Optimierung von Schraubenmotoren mit Flüssigkeitseinspritzung Optimization of liquid injected screw-type engines

Dr.-Ing. R. Zellermann, Prof. Dr.-Ing. K. Kauder, Dortmund

Zusammenfassung

Ziel der Untersuchung ist ein Beitrag zur Optimierung flüssigkeitseingespritzter Schraubenmotoren mit Hilfe einer für Anlagenbauer und -betreiber als auch für Maschinenentwickler einfach handhabbaren Methode. Mit ihr kann die Güte der Energiewandlung im Schraubenmotor schon im Auslegungsstadium bestimmt und verbessert werden.

Abstract

An easy to handle method for the design of liquid injected screw-type engines is presented. It can be used to quantify its energy efficiency in the design process.



1. Einleitung

Bild 1:

Teilmontierte Versuchsmaschine sowie HD- und ND-Steuerkanten des Versuchsmotors

Fig. 1: Part-assembled test-rig machine with inlet and outlet parts

Symbol a	SI-Einheit	Bedeutung Schallgeschwindigkeit	$\rho := \frac{p}{RT}$	kgm ⁻³	Dichte idealer Gase
A A'	m² m² Grad	Fläche engste Querschnittsfläche Drehwinkel	$\Pi := \frac{P_{HD}}{P_{ND}}$	-	Anlagen- Druckverhältnis
β	Grad m Nm ⁻²	Steigungswinkel, Bild 1.2 Rotordurchmesser Druckdifferenz zwischen HD-	z _{HR} V _{max} := V _H	m ³	pro HR-Umdrehung auf der ND-Seite verdrängtes Volumen
h	m _{2.2}	und ND-Stutzen Spalthöhe, Filmdicke	$\frac{V_{H}}{D^{3}}$	-	dimensionsloses Verdrängervolumen
n HD HR k, κ λι	m"s" - - -	spezifische Enthalpie Hochruck (-seilig) Hauptrotor Isentropenexponent Liefergrad (z.T. als Füllungsgrad bezeichnet) Authoiz oder Abeilbrard	V _{HDIh}	m ³	theoretisches Schluckvolumen pro Umdrehung des Hauptrotors gemäß der Lage der HD- Steuerkanten
AA 2.0		Füllungsgrad	W _i := ∮pdV	Nm	indizierte Innenarbeit
λo m	kg	Durchsatzgrad Masse	$\lambda_L := \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_{th}}$		Liefergrad
m Ma	kgs ⁻¹ -	Massenstrom Machzahl Drehmoment an der Kunnlung	$\lambda_A := \frac{T_{EX}}{T_{HD}}$		Aufheiz- oder Abkühlgrad
n ND	s ⁻¹ ,min ⁻¹	Drehzahl Niederdruck (-seitig)	$\lambda_{F} := \frac{V_{EX}}{V_{HDth}} = \frac{v_{ith}}{v_{iEx}}$		Füllungsgrad
P P	Nm ⁻² W	Druck Leistung	$\lambda_{\rm D} := \frac{\dot{\rm m}_{\rm f}}{\dot{\rm m}_{\rm id}} = \frac{\dot{\rm m}_{\rm f}}{{\rm n}_{\rm HB}{\rm P}_{\rm EX}{\rm V}_{\rm EX}}$		Durchsatzgrad
ρ	- kgm ⁻³	Druckverhältnis, dimensionslose Kennzahl Dichte	$\eta_{es} := \frac{P_e}{P_s} = \frac{2\pi n_{HR}M_d}{m_f \cdot w_s}$	-	effektiv isentroper Gütegrad
T u	K ms ^{·1}	Kelvintemperatur Umfangsgeschwindigkeit, mittlere	$\eta_m := \frac{P_e}{P_i} = \frac{M_d}{M_i}$	•	mechanischer Wirkungsgrad
V	- m ³ Nm	inneres Volumenverhältnis Volumen	$\eta_{id} := \frac{P_e}{P_{id}}$	-	idealer Gesamtgütegrad
	Indices e E. EX	effektiv	$\Pi_{\Delta p} := \frac{P_{e}}{P_{s}} = \frac{\Delta p}{p_{t} \cdot u^{2}}$	-	dimensionsloser hydraulischer Druckverlust
	f,fl F HR i I NR PE	Füllung Füllung Hauptrotor innen, inneres, indiziert ideal Nebenrotor Profileingriff			

Verwendete Symbole und grundlegende Beziehungen

Profileingriff

theoretisch

isentrop

Spalt ...

s

Sp

th

1

Der Schraubenmotor ist eine zweiwellige Verdrängermaschine mit in einer sehr breiten schrägverzahnten Zahnradpaarung mit Sonderverzahnung rotierenden Arbeitsräumen, bei der die vollständig abschließbaren Zahnlückenräume als Arbeitsräume genutzt werden, Bild 1.

Um die Arbeitsräume nach außen abzuschließen, ist die mit Haupt- und Nebenrotoren bezeichnete Zahnradpaarung von einem Gehäuse eng umgeben, in dem Eintritts- und Austrittsflächen für das Arbeitsfluid zur Verbindung mit der Hochdruck-Seite bzw. mit der Niederdruck-Seite auszuarbeiten sind. Die Begrenzungslinien dieser Flächen funktionieren als *Steuerkanten*.

Um Festkörper-Reibung zwischen beiden Rotoren sowie zwischen Rotor und Gehäuse zu vermeiden, wird dort ein *Spalt* vorgesehen, der in allen Betriebszuständen des Motors die Wärmedehnungen, die sonstigen mechanischen Deformationen, das Lagerspiel und die Fertigungstoleranzen auffangen muß. So ergeben sich verschiedene *Spaltarten*, **Bild 2**.



Bild 2:

Profileingriffsspaltverlauf und Kopfrundungsöffnung für ein asymmetrisches Rotorprofil, sowie Darstellung von Stirn- und Gehäusespalt

Fig. 2:

Rotor meshing-clearance and blow-hole for an asymetric rotor-profile as well as rotorto-housing axial clearance and housing gap

1.1 Arbeitsraumbegrenzende Spalte

Der *Profileingriffsspalt* verläuft entlang der Eingriffslinie der jeweiligen Sonderverzahnung zwischen den Rotoren und verbindet die Expansionszahnlücken mit dem Niederdruck (HD)-Zahnlückenraum.

Die *Gehäusespalte* liegen zwischen den Zahnköpfen der Rotoren und der Gehäusebohrung. Sie verbinden benachbarte Zahnlücken- oder Arbeitsräume.

Die *Stirnspalte,* zwischen den Rotorstirnflächen und den Gehäusestirnflächen, verbinden ebenfalls benachbarte Zahnlücken untereinander und diese mit der Saug (ND)- bzw. Druckseite (HD).

Kopfrundungsöffnungen (Blaslöcher) entstehen an der Verschneidungskante der Rotoren wegen der üblichen Rundung der Zahnköpfe. Sie verbinden ebenfalls benachbarte Zahnlücken.



1.2 Arbeitsweise des Schraubenmotors

Dreht man die Rotoren langsam und schrittweise, sind die drei typischen Phasen seines Arbeitsspiels zu erkennen: *Füllen, Expandieren und Ausschieben*, **Bild 3a**. Dabei laufen mehrere Arbeitsspiele gleichzeitig ab, entsprechend der Anzahl der Hauptrotorzahnlücken, jedoch zeitlich versetzt um genau die Zeit, die durch den Zahnteilungswinkel und die Drehzahl festgelegt ist.

Werden die Rotoren, beginnend mit der Motor-Nullstellung gedreht, bildet sich zunächst in Strömungs- bzw. Drehrichtung hinter dem Hauptrotor(HR)-Zahnkopf ein neues Zahnlückenvolumen aus, weil der HR-Zahn aus der Nebenrotor(NR)-Lücke zunehmend heraus taucht, **Bild 3b**. Das neu entstehende Zahnlückenvolumen (Arbeitsraum) ist mit dem HD-Stutzen verbunden, so daß die Arbeitskammer mit dem zuströmenden Arbeitsfluid gefüllt werden kann. Der Füllvorgang wird beendet, wenn die nachfolgenden Flanken des Zahnlückenvolumens die Steuerkanten überstreichen und so den Arbeitsraum vom Druckstutzen trennen.

Durch die weitere Drehung der Rotoren vergrößert sich der nun abgeschlossene Arbeitsraum kontinuierlich, **Bild 3c**, das Arbeitsfluid expandiert, bis das Zahnlückenpaar sein maximales Volumen erreicht hat. Üblicherweise überstreichen die vorlaufenden Lückenflanken bei diesem Drehwinkel die ND-Steuerkanten, so daß das Arbeitsfluid einen Druckausgleich mit dem ND-Volumen erfahren muß.

1.3 Angepaßter Schraubenmotorbetrieb

Ist der Druck im Arbeitsraum in diesem Moment gleich dem ND-Druck, spricht man vom angepaßten Betrieb des Schraubenmotors. Bei festgehaltenen Anlagendrücken ist der Arbeitsraumdruck am Ende der inneren Expansion eine Funktion der Masse im Arbeitsraum und ihrer thermodynamischen Zustandsgrößen. Die Masse im Arbeitsraum wird durch das Volumen bei Expansionsbeginn bestimmt.

Bild 4 zeigt, daß ein zu groß gewähltes inneres Volumenverhältnis ($v_i=3,8$), das HD-Volumen, und damit die in den Arbeitsraum gelangende Masse deutlich verkleinert. So sinkt der Arbeitsraumdruck am Expansionsende deutlich unter den Druck im ND-Stutzen. Diese "*überexpandierte"* Masse wird durch das aus dem ND-Stutzen zurück strömende Arbeitsfluid auf den ND-Druck isochor nachverdichtet und muß danach bei diesem Gegendruck wieder in den ND-Stutzen verdrängt werden.



Bild 4:

Einfluß des inneren Volumenverhältnisses v_i auf die Arbeitsfläche W_i bei konstanten Drücken im HD- und ND-Stutzen

Fig. 4:

The influence of the internal volume ratio on the internal work with constant pressures at inlet and outlet

Ein zu klein gewähltes inneres Volumenverhältnis (v_i=2,5) führt dazu, daß der zu füllende Arbeitsraum anwächst. Bei gleichem Volumen ist somit in der Expansionsphase der Druck höher und die Arbeitsfläche wird größer. Nur eine recht kleine gerasterte Fläche in Bild 4 ist als ungenutzte Arbeitsfläche der *Nachexpansion* für die Energiewandlung in Wellenarbeit verloren, sie dissipiert. Gegenüber dem angepaßten Betrieb erhöht sich zwar die Arbeitsfläche, jedoch wächst auch der durchgesetzte Massenstrom proportional zum Volumen bei Expansionsbeginn an, sodaß die gestiegene Nutzarbeit von einem ebenfalls angestiegenen Massenstrom des Arbeitsfluides begleitet ist. Theoretisch, unter Vernachlässigung der mechanischen Verluste, muß der Gütegrad des Motors sinken.

1.4 Spaltdichtung

Aufgrund der unvermeidlichen Spalte ist der Arbeitsraum nicht ideal dicht, so daß Spaltmassenströme zwischen den Zahnlückenräumen und zur ND-Seite hin auftreten. Beim Schraubenmotor strömen die für die Energiewandlungsgüte schädlichen *Spaltmassenströme in die gleiche Richtung wie der Arbeitsfluidstrom*, erhöhen also den Liefergrad im Gegensatz zum Schraubenkompressor, bei dem die Leckströme dem Arbeitsfluid entgegen strömen und den Liefergrad so absenken. Dreißig [1] gibt für den trockenlaufenden Schraubenmotor, der ohne Einspritzung einer Hilfsflüssigkeit betrieben wird, ein numerisches Verfahren zur Bestimmung dieser Spaltmassenströme an. Er ermittelt damit eine Bewertung der Spaltmassenströme durch die verschiedenen Spaltarten in ihrer Auswirkung auf die Energiewandlungsgüte.

Ein hier nicht ausgeführtes Zahlenbeispiel zeigt nach der Summierung der Spaltmassenströme über alle Spaltarten, bei einer Abdichtung nur eines Viertels aller Spalte ein *Potential von etwa 18%* zur Verbesserung der Energiewandlungsgüte.

Aus diesem Grunde wird schon seit Beginn der Schraubenmotor-Entwicklung parallel auch an einer Flüssigkeitseinspritzung zur Spaltabdichtung experimentiert.

2. Schwachstellenanalyse bekannter Schraubenmotorkonzepte

Bei *trockenlaufenden* Schraubenmotoren begrenzen die Spalte die wirtschaftlich abbaubare Enthalpiedifferenz eines Rotorpaares, was schnell zu einer aufwendigeren Mehrstufigkeit zwingt. Bei *naßlaufenden* Schraubenmotoren mit Einspritzung von, mit Wasser nicht mischbarem Öl in den Schraubenmotor existieren derzeit zwei Problemkreise:

Erstens führt der unvermeidliche, wenn auch sehr kleine, Restölgehalt im Arbeitsfluid in der Anlage zur Oberflächenbenetzung bis hin zur Verkokung der Wärmetauscherflächen. Zweitens führt die ebenfalls unvermeidliche Scherung der Einspritzöle in den Arbeitsraumspalten des Schraubenmotors zu einer Drehzahlbegrenzung, weil ansonsten die hydraulischen Reibungsverluste den Vorteil der besseren Dichtheit konterkarieren.



Bild 5: Prinzipschaltbild einer Wasserdampf-Schraubenmotoranlage mit Einspritzung von Kesselspeisewasser

Fig. 5: Scheme of a steam cycle driving a feed water injected screw-type engine

Beide Schwachstellen lassen sich beseitigen, wenn das höherviskose Einspritzöl durch die meist niedrigviskose flüssige Phase des Arbeitsfluids ersetzt wird, z.B. durch Kesselspeisewasser bei Wasserdampf-Schraubenmotor-Anlagen, **Bild 5**.

Dient so die flüssige Phase des Arbeitsfluids selbst als Hilfsflüssigkeit, entfällt das erstgenannte Problem, die aufwendige und unvollkommene Phasentrennung und die daraus folgende Verschmutzung der vom Arbeitsfluid durchströmten Anlagenkomponenten. Zudem wird die Anlage einfacher. Das zweite Problem, die hydraulischen Verluste in den Arbeitsraumspalten, wird gemindert, weil die Viskosität gegenüber dem Öl auf 2 - 5% (also um den Faktor 20 - 50) sinkt.

3. Optimale Auslegung naßlaufender Schraubenmotoren

Die *theoretische Analyse* der Wirkmechanismen bis hin zu quantitativen Abschätzungen dient zur Identifikation der Haupteinflußgrößen. Diese können zur Herleitung dimensionsloser Kennzahlen aus Kräfte- und Energieverhältnissen genutzt werden, [2].

Die ergänzende experimentelle Untersuchung und Optimierung einer Versuchsmaschine ermöglicht die Verifikation der theoretischen Analyse und die Quantifizierung der Kennzahlen anhand von Meßwerten.

3.1 Liefergrad

Zunächst zur Analyse des Liefergrades und seiner Bestandteile:

Der Liefergrad des Schraubenmotors ist definiert als Verhältnis des real expandierten Massenstroms zum theoretisch möglichen Massenstrom, **Bild 6**.

Liefergrad-Definition	$\dot{m}_{i} = \frac{\dot{m}_{i}}{m_{i}}$			
	mth n·V _{HDth} ·P _{HD} R·T _{HD}			
Llefergrad-Erweiterung	$\frac{\dot{m}_{f}}{\dot{m}_{th}} = \frac{T_{HD}}{T_{Ex}} \cdot \frac{V_{Ex}}{V_{HDth}} \cdot \frac{\dot{m}_{f}}{n \cdot V_{EX} \cdot \frac{1}{p}}$	Рно R · Т _{ех}		
Liefergrad-Bestandteile	$\lambda_L = \lambda_A \cdot \lambda_F \cdot \lambda_D$.			
	_Durchsa _ Füllungsgrad _ Abkühl - bzw. Aufheizgrad	lzgrad I		

Bild 6: Liefergradanalyse des Schraubenmotors

Fig. 6: Analysis of the screw-type engine delivery-rate

Die Analogie zur Liefergrad-Analyse von Hubkolbenmaschinen gilt streng nur auf der abstrakten Ebene. Bei der Beschreibung der einzelnen Definitionen muß der Inhalt des physikalischen Modells an die Besonderheiten des jeweiligen Maschinenprozesses angepaßt werden. So wird aus dem Aufheizgrad der Frischluft beim Hubkolbenmotor der Abkühlgrad des frisch zugeführten Arbeitsfluides beim Füllen der Schraubenmotorzahnlücke.

Da die Temperaturen der Arbeitsraumoberflächen wegen des Kontakts der Maschine mit der kalten ND-Seite üblicherweise kleiner sind als die des Arbeitsfluides, ist der Abkühlgrad stets $\lambda_A \ge 1$. Dadurch steigt aber die Dichte des Arbeitsfluids während des Füllvorgangs an, also auch die noch unbekannte Masse im Arbeitsraum bei Expansionsbeginn.

Versuche bei sehr kleiner Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsfluid und Maschine im Nennpunkt ergaben - bei sonst konstanten Betriebsparametern - eine Verkleinerung, also Verbesserung des Liefergrades um 3 % als Abschätzung des Abkühlgrades.

3.1.1 Indiziertes Expansionsvolumen

Die Suche nach einer empirisch quantifizierbaren v_i-Korrektur für den naßlaufenden Schraubenmotor führte dazu, ein indiziertes Expansionsvolumen V_{EX} in Anlehnung an das indizierte Ansaugvolumen des Hubkolbenkompressors zu verwenden, **Bild 7**.



Wird die Definitionsgleichung aus Bild 6 (oben) mit dem pro Umdrehung expandierten Volumen erweitert, folgt der Füllungsgrad als Verhältnis des *real innen expandierten Volumenverhältnis* V_{EX} zum theoretisch inneren Volumenverhältnis (Schluckvolumen pro Umdrehung) V_{HD th}.

3.1.2 Füllungsgrad

Da der Füllungsgrad λ_{F} hier experimentell ermittelt wird, erhält er nicht nur die üblichen Drosselverluste beim Füllen, sondern auch alle anderen Einflüsse, bei denen die Resonanzerscheinungen zwischen der zyklischen Entnahme von Masse aus dem Druckstutzens und den Eigenschwingungsformen der Gassäule im Druckstutzen bzw. in der HD-Rohrleitung dominieren.

3.1.3 Durchsatzgrad

Der verbleibende, noch zu definierende, Bestandteil des Liefergrades wird wieder in Analogie zu den Hubkolben-Maschinen Durchsatzgrad λ_D benannt:

Dabei beeinflußt der Durchsatzgrad λ_{D} den Abkühlgrad λ_{A} und den Füllungsgrad λ_{F} , indem die Arbeitsraumfüllung der ideal dichten Maschine auf das indizierte Expansionsvolumen V_{EX} und die dort vorliegende Gasdichte ρ_{EX} bezogen wird. Der Durchsatzgrad beschreibt so auch den Einfluß der Spaltmassenströme, die z.T. quasi "an der Energiewandlung in Wellenarbeit vorbei" disspativ zur ND-Seite abfließen.

3.1.4 Reales Volumen bei Expansionsbeginn

Eine hinreichend genaue Näherung des realen Volumens bei Expansionsbeginn erhält man durch eine Tangente an die Druckverlaufskurve in deren Schnittpunkt S mit dem theoretischen



HD-Volumen und durch die Linie p_{HD}=const, Bild 7.

Bild 8: Verlauf des Füllungsgrades $\lambda_F - x - im$ Vergleich zum Liefergrad $\lambda_L - - - bei$ Wasserein-spritzung

Fig. 8: Tendencies of the filling rate $\lambda_F - x$ - and of the delivery rate $\lambda_L - - -$ for water injection

Der Schnittpunkt dieser beiden Hilfslinien nähert das real zu expandierende HD-Volumen an. Das Verhältnis des real zu expandierenden HD-Volumen zum theoretischem HD-Volumen stellt damit den Füllungsgrad dar. Die graphische Ermittlung des Füllungsgrades ergibt im Nennpunkt $\lambda_{F=0,903}$ bei einem inneren Volumenverhältnis von v_{i=5}. Bild 8 gibt im Vergleich mit den Liefergradtendenzen auch den Verlauf des Füllungsgrades wieder. Damit bestätigt sich die schon von Dreißig. [1], geäußerte Vermutung, daß die Abweichung des realen vi vom theoretischen vi in erster Näherung unabhängig von der Drehzahl ist. An der Bandbreite des Füllungsgrades 0,85 $\lambda_{\rm F}$ < 0.91 sieht < man vor allem den Einfluß der Schwingungserscheinungen des Arbeitsfluids, die nichtlinear von der Drehzahl abhängen.

3.2 Hydraulische Spaltdichtung

Eine Kräftebilanz im engsten Spaltquerschnitt A* bei bewegter und benetzter Spaltberandung, wie sie sich für einen mit dem Rotor bewegten Beobachter des Spalts ergibt, vermittelt **Bild 9**.



Bild 9: Kräftebilanz im Spalt mit bewegten und flüssigkeitsbenetzten Wänden

Fig. 9: Balance of forces in a clearence gap with moving and wetted walls

Kräftegleichgewicht	$\Delta p \cdot A^*_{Sp} = A^*_{Sp} \cdot u \cdot \rho_{Film} \cdot u ,$
untere Grenze	$\Delta p = \rho_{Film} \cdot u^2$
obere Grenze	$\Delta p = \rho_{F1} \cdot a_{Gas}^2$
Schraubenmotor	$\left \Delta \mathbf{I}_{Film}\right = \mathbf{m}_{Film} \cdot (\mathbf{a} + \mathbf{u}).$
Schraubenkompressor	$\left \Delta \mathbf{I}_{Film}\right = \mathbf{m}_{Film} \cdot (\mathbf{a} - \mathbf{u})$
dimensionsloser Druckverlust	$\Pi_{\Delta p} = \frac{\Delta p}{\rho_1 \cdot u^2}.$

Die möglichen Fälle des Kräftegleichgewichts sind in Bild 10 formuliert.

Bild 10: Hydraulische Spaltdichtung, Kennzahl des dimenslosen Druckverlustes

Fig. 10: Hydraulic clearance gap, characteristic number for the dimensionless pressure loss

Ein Gleichgewichtsfall ist die *untere* Grenze der Stabilität des auf den Zahnflanken haftenden Fluidfilms gegenüber der druckgetriebenen Leckströmung.

Eine *obere* Grenze der Stabilität dieses Fluidfilms erhält man, wenn anstelle der Umfangsgeschwindigkeit die Schallgeschwindigkeit des Gases benutzt wird, kritische Druckverhältnisse vorausgesetzt.

Diese obere Grenze für stabile Flüssigkeitsfilme ist bei Schraubenmotoren gegenüber Schraubenkompressoren durch die Drehrichtungsumkehr verschoben.

Für den Grenzfall u << a stimmen sie praktisch überein, was bei den meisten technischen Gasen und auch bei Wasserdampf angenommen werden darf.

Die untere Grenze für die Druckdifferenz ∆p am Spalt zeigt den Bereich erfolgreicher hydraulischer Spaltabdichtung, während die obere Grenze den Bereich kennzeichnet, in dem eine hydraulische Spaltdichtung weniger wirksam ist.

Neben der Bestimmung dieser kritischen Druckdifferenzen oder Umfangsgeschwindigkeiten kann das Kräfteverhältnis zur Herleitung des *dimensionslosen hydraulischen Druckverlustes* in den Spalten bei hydraulischer Dichtung genutzt werden. Dabei tritt die Dichte der flüssigen Phase an die Stelle der Gas- oder Dampfdichte.

Die Quantifizierung des dimensionslosen hydraulischen Druckverlustes mit Hilfe der Daten des Versuchsmotors mit Öl- oder Wassereinspritzung zeigt, daß diese Kennzahl geeignet ist, den Liefergrad des naßlaufenden Schraubenmotors über die gesamte Breite des gemessenen Kennfeldes auf einer Kennlinie zu konzentrieren, **Bild 11**.



Bild 11: Darstellung des Liefergrades über der Kennzahl des dimensionslosen Druckverlustes, Kennfeldmessungen mit Öl- oder Wassereinspritzung, Betriebsparameter wie in Bild 14

Fig. 11: Delivery-rate related to dimensionless pressure-loss, measured with oil or water injection, parameters as in fig. 14

In der Nähe des Nennpunktes sind die Kurven mit Öl- oder Wassereinspritzung praktisch identisch. Die Einspritzflüssigkeit dichtet jedoch nicht nur direkt; die vielleicht noch wichtigere Rolle spielt sie aufgrund ihrer Fähigkeit zur effizienten *Temperierung der Bauteile des Schraubenmotors*. Die Herleitung einer Kennzahl zur Eintrittstemperierung ist in [2] ausführlich beschrieben.

3.3 Dimensionsloser Betriebszustand

Zur Beurteilung der Betriebsbelastung und der Energiewandlungsgüte von Schraubenmotoren bei Teillast oder Überlast wird eine Kennzahl benötigt, die die *Ähnlichkeit von Betriebszuständen* beschreibt. Hierzu ist es sinnvoll als Haupteinflußgrößen das Drehmoment M_d und die Drehzahl n zur Kennzeichnung der *Maschinenparameter* zu wählen. Die Druckdifferenz ∆p zwischen HD- und ND-Stutzen und die Schallgeschwindigkeit a des Arbeitsfluides auf der HD-Seite sollen die kennzeichnenden *Anlagenparameter* sein.

D _{Betrleb} := Po	tenzprodukt der Anlagenparameter
Definition	$\Pi_{Betrieb} := \frac{M_{d} \cdot n^{3}}{\Delta p \cdot a^{3}}$
idealer Gesamtgütegrad	$\eta_{Id} := \frac{P_{\bullet}}{P_{Id}} = \frac{2\pi \cdot n \cdot M_{d}}{\Delta p \cdot V_{H} \cdot n}$
Umfangsmachzahl	$(Ma)_u := \frac{u}{a} = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{a}$
dimensionloses Verdrängervolumen	V _{Hub} D ³
Herleitung als Potenzkombination bekannter Kennzahlen	$\frac{\eta_{Id}\cdot (Ma)_{u}^{3}\cdot \frac{V_{H}}{D^{3}}}{2\pi^{4}} = \frac{2\pi\cdot M_{d}}{\Delta p\cdot V_{H}} \cdot \frac{\pi^{3}\cdot n^{3}\cdot D^{3}}{a^{3}} \cdot \frac{V_{H}}{2\pi^{4}\cdot D^{3}} = \frac{M_{d}\cdot n^{3}}{\Delta p\cdot a^{3}}$

Bild 12: Dimensionsloser Betriebszustand des Schraubenmotors

Fig. 12: Dimensionless working-state of the screw-type engine Mit Hilfe einer Dimensionsanalyse bestimmt man dann die Exponenten der gewählten Parameter so, daß das Verhältnis der Maschinenparameter zu den Anlagenparametern dimensionslos wird. Die so entwickelte Kennzahl beschreibt den *dimensionslosen Betriebszustand*, Bild 12.

 $\Pi_{\text{Betrieb}} = \frac{M_{d} \cdot n^{3}}{\Delta p \cdot a^{3}}$ Betriebszustand Auch der dimensionslose läßt sich auf eine Potenzkombination bekannter Kennzahlen zurückführen. Mit dem idealen Gesamtgütegrad des Expansionsmotors. mit der Umfangsmachzahl , mit dem dimensionslosen Verdrängervolumen und der Kreiszahl π , erhält man wiederum einen dimensionslosen

$$\textit{Betriebszustand: } \Pi_{\text{Betrieb}} = \frac{2\pi \cdot M_{\text{d}}}{\Delta p \cdot V_{\text{H}}} \cdot \frac{\pi^3 \cdot n^3 \cdot D^3}{a^3} \cdot \frac{V_{\text{H}}}{2\pi^4 \cdot D^3}$$



Bild 13: Tendenzen der normierten Kennzahl des Betriebszustandes als Funktion der Drehzahl für alle Punkte des Kennfeldes, $\dot{V}_{f} = 3I / min, p_{HD} = 9,5 bar,$ $t_{HD} = 130^{\circ}C$ Arbeitsfluid Stickstoff

Fig. 13: Tendencies of the characteristic number for the working-state related to operating speed, $\dot{V}_f = 3I / min, p_{HD} = 9,5 bar,$ $t_{HD} = 130^{\circ}C$ working fluid nitrogen

Um einfache Zahlenwerte zu erhalten und weil nur der Bezug zum Nennpunkt wesentlich ist, wird der Verlauf dieses dimensionslosen Betriebszustandes mit dem Zahlenwert des Nennpunktes normiert über der Umfangsgeschwindigkeit des Hauptrotors dargestellt, **Bild 13**. Die Betriebspunkte mit ähnlichem Druckverhältnis ordnen sich zu einer parabelförmigen Kurvenschar. Sowohl bei Wasser- als auch bei Öleinspritzung findet man eine parabelförmige Grenzkurve des normierten Betriebszustandes, die als Trendkurve der Betriebspunkte mit angepaßtem ND-Druck formuliert ist.

Der im dimensionslosen Betriebszustand enthaltene ideale Gesamtgütegrad und die so erzeugte Ordnung der Meßpunkte legen es nahe, diese neue Kennzahl zur Darstellung des effektiven isentropen Gütegrades zu nutzen, **Bild 14**.



Wieder ordnen sich die Meßpunkte des Kennfeldes zu einer parabelförmigen Kurvenschar, deren Grenzkurve ebenfalls durch die Betriebspunkte mit angepaßtem Betrieb beschrieben ist. Bei Wassereinspritzung verläuft die Grenzkurve deutlich flacher als bei Öleinspritzung.

Eine einfache Ordnung der Kurvenscharen nach dem Parameter Druckverhältnis ist nicht möglich, weil sich dicht unterhalb der Grenzkurve die Parameter-Kurven mit Π <9 und Π >9 vermischen. Hieran wird der Verlust an Energiewandlungsgüte beim Betrieb mit einer Nachexpansion deutlich.

Mithilfe dieser Grenzkurve des effektiven isentropen Gütegrades können bei Teillast oder Überlast die freien Lastparameter Drehmoment und Drehzahl so an die vorgegebenen Anlagenparameter Druckdifferenz und HD-Temperatur angepaßt werden, daß die Anlage immer mit relativ optimiertem Wirkungsgrad betrieben werden kann.

Die dazu nötigen Regeleingriffe übernimmt z.B. eine Speicher-Programmierbare-Steuerung (SPS), die so zu programmieren ist, daß die Grenzkurve möglichst weit angenähert wird. Diese Grenzkurve liefert quasi die Sollgröße der Regeleingriffe im Rahmen der durch das Verbraucherverhalten gesetzten Grenzen.

3.4 Angepaßter analytischer Vergleichsprozess der Innenarbeit

Bisher fehlt ein einfach zu handhabendes Modell, das es erlaubt, den realen Prozeß mit verbesserter Übereinstimmung von Messung und Rechnung abzubilden, als der isentrope Vergleichsprozeß dies vermag. Die Schwachstellen des bisherigen isentropen Modells sind erstens die *unbekannte Massenfüllung* der Kammern bei Expansionsbeginn, der normalerweise schon vor Erreichen des theoretischen HD-Kammervolumens liegt, zweitens der nicht sehr genau bestimmbare Anteil des verarbeiteten Massenstroms, der an der Energiewandlung in Wellenarbeit vorbei durch die Spalte zur ND-Seite abfließt und drittens der *unbekannte reale Druckverlauf* während der Expansion, der ebenfalls die Innenarbeit mit bestimmt.

Die Bestimmung des indizierten Expansionsvolumens mit Hilfe des graphischen Näherungsverfahrens ist der erste Schritt eines *angepaßten Vergleichsprozesses*, der zur genaueren Quantifizierung der an der Energiewandlung beteiligten Masse im Arbeitsraum dient. Der nächste Schritt besteht in der Prüfung, welcher der bekannten Vergleichsprozesse mit der so bestimmten Kammermasse die beste Abbildungsgüte liefert.

3.4.1 Untere Grenze für die Innenarbeit

Anhand von Bild 15 überzeuge man sich, daß der isentrope Vergleichsprozeß, beim indizierten Expansionsvolumen V_{FX} beginnend, eine untere Grenze bzw. passable Näherung der realen Zustandsänderung und der Innenarbeit liefert. Der isentrope Vergleichsprozeß mit dem Expansionbeginn beim theoretischen HD-Volumen liefert zwar auch eine passable Näherung der Innenarbeit, jedoch ist er keine gesicherte Obergrenze des Druckverlaufs, da im unteren Bereich eine typische Druckverlaufsanhebung über die Kurve des isentropen Vergleichsprozesses hinaus einsetzt. Der isentrope Druckverlauf, beginnend bei V_{EX}, schmiegt sich am Anfang der Expansion recht gut an die Meßkurve an. Das ist ein Indiz für die Konstanz der Masse im Arbeitsraum, weil zu- und abfließende Spaltmassenströme sich entweder ausgleichen, oder weil der Arbeitsraum praktisch dicht ist. Bei Expansionsbeginn wird das noch heiße Arbeitsfluid von den Arbeitsraumwänden gekühlt, wohl auch durch eine Teilverdampfung von Einspritzwasser, wobei der zusätzliche Dampf den Arbeitsraumdruck anhebt, bzw. Leckverluste ausgleicht. Zudem findet man, daß der isentrope Druckverlauf zum Ende der Expansion unter die Meßkurve absinkt und sogar zu einer Überexpansion führt. Der isentrope Expansionsverlauf ab dem indizierten Expansionsvolumen V_{EX} liefert also eine untere Grenze der Innenarbeit Wi.



Bild 15:

Vergleich des realen und des isentropen Druckverlaufs mit HD-Druckanpassung für $n=7000 \text{ min}^{-1}$ und $\Pi=8,5$, Wassereinspritzung

Fig. 15:

Comparison of real and isentropic pressure-curve with high-pressure adaption, $n=7000 \text{ min}^{-1}$ und $\Pi=8,5$, water injection

3.4.2 Obere Grenze für die Innenarbeit

Ein ähnlich einfaches Modell ist der *polytrope Vergleichsprozeß mit einem konstanten mittleren Polytropenexponenten*, der passend zu den gemessenen Drücken und Temperaturen am Einund Austritt z.B. iterativ berechnet wird. Dabei muß die in der Zwei-Phasen-Strömung gemessene ND-Temperatur als Näherung der Gastemperatur benutzt werden. Mit den Daten der Kennfeldmessung bei Wassereinspritzung erhält man in der Nähe des Nennpunktes einen mittleren Polytropenexponenten von 1,17. Mit der spezifischen polytropen Arbeit und mit der Masse im Arbeitsraum bei Expansionsbeginn ergibt sich die Innenarbeit dieses angepaßten polytropen Vergleichsprozesses. Durch die Anpassung des mittleren Polytropenkoeffizienten an die gemessenen Temperaturen und durch die Benutzung des HD- und ND-Drucks werden Überexpansionen wie im isentropen Fall vermieden, **Bild 16**.

Der Druck verläuft jedoch am Anfang der Expansion flacher als die Meßkurve. Die polytrope Innenarbeit beschreibt also eine sichere obere Grenze der realen Innenarbeit. Im Nennpunkt nähert sich die Intervall-Halbierungsmethode, fußend auf der experimentellen Bestimmung des indizierten Ansaugvolumens, mit der isentropen Innenarbeit als Untergrenze und der polytropen Arbeit als Obergrenze der realen Innenarbeit bis auf einen Fehler von nur 0,2 Prozent an. Deshalb sollte eine Mittelung beider Vergleichsprozesse als *praktikables Prognose-Verfahren* zur Abschätzung der Innenarbeit von Schraubenmotoren mit Wassereinspritzung erfolgen.



Bild 16:

Vergleich zwischen realem, isentropen und polytropen Prozeßverlauf mit konstantem mittleren Koeffizienten $\overline{n} = 1,17$. Drehzahl n=7000 min⁻¹ und Π =8,5, Wassereinspritzung

Fig. 16:

Comparison of real, isentropic and poly tropic process with constant mean coefficient $\overline{n} = 1,17$, n=7000 min⁻¹ and Π =8,5, water injection

4. Vorgehensweise bei der Auslegung

Der jeweilige Anwendungsfall bestimmt die Randbedingungen der zu optimierenden Schraubenmotoranlage; bekannt sind demnach der *HD-Druck* \mathbf{p}_{HD} und die *HD-Temperatur* \mathbf{T}_{HD} , der *ND-Druck* \mathbf{p}_{ND} und die *ND-Temperatur* \mathbf{T}_{ND} , sowie das *Arbeitsfluid*, die die *spezifische isentrope Enthalpiedifferenz* $\Delta \mathbf{h}_{s}$ festlegen, und der *Massenstrom* m. Damit ist der zu wandelnde *Energiestrom* bestimmt.

4.1 Auslegungsvolumenstrom

In der ersten Vorauswahl bestimmt der Auslegungsmassenstrom m mit den Daten des ND-Zustandes den Auslegungsvolumenstrom.

Z.B. aus einer Liste der lieferbaren Schraubenmotoren ist eine Maschine mit einem passenden Nennvolumenstrom auszuwählen.

Damit ist der *HR-Durchmesser* D_{HR} des Schraubenmotors festgelegt, sowie die Hauptrotordrehzahl n_{HR} und die Umfangsgeschwindigkeit u_{HR} sind vorausgewählt.

4.2 Liefergrad und Hauptrotordrehzahl

Die Quantifizierung der Kennzahl des dimensionslosen hydraulischen Druckverlustes ermöglicht die Bestimmung des *Liefergrades* mit Hilfe der *Kennlinie in Bild 12*. Eine *Iterationsschleife* berücksichtigt den Liefergrad bei der Berechnung der *Hauptrotordrehzahl*.

4.3 Volumenverhältnis

Um eine optimale Energiewandlungsgüte zu erreichen, muß das *innen real zu expandierende Volumenverhältnis* auf einen angepaßten Betrieb hin ausgelegt werden.

Nach den bisherigen Erfahrungen liegt der Füllungsgrad des Schraubenmotors bei üblichen inneren Volumenverhältnissen relativ konstant bei 0,9. Das *einzubauende theoretisch innere Volumenverhältnis* folgt dann daraus.

4.4 Einspritzvolumenstrom

Der Volumenstrom der einzuspritzenden Hilfsflüssigkeit wird nach dem optimalen dimensionslosen Einspritzvolumen der Versuchsmaschine bestimmt; daraus folgt der Einspritz-Volumenstrom.

Die Kennzahl der *dimensionslosen Einspritztemperierung* sollte einen empirisch festzulegenden minimalen Wert nicht unterschreiten, z. B. 2·10⁻³ beim untersuchten Versuchsmotor. Man entnehme Einzelheiten aus [2].

4.5 Innenarbeit und Innenleistung

Die *Prognose der Innenarbeit* erfolgt mit Hilfe des angepaßten Vergleichsprozesses als Mittelwert aus dem isentropen und dem polytropen Verlauf, beide beginnend beim innen real expandierten Volumen.

Die Innenleistung P_i des Schraubenmotors ergibt sich aus der Multiplikation der Hauptrotordrehzahl mit dem Integral der Innenarbeit.

Die *effektiven Leistung* **P**_e wird mit Hilfe eines extrapolierten mechanischen Wirkungsgrades bestimmt.

Abschließend bestimmt man den effektiven isentropen Energiewandlungs-Gütegrad des Schraubenmotors mit Hilfe von Bild 14.

5. Literaturverzeichnis

[1]	Dreißig, Bernd	Ein Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren.	[8]	Kauder, Knut Dreißig, Bernd	Auslegungskriterien für Schraubenmotoren. In: VDI-Berichte 640, S.261-281 VDI-Verlag: Düsseldorf, 1987
		Dortmund, Gutachter, K. Kauder, Dortmund, L. Rinder, Wien VDI-Fortschritt-Berichte Nr. 245 VDI-Verlag: Düsseldorf, 1990	[9]	Harling, H.B.	Untersuchung zur Ölverteilung in Schraubenkompressoren mit Schmiermitteleinspritzung. Dissertation, Universität Dortmund. Gutachter: K. Kauder.
[2]	Zellermann, Rudolf	Optimierung von Schraubenmotoren mit Flüssigkeitseinspritzung. Dissertation, Universität			Dortmund; L. Rinder, Wien VDI-Verlag: Düsseldorf, 1994
		Dortmund. Gutachter: K. Kauder, Dortmund; J. G. Persson, Stockholm	[10]	Zierep, Jürgen	Ähnlichkeitsgesetze und Modellregeln der Strömungslehre. Braun-Verlag Karlsruhe, 1982
		VDI-Verlag: Düsseldorf, 1996	[11]	Hinsenkamp, G.	Berechnung und Optimierung
[3]	Kauder, Knut	Einfluß der Schmierstoffviskosität auf das Betriebsverhalten von Schraubenverdichtern. In: Techn. Mitteilungen, Bd.72, Heft 6, S.410-412 Vulkan-Verlag: Essen, 1979			adiabater Schraubenexpansionsmaschinen als Grundlage für den Kennfeldvergleich mit Turbinen kleiner Wellenleistung. Dissertation Universität Karlsruhe, 1993
[4]	Kauder, Knut	Betriebsdruckverhåltnis und Liefergrad öleingespritzter Schrauben-verdichter. In: Techn. Mitteilungen, Bd.72, Heft 6, S.413-415 Vulkan-Verlag: Essen, 1979	[12]	Platell, Peter	Displacement expanders for small scale cogeneration. Licentiate thesis KTH Stockholm, 1993
[5]	Kauder,Knut Piatkowski, Reimund	Einfluß des Öls auf den mechanischen Wirkungsgrad öleingespritzter Schraubenverdichter. In: VDI-Berichte 640 S.11-30 VDI-Verlag: Düsseldorf, 1987			
[6]	Kauder, Knut	Der Schraubenmotor - Eine vielversprechende Antriebsmaschine zur Nutzung von Abwärme. In: BWK Bd 37, Nr.7-8, S.313-318 VDI-Verlag: Düsseldorf, 1985			
[7]	Kauder, Knut Zellermann, Rudolf	Einspritzflüssigkeiten im Schraubenmotor. In: VDI-Berichte 1135, S.153-174 VDI-Verlag: Düsseldorf, 1994			