



⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift :
22.04.92 Patentblatt 92/17

⑤① Int. Cl.⁵ : **F04D 27/02**

②① Anmeldenummer : **89103019.9**

②② Anmeldetag : **21.02.89**

⑤④ **Regelverfahren zur Vermeidung des Pumpens eines Turbokompressors.**

③⑩ Priorität : **24.03.88 DE 3809881**

⑤⑥ Entgegenhaltungen :
DE-A- 2 623 899
FR-A- 2 403 468
US-A- 4 230 437

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung :
27.09.89 Patentblatt 89/39

⑦③ Patentinhaber : **MAN Gutehoffnungshütte**
Aktiengesellschaft
Bahnhofstrasse 66 Postfach 11 02 40
W-4200 Oberhausen 11 (DE)

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung :
22.04.92 Patentblatt 92/17

⑦② Erfinder : **Blotenberg, Wilfried, Dr.-Ing.**
Irkensbusch 28
W-4220 Dinslaken (DE)

⑧④ Benannte Vertragsstaaten :
AT CH DE GB IT LI NL

EP 0 334 034 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

Die Erfindung betrifft ein Regelverfahren gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Ein Regelverfahren der genannten Art ist aus der DE-PS 26 23 899.3 bekannt. In derartigen Regelverfahren werden üblicherweise Proportional-Integral-Regler verwendet, die aus Sicherheitsgründen mit hoher Proportionalverstärkung betrieben werden. Bei schnellen Störungen, z. B. plötzlichen Durchflußverminderungen, wirkt der Regler hauptsächlich als Proportionalregler. Dies führt dazu, daß sich sein Ausgangssignal, die Stellgröße, proportional zur Eingangsgröße, der Regeldifferenz, ändert, wobei hier bei steigender Regeldifferenz die Stellgröße sinkt und umgekehrt. Aufgrund der hohen Proportionalverstärkung, die unter Umständen noch durch die Wirkung eines nichtlinearen Verstärkers gesteigert wird, erreicht die Stellgrößenänderung bereits bei kleinen Regeldifferenzänderungen von z. B. -10 % eine hohe Größe von z. B. etwa 100 %. Im Störfall wird hierdurch zwar der Arbeitspunkt des Kompressors zunächst relativ schnell aus dem unzulässigen, gefährlichen Kennfeldbereich jenseits der Abblaselinie zurückgeführt, jedoch kommt es anschließend für eine beträchtliche Zeitdauer zu einem erneuten Überschreiten der Abblaselinie durch den Arbeitspunkt. Die Ursache hierfür liegt in der langsamen Änderung des Integralteils des Reglers. Die Folgen sind eine Verminderung der Sicherheit des Kompressors vor einem Pumpen, insbesondere beim Auftreten von kurzfristig aufeinanderfolgenden Störungen im dem Kompressor nachgeschalteten Verbrauchernetz, sowie deutliche Druckschwankungen im Verbrauchernetz. Als Konsequenz hieraus ist entweder ein erhöhtes Beschädigungsrisiko für den Kompressor oder ein größerer, unwirtschaftlicher Sicherheitsabstand von der Pumpgrenze hinzunehmen.

Es stellt sich daher die Aufgabe, ein Verfahren der eingangs genannten Art zu schaffen, das die aufgeführten Nachteile vermeidet und das insbesondere ein Pumpen des Kompressors auch in besonderen Fällen, wie dem Auftreten von kurzfristig aufeinanderfolgenden Störungen im Verbrauchernetz, sicher vermeidet und das einen wirtschaftlicheren Betrieb des Kompressors, d. h. einen Betrieb in kleinerem Abstand von der Pumpgrenze ohne Sicherheitsverlust gestattet.

Die Lösung dieser Aufgabe gelingt erfindungsgemäß durch ein Verfahren der eingangs genannten Art, welches dadurch gekennzeichnet ist, daß bei Auftreten einer einen vorgebbaren Grenzwert übersteigenden Diskrepanz zwischen der Stellung (y_a) des Abblaseventils (21) und der Stellgröße (u) des Reglers (5) die Stellgröße (u) des Reglers (5) durch eine Nachführschaltung (9) auf die jeweils aktuelle Stellung (y_a) des Abblaseventils (21) nachgeführt wird.

Mit dem neuen Verfahren wird erreicht, daß der Regler zu dem Zeitpunkt, an dem der Arbeitspunkt wieder über die Abblaselinie zurückkehrt, an seinem Ausgang eine Stellgröße aufweist, die im wesentlichen der momentanen Stellung des Abblaseventils entspricht. Die weitere Regelung erfolgt damit ohne ein störend langes Einschwingen, wodurch ein nochmaliges Überschreiten der Abblaselinie durch den Arbeitspunkt bis zum Erreichen des neuen stationären Betriebszustandes des Kompressors verhindert wird. Im Gegensatz zu bekannten regelverfahren nähert sich hier der Arbeitspunkt aus dem zulässigen, ungefährlichen Kennfeldbereich asymptotisch an die Abblaselinie an. Die Sicherheit vor einem Pumpen des Kompressors wird so wesentlich erhöht und es ist bei hoher Sicherheit ein Betrieb des Kompressors in kleinerem Abstand von der Pumpgrenze möglich, was eine verbesserte Wirtschaftlichkeit bedeutet. Um ein unnötiges Eingreifen der Nachführschaltung, das zur Instabilität der Regelung führen könnte, zu vermeiden, ist vorgesehen, daß das Nachführen erst erfolgt, wenn zwischen der Stellgröße des Reglers und der Stellung des Abblaseventils eine einen vorgebbaren Grenzwert überschreitende Differenz vorliegt. Ein solcher Grenzwert sorgt dafür, daß das bei aus Meßwerten bestimmten Regeldifferenzen auftretende Rauschen ohne Auswirkungen auf die Nachführschaltung bleibt. Die Höhe des Grenzwertes sollte deshalb so gewählt werden, daß dieser eine vom Rauschen nicht überschreitbare Schwelle darstellt. Im Unterschied zu bekannten Regelverfahren, bei denen eine direkte Veränderung der Stellgröße des Reglers von Hand aus Sicherheitsgründen nicht zulässig ist, bietet das neue Verfahren nun die Möglichkeit, auch den Reglerausgang zu manipulieren. Wird das Abblaseventil z. B. durch Handeingriff in die Ventilsteuerung weiter geöffnet, als der Regler eigentlich zuläßt, erhält dieser zwar eine negative Regeldifferenz an seinem Eingang, jedoch wird infolge des nun erfolgenden Nachführens die Stellgröße der Ventilstellung angepaßt, so daß eine bei dieser Betriebsweise bisher auftretende, möglicherweise sehr große Diskrepanz zwischen Stellgröße und Ventilstellung ausgeschlossen wird.

Eine Ausgestaltung des Verfahrens, bei welcher manuell mittels einer einseitig auf den Regler wirkenden Handsteuerung das Abblaseventil verstellbar ist, sieht vor, daß während der den Regler umgehenden Verstellung des Abblaseventils die Stellgröße des Reglers mittelbar durch Nachführen des Sollwertes der Handsteuerung mittels einer Nachführschaltung auf die aktuelle Stellung des Abblaseventils nachgeführt wird. In dieser Verfahrensvariante erfolgt also die Nachführung des Reglers nicht unmittelbar sondern mittelbar, was den vorteil hat, daß Eingriffe in den Regler selbst nicht erforderlich sind, sondern sich auf die Handsteuerung beschränken. Die Wirkung dieses abgewandelten Verfahrens entspricht jedoch dem vorangehend erläuterten Verfahren nach dem Anspruch 1.

Eine Weiterbildung des Regelverfahrens, in welchem mittels einer Sicherheitssteuerung bei Erreichen einer zwischen Pumpgrenze und Abblaselinie verlaufenden Sicherheitslinie durch den Arbeitspunkt das Abblaseventil mit maximaler Verstellgeschwindigkeit ganz oder teilweise geöffnet wird, ist dadurch gekennzeichnet, daß mit dem Auslösen der Sicherheitssteuerung auch das Nachführen der Stellgröße des Reglers auf die jeweils aktuelle Stellung des Abblaseventils ausgelöst wird. Hiermit wird erreicht, daß die Übernahme der weiteren Regelung durch den Regler nach dem Rücksetzen der Sicherheitssteuerung sprung- und stoßfrei erfolgt, wodurch die zuvor schon beschriebenen Nachteile auch hier vermieden werden. Dabei kann die Sicherheitssteuerung entweder unmittelbar auf den Reglerausgang oder alternativ auf den Handsteuerungs-Sollwert wirken.

Bei Regelverfahren der eingangs genannten Art wird üblicherweise als Regler ein Proportional-Integral-Regler mit einem Proportional-Verstärker und einem Nachführ-Integrierer verwendet, deren Ausgänge in einem Summierer addiert werden. Hierfür sieht die Erfindung vor, daß als Integrierer ein durch einen von der Nachführschaltung erzeugten Steuerbefehl zwischen dem den Normalzustand darstellenden Integrieren mit einer vorgegebenen Zeitkonstanten und einem praktisch verzögerungsfreien Nachführen seines Ausganges umschaltbarer Nachführ-Integrierer verwendet wird. Der Integrierer wird dabei nicht direkt auf eine der aktuellen Stellung des Abblaseventils entsprechenden Stellgröße nachgeführt, sondern auf die um das Produkt aus Regeldifferenz und Verstärkungsfaktor des Proportionalteils des Reglers verminderte Stellgröße, um am Ausgang des PI-Reglers genau die aktuelle Stellgröße zu erhalten, die ja durch Addition der Ausgänge von Proportionalteil und Integralteil gewonnen wird. Diese Lösung zeichnet sich durch eine besondere Einfachheit aus und hält den Verfahrensaufwand besonders niedrig.

Für das früher beschriebene Regelverfahren mit mittelbarer Nachführung des Reglers sieht die Erfindung als Weiterbildung vor, daß in der Handsteuerung ein durch einen von der Nachführschaltung erzeugten Steuerbefehl zwischen dem Integrieren und dem Nachführen seines Ausganges auf einen der aktuellen Stellung des Abblaseventils entsprechenden Wert umschaltbarer Nachführ-Integrierer verwendet wird. Auch diese Verfahrensvariante ist unaufwendig und damit vorteilhaft einfach realisierbar.

In einer bevorzugten Ausgestaltung des Regelverfahrens ist für die Nachführschaltung vorgesehen, daß in dieser die Differenz zwischen der Stellgröße am Ausgang des Reglers und der Stellung des Abblaseventils gebildet wird, daß diese Differenz mit einem vorgebbarem Grenzwert verglichen wird und daß, solange ein Überschreiten des Grenzwertes durch diese Differenz vorliegt, am Ausgang der Nachführschaltung ein den nachgeschalteten Nachführ-Integrierer des Reglers oder der Handsteuerung in den Status des Nachführens umschaltendes und in diesem Status haltendes logisches Steuersignal aus dem Vergleichsergebnis und dem Ausgangssignal der Sicherheitssteuerung durch eine logische UND-Operation erzeugt wird. Die Funktion der UND-Operation ist es, sicherzustellen, daß der Regler entweder bei Überschreiten des vorgegebenen differenzgrenzwertes zwischen Stellgröße und Ventilstellung oder bei Auslösen der Sicherheitssteuerung nachgeführt wird. Der besondere Vorteil ist hier, daß im Fall des Auslösens der Sicherheitssteuerung das Nachführen des Reglers sofort beginnt und nicht erst nachdem Stellgröße und Ventilstellung bereits um den Differenzgrenzwert auseinandergelaufen sind. Auch in dieser Ausgestaltung ist das Verfahren einfach durchführbar und damit mit geringem Aufwand realisierbar, wobei dies in digitaler, analoger oder auch gemischter Form geschehen kann.

Eine Weiterbildung der vorangehend beschriebenen Verfahrensausführung sieht vor, daß die Differenz vorzeichenabhängig mit je einem gesondert vorgebbaren Grenzwert verglichen wird. Durch diese getrennte Überwachung der Differenz aus Stellgröße und Abblaseventilstellung auf Überschreitung von unterschiedlichen Grenzwerten bei positivem und negativem Vorzeichen der Differenz wird erreicht, daß in der einen Richtung eine andere Abweichung zugelassen werden kann als in der anderen Richtung.

In einer weiteren Variante der Verfahrensausgestaltung nach Anspruch 6 ist vorgesehen, daß aus der aus Stellgröße und Abblaseventilstellung gebildeten Differenz deren Absolutwert gebildet und in den der Differenzbildung folgenden Verfahrensschritten anstelle der Differenz selbst verwendet wird. Der Unterschied der beiden Varianten liegt in der Auslösung des Nachführens. In der ersten Variante wirkt die Nachführung nur in einer Richtung, und zwar je nach Vorzeichen bei der Differenzbildung entweder wenn die Stellgröße größer wird als die Ventilstellung oder wenn die Stellgröße kleiner wird als die Ventilstellung. In der zweiten Variante wird das nachführen unabhängig von der Richtung immer dann ausgelöst, wenn eine bestimmte Differenz zwischen Stellgröße und Ventilstellung überschritten wird.

Weiterhin ist vorgesehen daß das Umschalten des Reglers vom Nachführbetrieb in den Regelbetrieb mit einer vorgebbaren zeitlichen Verzögerung nach dem Rücksetzen des entsprechenden Steuersignals erfolgt. Dies hat den Vorteil, daß dem Abblaseventil noch etwas Zeit gegeben wird, eine stationäre Lage einzunehmen. Besonders zweckmäßig ist eine solche Einrichtung bei Kompressoren, bei denen das Abblaseventil bzw. seine Antriebseinheit Zeitverzögerungen enthalten. Aus technischen Gründen ist es z. B. möglich, daß das Abblaseventil nach Aufheben eines Schnellöffnungsbefehls nicht unmittelbar in der dann eingenommenen Stellung

verharrt, sondern aufgrund von Verzögerungseffekten noch ein wenig weiterläuft oder auch ein Einschwingverhalten in die neue Position zeigt. Ohne geeignete Gegenmaßnahme bestünde hier die Gefahr, daß bei einer unmittelbaren Rückschaltung von Nachführ- auf Regelbetrieb eine Umschaltung auf eine andere als die stationäre neue Ventilstellung erfolgt. Durch die erfindungsgemäße Zeitverzögerung kann sichergestellt werden, daß das Abblaseventil zuvor seine stationäre Lage erreicht hat und daß der Reglerausgang mit Sicherheit auf die richtige Ventilstellung nachgeführt wird.

Bei einer unzuverlässigen oder zu aufwendigen Ventilstellungsmessung kann die Stellung des Abblaseventils auch indirekt ermittelt werden. Hierzu ist vorgesehen, daß das Verhalten des Abblaseventils in einer Simulationsschaltung nachgebildet wird, deren Eingangsgröße die jeweilige Stellgröße des Reglers ist und deren Ausgangsgröße eine berechnete Abblaseventilstellung ist.

Im folgenden wird das Verfahren anhand einer Zeichnung beispielhaft erläutert. Die Figuren der Zeichnung zeigen:

Figur 1 ein schematisches Kennfeld-Diagramm eines Turbokompressors,

Figur 2a das Regelverhalten eines Reglers, der nach einem Verfahren nach dem Stand der Technik arbeitet, als Funktion der Zeit,

Figur 2b das Regelverhalten eines Reglers, der nach der Erfindung arbeitet, ebenfalls als Funktion der Zeit und

Figur 3 ein Blockdiagramm eines Turbokompressors mit Steuer- und Regelementen zur Durchführung des Regelverfahrens.

Das in der Figur 1 dargestellte schematische Kennfeld-Diagramm eines Turbokompressors besitzt als Abszisse den Durchfluß durch den Kompressor und als Ordinate den Förderdruck des Kompressors. Der jeweilige Arbeitspunkt des Kompressors ist also durch ein Wertepaar bestimmt, das aus dem momentanen Durchfluß und dem momentanen Förderdruck besteht, welche üblicherweise kontinuierlich durch geeignete Meßeinrichtungen erfaßt werden. Weiterhin zeigt das Diagramm in Figur 1 eine Schar von drei parallelen Kurven, von denen die linke die Pumpgrenze, die mittlere die Sicherheitslinie und die rechte die Abblaselinie darstellt. Die Pumpgrenze ist durch die technischen Eigenschaften des Kompressors festgelegt und wird üblicherweise durch Versuche ermittelt. Die Sicherheitslinie verläuft parallel zur Pumpgrenze in einem festgelegten Abstand. Sobald der Arbeitspunkt diese Sicherheitslinie erreicht bzw. überschreitet, erfolgt zur Vermeidung eines Pumpens eine vollständige Öffnung des Abblaseventils mit maximaler Stellgeschwindigkeit. Die Abblaselinie ist die Linie, bei deren Erreichen durch den Regler ein geregeltes Öffnen des Abblaseventils beginnt, um den Arbeitspunkt wieder in den Bereich rechts von der Abblaselinie, d. h. in den sicheren Arbeitsbereich des Kompressors, zurückzuführen. Dieser sichere Arbeitsbereich ist durch die Abblaselinie und die strichpunktierte Linie im Kennfeld-Diagramm umgrenzt.

Die im Regelverfahren verwendete Regeldifferenz e ist definiert als Differenz zwischen dem Durchfluß-Sollwert w und dem Durchfluß-Istwert x , d. h. $e = w - x$. Ein negatives Vorzeichen der Regeldifferenz e bedeutet demnach, daß sich der Arbeitspunkt des Kompressors im sicheren Arbeitsbereich befindet, während ein positives Vorzeichen der Regeldifferenz e bedeutet, daß der Arbeitspunkt die Abblaselinie nach links, d. h. in Richtung auf die Pumpgrenze zu überschritten hat. Überschreitet der Arbeitspunkt die Pumpgrenze, kommt es zu einem Pumpen des Kompressors, wodurch dieser erheblich beschädigt werden kann. Dieser Vorgang muß also durch das Regelverfahren so sicher wie möglich vermieden werden.

In den Figuren 2a und 2b ist das Regelverhalten eines Regelverfahrens nach dem Stand der Technik (Figur 2a) und nach dem neuen Verfahren (Figur 2b) veranschaulicht. Die Diagramme in den Figuren 2a und 2b zeigen jeweils von unten nach oben in gleicher Zeitauflösung die dem Regler zugeführte Regeldifferenz e , die am Ausgang des Reglers erzeugte Regler-Stellgröße u und die Abblaseventil-Stellung y_a . Zum Zeitpunkt $t = 0$ s tritt eine Störung im Verbrauchernetz ein, das dem Turbokompressor nachgeschaltet ist, was dazu führt, daß der Regler eingreift und das Abblaseventil in Öffnungsrichtung betätigt. Dies führt weiterhin dazu, daß eine von Null auf einen positiven Wert ansteigende Regeldifferenz e festgestellt wird. Dies bedeutet, daß sich der Arbeitspunkt im unzulässigen Kennfeld-Bereich links von der Abblaselinie und rechts von der Sicherheitslinie befindet. Der Regler ändert entsprechend seine Regler-Stellgröße u , wodurch das Abblaseventil in Öffnungsrichtung betätigt wird. In der Darstellung entspricht der Wert "1" einem vollständig geschlossenen Abblaseventil und der Wert "0" einem vollständig geöffnetem Abblaseventil.

Infolge der Öffnungsbewegung des Abblaseventils nimmt die Regeldifferenz e wieder ab, bis sie zum Zeitpunkt t_i negativ wird und mit zunehmender Öffnung des Abblaseventils weiter in negativer Richtung läuft. Entsprechend steigt die Regler-Stellgröße u wieder an und die Bewegung des Abblaseventils wird umgekehrt. Für eine gewisse Zeit, d. h. bis zum Zeitpunkt t_r , bleibt die Regeldifferenz e nun negativ und nähert sich dem Wert 0 an, d. h. der Arbeitspunkt liegt wieder im sicheren Kennfeldbereich rechts von der Abblaselinie. Hinter dem Zeitpunkt t_r kommt es jedoch zu einem neuen Überschreiten der Regeldifferenz e über die Null-Linie zu positiven Werten hin, d. h. der Arbeitspunkt liegt wieder jenseits der Abblaselinie im unzulässigen Kennfeldbereich.

Erst im Verlauf einer längeren Zeitspanne, beim dargestellten Beispiel mehr als 30 s, nähert sich die Regeldifferenz e von positiven Werten her wieder der Null-Linie, d. h. dem neuen stationären Betriebszustand an. Während dieser Zeit liegt der Arbeitspunkt jenseits der Abblaselinie, was in dem Diagramm der Regeldifferenz e in Figur 2a durch eine Schraffierung veranschaulicht ist. Hiernit einher gehen große, nur langsam abklingende Schwingungen der Regler-Stellgröße u , wie aus dem zugehörigen Diagramm ersichtlich ist. Diese Schwingung findet sich auch im Diagramm für die Abblaseventil-Stellung y_a wieder, d. h. das Abblaseventil bewegt sich mit abnehmender Amplitude abwechselnd in Öffnungs- und in Schließrichtung. Während dieser Zeitspanne nach dem Zeitpunkt t , besteht zum einen eine verminderte Sicherheit des Turbokompressors gegen Pumpen und zum anderen tritt ein periodisches Schwanken des Drucks im dem Kompressor nachgeschalteten Verbrauchernetz auf.

In Figur 2b ist das Verhalten einer Regelung nach der Erfindung in Reaktion auf eine identische Störung dargestellt, bei welcher zunächst wieder der Regler das Abblaseventil in Öffnungsrichtung bewegt. Dies ist im oberen Diagramm der Figur 2b durch das Absinken des Wertes y_a erkennbar. Im Unterschied zum Verfahrensablauf gemäß Figur 2a wird hier jedoch während des Öffnens des Abblaseventils die Regler-Stellgröße u stetig auf den aktuellen Wert der Abblaseventil-Stellung y_a nachgeführt. Zum Zeitpunkt t_0 , zu welchem die Nachführung wieder außer Funktion tritt und der Regler wieder in Regelbetrieb übergeht, hat die Regler-Stellgröße u genau den zur in diesem Moment erreichten Abblaseventil-Stellung y_a passenden Wert. Dies hat zur Folge, daß der Übergang des Reglers vom Nachführ- zum Regelbetrieb sprung- und stoßfrei erfolgt, was anhand des mittleren Diagrammes der Figur 2b klar ersichtlich wird. Ein Schwingen der Stellgröße u tritt praktisch nicht mehr auf, wodurch, wie anhand der Regeldifferenz e erkennbar wird, ein Rückschwingen in positive Werte der Regeldifferenz e , d. h. ein Rücklaufen des Arbeitspunktes in den unzulässigen Kennfeldbereich, vermieden wird. Die Regeldifferenz e nähert sich nun von negativen Werten her der Null-Linie, d. h. dem neuen stationären Betriebszustand an, was bedeutet, daß der Arbeitspunkt nach dem Zeitpunkt t_0 stets im sicheren Kennfeldbereich des Turbokompressors verbleibt. Eine Verminderung der Sicherheit vor einem Pumpen des Kompressors wird so ausgeschlossen. Eine weitere Folge ist, daß die Verstellung des Abblaseventils ebenfalls keine störenden Schwingungen mehr aufweist, sondern eine stetige Annäherung an ihre dem neuen stationären Betriebszustand des Kompressors entsprechende Stellung zeigt.

Figur 3 zeigt ein Beispiel eines Regelschemas für das Verfahren nach der Erfindung. Mit der Bezugsziffer 1 ist ein Turbokompressor bezeichnet, der ansaugseitig an eine Saugleitung 10' und druckseitig an eine Druckleitung 10 angeschlossen ist. Vor der Druckleitung 10 zweigt über ein Abblaseventil 21 eine Abblaseleitung 23 ab, die hier in die freie Atmosphäre mündet. In Strömungsrichtung der Druckleitung 10 gesehen ist hinter der Abzweigung zum Abblaseventil 21 eine Rückschlagklappe 3 eingesetzt. Hieran schließt sich im weiteren Verlauf der Druckleitung 10 das dem Turbokompressor 1 nachgeschaltete Verbrauchernetz an.

Ansaugseitig wird der Durchfluß durch die Ansaugleitung 10' mittels einer Durchflußmessung FLOW 113 erfaßt; druckseitig wird der Förderdruck P_2 des Kompressors 1 mittels einer Druckmessung PRESS 122 erfaßt. Im Funktionsgeber FNC 303 wird aus P_2 der Sollwert der Regelung gebildet, der hier der minimal zulässige Durchfluß beim jeweiligen Förderdruck ist. Im Summierer SUM 305 wird die Regeldifferenz e gebildet, und zwar als Differenz aus Sollwert und Ansaugdurchfluß aus der Messung FLOW 113. Die Blöcke FNC 303 und SUM 305 lassen sich damit zu einem Regeldifferenzerzeuger 4 zusammenfassen.

Die Blöcke GAI 308, ATT 309, NFI 310 und SUM 311 bilden zusammen einen Proportional-Integral-Regler 5 (PI-Regler). Im Verstärker GAI 308 wird die Proportional-Verstärkung, im Abschwächer ATT 309 die Nachstellzeit des Reglers eingestellt. Der Block NFI 310 ist der Integrierer des Reglers 5; im Block SUM 311 werden der Proportionalteil und der Integralteil des Reglers 5 zueinander addiert. Die Funktion des Blockes SUM 334 wird später noch erläutert.

Eine Handverstellung des Abblaseventils 21 kann über die Blöcke KEY 320, NFI 321 und SUM 322 erfolgen, die zusammen eine Handsteuerung 7 bilden. Im Integrierer NFI 321 wird der gewünschte Sollwert für das Abblaseventil eingestellt. Ist dieser Sollwert größer als der aktuelle Reglerausgang, d. h. dessen Stellgröße u , wird die Regeldifferenz e' positiv. Die Maximalauswahl MAX 312 wählt den Maximalwert zwischen e und e' aus. Je nach Größenverhältnis von e und e' wird der Reglerausgang, d. h. dessen Stellgröße u durch die Handsteuerung 7 oder den Regeldifferenzerzeuger 4 bestimmt.

Soweit wie bisher beschrieben, entspricht das dargestellte Beispiel des Regelschemas dem bekannten Stand der Technik.

Die Blöcke CON 315, CON 316 und REL 317 bilden eine Sicherheitslinie. Überschreitet das Ausgangssignal der Maximalauswahl MAX 312 einen in der Grenzwertstufe REL 317 eingestellten Grenzwert, schaltet der Ausgang der Grenzwertstufe auf den Wert 0 und fährt dadurch den Handsteuerungs-Sollwert e' schlagartig auf 0. Die Folge ist, daß das Abblaseventil mit maximaler Geschwindigkeit öffnet. Hat die Grenzwertstufe REL 317 wieder zurückgeschaltet, steigt der Handsteuerungs-Sollwert langsam wieder auf seinen Maximalwert an. Wichtig ist weiter, daß der Ausgang des Blocks REL 317 auch auf den Limitierer LIM 183 wirkt. Bei Überschrei-

ten der Sicherheitslinie nimmt der Ausgang von REL 317 ein Signal an, das dazu führt, daß im Limitierer LIM 183 die Stellgröße u um 1 reduziert wird, d. h. einen Wert 0 oder kleiner annimmt. Dadurch öffnet das Abblaseventil mit maximaler Stellgeschwindigkeit.

Neu gegenüber dem Stand der Technik ist außerdem die Einbeziehung einer Nachführschaltung 9 in das Regelschema. Die Nachführschaltung 9 wird hier gebildet aus den Blöcken CON 330, ABS 331, SUM 332, SUM 334 und AND 333. Im Block ABS 331 wird die Differenz zwischen der Stellgröße u des Ausgangs des Reglers 5 und der Stellung y_a des Abblaseventils 21 gebildet. Die Stellung des Abblaseventils 21 wird durch eine Stellungsmessung POS 164 erfaßt. Übersteigt die im Block ABS 331 gebildete Differenz einen Betrag, der als Konstante im Block CON 330 festgelegt ist, steuert der Summierer SUM 332 ein negatives Signal aus. Dieses führt dazu, daß der im Regler 5 vorhandene Integrierer NFI 310, der als Nachführ-Integrierer ausgebildet ist, auf Nachführbetrieb umgeschaltet wird. Dies bedeutet, daß dieser Integrierer NFI 310 nicht mehr als normaler Integrierer arbeitet, sondern stets den Wert annimmt, der an seinem zweiten Eingang, d. h. an dem Ausgang des Summierers SUM 334 anliegt. Am Nachführeingang des Integrierers NFI 310 liegt also die Differenz aus der Stellung y_a des Abblaseventils 21 und der mit dem Verstärkungsfaktor des Verstärkers GAI 308 multiplizierten Regeldifferenz e bzw. e' an. Diese Nachführschaltung hat zur Folge, daß der Reglerausgang, d. h. dessen Stellgröße u , bei größeren Abweichungen zwischen Abblaseventil-Stellung y_a und Stellgröße u am Reglerausgang stets auf die aktuelle Ventilstellung y_a gesetzt wird. Hinzu kommt, daß auch ein Schnellöffnungsbefehl der Sicherheitssteuerung 6 auf den Limitierer LIM 183 dazu führt, daß, wenn das Abblaseventil 21 öffnet, die Nachführschaltung 9 den Integralteil des PI-Reglers 5 auf die aktuelle Ventilstellung y_a nachfährt. Es kann also auf weitere Steuereingriffe in den Regler 5 verzichtet werden. Außerdem hat dieses Regelverfahren den Vorteil, daß der Reglerausgang, d. h. dessen Stellgröße u bei Ansprechen der Sicherheitssteuerung nicht ganz auf den Wert 0 gesetzt wird, sondern nur so weit sinkt, wie es der aktuellen Stellung y_a des Abblaseventils 21 entspricht. Würde z. B. ein Schnellöffnungssignal von der Sicherheitssteuerung 6 nur so lange anstehen, bis das Abblaseventil halb geöffnet ist, würde mit dem Verschwinden des Steuersignals der Sicherheitssteuerung 6 das Abblaseventil 21 in der halb geöffneten Stellung stehen bleiben und der PI-Regler aus dieser Stellung heraus die weitere Regelung sprung- und stoßfrei übernehmen, ohne daß weitere Steuerbefehle erforderlich sind.

Bei Reglern, bei denen die Stellgröße u am Reglerausgang identisch ist mit dem Ausgangssignal des Integrierers, genügt es, den Integrierer auf die tatsächliche Ventilstellung y_a nachzufahren. Eine von der Ventilstellung y_a abweichende Korrekturgröße ist nur dann erforderlich, wenn die Regler-Stellgröße u durch Addition aus verschiedenen Termen gebildet wird, z. B. aus dem Integralteil und dem Proportionalteil des vorangehend beschriebenen PI-Reglers.

Eine mögliche Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens nach der Erfindung besteht gemäß dem Regelschema in Figur 3 aus einem Turbokompressor 1 mit einer Ansaugleitung 10' und einer Druckleitung 10 mit Abblaseventil 21 und Rückschlagklappe 3. In die Ansaugleitung 10' ist ein Durchflußmesser 11 und in die Druckleitung 10 ein Druckmesser 12 eingesetzt. Die Blöcke FNC 303 und SUM 305 sind zweckmäßig als Schalteinheit zu dem Regeldifferenzerzeuger 4 zusammengefaßt. Dem nachgeschaltet ist das Maximalauswahlglied 81, das im Regelschema dem Block MAX 312 entspricht.

Weitere Schalteinheiten bilden zweckmäßig der Regler 5, die Sicherheitssteuerung 6, die Handsteuerung 7 und die Nachführschaltung 9 mit ihren bereits im einzelnen erläuterten Schaltungsblöcken.

Die Verstellung des Abblaseventils 21 erfolgt, wie üblich, über einen Stellantrieb 22. Die aktuelle Stellung des Ventils 21 kann über einen Stellungsmelder 24, entsprechend dem Block POS 164 im Regelschema, erfolgen. Die letztgenannten Elemente 22 und 24 bilden zusammen mit dem Abblaseventil 21 und der Abblaseleitung 23 eine Abblaseeinheit 2.

Selbstverständlich kann das in Figur 3 gezeigte Regelschema durch zusätzliche Elemente erweitert werden, z. B. Filter zur Verminderung des Rauschens der Meßwerte aus der Durchflußmessung FLOW 113 und der Druckmessung PRESS 122.

Patentansprüche

1. Regelverfahren zur Vermeidung des Pumpens eines Turbokompressors (1), wobei der den Arbeitspunkt des Kompressors (1) definierende Durchfluß und Förderdruck des Kompressors (1) kontinuierlich erfaßt werden und wobei ein Regler (5) zur Vermeidung des Pumpens vor Erreichen der Pumpgrenze bei Erreichen einer parallel zur Pumpgrenze verlaufenden Abblaselinie durch den Arbeitspunkt wenigstens ein Abblaseventil (21) geregelt öffnet, dadurch gekennzeichnet, daß bei Auftreten einer einen vorgebbaren Grenzwert übersteigenden Diskrepanz zwischen der Stellung (y_a) des Abblaseventils (21) und der Stellgröße (u) des Reglers (5) die Stellgröße (u) des Reglers (5) durch eine Nachführschaltung (9) auf die jeweils aktuelle Stellung (y_a) des Abblaseventils (21)

nachgeführt wird.

2. Regelverfahren nach Anspruch 1, wobei manuell mittels einer eingangsseitig auf den Regler (5) wirkenden Handsteuerung (7) das Abblaseventil (21) verstellbar ist, dadurch gekennzeichnet, daß während der den Regler (5) umgehenden Verstellung des Abblaseventils (21) die Stellgröße (u) des Reglers (5) mittelbar durch Nachführen des Sollwertes der Handsteuerung (7) mittels einer Nachführschaltung (9) auf die aktuelle Stellung (y_a) des Abblaseventils (21) nachgeführt wird.

3. Regelverfahren nach den Ansprüchen 1 und 2, in welchem mittels einer Sicherheitssteuerung (6) bei Erreichen einer zwischen Pumpgrenze und Abblaselinie verlaufenden Sicherheitslinie durch den Arbeitspunkt das Abblaseventil (21) mit maximaler Verstellgeschwindigkeit ganz oder teilweise geöffnet wird, dadurch gekennzeichnet, daß mit dem Auslösen der Sicherheitssteuerung auch das Nachführen der Stellgröße (u) der Regler (5) auf die jeweils aktuelle Stellung (y_a) des Abblaseventils (21) ausgelöst wird.

4. Regelverfahren nach den Ansprüchen 1 bis 3, wobei als Regler (5) ein Proportional-Integral-Regler mit einem Proportional-Verstärker (GAI 308) und einem Nachführ-Integrierer (NFI 310) verwendet wird, deren Ausgänge in einem Summierer (SUM 311) addiert werden, dadurch gekennzeichnet, daß als Integrierer ein durch einen von der Nachführschaltung (9) erzeugten Steuerbefehl zwischen dem den Normalzustand darstellenden Integrieren mit einer vorgegebenen Zeitkonstanten und einem praktisch verzögerungsfreien Nachführen seines Ausganges umschaltbarer Nachführ-Integrierer (NFI 310) verwendet wird, wobei im Nachführfall dessen Ausgang auf die um das Produkt aus Regeldifferenz (e) und Verstärkungsfaktor (K_p) des Proportionalteils des Reglers (5) verminderte Stellgröße (u) nachgeführt wird.

5. Regelverfahren nach den Ansprüchen 1 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß in der Handsteuerung (7) ein durch einen von der Nachführschaltung (9) erzeugten Steuerbefehl zwischen dem Integrieren und dem Nachführen seines Ausganges auf einen der aktuellen Stellung (y_a) des Abblaseventils (21) entsprechenden Wert umschaltbarer Nachführ-Integrierer (NFI 321) verwendet wird.

6. Regelverfahren nach den Ansprüchen 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß in der Nachführschaltung (9) die Differenz zwischen der Stellgröße (u) am Ausgang des Reglers (5) und der Stellung (y_a) des Abblaseventils (21) gebildet wird, daß diese Differenz mit einem vorgebbarem Grenzwert verglichen wird und daß, solange ein Überschreiten des Grenzwertes durch diese Differenz vorliegt, am Ausgang der Nachführschaltung (9) ein den nachgeschalteten Nachführ-Integrierer (NFI 310, NFI 321) des Reglers (5) oder der Handsteuerung (7) in den Status des Nachführens umschaltendes und in diesem Status haltendes logisches Steuersignal aus dem Vergleichsergebnis und dem Ausgangssignal der Sicherheitssteuerung (6) durch eine logische UND-Operation erzeugt wird.

7. Regelverfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Differenz vorzeichenabhängig mit je einem gesondert vorgebbaren Grenzwert verglichen wird.

8. Regelverfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß aus der Differenz deren Absolutwert gebildet und in den der Differenzbildung folgenden Verfahrensschritten anstelle der Differenz selbst verwendet wird.

9. Regelverfahren nach den Ansprüchen 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß das Umschalten des Reglers (5) vom Nachführbetrieb in den Regelbetrieb mit einer vorgebbaren zeitlichen Verzögerung nach dem Rücksetzen des entsprechenden Steuersignals erfolgt.

10. Regelverfahren nach den Ansprüchen 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß das Verhalten des Abblaseventils (21) in einer Simulationsschaltung nachgebildet wird, deren Eingangsgröße die jeweilige Stellgröße (u) des Reglers (5) ist und deren Ausgangsgröße eine berechnete Abblaseventilstellung (y_a) ist.

Claims

1. Regulating process for preventing the pumping of a turbo-compressor (1), wherein the flow and feed pressure of the compressor (1) defining the operating point of the compressor (1) are continuously detected and wherein a regulating device (5) for preventing pumping opens at least one blow-off valve (21) in a controlled manner before the pumping limit is reached when a blow-off line through the operating point and extending parallel to the pumping limit is reached, characterised in that when a discrepancy occurs, which exceeds a pre-determinable limit value, between the position (y_a) of the blow-off valve (21) and the correcting variable (u) of the regulating device (5), the correcting variable (u) of the regulating device (5) is caused to track the actual position (y_a) of the blow-off valve (21) in each case by means of a tracking circuit (9).

2. Regulating process according to Claim 1, wherein the blow-off valve (21) can be adjusted manually by means of a manual control device (7) operating at the input side on the regulating device (5), characterised in that, during the adjustment of the blow-off valve (21) bypassing the regulating device (5), the correcting variable (u) of the regulating device (5) is tracked indirectly by causing the nominal value of the manual control device

(7) to track the actual position (y_a) of the blow-off valve (21) by means of a tracking circuit (9).

3. Regulating process according to Claims 1 and 2, in which the blow-off valve (21) is completely or partially opened at maximum adjustment velocity by means of a safety control device (6) where a safety line through the operating point and running between the pumping limit and blow-off line is reached, characterised in that when the safety control device is triggered the tracking of the correcting variable (u) of the regulating device (5) to the actual position (y_a) of the blow-off valve (21) in each case is also triggered.

4. Regulating process according to Claims 1 to 3, wherein a proportional-plus-integral control unit with a proportional amplifier (GAI 308) and a tracking integrator (NFI 310) is used as the regulating device (5), of which the outputs are added in a summer (SUM 311), characterised in that a tracking integrator (NFI 310), which can be switched by a control command generated by the tracking circuit (9) between integration with a pre-determined time constant representing the normal state and a practically delay-free tracking output, is used as the integrator, wherein, in the case of tracking, the output thereof is caused to track the correcting variable (u) which is reduced by the product of the regulating difference (e) and amplification factor (K_p) of the proportional section of the regulating device (5).

5. Regulating process according to Claims 1 and 2, characterised in that a tracking integrator (NFI 321), which can be switched by a control command generated by the tracking circuit (9) between integration and tracking of its output to a value corresponding to the actual position (y_a) of the blow-off valve (21), is used in the manual control device.

6. Regulating process according to Claims 1 to 5, characterised in that in the tracking circuit (9) the difference between the correcting variable (u) at the output of the regulating device (5) and the position (y_a) of the blow-off valve (21) is formed; in that this difference is compared with a limit value which can be predetermined; and in that, provided this difference exceeds the limit value, at the output of the tracking circuit (9), a logic control signal which switches the tracking integrator (NFI 310, NFI 321) of the regulating device (5) connected downstream or the manual control device (7) into the tracking status and maintains it in this status is generated from the result of the comparison and the output signal of the safety control device (6) by a logic AND operation.

7. Regulating process according to Claim 6, characterised in that the difference is compared in a manner dependent upon the polarity sign with a limit value which is separate and can be predetermined in each case.

8. Regulating process according to Claim 6, characterised in that the absolute value of the difference is formed therefrom and is used in the process steps following the formation of the difference instead of the difference itself.

9. Regulating process according to Claims 1 to 7, characterised in that the regulating device (5) is switched from tracking operation to regulating operation at a time delay which can be pre-determined after the corresponding control signal has been reset.

10. Regulating process according to Claims 1 to 9, characterised in that the behaviour of the blow-off valve (21) is imitated in a simulation circuit of which the input value is the correcting variable (u) of the regulating device (5) in each case and of which the output value is a calculated blow-off valve position (y_a).

Revendications

1. Procédé de réglage pour éviter le pompage d'un turbo-compresseur (1), procédé dans lequel le débit et la pression de refoulement du compresseur (1), définissant le point de fonctionnement du compresseur (1), sont détectés en continu et dans lequel un régulateur (5), pour éviter le pompage avant que soit atteinte la limite de pompage, ouvre de façon réglée au moins une soupape d'évacuation (21) lorsque le point de fonctionnement atteint une ligne d'évacuation s'étendant parallèlement à la limite de pompage, procédé caractérisé en ce que lors de l'apparition d'une discordance, dépassant une valeur limite susceptible d'être prédéfinie, entre la position (y_a) de la soupape d'évacuation (21) et la grandeur de réglage (u) du régulateur (5), la grandeur de réglage (u) du régulateur (5) est ramenée par un circuit de poursuite (9) à la position respectivement actuelle (y_a) de la soupape d'évacuation (21).

2. Procédé de réglage selon la revendication 1, dans lequel la soupape d'évacuation (21) est susceptible d'être réglée manuellement au moyen d'une commande manuelle (7) agissant côté entrée sur le régulateur (5), procédé caractérisé en ce que pendant le réglage, évitant le régulateur (5), de la soupape d'évacuation (21), la grandeur de réglage (u) du régulateur (5) est ramenée indirectement par poursuite de la valeur de consigne de la commande manuelle (7) au moyen d'un circuit de poursuite (9), à la position actuelle (y_a) de la soupape d'évacuation (21).

3. Procédé de réglage selon les revendications 1 et 2 dans lequel, au moyen d'une commande de sécurité (6) la soupape d'évacuation (21) est ouverte en totalité ou partiellement avec une vitesse de réglage maximale lorsque le point de fonctionnement atteint une ligne de sécurité s'étendant entre la limite de pompage et la ligne

d'évacuation, procédé caractérisé en ce que, avec le déclenchement de la commande de sécurité, est déclenché le retour de la grandeur de réglage (u) du régulateur (5) à la position respectivement actuelle (y_a) de la soupape d'évacuation (21).

5 4. Procédé de réglage selon les revendications 1 à 3, dans lequel on utilise comme régulateur (5) un régulateur proportionnel-intégral avec un amplificateur proportionnel (GAI 308) et un intégrateur de poursuite (NFI 310), dont les sorties sont totalisées dans un totalisateur (SUM 311), procédé caractérisé en ce que, comme intégrateur, on utilise un intégrateur de poursuite (NFI 310) susceptible d'être commuté par un nombre de commande engendré par le circuit de poursuite (9) entre l'intégration avec une constante de temps prédéfinie
10 de sa sortie, la poursuite a lieu sur la grandeur de réglage (u) diminuée du produit de la différence de réglage (e) et du facteur d'amplification (K_p) de la partie proportionnelle du régulateur (5).

5. Procédé de réglage selon les revendications 1 et 2, caractérisé en ce que, dans la commande manuelle (7) on utilise un intégrateur de poursuite (NFI 321) susceptible d'être commuté par un ordre de commande émanant du circuit de poursuite (9) entre l'intégration et la poursuite de sa sortie sur une valeur correspondant à
15 la position actuelle (y_a) de la soupape d'évacuation (21).

6. Procédé de réglage selon les revendications 1 à 5, caractérisé en ce que dans le circuit de poursuite (9) est formée la différence entre la grandeur de réglage (u) à la sortie du régulateur (5) et la position (y_a) de la soupape d'évacuation (21), en ce que cette différence est comparée avec une valeur limite susceptible d'être
20 prédéfinie et en ce que, tant qu'un dépassement de la valeur limite par cette différence a lieu, à la sortie du circuit de poursuite (9) un signal logique de commande commutant l'intégrateur de poursuite branché à la suite (NFI 310, NFI 321) du régulateur (5) ou de la commande manuelle (7) dans l'état de poursuite et le maintenant dans cet état, est produit par une opération logique ET à partir du résultat de la comparaison et du signal de sortie de la commande de sécurité (6).

7. Procédé de réglage selon la revendication 6, caractérisé en ce que la différence est comparée en fonction de son signe à une valeur limite susceptible d'être prédéfinie de façon distincte.
25

8. Procédé de réglage selon la revendication 6, caractérisé en ce qu'à partir de la différence, la valeur absolue de celle-ci est formée et est utilisée au lieu de la différence elle-même dans les étapes de procédé venant à la suite de la formation de la différence.

9. Procédé de réglage selon les revendications 1 à 7, caractérisé en ce que la commutation du régulateur (5) du fonctionnement en poursuite dans le fonctionnement en réglage, s'effectue avec une temporisation susceptible d'être prédéfinie, après la remise à l'état initial du signal de commande correspondant.
30

10. Procédé de réglage selon les revendications 1 à 9, caractérisé en ce que le comportement de la soupape d'évacuation (21) est reproduit dans un circuit de simulation dont la grandeur d'entrée est la grandeur de réglage respective (u) du régulateur (5) et dont la grandeur de sortie est une position calculée (y_a) de la soupape d'évacuation.
35

40

45

50

55

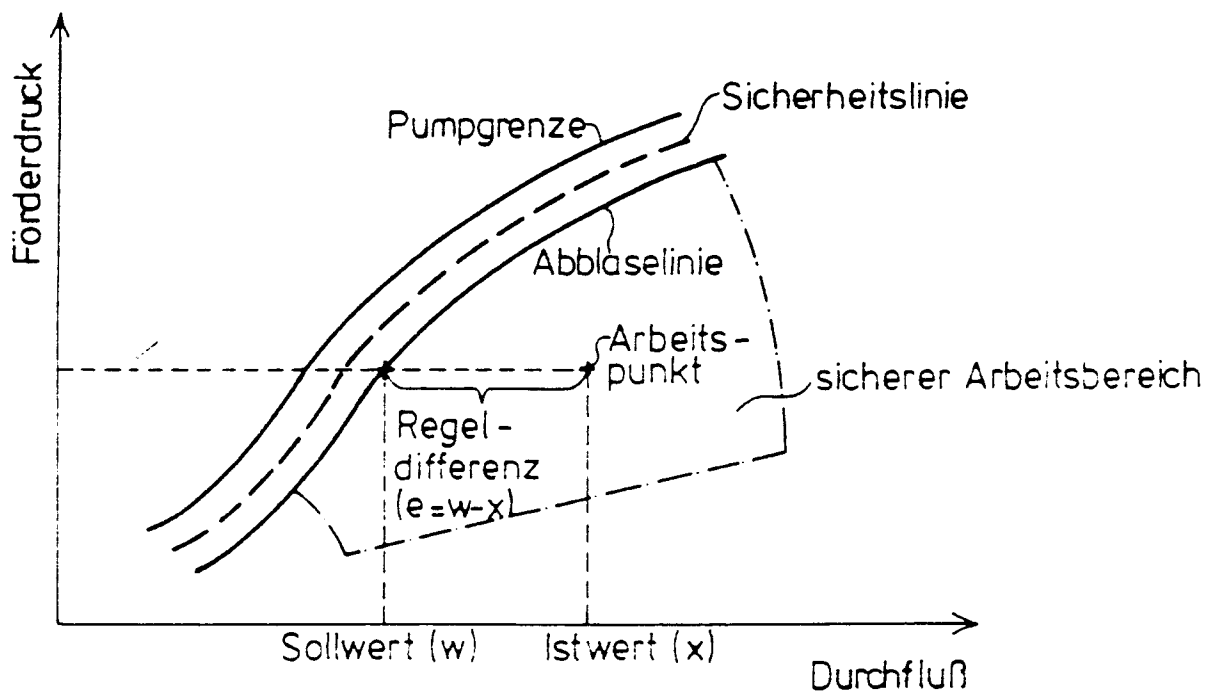


Fig.1

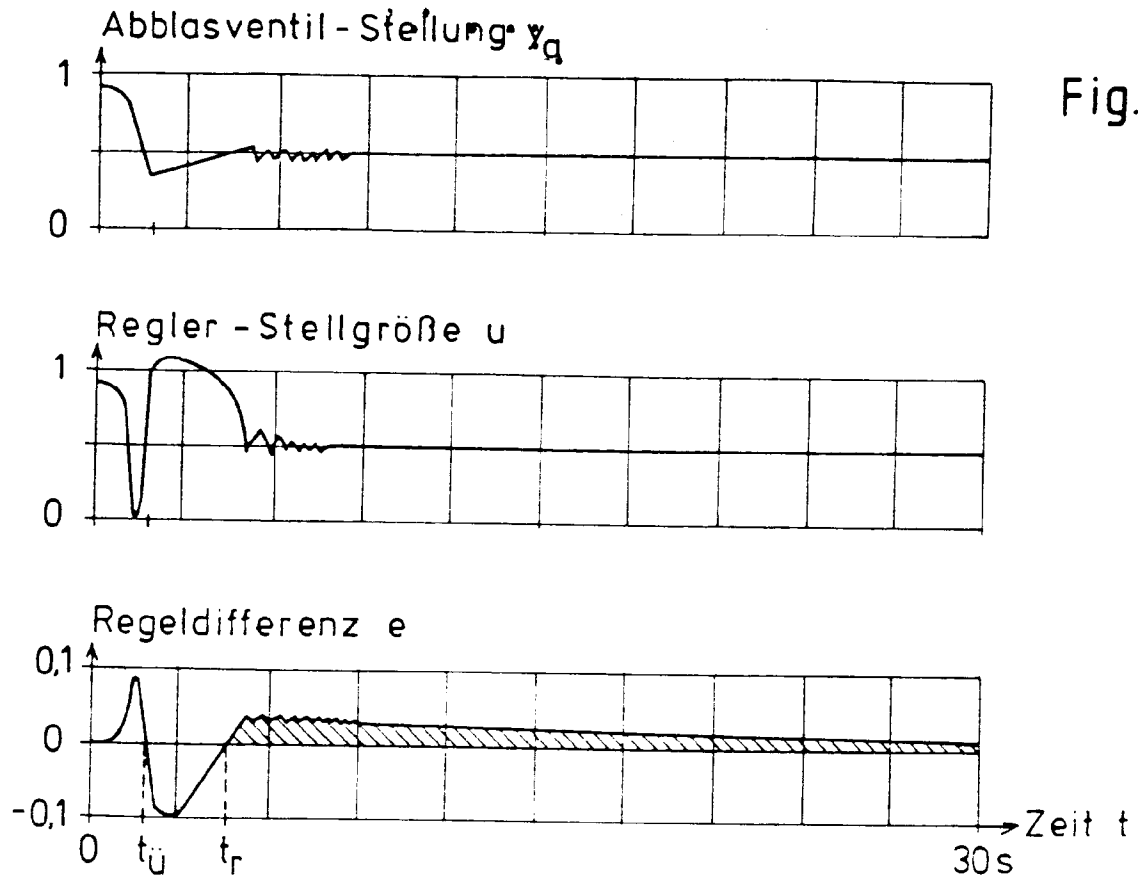


Fig. 2a

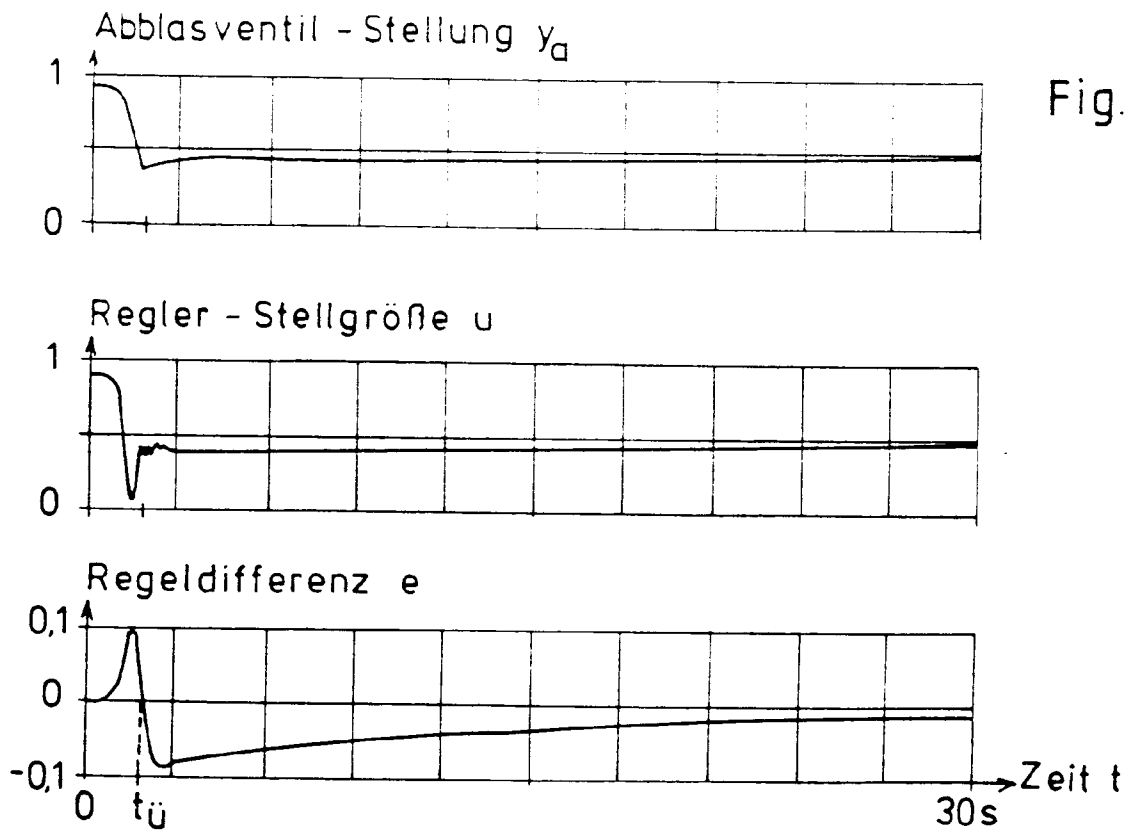


Fig. 2b

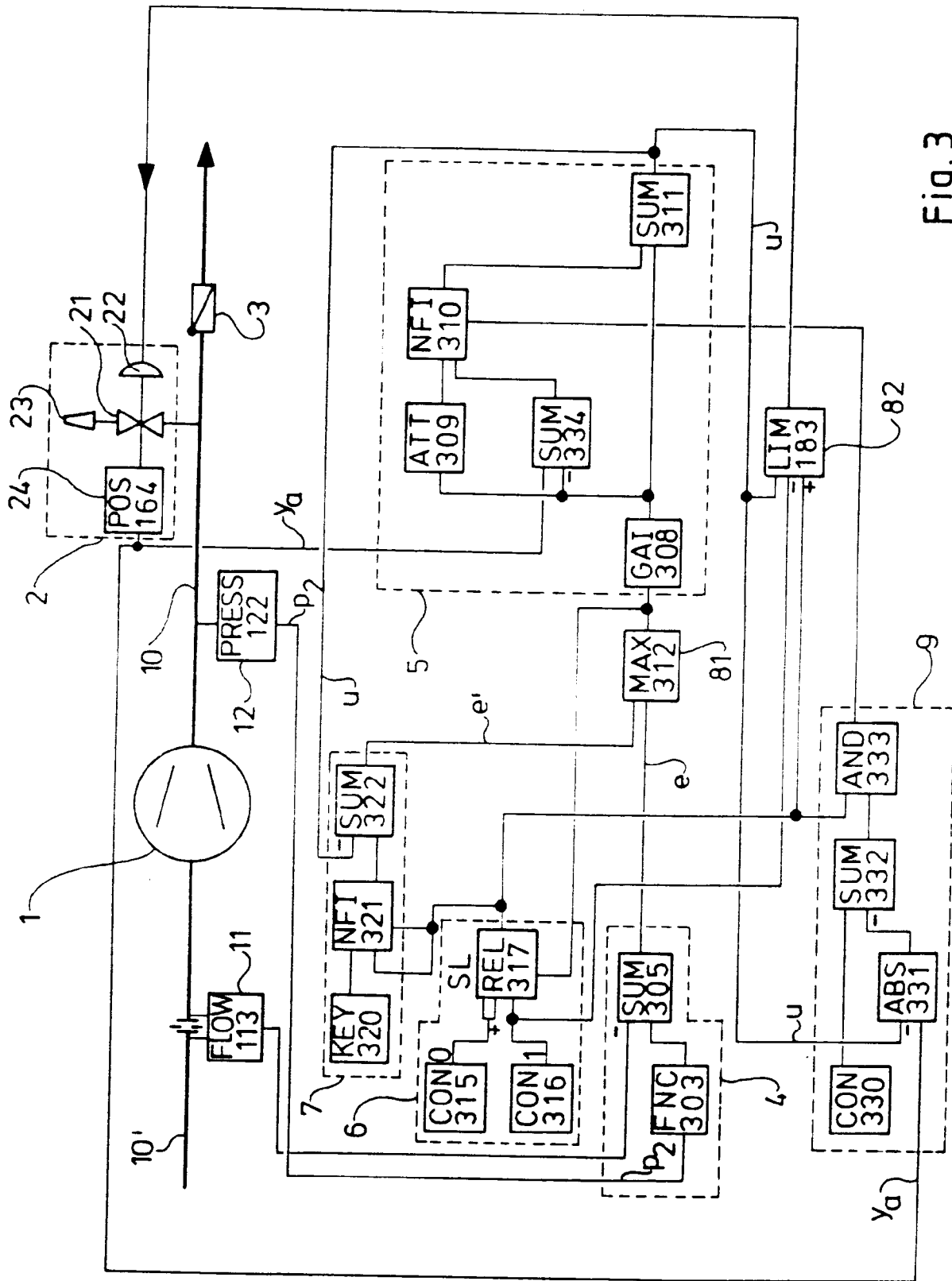


Fig. 3