



(11) **EP 0 694 693 A1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
31.01.1996 Patentblatt 1996/05

(51) Int Cl.⁶: **F04B 39/08**, F04B 49/24,
F01L 9/02, F15B 21/10

(21) Anmeldenummer: **95890141.5**

(22) Anmeldetag: 26.07.1995

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE ES FR GB IT NL

(72) Erfinder: **Steinrück, Peter, Dipl. Ing. Dr.**
A-1140 Wien (AT)

(30) Priorität: **29.07.1994 AT 1498/94**

(74) Vertreter: **Pinter, Rudolf, Dipl.-Ing. et al**
A-1030 Wien (AT)

(71) Anmelder:
**HOERBIGER VENTILWERKE
AKTIENGESELLSCHAFT
A-1110 Wien (AT)**

(54) Vorrichtung und Verfahren zur Beeinflussung eines Ventils

(57) Zur Beeinflussung der periodischen Hubbewegung des Schließorgans (12) eines Ventils ist ein in Hubrichtung auf das Schließorgan (12) einwirkender Steuerzylinder (8) vorgesehen, der über ein Steuerorgan (5, 16) periodisch mit Druckmedium beaufschlagbar und entlastbar ist. Das Steuerorgan weist zumindest ein in Zu- und/oder Ableitung des Druckmediums eingeschaltetes und dieses bzw. dessen Druckauf- und/oder -abbau und damit die Hubbewegung des Schließorgans (12) zumindest stufenweise variabel beschleunigendes bzw. verzögernde Steuerelement (16) auf. Damit kann zum Beispiel auf einfache Weise eine teilweise oder vollständige Zwangssteuerung von Kompressorventilen ermöglicht werden.

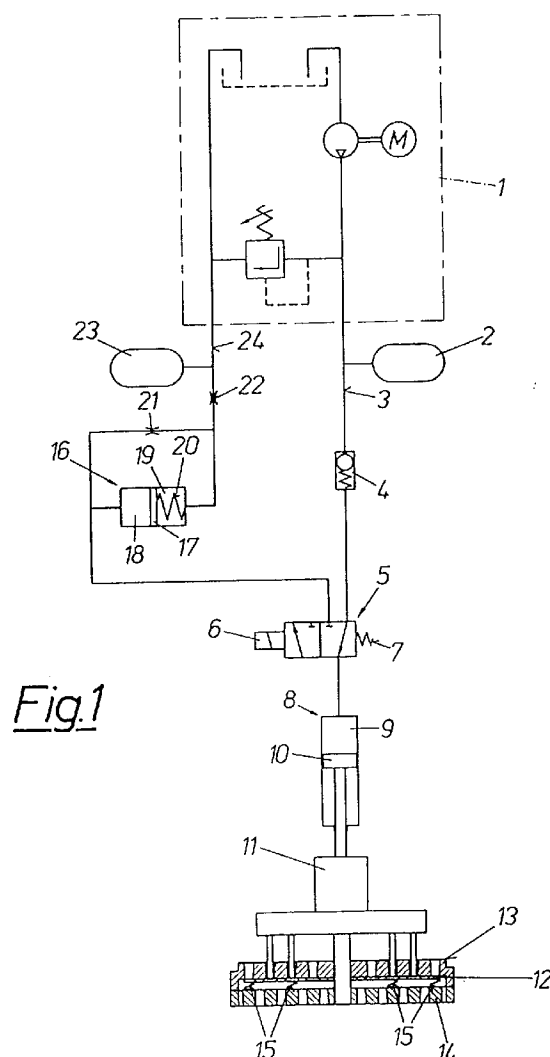


Fig.1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Vorrichtung und ein Verfahren zur Beeinflussung der periodischen Hubbewegung des Schließorgans eines Ventils, insbesondere der Ventilplatte(n) eines Ventils eines Kolbenkompressors, mit zumindest einem in Hubrichtung auf das Schließorgan einwirkenden Steuerzylinder, der über ein Steuerorgan periodisch mit Druckmedium beaufschlagbar und entlastbar ist.

Für hauptsächlich in Hubkolbenmaschinen, wie Verbrennungsmotoren und dgl. einerseits und Pumpen, Verdichter und dgl. andererseits, zur Steuerung des Arbeitsablaufes notwendige, entsprechend des Arbeitszyklusses periodisch offene bzw. geschlossene Ventile sind verschiedene Varianten der Betätigung bekannt. Diese reichen von starrer, mechanischer Zwangsbetätigung in beiden Hubrichtungen (z.B. desmodromische Ventilsteuerung bei Verbrennungskraftmotoren) über federbelastete und mittels Nocken oder dgl. betätigte Zwischenformen bis hin zu nur einseitig in Schließrichtung federbelasteten Verdichterventilen, die vom Druck des durchströmenden Gases geöffnet werden. Die zuletzt angesprochenen, insbesondere bei Kolbenkompressoren gängigen selbsttätigen Ventile arbeiten also mit einer freien Bewegung der Ventilinge bzw. Ventilplatte, die ausschließlich durch das Wechselspiel der angreifenden Strömungs- bzw. Druck- und Federkräfte bedingt ist. Die Auslegung eines derartigen Ventils bedingt daher stets Kompromisse zwischen minimalem Strömungsverlust und maximaler Lebenserwartung und erfordert viel Erfahrung bzw. entsprechend ausgefeilte Berechnungsmethoden, da ansonsten die Gefahr unvorhergesehener Betriebsstörungen bzw. unerwünschten Betriebsverhaltens der Ventile besteht.

In der Geschichte des Baus von Kolbenkompressoren wurden daher immer wieder Versuche unternommen, die beispielsweise im Motorenbau bewährten zwangsgesteuerten Ventile einzusetzen, die prinzipiell eine Entkoppelung der oben angesprochenen widersprüchlichen Auslegungserfordernisse zulassen. Derartige zwangsgesteuerte Ventile bedingen aber eine relativ komplexe Steuerlogik zufolge der erforderlichen variablen Steuerzeitpunkte für die Verdichterregelung und sind mit Unzulänglichkeiten der eingesetzten mechanischen oder auch hydraulischen Konstruktionen sowie mit hohen Kosten für mechanische Stellglieder (wie Nockenwellen, Kipphebeln, Steuerstangen usw.) behaftet, was bisher eine weitere Verbreitung derartigen Konstruktionen verhindert hat.

So ist beispielsweise eine elektromagnetisch betätigte Regelung der Saugventile von Kolbenkompressoren seit langem bekannt, bei der ein am Dichtelement der Saugventile angreifender Abhebegreifer über einen am Ventildeckel angebrachten Elektromagneten bewegt wird, dessen periodische Erregung durch einen Kollektor erfolgt, der sich synchron mit der Kurbelwelle des Verdichters dreht. Zuzufolge der teilweise sehr großen Rück-

strömkraft, die am Dichtelement der Saugventile wirken, sind große Elektromagneten mit entsprechender Stromaufnahme erforderlich, was zumeist nachteilig und unerwünscht ist. Weiters ist auch bereits seit langem eine pneumatische Regeleinrichtung zum Offenhalten von Saugventilen während eines Teiles des Druckhubes bekannt, bei der die Beeinflussung der offenzuhaltenden Ventile durch das zu verdichtende Gas selbst erfolgt. Die Steuerung erfolgt mittels Drehschieber, über den mehrere einzelne Zylinder, in denen Greiferkölbchen arbeiten, periodisch angesteuert werden. Auch dabei stand die Kompliziertheit der Vorrichtung einer weiteren Verbreitung offenbar entgegen.

Im Zusammenhang mit der Liefermengenregelung von mit konstanter Drehzahl laufenden Kolbenverdichtern hat sich zumindest zu einem Teil die sogenannte Rückströmregelung durch Offenhalten zumindest eines Saugventils je Zylinder über einen bestimmten Bereich des Verdichtungshubes bewährt, wobei die Druckkräfte bzw. Strömungskräfte des über das offengehaltene Saugventil rückgeschobenen Gases das Schließorgan des jeweiligen Saugventils erst nach Überwindung eines gewissen Teiles des Kolbenhubes schließen können, da von der anderen Seite her dieses Schließorgan mit einer entsprechend der gewünschten Fördermengenreduzierung eingestellten Gegenkraft beaufschlagt wird. Je größer diese Gegenkraft ist, desto später schließt das jeweilige Saugventil im Verdichtungshub, womit die Liefermenge sinkt. Da bei zu groß eingestellter Gegenkraft das Saugventil irgendwann plötzlich überhaupt nicht mehr schließt, muß der Regelbereich bei dieser Art der Verdichterregelung nach unten hin begrenzt werden, um einen zwischenzeitlichen Leerlauf des Verdichters mit allen damit verbundenen Problemen zu vermeiden.

Im zuletzt genannten Zusammenhang sind auch Ausführungen bekannt, bei denen die Belastungseinrichtung für das offenzuhaltende Saugventil einfach hydraulisch oder pneumatisch vorgespannt ist, wobei durch Variation des entsprechenden Vorspanndruckes Einfluß auf die Fördermenge des Verdichters genommen werden kann.

Schließlich sind beispielsweise aus der US-PS 3,104.801 bzw. der US-PS 1,798.435 oder der US-PS 2,657.850 Anordnungen der eingangs genannten Art bekannt, bei denen über zentral angeordnete Drehschieber bzw. Aggregate, die in ihrem Aufbau den bekannten Dieseleinspritzpumpen ähnlich sind, dem auf das Schließorgan einwirkenden Steuerzylinder periodisch Druckmedium zugeführt wird, welches am Ende der gewünschten Einflußnahme auf das Schließorgan des Ventils entsprechend abgesteuert wird. Es sind dabei auch Ausführungen bekannt, bei denen die Druckmediumzufuhr mittels eines Rückschlagventils für die Druckentlastung gesperrt ist, sodaß die Entlastung über einen separaten, größeren Strömungswiderstand aufweisenden Abfluß gedrosselt bzw. gedämpft verläuft.

Nachteilig bei den bekannten, zuletzt angesprochenen und eingangs erwähnten Vorrichtungen ist insbe-

sonders der Umstand, daß die erforderlichen hohen Drücke für die periodische Beeinflussung der Hubbewegung des Schließorganes Probleme im Hinblick auf die zumeist doch relativ großen Drehzahlen und damit kurzen Perioden der Hubbewegung des Schließorganes bedingen. So ist leicht einsichtig, daß etwa eine hohe Verdichter- bzw. Kompressor Drehzahl nur sehr kurze Zeitspannen für die periodische Hubbewegung des Schließorganes eines wie beschrieben zu beeinflussenden Ventils läßt, was bei gewünschten groben Öffnungsquerschnitten und einem damit einhergehenden großen Hub des Schließorgans große Hubgeschwindigkeiten und damit z.B. die Gefahr von Beschädigungen und Brüchen des Schließorganes am Ende der Hubbewegung mit sich bringt. Die hochperiodischen Druckwellen im über den Steuerzylinder auf das Schließorgan einwirkenden Druckmedium können über Druckwellenerscheinungen in den Leitungen zusätzliche Probleme bringen, die insgesamt bis dato einer Verwendung der bekannten Technologie entgegenstanden.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, eine Vorrichtung sowie ein Verfahren der eingangs genannten Art so zu verbessern, daß die erwähnten Nachteile der bekannten Vorrichtungen und Verfahren vermieden werden und daß insbesondere mit einfachen Mitteln eine Beeinflussung der periodischen Hubbewegung des Schließorganes so erfolgen kann, daß auch bei großen erforderlichen Drücken des den Steuerzylinder beaufschlagenden Druckmediums und hochdynamischen Steuervorgängen eine zuverlässige Anordnung geschaffen wird, die auch über eine lange Betriebsdauer nicht zu den angesprochenen Störungen neigt.

Diese Aufgabe wird mit einer Vorrichtung der eingangs genannten Art dadurch gelöst, daß das Steuerorgan zumindest ein in Zu- und/oder Ableitung des Druckmediums eingeschaltetes und dieses bzw. dessen Druckauf- und/oder Abbau und damit die Hubbewegung des Schließorgans zumindest stufenweise variabel beschleunigendes bzw. verzögerndes Steuerelement aufweist. Die entsprechende Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens ist dadurch gekennzeichnet, daß die Druckbeaufschlagung und/oder Entlastung des Schließorgans über dessen Hub zumindest in Stufen variabel erfolgt. Das genannte Steuerelement kann im einfachsten Fall beispielsweise bei einem über den Steuerzylinder einen gewissen Teil des Verdichtungshubes lang offengehaltenen Saugventil eines Kolbenkompressors, die Druckentlastung beispielsweise so steuern, daß zu Beginn der den Strömungskräften freigegebenen Schließbewegung der Ventilplatte des Saugventils diese Druckentlastung weitgehend ungedrosselt und damit die entsprechende Ventilplattenbewegung sehr schnell erfolgt, wogegen vor dem Aufschlagen der Ventilplatte auf dem Sitz durch Umschaltung eine Drosselung der Druckentlastung dahingehend stattfinden kann, daß dann ein gebremster und zumindest in Grenzen sanfter Aufschlag der Ventilplatte auf dem Ventilsitz erfolgt. Ähnliche Bewegungsbeeinflussungen des Schließorgans

des Ventils können aber natürlich auch in Öffnungsrichtung der Ventilplatte beispielsweise dann sinnvoll sein, wenn das ungebremste Anschlagen der öffnenden Ventilplatte auf einem Fänger verhindert werden soll.

Insgesamt kann mit den beschriebenen Merkmalen bzw. Maßnahmen nach der Erfindung eine weitgehend freie Einflußnahme auf den Druckauf- bzw. -abbau im auf den Steuerzylinder einwirkenden Druckmedium durchgeführt werden, was eine breite Palette von Beeinflussungsmöglichkeiten der Bewegungscharakteristik des Schließorganes des zugehörigen Ventils bietet.

Das Steuerorgan weist in bevorzugter weiterer Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Vorrichtung zumindest ein variabel steuerbares Schaltelement, beispielsweise ein Piezoventil, mit mehreren Schaltstellungen auf, welches gleichzeitig auch das Steuerelement bildet. Gemäß einer anderen Weiterbildung der Erfindung kann das Steuerorgan aber auch zumindest ein separates Schaltelement, vorzugsweise ein Magnetventil oder ein Piezoventil, mit mehreren Schaltstellungen und ein davon unabhängiges Steuerelement aufweisen. Im ersten Falle bildet das steuerbare Schaltelement, z.B. über die damit unmittelbar beeinflussbaren Durchströmquerschnitte zum auf das Schließorgan einwirkenden Steuerzylinder, selbst auch gleichzeitig das Steuerelement für die variable Beschleunigung bzw. Verzögerung des Druckauf- bzw. -abbaues, was vorrichtungsmäßig eine relativ einfache und damit kostengünstige und zuverlässige Konstruktion ermöglicht. Im zweiten Fall ist die Ausbildung bzw. Anordnung des separaten Schaltelementes eher unkritisch, da damit nur verschiedene Druckmittelwege angesteuert werden. Erst über das vom Schaltelement konstruktiv unabhängige Steuerelement werden dann entsprechend der über das Schaltelement vorgenommenen Druckmittelzuleitung die gewünschten Einwirkungen auf Druckauf- bzw. -abbau vorgenommen. Diese Variante ist bezüglich Aufbau der Vorrichtung und Ablauf des Verfahrens kostengünstiger und mit gegenwärtigen Technologien einfacher zu realisieren.

In besonders bevorzugter weiterer Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Vorrichtung ist vorgesehen, daß das Steuerelement zumindest einen mittels des Druckmediums bewegbaren Verdrängerkolben aufweist, welcher ein Umschaltelement zur Umschaltung des Druckmittelstromes zwischen zumindest zwei unterschiedlich gedrosselten Wegen betätigt. Dies ist eine sehr einfache mechanische Ausgestaltung des Steuerelementes, mit der beispielsweise die oben angesprochene Abbremsung der Ventilplatte eines vorerst offengehaltenen Saugventils vor dem Auftreffen auf den Ventilsitz bestens bewerkstelligt werden kann.

Zwischen Steuerorgan und einer vorgeschalteten Druckmittelquelle ist in bevorzugter weiterer Ausbildung der erfindungsgemäßen Vorrichtung ein Rückschlagventil vorgesehen, was den Vorteil bietet, daß etwa der Eingangspumpendruck nicht der größten über das Schließorgan rückwirkenden Kraft entsprechen muß, womit die installierte Pumpenleistung und auch der En-

ergieverbrauch gesenkt werden können.

Im Hinblick auf die oben bereits angesprochene Rückströmregelung eines Kolbenverdichters durch Offenhalten zumindest eines Saugventils über zumindest einen Teilbereich des Verdichtungshubes mittels Druckbeaufschlagung des Schließorgans des Saugventils ist eine weitere Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens von Vorteil, gemäß welcher am Ende des jeweils periodisch offengehaltenen Teilbereichs die Druckentlastung vorerst zumindest weitgehend ungedrosselt und sodann stärker gedrosselt erfolgt. Damit ergibt sich auch bei dieser Art der Verdichterregelung der Vorteil, daß das vorerst offengehaltene Schließorgan nicht unter der Einwirkung der im Freigabezeitpunkt bereits großen Rückströmkraft mit allzu großer Geschwindigkeit ungebremst auf den Ventilsitz aufschlägt, was zur Beschädigung von Ventilsitz und Ventilplatte bzw. auch zu Federbrüchen führen könnte.

Die zumindest stufenweise variable Druckbeaufschlagung des Schließorgans bzw. des darauf einwirkenden Steuerzylinders kann in weiterer Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens auch in beide Hubrichtungen erfolgen. Damit ergibt sich praktisch eine Zwangssteuerung des Schließorgans des jeweiligen Ventils, die aber wesentlich flexibler und damit beispielsweise für Kolbenverdichter besser geeignet ist als etwa die eingangs angesprochene mechanische Zwangssteuerung. Auch bei dieser Beeinflussung des Schließorgans in beide Hubrichtungen bleibt natürlich der Vorteil des erfindungsgemäßen Verfahrens, daß Druckauf- und/oder -abbau und damit die periodische Hubbewegung des Schließorgans sehr gezielt beeinflusst werden können.

Die Erfindung wird im folgenden noch anhand der Zeichnung näher erläutert. Fig. 1 bis 4 zeigen dabei schematische Ausführungen der Erfindung, bei der unterschiedliche Durchflußquerschnitte der Druckmedium- bzw. -absteuerung und damit variable Beschleunigung bzw. Verzögerung des Druckauf- bzw. -abbaues über ein Magnetventil oder Piezoventil mit mehreren Schaltstellungen und einem davon unabhängigen Steuerelement realisiert werden. Fig. 5 zeigt Verläufe der Geschwindigkeit v bzw. des Druckes p für verschiedene Arbeitspunkte einer Saugventilsteuierung nach der Erfindung einerseits und dem Stande der Technik andererseits.

Bei den in den Fig. 1 bis 4 dargestellten Ausführungsformen wird die Bewegung des Dichtelementes 12 eines Ventiles, beispielsweise eines nicht weiter dargestellten Kolbenverdichters, mittels einer geeigneten Vorrichtung 11 (beispielsweise einem sogenannten Abhebegreifer nach den Fig. 1 und 2) auf einen Steuerkolben 10 eines Steuerzylinders übertragen. Je nachdem, ob Kräfte in nur einer Richtung oder in beiden möglichen Bewegungsrichtungen übertragen werden sollen wird der Steuerzylinder 8 als einfach- bzw. doppelwirkender Zylinder mit Arbeitsräumen 9 in Fig. 1 und 2 bzw. 9a bzw. 9b in Fig. 3 und 4 ausgeführt.

Im folgenden sei zunächst nur die Funktion für eine einfach wirkende Variante erläutert, bei der nur der obere Arbeitsraum 9 mit Druckmittel beaufschlagt wird (Fig. 1 und 2). Eine solche Anordnung ist beispielsweise dazu geeignet, das Schließen von Saugventilen bzw. das Öffnen von Druckventilen von Kolbenkompressoren in der erfindungsgemäßen Art zu beeinflussen.

Ein beispielsweise mit Pumpe, Motor, Tank und einstellbarem Druckbegrenzungsventil ausgestattetes Hydraulikaggregat 1 versorgt über Zuleitungen 3 ein beispielsweise magnetisch betätigtes 3/2-Wege-Ventil 5 mit Druckmittel. Solange der Magnet 6 unbestromt bleibt, drückt eine Feder 7 das Ventil 5 in die gezeichnete Schaltposition. Damit fließt Druckmittel in den Arbeitsraum 9 des Steuerzylinders 8 und wirkt auf den Steuerkolben 10. Dieser drückt die Kraftübertragungsvorrichtung 11 auf das Dichtelement 12 des Kompressorventils.

Im Falle des in Fig. 1 dargestellten Saugventiles wird dadurch das Ventil geöffnet bzw. falls das Dichtelement 12 bereits am Fänger 14 anliegt in der offenen Position fixiert. Am Ende des Ansaugtaktes des dem Ventil zugeordneten Kompressorzylinders, d.h. bei Erreichen des unteren Totpunktes, kehren die auf das Dichtelement 12 vom Arbeitsmedium des Verdichters ausgeübten Strömungskräfte in ihrer Wirkrichtung um und versuchen nun das Dichtelement 12 zu schließen. Diese Kräfte werden durch die Wirkung der allgemein üblichen Schließbefederung 15 des Ventils verstärkt. Der Druck im Arbeitsraum 9 des Steuerzylinders 8 wächst an und übersteigt dann im allgemeinen den vom Hydraulikaggregat 1 gelieferten Druck, weil das in der Zuleitung 3 vor dem 3/2-Wege-Ventil 5 eingeschaltete Rückschlagventil 4 den Rückfluß des Druckmittels sperrt, sodaß die Stellung des Steuerkolbens 10 fixiert bleibt.

Erst bei Bestromung des Magneten 6 des Ventiles 5 steuert dieses um und gibt den Rückfluß des Druckmittels frei. Das rückströmende Druckmittel fließt einem Hilfszylinder 16 zu, der einen Kolben 17 und Arbeitsräume 18, 19 aufweist. Der Arbeitsraum 18 des Hilfszylinders 16 ist im dargestellten Beispiel so gewählt, daß bis auf Verluste über den Nebenstrom durch die Drossel 21 die Hubbewegung des Kolbens 17 jenen Teil des Druckmittels aufnimmt, der während des ersten Teils der Bewegung des Steuerkolbens von diesem verdrängt wird. Das vom Kolben 17 aus dem Arbeitsraum 19 verdrängte Druckmittel fließt über die Drossel 22 ab, die hier den Strömungswiderstand der Gesamtanordnung symbolisiert und möglichst verlustarm ausgelegt ist.

Sobald der Kolben 17 seine Endlage erreicht hat, steht dem vom Steuerkolben 10 aus dem Steuerzylinder 8 verdrängten Druckmittel nur mehr der Abfluß über die Drossel 21 zur Verfügung, welche hier einen erheblich höheren Widerstand als die Drossel 22 aufweist, sodaß ab diesem Zeitpunkt der Bewegung des Steuerkolbens 10 eine um ein vielfaches erhöhte Kraft entgegengesetzt wird und damit eine erhebliche Verzögerung der Bewegung des Dichtelementes 12 eingeleitet wird. Das Dichtelement 12 trifft damit in der Folge nur mit stark vermin-

derter Geschwindigkeit auf den Ventilsitz 13 auf.

Je nach Ausführung ist die Kraftübertragungsvorrichtung 11 mit dem Dichtelement 12 starr verbunden oder - wie gemäß Fig. 1 und 2 - nur fallweise in Berührung. In diesem letzteren Fall hebt die Kraftübertragungsvorrichtung 11 vom Dichtelement 12 ab, sobald dieses seine Endlage am Sitz 13 erreicht hat. Die Restbewegung der Kraftübertragungsvorrichtung 11 wird zufolge der starken Drosselung des Abströmens des Druckmittels stark gedämpft, sodaß die Kraftübertragungsvorrichtung 11 sodann auf kürzestem Wege zum Stillstand gelangt. Es kann damit sicher vermieden werden, daß der Steuerkolben 10 die ihm zugeordnete Hubbegrenzung tatsächlich erreicht, womit eine Beschädigung des Steuerkolbens 10 bzw. des zugehörigen Steuerzylinders 8 vermieden wird. Aus Sicherheitsgründen wird eine derartige Hubbegrenzung beispielsweise konstruktiv so ausgebildet, daß eine hydraulische Endlagendämpfung gewährleistet ist. Im praktischen Betrieb der Anordnung erreicht der Steuerkolben 10 diese Endstellung jedoch nicht, sodap damit der bekannte Nachteil hydraulischer Endlagendämpfungen, nämlich das erschwerte Losbrechen aus der Endlage bei der Einleitung der Gegenbewegung, vermieden werden kann.

Sobald der Abfluß von Druckmittel aus dem Arbeitsraum 9 beendet ist, beginnt sich der Kolben 17 unter der Wirkung der Feder 20 in seine Anfangslage zurückzubewegen. Diese Feder 20 muß dabei einerseits die Druckkräfte zur Folge des Überströmens vom Arbeitsraum 19 in den Arbeitsraum 18 durch die Drossel 21 und andererseits die Trägheit des Kolbens 17 selbst überwinden. Damit ist dann ein Arbeitsspiel der Anordnung abgeschlossen.

Die Ruhestellung des 3/2-Wege-Ventils 5 ist den Sicherheitserfordernissen gemäß zu wählen. Vorteilhafterweise gibt dabei das 3/2-Wege-Ventil 5 im stromlosen Zustand die Verbindung zwischen Steuerzylinder 8 und Hydraulikaggregat 1 frei, sodaß der Steuerkolben 10 in der unteren Lage fixiert wird und der Kompressor im Leerlauf arbeitet.

Der Vollständigkeit halber ist hier noch auf Druckmittelspeicher 2 bzw. 23 als Pulsationsdämpfer in Vor- und Rücklauf des Druckmittels zu verweisen, die der Vermeidung von Flüssigkeitsschlägen und damit verbundenen unerwünschten Rückwirkungen auf die Bewegung des Steuerkolbens 10 und damit auf die Kraftübertragungsvorrichtung 11 und das Dichtelement 12 dienen.

Im Falle der in Fig. 2 behandelten Ausführung für die Steuerung von Druckventilen eines Kolbenverdichters wird die Bewegung des Dichtelementes 12 durch den Fänger 14 mittels der Kraftübertragungsvorrichtung 11 auf den Steuerkolben 10 übertragen. Das 3/2-Wege-Ventil 5 gibt in seiner Ruhestellung die Verbindung des Arbeitsraumes 9 des Steuerzylinders zum Arbeitsraum 18 des Hilfszylinders 16 frei. Sobald die am Dichtelement angreifenden Gaskräfte die Schließbefederung 15 des Ventiles überwinden, beginnt das Druckmittel ab-

zufießen. In ähnlicher Weise wie bei der obenstehend für das Saugventil gemäß Fig. 1 erläuterten Funktion wird die Bewegung des Dichtelementes 12 zunächst nur wenig gebremst. Erst knapp vor dem Auftreffen auf den Fänger 14 wird der schwach gedrosselte Abfluß des Druckmittels unterbrochen. Das Druckmittel muß nun die Drossel 21 überwinden, wodurch eine starke Verzögerung der Bewegung des Dichtelementes 12 erreicht wird. In Analogie zur Beschreibung beim Saugventil kann auch hier das Kraftübertragungselement 11 stark gebremst auslaufen.

Zur Einleitung der Schließbewegung des Dichtelementes 12 wird zu einem zweckmäßig gewählten Zeitpunkt vor Erreichen des oberen Totpunktes des Verdichterkolbens das 3/2-Wege-Ventil 5 durch Bestromen des Magneten 6 umgeschaltet. Damit kann Druckmittel zuströmen und das Dichtelement gegen den Ventilsitz 13 drücken. Wesentlich ist dabei, daß die Zustellbewegung der Kraftübertragungsvorrichtung 11 bei Erreichen des oberen Totpunktes des Verdichterkolbens zum Großteil bereits erfolgt aber noch nicht ganz beendet ist. Damit können eine Nachverdichtung des Arbeitsmediums des Kompressors und dadurch bedingte Zusatzverluste vermieden werden. Andererseits wird damit auch die Möglichkeit eines Spätschlusses des Dichtelementes 12 und die damit verbundene Gefahr hoher Auftreffgeschwindigkeiten eingeschränkt. Bei Umkehr der Strömungsrichtung des verdichteten Gases steht dadurch dem Dichtelement 12 nur mehr ein sehr kleiner Resthub zur Verfügung, sodaß die aus einem allfälligen Spätschluß resultierende Schließgeschwindigkeit im Hinblick auf eine allfällige Verschleißerhöhung unbedeutend ist.

Bezüglich sonstiger Merkmale und Funktionsdetails der in Fig. 2 dargestellten Anordnung wird zur Vermeidung von Wiederholungen auf die obigen Ausführungen zu Fig. 1 verwiesen.

Fig. 3 und 4 zeigen Ausführungen mit doppelt wirkendem Steuerzylinder, wobei der Steuerkolben 10 mit aktiven Arbeitsräumen 9a und 9b zusammenwirkt. In diesen Fällen sind das Dichtelement 12, die Kraftübertragungsvorrichtung 11 und der Steuerkolben 10 starr miteinander verbunden und beide Bewegungsrichtungen des Steuerkolbens 10 im Steuerzylinder 8 einer variablen Dämpfung unterworfen. Die Einleitung der jeweiligen Stellbewegung wird durch synchrones Umschalten der 3/2-Wege-Ventile 5a, 5b oder aber durch Umschalten des 5/2-Wege-Ventils 5 in Fig. 4 eingeleitet. Den am Dichtelement 12 angreifenden Gaskräften wird dann die Stellkraft des mit Druckmittel beaufschlagbaren jeweiligen Arbeitsraumes des Steuerzylinders hinzugefügt. Damit kann die Bewegung des Dichtelementes 12 selbst weitgehend unabhängig vom zeitlichen Verlauf der Gaskräfte eingestellt werden, womit beispielsweise eine vollständige Zwangssteuerung von Kompressorventilen realisiert werden kann.

Bezüglich der sonstigen Merkmale und Funktionsdetails der in den Fig. 3 und 4 dargestellten Ausführungen wird zur Vermeidung von Wiederholungen auf die

entsprechenden Ausführungen zu den Fig. 1 und 2 verwiesen - mit a bzw. b sind jeweils die unterschiedlichen Ausführungen bzw. Anordnungen der Schließorgane 12 für Saugventil einerseits bzw. Druckventil andererseits angedeutet.

Fig. 5a stellt Verläufe der Geschwindigkeit v der Kraftübertragungsvorrichtung 11 bzw. des Dichtelementes 12 während eines Verdichtungstaktes der Dauer T für verschiedene Arbeitspunkte einer Saugventilsteuerung dar. Kurven 1.1 und 1.2 gelten dabei für Vollast - Kurven 2.1, 2.2 und 3.1 bzw. 3.2 für Teillast. Die Kurven sind auf die maximale Auftreffgeschwindigkeit v_{\max} des Dichtelementes 12 am Ventilsitz (ermittelt über alle Lastfälle) bezogen.

In Fig. 5b sind die entsprechenden Verläufe des Druckes p im Arbeitsraum des Verdichters über der Zeit t abgebildet. Die mit 1.1, 2.1 und 3.1 bezeichneten Kurven repräsentieren dabei das Verhalten einer Kompressorstufe, deren Saugventile mit variabler Bewegungsdämpfung ausgestattet sind. Die strichlierten Kurven, welche mit 1.2, 2.2 und 3.2 markiert sind, stehen für Saugventile mit konstanter Bewegungsdämpfung (nach dem Stande der Technik) wobei die Dämpfung so ausgelegt ist, daß die maximale Auftreffgeschwindigkeit des Dichtelementes 12 auf den Ventilsitz für variable und konstante Dämpfung etwa gleich groß ist.

Die Kurven 1.1 und 1.2 gelten für den Fall, daß die Schließbewegung des Dichtelementes 12 im unteren Totpunkt des jeweiligen Kompressorzylinders durch Umschalten des Steuerelementes eingeleitet wird. Mit steigender Kolbengeschwindigkeit und beginnender Verdichtung übt das Arbeitsmedium des Kompressors eine zunehmende Schließkraft auf das Dichtelement 12 aus, der die Kraft der Schließfedern 15 (siehe Fig. 1 und 2) überlagert ist. Im Falle der variablen Dämpfung kann das Druckmittel zunächst nahezu ungedämpft abströmen, sodaß die Schließkraft weitgehend zur Beschleunigung von Dichtelement und Kraftübertragungsvorrichtung zur Verfügung steht. Bei konstanter Dämpfung muß die Drossel um ein vielfaches kleiner gewählt werden, sodaß am Anfang ein Gutteil der Schließkraft zur Überwindung der Drosselwiderstände benötigt wird. Dementsprechend nähert sich das Dichtelement bei variabler Dämpfung gemäß der vorliegenden Erfindung rascher dem Ventilsitz als bei der konstanten Dämpfung nach dem Stande der Technik.

In einem Abstand von etwa 20 % des Hubweges vom Sitz wird bei der variablen Dämpfung die Drosselung des Druckmittelabflusses um ein Vielfaches erhöht, sodaß der Bewegung plötzlich wesentlich mehr Widerstand entgegengesetzt und diese entsprechend verzögert wird. Das Dichtelement fährt sodann mit erheblich reduzierter Geschwindigkeit auf den Sitz, die Kraftübertragungsvorrichtung hebt vom Dichtelement ab und verliert danach in beschriebener Weise rasch an Geschwindigkeit.

Gleiche Auftreffgeschwindigkeit des Dichtelementes in beiden Fällen vorausgesetzt dauert also der

Schließvorgang bei konstanter Dämpfung wesentlich länger als bei variabler Dämpfung. Während der Dauer des Schließvorganges strömt das zu verdichtende Gas zurück, wodurch sich einerseits ein unerwünschter Verlust an Liefermenge und andererseits zusätzliche Arbeitsverluste ergeben, was beispielsweise aus Fig. 5b durch Vergleich der Kurven 1.1 und 1.2 einfach entnommen werden kann.

Erfolgt die Betätigung des Steuerelementes zu einem späteren Zeitpunkt (Kurven 2.1, 2.2, 3.1 und 3.2) so reduziert sich die Fördermenge und damit die vom Kompressor aufgenommene Antriebsleistung.

In allen dargestellten und besprochenen Ausführungsbeispielen ist nur die variable Drosselung der Druckentlastung der Arbeitsräume des Steuerzylinders realisiert bzw. angesprochen. Davon abgesehen wäre es natürlich auch möglich, den Druckaufbau im jeweiligen Arbeitsraum des Steuerzylinders variabel zu gestalten, um beispielsweise am Beginn des entsprechenden Arbeitshubes dieses Steuerzylinders eine größere Verstellgeschwindigkeit als am Ende zur Verfügung zu haben. Auch kann es abweichend von den beschriebenen Ausführungsformen durchaus für verschiedene Anwendungsfälle vorteilhaft sein, beispielsweise am Anfang des jeweiligen Hubes des Steuerzylinders kleinere Verstellgeschwindigkeiten und dann gegen Ende zu größere zur Verfügung zu haben. Auch Mischformen mit abgestuften bzw. variablen Geschwindigkeitserhöhungen und Verringerungen über den gesamten Hub des Steuerzylinders sind möglich und gemäß der vorliegenden Erfindung einfach zu realisieren.

Weiters können mit entsprechend schnell schaltenden Steuerorganen bzw. Schaltelementen beispielsweise in Kombination mit geeigneten Drucksensoren auch Lösungen realisiert werden, bei denen Druckwellen im Druckmedium entweder eliminiert oder entsprechend beeinflußt bzw. auch verstärkt werden können, sodaß vielfältigste Einflußnahmen auf die Bewegungscharakteristik der gesteuerten Schließorgane möglich sind.

Patentansprüche

1. Vorrichtung zur Beeinflussung der periodischen Hubbewegung des Schließorganes eines Ventils, insbesondere der Ventilplatte(n) eines Ventils eines Kolbenkompressors, mit zumindest einem in Hubrichtung auf das Schließorgan einwirkenden Steuerzylinder, der über ein Steuerorgan periodisch mit Druckmedium beaufschlagbar und entlastbar ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Steuerorgan (5, 16) zumindest ein in Zu- und/oder Ableitung (3, 24) des Druckmediums eingeschaltetes und dieses bzw. dessen Druckauf- und/oder -abbau und damit die Hubbewegung des Schließorgans (12) zumindest stufenweise variabel beschleunigendes bzw. verzögerndes Steuerelement (16) aufweist.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerorgan (5, 16) zumindest ein variabel steuerbares Schaltelement (5), beispielsweise ein Piezoventil, mit mehreren Schaltstellungen aufweist, welches gleichzeitig auch das Steuerelement (16) bildet. 5

3. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerorgan (5, 16) zumindest ein separates Schaltelement (5), vorzugsweise ein Magnetventil oder ein Piezoventil, mit mehreren Schaltstellungen und ein davon unabhängiges Steuerelement (16) aufweist. 10

4. Vorrichtung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerelement (16) zumindest einen mittels des Druckmediums bewegbaren Verdrängerkolben (17) aufweist, welcher ein Umschalt-
element zur Umschaltung des Druckmittelstromes zwischen zumindest zwei unterschiedlich gedrosselten Wegen betätigt. 15 20

5. Vorrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß zwischen Steuerorgan (5, 16) und einer vorgeschalteten Druckmittelquelle (1) ein Rückschlagventil (4) vorgesehen ist. 25

6. Verfahren zur Beeinflussung der periodischen Hubbewegung des Schließorgans eines Ventils, insbesondere der Ventilplatte(n) eines Ventils eines Kolbenkompressors, wobei das Schließorgan bzw. ein darauf einwirkender Steuerzylinder periodisch mit Druckmedium beaufschlagt und entlastet wird, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckbeaufschlagung und/oder -entlastung des Schließorgans über dessen Hub zumindest in Stufen variabel erfolgt. 30 35

7. Verfahren nach Anspruch 6 zur Rückströmregelung eines Kolbenverdichters durch Offenhalten zumindest eines Saugventils über zumindest einen Teilbereich des Verdichtungshubes mittels Druckbeaufschlagung des Schließorgans des Saugventils, dadurch gekennzeichnet, daß am Ende des jeweils periodisch offengehaltenen Teilbereiches die Druckentlastung vorerst zumindest weitgehend ungedrosselt und sodann stärker gedrosselt erfolgt. 40 45

8. Verfahren nach Anspruch 6 oder 7, dadurch gekennzeichnet, daß die zumindest stufenweise variable Druckbeaufschlagung des Schließorgans bzw. des darauf einwirkenden Steuerzylinders in beide Hubrichtungen erfolgt. 50

55

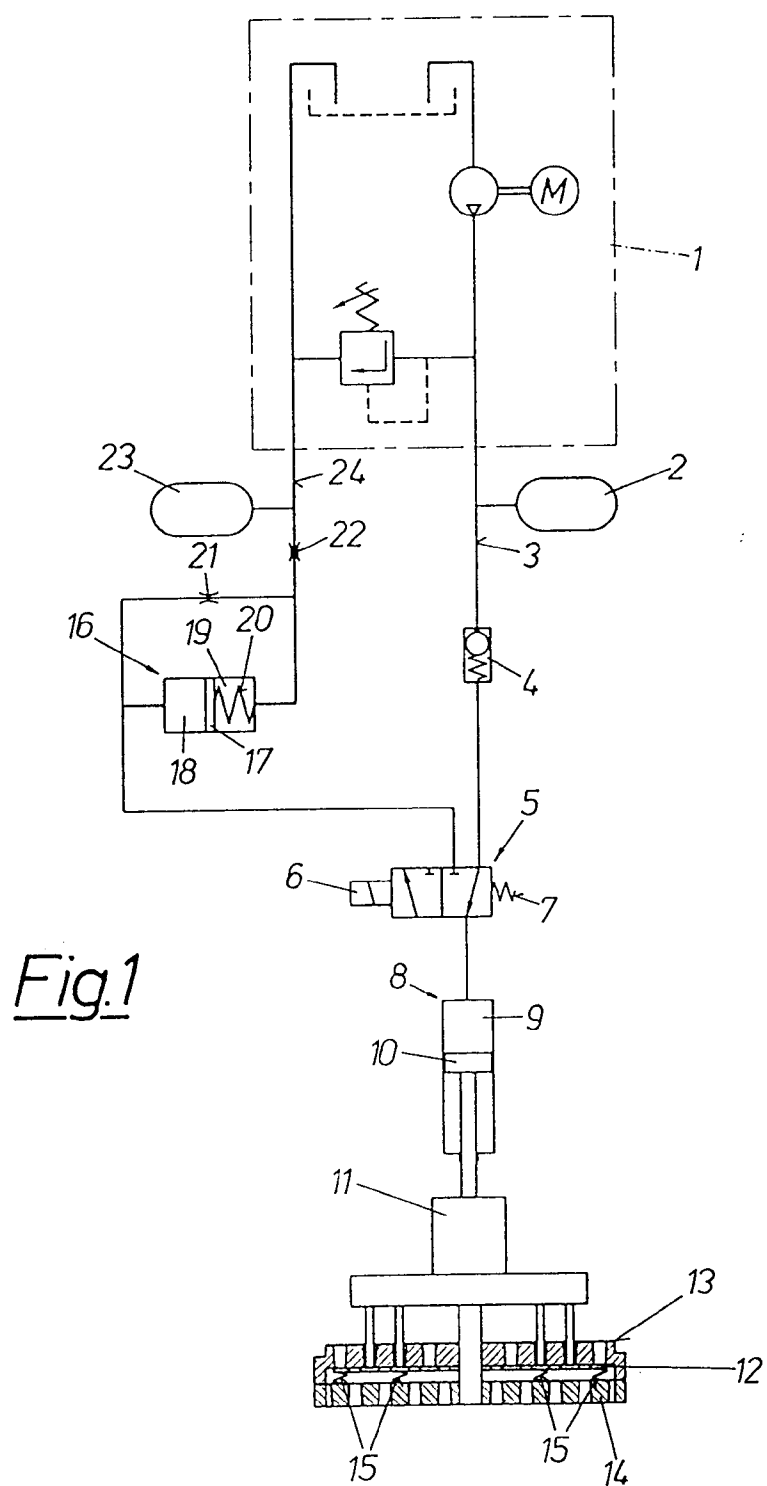


Fig.1

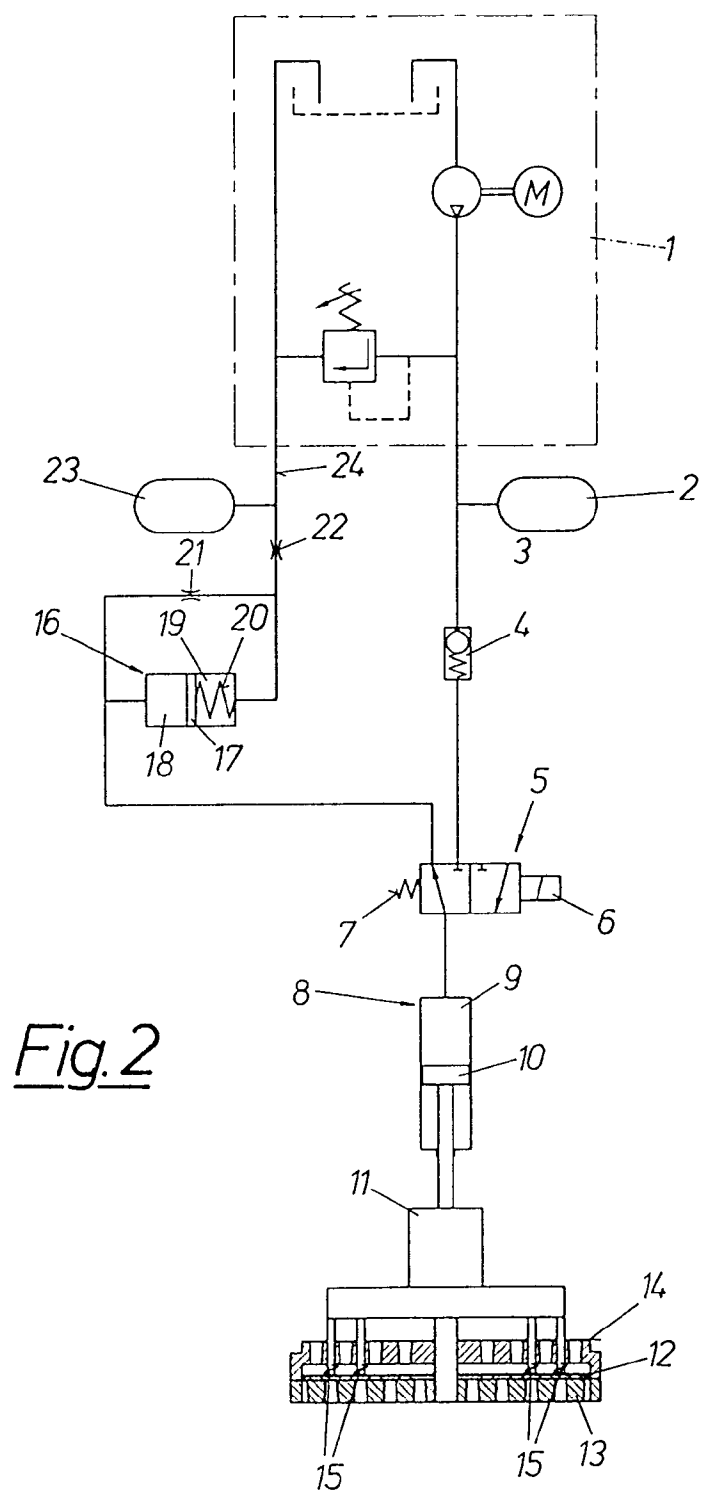


Fig. 2

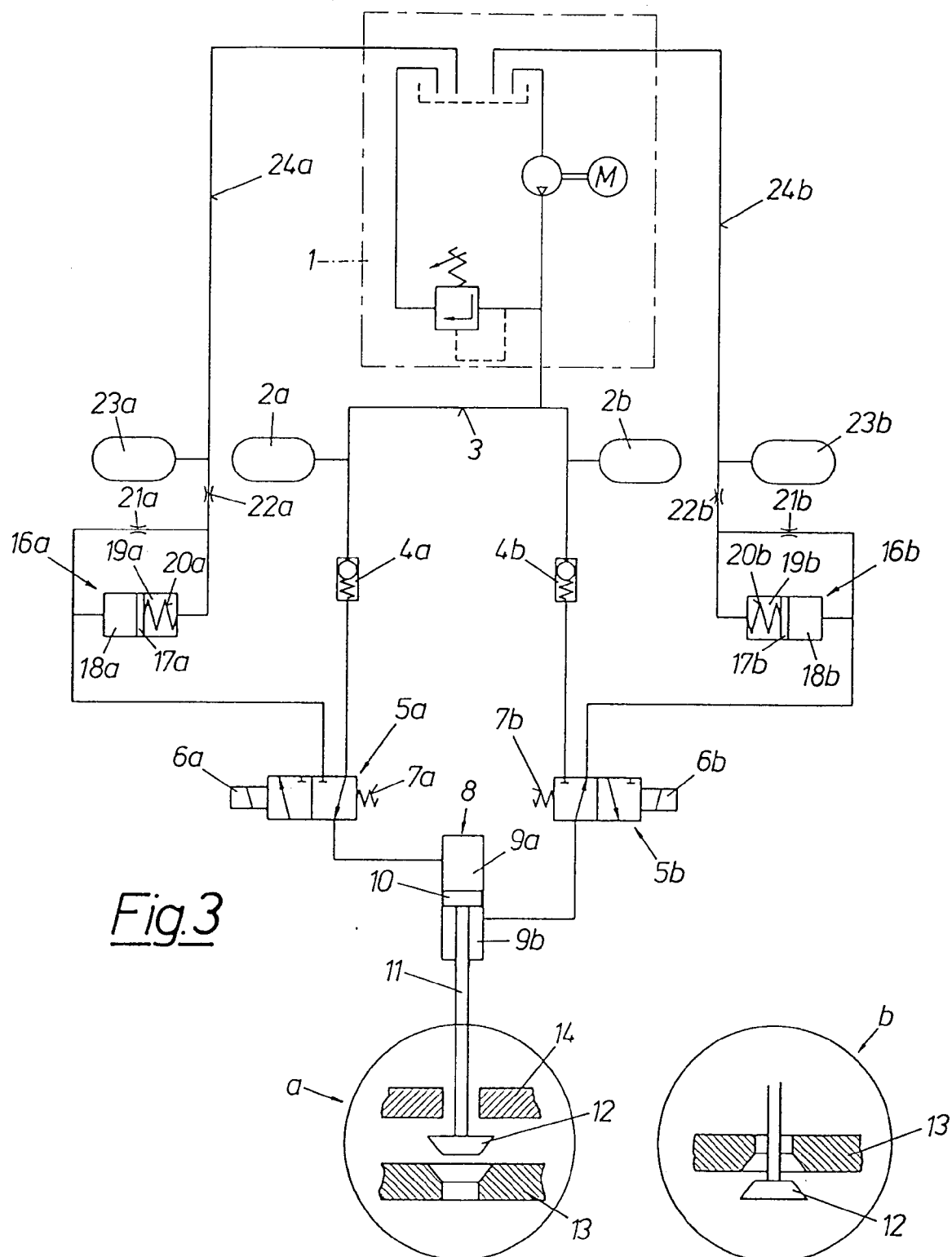


Fig.3

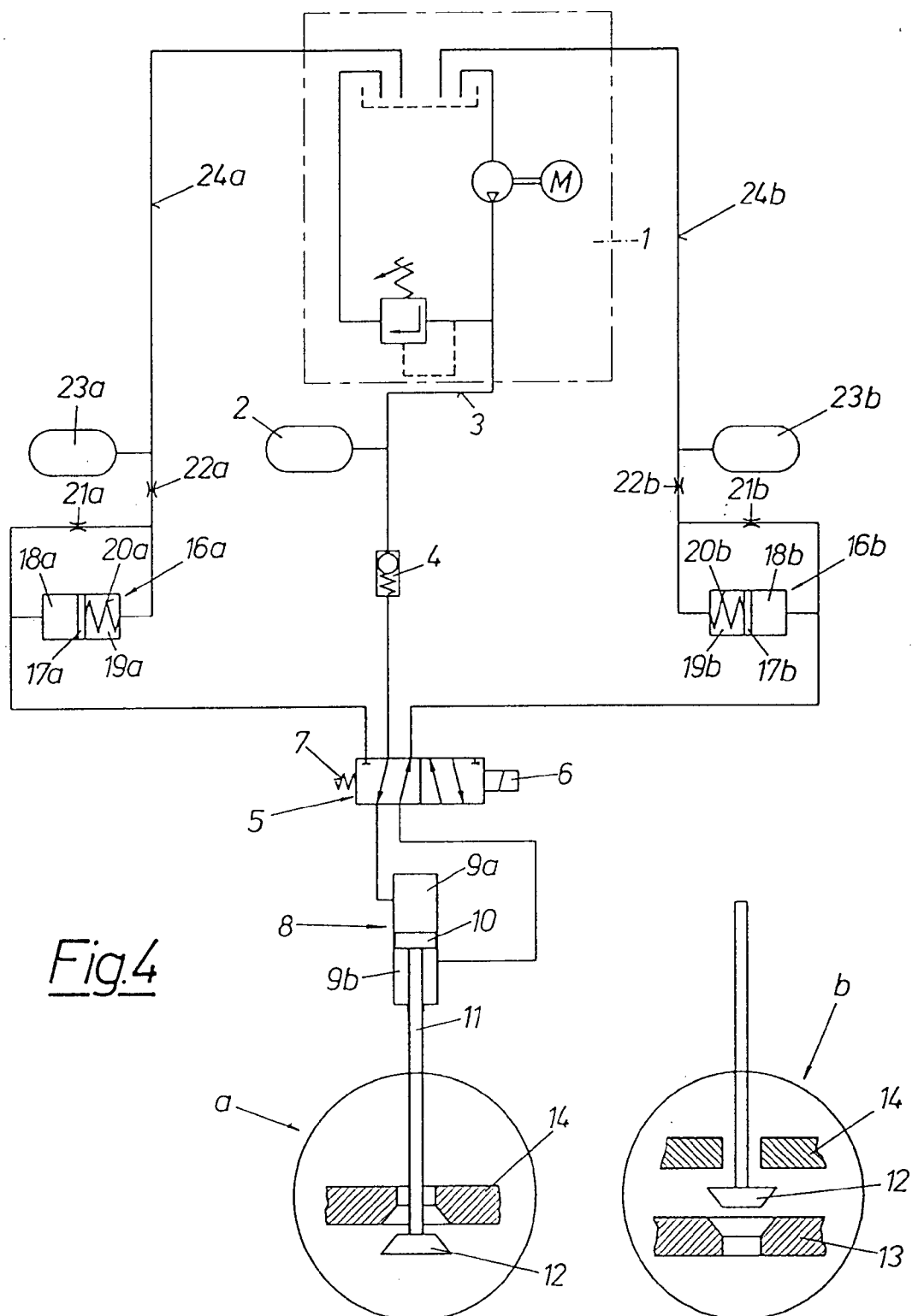
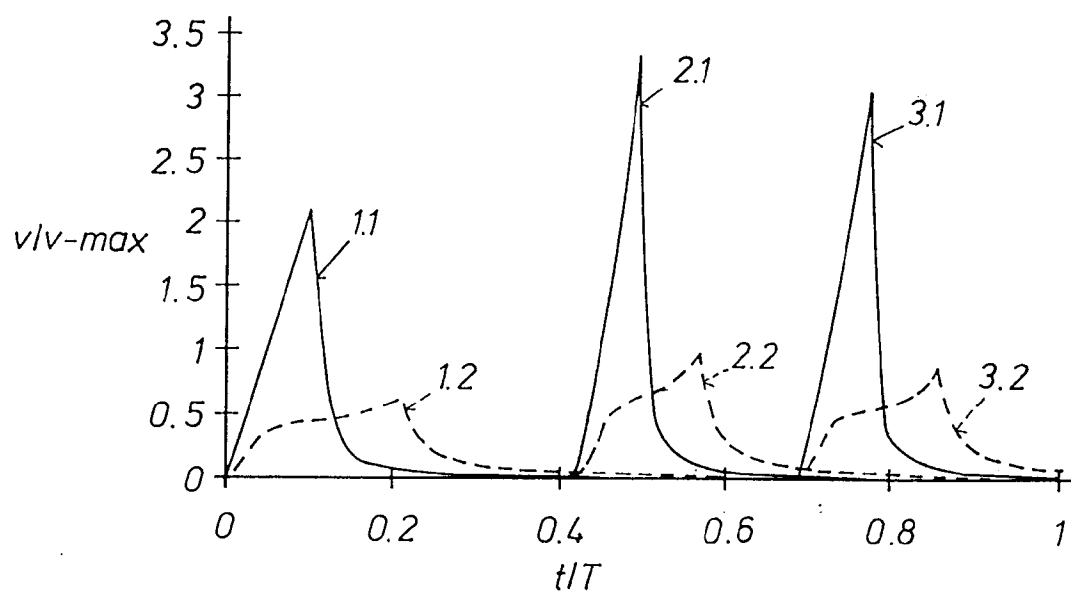
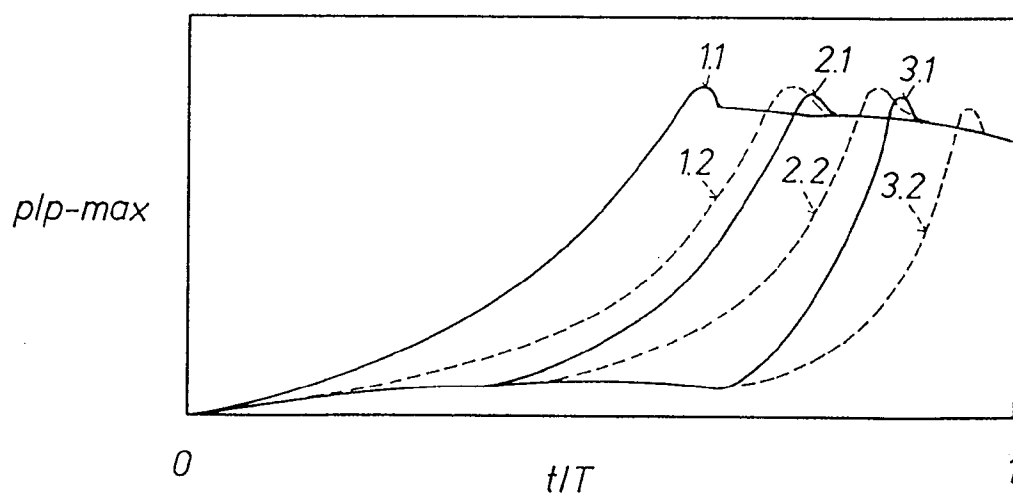


Fig. 5aFig. 5b



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 95 89 0141

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.6)
P,X	WO-A-95 03490 (CARDING SPECIALISTS LIMITED) * Zusammenfassung; Seite 5, Zeile 31 - Seite 9, Zeile 32; Figuren 1, 2 * ---	1-7	F04B39/08 F04B49/24 F01L9/02 F15B21/10
D,Y	US-A-2 657 850 (BOREL) * Spalte 2, Zeile 26 - Spalte 3, Zeile 10; Spalte 3, Zeile 42 - Spalte 4, Zeile 47; Figuren 1, 3 * ---	1-8	
Y	US-A-4 292 886 (WILLIAM R. WEBER) * gesamtes Dokument * ---	1-8	
A X	WO-A-93 14339 (CATERPILLAR INC.) * Zusammenfassung; Seite 6, Zeile 7 - Seite 9, Zeile 17; Figur 1 * ---	1 6,7	
A X	WO-A-92 07175 (LOTUS CARS LTD.) * Zusammenfassung; Seite 12, Zeile 34 - Seite 16; Zeile 10; Figuren 5, 6 * ---	1 6,7	
A X	DE-A-30 24 298 (M.A.N. MASCHINENFABRIK AUGSBURG-NÜRNBERG AG) * Seite 8, Zeile 14 - Seite 11, Zeile 14; Figur 1 * ---	1 6,7	F04B F01L F15B
D,A	US-A-3 104 801 (P. A. BANCEL) * Spalte 8, Zeile 31 - Spalte 9, Zeile 4; Figuren 3, 4, 5, 7 * -----	1	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort BERLIN		Abschlußdatum der Recherche 7. September 1995	Prüfer Beitner, M
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument ----- * : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

EPO FORM 1503 GLEZ (F04C03)