Einspritzflüssigkeiten im Schraubenmotor

K. Kauder, R. Zellermann, Dortmund

(Diese Arbeit wurde von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördert)

Zusammenfassung

Vorgestellt wird die experimentelle Optimierung des Ortes und der Menge der Einspritzflüssigkeit für die Fluide Kompressorenöl und Wasser, wobei der Einfluß der Einspritzung auf den Liefergrad, die Spaltabdichtung, die Innenkühlung, die technisch indizierte Arbeit und auf den mechanischen Wirkungsgrad anhand von Indikatordiagrammen der technisch - indizierten Arbeit W_i = $\oint pdV$ und anhand von Meßkurven erläutert wird.

Abstract

An experimental method to optimize the place and quantity of injection fluids in screw-type engines (screw expanders) is presented, which includes to visualize the fluids distribution in place and time during one working cycle. The measured results are discussed based on indicator diagrams of technical work and on plotted curves of the delivery rate and of the effective, internal and mechanical efficiency rates.

1. Einleitung

Ziel des Forschungsprojektes ist die Erweiterung der Einsatzgrenzen des Schraubenmotors, der von Dreißig [1] theoretisch und experimentell in Gestalt eines modifizierten Schraubenkompressors untersucht wurde, wobei er sich auf die trockenlaufende Betriebsweise konzentrierte. Die dort angegebenen Auslegungsdiagramme decken den für trockenlaufende Schraubenmaschinen typischen Einsatzbereich ab, indem sie gute bis befriedigende Übereinstimmung mit Messungen zeigen. Wegen der recht kleinen Druckverhältnisse und Temperaturen bleiben jedoch die thermischen Gesamtwirkungsgrade einstufiger Prozesse recht bescheiden und bei mehrstufigen Prozessen steigen die Anlagenkosten deutlich an.

In den meisten Fällen, wo eine Wassereinspritzung prozeßverträglich ist, wird diese bei Schraubenkompressoren bereits realisiert. Obwohl dazu ein unvermeidlicher technischer Aufwand zwecks Kontrolle und Begrenzung der Einspritzmenge allein zur Verhütung von Wasserschlägen der inneren Verdichtung wegen vonnöten ist. Da eine Wasserschlaggefahr im Schraubenmotor wegen des Expansionsvorganges a priori so nicht besteht, entfällt hier einer der Haupteinwände gegen bzw. ein Hindernis für eine Wassereinspritzung.

P	[kg m ⁻³]	Dichte idealer Gase
$P = \frac{RT}{RT}$		density of ideal gases
PHD	[-]	Anlagen-Druckverhältnis
$11 = \frac{110}{p_{ND}}$		pressure ratio
I := m u	kg ms ⁻¹	Impuls
		momentum
M _d	[Nm]	Drehmoment an der Kupplung
		engine torque
$\dot{\mathbf{m}} := \mathbf{V}_{\mathrm{Blende}} \ \boldsymbol{\rho}_{\mathrm{Blende}}$	kg/s	umlaufender gemessener Massenstrom
		working massflow
$\dot{m}_{th} := V_{Hub} / v_i n \rho_{HD}$	[kg/s]	theoretischer Massenstrom
		theoretical massflow
$W_i := \oint p dV$	[Nm]	indizierte Innenarbeit
		technical indicated work
T _{HD}	[K]	Temperatur im Druckstutzen
		inlet temperature
T _{ND}	[K	Temperatur im ND-Stutzen
		outlet temperature
PHD	[bar]	Druck im Druckstutzen
		inlet pressure
P _{ND}	[bar]	Druck im ND-Stutzen
		outlet pressure
$W := -\frac{\kappa}{RT} RT \int T \frac{1-\kappa}{\kappa} dt$	[m ² s ⁻²]	spezifische isentrope Arbeit
$\kappa - 1$ $\kappa - 1$		specific isentropic work
V V VFilm	[1 m ⁻³]	spezifisches Einspritzvolumen
^{Film · –} V _{Hub} n		specific injection volume
$\dot{V}_{\rm Film}$	[1 min ⁻¹]	Einspritzvolumenstrom
		injection volume flow
$\mathbf{n}_{\mathrm{d}} := \frac{\mathbf{P}_{\mathrm{e}}}{\mathbf{P}_{\mathrm{e}}} = \frac{\mathbf{M}_{\mathrm{d}} \pi 2 \mathbf{n}}{\mathbf{M}_{\mathrm{d}} \pi 2 \mathbf{n}}$	[-]	effektiver Gütegrad
$P_s \dot{m} w_s$		effective isentropic efficiency rate
$\eta_{is} := \frac{P_i}{P_i} = \frac{W_i}{P_i}$	[-]	indizierter isentroper Gütegrad
$P_s \lambda_L W_s$		indicated sentropic efficiency rate
$\lambda_1 := \frac{\dot{m}}{1}$	[-]	Liefergrad
m _{th}		delivery rate

Bild 1: Definitionen, Abkürzungen und verwendete Symbole Fig. 1: Definitions and symbols

2. Versuchsanlage und Versuchsmaschine

Als Versuchsmaschine, Bild 2, dient ein modifizierter Serienkompressor. Die Modifikationen ergaben sich aus dem Wunsch, die Einspritzflüssigkeiten auch allein mittels Schwerkraft aus der Maschine herausfließen zu lassen, sowie den Lagerölkreislauf vom Arbeitsraum-Einspritzkreislauf zu trennen; oder sie dienten meßtechnischen Zwecken, wie z.B. die Indizierungsbohrungen und die Endoskopier-Fenster. Die Lage und Größe der Einspritzbohrungen wurde neu gestaltet aufgrund von Erfahrungen mit anderen Dampfmotoren und von theoretischen Vorüberlegungen.



Bild 2: Versuchsmaschine und Versuchsanlage Fig. 2: Test equipment

Die *Versuchsanlage* erlaubt die Untersuchung eines recht weiten Spektrums an Betriebszuständen bis hin zum Wechsel der Einspritzflüssigkeit von Öl auf zur Zeit Wasser. Der geschlossene Kreislauf mit Stickstoff als Arbeitsmedium bietet eine hohe inhärente Sicherheit, verlangsamt Korrosionsprozesse und kann als fast ideales Gas einfacher modelliert werden als z.B. Wasserdampf.

Die Anlagenschaltung erlaubt bisher die Variation der Umfangsgeschwindigkeit von $0 \le u_{HR} \le 50$ m/s, des Anlagendruckverhältnisses von 2,5 $\le \Pi \le 11$ und des Einspritzvolumenstroms von $1 \le \dot{V} \le 161$ min⁻¹.

3. Exprimentelle Optimierung des Schraubenmotorgütegrades nes

Die experimentelle Optimierung des Schraubenmotorgütegrades erfolgt schrittweise und zum Teil auch iterativ. Zunächst wurde das HD-Druck- und Temperaturniveau so festgelegt, daß bei $u_{HR} = 40$ m/s ein angepaßter Motorbetrieb bei $p_{ND} = 1$ bar vorlag, bzw. sogar Nachexpansionen möglich waren, um auch deren Auswirkung auf die Energiewandlungsgüte im Versuch zu erfassen. Konstante Versuchsparameter sind $p_{HD} \approx 9,5$ bar und $T_{HD} = 135^{\circ}C$ ($\pm 15^{\circ}$). Das Druckverhältnis variiert nach Anheben des Druckes im ND-Stutzen durch ein nachgeschaltetes Stellventil. Druckverhältnisse > 9,5 konnten in Grenzen durch Absenken des ND-Druckes unter den Umgebungsdruck realisiert werden.

Anhand der Indikatordiagramme und der Wirkungsgradmessungen, <u>Bild 3</u>, wird deutlich, daß im gesamten Drehzahlbereich die Gütegradoptima im Bereich 6 < Π < 12 liegen. Bei der Nenndrehzahl von 7500 min⁻¹ und einem Druckverhältnis von Π = 9 läuft dieser Schraubenmotor bei einem eingebauten Volumenverhältnis von $v_i = \frac{V_{ND}}{V_{HD}} = 5$ in seinem Wirkungsgrad-Optimum von $\eta_{es} = 0,78$.

Bemerkenswert und zum Teil unerwartet konnten trotz des relativ hohen Druckverhältnisses die Bestwerte sowohl der effektiven isentropen Gütegrade η_{cs} als auch der isentropen indizierten Gütegrade η_{is} erreicht werden, wie sie von Dreißig [1] gemessen wurden.

Für diesen Bestpunkt bei $\Pi = 9$ und $u_{HR} \approx 40$ m/s erfolgte dann eine Optimierung der Einspritzorte und Einspritzmassenströme. <u>Bild 4a</u> zeigt die Lage der Einspritzorte. Diese Einspritzorte müssen (gegenüber Kompressoren) wegen der umgekehrten Drehrichtung der Rotoren auf der HD-Seite liegen und zwar so, daß die Einspritzflüssigkeit von dort aus durch die Zähne in der ganzen Maschine möglichst gleichmäßig verteilt werden kann.

<u>Bild 4b</u> verdeutlicht ein typisches Bild, wie es beim Durchgang eines Zahnkopfes am Endoskopfenster zu beobachten ist.

<u>Bild 5</u> zeigt die mit jeweils einzelnen Einspritzungen erzeugten Verteilungen auf einer Abwicklung der Gehäusebohrung, wobei die Verteilung zwischen den Fenstern interpoliert ist.



- Bild 3: Gemessene Indikatordiagramme und Wirkungsgrad-Verläufe bei Öleinspritzung in den Druckstutzen
- Fig. 3.: Indicator diagrams and efficiency rates for oil injection into the inlet-pipe connection



Bild 4: Lage der Einspritzorte und Prinzipskizze eines Endoskop-Bildes Fig. 4: Points for fluid injection and principle scheme of an endoscope picture



Bild 5: Ölverteilung auf der Gehäuseabwicklung für 5 verschiedene Einspritzorte Fig. 5: Distribution of the injection fluid on the housing-wall for 5 different injection places



dicker Ölschwall big oil surge

dicker Ölfilm thick film layer



dünner Ölschwall small oil surge

dünner Ölfilm thin film layer Überlagert man die Verteilungen der Orte 1 und 2 wird deutlich, daß die Einspritzung von der HD-Verschneidungskante her nur zu einer Verstärkung des Ölfilms im Bereich der HD-Verschneidungskante führt, also nur zusätzliche Reibungs- und Planschverluste verursacht. Ähnlich ist es beim Vergleich der Einspritzorte 1 und 3.

Die Einspritzorte 4 und 5 erzeugen beide auf der Gehäusebohrung einen gleichmäßigen dicken Ölfilm, obwohl sie auf der ND-Seite liegen. Einspritzort 4 benetzt die HD-Stirnflächen der Rotoren und zum Teil auch das steilere Zahnflankenpaar des asymmetrischen Profils, das im Motorbetrieb die Triebflanke zwischen Haupt- und Nebenrotor darstellt. Einspritzort 5 benetzt beide Zahnflanken von der ND-Seite her nahe an der axialen HD-Seite der Rotorprofile. Da diese Flanken von der ND-Seite her in den Profileingriff eintauchen, bildet das überschüssige Flüssigkeitsfilmvolumen einen Schwall auf der ND-Seite des Profileingriffs und wird von diesem dann axial durch die Maschine hindurch verdrängt. Auf diese Weise werden die Zahnflanken auf der ganzen Rotorlänge mehr oder minder intensiv benetzt.

Die Ergebisse der vergleichenden Gütegradmessungen ergaben dann das bemerkenswerte Ergebnis, daß die Bestwerte zu erreichen sind, wenn die Einspritzorte 1, 3, 4 und 5 gleichzeitig und mit gleichen Volumenströmen von je 0,75 l/min versorgt werden. Gegenüber einer minimalen Schmiermitteleinspritzung von nur 0,075 l/min an Ort 4 steigt der effektive isentrope Gütegrad von $\eta_{es} = 0,72$ auf $\eta_{es} = 0,77$, Bild 6.

4. Einfluß der Einspritzung auf den Liefergrad

Dieser Einfluß bei $\Pi = 9$ und $u_{HR} = 40$ m/s ist in <u>Bild 7</u> erkennbar. Verglichen mit einer Minimaleinspritzung verbesserte sich der Liefergrad von $\lambda_L = 1,12$ auf $\lambda_L = 1,07$.

Die Dichtwirkung, also die innere Schraubenmotordichtheit in naßlaufenden Schraubenmaschinen, kann durch eine dimensionslose Kennzahl nach Art der Eulerzahl¹) beschrieben werden:

$$\Pi_{\rm E} := \frac{\Delta \, {\rm p}_{\rm Spalt}}{\rho_{\rm Film} \, {\rm u}^2}$$

Diese Kennzahl ergibt sich anschaulich aus einer Kräftebilanz im engsten Spaltquerschnitt A* bei bewegter Spaltberandung; <u>Bild 8</u> zeigt das statische Ersatzsystem, wie es sich für einen mit der Kammer bewegten Beobachter darstellt.

In vektorieller Formulierung lautet das Kräftegleichgewicht:

$$\mathbf{F} + \frac{\mathrm{d}\,\mathbf{I}_{\mathrm{Film}}}{\mathrm{d}t} = \mathbf{0}$$

1) Eu := $\frac{p}{\rho c^2} \rightarrow \frac{\text{Druckkraft}}{\text{Trägheitskraft}}$ Def.der Eulerzahl



Bild 6: Effektiver isentroper Gütegrad als Funktion des spezifischen Ölvolumens bei $\Pi = 9$ und u = 40 m/s für verschiedene Einspritzorte

Symbole	Einspritzorte	Nummer
x	alle	1+3+4+5
0	ohne Druckstutzen	3+4+5
+	nur HD-Seite	1 + 3
•	nur ND-Seite	4

Fig.: 6:	Effective isentropic efficiency rate versus specific injection volume at $\Pi = 9$ and		
	u = 40 m/s for different injection places		

Symbol	injection places	number	
x	all	1+3+4+5	
0	without inlet-pipe	3+4+5	
+	only inlet side	1+3	
•	only outlet-side	4	

161



- Bild 7: Liefergrad als Funktion des spezifischen Ölvolumens für verschiedene Einspritzort (Symbole siehe Bild 6)
- Fig. 7.: Delivery rate versus specific injection volume for different injection places (symbols see fig. 6)



Bild 8: Kräftebildanz im Spalt mit bewegten und flüssigkeitsbenetzten Wänden Fig. 8.: Momentum balance in gaps with moving and wetted walls Darin ist dI_{Film} / dt die Änderung oder Zeitableitung des Impulses des Flüssigkeitsfilms im engsten Spaltquerschnitt A*_{Sp}. Nach Vereinfachung auf die Umfangskomponente ergibt sich für diese Impulsänderung

$$\frac{dI_{Film}}{dt} = \frac{d(m_{Film} u)}{dt}$$

oder anders formuliert bei Beachtung der Produktregel

$$(m_{Film} u)' = m'_{Film} u + m_{Film} u'$$
.

Hierin ist u die konstante Umfangsgeschwindigkeit, so daß wegen u' = 0 der zweite Summand Null wird. Die zeitliche Ableitung der durch die Querschnittsfläche A*_{Sp} durchtretenden Fluidmasse ist der konstante Massenstrom \dot{m}_{Film} , der mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung

$$\frac{dm}{dt} = m' = \dot{m}_{Film} = A_{Sp}^* u \rho_{Film}$$

bestimmt werden kann und man erhält

$$\frac{dI_{Film}}{dt} = A_{Sp}^{\bullet} u \rho_{Film} u$$

Mit der üblichen Annahme, daß der Druck im Film durch den jeweiligen Gasdruck im Zahnlückenraum aufgeprägt ist, ergeben sich die äußeren eingeprägten Kräfte F zu:

$$F = (p_{HD} - p_{ND}) A_{Sp} = \Delta p A_{Sp}$$

Wird beides in die Gleichung des Kräftegleichgewichts eingesetzt, folgt

$$\Delta p A_{Sp}^{\bullet} = A_{Sp}^{\bullet} u \rho_{Film} u$$
$$\Delta p_{tritument} = \rho_{Film} u^{2}$$

Dieser Gleichgewichtsfall ist eine 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:

$$\Delta p_{krit, oben} = \rho_{FI} a_{Gas}^2$$

Dieser Grenzfall beschreibt den Zustand, wenn z.B. ein begrenzter Ölfilm auf den Flanken haftet und in einen offenen Spalt mit einem Gasleckstrom der Schallgeschwindigkeit a hineingezogen wird. Das Fluid würde den Spalt sofort verstopfen, wenn es nicht auf diese Gasgeschwindigkeit beschleunigt würde. Diese obere Grenze für stabile Filme ist bei Motoren gegenüber Kompressoren durch die Drehrichtungsumkehr verschoben. Während beim Motor die Impulsänderung des Fluidfilms einen Betrag hat von

$$\left|\Delta I_{\text{Film}}\right| = m_{\text{Film}} (a+u)$$

sind es beim Kompressor nur

$$|\Delta I_{Film}| = m_{Film} (a-u)$$
,

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

Eine wichtige Schlußfolgerung aus diesem Sachverhalt ist - ein gelungene Verteilung der Flüssigkeit durch die konstruktive Gestaltung der Einspritzung vorausgesetzt -, daß die *hydraulische Spaltdichtung vor allem eine Funktion der Dichte ist und die Viskosität mur indirekt zur Dichtwirkung durch Verbesserung der Ölverteilung beiträgt*, bei der dann die konstruktive Gestaltung einfacher wird.

Für praktische Anwendungen bedeutet dies die Möglichkeit, die inneren mechanischen Reibungsverluste durch den Ersatz von Einspritzöl durch z.B. Speisewasser in Wasserdampfexpansionsanlagen zu verringern. Auch der technische Aufwand für Einspritzanlagen wird dann besonders einfach, weil dazu eine kontrollierbare Bypassleitung auf passendem Temperaturniveau zwischen Vorwärmer und Schraubenmotor ausreicht.

Diese Erwartung konnte durch zwei Kontrollmeßreihen bestätigt werden. Bei einer Variation der Ölviskosität (durch Temperaturänderung) im Verhältnis 1:4 bleibt der Liefergrad konstant. Auch beim Wechsel der Einspritzflüssigkeit von Öl auf Wasser (Viskositätsverhältnis 40:1) blieb der Liefergradverlauf konstant. <u>Bild 9</u> zeigt den dominierenden Einfluß der Drehzahl auf den Liefergrad.

5. <u>Einfluß der Flüssigkeitseinspritzung auf die Innenarbeit W₁ des Schraubenmotors</u>

Die Arbeitsfläche W_i des Schraubenmotors wird bei Flüssigkeitseinspritzung (hier Wasser) sowohl durch die veränderte Dichtheit der Spalte als auch durch die veränderten Temperaturen der Arbeitsraumoberflächen beeinflußt.

5.1. Einfluß der Spaltabdichtung auf die indizierte Arbeit W;

Mit Hilfe der kritischen inneren Schraubenmotordichtheit

$$\Pi_{\rm E} = \frac{\Delta p_{\rm Spalt}}{\rho_{\rm Film} \, {\rm u}^2} = 1$$

164



- Bild 9: Verlauf des Liefergrades λ_L bei Öl- (____) bzw. Wasser- (-----) Einspritzung. Die Bandbreite zeigt den Einfluß des Anlagendruckverhältnisses.
- Fig. 9: Trends of the delivery rate with oil- (____) or water- (-----) injection. The band width represents the influence of the plant pressure ratio

165

kann für die in den Schraubenmotoren vorhandenen Spalte abgeschätzt werden, ob ein Film auf den Spaltwänden stabil ist und so das Gas aus dem Spalt verdrängen kann. Zusätzlich benötigt man dazu ein Indikator-Diagramm; aus ihm lassen sich die momentan anliegenden Druckdifferenzen bestimmen, <u>Bild 10</u>.



Bild 10: Gemessener Druckverlauf in drei benachbarten Arbeitskammern und wichtige Druckdifferenzen

Fig. 10: Technical indicated pressure curve in three related working chambers and importend pressure drops

Annährend gleiche Drückgefälle liegen am *Gehäusespalt*, an der *Kopfrundungsöffnung* und am *HD-Stirnspalt* an, nämlich jeweils die Druckdifferenz zur vorlaufenden bzw. zur nachlaufenden Kammer. Der wirksamste Spalt hiervon ist der Gehäusespalt, bei dem die kritische Druckdifferenz mit der Umfangsgeschwindigkeit am Zahnkopf zu bestimmen ist. Für den Nennbetriebspunkt ergibt sich bei Wassereineinspritzung

am Hauptrotor: $\Delta p_{\text{Spalt}} = \rho_{\text{Film}} u_{\text{HR}}^2 = 16 \text{ bar}$

und am Nebenrotor: $\Delta p_{Saplt} = \rho_{Film} u_{NR}^2 = 11, 1 bar$,

so daß - die erfolgreiche Verteilung des Fluids an der Gehäusewandung vorausgesetzt - die realen maximalen Druckdifferenzen im ganzen Drehwinkelbereich nur ca. die Hälfte der kritischen Werte erreichen und somit der Gehäusespalt vom Einspritzfluid verschlossen wird.

Am Profileingriffsspalt und am HD-ND-Stirnspalt liegt höchstens die Anlagendruckdifferenz an, bzw. der Differenzdruck Kammer-ND-Seite. Als repräsentative mittlere Umfangsgeschwindigkeit wird hier diejenige des Wälzkreisdurchmessers (Index WK) gewählt, die im Nennbetriebspunkt u_{WK} = 25 m/s beträgt. Damit ergibt sich hier am Profileingriffsspalt ein kritisches Druckgefälle von

$$\Delta p_{\text{Spalt}} = \rho_{\text{Film}} u_{\text{WK}}^2 = 6,25 \text{ bar}$$

Vergleicht man damit den Kammerdruckverlauf in Bild 10, erkennt man, daß während des gesamten Füllvorganges der Film auf den Zahnflanken instabil ist und somit Lecksröme wahrscheinlich nur noch behindert aber nicht völlig verhindert werden können. Die gemessenen Liefergrade $\lambda_L > 1$ auch im Nennpunkt bestätigen dieses.

Die Auswirkung einer solchen Art relativer innerer Schraubenmotordichtheit auf die Arbeitsfläche Wi zeigt <u>Bild 11</u>.



Bild 11: Isentroper und realer Druckverlauf bei Wassereinspritzung Fig. 11: Isentropic and real pressure curves with water injection

Die unvermeidliche Drosselung beim Schließen der Einlaßfläche hat zur Folge, daß weniger Masse in die Kammer gelangt, so daß der Druckverlauf zu Expansionsbeginn immer abgesenkt wird. Es treten beim Füllen keine Verlustarbeitsflächen auf wie z.B. beim Kompressor bei nicht angepaßtem Druckverhältnis, sondern nur eine geringere Arbeitsfläche, die durch ein größeres Bauvolumen oder mit einer höheren Drehzahl bei konstantem Massenstrom ausgeglichen werden kann. Schon Dreißig [1] vermutete deshalb, daß sich , Zitat: "die Drosselung theore-tisch gesehen neutral auf die Güte der Energiewandlung auswirken dürfte".

Anstatt beim theoretischen HD-Volumen (gemäß $V_{HD} = V_{max} / v_i$) beginnt die Expansion schon bei dem kleineren Volumen V_{EX} , was einem realen $v_{i,real} = 6$ entspricht, anstelle des durch die Steuerkanten festgelegten $v_{i,th} = 5$. V_{EX} wird bestimmt durch den Schnittpunkt der Linie $p_{HD} = \text{const.}$ mit der Tangente an die gemessene Druckverlaufskurve im Punkt $V_{HD} = V_{max} / v_i$. Von diesem Punkt ausgehend erfolgt die Expansion in praktisch dichten Kammer nahezu isentrop bis zum Volumen V' = 300 cm³.

Bei den Messungen mit Wassereinspritzung beginnt an dieser Stelle eine typische Druckverlaufsanhebung. Bild 10 zeigt, daß hier die Druckdifferenz am Gehäusespalt gerade zu fallen beginnt, was dagegen spricht, daß diese Anhebung durch plötzlich zufließende Leckmassenströme aus der nachfolgenden Kammer bedingt ist. Die Ursache dieser typischen Anhebung mit Wassereinspritzung ist vermutlich der Feuchtegehalt des Arbeitsfluids. Bei der steilen polytropen Expansion von V_{EX} auf V' wird die Taulinie überschritten, bis bei V' die Unterkühlung des Dampfes so stark wird, daß es zu spontaner Tropfenkondensation kommt, wobei die freiwerdende Kondensationsenthalpie dem umgebenden Gas zugeführt wird (vgl. Kondensationsstöße in Lavaldüsen bei Expansion von feuchter Luft). Ab V'' = 420 cm³ findet man den realen Druckverlauf wieder parallel zur Isentropen.

5.2. Einfluß der Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsfluid und Arbeitsraumoberflächen auf W_i

Je besser es auch im Schraubenmotor gelingt, durch Flüssigkeitseinspritzung seine innere Dichtheit zu verbessern, um so mehr muß man sich fragen, ob der damit verbundene Wärmeentzug vom Arbeitsfluid auf das Hilfsfluid die Vorteile der Dichtheit nicht kompensiert. Bei der experimentellen Optimierung der Wassereinspritzmenge findet man z.B., daß große Einspritzmengen im Druckstutzen zu steigenden Liefergraden führen. Vermutlich liegt das an der Abkühlung des Arbeitsfluids schon während des Füllvorganges.

Bei den übrigen Einspritzorten verschlechtern sich ebenfalls der effektive und der indizierte Gütegrad bei zu großen Einspritzmassenströmen. Die Reibungs- und Planschverluste sind hier als nicht ursächlich anzusehen.

Da bei fast allen Messungen das Hilfsfluid mit ND-Temperatur in den Motor gelangt, ist genügend Potential für eine schädliche Innenkühlung des Arbeitsfluids vorhanden. Was bei den Kompressoren so sehr gewünscht wird, wirkt hier im Motor energetisch schädlich.

Über die Bedeutung dieser Einflußgräße gibt eine Meßreihe Aufschluß, bei der t_{HD} auf 76°C gesenkt und die Maschine durch 80°C heißes Lageröl auf einer ähnlichen Temperatur gehalten wurde. Die ND-Temperatur sank dabei auf 5°C ab. Die Einspritztemperatur blieb bei 20°C.

Das Temperaturgefälle zwischen dem Arbeitsfluid und den inneren Maschinenoberflächen ist jetzt während des Füllvorganges sehr klein geworden. Der Liefergrad verbessert sich durch die geringere Abkühlung beim Füllen im Nennpunkt um 4 % von $\lambda_L = 1,12$ auf $\lambda_L = 1,08$, obwohl die Warmspalthöhen im dominierenden Profileingriffsspalt durch die veränderten Temperaturen sogar deutlich wachsen.

Gleichzeitig erfolgt ab Expansionsbeginn eine Druckverlaufsanhebung, weil das in der Kammer eingeschlossene Arbeitsfluid an den wärmeren Arbeitsraumwänden einen Wärmestrom aufnehmen kann, anstatt ihn abzugeben wie beim "normalen" Versuchsbetrieb. Diese Druckverlaufsanhebung verbessert das Arbeitsflächenverhältnis geringfügig, wie Bild 12 zeigt. Dort findet man ebenfalls eine Verbesserung von η_{is} um 4 %.



- Bild 12: Einfluß der Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsfluid und Maschine auf den Druckverlauf bei Π = 9 und n = 5000 min⁻¹ und den indizierten isentropen Gütegrad bei Wassereinspritzung
- Fig. 12: Influence of the temperature difference between the working fluid and the internal surfaces on the pressure curves and the indicated isentropic efficiency rate with water injection

5.3. Einfluß des Druckverhältnisses auf die Innenarbeit Wit

Bei den gewählten konstanten HD-Bedingungen können im Motorbetrieb die Kammerdrücke zu Expansionsende deutlich unter den Druck im ND-Stutzen absinken, <u>Bild 13</u>. Die dort schraffierten Flächen verringern die Nutzarbeit, so daß die Verläufe des indizierten isentropen Gütegrades η_{is} bei Druckverhältnissen $\Pi < 6$ exponentiell abfallen, Bild 13.



- Bild 13: Einfluß des ND-Drucks bzw. des Druckverhältnisses auf die Innenarbeit bzw. auf den indizierten isentropen Gütegrad bei Öleinspritzung
- Fig.: 13: Influence of the outlet-pressure or expansion ratio on the indicated technical work and on the indicated isentropic efficiency rate with oil injection

Bei zu kleinen Umfangsgeschwindigkeiten steigen die Leckströme von Kammer zu Kammer derart an, daß die Nachverdichtung beim Ausschieben der Ladung infolge der Druckverlaufsanhebung durch Leckmassenströme aus der jeweils nachfolgenden Kammer vollständig verschwindet. Damit erweist sich, daß die Lage des optimalen Druckverhältnisses deutlich von der Drehzahl abhängt.

Vor allem Bild 13 zeigt, daß bei $u_{HR} \ge 40$ m/s das Wirkungsgrad-Optimum anlagenbedingt noch nicht erreicht ist.

5.4. Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades

Bedingt durch den als konstant gewählten HD-Zustand des Arbeitsfluids kann gezeigt werden, wie sich Drehzahl bzw. Druckverhältnis als alleinige Variationsparameter auf den mechanischen Wirkungsgrad auswirken. Bild 13 verdeutlicht, daß ein zu kleines Druckverhältnis den mechanischen Wirkungsgrad a priori verschlechtert. Da die Reibungsverluste in erster Näherung unabhängig vom anliegenden Druckverhältnis sind, führt eine Verkleinerung der Innenarbeit durch die Nachverdichtung während des Ausschiebevorganges bei ansonsten konstanten Massen und konstanter Drehzahl zu einer Absenkung des mechanischen Wirkungsgrades.

Die meßtechnische Bestimmung des mechanischen Wirkungsgrades η_m erfolgt derar, daß man die Innenleistung, also $P_i = W_i$ n ermittelt, wobei W_i numerisch aus dem gemessenen Druckverlauf als $W_i = \oint p dV$ berechnet wird und n die gemessene Drehzahl ist. Die Kupplungsleistung oder effektive Leistung P_e folgt aus den Meßgrößen Drehmoment und Drehzahl $P_e = M_d 2\pi$ n. So wird:

$$\eta_{m} = \frac{P_{e}}{P_{i}} = \frac{M_{d} 2\pi n}{W_{i} n} = \frac{M_{d}}{W_{i} / 2\pi}$$

Den Verlauf dieser Größe entnimmt man Bild 14.

Bei der Wassereinspritzung sind alle Kurvenverläufe verschieden von denen bei Öl-Einspritzung. Das hat seine Ursache darin, daß die Flüssigkeitseinspritzung nur bei Öl wegen der höheren Viskosität des Öls für die mechanischen und hydraulischen Reibungsverluste von praktischer Bedeutung ist. Der Einfluß der Wassermasse auf den mechanischen Wirkungsgrad liegt unter der Nachweisgrenze von ca. 1%. Die Reibungsverluste bei Wassereinspritzung werden dominiert von der nahezu konstanten mechanischen Festkörperreibung an den berührenden Lippendichtungen, die die Lagerräume mit ihrem Ölkreislauf trennen vom Arbeitsraum sowie von und in den Wälzlagern. Diesem konstanten Anteil überlagert sich ein drehzahlproportionaler Anteil, der den linearen Anstieg der Scherung im Schmierspalt bei wachsender Drehzahl beinhaltet. Im Nennpunkt ergibt sich so das Reibmoment

$$M_R = W_i / 2\pi - M_d = 4.7 \text{ Nm}$$
.

Eine erste einfache Abschätzung des Reibmomentes durch Dichtungen und Lager nach Herstellerangaben ergibt für die sieben vorhandenen Dichtungen ca. 1-2 Nm und für die sechs



Wälzlager ca. 3 Nm. Das entspricht ungefähr dem Meßwert und bestätigt die Erwartung, daß die hydraulische Reibung im Arbeitsraum bei Wassereinspritzung vernachlässigbar klein wird.

Bild 14: Messung des Reibmomentes bei Wassereinspritzung und Vergleich des mechanischen Wirkungsgrades bei Öl- (____) bzw. Wasser- (---) einspritzung

Fig.: 14: Measuring the friction torque with water (____) injection and comparision of the mechanical efficiency rate with water or oil (---) injection

Der exponentielle Abfall von η_m bei Wassereinspritzung mit wachsender Drehzahl folgt aus der durch Drosselung bedingten Unterfüllung der Kammern, die proportional mit der Drehzahl anwächst, ein Grund für den linearen Abfall der Größe $W_i / 2\pi$.

Bei Öleinspritzung überlagern sich die Reibungseinflüsse in den Lagern mit denen im Arbeitsraum. Da diese Kennfeldmessungen mit $\dot{V}_{0i} = 3 \ 1 \ min = const gemacht wurden, nämlich dem$ optimalen Volumenstrom des Nennpunktes, fällt das spezifische Ölvolumen pro Kammer linear $fallend aus, so daß <math>\eta_m$ für $\Pi \le 6$ sogar noch ansteigen kann, trotz wachsender Drehzahl.

Im Nennpunkt erbringen beide Betriebsweisen gleiche Werte, so daß schon mit dieser einfachen Änderungs-Konstruktion auch bei Wasserdampfexpansion ein wirkungsgradunschädlicher Ersatz des Einspritzöls durch abgezweigtes Kesselspeisewasser passender Temperatur möglich. Wegen der praktischen Verschmutzung der Wärmetauscher durch unvollkommen abgeschiedenes Öl ist dieser Ersatz für dauerlauffähige Anlagen auch notwendig ist.

6. Ausblick

Die in Schraubenkompressoren bewährte Technik der Wassereinspritzung bietet auch bei Dampfschraubenmotoren beträchtliche Potentiale:

- Die an den inneren Arbeitsraumoberflächen haftenden Fluidfilme dichten die Spalte schon bei mäßigen Umfangsgeschwindigkeiten von 40 m/s recht wirkungsvoll ab, wobei der (spezifische) Einspritzvolumenstrom nur bei ca. 10% der für Luftkompressoren optimalen Werte liegt. Da die Innenkühlung durch Einspritzung beim Motor energetisch schädlich ist, sollte der spezifische Volumenstrom v = 0,5 l/m³ nicht überschritten und die Temperatur des Einspritzfluids soweit wie wirtschaftlich möglich, an die HD-Temperatur angenähert werden. Bei passender Einspritzung, z.B. Zerstäubung von Heißwasser im Druckstutzen, ist sogar eine an die Isotherme angenäherte polytrope Prozeßführung vorstellbar.
- Das Einspritzfluid dichtet nicht nur beim Haften an den Arbeitsraumoberflächen, es realisiert auch gleichzeitig eine ausgezeichnete Filmkühlung der Bauteile, deren Temperatur-Wechselbealstung zusätzlich erheblich gedämpft wird. Damit können die konstruktiven Spalthöhen gegenüber Trockenläufern wesentlich verkleinert werden und zwar sprunghaft um 50-75%. Dieses Potential taucht in den Messungen nicht auf, sondern wird erst sichtbar, wenn eine baugleiche trockenlaufende Maschine mit entsprechend größeren Spalten untersucht würde.
- Durch die Einspritzung von aufbereitetem Kesselspeisewasser, gleichgültig ob heiß oder kalt, besteht eine gute Chance, den Erosionskorrosions-Verschleiß auch bei "Normalwerkstoffen" zu stoppen, da die Bauteile von angereichertem Speisewasser benetzt werden und nicht von aggressiveren Kondensattropfen.
- In Verbindung mit einer Verschleißschutzschicht bzw. einer Schicht mit Notlaufeigenschaften, wie sie z.B. im SFB 316 entwickelt werden, kann das Synchrongetriebe auch bei Wassereinspritzung entfallen. Die Versuchsmaschine wird z.Zt. eher der Not ge-

horchend in einer Art Feldversuch betrieben, nur mit der "natürlichen" Schutzschicht aus fest haftenden Koorsionsprodukten und einem daran "klebenden" Schmutz-Öl-Tenside-Wasser-Gemisch.

- Eine weitere Anhebung des Anlagendruckverhältnisses und der HD-Temperatur erscheint mit der Versuchsmaschine möglich. Entsprechende Versuche werden z.Zt. vorbereitet.

7. Literatur

- Dreißig, B. Ein Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden Schraubenmotoren. In: VDI Fortschritt-Berichte, Reihe 6 Nr. 245, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1990
- [2] Kauder, K. Entwicklungsprobleme von Schraubenmotoren. In: VDI-Berichte 521, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1984
- [3] Kauder, K. Fluidenergiemaschinen II, Verdrängermaschinen. Vorlesungsskript Universität Dortmund, Dortmund, 1990