



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT  
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

⑪ CH 668 454 A5

⑤① Int. Cl.<sup>4</sup>: F 01 D 5/20  
F 01 D 5/22

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

⑫ PATENTSCHRIFT A5

⑳ Gesuchsnummer: 2386/85

㉒ Anmeldungsdatum: 05.06.1985

③⑩ Priorität(en): 30.07.1984 US 635859

㉔ Patent erteilt: 30.12.1988

④⑤ Patentschrift veröffentlicht: 30.12.1988

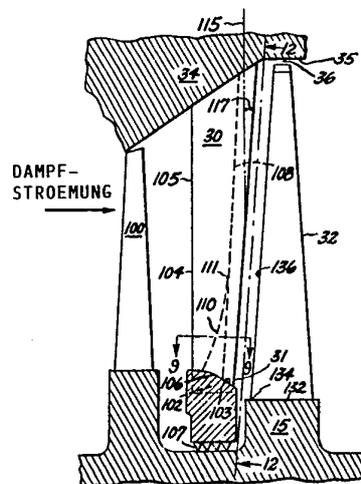
⑦③ Inhaber:  
General Electric Company, Schenectady/NY (US)

⑦② Erfinder:  
Robbins, Kenneth Elmer, Saratoga/NY (US)  
Ruggles, Stephen Garrison, Scotia/NY (US)  
Duncan, Dan, Schenectady/NY (US)  
Williams, John Clifton, Schenectady/NY (US)  
Tung, Stephen Kin-Keung, Clifton Park/NY (US)  
Sumner, William James, Mechanicville/NY (US)  
Dinh, Cuong Van, Schenectady/NY (US)

⑦④ Vertreter:  
Ritscher & Seifert, Zürich

⑤④ Stufe einer Axialdampfturbine.

⑤⑦ Eine Stufe einer Axialturbine enthält mehrere gegenseitigen Abstand aufweisende Laufschaufeln (32, 100) und mehrere gegenseitigen Abstand aufweisende Leitschaufeln (30), wobei die Lauf- und Leitschaufeln umfangsmässig um den Läufer der Turbine ausgerichtet und in axialem Abstand voneinander angeordnet sind. Die Leitschaufeln (30) haben einen derartigen Umfangsabstand, dass sich eine minimale Verengung über eine vorbestimmte radiale Strecke von dem Fuss aus erstreckt, wodurch ein konvergierender/divergierender Strömungskanal zwischen den Leitschaufeln (30) gebildet ist. Die Hinterkanten (31) der Leitschaufeln (30) verlaufen in bezug auf eine radiale Bezugslinie sowohl in einer axialen Ebene als auch in einer radialen Ebene geneigt. Die Laufschaufeln (32, 100) haben mehrere Kappen, welche ihre Spitzen miteinander verbinden und eine einzelne, sich radial nach aussen erstreckende Dichtrippe an ihrer radial äusseren Oberfläche haben, wobei jede Rippe auf benachbarte Rippen tangential ausgerichtet ist. Die Laufschaufeln (32, 100) sind überverdrehet, um das Aufdrehen bei Betriebsdrehzahl zu kompensieren und so einen optimalen Wirkungsgrad zu erzielen. Die Laufschaufeln (32, 100) haben gegenseitigen Umfangsabstand, um zwischen sich einen konvergierenden/divergierenden Kanal zu schaffen, und sind mit einer Verankerung zu ihrer mechanischen Kupplung bei Betriebsdrehzahl versehen.



## PATENTANSPRÜCHE

1. Stufe einer Axialturbine zum Umwandeln eines Teils der in einem elastischen Fluid verfügbaren Energie in mechanische Energie, gekennzeichnet durch:

mehrere Laufschaufeln (32, 40, 42, 72, 74, 100), die an der Läuferwelle (15) der Turbine befestigt und über deren Umfang gleichmässig verteilt angeordnet und von der inneren Oberfläche (35) eines Mantels (34) der Turbine umgeben sind, und von denen jede zwischen der äusseren Spitze (19) und dem inneren Fuss (37) ein aerodynamisch ausgebildetes Gebiet aufweist,

und durch mehrere Laufschaufelkappen (44, 50, 54, 70, 76), von denen jede die Spitzen (19) benachbarter Laufschaufeln (32, 40, 42, 72, 74, 100) miteinander verbindet und während des Betriebs der Turbine das Aufdrehen jeder der zugeordneten Laufschaufeln ermöglicht,

und durch Rippen (46, 48, 52, 78, 80, 81), von denen jede von der äusseren Oberfläche (45) einer Kappe radial nach aussen vorsteht und mit den Rippen an benachbarten Kappen in Umfangsrichtung verlaufend ausgerichtet ist, wobei die radial vorstehenden Ränder der Rippen zum Behindern der Strömung des elastischen Fluids zwischen den Spitzen der Laufschaufeln und der inneren Oberfläche (35) des Mantels (34) dieser inneren Oberfläche (35) unmittelbar benachbart sind und einen radialen Spalt (38) zwischen den Rippen (46, 48, 52) und der inneren Oberfläche (35) des Mantels (34) bilden,

sowie durch ein Leitgitter (105), das von den Laufschaufeln (32, 40, 42, 72, 74, 100) in axialer Richtung beabstandet um die Läuferwelle angeordnet ist, um das elastische Fluid in die Laufschaufeln zu leiten, welches Leitgitter (105) mehrere voneinander beabstandete Leitschaufeln (30, 120) aufweist, zwischen denen Kanäle (130) ausgebildet sind,

und von denen jede eine Vorderkante (104, 124) und eine Hinterkante (31, 121) aufweist, wobei letztere in bezug auf eine von der Drehachse der Läuferwelle ausgehende radiale Bezugslinie (115, 150) eine Neigung (117, 155) sowohl in einer axialen als auch in einer radialen Ebene hat,

sowie einen nahe dem Läufer angeordneten inneren Ring (102) zum starren Befestigen der Füsse der Leitschaufeln (30, 120), der an der Vorderkante (104, 124) der Leitschaufeln (30, 120) eine grössere äussere radiale Ausdehnung als an der Hinterkante (31, 121) der Leitschaufeln (30, 120) aufweist,

und der Kanal (130) zwischen den benachbarten Leitschaufeln einen minimalen Durchströmquerschnitt ( $S^*$ ) und einen Austrittsquerschnitt ( $S$ ) aufweist, welcher minimale Durchströmquerschnitt am Fuss der Leitschaufeln zwischen den Vorderkanten (104, 124) und dem Austrittsquerschnitt angeordnet ist und mit zunehmendem radialen Abstand vom Fuss gleichförmig zum Austrittsquerschnitt verschoben ist, wodurch der Kanal (130) mindestens über einem Teil der radialen Erstreckung der Leitschaufeln (30, 120) einen konvergierenden/divergierenden Durchlass bildet.

2. Stufe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Neigung (117) in der axialen Ebene kleiner als  $5^\circ$  ist.

3. Stufe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Neigung (155) in der radialen Ebene kleiner als  $12^\circ$  ist.

4. Stufe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der minimale Durchströmquerschnitt ( $S^*$ ) in einem vorbestimmten radialen Abstand zwischen der Spitze und dem Fuss der Leitschaufel (30, 120) in den Austrittsquerschnitt ( $S$ ) verschoben ist.

5. Stufe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die äussere Oberfläche (103) des inneren Ringes (102) von der Vorderkante (104, 124) der Leitschaufeln (30, 120) bis zu einem vorbestimmten Ort (106) zwischen dem minimalen Durchströmquerschnitt ( $S^*$ ) und dem Austrittsquerschnitt ( $S$ ) am Fuss der Leitschaufeln (30, 120) torusförmig

ausgebildet und die radiale Ausdehnung des inneren Ringes (102) an der Vorderkante (104, 124) der Leitschaufeln (30, 120) grösser als an dem vorbestimmten Ort (106) ist und dass die äussere Oberfläche des inneren Ringes (102) ab dem vorbestimmten Ort (106) bis zur Hinterkante (31, 121) der Leitschaufeln (30, 120) konisch ausgebildet ist, wobei die Verlängerung des Konus die Laufschaufeln (32, 40, 42, 72, 74, 100) im Schnittpunkt von Vorderkante (136, 132) und Fuss schneidet.

6. Stufe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass jede Rippe (46, 48, 52) ein an der inneren Oberfläche (35) des Mantels (34) abschleifbares Material aufweist.

7. Stufe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass jede Rippe (46, 48, 52) im Querschnitt einen breiten Basisteil nahe der Kappe (44, 50, 54, 70, 76) und einen nach aussen zu dem Rand der Rippe hin fortschreitend schmaler werdenden Teil aufweist.

8. Stufe nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch erste Rippen (61, 63), die sich von der Spitze jeder Laufschaufel (42, 40) radial nach aussen erstrecken und mit den Rippen (48, 46, 52) an benachbarten Kappen (50, 44, 54) in Umfangsrichtung ausgerichtet und diesen unmittelbar benachbart angeordnet sind, wodurch zwischen den Spitzen der Laufschaufeln (40, 42) und der inneren Oberfläche (35) des Mantels (34) ein im wesentlichen durchgehender, sich radial erstreckender Ring (21) gebildet ist.

9. Stufe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,

dass die äussere Spitze jeder Laufschaufel ein seitliches Loch aufweist;

dass jede Kappe (44, 50, 54, 70, 76) wenigstens zwei sich entgegengesetzt erstreckende seitliche Zapfen aufweist;

dass jede Kappe die Spitzen von zwei benachbarten Laufschaufeln (32, 40, 42, 72, 74, 100) durch Passeingriff des sich seitlich erstreckenden Zapfens in einem entsprechenden seitlichen Loch in der Laufschaufel miteinander verbindet (Fig. 4 und 6); und dass jeder Zapfen in dem entsprechenden seitlichen Loch mit einer Kraft befestigt ist, die ausreicht, um die optimale aerodynamische Konfiguration der Laufschaufeln herzustellen, wenn das elastische Fluid unter transsonischen Bedingungen an den Spitzen der Laufschaufeln (32, 40, 42, 72, 74, 100) vorbeiströmt.

10. Stufe nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, dass jede Laufschaufel (30, 40, 42, 72, 74, 100) überverdrehbar ist, um das Aufdrehen aufgrund von Drehkräften an einer äquivalenten Laufschaufel, die die Kappen (44, 50, 54, 70, 76) nicht aufweist, zu kompensieren und so die optimale aerodynamische Konfiguration zu erzielen.

11. Stufe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass sich der minimale Durchströmquerschnitt ( $S^*$ ) zwischen benachbarten Laufschaufeln von der Spitze der Laufschaufeln bis zu einer vorbestimmten Stelle zwischen der Spitze und dem Fuss der Laufschaufeln erstreckt.

12. Stufe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine Laufschaufelverankerungsvorrichtung vorgesehen ist, dass benachbarte Laufschaufeln (32, 40, 42, 72, 74, 100) einander gegenüberliegende aerodynamisch geformte Flächen aufweisen, die jeweils mit einem Vorsprung (41) versehen sind, der mit einer abstehenden Nase versehen ist, und dass die Laufschaufelverankerungsvorrichtung eine Hülse aufweist, die zwischen jedem Paar gegenüberliegender aerodynamisch geformter Flächen angeordnet und an jedem Paar gegenüberliegender Nasen befestigt ist, wobei der äussere Rand der Hülse eine aerodynamisch geformte Oberfläche bildet, um von dem elastischen Fluid auf die Hülse ausgeübte Kräfte zu reduzieren.

### BESCHREIBUNG

Die vorliegende Erfindung betrifft eine Stufe einer Axialturbine zum Umwandeln eines Teils der in einem elastischen Fluid verfügbaren Energie in mechanische Energie.

Eine Stufe einer Dampfturbine umfasst typisch ein Leitgitter mit einer Anzahl oder einem Satz von umfangsmässig ausgerichteten und in gegenseitigem Abstand angeordneten stationären Leitschaufeln und eine Anzahl oder einen Satz von umfangsmässig ausgerichteten und in gegenseitigem Abstand angeordneten Laufschaufeln, welche an einem Turbinenläufer in einer vorbestimmten axialen Position längs des Läufers starr befestigt und mit Arbeitsabstand stromabwärts von den entsprechenden Leitschaufeln der Stufe angeordnet sind. Die Leitschaufeln einer Stufe sind so ausgerichtet, dass sie den Dampf, der aus der nächsten vorhergehenden stromaufwärtigen Stufe austritt, auf die entsprechenden Laufschaufeln, welche der einen Stufe zugeordnet sind, lenken. Die Begriffe «stromaufwärts» und «stromabwärts» werden hier in bezug auf die allgemeine Axialströmung des Dampfes durch die Turbine benutzt.

Grundsätzlich wird Energie der Läufer- und Laufschaufelbaugruppe einer Dampfturbine durch ein elastisches Arbeitsfluid, üblicherweise Dampf, zugeführt. Der Dampf wird durch einen Satz von Leitschaufeln eines Leitgitters in eine insgesamt zylindrische Kammer geleitet, welche durch den inneren Mantel des Turbinengehäuses begrenzt ist. Die Welle oder der Läufer ist in der Kammer koaxial und drehbar befestigt. Grosse Dampfturbinen enthalten üblicherweise mehrere Stufen, wobei jede Stufe in axialem Abstand von benachbarten Stufen auf der Läuferwelle angeordnet ist und wobei die Stufen ab der ersten oder stromaufwärtigsten Stufe nahe dem Eintrittspunkt des Dampfes in die Turbine bis zu der letzten oder stromabwärtigsten Stufe der Turbine, die sich nahe der Auslassleitung oder -haube der Turbine befindet, im Durchmesser sequentiell zunehmen. Von der Auslassleitung oder -haube einer Niederdruckturbine aus wird der verbrauchte Dampf schliesslich zu einem Kondensator gefördert. Im allgemeinen ist das Verhältnis des Eingangsdruckes zum Ausgangsdruck der Laufschaufeln der letzten Stufe gegenüber den Laufschaufeln sämtlicher anderen Stufen der Turbine am grössten.

Dampf wird über den Satz Leitschaufeln einer Stufe in die Kammer an einer gewünschten axialen Stelle eingelassen und strömt wenigstens in einer axialen Richtung durch einen Arbeitskanal. Bei einer Doppelstromturbine wird der Dampf mittig eingelassen und strömt in insgesamt entgegengesetzten axialen Richtungen zu den letzten Stufen. Der Arbeitskanal wird insgesamt durch die axial versetzten Stufen der Turbine sowie durch den Umfangsarbeitsbereich begrenzt, welcher durch den aerodynamischen Abschnitt (üblicherweise als Lauf- oder Leitschaufelprofil bezeichnet) der Turbinenschaufeln in jeder Stufe umschlossen ist. Jeder Satz Laufschaufeln entzieht dem Dampf einen Teil der verfügbaren Energie durch Umwandeln eines Teils der verfügbaren kinetischen Fluidenergie in mechanische Energie, was sich durch die Betriebsdrehung der Welle und der zugeordneten Laufschaufeln der Turbine ausdrückt.

Wenn Dampf auf den axialen Arbeitskanal beschränkt wird, arbeitet die Turbine mit grösserem Wirkungsgrad als in dem Fall, in welchem der Dampf nicht so auf den Arbeitskanal beschränkt wird. Gegenwärtige Laufschaufeln der letzten Stufe mit einer Länge von 660,4 mm (26 Zoll) einer Niederdruckdampfturbine, die von der General Electric Company hergestellt wird, sind durch Spanndrähte miteinander verbunden und weisen keine Kappen auf, welche die äusseren Spitzenteile der Laufschaufeln verbinden. Eine Kappe oder ein Deckstück ist bereits benutzt worden, um die äusseren Spitzenteile eines Laufschaufelpaares einer letz-

ten Stufe, die längere Laufschaufeln, beispielsweise mit 762 mm (30 Zoll) und 850,9 mm (33.5 Zoll) haben, miteinander zu verbinden. Mehrere Kappen, die der Anzahl der Laufschaufeln in der Turbinenstufe entsprechen, bilden ein Umfangsband um die radial ausgedehnten Spitzenteile der Laufschaufeln. Dieses Umfangsband aus Kappen verhindert, dass Dampf aus dem axialen Arbeitskanal entweicht, und zwar durch Begrenzen der Radialströmung des Dampfes vorbei an den äusseren Spitzenteilen der Laufschaufeln. Die Läufer- und Laufschaufelbaugruppe muss sich innerhalb des Turbinenmantels frei drehen können, weshalb ein radialer Spalt zwischen den radial ausgedehnten Spitzen der Laufschaufeln oder der äusseren Oberfläche der Kappen und der inneren Oberfläche des Mantels der Turbine vorhanden ist.

In der letzten Stufe einer Niederdruckdampfturbine ist der Arbeitsdampf normalerweise unterhalb der Sättigungslinie. Deshalb können sich Wassertröpfchen stromaufwärts der Laufschaufeln der letzten Stufe bilden, beispielsweise in dem Gebiet der Düse und des Zwischenbodens der letzten Stufe. Im allgemeinen werden die Wassertröpfchen durch Fliehkraft von der Welle weg radial nach aussen getrieben. Obleich Wassertröpfchen im allgemeinen eine niedrige absolute Geschwindigkeit haben, ist die relative Geschwindigkeit, insbesondere in bezug auf die radial äusseren Teile der Laufschaufeln der letzten Stufe, sehr schnell und etwa gleich der Laufschaufelspitzentangentiale Geschwindigkeit.

Wassertröpfchen, die auf die Vorderkanten der Laufschaufeln der letzten Stufe aufprallen, können Stosserosion der Kanten verursachen. Die meisten Erosionsschäden resultieren aus kondensierter Feuchtigkeit aus vorhergehenden Stufen, die einen Wasserfilm über den Leitschaufeln der letzten Stufe bildet. Der Wasserfilm wird durch Dampf hoher Geschwindigkeit, der über die Leitschaufeln der letzten Stufe fegt, ständig abgeschert, so dass Wasserteilchen an den Hinterkanten der Leitschaufeln der letzten Stufe gebildet werden. Die Wasserteilchen bewegen sich über eine so kurze Strecke zwischen den Hinterkanten von Leitschaufeln bis zur potentiellen Berührung mit einer Vorderkante einer Laufschaufel, dass sie nicht auf eine sehr hohe absolute Geschwindigkeit beschleunigt werden können, weshalb sie für die umlaufenden Laufschaufeln als relativ stationäre Objekte erscheinen.

Die Relativgeschwindigkeit der Wassertröpfchen in der Nähe der Laufschaufelspitzen in einer Niederdruckturbine, die eine letzte Stufe mit einer aktiven Laufschaufellänge von etwa 660,4 mm (26 Zoll) enthält, beträgt ungefähr 472,4 m/s (1500 Fuss pro Sekunde). Die Kraft, mit der ein Wassertröpfchen auf eine Laufschaufel aufprallt, steht in Beziehung zu der Grösse oder Masse des aufprallenden Tröpfchens und der Relativgeschwindigkeit des Tröpfchens in bezug auf die Laufschaufel. Da die Drehzahl der Turbine hauptsächlich durch andere Parameter festgelegt wird, können potentielle Probleme, die durch Wassertröpfchen verursacht werden, wie beispielsweise Erosion, niedriges Drehmoment und Verlust an Wirkungsgrad, minimiert werden, indem eine Turbinenläufer- und -laufschaufelbaugruppe geschaffen wird, die die Menge an Wasser sowie die Anzahl und die Grösse der Wassertröpfchen in dem axialen Arbeitskanal der Turbine wirksam begrenzt.

Wie erwähnt ist das Druckverhältnis an der letzten Stufe der Turbine im Vergleich zu anderen stromaufwärtigen Stufen der Turbine am grössten. Ausserdem ist die Druckdifferenz an den Laufschaufeln der letzten Stufe nahe dem radial äusseren Teil der umlaufenden Laufschaufeln insgesamt höher als am Fuss oder am radial inneren Teil der Laufschaufeln. Je grösser der radiale Spalt zwischen dem radial äusseren drehbaren Teil der letzten Stufe und der inneren Ober-

fläche des Mantels ist, um so grösser ist der Verlust an Dampf und deshalb um so niedriger der Wirkungsgrad der letzten Stufe der Turbine.

Es ist wichtig zu gewährleisten, dass das Maximum an Arbeitsdampf durch die Laufschaufeln der letzten Stufe hindurchgeleitet wird, um ihm die verfügbare Energie zu entziehen, und dass der Arbeitsdampf, der die Laufschaufeln der letzten Stufe umgibt, minimiert wird. Zum Minimieren des Verlustes an Dampfströmung um die äusseren Teile der Laufschaufeln sind bereits Dichtstreifen auf der inneren Oberfläche des Turbinenmantels radial gegenüber den Spitzenteilen und Kappen der Laufschaufeln bei bekannten Turbinen vorgesehen worden. Im allgemeinen bilden die Dichtstreifen einen Ring um die Laufschaufeln und erstrecken sich radial nach innen zu den Laufschaufelspitzen, um den radialen Spalt dazwischen enger zu machen. Die Anzahl der Streifen, die pro Stufe benutzt werden, und die axiale Lage der Streifen an der inneren Oberfläche des Mantels basieren auf einer Untersuchung der Strömungsmechanik in einer Dampfturbine. Die Dichtstreifen sollten axial so angeordnet sein, dass sie sich ungefähr gegenüber der statischen Mittellinie der umlaufenden Laufschaufeln befinden.

Die statische Mittellinie ist die Mittellinie der Laufschaufeln, wenn die Turbine im normalen Betrieb mit Nenndrehzahl läuft. Da sich jedoch die Läuferwelle, auf der die Laufschaufeln befestigt sind, wegen thermischer Reaktion mit dem Dampf ausdehnt, ist die optimale axiale Lage der Dichtstreifen, das heisst in der statischen Mittellinie, nicht leicht zu ermitteln. Ausserdem ändert sich die axiale Position der Laufschaufeln während des Betriebes der Turbine, insbesondere dann, wenn die Turbine transiente Änderungen in ihrer mechanischen Belastung oder Änderungen im Zustand und im Volumen des ihr zugeführten Dampfes erfährt.

Bekannte Versuche, um zu verhindern, dass der Dampf entweicht und den Arbeitskanal der letzten Stufe umgibt, haben auch bereits übliche Labyrinthdichtungen beinhaltet, die in dem radialen Spalt zwischen dem radial äussersten Teil der Laufschaufelkappe und der inneren Oberfläche des Mantels angeordnet sind. Labyrinthdichtungen haben typisch Rippen, die sich von der Laufschaufelkappe aus radial erstrecken und mit Umfangsflanschen zusammenwirken, welche von der inneren Oberfläche des Mantels nach innen vorstehen. Vorsprünge an der inneren Oberfläche des Mantels verhindern, dass Wasser ungestört an den Laufschaufeln der letzten Stufe längs der inneren Oberfläche des Mantels vorbeiströmen kann, und können dazu führen, dass Wassertropfen von den Vorsprüngen aus in den Arbeitskanal der letzten Stufe fallen. Wenn Labyrinthdichtungen benutzt werden, gestattet ein Feuchtigkeitsableitkanal, der in der inneren Wand des Mantels unmittelbar stromaufwärts der Dichtung angeordnet ist, einem Teil des Arbeitsdampfes, durch den Kanal zu entweichen und so Wasser mit sich zu nehmen. Ein ähnlicher Feuchtigkeitsableitkanal ist erforderlich, wenn die vorgenannten Dichtstreifen benutzt werden.

Obleich die Dampfleckageströmung um die äusseren Spitzenteile der Laufschaufeln durch Vorsehen von Labyrinthdichtungen reduziert wird, geht ein Teil des Arbeitsdampfes über den Feuchtigkeitsableitkanal verloren, ohne dass dieser Dampf durch die Laufschaufeln der letzten Stufe hindurchgegangen ist. Weiter sind der Dampf und das Wasser, welche über den Feuchtigkeitsableitkanal austreten, auf einem Druck, der höher ist als der Eingangsdruck an dem Kondensator von dem Ausgang der letzten Stufe her, weshalb geeignete Leitungen und Drosselbohrungen nötig sein können, um den Feuchtigkeitsableitkanal mit dem Kondensator zu verbinden, um so den Druck des Dampfes und des Wassers aus dem Feuchtigkeitsableitkanal einzustellen, da-

mit die Dampfleckageströmung zu dem Kondensator minimiert wird.

Die Auslegung der letzten Stufe einer Dampfturbine zum Erzielen des optimalen Betriebswirkungsgrades erfordert die Anwendung von interdisziplinärer Wissenschaft und Ingenieurtechnik, beispielsweise hinsichtlich Aerodynamik, Konstruktion, Mechanik und Fertigung, zusammen mit im allgemeinen mehreren Iterationen von Entwurfsalternativen. Es ist besonders lohnend zu gewährleisten, dass der Betrieb der letzten Stufe den optimalen Stufenwirkungsgrad erbringt, da die letzte Stufe wesentlich mehr Energie, typisch etwa 10% der gesamten Turbinenausgangsleistung, aus dem Dampf gewinnt als irgendeine andere Stufe in der Turbine und deshalb eine beträchtliche Auswirkung auf den Gesamtwirkungsgrad der Turbine hat. Andere Faktoren, die die Auslegung und den Betrieb einer letzten Stufe gegenüber anderen Stufen einer Turbine unterschiedlich machen, umfassen: eine höhere Volumenströmung des Dampfes durch die letzte Stufe als durch irgendeine andere Stufe, weshalb die Laufschaufeln der letzten Stufe am längsten sind und den höchsten Beanspruchungen ausgesetzt sind; die Möglichkeit, effizient mit variablem Austrittsdruck zu arbeiten (Ausgänge von stromaufwärtigen Stufen befinden sich auf relativ konstantem Druckverhältnis), was zu einem variablen Stufenverhältnis, was zu einer variablen Energieabgabe und zu variablen aerodynamischen Bedingungen führt; grösserer Feuchtigkeitsgehalt im Arbeitsdampf der letzten Stufe als in jeder anderen Stufe; und höchste Spitzengeschwindigkeit, höchste Strömungsgeschwindigkeiten und grösste dreidimensionale Strömungseffekte an den Laufschaufeln der letzten Stufe in bezug auf die Laufschaufeln jeder anderen Stufe in der Turbine.

Die Laufschaufeln der letzten Stufe von Niederdruckturbinen, d. h. Turbinen, die einen absoluten Entwurfsdampfaustrittsdruck an der letzten Stufe haben, der typisch niedriger als etwa 16932 Pa (5.0 Zoll Quecksilbersäule) ist, haben im allgemeinen ein langes und dünnes Schaufelprofil und sind so dem Aufdrehen aufgrund von Zentrifugalkräften ausgesetzt, welche auf sie während des Turbinenbetriebes einwirken. Es ist erwünscht, dass das Aufdrehen berücksichtigt wird, so dass die Turbinenlaufschaufeln eine optimale aerodynamische Beziehung während des normalen Turbinenbetriebes erzielen. Bei einer nominellen Betriebsdrehzahl von 3600 U/min kann die Geschwindigkeit der Laufschaufel in dem Spitzenabschnitt ungefähr 472 m/s (1550 Fuss pro Sekunde) bei einer 660,4 mm (26 Zoll) langen Laufschaufel der letzten Stufe betragen, was eine relative Überschallumgebung für zwischen den Turbinenlaufschaufeln strömenden Dampf erzeugt. Es ist wichtig, die Verteilung des Übergangsbereiches von Unter- auf Überschallströmung zwischen den Laufschaufeln der letzten Stufe zu kontrollieren, damit unerwünschte Stosswellen und ein entsprechender Wirkungsgradverlust verhindert werden. Darüber hinaus ist es möglich, eine Überschalldampfströmung zwischen den Laufschaufeln der letzten Stufe zu erzielen, weshalb ebenfalls das Übergangsbereich von Unter- auf Überschallströmung kontrolliert werden muss, um sicherzustellen, dass die gewünschten Dampfströmungsbedingungen zwischen den Laufschaufeln bis zu dem Eingang der Laufschaufeln der letzten Stufe aufrechterhalten werden. Ein ungeeignetes oder unerwartetes Übergangsbereich zwischen den Laufschaufeln kann zu einem Wirkungsgradverlust aufgrund von unerwünschten Stossprofilen führen. Ein Übergang von Unter- auf Überschallströmung kann von einer Stosswelle begleitet sein, die einen irreversiblen Druckverlust verursacht, d. h. Druck geht verloren und kann nicht zum Erzeugen von mechanischer Energie wiedergewonnen werden.

Im Gegensatz zu der letzten Stufe von Niederdruckdampfturbinen werden in Gasturbinen im allgemeinen angeformte Kappen über den Laufschaufelspitzen benutzt, die das Aufdrehen der Laufschaufeln verhindern; Gasturbinenlaufschaufelprofile sind im allgemeinen kurz und stummelförmig und werden typisch aus einer Superlegierung mit einem Überzug zum Schutz gegen die aggressive Gasturbinenumgebung hergestellt; der Austrittsdruck der letzten Stufe einer Gasturbine ist relativ konstant, d. h. atmosphärisch; und die Gasströmung durch eine Gasturbine ist ein offenes System, wogegen die Dampfströmung durch eine Dampfturbine und die anschliessende Dampfkondensation und die Wasserrückerhitzung zur Bildung des Dampfes ein geschlossenes System darstellen. Bei Dampfturbinen können zwar Probleme mit eingeschlossenem Wasser oder kondensiertem Dampf auftreten, wie es oben dargelegt worden ist, die aggressive Umgebung einer Gasturbine ist jedoch innerhalb einer Dampfturbine nicht vorhanden, weshalb angesichts vorstehender Darlegungen im allgemeinen nicht erwartet werden kann, dass der Fachmann auf dem Gebiet des Dampfturbinenentwurfes und der Dampfturbinenfertigung sich auf dem Gasturbinengebiet umsehen wird, um Lösungen zu finden, die speziell für Dampfturbinen geeignet sind.

Es ist demgemäss Aufgabe der Erfindung, eine Dichtanordnung zum Halten von Dampf innerhalb des axialen Arbeitskanals einer Stufe einer Axialdampfturbine und zum gleichzeitigen Schützen der Stufenteile vor mechanischer Beschädigung aufgrund von Feuchtigkeit, ohne vorzeitiges Ableiten der Feuchtigkeit aus der Stufe, zu schaffen,

welche Dichtanordnung eine positive Kontrolle über die Positionierung des Übergangsbereiches der elastischen Fluidströmung von Unter- auf Überschallströmung (d. h. des schallnahen Expansionsgebietes) in der letzten Stufe einer Niederdruckdampfturbine ermöglicht und damit die Bildung von unerwünschten Schallwellen während des Betriebes verhindert,

sowie die Kontrolle des Aufdrehens der Laufschaufeln der letzten Stufe einer Dampfturbine ermöglicht und damit eine optimale aerodynamische Ausrichtung während normalen Betriebsbedingungen

und schliesslich eine optimale Zusammenwirkung zwischen Leitgitter und Laufschaufeln ermöglicht, damit die gewünschte Dampfströmung zugeführt und geholfen wird, das Einsetzen einer Rezirkulationsströmung zu verzögern, die sich durch Laufschaufelfussströmungsablösung bei niedriger mittlerer Ringgeschwindigkeit der Strömung des elastischen Fluids durch die letzte Stufe einer Dampfturbine ausdrückt.

Erfindungsgemäss werden diese Aufgaben mit einer Stufe einer Axialturbine der eingangs genannten Art gelöst, die gekennzeichnet ist durch mehrere Laufschaufeln, die an der Läuferwelle der Turbine befestigt und über deren Umfang gleichmässig verteilt angeordnet und von der inneren Oberfläche eines Mantels der Turbine umgeben sind, und von denen jede zwischen der äusseren Spitze und dem inneren Fuss ein aerodynamisch ausgebildetes Gebiet aufweist,

und durch mehrere Laufschaufelkappen, von denen jede die Spitzen benachbarter Laufschaufeln miteinander verbindet und während des Betriebs der Turbine das Aufdrehen jeder der zugeordneten Laufschaufeln ermöglicht,

und durch Rippen, von denen jede von der äusseren Oberfläche einer Kappe radial nach aussen vorsteht und mit den Rippen an benachbarten Kappen in Umfangsrichtung verlaufend ausgerichtet ist, wobei die radial vorstehenden Ränder der Rippen zum Behindern der Strömung des elastischen Fluids zwischen den Spitzen der Laufschaufeln und der inneren Oberfläche des Mantels dieser inneren Oberfläche unmittelbar benachbart sind und einen radialen Spalt

zwischen den Rippen und der inneren Oberfläche des Mantels bilden,

sowie durch ein Leitgitter, das von den Laufschaufeln in axialer Richtung beabstandet um die Läuferwelle angeordnet ist, um das elastische Fluid in die Laufschaufeln zu leiten, welches Leitgitter mehrere voneinander beabstandete Leitschaufeln aufweist, zwischen denen Kanäle ausgebildet sind,

und von denen jede eine Vorderkante und eine Hinterkante aufweist, wobei letztere in bezug auf eine von der Drehachse der Läuferwelle ausgehende radiale Bezugslinie eine Neigung sowohl in einer axialen als auch in einer radialen Ebene hat,

sowie einen nahe dem Läufer angeordneten inneren Ring zum starren Befestigen der Füsse der Leitschaufeln, der an der Vorderkante der Leitschaufeln eine grössere äussere radiale Ausdehnung als an der Hinterkante der Leitschaufeln aufweist,

und der Kanal zwischen den benachbarten Leitschaufeln einen minimalen Durchströmquerschnitt ( $S^*$ ) und einen Austrittsquerschnitt ( $S$ ) aufweist, welcher minimale Durchströmquerschnitt am Fuss der Leitschaufeln zwischen den Vorderkanten und dem Austrittsquerschnitt angeordnet ist und mit zunehmendem radialen Abstand vom Fuss gleichförmig zum Austrittsquerschnitt verschoben ist, wodurch der Kanal mindestens über einem Teil der radialen Erstreckung der Leitschaufeln einen konvergierenden/divergierenden Durchlass bildet.

Mehrere Ausführungsbeispiele der Erfindung werden im folgenden unter Bezugnahme auf die Zeichnungen näher beschrieben. Es zeigen

Fig. 1 eine teilweise weggeschnittene tangentielle Seitenansicht einer Stufe einer bekannten Dampfturbine,

Fig. 2 eine teilweise weggeschnittene tangentielle Seitenansicht einer Stufe einer Dampfturbine nach der Erfindung,

Fig. 3 eine Teilaxialansicht einer erfindungsgemässen Stufe einer Dampfturbine bei Blick in Richtung der Linie 3—3 in Fig. 8,

Fig. 4 eine radial nach innen gerichtete Draufsicht auf Turbinenlaufschaufeln nach der Erfindung,

die Fig. 5a—5c Querschnittsansichten von verschiedenen Ausführungsformen einer Dichtrippe nach der Erfindung,

Fig. 6 eine radial nach innen gerichtete Draufsicht auf eine weitere Ausführungsform von Turbinenlaufschaufeln nach der Erfindung,

Fig. 7 ein Diagramm, welches das Ausmass des Aufdrehens einer herkömmlichen Laufschaufel und der Überverdrehung einer Laufschaufel nach der Erfindung zeigt,

Fig. 8 eine Tangentialansicht einer Stufe nach der Erfindung,

Fig. 9 eine radial nach innen gerichtete Ansicht bei Blick in Richtung der Linie 9—9 in Fig. 8,

die Fig. 10a und 10b vereinfachte Diagramme, welche die Fluidströmung durch eine Stufe einer Dampfturbine zeigen,

Fig. 11 ein Diagramm, das Druckkennlinien über einer repräsentativen Leitschaufel nach der Erfindung zeigt, und

Fig. 12 eine Ansicht in Richtung der Linie 12—12 in Fig. 8.

Fig. 1 zeigt allgemein eine Dampfturbine mit einer Feuchtigkeitsableitvorrichtung gemäss dem Stand der Technik. Die Dampfströmung ist in den Fig. 1 und 2 durch einen Pfeil angegeben. Die US-Patentschrift 4 335 600 zeigt eine weggeschnittene Ansicht einer Dampfturbine wie in Fig. 1, und bezüglich weiterer Einzelheiten wird auf diese US-Patentschrift verwiesen. In den Fig. 1 und 2 ist zwar nur eine teilweise weggeschnittene radiale Seitenansicht gezeigt, es ist jedoch klar, dass die Turbine einen Läufer, ein Leitgitter und eine Laufschaufelbaugruppe aufweist, von denen nur der ra-

dial äussere Teil hier dargestellt ist. Ein besseres Verständnis der Turbinenstufe kann durch Betrachtung von Fig. 3 gewonnen werden, die einen Läufer 11 mit Laufschaufeln 32 zeigt, welche an einer Läuferwelle 15 durch Befestigungsvorrichtungen 33 in Form von Schwalbenschwänzen befestigt sind. Fig. 3 zeigt eine Teilaxialansicht eines Segments der Turbinenstufe, die sich über 360° um die Läuferwelle 15 erstreckt. In der gesamten Beschreibung sind gleiche Teile mit gleichen Bezugszahlen bezeichnet.

Gemäss Fig. 1 ist die Stufe, die eine Laufschaufel 12 aufweist, von einem coaxialen Mantel 14 der Turbine umgeben. Eine Leitschaufel 10 befindet sich stromaufwärts der Laufschaufel 12 und ist Teil der Turbinenstufe. Die Leitschaufel 10 richtet die Dampfströmung auf den eigentlichen Schaufelteil der Laufschaufel 12. Der Mantel 14 hat eine radial innere Oberfläche 16 mit einem radialen Feuchtigkeitsableitschlitz 18. Etwas Dampf, der noch nicht durch die Laufschaufeln der Stufe hindurchgegangen ist, entweicht über den Schlitz 18. Der Schlitz 18 leitet einen Wasserfilm ab, der axial längs der Oberfläche 16 fliesst, bevor der Film durch einen Dichtstreifen 20 zu der umlaufenden Laufschaufel 12 hin abgelenkt wird. Wie weiter oben erwähnt begrenzt der Dichtstreifen 20 die Dampfströmung axial um die radial ausgedehnten Spitzenteile der Laufschaufel 12 durch den radialen Spalt 22, würde aber Wasser, das längs der Manteloberfläche 16 fliesst, auf die eine hohe Geschwindigkeit aufweisenden Spitzenteile der Laufschaufel 12 lenken, wenn der Schlitz 18 nicht unmittelbar stromaufwärts des Streifens 20 angeordnet wäre.

Fig. 2 zeigt eine letzte Stufe einer Dampfturbine, die einen erfindungsgemässen Aufbau hat. Eine Leitschaufel 30, die eine Hinterkante 31 stromaufwärts einer Laufschaufel 32 hat, lenkt Dampf auf die Laufschaufeln der letzten Stufe, von denen lediglich die Laufschaufel 32 als Beispiel dargestellt ist. Ein Mantel 34 der Turbine, der eine innere Oberfläche 35 hat, umgibt die Läufer- und Laufschaufelbaugruppe coaxial. Die innere Oberfläche 35 ergibt einen unbehinderten Strömungsweg für Wasser, so dass dieses an dem äusseren Teil der Laufschaufel 32 vorbei zu einer Austrittshaube (nicht dargestellt) und schliesslich zu einem Kondensator (nicht dargestellt) fliessen kann. Zum Begrenzen der Dampfströmung um die radial ausgedehnten Spitzenteile der Laufschaufel 32 erstreckt sich eine einzelne Rippe 36 von der radial äusseren Oberfläche einer Kappe und der Spitze der Laufschaufel 32 radial nach aussen (die Kappe ist unter dem Blickpunkt in Fig. 2 nicht sichtbar). Die radiale Ausdehnung der Rippe 36 ist in Fig. 3 gezeigt, gemäss welcher sich die Rippe 36 über den radial ausgedehnten Teil oder Spitzenabschnitt 19 der Laufschaufel 32 hinaus erstreckt. Gemäss Fig. 2 befindet sich die radial ausgedehnte Kante der Rippe 36 in unmittelbarer Nähe der Oberfläche 35. Ein radialer Spalt 38 hat im wesentlichen dieselben Abmessungen wie der in Fig. 1 gezeigte Spalt 22. Beispielsweise liegt die Abmessung des radialen Spalts bei der letzten Stufe einer Niederdruckturbine, die eine aktive Laufschaufellänge von etwa 660,4 mm (26 Zoll) hat, in der Grössenordnung von 3,81 mm (0.150 Zoll). Der Spalt 38 ist gross genug, um eine unbehinderte erwartete Wasserströmung längs der Oberfläche 35 während des normalen Betriebes der Turbine zu gestatten.

Gemäss Fig. 3 weist die Laufschaufel 32 eine Befestigungsvorrichtung 33 in Form eines Schwalbenschwanzes zum starren Befestigen der Laufschaufel 32 an der Welle 15, einen Fussabschnitt 37 an dem radial inneren Ende der Laufschaufel 32 und einen Spitzenabschnitt 19 an dem radial äusseren Ende der Laufschaufel 32 auf. Die Laufschaufel 32 ist an einer benachbarten Laufschaufel mit einer Noppen- und Hülsenvorrichtung befestigt, welche ausführlich in der

US-Patentschrift 3 719 432 beschrieben ist, auf die bezüglich weiterer Einzelheiten verwiesen wird.

Fig. 4 zeigt eine radiale Draufsicht auf ein Paar Laufschaufeln 40 und 42 (ähnlich der Laufschaufel 32), die an ihren äusseren radialen Spitzen durch eine Kappe 44 verbunden sind. Eine ausführliche Beschreibung der Kappe 44, von deren Beziehung zu den Spitzen von Laufschaufeln und von deren Betriebseigenschaften in bezug auf die Turbine als Ganzes findet sich in der US-Patentschrift 3 302 925, auf die bezüglich weiterer Einzelheiten verwiesen wird.

Die Kappe 44 hat eine Rippe 46, die sich von ihrer radial äusseren Oberfläche 45 aus erstreckt. Die Rippe 46 gleicht der in den Fig. 2 und 3 dargestellten Rippe 36. Die Rippe 46 erstreckt sich von der Umfangsoberfläche aus, welche durch die Kappen gebildet ist, die eine entsprechende Anzahl von Laufschaufelspitzen der Stufe miteinander verbinden, radial nach aussen. Die Rippe 46 ist tangential auf eine Rippe 48 einer benachbarten Kappe 50 und eine Rippe 61 der Laufschaufel 42 ausgerichtet. Ebenso ist die Rippe 46 tangential auf eine Rippe 52 einer benachbarten Kappe 54 und eine Rippe 63 der Laufschaufel 40 ausgerichtet.

In einer bevorzugten Ausführungsform ist das Vorderende 60 der Rippe 46 in unmittelbarer Nähe des Hinterendes der Rippe 61, und das Vorderende der Rippe 61 ist in unmittelbarer Nähe des Hinterendes 62 der Rippe 48. Die Vorder- und Hinterbezeichnungen beziehen sich auf die Richtung der Drehung, die in Fig. 4 durch einen Pfeil gezeigt ist. Auf ähnliche Weise ist das Hinterende der Rippe 46 in unmittelbarer Nähe des Vorderendes der Rippe 63 der Laufschaufel 40, und das Hinterende der Rippe 63 ist in unmittelbarer Nähe des Vorderendes der Rippe 52.

Die Rippe 46 bildet in Kombination mit den Rippen 52, 63, 61 und 48 und weiteren Rippen entsprechend der Anzahl der Laufschaufeln und Kappen der Stufe einen im wesentlichen durchgehenden, sich radial erstreckenden Umfangsring 21 (Fig. 3), der eine Dichtung zwischen dem radial äusseren Teil der Laufschaufeln und dem Mantel der Turbine auf oben dargelegte Weise bildet. Wenn die gerippte Kappe 44 bei der letzten Stufe einer Niederdruckdampfturbineinheit benutzt wird, ist es nicht notwendig, den Kondensatfilm abzuleiten, der sich ansammelt und axial längs der inneren Oberfläche 35 des Turbinenmantels 34 fliesst, weil der Ring 21 (Fig. 3) die einzige Behinderung für die Dampfströmung durch den radialen Spalt 38 (Fig. 2) ist. Deshalb ist der Feuchtigkeitsableitschlitz 18 (Fig. 1) unnötig und kann deshalb weggelassen werden. Da die Abmessungen des radialen Spalts 38 (Fig. 2) den Abmessungen des radialen Spalts 22 (Fig. 1) gleichen, wird eine Verbesserung des Wirkungsgrades bei der Turbinenstufe nach der Erfindung erzielt, indem ein geschätzter Anteil von 0,6% der gesamten Dampfströmung durch die Stufe eingespart wird. Die geschätzte Einsparung von 0,6% stellt den geschätzten Verlust an Dampfströmung dar, die durch den Feuchtigkeitsableitschlitz 18 (Fig. 1) hindurchgeht. Die Bewahrung von 0,6% der Dampfströmung vergrössert den Wirkungsgrad der Stufe und dadurch den gesamten Turbinenwirkungsgrad.

In einer gegenwärtig bevorzugten Ausführungsform ist die Rippe 46 ein integraler Bestandteil der Kappe 44. Da sich die Laufschaufeln durch Wärmeeinwirkung radial ausdehnen können oder sich aufgrund von mechanischen Reaktionen, die während des Turbinenbetriebes auftreten können, radial bewegen können, weist die Rippe 46 in bezug auf das Material der inneren Oberfläche 35 des Mantels 34 (Fig. 2) ein relativ abschleifbares Material auf. Ein Teil der Rippe 46 wird «abgerieben», falls die Läufer- und Laufschaufelbaugruppe eine anomale Abweichung bei der Drehung von der normalen Achse erfahren und die innere Oberfläche 35 des Mantels 34 berühren sollte. Die axiale Mittelli-

nie der Turbinenstufe kann während des Betriebes verschoben werden, beispielsweise durch Wärmedehnung des Läufers oder Änderung der Lagerausrichtung. Das Dichtvermögen der einzelnen gerippten Kappenvorrichtung, die hier beschrieben ist, wird durch die axiale Bewegung der Mittellinie der Stufe nicht beeinflusst. Ausserdem bildet die einzelne gerippte Kappenvorrichtung, die mehrere tangential ausgerichtete Rippen aufweist, eine Dichtung für jede Turbinenstufe, bei der Wasser längs der inneren Oberfläche des diese Turbinenstufe umgebenden Mantels fliesst, wodurch die Notwendigkeit des Feuchtigkeitsableitschlitzes 18 (Fig. 1) vermieden wird.

Die Fig. 5a, 5b und 5c zeigen mehrere mögliche Querschnittsansichten einer Rippe nach der Erfindung.

Die geometrische Konfiguration der Rippe ist ein wichtiger Gesichtspunkt, weil die Dampfströmung durch den radialen Spalt 38 (Fig. 2) in Beziehung zu dem Rippenprofil steht. Der radial ausgedehnte Rand der Rippe ist im Vergleich zu der Basis der Rippe nahe der Kappe vorzugsweise relativ schmal. Weitere Merkmale beziehen sich auf: das Verhältnis der Höhe der Rippe zu der Breite ihrer Basis, das in dem Bereich von etwa 1,7 bis etwa 2,0 liegen kann; das Verhältnis der Höhe der Rippe zu der statischen radialen Spaltabmessung, die grösser als oder gleich etwa 1,7 sein kann und vorzugsweise etwa 2,0 beträgt; und das Verhältnis der Breite des radial ausgedehnten Randes der Rippe zu der statischen radialen Spaltabmessung, das kleiner als oder gleich etwa 0,10 sein kann. Verhältnisse von 2,0, 1,7 bzw. 0,1 sind für die optimale Leistung einer Rippe als Dichteinrichtung in der letzten Stufe einer Turbine mit einer aktiven Laufschaufellänge von etwa 660,4 mm (26 Zoll) theoretisch vorgeschlagen worden. Im Betrieb beschränken die geometrischen Merkmale einer einzelnen Rippe, wie sie vorstehend beschrieben sind, den durch den radialen Spalt 38 (Fig. 2) strömenden Dampf auf einen radialen Zwischenraum, der kleiner als der tatsächlich körperlich zwischen der Rippe 36 (Fig. 2) und der inneren Oberfläche 35 des Mantels 34 (Fig. 2) vorhandene ist. Dieses Phänomen kann durch die Vena-Contracta-Theorie erklärt werden, welche auf dem Gebiet der Strömungslehre relativ bekannt ist. Daher verringert die einzelne Rippe 36 das Ausmass an Strömung von elastischem Fluid oder Dampf durch den radialen Spalt 38 (Fig. 2) gegenüber der Gesamtströmung, die in dem radialen Spalt 38 (Fig. 2) zu erwarten wäre, wenn keine Rippe 36 (Fig. 2) benutzt würde. Die Querschnittskonfigurationen einer Rippe, die optimal arbeitet, basieren auf einer Untersuchung der Fluidströmung durch eine Drosselbohrung und andere Dichtvorrichtungen gemäss den Prinzipien der Strömungslehre. Eine einzelne Rippe, die sich über jede Kappe erstreckt, ist wichtig, weil eine grössere Zahl von in axialem Abstand auf derselben Kappe angeordneten Rippen nicht so viel Dampfströmung durch den radialen Spalt 38 (Fig. 2) bewahren kann wie eine Rippe pro Kappe, weshalb diese nicht die Dichtleistung so vergrössern können wie die einzelne Rippe gemäss der Erfindung. Weiter ist die Dichtleistung von zwei axialen Abstand aufweisenden Rippen von dem axialen Abstand zwischen denselben abhängig, der eine Funktion der Grösse des Spalts 38 (Fig. 2) ist. Damit eine zweite Rippe die Dichtleistung der Rippe 36 (Fig. 3) vergrössern kann, würde im allgemeinen der axiale Abstand zwischen der Rippe 36 und der zweiten Rippe so gross sein, dass er nicht von einer Kappe 44 (Fig. 4) nach der Erfindung aufgenommen werden kann. Ausserdem bewahrt eine einzelne Rippe, die sich nicht radial über die äusseren radialen Spitzenteile der Laufschaufeln hinaus erstreckt, die Dampfströmung nicht so, wie es hier beschrieben wird.

Drei radiale Querschnittsansichten von Rippen nach der Linie 5-5 in Fig. 4, die bei der Erfindung benutzt werden

können, sind in den Fig. 5a, 5b und 5c gezeigt. Die dargestellten Rippen sind nicht die einzigen Rippen, die gemäss den oben dargelegten Prinzipien der Erfindung geschaffen werden könnten, sondern veranschaulichen den Rippentyp, der in der beschriebenen Umgebung wirksam arbeitet. Die Rippen 65a, 65b und 65c erstrecken sich oberhalb der äusseren radialen Kappenoberflächen 64a, 64b bzw. 64c. Die Richtung der Dampfströmung ist durch einen Pfeil gezeigt und repräsentiert die Richtung der Strömung in den Fig. 5a, 5b und 5c. In Fig. 5a hat die Rippe 65a eine trapezförmige Querschnittskonfiguration mit einer stromabwärtigen Seite, die unter einem Neigungswinkel von grösser als etwa 40° und vorzugsweise zwischen 40° und etwa 60° und am bevorzugtesten etwa von 45° gegen eine horizontale Bezugsebene abgewinkelt ist. Fig. 5b zeigt, dass die Rippe 65b eine relativ breite Basis nahe der Oberfläche 64b hat und von der relativ breiten Basis aus zu dem radial ausgedehnten Rand hin zunehmend schmaler wird. Die radial ausgedehnten oder oberen Ränder der Rippen 65a, 65b und 65c sind abgestumpft. Die in Fig. 5c dargestellte Rippe 65c hat eine relativ gerade, sich radial erstreckende stromaufwärtige Wandoberfläche, einen abgestumpften, radial ausgedehnten Rand und eine relativ breite Basis nahe der Oberfläche 64c. Deshalb wird ihr Querschnitt von ihrer Basis aus zu ihrem radial ausgedehnten Rand hin relativ fortschreitend schmaler. Einem Fachmann stehen viele unterschiedliche Profile, Formen und Konfigurationen einer Rippe zur Verfügung, die sich von der äusseren Oberfläche einer Kappe aus erstreckt und auf erfindungsgemässe Weise arbeitet.

Fig. 6 zeigt eine weitere Ausführungsform der Erfindung. Eine Kappe 70 verbindet die Spitze einer Laufschaufel 72 mit der Spitze einer benachbarten Laufschaufel 74. Eine Kappe 76 und eine Kappe 77 verbinden benachbarte Laufschaufeln mit den Laufschaufeln 74 bzw. 72. Eine sich radial erstreckende Rippe 78 steht über die äussere Oberfläche der Kappe 70 vor und ist tangential auf eine Rippe 80 ausgerichtet, die an der Kappe 76 angeformt ist, und auf eine Rippe 81, die ein integraler Bestandteil der Kappe 77 ist. Das Hinterende der Rippe 80 hat Abstand von dem Vorderende der Rippe 78. Ein Zwischenraum 82 trennt das Hinterende der Rippe 80 von dem Vorderende der Rippe 78. Die Rippe 78 steht daher nicht über den Spitzenteil der Laufschaufel 74 vor, sondern endet nahe desselben, und die Rippe 80 endigt ebenso in der Nähe des Spitzenteils der Laufschaufel 74. Ein ähnlicher Zwischenraum kann zwischen entsprechenden Rippen an benachbarten Kappen 70 und 77 vorhanden sein, wie es dargestellt ist. Die Dampfströmung um den sich radial erstreckenden Spitzenteil der Laufschaufeln und durch den Zwischenraum ist bei dieser Ausführungsform relativ gering, weil der Zwischenraum 82 und ähnliche Zwischenräume längs des äusseren Umfangs der Stufe einen relativ kleinen Teil des im wesentlichen durchgehenden, sich radial erstreckenden Ringes ausmachen, welcher durch die Rippen gebildet ist, die den Kappen der Turbinenstufe zugeordnet sind. Die Dampfströmung durch den Zwischenraum 82 ist beträchtlich beschränkt, wenn die Turbine in Betrieb ist.

Die Erfindung kann mit Kappen benutzt werden, die mit den Laufschaufeln durch sich seitlich erstreckende Zapfen verbunden sind, welche mit seitlichen Löchern in den äusseren Spitzen der Laufschaufeln zusammenpassen, d. h. mit den besonderen Kappen, die hier dargestellt sind. Die hier dargestellten Kappen werden typisch als Seiteneintrittskappen bezeichnet und sind ausführlich in der US-Patentschrift 3 302 925 beschrieben, die weiter oben bereits erwähnt worden ist. Andere Typen von Kappen können ebenfalls mit einer Rippe der hier beschriebenen Art versehen werden. Die Erfindung kann auch ausgeführt werden, indem eine vorbestimmte Anzahl von Laufschaufeln einer Stufe zu einer

Gruppe verbunden wird, wobei jedoch gruppenweise zusammengefasste Laufschaufeln nicht miteinander verbunden werden und wobei eine Stufe mehrere gruppenweise zusammengefasste Laufschaufeln aufweist. Es kann zwar Durchbrüche oder Spalte zwischen Gruppen von Laufschaufeln in dem relativ durchgehenden, sich radial erstreckenden Ring, der durch die Rippen gebildet ist, im Betrieb geben, die Laufschaufeln drehen sich jedoch, so dass die axiale Strömung durch die Durchbrüche relativ minimal ist. Die Erfindung kann so ausgeführt werden, dass die Kappen und Rippen einen integralen Bestandteil der Laufschaufeln bilden.

In Fig. 7 ist ein weiterer Aspekt der Erfindung dargestellt. Die ausgezogene Kurve in Fig. 7 zeigt das Ausmass an Aufdrehung in Grad, das bei einer freistehenden Laufschaufel 42 (Fig. 4) bei der nominellen Betriebsdrehzahl, beispielsweise 3600 U/min, erwartet wird. Gemäss der Darstellung in Fig. 4 ist die Laufschaufel 42, wenn der Läufer sich zu drehen beginnt und die Drehzahl auf Betriebsdrehzahl erhöht wird, beispielsweise auf 3600 U/min, bestrebt, sich in der Richtung eines Pfeils 51 von der Vorderkante 43 der Laufschaufel 42 weg und in Richtung eines Pfeils 53 von der Hinterkante 47 der Laufschaufel 42 weg aufzudrehen. Wenn die Laufschaufel 42 auf Betriebsdrehzahl ist, ist es erwünscht, dass die Aerodynamik der Laufschaufel 42 und ihre Beziehung zu benachbarten Laufschaufeln der Stufe so nahe wie möglich bei den optimalen Entwurfsspezifikationen ist, damit der optimale Wirkungsgrad der Stufe erzielt wird. Beispielsweise kann es erwünscht sein, dass Überschallströmungsbedingungen durch eine transsonische (schallnahe) Laufschaufelkonfiguration kontrolliert werden, wie sie in der US-Patentschrift 3 565 548 beschrieben ist, auf die bezüglich weiterer Einzelheiten verwiesen ist. Es ist ausserdem wichtig, dass Beanspruchungen an den Zapfen der Kappe 44 von den Laufschaufeln 40 und 42 her nicht eine vorbestimmte Grenze überschreiten, damit die Zuverlässigkeit der Konfiguration erhalten bleibt und eine Beschädigung der Zapfen der Kappe 44 oder der entsprechenden Schlitze der Laufschaufeln 40 und 42 verhindert wird. Demgemäss sind die Laufschaufeln 40 und 42 um das zusätzliche Ausmass, das durch die gestrichelte Linie in Fig. 7 gezeigt ist, überverdrehen, um die Belastung oder Spannung an den Zapfen der Kappe 44 zu minimieren, so dass beim Aufdrehen bei der Betriebsdrehzahl die Laufschaufeln 40 und 42 die gewünschte aerodynamische Konfiguration erreichen werden. Ein effektives Ausmass an Überverdrehung wird so gewählt, dass selbst bei Überverdrehung die Kappe 44 etwas Aufdrehung an der Spitze der Laufschaufel 42 eindämmt, wodurch eine vorbestimmte Spannung an den Zapfen der Kappe 44 bei der Betriebsdrehzahl aufrechterhalten wird, um eine mechanische Kupplung zu schaffen, die unerwünschte Laufschaufelvibrationen unterdrücken hilft. Bei der optimalen aerodynamischen Ausrichtung der Laufschaufel 42 bei der Betriebsdrehzahl ist es erwünscht, einen vorbestimmten Wert an Spannung an den Zapfen der Kappen 44 und 50 zu haben, um die mechanische Kupplung zwischen der Laufschaufel 42 und der Laufschaufel 40 zur Dämpfung von unerwünschten mechanischen Schwingungen, die auftreten können, aufrechtzuerhalten. Darüber hinaus ist es erwünscht, dass die Noppen- und Hülsenverankerungsvorrichtung, die in der oben erwähnten US-Patentschrift 3 719 432 beschrieben ist, bei der Betriebsdrehzahl so ausgerichtet ist, dass nur der radial nach aussen gerichtete Schub der Zentrifugalkraft für die mechanische Kupplung zwischen den Noppen und der betreffenden Hülse sorgt.

Fig. 8 zeigt eine Tangentialansicht wenigstens einer Stufe nach der Erfindung. Ausserdem ist eine repräsentative Laufschaufel 100 aus der vorletzten oder L-1. (L minus einten) Stufe der Turbine dargestellt.

Ein Leitgitter 105 weist eine Leitschaufel 30 mit einer Vorderkante 104 und einen inneren Leitgitterring 102 zum starren Befestigen des Fusses der Leitschaufel 30 auf. Der äussere Teil oder die Spitze der Leitschaufel 30 ist an dem Mantel 34 starr befestigt. Die Hinterkante 31 der Laufschaufel 30 ist axial geneigt, so dass der radial äusserste Teil der Hinterkante 31 axial weiter stromabwärts als der radial innerste Teil der Hinterkante 31 ist. Das heisst, die Hinterkante 31 der Leitschaufel ist in bezug auf die radiale Achse 115 der Welle 15 um einen Winkel 117 schräggestellt. Der Winkel 117 ist vorzugsweise kleiner als etwa 5°.

Fig. 9 zeigt eine radial nach innen gerichtete Ansicht nach der Linie 9—9 in Fig. 8. Die Leitschaufel 30 und eine benachbarte Leitschaufel 120 sind gezeigt. Zur Erleichterung des Verständnisses sind nur zwei Leitschaufeln gezeigt. Es ist jedoch klar, dass mehrere Leitschaufeln mit derselben Relativanordnung wie die Leitschaufeln 30 und 120 an dem Leitgitter 105 (Fig. 8) vorgesehen und umfangsmässig um die Welle 15 (Fig. 8) angeordnet sind.

Die Hinterkante 31 der Leitschaufel 30 und eine entsprechende Hinterkante 121 der Leitschaufel 120 erscheinen in Fig. 9 als ein Punkt. Der Abstand zwischen der Hinterkante 31 und der Hinterkante 121 ist die Teilung der Leitschaufeln und mit dem Buchstaben *t* bezeichnet. Der Abstand von der Hinterkante 31 der Leitschaufel 30 zu dem nächsten Punkt 108 auf der saugseitigen Oberseite 122 der Leitschaufel 120 wird Austritts- oder Hinterkantenverengung genannt und ist mit dem Buchstaben *s* bezeichnet.

Zum Kontrollieren der Überschallströmung durch einen Kanal 130 zwischen den Leitschaufeln 30 und 120 ist es notwendig, dass der Kanal 130 im Durchflussquerschnitt von dem stromaufwärtigen Eingang (zwischen den Vorderkanten 104 und 124 der Laufschaufeln 30 bzw. 120) des Kanals 130 auf einen Mindestdurchflussquerschnitt, der zwischen dem stromaufwärtigen Eingang und dem stromabwärtigen Ausgang (zwischen den Hinterkanten 31 und 121 der Laufschaufeln 30 bzw. 120) des Kanals 130 angeordnet ist, abnimmt und dann im Durchflussquerschnitt von der Stelle des Mindestdurchflussquerschnittes bis zu dem stromabwärtigen Ausgang des Kanals 130 zunimmt, so dass ein konvergierender/divergierender Strömungsweg durch den Kanal 130 gebildet ist. Der Mindestdurchflussquerschnitt durch den Kanal 130 tritt bei der minimalen Verengung auf, wo beispielsweise der Abstand von einem Punkt 110 auf der saugseitigen Oberfläche 122 der Leitschaufel 120 zu einem Punkt 112 auf der druckseitigen Oberfläche 125 der Leitschaufel 30 minimal ist und mit dem Symbol *s\** bezeichnet ist. Es ist ausserdem übliche Praxis, Durchflussquerschnitte statt Abstände anzugeben, und in einem solchen Fall werden die Symbole *s* und *s\** durch *A* bzw. *A\** ersetzt. Das Verhältnis *s/t* als eine Funktion des radialen Abstands von dem Fuss einer Leitschaufel wird ebenfalls üblicherweise benutzt, um die räumliche Beziehung zwischen benachbarten Leitschaufeln zu definieren.

Fig. 8 zeigt den geometrischen Ort der Punkte 108 auf der Leitschaufel 120, der die Austrittsverengung an der saugseitigen Oberfläche 122 der Leitschaufel 120 zwischen den Laufschaufeln 30 und 120 (Fig. 9) definiert. Ausserdem ist der geometrische Ort der Punkte 110 auf der Leitschaufel 120 angegeben, der die minimale Verengung zwischen der Leitschaufel 30 und der Leitschaufel 120 (Fig. 9) definiert. Ein entsprechender geometrischer Ort von Punkten 112 (Fig. 9) auf der druckseitigen Oberfläche 125 der Laufschaufel 30 ist der Übersichtlichkeit halber in Fig. 8 nicht gezeigt. Es ist zu erkennen, dass der geometrische Ort 110 der minimalen Verengung stromabwärts der Vorderkante 104 der Laufschaufel 30 und stromaufwärts des geometrischen Ortes der Punkte 108 an dem Fuss der Laufschaufel 30 beginnt.

Der geometrische Ort 110 der minimalen Verengung zwischen den Leitschaufeln 30 und 120 (Fig. 9) ist monoton weiter stromabwärts oder näher bei dem geometrischen Ort 108 angeordnet, um den radialen Abstand von dem Fuss der Leitschaufel 30 zu vergrössern, bis der geometrische Ort 110 in den geometrischen Ort 108 übergeht, d. h., die minimale Verengung  $s^*$  tritt koinzident mit der Austrittsverengung  $s$  auf und ist gleich derselben, und zwar an einem vorbestimmten Punkt 111 zwischen dem Fuss und der Spitze der Leitschaufel 30. Die äussere radiale Ausdehnung des Vereinigungspunktes 111 zwischen dem geometrischen Ort 108 und dem geometrischen Ort 110 wird durch das Ausmass der Kontrolle der Überschallströmung, das erwünscht ist, bestimmt. Typisch ist das Geschwindigkeitsprofil in dem Kanal 130 (Fig. 9) so, dass die grösste Geschwindigkeit der Dampfströmung an dem Fuss auftritt, wobei die Geschwindigkeit in der Dampfströmung mit radialer Entfernung von dem Fuss zur Spitze der Leitschaufel 30 abnimmt. Es ist notwendig, die Richtung und das Auftreten von Überschallstössen zu kontrollieren, um einen optimalen Wirkungsgrad aufrechtzuerhalten. Unerwünschte oder unerwartete Stösse können eine verzerrte Dampfströmung in dem Kanal 130 (Fig. 9) begleiten und so Dampfbedingungen für den Eingang der Leitschaufel 32 darstellen, die weniger als optimal sind und zu einem geringeren Wirkungsgrad der Stufe führen.

Die radial äussere Oberfläche oder der Umfang 103 des inneren Ringes 102 des Leitgitters 105 hat eine derartige Kontur, dass die Dampfströmung kontrolliert und zu dem Fuss 132 der Laufschaufel 32 geleitet wird. Von der Vorderkante 104 der Leitschaufel 30 zu einem Punkt 106 am Umfang 103 des inneren Ringes 102 ist das Profil der Oberfläche 103 vorzugsweise ein Kreisbogen, der einen vorbestimmten Radius hat. Somit definiert die Kontur der Oberfläche 103 des inneren Ringes 102 und der Vorderkante 104 der Leitschaufel 30 zu dem Punkt 106 eine Teiloberfläche eines Torus oder Ringes umfangsmässig um den Umfang 103. Der geometrische Ort der Punkte 106 um den inneren Ring 102 ist ein Kreis, der zwischen der Minimalverengungsgrenze 110 und der Austrittsverengungsgrenze 108 angeordnet ist. Von dem Punkt 106 zu der Hinterkante 31 der Leitschaufel 30 ist das Profil der Oberfläche 103 vorzugsweise eine gerade Linie, die, wenn sie verlängert würde, einen Verbindungspunkt 134 der Vorderkante 136 und des Fusses 132 der Laufschaufel 32 schneiden würde. Somit definiert die Kontur der Oberfläche 103 des inneren Ringes 102 von dem Punkt 106 zu der Hinterkante 31 der Leitschaufel 30 die Oberfläche eines Kegelstumpfes umfangsmässig um den Umfang 103. Selbstverständlich können andere Formen und Konturen des Umfangs 103 benutzt werden, mittels welchen sich die Dampfströmung kontrollieren und radial einwärts zu dem Fuss einer zugeordneten Laufschaufel richten lässt.

In den Fig. 10a und 10b ist eine Dampfströmung durch eine vereinfachte Stufe gezeigt. In Fig. 10a ist eine gewünschte Dampfströmung, die durch Stromlinien mit Pfeilspitzen angegeben ist, zum Erzielen eines optimalen Wirkungsgrades gezeigt. Der Dampf, der insgesamt expandiert, wird von der benachbarten stromaufwärtigen Stufe (nicht dargestellt) aus gemäss der Erfindung durch eine Leitschaufel 200 so gerichtet, dass er in eine Laufschaufel 210 eintritt und die Laufschaufel 210 in im wesentlichen axialer Richtung verlässt. In Fig. 10b ist eine unerwünschte Dampfströmung gezeigt, die ebenfalls durch Stromlinien mit Pfeilspitzen angegeben ist.

Die letzte Stufe einer Dampfturbine, insbesondere einer Niederdruckturbine, muss in der Lage sein, mit einem veränderbaren Austrittsvolumenstrom des Dampfes zu arbeiten, der typisch als Funktion der mittleren axialen Ringgeschwindigkeit  $V_{ax}$  ausgedrückt wird, wobei aber die Auswir-

kungen dieser Veränderung auf den Wirkungsgrad minimal sein sollen. Veränderungen im Austrittsvolumenstrom des Dampfes treten wegen Schwankungen in der durch die Turbine erzeugten Ausgangsleistung auf, da der Dampfmassenstrom durch die letzte Stufe sich ungefähr linear mit der Ausgangsleistung der Turbine verändert, und wegen Austrittsdruckveränderungen, da der Austrittsdruck bei einer typischen Turbinenbetriebsumgebung nicht konstant ist. Der Austrittsdruck einer Turbine ist eine Funktion der Kondensatorauslegung und der Betriebsbedingungen und wird hauptsächlich durch die Temperatur des dem Kondensator zugeführten Kühlwassers beeinflusst. Im allgemeinen ist eine grosse Wassermenge zum Kühlen erforderlich, und typisch kann sie von einer Quelle geliefert werden, die dem Wetter ausgesetzt ist, welche demgemäss aufgrund von jahreszeitlichen Änderungen über ein Jahr Temperaturverschiebungen erfährt.

Während des normalen Kondensator- und Turbinenbetriebes bei einer Belastung von etwa 40% bis 100% der optimalen Entwurfsbelastung für die Turbine sollte die Dampfströmung durch die letzte Stufe der in Fig. 10a gezeigten gleichen. Wenn die Dampfströmung durch die letzte Stufe reduziert wird und/oder wenn der Austrittsdruck der Stufe vergrössert wird, wird der Dampfströmung eine radial äussere Komponente der Geschwindigkeit gegeben, insbesondere an der Laufschaufel, die eine Strömungsablösung oder eine Strömungsverkümmerung (d. h. eine unzulängliche Strömung für einen optimalen Wirkungsgrad) beginnend an dem Fuss der Laufschaufel verursachen und schliesslich zu einem Rezirkulationsdampfströmungsprofil führen kann, wie es in Fig. 10b gezeigt ist. Die Rezirkulationsströmung ist unerwünscht und muss vermieden werden, weil sie eine grosse Wirkungsgradverringerung verursacht. Gemäss einem Aspekt der Erfindung wirken Merkmale des Leitgitters, das die Leitschaufeln aufweist, und der Laufschaufeln so zusammen, dass das Einsetzen dieser Rezirkulationsströmung verzögert und somit ein Betrieb mit maximalem Wirkungsgrad über einem breiteren Bereich von Dampfströmungs- und Austrittsdruckbedingungen als bei herkömmlich ausgelegten Stufen gestattet wird.

In Fig. 11 sind repräsentative Druckbetriebskennlinien einer letzten Stufe gemäss der Erfindung gezeigt. Die Ordinate stellt den Leitschaufelaustrittsdruck  $P_2$  relativ zu dem Leitschaufeleintrittsdruck dar. Der Leitschaufeleintrittsdruck ist nominell der Ausgangsdruck der (L-1)-ten Stufe der Turbine und wird gewöhnlich mit  $P_{BECHER}$  bezeichnet. Die Abszisse stellt den Prozentsatz der radialen Spannweite vom Fuss (am nächsten bei der Welle) zur Spitze (am nächsten beim Mantel) einer Leitschaufel dar. Wenn das Verhältnis des Eingangsdruckes zum Ausgangsdruck an einer Leitschaufel an einer vorbestimmten radialen Stelle auf der Leitschaufel grösser als etwa 1,83 ist, dann wird ein transsonisches (d. h. Unter-zu-Überschall-) Strömungsgebiet in dem Strömungskanal auftreten, der durch die Leitschaufel an der vorbestimmten radialen Stelle festgelegt ist. Die Grenze für transsonische Strömung ist in Fig. 11 angegeben und schneidet die Ordinate bei einem Wert von etwa 54,6% (d. h.  $P_{BECHER}/P_2 = 1,83$  oder  $P_2 = 0,546P_{BECHER}$ ). Die Beschriftungen an den Kurven in Fig. 11 geben typische Werte der mittleren axialen Ringgeschwindigkeit  $V_{ax}$  als Prozentsatz der Entwurfs- oder maximalen mittleren axialen Ringgeschwindigkeit  $V_{ax(max)}$  an, die während des Turbinenbetriebes auftreten kann.

Gemäss der Darstellung in Fig. 11 gibt es für  $V_{ax} = V_{ax(max)}$  eine relativ grosse Differenz (d. h. etwa 37%  $P_{BECHER}$ ) im Druck  $P_2$  zwischen der Spitze (etwa 68%  $P_{BECHER}$ ) und dem Fuss (etwa 31%  $P_{BECHER}$ ) einer Leitschaufel. Diese Druckdifferenz wird durch die Trägheitskraft der Strömung

mit einer hohen Tangentialgeschwindigkeit zwischen der Leitschaufel und der Laufschaufel ausgeglichen. Wenn  $V_{ax}$  verkleinert wird, beispielsweise  $V_{ax} = 0,40 V_{ax(max)}$ , nimmt die Differenz (etwa 8%  $P_{BECHER}$ ) im Druck  $P_2$  zwischen dem Fuss (etwa 64%  $P_{BECHER}$ ) und der Spitze (etwa 72%  $P_{BECHER}$ ) wesentlich ab. Trägheitskräfte der Strömung zwischen den Leitschaufeln und der Laufschaufel nehmen auch ab, wenn  $V_{ax}$  verkleinert wird, aber nicht so schnell wie die Differenz im Druck zwischen dem Fuss und der Spitze der Leitschaufel bei einer äquivalenten Verringerung von  $V_{ax}$ . Schliesslich kann  $V_{ax}$  auf einen Wert verringert werden, bei dem und unter dem die Dampfströmung den Dampfweg nicht vollständig füllen und dann wie oben beschrieben eine rezirkulierende Strömung auftreten kann.

Das Zusammenwirken der Leitschaufel 30 (Fig. 8) und der Laufschaufel 32 (Fig. 8) gemäss der Erfindung vergrössert den akzeptablen Betriebsbereich des Austrittsdruckes und der Dampfströmung in der Turbine, um das Einsetzen der Strömungsrezirkulation zu verzögern. Die akzeptablen Bereiche werden vergrössert, indem dem Dampf, der zwischen einem Gebiet von Leitschaufeln strömt, wobei sich das Gebiet von dem Fuss bis zu einem vorbestimmten radialen Abstand von dem Fuss erstreckt, eine vorbestimmte einwärts gerichtete radiale Geschwindigkeits- oder Impulskomponente gegeben wird.

Diese nach innen gerichtete radiale Impulskomponente wirkt den Trägheitskräften der Dampfströmung entgegen, die durch die Tangentialgeschwindigkeit der Dampfströmung erzeugt werden, wobei dieses Entgegenwirken eine effektive Verringerung der Grösse der Trägheitskräfte verursacht, wodurch das Einsetzen der Fussströmungsablösung und der rezirkulierenden Strömung an der Laufschaufel verzögert werden.

In Fig. 12 ist eine Teilradialansicht (nicht massstäblich) nach der Linie 12-12 in Fig. 8 gezeigt. Das Leitgitter 105 erstreckt sich umfangsmässig gänzlich um die Welle 15. Die

Hinterkante 31 der Leitschaufel 30 und die Hinterkante 121 (Fig. 9) der Leitschaufel 120 (Fig. 9) sind angegeben und repräsentieren sämtliche Leitschaufeln, welche die Welle 15 umfangsmässig umgeben. Eine Bezugslinie 150 erstreckt sich radial durch die Drehachse der Welle 15. Die Hinterkante 31 ist gegen die Bezugslinie 150 tangential schräggestellt oder geneigt. Der Winkel 155 zwischen der Bezugslinie 150 und der Hinterkante 31 der Leitschaufel 30 ist vorzugsweise kleiner als etwa 12°. Gemäss einem Aspekt der Erfindung wirken daher die axiale und die tangentiale Neigung der Leitschaufeln 30 und 120, die innere Wandkontur des inneren Ringes 102 des Leitgitters 105 und die Positionierung der Minimalverengung  $s^*$  (Fig. 9) zwischen den Leitschaufeln 30 und 120 und die Positionierung eines konvergierenden/divergierenden Kanals zwischen den Laufschaufeln an dem Fuss gemeinsam zusammen, um das Einsetzen der rezirkulierenden Strömung durch die Stufe zu verzögern und so einen maximalen Wirkungsgrad über einem breiteren Bereich von Dampfströmungsbedingungen und Austrittsdruckänderungen als bei herkömmlich ausgelegten Stufen zu gestatten.

Oben ist also eine Dichtanordnung dargestellt und beschrieben, die den Dampf in dem axialen Arbeitskanal einer Axialdampfturbine hält und gleichzeitig die Stufenteile vor mechanischer Beschädigung aufgrund von Feuchtigkeit ohne vorzeitiges Ableiten von Feuchtigkeit aus der Stufe schützt. Weiter ist die Positionierung des transsonischen Dampfströmungsgebietes zum Verhindern der Bildung von unerwünschten Schallstössen während des Betriebes gezeigt und beschrieben worden. Darüber hinaus ist die Kontrolle des Aufdrehens der Laufschaufeln der letzten Stufe dargestellt und beschrieben worden. Weiter ist das optimale Zusammenwirken eines Zwischenbodens und einer Laufschaufel zum Zuführen der gewünschten Dampfströmung und zum Verzögern des Einsetzens der Rezirkulationsströmung, insbesondere bei niedriger mittlerer Ringgeschwindigkeit, gezeigt und beschrieben worden.

40

45

50

55

60

65

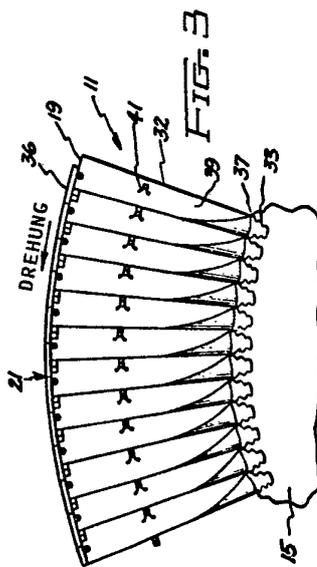
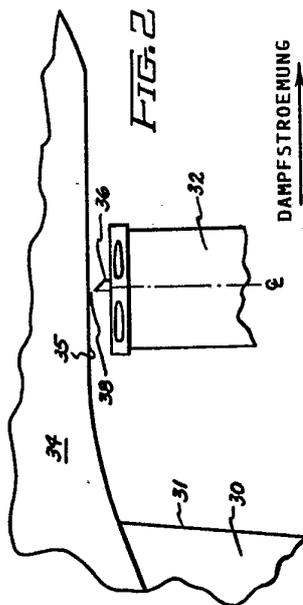
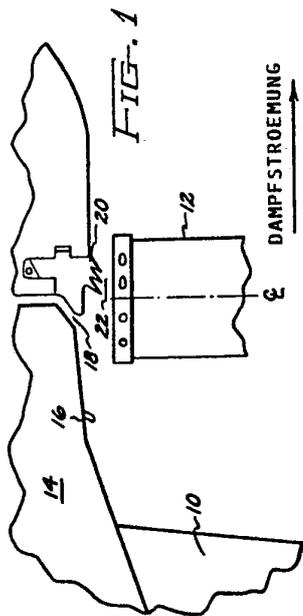
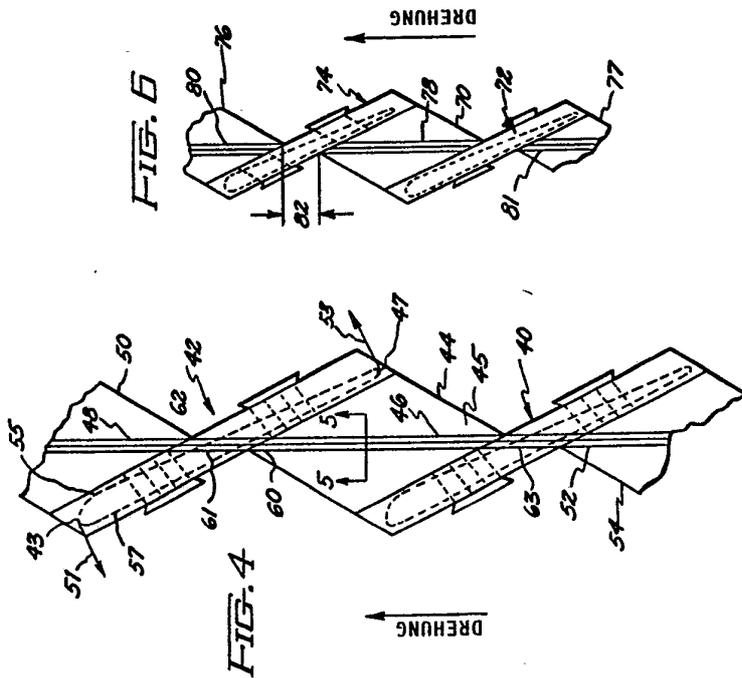
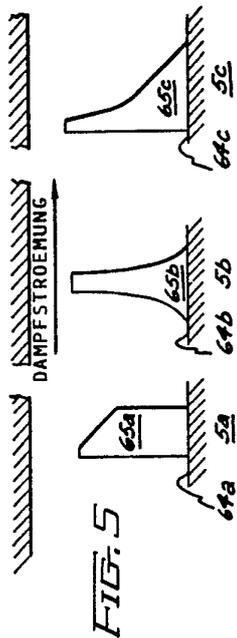


FIG. 7

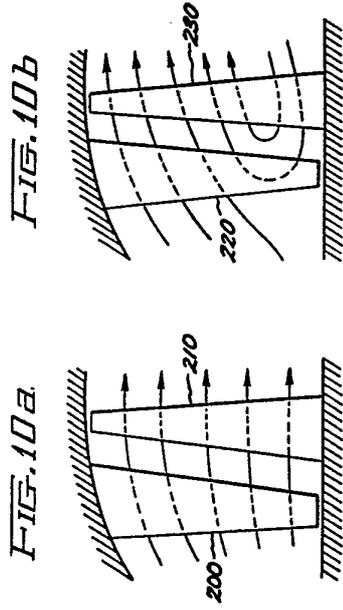
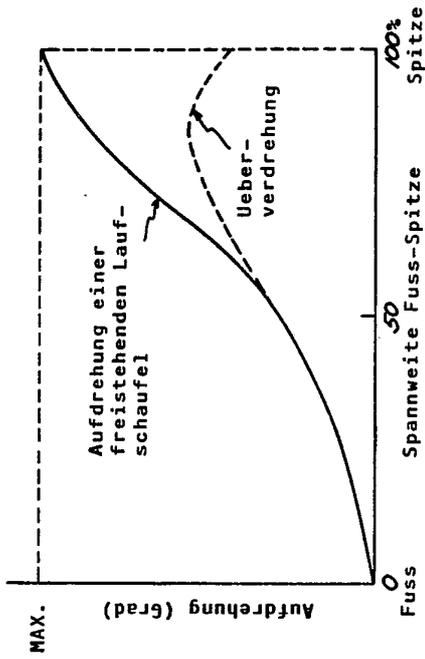


FIG. 11

