



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

Int. Cl.³: F 03 B 11/02

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



PATENTSCHRIFT A5

11

632 561

21 Gesuchsnummer: 10690/78

22 Anmeldungsdatum: 16.10.1978

30 Priorität(en): 20.10.1977 JP 52-126060

24 Patent erteilt: 15.10.1982

45 Patentschrift
veröffentlicht: 15.10.1982

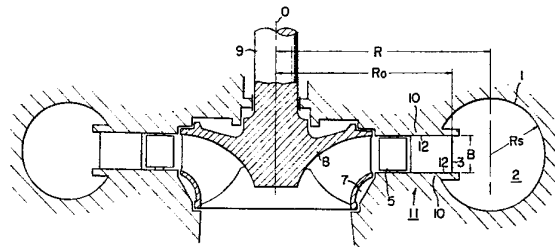
73 Inhaber:
Tokyo Shibaura Denki Kabushiki Kaisha,
Kawasaki-shi/Kanagawa-ken (JP)

72 Erfinder:
Sachio Tsunoda, Yokohama-shi/Kanagawa-ken (JP)
Kiyoshi Harada, Yokohama-shi/Kanagawa-ken (JP)

74 Vertreter:
Patentanwaltbüro Feldmann AG,
Opfikon-Glattbrugg

54 **Spiralgehäuse einer hydraulischen Maschine.**

57 Das Spiralgehäuse (1) hat einen Stützring (11), in dem Stützschaufeln (3) und Leitschaufeln (5) angeordnet sind. An den Stützring schliesst ein spiralförmiger Zufuhrkanal (2) an. Der Eintrittsquerschnitt $2\pi R_o B$ des Stützringes (11) steht zum weitesten Querschnitt πR_s^2 des spiralförmigen Zufuhrkanals (1) in einem Verhältnis, das zwischen 1,5 und 2,5 liegt. Ferner ist das Verhältnis $(R-R_o)/R_s$ grösser als 0,75. Dadurch ergibt sich ein Spiralgehäuse mit kleineren Abmessungen und niedrigeren Reibungsverlusten.



PATENTANSPRÜCHE

1. Spiralgehäuse einer hydraulischen Maschine mit einem Stützring (11), der zwei einander gegenüberstehende Ringplatten (10) umfasst, an die ein spiralförmiger Zufuhrkanal (2) anschliesst, wobei eine Vielzahl von Stützschaufeln (3) zwischen den Ringplatten angeordnet ist, die Strömungsdurchgänge (4) bilden, dadurch gekennzeichnet, dass die Dimensionierung des Gehäuses so gewählt ist, dass die Grösse $2\pi R_0 B$ der Eintrittsfläche (4), gemessen an einer kreiszylindrischen Hüllfläche um die Stützschaufeln (3) zur Querschnittsfläche πR_s^2 des Zufuhrkanals (1), gemessen an der weitesten Stelle desselben, in einem Verhältnis n zueinander stehen, das zwischen den Werten 1,5 bis 2,5 liegt, und dass das Verhältnis

$$l = \frac{R - R_0}{R_s}$$

wobei R_s der Radius des Querschnittes des Zufuhrkanals (2) an dessen weitester Stelle, R_0 der Radius der kreiszylindrischen Hüllfläche um die Stützschaufeln (3), R der Abstand von der Wellenmitte (0) zur Mitte des Zufuhrkanals (2) an dessen weitester Stelle und B die Höhe der Stützschaufeln (3) bezeichnen.

2. Spiralgehäuse nach Anspruch 1 für eine Francis-Pumpen-Turbine, dadurch gekennzeichnet, dass das Verhältnis zwischen der Grösse der Eintrittsfläche (4) bei den Stützschaufeln (3) zur grössten Querschnittsfläche des spiralförmigen Zufuhrkanals (2) zueinander in einem Verhältnis n stehen, das zwischen den Werten 1,9 und 2,5 liegt.

3. Spiralgehäuse nach Anspruch 1 für eine Francis- oder Propeller-Wasserturbine, dadurch gekennzeichnet, dass das Verhältnis zwischen der Grösse der Eintrittsfläche (4) bei den Stützschaufeln (3) zur grössten Querschnittsfläche des spiralförmigen Zufuhrkanals (2) zueinander in einem Verhältnis n stehen, das zwischen den Werten 1,5 und 2,1 liegt.

4. Spiralgehäuse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das Querschnittsprofil jeder Stützschaufel (3), deren Eintrittskanten auf einem Hüllkreis mit Radius R_0 , gemessen von der Wellenmitte der Maschine aus, liegen, entlang eines Bereiches, der sich von R_0 bis $0,9 R_0$ erstreckt und unsymmetrisch gestaltet ist, so dass der Winkel (α) zwischen der Tangente an die Aussenfläche dieses unsymmetrischen Bereiches und der Tangente an den Hüllkreis kleiner ist als der Winkel (α_i) zwischen der Tangente an die Innenfläche dieses Bereiches und der Tangente an den Hüllkreis.

5. Spiralgehäuse nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Entfernung zwischen den sich gegenüberstehenden Ringplatten (10) vom Innenumfang gegen den Aussenumfang der Stützschaufeln (3) stufenlos ansteigt.

6. Spiralgehäuse nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass der von den sich gegenüberstehenden inneren Oberflächen der beiden Ringplatten (10) eingeschlossene Winkel (β) in einem Bereich zwischen 6° und 20° liegt.

7. Spiralgehäuse nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die sich gegenüberstehenden inneren Oberflächen der Ringplatten (10) Mantelflächen eines Kreiskegelstumpfes bilden.

8. Spiralgehäuse nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die sich gegenüberstehenden inneren Oberflächen der Ringplatten (10) Mantelflächen eines Polygonal-Pyramidenstumpfes bilden.

schen Maschine mit einem Stützring, der zwei einander gegenüberstehende Ringplatten umfasst, an die ein spiralförmiger Zufuhrkanal anschliesst, wobei eine Vielzahl von Stützschaufeln zwischen den Ringplatten angeordnet ist, die 5 Strömungsdurchgänge bilden.

Wird die hydraulische Maschine als Wasserturbine betrieben, so strömt Wasser aus dem spiralförmigen Zufuhrkanal nacheinander durch die Stützschaufel-Strömungsdurchgänge und die Leitschaufel-Strömungsdurchgänge in die Läuferkammer und dreht dort den Läufer, worauf das Wasser durch ein Auslassrohr abströmt.

Bei einem Stützring der erläuterten Konstruktion ändert sich jedoch die Querschnittsfläche am Übergang vom spiralförmigen Zufuhrkanal in die Stützschaufel-Strömungsdurchgänge ganz beträchtlich, mit der Folge, dass sich auch die Geschwindigkeit des Wassers bei seinem Durchgang durch diese Grenzfläche stark ändert, womit sich die Verluste in der hydraulischen Maschine infolge von Stosseffekten der Wasserströmung erhöhen (Stossverluste). Bei den vorbekannten 20 Gehäusen wird zum Zweck der Verminderung der Verluste in der hydraulischen Maschine durch Reibung (Reibungsverluste), die proportional dem Quadrat der Geschwindigkeit des durch das Spiralgehäuse fliessenden Wassers sind, üblicherweise die Querschnittsfläche des Strömungsdurchgangs des Spiralgehäuses so gross wie möglich bemessen. Damit aber werden nicht nur die Herstellungskosten des Spiralgehäuses erhöht, sondern darüberhinaus auch die Querschnittsflächenänderung an der erwähnten Grenzfläche vergrössert, mit der Folge einer Erhöhung der Stossverluste.

30 Aufgabe der Erfindung ist es, ein möglichst kleines und verbessertes Spiralgehäuse für hydraulische Maschinen zu schaffen, bei welchem die Reibungsverluste vermindert sind und bei welchem die Verluste durch Stosswirkung in den Stützschaufel-Strömungsdurchgängen herabgesetzt sind, 35 derart, dass die Gesamtverluste vermindert und somit die Kennlinien der hydraulischen Maschine verbessert sind.

Die Erfindung geht von einem Spiralgehäuse der eingangs beschriebenen Art aus.

Gemäss der Erfindung wird dieses Gehäuse dadurch verbessert, dass die Dimensionierung des Gehäuses so gewählt 40 ist, dass die Grösse $2\pi R_0 B$ der Eintrittsfläche (4), gemessen an einer kreiszylindrischen Hüllfläche um die Stützschaufeln (3) zur Querschnittsfläche πR_s^2 des Zufuhrkanals (1), gemessen an der weitesten Stelle desselben, in einem Verhältnis n zueinander stehen, das zwischen den Werten 1,5 bis 45 2,5 liegt und dass das Verhältnis

$$l = \frac{R - R_0}{R_s}$$

50 grösser ist als 0,75, wobei R_s der Radius des Querschnittes des Zufuhrkanals (2) an dessen weitester Stelle, R_0 der Radius der kreiszylindrischen Hüllfläche um die Stützschaufeln (3), R der Abstand von der Wellenmitte (0) zur Mitte des Zufuhrkanals (2) an dessen weitester Stelle und B die Höhe der Stützschaufeln (3) bezeichnen.

Auf der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt, und zwar zeigen:

60 Fig. 1 eine Draufsicht auf die Wasser-Strömungsdurchgänge im Gehäuse einer hydraulischen Maschine nach der Erfindung,

Fig. 2 einen Längsschnitt durch eine Francis-Hydro-

65 maschine mit Gehäuse nach Fig. 1,
Fig. 3 ein Vektordiagramm des Geschwindigkeitsvektors der durch die Stützschaufel-Strömungsdurchgänge hindurchströmenden Wasserströmung,

Die Erfindung betrifft das Spiralgehäuse einer hydraulischen

Fig. 4 und 10 Geschwindigkeits-Vektordiagramme,

Fig. 5 eine grafische Darstellung der Beziehungen zwischen dem Verhältnis n der Fläche eines die Stützschaufeln umhüllenden Kreises zur Querschnittsfläche des festgelegten Strömungsdurchganges im Spiralgehäuse, den Stossverlusten ΔH_1 , den Reibungsverlusten ΔH_2 und den Gesamtverlusten H .

Fig. 6 und 7 grafische Darstellungen der Beziehungen zwischen dem Verhältnis n der Querschnittsflächen zur Differenz des Wirkungsgrades $\Delta E(\%)$,

Fig. 8 einen Querschnitt zur Darstellung des Profils einer Stützschaufel im Bereich nahe dem Schaufelumfang,

Fig. 9 ein Geschwindigkeits-Vektordiagramm der Wasserströmung durch die Stützschaufel-Strömungsdurchgänge hindurch,

Fig. 11 einen Längsschnitt ähnlich Fig. 2 durch eine Abwandlungsform des Erfindungsgegenstandes.

Fig. 12 eine grafische Darstellung des Verhältnisses zwischen der Wirkungsgradänderung und dem Winkel β ,

Fig. 13 eine Draufsicht, teilweise im Schnitt der Anordnung eines Stützrings mit Stützschaufeln nach der Erfindung, und

Fig. 14 eine Draufsicht ähnlich Fig. 13 einer anderen Anordnung des Stützrings mit Stützschaufeln.

In den Fig. 1 und 2 ist ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der Erfindung dargestellt. Dabei befindet sich an einem Spiralgehäuse 1 ein spiralförmiger Zufuhrkanal 2, wobei die Querschnittsfläche des Strömungsdurchganges dieses Kanals 2 stufenlos von der Einlassseite nach innen zu abnimmt. Im Spiralgehäuse 1 ist eine Vielzahl von Stützschaufeln 3 angeordnet, wobei die Stützschaufeln 3 in Umfangsrichtung in gleichmässigen Abständen angeordnet sind und zwischen benachbarten Stützschaufeln Strömungsdurchgänge 4 verbleiben. Innerhalb der Stützschaufeln 3 ist eine Vielzahl von Leitschaufeln 5 angeordnet, und zwar in Umfangsrichtung in gleichmässigen Abständen, wobei die Leitschaufeln 5 jeweils zwischen benachbarten Leitschaufeln Strömungsdurchgänge 6 begrenzen. Jeder Leitschaufel-Strömungsdurchgang 6 steht mit einer Läuferkammer 7 in Verbindung, in der ein Läufer 8 angeordnet ist, welcher am unteren Ende einer Hauptwelle 9 sitzt.

Gemäss Fig. 2 sind die Stützschaufeln 3 zwischen zwei einander gegenüberstehenden Ringplatten 10 angeordnet, so dass ein Stützring 11 entsteht. Somit wird jeder Stützschaufel-Strömungsdurchgang 4 durch die Oberflächen benachbarter Stützschaufeln 3 und durch die einander gegenüberliegenden Innenflächen der Ringplatten 10 begrenzt.

Zunächst soll nun der Strömungszustand des Wassers betrachtet werden, das durch den spiralförmigen Kanal 2 und die Stützschaufel-Strömungsdurchgänge 4 hindurchfliesst.

Allgemein gesprochen ändert sich die Querschnittsfläche des Strömungsdurchganges in der Spiralkammer 2 kontinuierlich von deren Einlass zu deren Auslass. Ein typischer Querschnitt wird durch einen Querschnitt A_s dargestellt, der sich in einer Ebene senkrecht zur Längsachse des Einlasskanals I_a befindet und die O-Achse der Hauptwelle 9 der hydraulischen Maschine enthält. Üblicherweise ist der Radius R_s dieses Querschnitts A_s derart gewählt, dass er gleich dem Radius R_c des Einlasskanals I_a ist, so dass die Fläche πR_s^2 des Querschnitts A_s gleich ist der Fläche des Querschnitts A_c . Somit aber kann die Geschwindigkeit des durch diese Querschnitte hindurchfliessenden Wassers ausgedrückt werden durch

$$V^s \approx \frac{Q}{A} = \frac{Q_c}{\pi R_s^2} \quad (1)$$

wobei Q_c die Menge an strömendem Wasser bezeichnet.

Nunmehr soll die Geschwindigkeit der Wasserströmung durch die Stützschaufel-Strömungsdurchgänge 4 hindurch betrachtet werden, und zwar unter Verwendung von Vektoren. Nimmt man an, dass das Wasser mit einer Geschwindigkeit V und mit einem Neigungswinkel α bezüglich der Umfangstangente in die Spiralkammer einströmt, so kann die Geschwindigkeit V zerlegt werden in eine radiale Komponente V_m – die sich von der Spiralkammer 2 zum Stützschaufel-Strömungsdurchgang 4 hin erstreckt – und eine Umfangskomponente V_u – die sich in Umfangsrichtung erstreckt (Fig. 4).

Wenn das Wasser kontinuierlich strömt, dann ist die durch die Stützschaufel-Strömungsdurchgänge 4 hindurchströmende Wassermenge gleich der in den Spiralkanal 2 fließenden Gesamtmenge Q_c . Folglich kann die radiale Geschwindigkeitskomponente V_m folgendermassen ausgedrückt werden:

$$V^m = \frac{Q_c}{2\pi R_o B} \quad (2)$$

wobei R_o den Radius des Aussenumfangs der Stützschaufel 25 und B die Höhe des Stützschaufel-Strömungsdurchgangs an deren Aussenumfang bezeichnet.

Das Verhältnis zwischen den Stossverlusten der Wasserströmung in den Stützschaufel-Strömungsdurchgängen 4 nahe des Aussenumfangs und den Reibungsverlusten ergibt sich aus den folgenden Erläuterungen.

Gemäss Fig. 4 ist diejenige Komponente der Wassergeschwindigkeit, welche sich auf die Stossverluste nahe dem Aussenumfang der Stützschaufel-Strömungsdurchgänge verursacht, die Radialkomponente V_m , welche sich in radialer Richtung von der Spiralkammer zu den Stützschaufel-Strömungsdurchgängen 4 erstreckt. Dabei spielt die relative Geschwindigkeitsdifferenz $V_u - V_s$ zwischen der Umfangsgeschwindigkeitskomponente V_u und der Wassergeschwindigkeit V_s im Spiralkanal 2 eine Rolle. Demgemäss kann die den Stossverlusten in den Stützschaufel-Strömungsdurchgängen 4 nahe deren Umfang zuzuordnende Wassergeschwindigkeit V_1 dargestellt werden als die Vektorsumme der radialen Geschwindigkeitskomponente V_m und der relativen Geschwindigkeitsdifferenz in Umfangsrichtung ($V_u - V_s$), womit sich folgende Gleichung (Fig. 4) ergibt:

$$V_1^2 = V_m^2 + (V_u - V_s)^2 \quad (3)$$

Damit ergeben sich die Stossverluste ΔH_1 durch folgende Gleichung:

$$\begin{aligned} \Delta H_1 &= k_1 \cdot \frac{1}{2g} \cdot (V_u - V_s) \\ &= k_1 \cdot \frac{1}{2g} \{V_m^2 + (V_u - V_s)^2\} \end{aligned} \quad (4)$$

wobei k_1 einen dem Druckverlust entsprechenden Koeffizienten darstellt.

Gemäss Fig. 4 kann das Verhältnis zwischen V_u und V_m dargestellt werden als

$$\frac{V_u}{V_m} = \cot \alpha \quad (5)$$

(1) Aus den Gleichungen (1) und (2) kann nunmehr das Verhältnis zwischen V_s und V_m dargestellt werden durch

$$\frac{V_s}{V_m} = \frac{2R_o B}{R_s^2} = n$$

wobei α den Einfallswinkel der Wasserströmung in die Stützschaufel-Strömungsdurchgänge und n das Verhältnis zwischen der Fläche $2\pi R_o B$ einer die Stützschaufeln umschliessenden kreiszylindrischen Hüllfläche und der Fläche A_s des festgelegten Querschnitts des Strömungsdurchgangs des Spiralkanal bezeichnet.

Wenn das Wasser durch den spiralförmigen Zufuhrkanal 2 von dessen Einlass zu dessen Auslass mit einer Geschwindigkeit V_s fliesst, dann ergeben sich Reibungsverluste ΔH_2 , die proportional dem Quadrat von V_s sind, also ausgedrückt werden können durch:

$$\Delta H_2 = k_2 \frac{V_s^2}{2g} \quad (7)$$

wobei k_2 einen Reibungsverlust-Koeffizienten und g die Schwerkraftbeschleunigung bezeichnet.

Durch Einsetzen der Gleichungen (5) und (6) in die Gleichungen (4) und (7) ergibt sich

$$\Delta H_1 = \{1 + (\cot \alpha - n)^2\} k_1 \frac{1}{2g} V_m^2 \quad (4')$$

$$\Delta H_2 = n^2 k_2 \frac{1}{2g} V_m^2 \quad (7')$$

Gleichung 4' zeigt, dass die Stossverluste ΔH_1 dann ein Minimum werden, wenn das Flächenverhältnis n gleich dem $\cot \alpha$ ist und dass die Stossverluste mit dem Radius R_s des Strömungsdurchgangs im Spiralkanal grösser werden.

Fig. 5 ist eine grafische Darstellung des Verhältnisses zwischen dem Flächenverhältnis n , den Stossverlusten ΔH_1 , den Reibungsverlusten ΔH_2 und den Gesamtverlusten ΔH . Aus Fig. 5 ergibt sich, dass selbst dann, wenn die Reibungsverluste ΔH_2 in der Spiralkammer 2 durch extremes Verkleinern des Flächenverhältnisses n erniedrigt werden, damit eine Erniedrigung der die Summe von ΔH_1 und ΔH_2 darstellenden Gesamtverluste nicht erreicht werden kann, weil die Stossverluste ΔH_1 am Aussenumfang der Stützschaufel-Strömungsdurchgänge 4 dabei ansteigen, mit der Folge einer Verschlechterung des Wirkungsgrades der hydraulischen Maschine. Aus diesem Grund ist es jedoch möglich, die Grösse der Strömungsdurchgänge zu verkleinern und den Wirkungsgrad der Maschine dadurch zu verbessern, dass das Gehäuse so gestaltet wird, dass es der Bedingung $n = n_o$ genügt, wobei dann $\Delta H_1 = \Delta H_2$.

Aus obigem ergibt sich, dass das Verhältnis n zwischen der Fläche $2\pi R_o B$ der die Stützschaufel einhüllenden kreiszylindrischen Fläche und der Fläche A_s des festgelegten Strömungsdurchgangs des Spiralkanal einen beträchtlichen Einfluss auf die Gesamtverluste ΔH hat.

Um die Grösse des Maschinengehäuses zu vermindern, ist es notwendig, das Verhältnis zwischen der Entfernung zwischen der Achse der Hauptwelle der Maschine und der Spiralkammer 2 einerseits und der Entfernung zwischen der Achse und dem Aussenumfang der Stützschaufeln andererseits geeignet zu wählen. Mit anderen Worten, zur Verkleinerung des Gehäuses ist es vorteilhaft, die Differenz zwischen dem Radius R_o (Fig. 2) zum Aussenumfang der Stützschaufeln und dem Radius R zum Mittelpunkt des festgelegten Strömungsdurchgangs (der einen Radius R_s besitzt) des Spiralgehäuses 1 so klein wie möglich zu machen. Wenn die Differenz zwischen R_o und R jedoch zu klein ist, dann wird die

Wasserströmung vom Einlass zum Auslass turbulent, und zwar infolge der Wirkung des Umfangsteils der Stützschaufel, wodurch nicht nur örtliche Sekundärströmungen entstehen, sondern auch die wirksame Durchflussfläche verkleinert wird. Folglich wird die Wassergeschwindigkeit V_s vergrössert und damit auch der Reibungsverlust.

Von dem später erläuterten Gesichtspunkt der hydraulischen Eigenschaften der Maschine aus gesehen, ist es vorteilhaft, die Differenz $(R - R_o)$ so zu wählen, dass sie grösser ist als das 0,57fache von R_s .

Fig. 6 ist eine grafische Darstellung der Veränderung des maximalen Wirkungsgrades $\Delta E(\%)$ einer Francis-Pumpenturbine über einem Bezugswert $n = 1,9$, wobei das Verhältnis

$$\frac{R - R_o}{R_s}$$

grösser ist als 0,75. A zeigt einen Bereich, in welchem der Wirkungsgrad höher ist als im Fall von $n = 1,9$.

Fig. 7 zeigt in ähnlicher Weise wie Fig. 6 die Änderung des maximalen Wirkungsgrades $\Delta E(\%)$ einer Francis-Wasserturbine bei einem Bezugswert von $n = 1,5$. In diesem Fall ist der Wirkungsgrad in einem Bereich zwischen $n = 1,5$ bis $n = 2,1$ verbessert.

Ausgedehnte Versuche unter der Bedingung, dass das Verhältnis

$$\frac{R - R_o}{R_s}$$

grösser gewählt wurde als 0,75, haben ergeben, dass es vorteilhaft ist, bei der Konstruktion des Gehäuses das Flächenverhältnis in einem Bereich zwischen 1,9 bis 2,5 für Francis-Pumpenturbinen zu wählen, während für Francis-Turbinen oder Propeller-Wasserturbinen ein Verhältnis zwischen 1,5 und 2,1 vorteilhaft ist.

Ein Verfahren zur Verkleinerung des Gehäuses hydraulischer Maschinen vom Gesichtspunkt des Stützschaufelwinkels her wird nun anhand der Fig. 8 und 9 erläutert.

Es ist möglich, das Gehäuse dadurch zu verkleinern, dass die Länge der Stützschaufeln 3 verkürzt wird, und zwar durch Vergrösserung des Stützschaufelwinkels α_o zwischen einer Tangente an den Aussenumfang der Stützschaufeln und der Mittellinie der Schaufel 3, womit also deren Neigungswinkel vergrössert wird, wie dies in Fig. 8 angegeben ist. Damit jedoch wird die Umfangsgeschwindigkeitskomponente V_u der Geschwindigkeit V der ankommenden Wasserströmung kleiner als die Wassergeschwindigkeit V_s in der Spiralkammer 2, wie dies durch eine fest ausgezogene Linie in Fig. 9 angedeutet ist. Aus dieser Figur ergibt sich, dass dann, wenn der Einströmungswinkel der Wasserströmung auf α' erniedrigt wird, es möglich ist, die Stossverlust-Geschwindigkeitskomponente von V_1 auf V'_1 zu erniedrigen, wodurch die Stossverluste ΔH_1 verkleinert werden und der Wirkungsgrad verbessert wird.

In Fig. 8 stellen α_2 und α_1 die Winkel zwischen der Tangente an den Aussenumfang der Stützschaufeln und den äusseren und inneren Oberflächen der äusseren Spitze einer Schaufel 3 dar. Die äussere Schaufelspitze wird somit unsymmetrisch gemacht, derart, dass der Winkel α_2 kleiner ist als der Winkel α_1 , womit der Stützschaufelwinkel von α_o auf α'_o vermindert wird.

Bei parallelen Stützschaufel-Strömungsdurchlässen wird die sich zwischen dem Aussenende und einer radialen Stelle von $0,9 R_o$ erstreckende äussere Spitze der Stützschaufel 3 asymmetrisch ausgeführt, wie oben beschrieben worden ist.

Bei einem Spiralgehäuse, bei welchem der Querschnitt des

Strömungsdurchgangs gross gehalten ist, um so die Reibungsverluste ΔH_2 zu vermindern, können die Stossverluste ΔH_1 nahe dem Aussenumfang der Stützschaufel-Strömungsdurchgänge dadurch vermindert werden, dass das Flächenverhältnis n in dem oben erläuterten Optimalbereich gewählt wird, womit dann die radiale Geschwindigkeitskomponente V_m der Wasserströmung zu V'_m wird, wie dies in Fig. 10 dargestellt ist. Demgemäss werden die Geschwindigkeitskomponenten V und V_u auf V'_1 und V'_u erniedrigt, mit der Folge, dass die zu den Stossverlusten beitragende Wassergeschwindigkeit V_1 auf V'_1 erniedrigt wird. Wie sich aus Gleichung (4) ergibt, werden damit die Stossverluste ΔH_1 erniedrigt, mit der Folge einer Erhöhung des Wirkungsgrades.

Im Fall paralleler Strömungsdurchgänge, wie sie in Fig. 2 dargestellt sind, ist es – wie aus Gleichung 2 ersichtlich – möglich, die radiale Geschwindigkeitskomponente von V_m auf V'_m zu reduzieren, indem man den Aussenradius R_o der Stützschaufeln oder die Breite der Stützschaufel-Strömungsdurchgänge vergrössert. Dies jedoch hat eine Vergrösserung der hydraulischen Maschine zur Folge.

Wird jedoch, wie in Fig. 11 gezeigt, die Querschnittsfläche des Aussenumfangs der Stützschaufeln durch eine stufenlose Vergrösserung der Höhe H der Stützschaufel-Strömungsdurchgänge vom Innenumfang gegen den Aussenumfang vergrössert, dann ist es möglich, die Schaufelströmungsdurchgänge mit dem spiralförmigen Zufuhrgehäuse zu verbinden, und dabei das optimale Flächenverhältnis n beizubehalten, und zwar ohne Vergrösserung der Gesamtabmessung der Stützschaufel-Strömungsdurchgänge, so dass der Wirkungsgrad verbessert wird.

Fig. 12 zeigt das Verhältnis zwischen dem seitlichen Winkel β , der später definiert wird, und der Veränderung der maximalen Wirksamkeit $\Delta E(\%)$ gegenüber derjenigen der parallelen Stützschaufel-Strömungsdurchgänge, wobei der Öffnungswinkel β zwischen den inneren Oberflächen der beiden sich gegenüberstehenden Ringplatten kleiner als 6° ist, so dass die Strömungsdurchgänge gleich denjenigen bei parallelen Stützschaufel-Strömungsdurchgängen sind; eine weitere Verbesserung des Wirkungsgrades ist kaum möglich. Wäre beispielsweise der Öffnungswinkel β grösser als 20° , würden die Stützschaufel-Strömungsdurchgänge 4 wesentlich grösser als die Leitschaufel-Strömungsdurchgänge 6, mit der Folge, dass die hydraulischen Verluste durch eine Trennung des Wassers von der Wandung nahe dem Aussenumfang der Leitschaufel-Strömungsdurchgänge ansteigen, derart, dass

der Wirkungsgrad verschlechtert wird. Aus diesem Grund liegt der optimale Bereich des Öffnungswinkels β zwischen 6° und 20° .

Bei der Ausführungsform nach Fig. 11 wird der Abstand 5 zwischen den sich gegenüberstehenden inneren Oberflächen 12 der Ringplatte 10, also die Höhe H der Stützschaufel-Strömungsdurchgänge 4, von dem inneren Umfang aus gegen den Aussenumfang hin stufenlos vergrössert. Die sich gegenüberstehenden inneren Oberflächen 12 entsprechen somit der 10 Mantelfläche eines Kreiskegelstumpfes und der durch diese Oberflächen eingeschlossene Winkel β wird so gewählt, dass er sich in dem Bereich zwischen 6° und 20° befindet.

Die sich gegenüberstehenden inneren Oberflächen 12 müssen nicht die Mantelflächen eines Kreiskegelstumpfes 15 sein, sie können vielmehr auch die Mantelflächen irgend-eines Polygonal-Pyramidenstumpfes sein.

Bei den Ausführungsformen nach den Fig. 13 und 14 sind sechseckige Pyramidenstümpfe dargestellt, deren jeder sechs flache Abschnitte 12₁ bis 16₆ aufweist, die zu einem Ring verbunden sind. Bei diesen Ausführungsformen ist der Winkel 20 zwischen zwei sich gegenüberstehenden Ringen ebenfalls so gewählt, dass $\beta = 6^\circ$ bis 20° , ähnlich wie bei dem vorab beschriebenen Ausführungsbeispiel. Die Stützschaufeln 3 können derart angeordnet sein, dass jede Stützschaufel sich 25 in einem Abschnitt befindet, wie dies in Fig. 13 dargestellt ist, oder sich in zwei benachbarten Abschnitten befindet, wie dies in Fig. 14 dargestellt ist.

Wie beschrieben, werden also das Verhältnis zwischen dem Radius R_o von der Achse der hydraulischen Maschine zum 30 Aussenumfang der Stützschaufeln sowie die Entfernung R zwischen der Maschinenachse und dem Mittelpunkt des Strömungsdurchgangs in der Spiralkammer, und auch das Verhältnis zwischen der Fläche einer die Stützschaufeln umhüllenden Kreiszyylinderfläche und der Fläche des festgelegten 35 Strömungsdurchgangs der Spiralkammer so gewählt, dass sie in optimalen Bereichen liegen, um so die hydraulischen Verluste des durch das Gehäuse fliessenden Wassers zu vermindern und folglich die Gehäusegrösse verkleinern zu können.

Weiterhin kann die Entfernung zwischen zwei sich gegenüberstehenden inneren Oberflächen der Ringplatten, welche 40 zwischen sich eine Vielzahl von Stützschaufeln festhalten, das heisst, die Höhe der Stützschaufel-Strömungsdurchgänge in radialer Richtung stufenlos vergrössert werden, um so die Stossverluste der Wasserströmung zu vermindern und den 45 Wirkungsgrad zu erhöhen.

FIG. 1

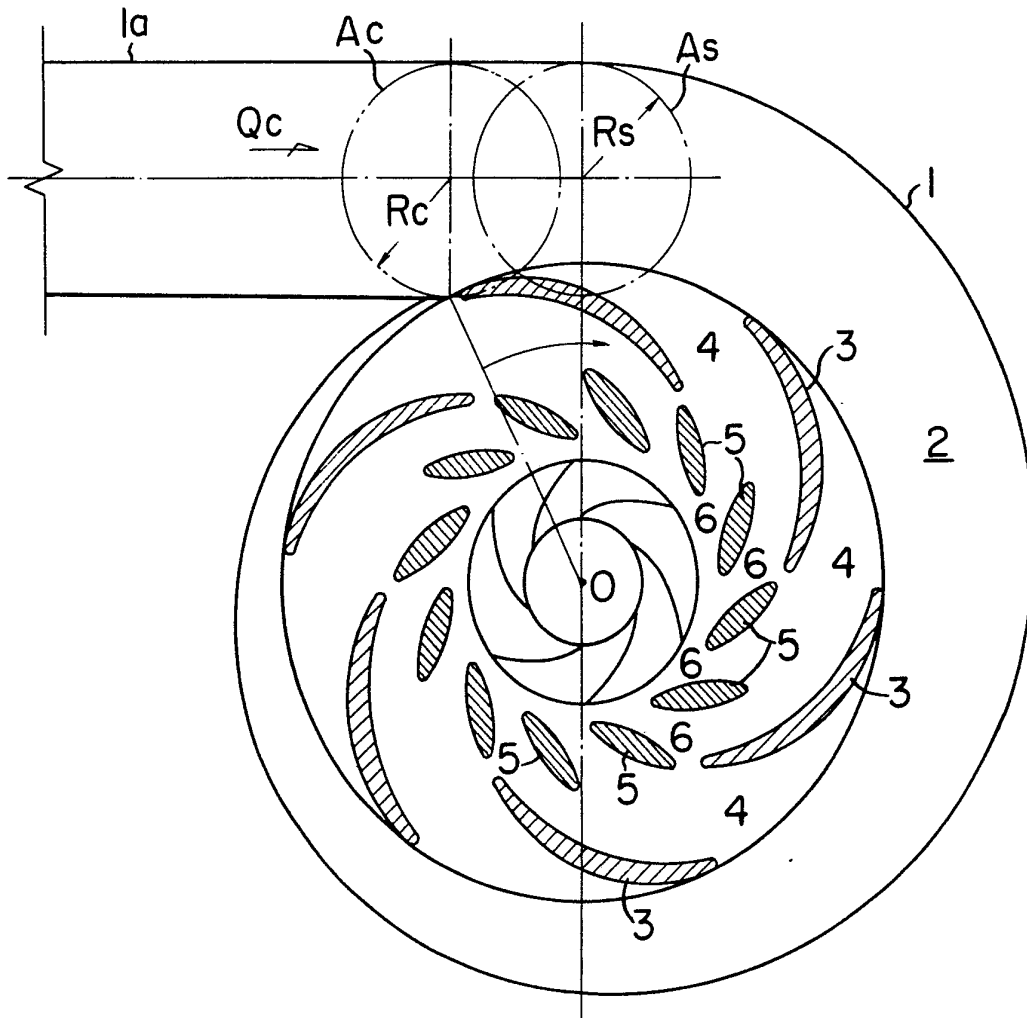


FIG. 3

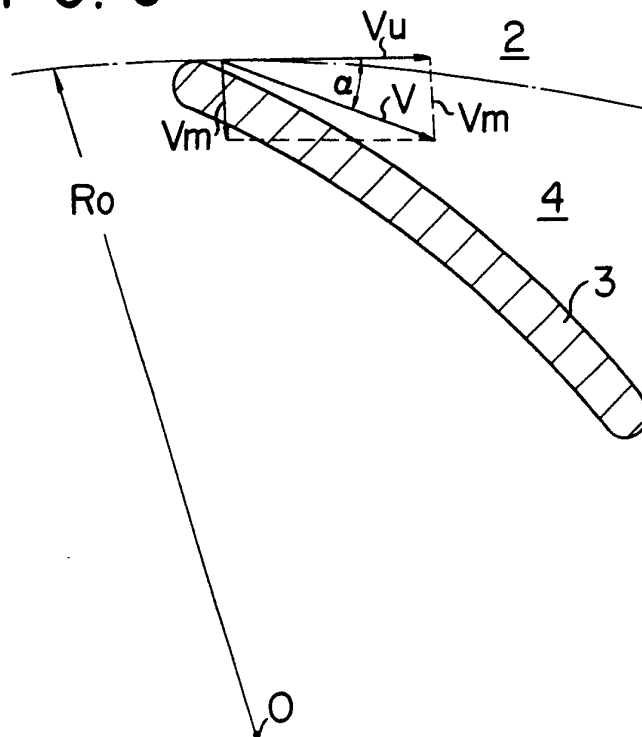


FIG. 2

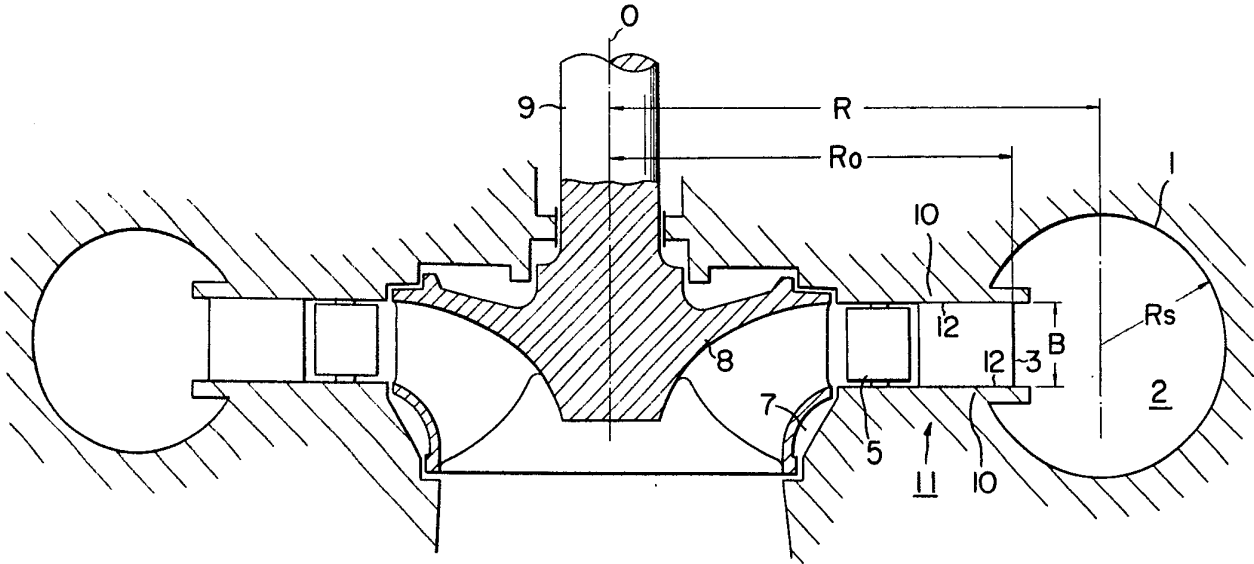
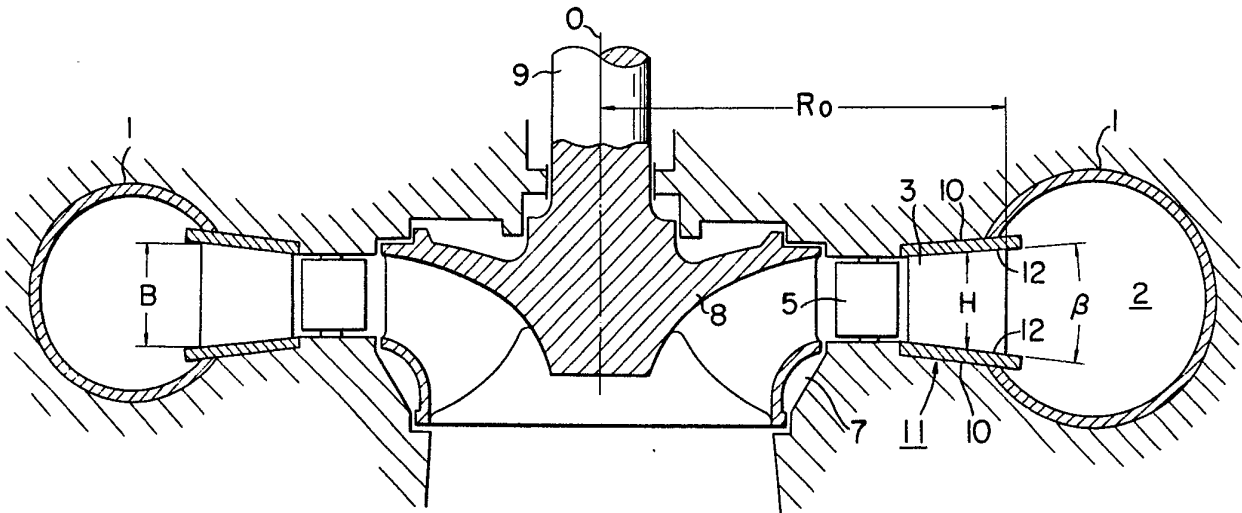


FIG. II



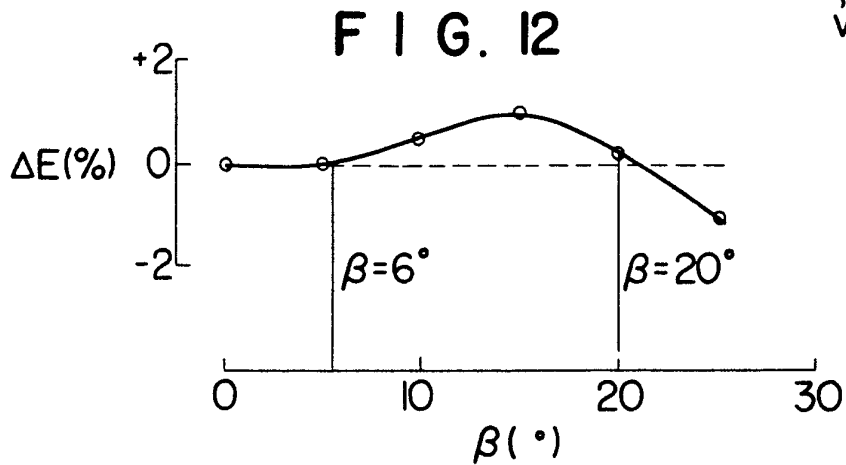
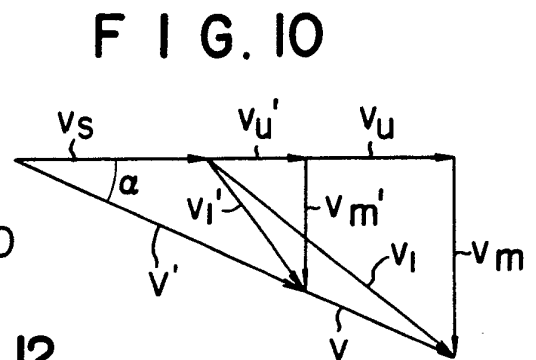
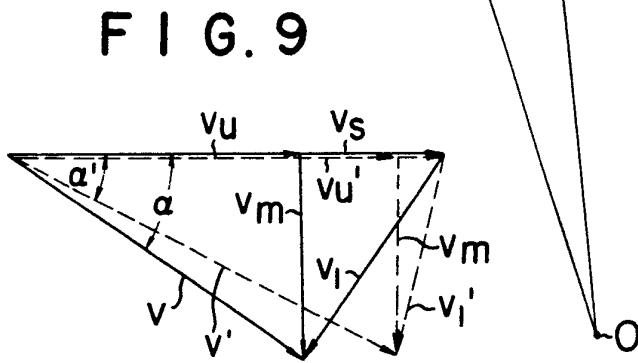
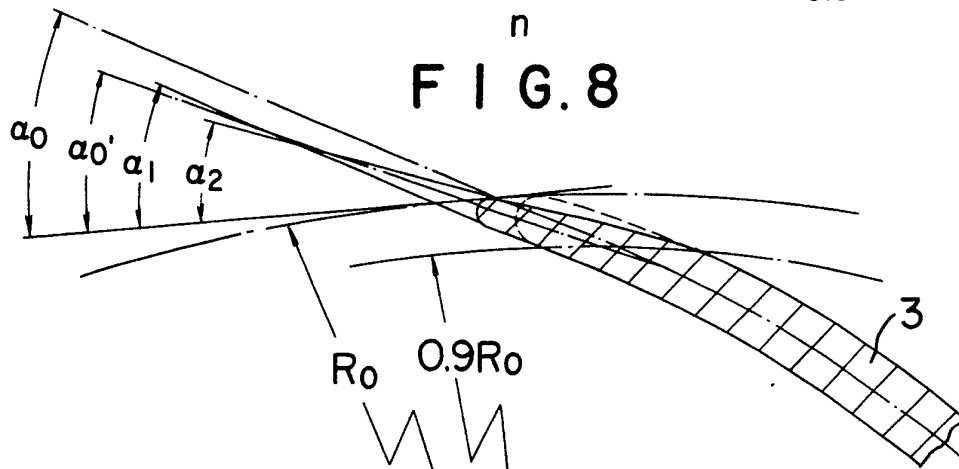
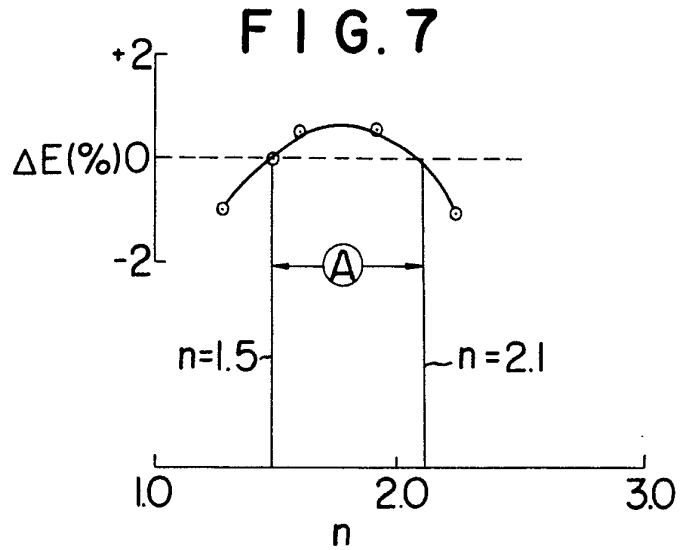


FIG. 4

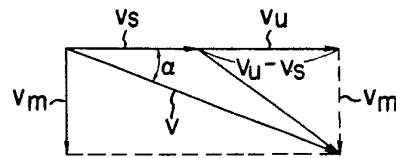


FIG. 5

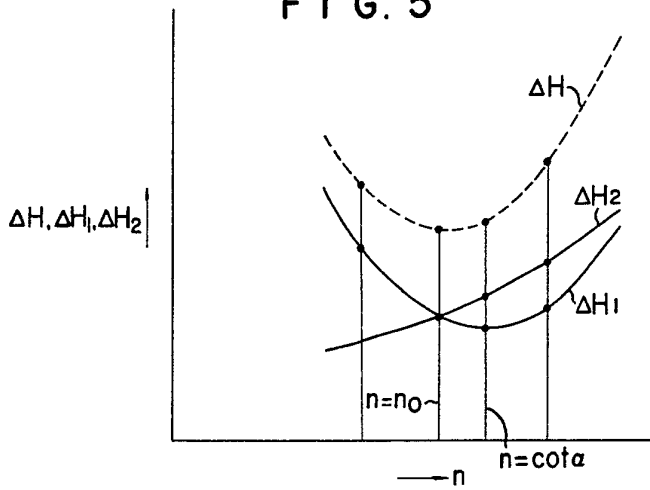


FIG. 6

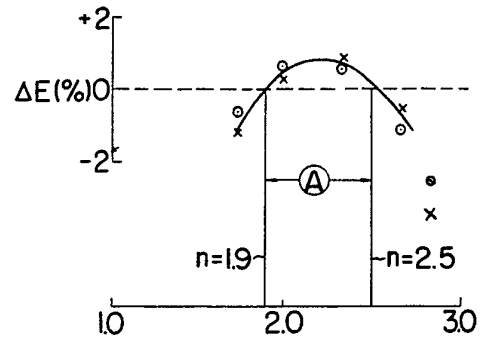


FIG. 13

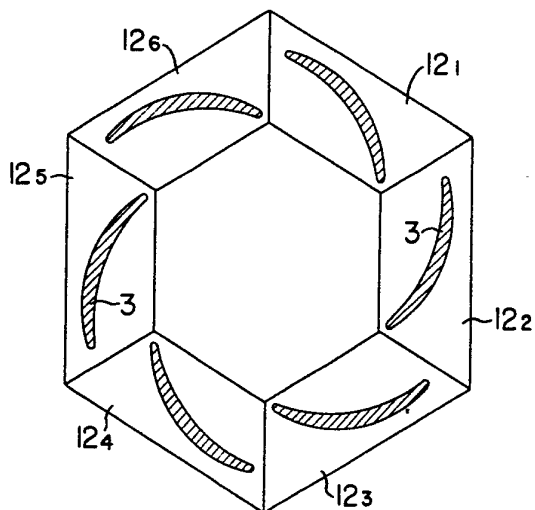


FIG. 14

