(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) EP 0 801 227 A2

(12) EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(43) Veröffentlichungstag:
15.10.1997 Patentblatt 1997/42

(51) Int Cl.[6]: **F04B 7/02**

(21) Anmeldenummer: **97890047.0**

(22) Anmeldetag: **14.03.1997**

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

(30) Priorität: **12.04.1996 AT 662/96**

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

(72) Erfinder: **Steinrück, Peter, Dr.**
1140 Wien (AT)

(74) Vertreter: **Pinter, Rudolf, Dipl.-Ing. et al**
Patentanwälte Klein & Pinter,
Fasangasse 49/22
1030 Wien (AT)

(54) Verfahren und Einrichtung zur Beeinflussung eines Kompressor-Saugventils

(57) Um den Öffnungsschlag des Schließorganes (7) des Saugventils (6) eines Hubkolben-Kompressors beim Auftreffen auf den Fänger (8) zu verringern wird jeweils kurz vor Erreichen des Druckgleichgewichtes zwischen Zylinderraum und Saugraum des Kompressors das Schließorgan (7) unter Einwirkung einer Steuereinrichtung (12) zwangsweise geöffnet.

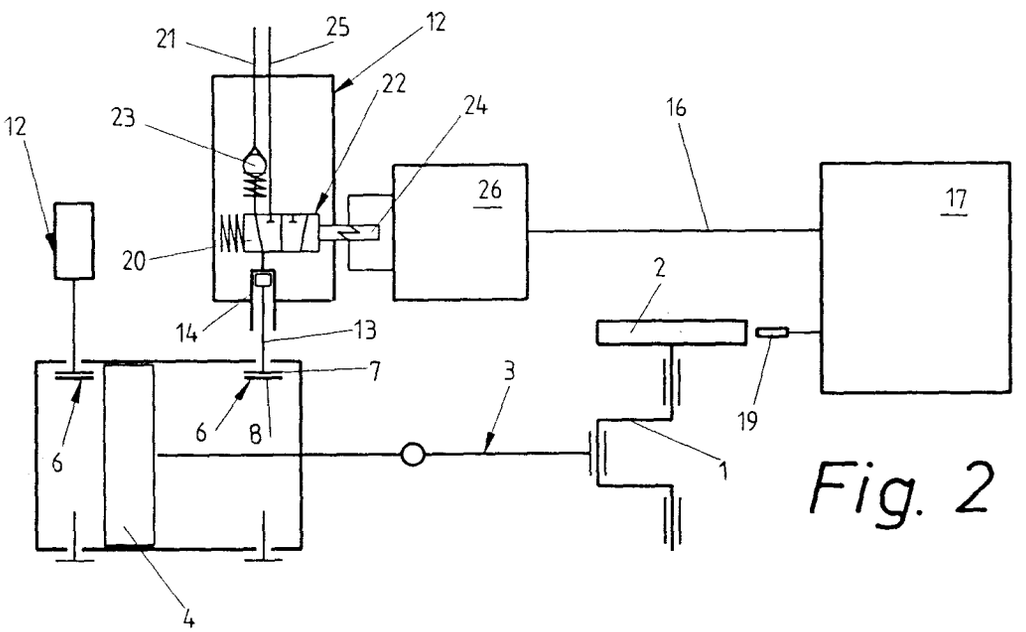


Fig. 2

EP 0 801 227 A2

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zur Beeinflussung der druckabhängig selbsttätigen, periodischen Öffnungsbewegung eines Schließorganes eines Saugventils eines Hubkolben-Kompressors mittels einer, bedarfsweise zumindest über einen Teil des Kurbelkreises auf das Schließorgan einwirkenden Steuereinrichtung. Weiters betrifft die Erfindung auch eine entsprechende Einrichtung zur Beeinflussung der druckabhängig selbsttätigen, periodischen Öffnungsbewegung eines Schließorganes eines Saugventils eines Hubkolben-Kompressors, mit einer bedarfsweise zumindest über einen Teil des Kurbelkreises auf das Schließorgan einwirkenden Steuereinrichtung, welche einen hydraulischen Steuerzylinder aufweist, der über ein Steuerorgan periodisch mit Druckmedium beaufschlag- und entlastbar ist.

Die Lebensdauer von zumeist saug- und druckseitig verwendeten, selbsttätigen Kompressorventilen wird primär durch die Schlagbeanspruchung beim abwechselnden Auftreffen des eigentlichen Schließorganes auf Sitz bzw. Fänger beeinflußt. Beim Saugventil wird durch entsprechende Wahl der Befederung die Schließgeschwindigkeit zur Verminderung des Schließschlages ausreichend gering gehalten. Für die Minderung des Öffnungsschlages wurde das System der sogenannten Doppeldämpfung bekannt, bei welchem das öffnende Schließorgan nach Überwindung eines Teilhubes auf eine in Öffnungsrichtung bewegliche Dämpferplatte oder dergleichen schlägt, dadurch gebremst wird und anschließend gemeinsam mit der Dämpferplatte den Resthub überwindet, wobei die nun deutlich vergrößerte bewegte Masse eine weitere Abnahme der Beschleunigung des Schließorganes bewirkt und sich somit eine gegenüber einfachen derartigen Ventilen deutlich verminderte Auftreffgeschwindigkeit des Schließorganes am Fänger ergibt.

Weiters sind Kompressoranordnungen bekannt geworden, bei denen mit Hilfe sogenannter Abhebegreifer einerseits eine in gewissen Grenzen stufenlose Kapazitätsregelung durch teilweises Offenhalten der Saugventile während des Kompressionstaktes bewirkt wird und bei denen andererseits durch entsprechende Dimensionierung der Masse des Abhebegreifers sowie die Anordnung von Bewegungsdämpfern eine Absenkung der Auftreffgeschwindigkeit des Schließorganes beim Schließen erreicht wird.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Verfahren bzw. eine Einrichtung der eingangs genannten Art so zu verbessern, daß die erwähnte Schlagbeanspruchung des Schließorganes bzw. Fängers am Ende des Öffnungshubes auf einfache Weise herabgesetzt und damit ihre Auswirkung auf die Lebensdauer des Ventils verringert wird.

Die Erfindung geht aus von der Erkenntnis, daß bei üblichen Ventilausführungen der eingangs beschriebenen Art beim Erreichen des Druckgleichgewichtes zwischen Zylinderraum und Saugraum das Schließorgan des Ventils unter der Wirkung von dessen Befederung geschlossen ist. Dadurch setzt sich die Expansion des im Zylinder eingeschlossenen Gases mit unverminderter Geschwindigkeit fort, womit in rascher Folge ein hoher Unterdruck im Zylinderraum entsteht, der ab einem gewissen Wert unter Überwindung der Befederung des Schließorganes eine starke momentane Beschleunigung des Schließorganes in Richtung zum Fänger zur Folge hat.

Ausgehend von Saugventilen mit eingangs beschriebener Steuereinrichtung (beispielsweise in Form der angesprochenen Abhebegreifer) wird gemäß der Erfindung diese vorhandene Steuereinrichtung zur Minderung des Öffnungsschlages eingesetzt, wozu erfindungsgemäß jeweils kurz vor Erreichen des Druckgleichgewichtes zwischen Zylinderraum und Saugraum des Kompressors das Schließorgan unter Einwirkung der Steuereinrichtung zwangsweise geöffnet wird. Die Steuereinrichtung bzw. der Abhebegreifer wird also wenige Grad Kurbelwinkel vor dem Erreichen des Druckgleichgewichtes an das Schließorgan herangeführt und dieses dadurch kurz vor Erreichen des Druckgleichgewichtes angehoben, womit die ansonsten für selbsttätige Ventile der beschriebenen Art charakteristische Untersaugung im Indikatordiagramm vermieden wird. Da nun das Schließorgan des Saugventils, beispielsweise eine ein- oder mehrteilige Ventilplatte bei Erreichen des Druckgleichgewichtes geöffnet ist, kann ein Druckausgleich zwischen Zylindervolumen und Saugraum stattfinden, womit die Dekompressionsphase im Zylinder beendet ist. Der sich in der Folge einstellende maximale Unterdruck im Zylinderraum ist nur mehr durch den Drosselverlust des bereits geöffneten Ventils bestimmt und wesentlich geringer als im vorher angesprochenen konventionellen Fall. Der ein weiteres Öffnen des Schließorgans des Saugventils bewirkende Differenzdruck ist deutlich abgemindert, woraus sich auch eine wesentlich geringe Beschleunigung bzw. Auftreffgeschwindigkeit des Schließorgans am Fänger ergibt.

Wesentlich dabei ist, daß das Schließorgan knapp vor dem Erreichen des Druckgleichgewichtes durch die Steuereinrichtung geöffnet wird. Bei den bisher bekannten Ausführungen mit Kompressorsteuerung über einen Abhebegreifer wird dieser mittels einer Feder an das Schließorgan bzw. die Ventilplatte angedrückt und liegt auf alle Fälle dort bereits einige Zeit vor dem Erreichen des Druckgleichgewichtes an. Die durch diese Andruckfeder bewirkte zusätzliche Öffnungskraft kann das Schließorgan unter Umständen ebenfalls bereits vor Erreichen des Druckgleichgewichtes öffnen. Dabei muß allerdings die Masse des Abhebegreifers durch die Federkraft gegen den Überdruck im Zylinderraum beschleunigt werden. Da die Masse derartiger Abhebegreifer verglichen mit der Masse der verwendeten Schließorgane zwangsweise relativ groß ist, ergibt sich auf alle Fälle nur eine geringe Beschleunigung und die dadurch unter Umständen bewirkte vorzeitige Öffnung

des Schließorgans ist von untergeordneter Größenordnung. Der mit der vorliegenden Erfindung angestrebte und erzielte Effekt der Herabsetzung der Aufschlaggeschwindigkeit des Schließorgans am Fänger tritt dabei nicht auf.

Wird hingegen gemäß der vorliegenden Erfindung die Steuereinrichtung knapp vor Erreichen des Druckgleichgewichtes zugestellt, sodaß der Impuls beispielsweise des Abhebegreifers ausreicht, das Schließorgan bzw. die Ventilplatte bereits vor Erreichen des Druckgleichgewichtes zu öffnen, so ergibt sich eine für die Erzielung des gewünschten Effekts ausreichende vorzeitige, bleibende Öffnung des Schließorgans.

Die zwangsweise Öffnung des Schließorgans, die vorzugsweise im Bereich von 20° bis 0° Kurbelwinkel vor Erreichen des Druckgleichgewichtes zwischen Zylinder- und Saugraum erfolgt, wird in weiterer bevorzugter Ausgestaltung der Erfindung durch einen Stoß der Steuereinrichtung auf das Schließorgan eingeleitet, wobei der Kurbelwinkel bzw. Zeitpunkt des Stoßes, sowie das Masseverhältnis und die Relativgeschwindigkeit der Stoßpartner so gewählt werden, daß nach erfolgtem Stoß die Öffnungsgeschwindigkeit des Schließorgans bis zum Anschlag am Fänger nicht auf Null und vorzugsweise nicht unter 10 % jener Geschwindigkeit sinkt, welche unmittelbar nach dem Stoß auftritt. Damit ist sichergestellt, daß die vorzeitig eingeleitete Öffnungsbewegung des Schließorganes nicht zufolge eines zu geringen Anfangsimpulses unter der Wirkung der Befederung des Schließorganes bzw. des noch im Zylinder wirksamen Überdruckes wieder zum Stillstand kommt bzw. umgekehrt wird, da dann für das nachfolgende, rein druckbedingte Öffnen des Schließorganes wiederum die eingangs beschriebenen Nachteile der konventionellen Ausführungen bzw. Verfahren zutreffen würden.

Eine weiters bevorzugte Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens, wobei die Steuereinrichtung einen hydraulischen Steuerzylinder aufweist, der über ein Steuerorgan periodisch mit Druckmedium beaufschlagt und entlastet wird, ist vorgesehen, daß der die periodische Öffnung des Schließorgans bewirkende Druck am Steuerzylinder bzw. Steuerorgan - oder aber der Volumenstrom des Druckmediums, vorzugsweise über eine Messung des Druckabfalles an einer im Zulauf zum Steuerorgan eingesetzten Drossel - überwacht und zur indirekten Ermittlung bzw. Überwachung der Öffnungsgeschwindigkeit des Schließorganes verwendet wird.

Das Steuerorgan der erfindungsgemäß ausgestalteten Einrichtung kann dabei bevorzugt ein elektrisch schaltendes 3/2-Wegeventil aufweisen, dessen Ansteuerungselektronik mit einer Auswerteeinheit verbunden ist, welche weiters mit zumindest einem Meßsensor zur Überwachung der Öffnungsbewegung des Schließorganes in Verbindung steht.

Die Steuereinrichtung bzw. der angesprochene Abhebegreifer wird dabei also hydraulisch betätigt, wobei die Zustellbewegung bevorzugt über ein elektrisch schaltendes, schnelles Wegeventil eingeleitet wird. Der Zeitpunkt des Beginns der entsprechenden Zustellbewegung ist durch die Umschaltung dieses Wegeventils bestimmt und kann durch eine geeignete Vorrichtung mit Vorgabe, beispielsweise des Umschaltkurbelwinkels, oder durch ein Regelsystem, welches den optimalen Zeitpunkt festlegt, vorgegeben werden.

Gemäß einer Variante der oben angesprochenen Verfahrensausgestaltung kann der Hydraulikdruck im Zulauf beispielsweise des erwähnten 3/2-Wegeventils gemessen werden. Vor dem Öffnen dieses Ventils wird dabei am Meßort im wesentlichen der Systemdruck in der Zulaufleitung gemessen. Das nachfolgende Öffnen des Ventils bewirkt eine Verdünnungswelle, die sich mit Schallgeschwindigkeit in der Zulaufleitung ausbreitet. Am Meßort wird ein steiler Abfall auf den Umgebungsdruck auftreten. Sobald die Reflexionen der Verdünnungswelle am Meßort eintreffen, schwankt der Druck maximal zwischen Systemdruck und Umgebungsdruck. Während der nun ablaufenden Bewegung der Steuereinrichtung bzw. des Abhebegreifers klingen die Druckpulsationen ab. Die Frequenz dieser Pulsationen wird durch den Abstand des 3/2-Wegenventils vom nächsten in der Zulaufleitung angeordneten hydro-pneumatischen Pulsationsdämpfer oder anderem Ausgleichsbehälter bestimmt.

Sobald die zugestellte Steuereinrichtung abgebremst wird, bewirkt die Verzögerung der noch immer nachströmenden Hydraulikmedium-Säule eine stromauf laufende Verdichtungswelle, die als steiler Anstieg des Druckes am Meßort zu beobachten ist. Der am Meßort aufgezeichnete Druck schwankt ab diesem Zeitpunkt um einen deutlich höheren Wert als vorher. Erreicht die Steuereinrichtung das Schließorgan und kommt auf diesem zum Stillstand, weil der Zustellzeitpunkt zu früh gewählt wurde und beim Erreichen des Schließorganes durch die Steuereinrichtung noch ein zu hoher Zylinderraumdruck vorliegt, so tritt die beschriebene Druckerhöhung auf bzw. kann diese beobachtet werden.

Sobald der Druck im Zylinderraum den Saugdruck erreicht hat, setzen sich nun das Schließorgan und die Steuereinrichtung zusammen erneut in Bewegung, was durch ein abermaliges Absinken des Hydraulikmediumdruckes beobachtet werden kann. Erreicht dann die Steuereinrichtung samt Schließorgan die durch den Ventilfänger definierte Hubendlage, so wird dies am Meßort durch einen erneuerten rapiden Druckanstieg feststellbar.

Bei einer zeitlich optimalen Umschaltung des Steuerorgans bzw. des 3/2-Wegeventils kann die Steuereinrichtung bzw. der Abhebegreifer das Schließorgan bzw. die Ventilplatte unmittelbar aufschlagen. Erst nach der durch den Ventilfänger bestimmten Endlage verbleibt das Schließorgan samt Steuereinrichtung in Ruhe, womit der oben beschriebene Druckanstieg am Meßort während eines Arbeitstaktes des Kompressors nur ein-

mal auftritt.

Bei einer zu späten Umschaltung des Steuerorganes bzw. 3/2-Wegeventils wird die Steuereinrichtung ebenfalls erst bei Erreichen der durch den Fänger bestimmten Endlage gestoppt. Es ergibt sich damit als optimaler Umschaltzeitpunkt des Steuerorgans bzw. des 3/2-Wegeventils der früheste Zeitpunkt, bei dem der vorstehend beschriebene steile Druckanstieg nur einmal pro Arbeitstakt des Kompressors festzustellen ist. Dies gilt auch falls das Schließorgan nach Erreichen der Endlage zurückprallt und mit der noch in Bewegung befindlichen Steuereinrichtung kollidiert. Das Verhältnis von Masse der Steuereinrichtung zur Masse des Schließorgans bedingt in diesem Fall nur eine geringfügige Abbremsung der Steuereinrichtung und keine signifikant feststellbare Verdichtungswelle.

Als weitere Möglichkeit den eigentlich interessierenden Bewegungsverlauf des erfindungsgemäß vorzeitig geöffneten Schließorgans über den Verlauf des die periodische Öffnung des Schließorgans bewirkenden Druck am Steuerzylinder bzw. der Steuereinrichtung zu ermitteln besteht darin, den momentanen Druckabfall an einer im Zulauf zum Steuerorgan eingesetzten Drossel zu überwachen. Diese Drossel ist entsprechend zu dimensionieren, sodaß sich bei den zu erwartenden Geschwindigkeiten ein meßbarer Abfall des Mediumdruckes hinter der Drossel ergibt. Setzt nun die Bewegung der Steuereinrichtung bzw. eines Abhebegreifers ein, so steigt auch der an der Drossel gemessene Differenzdruck. Erreicht die Steuereinrichtung das Schließorgan und kommt auf diesem zum Stillstand, weil der Zustellzeitpunkt zu früh gewählt wurde und beim Erreichen des Schließorganes durch die Steuereinrichtung noch ein zu hoher Zylinderraumdruck vorliegt, so erreicht der an der Drossel festzustellende Differenzdruck ein Minimum. Erst wenn dann der Druck im Zylinderraum weiter fällt, setzt die Bewegung der Steuereinrichtung wiederum ein, wonach wiederum ein Anstieg des Differenzdruckes an der Drossel feststellbar ist. Eine optimale Einstellung ist in diesem Falle dann gegeben, wenn der frühest mögliche Zustellzeitpunkt eingestellt wird, bei welchem das beschriebene Minimum des Differenzdruckes an der Drossel zufolge einer vollständigen Abbremsung des Greifers an der Ventilplatte bzw. der Steuereinrichtung am Schließorgan nicht mehr beobachtbar ist.

Gemäß einer anderen bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung kann aber auch der Verlauf des Indikatordruckes im Zylinderraum überwacht und der Zeitpunkt der Öffnung des Schließorganes so gewählt werden, daß die Untersaugungsspitze im Indikatordiagramm minimiert bzw. zum Verschwinden gebracht ist. Anstelle des Indikatordiagrammes kann aber natürlich auch eine Darstellung des Druckes über dem Kurbelwinkel oder über der Zeit verwendet werden.

Nach einer weiteren bevorzugten Ausgestaltung der Erfindung kann der Kurbelwinkel bzw. Zeitpunkt der Öffnung des Schließorganes aber auch so gewählt werden, daß die Intensität des über eine Vibrationsüberwachung im Ventilbereich festgestellten Öffnungsschlages minimiert wird. Der Öffnungsschlag von Ventilen bewirkt eine impulsartige Anregung der Eigenschwingungen der Ventilhaltevorrichtungen. Diese Körperschallschwingungen klingen innerhalb einer charakteristischen Zeit rasch ab. Die Intensität des Öffnungsschlages kann nun in beschriebener Weise durch Messung der beispielsweise am Ventildeckel auftretenden Beschleunigungen in Richtung der Ventilachse im Zeitfenster nach dem Ventilöffnen bis nach Ablauf der für das Abklingverhalten charakteristischen Zeit quantifiziert werden. Diese feststellbaren Beschleunigungen liegen üblicherweise in sehr hohen Frequenzbereichen. Für die Beurteilung des Öffnungsschlages kann deshalb die aus der Aufzeichnung der Hüllkurve der Schwingungen oder, in besonders einfacher Weise, des Verlaufs der Amplitude durch Tiefpassfilterung des gleichgerichteten Schwingsignals abgeleitete Intensität der Schwingungen herangezogen werden. Damit kann der optimale Zustellzeitpunkt der Steuereinrichtung bzw. eines Abhebegreifers oder dergleichen in vorteilhafter Weise direkt durch eine Minimierung der Intensität der durch den Öffnungsschlag des Ventiles verursachten Schwingungen ermittelt werden.

Da Kompressoranlagen für verschiedenste Anwendungen oft unter praktisch konstanten Verhältnissen laufen, ist eine weitere Ausgestaltung der Erfindung von Vorteil, gemäß welcher die Wahl bzw. Einstellung des Beginns der Zustellung der Steuereinrichtung nur bei Inbetriebnahme bzw. Inspektion des Kompressors erfolgt. In diesem Falle reicht die Optimierung des Zustellzeitpunktes unter Anwendung spezieller Inbetriebnahme- bzw. Inspektionsmeßgeräte, welche die Anwendung der oben beschriebenen Verfahren erlauben.

Bei Kompressoren, die bei schwankenden Betriebsbedingungen, wie etwa schwankenden Druckverhältnissen, Gasen mit schwankenden Isentropenexponenten oder dergleichen, betrieben werden, kann in bevorzugter weiterer Ausgestaltung der Erfindung auch vorgesehen sein, eine laufende Überwachung und Anpassung des Beginns der Zustellung der Steuereinrichtung durchzuführen. Hiefür wird dann eine kontinuierliche Überwachung einer der oben angeführten Meßgrößen und das periodische Durchlaufen der beschriebenen Optimierungsvorgänge nötig.

Die Erfindung wird im folgenden noch anhand der in der Zeichnung schematisch dargestellten Ausführungsbeispiele bzw. der zugehörigen Diagramme näher erläutert. Fig. 1 zeigt dabei ein Prinzipschaltbild zu Verfahren und Einrichtung nach der vorliegenden Erfindung, Fig. 2 ein Schemabild einer anderen Einrichtung nach der Erfindung bzw. zur Durchführung des erfindungsgemäßen Verfahrens, Fig. 3 den zeitlichen Verlauf des Hubes des Schließorgans für verschiedene Zustellzeitpunkte der Steuereinrichtung, Fig. 4 den entsprechenden Verlauf der Öffnungsgeschwindigkeit eines gemäß Fig. 3 betätigten Schließorganes, Fig. 5 den

zeitlichen Verlauf des Druckes im Zylinderraum knapp vor und nach Erreichen des Druckgleichgewichtes zwischen Zylinderraum und Saugraum, Fig. 6 zeigt beispielhaft den Effekt der Variation des Zeitpunktes bzw. Kurbelwinkels der zwangsweisen Zustellung der Steuereinrichtung auf die Intensität des durch das Saugventilöffnen bzw. den Öffnungsschlag hervorgerufenen Beschleunigungs- bzw. Vibrationssignals, und Fig. 7 bis 10 zeigen jeweils Varianten von schematischen Einrichtungen zur Durchführung von Verfahrensausgestaltungen nach der vorliegenden Erfindung.

Der in Fig. 1 schematisch dargestellte Hubkolbenkompressor weist eine Kurbelwelle 1 auf, an der ein Schwungrad 2 angeflanscht ist und welche über Pleuel bzw. Schubstangen 3 jeweils Kolben 4 von doppeltwirkenden Zylindern 5 betätigt. Über die oszilierende Bewegung der Kolben 4 wird Gas über Saugventile 6 angesaugt, deren Schließorgan 7 sich zwischen einem Fänger 8 und dem Ventilsitz 9 bewegen kann. Das angesaugte Gas wird nach dem selbsttätigen Schließen des jeweiligen Saugventils 6 im Zylinder 5 verdichtet bzw. über die hier ebenfalls selbsttätigen Druckventile 10 ausgeschoben.

Die druckabhängig selbsttätige periodische Öffnungsbewegung der Schließorgane 7, beispielsweise einer Ventilplatte oder dergleichen, der Saugventile 6 wird mittels einer, bedarfsweise zumindest über einen Teil des Kurbelkreises auf das Schließorgan 7 einwirkenden Steuereinrichtung 12 beeinflußt. Diese Steuereinrichtung 12 kann beispielsweise einen hier nur angedeuteten Abhebegreifer 13 aufweisen, der über einen hydraulischen Steuerzylinder 14 das Schließorgan 7 jeweils kurz vor Erreichen des Druckgleichgewichtes zwischen Zylinderraum 15 und außerhalb des Saugventils 6 liegendem Saugraum des Kompressors zwangsweise öffnet. Die Steuereinrichtung 12 umfaßt neben dem Steuerzylinder 14 eine hier nicht weiter dargestellte elektronische Ansteuerung, welche mittels einer Busverbindung 16 koordiniert wird, die den Informationsaustausch zwischen der Steuereinrichtung 12 und einer Auswerteeinheit 17 bewirkt.

Der Auswerteeinheit 17 ist über eine Leitung 18 das Signal eines am Schwungrad 2 angeordneten Gebers 19 für Totpunkt bzw. Kurbelwinkel zugeführt, womit die über die Abhebegreifer 13 erfolgende Beeinflußung der Schließorgane 7 mit der oszillierenden Bewegung der Kolben 4 synchronisiert werden kann.

In Fig. 2 ist die Steuereinrichtung 12 aus Fig. 1 an einem der beiden Saugventile 6 detaillierter dargestellt. Der auf das Schließorgan 7 des Saugventils 6 wirkende, wiederum nur symbolisch dargestellte Abhebegreifer 13 wird durch einen hydraulischen Steuerzylinder 14 betätigt. Das über eine Zulaufleitung 21 gespeiste Hydraulikfluid kann in der dargestellten Stellung eines hier als 3/2-Wegeventil 20 ausgebildeten Steuerorgans 22 auf den Steuerzylinder 14 wirken und somit den Abhebegreifer 13 an das Schließorgan 7 andrücken. Sobald der Kolben 4 Gas über das mittels des Abhebegreifers 13 geöffnete Ventil 6 zurückschiebt, setzen am Schließorgan 7 Gaskräfte an, die das Ventil 6 zu schließen suchen. Zufolge der Wirkung eines Rückschlagventils 23 ist das im Steuerzylinder 14 eingesperrte Hydraulikfluid am Rückfluß behindert und dadurch das Schließorgan 7 des Saugventils 6 in der geöffneten Lage blockiert.

Erst beim Umschalten des Ventils 20 durch Bestromung einer Spule 24 wird der Steuerzylinder 14 mit einer Abströmleitung 25 verbunden und dadurch die Schließbewegung des Saugventils 6 eingeleitet bzw. ermöglicht. Die Anspeisung der Spule 24 erfolgt dabei durch eine in einem Gehäuse 26 angeordnete elektronische Schaltung, die damit die zeitliche Betätigung des Ventils 20 bestimmt. Die entsprechenden Betätigungszeitpunkte werden einerseits durch Synchronimpulse, die über die Busverbindung 16 an die Elektronik gesandt werden, und andererseits durch ebenfalls über die Busverbindung 16 mitgeteilte Parameter, wie den zeitlichen Abstand, ausgedrückt in Grad Kurbelwinkel (°KW), der Schaltzeitpunkte zum Synchronimpuls des Gebers 19, festgelegt. In der Auswerteeinheit 17 werden für jede Steuereinrichtung 12 jene Winkel des Kurbelkreises (Schwungrad 2) festgelegt, bei denen durch Anspeisung der Spule 24 das Ventil 20 aufgesteuert (Winkel: KWon), bzw. abgesteuert (KWoff) wird.

Fig. 3 zeigt typische Verläufe der Öffnungsbewegung eines Schließorgans (7 in Fig. 1 und 2) eines Saugventils (6 in Fig. 1 und 2), welches nach dem erfindungsgemäßen Verfahren angesteuert wird. Dabei wird der auf der Senkrechten aufgetragene Hub als auf den Gesamthub des Schließorgans bezogener relativer Hub über einer dimensionslosen Verhältniszeit aufgetragen. Der Zeitmaßstab ist so gewählt, daß bei Erreichen des in der Darstellung oberen Bewegungsendpunktes die dimensionslose Zeit mit -1 und bei Erreichen des unteren Bewegungsendpunktes mit 0 festgelegt wird. Fig. 4 zeigt den zu Fig. 3 gehörigen Verlauf der Geschwindigkeit des Schließorgans über der dimensionslosen Verhältniszeit, wobei ein geeigneter, nicht näher interessierender Geschwindigkeitsmaßstab gewählt wurde. Fig. 5 zeigt entsprechend die Verläufe des Drucks im Kompressorzylinder.

Die mit A bezeichneten Kurven repräsentieren den Fall, bei dem der Abhebegreifer (13 in Fig. 1 und 2) zu spät zugestellt wird. Das Schließorgan 7 öffnet ausschließlich unter der Wirkung des Differenzdruckes zwischen Zylinderraum und Saugraum des Kompressors. Der rasche Abfall des Zylinderdruckes nach dem Durchschreiten des Druckgleichgewichts bewirkt eine starke Beschleunigung des Schließorgans, eine hohe Auftreffgeschwindigkeit auf dem Fänger (8 in Fig. 1 und 2) und somit einen starken und unerwünschten öffnungsschlag. Gegebenenfalls kann dabei das Schließorgan unter der Wirkung der üblichen Ventilbefederung auch wieder zurückprallen und erst nach einem oder mehreren Stößen in der Offenstellung zur Ruhe kommen.

Die mit B bezeichneten Kurven representieren den Öffnungsverlauf für einen entsprechend der vorliegen-

den Erfindung optimierten Zustellzeitpunkt des Abhebegreifers (13 in Fig. 1 und 2). Wie aus Fig. 5 hervorgeht, wird dabei das Schließorgan des Saugventils knapp vor dem Erreichen des Druckgleichgewichtes zufolge der Wirkung des Greiferstoßes aufgedrückt, sodaß bei Erreichen des Druckgleichgewichts zwischen Zylinderraum und Saugraum das Saugventil bereits zu einem guten Teil geöffnet ist. Dadurch kann die Füllung des Zylinderraums (15 in Fig. 1 und 2) mit Gas unmittelbar nach dem Durchschreiten des Druckgleichgewichts beginnen. Die bei konventionell ausgebildeten Saugventilen auftretende und eingangs beschriebene Untersaugungsspitze wird weitgehend vermieden. Folglich greifen am Schließorgan des Saugventils gegenüber einem konventionell ausgebildeten Saugventil deutlich verringerte Öffnungskräfte an und - wie aus Fig. 4 hervorgeht - trifft das Schließorgan mit deutlich verminderter Auftreffgeschwindigkeit auf dem Fänger des Ventils auf.

Wird hingegen der Abhebegreifer (13 in Fig. 1 und 2) gemäß den mit C bezeichneten Kurven zu früh zugestellt, so bremst der im Kompressorzylinder noch vorhandene Überdruck die eingeleitete Öffnungsbewegung des Saugventils rasch ab und das System Greifer plus Schließorgan kommt wieder zum Stillstand. Erst wenn dann Öffnungskraft und Differenzdruck einander die Waage halten, kann die Öffnungsbewegung wieder beginnen. Da das Schließorgan in diesem Fall bei Erreichen des Druckgleichgewichts nur wenig geöffnet ist, fällt der Zylinderdruck ähnlich wie bei zu später Zustellung des Abhebegreifers rasch ab und eine starke Untersaugung tritt ein. Auf das Schließorgan wirken daher nach kurzer Zeit hohe Öffnungskräfte, sodaß es wiederum mit hoher Geschwindigkeit auf den die Öffnung begrenzenden Fänger geschlagen wird.

Nur der Vollständigkeit halber ist hier zu bemerken, daß in einem konkreten Ausführungsbeispiel die mit A bezeichneten Kurven einem KWoff von 38°, die mit B bezeichneten Kurven einem KWoff von 34° und die mit C bezeichneten Kurven einem KWoff von 32° entsprechen.

Fig. 6 zeigt anhand von Meßergebnissen mit einer anderen Ausführung den Einfluß des Zeitpunktes der Zustellung des Abhebegreifers (13 in Fig. 1 und 2) auf den Öffnungsschlag. Über der Zeit in ms sind für verschiedene Zeitpunkte bzw. Kurbelwinkel der Zustellung des Abhebegreifers die am Ventilnest gemessenen Vibrationen bzw. Beschleunigungen aufgetragen. Die mit D bezeichnete Kurve entspricht KWon = 13°; E entspricht KWon = 11°, F entspricht KWon = 9° und G entspricht KWon = 7°. Ebenfalls in Fig. 6 dargestellt ist der zeitliche Verlauf des Indikatordruckes (Zylinderinnenraum) - die entsprechende Kurve ist mit H bezeichnet.

Zum Zeitpunkt t_1 erkennt man deutlich den Öffnungsschlag des Saugventils in Form einer rasch abklingenden impulserregten Schwingung. Das Schließen des Saugventils wird durch die ab Zeitpunkt t_2 auftretenden Vibrationen angezeigt. Kurve D gibt das Vibrationssignal für einen deutlich zu spät gewählten Zeitpunkt der Greiferzustellung wieder. Bei den weiteren Kurven E, F und G wurde der Zustellzeitpunkt bzw. -kurbelwinkel des Abhebegreifers (13 in Fig. 1 und 2) jeweils um 2 °KW vorverlegt. Man erkennt dabei deutlich eine Reduktion des Öffnungsschlages und der dadurch ausgelösten Vibrationen.

Fig. 7 zeigt in ähnlicher Darstellung wie Fig. 2 ein Beispiel für die Anwendung des erfindungsgemäßen Verfahrens zur indirekten Ermittlung der Öffnungsgeschwindigkeit des Schließorgans 7 mittels einer Überwachung des Hydraulikmediumdruckes, der die periodische Öffnung des Schließorgans 7 bewirkt. Hierbei wird ein über eine Leitung 27 mit der Zulaufleitung 21 in Verbindung stehender Meßsensor 28 für den Zulaufdruck verwendet, dessen Meßsignale von der im Gehäuse 26 angeordneten Elektronikschaltung ausgewertet werden.

Abbildung 8 betrifft eine Variante des Verfahrens, bei der zur indirekten Überwachung der Öffnungsgeschwindigkeit des Dichtelementes 7 eine Messung bzw. Überwachung des Druckabfalls an einer in der Zulaufleitung 21 zum Steuerorgan 22 eingesetzten Drossel 29 mittels eines den Differenzdruck vor und hinter der Drossel 29 aufnehmenden Meßsensors 28 durchgeführt wird.

Bei der Fig. 9 behandelten Variante wird der Zeitpunkt der erzwungenen Öffnung des Schließorgans 7 so gewählt, daß die Intensität des mittels des Meßsensors 28 über eine Vibrationsüberwachung im Ventilbereich festgestellten Öffnungsschlages minimiert wird. Der als Beschleunigungssensor wirkende Meßsensor 28 könnte abgesehen von der Anbringung an der Steuereinrichtung 12 auch unmittelbar am Zylinder 5 an geeigneter Stelle, beispielsweise in unmittelbarer Nähe des Saugventils 6, angebracht sein. Signale des Meßsensors 28 werden wiederum in der im Gehäuse 26 auf nicht dargestellte Weise angeordneten Schaltungselektronik ausgewertet und zur Festlegung der Einleitung des Öffnungsvorganges des Schließorgans 7 herangezogen.

Bei der Ausführung nach Fig. 10 wird der Zeitpunkt der Einleitung der Öffnung des Schließorgans 7 so gewählt, daß die Untersaugungsspitze im Indikatordiagramm minimiert wird. Der Indikatordruck wird hier mittels des als Druckaufnehmer ausgebildeten Meßsensors 28 gemessen, dessen Signal über einen Meßverstärker 30 verstärkt und mit Hilfe eines geeigneten Anzeigegerätes 31 als Indikatordiagramm über dem Kolbenhub dargestellt oder alternativ auch als Zeitsignal zur Anzeige gebracht wird. Mittels der Auswerteeinheit 17 kann auch hier wiederum der Zeitpunkt der Öffnung des Schließorgans so gewählt werden, daß in erwähnter Weise die Untersaugungsspitze im Indikatordiagramm minimiert wird.

Soweit zumindest von der Funktion her gleich oder vergleichbar wurden in den Fig. 1, 2 und 7 bis 10 für gleiche Teile gleiche Bezugszeichen verwendet. Zur Vermeidung von Wiederholungen wird bezüglich der

Funktion einzelner später nicht mehr angesprochener Komponenten auf die Ausführungen zu Fig. 1 und 2 verwiesen.

Patentansprüche

1. Verfahren zur Beeinflussung der druckabhängig selbsttätigen, periodischen Öffnungsbewegung eines Schließorganes eines Saugventils eines Hubkolben-Kompressors mittels einer, bedarfsweise zumindest über einen Teil des Kurbelkreises auf das Schließorgan einwirkenden Steuereinrichtung, **dadurch gekennzeichnet**, daß jeweils kurz vor Erreichen des Druckgleichgewichtes zwischen Zylinderraum und Saugraum des Kompressors das Schließorgan unter Einwirkung der Steuereinrichtung zwangsweise geöffnet wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die zwangsweise Öffnung im Bereich von 20° bis 0° Kurbelwinkel vor Erreichen des Druckgleichgewichtes zwischen Zylinder- und Saugraum erfolgt.

3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die zwangsweise Öffnung durch einen Stoß der Steuereinrichtung auf das Schließorgan eingeleitet wird, wobei der Kurbelwinkel bzw. Zeitpunkt des Stoßes, sowie das Masseverhältnis und die Relativgeschwindigkeit der Stoßpartner so gewählt werden, daß nach erfolgtem Stoß die Öffnungsgeschwindigkeit des Schließorganes bis zum Anschlag an einem Fänger nicht auf Null und vorzugsweise nicht unter 10% jener Geschwindigkeit sinkt, welche unmittelbar nach dem Stoß auftritt.

4. Verfahren nach Anspruch 3, wobei die Steuereinrichtung einen hydraulischen Steuerzylinder aufweist, der über ein Steuerorgan periodisch mit Druckmedium beaufschlagt und entlastet wird, dadurch gekennzeichnet, daß der die periodische Öffnung des Schließorgans bewirkende Druck am Steuerzylinder bzw. Steuerorgan überwacht und zur indirekten Ermittlung bzw. Überwachung der Öffnungsgeschwindigkeit des Schließorganes verwendet wird.

5. Verfahren nach Anspruch 3, wobei die Steuereinrichtung einen hydraulischen Steuerzylinder aufweist, der über ein Steuerorgan periodisch mit Druckmedium beaufschlagt und entlastet wird, dadurch gekennzeichnet, daß der Volumenstrom des Druckmediums, vorzugsweise über eine Messung des Druckabfalles an einer im Zulauf zum Steuerorgan eingesetzten Drossel, überwacht und zur indirekten Ermittlung bzw. Überwachung der Öffnungsgeschwindigkeit des Schließorganes verwendet wird.

6. Verfahren nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Verlauf des Indikatordruckes im Zylinderraum überwacht und der Zeitpunkt der Öffnung des Schließorganes so gewählt wird, daß die Untersaugungsspitze im Indikatordiagramm minimiert ist.

7. Verfahren nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Kurbelwinkel bzw. Zeitpunkt der Öffnung des Schließorganes so gewählt wird, daß die Intensität des über eine Vibrationsüberwachung im Ventilbereich festgestellten Öffnungsschlages minimiert wird.

8. Verfahren nach einem der Ansprüche 3 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Wahl bzw. Einstellung des Beginns der Zustellung der Steuereinrichtung nur bei Inbetriebnahme bzw. Inspektion des Kompressors erfolgt.

9. Verfahren nach einem der Ansprüche 3 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß bei Kompressoren, die bei schwankenden Betriebsbedingungen, wie etwa schwankenden Druckverhältnissen, Gasen mit schwankenden Isentropenexponenten und dergleichen, betrieben werden, eine laufende Überwachung und Anpassung des Beginns der Zustellung der Steuereinrichtung erfolgt.

10. Einrichtung zur Beeinflussung der druckabhängig selbsttätigen, periodischen Öffnungsbewegung eines Schließorganes eines Saugventils eines Hubkolben-Kompressors, mit einer bedarfsweise zumindest über einen Teil des Kurbelkreises auf das Schließorgan einwirkenden Steuereinrichtung, welche einen hydraulischen Steuerzylinder aufweist, der über ein Steuerorgan periodisch mit Druckmedium beaufschlag- und entlastbar ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Steuerorgan ein elektrisch schaltendes 3/2-Wegeventil aufweist, dessen Ansteuerungselektronik mit einer Auswerteeinheit verbunden ist, welche weiters mit zumindest einem Meßsensor zur Überwachung der Öffnungsbewegung des Schließorganes in Verbindung steht.

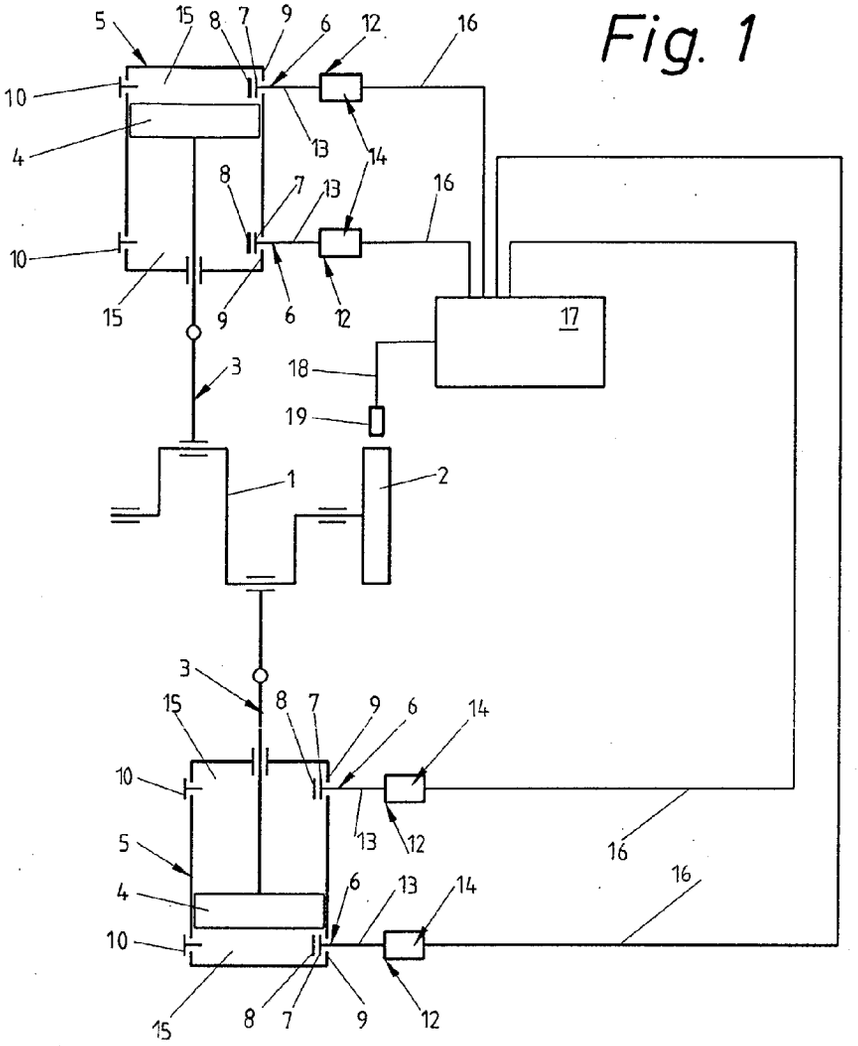

5
15
8
7
9
6
12
16
10
4
13
14
8
7
13
16
10
15
9
6
12
17
3
18
19
1
2
3
15
8
7
9
6
14
10
5
4
10
13
12
16
6
13
14
16
15
8
7
9
12

Fig. 1

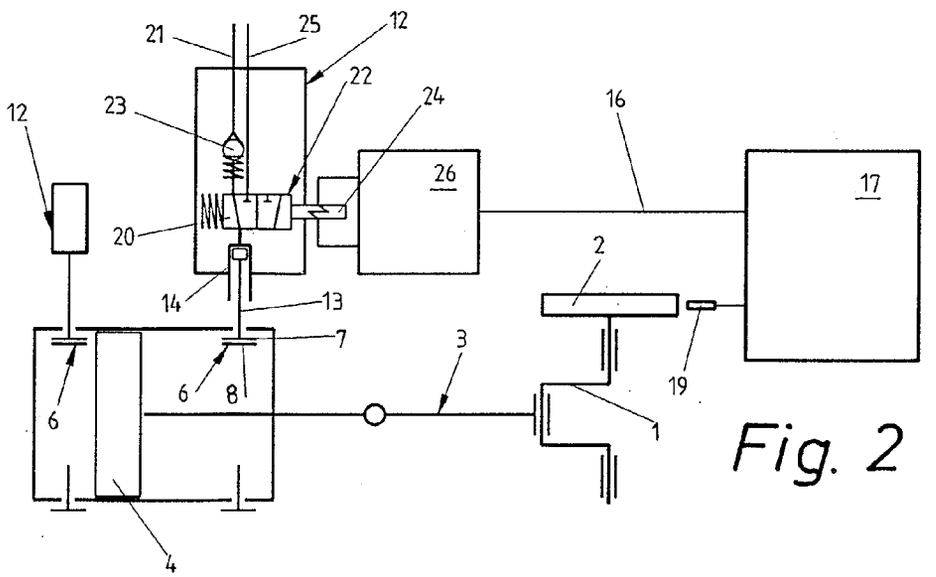

21
25
12
22
23
24
16
12
26
17
20
2
14
13
7
3
19
6
8
6
1
4

Fig. 2

Fig. 3

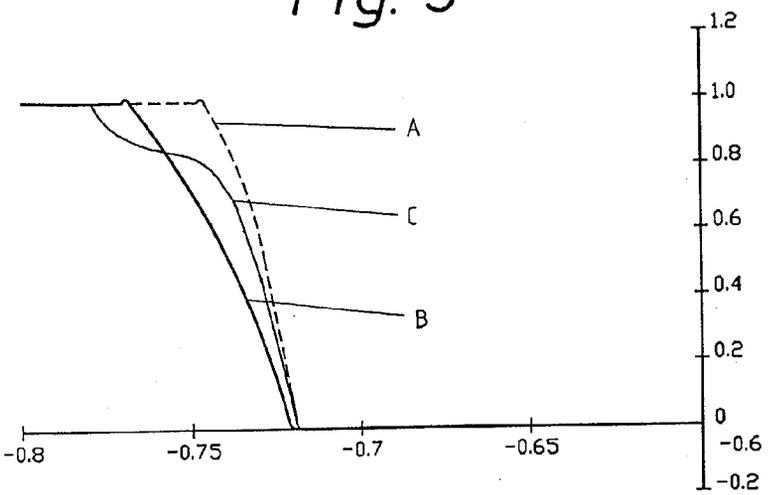


Fig. 4

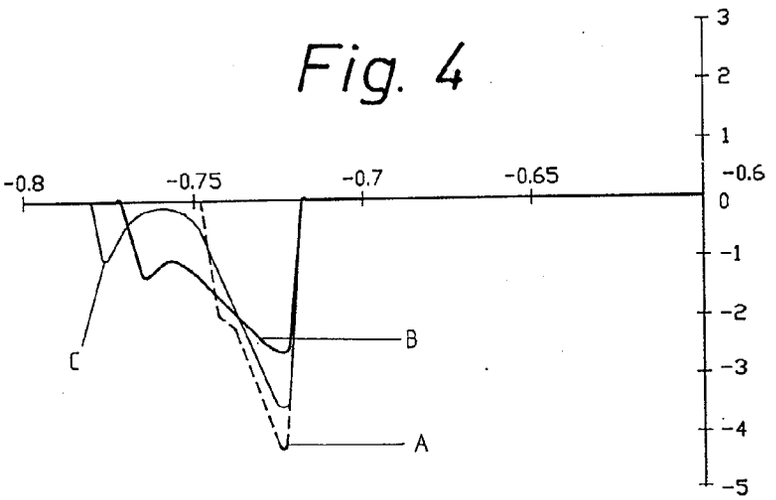


Fig. 5

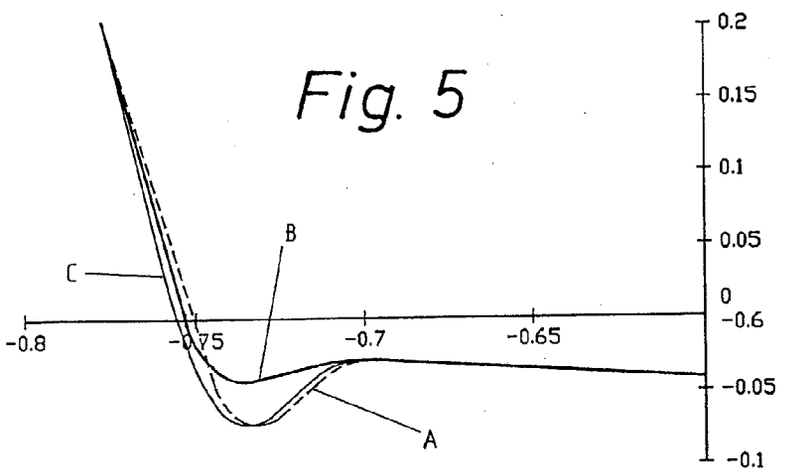


Fig. 6

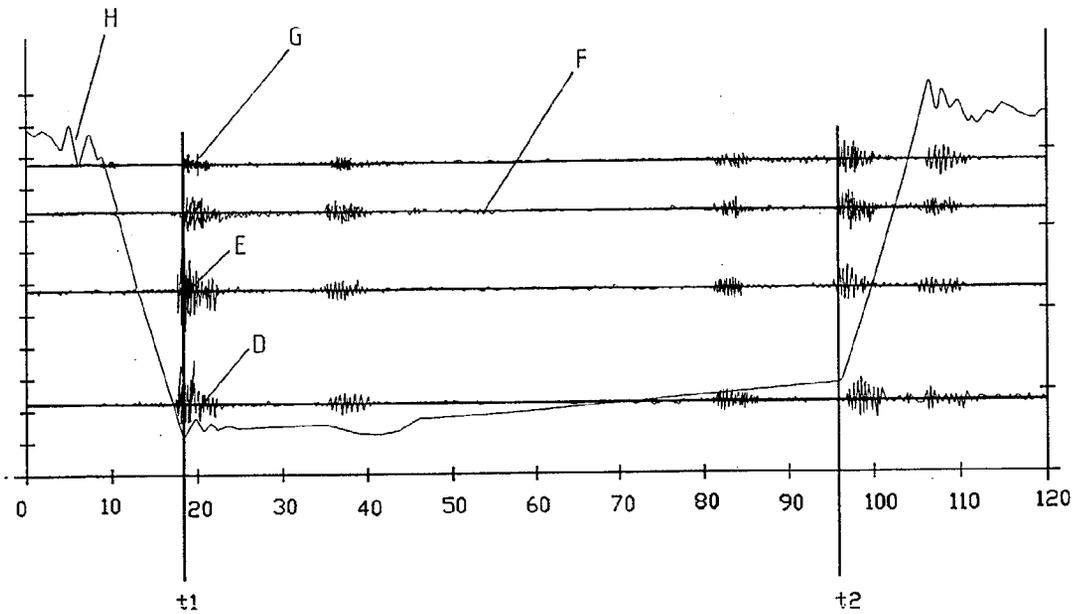

H
G
F
E
D
0
10
20
30
40
50
60
70
80
90
100
110
120
t1
t2

Fig. 7

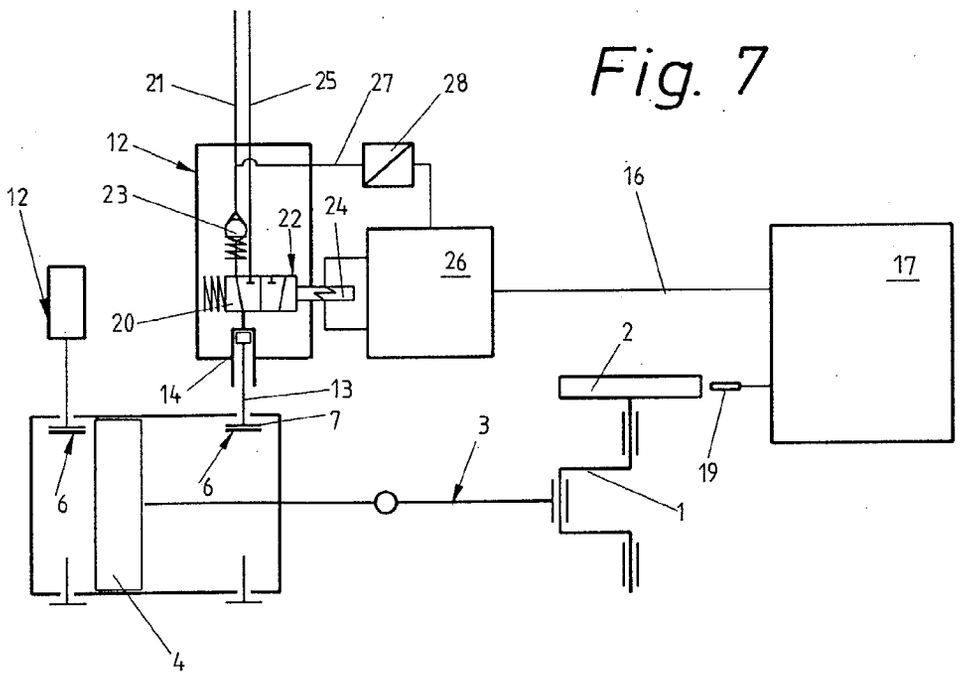

21
25
27
28
12
12
23
22
24
26
16
17
20
2
14
13
7
3
19
6
6
1
4

Fig. 8

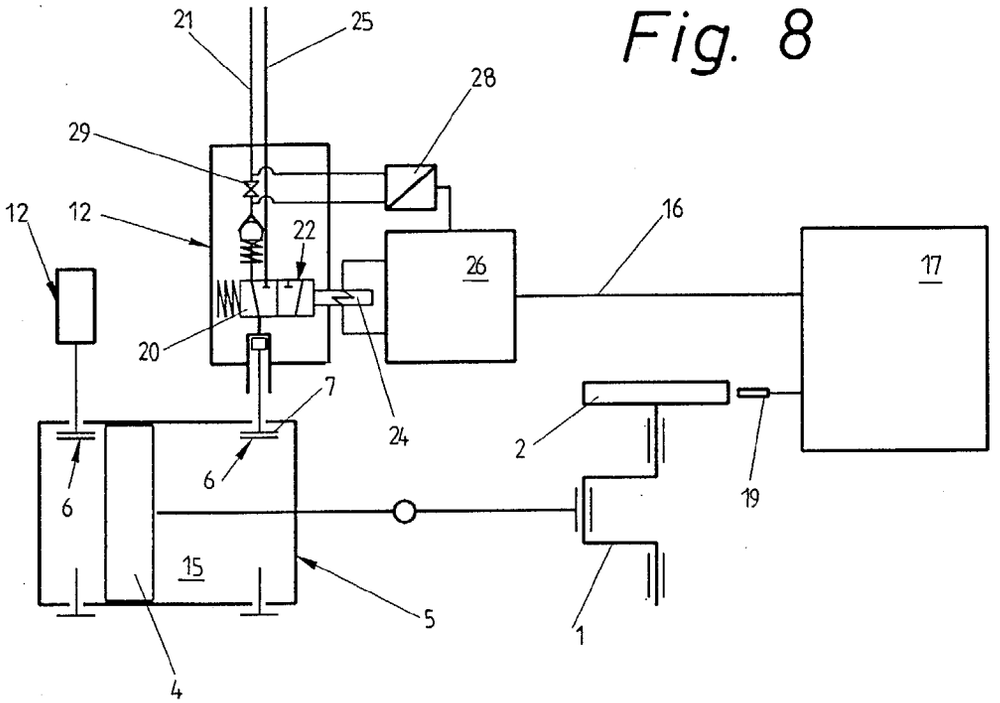

21
25
28
29
12
12
22
16
26
17
20
7
24
2
6
6
19
15
5
1
4

Fig. 9

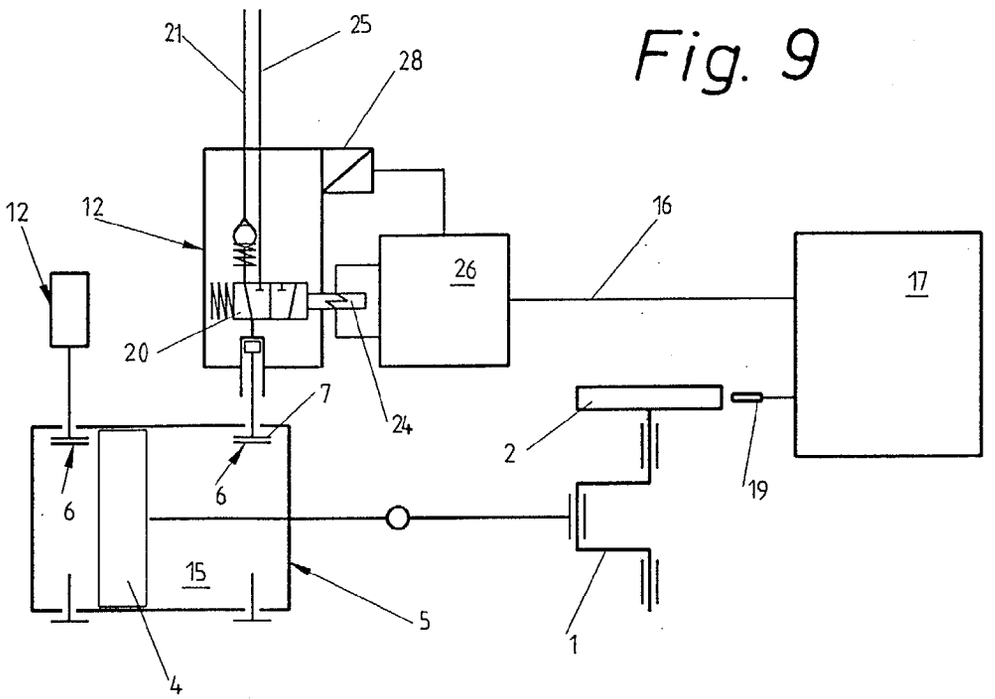

21
25
28
12
12
16
26
17
20
7
24
2
6
6
19
15
5
1
4

Fig. 10

