



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

Veröffentlichungsnummer:

**0 334 034
A2**

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: 89103019.9

(81) Int. Cl.⁴ F04D 27/02

(22) Anmeldetag: 21.02.89

(30) Priorität: 24.03.88 DE 3809881

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
27.09.89 Patentblatt 89/39

(54) Benannte Vertragsstaaten:
AT CH DE GB IT LI NL

(71) Anmelder: MAN Gutehoffnungshütte
Aktiengesellschaft
Bahnhofstrasse, 66 Postfach 11 02 40
D-4200 Oberhausen 11(DE)

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

(54) Regelverfahren zur Vermeidung des Pumpens eines Turbokompressors.

(57) Bei bekannten Regelverfahren kommt es nach Störungen, die ein Eingreifen des aus Sicherheitsgründen mit hoher Proportionalverstärkung arbeitenden Reglers auslösen, vorübergehend zu einer verminderten Pumpsicherheit des Kompressors und zu längeren periodischen Druckschwankungen in dem dem Kompressor nachgeschalteten Verbrauchernetz. Das neue Regelverfahren soll diese Nachteile vermeiden.

Das neue Regelverfahren ist 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. Hierdurch werden Einschwingvorgänge und damit verbundene Verminderungen der Pumpsicherheit sowie längere Druckschwankungen vermieden.

Das neue Verfahren eignet sich insbesondere für die Regelung von großen Turbokompressoren, z. B. für Hochofen-Winderzeugung, Luftzerlegung, Düngemittel-Herstellung oder Wirbelbetherzeugung für Petrochemische Prozesse.

EP 0 334 034 A2

Regelverfahren zur Vermeidung des Pumpens eines Turbokompressors

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

Ein Regelverfahren der genannten Art ist aus der DE-PS 20 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 Pumpengrenze 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 Pumpengrenze 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 Pumpengrenze 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 eingangsseitig 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 Integrierer mit einer vorgegebenen Zeitkonstanten und einem praktisch verzögerungsfreien Nachführen seines Ausgangs 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 Ausgangs 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 auseinandergefallen 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 bei 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 Steuerungssignals 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 Regелеlementen 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 Vermeldung 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 umgränzt.

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

ße 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_1 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_2 , 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_2 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 Schrafflierung veranschaulicht ist. Hiermit 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_2 , 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 sprun-

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_1 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 Regeldifferenzgeber 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 führt dadurch den Handsteuerungs-Sollwert 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 Überschreiten 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 Abblase-

ventils 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 8 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 8 nur so lange anstehen, bis das Abblaseventil halb geöffnet ist, würde mit dem Verschwinden des Steuersignals der Sicherheitssteuerung 8 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 Regeldifferenzgeber 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 8, 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 Abblasleitung 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.

Ansprüche

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 eingangssseitig 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 (8) 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) verwen-

det 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 Ausgangs 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 Ausgangs 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 (8) 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_0) ist.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

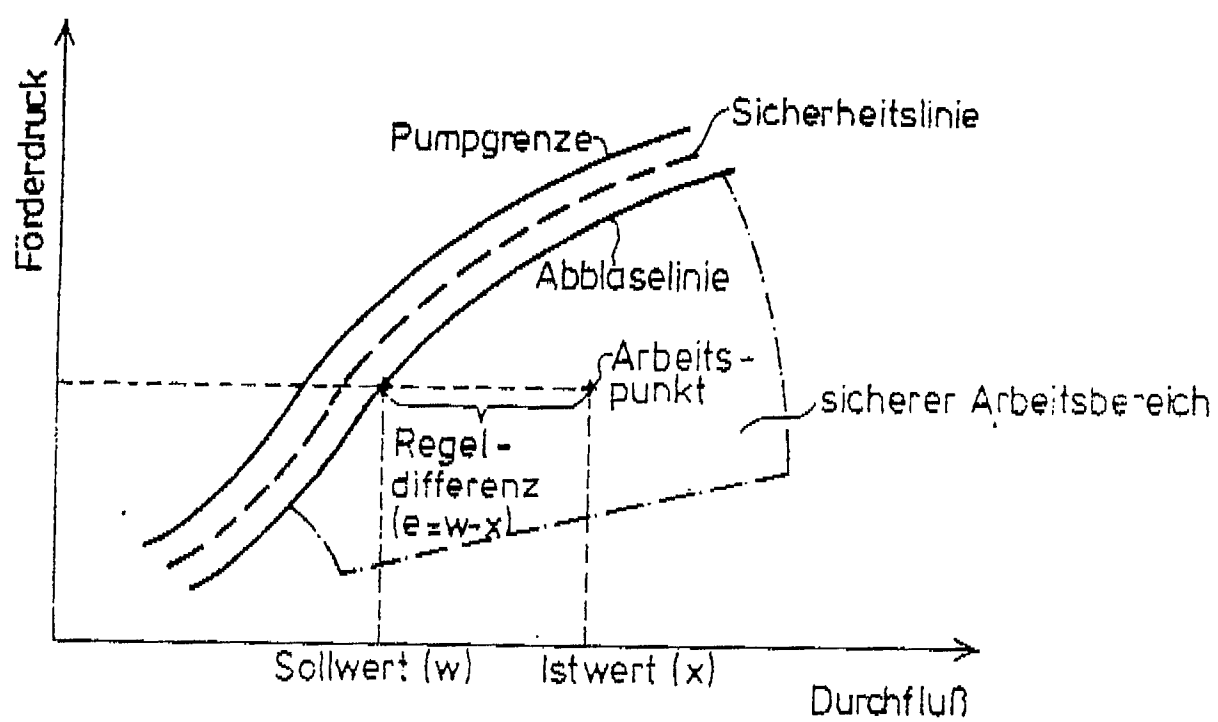


Fig.1

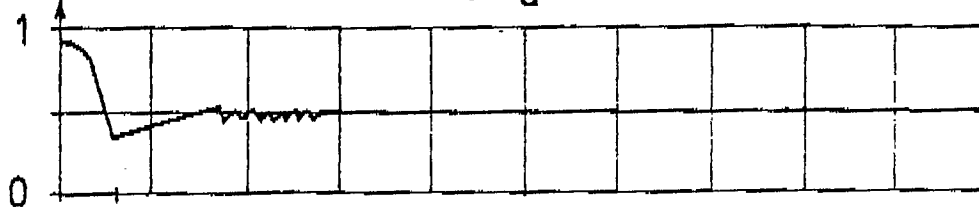
Abblasventil - Stellung y_a 

Fig. 2a

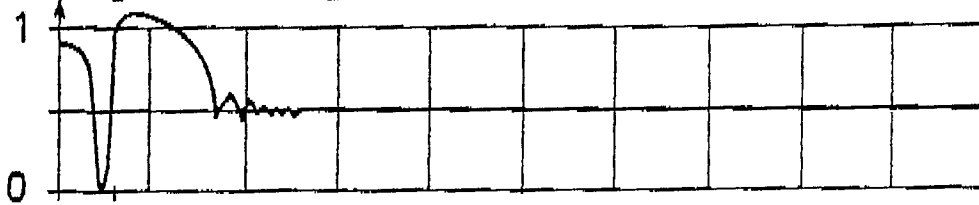
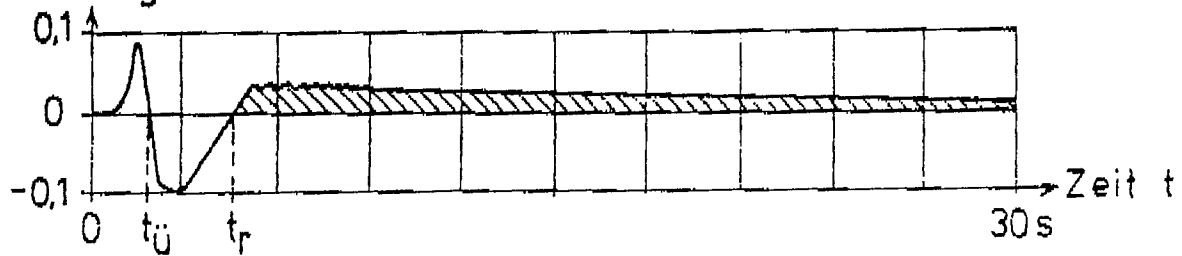
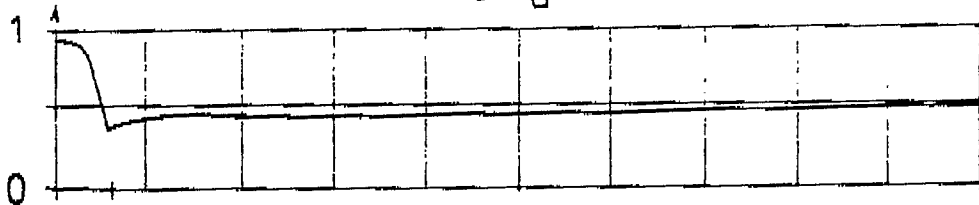
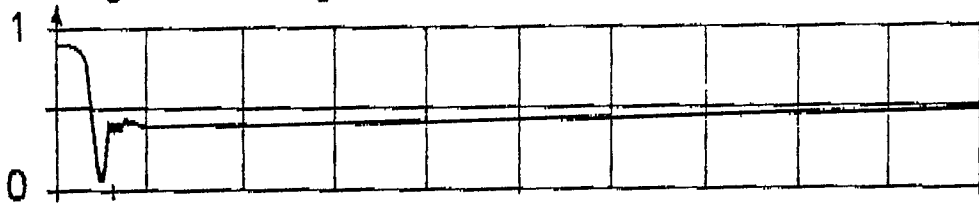
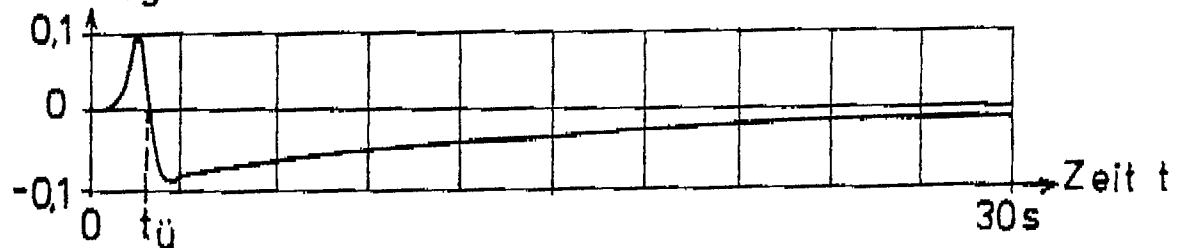
Regler - Stellgröße u Regeldifferenz e Abblasventil - Stellung y_a 

Fig. 2b

Regler - Stellgröße u Regeldifferenz e 

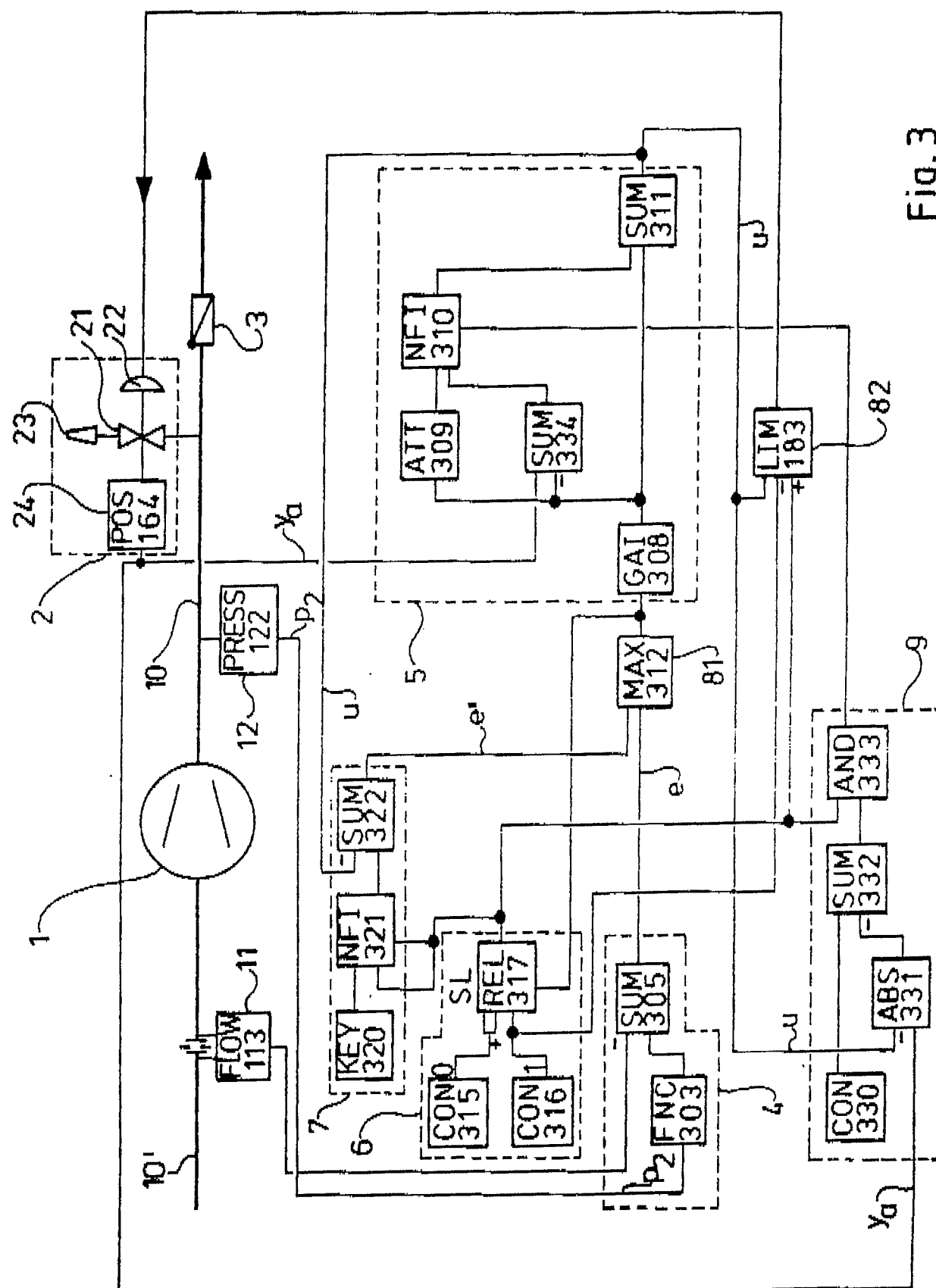


Fig. 3