



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 600 21 658 T2 2006.05.24

(12)

Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) EP 1 057 971 B1

(51) Int Cl.⁸: **F01D 5/18** (2006.01)

(21) Deutsches Aktenzeichen: **600 21 658.6**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **00 304 599.4**

(96) Europäischer Anmeldetag: **31.05.2000**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **06.12.2000**

(97) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung beim EPA: **03.08.2005**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **24.05.2006**

(30) Unionspriorität:
323327 01.06.1999 US

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE, FR, GB, IT

(73) Patentinhaber:
General Electric Co., Schenectady, N.Y., US

(72) Erfinder:
**Tung, Stephen Kin-Keung, Andover,
Massachusetts 01810, US; Weldon, Donald
Clinton, Boxford, Massachusetts 01921, US**

(74) Vertreter:
Rüger und Kollegen, 73728 Esslingen

(54) Bezeichnung: **Hinterkantenkühlung einer Turbinenschaufel**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelebt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft allgemein Gasturbinen und insbesondere die Leistung und Kühlung von Turbinendüsen.

[0002] In einer Gasturbine wird in einem Verdichter Luft verdichtet und mit Brennstoff vermischt und anschließend in einem Brenner gezündet, um heiße Verbrennungsgase zu erzeugen, die durch Turbinenstufen strömen, damit ihnen Energie entzogen wird. In einem Mantelstromtriebwerk treibt eine Hochdruckturbine den Verdichter, und eine Niederdruckturbine treibt einen stromaufwärts des Verdichters angeordneten Bläser an. Jede Turbine enthält eine stationäre Turbinendüse mit zwischen einer inneren und einer äußeren Deckplatte montierten Schaufeln, auf die wiederum eine Reihe Rotorschaufeln folgt, die sich von einem Laufrad nach außen erstrecken.

[0003] Die Hochdruckturbine ist am Auslass des Brenners angeordnet und empfängt von diesem Verbrennungsgase mit der höchsten Temperatur, wobei die Temperatur sinkt, wenn den Gasen in den stromabwärts angeordneten Turbinenstufen Energie entzogen wird. Sowohl die Leitadschaufeln als auch die Rotorschaufeln weisen hohle Schaufelblätter auf, durch die zu deren Kühlung ein Teil der aus dem Verdichter entwichenen Luft strömt. Aus dem Verdichter entweichende Kühlluft mindert zwangsläufig den Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine, und es ist daher erwünscht, dass für die adäquate Kühlung der Leitschaufeln und Rotorschaufeln so wenig Kühlluft wie möglich verwendet wird.

[0004] Das Profil oder die Kontur der Turbinenschaufelblätter wird von dem spezifischen thermodynamischen Betriebszyklus der Gasturbine und der damit zusammenhängenden aerodynamischen Leistung bestimmt. Jedes Schaufelblatt weist eine in der Regel konkave Druckseite und eine in der Regel konvexe Saugseite auf, die sich axial zwischen einem vorderen und einem hinteren Rand sowie radial zwischen einem Fuß und einer Spitze erstreckt. Das Schaufelblatt nimmt unmittelbar nach dem vorderen Rand an Dicke zu und verjüngt sich dann bei einer geringeren Dicke bis zum hinteren Rand.

[0005] Da der vordere Rand dünn ist, ist er während des Betriebs schwer zu kühlen und wird relativ heiß, was sich auf die Nutzlebensdauer des Schaufelblatts auswirkt. Angesichts der direkt vom Brenner kommenden heißen Verbrennungsgase, ist das Kühlen des vorderen Rands der Düse in der ersten Stufe der Hochdruckturbine besonders wichtig.

[0006] Die Kühlung des hinteren Rands kann auf verschiedene herkömmliche Weisen erfolgen, wobei die Kühlluft im Innern des Schaufelblatts direkt hinter dem hinteren Rand kanalisiert und dort durch eine

Reihe von Hinterrandlöchern abgegeben wird. In einem Entwurf weisen die Hinterrandlöcher entlang der Druckseite des Schaufelblatts Auslässe auf, die an einer Ausbruchlippe vor dem hinteren Rand beginnen und direkt am hinteren Rand enden (ein solcher Entwurfstyp ist im Dokument US-A-5 102 299 dargestellt). Da die Dicke der Ausbruchlippe einen praktischen Minimalwert aufweist, damit während des Betriebs eine Schädigung und Oxidation verhindert wird, ist der Ausbruchabstand vom hinteren Rand zur Lippe relativ groß.

[0007] Die durch die Hinterrandlöcher abgegebene Kühlluft wird daher von den Verbrennungsgasen erwärmt, was ihre Fähigkeit mindert, den hinteren Rand zu kühlen. In der Folge kommt es darüber hinaus hinter dem hinteren Rand zu einer lokalen Stagnation des Gasstroms, was die Kühlung des hinteren Rands selbst weiter erschwert.

[0008] Weitere Überlegungen zur Schaufelblattkühlung beinhalten den allgemein bekannten Rückstrombereich und Abblasbereich. Die Kühlluft wird mit einem entsprechenden Druck aus dem Verdichter abgenommen, damit ein geeignetes Druckgefälle zwischen der Kühlluft innerhalb des Schaufelblatts und dem Druck der Verbrennungsgase außerhalb des Schaufelblatts entsteht, um die Kühlluft durch das Schaufelblatt strömen zu lassen. Ein geeigneter Rückstrombereich verhindert den Rückstrom von Verbrennungsgasen in die Kühlluftlöcher des Schaufelblatts. Ein geeigneter Abblasbereich verhindert, dass die Kühlluft beim Austreten aus den Kühllöchern mit zu hoher Geschwindigkeit abgegeben wird.

[0009] Beispielsweise weist die in einem herkömmlichen Turbinendüsenentwurf aus den druckseitigen Löchern des hinteren Rands abgegebene Kühlluft jedoch eine höhere Geschwindigkeit als die dort entlangströmenden Verbrennungsgase auf. Wenn die mit hoher Geschwindigkeit strömende Kühlluft auf die mit niedriger Geschwindigkeit strömenden Verbrennungsgase trifft, kommt es daher zu Vermischungsverlusten, was sich sowohl auf die Gesamtleistung der Gasturbine als auch auf die Kühlwirkung am hinteren Rand des Schaufelblatts auswirkt.

[0010] Es ist daher erwünscht, eine verbesserte Konfiguration des hinteren Rands von Turbinenschaufelblättern zu schaffen, um die Vermischungsverluste zu reduzieren und die Kühlung des hinteren Rands zu verbessern.

[0011] Gemäß der Erfindung enthält ein Turbinenschaufelblatt eine Druckseite und eine Saugseite, die sich zwischen einem vorderen und einem hinteren Rand erstrecken und einen inneren Kühlluftkanal bilden. Eine Reihe Löcher des hinteren Rands ist in Strömungsverbindung mit dem Luftkanal hinter dem hinteren Rand angeordnet. Das Schaufelblatt ist in

Verbindung mit einem benachbarten Schaufelblatt so dimensioniert, dass die Verbrennungsgase längs der Druckseite der Hinterrandlöcher auf eine Geschwindigkeit beschleunigt werden, die wenigstens so hoch ist wie die Geschwindigkeit der aus den Hinterrandlöchern abgegebenen Kühlluft.

[0012] Im Folgenden wird die Erfindung anhand eines Beispiels detaillierter beschrieben, wobei auf die folgenden Zeichnungen Bezug genommen wird:

[0013] [Fig. 1](#) ist eine axiale Teilschnittansicht eines Abschnitts einer am Auslass eines Brenners angeordneten Hochdruckturbinendüse gemäß einer exemplarischen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

[0014] [Fig. 2](#) ist eine entlang der Linie 2-2 erzeugte radiale, flächenförmige Schnittansicht eines Abschnitts der in [Fig. 1](#) dargestellten Düse.

[0015] [Fig. 3](#) ist eine entlang der Linie 3-3 erzeugte isometrische Teilschnittansicht eines Hinterrandbereichs von einem der in [Fig. 2](#) dargestellten Schaufelblätter.

[0016] [Fig. 4](#) ist eine vergrößerte radiale Schnittansicht der in den [Fig. 2](#) und [Fig. 3](#) dargestellten Schaufelblattinterränder mit einer zugehörigen Flussdiagrammdarstellung eines Verfahrens zur Konstruktion des Schaufelblatts gemäß einer exemplarischen Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

[0017] [Fig. 1](#) stellt eine Düse **10** einer Hochdruckturbine dar, die am Auslassende eines ringförmigen Brenners **12** angeordnet ist, der zu einem Teil dargestellt ist. Die Düse und der Brenner sind achsensymmetrisch um eine Längsachse oder Mittelachse **14** angeordnet und auf geeignete Weise in einem ringförmigen Gehäuse **16** montiert.

[0018] Die Düse und der Brenner sind Teil einer Gasturbine mit einer beliebigen herkömmlichen Konfiguration, in der Luft **18** in einem Mehrphasenverdichter (nicht dargestellt) mit Druck beaufschlagt und anschließend im Brenner mit Brennstoff vermischt und gezündet wird, um heiße Verbrennungsgase **20** zu erzeugen, die durch die Düse an eine in der ersten Stufe befindliche Reihe Turbinenrotorschaufeln (nicht dargestellt) abgegeben wird, die sich von einem stützenden Laufrad nach außen erstrecken. Der Verdichter wird von dieser ersten Turbine oder Hochdruckturbine angetrieben, und eine Niederdruckturbine (nicht dargestellt) ist üblicherweise stromabwärts des Verdichters angeordnet, um den Verbrennungsgasen zusätzliche Energie zum Antrieb eines herkömmlichen Bläsers (nicht dargestellt) zu entziehen, der in einer üblichen Ausführung eines Mantelstromtriebwerks stromabwärts des Verdichters angeordnet ist.

[0019] Die Turbinendüse **10** enthält eine radiale innere Deckplatte oder Nabe **22** und eine radiale äußere Deckplatte **24**, zwischen denen eine Vielzahl von in Umfangsrichtung zueinander beabstandeten Leitschaufeln **36**, üblicherweise in Form eines einheitlichen Gussteils vollständig angeordnet sind.

[0020] Die Turbinendüse wird üblicherweise in Form einer Vielzahl von in Umfangsrichtung angeordneten Sektoren ausgebildet, von denen einer dargestellt ist, die eine entsprechend bogenförmige innere und äußere Deckplatte aufweisen, die zwei oder mehr Schaufeln aufnehmen. Die Sektoren sind in einem geschlossenen Ring angeordnet, der geeignete Abdichtungen zur Reduzierung der darin auftretenden thermischen Beanspruchungen aufweist, die während des Betriebs durch die Ausdehnung und Kontraktion der den heißen Verbrennungsgasen **20** und der Kühlluft **18** ausgesetzten Komponenten hervorgerufen werden. Die Kühlluft wird bereitgestellt, indem ein Teil der durch den Verdichter geleiteten Luft abgezapft und auf geeignete Weise durch die einzelnen Schaufeln geleitet wird, die hohl sind.

[0021] Wie in [Fig. 2](#) dargestellt, bildet jede Schaufel **26** ein Schaufelblatt mit einer im Wesentlichen konkaven Druckseite **28** und einer im Wesentlichen konvexen Saugseite **30**, die sich axial zwischen dem vorderen und dem hinteren Rand **32, 34** und radial zwischen der inneren und der äußeren Deckplatte erstrecken. Die Verbrennungsgase treffen zuerst auf die vorderen Ränder **32** und teilen sich dann an den zwei Seiten der Schaufel, um über diese hinweg und an den hinteren Rändern vorbeizuströmen.

[0022] Wie in den [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) dargestellt, ist jedes der Schaufelblätter **26** hohl und enthält einen inneren Kühlluftkanal oder -kreis **36**, der zwischen der Druck- und der Saugseite des Schaufelblatts und zwischen dem vorderen und dem hinteren Rand gebildet wird. Der Luftkanal **36** kann eine beliebige herkömmliche Form aufweisen und enthält üblicherweise mehrere durch dazwischenliegende radiale Rippen oder Stege voneinander getrennte Kanäle, um die Kühlluft in einzelnen oder mehreren, serpentinenförmige Kanäle bildende Durchgängen durch die Schaufel zu leiten. Das Innere der Schaufel kann Komponenten zur Förderung des Wärmeübergangs enthalten, wie z.B. herkömmliche Turbulatoren an beiden Seitenwänden der Schaufel oder zwischen diesen verlaufende Querstifte.

[0023] Jede Schaufel weist außerdem eine Reihe radial zueinander beabstandeter Hinterrandlöcher **38** auf, die in der Schaufel in Strömungsverbindung mit dem inneren Luftkanal **36** hinter dem hinteren Rand **34** angeordnet sind.

[0024] Wie in [Fig. 3](#) noch detaillierter dargestellt, weist jedes Hinterrandloch einen Einlass **40** auf, der

stromaufwärts oder vor dem hinteren Rand in Strömungsverbindung mit dem Luftkanal **36** angeordnet ist, um die Kühl Luft **18** aus diesem aufzunehmen. Die Löcher **38** durchdringen die Schaufel zwischen deren Druckseite und deren Saugseite axial nach hinten, um in die entsprechenden Auslässe oder Schlitze **42** zu münden, die durch die Druckseite **28** der Schaufel ragen.

[0025] Jeder Auslass **42** weist eine Ausbruchlippe **44** auf, die dessen vordersten Bereich bildet und stromaufwärts des hinteren Rands in einem Ausbruchabstand A zu diesem angeordnet ist. Der Auslass **42** verläuft stromabwärts und mündet direkt in den hinteren Rand **34**, ohne dort die Wandstärke zu verringern. In der in [Fig. 3](#) dargestellten exemplarischen Ausführungsform haben die einzelnen Auslässe **42** im allgemeinen ein rechteckiges Profil – je nach Wunsch können sie aber ein beliebiges geeignetes Profil aufweisen – mit entsprechenden Ausbruchlippen, die stromaufwärts vom hinteren Rand angeordnet sind.

[0026] Wie zuvor in [Fig. 2](#) dargestellt, sind benachbarte Schaufeln **26** in Umfangsrichtung zueinander beabstandet, um entsprechende Düsenströmungs kanäle **46** zu bilden, die so beschaffen sind, dass sie die durchströmenden Verbrennungsgase **20** kanalisiieren oder beschleunigen. Jeder Schaufelhinter rand **34** ist so zu einer entsprechenden Saugseite **30** einer benachbarten Schaufel **26** beabstandet, dass eine Verengung **48** mit einem minimalen Strömungs querschnitt im Düsenströmungskanal **46** gebildet wird. Die Verbrennungsgase **20** treten zwischen den entsprechenden vorderen Kanten von benachbarten Kanten in die einzelnen Düsenkanäle **46** ein und werden beim Durchströmen des Kanals beschleunigt, der sich zur Verengung **48** hin verjüngt.

[0027] Gemäß der vorliegenden Erfindung werden Mittel bereitgestellt, um die Verbrennungsgase **20** längs der Schaufeldruckseite **28** an den Hinterrandlöchern auf eine Geschwindigkeit zu beschleunigen, die wenigstens so hoch ist wie die Geschwindigkeit der aus den Hinterrandlöchern abgegebenen Kühl Luft **18**.

[0028] In einem herkömmlichen Düsenentwurf weist die aus den druckseitigen Löchern des hinteren Rands abgegebene Kühl Luft eine wesentlich höhere Geschwindigkeit als die dort befindlichen Verbrennungsgase auf. Wenn sich die Kühl Luft beim Austreten aus der Schaufel mit den Verbrennungsgasen vermischt, kommt es daher zu erheblichen Vermischungsverlusten, die nicht nur den Gesamtwirkungsgrad der Gasturbine, sondern auch die Fähigkeit der Kühl Luft mindert, die hinteren Ränder der Schaufeln zu kühlen.

[0029] Indem die Schaufeln selektiv so konzipiert

werden, dass Kühl Luft an den Hinterrandlöchern mit einer Geschwindigkeit abgegeben wird, die kleiner oder gleich der ungefähren Geschwindigkeit der Verbrennungsgase ist, kommt es gemäß der vorliegenden Erfindung zu geringeren Vermischungsverlusten und zu einer entsprechenden Verstärkung der Kühl wirkung der am hinteren Rand abgegebenen Luft.

[0030] [Fig. 4](#) enthält eine zur Verdeutlichung stark vergrößerte Darstellung einer exemplarischen Konfiguration des Hinterrandbereichs von einem der in den [Fig. 2](#) und [Fig. 3](#) dargestellten Schaufelblätter. Die Seitenwände jeder Schaufel **26**, die die Druckseite und die Saugseite bilden, weisen eine für die jeweilige Verwendung der Gasturbine geeignete minimale Dicke auf, wobei die Saugseite **30** eine im Wesentlichen einheitliche Dicke aufweist, die an einer entsprechenden minimalen Dicke B des hinteren Rands **34** endet. Die Dicke B des hinteren Rands kann beispielsweise ungefähr 25–30 mils (0,64–0,76 mm) betragen.

[0031] Jede Schaufel weist eine Dicke C quer durch die Druck- und Saugseite an der Lippe **44** auf. Die Mittel zur lokalen Beschleunigung der Verbrennungsgase **20** beinhalten das vorab festgelegte Auswählen der Schaufelstärke C an der Ausbruchlippe **44** mit dem Ziel, den Strömungsquerschnitt des Düsenkanals **46** an der Ausbruchlippe **44** und wenigstens teilweise stromaufwärts von dieser lokal zu verkleinern, um die an der Lippe vorbeiströmenden Verbrennungsgase lokal auf eine Geschwindigkeit zu beschleunigen, die wenigstens so hoch ist wie die Geschwindigkeit der an der Ausbruchlippe **44** abgegebenen Kühl Luft **18**.

[0032] Wie in [Fig. 4](#) dargestellt, variiert die Schaufelstärke C längs der Druckseite **28** vom hinteren Rand **34** stromaufwärts auf einer Länge D , wie in [Fig. 2](#) dargestellt, bis kurz vor dem vorderen Rand **32** der Schaufel, um die Verbrennungsgase lokal auf die gewünschte Geschwindigkeit an den Hinterrandlöchern zu beschleunigen.

[0033] [Fig. 4](#) veranschaulicht schematisch in Form eines Flussdiagramms ein exemplarisches Verfahren, nach dem die Turbinendüse so gestaltet wird, dass an den hinteren Rändern eine höhere Leistung erzielt wird. Zu Beginn des Verfahrens werden in einer beliebigen herkömmlichen Weise die aerodynamischen Konturen oder Profile der Schaufeln **26** festgelegt, um die Verbrennungsgase **20** beim Durchströmen der entsprechenden Düsenströmungskanäle **46** zu beschleunigen, die zwischen benachbarten Schaufeln von deren vorderen zu deren hinteren Rändern gebildet werden. Die ursprüngliche aerodynamische Kontur **50**, der in Teilen in [Fig. 4](#) dargestellten Schaufelblätter wird längs der Saugseite als durchgezogene Linie und längs der Druckseite als gestrichelte Linie angezeigt, wobei sich die ursprüng-

liche druckseitige aerodynamische Kontur vom hinteren Rand zum vorderen Rand unter Einschluss der in [Fig. 2](#) dargestellten Länge D erstreckt.

[0034] Nach der ursprünglichen Festlegung der Schaufelprofile ist die Reihe der Hinterrandlöcher **38** im Innern der Schaufeln hinter den Hinterrändern **34** angeordnet, wobei die entsprechenden Auslässe **42** zur Abgabe der Kühlluft durch die Druckseiten **28** ragen. Im ursprünglichen Entwurf ist die Ausbruchlippe **44a** stromaufwärts des hinteren Rands **34** in einem ursprünglichen Ausbruchabstand **E** zu diesem angeordnet, was in [Fig. 4](#) durch die gestrichelte Linie dargestellt ist. Der Ausbruchabstand **E** der ursprünglichen Ausbruchlippe **44a** wird von der zulässigen minimalen Dicke **F** der Lippe und der entsprechenden Breite **G** des dortigen Lochs **38** gesteuert.

[0035] Der minimale Wert für die Lippendicke **F** wird ausgewählt, um während des Betriebs ein unerwünschtes Brennen oder Oxidieren der Lippe zu verhindern, was deren Schädigung verursachen und sich negativ auf die Lebensdauer der Schaufel auswirken würde. Beispielsweise beträgt in einem üblichen Düsenentwurf die Lippendicke **F** vorzugsweise mehr als etwa 10 mils (0,25 mm) und beträgt vorzugsweise etwa 14 mils (0,36 mm). Der entsprechende Ausbruchabstand **E** beträgt etwa 200 mils (5 mm) bei einer Lochbreite **G** von etwa 17 mils (0,43 mm) und einer Schaufeldicke **C** an der Lippe von etwa 61 mils (1,55 mm).

[0036] Die ursprüngliche Kontur der Schaufeln und die zwischen diesen angeordneten Strömungskanäle **46** werden auf eine beliebige herkömmliche Weise festgelegt, um durch die Optimierung der aerodynamischen und thermodynamischen Düsenleistung die Verbrennungsgase zwischen den Schaufeln zu beschleunigen, um den nachfolgenden Energieentzug durch die stromabwärts angeordneten Turbinenrotorschaufeln zu ermöglichen. Diese ursprüngliche Festlegung der Aerodynamik braucht die Wirkungen der Hinterrandlöcher nicht zu berücksichtigen.

[0037] Im Entwurf einer herkömmlichen Turbinedüse weist daher beim späteren Einfügen der Hinterrandkühllöcher, z.B. der in [Fig. 4](#) dargestellten Löcher, in den Düsenentwurf die von diesen abgegebene Kühlluft eine wesentlich größere Geschwindigkeit auf als die vorbeiströmenden Verbrennungsgase. Daher treten entsprechende Vermischungsverluste auf, wenn die schnelle Kühlluft auf die langsameren Verbrennungsgase trifft und sich mit diesen vermischt. Hinzu kommt, dass die Kühlwirkung der abgegebenen Kühlluft zu Lasten einer verringerten Kühlung des hinteren Rands **34** abnimmt.

[0038] Nach der ursprünglichen Festlegung der aerodynamischen Konturen der Schaufeln werden deren aerodynamische Konturen vorzugsweise nur

längs ihrer Druckseiten **28** und insbesondere an den Ausbruchlippen und stromaufwärts von diesen neu festgelegt, um die Verbrennungsgase auf die Geschwindigkeit zu beschleunigen, die wenigstens so hoch ist wie die Geschwindigkeit der an den Ausbruchlippen abgegebenen Kühlluft.

[0039] In der in [Fig. 4](#) dargestellten exemplarischen Ausführungsform sind die Schaufeln durch die Hinzufügung einer Dickenerhöhung **H** an den Ausbruchlippen dicker definiert, um die dortigen Düsenkanäle **46** entsprechend zu verengen. Die Schaufel wird von ihrem hinteren Rand **34** entlang ihrer Druckseite **28** auf der neu festgelegten, in [Fig. 2](#) dargestellten Länge **D** verdickt, sodass ein gleichmäßiger Übergangs- und Verjüngungsbereich entsteht, mit dem sich die gewünschte lokale Beschleunigung der Verbrennungsgase an den Ausbruchlippen erreichen lässt.

[0040] In der exemplarischen Ausführungsform wird die Druckseite **28** der Schaufel bei einer Dickenerhöhung **H** von beispielsweise etwa 7 mils (0,18 mm) weiter von der gegenüberliegenden Saugseite weg an eine Position in der Nähe der Ausbruchlippe versetzt, um die Verbrennungsgase entsprechend lokal zu beschleunigen. Durch diese lokale Beschleunigung wird die Gasgeschwindigkeit um etwa 4% erhöht, um die Geschwindigkeit der an den Ausbruchlippen abgegebenen Kühlluft zu kompensieren, die ohne die Neufestlegung der druckseitigen Kontur um 4% höher wäre.

[0041] Die ursprüngliche Festlegung der optimalen aerodynamischen Kontur der Schaufel und die anschließende Bestimmung des ursprünglichen Geschwindigkeitsüberschusses der an den betroffenen Hinterrandkühlköchern abgegebenen Kühlluft bewirken daher, dass die Druckseiten der Schaufeln anschließend neu festgelegt werden können, um die Verbrennungsgase lokal auf eine erhöhte Geschwindigkeit an den Ausbruchlippen zu beschleunigen, die die sonst höhere Geschwindigkeit der abgegebenen Kühlluft wenigstens kompensiert. Auf diese Weise trifft die an den Hinterrandlöchern abgegebene Kühlluft mit im Wesentlichen gleicher Geschwindigkeit auf die Verbrennungsgase, sodass die bei der Vermischung mit diesen entstehenden Verluste minimiert werden.

[0042] Wird entsprechend der ursprünglichen Definition der aerodynamischen Kontur der ursprüngliche Ausbruchabstand **E** zur ursprünglichen Position der Ausbruchlippe **44a**, wie durch die gestrichelte Linie in [Fig. 4](#) dargestellt, beibehalten, ist deren Dicke durch die Hinzufügung der Dickenerhöhung **H** entsprechend größer. Obwohl es sich hierbei um einen akzeptablen Entwurf handelt, können weitere Leistungsverbesserungen an den hinteren Rändern von Schaufeln erzielt werden.

[0043] Genauer gesagt und gemäß der Darstellung in [Fig. 4](#) kann die von den Mitteln zur lokalen Beschleunigung eingeführte selektive Erhöhung der Schaufeldicke in der Nähe des hinteren Rands auf vorteilhafte Weise genutzt werden, um die Ausbruchlippen **44** näher am hinteren Rand **34** zu positionieren, um die Kühlwirkung der abgegebenen Luft am hinteren Rand **34** weiter zu verbessern.

[0044] Beispielsweise können die Ausbruchlippen **44** im entsprechenden Ausbruchabstand **A** näher zum hinteren Rand **34** beabstandet werden, um eine minimale Dicke **K** an diesem zu erzeugen, sodass während des Betriebs Schädigungen verhindert werden, die z.B. durch Brand oder Oxidation hervorgerufen werden. Da die Dicke **H** der Druckseite der Schaufel an der ursprünglichen Position der Ausbruchlippen **44a** hinzugefügt wurde, weisen die Lippen daher eine größere Dicke als die erforderliche minimale Dicke auf.

[0045] Die Ausbruchlippen können dementsprechend nach hinten, näher an den hinteren Rand **34** und in einem beliebigen geeigneten Ausbruchabstand **A** zu diesem versetzt werden, der kleiner als der ursprüngliche Ausbruchabstand **E** ist, vorausgesetzt, der entsprechende Wert der Dicke **K** der finalen Ausbruchlippe **44** ist nicht kleiner als ihr minimaler Wert.

[0046] Beispielsweise kann bei der gleichen Breite **G** der Hinterrandlöcher **38**, die Dicke **K** der umpositionierten Ausbruchlippe gleich der minimalen Dicke **F** der ursprünglichen Ausbruchlippe **44a** sein und z.B. 14 mils (0,36 mm) betragen. Der entsprechende Wert des Ausbruchabstands **A** beträgt in diesem exemplarischen Entwurf etwa 180 mils (4,57 mm) und liegt somit deutlich unter dem Wert des ursprünglichen Ausbruchabstands **E** von 200 mils (5,08 mm).

[0047] Die Ausbruchlippe **44** für den in [Fig. 4](#) dargestellten spezifischen Entwurf wird daher näher am hinteren Rand **34** positioniert, wodurch die aus den Auslässen abgegebene Kühlluft näher an den hinteren Rand **34** herangeführt wird, um die Kühlwirkung an diesem zu verstärken.

[0048] Wie in [Fig. 2](#) dargestellt, werden die Düsenkanäle **46** zwischen der Druckseite **28** einer Schaufel und der Saugseite **30** einer benachbarten Schaufel gebildet, sodass an ihnen unterschiedliche lokale Geschwindigkeiten auftreten. Jede Schaufel weist ein aerodynamisch so gestaltetes Schaufelblatt auf, dass die Verbrennungsgase entlang der Saugseiten auf eine höhere Geschwindigkeit beschleunigt werden als entlang der Druckseiten. Die Schaufeln und die Düsenkanäle **46** sind für die Erbringung einer optimalen aerodynamischen und thermodynamischen Leistung ausgelegt, wobei das Geschwindigkeitsprofil zwischen den Schaufeln entsprechend va-

riert.

[0049] Da die lokale Dickenerhöhung **H** nur entlang der Druckseiten der einzelnen Schaufeln selektiv eingeführt wird, um die Länge **D** vom hinteren Rand bis kurz vor den vorderen Rand auf geeignete Weise neu zu definieren, wird die optimale Leistung der Düse nicht beeinträchtigt, sondern auf Grund der an den Hinterrandlöchern geringeren Vermischungsverluste zwischen der Kühlluft und den Verbrennungsgasen weiter verbessert, während zudem eine verstärkte Kühlung des hinteren Rands selbst ermöglicht wird.

[0050] Die Dickenerhöhung **H** variiert je nach Bedarf zwischen Minimal- oder Nullwerten am hinteren Rand **34** und in der Nähe des vorderen Rands **32** sowie einem maximalen Wert zwischen den Rändern und weist an der Position der finalen Ausbruchlippe **44** einen geeigneten Wert auf. Auf diese Weise beschreibt die Dickenvariation einen gleichmäßigen Übergang entlang der Schaufeldruckseite, um die Verbrennungsgase lokal so zu beschleunigen, dass ihre Geschwindigkeit im Wesentlichen an die Geschwindigkeit der an den Ausbruchlippen abgegebenen Kühlluft angepasst wird, sowie um die daraus resultierenden Vermischungsverluste zu reduzieren und die Kühlung des hinteren Rands zu verbessern.

[0051] Die Variation der Schaufeldicke ist folglich nicht ausreichend, um die Verbrennungsgase im Hauptteil des Düsenströmungskanals **46** auf die Luftgeschwindigkeit an den Hinterrandlochauslässen **42** zu beschleunigen. Die ursprüngliche Geschwindigkeitsverteilung kann sich über die gesamte Ausdehnung des Düsenströmungskanals **46** erstrecken, wobei eine lokale Erhöhung der Geschwindigkeit allein an den Hinterrandlochauslässen **42** erfolgt, um die oben beschriebenen Leistungsverbesserungen zu erzielen.

[0052] Die resultierenden einzelnen Schaufeln **26** unterscheiden sich strukturell und funktional von den unveränderten Schaufeln und tragen in der Turbinendüse gemeinsam zu einer Leistungsverbesserung bei. Die Schaufeln und Düsen, die aus der Anwendung des verbesserten Verfahrens zu ihrer Herstellung resultieren, bieten Vorteile, die der ursprünglichen Entwurf sonst nicht birgt.

[0053] Obwohl die Erfindung oben unter Bezugnahme auf einen exemplarischen Entwurf einer Turbinendüse der ersten Stufe beschrieben wurde, kann sie auf alle Turbinenschaufelblätter angewendet werden, die die aus ihr resultierenden Vorteile Nutzen können.

Patentansprüche

1. Turbinendüse (**10**), die eine Reihe Schaufelblätter (**26**) enthält, die zwischen einander Düsen-

strömungskanäle (26) zur Beschleunigung hindurchtretender Verbrennungsgase festlegen, wobei das Schaufelblatt eine Druckseite und eine gegenüberliegende Saugseite (28, 30) aufweist, die sich zwischen einem vorderen und einem hinteren Rand (32, 34) erstrecken, und einen inneren Kühlkanal (36) bildet; mit einer Reihe Löcher (39) des hinteren Randes, die zwischen dem Luftkanal und Lochauslässen (42) des hinteren Randes in Strömungsverbindung angeordnet sind; und gekennzeichnet durch Mittel zur örtlich begrenzten Beschleunigung der Verbrennungsgase längs der Druckseite der Hinterrandlochauslässe auf eine Geschwindigkeit, die wenigstens so hoch ist wie die Geschwindigkeit der aus den Hinterrandlochauslässen (42) abgegebenen Kühlung.

2. Turbinendüse (10) nach Anspruch 1, wobei jedes Hinterrandloch (38) den Auslass (42), der durch die Druckseite ragt, mit einer Ausbruchlippe (44) enthält, die stromaufwärts des hinteren Rands im Abstand zu diesem angeordnet ist; und wobei die Beschleunigungsmittel derart konfiguriert sind, um die Ausbruchlippen (44) näher an dem hinteren Rand zu positionieren, um eine verstärkte Kühlung desselben im Vergleich zu einer Konfiguration ohne der Beschleunigungsmittel zu schaffen.

3. Turbinendüse (10) nach Anspruch 2, wobei die Beschleunigungsmittel wirksam sind, um die Verbrennungsgase örtlich begrenzt auf eine Geschwindigkeit zu beschleunigen, die im Wesentlichen gleich der Geschwindigkeit der Kühlung ist, die aus den Lochauslässen (42) des hinteren Randes abgegeben wird.

4. Turbinendüse (10) nach Anspruch 2, wobei die Mittel zur örtlich begrenzten Beschleunigung die Schaufelblätter umfassen, die eine derartige aerodynamische Kontur längs der Druckseite der Lippe, einschließlich einer Dicke (C) quer durch die Druck- und Saugseite an der Lippe, aufweisen, um die Druckseite derart in Bezug auf eine gegenüberliegenden Saugseite eines benachbarten Schaufelblattes, der einen der Düsenströmungskanäle (26) bildet, zu positionieren, um die an dieser Lippe vorbei strömenden Verbrennungsgase örtlich begrenzt bis auf eine Geschwindigkeit zu beschleunigen, die wenigstens so hoch ist wie die Geschwindigkeit der an den Ausbruchlippen ausströmenden Kühlung.

5. Turbinendüse (10) nach Anspruch 4, wobei die Schaufelblattdicke (C) längs der Druckseite (30) von dem hinteren Rand bis kurz vor dem vorderen Rand (34) variiert, um die Verbrennungsgase lokal auf eine Geschwindigkeit zu beschleunigen, die wenigstens so hoch ist wie die Luftaustrittsgeschwindigkeit an den Lochauslässen (42) des hinteren Randes.

6. Turbinendüse (10) nach Anspruch 5, wobei die Schaufelblattdickenänderung nicht ausreichend ist,

um die Verbrennungsgase in einem Großteil des einen Düsenströmungskanals bis auf die Luftgeschwindigkeit an den Lochauslässen (42) des hinteren Randes zu beschleunigen.

7. Turbinendüse (10) nach Anspruch 5, wobei die Ausbruchlippen (44) derart von dem hinteren Rand beabstandet sind, um eine minimale Dicke (C) von diesem zur Verhinderung einer Beeinträchtigung zu bewirken.

8. Turbinendüse (10) nach Anspruch 4, wobei die Beschleunigungsmittel wirksam sind, um die Verbrennungsgase auf eine Geschwindigkeit lokal zu beschleunigen, die im Wesentlichen gleich der Geschwindigkeit der Kühlung ist, die unter Druck aus den Lochauslässen (42) ausströmt.

9. Verfahren zur Konstruktion einer Turbinendüse (10), zu dem die Schritte gehören:

Festlegung aerodynamischer Konturen mehrerer Schaufeln (26) zur Beschleunigung von Verbrennungsgasen (20) durch zwischen diesen angeordnete Düsenströmungskanäle (46);

Festlegung einer Reihe Hinterrandlöcher (38) mit zugehörigen Auslässen (42), die durch Druckseiten (48) der Schaufeln ragen, wobei jeder Auslass eine Ausbruchlippe (44a) aufweist, die stromaufwärts des hinteren Randes in einem Ausbruchabstand (E) zu diesem angeordnet ist, und wobei die Löcher derart bemessen sind, um Kühlung mit einer Geschwindigkeit ausströmen zu lassen, die größer ist als die Geschwindigkeit der Verbrennungsgase an den Ausbruchlippen; und gekennzeichnet durch:

Neufestlegung der aerodynamischen Kontur (H) der Schaufeln längs derer Druckseiten an den Ausbruchlippen in einer Weise, um die Verbrennungsgase örtlich begrenzt bis auf eine Geschwindigkeit zu beschleunigen, die wenigstens so hoch ist wie die Geschwindigkeit der an den Ausbruchlippen abgegebenen Kühlung.

10. Verfahren nach Anspruch 9, wobei die Schaufeln an den Ausbruchlippen (44) bei der Neufestlegung dicker gestaltet werden, um die Düsenkanäle (46) daran entsprechend schmäler zu gestalten.

11. Verfahren nach Anspruch 10, das ferner den Schritt aufweist, wonach die Ausbruchlippen (44) näher an den hinteren Rändern (34) positioniert werden, um die Ausbruchabstände (A) zu verringern.

12. Verfahren nach Anspruch 9, wobei die aerodynamische Kontur derart neu festgelegt wird, um die Verbrennungsgase örtlich begrenzt bis auf eine Geschwindigkeit zu beschleunigen, die im Wesentlichen gleich der Geschwindigkeit der Kühlung ist, die an den Ausbruchlippen (44) ausströmt.

Es folgen 3 Blatt Zeichnungen

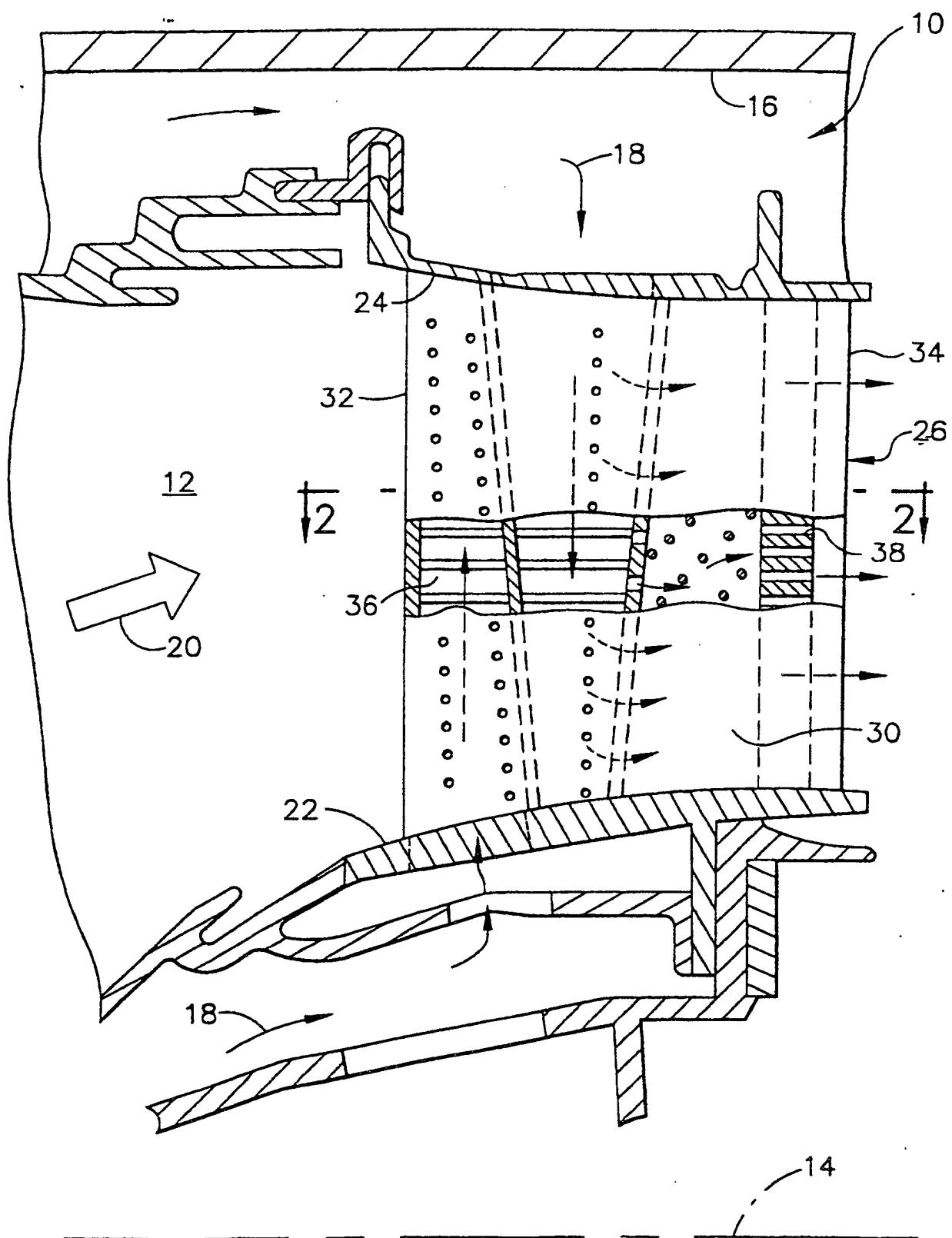


FIG. 1

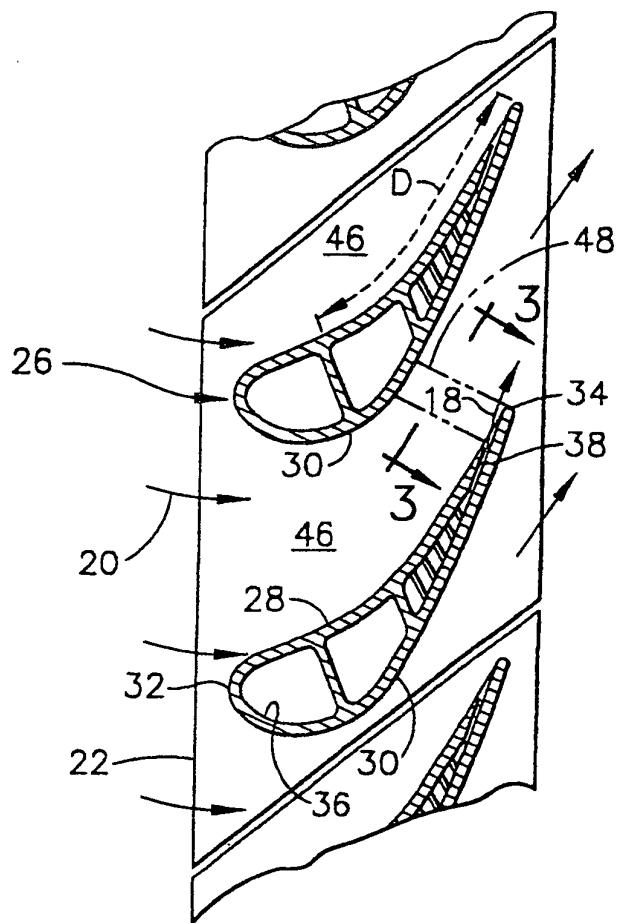


FIG. 2

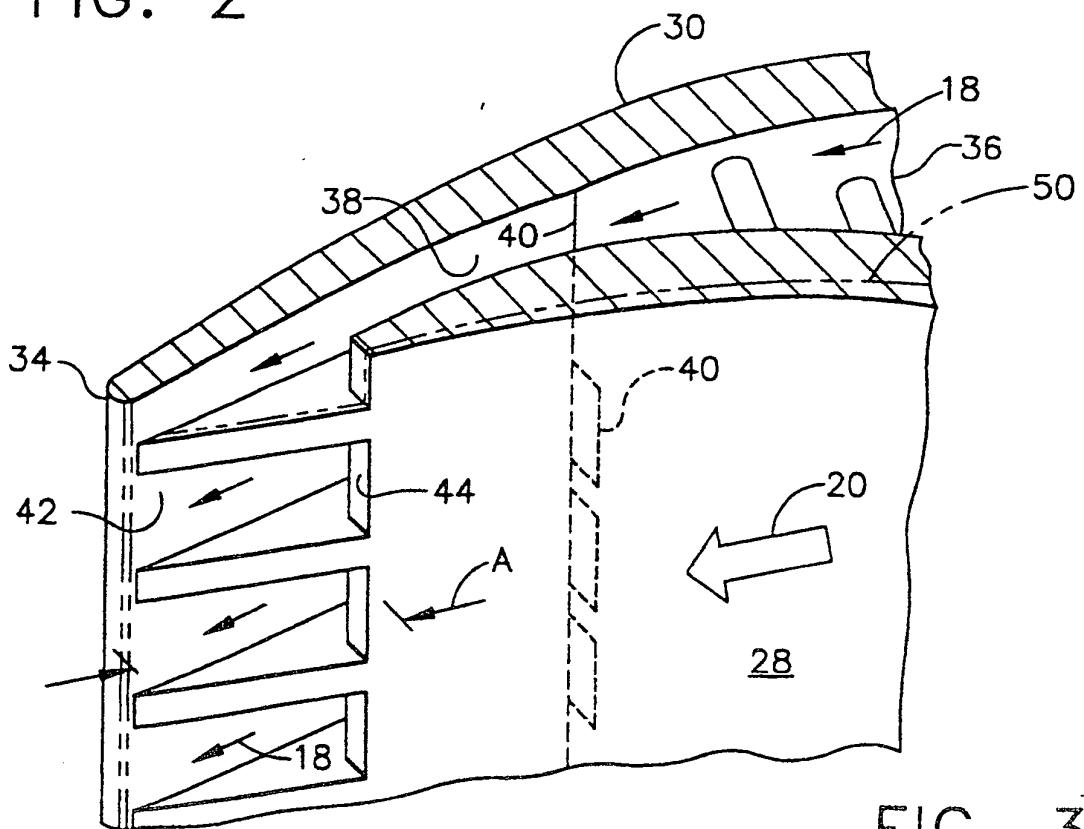


FIG. 3

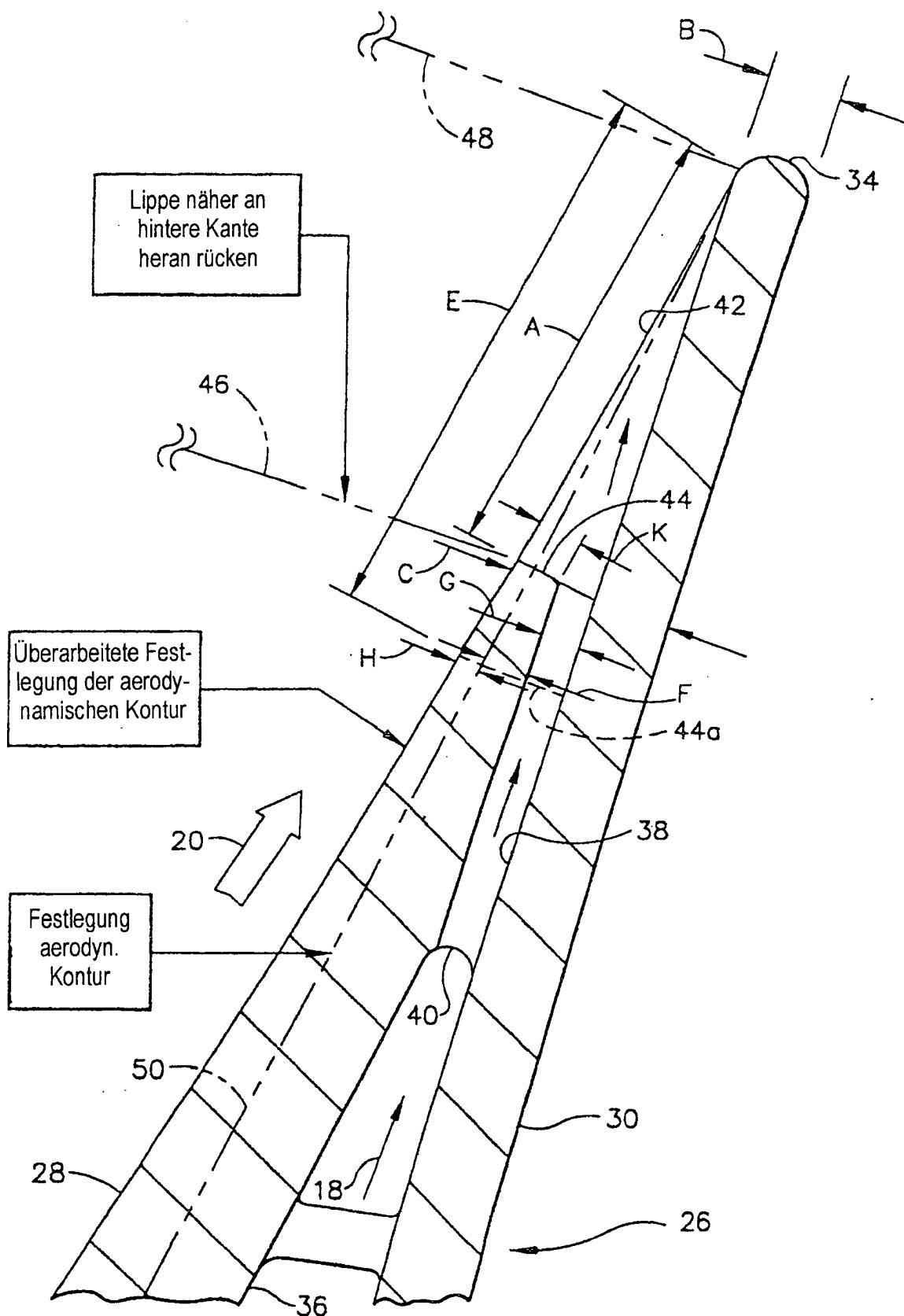


FIG. 4