

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Rotor für eine Strömungsmaschine, mit einer zu seiner Drehachse coaxial angeordneten Hohlwelle, welche sich beidseitig stirnseitig an zwei axial gegenüberliegenden Abschnitten des Rotors abstützt und einen inneren Hohlraum umschließt. Ferner betrifft die Erfindung eine Strömungsmaschine mit solch einem Rotor.

[0002] Gasturbinen und deren Arbeitsweisen sind allgemein bekannt. Hierzu zeigt die Figur 3 eine Gasturbine 1, welche, entlang eines um eine Drehachse 2 drehgelagerten Rotors 3 angeordnet, einen Verdichter 5, eine Brennkammer 6 und eine Turbineneinheit 11 aufweist. In dem Verdichter 5 sowie auch in der Turbineneinheit 11 sind Leitschaufeln 12, 35 am Gehäuse und Laufschaufeln 15, 37 am Rotor 3 jeweils unter Bildung von Schaufelkränzen 17, 19, 36, 38 befestigt. Ein Leitschaufelkranz 19, 36 bildet mit dem Laufschaufelkranz 17, 38 eine Verdichterstufe 21 bzw. eine Turbinenstufe 34, wobei mehrere Stufen hintereinander geschaltet sind. Die Laufschaufeln 15 eines Kranzes 17, 38 sind am Rotor 3 mittels einer ringförmigen, zentral gelochten Scheibe 26, 39 befestigt. Durch die zentrale Öffnung erstreckt sich in Axialrichtung ein zentraler Zuganker 7, der die Turbinenscheiben 39 und Verdichterscheiben 26 miteinander verspannt. Ferner ist, zur Überbrückung der von der Brennkammer 6 hervorgerufenen Distanz, zwischen Verdichter 5 und Turbineneinheit 11 zwischen der Verdichterscheibe 26 der letzten Verdichterstufe 21 und der Turbinenscheibe 39 der ersten Turbinenstufe 34 eine Hohlwelle 13 angeordnet.

[0003] Beim Betrieb der Gasturbine 1 saugt der Verdichter 5 Umgebungsluft an und verdichtet diese. Die verdichtete Luft wird mit einem Brennstoff vermischt und der Brennkammer 6 zugeführt, in der das Gemisch zu einem heißen Arbeitsmedium M verbrannt wird. Letzteres strömt aus der Brennkammer 6 in die Turbineneinheit 11 und treibt mittels der Laufschaufeln 15 den Rotor 3 der Gasturbine 1 an, welcher den Verdichter 5 und eine Arbeitsmaschine, zum Beispiel einen Generator antreibt.

[0004] Das auf die Laufschaufeln der Turbineneinheit wirkende und von dem Arbeitsmedium erzeugte Drehmoment wird an den Generator als Nutzenergie und an den Verdichter zum Verdichten der Umgebungsluft weitergegeben. Daher muss die Hohlwelle die für das Verdichten der Umgebungsluft im Verdichter erforderliche Energie von der Turbinenscheibe der ersten Turbinenstufe an die Verdichterscheibe der letzten Verdichterstufe übertragen.

[0005] Diese Anordnung innerhalb der Gasturbine bedingt, dass die Hohlwelle besonders hohen mechanischen Belastungen ausgesetzt ist. Diese Belastungen können zu Kriechverformungen und zu Defekten führen, was dann zu einer Reduzierung der Lebensdauer des Rotors führt.

[0006] Ferner liegt radial benachbart zur Hohlwelle

die Brennkammer der Gasturbine, welche diesen axialen Bereich des Rotors beim Betrieb unzulässig erwärmen kann. Somit können auch thermische Belastungen auftreten, welche die Festigkeit wie auch Steifigkeit der Hohlwelle schwächen können, so dass die auftretende mechanische Belastung eine vorzeitige Ermüdung des Materials der Hohlwelle hervorrufen kann.

[0007] Die Aufgabe der Erfindung ist es daher, einen Rotor für eine Strömungsmaschine anzugeben, der eine höhere Lebensdauer und eine geringere Anfälligkeit gegenüber mechanischen Defekten aufweist. Ferner ist es Aufgabe der Erfindung, hierzu eine Strömungsmaschine anzugeben.

[0008] Die auf den Rotor gerichtete Aufgabe wird durch die Merkmale des Anspruchs 1 gelöst. Vorteilhaftere Weiterbildungen sind in den Unteransprüchen angegeben.

[0009] Betreffend den Rotor sieht die Erfindung mit dem eingangs genannten Rotor vor, dass die Hohlwelle in Axialrichtung des Rotors aus mehreren aneinanderliegenden Ringen gebildet ist und dass die aneinanderliegenden und an den Abschnitten anliegenden Ringe den Hohlraum nach außen begrenzen.

[0010] Die Erfindung geht von der Überlegung aus, dass die sowohl mechanisch als auch thermisch hoch belastete und bisher einstückige Hohlwelle durch mehrere aneinanderliegende Ringe ersetzt wird. Durch diese grundlegende konstruktive Umgestaltung lassen sich die mechanischen Beanspruchungen erheblich reduzieren. In dem Bereich der Ringe mit hohen Materialtemperaturen, die aufgrund der radial weiter außen angeordneten Brennkammer entstehen, werden die Spannungen und die daraus resultierenden Kriechverformungen verringert. Dadurch ist die Lebensdauer jedes Ringes größer als die der einstückigen Hohlwelle.

[0011] Bisher wurde die einstückige Hohlwelle durch Übertragung der vom Verdichter benötigten Energie über ihre axiale Länge besonders auf Torsion beansprucht. Mittels der Erfindung ist die axiale Länge eines Ringes gegenüber der einstückigen Hohlwelle stark verkürzt, so dass der Ring wesentlich geringer auf Torsion beansprucht wird. Daher werden mit der Erfindung die mechanischen Belastungen weiter verringert.

[0012] Des weiteren bewirken die Ringe eine bessere thermische Isolation des Hohlraums gegenüber einem radial weiter außen liegenden Außenbereich, so dass kältere Luft im Hohlraum an den Oberflächen des Bauteils ansteht. Hierdurch wird die thermische Belastung der Ringe weiter reduziert, welches eine höhere mechanische Belastung ermöglicht.

[0013] Darüber hinaus kann dem allgemeinen Bestreben zur Minderung der Herstellungskosten Rechnung getragen werden, da aufgrund der geringeren Beanspruchung ein preiswerterer Werkstoff, beispielsweise 26NiCrMo26145mod für die Ringe eingesetzt werden kann, verglichen mit dem der einstückigen Hohlwelle aus dem Stand der Technik.

[0014] Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung

weist der Rotor zumindest einen parallel zur Drehachse verlaufenden Zuganker auf. Die Abschnitte des Rotors werden jeweils durch eine Scheibe gebildet, wobei der zumindest eine Zuganker zum Verspannen der Scheiben und der Ringe sich durch diese erstreckt. Dieser komponentenartige Aufbau des Rotors ermöglicht im unwahrscheinlichen Falle eines Defektes am Ring oder an einer Scheibe das Ersetzen des betroffenen Bauteils.

[0015] In einer besonders vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung erstreckt der Zuganker sich zentral durch die Scheiben und durch die Ringe. Somit kann der zu der Drehachse zentrisch angeordnete Zuganker die gestapelten Ringe und Scheiben des Verdichters und der Turbineneinheit verspannen und gleichzeitig zum axialen und radialen Lagern des Rotors verwendet werden.

[0016] Im Rahmen einer vorteilhaften Weiterbildung weist der Rotor mehrere zur Drehachse beabstandete Zuganker auf, die sich durch die Scheiben und die Ringe erstrecken. Die Anwendung der mehrstückig ausgebildeten Hohlwelle ist somit auch auf Rotoren anwendbar, welche die Verspannung mit mehreren Zuganker vorsieht.

[0017] Gemäß einer besonders bevorzugten Weiterbildung weist jeder Ring und jeder Abschnitt formschlüssige Mittel zur Übertragung des Drehmoments des Rotors von einem der beiden Abschnitte zum gegenüberliegenden Abschnitt auf. Eine als Schlupf bekannte verlustbehaftete Relativbewegung in Umfangsrichtung zwischen den unmittelbar benachbarten Ringen bzw. zwischen einem Ring und einem Abschnitt kann somit wirksam vermieden werden.

[0018] Zweckmäßigerweise sind die Mittel zur Übertragung des Drehmoments an den Stirnseiten des Rings und den der Abschnitte als Stirnverzahnung nach Art einer Hirthverzahnung ausgebildet. Diese formschlüssige Verzahnung ermöglicht einen schlupffreien Betrieb des Rotors. Insbesondere, wenn eine der beiden Scheiben als eine Verdichterscheibe und die andere als Turbinenscheibe ausgebildet ist, wird die zum Verdichten der angesaugten Umgebungsluft am Verdichter erforderliche Leistung verlustfrei von der Turbineneinheit zum Verdichter mittels der dazwischen angeordneten Ringe übertragen.

[0019] Zweckmäßigerweise ist jeder Ring im Querschnitt I-förmig ausgebildet, wobei der Steg der I-Form in Radialrichtung des Rotors verläuft. An jedem Ende des Stegs ist ein sich in Axialrichtung erstreckender Flansch angeordnet, der stirnseitige Bereiche aufweist, an denen die Mittel zur Übertragung des Drehmoments vorgesehen sind. Der I-förmige Querschnitt ermöglicht eine besonders steife, leichte und mechanisch belastbare Ausgestaltung des Rings mit genügend großen Stirnseiten zum Vorsehen der Stirnverzahnung.

[0020] Ferner ist der Hohlraum in Axialrichtung von einem Kühlmedium durchströmbar. Dabei weisen die Ringe und die Abschnitte zum Abdichten des Hohlraums labyrinthartige Dichtmittel auf. Da die Ringe ge-

geneinander und gegenüber den Abschnitten den Hohlraum nach außen abdichten, kann die Kühlluft vom Verdichter durch den Hohlraum zur Turbineneinheit verlustfrei geleitet werden, ohne dass Leckagen auftreten. Die Dichtmittel können dabei an den Flanschen der Ringe vorgesehen sein, an denen keine Mittel zur Übertragung des Drehmoments vorgesehen sind. Somit kann ein Flansch des Rings in seiner radialen Materialstärke vergleichsweise breit ausgelegt sein, der dann das Drehmoment überträgt, und der andere Flansch vergleichsweise schmal ausgelegt sein, der dann lediglich zum Abdichten des Hohlraums nach außen hin dient.

[0021] Darüber hinaus kühlt die Kühlluft die Ringe, so dass sich die mittlere Bauteiltemperatur verringert.

[0022] Die Erfindung führt zur Lösung der auf eine eingangs genannte Strömungsmaschine gerichteten Aufgabe, wobei der Rotor nach einem der Ansprüche 1 bis 9 ausgebildet ist.

[0023] Besonders vorteilhaft ist die Weiterbildung, bei der die Strömungsmaschine als Gasturbine ausgebildet ist und bei der die Gasturbine entlang des Rotors aufeinanderfolgend einen Verdichter, zumindest eine Brennkammer und eine Turbineneinheit aufweist, wobei einer der beiden Abschnitte durch eine im Verdichter angeordnete Verdichterscheibe und der andere Abschnitt durch eine in der Turbineneinheit angeordnete Turbinenscheibe gebildet ist.

[0024] Ferner gelten die für den Rotor beschriebenen Vorteile sinngemäß auch für die Strömungsmaschine.

[0025] Die Erfindung wird anhand einer Zeichnung erläutert. Es zeigt:

Figur 1 einen Rotor einer Gasturbine mit einem zentralen Zuganker in einem Längsschnitt im Bereich zwischen Verdichter und Turbineneinheit,

Figur 2 einen Rotor einer Gasturbine mit mehreren Zugankern in einem Längsschnitt im Bereich zwischen Verdichter und Turbineneinheit und

Figur 3 eine Gasturbine nach dem Stand der Technik in einem Längsteilschnitt.

[0026] Eine gemäß dem vorab beschriebenen Stand der Technik ausgebildete Gasturbine 1 zeigt Figur 3.

[0027] Figur 1 zeigt einen Rotor 3 einer Gasturbine 1 mit einem zentralen Zuganker 7 in einem Längsschnitt im Bereich zwischen Verdichter 5 und Turbineneinheit 11. Von dem Verdichter 5 ist ein Strömungskanal 23 mit lediglich der letzten Verdichterstufe 21 dargestellt. Entlang des um die Drehachse 2 drehbaren Rotors 3 folgt einem Verdichterausgang 25 ein Diffusor 27 und eine Brennkammer 29. Letztere weist einen Verbrennungsraum 31 auf, der in einen Heißgaskanal 33 einer Turbineneinheit 11 mündet.

[0028] Im Strömungskanal 23 des Verdichters 5 sind in Kränzen 19 drehfeste Leitschaufeln 12 befestigt. Die-

sen sind Laufschaufeln 15 vorgeschaltet, welche am Rotor 3 mittels einer Verdichterscheibe 26 montiert sind.

[0029] Der Heißgaskanal 33 weist Leitschaufeln 35 und weiter stromabwärts Laufschaufeln 37 auf. Die feststehenden Leitschaufeln 35 sind mit dem Gehäuse der Gasturbine 1 verbunden, wohingegen die Laufschaufeln 37 an einer Turbinenscheibe 39 befestigt sind.

[0030] Der Rotor 3 weist zwischen der Verdichterscheibe 26 und der Turbinenscheibe 39 anstelle der aus dem Stand der Technik bekannten einstückigen Hohlwelle drei axial aufeinander folgende Ringe 43 auf. Dabei ist jeder Ring 43 im Querschnitt I-förmig, so dass zwei in Axialrichtung des Zugankers 7 erstreckende Flansche 45, 46 über einen in Radialrichtung verlaufenden Steg 47 miteinander verbunden sind.

[0031] Zwischen dem Außenumfang des zentralen Zugankers 7 und einer von den radial inneren Flanschen 46 gebildeten inneren Oberfläche 49 ist ein sich in Axialrichtung erstreckender Hohlraum 51 geformt, welcher zur Führung eines Kühlfluids, beispielsweise Verdichterluft, geeignet ist. Bei der in Figur 1 gezeigten Ausgestaltung des Rotors 3 mit einem zentralen Zuganker 7 ist der Hohlraum 51 in Querschnitt ringförmig.

[0032] An den Stirnseiten 55 der radial außenliegenden Flansche 45 ist die Hirthverzahnung angeordnet, mit welcher das Drehmoment des Rotors 3 von der Turbinenscheibe 39 über die Ringe 43 an die Verdichterscheibe 26 weitergegeben wird. Dazu weisen die Stirnseiten 57 der Turbinenscheibe 39 und der Verdichterscheibe 26 ebenfalls die Hirthverzahnung auf.

[0033] Die radial innenliegenden Flansche 46 der Ringe 43 weisen an ihren Stirnseiten 59 labyrinthartige Dichtungen 61 auf, welche den Hohlraum 51 gegen den außenliegenden Bereich 61 abdichten.

[0034] Da die außen liegenden Flansche 45 das Drehmoment von einer Stirnseite 55 zur ihrer gegenüberliegenden Stirnseite 55 durchreichen, weisen die äußeren Flansche 45 in Radialrichtung eine größere Breite auf als die inneren Flansche 46, welche lediglich die Dichtungen 61 tragen.

[0035] Beim Betrieb der Gasturbine 1 wird Luft vom Verdichter 5 im Strömungskanal 23 des Verdichters 5 verdichtet, wobei ein Anteil der verdichteten Luft als Kühlluft durch Scheibenbohrungen 24 entnommen und gemäß den Pfeilen 63 entlang des Zugankers 7 vom verdichterseitigen Ende des Hohlraums 51 zum turbinenseitigen Ende geführt wird. In der Turbinenscheibe 39 befindliche Scheibenbohrungen 24 führen die Kühlluft zu den Laufschaufeln 37 der ersten Turbinenstufe 34. Die Kühlluft kühlt die Laufschaufeln 37 und entweicht anschließend in den Heißgaskanal 33.

[0036] Die zwischen Zuganker 7 und Scheiben 26, 39 vorgesehenen Labyrinthdichtungen 65 und die Dichtungen 61 verhindern ein Entweichen der Kühlluft aus dem Hohlraum 51.

[0037] Figur 2 zeigt einen Rotor 3 einer Gasturbine 1 mit mehreren Zugankern 8 in einem Längsschnitt im Bereich zwischen Verdichter 5 und Turbineneinheit 11.

[0038] Wie Figur 1 zeigt Figur 2 den Verdichter 5, die Brennkammer 6, die Turbineneinheit 11 und den aus Verdichterscheiben 26, Turbinenscheiben 39 und Ringen 43 zusammengebauten Rotor 3. Anstelle des in Figur 1 gezeigten zentralen Zugankers 7 ist in Figur 2 einer von mehreren zur Drehachse 2 beabstandeten dezentralen Zugankern 8 gezeigt. Der dezentrale Zuganker 8 ist dabei derart zur Drehachse 2 beabstandet, dass die Stege 47 der Ringe 43 von ihm durchdrungen werden. Alternativ dazu könnte auch der Abstand so gewählt werden, dass der Zuganker 8 die Flansche 45 der Ringe durchbohrt.

15 Patentansprüche

1. Rotor (3) für eine Strömungsmaschine, mit einer zu seiner Drehachse koaxial angeordneten Hohlwelle (13), welche sich beidseitig stirnseitig an zwei axial gegenüberliegenden Abschnitten des Rotors (3) abstützt und einen inneren Hohlraum (51) umschließt,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Hohlwelle (51) in Axialrichtung des Rotors (3) aus mehreren aneinanderliegenden Ringen (43) gebildet ist und
dass die aneinanderliegenden und an den Abschnitten anliegenden Ringe (43) den Hohlraum (51) nach außen begrenzen.
2. Rotor (3) nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Rotor (3) zumindest einen parallel zur Drehachse verlaufenden Zuganker (7, 8) aufweist und
dass die Abschnitte des Rotors (3) jeweils durch eine Scheibe (26, 39), insbesondere durch eine Verdichterscheibe (26) und einer Turbinenscheibe (39) gebildet ist,
wobei der zumindest eine Zuganker (7, 8) zum Ver-spannen der Scheiben (26, 39) und der Ringe (43) sich durch diese erstreckt.
3. Rotor (3) nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Zuganker (7) sich zentral durch die Scheiben (26, 39) und die Ringe (43) erstreckt.
4. Rotor (3) nach Anspruch 2,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Rotor (3) mehrere zur Drehachse beabstandete Zuganker (8) aufweist, die sich durch die Scheiben (26, 39) und die Ringe (43) erstrecken.
5. Rotor (3) nach Anspruch 1, 2, 3 oder 4,
dadurch gekennzeichnet,
dass jeder Ring (43) und jeder Abschnitt form-schlüssige Mittel zur Übertragung des Drehmo-

ments des Rotors (3) von einem der beiden Abschnitte zum gegenüberliegenden Abschnitt aufweist.

6. Rotor (3) nach Anspruch 5,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Mittel zur Übertragung des Drehmoments an den Stirnseiten (55) des Rings (43) und den der Abschnitte nach Art einer Hirthverzahnung ausgebildet sind. 5
10
7. Rotor (3) nach einem der Ansprüche 1 bis 6,
dadurch gekennzeichnet,
dass jeder Ring (43) im Querschnitt I-förmig ausgebildet ist, wobei der Steg (47) der I-Form in Radialrichtung des Rotors (3) verläuft. 15
8. Rotor (3) nach einem der Ansprüche 1 bis 7,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Ringe (43) an ihren gegenüberliegenden Flanschen (45) Bereiche aufweisen, an denen die Hirthverzahnung vorgesehen ist. 20
9. Rotor (3) nach einem der Ansprüche 1 bis 8,
dadurch gekennzeichnet,
dass der Hohlraum (51) in Axialrichtung von einem Kühlfluid durchströmbar ist und
dass die Ringe (43) und die Abschnitte zum Abdichten des Hohlraums(51) labyrinthartige Dichtmittel aufweisen. 25
30
10. Strömungsmaschine mit einem Rotor (3),
dadurch gekennzeichnet,
dass der Rotor (3) nach einem der Ansprüche 1 bis 9 ausgebildet ist. 35
11. Strömungsmaschine nach Anspruch 8,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Strömungsmaschine als Gasturbine (1) ausgebildet ist. 40
12. Strömungsmaschine nach Anspruch 9,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Gasturbine (1) entlang des Rotors (3) aufeinander folgend einen Verdichter (5), zumindest eine Brennkammer (6) und eine Turbineneinheit (11) aufweist, 45
wobei der eine der beiden Abschnitte durch eine im Verdichter (5) angeordnete Verdichterscheibe (26) und der andere Abschnitt durch eine in der Turbineneinheit (11) angeordnete Turbinenscheibe (39) 50
gebildet ist.

55

FIG 1

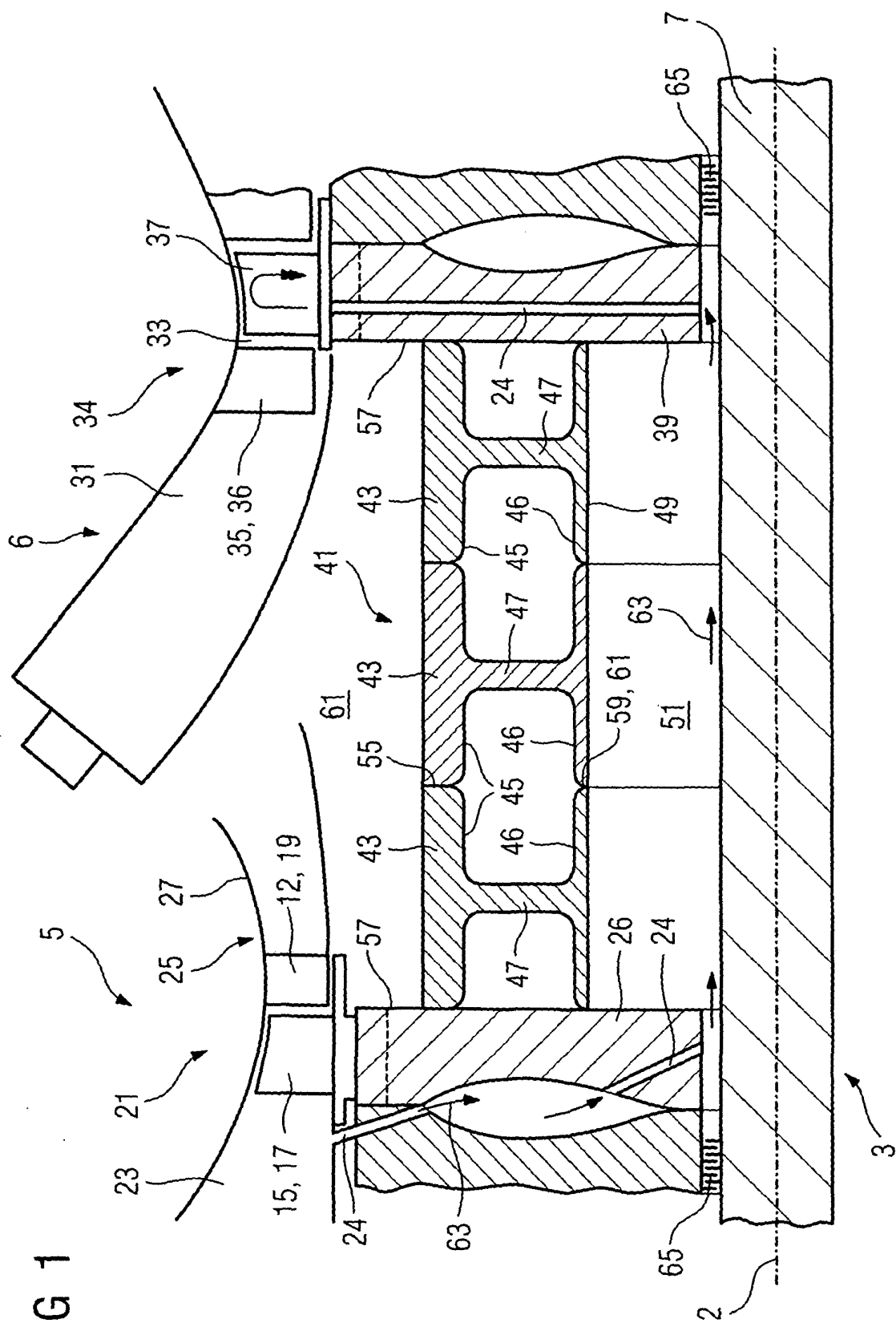


FIG 2

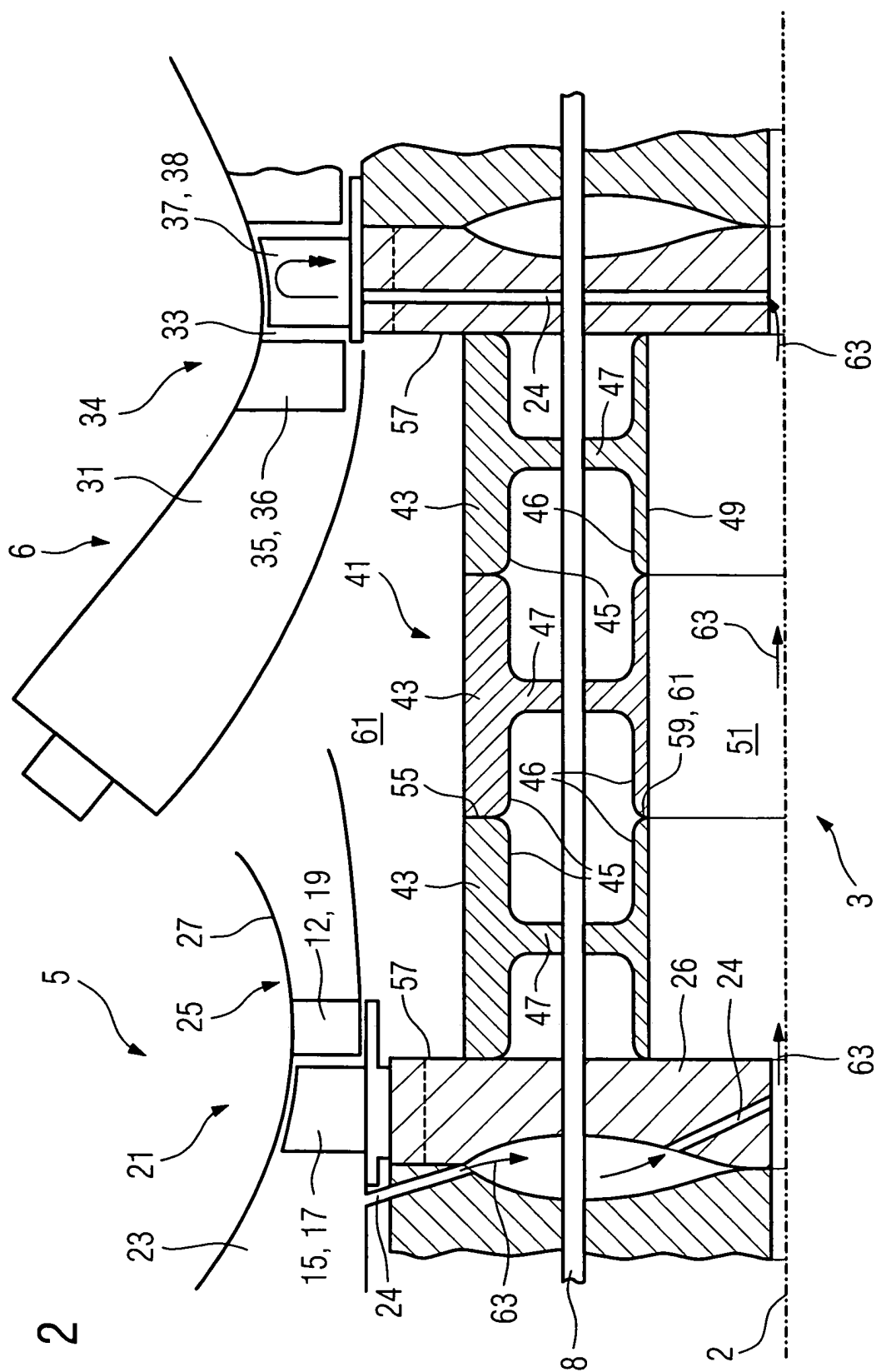
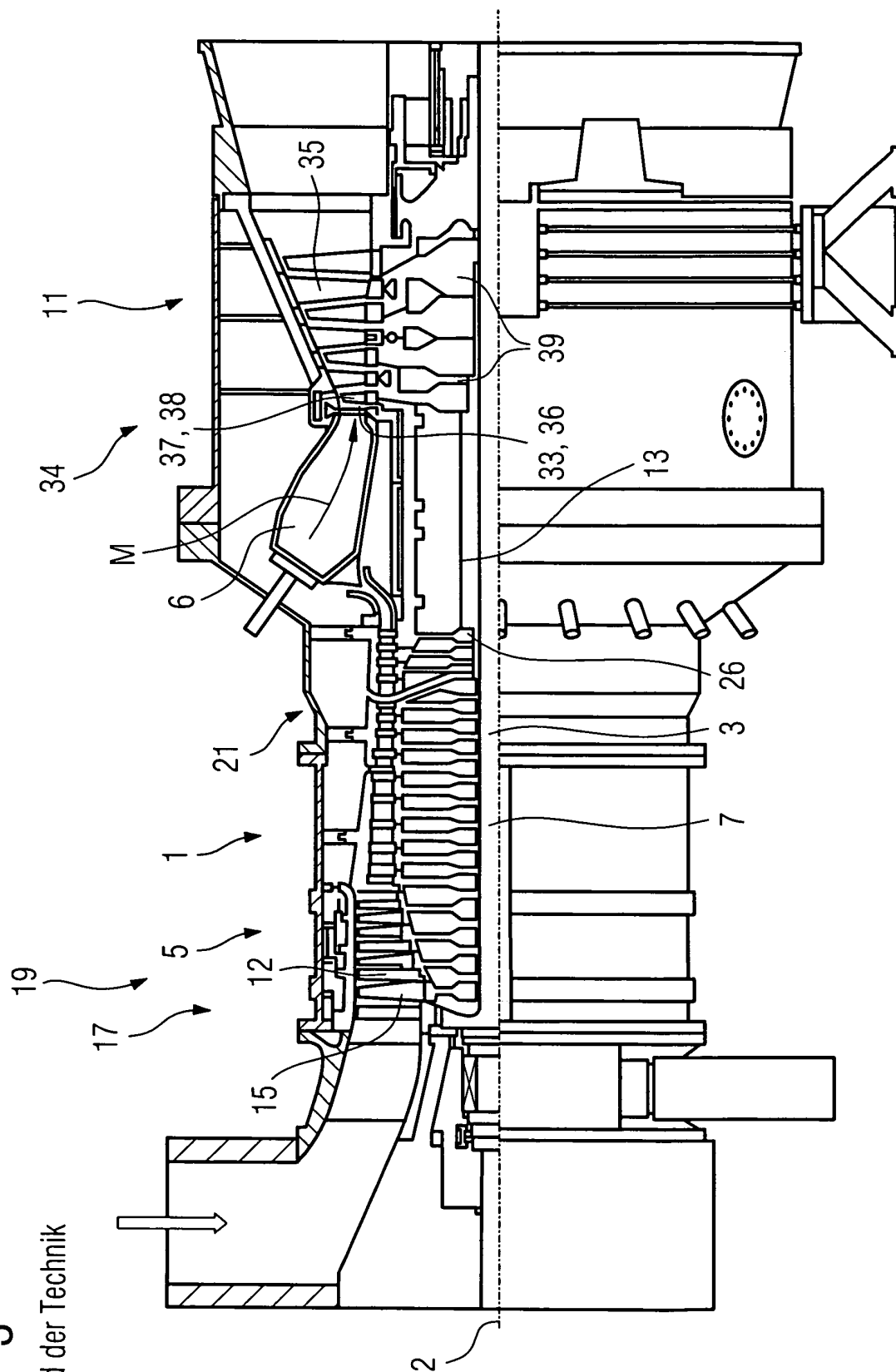


FIG 3
Stand der Technik





Europäisches
Patentamt

EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

Nummer der Anmeldung
EP 04 00 6393

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (Int.Cl.7)
X	GB 836 920 A (NAPIER & SON LTD) 9. Juni 1960 (1960-06-09)	1-3,5, 10-12	F01D5/02 F01D5/04 F01D25/12
Y	* Seite 1, Zeile 77 - Seite 2, Zeile 58 * -----	9	
X	GB 661 078 A (WESTINGHOUSE ELECTRIC INT CO) 14. November 1951 (1951-11-14) * Seite 2, Zeile 23 - Zeile 111 * * Abbildung 1 * -----	1-3,5,6, 8,10-12	
X	DE 10 23 933 B (CANADIAN PATENTS DEV) 6. Februar 1958 (1958-02-06) * Spalte 2, Zeile 39 - Spalte 3, Zeile 28 * -----	1,2,4, 10-12	
Y	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN Bd. 0130, Nr. 45 (M-792), 2. Februar 1989 (1989-02-02) & JP 63 253125 A (HITACHI LTD), 20. Oktober 1988 (1988-10-20) * Zusammenfassung * -----	9	
A	EP 0 965 726 A (HITACHI LTD) 22. Dezember 1999 (1999-12-22) * Abbildung 2 * -----	1-12	RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (Int.Cl.7) F01D
A	US 2 861 823 A (HENRY PERRY SYDNEY WILLIAM) 25. November 1958 (1958-11-25) * Abbildung 1 * -----	1-12	
A	US 2 741 454 A (EPPLEY CLIFFORD R) 10. April 1956 (1956-04-10) * Spalte 3, Zeile 11 - Zeile 46 * -----	2-6	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			
Recherchenort Den Haag		Abschlußdatum der Recherche 25. August 2004	Prüfer Steinhauser, U
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche 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 anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

1
EPO FORM 1503 03.82 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 04 00 6393

In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.

Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

25-08-2004

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
GB 836920	A	09-06-1960	CH 344873 A	29-02-1960
			FR 1195912 A	20-11-1959
GB 661078	A	14-11-1951	KEINE	
DE 1023933	B	06-02-1958	KEINE	
JP 63253125	A	20-10-1988	JP 1867235 C	26-08-1994
			JP 5077853 B	27-10-1993
EP 0965726	A	22-12-1999	WO 9823851 A1	04-06-1998
			DE 69632837 D1	05-08-2004
			EP 0965726 A1	22-12-1999
			US 2002018710 A1	14-02-2002
US 2861823	A	25-11-1958	BE 534314 A	
			FR 1117727 A	25-05-1956
US 2741454	A	10-04-1956	KEINE	

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82