CH 638 018 A5

(19) SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

(51) Int. Cl.³: F 04 D 17/12

Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein
Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978

ETH-BIBLIOTHEK ZÜRICH

(12) PATENTSCHRIFT A5

(11) 638 018

(21) Gesuchsnummer: 2162/79

(22) Anmeldungsdatum: 06.03.1979

(30) Priorität(en): 07.03.1978 JP 53-26119

(24) Patent erteilt: 31.08.1983

(45) Patentschrift veröffentlicht: 31.08.1983

(73) Inhaber:
Kawasaki Jukogyo Kabushiki Kaisha, Kobe-shi/Hyogo-ken (JP)

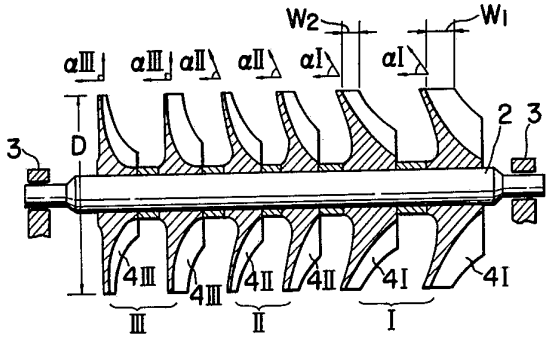
(72) Erfinder:
Yoshikazu Fujino, Kobe-shi/Hyogo-ken (JP)

(74) Vertreter:
Patentanwaltsbüro Feldmann AG, Opfikon-Glattbrugg

(54) Mehrstufiger Turbokompressor.

(57) Der Mehrstufen-Turbokompressor ist zum grössten Teil mit Gebläserädern (4) ausgerüstet, die nach dem Diagonal-Strömungsprinzip, auch Gemischt-Strömung genannt, ausgelegt sind. Der Austrittsströmungswinkel α ist in der ersten Stufe am kleinsten und wird zur Austrittsöffnung hin bis zur Endstufe immer grösser. Dies erlaubt eine Konstruktion, bei der jedes Gebläserad im Bereich der optimalen spezifischen Geschwindigkeit arbeitet.

Derartige Turbokompressoren werden beispielsweise zum Verdichten der Verbrennungsluft für grosse Dampfkessel verwendet.



PATENTANSPRÜCHE

1. Mehrstufiger Turbokompressor mit einem Gehäuse mit einer Ansaugseite und einer Auslassseite sowie einer das Gehäuse durchsetzenden Welle, die mit einer Vielzahl von Gebläserädern versehen ist, dadurch gekennzeichnet, dass mindestens einige dieser Gebläseräder (4) Diagonal-Strömungsräder sind, deren Austritts-Strömungswinkel (α) kleiner als 90° ist, wobei die Gebläseräder in hintereinander angeordneten Gruppen (I, II, III) unterteilt sind, die je mindestens ein Gebläserad umfassen, und wobei der Austritts-Strömungswinkel (α) eines Gebläserades irgend einer der Ansaugseite näher gelegenen Gruppe kleiner ist als der Austritts-Strömungswinkel (α) eines Gebläserades einer Gruppe, die weiter von der Ansaugseite entfernt ist, sodass die spezifische Geschwindigkeit jedes Gebläserades einen optimalen Wert bekommt.

2. Mehrstufiger Turbokompressor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Gebläseräder (4) denselben Aussendurchmesser aufweisen.

3. Mehrstufiger Turbokompressor nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass jede Gruppe (I, II, III) mehrere Gebläseräder (4) umfasst, die jeweils denselben Austritts-Strömungswinkel (α) aufweisen.

4. Mehrstufiger Turbokompressor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Gebläseräder (4) Schaufeln haben, deren Breite (W_1, W_2 . . .) von Rad zu Rad unterschiedlich ist, um auf diese Weise zusammen mit den unterschiedlichen Austritts-Strömungswinkeln (α) jedem Gebläserad eine optimale spezifische Geschwindigkeit zu geben.

5. Mehrstufiger Turbokompressor nach einem der Ansprüche 1, 2 oder 4, dadurch gekennzeichnet, dass der Austritts-Strömungswinkel (α) der Diagonal-Strömungsräder (4) einen Wert aufweist, der zwischen 20°–70° liegt.

Die Erfindung bezieht sich auf einen mehrstufigen Turbokompressor mit einem Gehäuse mit einer Ansaugseite und einer Auslasseite sowie einer das Gehäuse durchsetzenden Welle, die mit einer Vielzahl von Gebläserädern versehen ist. Der Kompressor dient dem Verdichten von gasartigen Fluiden, wie Luft oder Gas.

Gasförmige Fluide wie Luft oder Gas sind komprimierbar, daher nimmt ihr Volumen mit dem Druck nach dem Boyle-'schen Gesetz ab. Bei einem vierstufigen Kompressor, der einen Enddruck von 7 Atü erreichen muss, sollte der Druck pro Stufe um etwa das 1,7 fache erhöht werden. Dabei wird das an der Ansaugseite angesaugte Volumen auf jeweils 60% verringert, bis es die Ansaugöffnung der nächsten Stufe erreicht. Soll ein Enddruck von 7 Atü mit einem dreistufigen Kompressor erreicht werden, muss der Druck pro Stufe um etwa das zweifache erhöht werden. In diesem Fall erreicht vom angesaugten Volumen nur etwa 50% die Ansaugöffnung der nächsten Stufe. Dies bedeutet also, dass mit steigendem Verdichtungsverhältnis pro Stufe das jeweils von nachfolgender Stufe angesaugte Volumen abnimmt.

Damit das Gebläserad jeder Stufe einen möglichst hohen Wirkungsgrad hat, sollte die spezifische (Rotations-) Geschwindigkeit N_s bei jeder Stufe im günstigsten Bereich liegen. Die spezifische Rotationsgeschwindigkeit N_s lässt sich nach folgender Formel berechnen:

$$N_s = N \cdot Q^{\frac{1}{2}} / H_{ad}^{\frac{3}{4}} \qquad (1)$$

In dieser Formel ist
N = Drehgeschwindigkeit in u/min des Gebläserades
Q = Durchflussmenge in m^3/min jeder Stufe
H_{ad} = adiabatischer Druck (m) pro Stufe.

Diese spezifische Geschwindigkeit ist hergeleitet aus den fluid-mechanischen Gesetzen der Ähnlichkeit von Turbogebläsen und Kompressoren. Sie stellt einen wichtigen Faktor für den Wirkungsgrad einer Turbomaschine dar und beeinflusst die Wahl der Gebläseräder.

Die gebräuchlichsten Typen solcher Räder sind Zentrifugalräder, Räder mit Diagonalströmung oder «Gemischt-Strömungsräder» und Räder mit Achsialströmung oder Schaufelräder. Für jeden Typ gibt es eine optimale spezifische Geschwindigkeit. Gebläseräder mit gleicher spezifischer Geschwindigkeit sind geometrisch gleich, unabhängig ihrer Grösse und Rotationsgeschwindigkeit. Der Optimalwert der spezifischen Geschwindigkeit N_s hat die Eigenart, dass er mit zunehmender Breite der Schaufeln eines Zentrifugalrades und mit der Umbildung zu einem Rad mit Diagonalströmung zunimmt.

Bis heute hat man mehrstufige Turbokompressoren immer mit Schaufelrädern mit Achsialströmung oder mit Zentrifugalrädern oder mit einer Kombination dieser beiden Rädertypen gebaut. In einem bekannten Kompressortyp sind beispielsweise mehrere Zentrifugalräder hintereinander auf einer gemeinsamen Welle aufgebaut. Alle Räder haben denselben Durchmesser. In diesem Fall aber nimmt die spezifische Geschwindigkeit im Verhältnis $\sqrt{Q}$ gegen die Endstufen hin ab. Die Form der Gebläseräder ist so gewählt, dass niederdruckseitig einschliesslich der ersten Stufe das Verhältnis des inneren Durchmessers zum äusseren Durchmesser gross ist und die Schaufeln breit sind. An der Hockdruckseite dagegen, wird das Verhältnis des inneren Durchmessers zum äusseren Durchmesser kleiner, die Schaufeln werden schmäler und der Strömungsweg entlang der Schaufel wird immer länger, je mehr man sich der Endstufe nähert.

Für Zentrifugal-Gebläseräder ist das Gebiet, in dem sie mit optimaler spezifischer Geschwindigkeit betrieben werden können, recht klein. Daher kann meist nur ein Teil der Gebläseräder im Optimalbereich betrieben werden, während die anderen Gebläseräder einen geringeren Wirkungsgrad haben. Dies hat zur Folge, dass der Wirkungsgrad eines mehrstufigen Kompressors als ganzes sinkt.

Bei einem anderen bekannten mehrstufigen Turbokompressor, bei dem man versucht hat, die genannten Nachteile zu beseitigen, hat man eine Vielzahl Gebläseräder auf einer Welle montiert, wie im vorhergehend beschriebenen Beispiel, das Gebläserad der ersten Stufe aber als Doppelsaugrad ausgebildet. Ein solches Doppelsaugrad saugt das gasförmige Fluidum von einander achsial gegenüberliegenden Seiten her an. Dies erhöht die Leistung der ersten Stufe und erhöht den Wirkungsgrad des Kompressors als Ganzes. Dies kompliziert aber den Strömungsweg von der ersten Stufe zur nachfolgenden Stufe und bietet konstruktive Schwierigkeiten.

Bei einem weiteren bekannten Kompressor der vorhergehend beschriebenen Bauart hat man das Gebläserad der ersten Stufe auf ein freifliegendes Ende der Welle montiert. Auf diese Weise wird die Leistung der ersten Stufe gross und die optimale spezifische Geschwindigkeit N_s hoch, die spezifischen Geschwindigkeiten der Gebläseräder der nachfolgenden Stufen liegen dann in einem eng begrenzten Gebiet. Diese Anordnung bedingt ausserdem ein Zwischenlager zwischen der ersten und zweiten Stufe, da ja das Endlager wegfällt. Die Konstruktion des Gehäuses wird dadurch erschwert. Zur Überwindung dieser Probleme hat man mehrstufige Kompressoren gebaut, mit Gebläserädern, die auf einer Welle montiert und in Gruppen unterteilt sind. Die Aussendurchmesser der Gebläseräder sind für jede Gruppe gleich, werden aber von Gruppe zu Gruppe von der ersten zur letzten hin kleiner. Auf diese Weise können sämtliche Gebläseräder nahe dem Bereich der optimalen spezifischen Geschwindigkeit N_s arbeiten. In diesem Fall ist der Wirkungsgrad sämtlicher Gebläseräder zwar hoch, die Umfangsgeschwindigkeit der Räder der letzten Stufe ist aber gering und der Druckanstieg pro Stufe nimmt mit dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit ab. Dadurch sinkt das Kompressionsverhältnis

der letzten Stufen und die Leistung des Kompressors als Ganzes sinkt ebenfalls. Damit dieselbe Leistung erreicht wird wie bei den vorhergehenden Kompressoren, muss die Anzahl Stufen vergrössert werden. Dazu kommt noch, dass wegen des geringen Durchmessers der Gebläseräder der letzten Stufen die Materialfestigkeit nicht voll ausgenützt werden kann.

Bei allen bekannten Mehrstufen-Turbokompressoren mit Gebläserädern des Zentrifugaltypes sinkt der Wirkungsgrad und die bekannten Mittel zur Verbesserung desselben haben zu komplizierten Konstruktionen od zur Vergrösserung der Anzahl Stufen geführt. Die Erfindung stellt sich zur Aufgabe einen Mehrstufen-Turbokompressor zu schaffen, die Nachteile, die den bekannten Kompressoren anhaften, beseitigt, und wobei alle oder die meisten Gebläseräder im optimalen Bereich arbeiten.

Die Erfindung löst diese Aufgabe mit einem Mehrstufen-Turbokompressor mit einem Gehäuse mit einer Ansaugseite und einer Auslasseite sowie einer das Gehäuse durchsetzenden Welle, die mit einer Vielzahl von Gebläserädern versehen ist, der sich dadurch auszeichnet, dass mindestens einige dieser Gebläseräder Diagonal-Strömungsräder sind, deren Austritts-Strömungswinkel kleiner als 90° ist, wobei die Gebläseräder in hintereinander angeordneten Gruppen unterteilt sind, die je mindestens ein Gebläserad umfassen, und wobei der Austritts-Strömungswinkel eines Gebläserades irgend einer der Ansaugseite näher gelegenen Gruppe kleiner ist als der Austritts-Strömungswinkel eines Gebläserades, einer Gruppe die weiter von der Ansaugseite entfernt ist, so dass die spezifische Geschwindigkeit jedes Gebläserades einen optimalen Wert bekommt.

In der Zeichnung ist ein Aufführungsbeispiel des Erfindungsgegenstandes dargestellt und nachfolgend beschrieben.

Figur 1 zeigt einen Mitten-Längsschnitt eines mehrstufigen Turbokompressors;

Figur 2 einen Mitten-Längsschnitt des Rotors des Kompressors nach Figur 1 in grösserem Masstab und

Figur 3 ein Diagramm, das zur Erläuterung der Gasströmung in einem Gebläserad dient.

Der in Figur 1 dargestellte mehrstufige Turbokompressor hat ein Gehäuse 1 mit einer Ansaugseite und einer Auslasseite, einer Welle 2 und Lager 3, die Teil des Gehäuses ausmachen, in denen die Welle drehbar gelagert ist. Auf der Welle 2 ist eine Vielzahl von Gebläserädern 4 hintereinander angeordnet und fest mit der Welle verbunden. Die Strömungswege zwischen den aufeinanderfolgenden Stufen sind mit 7 angedeutet. Diese Strömungswege sind von den Leitelementen 5 und 6 gebildet, welche einen Verbindungsweg zwischen dem Austritt einer vorhergehenden Stufe zur nächstfolgenden Stufe bilden.

Das zu komprimierende Gas wird durch die Ansaugöffnung 11 des Gehäuses angesaugt und das komprimierte Gas wird durch die Auslassöffnung 12 ausgeblasen. Ein Ende der Welle 2 ist mittels einer Kupplung 8 mit der Abtriebseite eines Getriebes 9 verbunden, das die Tourenzahl der Antriebsmaschine 10 heraufsetzt. Diese Maschine kann ein Verbrennungsmotor, ein Elektromotor oder eine Turbine sein.

Ist die Tourenzahl der Antriebsmaschine genügend hoch, kann das Getriebe 9 weggelassen werden und die Antriebsmaschine kann direkt mit der Welle 2 verbunden sein.

Der generelle Aufbau des vielstufigen Turbokompressors entspricht dem üblichen Aufbau einer solchen Maschine. Die Gestalt der Gebläseräder unterscheidet sich prinzipiell von bekannten Rädern dieser Art und darin liegt das Wesen der Erfindung. Wie bereits angedeutet und wie nachfolgend ausführlich beschrieben, sind die meisten dieser Gebläseräder vom Diagonal-Strömungstyp, der auch als «Gemischt-Strömungstyp» bezeichnet wird. Bei einem Gebläserad mit Diagonalströmung tritt das zu komprimierende Gas achsial ein und wird diagonal oder geneigt zur Achsialrichtung herausgeschleudert.

In Figur 3 ist 33 eine Meridian-Schnittfläche im Strömungsweg eines Gebläserades, der von der Einströmfläche 31 zur Austrittsfläche 32 reicht. Das Gebläserad rotiert um die Achse Z in Richtung des Pfeiles A. Bei einer Stromlinie 34 setzt sich die Austrittsgeschwindigkeit C nicht nur aus einer radialen Komponente C_R und einer tangentialen Komponente C_θ zusammen, wie bei einem Zentrifugal-Gebläserad, sondern hat auch noch eine achsiale Komponente C_z.

Daraus folgt: wenn der Strömungswinkel α an der Austrittsöffnung 32 zwischen C_m und C_z gleich Null wird, handelt es sich um ein Schaufelrad mit Achsialströmung und wenn der Winkel α gleich 90° wird, handelt es sich um ein Zentrifugal-Gebläserad. Bei einem Gebläserad mit Diagonalströmung liegt der Winkel α in der Praxis zwischen 20° bis 70°.

Ein solches Gebläserad hat eine Charakterisit, die zwischen derjenigen eines Zentrifugal-Gebläserades und derjenigen eines Achsial-Gebläserades liegt und ist daher beispielsweise für mittlere Geschwindigkeiten brauchbar. Je kleiner der Austrittswinkel α ist, umso grösser ist die spezifische Geschwindigkeit N_s und umso höher ist der Wirkungsgrad. Demzufolge ist die optimale spezifische Geschwindigkeit N_s eines solchen Gebläserades grösser, als mit einem Zentrifugal-Gebläserad gleichen Durchmessers erreichbar ist.

Wie aus der Formel (1) hervorgeht, nimmt das geförderte Volumen Q proportional zum Quadrat der spezifischen Geschwindigkeit N_s zu. Demzufolge gestattet ein Diagonalströmungsgebläserad mit hoher optimaler spezifischer Geschwindigkeit N_s mehr zu fördern, als ein Zentrifugal-Gebläserad mit demselben Durchmesser, da die Fördermenge proportional dem Quadrat der optimalen spezifischen Geschwindigkeit N_s zunimmt.

Eine derartige Charakteristik des Gebläserades erlaubt daher einen mehrstufigen Turbokompressor zu bauen, bei dem sämtliche Gebläseräder denselben Durchmesser aber unterschiedliche Ausaugmengen haben und mit optimaler spezifischer Geschwindigkeit arbeiten.

Der in Figur 1 dargestellte Mehrstufen-Turbokompressor hat eine Vielzahl von Gebläserädern 4 mit gleichem Durchmesser D, wie dies Figur 2 zeigt. Sie sind in drei Gruppen I, II und III unterteilt, die je zwei Gebläseräder haben. Wichtig ist dabei, dass die Gebläseräder einen Austritts-Strömungswinkel α haben, der an der Eintrittseite am kleinsten ist und zur Austrittseite hin immer grösser ist. Der Winkel α_I ist bei der Gruppe I am kleinsten, bei Gruppe II ist α_{II} grösser und bei Gruppe III ist α_{III} am grössten. Der Winkel α_{III} ist so gross, dass die Gebläseräder der Stufe III Zentrifugalgebläseräder sind. Es gilt also:

$$\alpha_I < \alpha_{II} < \alpha_{III} \qquad (2)$$

Die optimale spezifische Geschwindigkeit N_s entsprechend der Gebläseradcharakteristik verringert sich daher von Gruppe zu Gruppe in der Reihenfolge I, II und III.

Bei gleichem Austritts-Strömungswinkel α kann die spezifische Geschwindigkeit N_s bis zu einem gewissen Grad durch eine Änderung der Schaufelbreite beeinflusst werden. Im dargestellten Beispiel ist der Austrittsänderungswinkel α pro Gruppe gleich, die Schaufelbreite W aber unterschiedlich, um so die spezifische Geschwindigkeit N_s zu beeinflussen. Die Schaufelbreite W_1 der Gebläseräder 4 I ist breiter, als diejenige W_2 des nachfolgenden Rades 4 I der Gruppe I. Dasselbe gilt für die Gebläseräder der Gruppen II und III.

Sollte die Änderung der Schaufelbreite bewirken, dass dadurch das Gebläserad nicht mehr im optimalen Bereich der spezifischen Geschwindigkeit arbeitet, kann der Austrittswinkel natürlich auch von Gebläserad zu Gebläserad geändert werden, damit jedes Rad einen maximalen Wirkungsgrad bekommt.

Bei einem Kompressor mit einem Verdichtungsverhältnis 20 wählt man die Winkel α_I, α_{II}, α_{III} der Gruppen I, II und III

vorzugsweise $\alpha_I = 30°$ und $\alpha_{II} = 60°$ und $\alpha_{III} = 90°$, wobei sich ein Optimalwert für die spezifische Geschwindigkeit N_s erzielen lässt.

Beim Betrieb eines solchen Mehrstufen-Turbokompressors tritt das gasförmige Fluidum a durch den Einlass 11 ein und gelangt zur Gebläseradgruppe I, wo es verdichtet wird und sein Druck ansteigt.

Das verdichtete Fluidum gelangt durch den Kanal 7, der von den Leitelementen 5, 6 gebildet ist, zur nächsten Stufe, wo der Druck weiter ansteigt und schliesslich auf gleiche Weise zur Gebläseradgruppe III der letzten Stufe, wo es durch den Auslass 12 ausgeblasen wird. Der Wirkungsgrad ist dabei hoch, da sämtliche Gebläseräder 4 im Bereich der optimalen spezifischen Geschwindigkeit N_s arbeiten.

Da bekanntlich die Temperatur bei der Kompression eines gasförmigen Fluidums ansteigt, kann es in gewissen Fällen von Vorteil sein, in einer mittleren Stufe ein Kühlsystem einzubauen, um so den Verdichtungsvorgang nahezu isothermisch verlaufen zu lassen und den Wirkungsgrad zu verbessern.

Statt wie im dargestellten Beispiel die Gebläseräder in drei Gruppen I, II, III zu unterteilen, sind natürlich auch Anordnungen mit nur zwei Gruppen II und III oder auch mehr als drei Gruppen möglich. Es ist auch möglich nur ein Gebläserad pro Gruppe zu verwenden.

Beim oben beschriebenen Mehrstufen-Turbokompressor sind eine Vielzahl Gebläseräder 4 auf der Welle 2 angeordnet. Sämtliche Gebläseräder 4 haben den gleichen Aussendurchmesser. Sie sind daher auch den gleichen Zentrifugalkräften ausgesetzt und dies hat den Vorteil, dass das Material besser ausgenützt werden kann. Zudem werden weniger Gebläseräder zum Erreichen eines bestimmten Druckes benötigt.

Der Aussendurchmesser D der Gebläseräder 4 nach Figur 2 kann so gewählt werden, dass er dem Aussendurchmesser des letzten Rades eines konventionellen mehrstufigen Turbokompressors entspricht, der ausschliesslich mit Zentrifugal-Gebläserädern arbeitet. Ein üblicher Mehrstufen-Kompressor mit Zentrifugal-Gebläserädern hat bekanntlich Gebläseräder, deren Durchmesser an der Ansaugseite am grössten ist und progressiv zur Auslasseite hin abnimmt.

FIG. 1

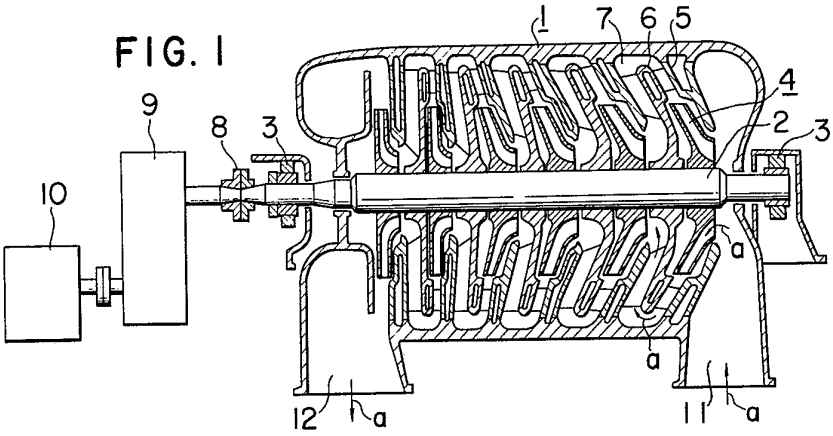


FIG. 2

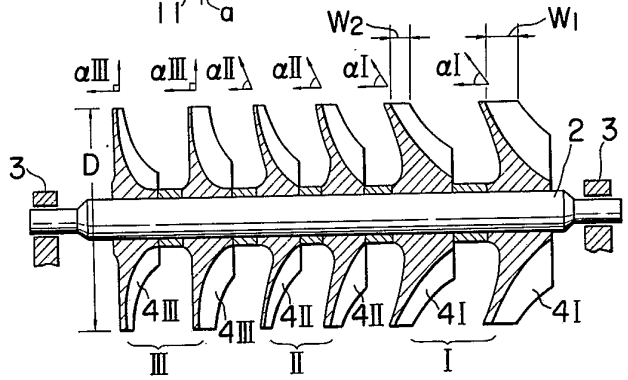


FIG. 3

