

Einfluß des Umschlingungswinkels auf das Betriebsverhalten von Schraubenmaschinen

Dipl.-Ing. **F.-J. Peveling** VDI, Dortmund

Zusammenfassung

Die exemplarische Anwendung eines thermodynamischen Simulationssystems gibt spezielle Hinweise über den Einfluß des Umschlingungswinkels auf die Maschinenkenngrößen in Verbindung mit dem eingebauten Volumenverhältnis, dem Druckverhältnis, der Hauptrotordrehzahl und der Schallgeschwindigkeit des Arbeitsfluids.

Ausgehend von experimentell ermittelten Durchflußbeiwerten wird zunächst ein allgemeines Näherungsverfahren zur Bestimmung der für die Simulationsrechnung notwendigen Durchflußbeiwerte der räumlich gekrümmten Spalte und der druckseitigen Auslaßöffnung in Schraubenmaschinen aufgezeigt.

Summary

The exemplary utilization of a thermodynamic simulation system gives direct indications about the influence of the wrap angle at the machine characteristics in connection with the built-in volume ratio, pressure ratio, main rotor speed and the sound velocity for different working fluids.

Based on experimental discharge coefficients a general approximation method is introduced which prepares the necessary discharge coefficients of the curved gaps and the delivery side of opening housing for simulation calculations.

Symbole

a	Schallgeschwindigkeit	velocity of sound
\dot{m}	Massenstrom	mass flow
n	Drehzahl	speed
P	Leistung	performance
t	Temperatur	temperature
v_i	Volumenverhältnis	built-in volume ratio
w	spezifische Arbeit	specific work
W	Arbeit	work
z	Zähnezahl	number of serrations
α	Durchflußbeiwert	discharge coefficient
γ	Umschlingungswinkel	wrap angle
η	Gütegrad	efficiency
κ	Isentropenexponent	isentropic exponent
λ_L	Liefergrad	delivery
II	Druckverhältnis	pressure ratio
φ	Drehwinkel	angle of rotation

Indizes und Abkürzungen

AN	angesaugt	suck in
Ausl.	Auslaß	outlet
AX	axial	axial
f	gefördert	delivered
HR	Hauptrotor	main rotor
i	indiziert	indicated
it	indiziert technisch	indicated- technical
N	Nennwert	nominal
opt	optimal	optimum
R	rechnerisch	analytically
RAD	radial	radial
s	isentrop	isentropic
Sp	Spalt	gap
th	theoretisch	theoretical

Einleitung

Die Simulation der Energiewandlung in Schraubenverdichtern gestattet gegenüber der experimentellen Untersuchung eine kostengünstigere und schnellere Maschinoptimierung, um *à priori* das Verhältnis von Aufwand und Nutzen abschätzen zu können. Bei dem hier verwendeten Simulationssystem handelt es sich um ein iteratives Verfahren, dem ein adiabates Kammermodell zugrunde liegt. Für die Beschreibung der Energiewandlung sind daher, neben den geometrisch, kinematischen Randbedingungen, die Kenntnis und Erfassung der dissipativen Strömungen durch die Spalte zwischen den Kammern und durch die druckseitigen Auslaßflächen unentbehrlich.

Bei der Strömung in den Spalten von trockenlaufenden Schraubenmaschinen handelt es sich um eine instationäre, diabate Durchströmung von räumlich gekrümmten Spalten in einem rotierenden System, bei gleichzeitiger relativer Bewegung der Spaltkonturen zueinander und bei einer teilweisen Spaltformänderung über der Spaltlänge.

Eine exakte Erfassung der Strömung und somit der Spaltmassenströme dürfte sowohl experimentell als auch theoretisch in

absehbarer Zukunft nur schwer möglich sein. Aufgrund des derzeitigen Kenntnisstandes im Bereich der strömungsmechanischen Grundlagen kann nur eine Näherung der realen Spaltmassenströme erfolgen, die hier mit Hilfe von experimentell ermittelten Durchflußbeiwerten realisiert wird.

An die Darstellung des Verfahrens zur Ermittlung der Durchflußbeiwerte für die Spalte und druckseitigen Steuerkanten schließt sich die exemplarische Anwendung des Simulationsystems an. Dabei wird hier der Einfluß des Umschlingungswinkels der Rotoren auf das Betriebsverhalten von Schraubenmaschinen untersucht.

2. *Ermittlung der Durchflußbeiwerte für die Spaltstromberechnung*

Der Spaltmassenstrom \dot{m}_{Sp} ergibt sich unter Verwendung des zugehörigen Durchflußbeiwertes α und des theoretischen Spaltmassenstromes $\dot{m}_{th,Sp}$ zu

$$\dot{m}_{Sp} = \alpha \dot{m}_{th,Sp} \quad (1).$$

Als Berechnungsgrundlage des theoretischen Spaltmassenstromes dient der Idealfall einer stationären, isentropen Düsenströmung.

Die Durchflußbeiwerte sind jedoch von der Spaltform in Durchströmungsrichtung abhängig. Die bisher vorliegenden experimentell ermittelten Durchflußbeiwerte erfassen nur einen geringen Teil der in Schraubenmaschinen bestehenden Spaltformen.

Um eine allgemeinere Bestimmung von Durchflußbeiwerten der räumlichen Spalte für verschiedene Rotorprofile und -größen zu ermöglichen, mußte eine breitere Datenbasis geschaffen werden, die für beliebige Spaltarten genutzt und auf den speziellen räumlichen Spalt übertragen werden kann.

Für die räumlichen Spalte erfolgt eine Aufteilung in abschnittsweise ebene Spalte, an denen die gleichen Zustandsgrößen, wie beim Gesamtspalt anliegen sollen. Zu den einzel-

nen ebenen Spalten werden die Spaltformen ermittelt und aus den Spaltformen und Zustandsgrößen die Durchflußbeiwerte der Spaltabschnitte, die zusammengefaßt den mittleren Durchflußbeiwert für den Gesamtspalt liefern.

Zur Bestimmung der Spaltform eines Spaltabschnittes werden die spaltbildenden Bauteile senkrecht zum räumlichen Spaltverlauf geschnitten. In der daraus resultierenden Schnittebene bildet sich dann die Spaltform in der angenommenen Durchströmungsrichtung ab. Für die Energiewandlung ist der Bereich des kleinsten Spaltabstandes primär maßgebend. Die Spaltformen bei diesem Abstand lassen sich durch ihre *Krümmungskontur* nachbilden. Eine Klassifizierung der unterschiedlichen Spaltformen in konkave und konvexe Spaltberandungen, charakterisiert durch die Krümmung beim minimalen Spaltabstand, ist damit gegeben. Zur besseren Unterscheidung der Spalte bei sehr großen Krümmungsradien findet eine Berechnung der Spaltlänge in Strömungsrichtung statt, für sehr kleine Radien, die praktisch eine scharfe Kante bedeuten, wird der Winkel zwischen den konturbildenden Berandungen als charakteristisch betrachtet.

Zunächst mußte deshalb eine Datenbasis von Durchflußbeiwerten für ebene Spalte mit den in der Schraubenmaschine vorhandenen Spaltformen und betrieblichen Randbedingungen erarbeitet werden. Aus der Vielzahl der Spaltgeometrien wurde eine endliche Anzahl von Spaltkombinationen ermittelt, die Durchflußbeiwerte an ebenen Spalten in Modellen bestimmt. Die Untersuchungen beschränken sich auf die stationäre Durchströmung von Spalten ohne Relativbewegung.

Zur Beurteilung der Vorgehensweise werden die mittleren Durchflußbeiwerte, die sich aus der Übertragung der ebenen Spalte auf den räumlichen Spalt ergeben, mit den experimentell ermittelten Durchflußbeiwerten an einem entsprechenden räumlichen Spalt verglichen. Damit kann dann, aufbauend auf einer Anzahl endlicher experimenteller Durchflußbeiwertmessungen, neben der Spaltlänge und Spalthöhe auch der entsprechende, abgeschätzte Durchflußbeiwert für die verschie-

denen Rotorprofile in die Berechnung des Spaltmassenstromes eingebracht werden.

Die experimentell, in den Modellversuchen gemessenen Durchflußbeiwerte zeigen, wie Bild 1 exemplarisch für eine Spaltkombination veranschaulicht, eine deutliche Abhängigkeit von der Spalthöhe und dem Druckverhältnis.

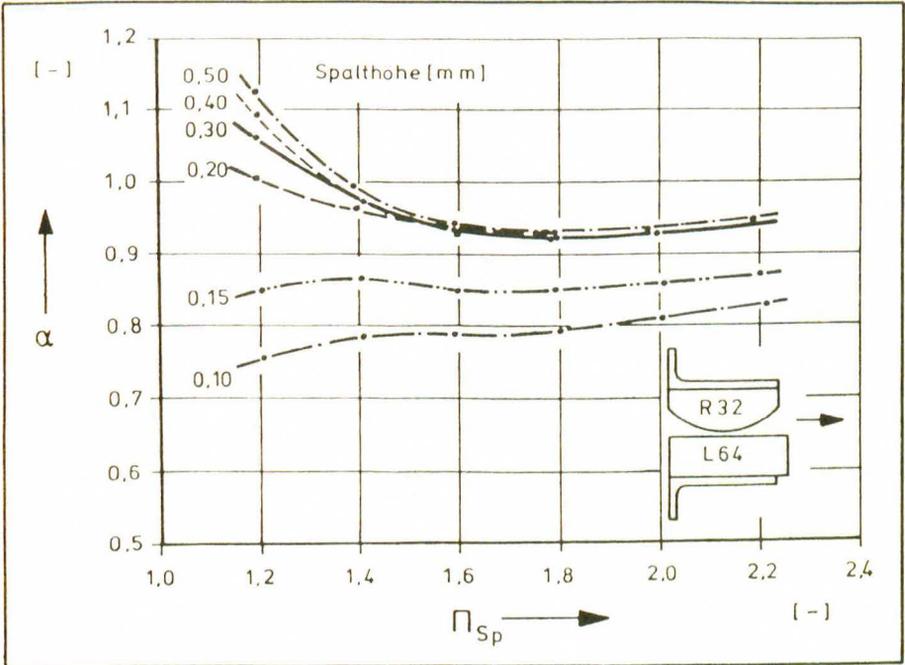


Bild 1: Durchflußbeiwerte α für eine Spaltkombination mit einer ebenen Berandung (Länge 64 mm) und einer konvexen Berandung (Radius 32 mm) in Abhängigkeit vom Druckverhältnis π_{Sp} und der Spalthöhe (Gruppe 3 der Spaltkombinationen)

Fig. 1: Discharge coefficient for a gap-combination with a plane boundary (length 64 mm) and a convex boundary (radius 32 mm) as function of pressure ratio and gap height (group 3 of gap-combinations)

Das Durchflußverhalten wiederum hängt in hohem Maße von den Berandungen der einzelnen Spaltkombinationen und ihren Geschwindigkeitsprofilen ab. Die untersuchten Spaltkombinationen lassen sich grob in drei Gruppen aufteilen.

Gruppe 1: Die Gruppe besteht aus Spaltkombinationen mit geringen Spalthöhendifferenzen in Durchströmungsrichtung. Die Durchflußbeiwerte werden mit zunehmenden Druckverhältnissen und Spalthöhen im untersuchten Bereich größer. In den relativ langen Spalt wird als dissipativer Wirkmechanismus die Wandreibung /1/, bedingt durch das Längen-Höhenverhältnis, einen deutlichen Faktor darstellen.

Gruppe 2: Diese Gruppe ist dadurch gekennzeichnet, daß mindestens ein Spaltelement einen relativ kleinen Radius aufweist. Bei konvexen Elementen mit gleichen Radien können die Radien etwas größer sein. Für kleinere Spalthöhen steigen die Durchflußbeiwerte mit wachsenden Druckverhältnissen. Ab einer bestimmten Spalthöhe bestehen nur noch geringe Differenzen zwischen den Durchflußbeiwerten. Aufgrund des sich stark ändernden Flächenverhältnisses kommt es hinter dem engsten Querschnitt frühzeitig zur Ablösung der Strömung an der Berandung mit dem kleinen Radius. Eine ausgeprägte Diffusorwirkung kommt nicht zustande. Die Durchflußbeiwerte liegen gegenüber der ersten Gruppe in ihrem Niveau höher (kürzere Spaltlänge in Durchströmungsrichtung).

Gruppe 3: Die dritte Gruppe stellt den Bereich der Spaltkombinationen zwischen der ersten und zweiten Gruppe dar (Beispiel Bild 1), sie verhalten sich differenzierter. Hier verlaufen die Spalthöhen in Durchströmungsrichtung derart, daß es teilweise zu einer Diffusorwirkung kommt. Der Verlauf wird dabei deutlich von der Ablösung der Grenzschicht im Diffusorteil des Spaltes in Abhängigkeit von der Strömungsform /2/, /3/, /4/, der Machzahl /3/ sowie der Strömungsgrenzschicht geprägt.

Die Angabe der Durchflußbeiwerte als einfache, empirische Gleichung wäre nur bei wenigen, für den Schraubenverdichter relevanten Spaltformen möglich, da die Durchflußbeiwerte vielfach von mehreren Kennzahlen, wie Reynoldszahl, Machzahl, den Verhältnissen von Spalthöhen zu den Krümmungsradien und dem Druckverhältnis abhängig sind. Die Meßergebnisse werden

daher z.Zt. dem Simulationssystem als *diskrete Stützpunkte* zur Verfügung gestellt.

Im thermodynamischen Teil der Simulationsrechnung bedarf es des Durchflußbeiwertverlaufes α in Abhängigkeit vom Hauptrotordrehwinkel φ_{HR} . Die Ermittlung sei hier exemplarisch für einen Profileingriffsspalt erläutert.

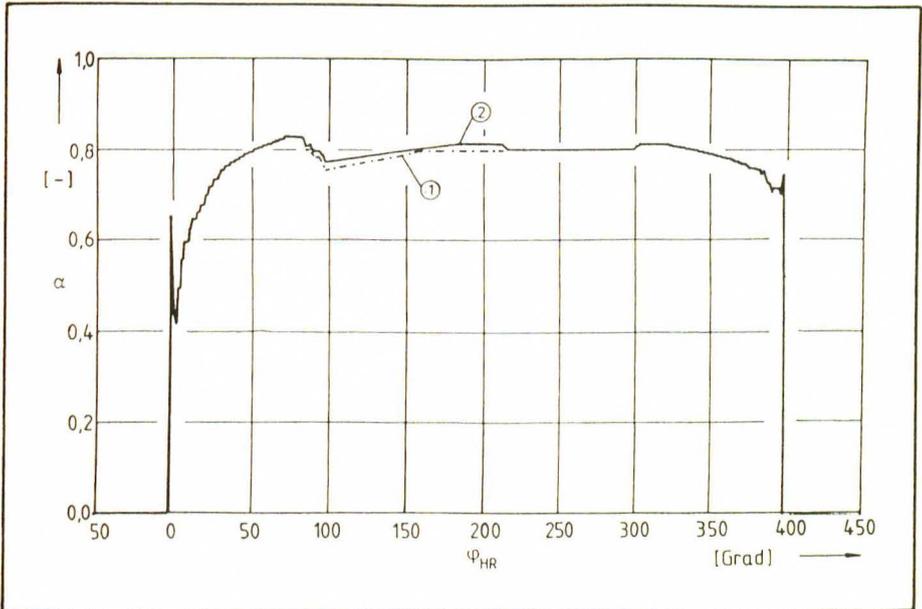


Bild 2: Durchflußbeiwertverlauf α für den Profileingriffsspalt des symmetrischen SRM Profils in Abhängigkeit vom Hauptrotordrehwinkel φ_{HR}

Parameter: Art der Druckverlaufsvorgabe

① isentrop ② simuliert

Ansaugdruck 1 bar - Enddruck 2 bar - Spalthöhe 0,13 mm

Fig. 2: Discharge coefficient for the profile meshing gap (symmetrical SRM profile) as function of main rotor angle of rotation

parameter: kind of pressure shape

① isentropic ② calculated

inlet pressure 1 bar - outlet pressure 2 bar - gap height 0,13 mm

Für jeden Drehwinkel werden die wirksamen Teilabschnitte des Profileingriffsspalttes, die einem Zahnlückenpaar zugeordnet sind, ermittelt, die jeweiligen Spaltlängen, -höhen und

formen berechnet und daraus die Durchflußbeiwerte bestimmt. Die Bildung des mittleren Durchflußbeiwertes schließt sich an. Die dazu notwendige Druckverhältnisvorgabe kann durch einen Druckverlauf einer isentropen, dichten Maschine oder der Nutzung eines simulierten Druckverlaufes aus einer vorangegangenen Zustandsverlaufsberechnung erfolgen. Letzteres erlaubt eine Verfeinerung der Simulationsrechnung.

Der diskontinuierliche Verlauf, *Bild 2*, zum Beginn und Ende des Durchflußverhaltens resultiert aus dem Ein- und Aus-tauchen der einzelnen Teilabschnitte des Profileingriffsspaltes mit ihren unterschiedlichen Teildurchflußbeiwerten.

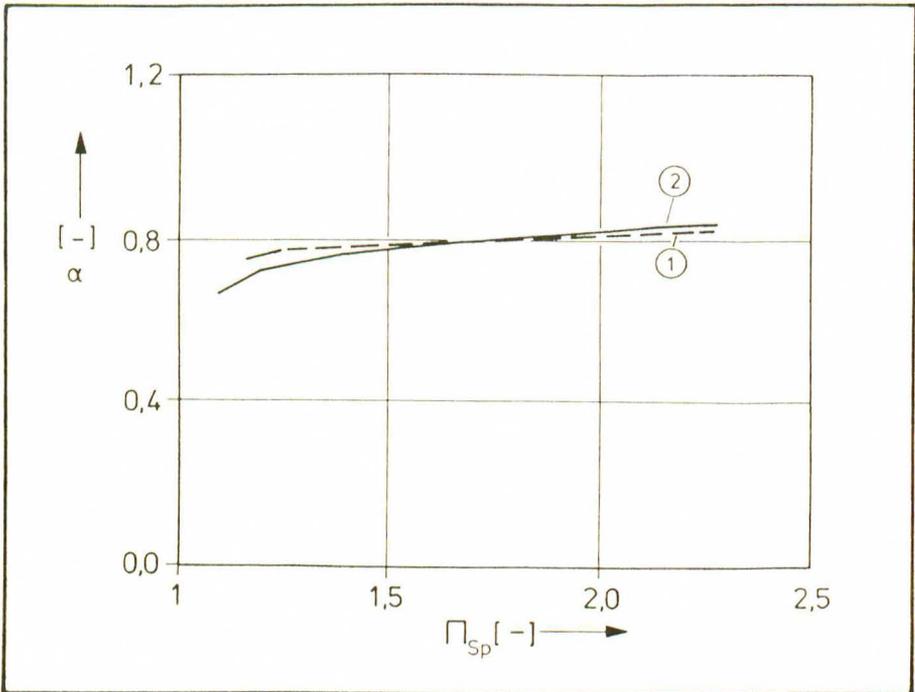


Bild 3: Vergleich des Durchflußbeiwertes α aus der Messung eines Profileingriffsspalt (Kurve 2) mit dem Durchflußbeiwertverlauf aus der Übertragung aus ebenen Spalten (Kurve 1)

Fig. 3: Comparison of discharge coefficient α from a measured profile meshing gap (shape 2) with the transmitted discharge coefficient from the plane gaps (shape 1)

Der sich nach dem Eintauchen anschließende Anstieg stellt das Ergebnis des Druckanstieges über dem Drehwinkel dar, womit sich gleichzeitig die Differenz der Verläufe aufgrund der unterschiedlichen Druckverlaufsvorgaben erklärt. Nach dem Erreichen des Enddruckes bleiben die Durchflußbeiwerte unverändert.

Zur Beurteilung der Übertragbarkeit der Durchflußbeiwerte der ebenen Spalte auf den räumlichen Spalt wurde ein Profilingriffsspalt in einem weiteren Modell experimentell untersucht und die so ermittelten Durchflußbeiwertverläufe miteinander verglichen, *Bild 3*. Die unterschiedlich gewonnenen Durchflußbeiwerte zeigen eine gute Übereinstimmung, das Übertragungsverfahren liefert eine akzeptable Näherung.

3. *Ermittlung der Durchflußbeiwerte für die druckseitigen Steuerkanten*

Für die druckseitigen Steuerkanten können die strömungsrelevanten Flächen mit ihren radialen und axialen Anteilen, aufgrund der bisher *unbekannten Durchströmungsrichtung*, nicht angegeben werden. Als Näherung der strömungsrelevanten Flächen dient bei den Radialflächen der jeweilige kürzeste Abstand zwischen der Steuerkante und der Rotorflanke, bei den Axialflächen die Fläche in der Stirnschnittebene, projiziert auf die Abbildungsebene senkrecht zur abgewickelten Schraubenlinie mit dem mittleren Durchmesser zwischen Kopf- und Fußkreisdurchmesser des Profils. Damit gehen in die Durchflußbeiwerte neben den dissipativen Vorgängen auch die unterschiedlichen Verhältnisse zwischen den strömungsrelevanten und den berechneten Auslaßflächen ein. Die Auslaßflächen sind vom eingebauten Volumenverhältnis abhängig, mit zunehmendem Volumenverhältnis nimmt der radiale Anteil ab. Der für die Simulationsrechnung benötigte Gesamtdurchflußbeiwert soll mittels der Modellvorstellung einer Parallelschaltung, unter Verwendung gemessener Durchflußbeiwerte, erfolgen. Der Gesamtdurchflußbeiwert wird aus dem arithmetischen Mittel der beiden Einzelanteile gebildet. Dazu ist

eine getrennte experimentelle Untersuchung für den axialen und radialen Teil erforderlich. Zum Zwecke der Überprüfung der Tragfähigkeit des Verfahrens werden die gefundenen Durchflußbeiwerte aus den beiden Anteilen mit den Durchflußbeiwerten eines Gesamtauslasses verglichen. Die experimentellen Untersuchungen fanden an stationär durchströmten Auslaßflächen ohne Relativbewegung statt. Dazu diente ein Modell, das den Einsatz verschiedener Rotorgrößen und Steuerkanten (radial, axial oder gesamt) erlaubte.

Die Durchflußbeiwerte zeigen eine nur sehr geringfügige Abhängigkeit vom Druckverhältnis bzw. von der Reynoldszahl.

Aufgrund der winkelartigen Kontur einer Berandung tritt die von der Reynoldszahl abhängige Wandreibung in den Hintergrund. Die Ablösung der Strömung an den Kanten mit der daraus resultierenden Kontraktion der Strömung bestimmen primär den Durchflußbeiwert. Für scharfkantige Berandungen in Form von Blenden und berührungsfreien Dichtungen /1/ sind nahezu konstante Durchflußbeiwerte über bestimmte Reynoldszahlbereiche bekannt. Ebenfalls zeigten die Durchflußbeiwerte, an ebenen Spalten mit einer Winkelberandung, ein ähnliches Verhalten. Weiterhin ergaben die Messungen eine Unabhängigkeit der Durchflußbeiwerte von der Baugröße der Rotoren.

Somit können die Durchflußbeiwerte für die axialen und radialen Auslaßflächen allein als Funktion des Auslaßwinkels, *Bild 4*, dargestellt werden.

Die axialen Auslaßflächen weisen dabei *Durchflußbeiwerte größer eins* auf. Dies ist auf die Art der Auslaßflächenberechnung zurückzuführen, eine Diffusorwirkung ist im Hinblick auf die Geometrie auszuschließen.

Der Vergleich der experimentell bestimmten Durchflußbeiwerte des *Gesamtauslasses*, *Bild 5*, bestimmt durch die additive Messung beider Auslaßkonturen, mit den arithmetisch berechneten Durchflußbeiwerten, ermittelt aus der Modellvorstellung einer Parallelschaltung unter Verwendung der Durchflußbeiwerte nach *Bild 4*, zeigt eine zunächst ausreichende Übereinstimmung.

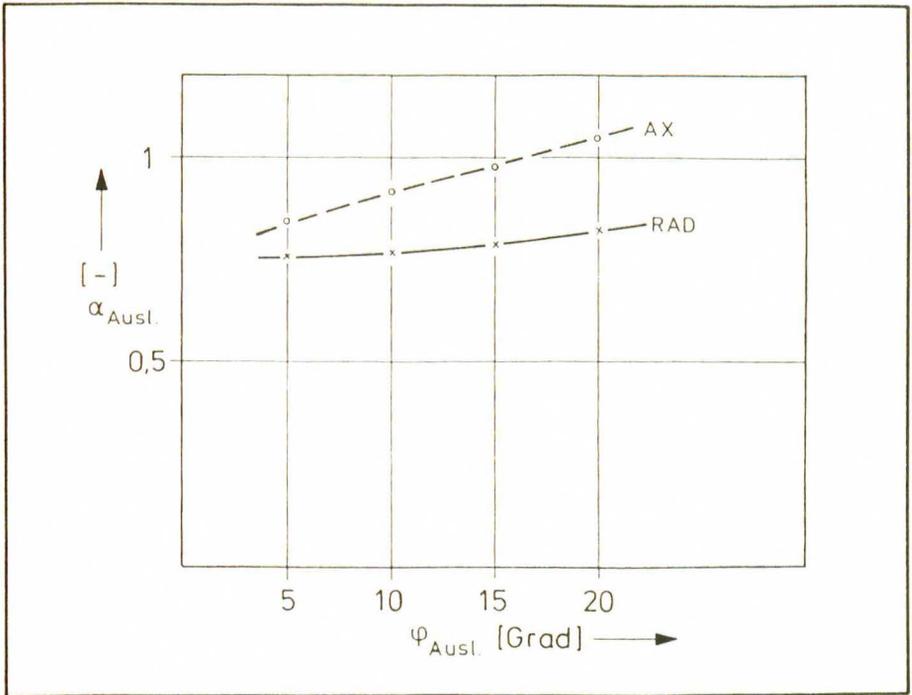


Bild 4: Durchflußbeiwerte $\alpha_{Ausl.}$ der axialen (AX) und radialen (RAD) Auslaßflächen in Abhängigkeit vom Auslaßwinkel $\varphi_{Ausl.}$.

Fig. 4: Discharge coefficient $\alpha_{Ausl.}$ from the axial (AX) and radial (RAD) delivery area as function of the delivery angle $\varphi_{Ausl.}$.

Die niedrigeren Durchflußbeiwerte des Gesamtauslasses dürften aus der Störung der Strömungsrichtung an dem gemeinsamen Randbereich der Auslaßflächen resultieren.

Die real durchströmte Fläche wird dadurch kleiner, damit auch der Massenstrom und als Folge der Durchflußbeiwert.

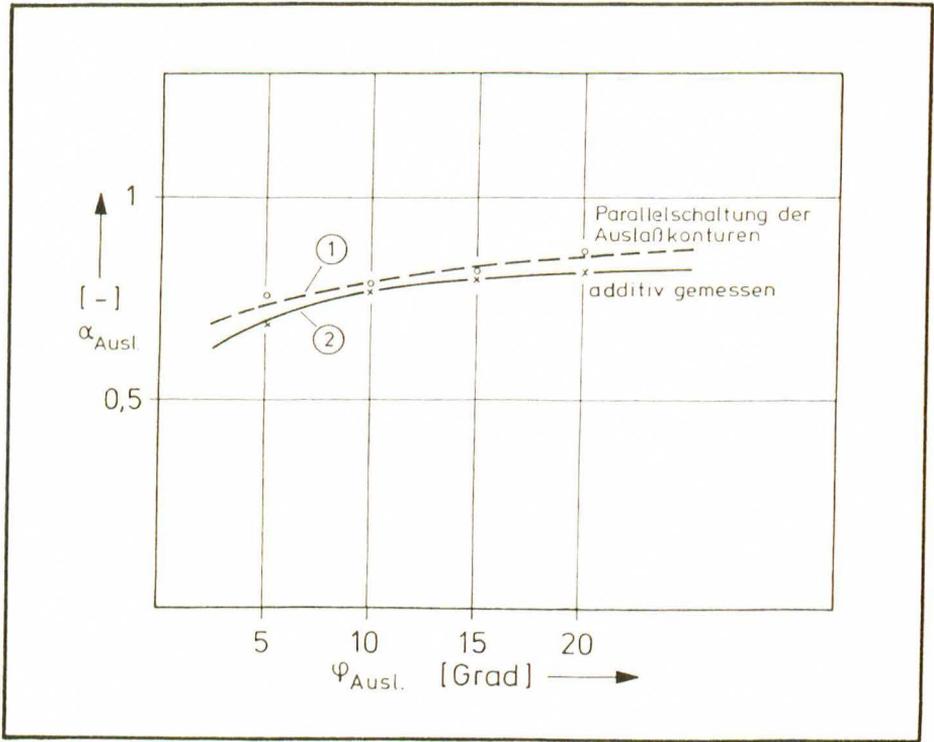


Bild 5: Durchflußbeiwerte $\alpha_{\text{Ausl.}}$ der druckseitigen Steuerkanten in Abhängigkeit vom Auslaßwinkel $\varphi_{\text{Ausl.}}$ (axiale Auslaßflächen öffnen 5 Grad später)

Kurve 1: Berechnet aus der Parallelschaltung der axialen und radialen Auslaßflächen mit ihren experimentellen Durchflußbeiwerten

Kurve 2: Durchflußbeiwerte des Gesamtauslasses durch die Messung beider Auslaßflächen

Fig. 5: Discharge coefficient $\alpha_{\text{Ausl.}}$ from the opening housing on the delivery side as function of the delivery angle (axial delivery areas open 5 degrees later)

Shape 1: calculated from a parallel connection of the axial and radial delivery area by using experimental discharge coefficients

Shape 2: measured discharge coefficient for total delivery area

4. Umschlingungswinkeleinfluß

4.1. Maschinenkenngrößen

Zur Beschreibung des Einflusses des Umschlingungswinkels werden die Maschinenkenngrößen Liefergrad λ_L und isentroper, indizierter Gütegrad $\eta_{i,s}$ herangezogen, die in der Simulationsrechnung von den Durchflußbeiwerten beeinflusst werden. Die Maschinengrößen sind definiert als

$$\lambda_L := \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{th}} \quad (2)$$

und

$$\eta_{i,s} := \frac{P_s}{P_i} = \frac{\dot{m}_f w_s}{z_{HR} n_{HR} W_{it}} = \lambda_L \frac{W_s}{W_{it}} \quad (3)$$

Dabei stellt W_s/W_{it} das Arbeitsflächenverhältnis der isentropen Verdichtung zur indizierten Arbeitsfläche dar. Der Verlauf des Arbeitsflächenverhältnisses wird in hohem Maße vom eingebauten Volumenverhältnis v_i vorgegeben, er weist stets ein Maximum auf, da bei einem nicht angepaßten Druckverhältnis Mehrarbeit geleistet werden muß. Theoretisch idealisiert ergibt sich der Zusammenhang zwischen dem Druckverhältnis Π und dem Volumenverhältnis $(v_i)_{th}$ und damit die Lage des Arbeitsflächenmaximums aus der Isentropengleichung zu

$$(v_i)_{th} = \Pi^{\frac{1}{K}} \quad (4)$$

Da der Liefergrad primär die integrale Bedeutung der Spaltströme darstellt, das Arbeitsflächenverhältnis primär durch den Einfluß des Volumenverhältnisses gekennzeichnet wird, kann mit Hilfe der Gl. (3) die Güte der Energiewandlung grob in zwei charakteristische Kenngrößen getrennt werden, denen jeweils ein eigener physikalischer Wirkmechanismus zugrunde liegt.

4.2. Abhängigkeiten vom Umschlingungswinkel

Die Untersuchungen werden am Beispiel des asymmetrischen SRM - Profils durchgeführt, der untersuchte Umschlingungs-

winkelbereich des Hauptrotors umfaßt den *Winkelbereich* $150^\circ \leq \gamma_{HR} \leq 350^\circ$. Mit abnehmendem Umschlingungswinkel verringert sich der Drehwinkelbereich der Verdichtung, die Arbeitsspielzeiten und so die Zeiten für die Spaltmassen zwischen den Kammern, werden geringer. Ferner folgt aus einer Änderung des Umschlingungswinkels eine Wirkung auf

- die *Volumenkurve*,
- die *Spaltlängen*,
- die *Durchflußbeiwerte*,
- die *Auslaßflächen* und
- ein *angepaßtes Kammermodell mit einer sich ändernden Kammerzahl*.

Eine Verringerung des Umschlingungswinkels führt im einzelnen zu folgenden Auswirkungen:

- Der Gradient der Volumenkurve fällt steiler ab. Daraus resultiert auch ein steigender Druckgradient entlang des Hauptrotordrehwinkels.
- Die Gehäusespaltlänge nimmt ab.
- Die Profileingriffsspaltlänge des Gesamspaltes wird kürzer.
- Die Profileingriffsspaltlänge von einer Kammer zur Saugseite vergrößert sich. Bei unveränderter Zähnezahle und Rotorlänge befinden sich aber weniger Zähne im Eingriff.
- Die Anzahl der Kammern zwischen der Saug- und Druckseite sinkt. Das Druckverhältnis über den Spalten zwischen den Kammern wächst an.
- Die angenäherte, strömungsrelevante Kopfrundungsöffnungsfläche nimmt bis hinab zu $\gamma_{HR} = 200^\circ$ nur geringfügig zu, steigt dann aber stärker an.
- Für den Gehäuse- und Profileingriffsspalt ergeben sich kleinere Durchflußbeiwerte.
- Die Auslaßflächen an den druckseitigen Steuerkanten nehmen bei konstanten Volumenverhältnissen ab, die Drosselwirkung wird vergrößert. Verstärkend kommt der steiler

abfallende Gradient der Volumenkurve, der zusätzlich für eine Erhöhung der Austrittsgeschwindigkeit sorgt, hinzu.

- Die maximale Stirnspaltlänge wird nicht beeinflusst.

Die aufgeführten Einflüsse bewirken mit fallendem Umschlingungswinkel eine kontinuierliche Steigerung des Liefergrades bis hinab zu Umschlingungswinkeln von $\gamma_{HR} = 150^\circ - 200^\circ$, je nach untersuchtem Betriebsbereich, danach fällt der Liefergrad wieder. Hier macht sich dann der stärkere Anstieg der Fläche der Kopfrundungsöffnung und der steilere Gradient im Druckverlauf bemerkbar. Das Druckgefälle über den Spalten zwischen der zuletzt von der Saugseite abgeschlossenen Kammer und Saugseite wird größer; die Spaltgeschwindigkeiten steigen. Diese Verbindungsmöglichkeit besteht prinzipiell unabhängig vom Umschlingungswinkel über einen Zahnteilungswinkel. Somit kommt es auch beim Gehäusespalt trotz einer Verkürzung der Spaltlänge zu einem Wiederanstieg der Spaltmasse beim Durchlaufen einer Zahnteilung in die Saugseite.

Das Arbeitsflächenverhältnis fällt kontinuierlich im untersuchten Bereich bei einer Verringerung des Umschlingungswinkels ab, sofern zwischen dem Druck- und Volumenverhältnis die Relationen nach Gl. (4) bestehen. Der Grund hierfür liegt in der Flächenreduzierung und der Erhöhung der Austrittsgeschwindigkeit.

Die in weiten Bereichen gegenläufigen Tendenzen zwischen dem Arbeitsflächenverhältnis und dem Liefergrad führen, bedingt durch ihre physikalische Verknüpfung, Gl. (3), zu einem Maximum im Gütegradverlauf als Funktion des Umschlingungswinkels.

Die Maxima der Gütegradverläufe $(\eta_{i,s})_\gamma$, Bild 6, ergeben sich aufgrund des konstanten eingebauten Volumenverhältnisses. Sie verlagern sich mit fallendem Umschlingungswinkel hin zu größeren Druckverhältnissen, bedingt durch die indirekte Volumenverhältniserhöhung als Folge der zunehmenden Drosselwirkung der druckseitigen Steuerkanten. Die Größe der Maxima der einzelnen Verläufe führt als Funktion des

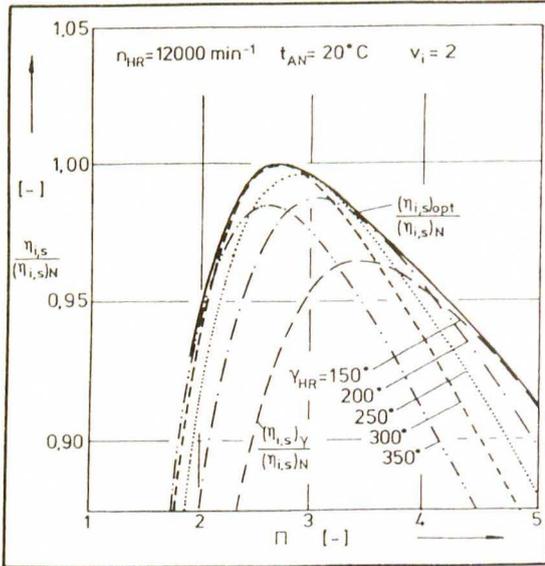


Bild 6: Bezogener Gütegrad $\eta_{i,s} / (\eta_{i,s})_N$ in Abhängigkeit vom Druckverhältnis Π für Luft mit der Gütegradeinhüllenden $(\eta_{i,s})_{opt} / (\eta_{i,s})_N$ Parameter: Umschlingungswinkel γ_{HR}

Fig. 6: Relative efficiency $\eta_{i,s} / (\eta_{i,s})_N$ as function of pressure ratio for air with the envelope of efficiency, parameter: wrap angle γ_{HR}

Umschlingungswinkels zu dem bereits beschriebenen Maximum in Form der Gütegradeinhüllenden $(\eta_{i,s})_{opt}$. Der Gütegradeinhüllenden $(\eta_{i,s})_{opt}$ sind einzelne Umschlingungswinkel, entsprechend dem Parameter der sie bildenden Einzelverläufe $(\eta_{i,s})_\gamma$ zuzuordnen.

Die deutliche Wirkung der Verläufe der Arbeitsflächenverhältnisse, die sich in Form der Verschiebung der Maxima bemerkbar macht, legt außer der Optimierung des Umschlingungswinkels gleichzeitig eine Optimierung des Volumenverhältnisses nahe.

Dazu müssen analog zu Bild 6 für weitere Volumenverhältnisse die gleichen Variationen durchgeführt werden. Das Ergebnis in Bild 7 veranschaulicht die der Einhüllenden zugeordneten Umschlingungswinkel γ_{HR} , die zu Linien mit konstanten Umschlingungswinkeln im untersuchten Π - v_i Bereich führen. Ebenso sind die Linien konstanten Gütegrades $\eta_{i,s}$ eingetragen, ergänzt um den Verlauf des theoretischen Volumenverhältnisses $(v_i)_{th}$ und des optimalen Volumenverhältnisses $(v_i)_{opt}$. Der Gradient der Linien konstanten Umschlingungswinkels nimmt mit zunehmendem Druckverhältnis und Volumenverhältnis ab.

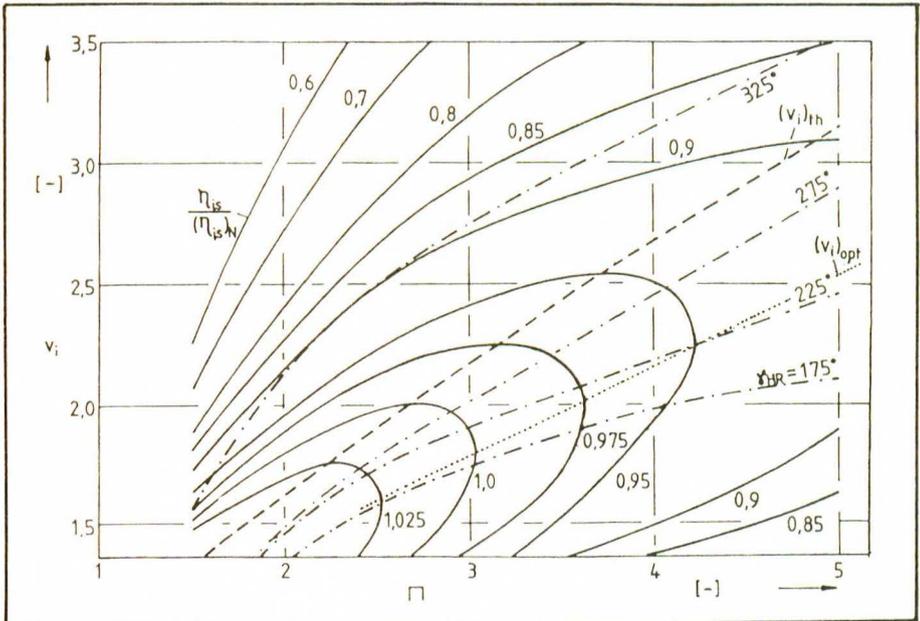


Bild 7: Muscheldiagramm mit bezogenen Linien konstanten Gütegrades $(\eta_{i,s}) / (\eta_{i,s})_N$ und konstanten Umschlingungswinkels γ_{HR} , die die Einhüllende bilden bzw. zugeordnet sind, in Abhängigkeit vom Druckverhältnis Π und Volumenverhältnis v_i , sowie dem theoretischen Volumenverhältnis $(v_i)_{th}$ und dem optimalen Volumenverhältnis $(v_i)_{opt}$; $n_{HR}=12.000 \text{ min}^{-1}$, $t_{AN}=20^\circ\text{C}$, Fluid: Luft

Fig. 7: Curves with constant efficiency $(\eta_{i,s}) / (\eta_{i,s})_N$ and constant wrap angles γ_{HR} which formed or assigned the envelope, as functions of pressure ratio Π and built-in volume ratio v_i , completed with the curves of theoretical built-in volume ratio $(v_i)_{th}$ and optimum built-in volume ratio $(v_i)_{opt}$; $n_{HR}=12.000 \text{ min}^{-1}$, $t_{AN}=20^\circ\text{C}$, fluid: air

Damit gewinnen die größeren Umschlingungswinkel immer mehr an Gewicht. Dies ist auf die geringere Drosselwirkung der druckseitigen Steuerkanten bei großen Umschlingungswinkeln zurückzuführen.

Legt man durch die relativen Maxima der Gütegrade bei Linien mit konstanten Volumenverhältnissen (Tangenten an die $\eta_{is} = \text{const.}$ -Kurven) orthogonale Schnitte (konstante Druckverhältnisse), so ist zu erkennen, daß durch eine Reduzie-

nung des Volumenverhältnisses eine weitere Gütegradverbesserung erreicht werden kann, damit fallen die zugeordneten Umschlingungswinkel. Mit fallendem Umschlingungswinkel aber steigt der Liefergrad in weiten Bereichen. Die Zurücknahme des Volumenverhältnisses verringert die mit der Senkung der Umschlingungswinkel verbundene Abnahme des Arbeitsflächenverhältnisses durch die ansonsten stärker ansteigende Drosselwirkung.

Die Linie optimaler Volumenverhältnisse $(v_i)_{opt}$ verschiebt sich mit zunehmendem Druckverhältnis zu größeren Umschlingungswinkeln ($\gamma_{HR} \approx 175^\circ - 225^\circ$). Die Verschiebung ist wiederum auf die zunehmende Drosselwirkung durch die Ver-

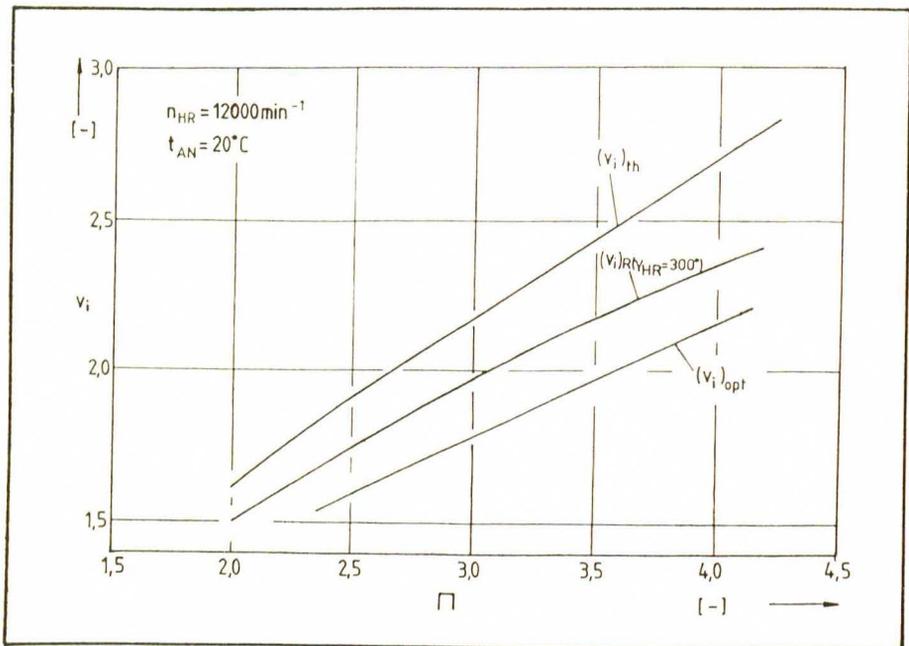


Bild 8: Verlauf des theoretischen Volumenverhältnisses $(v_i)_{th}$, des optimalen Volumenverhältnisses $(v_i)_{opt}$ und des berechneten Volumenverhältnisses $(v_i)_R$ ($\gamma_{HR} = 300^\circ$); Fluid: Luft

Fig. 8: Shape of theoretical built-in volume ratio $(v_i)_{th}$, optimum built-in volume ratio $(v_i)_{opt}$ and analytically built-in volume ratio $(v_i)_R$ ($\gamma_{HR} = 300^\circ$) by constant wrap angle; fluid: air

ringerung des Volumenverhältnisses mit zunehmendem Druckverhältnis zurückzuführen, die durch eine Erhöhung des Umschlingungswinkels (größere Auslaßflächen) teilweise kompensiert werden kann.

Bei einer gleichzeitigen Optimierung von Umschlingungswinkel und Volumenverhältnis fällt die notwendige Reduzierung, Bild 8, des optimalen Volumenverhältnisses $(v_i)_{opt}$, gegenüber der Anpassung des Volumenverhältnisses $(v_i)_R$ ($\gamma_{HR} = 300^\circ$) bei konstantem Umschlingungswinkel, in Bezug auf das theoretische Volumenverhältnis $(v_i)_{th}$ deutlich größer aus.

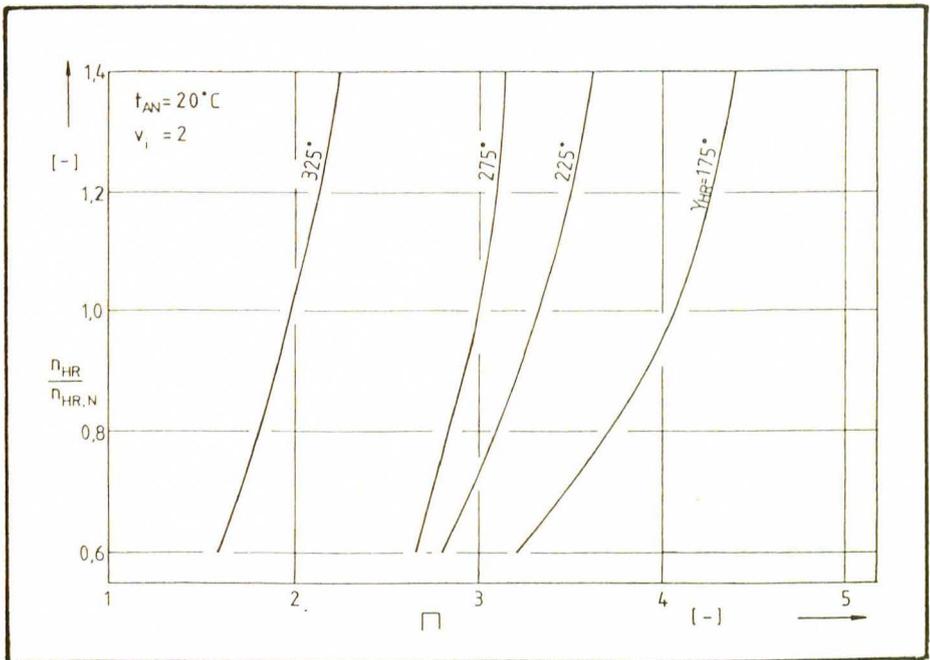


Bild 9: Verlauf der Linien konstanten Umschlingungswinkels γ_{HR} , die der Gütegradhüllenden zugeordnet sind, in Abhängigkeit vom Druckverhältnis Π und der bezogenen Hauptrotordrehzahl $n_{HR}/n_{HR,N}$; Fluid: Luft

Fig. 9: Curves with constant wrap angles γ_{HR} as function of pressure ratio Π and the relative main rotor speed $n_{HR}/n_{HR,N}$. The shapes are assigned to the envelope of efficiency; fluid: air

Eine Anpassung des Umschlingungswinkels sollte, wie die Bilder 7 und 8 zeigen, stets mit einer Angleichung des Volumenverhältnisses verknüpft werden.

Bei konstanten Druckverhältnissen und steigender Drehzahl sind, gemäß Bild 9, größere Umschlingungswinkel günstiger.

Eine Erhöhung der Drehzahl verringert die Spaltmassen pro Arbeitsspiel, die Drosselwirkung an dem druckseitigen Auslaß wird erhöht. Damit verringert sich der Vorteil einer Umschlingungswinkelsenkung in Form einer Reduzierung der Spaltmassen, der Nachteil einer stärkeren Drosselung wird vergrößert.

Eine Verringerung der Schallgeschwindigkeit führt bei konstanten Druckverhältnissen zu größeren Umschlingungswinkeln, Bild 10.

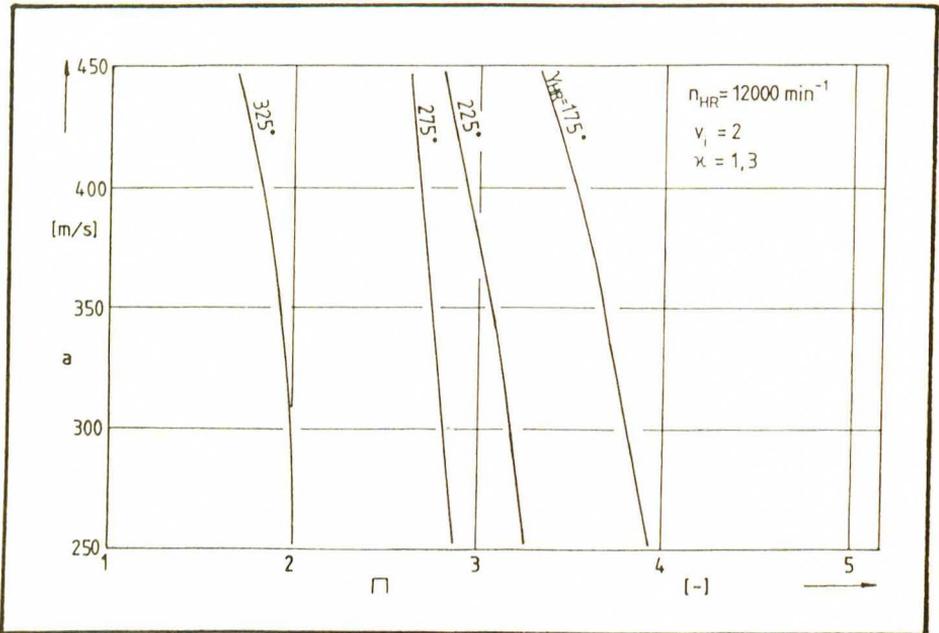


Bild 10: Verlauf der Linien konstanter Umschlingungswinkel γ_{HR} , die der Gütegradeinhüllenden zugeordnet sind in Abhängigkeit vom Druckverhältnis Π und der Schallgeschwindigkeit a des Arbeitsfluids

Fig. 10: Curves with constant wrap angles γ_{HR} as function of pressure ratio Π and velocity of sound "a" for different working-fluids

Die Kurven verhalten sich umgekehrt zur Drehzahlerhöhung, da sich eine kleine Schallgeschwindigkeit in diesem Fall physikalisch wie eine Drehzahlerhöhung auswirkt.

An dieser Stelle sei auf mögliche Auswirkungen im Hinblick auf naßlaufende Schraubenverdichter hingewiesen.

Die Schmiermitteleinspritzung führt unter bestimmten Voraussetzungen zu einem Arbeitsfluid-Schmiermittelgemisch in den Arbeitsräumen, Spalten und Auslaßkonturen. Die Schallgeschwindigkeit solcher möglichen Gemische sind niedriger als die des reinen Arbeitsfluids. Aufgrund der höheren Dichte des Schmiermittels dürften zusätzlich die Geschwindigkeiten in den Spalten herabgesetzt, die erforderlichen Druckdifferenzen an den druckseitigen Steuerkanten aber erhöht werden. Beide Sachverhalte deuten von ihrem Wirkmechanismus her in die Richtung des trockenlaufenden Schraubenverdichters mit Arbeitsfluiden niedriger Schallgeschwindigkeit.

So ist ein Erreichen optimaler Umschlingungswinkel bei naßlaufenden Schraubenverdichtern, für die kleinen Umschlingungswinkel in dem hier untersuchten Bereich, als weniger wahrscheinlich anzusehen. Hinzu kommt die Verschiebung der optimalen Wirkungsgrade mit zunehmendem Druckverhältnis zu größeren Umschlingungswinkeln, da der Betrieb naßlaufender Schraubenverdichter im allgemeinen bei größeren Druckverhältnissen erfolgt.

Literatur

- /1/ *Trutnowsky, K.; Kazunari, K.*: Berührungsfreie Dichtungen. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1981
- /2/ *Eck, B.*: Technische Strömungslehre. 7.Aufl. Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag, 1981
- /3/ *Schlichting, H.*: Grenzschichttheorie. 5.Aufl. Karlsruhe: Verlag G. Braun, 1965
- /4/ *Truckenbrodt, E.*: Fluidmechanik. Bd. 1 u 2. Berlin Heidelberg New York: Springer Verlag, 1980