Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 93 (1975)
Heft: 34

Artikel: Die Strömung im Spiralgehäuse einstufiger Zentrifugalpumpen
Autor: Pàlffy, S.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-72800

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 02.10.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

93. Jahrgang Heft 34 SCHWEIZERISCHE BAUZEITUNG 21. August 1975
HERAUSGEGEBEN VON DER VERLAGS-AKTIENGESELLSCHAFT DER AKADEMISCHEN TECHNISCHEN VEREINE, 8021 ZÜRICH, POSTFACH 630

Die Strömung im Spiralgehäuse einstufiger Zentrifugalpumpen

Von Prof. **S. Pàlffy**, gewidmet Dr. h. c. **K. Rütschi** zur Vollendung des 70. Lebensjahres

DK 621.67

Einleitung

In zahlreichen Arbeiten wird darauf hingewiesen, dass der erreichbare Wirkungsgrad, der Verlauf der Charakteristikkurven und das hydraulische Verhalten einer hydraulischen Turbomaschine nicht nur von deren Laufrad abhängt, sondern auch von allen jenen Teilen der Maschine, deren Entwurfsgrösse die Strömung beeinflusst, und sogar von den Zu- und Abflussbedingungen der Strömung. Trotzdem kann man heute feststellen, dass sich die meisten analytischen und experimentellen Untersuchungen, die Computeranwendung und die neuen Möglichkeiten der Strömungsmesstechnik primär immer noch mit dem Laufrad befassen, die Leiteinrichtungen werden sekundär behandelt. Eine Ursache dafür kann die weitverbreitete Auffassung sein, dass der Hauptanteil der Strömungsverluste einer hydraulischen Turbomaschine in ihrem Laufrad entstehe. Allerdings sind heute Verlustanalysen und Arbeiten bekannt [1, 2, 3], die eindeutig beweisen, dass im optimalen Betrieb der Verlustanteil der Leiteinrichtungen weit über demjenigen des Laufrades liegen kann.

Theoretische Überlegungen zum Spiralgehäuse

Das Spiralgehäuse einer leitradlosen, einstufigen Radialpumpe ist das stationäre Bindeglied zwischen dem Flüssigkeitsenergie erzeugenden Laufrad und dem Energietransportsystem, zum Beispiel Rohrleitung. Am Ende des Spiralgehäuses, das heisst am Druckstutzen, endet der Verantwortungsbereich der Pumpe. Neben seiner konstruktiven Funktion, nämlich die Förderflüssigkeit vom Laufrad in die Rohrleitung zu führen, fällt dem Spiralgehäuse auch noch die strömungstechnische Aufgabe zu, die am Laufradaustritt vorhandene, das heisst die höchste kinetische Energie, die während der Durchströmung der Pumpe überhaupt erzeugt wird, jedoch wegen der Gefahr grosser Verluste unerwünscht ist, weitgehend in potentielle Form umzuwandeln.

Die konstruktiven Dimensionen bestimmen das hydraulische Verhalten des Spiralgehäuses. Ihre Berechnung erfolgt in der Praxis gewöhnlich nach einer der folgenden drei Methoden:

1. *C. Pfleiderer* [4] empfiehlt einen potentialtheoretischen Ansatz. Seiner Theorie liegt u. a. eine reibungs- und drehungsfreie, kreisförmige Strömung zugrunde, wonach sich die Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit v_u im radialen Spiralenquerschnitt nach dem Drallsatz oder konstantem Geschwindigkeitsmoment entsprechend einer gleichseitigen Hyperbel verteilt. Somit gilt für jeden Punkt «x» des Spiralgehäuses

$$v_{ux} \cdot r_x = D = \text{konstant}$$

und für die theoretische Förderhöhe, das heisst für jene Energiezufuhr, die die Strömungsflüssigkeit je Masseneinheit im reibungsfreien Fall bei achsparalleler Zuströmung zum Rad und bei endlicher Schaufelzahl erfährt

$$H_{th} = \frac{\omega D}{g}, \text{ wobei } \omega \text{ die}$$

konstante Winkelgeschwindigkeit des Rades bedeutet.

Die in der Rechnung nicht berücksichtigte Grenzschicht kann nachträglich durch eine Querschnittvergrösserung näherungsweise erfasst werden. Allerdings weist Pfleiderer darauf hin, dass die zum Laufrad am ganzen Umfang zurückströmende Grenzschicht vom Rad Energie entnimmt und dadurch die Hauptströmung «belebt». Aus diesem Grunde und wegen der Strömungsverhältnisse im Teillastbereich kann also auf eine nachträgliche Querschnittvergrösserung verzichtet werden. Interessant ist der Vergleich von Pfleiderer, der die gesamte Spirale mitsamt der konischen Erweiterung zum Druckstutzen dem Leitkanal zwischen zwei benachbarten Leitschaufeln gegenüberstellt. Danach entspricht die konische Erweiterung dem Diffusorteil des Leitkanals, die Spirale bis zum Sporn dem unüberdeckten Einlauf der Leitschaufel. Somit können im übertragenen Sinne die für die Leitvorrichtungen massgebenden Gesetze und Erfahrungen genützt werden.

2. *A. J. Stepanoff* [5] beruft sich auf Versuchsergebnisse an Kreiselgebläsen, die ergeben haben, dass die Strömung in Spiralgehäusen dem Gesetz des potentialtheoretischen Ansatzes nicht folgt, weiter führt er aus, dass die Geschwindigkeitsverteilung im Querschnitt der Spirale, ähnlich wie schon in einem geraden Rohr, nicht gleichmässig sein kann und zusätzlich stark von Sekundärströmungen beeinflusst wird. Seiner Erfahrung nach wurden die besten modernen Pumpen für konstante mittlere Geschwindigkeit entlang der Spiralenmittellinie ausgelegt, wobei die Spiralengeschwindigkeit mit Hilfe einer Erfahrungszahl K_3, die von der Schnelläufigkeit des Laufrades abhängt (vergleichbar mit der Einlaufziffer nach Pfleiderer), und mit der zu erreichenden Förderhöhe wie folgt ausgedrückt werden kann:

$$v_3 = K_3 (2\,g\,H)^{1/2}$$

Diese Methode bringt für die Konstruktion den Vorteil, dass der jeweilige Strömungsquerschnitt dem von dem Sporn aus in die Strömungsrichtung gemessenen Zentriwinkel proportional ist. Wichtig scheint die Feststellung von Stepanoff, dass die optimalen Entwurfsgrössen der Spirale wie Grundkreis, Querschnitt, Breite, Spornwinkel usw. trotz theoretischer Behandlung zuerst experimentell ermittelt worden sind.

3. Eine weitere Berechnungsmöglichkeit für Spiralgehäuse ohne Leitrad in einstufiger Ausführung ist die Auslegung für lineare Änderung der Reibungsverluste längs der Spiralenmittellinie. Diese Methode trägt der Tatsache Rech-

nung, dass in der Nähe des Sporns vermehrte Verluste auftreten und wird mehrheitlich im Bau von Turbinen und Pumpturbinen in Betracht gezogen. Es muss erwähnt werden, dass sie zu grösseren Querschnitten und dadurch auch zu grösseren Spiralenabmessungen führt bei gleichen hydraulischen Angaben, als jene Methode für konstante mittlere Geschwindigkeit. Einen kreisförmigen Querschnitt vorausgesetzt, ergibt das Radiusverhältnis der zwei erwähnten Methoden

$$\frac{R\varphi_v}{R\varphi_R} = \left(1 - \frac{\varphi°}{360°}\right)^{1/10}$$

wobei $R\varphi_v$ den Querschnittsradius bei konstanter mittlerer Geschwindigkeit und $R\varphi_R$ denjenigen für lineare Reibungsverluste in dem gleichen, zum Zentriwinkel φ gehörenden Spiralenquerschnitt bedeuten. Der Zentriwinkel φ wird vom Sporn aus gegen die Strömungsrichtung gemessen. Bei $\varphi = 180°$ beträgt die Radiusdifferenz rd. 7 %. Preis und Gewichtsgründe bei grossen Abmessungen sprechen gegen diese Methode.

Betrachten wir die zwei ersten in der Praxis meistverbreiteten Berechnungsmethoden, so ist der Unterschied ihrer Grundsätze offensichtlich (Bild 1). *K. Rütschi* [1] führte umfangreiche Versuche an Spiralgehäusen durch und veröffentlichte als erster Vergleichsergebnisse zwischen den beiden Methoden.

Die wichtigsten Erkenntnisse dieser Versuche können wie folgt zusammengefasst werden:

- Die Bestimmung des Endquerschnittes der Spirale spielt gegenüber dem Geschwindigkeitsverlauf eine massgebendere Rolle. Dieser muss, um hohe Wirkungsgrade zu erreichen, in jedem Falle, auch bei Annahme konstanter mittlerer Geschwindigkeit in der Spirale (Stepanoff), nach dem Drallsatz bemessen werden
- In bezug auf den Geschwindigkeitsverlauf längs der Spirale sind unerwartet kleine Unterschiede zwischen zwei Spiralen nach Methode 1 bzw. 2 festgestellt worden
- Das Drallsatzgehäuse ergibt seiner Länge entlang einen regelmässigeren Druckanstieg
- Die nach der Methode 2 ausgelegte Spirale zeigt längs ihrem Umfang einen gleichmässigeren Druckverlauf als eine nach dem Drallsatz berechnete und verursacht dadurch kleinere radiale Beanspruchung der Welle. Allerdings muss eine kleine Wirkungsgradeinbusse in Kauf genommen werden
- In bezug auf Energieumsetzung konnten praktisch keine Unterschiede festgestellt werden zwischen einem am Endquerschnitt der Spirale in tangentialer bzw. radialer Richtung angeordneten Diffusor (dies wird auch von *F. Krisom* [8] bestätigt)
- Die Richtung, Länge und der Abstand vom Radumfang des Sporns beeinflussen Geräuschbildung, Saugfähigkeit, Wirkungsgrad und die Leistung der Pumpe. Eine Änderung der Spornlänge verändert die Schluckfähigkeit der Spirale
- Der Verlauf der Drosselkurve, des Wirkungsgrades und der Leistung ergibt etwas günstigere Werte in der nach dem Drallsatz berechneten Spirale, hauptsächlich im Überlastgebiet.

Trotz der völlig verschiedenen theoretischen Grundsätze der Berechnungsmethoden 1 und 2 und der durch Versuche gefundenen Unterschiede in den von ihm untersuchten Spiralen, stellt Rütschi überraschend fest, dass die am Pumpenaustritt gefundenen Unterschiede verschwindend klein sind.

Dieses Ergebnis legt die Vermutung nahe, dass in den untersuchten Spiralgehäusen bei sonst identischen Verhältnissen in der Pumpe, unabhängig von den zur Auslegung benützten, voneinander abweichenden Methoden 1 und 2, etwa die gleichen Verluste entstehen mussten. Sind diese Verluste jene, die einer entlang der Spiralenlänge, dem Drallsatz oder der konstanten mittleren Geschwindigkeit folgenden Strömung entsprechen? Obwohl zwei Spiralquerschnitte nach verschiedenen Grundprinzipien entworfen wurden, sind die Verluste annähernd gleich.

A. Kovàts [3] untersuchte eingehend die gegenseitige Beeinflussung von Laufrad und Gehäuse und fand u. a., dass die Strömungsverhältnisse im Spiralgehäuse jene des Laufrades stark beeinflussen. Er fand ebenfalls, dass bei gleichem Querschnitt, jedoch bei verschiedener Spiralengeometrie die Charakteristik einer Pumpe ausserhalb des Auslegepunktes stark beeinflusst wird, mit anderen Worten, die Verluste sich stark verändern.

Die Frage, inwiefern eine wirkliche, reibungsbehaftete Strömung den theoretischen Ansätzen folgt – denken wir nochmals auch an die diesbezügliche Feststellung von Stepanoff –, scheint berechtigt zu sein.

Bedenken wir die ausserordentliche Komplexität der Strömung in einer Spirale und die Probleme wie:

- Interaktion Gehäuse–Laufrad
- Sporneinfluss

Bild 1. Verlauf der Geschwindigkeiten in einem Spiralgehäuse nach der Methode a bzw. b nach Rütschi [1]

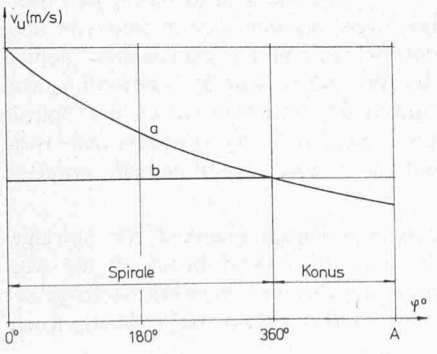


Bild 2 (Mitte). Versuchspumpe mit Messstellen und eingebauter Sonde zur Messung der Energieverteilung im Spiralgehäuse

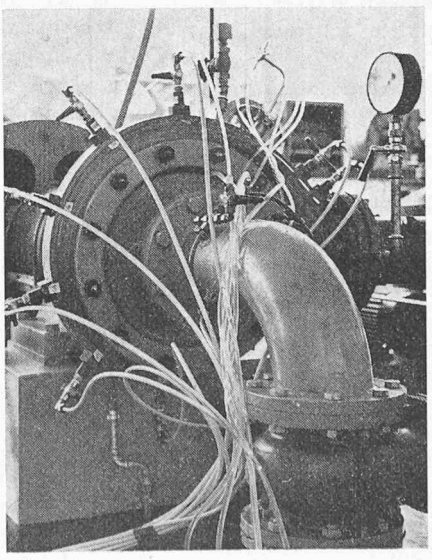
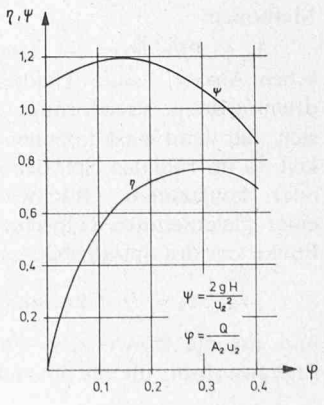


Bild 3. Charakteristik der Pumpe



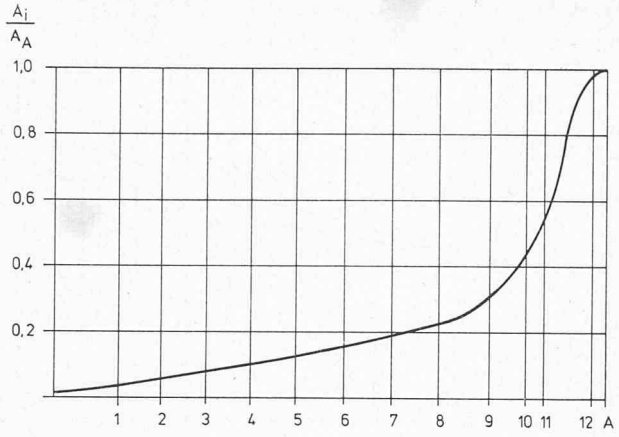


Bild 4 (links). Querschnittverlauf der Spirale

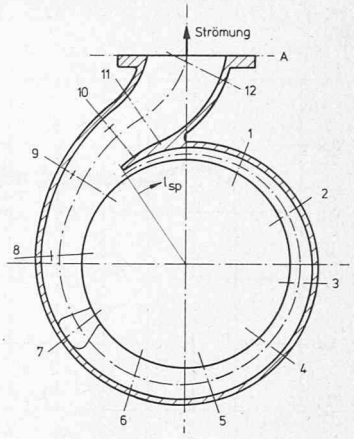


Bild 5 (rechts). Spirale mit den Messebenen

- veränderliche *Re*-Zahl
- veränderlicher Krümmungsradius der Stromlinien
- dreidimensionaler Strömungszustand,

um nur die wichtigsten, die das Entstehen der Verluste bestimmen, zu nennen, so können wir kaum darauf hoffen, dass die zurzeit bekannten Verlustberechnungsverfahren in der Erforschung der Strömung und des Energietransportes in Spiralgehäusen Verbesserungsmöglichkeiten aufzeigen werden.

Aber auch weil die Teil- und Überlastgebiete im Betrieb von grösster Bedeutung sind, müssen zur weiteren Ausscheidung der in den Leitvorrichtungen vorhandenen, teilweise noch beträchtlichen Verluste vermehrt systematische und gezielte Versuche durchgeführt werden.

Strömungsmessungen

Spiralgehäuse, Messeinrichtungen und Lage der Messstellen

Um den Strömungszustand in der Spirale einer einstufigen, leitradlosen Radialpumpe nachzuprüfen, wurden statische und, mit Hilfe einer Fünf-Loch-Kugelsonde, dynamische Druckmessungen an einer Pumpe von $n_s = 70$ U/min des Laboratoriums für hydraulische Maschinen der HTL Brugg-Windisch durchgeführt (Bild 2). Die dimensionale Charakteristik der untersuchten Pumpe ist in Bild 3 dargestellt. Die im Pumpenbau üblichen dimensionslosen Kennzahlen sind:

Druckzahl: $$\Psi = \frac{2\,g\,H}{u_2^2}$$

Volumenzahl: $$\varphi = \frac{Q}{A_2\,u_2}$$

dabei sind:

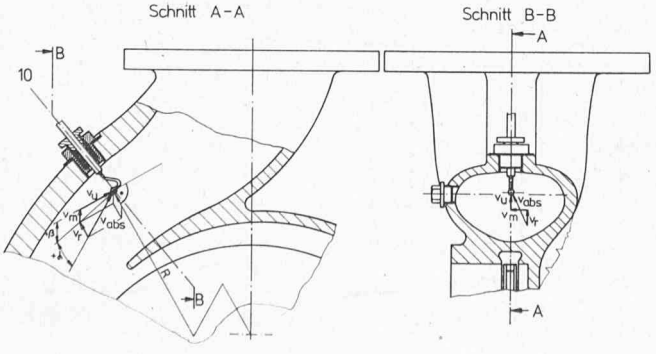
H – Gesamtförderhöhe (mWS)
Q – Fördermenge (m³/s)
u_2 – Umfanggeschwindigkeit (m/s)
$A_2 = D_2\,\pi\,B_2$ – Bezugsfläche (m²)
B_2 – Laufradbreite (m)
g – Erdbeschleunigung (m/s²)

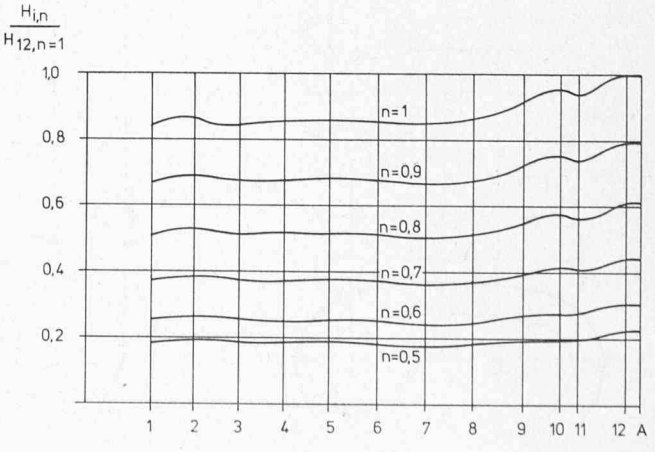
Den Flächenverlauf der Spiralenquerschnitte zeigt Bild 4, die in einer radialen Hauptebene liegenden Messstellen sind in Bild 5 eingezeichnet. Die Querschnitte der Spirale sind in der Strömungsrichtung zwischen dem Sporn und Messstelle 9 trapezförmig mit parallelwandiger Eintrittspartie, der Austrittsquerschnitt des radial liegenden Druckstutzen ist kreisförmig. Alle Messstellen sind so ausgebildet, dass sie sowohl eine statische Druck- wie eine Sondenmessung mit der erwähnten Sonde von 5 mm Kopfdurchmesser ermöglichen. Eingepasste Zapfen sorgen an allen Messstellen dafür, dass die Grenzschicht so wenig wie möglich gestört wird. Aus konstruktiven Gründen konnten in den Messquerschnitten 8 bis 10 einseitig, in achsparalleler Richtung, zusätzliche Messbohrungen entsprechend Bild 6 angebracht werden.

Dieses Bild zeigt auch die verwendeten Bezeichnungen für das dreidimensionale Strömungsbild. Die Spirale wurde nach Pfleiderer gebaut unter Annahme $R_x \cdot v_{ux} =$ konst. im gesamten Spiralraum. Die mittlere Austrittsgeschwindigkeit am Druckstutzen betrug im Auslegepunkt η_{opt}; $v_D = 3{,}54$ m/s, das Verhältnis der Durchmesser am Druck- und Saugstutzen ist 1, womit die Spirale als reichlich bemessen zu betrachten ist.

Bild 7 (rechts). Statischer Druckverlauf am Umfang des Spiralgehäuses, bezogen auf $H_{12,\,n=1}$ bei $\eta_{opt.}$ und variabler Drehzahl

Bild 6. Sonde im Querschnitt 10





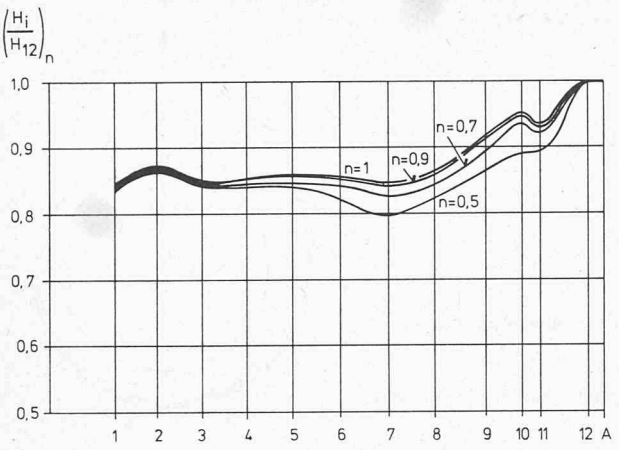


Bild 8. Statischer Druckverlauf am Umfang des Spiralgehäuses, bezogen auf H_{12} bei η_{opt} und variabler Drehzahl

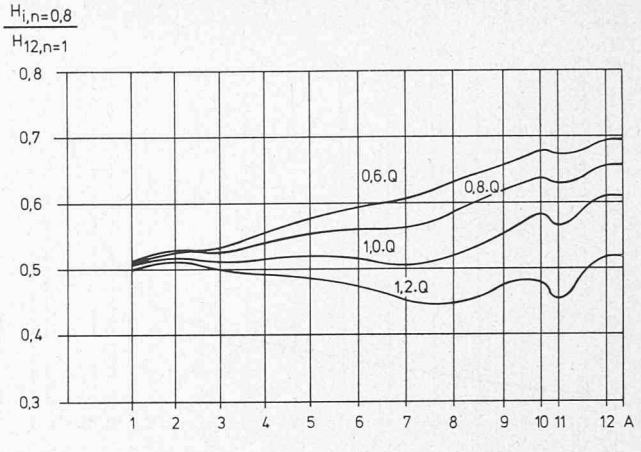


Bild 11. Statischer Druckverlauf, bezogen auf $H_{12,\ n=1}$ bei konstanter Drehzahl $n = 0{,}8$ und variabler Fördermenge

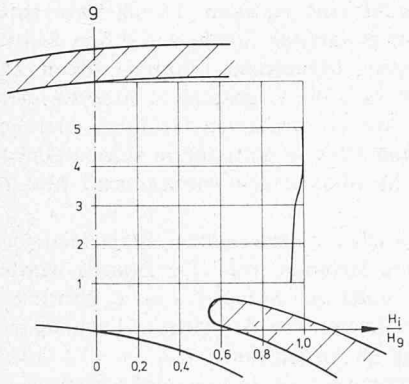
Messergebnisse

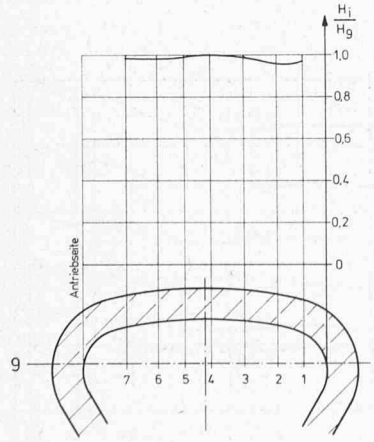
Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Druckumsetzung

Im ersten Versuch wurde die statische Druckverteilung entlang des Gehäuseumfanges bei variabler Drehzahl gemessen. Um die Strömungsverhältnisse in einem möglichst breiten Drehzahlbereich zu erfassen, wurde diese 50 % variiert, das heisst zwischen der Nenndrehzahl $n = 1$ und $n = 0{,}5$.

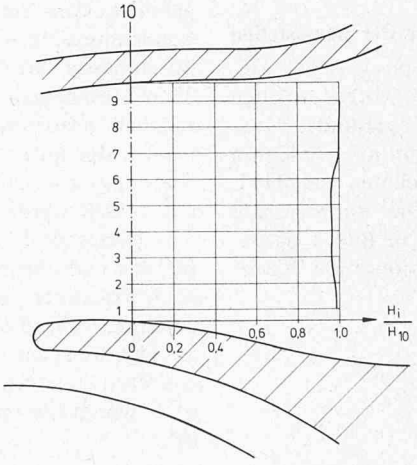
Bei jeder eingestellten Drehzahl arbeitete die Pumpe im Punkt des besten Wirkungsgrades. Die am Spiralumfang gemessenen statischen Drücke $H_{i,\ n}$ (mWS) an der jeweiligen Messstelle i und bei der eingestellten Drehzahl n sind auf den im Messquerschnitt 12 bei der Nenndrehzahl $n = 1$

Bilder 9 (oben) und 9a (unten). Druckverlauf im Querschnitt 9 bei $n = 0{,}8$ und η_{opt}





Bilder 10 (oben) und 10a (unten). Statischer Druckverlauf im Querschnitt 10 bei $n = 0{,}8$ und η_{opt}



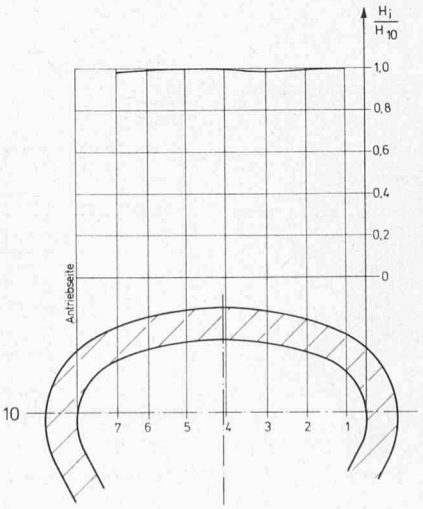


Bild 12. Richtungswinkel des Geschwindigkeitsvektors im Querschnitt 9 bei $n = 0{,}8$ und η_{opt}

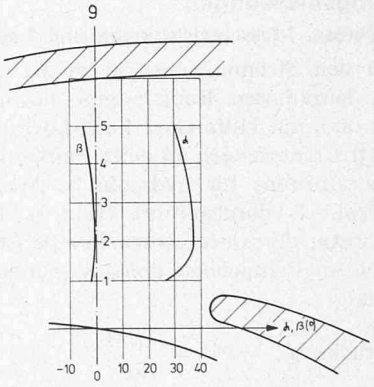
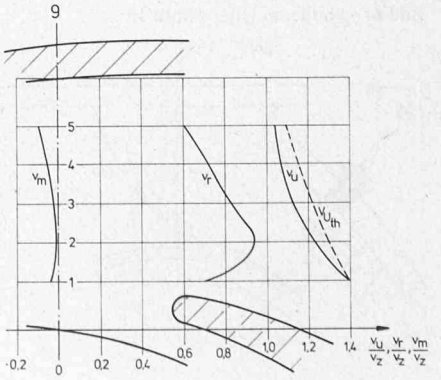
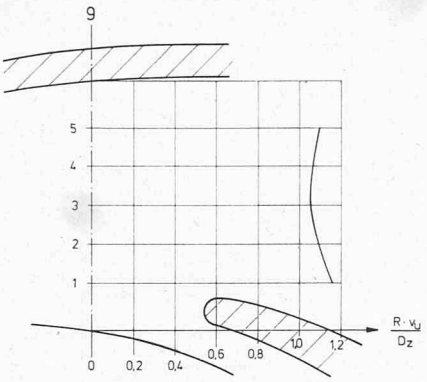
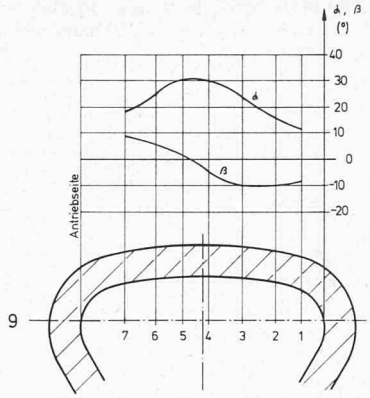


Bild 13. Umfangs-, Radial- und Meridiangeschwindigkeit im Querschnitt 9 bei $n = 0{,}8$ und η_{opt}







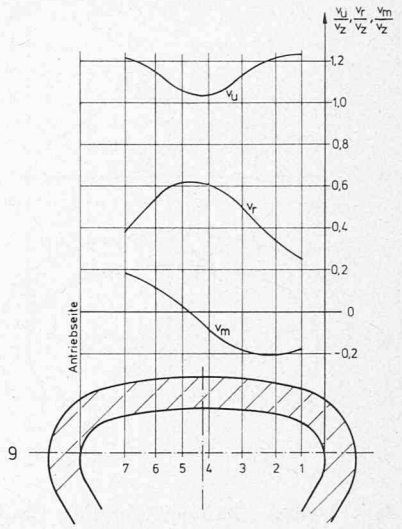


Bild 14 (links). Drallverlauf im Querschnitt 9 bei $n = 0{,}8$ und η_{opt}

Bild 15 (Mitte). Richtungswinkel des Geschwindigkeitsvektors im Querschnitt 9 bei $n = 0{,}8$ und η_{opt}

Bild 16 (rechts). Umfangs-, Radial- und Meridiangeschwindigkeit im Querschnitt 9 bei $n = 0{,}8$ und η_{opt}

ermittelten statischen Druck bezogen, das heisst auf einen konstanten Wert. Der dimensionslose Druckanstieg längs der abgewickelten Spirale bis zum Austrittsquerschnitt ist in Bild 7 dargestellt.

Da im optimalen Betriebspunkt η_{opt} bei allen Drehzahlen für das Laufrad ein drallfreier, für die Spirale ein stossfreier Eintritt angenommen werden darf, und weil die Geschwindigkeitsdreiecke am Laufradaustritt ähnlich sind, variiert bei diesen Versuchen nur die Grösse der aus dem Laufrad heraustretenden Absolutgeschwindigkeit. Somit zeigt sich in erster Linie der Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Druckumsetzung bzw. auf die Verlustbildung bei der Spiralströmung.

Die Kurve für $n = 1$ bestätigt den von Rütschi [1] veröffentlichten gleichmässigen Druckanstieg in einem Spiralgehäuse mit konstantem Drall. Bild 7 zeigt zusätzlich, dass diese Art Spiralgehäuse bei η_{opt} auch dann seine Funktion erfüllt, wenn die Drehzahl stark verändert und durch Veränderung der Verlustanteile der Druckgradient in der Spirale ebenfalls verändert wird.

Die sogenannte Diffusorwirkung der Spirale und die Änderung des Druckgradienten lässt Bild 8 besser erkennen, da hier die am Spiralenumfang gemessenen statischen Druckwerte H_i auf den Diffusor Enddruck, das heisst auf den Messwert im Querschnitt 12 bei der jeweiligen Drehzahl n, aufgetragen sind.

Ob die am Gehäuseumfang gemessenen statischen Drücke repräsentativ für den ganzen Messquerschnitt sind oder nicht, wurde in den Messebenen 9 und 10, vor und hinter dem Spornanfang, mit Hilfe der Fünf-Loch-Kugelsonde bestimmt. Die Sonde wurde in einer besonderen Vorrichtung vorgängig geeicht. Aus konstruktiven Gründen wurde in jedem Querschnitt entlang einer radialen und einer achsparallelen Geraden gemessen und die jeweiligen Messwerte der statischen Drücke H_i auf den am Umfang des Spiralgehäuses gemessenen Druck H_9 bzw. H_{10} bezogen. Um Vibrationen der Sonde in annehmbaren Grenzen zu halten, wurden alle Sondenmessungen mit der Drehzahl $n = 0{,}8$ durchgeführt. Die Bilder 9 und 9a bzw. 10 und 10a zeigen entlang den Messgeraden praktisch konstante statische Drücke an, die grösste gemessene Abweichung in einem Querschnitt beträgt etwa 6 %. In den übrigen Messquerschnitten wurden ähnliche Verteilungen festgestellt.

Bild 11 zeigt die Stosswirkung auf die Energieumsetzung in der Spirale. Bei konstanter Drehzahl $n = 0{,}8$ und variabler Fördermenge werden die am Spiralumfang gemessenen statischen Drücke $H_{i,\,n=0{,}8}$ auf den konstanten Wert $H_{12,\,n=1}$, das heisst auf den statischen Diffusorenddruck bei der Nenndrehzahl bezogen. In diesem Versuch verändert sich vor allem der Richtungswinkel α_3 der aus dem Laufrad herausströmenden Absolutgeschwindigkeit. Der Winkel, bezogen auf die Tangentenrichtung, ist klein für $0{,}6 \cdot Q$ und wird gross für $1{,}2 \cdot Q$, wobei Q dem max. Wirkungsgrad η_{opt} entsprechende Durchflussmenge bei $n = 0{,}8$ ist.

Aus Bild 11 ist ersichtlich, dass bei 20 % Überlast die Spirale nur noch ihre konstruktive Funktion erfüllen kann, da infolge grosser Verluste die Diffusorwirkung verlorengeht. Der ausgeprägte Stoss am Sporn ist gut sichtbar. Umgekehrt liegen die Verhältnisse im Teillastgebiet. Bei flacher Anströmung des Sporns entsteht der grösste Druckunterschied zwischen dem Messpunkt 1 und 10, das heisst vor und nach dem Sporn.

Es zeigt sich, dass zu eng bemessene Spiralenquerschnitte oder grosse Stossverluste zu Wirkungsgradverlusten führen. Dieses Ergebnis wie auch der Verlauf der an den einzelnen Messstellen aufgenommenen Druckkurven am Umfang der Spirale bei veränderlicher Fördermenge (Schnitte im Bild 11 gezeigten Diagramm bei der jeweiligen Messstelle) bestätigen die Aussagen von Rütschi [1] für ein nach dem Drallsatz berechnetes Spiralgehäuse.

Strömung im Spiralenquerschnitt

Vor dem Sporn, im Messquerschnitt 9, wurde entlang je einer radialen und achsparallelen, hinter dem Sporn im Querschnitt 10 wegen Vibration nur entlang einer achsparallelen Messgeraden das dreidimensionale Strömungsbild bei $n = 0{,}8$ und η_{opt} bestimmt. Da aus konstruktiven Gründen eine genauere Erfassung der Querschnitte durch mehr Messstellen nicht gegeben war, können die Messergebnisse nur die Tendenz der Spiralenströmung und nicht das vollkommene Strömungsbild wiedergeben. An jeder Messgeraden werden die folgenden Strömungsgrössen dargestellt:

$$v_u,\ v_m,\ v_r,\ \alpha,\ \beta,\ H$$

Ihre Bedeutung ist in Bild 6 beschrieben, H ist der statische Druck. Alle Geschwindigkeitskomponenten sind auf die mittlere absolute Geschwindigkeit im Querschnitt beim Spornbeginn bezogen (Index z), D_z bedeutet den gemittelten Drall im gleichen Querschnitt. Die Messergebnisse vom Querschnitt 9 sind in den Bildern 9, 9a, 12, 13, 14 und 15, 16, diejenigen vom Querschnitt 10 in den Bildern 10, 10a

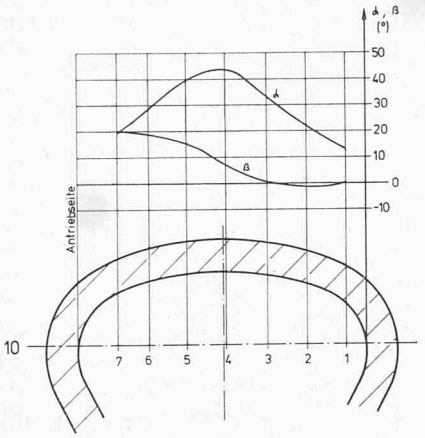
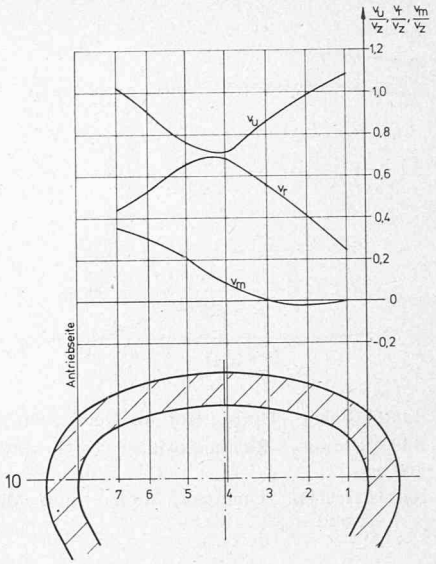


Bild 17 (links). Richtungswinkel des Geschwindigkeitsvektors im Querschnitt 10 bei $n = 0{,}8$ und η_{opt}

Bild 18 (rechts). Umfangs-, Radial- und Meridiangeschwindigkeit im Querschnitt 10 bei $n = 0{,}8$ und η_{opt}



und 17, 18 dargestellt. Die achsparallele Messgerade liegt jeweils an der breitesten Stelle des trapezförmigen Querschnittes, das heisst in der Messebene 9 beim radialen Messpunkt 5.

Im Querschnitt 9 ist der ausgeprägt dreidimensionale Charakter der Spiralenströmung erkennbar. Anhand der an den beiden Messgeraden gefundenen Ergebnissen lässt sich sagen, dass die Strömung in diesem Querschnitt zu einer radialen Ebene symmetrisch leicht aus der Mitte, in Richtung der antriebseitigen Seitenwand verschoben, verläuft. Der Geschwindigkeitsgradient der Umfangkomponente und die Drallverteilung in der radialen Richtung lehnen sich an die Theorie von Pfleiderer an. Die Abnahme von v_u mit grösser werdendem Radius ist etwas stärker als jene von v_{uth}, gerechnet nach dem Drallsatz (siehe Bild 13). Die an der achsparallelen Messgeraden ermittelte Verteilung von v_u zeigt, dass seitlich im Querschnitt grössere Förderhöhen erzeugt werden als in der Mitte. Der etwa 20prozentige Abfall von v_u in der Symmetrieebene der Bewegung und die hier zu Null werdende Meridiankomponente legen die Vermutung nahe, dass die verzögerte Spiralenströmung sich aus zwei schraubenförmigen, entgegengesetzten Bewegungen zusammensetzt. Dadurch entstehen an den Berührungsflächen dieser Bewegungen, also in der Symmetrieebene, vermehrte Reibungsverluste. *A. J. Stepanoff* [5] weist auf ähnliche Strömungsverhältnisse hin.

Die im Querschnitt 10 an der achsparallelen Messgeraden durchgeführten Messungen (Bilder 17 und 18) bestätigen im wesentlichen den Charakter der Strömung im Querschnitt 9, und die in der Querschnittmitte nun positiv gewordene Meridiankomponente, die an der entsprechenden Stelle im Querschnitt 9 etwa im gleichen Betrag negativ war, lässt eine zusätzliche, seitlich alternierende Bewegung der resultierenden Spiralenströmung vermuten. An dieser Stelle soll erwähnt werden, dass die aus konstruktiven Gründen bestimmte Verzögerung zwischen Querschnitt 10 und 9 ausserordentlich gross ist.

Bemerkungen

Der vorliegende Bericht zeigt die Berechnungsverfahren für Spiralgehäuse leitradloser, einstufiger Radialpumpen und strömungstechnische Eigenschaften einer solchen Spirale. Alle Rechenmethoden setzen die Reibungsfreiheit der Spiralenströmung vor. Eine Verbesserung dieser Methoden mittels Einbeziehung von Grenzschichtrechnungen erscheint zurzeit nicht sinnvoll, da die bisher bekannten Verfahren zur Vorausbestimmung von Verlusten und Grenzschichten nur für sehr spezielle Probleme anwendbar sind. Wesentlich aussichtsreicher erscheint es dagegen, Strömungskomponenten zu messen und anschliessend gezielte Verbesserungen vorzunehmen und die Erfahrungen aus dem Experiment mit Hilfe der Theorie zu vertiefen. Die Gesamtverluste der Spirale mit eingebautem Laufrad könnten zum Beispiel als Differenz der Gesamtenergie zwischen Druckstutzen und Laufradaustritt mit Hilfe von Sondenmessungen ermittelt werden, da solche nicht nur die Bestimmung des örtlichen, räumlich gerichteten Geschwindigkeitsvektors, sondern auch des statischen und des Gesamtdruckes ermöglichen. Exakte quantitative Aussagen über das Betriebsverhalten einer Spirale, aber auch die Verbesserung der Rechenmethoden kann nur mit Hilfe von Messungen erbracht werden.

Die Weiterentwicklung der Leitvorrichtungen hydraulischer Maschinen ist notwendig, weil, wie Verlustanalysen zeigen [2] [4], in ihrem Bereich bis über zwei Drittel aller Verluste entstehen.

Der Firma Pumpenbau AG, Brugg, sei für das besonders für die Messungen angefertigte Gehäuse und Hj. Steffen, Ing.-Techn. HTL, für die wertvolle Mithilfe bei den Messungen an dieser Stelle gedankt.

Literaturverzeichnis

[1] *K. Rütschi:* Der Einfluss der Leitvorrichtungen auf Leistung und Wirkungsgrad von Kreiselpumpen. «Schweizerische Bauzeitung» *79* (1961), H. 15, S. 233–240.

[2] *H. Fachbach, B. Rebernik:* Strömungsmessungen in einer Turbinenspirale mit kleinen Übergangsradien. «Konstruktion» *25* (1973), Springer Verlag.

[3] *A. Kovàts:* Investigation of Valute-Impeller Interaction in Pumps. ASME Trans. 66-FE-14.

[4] *C. Pfleiderer:* Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. Berlin 1961, Springer Verlag.

[5] *A. J. Stepanoff:* Radial- und Axialpumpen. Berlin 1959, Springer Verlag.

[6] *H. Fachbach, S. Pàlffy:* Gestaltung beschaufelter Umlenkkanäle in mehrstufigen Pumpen. «Konstruktion» *27* (1975), H. 1, S. 28–30, Springer Verlag.

[7] *A. T. Troskolanski:* Impeller Pumps. Pergamon Press 1965.

[8] *F. Krisam:* Neue Erkenntnisse im Kreiselpumpenbau. «VDI-Zeitschrift» 1953, 15. April.

Adresse des Verfassers: Prof. *Sandor Pàlffy*, dipl. Ing. ETH, SIA, Mem. A.S.M.E., beratender Ingenieur, Geissbergstr. 61, 5400 Baden.