



Europäisches Patentamt

(19)

European Patent Office

Office européen des brevets

(11) Veröffentlichungsnummer:

0 086 466
A1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG

(21) Anmeldenummer: 83101306.5

(51) Int. Cl.³: **F 01 D 9/02, F 01 D 17/14**

(22) Anmeldetag: 11.02.83

(30) Priorität: 16.02.82 US 349283

(71) Anmelder: DEERE & COMPANY, 1 John Deere Road,
Moline Illinois 61265 (US)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung: 24.08.83
Patentblatt 83/34

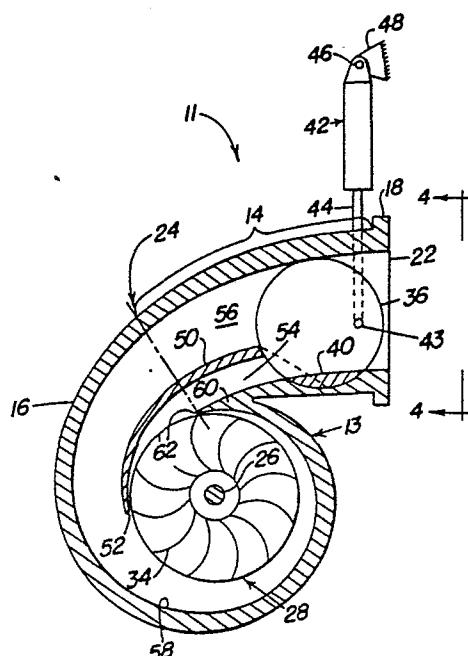
(72) Erfinder: Kaesser, Merle LaVern, Rt. 2, Waverley
Iowa 50677 (US)

(84) Benannte Vertragsstaaten: AT BE CH DE FR GB IT LI SE

(74) Vertreter: FRICKE, Joachim, Dr. et al, Dr. R. Döring, Dr. J.
Fricke, Patentanwälte Josephspitalstrasse 7,
D-8000 München 2 (DE)

(54) Durchflussregelung für den Spiralgehäuse-einlass einer Radialturbine.

(57) Es ist eine Turbine mit verbesserter variabler Strömung vorgesehen, dessen Turbinengehäuse einen gekrümmten Eingangsabschnitt (14) und ein Spiralgehäuseabschnitt (16) aufweist. Der gekrümmte Gehäuseabschnitt (14) umfaßt einen Einlaß an einem Ende und ist mit dem anderen Ende mit dem Spiralgehäuseabschnitt (16) verbunden. Innerhalb des Spiralgehäuseabschnittes (16) ist der Turbinenrotor (28) angeordnet, dessen Auslaß (32) koaxial mit der zentralen Achse des Spiralgehäuses vorgesehen ist. Am Einlaß (22) des gekrümmten Abschnittes (14) ist ein Steuerventil (36) zur Regulierung der Strömung der Abgase durch das Gehäuse vorgesehen. Von dem Steuerventil (36) aus erstreckt sich nach innen eine Trennwand (50), welche das Gehäuse in innere und äußere Kanäle unterteilt. Die Trennwand (50) ist so ausgebildet, daß die Querschnittsströmungsfläche jedes Kanals innerhalb des Spiralgehäuseabschnittes bei Annäherung an den Turbinenrotor (28) abnimmt. Die neue Turbinenanordnung ermöglicht den Betrieb eines Turboladers mit größerer Effektivität über den gesamten Arbeitsbereich einer Brennkraftmaschine.



EP 0 086 466 A1

Turbine, insb. Abgasturbine mit variabler Strömung,
insb. zum Antrieb von Turboladern von Brennkraft-
maschinen

Die Erfindung betrifft eine Turbine, insb. Abgasturbine mit variabler Strömung, und zwar insb. zum Antrieb von Turboladern von Brennkraftmaschinen, bestehend aus einem um eine Achse drehbaren Rotor mit einer Mehrzahl von im gegenseitigen Umfangsabstand angeordneten Rotorblättern oder Schaufeln, aus einem Gehäuse mit einem zum Rotor koaxialen Auslaß und einem Spiralgehäuseabschnitt mit im Abstand von der Achse angeordnetem Einlaß, in dem durch eine Trennwand ein primärer äußerer und ein sekundärer innerer Strömungsweg gebildet sind, sowie aus einem ventilartigen Glied mit Betätigungsseinrichtung zur Veränderung des Einströmquerschnittes des sekundären inneren Strömungsweges.

Gegenwärtig sind bekannt zwei generelle Typen von radial angeströmten Turbinen, die in Verbindung mit Turboladern von Brennkraftmaschinen eingesetzt werden. Ein Typ ist bekannt als eine Turbine mit fester Geometrie. Diese ist so ausgebildet, daß Form und Fläche des Strömungskanals oder der Strömungskanäle, die sich von dem Fluideinlaß zum Turbinenrotor erstrecken, physikalisch nicht geändert werden können. Ein Beispiel für eine Turbine mit fester Geometrie ist die Turbine nach der US-PS 36 64 761.

- 1 Der zweite Typ von Turbine ist bekannt als Turbine mit variabler Strömung. In einem Falle ist die Turbine so ausgebildet, daß sie radial innere und radial äußere Fluidkanäle aufweist, wobei ein Ventil quer zu einem
- 5 der Kanäle angeordnet ist, um die Fluidströmung durch diesen Kanal einstellen zu können. Durch Veränderung der Größe der Öffnung des einen Strömungskanals durch Verstellung des Ventils kann man die Querschnittsfläche des Fluidströmungsweges verändern und dadurch
- 10 Änderungen in der Strömungsgeschwindigkeit und dem Druck kompensieren, die durch den Betrieb der Brennkraftmaschine bei verschiedenen Geschwindigkeiten und unter unterschiedlichen Belastungen auftreten können. Ein Beispiel für eine Turbine mit variabler Strömung
- 15 ist die Turbine nach der US-PS 41 77 006. Bei dieser bekannten Turbine weist das Turbinengehäuse einen geraden Fluideinlaßabschnitt auf, der in einen Spiralgehäuseabschnitt übergeht. Sowohl der Fluideinlaßabschnitt als auch der Spiralgehäuseabschnitt sind
- 20 jeweils in zwei Strömungswege unterteilt. Jeder der Strömungswege ist weiter unterteilt in dem Spiralgehäuseabschnitt, und zwar in einen primären und in einen sekundären Strömungsweg, die unterteilt sind durch eine Wand, die einstückig mit dem Gehäuse ausgebildet
- 25 ist. Weiterhin ist ein Ventil im Fluideinlaß quer zu dem zweiten Strömungsweg angeordnet. Dieses kann gedreht werden, um die Strömung von der Wand wegzuleiten und so die Fluidströmung zu regulieren.
- 30 Von den beiden beschriebenen Turbinentypen sind Maschinen mit fester Turbinengeometrie weniger effektiv. Der Grund dafür liegt darin, daß bei Brennkraftmaschinen mit Turboladung und Turbine von fester Geometrie die Turbine an den Kompressor angepaßt ist,
- 35 der seinerseits normalerweise seine maximale Effektivität erbringt, wenn die Brennkraftmaschine ihr größtes Drehmoment entwickelt. Die Folge ist, daß die Brennkraftmaschine bei begrenzten Geschwindigkeiten und Be-

1 lastungen nicht mit optimaler Effektivität arbeiten
kann, da der Arbeitswirkungsgrad des Kompressors in
diesen Strömungsbereichen kleiner ist als der von der
Brennkraftmaschine geforderte Wirkungsgrad. Eine
5 Turbine mit variabler Strömung kann auf der anderen
Seite den Wirkungsgrad der Maschine durch Verwendung
von Kompressoren vergrößern, welche eine hohe Effektivi-
tät bei begrenzter Geschwindigkeit und Ladung und ge-
ringere Effektivität aufweisen, wenn die Maschine ihr
10 Spitzendrehmoment aufweist. Dies ist möglich, da die
Leistung der Turbine mit variabler Strömung bei Spitzen-
drehmoment vergrößert werden kann, um so die geringere
Effektivität des Kompressors zu kompensieren. Weiterhin
sind Turbinen mit variabler Strömung effektiver bei
15 geringeren als den maximalen Geschwindigkeiten und Be-
lastungen bei denen ein maximaler Ladedruck nicht er-
forderlich ist. In diesen Situationen können Turbinen
mit variabler Strömung den Strömungsquerschnitt ver-
größern, um so den Druck im Abgasverteiler zu verringern.

20 Die Praxis zeigt jedoch, daß es wünschenswert ist, einen
Turbolader in Verbindung mit einer Turbine von variab-
ler Strömung zu erhalten, die höchste Effektivität über
den gesamten Arbeitsbereich der Brennkraftmaschine auf-
weist.
25

Es ist Aufgabe der Erfindung eine Turbine der eingangs
näher bezeichneten Art so weiter zu entwickeln, daß
sie diesen erhöhten Forderungen gerecht wird, so daß so
30 die von einer Brennkraftmaschine erbrachte Leistung
vergrößert werden kann. Außerdem soll eine genauere
Anpassung der Arbeitsweise der Turbine an den Bedarf
und die Arbeitsweise der Brennkraftmaschine möglich
werden.

35 Diese Aufgabe wird dadurch gelöst, daß das Gehäuse
einen gekrümmten Abschnitt zwischen dem Einlaß und dem
um die Achse gebildeten Spiralgehäuseabschnitt auf-

1 weist, und daß die Trennwand sich durch den ge-
krümmten Abschnitt und in den Spiralgehäuseabschnitt
so erstreckt, daß der primäre äußere Strömungsweg und
der sekundäre innere Strömungsweg innerhalb des Spiral-
gehäuseabschnittes jeweils Querschnittsflächen auf-
weisen, die bei zunehmender Annäherung des Strömungs-
weges an den Rotor konstant abnehmen.

Bei Verwendung einer solchen Turbine kann die Effektivität der Brennkraftmaschine wesentlich gesteigert werden. Das ventilarische Glied kann so betätigt werden, daß die Strömung durch den sekundären inneren Strömungsweg verändert wird. Durch die Verstellung des Ventilgliedes kann das Moment der Abgase eingestellt werden. Der gekrümmte Gehäuseabschnitt erstreckt sich in Strömungsrichtung von dem Ventilglied aus um die Drosselverluste möglichst klein zu halten. Durch Drehen des Ventilgliedes in Richtung auf die Trennwand unter teilweiser oder voller Blockierung des sekundären inneren Strömungsweges kann die Geschwindigkeit der Abgase auf ihrem Weg zu den Blättern oder Schaufeln des Turbinenrotors vergrößert werden. Durch die neue Möglichkeit der Turbine das Moment der strömenden Abgase über den gekrümmten Gehäuseabschnitt mit Hilfe des Ventilgliedes zu variieren, verbessert die Effektivität der Turbine für eine vorbestimmte Drehmomentkurve über einen gewünschten Arbeitsbereich der Brennkraftmaschine. Dadurch läßt sich die Leistung der Brennkraftmaschine vergrößern. Die Erhöhung der Geschwindigkeit der eintretenden Abgasfluide kann genau eingestellt werden. Durch Verstellen des Ventilgliedes können die eintretenden Abgase besser als bisher auf den Umfang des Turbinenrotors geleitet werden. Die neue Turbine gestattet es einen Kompressor mit hohem Wirkungsgrad bei begrenzten Geschwindigkeiten der Brennkraftmaschine zu verwenden, um so den Wirkungsgrad dieser Maschine zu erhöhen. Auch läßt sich mit der neuen Turbine ein

- 1 höheres Drehmoment bei niedrigeren Geschwindigkeiten erzielen. Vor allem ermöglicht es die Turbine bei allen Geschwindigkeiten und Belastungen der Brennkraftmaschine deren Wirkungsgrad zu verbessern, wobei gleichzeitig die Übergangsansprechempfindlichkeit der Brennkraftmaschine gesteigert werden kann.

Der gekrümmte Gehäuseabschnitt erstreckt sich zweckmäßigerweise über eine Bogenlänge zwischen 30° und 180° .

- 10 Der Spiralgehäuseabschnitt erstreckt sich über eine Bogenlänge von mindestens 270° . Die Innenfläche des gekrümmten Gehäuseabschnittes konvergiert gegenüber einer Innenfläche des Spiralgehäuseabschnittes und bildet mit dieser eine Zunge am Eintritt in den Spiralgehäuseabschnitt, die sich etwa tangential zum Rotorumfang erstreckt. Die Trennwand nähert sich vom Einlaß weg tangential an den Umfang des Rotors bis zu einem Punkt an, der um eine Bogenlänge von etwa 90° gegenüber dem Ende der Zunge versetzt ist.
- 15
- 20 Die Querschnittsfläche des primären äußeren Strömungsweges ist zweckmäßigerweise größer als die des sekundären inneren Strömungsweges.
- 25 Das Ventilglied ist zweckmäßigerweise so einstellbar, daß die Abgase, die durch den sekundären inneren Strömungsweg strömen, gegen die Trennwand abgelenkt werden. Bei Bedarf kann auch ein sich axial erstreckender Trennwandabschnitt vorgesehen sein, der sich etwa senkrecht zu der Trennwand erstreckt und vom Einlaß axial in das Gehäuse ragt, um dieses in zwei axial nebeneinanderliegende und voneinander getrennte Strömungswege zu unterteilen, deren jeder einen primären äußeren Strömungsweg und einen sekundären inneren Strömungsweg aufweist.
- 30
- 35

Die Strömungswege weisen zweckmäßigerweise in dem gekrümmten Gehäuseabschnitt vom Einlaß aus bis zum Ein-

- 1 tritt in den Spiralgehäuseabschnitt jeweils eine konstant abnehmende Querschnittsfläche auf.
- 5 Es hat sich auch als vorteilhaft erwiesen, wenn der oder die primären äußeren Strömungswege und der oder die sekundären inneren Strömungswege im Bereich des gekrümmten Gehäuseabschnittes in Richtung vom Einlaß bis zum Eintritt in den Spiralgehäuseabschnitt jeweils einen abnehmenden Krümmungsradius aufweisen.
- 10 Die Erfindung wird nachfolgend anhand schematischer Zeichnungen an mehreren Ausführungsbeispielen näher erläutert.
- 15 Es zeigen:
- Figur 1 eine Seitenansicht einer Turbine gemäß der Erfindung.
- 20 Figur 2 einen Querschnitt durch die Turbine nach Figur 1.
- Figur 3 einen Teilschnitt entlang der Schnittlinie III-III der Fig. 1.
- 25 Figur 4 eine Draufsicht auf den Fluideinlaß der Maschine mit Blickrichtung entlang der Pfeile IV-IV der Figur 2.
- 30 Figur 5 im Querschnitt und im Ausschnitt eine abgewandelte Ausführungsform der Turbine.
- Figur 6 eine Stirnansicht des Einlasses mit Blickrichtung entlang der Pfeile VI-VI der Fig. 5 und
- 35 Figur 7 einen Längsschnitt entlang der Schnittlinie VII-VII der Figur 5.

- 1 Die in den Figuren, insb. Fig. 3, gezeigte Anordnung 10 umfaßt eine Turbine 11 mit variabler Strömung, die mit einem Kompressor 12 verbunden ist. Die ganze Anordnung 10 bildet einen Abgasturbolader.
- 5
- Die Turbine weist ein Gehäuse 13 auf, das aus einem gekrümmten Einlaßabschnitt 14 und einem Spiralgehäuseabschnitt 16 besteht. Der gekrümmte Gehäuseabschnitt 14 ist ein bogenförmiger Teil, der mittels eines Flanschendes 18 über Bolzen und Bolzenlöcher 20 an den Abgasverteiler einer Brennkraftmaschine angeflanscht werden kann. Der gekrümmte Abschnitt 14 weist eine Winkelausdehnung von wenigstens 30° auf, vorzugsweise eine Ausdehnung zwischen 30 und 180° . Der bevorzugte Bereich für die Ausdehnung liegt zwischen 45° und 90° . Der gekrümmte Abschnitt 14 weist einen Einlaß 22 am Flanschende 18 auf und ist mit dem Spiralgehäuseabschnitt 16 am anderen Ende 24 verbunden. Der Spiralgehäuseabschnitt 16 weist eine Umfangsausdehnung von wenigstens 270° und vorzugsweise von etwa 360° auf. Der Bogen des Spiralgehäuseabschnittes 16 erstreckt sich um eine Achse, die senkrecht zum Papier nach Fig. 1 verläuft. Eine Verbindungsrolle 26 verbindet drehbar einen Rotor 28 der Turbine mit einem Kompressorrad 30. Die Rolle 26 rotiert um die Achse des Spiralgehäuses. Der Turbinenrotor 28, der in dem Gehäuse 13 eingeschlossen ist, weist mehrere in Umfangsrichtung in Abständen angeordnete Turbinenblätter oder Schaufeln 34 auf, die sich von der zentralen Achse in radialer Richtung nach außen erstrecken. Die besondere Form und Gestalt der Schaufeln 34 kann in bekannter Weise je nach Wunsch unterschiedlich sein. Das Turbinengehäuse 13 weist auch einen Auslaß 32 auf, der in Figur 3 zu sehen ist. Die Abgase einer Brennkraftmaschine werden in die Turbine 11 eingeleitet. Sie führen dazu, daß der Turbinenrotor 28 rotiert. Wenn der Rotor 28 umläuft wird das Kompressorrad 30 mitgenommen, und zwar über die Verbindungsrolle 26. Das

1 Kompressorrad 30 liefert auf diese Weise einen relativ hohen Ladedruck für die Brennkraftmaschine.

Nahe dem Fluideinlaß 22 ist ein Steuerventilglied 36 angeordnet. Dieses dient zur Steuerung der Gasströmung in dem Turbinengehäuse 13. Das Steuerventil 36 ist vorzugsweise ein Drehventil, das in der Innenfläche des gekrümmten Gehäuseabschnittes 14 eingepaßt ist. Das Ventil 36 weist einen Ventileinsatz 40 auf, der zwischen einer Offenstellung und einer geschlossenen Stellung bewegbar ist, um die Gasströmung durch die Turbine von variabler Strömung zu verändern und zu regeln. In der Offenstellung gemäß Fig. 2 liegt der Ventileinsatz 40 bündig mit der Innenfläche des gekrümmten Gehäuseabschnittes 14 und gestattet es so, daß die Abgase durch den gesamten gekrümmten Abschnitt 14 strömen. In der geschlossenen Stellung, die in Fig. 2 gestrichelt dargestellt ist, schwenkt der Ventileinsatz 40 den Strömungsweg der Gase durch den gekrümmten Gehäuseabschnitt 14 ein. Das Ventil 36 wird durch eine Steuereinrichtung 42 über Stift 43 und Gestänge 44 betätigt. Die Steuereinrichtung 42 kann schwenkbar an einem Ende 46 an einer festen Stützeinrichtung 48 befestigt sein, so daß eine lineare Bewegung des Gestänges 44 in eine Drehbewegung des Steuerventils 36 umgesetzt wird. Es wird bemerkt, daß die Steuereinrichtung 42 manuell oder automatisch betätigt werden kann, wie dies im Stand der Technik bekannt ist. Die Steuereinrichtung 42 kann auch unterschiedlich ausgebildet werden, und zwar für im wesentlichen jede lineare oder nicht lineare Abhängigkeit auf Veränderungen von Maschinenparametern, z.B. der Arbeitsgeschwindigkeit, der Belastung, den Verteilereinlaßdruck, den Maschinenemissionen, der Rauchdichte der Abgase, welche die Maschine verlassen und in die Atmosphäre gelangen, von der Temperatur der Abgase oder von jeder Kombination dieser Faktoren. Zusätzlich kann die Steuereinrichtung 42 auf Parameter abgestellt werden, z.B. die Geschwindigkeit des Turbinen-

1 rotors 28 und auf die Drosselstellung.

Von dem Steuerventil 36 erstreckt sich in beide Abschnitte des Turbinengehäuses 13 eine Teilerwand oder
5 Trennwand 50. Die Trennwand 50 läuft in eine Spitze 52 aus, die annähernd tangential am äußeren Umfang des Turbinenrotors 28 liegt. Diese Trennwand 50 ist ein bogenförmiges Glied, das einstückig mit dem Turbinengehäuse ausgebildet sein kann und dazu dient das
10 Turbinengehäuse 13 in einen inneren oder sekundären Fluidkanal 54 und in einen äußeren oder primären Fluidkanal 56 zu unterteilen. Vorzugsweise ist die Fläche des äußeren Fluidkanals 56 größer als die Fläche des inneren Fluidkanals 54. Insbesondere wird bevorzugt, wenn die
15 Fläche des äußeren Fluidkanals 56 annähernd dreimal so groß ist wie die Fläche des inneren Fluidkanals 54. Wenn die Fläche des inneren und des äußeren Fluidkanals 54 bzw. 56 annähernd im Verhältnis von 1:3 stehen, schneidet der äußere Fluidkanal 56 annähernd dreimal so viel des
20 Umfanges des Turbinenrotors 28 wie der innere Fluidkanal 54. Zusätzlich zu dieser Größendifferenz der Fluidkanäle 54 und 56 arbeitet die Trennwand 50 mit einer Innenfläche 58 des Spiralgehäuseabschnittes 16 zusammen, wie dies aus Figur 2 ersichtlich ist. Damit ergibt sich eine abnehmende Querschnittsfläche des
25 äußeren Fluidkanals 56. Vorzugsweise nehmen die Querschnittsflächen beider Fluidkanäle 54 und 56 über den ganzen gekrümmten Gehäuseabschnitt und über den Spiralgehäuseabschnitt 14 bzw. 16 konstant ab. Dieses Merkmal liefert eine relativ gleichförmige Geschwindigkeit der
30 Abgase beim Auftreffen auf die Turbinenschaufeln 34. Ein Drehen des Steuerventils 36 aus der Offenstellung zu einer teilweise geschlossenen Stellung führt dazu, daß die Abgase nach außen in Richtung auf die Teilerwand 50
35 abgelenkt werden. Dadurch steigert sich die Geschwindigkeit der Abgase, die in den beiden inneren und äußeren Kanälen 54 und 56 strömen. Die vergrößerte Geschwindigkeit kombiniert mit dem vergrößerten Krümmungsradius der

- 1 Massenströmung der Abgase führt zu einer Vergrößerung der Leistung der Turbine 11.
- 5 Eine weitere Drehung des Steuerventils 36 in die voll geschlossene Stellung, wie sie gestrichelt in Fig. 2 gezeigt ist, leitet alle strömenden Abgase durch den äußeren Kanal 56. Dies führt zu einer weiteren Vergrößerung sowohl der Geschwindigkeit als auch des durchschnittlichen Krümmungsradius der Massenströmung der
- 10 Abgase und maximiert die Ausgangsleistung der Turbine 11.

Der gekrümmte Gehäuseabschnitt 14 wirkt mit einer Innenfläche 58 des Spiralgehäuseabschnittes 16 zusammen, um eine Zunge 60 mit einer Spitze 62 zu bilden. Die Spitze 62 liegt am entgegengesetzten Ende 24 des gekrümmten Gehäuseabschnittes 14, die durch die strichpunktierte Linie angedeutet ist. Sie liegt in unmittelbarer Nähe des Umfanges des Turbinenrotors 28 und vorzugsweise tangential zu dem äußeren Umfang des Rotors. Die Zungenspitze 62 liegt in einem Winkelabstand von etwa 90° von der Spitze 52 der Trennwand 50, so daß etwa 75% des Umfangsbereiches des Turbinenrotors 28 zum äußeren Fluidkanal 56 hin freiliegt. Die Spitze 62 und die Innenfläche 58 steuern die Strömung der Abgase zwischen dem äußeren Umfang des Turbinenrotors 28 und der Zunge 60. Die Spitze 62 kontrolliert außerdem jede Strömung der Abgase im Uhrzeigersinne, welche Strömung pulsierende Wirkung auf den Turbinenmotor 28 hätte.

30 Es wird nunmehr bezug genommen auf die Figuren 5 bis 7. In diesen ist eine alternative Ausführungsform für eine Turbine mit variabler Strömung gezeigt. Diese weist ebenfalls ein Steuerventil 64 auf, welches quer über den inneren Strömungskanal 54 angeordnet ist. Das Steuerventil 64 weist einen Ventileinsatz 67 auf, der innerhalb des gekrümmten Gehäuseabschnittes 14 auf Dichtungen 65 über ein Steuergestänge 66 nach Fig. 7 betätigbar ist. Wenn das Steuerventil 64 gedreht wird, bewegt sich der

- 1 Ventileinsatz 67 zwischen der Offenstellung und der ge-
schlossenen Stellung. In der Offenstellung nach Fig. 5
ist der Ventileinsatz 67 bündig mit der Innenfläche des
gekrümmten Abschnittes 14 und gestattet, daß Abgase
5 durch sowohl den inneren als auch den äußeren Strömungs-
kanal 54 bzw. 56 strömen. Durch Drehung des Ventil-
einsatzes 67 in Richtung auf die Trennwand 51 in eine
teilweise geschlossene Stellung wir ein Teil des inneren
Kanals 54 gesperrt. In der voll geschlossenen Stellung,
10 die durch gestrichelte Linien in Fig. 5 angedeutet ist,
blockiert der Ventileinsatz 67 die Abgase gegenüber dem
inneren Fluidkanal 54 vollständig. Dies ermöglicht sowohl
eine Zunahme der Gasgeschwindigkeit als auch eine Zunahme
des durchschnittlichen Krümmungsradius der Massen-
strömung der Abgase. Dadurch wird die Ausgangsleistung
15 der Turbine 11 erhöht. Die alternative Ausführungsform
zeigt auch eine axiale Teilerwand 68, die nach Fig. 6
und 7 annähernd senkrecht zu der Trennwand 51 angeordnet
ist und sich vom Fluideinlaß 22 in beiden Abschnitten
20 14 und 16 des Turbinengehäuses 13 nach innen erstreckt.
Die axiale Teilerwand 68 unterteilt das Turbinengehäuse
13 in zwei axial getrennte Fluidströmungswege 70 und 72,
wobei jeder dieser Strömungswege innere und äußere
Strömungskanäle 54 und 56 aufweisen. Jeder der Strömungs-
25 wege 70 und 72 ist in Fluchtung mit einer getrennten
Abgasverteilerleitung, um zu verhindern, daß die
pulsierenden Abgase sich mischen können, bevor sie auf
die Turbinenschaufeln 34 auftreffen.
- 30 Die neue Turbine 11 arbeitet mit den Abgasen, die von
dem Abgasverteiler einer Brennkraftmaschine durch die
Strömungswege 54 und 56 geleitet werden und auf die
Schaufeln 34 des Turbinenrotors 28 auftreffen. Der
Turbinenmotor 28 wird mit einer Geschwindigkeit ange-
35 trieben, die an die Geschwindigkeit und die Massen-
strömung der Abgase angepaßt ist. Die Drehgeschwindig-
keit des Turbinenrotors 28 wird in Bezug gesetzt zu
den Arbeitsbedingungen der Brennkraftmaschine, z.B. in

1 Bezug auf deren Geschwindigkeit und Belastung. Die
Querschnittsströmungsfläche und Form der Strömungs-
kanäle 54 und 56 ebenso wie die Form der Trennwand 50
beeinflußt die Geschwindigkeit der Abgase und hat somit
5 auch eine Wirkung auf die Drehgeschwindigkeit des
Turbinenrotors 28. Durch eine Bemessung der Quer-
schnittsströmungsfläche des äußeren Kanals 56 auf
annähernd das Dreifache der Querschnittsströmungs-
fläche des inneren Kanals 54 und durch Verwendung
10 eines gekrümmten Gehäuseabschnittes 14 in Strömungs-
richtung vor dem Spiralgehäuseabschnitt 16 erhält man
eine bessere Steuerung der Geschwindigkeit der Abgase.
Durch Schließen des Steuerventils 36 kann eine hohe
Strömungsgeschwindigkeit der Gase durch den äußeren
15 Kanal 56 bei relativ niedrigen Arbeitsgeschwindig-
keiten der Brennkraftmaschine erzielt werden. Wenn der
innere Strömungskanal 54 blockiert ist muß die gesamte
Gasströmung durch den äußeren Strömungskanal 56
passieren. Dies stellt sicher, daß eine ausreichende
20 Gasgeschwindigkeit erzielt wird, um den Turbinenmotor 28
mit einer ausreichenden Geschwindigkeit anzutreiben,
so daß das Kompressorrad 30 den Ladedruck für die
Brennkraftmaschine steigern kann. Wenn die Geschwindig-
keit oder die Belastung der Brennkraftmaschine zu-
25 nehmen, nehmen auch die Geschwindigkeit und die Massen-
strömung der Abgase zu. An einem oberen Punkt der
Drehmomentkurve der Maschine führen Geschwindigkeit
und Massenströmung der Abgase dazu, daß der Turbinen-
motor 28 so schnell dreht, daß entweder eine Komponente
30 des Turboladers 10 kritische Arbeitsgrenzen über-
schreiten könnte und ausfällt oder der Turbolader
könnte Ladedrücke erzeugen, die die Arbeitsgrenzen der
Brennkraftmaschine übersteigen. Bevor irgend eines
dieser Ereignisse auftritt wird das Steuerventil 36
35 in Richtung auf die Offenstellung gedreht, um zu er-
möglichen, daß die eintretenden Abgase durch sowohl
den inneren als auch den äußeren Strömungskanal 54
bzw. 56 fließen.

- 1 Durch teilweises Schließen des Steuerventils 36 wird die Gasströmung weiter weg von der zentralen Achse des Turbinenrotors 28 gelenkt. Dadurch wird der durchschnittliche Krümmungsradius der Massenströmung vergrößert. Die Geschwindigkeit nimmt ebenfalls zu aufgrund der Abnahme der Querschnittsfläche des gekrümmten Abschnittes 14. In jeder Stellung des Steuerventils 36 führt die Gasgeschwindigkeit senkrecht zum Krümmungsradius unmittelbar stromabwärts von dem Steuerventil 36
- 5 zu einem bestimmten Winkelmoment. Durch Schließen des Steuerventils 36 kann der Krümmungsradius des Massenflusses und die Geschwindigkeit der Abgasströmung vergrößert werden, so daß auch das Winkelmoment zunimmt. Diese Zunahme der durchschnittlichen Massengeschwindigkeit wird stromabwärts am Umfang des Turbinenrotors 28
- 10 annähernd gemäß folgender Formel festgestellt:
- 15

$$c = \frac{K}{R}$$

- 20 In dieser Gleichung bedeuten:

c die durchschnittliche Massengeschwindigkeit der Abgase.

- 25 K einen konstanten Wert, der durch die Werte c und R unmittelbar stromab des Steuerventils bestimmt wird und die den gewünschten Wert von c am Umfang des Turbinenrotors erzeugt, und

- 30 R der durchschnittliche Krümmungsradius der Massenströmung für die Abgase.

Die oben gegebene Gleichung läßt sich auf alle Turbinen anwenden, welche einen Spiralgehäuseabschnitt aufweisen, in dem Reibung und Kompressibilität vernachlässigbar sind.

- 35 Durch teilweises oder volles Schließen des Steuerventils 36 kann die Geschwindigkeit der Abgase, die auf die Schaufeln 34 des Turbinenrotors 28 treffen, ver-

1 größert werden. Dies wiederum führt zu einer Vergrößerung des Energieüberschusses auf den Turbinenrotor 28 in Übereinstimmung mit der gut bekannten Turbinengleichung von Euler:

5

$$H = \frac{U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}}{g_c}$$

In dieser Gleichung bedeuten:

10

H die Energie, die pro Masseneinheit der Abgase auf den Turbinenrotor übertragen wird;

15

U_1 die Geschwindigkeit der Turbinenschaufeln 34 am Umfang des Rotors 28;

C_{u1} die Geschwindigkeit der Abgase tangential zum Umfang des Turbinenrotors 28;

20

C_{u2} die durchschnittliche tangentiale Massengeschwindigkeit der Abgase bei Verlassen des Rotors 28;

25

U_2 die Geschwindigkeit der Turbinenschaufeln 34 im Bereich des durchschnittlichen Massenradius der strömenden Abgase bei Verlassen des Rotors 28 und

g_c die Schwerkraftkonstante.

30

Teilweise oder volles Schließen des Steuerventils 36 zur Vergrößerung der Geschwindigkeit des Turboladers vergrößert die Ladeluftströmung zur Brennkraftmaschine. Dies ermöglicht, daß mehr Kraftstoff in die Brennkraftmaschine zur Erzielung höherer Maschinendrehmomente und zur Verbesserung der Übergangsansprechempfindlichkeit injiziert werden kann, ohne daß die Abgasrauchdichtgrenzen überschritten werden. Für Maschinenbelastungen unterhalb der maximalen Drehmomentkurve kann das Steuerventil 36 so moduliert werden, daß eine

1 optimale Kombination von Luft/Kraftstoffverhältnis und
Druckdifferential über die Maschine bei maximaler Brenn-
kraftmaschinenwirksamkeit erzielt werden kann. In gleicher
Weise kann durch teilweises oder volles Öffnen des
5 Steuerventils 36 bei hohen Maschinengeschwindigkeiten
und Belastungen die Querschnittsfläche vergrößert und
der durchschnittliche Krümmungsradius der Massen-
strömung verringert werden, um die Geschwindigkeit des
Turboladers und den Ladedruck der Maschine zu über-
wachen.

10 Es sollte bemerkt werden, daß die leitschaufelfreien,
düsenartigen Turbinen nach der Erfindung Strömungen
von Abgasen verarbeiten können, deren Geschwindigkeiten
15 oberhalb Mach I liegen, ohne daß Stoßprobleme auftreten.
Diese Fähigkeit, absolute Geschwindigkeiten verarbeiten
zu können, welche Überschallgeschwindigkeiten über-
schreiten, ist bei Turbinen mit Leitschaufeln nicht
vorhanden.

20

25

30

35

Patentansprüche

1. Turbine, insb. Abgasturbine mit variabler Strömung, insb. zum Antrieb von Turboladern von Brennkraftmaschinen, bestehend aus einem um eine Achse drehbaren Rotor mit einer Mehrzahl von im gegenseitigen Umfangsabstand angeordneten Rotorblättern, aus einem Gehäuse mit einem zum Rotor koaxialen Auslaß und einem Spiralgehäuseabschnitt mit im Abstand von der Achse angeordneten Einlaß, in dem durch eine Trennwand ein primärer äußerer und ein sekundärer innerer Strömungsweg gebildet sind, sowie aus einem ventilarartigen Glied mit Betätigungsseinrichtung zur Veränderung des Einströmquerschnittes des sekundären inneren Strömungsweges, dadurch gekennzeichnet, daß das Gehäuse einen gekrümmten Abschnitt (14) zwischen dem Einlaß (22) und dem um die Achse (26) gebildeten Spiralgehäuseabschnitt (16) aufweist, und daß die Trennwand (50) sich durch den gekrümmten Abschnitt (14) und in den Spiralgehäuseabschnitt (16) so erstreckt, daß der primäre äußere Strömungsweg (56) und der sekundäre innere Strömungsweg (54) innerhalb des Spiralgehäuseabschnittes jeweils Querschnittsflächen aufweisen, die bei zunehmender Annäherung des Strömungsweges an den Rotor (28) konstant abnehmen.
2. Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der gekrümmte Gehäuseabschnitt (14) sich über eine Bogenlänge zwischen etwa 30° und etwa 180° erstreckt.

- 1 3. Turbine nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß der gekrümmte Gehäuseabschnitt (14) sich über eine Bogenlänge zwischen etwa 45° und etwa 90° erstreckt.
- 5 4. Turbine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß sich der gekrümmte Gehäuseabschnitt (14) über eine Bogenlänge von mindestens 30° und der Spiralgehäuseabschnitt über eine Bogenlänge von mindestens 270° erstreckt, und daß eine Innenfläche (40) des gekrümmten Gehäuseabschnittes (14) gegenüber einer Innenfläche (58) des Spiralgehäuseabschnittes (26) konvergiert und mit dieser eine Zunge (60,62) am Eintritt in den Spiralgehäuseabschnitt (16) bildet, die sich etwa tangential zum Rotorumfang erstreckt, und daß die Trennwand (50) sich vom Einlaß (22) weg tangential an den Umfang des Rotors bis zu einem Punkt (52) annähert, der um eine Bogenlänge von etwa 90° gegenüber dem Ende (62) der Zunge (60,62) versetzt ist.
- 10 5. Turbine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Querschnittsfläche des primären äußeren Strömungsweges (56) größer als die des sekundären inneren Strömungsweges (54) ist.
- 15 6. Turbine nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Strömungsfläche des primären äußeren Strömungsweges (56) etwa dreimal so groß ist wie die Strömungsfläche des sekundären inneren Strömungsweges (54).
- 20 7. Turbine nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß der primäre äußere Strömungsweg (56) annähernd dreimal so viel vom Umfang des Rotors (28) schneidet, wie der sekundäre

1 innere Strömungsweg (54)

8. Turbine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventil (36 bzw. 64) in
5 jede Stellung zwischen einer ersten Stellung, in der der sekundäre innere Strömungsweg (54) für die Fluidströmung voll geöffnet ist und einer zweiten Stellung einstellbar ist, in der der sekundäre innere Strömungsweg (54) gegenüber der
10 Fluidströmung abgesperrt ist.
9. Turbine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß das Ventilglied (36 bzw. 64) so einstellbar ist, daß die Abgase, die durch
15 den sekundären inneren Strömungsweg (54) strömen gegen die Trennwand (50, 51) gelenkt werden.
10. Turbine nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß ein sich axial erstreckender
20 Trennwandabschnitt (68) vorgesehen ist, der sich etwa senkrecht zu der Trennwand (50) bzw. (51) erstreckt und vom Einlaß axial in das Gehäuse ragt, um dieses in zwei axial nebeneinander liegende und voneinander getrennte Strömungswege
25 zu unterteilen, deren jeder einen primären äußeren Strömungsweg und einen sekundären inneren Strömungsweg aufweist.
11. Turbine nach einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die Strömungswege in dem gekrümmten Gehäuseabschnitt (14) vom Einlaß (22) aus bis zum Eintritt in den Spiralgehäuseabschnitt (16) jeweils eine konstant abnehmende Querschnittsfläche aufweisen.
30
- 35 12. Turbine nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß der oder die primären äußeren Strömungswege und der oder die

0086466

19

1 sekundären inneren Strömungswege im Bereich des
gekrümmten Gehäuseabschnittes (14) in Richtung vom
Einlaß bis zum Eintritt in den Spiralgehäuseab-
schnitt (16) jeweils einen abnehmenden Krümmungs-
radius aufweisen.
5

10

15

20

25

30

35

0086466

113

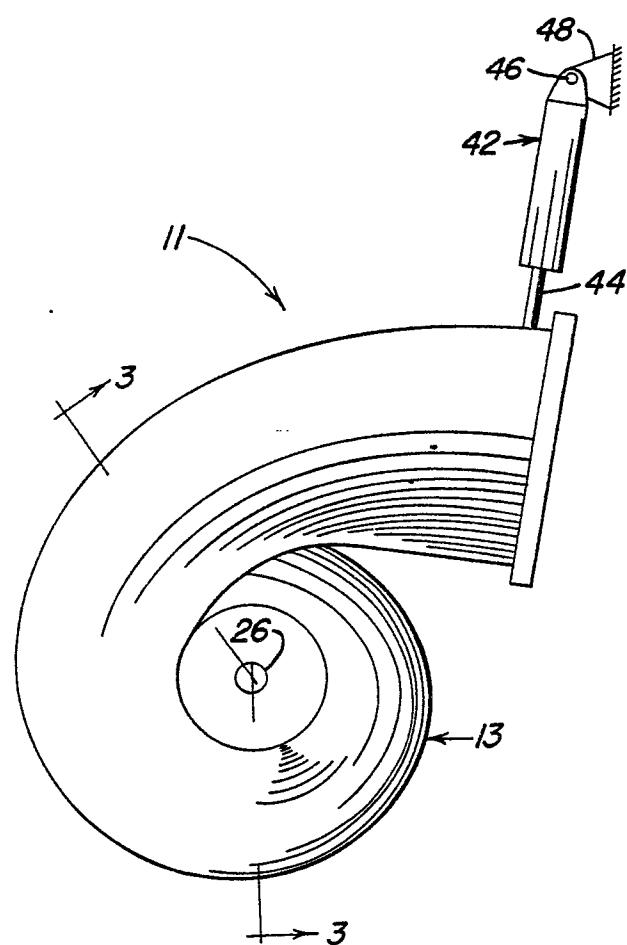
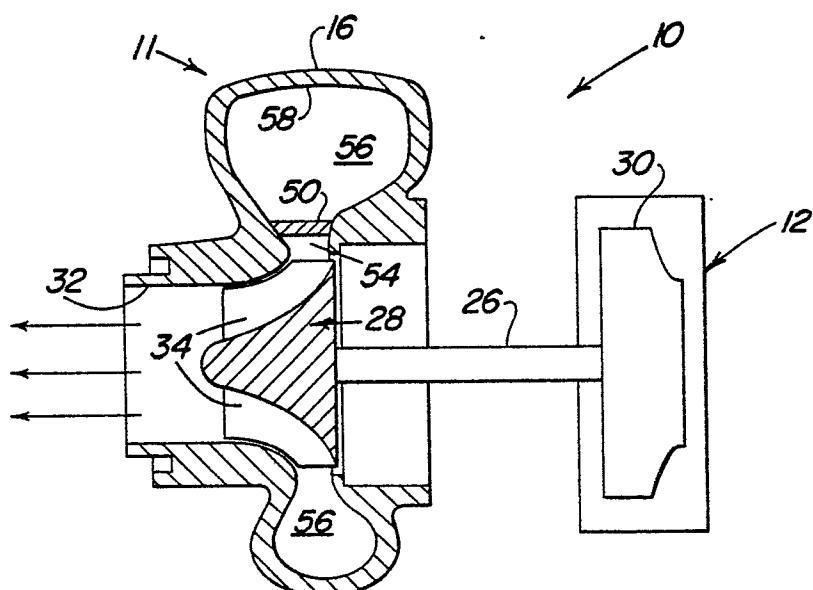
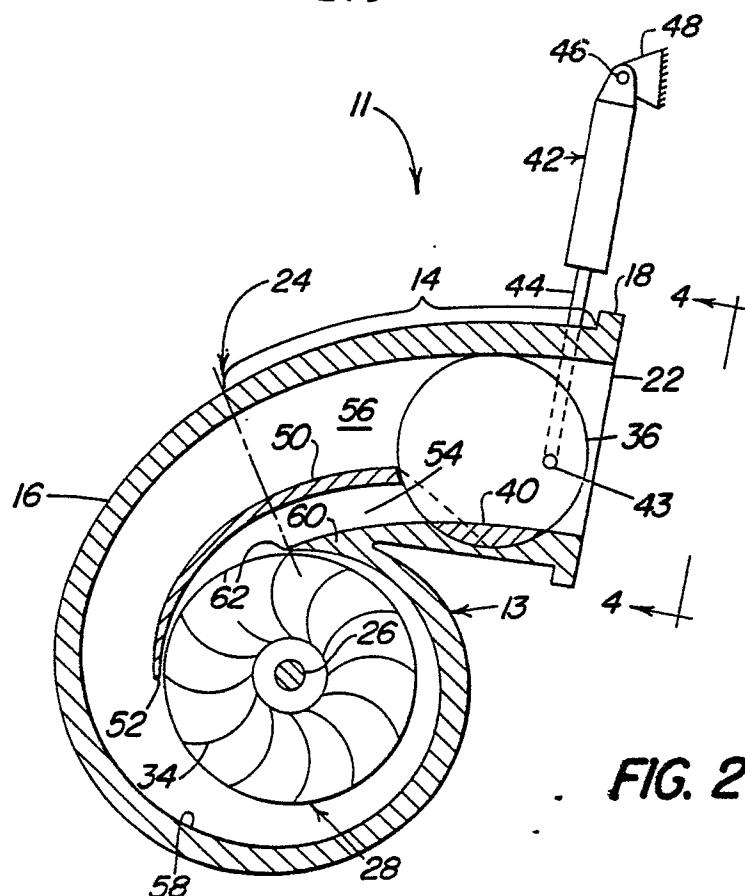


FIG. 1

0086466

213



0086466

3 / 3

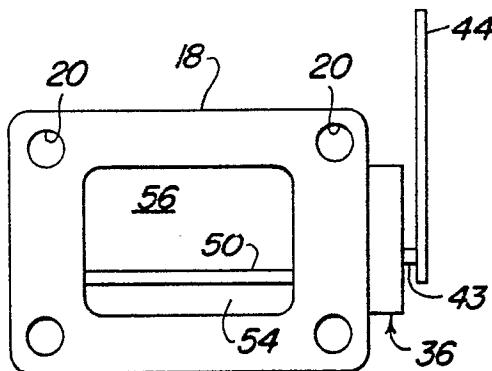


FIG. 4

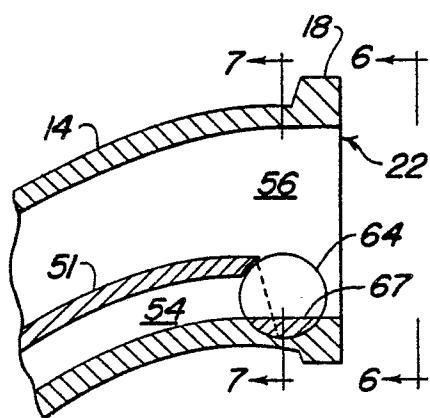


FIG. 5

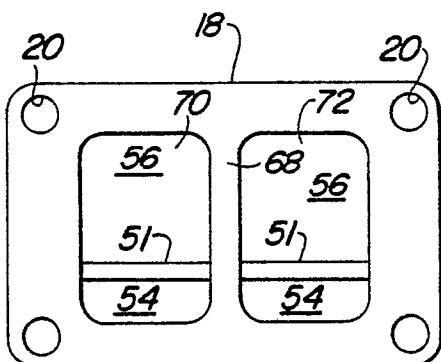


FIG. 6

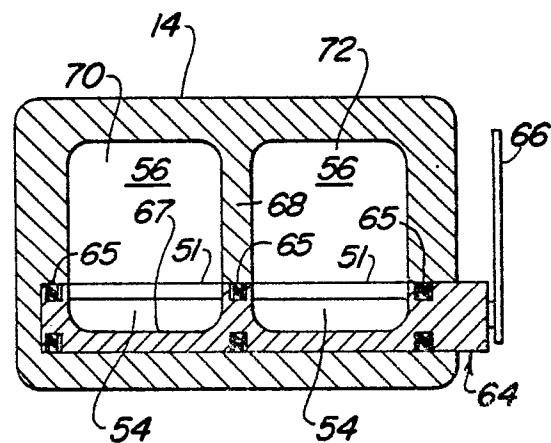


FIG. 7



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

0086466

Nummer der Anmeldung

EP 83 10 1306

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. ³)		
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch			
X,D	US-A-4 177 006 (NANCARROW) * Spalte 2, Zeilen 40-68; Spalte 4, Zeile 2 - Spalte 6, Zeile 5; Figuren 2,3,5,6,7 *	1,4,5, 7-10	F 01 D 9/02 F 01 D 17/14		
A	GB-A-2 057 063 (DIBELIUS) * Seite 2, Zeile 39 - Zeile 126; Figuren 3-6, 10-12 *	1,6,8, 10			
P	ENGINEERING MATERIALS AND DESIGN, November 1982, Industrial Press, London, GB. * Seite 26, Figur 5a *	1,2,4			
A	FR-A-2 465 069 (ISHIKAWAJIMA-HARIMA) * Seite 2, Zeile 33 - Seite 4, Zeile 16; Seite 5, Zeile 34 - Seite 10, Zeile 33 *	1,4,5, 7,10	RECHERCHIERTE SACHGEBiete (Int. Cl. ³)		
A	FR-A-2 210 220 (WOOLENWEBER) * Figuren 1,20 *		F 01 D F 02 C F 02 B		
A	FR-A-2 320 440 (ROTO-MASTER) * Figuren 1,2,7 *				
A	CH-A- 239 435 (BÜCHI)				
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt.					
Recherchenort DEN HAAG	Abschlußdatum der Recherche 11-05-1983	Prüfer IVERUS D.			
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : nichtschriftliche Offenbarung P : Zwischenliteratur T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze					
E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus andern Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument					