1. Einleitung

Der Mensch des Industriezeitalters verbraucht jährlich so viel Öl, wie es erdgeschichtlich seiner Entstehung in 1 Mio. Jahren entspricht. Die Förderung von Erdöl wird daher in den Jahren 2005 bis 2015, spätestens bis 2020, einen Höhepunkt erreichen [1]. Einfach zu erschließende Ölfelder werden in absehbarer Zeit ausgebeutet sein. Aus diesem Grund wird die Förderung von Öl und Gas zunehmend auch in schwerzugänglichen Gebieten und unter Wasser erfolgen. Die Bedeutung des Energieträgers Erdöl wird durch den hohen Anteil von 34,4% (2003) an der weltweiten Energieversorgung deutlich. Zusammen mit Erdgas und Kohle haben die Fossilen Energieträger an dieser einen Anteil von 80% [2].

Bisher werden die Gemische aus flüssigen und gasförmigen Kohlenwasserstoffen sowie wässrigen Salzlösungen mit partikelförmigen festen Anteilen, wie z. B. Sand oder kristallinen Hydraten, aus Vorkommen unterhalb des Meeresspiegels in Steigleitungen zu Plattformen gefördert. Dort findet die Separation der Phasen statt. Anschließen werden die Energieträger Öl und Gas zur weiteren Verarbeitung per Tanker oder in getrennten Rohrleitungen zur Küste transportiert.

Diese zur Zeit angewendeten Produktionsmethoden mit dezentraler Phasentrennung sind ungeeignet, um unzugängliche, marginale Ölfelder oder solche in großen Wassertiefen wirtschaftlich zu erschließen. Marginale Felder verfügen nur über kleine Ölmengen oder die geförderten Gemische weisen geringe Ölanteile auf. Der Anteil der in größeren Wassertiefen erschlossenen Felder nimmt zu. So wurden zwischen 2001 und 2003 ca. 11 Mrd. Fass Öläquivalent (BOE) in Wassertiefen größer als 500m, ca. 5 Mrd. BOE in flacheren Gewässern und ca. 3 Mrd. BOE an Land entdeckt [3]. Die Kosten zum Erschließen von Öl- und Gasfeldern im Meer mit Hilfe von Förderplattformen nehmen überproportional mit der Meerstiefe zu. Es müssen daher neue Techniken entwickelt werden, die eine wirtschaftliche Produktion von Öl und Gas auch unter steigenden Sicherheit- und Umweltschutzkriterien ermöglichen. Die Mehrphasentransporttechnik nimmt dabei eine Schlüsselrolle ein. Mit Hilfe von Mehrphasenpumpen wird das ölhaltige Gemisch am Bohrloch verdichtet und über große Entfernungen zu bereits bestehenden Plattformen oder zur Küste gefördert und dort separiert. Durch den Einsatz von Schraubenspindelpumpen wird die Erdölförderung auch aus marginalen Lagerstätten, dazu gehören Lagerstätten von geringer Kapazität oder mit geringem Ölanteil, rentabel. Um zukünftige Anforderungen erfüllen zu können, ist es erforderlich, diese Mehrphasenpumpen weiter zu entwickeln.

2. Ziele der Arbeit

Um Schraubenspindelpumpen in abgelegenen Gebieten oder auf dem Meeresboden betreiben zu können, müssen diese für alle Betriebsbedingungen störungsfrei arbeiten und lange Wartungsintervalle aufweisen. Zukünftig vom Markt erwartete Pumpenleistungen gehen bis hin zu 10 MW. Neuartige Schraubenspindeln mit sich verminderndem Kammervolumen, sogenannte degressive Schraubenspindel, sollen eingesetzt werden, um den thermodynamischen Wirkungsgrad von Schraubenspindelpumpen zu verbessern. Über das Betriebsverhalten von Schraubenspindelpumpen mit Fluiden, die sich im thermodynamischen Gleichgewicht befinden, kann ebenso wie über den Betrieb in Rohrnetzsystemen mit instationären Strömungsformen noch keine Vorhersage getroffen werden.

Ziel der Arbeit ist, ein Berechnungsverfahren für die durch Schraubenspindelpumpen zu fördernden Mengenströme als Funktion der zu überwindenden Druckdifferenz herzuleiten, wobei mögliche Förderaufgaben im Erdöl- und Erdgasfeld zu berücksichtigen sind. Dazu werden orts- und zeitdiskrete Massen- und Energiebilanzen für den Pumpenraum unter Berücksichtigung aller Anfangs- und Randbedingungen gewählt. Die theoretischen Arbeiten führen zu berechneten Massenströmen, die von den Parametern Differenzdruck, Drehzahl, Gasanteil, Viskosität und Formgebung der Schraubenspindeln abhängen. Im mehrphasigen Gemisch ablaufende Transportvorgänge werden unter der Wirkung der beim Verdichten rasch veränderlichen thermodynamischen Gleichgewichte berücksichtigt. Die Berechnungen werden sowohl für den stationären, als auch für den instationären Betrieb der Pumpe durchgeführt. Das Berechnungsverfahren ermöglicht es, das Förderverhalten von Schraubenspindeln mit sich verminderndem Kammervolumen vorherzusagen. Die auf theoretischem Wege getroffenen Vorhersagen werden mit auf experimentellem Wege gewonnenen Ergebnissen verglichen [4].

3. Stand der Forschung

Schraubenspindelpumpen gehören zur Gruppe der rotierenden Verdrängerpumpen. Diese werden aufgrund ihrer besonderen Fördereigenschaften in vielen Bereichen der Industrie eingesetzt. Je nach Anwendungsfall werden verschiedene Bauformen gewählt. Alle bisher aus experimentellen Forschungsarbeiten publizierten Ergebnisse beziehen sich auf das Förderverhalten für mehrphasige Gemische aus Wasser, Öl und Luft, welches mit Versuchsanlagen gemessen ist oder aus Messungen des Förderbetriebs im Öl- oder Gasfeld stammt. In theoretischen Forschungsarbeiten wird das Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen berechnet und mit experimentellen Ergebnissen verglichen.

Bevor Ergebnisse zum mehrphasigen Transport mitgeteilt werden, sollen zunächst solche referiert werden, die aus Arbeiten zum Einsatz von Schraubenspindelpumpen für das Fördern von Flüssigkeiten stammen.

3.1. Schraubenspindelpumpen zum Fördern von Flüssigkeiten

Ein Modell zur Berechnung des Förderverhaltens und des Wirkungsgrades von Schraubenspindelpumpen hat Schlösser [5], [6] vorgeschlagen. Es gestattet die Leckvolumenströme der Pumpe als Funktion der Viskosität und der Dichte des Fluids zu berechnen.

Die Druckfelder, Schraubenspindelprofile, Schraubenspindelkräfte sowie die resultierenden Schraubenspindeldeformation werden von Hamelberg [7], [8] berechnet.

Der Volumenstrom und die mechanischen Wellenleistung einer zweispindeligen Schraubenspindelpumpe werden von Vauth [4] für verschiedene Drehzahlen und Druckdifferenzen gemessen. Für konstante Drehzahlen nimmt der geförderte Volumenstrom mit steigender Druckdifferenz ab. Die gemessene Leistung steigt linear mit wachsenden Druckdifferenzen und Drehzahlen.

3.2. Schraubenspindelpumpen zum Fördern von Flüssigkeits-/Gasgemischen

Schraubenspindelpumpen werden in den letzten 35 Jahren zum Transport mehrphasiger Gemische in unterschiedlichen Anwendungen eingesetzt. Diese befinden sich in der chemischen, der papierverarbeitenden- sowie der petrochemischen Industrie. Im letzten Jahrzehnt werden Schraubenspindelpumpen vorwiegend für das Fördern von Erdöl- und Erdgasprodukten eingesetzt [9].

Herpel, Muschelkautz und Mayinger [10] beschreiben ein mit Schraubenspindelpumpen ausgestattetes mehrphasiges Fördersystem. Vor der Pumpe wird das Gas in einem Separator von der Flüssigkeit getrennt. Die Feststoffe werden in einem Hydrozyklon in Form von Schlämmen abgeschieden. Der Druck wird mit Hilfe der Schraubenspindelpumpe soweit erhöht, dass die Flüssigkeit als Treibstrahl in einem Injektor wieder mit Gas und Feststoffen zusammengeführt werden kann, um das Gemisch zu fördern. Das Verfahren erweist sich als einsetzbar bis zu volumetrischen Gasanteilen von 0,5. Für größere volumetrische Gasanteile wird der Einsatz eines zusätzlichen Kompressors empfohlen.

Christiansen [11] untersucht eine eingängige, zweispindelige, doppelflutige Schraubenspindelpumpe und stellt dabei Drücke bis zu 8 bar ein. Für die geförderten Wasser/Luft-Gemische wird der Gesamtwirkungsgrad als Funktion des Drucks und des Gasanteils im Gesamtvolumenstrom dargestellt. Christiansen definiert den adiabaten Wirkungsgrad für die Gemischförderung

$$\eta_{\mathrm{ges,ad}} = \frac{P_{\mathrm{g,ad}} + P_{\mathrm{l}}}{P_{\mathrm{W}}} \tag{3.1}$$

mit der adiabaten Verdichtungsleistung für die gasförmige Phase $P_{\mathrm{g,ad}}$, der isochoren Verdrängerleistung für die flüssige Phase P_{l} und der Leistung an der Pumpenwelle P_{W}. Der so definierte Gesamtwirkungsgrad sinkt mit steigendem Gasanteil des Gesamtvolumenstroms im Ansaugstutzen. Ferner ergeben die Messungen, dass die Leistungsaufnahme bei Förderung eines zweiphasigen Gemischs unabhängig vom Gasanteil des Gesamtvolumenstroms ist. Das Förderverhalten erklärt Christiansen mit folgendem Modell: Die Schraubenspindelpumpe arbeitet bei der Gemischförderung nicht als reine Pumpe, sondern auch als Verdichter. Die einzelnen Kammern der ineinanderkämmenden Schraubenspindeln werden axial vom Einlass

zum Auslass bewegt. Der Leckstrom, der durch viele Spalte unterschiedlicher Abmessungen fließt, strömt nur entlang der Gehäusewand gegen die Förderrichtung. Für inkompressible Fluide sind die Leckströme zwischen den einzelnen Kammern gleich.

Karge [12] untersucht eine eingängige, zweispindelige, doppelflutige Schraubenspindelpumpe, in welcher Gemischvolumenströme bis zu 120 m^3/h beim Austrittsdruck von 70 bar gefördert werden. Im Gegensatz zu Ergebnissen von Christiansen [11] steigt der geförderte Flüssigkeits-/Gas-Volumenstrom mit steigendem Gasanteil des Volumenstroms von 0 bis 0,95 an. Der Verlauf des Gesamtwirkungsgrades stimmt mit dem von Christiansen überein. Als Ergebnis der experimentellen Untersuchungen ergibt sich, dass der Förderstromverlust infolge der Leckströmung während der zweiphasigen Förderung hauptsächlich aus einem Verlust an Flüssigkeit besteht. Zur Erklärung des Förderverhaltens der Schraubenspindelpumpe für Flüssigkeits-/Gas-Gemische verwendet Karge ebenfalls das von Christiansen beschriebene Modell. Den Dichtmechanismus der Spalte erklärt er mit der von Kauder [13] formulierten Ölschwallhypothese für öleingespritzte Schraubenverdichter.

Vetter und Wincek [14], [15], [16], [17] beschreiben ebenfalls ein Modell für die Förderung von Flüssigkeits-Gas-Gemischen durch Schraubenspindelpumpen. Es beruht auf der Annahme, dass die Gaskompression isotherm und allein durch die Flüssigkeitsrückströmung erfolgt. Die Kammern werden als adiabat betrachtet. Der gesamte Leckstrom setzt sich aus der Summe der einzelnen Leckströme durch die Spalte zwischen Gehäusewandung und Schraubenflanken zusammen. Nach Vetter und Wincek resultiert der jeweilige einphasig flüssige Leckvolumenstrom des einzelnen Spaltes

$$\dot{V}_S = \dot{V}_{Sd} + \dot{V}_{Sr} \tag{3.2}$$

aus einem Differenzdruck- $\dot{V}_{Sd}$ und einem Rotationsanteil $\dot{V}_{Sr}$, die getrennt voneinander berechnet werden. Der Differenzdruckanteil wird mit bekannten Gesetzen der Spaltströmung berechnet. Dabei werden folgende Annahmen getroffen:

- voll ausgebildete und stationäre Strömung
- Ein- und Ausströmverluste bleiben unberücksichtig
- Sekundärströmungen sowie Ablösungen und Verwirbelungen bleiben unberücksichtig
- linearer Druckverlauf über den Spalten

Zum Bilanzieren der Spaltströme werden für eine Pumpe zwei statische Modelle mit einer ganzzahligen Kammeranzahl, die größer und kleiner als die tatsächliche Kammeranzahl ist, gebildet. Der tatsächliche Förderstrom wird durch entsprechendes Gewichten der beiden Fälle erhalten. Zum Überprüfen der berechneten Ergebnisse führen Vetter und Wincek Messungen an ein- und zweigängigen Pumpen mit Gasanteilen des Volumenstroms bis 0,9 für Wasser/Luft-Gemische durch.

Körner [18], [19] erweitert das von Wincek und Vetter angegebene Modell auf die Vorhersage der Förderströme von Flüssigkeits-/Gas-Gemischen mit hohen Gasanteilen. Er berücksichtigt den Einfluss von Dichte und Viskosität der Fluide und berechnet die Leckströme durch die verschiedenen Dichtspalte jeder Kammer. Aus der Bilanz der Ströme, die zum Einlass zurückfließen, resultiert der Gesamtleckstrom der Pumpe. Der Förderprozess wird als isotherm betrachtet. Die Ergebnisse dieser Berechnung sind der Förderstrom, die Leckströme und die einzelnen Kammerdrücke in Abhängigkeit vom Gasanteil des Volumenstroms im Zulauf, der Pumpendrehzahl und dem Differenzdruck. Die berechneten Werte werden mit gemessen Förderkennlinien und den entsprechenden Drücken verglichen. Für die Experimente wird eine Schraubenspindelpumpe mit dem Spindelaußendurchmesser 100 mm und der Kammerzahl 3,347 sowie dem Fördervolumenstrom von ca. 50 m^3/h bei 2900 1/min eingesetzt. Es wird das Förderverhalten für Wasser/Luft-Gemische mit Gasanteilen des Volumenstroms bis 0,99 untersucht. Für Gasanteile des Volumenstroms, die oberhalb von 0,9 liegen, werden im Einlassquerschnitt mit steigendem Gegendruck abnehmende Fördervolumenströme gemessen.

Etzold [20] leitet ein Modell her, mit dem die Verluste von Schraubenspindelpumpen für die Zweiphasenförderung berechnet werden. In dem Modell wird ein stetiger Druckanstieg in den einzelnen Kammern berechnet, da diese vom Einlass bis hin zum Auslass verfolgt werden. Für die Gasphase gilt ideales Gasverhalten oder reales Gasverhalten unter der Annahme einer konstanten Fluidtemperatur. Die Spaltströme werden als einphasig flüssig angenommen und resultieren aus der Druckdifferenz zwischen den Kammern. In experimentellen Untersuchungen werden Wasser und Luft eingesetzt. Für Bereiche niedriger Gasanteile des Volumenstroms und großer Druckdifferenzen weichen die berechneten Leckverluste bis zu 20% von den Messwerten ab.

Feng, Yueyuan, Ziwen und Pengcheng [21] beschreiben ein Modell zum Berechnen der Rückströmung in Schraubenspindelpumpen. In dem Modell werden das Kammervolumen und

die Spaltabmessungen als Funktion des Drehwinkels berücksichtigt. Der Kammerdruck wird unter der Annahme idealen Gasverhaltens und konstanter Stoffwerte berechnet. Die Schraubenspindelrotation hat keinen Einfluss auf die Spaltströmungen.

Nakashima, Oliveira Jr. und Caetano [22] berechnen das Förderverhalten von Schraubenspindelpumpen mit Hilfe des Prozesssimulationsprogramms Hysys und zerlegen es dabei in einzelne Teilprozesse wie z.B. Separation, Verdichtung und Vermischung. Der kontinuierliche Fördervorgang in der Pumpe wird in diesem Modell in einige wenige Stufen unterteilt, die jeweils die beschriebenen Teilprozesse enthalten. Die stationären Rechnungen erfolgen unter der Annahme adiabater Kammern und einphasig flüssiger Spaltströmung.

Nakashima, Oliveira Jr. und Caetano [23] veröffentlichen noch ein zweites Modell zum berechnen des Förderverhaltens von Schraubenspindelpumpen. Es werden Massen- und Energiebilanzen für die flüssige und gasförmige Phase in den geschlossenen Kammern nach dem Modell von Rausch, Vauth, Brandt und Mewes [24] aufgestellt. Zusätzlich wird eine Massenbilanz der stofflichen Komponenten durchgeführt. Von den Autoren wird vorgeschlagen, die Stoffgrößen und das Phasengleichgewicht in der Pumpe zu berechnen.

Prang [25] untersucht eine Schraubenspindelpumpe mit dem Schraubenspindeldurchmesser 135 mm und 8,5 bzw. 4,5 Kammern für Wasser/Luft-Gemische mit Differenzdrücken bis ca. 16 bar. Für reine Gasströme wird ein relativ konstanter Fördervolumenstrom für die Pumpe mit höherer Kammerzahl gemessen. Prang schließt daraus, dass Schraubenspindelpumpen eine kleine Steigung und damit viele Kammern benötigen, um Gemische mit hohen Gasanteilen zu fördern. Prang und Cooper [26], [27] beschreiben ein Modell zum Berechnen des Fördervolumenstroms über den theoretischen Volumenstrom und den Verlustvolumenstrom. Weiterhin untersuchen sie den Einfluss der Viskosität auf den Fördervolumenstrom. Für niedrig viskose Flüssigkeiten sinkt der Volumenstrom mit zunehmender Druckdifferenz stärker als für hoch viskose. Allerdings ist für eine hohe Viskosität das Erwärmen der Flüssigkeit durch Reibung zu beachten.

Egashira [28] untersucht die Rückströmung in Schraubenspindelpumpen für Wasser/Luft-Gemische. Die Gasanteile des Volumenstroms betragen im Einlass 0 oder zwischen 0,6 und 0,9. Es werden Volumenströme von ca. 100 m^3/h gefördert. Die Drehzahl beeinflusst die Rückströmung für die reine Flüssigkeitsförderung nicht und der Druckaufbau ist linearer. Die Rückströmungen werden auf empirischem Wege aus gemessenen Druckprofilen berechnet.

Schmidt [29] untersucht den Verschleiß von Schraubenspindelpumpen beim Betrieb mit partikelhaltigen und korrosiv wirkenden Fluiden. Der wesentliche Abtrag findet durch Verschleiß an der auslassseitigen Kante jedes Schraubenspindelsteges und im Umfangsspalt statt. Es wird eine Kammerwirbel-Hypothese entwickelt, mit der die Verschleißmechanismen innerhalb der Pumpe erklärt werden.

Schraubenspindelpumpen benötigen nur sehr geringe Volumenanteile an Flüssigkeit im zu fördernden Volumenstrom. Hersteller geben Gasanteile von maximal 0,97 an [30]. Der geringe Flüssigkeitsvolumenstrom wird benötigt, um die unterschiedlichen Spalte zwischen Gehäuse und Schrauben zu dichten und die Schmierung und Kühlung der Gleitringdichtungen aufrecht zu erhalten. Von Cooper, Prang, Thamsen und Mair [9], Prang [25], Wyborn [30] und Neumann [31] wird die Rezirkulation der Flüssigkeit vom Auslass zum Einlass für hohe Gasanteile des Volumenstroms erwähnt.

Neumann [31] untersucht den Einfluss einer Schwallströmung, die in den Einlass einer Schraubenspindelpumpe eintritt, auf deren Förderverhalten. Dabei werden Druckmaxima in der Rohrleitung auf der Druckseite der Pumpe und sinkende Temperaturen gemessen.

Vauth [4] untersucht das Förderverhalten von zweispindeligen Schraubenspindelpumpen in Rohrnetzen, die mehrphasig durchströmt sind. Die Wechselwirkungen zwischen dem Förderverhalten der Pumpen und den mehrphasigen Strömungsfeldern, welche in den angeschlossenen Rohrleitungssystemen eingestellt werden, lassen sich an Hand der gemessenen Fördercharakteristiken erkennen und einer Vorhersage zugänglich machen. Mit Hilfe der erstellten Versuchsanlage lässt sich der Netzbetrieb von Schraubenspindelpumpen für dreiphasige Gemische aus Öl, Wasser und Gas nachstellen und vermessen.

Die eingesetzten Mehrphasenpumpen sind zweispindelige Schraubenspindelpumpen der Firma Bornemann vom Typ MPC 112/133-20. Die Schraubenspindeln haben den Durchmesser 133 mm und die Steigung 20 mm. Es werden zwei Schraubenspindelsätze mit unterschiedlicher Länge der Förderelemente eingesetzt. Das Gemisch wird in der doppelflutigen und außengelagerten Bauweise von der Mitte nach außen gefördert. Am Auslass findet im Gehäusevolumen eine Separation statt, damit Flüssigkeit vom Auslass zum Einlass rezirkuliert werden kann. Die Spezifikationen der Pumpe sind in Tabelle 3.1 angegeben. Eine Zeichnung der eingesetzten Schraubenspindelpumpe wird in Bild 3.1 gezeigt.

Tabelle 3.1: Spezifikationen der von Vauth [4] eingesetzten Schraubenspindelpumpen

MPC 112/133-20	lange Schraubenspindel	kurze Schraubenspindel
Schraubenspindellänge (mm)	142	50
Steigung (mm)	20	20
Gangzahl	1	1
Kammerzahl	5,1	0,5
Schraubendurchmesser(mm)	133	133
Födervolumenstrom V (m^3/h)	40	40
max Differenzdruck (bar)	16	16
Nenndrehzahl n (1/min)	2200	2200
Motorleistung PM (kW)	37	37

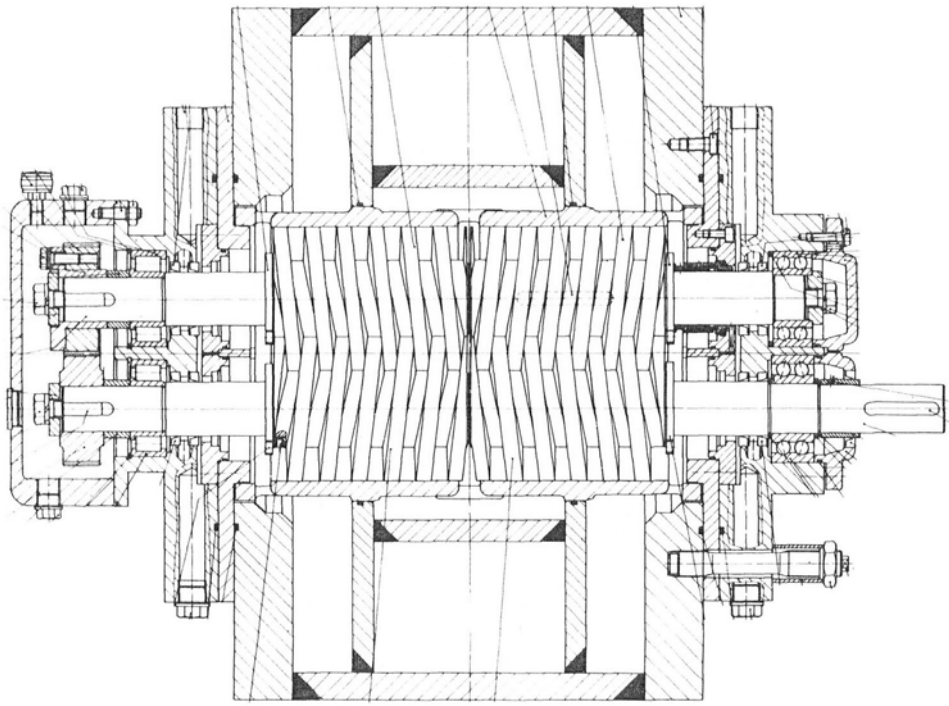

Bild 3.1: Zeichnung der von Vauth [4] eingesetzten Schraubenspindelpumpe

In den von Vauth durchgeführten Experimenten werden die geförderten Volumenströme, die Leistungen und Wirkungsgrade der Pumpen als Funktion des Differenzdrucks für