Auslegungsverfahren für Schraubenkompressoren

K. Kauder und **B. Rau,** Dortmund

(Diese Arbeit wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert)

Zusammenfassung

In diesem Bericht wird die Analyse der Wechselwirkungen von Veränderungen der Geometrie- und Betriebsparameter an Schraubenmaschinenvarianten beschrieben. Mit Ergebnisdaten der Computersimulation konnten Randbedingungen für ein Gleichungssystem, das aus Linearisierungen der Schraubenmaschinengeometriezusammenhänge besteht, errechnet werden. Mit der Vorgabe von Konstruktions- und Anlagenparametern wird ein Schraubenkompressor rechnerisch optimiert.

Abstract

In this subscription the analysis of interrelations between geometric and operational parameters in screw type compressors is documented. With the resulting data of computer simulations the boundary conditions to a system of equations consisting of linearized geometric relations in screw type compressors are provided. Introduction of constructive and operational parameters realizes calculation of optimized compressors.

Verwendete Formelzeichen

φ	Rotordrehwinkel	rotor angle
ZT	Zahnteilung	tooth partition
$\dot{V}_{th}$	theoretischer Volumenstrom	theoretical volume flow
$\dot{V}_{th,A}$	theoretischer Auslaßvolumenstrom	theoretical outlet volume flow
$V_{K,max}$	Maximales Kammervolumen	maximum chamber volume
Π	Anlagendruckverhältnis	pressure ratio
u_{HR}	Umfangsgeschwindigkeit	peripheral velocity
l/d	Längen-Durchmesserverhältnis	length-diameter ratio
δ_U	Profilumschlingungswinkel	profile wrap angle
v_i	inneres Volumenverhältnis	internal volume ratio
$v_{i,th}$	theoretisches inneres Volumenverhältnis	theoretical internal volume ratio

Γ	innere Dichtheit	internal tightness
h_{SP}	Spalthöhe	clearance height
$l_{SP,b}$	Bezogene Spaltlänge	referred clearance length
a	Schallgeschwindigkeit	sound velocity
$v_{A,virt}$	virtuelle Auslaßgeschwindigkeit	virtual outlet velocity
P_{PSP}	Priorität des Profileingriffspaltes	priority of profile clearance
h_{PSP}	Spalthöhe des Profileingriffspaltes	height of profile clearance
P_{GSP}	Priorität des Gehäusespaltes	priority of casing clearance
h_{GSP}	Höhe des Gehäusespaltes	height of casing clearance
P_{SSP}	Priorität des Stirnspaltes	priority of front clearance
h_{SSP}	Höhe des Stirnspaltes	height of front clearance

1. Einleitung

Die in den letzten Jahren realisierten Kompressorenvarianten zeichnen sich trotz einer *Variationsfähigkeit* durch eine relativ festgelegte Parameterwahl aus. Es galt zu untersuchen, wie die Gütegrade der Maschine auf abweichende Parametereinstellung reagieren und das daraus zu schöpfende Potential abzuschätzen. Eine weitere zu klärende Frage ist die Optimierung der Maschine bei geänderten Prozeßrandbedingungen.

Zur Klärung erwies sich der *Versuch* des Aufwandes wegen als ungeeignet. Aussichtsreicher zeigte sich die numerische Computersimulation des Schraubenkompressors, wie sie seit einiger Zeit in der Schraubenmaschinenforschung eingesetzt wird. Die Simulationstechnik mit den heute implementierten Modellvorstellungen ermöglicht bei Variationsrechnungen einen guten Einblick, um Tendenzen der Auswirkungen von Parameterveränderungen zu erkennen. Schwierigkeiten entstehen erst bei der Reproduktion von Kenngrößen bei einer direkten Abbildung der realen Maschine, da die betriebsbedingten Spalthöhen, abweichend von den Kaltspalthöhen, von einer Reihe von Konstruktionsparametern abhängen (Materialien, Lagerungen, Schmiermitteleintrag, usw.); vgl. Kauder [1], Schüler[2] und Rinder [6].

Da sich die Maschinenauslegung mit der Simulationstechnik aufwendig gestaltet, wurde mit der Linearisierung der geometrischen Zusammenhänge ein System aus Gleichungen zur Bestimmung der geometrieabhängigen Daten wie *inneres Volumenverhältnis, Spaltlängen* und *Auslaßflächengröße* in Abhängigkeit der Geometrieparameter *Profil, Zähnezahlen, Längen-Durchmesserverhältnis und Profilumschlingungswinkel* aufgebaut. Die gefundenen mathematischen Zusammenhänge ließen sich in ein kommerzielles Tabellenkalkulationsprogramm mit Grafikfähigkeiten einbetten. Zusätzlich zu den geometrischen Zusammenhängen wurden in diese Tabelle die physikalischen Zusammenhänge der Vergleichbarkeit von unterschiedlich

gestalteten Maschinen implementiert. Durch eine Abstimmung mit Simulationsergebnissen konnte dieses Verfahren zu einem Auslegungsinstrument für Schraubenkompressoren weiterentwickelt werden.

2. Simulationsprogramm

Mit Anwendung bekannter Algorithmen fand eine Neuentwicklung des eingesetzte Simulationsintruments zur Simulation von Schraubenkompressoren auf einer modernen Softwareplattform unter UNIX statt; vgl. Naujoks [3] und Korte[5].

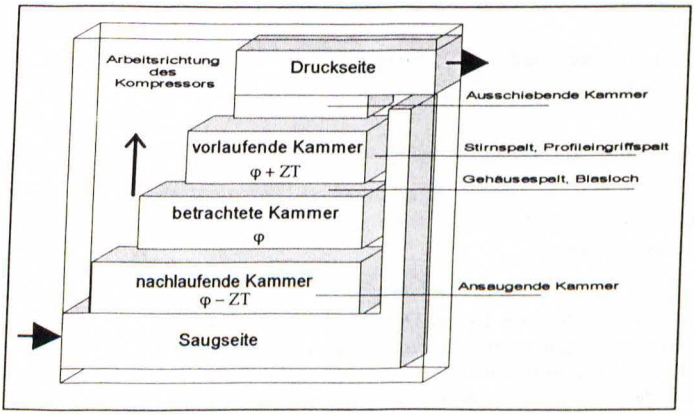

Bild 1. **Kammermodell, schematisch**

Fig. 1. **Chamber - model, schematic**

Das vorliegende Ergebnis dieser Entwicklungsarbeit ist ein integriertes System zur Kompressorensimulation. Bei der Konzeption dieser Entwicklung wurde besonders auf die *Flexibilität* des Systems bezüglich der geometrischen Parametervariationsfähigkeit und die numerische Stabilität bei kleinen Kompressorendrehzahlen geachtet. Mit der Aufteilung der Geometriedaten in sog. *statische* und *dynamische Daten* entstand eine flexible Möglichkeit, in kürzester Zeit den Betrieb von Kompressoren mit veränderten Parametern zu simulieren. Die statischen Datensätze sind Geometriedatensätze, die sich nur auf eine bestimmte Profilform mit festgelegten Zähnezahlen beziehen. Geometrische Variationsdaten, die von diesen Profilen abstammen, lassen sich über eine reine Skalierung der 2-D Daten in den Raum über die Ein-

beziehung einer dritten Achse ermitteln. Dieser Skalierungsvorgang ist im Vergleich zur Bestimmung beispielsweise einer Profileingriffsline mit geringer Rechenzeit durchzuführen.

2.1. Simulationskonzept

Verglichen werden Kompressoren mit gleichen Leistungsparametern, in diesem Fall das *Anlagendruckverhältnis* und der *theoretische Volumenstrom*. Als Vergleichskriterien gelten die Kenngrößen *isentroper Gütegrad, Arbeitsflächenverhältnis* und *Liefergrad*.

Die Simulationsabläufe sind wie folgt aufgebaut:

Für zunächst *konstant gehaltene Leistungsgrößen*, werden Geometriegrößenvarianten eines Schraubenmaschinenprofils mit konstanten Zähnezahlen simuliert.

1. Simulation verschiedender Druckverhältnisse bei konstant gehaltenem Volumenstrom.

2. Simulation unterschiedlicher Umfangsgeschwindigkeiten u_{HR} für jedes dieser Druckverhältnisse Π.

3. Simulation vershiedener Längen-Durchmesserverhältnisse l/d mit überlagerter Rotorumschlingungswinkelsimulation δ_U für jede der Umfangsgeschwindigkeiten. Für jede der Variationen findet eine *Voroptimierung**) des inneren Volumenverhältnisses v_i statt, da das ideale Volumenverhältnis $v_{i,th}$ zunächst nicht bekannt ist.

4. Um auch Vergleiche der Potentiale von verschiedenen Kompressorgrößen, also Maschinen mit unterschiedlichen Leistungen, zu ermöglichen, werden in der weiteren Vorgehensweise auch zusätzliche Volumenstromvariationen gerechnet.

Als wichtiger Parameter zur Einstellung eines *inneren Volumenverhältnisses* sind zunächst keinerlei Kriterien bekannt. Bekannt ist lediglich das über das Anlagendruckverhältnis bestimmte *theoretische innere Druckverhältnis*. Aus diesem Grunde muß für jede der Varia-

---

*) Die Voropimierung ist ein Verfahren zur Feststellung des jeweils optimalen inneren Volumenverhältnisses, da eine Maschine nur mit optimal eingestelltem inneren Volumenverhältnis weiter geometrisch optimiert werden kann.

tionen eine Voroptimierung des inneren Volumenverhältnisses durchgeführt werden, die Zahl an Simulationsrechnungsdurchläufen steigt dadurch beachtlich an.

2.2. Simulationsergebnisse

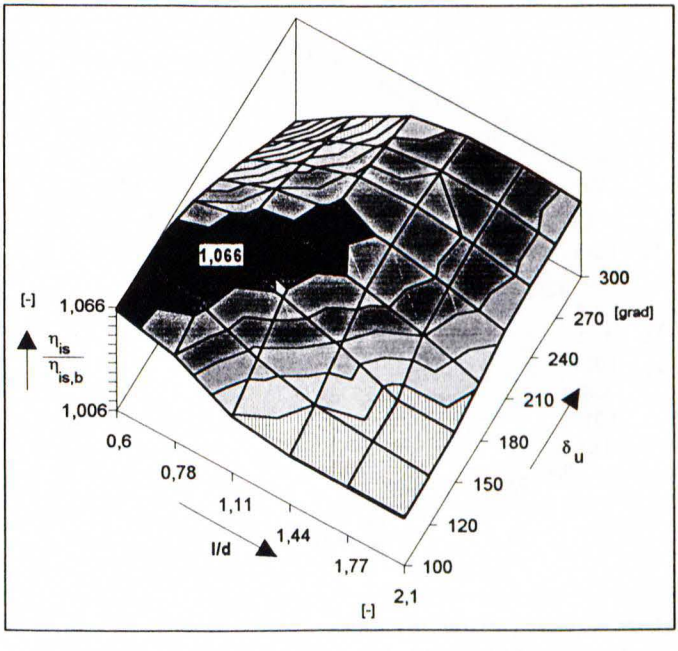

Bild 2. **Ausbildung eines Gütegradoptimums dargestellt mit dem bezogenen Gütegrad $\eta_{is}/\eta_{is,b}$**
Parameter: u_{HR}=40 m/s, Π=4,55, $\dot{V}_{th}$=835m³/h

Fig. 2. **Development of an optimized isentropic efficiency displayed with referred isentropic efficiency $\eta_{is}/\eta_{is,b}$**
Parameter: u_{HR}=40 m/s, Π=4,55, $\dot{V}_{th}$=835m³/h

Für jede der voroptimierten Variationen kann im l/d-δ_U Diagramm ein Gütegradoptimum gefunden werden. Dies ist beispielhaft in Bild 2. dargestellt. Nach einer Variation der Parameter stellt man eine Verlagerung des Gütegradoptimums im l/d-δ_U Diagramm fest. Mit der Kenntnis über die Tendenz dieser Verlagerungen verringert sich die Anzahl der

Simulationsrechnungen. Die Lage des Optimums und der Verlauf des Gütegrades sollen mit den bei der Schraubenmaschine für die Geometrie tendenziell gegenläufigen Basiskenngrößen Liefergrad λ_L Bild 3. und Arbeitsflächenverhältnis W_S/W_i Bild 4. erläutert werden.

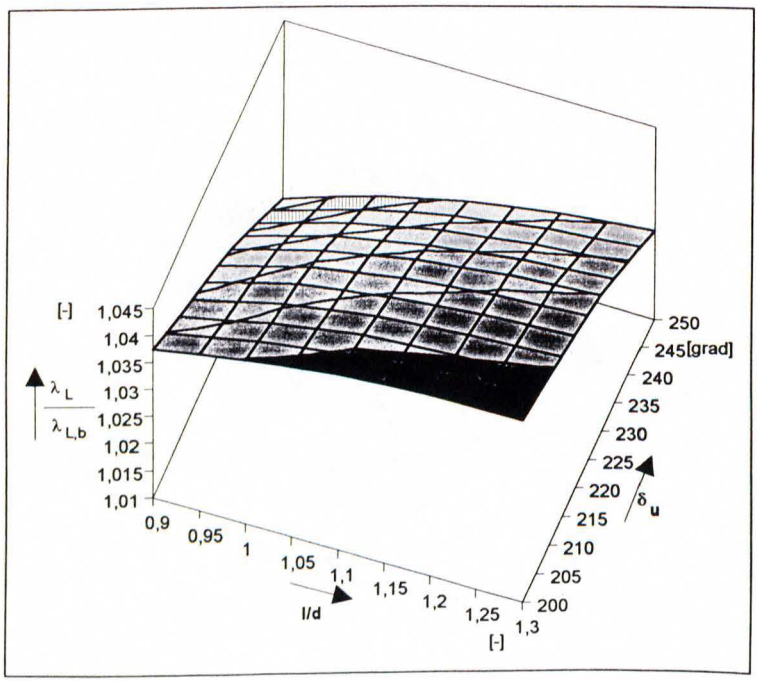

Bild 3. **Bezogener Liefergrad $\lambda_L/\lambda_{L,b}$ als Funktion der geometrischen Parameter**
u_{HR} = 55 m/s, $\dot{V}_{th}$ = 835 m³/h, Π = 4,55

Fig 3. **Referred delivery rate $\lambda_L/\lambda_{L,b}$ versus geometric parameters**
u_{HR} = 55 m/s, $\dot{V}_{th}$ = 835 m³/h, Π = 4,55

Die Gegenläufigkeit dieser Kenngrößen im Geometriediagramm ist einerseits darauf zurückzuführen, daß bei großen Profilumschlingungswinkeln und kleinen Längen-Durchmesserverhältnissen die Auslaßflächen der Schraubenmaschine relativ groß und die Auslaßdrosselung klein und damit das Arbeitsflächenverhältnis groß ist, andererseits die Spaltlänge der Maschine groß und der Liefergrad entsprechend klein ist. In der gegenüberliegenden Ecke des Geometrieparameterquadranten, bei großen Längen-Durchmesserverhältnissen und kleinen

Umschlingungswinkeln, sind diese Verhältnisse umgekehrt. Da Arbeitsflächenverhältnis und Liefergrad multiplikativ verknüpft sind, kann sich ein Optimum folglich nur in den übrigen Bereichen des Quadranten , in einer Diagonalen ($(l/d)/\delta_U$=Const.), ausbilden.

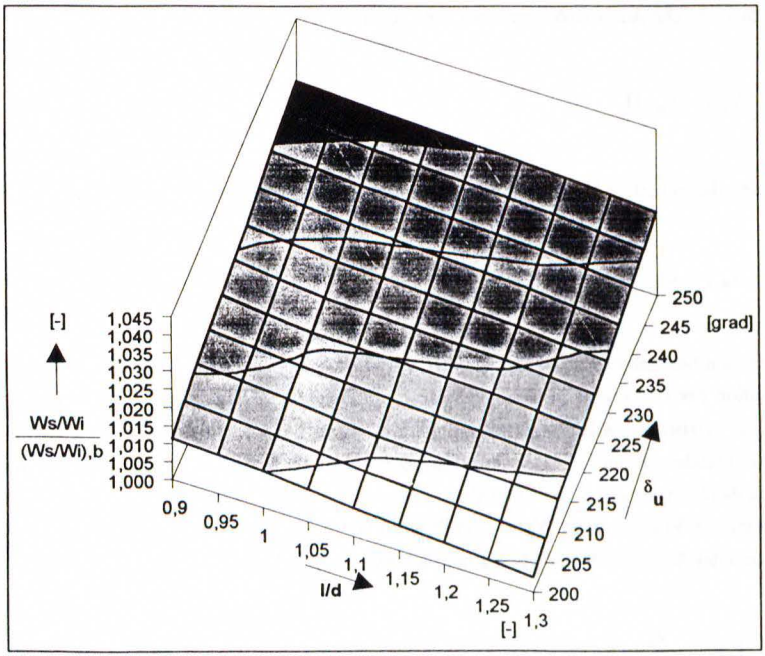

Bild 4. **Bezogenes Arbeitsflächenverhältnis $(W_s/W_i)/(W_s/W_i)_{,b}$ als Funktion der geometrischen Parameter l/d und δ_U**

u_{HR} = 55 m/s, $\dot{V}_{th}$ = 835 m³/h, Π = 4,55

Fig. 4. **Referred ratio of isentropic work and indicated technical work $(W_s/W_i)/(W_s/W_i)_{,b}$ versus geometric parameters l/d and δ_U.**

u_{HR} = 55 m/s, $\dot{V}_{th}$ = 835 m³/h, Π = 4,55

Die Analyse aller Simulationsergebnisse konnte mit der Einführung der *virtuellen Auslaßgeschwindigkeit* $v_{A,virt}$, die aus dem theoretischen Auslaßvolumenstrom $\dot{V}_{th,A}$ und der maximalen Auslaßfläche $A_{A,max}$ gebildet wird, vereinfacht werden:

$$v_{A,virt} = \frac{\dot{V}_{th,A}}{A_{A,max}} \qquad (1.).$$

Der theoretische Auslaßvolumenstrom wird bestimmt mit:

$$\dot{V}_{th,A} = \dot{V}_{th} \cdot \Pi^{-\frac{1}{\kappa}} \qquad (2.).$$

Für den theoretischen Volumenstrom ist das maximale Kammervolumen $V_{K,max}$ maßgeblich.

$$\dot{V}_{th,A} = z_{HR} \cdot V_{K,max} \cdot n_{HR} \cdot \Pi^{-\frac{1}{\kappa}} \qquad (3.)$$

Die Schraubenkompressoren, die bei einer Variation des Anlagendruckverhältnisses bzw. einer Variation der Umfangsgeschwindigkeit einen optimalen Gütegrad zeigen, zeichnen sich durch gleiche **virtuelle Auslaßgeschwindigkeiten** $v_{A,opt}$ aus. Mittels einer weiteren neu einzuführenden Kennzahl, der **inneren Dichtheit** Γ, kann die Gruppe der optimalen Schraubenkompressoren charakterisiert werden. Um diese Kennzahl zu erhalten, wird der theoretische Volumenstrom $\dot{V}_{th}$ zu dem Produkt von bewerteten Spalthöhen, Einheitsspaltlänge $l_{SP,e}$ und der Schallgeschwindigkeit a des verwendeten Fluids ins Verhältnis gesetzt,

$$\Gamma = \frac{\dot{V}_{th}}{h_{SP} \cdot l_{SP,e} \cdot a} \qquad (4.).$$

Einheitsspaltlänge und Schallgeschwindikeit sind bei unverändertem Arbeitsfluid konstant.

$$\Gamma = \frac{\dot{V}_{th}}{h_{SP} \cdot C} \qquad (5.).$$

Die in dieser Beziehung auftretende **bewertete Spalthöhe** berücksichtigt die unterschiedliche Einflußnahme der einzelnen Spalte auf die innere Dichtheit des Kompressors. Für die Bewertung werden die Spaltprioritäten P_i nach Peveling [4] eingesetzt.

$$h_{Sp} = \frac{P_{PSP} \cdot h_{PSP} + P_{GSP} \cdot h_{GSP} + P_{SSP} \cdot h_{SSP}}{\sum P_{SP}} \qquad (6.).$$

Trägt man die optimale virtuelle Auslaßgeschwindigkeit $v_{A,opt}$ über der inneren Dichtheit Γ auf, so erhält man den in Bild 5. gezeigten Verlauf.

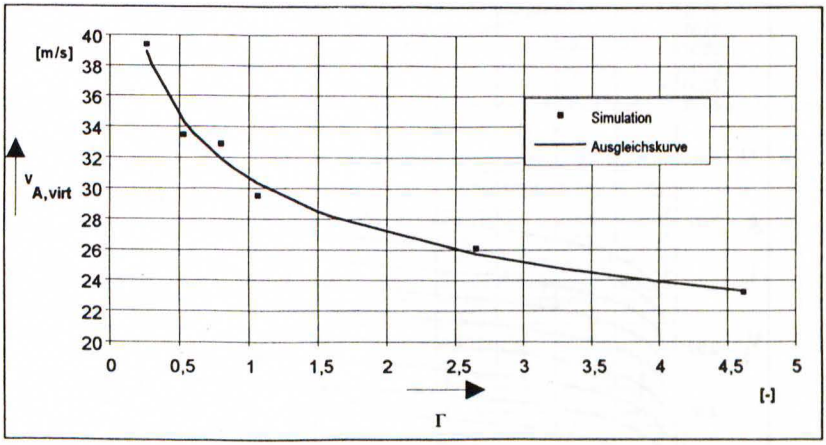

Bild 5. **Virtuelle Auslaßgeschwindigkeit $v_{A,virt}$ als Funktion der inneren Dichtheit Γ**

Fig. 5 **Virtual outlet velocity $v_{A,virt}$ versus internal tightness Γ**

Dies bedeutet, daß für jede Maschinenvariation mit vorherbestimmter innerer Dichtheit eine virtuelle Auslaßgeschwindigkeit existiert, bei der diese Maschine optimiert betrieben werden kann.

Eine ähnliche Vorgehensweise kann auch bei den einzustellenden inneren Volumenverhältnissen angewendet werden, nur findet man das Anlagendruckverhältis Π als einen zusätzlichen Parameter. Die optimalen inneren Volumenverhältnisse können über der inneren Dichtheit in einer Kurvenschar dargestellt werden. In Bild 6. ist diese Kurvenschar zusammen mit den virtuellen Auslaßgeschwindigkeiten für eine Maschinenauslegung dargestellt.

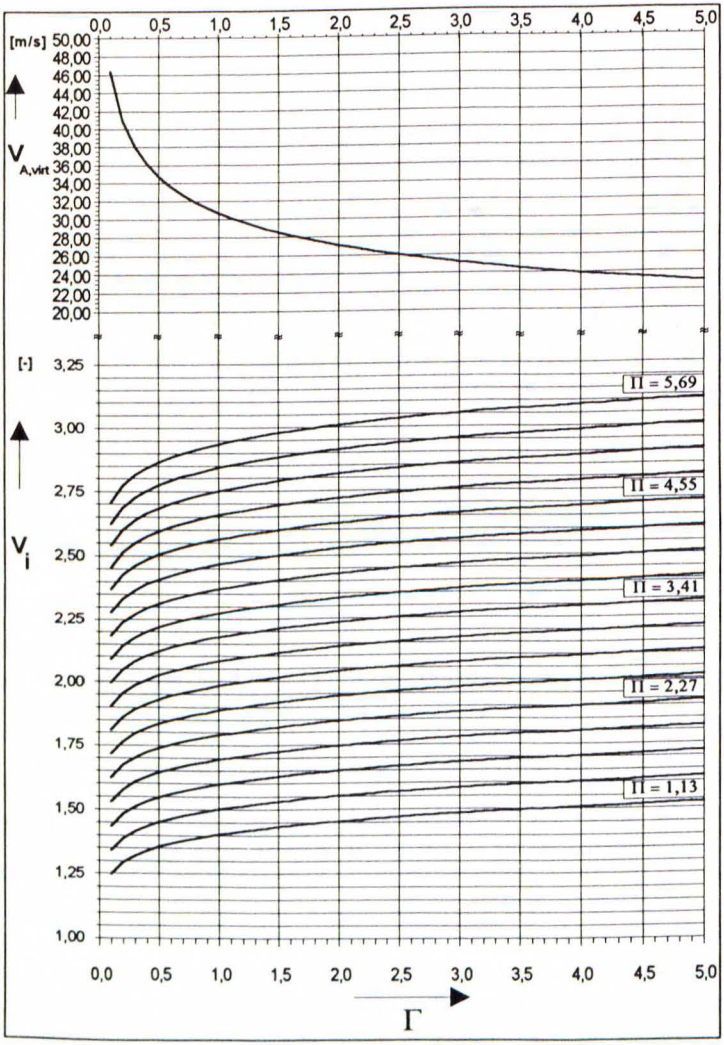

Bild 6. **Inneres Volumenverhältnis v_i und virtuelle Auslaßgeschwindigkeit $v_{A,virt}$ in Abhängigkeit der inneren Dichtheit Γ**

Fig 6. **Internal volume ratio v_i and virtual outlet velocity $v_{A,virt}$ versus internal tightness Γ**

3. Berechnungsverfahren

Mit der Einführung von linearisierten Dartellungsweisen für die geometrischen Zusammenhänge der Schraubenmaschine kann in Verbindung mit den im vorangehenden Abschnitt beschriebenen Simulationsergebnissen ein Berechnungsverfahren benutzt werden. Die Kurvenschar für das innere Volumenverhältnis v_i und die Kurve für die virtuelle Auslaßgeschwindigkeit $v_{A,virt}$ werden über eine interne Polynomdarstellung in einen Algorithmus integriert und in eine **automatische Tabelle mit linearisierten Geometriealgorithmen** eingefügt. Mit der Eingabe der Leistungs- und der Konstruktionsparameter kann über die freien Geometrieparameter, vgl. Bild 7., die Menge der in Frage kommenden Maschinengeometrien bestimmt und optimierte Maschinen ausgewählt werden.

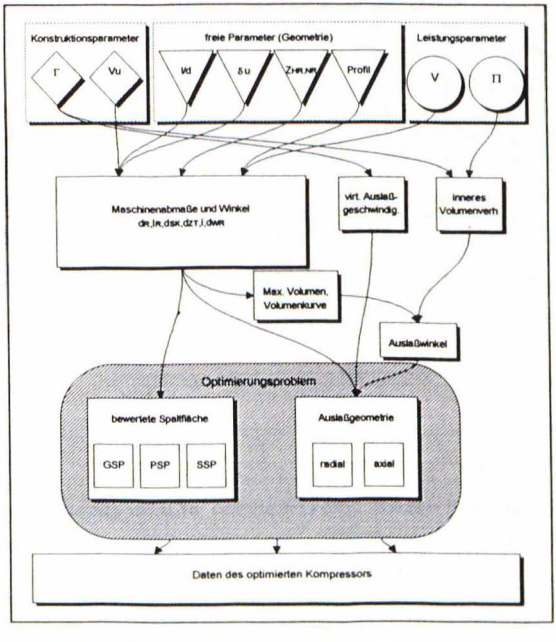

Bild 7. **Verknüpfung der Berechnungsverfahren**

Fig. 7. **Links of calculation methods**

Die Bilder 8. und 9. dokumentieren beispielhaft das Ergebnis einer Auslegung eines Schraubenkompressors mit den vorgegebenen Parametern **Π=4,54, u_{HR}=70 m/s und Γ=0,5**. Bild 8. verdeutlicht, wie eine Auswahl der Geometrieparameter einer Maschine erfolgen kann. Alle realisierbaren Maschinenvarianten mit einer konstanten virtuellen Auslaßgeschwindigkeit und einem festgelegem inneren Volumenverhältnis werden von der Auslaßgeschwindigkeitsgeraden repräsentiert.

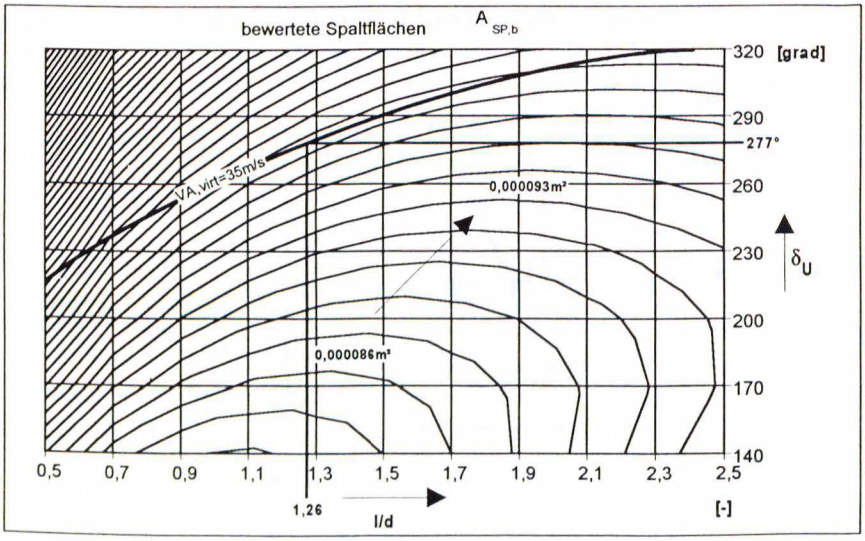

Bild 8. **Auslegung eines Schraubenkompressors mit den Parametern:**
Π=4,54, u_{HR}=70 m/s, Γ=0,5

Fig. 8. **Designing of a screw type compressor with the parameters:**
Π=4,54, u_{HR}=70 m/s, Γ=0,5

Eine optimierte Geometrie wird gefunden, indem man aus dieser Maschinengruppe die Maschine mit den kleinsten bezogenen Spaltflächen auswählt; im vorliegenden Beispiel ist dies ein Längendurchmesserverhältnis von l/d = 1,26 und ein Umschlingungswinkel von δ_U = 277 grad. Diese Vorgehensweise wird in Bild 9. verdeutlicht. Das Ergebnis ist eine bezüglich der vorgegebenen Anlagen- und Konstruktionsparameter optimierte Maschine. Aus der automatischen Tabelle können mit diesen Angaben alle weiteren Konstruktionsdaten ausgegeben werden.

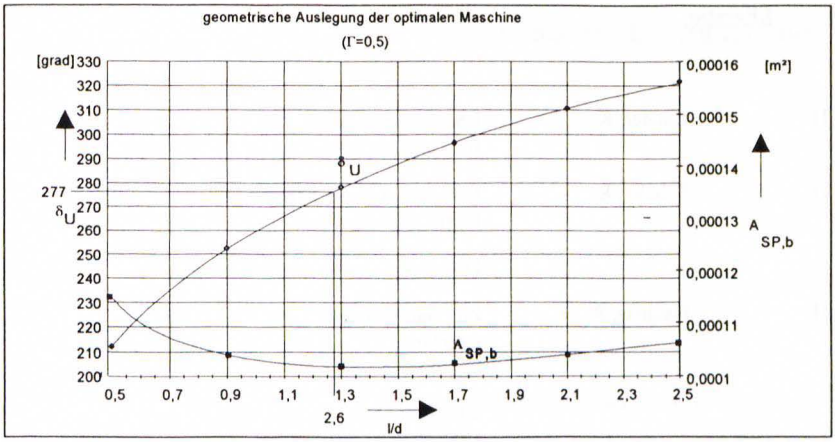

Bild 9. **Bezogene Spaltflächen und Maschinen gleicher virtueller Auslaßgeschwindigkeit im Auslegungsdiagramm.**

Parameter: Π=4,54, u_{HR}=70 m/s, Γ=0,5

Fig. 9. **Referred clearance area and Compressors with the same virtual outlet velocity in the lay-out diagramme**

Parameters: Π=4,54, u_{HR}=70 m/s, Γ=0,5

4. Literatur

[1] Kauder, K. Entwicklungsstand von Schraubenverdichtern In: Technische Mitteilungen 72 (1979) Heft 6

[2] Schüler, R Entwicklung von Schraubenmaschinen-Rotoren. Ein Beitrag zur Optimierung von Schraubenmaschinen

Dissertation Universität Dortmund, 1984

[3] Naujoks, R. Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schraubenmaschinen - Ein Vergleich zwischen Rechnung und Experiment

VDI Fortschrittsberichte Reihe 7.
VDI-Verlag, Düsseldorf,1982

[4] Peveling, F.-J. Ein Beitrag zur Optimierung adiabater Schraubenmaschinen in Simulationsrechnungen

VDI Fortschrittsberichte Reihe 7
VDI-Verlag, Düsseldorf, 1988

[5] Korte, K.-J. Simulation der kinematischen und themodynamischen Abläufe in der Schraubenmaschine

Dissertation, Universität Bochum, 1980

[6] Rinder, L. Schraubenverdichter

Springer - Verlag, 1979