



 12

EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG



 Anmeldenummer: 83101306.5


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


 Anmeldetag: 11.02.83



 Priorität: 16.02.82 US 349283


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



 Veröffentlichungstag der Anmeldung: 24.08.83
 Patentblatt 83/34

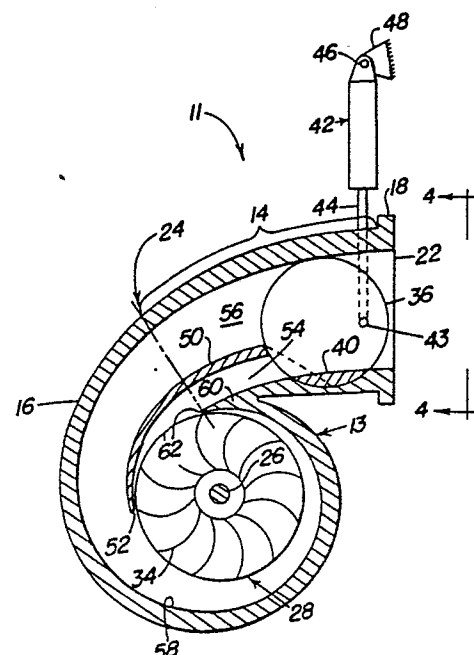

 Erfinder: **Kaesser, Merle LaVern**, Rt. 2, Waverley Iowa 50677 (US)


 Benannte Vertragsstaaten: **AT BE CH DE FR GB IT LI SE**


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


Durchflussregelung für den Spiralgehäuse-einlass einer Radialturbine.


 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.



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 coaxialen 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 Betätigungseinrichtung zur Veränderung des Einströmquerschnittes des sekundären inneren Strömungsweges.
- 15 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.
- 20

- 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 Querschnitts-
fläche des Fluidströmungsweges verändern und dadurch
10 Änderungen in der Strömungsgeschwindigkeit und dem
Druck kompensieren, die durch den Betrieb der Brenn-
kraftmaschine 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 ge-
raden Fluideinlaßabschnitt auf, der in einen Spiral-
gehäuseabschnitt übergeht. Sowohl der Fluideinlaß-
abschnitt als auch der Spiralgehäuseabschnitt sind
20 jeweils in zwei Strömungswege unterteilt. Jeder der
Strömungswege ist weiter unterteilt in dem Spiralge-
häuseabschnitt, 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 weg-
zuleiten 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 Brenn-
kraftmaschinen mit Turboladung und Turbine von fester
Geometrie die Turbine an den Kompressor angepaßt ist,
35 der seinerseits normalerweise seine maximale Effektiv-
tät erbringt, wenn die Brennkraftmaschine ihr größtes
Drehmoment entwickelt. Die Folge ist, daß die Brenn-
kraftmaschine 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 Effektivität bei begrenzter Geschwindigkeit und Ladung und geringere 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 Belastungen bei denen ein maximaler Ladedruck nicht erforderlich 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 variabler Strömung zu erhalten, die höchste Effektivität über
den gesamten Arbeitsbereich der Brennkraftmaschine auf-
25 weist.

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
5 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 Effekti-
10 vität der Brennkraftmaschine wesentlich gesteigert
werden. Das ventilartige 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 einge-
15 stellt werden. Der gekrümmte Gehäuseabschnitt er-
streckt 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
20 des sekundären inneren Strömungsweges kann die Ge-
schwindigkeit 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 Gehäuse-
25 abschnitt mit Hilfe des Ventilgliedes zu variieren,
verbessert die Effektivität der Turbine für eine vor-
bestimmte Drehmomentkurve über einen gewünschten
Arbeitsbereich der Brennkraftmaschine. Dadurch läßt
sich die Leistung der Brennkraftmaschine vergrößern.
30 Die Erhöhung der Geschwindigkeit der eintretenden
Abgasfluide kann genau eingestellt werden. Durch Ver-
stellen des Ventilgliedes können die eintretenden Ab-
gase besser als bisher auf den Umfang des Turbinen-
rotors geleitet werden. Die neue Turbine gestattet
35 es einen Kompressor mit hohem Wirkungsgrad bei be-
grenzten 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 er-
zielen. Vor allem ermöglicht es die Turbine bei allen
Geschwindigkeiten und Belastungen der Brennkraft-
maschine deren Wirkungsgrad zu verbessern, wobei gleich-
5 zeitig die Übergangsansprechempfindlichkeit der Brenn-
kraftmaschine gesteigert werden kann.

- Der gekrümmte Gehäuseabschnitt erstreckt sich zweck-
mäßigerweise 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 Spiralgehäuse-
15 abschnitt, die sich etwa tangential zum Rotorumfang er-
streckt. 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.
- 20 Die Querschnittsfläche des primären äußeren Strömungs-
weges ist zweckmäßigerweise größer als die des sekun-
dären 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
30 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 pri-
mären äußeren Strömungsweg und einen sekundären inneren
35 Strömungsweg aufweist.

Die Strömungswege weisen zweckmäßigerweise in dem ge-
krümmten 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.

35

Figur 6 eine Stirnansicht des Einlasses mit Blickrichtung entlang der Pfeile VI-VI der Fig. 5 und

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 An-
ordnung 10 bildet einen Abgasturbolader.

5

Die Turbine weist ein Gehäuse 13 auf, das aus einem
gekrümmten Einlaßabschnitt 14 und einem Spiralgehäuse-
abschnitt 16 besteht. Der gekrümmte Gehäuseabschnitt
14 ist ein bogenförmiger Teil, der mittels eines
10 Flanschendes 18 über Bolzen und Bolzenlöcher 20
an den Abgasverteiler einer Brennkraftmaschine ange-
flanscht werden kann. Der gekrümmte Abschnitt 14 weist
eine Winkelausdehnung von wenigstens 30° auf, vorzugs-
weise eine Ausdehnung zwischen 30 und 180° . Der be-
15 vorzugte Bereich für die Ausdehnung liegt zwischen 45°
und 90° . Der gekrümmte Abschnitt 14 weist einen Ein-
laß 22 am Flanschende 18 auf und ist mit dem Spiral-
gehäuseabschnitt 16 am anderen Ende 24 verbunden. Der
Spiralgehäuseabschnitt 16 weist eine Umfangsausdehnung
20 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 Verbindungswelle 26 verbindet
drehbar einen Rotor 28 der Turbine mit einem Kompressor-
25 rad 30. Die Welle 26 rotiert um die Achse des Spiral-
gehäuses. 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
30 radialer Richtung nach außen erstrecken. Die besondere
Form und Gestalt der Schaufeln 34 kann in bekannter
Weise je nach Wunsch unterschiedlich sein. Das Turbinen-
gehäuse 13 weist auch einen Auslaß 32 auf, der in
Figur 3 zu sehen ist. Die Abgase einer Brennkraft-
35 maschine werden in die Turbine 11 eingeleitet. Sie
führen dazu, daß der Turbinenrotor 28 rotiert. Wenn
der Rotor 28 umläuft wird das Kompressorrad 30 mit-
genommen, und zwar über die Verbindungswelle 26. Das

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

Nahe dem Fluideinlaß 22 ist ein Steuerventilglied 36
5 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
10 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 Gehäuseab-
15 schnittes 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 Gehäuseab-
20 schnitt 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 Dreh-
25 bewegung 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
30 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
35 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
25 ergibt sich eine abnehmende Querschnittsfläche des 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
30 liefert eine relativ gleichförmige Geschwindigkeit der 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
15 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 Zungen-
20 spitze 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
25 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 Turbinenrotor 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 Steuer-
35 ventil 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 geschlossenen 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 Strömungskanal 54 bzw. 56 strömen. Durch Drehung des Ventileinsatzes 67 in Richtung auf die Trennwand 51 in eine teilweise geschlossene Stellung wird 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-
- 15 strömung der Abgase. Dadurch wird die Ausgangsleistung 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 Turbinenrotor 28 wird mit einer Geschwindigkeit an-
- 35 getrieben, die an die Geschwindigkeit und die Massenströmung der Abgase angepaßt ist. Die Drehgeschwindigkeit 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 Turbinenrotor 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-
rotor 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 zu einem bestimmten Winkelmoment. Durch Schließen des Steuerventils 36 kann der Krümmungsradius des Massenschlusses 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 annähernd gemäß folgender Formel festgestellt:

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

- 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-

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

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

In dieser Gleichung bedeuten:

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

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

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

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

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.

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
5 Weise kann durch teilweises oder volles Öffnen des
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-
10 wachen.

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
5 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
10 einem ventilartigen Glied mit Betätigungseinrichtung 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
15 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.
20
- 25 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 g e k e n n -
z e i c h n e t, daß der gekrümmte Gehäuseab-
schnitt (14) sich über eine Bogenlänge zwischen
etwa 45° und etwa 90° erstreckt.
- 5 4. Turbine nach Anspruch 1, dadurch g e k e n n -
z e i c h n e t, daß sich der gekrümmte Gehäuse-
abschnitt (14) über eine Bogenlänge von mindestens
10 30° und der Spiralgehäuseabschnitt über eine
Bogenlänge von mindestens 270° erstreckt, und daß
eine Innenfläche (40) des gekrümmten Gehäuseab-
schnittes (14) gegenüber einer Innenfläche (58) des
15 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°
20 gegenüber dem Ende (62) der Zunge (60,62) versetzt
ist.
- 25 5. Turbine nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch
g e k e n n z e i c h n e t, daß die Querschnitts-
fläche des primären äußeren Strömungsweges (56)
größer als die des sekundären inneren Strömungs-
weges (54) ist.
- 30 6. Turbine nach Anspruch 5, dadurch g e k e n n -
z e i c h n e t, daß die Strömungsfläche des
primären äußeren Strömungsweges (56) etwa dreimal
so groß ist wie die Strömungsfläche des sekundären
inneren Strömungsweges (54).
- 35 7. Turbine nach Anspruch 6, dadurch g e k e n n -
z e i c h n e t, daß der primäre äußere Strömungs-
weg (56) annähernd dreimal so viel vom Umfang
des Rotors (28) schneidet, wie der sekundäre

- 1 innere Strömungsweg (54)
8. Turbine nach Anspruch 4, dadurch g e k e n n -
z e i c h n e t, 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 g e k e n n -
z e i c h n e t, 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 g e k e n n -
z e i c h n e t, 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
30 g e k e n n z e i c h n e t, daß die Strömungs-
wege in dem gekrümmten Gehäuseabschnitt (14) vom
Einlaß (22) aus bis zum Eintritt in den Spiral-
gehäuseabschnitt (16) jeweils eine konstant ab-
nehmende Querschnittsfläche aufweisen.
- 35
12. Turbine nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch
g e k e n n z e i c h n e t, daß der oder die
primären äußeren Strömungswege und der oder die

- 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-
5 radius aufweisen.
- 10
- 15
- 20
- 25
- 30
- 35

1/3

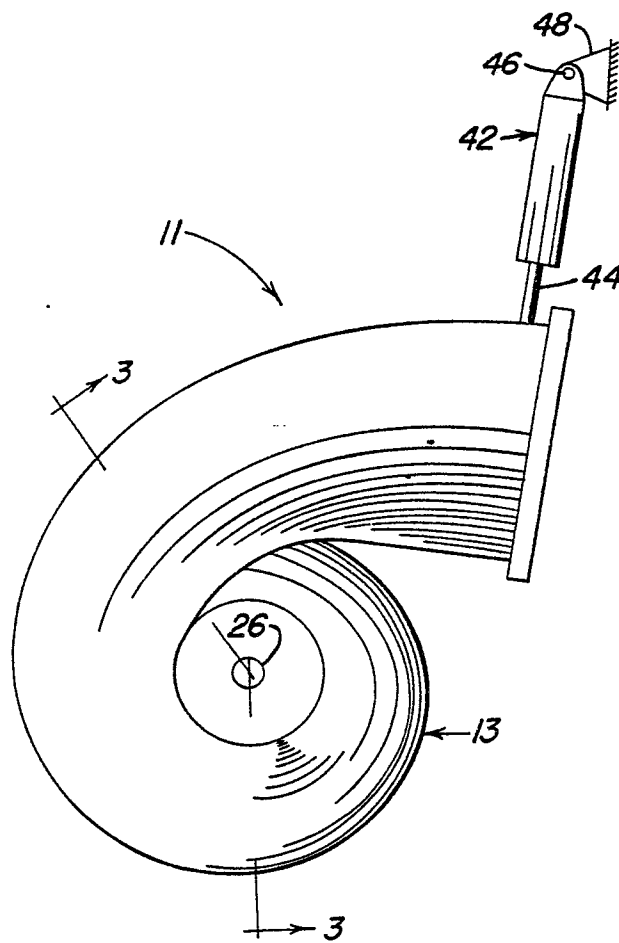


FIG. 1

213

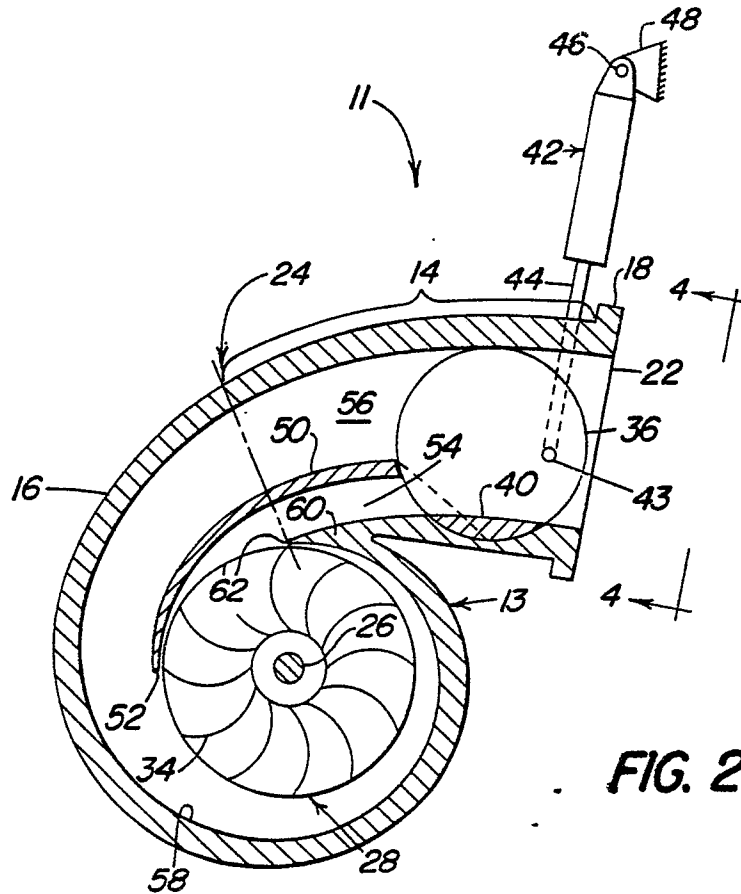


FIG. 2

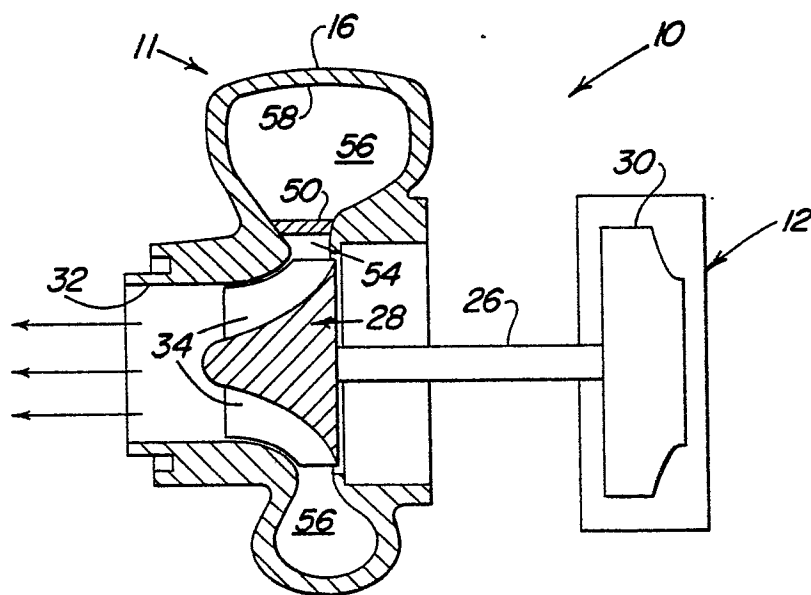


FIG. 3

3/3

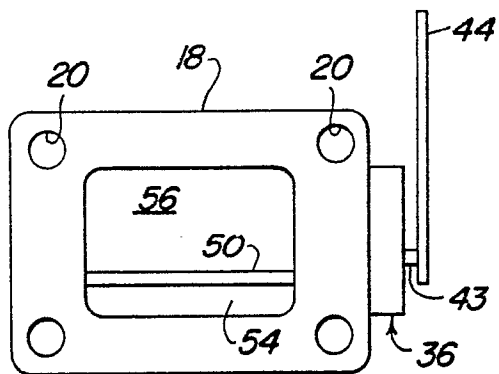


FIG. 4

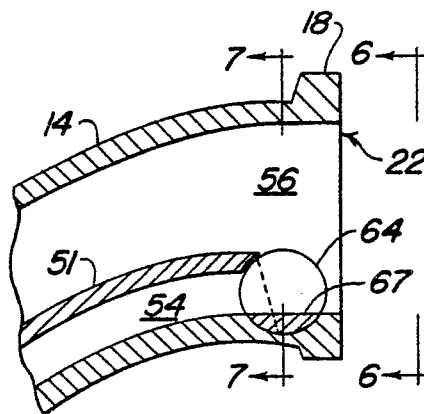


FIG. 5

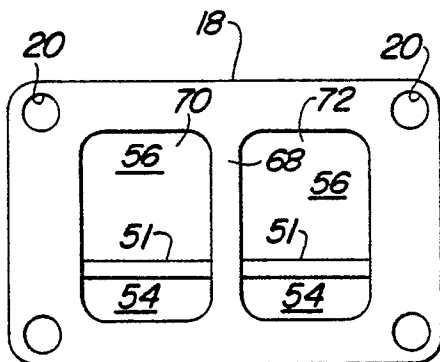


FIG. 6

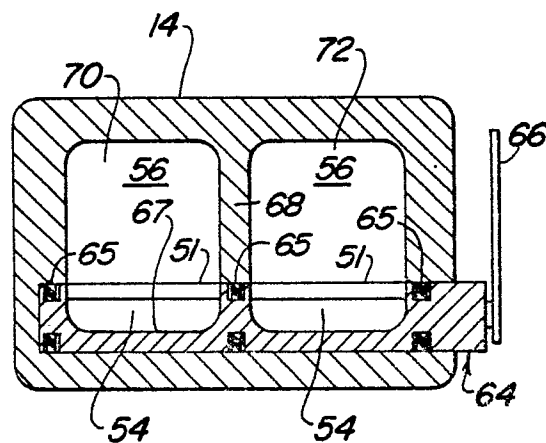


FIG. 7



Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

0086466

Nummer der Anmeldung

EP 83 10 1306

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE																	
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int. Cl. 3)														
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) F 01 D F 02 C F 02 B														
A	FR-A-2 210 220 (WOOLENWEBER) * Figuren 1,20 *																
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.														
<table border="0"><tr><td>KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN</td><td>E : älteres Patentedokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist</td></tr><tr><td>X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet</td><td>D : in der Anmeldung angeführtes Dokument</td></tr><tr><td>Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie</td><td>L : aus andern Gründen angeführtes Dokument</td></tr><tr><td>A : technologischer Hintergrund</td><td></td></tr><tr><td>O : nichtschriftliche Offenbarung</td><td></td></tr><tr><td>P : Zwischenliteratur</td><td>& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument</td></tr><tr><td>T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze</td><td></td></tr></table>				KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN	E : älteres Patentedokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist	X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet	D : in der Anmeldung angeführtes Dokument	Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie	L : aus andern Gründen angeführtes Dokument	A : technologischer Hintergrund		O : nichtschriftliche Offenbarung		P : Zwischenliteratur	& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze	
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTEN	E : älteres Patentedokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist																
X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet	D : in der Anmeldung angeführtes Dokument																
Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie	L : aus andern Gründen angeführtes Dokument																
A : technologischer Hintergrund																	
O : nichtschriftliche Offenbarung																	
P : Zwischenliteratur	& : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument																
T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze																	