



(19)  
Bundesrepublik Deutschland  
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 103 40 177 A1 2005.03.31

(12)

## Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: 103 40 177.6

(22) Anmeldetag: 01.09.2003

(43) Offenlegungstag: 31.03.2005

(51) Int Cl.7: F02C 9/30

(71) Anmelder:  
ALSTOM Technology Ltd, Baden, CH

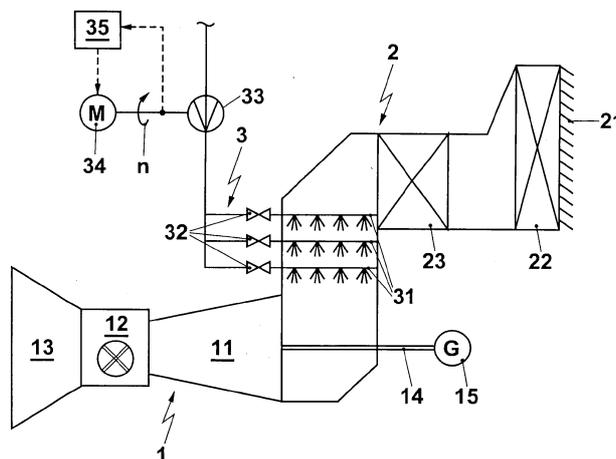
(74) Vertreter:  
Rösler, U., Dipl.-Phys.Univ., Pat.-Anw., 81241  
München

(72) Erfinder:  
Savic, Sasha, Dr., Wettingen, CH; Härtel, Carlos,  
Dr., Zürich, CH; Reumschüssel, Carsten, 79639  
Grenzach-Wyhlen, DE; Österle, Stefan, Turgi, CH

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: **Zerstäubungs- und Eindüsenystem, und Verfahren zum Betrieb**

(57) Zusammenfassung: Am Ansaugkanal (2) einer Gasturbogruppe (1) ist ein System zur Zerstäubung von Flüssigkeit angeordnet. Dieses Zerstäubungssystem umfasst eine Anzahl von Düsenrohren (31) mit Zerstäuberdüsen, Schaltventile (32) zum selektiven Beaufschlagen der Düsenrohre mit Flüssigkeit sowie eine Pumpe (33) zum Fördern der zu zerstäubenden Flüssigkeit. Erfindungsgemäß ist die Pumpe mit einem drehzahlregelbaren Antrieb (34) verbunden. Bevorzugt sind die Schaltventile als Proportionalventile ausgeführt. Bei einer entsprechenden regelungstechnischen Schaltung ermöglicht dies, Druckgradienten im Zerstäubungssystem zu begrenzen und damit Druckschläge zu vermeiden.



**Beschreibung**

## Technisches Gebiet

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft ein Zerstäubungs- und Eindüsungssystem gemäss dem Oberbegriff des Anspruchs 1. Sie betrifft weiterhin ein Verfahren zum Betrieb des Zerstäubungs- und Eindüsungssystems.

## Stand der Technik

**[0002]** Die Eindüsung von Flüssigkeit in den Ansaugkanal von luftatmenden Wärmekraftmaschinen ist im Stand der Technik als Mittel zur Erhöhung der Leistung bekannt. In FR 1,563,749, DE 25 49 790, oder EP 898645 ist beispielsweise vorgeschlagen worden, flüssige Wassertröpfchen in einen Verdichter einer Gasturbogruppe einzudüsen.

**[0003]** Häufig werden dabei Einspritzsysteme verwendet, bei denen Schaltventile Düsen oder Düsengruppen zuschalten, oder bei denen der Durchfluss von Ventilen gesteuert wird, deren Kennlinie stark von der Linearität des Durchflussverhaltens über der Ventilstellung abweicht. Dies ist beispielsweise bei Kugelventilen der Fall, deren Ventilkennlinie stark nichtlinear ist. Derartige Schaltvorgänge führen zu Druckschlägen in den Einspritzsystemen und zugehörigen Rohrleitungssystemen, welche die Integrität des Systems zu gefährden vermögen und/oder eine entsprechende Überdimensionierung erfordern.

## Aufgabenstellung

## Darstellung der Erfindung

**[0004]** Hier will die Erfindung Abhilfe schaffen. Der in den Ansprüchen gekennzeichneten Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein System sowie ein Verfahren der eingangs genannten Art anzugeben, welches die Nachteile des Standes der Technik zu vermeiden vermag.

**[0005]** Erfindungsgemäss wird diese Aufgabe unter Verwendung der Gesamtheit der Merkmale des Anspruchs 1 gelöst, und weiterhin unter Verwendung eines Verfahrens zu dessen Betrieb gemäss einem der Verfahrensansprüche.

**[0006]** Kern der Erfindung ist es also, dass das Zerstäubungs- und Eindüsungssystem zur Förderung der zu zerstäubenden Flüssigkeit eine Pumpe mit einem drehzahlregelbaren Antrieb aufweist. In einer bevorzugten Betriebsvariante wird diese Pumpe mit einem begrenzten Drehzahl-Zeit-Gradienten betrieben. Der Drehzahl-Zeit-Gradient kann einerseits fest in einer Drehzahlsteuerung der Pumpe vorgegeben sein. In einer weiteren Betriebsweise der Erfindung wird der Drehzahl-Zeit-Gradient der Pumpe auf einen

vorgegebenen oberen Grenzwert begrenzt. In einer weiteren Ausführungsform wird wenigstens ein Druck und/oder ein Massenstrom stromab der Pumpe gemessen, und es erfolgt eine Regelung der Pumpendrehzahl mit dem gemessenen Druck und/oder Massenstrom als Regelgrösse.

**[0007]** In einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist das Zerstäubungs- und Eindüsungssystem mit Drossel- und/oder Absperrorganen versehen, welche als Proportionalventile mit einem im Wesentlichen linearen Verlauf der Flüssigkeitsmassenstrom-Kennlinie über der Ventilstellung ausgeführt sind.

**[0008]** Diese dienen insbesondere der gesteuerten Beaufschlagung von Einspritz- und Zerstäuberdüsen und/oder -düsengruppen mit der von der Pumpe geförderten Flüssigkeit. Beispielsweise lässt ein Kugelventil beim Öffnen ab einem vollkommen geschlossenen Zustand in einer ersten Phase nahezu keinen Massenstrom durchströmen, weist aber in anderen Bereichen der Öffnungskennlinie eine sehr starke Abhängigkeit des Massenstroms von der Ventilstellung auf. Diese inhomogene Kennlinie des Massenstroms über der Zeit ist eine wesentliche Ursache für Druckschläge im System. Die erfindungsgemäss zu verwendenden Proportionalventile hingegen weisen im Wesentlichen im gesamten Öffnungsbereich eine weitestgehend gleichmässige, lineare Abhängigkeit des Flüssigkeitsdurchflusses von der Ventilstellung auf. Dies ermöglicht eine gleichmässige und kontinuierliche Steuerung des durch die Einspritz- und/oder Zerstäuberdüsen durchgesetzten Massenstroms, wodurch Druckschläge vermieden werden. In einer bevorzugten Betriebsart erfolgt die Verstellung der Ventilstellung mit einem vorbestimmten Ventilstellungs-Zeit-Gradienten. In einer anderen bevorzugten Betriebsart wird der Ventilstellungs-Zeit-Gradient auf einen Maximalwert begrenzt.

**[0009]** In einer weiteren vorteilhaften Betriebsart des erfindungsgemässen Systems wird ein erster Druckmesswert stromab der Pumpe und stromauf eines Ventils gemessen. Der erste Druckmesswert wird als Regelgrösse für die Regelung der Pumpe herangezogen. Dabei wird in einer Ausführungsform die Drehzahl der Pumpe auf eine Konstanthaltung des Druckes geregelt. In einer anderen Ausführungsform wird die Pumpendrehzahl derart geregelt, dass ein vorbestimmter Druck-Zeit-Gradient des ersten Druckmesswertes resultiert. Die Druckregelung mit der Pumpendrehzahl als Stellgrösse kann grundsätzlich erfolgen, indem bei einer positiven Istwert-Sollwert-Differenz des Druckmesswertes die Pumpendrehzahl vermindert wird, und umgekehrt, wenn der gemessene Istwert unter dem Sollwert liegt, die Pumpendrehzahl erhöht wird. Mit Vorteil wird zusätzlich stromab eines Proportionalventils ein zweiter Druck gemessen, und die Stellung des Ventils wird derart

verändert, dass ein maximaler zeitlicher Gradient des zweiten Druckmesswertes zuverlässig unterschritten bleibt. Dabei ist unter der Voraussetzung eines konstanten Flüssigkeitsvordrucks voranzusetzen, dass der zweite Druckmesswert beim Öffnen des Ventils ansteigt, und beim Schliessen des Ventils sinkt, so, dass dem Fachmann auch eine ausreichende technische Lehre vermittelt wird, wie die Erfindung auszuführen ist. In einer Ausführungsform wird das Ventil also bei konstantem Vordruck anfänglich mit einem vorbestimmten Gradienten der Ventilstellung verstellt. Dabei wird der Druck stromab des Ventils kontinuierlich gemessen. Wenn der Druck sich schneller verändert, als maximal zulässig, wird die Geschwindigkeit der Ventilverstellung vermindert, wodurch die Geschwindigkeit der Druckveränderung wieder auf einen zulässigen Wert eingeregelt wird. In einer weiteren Betriebsvariante wird zur Steuerung des Ventils zusätzlich auch der erste Druckmesswert mit ausgewertet.

**[0010]** In einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist eine Massenstrommessstelle zur Messung des von der Pumpe geförderten Massenstroms angeordnet. Bevorzugt wird dann der dort gemessene Massenstrom als Regelgrösse für die Regelung der Pumpendrehzahl herangezogen, wobei innerhalb des Pumpenreglers auch der Druckgradient ausgewertet wird, um die Pumpendrehzahl so zu steuern, dass der Betrag des Druckgradienten einen Maximalwert nicht überschreitet.

**[0011]** Dabei ist generell voranzusetzen, dass bei konstanten Drücken vor und nach der Pumpe der Massenstrom mit steigender Drehzahl steigt. Weiterhin steigt bei gleichbleibendem Massenstrom der Druck nach der Pumpe mit der Drehzahl. Im Weiteren wird vorausgesetzt, dass der Fachmann mit den allgemeinen Grundlagen von Pumpenkennfeldern, bei denen der Druck über dem Massenstrom für verschiedene Drehzahlen aufgetragen ist, vertraut ist. Das Verhältnis von Druck und Massenstrom wird durch die Durchströmungscharakteristik der stromab der Pumpe angeordneten Komponenten bestimmt.

#### Ausführungsbeispiel

##### Kurze Beschreibung der Zeichnung

**[0012]** Die Erfindung wird nachfolgend anhand von in der Zeichnung illustrierten Ausführungsbeispielen näher erläutert. Im einzelnen zeigen:

**[0013]** Fig. 1 eine Gasturbogruppe mit einem erfindungsgemässen Zerstäubungs- und Eindüsungssystem;

**[0014]** Fig. 2 beispielhafte Ventilkennlinien eines Kugelventils und eines Proportionalventils;

**[0015]** Fig. 3 eine erste Ausführungsform der Erfindung; und

**[0016]** Fig. 4 und 5 weitere Ausführungsformen der Erfindung.

**[0017]** Für das Verständnis der Erfindung nicht unmittelbar notwendige Elemente sind weggelassen. Die Ausführungsbeispiele sind rein instruktiv zu verstehen, und sollen nicht zu einer Einschränkung der in den Ansprüchen gekennzeichneten Erfindung herangezogen werden.

#### Weg zur Ausführung der Erfindung

**[0018]** In Fig. 1 ist eine Gasturbogruppe **1**, umfassend einen Verdichter **11**, eine Brennkammer **12**, und eine Turbine **13** dargestellt. Die Gasturbogruppe treibt über eine Welle **14** einen Generator **15** an. Stromauf des Verdichters **11** ist ein Luftansaugkanal **2** angeordnet. Am Lufteinlass dieses Kanals sind Wetterschutzlamellen **21** angeordnet, gefolgt von einem Luftfilter **22** und einem Schalldämpfer **23**. Weiterhin ist ein Zerstäubungs- und Eindüsungssystem **3** für eine als Flüssigkeitsnebel in den Ansaugkanal einzusprühende Flüssigkeit angeordnet. Diese umfasst im Ansaugkanal **2** angeordnete Düsenrohre **31**, welche Zerstäuberdüsen tragen. Die Düsenrohre **31** sind mit nicht explizit dargestellten, dem Fachmann aber ohne Weiteres geläufigen Einspritzdüsen versehen, und dienen zu deren Anspeisung. Dabei ist die Erfindung selbstverständlich keineswegs auf drei Düsenrohre beschränkt. Die Flüssigkeit mit dem zur Zerstäubung notwendigen Flüssigkeitsdruck wird von der Pumpe **33** gefördert, und über Absperr- und/oder Drosselorgane **32** den einzelnen Düsenrohren zugeführt. Die Absperr- und/oder Drosselorgane dienen der Ansteuerung von Düsen- und/oder Düsengruppen. Die Pumpe **33** wird von einem Motor **34** angetrieben; dieser wiederum wird von einem Steuergerät **35** derart angesteuert, dass ein drehzahlregelbarer Antrieb für die Pumpe **33** zur Verfügung steht. Der drehzahlregelbare Antrieb der Pumpe ermöglicht es, Drehzahl- und Leistungsänderungen der Pumpe gesteuert oder geregelt, mit begrenzten Gradienten und somit ohne Druckschläge, umzusetzen.

**[0019]** In einer Ausführungsform der Erfindung wird zur Inbetriebnahme des Zerstäubungs- und Eindüsungssystems ein Teil der Ventile **32** geöffnet, und danach die Pumpe **33** langsam angefahren. Dabei wird die Anfahrtschwindigkeit mittels der Drehzahlregelung **35** so langsam vorgenommen, dass Druckschläge im Leitungssystem des Zerstäubungs- und Eindüsungssystems vermieden werden. In einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung sind die Ventile **32** Proportionalventile, mit einem weitestgehend linearen Verlauf des Massenstroms über der Ventilstellung. Die Proportionalventile ermöglichen es auf besonders einfache Art und Weise, beispielsweise

weise ein Zuschalten weiterer Düsengruppen oder deren Abschalten kontinuierlich mit begrenzten Gradienten vorzunehmen. Damit werden einerseits Druckschläge in den Düsenrohren **31** vermieden, als auch eine Überlastung der Steuerung **35** der Pumpe **33** durch übergrösse Massenstromgradienten. In **Fig. 2** sind sich beispielhafte Ventilkennlinien eines Proportionalventils und eines Kugelventils gegenübergestellt. Das Kugelventil, durchgezogene Linie, weist eine höchst nichtlineare Kennlinie auf. Damit gestaltet sich dessen Ansteuerung schwierig, weil das Übertragungsverhalten, mit dem sich eine Veränderung der Ventilstellung  $X$  in eine Änderung des Massenstroms  $\dot{m}$  umsetzt, in hohem Masse von der Ventilstellung abhängig ist. Eine kontinuierliche, "ruckfreie" und stabile Massenstromsteuerung erfordert daher eine fortwährende Kenntnis der Ventilstellung und der Ventilkennlinie. Bei einem Proportionalventil, gestrichelt dargestellt, ist die Massenstrom-Ventilstellungskennlinie hingegen in weiten Bereichen linear, so, dass das Übertragungsverhalten bei der Integration in einen Regelkreis oder in eine Steuerung eine Konstante ist. Es ist also immer identisch, welche Massenstromänderung  $\Delta\dot{m}$  eine Änderung der Ventilstellung  $\Delta X$  nach sich zieht, und damit kann ein Proportionalventil auf wesentlich einfachere Weise, ohne Rückmeldung der Ventilstellung, mit voraussagbarem Übertragungsverhalten, in eine Steuerung oder Regelung integriert werden.

**[0020]** Eine erste einfache Ausführungsform der Erfindung ist in **Fig. 3** dargestellt. Das Zerstäubungs- und Eindüsungssystem **3** ist wesentlich identisch mit der in **Fig. 1** beschriebenen. Der Motor **34** zum Antrieb der Pumpe **33** ist drehzahlregelbar. Dazu wird einem Drehzahlregler **35** einerseits ein Sollwert  $n_{\text{SOLL}}$  vorgegeben. Dies wird mit einem gemessenen Istwert  $n$  der Drehzahl der Antriebswelle verglichen. Der Regler bildet aus der Regelabweichung eine Steuergrösse  $Y_M$  für den Motor **34**, und die Ist-Drehzahl wird somit durch den Regler **35** auf den Sollwert eingeregelt. Der Drehzahlsollwert wird von einem Funktionsblock **36** vorgegeben. Der Vorgabewert wird dem Regler **35** über ein Verzögerungsglied **37** zugeführt, welches eine sprunghafte Änderung des Vorgabewertes in eine Rampenfunktion mit einem begrenzten Gradienten umwandelt, derart, dass der am Regler **35** anliegende Drehzahlsollwert mit einem begrenzten zeitlichen Gradienten ansteigt. Ebenso wird eine von einem Funktionsblock **38** vorgegebene unstetige Stellgrösse  $Y_V$  für ein Ventil **32** in einem Verzögerungsglied **39** in eine stetig steigende Rampenfunktion der Ventilsteuergrösse  $Y'_V$  umgesetzt, derart, dass auch die Ventilstellung nur mit begrenzter Geschwindigkeit verändert wird. Diese Massnahmen, und insbesondere ihre Kombination, vermeiden Unstetigkeiten der Durchströmung im Rohrleitungssystem, wodurch potenziell schädliche Druckschläge vermieden werden.

**[0021]** Eine besonders bevorzugte Ausführungsform der Erfindung ist in **Fig. 4** dargestellt. Stromab der Pumpe **33** und stromauf der Ventile **32** – bevorzugt finden Proportionalventile Verwendung – ist eine erste Druckmessstelle angeordnet. Die Druckmessstelle liefert einen Druckmesswert  $p_1$  an den Regler **35**. Der Sollwertgeber **36** liefert einen Sollwert des Druckes  $p_{\text{SOLL}}$  an den Regler **35**. Aus der Soll-Istwert-Abweichung bildet Regler **35** die Steuergrösse  $Y_M$  zur Steuerung des Motors **34** für den Pumpenantrieb. Wenn der gemessene Druck kleiner als der Sollwert ist, so wird die Drehzahl  $n$  erhöht, umgekehrt vermindert. Weiterhin wird das Druckmesssignal  $p_1$  zu einem Differenzierer **40** geleitet, der den Druckgradienten  $dp_1/dt$  ermittelt. Dieser wird ebenso im Regler **35** ausgewertet, und auf einen betragsmässigen Maximalwert begrenzt. Wenn der Betrag des Gradienten grösser ist als der zulässige Maximalwert, wird die Geschwindigkeit der Verstellung der Pumpendrehzahl entsprechend angepasst, damit der Betrag des Gradienten unterhalb des zulässigen Maximalwertes eingestellt wird. Weiterhin wird mit einer stromab eines Ventils angeordneten Druckmessstelle ein zweiter Druck  $p_2$  gemessen. Ein Differenzierer **41** bildet den Druckgradienten  $dp_2/dt$ . Ein Funktionsblock **38** gibt Stellbefehle  $Y_V$  für das Ventil **32** aus. Ein Stellbefehl wird jedoch nicht unmittelbar an das Ventil **32** weitergeleitet, sondern zunächst in einem Regler **42** verarbeitet. Eine Verstellung des Ventils **32** zieht selbstverständlich einen Druckgradienten  $dp_2/dt$  nach sich. Dieser Druckgradient wird im Regler **42** ausgewertet, und der Steuerbefehl  $Y_V$  wird als verzögerter Steuerbefehl  $Y'_V$  an das Ventil **32** weitergeleitet. Weiterhin zieht eine Verstellung des Ventils **32** auch eine Veränderung der stromauf herrschenden Strömungs- und Druckverhältnisse nach sich, so, dass die oben beschriebene Regelung der Pumpe aktiv werden muss. Wie für den Fachmann leicht ersichtlich führt ohne Regelung der Pumpe ein Öffnen eines Ventils zu einem Abfall des ersten Druckes, und ein Schliessen zu einem Ansteigen des ersten Druckes. Daher wird bevorzugt im Regler **42** auch der erste Druckmesswert berücksichtigt. So werden mit Vorteil der erste Druckgradient  $dp_1/dt$  und die Regelabweichung des ersten Druckes  $\Delta p$  als Eingangsgrössen zum Regler **42** geführt. Die Verstellgeschwindigkeit des Ventils wird gegebenenfalls dann weiter verringert, wenn der Gradient oder die Regelabweichung des ersten Druckes als Betrag einen zulässigen Maximalwert erreichen oder überschreiten. Damit wird vermieden, dass die Regelgeschwindigkeit der Pumpenregelung überfordert wird.

**[0022]** Eine weitere Ausführungsform ist in **Fig. 5** dargestellt. Diese unterscheidet sich von der im Zusammenhang mit **Fig. 4** beschriebenen durch die zusätzliche Anordnung einer Massenstrom-Messstelle zur Messung des von der Pumpe **33** geförderten Massenstroms  $\dot{m}$ . Der Sollwertgeber **36** liefert einen Massenstrom-Sollwert  $\dot{m}_{\text{SOLL}}$  an den Pumpenregler **35**.

Dieser regelt die Pumpendrehzahl so, dass der Ist-Massenstrom  $\dot{m}$  auf den Soll-Massenstrom  $\dot{m}_{\text{SOLL}}$  eingeregelt wird. Dabei wird wiederum der erste Druckgradient  $dp_1/dt$  ausgewertet. Dabei wird auf die oben beschriebene Weise die Regelung derart durchgeführt, dass der Betrag des ersten Druckgradienten unterhalb eines zulässigen Maximalwertes gehalten wird. Bevorzugt weist auch das Massenstrom-Sollwertsignal einen hinsichtlich des Betrags begrenzten Gradienten auf. Die Regelung der Stellung des Ventils **32** erfolgt im Wesentlichen auf die oben beschriebene Weise.

**[0023]** Die oben beschriebenen Beispiele erschliessen dem Fachmann beispielhaft die mannigfachen Möglichkeiten, welche ihm das in den Ansprüchen gekennzeichnete Zerstäubungs- und Eindüsungssystem zur Vermeidung von Druckschlägen im Rohrsystem bietet.

#### Bezugszeichenliste

1	Gasturbogruppe
2	Luftansaugkanal
3	Zerstäubungs- und Eindüsungssystem
11	Verdichter
12	Brennkammer
13	Turbine
14	Welle
15	Generator
21	Wetterschutzlamellen
22	Luftfilter
23	Schalldämpfer
31	Düsenrohre
32	Absperr- und/oder Drosselorgane, Proportionalventile
33	Pumpe
34	Motor
35	Steuergerät, Drehzahlregler
36	Funktionsblock, Sollwertgeber
37	Verzögerungsglied
38	Funktionsblock
39	Verzögerungsglied
40	Differenzierer
41	Differenzierer
42	Regler
$\dot{m}$	Massenstrom
$\dot{m}_{\text{SOLL}}$	Massenstrom-Sollwert
$\Delta\dot{m}$	Massenstrom-Regelabweichung
$n$	Drehzahl
$p_{\text{SOLL}}$	Druck-Sollwert
$p_1$	erster Druckmesswert
$dp_1/dt$	Gradient des ersten Druckmesswertes
$p_2$	zweiter Druckmesswert
$dp_2/dt$	Gradient des zweiten Druckmesswertes
$X$	Ventilstellung
$Y_M$	Stellgrösse für Motor
$Y_V$	Stellgrösse für Ventil
$Y'_V$	Ventilsteuergrösse

#### Patentansprüche

1. Zerstäubungs- und Eindüsungssystem (**3**) zum Eindüsen eines Flüssigkeitsnebels in einen Ansaugkanal (**2**) einer luftatmenden Wärmekraftmaschine (**1**), umfassend Einspritzdüsen, Rohrleitungen, wenigstens eine Pumpe (**33**), sowie Drossel- und/oder Absperrorgane (**32**), die stromab der Pumpe zum Beaufschlagen von Düsen und/oder Düsengruppen mit von der Pumpe geförderter Flüssigkeit angeordnet sind, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpe einen drehzahlregelbaren Antrieb (**34**, **35**) aufweist.

2. System nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Drossel- und/oder Absperrorgan ein Proportionalventil mit einem linearen Verlauf der Flüssigkeitsmassenstrom-Kennlinie ( $\dot{m}$ ) über der Ventilstellung ( $X$ ) ist.

3. System nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass jeweils eine Anzahl Düsen zu einer gemeinsam mit Flüssigkeit beaufschlagbaren Düsengruppe (**31**) zusammengefasst sind, und, dass die Ansteuerung wenigstens einer Düsengruppe (**31**) über ein Proportionalventil (**32**) erfolgt.

4. Verfahren zum Betrieb eines Systems nach einem der vorstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass Veränderungen der Pumpendrehzahl ( $n$ ) mit einem vorbestimmten Betrag eines Drehzahl-Zeit-Gradienten vorgenommen werden.

5. Verfahren zum Betrieb eines Systems nach einem der Ansprüche 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventilverstellung mit einem vorbestimmten Betrag eines Ventilstellungs-Zeit-Gradienten erfolgt.

6. Verfahren zum Betrieb eines Systems gemäss einem der Ansprüche 1 bis 3, gekennzeichnet durch die Schritte:  
einen ersten Druck ( $p_1$ ) stromab der Pumpe (**33**) und stromauf des Ventils (**32**) zu messen, und die Drehzahl ( $n$ ) der Pumpe auf eine Konstanthaltung des Druckes ( $p_1$ ) zu regeln.

7. Verfahren zum Betrieb eines Systems nach einem der Ansprüche 1 bis 3, gekennzeichnet durch die Schritte,  
einen ersten Druck ( $p_1$ ) stromab der Pumpe (**33**) und stromauf des Ventils (**32**) zu messen, die Drehzahl ( $n$ ) der Pumpe derart zu regeln, dass der Druck ( $p_1$ ) einem Druck-Sollwert ( $p_{\text{SOLL}}$ ) entspricht, und die Verstellgeschwindigkeit der Pumpendrehzahl so zu regeln, dass ein maximal zulässiger Betrag des Druckgradienten ( $dp_1/dt$ ) unterschritten bleibt.

8. Verfahren zum Betrieb eines Systems nach ei-

nem der Ansprüche 1 bis 3, gekennzeichnet durch die Schritte:

den von der Pumpe geförderten Massenstrom ( $\dot{m}$ ) zu messen,  
die Drehzahl ( $n$ ) der Pumpe mit dem Massenstrom als Regelgrösse zu regeln, derart, dass der gemessene Massenstrom einem Soll-Massenstrom ( $\dot{m}_{\text{SOLL}}$ ) entspricht,  
einen ersten Druck ( $p_1$ ) stromab der Pumpe und stromauf des Ventils zu messen;  
einen Gradienten ( $dp_1/dt$ ) des ersten Druckes zu bestimmen; und die Verstellgeschwindigkeit der Pumpendrehzahl derart zu regeln, dass ein maximal zulässiger Betrag des Druckgradienten unterschritten bleibt.

9. Verfahren nach einem der Ansprüche 6 bis 8, gekennzeichnet durch die weiteren Schritte:

einen zweiten Druck ( $p_2$ ) stromab eines Ventils zu messen;  
die Stellung des Ventils derart zu verändern, dass ein maximaler Betrag des Druck-Zeit-Gradienten ( $dp_1/dt$ ) des zweiten Druckmesswertes zuverlässig unterschritten bleibt.

10. Verfahren nach Anspruch 9, gekennzeichnet durch den weiteren Schritt, die Geschwindigkeit der Veränderung der Ventilstellung bei Erreichen eines maximal zulässigen Betrages des Gradienten des ersten Druckmesswertes zu begrenzen.

11. Gasturbogruppe, umfassend wenigstens einen Verdichter (**11**), wenigstens eine Brennkammer (**12**), wenigstens eine Turbine (**13**), sowie einen stromauf des Verdichters angeordneten Luftansaugkanal (**2**), wobei an dem Luftansaugkanal ein Zerstäubungs- und Eindüsungssystem gemäss einem der Ansprüche 1 bis 3 angeordnet ist.

Es folgen 4 Blatt Zeichnungen

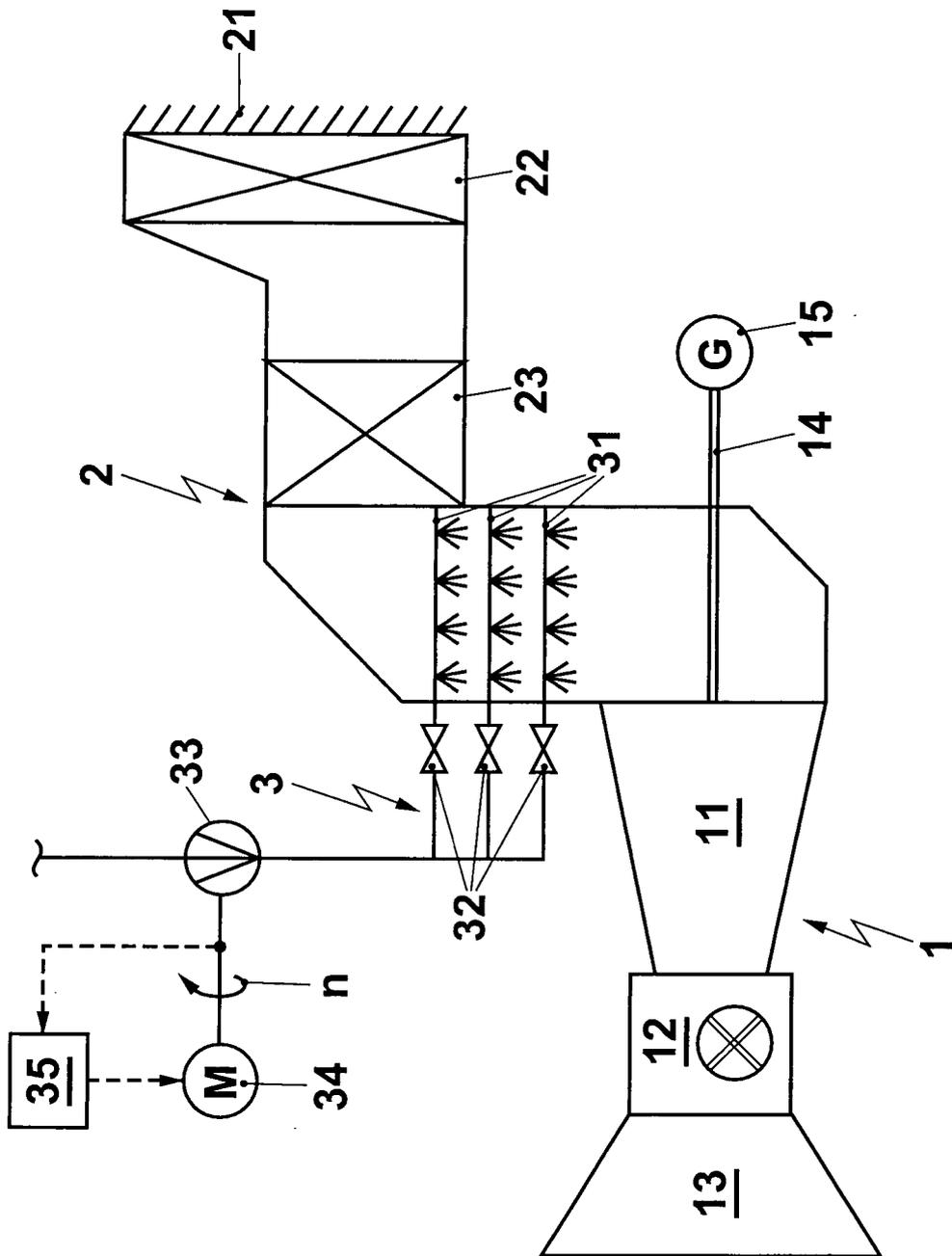


FIG. 1

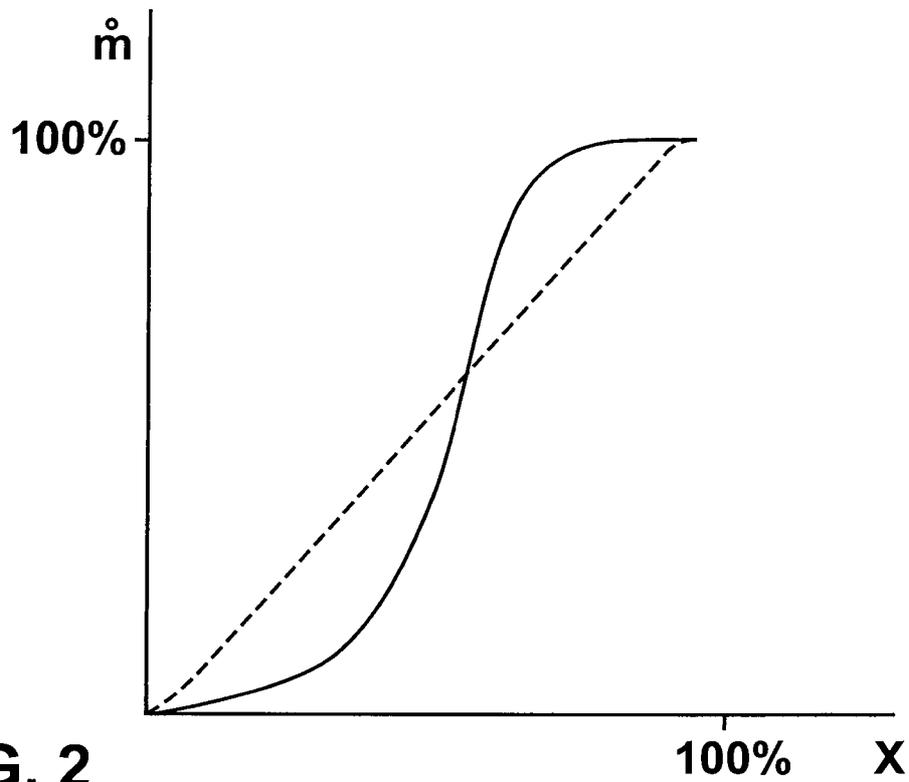


FIG. 2

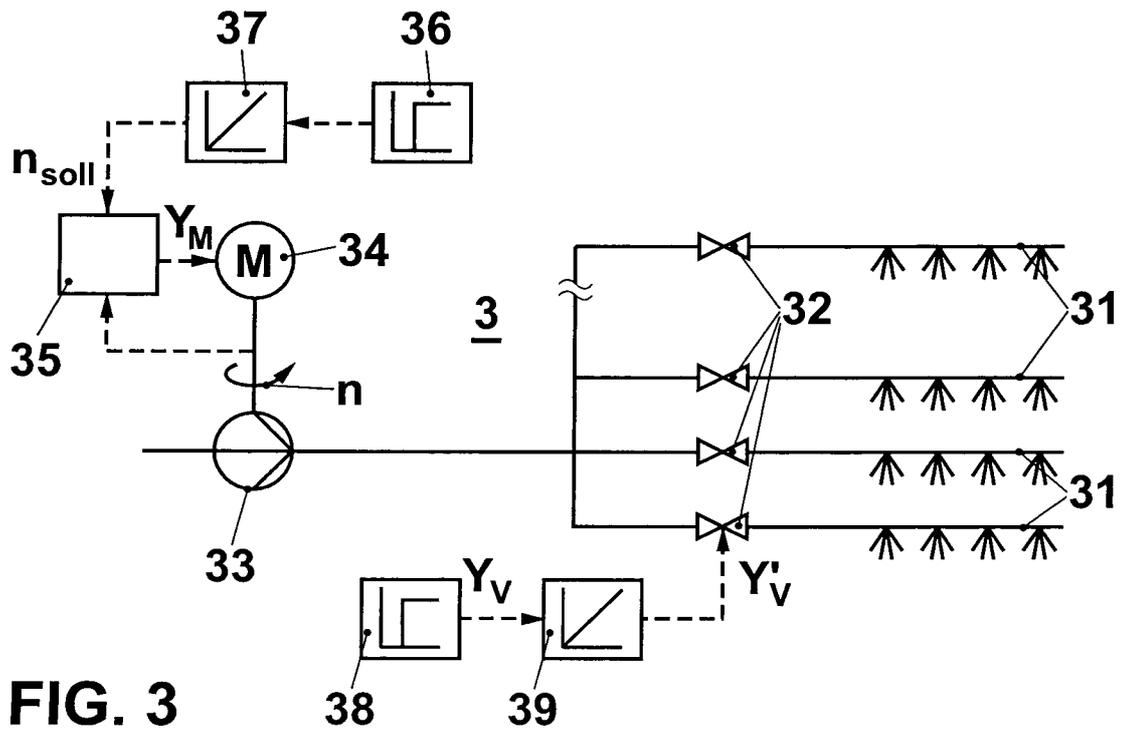


FIG. 3

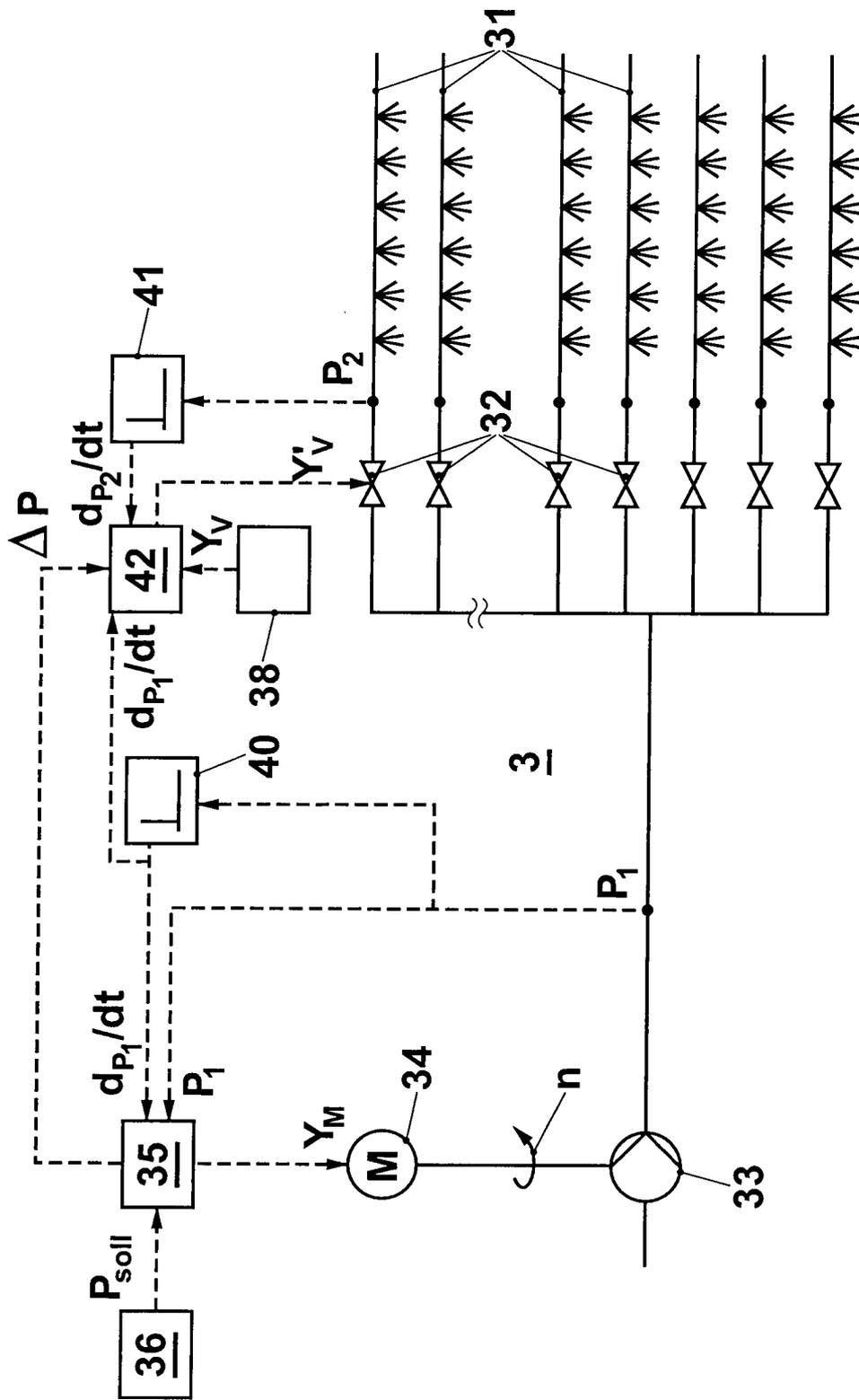


FIG. 4

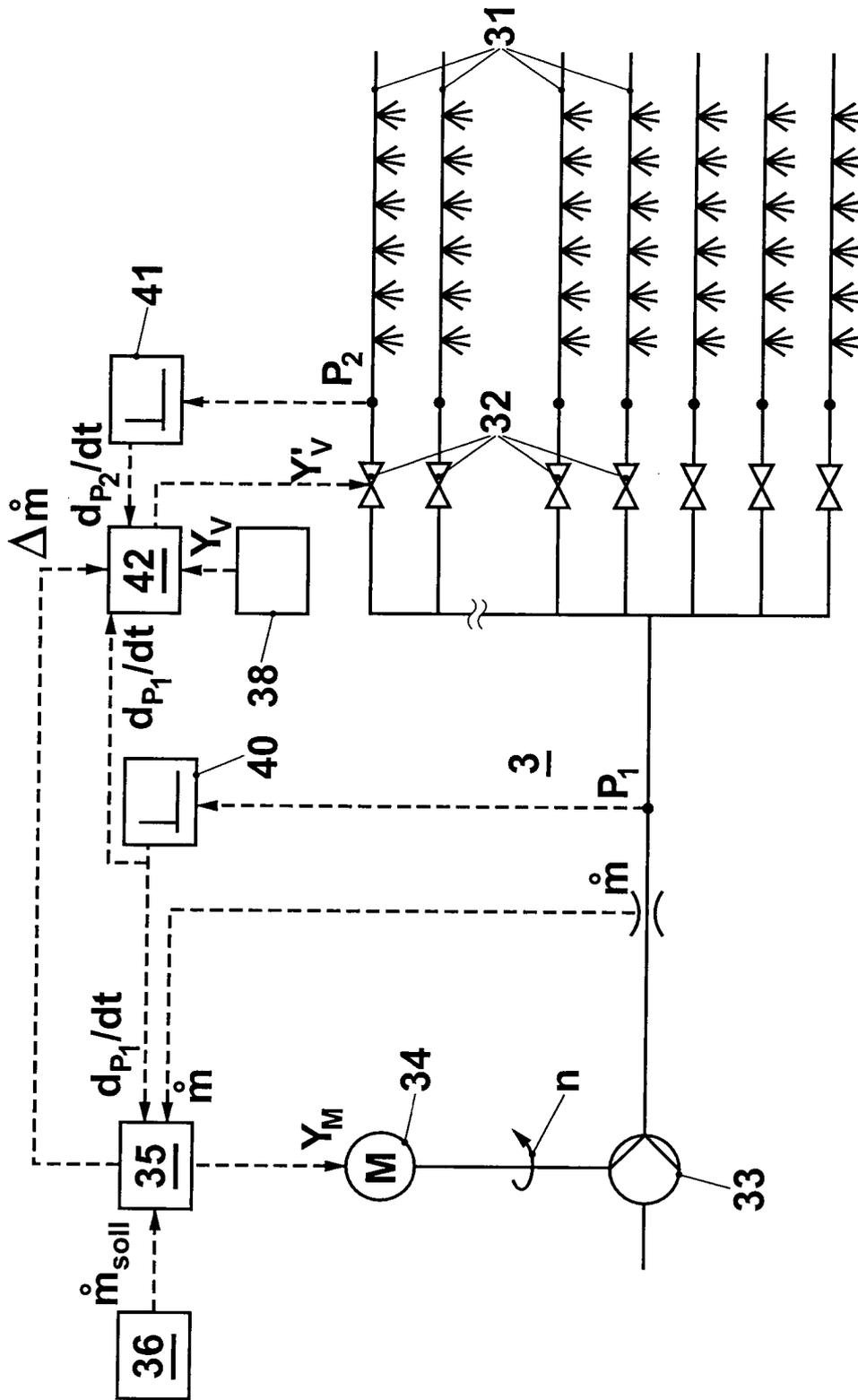


FIG. 5