

Der Füllvorgang des Zweiphasen-Schraubenmotors

The filling process of the two-phase screw-type engine

Prof. Dr.-Ing. **K. Kauder**, Dipl.-Ing. **B. Kliem**, Dortmund

Diese Arbeit wird durch die freundliche Unterstützung der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) gefördert.

Zusammenfassung

Der Zweiphasen-Schraubenmotor besitzt als Expansionsmaschine in Trilateral-Flash-Cycle-Prozessen zur Nutzung von Abwärme mit niedriger Temperatur deutliche Vorteile, da dieser Maschinentyp in der Lage ist, Arbeitsfluide mit einem hohen Flüssigkeitsanteil zu expandieren. Die Zweiphasenströmung im Einlaßbereich des Schraubenmotors hat aufgrund ihrer geringen kritischen Geschwindigkeit und der damit verbundenen blockierten Strömung einen hohen Einfluß auf die Füllung der Arbeitskammer und die Energiewandlungsgüte des Motors. Ein hier vorgestelltes neuartiges Füllungssystem mit rotierenden Kurzdüsen läßt eine verbesserte Füllung des Zweiphasen-Schraubenmotors erwarten, da es erst in den Arbeitskammern zur Flashverdampfung kommt.

Abstract

The two-phase screw-type engine presents itself as an expansion engine in a trilateral-flash-cycle to use waste heat in the lower temperature range, because this displacement engine is able to expand working fluids with a high proportion of liquid. Due to the low critical velocity and the blocking flow, the two-phase flow in the inlet port of the screw-type engine has a great influence on the quality of energy transformation. A novel filling system with rotating short nozzels is presented. Less dissipation during the filling process is expected by this system, because the flash evaporation of the fluid will occur in the working chamber and not in the inlet port of the screw-type engine.

1 Einleitung

Der Trilateral-Flash-Cycle (TFC) bietet die Möglichkeit, die Exergie eines Wärmepotentials mit niedriger Temperatur zu nutzen. Im Gegensatz zum klassischen Clausius-Rankine-Prozeß erfolgt hier keine Verdampfung mit eventueller Überhitzung des Arbeitsfluids, sondern das druckbeladene, heiße Arbeitsfluid gelangt im flüssigen Zustand in die Expansionsmaschine, in der eine quasi schlagartige Verdampfung (Flashing) stattfindet. Im Energiewandler expandiert der entstandene Naßdampf unter Abgabe von mechanischer

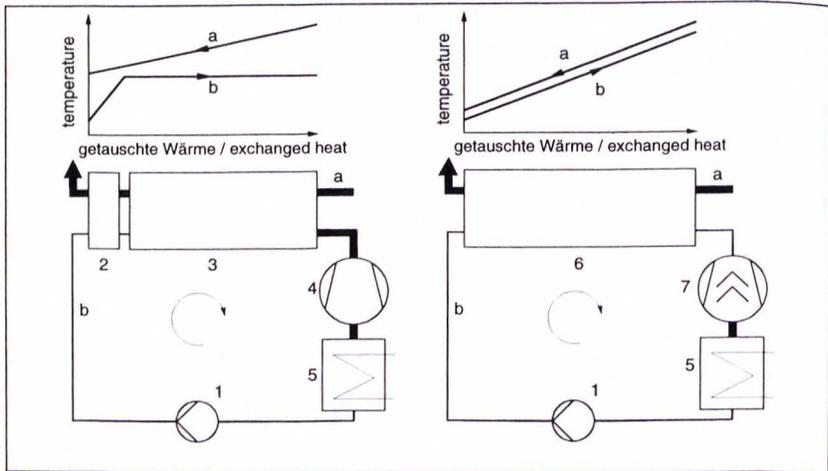


Bild 1: Anlagenschaltung der Kreisprozesse zur Nutzung von Abwärme.

*Links: klassischer Clausius-Rankine-Prozess (Satttdampfprozess).
Rechts: Trilateral-Flash-Cycle (Heißwasserprozess)*

Figure 1: Assembly of the continuous process using waste heat.
*Left: classical Clausius-Rankine-process (saturated steam process).
Right: trilateral-flash-cycle (hot water process)*

*a: Abwärmeträger/waste heat, b Arbeitsfluid/working fluid,
1: Speisewasserpumpe/feed-water pump, 2: Vorwärmer/preheater,
3: Verdampfer/evaporator, 4: Dampfturbine/steam turbine,
5: Kondensator/condenser, 6: Heißwassererzeuger/hot water boiler,
7: Zweiphasen-Schraubenmotor/two-phase screw-type engine*

Leistung. **Bild 1** verdeutlicht die schematische Anlagenschaltung der beiden Prozesse, so wie den prinzipiellen Temperaturverlauf im Verdampfer bzw. Abhitzekessel. Während das Arbeitsfluid des Clausius-Rankine-Prozesses bei konstanter Temperatur verdampft, liegt beim TFC-Prozess eine kontinuierliche Temperaturerhöhung des flüssigen Arbeitsfluids im Abhitzekessel vor. Durch den parallelen Verlauf der Abkühlkurve des Abwärmeträgers und der Erwärmung des Arbeitsfluids, kommt es beim TFC-Prozess zu geringeren Exergieverlusten, verglichen mit dem Prozessverlauf im Abhitzekessel des Clausius-Rankine-Prozesses, [1], [2].

Der Schraubenmotor ist bereits mehrfach als Expansionsmaschine für TFC-Prozesse vorgeschlagen worden, [2], [3]. Ein wesentlicher Vorteil des Schraubenmotors gegenüber der Turbine liegt in seiner Fähigkeit, Fluide mit hohem Flüssigkeitsanteil zu verarbeiten. Aufgrund der erheblich geringeren Strömungsgeschwindigkeit und des Energiewandlungsprinzips der Verdrängermaschine, treten die für Turbinen typischen Brems- und Schleppverl-

ste bei einem hoch tropfenbeladenen Arbeitsfluid nicht so ausgeprägt auf. Durch die vergleichsweise geringe Strömungsgeschwindigkeit im Arbeitsraum der Verdrängermaschine Schraubemotor kommt es kaum zur Erosion durch Tropfenschlag an den Bauteilen der Maschine, wie beispielsweise an der ND-Beschaufelung von Dampfturbinen. Die Betriebsweise des öleingespritzten Schraubenkompressors zeigt, daß dieser Maschinentyp nicht zum Blockieren der Rotoren bei der Anwesenheit von Flüssigkeit im Arbeitsraum neigt.

An der City-University London [3] sind umfangreiche experimentelle und theoretische Forschungsarbeiten zum Betriebsverhalten des Zweiphasen-Schraubemotors durchgeführt worden. Hier wurden jedoch organische Arbeitsfluide (wie R113) als Arbeitsmedium eingesetzt. Aufgrund ihrer besonderen Umweltproblematik scheinen diese Arbeitsfluide für einen Prozeß zur Nutzung von Abwärme nicht geeignet. Das häufig angeführte Argument der besseren thermischen Anbindung der organischen Arbeitsfluide an die Abkühlkurve des Abwärmeträgers im Abhitzekegel aufgrund der geringeren spezifischen Verdampfungsenthalpie dieser Fluide, ist beim TFC-Prozeß sekundär, da es hier im Abhitzekegel lediglich zu einer Erwärmung des umlaufenden Kreislauffluids kommt. Ein Großteil der Erkenntnisse zur besonderen Problematik der Naßdampfexpansion von organischen Fluiden im Schraubemotor läßt sich jedoch auch auf die Expansion anderer Fluide, so von heißem Wasser und Wasserdampf übertragen. Experimentelle Arbeiten zur Expansion von heißem Wasser und Naßdampf im Schraubemotor sind von [4] und [5] durchgeführt worden. Hier stand die Nutzung von heißem Druckwasser aus geothermischen Quellen im Vordergrund. Neben der Problematik der Spaltströmung zwischen den Arbeitsräumen, die bei allen Schraubenmaschinentypen auftritt, stehen beim Zweiphasen-Schraubemotor zwei weitere Gesichtspunkte im Vordergrund:

- ◆ Die Expansion von Naßdampf mit dem Transport von Wärme und Stoff zwischen den beiden Phasen des Fluids im Arbeitsraum des Schraubemotors
- ◆ Der Füllungsvorgang des Zahnlückenraumes unter Berücksichtigung der Zweiphasenströmung und der Flashverdampfung.

2 Berechnungen zur Naßdampfexpansion in Schraubemotoren

Expansionsprozesse im Naßdampfbereich sind immer mit Wärme- und Stoffaustausch zwischen den Phasen verbunden. Auch innerhalb der einzelnen Phasen kommt es zum Wärmetransport, da an den Phasengrenzflächen die Verdampfungsenthalpie aufgebracht (Verdampfung) oder abgeführt (Kondensation) werden muß. Für eine Zustandsänderung nach dem thermodynamischen Gleichgewicht müßte demnach genügend Zeit für den Wärmetransport während der Expansion vorhanden sein. Die jedoch recht kurzen

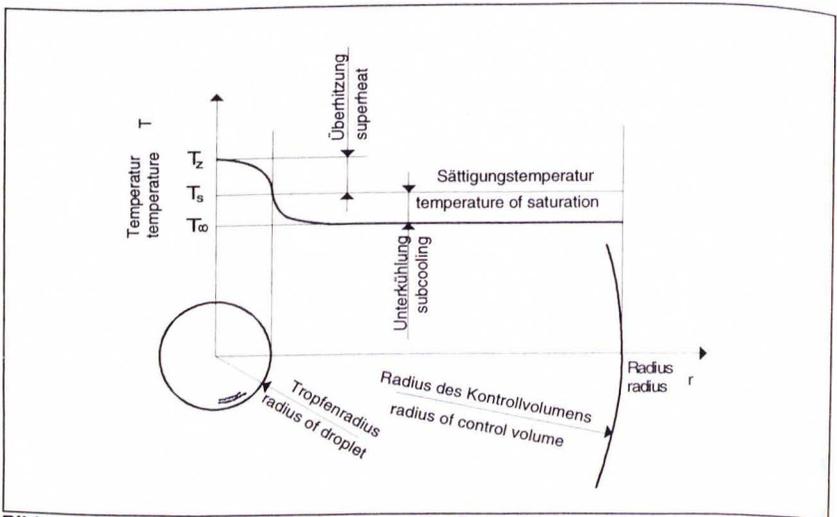


Bild 2: Temperaturprofil im Naßdampfkontrollvolumen

Figure 2: Profile of temperature in wet steam control volume

Expansionszeiten in Schraubenmotoren lassen eine deutliche Abweichung vom Gleichgewichtszustand erwarten. Ausschlaggebend für die Güte der Energiewandlung im Zweiphasen-Schraubenmotor ist die Frage, ob die flüssige Phase während des Expansionsprozesses einen Teil ihrer Enthalpie an den Dampf übertragen kann und somit aktiv an der Energiewandlung beteiligt ist, oder ob die Flüssigkeit mit annähernd konstant gebliebener Temperatur die Arbeitskammern ND-seitig verläßt. Am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen ist ein Expansionsmodell für den idealen Zweiphasen-Schraubenmotor entwickelt worden. Hier wird davon ausgegangen, daß die flüssige Phase in Form von sphärischen Tropfen mit einem einheitlichen Radius vorliegt. Entsprechend der Modellvorstellung von Gyarmarthy [6] läßt sich so die Arbeitskammer auf ein einzelnes Kontrollvolumen reduzieren. In der Mitte dieses Kontrollvolumens befindet sich der von Dampf umgebene sphärische Tropfen. In **Bild 2** ist ein solches Kontrollvolumen schematisch dargestellt. Der Füllvorgang verläuft zunächst isobar, so daß zu Beginn der Expansion in der Arbeitskammer der Zustand des Arbeitsfluids im Druckstutzen vorliegt. Sowohl die Tropfen als auch der Dampf befinden sich im thermodynamischen Gleichgewicht. Die Temperatur im Kontrollvolumen ist damit konstant über dem Radius und entspricht der Sättigungstemperatur. Die von außen durch die Vergrößerung des Schraubenmotor-Arbeitsraumes aufgeprägte Volumenzunahme führt zur Expansion des

Dampfes im Kontrollvolumen. Hierdurch sinken, abhängig von der Motordrehzahl, Dampftemperatur und -druck. Dampf und Flüssigkeit befinden sich im *metastabilen Zustand*. Die Temperatur im Tropfen liegt oberhalb der neuen, durch den Druck vorgegebenen Sättigungstemperatur - die Flüssigkeit ist überhitzt. Die Dampftemperatur liegt unterhalb der Sättigungstemperatur - der Dampf ist also unterkühlt.

An der Phasengrenzfläche liegen Dampf und Flüssigkeit unmittelbar nebeneinander vor. Es kommt zu keiner Zeitverzögerung durch Wärmeleitungsprozesse, so daß die Temperatur hier der Sättigungstemperatur entspricht. Durch Wärmeleitung wird der Phasengrenzfläche Energie aus dem Inneren der Tropfen zugeführt, wodurch - entsprechend der spezifischen Verdampfungsenthalpie - eine bestimmte Flüssigkeitsmasse verdampft. Der unterkühlte Dampf ist bestrebt an der Phasengrenzfläche zu kondensieren. Der Wärmetransport im Dampf begrenzt den Kondensationsmassenstrom. Durch eine Überlagerung der beiden Vorgänge (Verdampfung und Kondensation) läßt sich der Wärme- und Stoffaustausch zwischen den Phasen quantifizieren.

Steht für den Kondensationsprozeß des Dampfes, aufgrund großer Tropfen, nicht genügend Phasengrenzfläche zur Verfügung, unterkühlt der Dampf soweit, daß es zur spontanen Kondensation kommt. Bedingt durch die Wärmeleitung im Tropfeninneren, können größere Tropfen im Verhältnis weniger Wärme an die Phasengrenzfläche abführen. Diese Tropfen sind im Zentrum stark überhitzt. Hier ist zu prüfen, ob es in diesen Tropfen zur Bildung von Dampfblasenkeimen kommt, so daß noch während der Expansion der Tropfen durch Flashverdampfung in kleinere Tropfen zerfällt. Zur Beschreibung des Arbeitskammervolumens wird auf die Daten einer realen Maschine zurückgegriffen, die für spätere experimentelle Untersuchungen zum Einsatz kommen soll, **Bild 3**.

			Hauptrotor	Nebenrotor
Zähnezahl	z	[-]	5	7
Kopfkreisdurchmesser	d_{KK}	[mm]	166	153
Fußkreisdurchmesser	d_{FK}	[mm]	102	89
Längen- zu Durchmesser Verhältnis	l/d	[-]	1,6	
maximales Kammervolumen	V_{max}	[m ³]	0,673 10 ⁻³	
inneres Volumenverhältnis	v_i	[-]	5,5	

Bild 3: Daten des Versuchs-Schraubenmotors
Figure 3: Data of the test screw-type engine

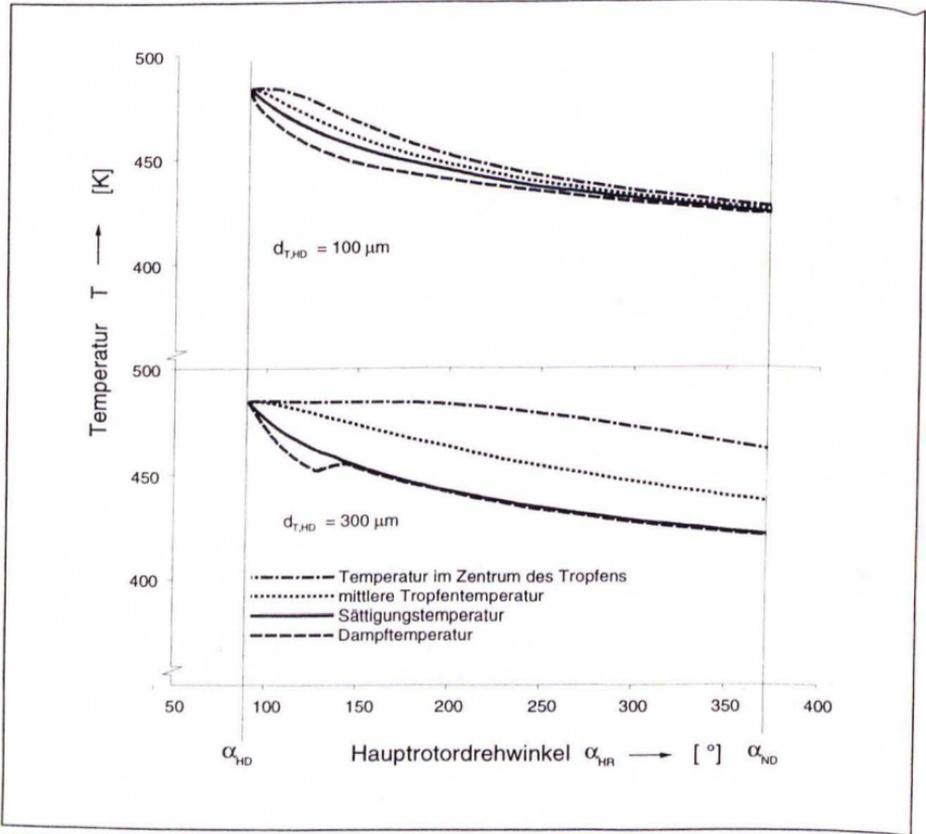


Bild 4: Verlauf der Temperaturen in der Arbeitskammer des idealen Zweiphasen-Schraubenmotors. Tropfendurchmesser $d_{T,HD} = 100 \mu\text{m}$ und $300 \mu\text{m}$, Druck $p_{HD} = 20 \text{ bar}$, Dampfgehalt $x_{HD} = 0,05$

Figure 4: Profile of the temperature in the working chamber of the ideal two-phase screw-type engine. Droplet diameter $d_{T,HD} = 100 \mu\text{m}$ and $300 \mu\text{m}$, pressure $p_{HD} = 20 \text{ bar}$, steam quality $x_{HD} = 0,05$

Bild 4 zeigt die berechneten Temperaturverläufe in der Arbeitskammer bei einer Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von 20 m/s. und einem Dampfgehalt von 5 % zu Beginn der Expansion. Liegt die flüssige Phase in Form von Tropfen mit einem anfänglichen Durchmesser von $100 \mu\text{m}$ vor (oberes Diagramm in Bild 3), so kann die mittlere Temperatur der Flüssigkeit recht gut dem Temperaturverlauf des Dampfes folgen. Zwischen den beiden Phasen ist genügend Grenzfläche zum Austausch von Wärme und Stoff vorhanden. Tropfen mit einem anfänglichen Durchmesser von $300 \mu\text{m}$ bieten diesen Austauschprozessen eine kleinere Grenzfläche an. Der Dampf unterkühlt. Nach der hier dargestellten Modell

rechnung kommt es zur spontanen Kondensation. Die mittlere Tropfentemperatur liegt in weiten Bereichen der Expansion um etwa 18 K oberhalb der Sättigungstemperatur. Bedingt durch die Überhitzung der flüssigen Phase, beträgt die Expansionsarbeit 91 % der isentropen Expansion im thermodynamischen Gleichgewicht. Diese Berechnungen verdeutlichen die Notwendigkeit einer möglichst großen Phasengrenzfläche. Zur Erzielung einer hohen Energiewandlungsgüte muß die Flüssigkeit in Form möglichst kleiner Tropfen vorliegen.

3 Der Füllungsvorgang von Zweiphasen-Schraubenmotoren

In den dargestellten Berechnungen zur Naßdampfexpansion ist zunächst davon ausgegangen worden, daß der Füllungsvorgang der Arbeitskammer isobar erfolgt. Experimentelle Untersuchungen zum Betrieb des Zweiphasen-Schraubenmotors [3] haben jedoch gezeigt, daß es während der Füllung zu einem erheblichen Druckabfall in der Arbeitskammer kommen kann. Der instationäre Füllvorgang von Schraubenmotoren ist Gegenstand der Untersuchung in [7]. Diese Arbeit bezieht sich jedoch auf Satttdampf, beziehungsweise überhitzten Dampf am Eintritt in den Schraubenmotor. Hier wird dargestellt, daß der Druckabfall während der Füllung nicht nur den durchgesetzten Massenstrom herabsetzt, sondern auch ganz erheblich die Energiewandlungsgüte des Schraubenmotors beeinflusst. Zur Füllung des Zweiphasen-Schraubenmotors sind unterschiedliche konstruktive Ausführungen denkbar, **Bild 5**. Beispielsweise kann dem Schraubenmotor ein Zerstäubungssystem vorge-

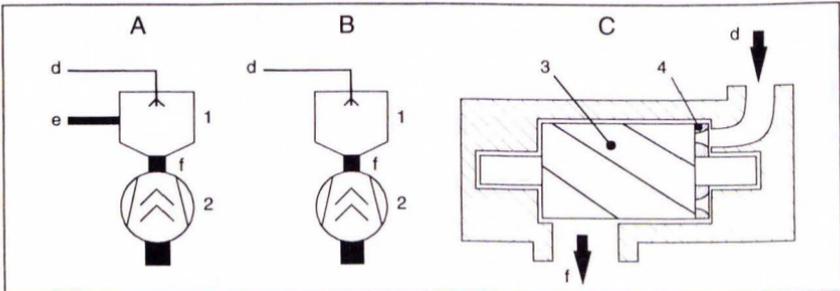


Bild 5: *Unterschiedliche Füllungssysteme des Zweiphasen-Schraubenmotors
A und B: externes Zerstäubungssystem
C: rotierende Einlaßdüse*

Figure 5: *Different filling systems of the two-phase screw-type engine
A and B: external atomizer
C: rotating inlet nozzle*

*d: Heißwasser/hot water, e: Satttdampf/saturated steam
f: Naßdampf/wet steam 1: Zerstäuber/atomizer,
2: Zweiphasen-Schraubenmotor/two-phase screw-type engine,
3: Nebenrotor/female rotor, 4: Düsenplatte/nozzle disk*

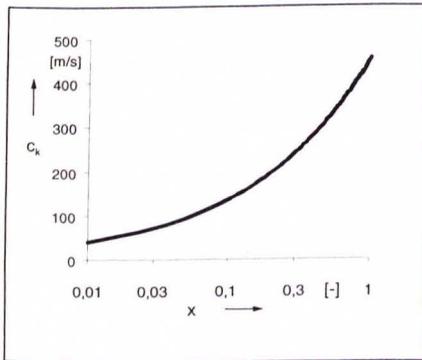


Bild 6: Kritische Strömungsgeschwindigkeit c_k in Abhängigkeit des Dampfgehaltes x , berechnet nach dem Gleichgewichtsmodell, Düsen Eintrittsdruck 12 bar

Figure 6: Critical velocity of flow c_k versus steam quality x , calculated by the equilibrium model, inlet pressure of the nozzle 12 bar

schaltet werden. Der überwiegende Anteil des Speisewassers wird in flüssiger Form dem Zerstäubungssystem zugeführt und hier in den Sattdampf eingespritzt, so daß durch den Druckstutzen Naßdampf mit einer bestimmten Tropfengröße in den Schraubenmotor einströmt (Bild 5a). Eine einfachere Schaltung ist Bild 5b zu entnehmen. Dem Zerstäubungssystem wird lediglich heißes Druckwasser zugeführt, dessen Temperatur unterhalb der Siedetemperatur liegt. Durch den Druckabfall während der Zerstäubung verdampft ein Teil der Flüssigkeit. Bei diesen externen Zerstäubungssystemen ist der Schraubenmotor mit konventionellen einlaßseitigen Steuerflächen zu versehen. Diese Steuerflächen werden von dem zweiphasigen Fluid durchströmt. Ein wichtiger Grenzwert für den Füllungsvorgang ist die kritische Geschwindigkeit des Fluids. Wird diese Geschwindigkeit während des Füllungsvorganges erreicht, kommt es zu einer „blockierten Strömung“ (blocking flow), daß heißt, auch bei einer weiteren Druckabsenkung im Arbeitsraum oder Drehzahlerhöhung des Schraubenmotors kann der eintretende Massenstrom nicht weiter gesteigert werden. Im Naßdampfgebiet ist die kritische Massenstromdichte im hohen Maße abhängig von der Dampfmasse. Zur Bestimmung dieser charakteristischen Größe liegen unterschiedliche Modellansätze vor. Gleichgewichts- oder Nichtgleichgewichtsbedingungen zwischen den beiden Phasen liefern stark unterschiedliche Resultate. In [8] wird ein empirisch erweiterter Modellansatz zur Beschreibung der kritischen Massenstromdichte in Kurzdüsen angegeben. Die Länge dieser Düse ist kleiner bzw. gleich ihrem Durchmesser. Grundlage dieses Modells ist die kritische Massenstromdichte der isentropen Gleichgewichtsexpansion im Naßdampfgebiet, die sich aus den thermodynamischen Gleichgewichtszuständen von siedendem Wasser und gesättigtem Dampf bestimmen läßt. Die kritische Strömungsgeschwindigkeit, berechnet nach diesem Gleichgewichtsmodell, ist in **Bild 6** für einen Düsen eintrittsdruck von 12 bar dargestellt. Liegt beispielsweise nur 1 % der Masse dampfförmig

vor, so fällt die kritische Geschwindigkeit auf lediglich 41 m/s. Dies entspricht etwa einem Zehntel der kritischen Geschwindigkeit des gesättigten Dampfes.

Zur Berücksichtigung des thermodynamischen Ungleichgewichtes zwischen den Phasen, verwendet [8] einen empirischen Ansatz von [9], der als wesentliche Größe für die Unterkühlung der flüssigen Phase die Expansionsschnelligkeit, also die Druckänderung pro Zeiteinheit, berücksichtigt.

Für eine erste Betrachtung der Füllungsproblematik kann eine fiktive Einströmgeschwindigkeit, die sich aus dem Verlauf der Einlaßfläche und des Kammervolumens ergibt, betrachtet werden:

$$C_{E,f} = \frac{1}{A} \frac{dV}{dt} = \frac{1}{A} \frac{dV}{d\alpha_{HR}} \omega_{HR} = \frac{1}{A} \frac{dV}{d\alpha_{HR}} \frac{u_{HR}}{r_{KK,HR}} \quad (\text{Gl.1})$$

mit:

$C_{E,f}$ = fiktive Einströmgeschwindigkeit

A = Einlaßfläche

V = Kammervolumen

t = Zeit

α_{HR} = Hauptrotordrehwinkel

ω_{HR} = Hauptrotorwinkelgeschwindigkeit

u_{HR} = Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit

$r_{KK,HR}$ = Kopfkreisradius des Hauptrotors.

Der Verlauf dieser Geschwindigkeit $c_{E,f}$ ist **Bild 7** zu entnehmen. Hier liegen die Daten des Schraubenmotors, angegeben in Bild 2, zugrunde. Die Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit beträgt 20 m/s. Bedingt durch die kleinen Flächen zu Beginn und zum Ende des Füllvorganges kommt es zu hohen fiktiven Einströmgeschwindigkeiten. Aber auch im mittleren Bereich liegt diese Einströmgeschwindigkeit in der Größenordnung der kritischen Geschwindigkeit für Naßdampf mit hohem Flüssigkeitsanteil (siehe Bild 6). Trotz dieser vergleichsweise geringen Umfangsgeschwindigkeit, wird es in weiten Teilen des Füllvorganges zu einer blockierten Strömung kommen.

Zur genaueren Untersuchung ist ein quasistationäres Zeitschrittmodell zur Abbildung des Füllvorganges aufgestellt worden. Zur Beschreibung des Einflusses der Druckabsenkung während der Füllung wird zunächst davon ausgegangen, daß die Arbeitskammern dicht sind. Spaltmassenströme werden also nicht berücksichtigt.

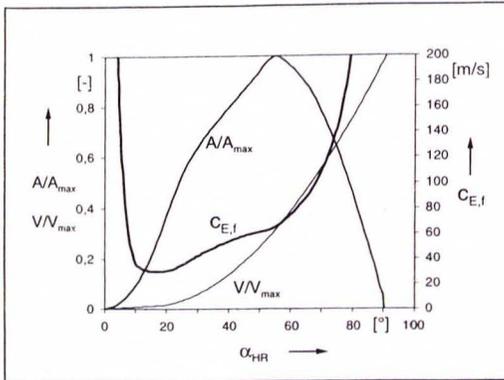


Bild 7:
*Bezogene Einlassfläche A/A_{max} , bezogenes Kammer-
 volumen V/V_{max} und fiktive
 Einlaßgeschwindigkeit $c_{E,I}$ in
 Abhängigkeit des Hauptrotor-
 drehwinkels α_{HR} während des
 Füllungsvorganges*

Figure 7:
*Relative inlet port area A/A_{max} ,
 relative volume of the working
 chamber V/V_{max} and fictive
 velocity of flow $c_{E,I}$ in the inlet
 port versus angel of rotation of
 the male rotor α_{HR} during the
 filling process*

Ein Schritt dieses Modells setzt sich aus drei Teilschritten zusammen. Zunächst vergrößert sich das Kammervolumen in einem Expansionsschritt um ein kleines Volumeninkrement. Die Masse in der Kammer bleibt zunächst konstant. Das Fluid verrichtet Expansionsarbeit. Der Druck in der Kammer fällt. In dem nächsten Teilschritt strömt der Naßdampf aus dem Druckstutzen der Maschine in die Arbeitskammer ein. Bei der Berechnung der Strömungsgeschwindigkeit wird auf das modifizierte Gleichgewichtsmodell, beschrieben in [8], zurückgegriffen. Die kinetische Energie des eintretenden Naßdampfes soll in der Arbeitskammer vollständig dissipiert werden. Die zeitliche Dauer dieses Teilschrittes ergibt sich aus der Volumenkurve des Schraubenmotors, der Größe des Volumeninkrements des jeweiligen Expansionsschrittes und der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit. In einem dritten Teilschritt erfolgt die Mischung der neu eingeströmten Masse mit der Masse in der Arbeitskammer. Hierdurch ändert sich die spezifische Entropie. **Bild 8** zeigt den so berechneten Druck- und Entropieverlauf während der Füllung für eine Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von 20 m/s. Der Druck im HD-Stutzen der Maschine beträgt 12 bar, der Dampfgehalt 5%. Durch das frühzeitige Erreichen einer blockierten Strömung im Einlaßquerschnitt, kann nur 17 % der Masse einer vergleichbaren isobaren Füllung in die Arbeitskammer einströmen. Der geringe Druck in der Arbeitskammer führt zu einer starken Nachexpansion des eingeströmten Fluids. Die spezifische Entropie steigt an. Beim Abschluß der HD-seitigen Steuerkante liegt der Druck bei lediglich 4,5 bar. Die Entropie ist von einem anfänglichen Wert im HD-Stutzen $s_{HD} = 2,43$ kJ/kg K auf $s = 2,48$ kJ/kg K gestiegen. Diese Entropieerzeugung schmälert das Enthalpiegefälle, welches der Expansion in der abgeschlossenen Arbeitskammer zur Verfügung steht, signifikant. Während des Füllungsvorganges hat die eingeströmte Masse die Arbeit W_{FU} geleistet. Wird

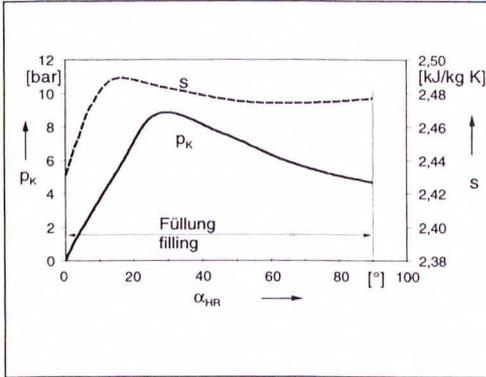


Bild 8:
Verlauf des Kammerdruckes p_K und der spezifischen Entropie s in Abhängigkeit des Hauptrotordrehwinkels α_{HR} während des Füllvorganges mit externem Zerstäubungssystem.
 $p_{HD} = 12 \text{ bar}$, $x_{HD} = 0,05$,
 $u_{HR} = 20 \text{ m/s}$

Figure 8:
Profile of pressure in the chamber p_K and specific Entropie s versus angle of rotation of the male rotor α_{HR} during the filling process with external atomizer. $p_{HD} = 12 \text{ bar}$,
 $x_{HD} = 0.05$, $u_{HR} = 20 \text{ m/s}$

nun davon ausgegangen, daß nach Abschluß der HD-seitigen Steuerkanten die anschließende Expansion in der Arbeitskammer isentrop bis auf den Kondensatorzustand erfolgt ($W_{EX,s}$), kann ein Gütegrad zur Quantifizierung der Dissipation des Füllvorganges aufgestellt werden:

$$\eta_{FÜ} = \frac{n_{HR} z_{HR} (W_{FÜ} + W_{EX,s})}{P_s} \quad (\text{Gl. 2})$$

mit:

$\eta_{FÜ}$ = Gütegrad des Füllungsprozesses

n_{HR} = Hauptrotordrehzahl

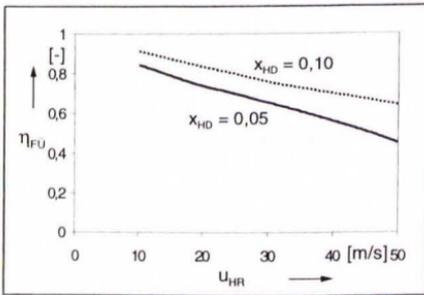
z_{HR} = Zähnezahle des Hauptrotors

$W_{FÜ}$ = Arbeit während der Füllung

$W_{EX,s}$ = isentrope Expansionsarbeit in der abgeschlossenen Kammer

P_s = isentrope Leistung.

Die isentrope Expansionsleistung P_s dient als Vergleichsgröße, ihr liegt das isentrope Enthalpiegefälle zwischen Druckstutzen und Kondensatorzustand zugrunde. **Bild 9** verdeutlicht den Verlauf dieses Gütegrades über der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit. Die hier dargestellten Berechnungen beziehen sich auf einen Eintrittsdruck von 12 bar und einen Kondensationsdruck von 0,5 bar. Evident wird, daß für einen Zweiphasen-Schraubenmotor als Expansionsmaschine in einem TFC-Prozeß mit geringer Dampfmasse im Druckstutzen eine niedrige Umfangsgeschwindigkeit erforderlich ist, um die Dissipation

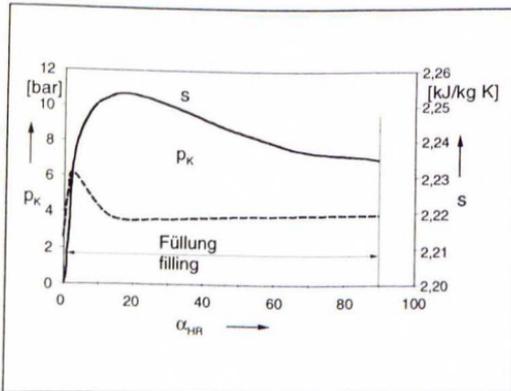
**Bild 9:**

Gütegrad des Füllungsprozesses $\eta_{FÜ}$ mit externem Zerstäubungssystem in Abhängigkeit der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR}

Figure 9:

Efficiency factor of the filling process $\eta_{FÜ}$ with external atomizing versus male rotor tip speed u_{HR}

(Entropieerzeugung) während der Füllung in Grenzen zu halten. Als gegenläufige Wirkung, steigen jedoch bei diesen niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten die Spaltmassenströme an. Bild 5c verdeutlicht ein alternatives Füllungssystem eines Zweiphasen-Schraubenmotors. Auf der HD-Stirnseite des Nebenrotors ist eine *Düsenscheibe* angebracht, die sich mit dem Nebenrotor dreht. Die Einlaßdüsen sind jeweils in der Mitte der Zahnflächen angeordnet. Während eines bestimmten Drehwinkels des Nebenrotors, besteht eine Verbindung zwischen dem HD-Stutzen und der Einlaßdüse einer Zahnfläche. Liegt der Druck des Arbeitsfluids im Druckstutzen deutlich oberhalb des Sättigungsdrucks und ist die Einlaßdüse als Kurzdüse ausgeführt, kann nach dem modifizierten Gleichgewichtsmodell erwartet werden, daß das Arbeitsfluid beim Durchströmen der Einlaßdüse in dem flüssigen Zustand verbleibt und es erst beim Eintritt in die Arbeitskammer zur Flashverdampfung kommt. **Bild 10** verdeutlicht den Verlauf des Füllvorganges für einen Öffnungswinkel

**Bild 10:**

Verlauf des Kammerdruckes p_K und der spezifischen Entropie s in Abhängigkeit des Hauptrotordrehwinkels α_{HR} während des Füllvorganges mit Kurzdüsen.

$p_{HD} = 20 \text{ bar}$, $t_{HD} = 188^\circ\text{C}$

Figure 10:

Profile of pressure in the chamber p_K and specific Entropie s versus angle of rotation of the male rotor α_{HR} during the filling process with short nozzles.

$p_{HD} = 20 \text{ bar}$, $t_{HD} = 188^\circ\text{C}$

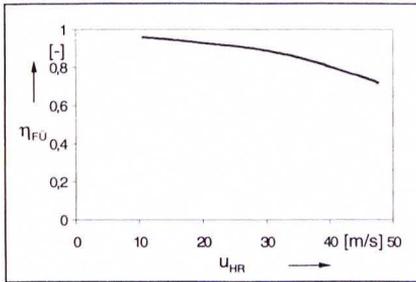


Bild 11:
 Gütegrad des Füllungsprozesses $\eta_{FÜ}$ mit rotierenden Kurzdüsen in Abhängigkeit der Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit u_{HR}

Figure 11:
 Efficiency factor of the filling process $\eta_{FÜ}$ with rotating short nozzels versus male rotor tip speed u_{HR}

der Einlaßdüse von $\alpha_{HR} = 90^\circ$ (entsprechend einem inneren Volumenverhältnis von $v_i = 5,5$). Der Druck im HD-Stutzen beträgt 20 bar, die Temperatur 188 °C (der zugehörige Sättigungsdruck liegt bei 12 bar). Die Berechnungen beziehen sich wiederum auf eine Hauptrotorumfangsgeschwindigkeit von 20 m/s. Der Öffnungsdurchmesser der hier betrachteten Düse beträgt 7 mm. Der Kammerdruck nach Beendigung des Füllvorganges liegt bei etwa 7 bar gegenüber 4,5 bar Füllungsdruck des externen Zerstäubungssystems, Bild 8. Der Gütegrad dieses Füllungsprozesses, Gl. 2, ist in **Bild 11** dargestellt. Da das heiße Druckwasser während der Durchströmung der Einlaßdüse nicht verdampft, kommt es hier auch nicht zu einer blockierten Strömung. Diese Berechnungen zeigen den zu erwartenden Vorteil des Einlaßsystems mit rotierenden Kurzdüsen gegenüber dem externen Zerstäubungssystem.

4 Ausblick

Die vorgestellten Berechnungen zum Einlaßsystem mit rotierenden Düsen gehen von einer quasistationären Durchströmung der Kurzdüsen aus. Unmittelbar nach dem Eintritt der überhitzten Flüssigkeit in die Arbeitskammer tritt nach dieser Modellvorstellung eine Flashverdampfung auf, der entstandene Naßdampf befindet sich im thermodynamischen Gleichgewicht. Zu klären ist hier, welchen Einfluß der stark instationäre Füllvorgang auf den Massendurchsatz und das Flashverhalten der Flüssigkeit aufweist.

Vor einer experimentellen Untersuchung der Betriebsweise des Zweiphasen-Schraubensmotors mit rotierenden Einlaßdüsen, werden am Fachgebiet Fluidenergiermaschinen experimentelle Untersuchungen zur instationären Durchströmung einer überhitzten Flüssigkeit in Kurzdüsen durchgeführt. **Bild 12** verdeutlicht den Aufbau der Versuchseinrichtung. Eine Düsenscheibe, mit den Abmessungen für den späteren Einbau in den Versuchsmotor,

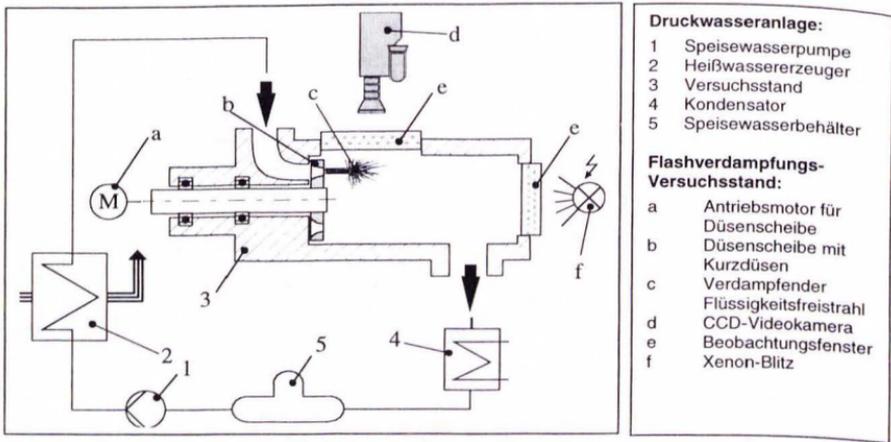


Bild 12: Prinzipieller Aufbau der Versuchseinrichtung zur Untersuchung des rotierenden Einlaßsystems

Figure 12: Principale assembly of the testing-rig for the study of the rotating inlet system

rotiert vor dem Einlaßbereich, der durch den Druckstutzen mit Heißwasser beaufschlagt ist. Das austretende heiße Druckwasser und die einsetzende Flashverdampfung, die eine spontane Zerstäubung mit sich bringt, kann durch die Beobachtungsfenster untersucht werden. Zur optischen Auswertung wird eine Videokamera mit Belichtungszeiten im microsekunden-Bereich eingesetzt. Erste experimentelle Untersuchungen stehen bevor.

Bild 13 zeigt die aufgebaute Versuchseinrichtung.

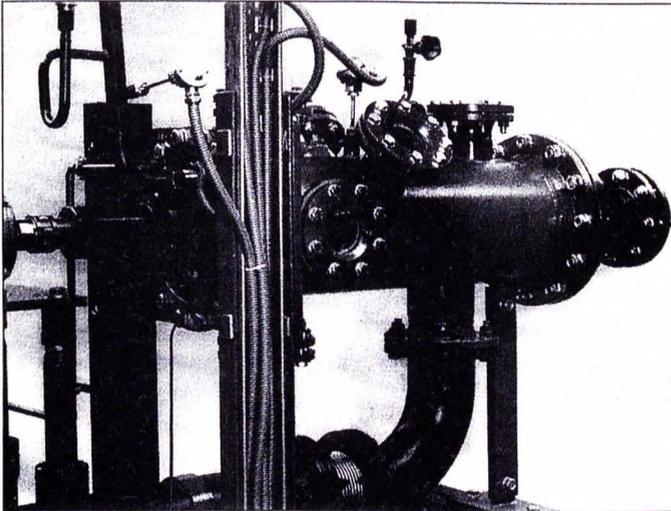


Bild 13: Versuchseinrichtung zur Untersuchung des rotierenden Einlaßsystems

Figure 13: Testing-rig for the study of the rotating inlet system

5 Literatur

- [1] Smith, I. K. Development of the trilateral flash cycle system
Part 1: fundametal considerations
In: Journal of Power and Energy, Vol. 207, page 179 – 194, 1993
- [2] Kauder, K. Der Zweiphasen-Schraubenmotor
Kliem, B. In: Schraubenmaschinen, Forschungsberichte des
FG Fluidenergiemaschinen, Nr. 2, Seite 38-50
Dortmund, 1994
- [3] Smith, I. K. Development of the trilateral flash cycle system
Stosic, N. Part 3: the design of high-efficiency two-phase screw expanders
Aldis, C. A. In: Journal of Power and Energy, Vol. 210, page 75 – 93, 1996
- [4] Steidel, R. F. Performance Characteristics of the Lysholm Engine as Tested for
Weiss, H. Geothermal Power Applications in the Imperial Valley
Flower, J. E. In: Journal of Engineering for Power, Vol. 104, page 231-240, 1982
- [5] McKay, R. Helical Srew Expander Evaluation Project
Final Report
U.S. Department of Energy, DOE/ET/28329-1, 1982

- [6] Gyarmarthy, G. The spherical droplet in gaseous carrier streams: Review and Synthesis.
 Habilitationsschrift, RWTH Aachen, 1981
- [7] Huster, A Untersuchung des instationären Füllvorgangs bei Schraubenmotoren
 Fortschritt-Berichte VDI Reihe 7 Nr.336, Düsseldorf: VDI Verlag 1998
- [8] Vu, X. N. Modellierung der kritischen Zweiphasenströmung in Rohrleitungen beliebiger Länge
 Dissertation, Universität Hannover, 1988
- [9] Alamgir, M.
 Lienhard, J. H.: Correlation of Pressure Undershoot during Hot-Water Depressurization
 In: Journal for Heat Transfer, Vol. 100, page 52-55, 1981