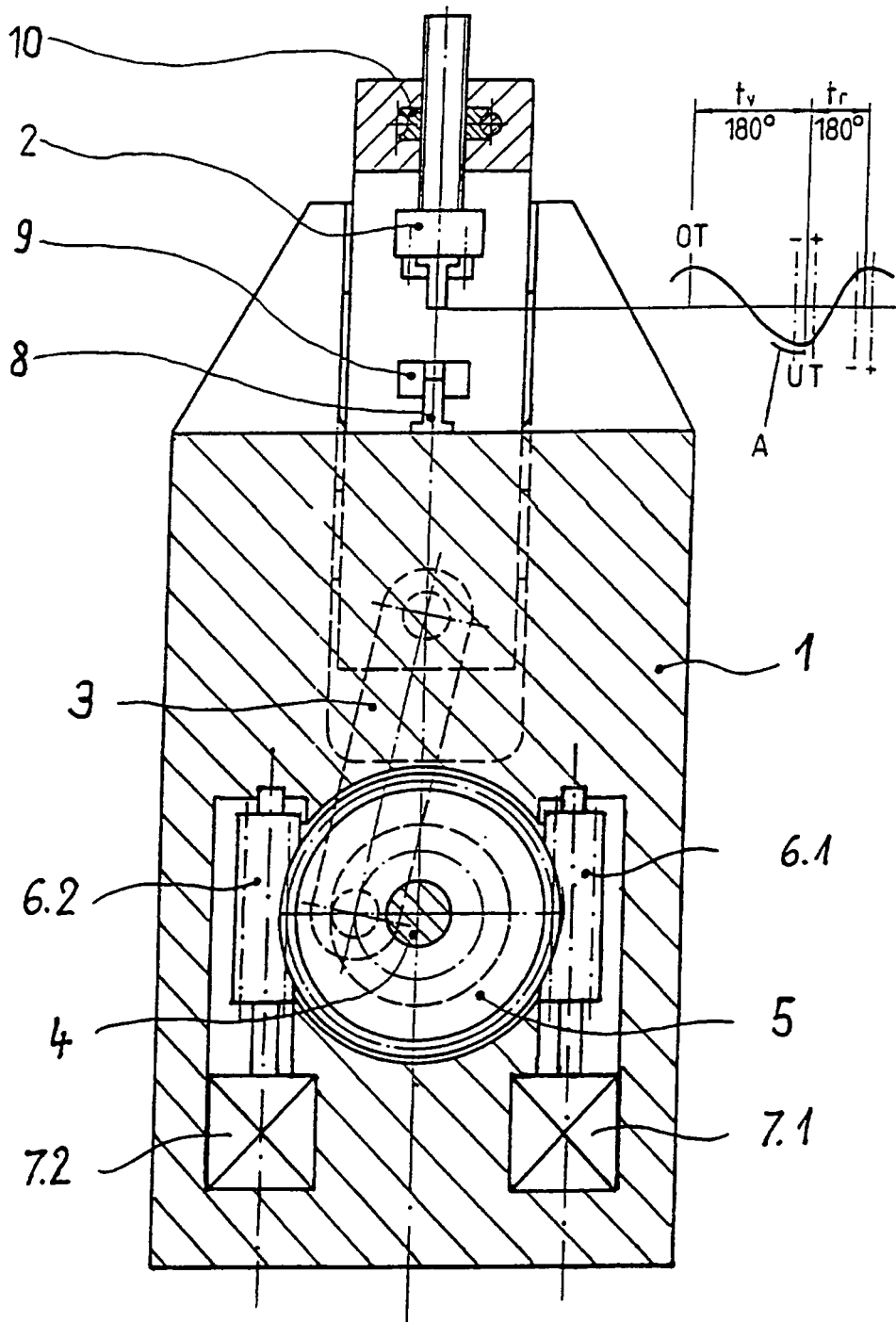


Fig. 1

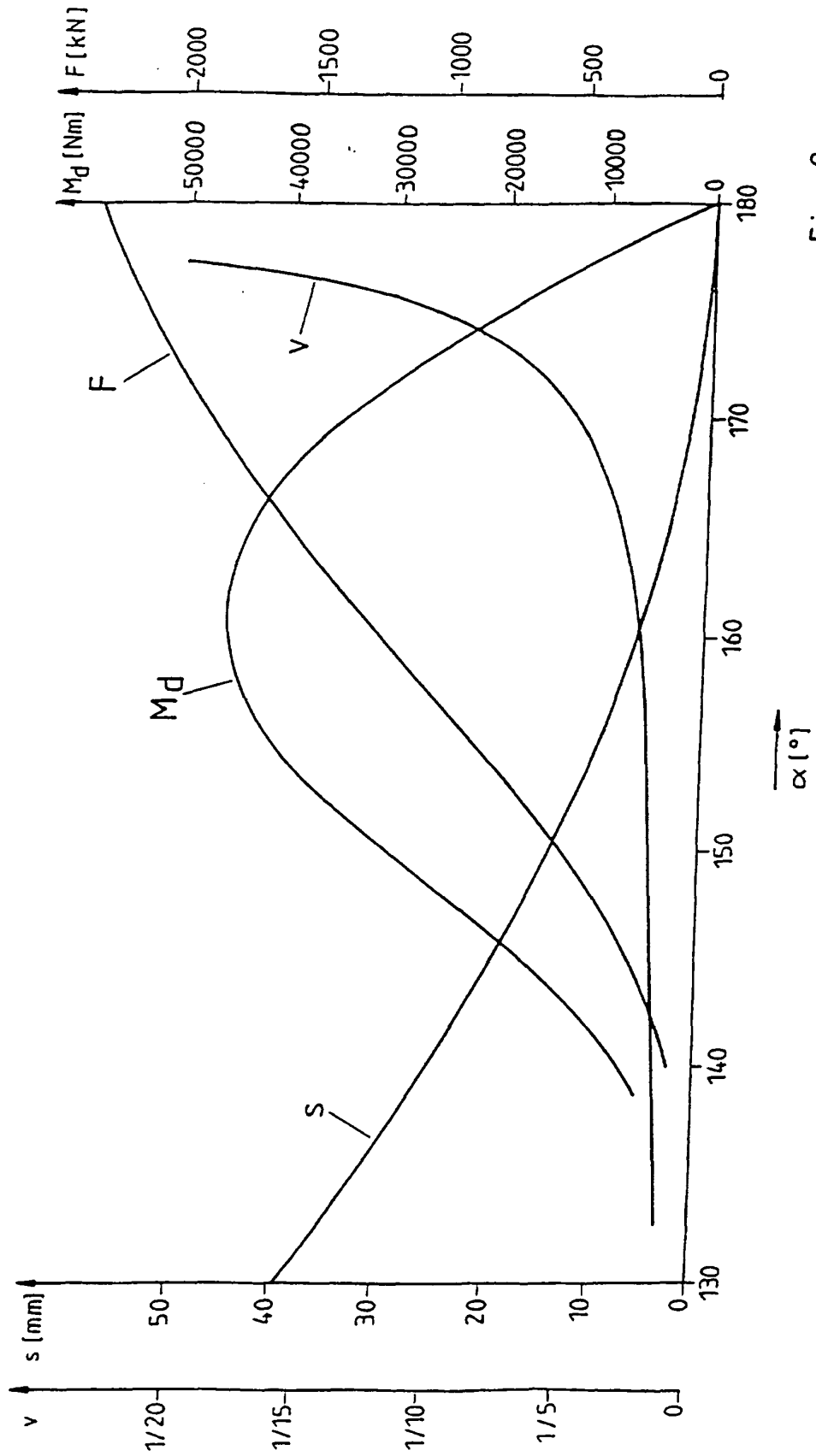


Fig. 2