Auslegungskriterien für Schraubenmotoren

Prof. Dr.-Ing. K. Kauder VDI und Dipl.-Ing U. Dreißig, Dortmund

Zusammenfassung

Das vorgestellte Verfahren zur Ermittlung der Auslegungsdaten von Schraubenmotoren stellt einen ersten Schritt hin zu einer allgemeingültigen, fluidartunabhängigen Auslegungsmethode dar. Sie ermöglicht Anwendern und Betreibern einen, ihren jeweiligen technischen Anforderungen entsprechenden, optimalen Schraubenmotor bestimmen zu können.

Ein Vergleich der Ergebnisse des Simulationsprogrammes mit Kennfeldmessungen an einem einstufigen Dampfschrauben-motor liefert eine hinreichende Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung.

Untersuchungen über das Betriebsverhalten des Schraubenmotors verdeutlichen zunächst allgemeine Aussagen und Tendenzen hinsichtlich des Maschinenkenngrößenverhaltens bei Variation der Betriebsparameter. Durch die gezielte Maßnahme der "Volumenverhältnisauslegung" für ein bestimmtes Anlagendruckverhältnis ist eine Verbesserung bzw. bei unveränderten Betriebsparametern der Optimalwert des Maschinenwirkungsgrades erreichbar.

Durch den Einsatz von verschiedenen Arbeitsfluiden, insbesondere von Fluorkohlenwasserstoffen, lassen sich mit der Schraubenmotoranlage Abwärmepotentiale mit niedrigem Temperaturniveau nutzen. Die Untersuchungen zeigen, daß mit Fluorkohlenwasserstoffen als Arbeitfluid hohe Maschinenwirkungsgrade erzielt werden.

Summary

The introduced mode of action represents a first step to a general layout method for screw-type engines which is irrespective of the type of working fluid. The mode of action render possible users and operators to fix a optimum screw-type engine according to the technical requirements.

The comparison of the result of the simulated calculations with measurements for an one-staged, dry-running screw-type engine shows sufficient consistency. Studies concerning the operating behaviour of screw-type engines illustrate general statements and tendencies with regard to the behaviour of the machine sizes. Through the suitable action of "laying out volume ratio" an improvement is put in at a special pressure ratio respectively the optimum efficiency of the machine is reachable at unchanged operating points.

By using different working fluids, especially fluorohydro-carbons, it is possible to utilize waste-heat in the range of low-temperatures with screw-type engine plants. Studies have shown, that high efficiencies can be realized with the working fluid fluorohydrocarbon.

Sumbole		Formula symbols
-	C-1-111-1-11-11	velocity of sound
a	Schallgeschwindigkeit	The state of the s
D	Hauptrotordurchmesser	diameter
mzu	tatsächlich zugeführte Masse	realy feeded mass
m _{th}	theoretisch zugeführte Masse	theoretical feeded mass
mth	theoretischer Massenstrom	theoretical massflow
n	Hauptrotordrehzahl	speed
p	Druck	pressure
P	Leistung	performance
R	Gaskonstante	gas constant
S	Spalthöhe	gap height
t _E	Frischdampfeintrittstemperatur	temperature of live-steam
uHR	Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit	circumferential speed
v ₁	eingebautes Volumenverhältnis	built-in volume ratio
(v _i) _{th}	theoretisches Volumenverhältnis	theoretical volume ratio
(v ₁) _R	berechnetes Volumenverhältnis zur Erreichung der Gütegradein- hüllenden (n _{i,s}) _{opt}	calculated volume ratio to reach the envelope of efficiency (n _{i,s}) opt
ΔV _{i,s}	$\Delta v_{1,s} := (v_1)_{th} - (v_1)_{R}$	250,000,000
V	Volumen	volume
w	spezifische Arbeit	specific work
W	Arbeit	work
Wit	indizierte Arbeit	indicated work
Z	Zähnezahl.	number of serrations

α	Hauptrotordrehwinkel	angle of rotation	Ind.	izes	Indicators
n _{i,s}	indizierter, isentroper Gütegrad	indicated, isentropic efficiency	1 K	indiziert Kondensator	indicated condenser
(n ₁ ,s) _{op}	Einhüllende der indizierten, isentropen Gütegradverläufe ⁿ i,s indizierter, isentroper Güte-	Envelope of the indicated, isentropic efficiency curves $\eta_{i,s}$ indicated, isentropic	N s Sp	Maximum Nennwert isentrop Spalt	meximum nominal isentropic gap
(n _{i,s}) _{v_i}	gradverlauf mit konstantem Volumenverhältnis v _i	efficiency curve at constant volume ratio v _i			
K	Isentropenexponent	isentropic exponent			
A _F	Füllungsgrad	filling rate			
$(^{\lambda}_{F})_{v_{i}}$	Füllungsgrad mit konstantem Volumenverhältnis v _i als [.] Parameter	filling rate at constant volume ratio $\mathbf{v_i}$			
П	Druckverhältnis	pressure ratio			

1. Einleitung

Entwickelte Konzepte von Schraubenmotoranlagen, zumeist als dezentrale Anlagen kleiner Leistung ausgeführt, stellen auf dem Gebiet der Abwärme- und Solarenergienutzung zur Erzeugung von elektrischer oder mechanischer Energie eine zukunftsträchtige Technologie dar.

Die Maschine "Schraubenmotor" selbst wurde bisher jedoch in ihrer theoretischen Betrachtung und Durchdringung nur wenig beachtet. Einfache Berechnungen des Schraubenmotors sind aufgrund der komplexen Zusammenhänge der Verlustmechanismen mit ihren teilweise gegenläufigen Auswirkungen nur selten möglich. Eine Schraubenmotorauslegung unter dem Kriterium optimaler Maschinenkennwerte zu erreichen, erfordert umfangreiche Simulationsprogramme mit vielen Variationen. Insbesondere Änderungen der Maschinengeometrie erschweren die einfache Berechnung zusätzlich. Auf rein experimentellem Wege sind kurzfristige Ergebnisse nicht zu erwarten.

Entwicklungsziel des Forschungsvorhabens "Schraubenmotor" ist es, Kriterien zur Auslegung von Schraubenmotoren für frei wählbare Arbeitsfluide zu entwickeln und ein Auslegungssystem des "optimalen Schraubenmotors" unter Anwendung von schraubenmaschinenspezifischen Auslegungskennzahlen zu erarbeiten.

Dem Anwender steht damit eine Methode zur Verfügung, mit der er, angepaßt an die Art und Qualität der vorhandenen Energiequelle, die Auslegung des Schraubenmotors mit Auswahl des geeignetesten Arbeitsfluids durchführen kann.

Es wird dabei davon ausgegangen, daß es - wie im Verdichterbau - zur Baureihenbildung von Schraubenmotoren kommt.

Im folgenden soll ein erster Schritt zur Schraubenmotorenauslegung, gebunden an spezielle Anforderungen und ein exemplarisch ausgewähltes Rotorprofil, vorgestellt werden.

2. Auslegung eines Schraubenmotors

In das Auslegungsverfahren werden

- der indizierte, isentrope Gütegrad ni,s
- der Füllungsgrad λ_{F}
- die indizierte Leistung P_i bzw. Arbeit W_{it}
- die Hauptrotordrehzahl n
- das eingebaute Volumenverhältnis v_i
- das Druckverh ältnis II
- der theoretische Massenstrom mth
- der verarbeitbare Massenstrom m
 zu

sowie die zunächst konstant geltenden Größen

- der Kondensatordruck pw
- das Arbeitsfluid mit seinen thermodynamischen Eigenschaften
- der Hauptrotordurchmesser D
- die Hauptrotorzähnezahl z

und die Volumenkurve des Motors einbezogen.

2.1. Maschinenkenngrößen und Kennzahlen

Zur Beurteilung des Betriebsverhaltens des Schraubenmotors eignen sich die Maschinenkenngrößen Füllungsgrad λ_F und indizierter, isentroper Gütegrad $\eta_{i,\delta}$

$$\lambda_{\rm F} := \frac{m_{\rm zu}}{m_{+\rm b}} \tag{1}$$

sowie

$$\eta_{i,s} := \frac{P_i}{P_s} = \frac{W_{it}}{\lambda_F \ m_{th} \ W_s}$$
 (2)

in besonderer Weise.

Um zu vereinfachenden Darstellungsformen von Berechnungsergebnissen zu gelangen und gleichzeitig die variablen Betriebsparameter zu reduzieren, ist es erforderlich, weitere als die bisher üblichen Maschinenkennzahlen zu entwickeln.

Hierzu werden mit Hilfe des II-Theorems von Buckingham Kennzahlen für trockenlaufende Schraubenmotoren gebildet.

Der Lösungsweg basiert auf den im folgenden beschriebenen Kennzahlen.

Der Füllungsgrad $\lambda_{\rm F}$ zeigt in Abhängigkeit von der neu gebildeten Kennzahl π_1 besonders einfache Zusammenhänge

$$\pi_1 := \frac{a}{Dn} \tag{3}.$$

Für eine Darstellung der Motorleistung eignet sich die Kennzahl π_{10}

$$\pi_{10} := K \frac{n\Pi}{v_i} \tag{4}$$

mit der Konstanten

$$K = \frac{z \times V_{\text{max}}}{D^2 a}.$$

2.2. Voraussetzungen und Annahmen

Grundlage für die, in den folgenden Abschnitten, dargestellten Berechnungsergebnisse bildet ein Simulationsprogramm für beliebige trockenlaufende Schraubenmotoren. Hierbei handelt es sich um ein iteratives Verfahren, das auf ein adiabates Kammermodell aufbaut /1/. Für die Spaltströmungen und die druckseitigen Steuerkanten sind an Modellen experimentelle Durchflußbeiwerte bestimmt worden.

Die wichtigsten Geometriedaten der Modellmaschine sind:

Hauptrotordurchmesser D = 0.1 mmaximales Kammervolumen $V_{max} = 0.225 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ symmetrisches (4+6)-Profil

Durch die Geometrie der Rotoren sind die Spaltlängen und die

Volumenkurve des Motors festgelegt. In den Rechnungen werden die Durchflußbeiwerte und vorgegebenen Spalthöhen über dem Hauptrotordrehwinkelbereich als konstant angenommen. Innerhalb der jeweils begrenzten Druck- und Temperaturbereiche des Schraubenmotors wird das gewählte Arbeitsfluid, soweit keine realen Daten vorliegen, als ideales Gas behandelt.

Weiterhin gelte für den Isentropenexponenten ein mittlerer Wert (1. Näherung).

Die Stoffwerte der beispielhaft betrachteten Arbeitsfluide R113 ($C_2F_3Cl_3$), R114 ($C_2F_4Cl_2$)/3/ und Wasserdampf /4/ betragen:

	R113	R114	H ₂ O
Gaskonstante R (J/kg/K)	44,37	48,65	461,5
mittlerer Isen- tropenexponent \$\overline{\kappa}\$ (-)	1,08	1,06	1,31

Die Frischdampfeintrittstemperaturen für die Fluorkohlenwasserstoffe R113 und R114 werden mit $\rm t_E$ = 140°C, für Wasserdampf $\rm t_E$ = 180°C angenommen, kondensiert werde bei $\rm p_K$ = 1 bar.

2.3. Ergebnisse der Simulationsrechnungen

Die Auslegungsdaten des Schraubenmotors sollen unter der Voraussetzung einer vorhandenen Anlage mit einem bestimmten Anlagendruckverhältnis und konstantem Kondensatordruck berechnet werden.

Zunächst sollen die Parameter Motorleistung und Eintrittstemperatur festgelegt werden.

Es besteht demnach die Forderung, eine bestimmte Leistung bei einem bestimmten Anlagendruckverhältnis bereitzustellen.

Als Kriterium für die Auslegung des Motors dient der Gütegrad $\eta_{\text{i,s}}$, der bei dem geförderten Anlagendruckverhältnis den optimal erreichbaren Wert haben soll.

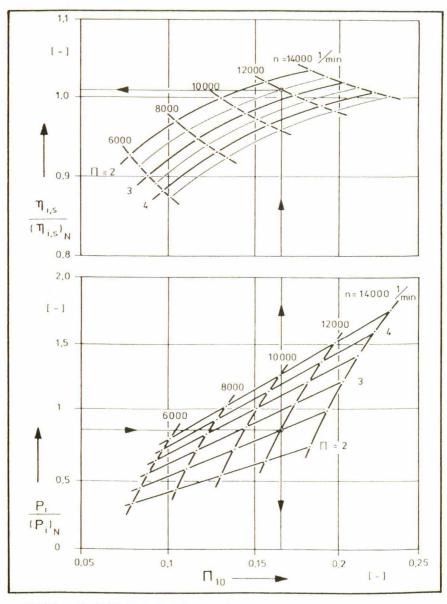


Bild 1: a) Indizierte Leistung und b) Gütegrad in Abhängigkeit von der Kennzahl $\pi_{10}:=K\frac{n\Pi}{v_i}$, Fluid: R114

Fig. 1: a) Indicated performance and b) efficiency as function of characteristic value $\pi_{10}:=K\frac{n\Pi}{v_i}$, working fluid: R114

Bild 1 verdeutlicht die Vorgehensweise, wie man die Auslegungsgrößen

- eingebautes Volumenverhältnis vi,
- Hauptrotordrehzahl n und
- die zugehörige Maschinenkenngröße

indizierter, isentroper Gütegrad bestimmt.

Das eingebaute Volumenverhältnis erhält man dabei aus der zugeordneten Kennzahl π_{10} mit der als Parameter bestimmbaren Hauptrotordrehzahl. Der Gütegrad $\eta_{i,s}$ gibt in dieser Betrachtung den optimal möglichen Wert für die Parameterverknüpfung Drehzahl, Druckverhältnis und Volumenverhältnis an. Solche Parameterverknüpfungen erfordern umfangreiche Variationsrechnungen; sie werden in Abschnitt 4.1. näher verdeutlicht.

Einschränkungen der in Bild 1a gegebenen Darstellung durch geometrische und betriebsabhängige Grenzparameter wie:

- einbaubares Volumenverhältnis,
- maximale Drehzahl oder
- maximale Lagerbelastung

beeinflussen letztlich den Umfang des möglichen Einsatzbereiches und müssen in die Betrachtung mit einfließen.

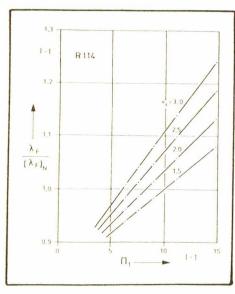


Bild 2: Füllungsgrad in Abhängigkeit von der Kennzahl π₁ := a/(Dn) für verschiedene Volumenverhältnisse v_i, Fluid: R114

Fig. 2: Filling rate as function of characteristic value
π₁ := a/(Dn) with different volume ratio v;, fluid: R114

Aus Bild 2 läßt sich schließlich zu der Auslegungsgröße Volumenverhältnis in Abhängigkeit von der Kennzahl π_1 , die auch die festgelegten Voraussetzungen der Fluidart und deren Frischdampfeintrittstemperatur beschreibt, der Füllungsgrad und damit der real benötigte Massenstrom bestimmen.

Dieser Auslegungsweg ist, wie anfangs beschrieben, an bestimmte Ausgangsgrößen und Auslegungskriterien gebunden und kann deshalb lediglich einen ersten Schritt hin zur allgemeingültigen Auslegung von Schraubenmotoren darstellen. Die Anwendung von Kennzahlen bleibt für die notwendige Allgemeingültigkeit und für die Darstellung hierbei unerläßlich.

3. Vergleich von Messung und Rechnung mit dem Simulationsprogramm

Am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund sind mehrere naßlaufende Dampfschraubenmotor-Prototypanlagen mitentwickelt und erprobt worden /5,6/. Die experimentellen Untersuchungen haben gezeigt, daß der naßlaufende Dampfschraubenmotor Eigenschaften von Trockenläufern aufweist. Erste Nachrechnungen für diese Schraubenmotoren bestätigen dies. Im quantitativen Vergleich zwischen Rechnung und Messung ergaben sich jedoch beim Füllungsgrad, bedingt durch die Anwendung des trockenen Berechnungsverfahrens, größere Abweichungen. Zum Nachweis der Aussagegenauigkeit des entwickelten Simulationsprogrammes für trockenlaufende Schraubenmotoren wurde deshalb das Kennfeld eines einstufigen, trockenlaufenden, indizierten Dampfschraubenmotors aufgenommen. Durch die Indizierung /1,2/ des Schraubenmotors liegen für alle Betriebspunkte des Kennfeldes Indikatordiagramme sowie die zugehörigen Maschinenkenngrößen vor.

An dieser Stelle sei auf weitere Ziele des durchgeführten Versuchsprogrammes hingewiesen. Parallel zu den trocken-laufenden Versuchsreihen erfolgte eine naßlaufende Kennfeldaufnahme. Dies läßt nun einen indirekten Vergleich für beide Betriebsweisen des Schraubenmotors zu. Zusätzlich wird der mechanische Wirkungsgrad und dessen Abhängigkeiten für beide

Betriebsweisen zur Verbesserung der Aussagegenauigkeit des Simulationsprogrammes bestimmt. Ein spezielles Simulationsprogramm für naßlaufende Schraubenmotoren befindet sich in der Entwicklung.

In den experimentellen Untersuchungen kam als Motor ein modifizierter trockenlaufender Schraubenverdichter zum Einsatz, $Bild\ 3$. Für die Vergleichsrechnungen werden die im kalten, unbelasteten Zustand gemessenen Spalthöhen benutzt.

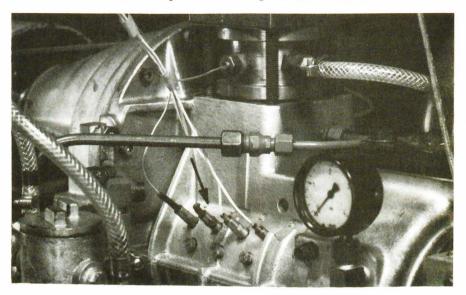


Bild 3: Trockenlaufender modifizierter Schraubenverdichter im Motorbetrieb mit Druckaufnehmer zur Indizierung

Fig. 3: Dry-running modified screw compressor as screw-type engine provided with pressure records for indication

Ein Vergleich zwischen Rechnung und Messung für die Darstellung der indizierten Leistung in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit bzw. dem anliegenden Druckverhältnis entnimmt man Bild 4 und Bild 5. Die Auswertung ergibt eine prozentuale Abweichung von \pm 3 %.

Durch die Indizierung des Schraubenmotors liegen für alle Betriebspunkte des aufgenommenen Kennfeldes entsprechende

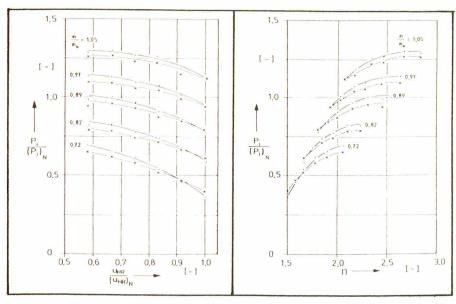


Bild 4: Fig. 4:

Bild 5: Fig. 5:

Gemessene indizierte Leistung in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit und dem anliegenden Druckverhältnis für verschiedene Dampfmassenströme m

Measured indicated performance as function of circumferential speed and pressure ratio with different masses of steam \dot{m}

Messung measurement

x Rechnung calculation

Druckverlaufs- und Indikatordiagramme vor, damit können einige prinzipielle Parametereinflüsse auf das Betriebsverhalten des Motors verdeutlicht werden.

Die Indikatordiagramme des Dampfschraubenmotors, Bild 6, bei verschiedenen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten bestehen aus 20.000 Meßpunkten.

Die Rechnung des Simulationsprogrammes liefert für die inneren Leistungen nur geringe Abweichungen (Bild 4 und Bild 5). Sie zeigt jedoch, beim Vergleich der Expansionsverläufe in Bild 6, nur eine mäßige Übereinstimmung mit der Rechnung. Ursache dafür dürften die in die Rechnung eingesetzten "Kalt-Spalthöhen", die nicht berücksichtigten Rotonvenson-mungen und die konstant gehaltenen Durchslußbeiwerte sein.

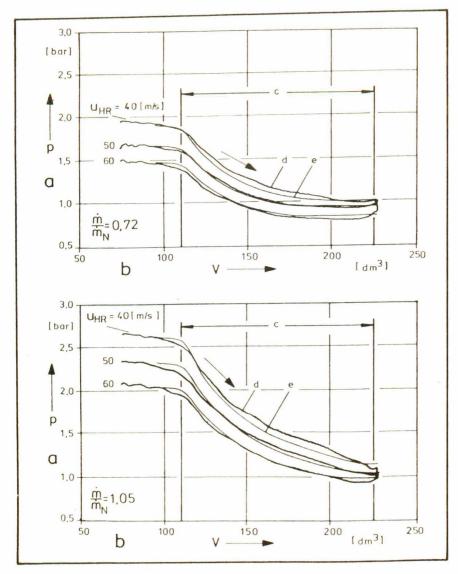


Bild 6: Indikatordiagramme eines Dampfschraubenmotors bei verschiedenen Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten für zwei Dampfmassenströme m a=Druck, b=Volumen, c=Expansionsbereich, d=Messung, e=Rechnung

Fig. 6: Pressure/volume diagram of a screw-type engine with different circumferential speeds for two masses of steam m a=pressure, b=volume, c=area of expansion, d=measurement, e=calculation

Bild 7 verdeutlicht den Kammerdruckverlauf in Abhängigkeit vom Hauptrotordrehwinkel für verschiedene Hauptrotorum-fangsgeschwindigkeiten und zwei Dampfmassenströme. Mit ansteigender Drehzahl sinkt der HD-seitige Eintrittsdruck bei konstantem Dampfmassenstrom mit nahezu gleichbleibender Druckdifferenz.

Der wachsende Dampfmassenstrom bei konstanter Drehzahl führt erwartungsgemäß zu steigenden HD-Drücken.

Die Kammerdruckverläufe bei konstantem Massenstrom, Bild 7, zeigen, daß lediglich nur ein bestimmtes Anlagendruckverhältnis am Expansionsende auf den Kondensatordruck führt. Wird das Anlagendruckverhältnis zu klein, sinkt der Kammerdruck unter den Kondensatordruck; es kommt zu einer Nachverdichtung – ist das Anlagendruckverhältnis größer, expandiert das Arbeitsfluid im Kondensator nach. In beiden Fällen bedeutet das ein Verlust an Arbeitsfläche.

Im Hauptrotordrehwinkelbereich von 240° bis 186° strömt der Dampf in die Arbeitsräume ein. Die Druckdifferenz zwischen HD-Druck und Kammer wächst mit zunehmendem Drehwinkel zum Expansionsbeginn hin an, da aufgrund der kleiner werdenden Querschnittsfläche des Einlasses die steigenden Strömungswiderstände eine vollständige Füllung des Arbeitsraumes bei gleichzeitig erfolgender Expansion behindern, was sich wie eine Volumenverhältnisvergrößerung auswirkt.

4. Betriebsverhalten des Schraubenmotors

Die dargestellten Untersuchungsergebnisse sollen einen Beitrag zur Auslegungsdiskussion und zur Wirtschaftlichkeit der Schraubenmaschine im Motorbetrieb leisten.

4.1. Anpassung des inneren Volumenverhältnisses

Eine Maschinenanpassung an eine gegebene Anlage impliziert, für ein bestimmtes Betriebsdruckverhältnis, das Volumenverhältnis des Motors entsprechend auszulegen. Bedingt durch Spaltmassenströme und Druckverluste an den druckseitigen Steuerkanten ist eine Auslegung mit

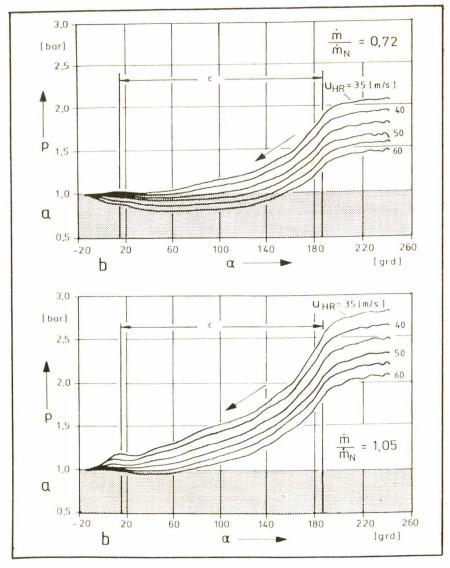


Bild 7: Gemessener Kammerdruckverlauf in Abhängigkeit vom Hauptrotordrehwinkel bei verschiedenen Rotorumfangsgeschwindigkeiten für zwei Dampfmassenströme

a = Druck, b = Drehwinkel, c = Expansionsbereich

Fig. 7: Measured pressure angle of rotation diagram with different circumferential speeds for two masses of steam a = pressure, b = angle of rotation, c = area of expansion

$$(v_i)_{th} = II^{\frac{1}{\kappa}}$$
 (5)

nicht möglich, wenn man einen optimalen Gütegrad $(\eta_{i,s})_{opt}$ anstrebt. Bild 8 zeigt den Verlauf des isentropen, indizierten Gütegrades und Bild 9 den Füllungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis II mit dem Volumenverhältnis v_i als Parameter. Mit wachsendem inneren Volumenverhältnis nimmt der Füllungsgrad ab. Die Füllungsgradverringerung wird durch eine zunehmende Unterfüllung der Kammer aufgrund der Flächenreduzierung hervorgerufen. Diese Unterfüllung verstärkt sich zusätzlich, wenn Arbeitsfluide mit kleinen Schallgeschwindigkeiten verwendet werden, da für diese Fluide beim Einströmvorgang größere Druckverhältnisse notwendig sind.

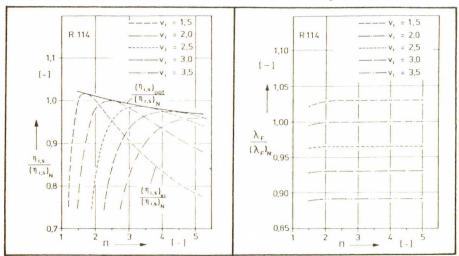


Bild 8: Fig. 8:

Bild 9: Fig. 9

Indizierter, isentroper Gütegrad und Füllungsgrad in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für das Fluid R114 mit der Einhüllenden $(\eta_{i,s})_{opt}$

Indicated, isentropic efficiency and filling rate as function of pressure ratio by using the working fluid R114 with the envelope $(n_{i,s})_{opt}$ Ab einem bestimmten Druckverhältnis bleibt bei konstantem Volumenverhältnis der Füllungsgradverlauf nahezu unverändert. Dies läßt sich durch das Erreichen bzw. durch eine Annäherung an die kritischen Druckverhältnisse am Spalt deuten.

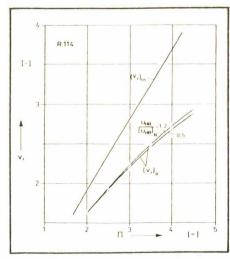


Bild 10: Berechnetes und theoretisches Volumenverhältnis in Abhängigkeit vom Druckverhältnis für verschiedene Hauptrotorumfangsgeschwindigkeiten u_{HP}

Fig. 10: Calculated and theoretical volume ratio as function of pressure ratio with different circumferential speeds $u_{\rm HP}$

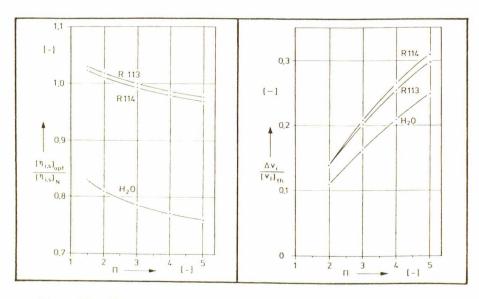


Bild 11: Fig. 11:

Bild 12: Fig. 12:

Einhüllende des Gütegrades und relative Volumenverhältnisänderung in Abhängigkeit vom Druckverhältnis, Fluide: R113, R114 und $H_{\star}0$

Envelopement of the efficiency and relative volume-ratio change as function of pressure ratio, working fluids: R113, R114 and $\rm H_2\,O$

Der Verlauf der Gütegradkurven in Bild 8 werden sowohl durch den Füllungsgradverlauf als auch durch das Verhältnis von indizierter Arbeitsfläche $\rm W_{it}$ des p-V Diagrammes zur isentropen Arbeitsfläche $\rm W_{s}$ (Arbeitsflächenverhältnis $\rm W_{it}/\rm W_{s}$) bestimmt. Mit wachsenden $\rm v_{i}$ -Werten verschiebt sich das Maximum des Gütegrades hin zu größeren Druckverhältnissen, analog Gl. (5) bei maximalen Arbeitsflächenverhältnissen. Der Füllungsgrad hat hierbei aufgrund seiner sehr geringen Abhängigkeit vom Druckverhältnis auf die Maximumlage wenig Einfluß. Die Verringerung von Füllungsgrad und Arbeitsflächenverhältnis bewirkt jedoch eine Senkung des jeweiligen Gütegradmaximums bei wachsendem Volumenverhältnis.

Für eine optimale Maschinenanpassung bei gegebenem Druckverhältnis ist jedoch das zur Gütegradeinhüllenden $(\eta_{i,\delta})_{opt}$ jeweils gehörige Volumenverhältnis $(v_i)_R$ zu wählen. Ursache ist die dissipative Strömung an den druckseitigen Steuerkanten, die eine vollständige Auffüllung des Arbeitsraumes behindert. Dies wirkt sich dann wie eine Vergrößerung des eingebauten Volumenverhältnisses aus (vergl. Bild 6 und Bild 7), so daß ein optimales Arbeitsflächenverhältnis W_{it}/W_S nur durch Verkleinern des Volumenverhältnisses erreichbar wird. Eine Änderung der Umfangsgeschwindigkeit (nicht dargestellt) bewirkt eine Parallelverschiebung der Gütegradeinhüllenden $(\eta_i)_{S.opt}$.

Die Abweichungen zwischen dem zum Gütegradoptimum gehörigen Volumenverhältnis $(v_i)_R$ und dem theoretischen Volumenverhältnis $(v_i)_{th}$ nach Gl. (5) mit dem Parameter Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit, entnimmt man Bild 10.

Danach hat die Umfangsgeschwindigkeit nur einen geringfügigen Einfluß auf das Volumenverhältnis $(v_i)_R$, so daß eine, in erster Näherung, drehzahlunabhängige Auslegung erfolgen kann.

4.2. Einfluß der Arbeitsfluidauswahl

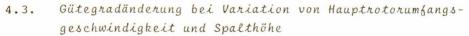
Als Kreislauffluid für heute im Betrieb befindliche Abwärmenutzungsanlagen werden neben Wasserdampf vor allem organische Fluide und hier am häufigsten Fluorkohlenwasserstoffe wie R11, R 113 und R114 verwendet. Parameter für die Auswahl des geeignetsten Arbeitsfluids sind z.B. Temperaturniveau der Wärmequelle, thermodynamisches Verhalten, Verfügbarkeit, Preis etc. Fluorkohlenwasserstoffe wie R113 und R114 besitzen im Niedertemperaturbereich (< 200°C) wesentliche Vorteile gegenüber dem gebräuchlichen Arbeitsfluid Wasserdampf und kommen aufgrund der wirtschaftlichen Nutzungsmöglichkeiten verstärkt zum Einsatz. Die prozentuale Verbesserung der Maschinenkenngröße Gütegrad $\eta_{i,s}$ für die Arbeitsfluide R113, R114 und Wasserdampf ist Bild 11 zu entnehmen.

Mit dem Arbeitsfluid R113 können die jeweils höchsten Gütegrade erreicht werden. Die Höhe des Gütegrades bei konstantem Druckverhältnis hängt im wesentlichen von der Schallgeschwindigkeit des Arbeitsfluids ab

$$a = \sqrt{\kappa R T}$$
 (6).

Je kleiner die Schallgeschwindigkeit, um so geringer sind die relativen Spaltmassenströme; so kann der Motor im ganzen als dichter angesehen werden, d.h., die geringe Abweichung der Kurvenverläufe für die Fluide R113 und R114 läßt sich auf die annähernd gleichen Schallgeschwindigkeiten zurückführen.

Die Auswirkungen der unterschiedlichen Arbeitsfluide auf die Auslegungsgröße eingebautes Volumenverhältnis zur Erreichung des optimalen Gütegrades beschreibt Bild 12. Das einzubauende Volumenverhältnis muß um so mehr verringert werden, je kleiner die Schallgeschwindigkeit des gewählten Arbeitsfluids und je größer das anliegende Druckverhältnis wird. Die Ursache liegt wieder in der Unterfüllung des Arbeitsraumes zu Beginn der Expansion (Vergl. Beschreibung zu Bild 8), die mit abnehmender Schallgeschwindigkeit anwächst und so eine größere Volumenverhältnisänderung bewirkt.



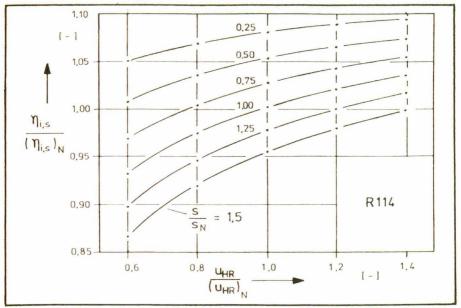


Bild 13: Indizierter, isentroper Gütegrad in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit für verschiedene bezogene Spalthöhen s

Fig. 13: Indicated, isentropic efficiency as function of circumferential speed with different relative gap heights s

Die Untersuchung bezieht sich auch auf den Nennbetriebspunkt der Modellmaschine und zeigt, wie sich eine entsprechende Parameteränderung auswirkt und gegebenenfalls kompensieren läßt. Ferner soll das mögliche Verbesserungspotential durch Änderung der Umfangsgeschwindigkeit und Spalthöhe aufgezeigt werden.

Bild 13 gibt die prozentuale Gütegradänderung in Abhängigkeit von der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit bei konstantem Druck- und Volumenverhältnis mit der bezogenen Spalthöhe als Parameter wieder. Die Spalthöhen wurden hierbei für alle Spaltarten prozentual gleich variiert. Für eine Kurve konstanter Spalthöhe nimmt bei prozentual gleichmäßiger Anhebung der Umfangsgeschwindigkeit der Anstieg des Gütegrades ab. Der Gütegrad n_{i,s} wird bei konstantem Volumenverhältnis hauptsächlich durch die Größe des Füllungsgrades bestimmt, der wie Bild 2 verdeutlicht, unterproportional mit der Umfangsgeschwindigkeit ansteigt. Es ist deshalb bei einer zu "gnoßspieligen" Fertigung ein überproportionales Abfallen des Gütegrades zu erwarten. Für einen "engspieligen" Schraubenmotor wird eine wesentliche Gütegradsteigerung kaum möglich sein. Bezüglich des Nennbetriebspunktes läßt sich in erster Näherung eine Kompensation der beiden Parametergrößen durch eine prozentuale Änderung im gleichen Verhältnis erreichen.

Literatur

- /1/ Kauder, K. :Entwicklungsprobleme von Schraubenmotoren;

 VDI-Berichte 521, 1984, S. 1-17 Düsseldorf VDI Verlag
- /2/ Naujoks, R. :Zustandsänderungen in trockenlaufenden
 Schraubenmaschinen ein Vergleich von
 Experiment und Rechnung;
 Dissertation Universität Dortmund
 VDI-Fortschrittsbericht Reihe 7, Nr. 69
- /3/ Döring, R. :Kaltron 114, Thermodynamische Eigenschaften; Kali-Chemie AG, Hannover, Firmenschrift Band I und II
- /4/ Schmidt, E. :Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf in SI-Einheiten: Springer Verlag, 3. Auflage, 1982
- /5/ Hanselmann,G.:Entwicklung und Erprobung von schiebergeAhmadi, B. steuerten Schraubenmaschinen und des erSchurrer, J. forderlichen Maschinenkreislaufes als
 Grundlage für die Auslegung solarer Kleinkraftanlagen mit Leistungen von 50-500 kW;
 Forschungsbericht T 84-027, 1984, Technologische Forschung und Technologie Karlsruhe: Fachinformationszentrum Energie,
 Physik, Mathematik GmbH

/6/ Hanselmann, G.: Dampfkreisläufe mittlerer Leistung mit Schraubenmaschinen als Energiewandler, Zweites Programm Energieforschung und Energietechnologien der Bundesrepublik Deutschland; in: BMFT Jahresbericht, 1983, über rationelle Energieverwendung S. 750, Projekt O3E-8277-A