



Schlussbericht

MPT – Verbundprojekt 03SX256

"Verbundprojekt: MPT – Mehrphasenfördersysteme und – anlagentechnik für Kohlenwasserstoffe in Offshore- und Onshore – Deutsch Russische F&E-Kooperation"

Zuwendungsempfänger:	Förderkennzeichen:			
Arbeitsgruppe Baumaschinentechnik,	03SX256E			
Ruhr-Universität Bochum				
Vorhabenbezeichnung:				
Vorhaben: "Festigkeitsnachweis mehrphasig durchströmter Anlagenkomponenten unter Be-				
rücksichtigung von druckpulsationsinduzierten Zusatzbelastungen und –beanspruchungen"				
Projektleiter: Prof. DrIng. Jan Scholten				
Laufzeit des Vorhabens:				
01.09.2008-31.10.2010				





I. Kurze Darstellung zu

1 Aufgabenstellung

Ziel des Teilprojektes "Festigkeitsnachweis mehrphasig durchströmter Anlagenkomponenten unter Berücksichtigung von druckpulsationsinduzierten Zusatzbelastungen und beanspruchungen" war die konsequente wissenschaftliche Weiterentwicklung des Festigkeitsnachweises, insbesondere für Komponenten von Mehrphasenpumpen.

Die Arbeitsgruppe Baumaschinentechnik der Ruhr-Universität Bochum hatte die Aufgabe den Festigkeitsnachweis, dem aktuellen Stand der Wissenschaft entsprechend, um die Berücksichtigung der Druckpulsationen zu erweitern, auf Basis der bereits vorhandenen Messergebnisse exemplarisch anzuwenden und eine systematische experimentelle Identifikation festigkeitsrelevanter Druckpulsationen an der Versuchsanlage in Rütenbrock sowie betriebszustandsabhängiger Systemschwingungen an der Versuchsanlage des IfT in Hannover vorzunehmen. Abschließend sollte die Methodik in ein auch Korrosion und Verschleiß berücksichtigendes Nachweisverfahren integriert werden.

2 Voraussetzungen, unter denen das Vorhaben durchgeführt wurde

Das Vorhaben wurde unter Federführung des MPT e.V. und in Abstimmung mit den beteiligten Instituten der Technischen Universität Berlin (Institut für angewandte Geowissenschaften), der Helmut Schmidt-Universität Hamburg (Institut für Schadensforschung und Schadensverhütung), der Leibnitz Universität Hannover (Institut für Thermodynamik, IfT) sowie der Joh. Heinr. Bornemann GmbH, Obernkirchen (Bornemann) durchgeführt.

Neben den Erfahrungen im Bereich der allgemeinen Festigkeitsberechnung konnte die AG BMT auf die in den Verbundprojekten MPA und MPT (Förderkennzeichen 03SX203 und 03SX226A) erzielten Erkenntnisse aufbauen. Daneben bildeten eigene Arbeiten aus dem Bereich Akustik und Schwingungen eine wesentliche Grundlage.

3 Planung und Ablauf des Vorhabens

Das Teilprojekt war laut Arbeitsplan in fünf Arbeitsschritte unterteilt, in denen mehrere Meilensteine erreicht wurden. Eine Übersicht über die zeitliche Anordnung der einzelnen Arbeitsschritte bietet der Zeitplan in Abb. 1.







Abb. 1: Zeitplan

4 Wissenschaftlicher und technischer Stand, an den angeknüpft wurde

4.1 Angabe bekannter Konstruktionen, Verfahren und Schutzrechte, die für die Durchführung des Vorhabens benutzt wurden

Als Basis für die durchgeführten Festigkeitsnachweise diente das Nachweisverfahren entsprechend der "FKM-Richtlinie Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile". Daneben konnten Berechnungsverfahren eingesetzt werden, die in den vorangegangenen Projekten (Förderkennzeichen 03SX203 und 03SX226A) bei der AG Baumaschinentechnik entwickelt worden sind.

Schutzrechte sind zur Durchführung des Projektes nicht genutzt worden.

4.2 Angabe der verwendeten Fachliteratur sowie der benutzten Informationsund Dokumentationsdienste

Für die Themenfelder Festigkeitsberechnung und strömungsinduzierte Vibrationen lagen Fachbücher, Richtlinien und Forschungsergebnisse internationaler Forschungsstellen vor. An dieser Stelle sind einige Veröffentlichungen aufgeführt:

FKM-Richtlinie: Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, VDMA-Verlag, Frankfurt am Main, 2006

Radaj, D.: Ermüdungsfestigkeit – Grundlagen für den Leichtbau, Maschinen- und Stahlbau, Springer-Verlag, 2003

Issler; L.; Ruoß, H.; Häfele, P.: Festigkeitslehre – Grundlagen, Springer-Verlag, 1995

Lee, Y.-L.; Pan, J.; Hathaway, R.; Barkey, M. E.: Fatigue Testig and Analysis, Elsevier, Burlington, 2005





Kaneko, S.; Nakamura, T.; Inada, F.; Kato, M.: Flow-Induced Vibrations, Elsevier, 2008

Vetter, G.: Rotierende Verdränger für die Prozesstechnik, Vulkan, Essen, 2006

Rausch, T.: Thermofluiddynamik zweiphasiger Strömungen in Schraubenspindelpumpen: Dissertation, IfV Hannover, 2006

5 Zusammenarbeit mit anderen Stellen

Die Durchführung des Projektes war nur durch die intensive Zusammenarbeit mit den Partnern aus dem Verbundforschungsprojekt, insbesondere der Joh. Heinr. Bornemann GmbH (Bornemann) sowie dem Institut für Thermodynamik der Leibniz-Universität Hannover (IfT), möglich.

Die gemeinsamen Aktivitäten mit dem IfT konzentrierten sich auf den vierten Arbeitsschritt (siehe Abbildung 1), in dem die Messreihen zur Identifikation betriebszustandsabhängiger Systemschwingungen durchgeführt wurden. Hier erfolgte wechselseitige Unterstützung durch fachlichen Austausch, die gemeinsame Planung und Konstruktion der Messtechnik, die Planung der Messkampagne sowie im Bereich der Auswertung der Messergebnisse. Die Messungen wurden durch das IfT ausgeführt. Die Messergebnisse dienten der AG BMT als Grundlage für die Arbeitspakete 4 (Experimentelle Identifikation der betriebszustandsabhängigen Systemschwingungen durch Messungen an der Versuchsanlage des IfT der Universität Hannover) und 5 (Integration der beiden Nachweismethoden "Schwingungen / Druckpulsationen" und "Korrosion / Verschleiß" in ein gemeinsames Nachweisverfahren).

Die Zusammenarbeit mit Bornemann konzentrierte sich auf zwei Bereiche: Zunächst konnte durch Bornemann die notwendige Erfahrung bezüglich des Einsatzes und Betriebes von Mehrphasenpumpen in das Projekt eingebracht werden. Zudem wurden die Messungen an der Versuchsanlage in Rütenbrock gemeinsam geplant, vorbereitet und durchgeführt. Speziell die Installation der Messtechnik und deren Abnahme lagen im Verantwortungsbereich von Bornemann.





II. Eingehende Darstellung

1 Des Ergebnisses

In Anlagen der Multiphasenfördertechnik können prozessbedingt Druckpulsationen und Schwingungen auftreten, die sich zum Teil ungünstig auf das Betriebsverhalten und die Festigkeit der Anlagenkomponenten auswirken. Um die Festigkeit der Anlagenkomponenten sicher zu stellen, müssen die festigkeitsrelevanten Auswirkungen der Schwingungen und Druckpulsationen bereits im Festigkeitsnachweis der Komponenten berücksichtigt werden.

Aufbauend auf bekannten Nachweismethoden wurden zunächst verschiedene Ansätze zur Integration der Pulsationen gegenübergestellt und Modellrechnungen ausgeführt. Die unterschiedlichen Ansätze zeigten deutliche Abweichungen bezüglich der berechneten Auslastungen, was die Notwendigkeit der nachfolgenden Versuchsreihen verdeutlichte.

Eine Versuchsreihe fand an der Versuchsanlage in Rütenbrock statt. Sie hatte das Ziel, festigkeitsrelevante Druckpulsationen zu identifizieren. Hierzu ist eine Langzeitmessung während des regulären Pumpenbetriebs durchgeführt worden, so dass Druckpulsationen unter realen Betriebsbedingungen erfasst wurden.

Die zweite Versuchsreihe fand unter Laborbedingungen am IfT der Universtität Hannover statt. Hier konnten die Systemschwingungen und insbesondere Kammerdrücke der eingesetzten Schraubenspindelpumpe für einen weiten Bereich von Parametern (Differenzdruck, Gasgehalt, Pumpendrehzahl) erfasst werden.

Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse wurden die Nachweismethoden "Korrosion / Verschleiß" aus dem Projekt MPT (03SX226A) und die in diesem Teilprojekt entwickelte Nachweismethodik "Pulsation / Schwingungen" in ein gemeinsames Nachweisverfahren integriert.

1.1 Erweitern der Nachweismethodik durch Einbeziehung der Schwingungsphänomene/Druckpulsationen in die Festigkeitsberechnung

Die Methodik liefert auch Grundlagen zur allgemeinen Anwendung auf Komponenten der Mehrphasentechnik. besonderes Augenmerk wurde jedoch auf die Multiphasenpumpe gelegt. Einerseits stellt die Pumpe den Hauptentstehungsort der Druckpulsationen dar. Zum anderen liegen hier festigkeitsrelevante Wechsellasten aus dem Förderprozess vor, die durch die Druckpulsationen nochmals erhöht werden. Vor diesem Hintergrund wird die Methodik am Beispiel der Multiphasenpumpe erläutert.

1.1.1 Allgemeine Methodik

Zum besseren Verständnis sei an dieser Stelle zunächst die allgemeine Vorgehensweise für die Durchführung von Festigkeitsnachweisen gemäß dem Stand der Technik kurz erläutert:

Grundlegende Eingangsgröße für jeden Festigkeitsnachweis bildet die Kenntnis der auf das Bauteil wirkenden Lasten, die mit Hilfe von Lastmodellen aus den äußeren Betriebsbelastungen abgeleitet und quantifiziert werden. Anhand von Beanspruchungsmodellen werden die Bauteillasten in Beanspruchungen, häufig in Form von mechanischen Spannungen oder Verformungen überführt, um diese letztendlich mit den entsprechenden zulässigen Beanspruchungen bzw. Grenzzuständen zu vergleichen. Abb. 2 verdeutlicht diese Vorgehensweise.



Abb. 2: Vorgehensweise bei Festigkeitsnachweisen

Gemäß dem Stand der Technik bieten so genannte "Dynamikfaktoren" einen pragmatischen Ansatz, dynamische Überhöhungen auch im Zusammenhang mit quasi-statischer Lastermittlung zu berücksichtigen. Üblicherweise resultieren diese Dynamikfaktoren aus dem Schwingverhalten eines häufig stoßartig angeregten schwingfähigen Systems und spiegeln die Überhöhung der real auftretenden mechanischen Spannungen gegenüber den auf Basis quasi-statischer Lasten ermittelten Spannungen gemäß Abb. 3 wieder.



Abb. 3: Veranschaulichung der klassischen Bedeutung des Dynamikfaktors ø

Im Bezug auf Mehrphasenpumpen kann in Anlehnung an diese Vorgehensweise ein Lastdynamikfaktor øL definiert werden, der die förderprozessinduzierte Erhöhung des Auslassdruckes über das Verhältnis des real auftretenden Differenzdruckmaximums $p_{a \max} - p_e$ zum quasistatischen Differenzdruck $p_{a \text{ nenn}} - p_e$ gemäß Abb. 4 beschreibt. Im Gegensatz zur "klassischen" Definition berücksichtigt dieser Dynamikfaktor keine Beanspruchungserhöhungen resultierend aus der Systemantwort der angeregten schwingfähigen Struktur, sondern das dynamische Verhalten des anregenden Systems selbst.



Abb. 4: Veranschaulichung der Bedeutung des eingeführten Lastdynamikfaktors ϕ_L

Die Bestimmung des Lastdynamikfaktors oL im Zusammenhang mit Mehrphasenpumpen kann auf Basis der gemessenen maximalen Drücke im Druckraum der Pumpe erfolgen.

Neben der Beanspruchungsüberhöhung der Bauteile aufgrund der Druckpulsationen selbst ist von einer zusätzlichen Überhöhung auszugehen, die sich als Sekundäreffekt ergibt. Die Pulsationen können Strukturschwingungen hervorrufen, die als zusätzliche Beanspruchungsüberhöhung





wirken. Zur Identifizierung und Quantifizierung dieser Effekte sind neben Druckmessungen des Fördermediums Schwingungsmessungen an den umgebenden Pumpen- und Rohrleitungskomponenten durchzuführen. Da sich die Messungen jedoch nur auf diskrete Orte des untersuchten Systems beschränken, sind unterstützende numerische Simulationen zum Erlangen eines Gesamtverständnisses des schwingfähigen Systems und zur Sicherstellung der Übertragbarkeit auf verschiedene Baugrößen, Bauformen und Systemkonfigurationen unerlässlich.

Auf Basis der strukturmechanischen Untersuchungen sind zusätzliche, die Sekundäreffekte berücksichtigende Dynamikfaktoren gemäß der eingangs beschriebenen klassischen Bedeutung abzuleiten. Diese Dynamikfaktoren werden im Rahmen der folgenden Untersuchungen jedoch nicht näher betrachtet. Hintergrund ist, dass sich die Untersuchungen auf verschiedene Einbindungsmöglichkeiten des Lastdynamikfaktors fokussieren. Die Einbindung des Dynamikfaktors in seiner klassischen Bedeutung ist im Rahmen der Standard-Nachweisverfahren bekannt.

1.1.2 Berücksichtigung der Druckpulsationen im Rahmen vorhandener Berechnungsmodelle Im Rahmen des vom BMBF geförderten MPA-Forschungsprojekts (Förderkennzeichen 03SX203) sind Berechnungsmodelle entstanden, die bei der Auslegung und Nachweisführung des Pumpenrotors und dessen wesentlicher Komponenten zur Anwendung kommen. Da die in der Pumpe herrschenden Drücke einigen dieser Berechnungsmodelle im Sinne äußerer Belastungen als Eingangsgrößen dienen, ist es erforderlich, die zuvor beschriebenen Druckpulsationen innerhalb der Modelle für den Nachweis der Betriebsfestigkeit und Zuverlässigkeit der Mehrphasenpumpen zu berücksichtigen. In diesem Zusammenhang sind die Berechnung der Vorspannkraft, der Rotordurchbiegung und der dynamischen Zahnfußfestigkeit der Schraubengänge zu nennen. Die Einbeziehung der Druckpulsationen in diese Modelle kann auf verschiedenen, im Folgenden beschriebenen Abstraktionsstufen erfolgen.

1.1.2.1 Berücksichtigung des Lastdynamikfaktors auf der Ergebnisebene

Eine pragmatische Möglichkeit bietet die Berücksichtigung der Lastüberhöhung auf der Beanspruchungs- bzw. Ergebnisebene, d.h. die relevanten Ergebnisse des jeweiligen Nachweises werden mit dem Lastdynamikfaktor multipliziert. Dies setzt ein lineares Übertragungsverhalten zwischen Last, vorhandener Beanspruchung und dem abgeleiteten Nachweisergebnis voraus. Eine solche Linearität ist jedoch im Zusammenhang mit den komplexen strömungsmechanischen Vorgängen in der Pumpe und den nachgeschalteten Nachweiskonzepten nicht a priori vorauszusetzen. Abb. 5 illustriert die beschriebene Vorgehensweise.



Abb. 5: Berücksichtigung des Lastdynamikfaktors auf der Beanspruchungs- bzw. Ergebnisebene

1.1.2.2 Berücksichtigung des Lastdynamikfaktors auf Lastebene

Eine die Lastüberhöhung detaillierter berücksichtigende Vorgehensweise bietet das Einbeziehen des Dynamikfaktors bereits im Zusammenhang mit der Berechnung der Kammerdruckverteilung. Hierbei wird der im Rahmen des Simulationsmodells des IfV als Eingangsgröße anzusetzende Auslassdruck entsprechend dem Dynamikfaktor überhöht, setzt dabei jedoch voraus, dass





sich die im Druckraum der Pumpe identifizierten Pulsationen auf alle Kammern der Förderschrauben auswirken. Da darüber hinaus das Berechnungsmodell nur statische Randbedingungen für die Berechnung der Kammerdruckverteilung zulässt und dementsprechend keine hochfrequent veränderlichen Drücke berücksichtigt, stellt auch dieser Ansatz nur eine grobe Näherung der realen Druckverhältnisse im Inneren der Pumpe dar. Gegenüber der zuvor dargestellten Methodik bietet dieses Vorgehen jedoch die Möglichkeit der Einbeziehung nichtlinearer Effekte in den nachgeschalteten Berechnungsmodellen. Abb. 6 illustriert den beschriebenen Ansatz.



Abb. 6: Berücksichtigung des Lastdynamikfaktors auf der Lastebene

1.1.2.3 Berücksichtigung des Lastdynamikfaktors im Lastmodell

Für den Fall, dass sich die Pulsationen in der Pumpe nicht gleichmäßig auf alle Kammern der Förderschrauben auswirken, besteht die Möglichkeit, die Ergebnisse des quasi-statischen Lastmodells, das Druckprofil, gezielt zu überhöhen. Hierfür werden die Drücke der einzelnen Kammern entsprechend der Pulsationsverteilung längs der Förderschraube überhöht. Damit kann z.B. der Fall abgebildet werden, dass es ausgeprägte Pulsationen im Bereich der letzten Kammer und des Druckraums gibt, die sich jedoch nur in verringertem Umfang auf die davor liegenden Kammern übertragen. Abb. 7 zeigt den Berechnungsablauf für diesen Ansatz.



Abb. 7: Berücksichtigung des Lastdynamikfaktors im Lastmodell

1.1.2.4 Einbeziehung einer die dynamischen Effekte berücksichtigenden Kammerdruckverteilung

Für eine realitätsnahe Berücksichtigung der im Zusammenhang mit den Druckpulsationen auftretenden Effekte ist die Kenntnis der zeitabhängigen Drücke in den Förderkammern der Pumpe unabdingbar. Diese können auf Basis von Messungen an verschiedenen axialen Positionen entlang des die Förderschrauben umgebenden Linergehäuses ermittelt werden. Die gemessenen Druckverläufe können entweder den Beanspruchungs- und Nachweismodellen zur Weiterverarbeitung zugeführt werden oder als Basis für die Weiterentwicklung des strömungsmechanischen Modells des IfV hinsichtlich der Abbildung instationärer Randbedingungen dienen. Abb. 8 illustriert die beschriebene Vorgehensweise.



Abb. 8: Berücksichtigung zeitveränderlicher Randbedingungen innerhalb des Lastmodells

1.2 Anwendung der Methodik unter Einbeziehung der am IfV Hannover gemessenen Druckpulsationen

Die im Abschnitt 1.1 erläuterte Nachweismethodik wurde auf eine Beispielpumpe angewendet. Hierbei wurden die ersten drei der dort beschriebenen Varianten zur Berücksichtigung des Lastdynamikfaktors eingesetzt und die Ergebnisse miteinander verglichen.

1.2.1 Berücksichtigung des Lastdynamikfaktors

In den durchgeführten Untersuchungen wurden zwei Extremfälle betrachtet: Zum einen eine gleichmäßige Ausbreitung der Pulsation über alle Kammern der Förderschraube wodurch sich eine sehr geringe Erhöhung der Beanspruchung ergibt. Zum anderen eine Ausbreitung der Pulsation nur auf die letzte Kammer, was eine sehr starke Erhöhung der Beanspruchung hervorruft. Es wird erwartet, dass die realen Pulsationserscheinungen zwischen diesen Extremfällen liegen, Pulsationserscheinungen außerhalb dieser werden nicht erwartet.

Die folgenden Abbildungen zeigen das simulierte Druckprofil der Beispielpumpe (Abb. 9) und die Anpassung dieses Druckprofils entsprechend der Extremfälle "Gleichmäßig" und "Letzte Kammer". Die Simulation wurde mit der Software Simus des IfV durchgeführt.



Druckverläufe und Differenzdrücke

Abb. 9: Mit Simus berechnetes Druckprofil der Beispielpumpe









Abb. 10: Angepasstes Druckprofil der Beispielpumpe mit gleichmäßiger Pulsationsausbreitung



Abb. 11: Angepasstes Druckprofil der Beispielpumpe mit Pulsationsausbreitung nur in der letzten Kammer

Zur Bestimmung der Beanspruchung der Förderschraube wurde die Differenzdruckschwankung bestimmt. Der Differenzdruck ist die Druckdifferenz zwischen zwei benachbarten Kammern, die die Wechselbeanspruchung der Förderschraube verursacht. Um den Differenzdruck (magentafarbene Kurve) zu bestimmen wird die Differenz aus dem Kammerdruckverlauf (Grüne, durchgezogene Kurve) und dem um 360° verschobenen Kammerdruckverlauf (grüne, gestrichelte Kurve) gebildet (360° entspricht dem Wechsel von einer zur nächsten Kammer). Entscheidend für





den Festigkeitsnachweis ist die maximale Änderung des Differenzdruckes, den ein Punkt der Förderschraube bei einer Umdrehung erfährt, die Differenzdruckschwankung (blaue Kurve).

Bei der Berücksichtigung des Lastdynamikfaktors auf Ergebnisebene ist es nicht notwendig, eine Anpassung des Druckprofils vorzunehmen.

1.2.2 Berechnung der Auslastung

Als Auslastung a_{BK} wird im Festigkeitsnachweis nach der FKM-Richtlinie das Verhältnis der vorliegenden $\sigma_{a,1}$ zur ertragbaren Spannungsamplitude σ_{BK} unter Berücksichtigung des Gesamtsicherheitsfaktors j_{ges} bezeichnet.

$$a_{BK} = \frac{\sigma_{a,1}}{\sigma_{BK} / j_{ges}}$$
(Gl. 1)

Dementsprechend weist ein unterdimensioniertes Bauteil eine Auslastung größer als 1 auf, eine Überdimensionierung führt zu Auslastungen kleiner als 1. In der Regel werden Auslastungen leicht unterhalb von 1 angestrebt. In den hier durchgeführten Berechnungen ist der absolute Wert der Auslastung nicht maßgeblich, da es sich nicht um einen Festigkeitsnachweis, sondern um Modellberechnungen handelt. Stattdessen ist die Änderung der Auslastung in Abhängigkeit die verschiedenen Annahmen zur Einbindung des Lastdynamikfaktors von Bedeutung.

In den Modellberechnungen sind die Parameter Dynamikfaktor und Gasgehalt variiert worden. Exemplarisch wird ein Teil der Ergebnisse gezeigt, wobei der Dynamikfaktor konstant 1,1 beträgt und der Gasgehalt von 0% bis 10% variiert.

Die Tab. 1 zeigt die berechneten Auslastungen für die verschiedenen Gasgehalte und Berücksichtigungsmöglichkeiten des Dynamikfaktors.

Gasgehalt	Lastdynamikfaktor				
	Kein (=1)	Ergebnisseite	Gleichmäßig	Letzte Kammer	
0%	0,506	0,557	0,556	0,759	
5%	1,135	1,249	1,232	1,388	
10%	1,687	1,856	1,834	1,940	

Tab. 1: Berechnete Auslastungen für verschiedene Ansätze zur Berücksichtingung des Lastdynamikfaktors

Zusätzlich sind die Auslastungen in Abb. 12 dargestellt.



Abb. 12: Berechnete Auslastung der Förderschraube mit Berücksichtigung der Druckpulsation

Die Abweichungen zwischen den Berücksichtigungsmöglichkeiten des Lastdynamikfaktors werden aus Abb. 13 deutlich. Hier ist die prozentuale Zunahme der Auslastung im Vergleich zu der Auslastung ohne Pulsation (Lastdynamikfaktor = 1) aufgetragen.



Abb. 13: Veränderung der Auslastung der Förderschraube durch Berücksichtigung der Druckpulsation

Die ergebnisseitige Berücksichtigung des Lastdynamikfaktors führt konstant zu einer Erhöhung um 10% entsprechend der Pulsationshöhe von 10%. Die anderen Möglichkeiten zeigen nichtlineare Effekte: Im Fall der gleichmäßigen Druckerhöhung führt dies zu einer leicht geringeren Zunahme der Auslastung. Dies ist auf den gleichmäßigeren Druckaufbau längs der Förderschraube durch die höhere Druckdifferenz zurückzuführen. Die ausschließliche Druckerhöhung in der letzten Kammer führt zu einer deutlich erhöhten Auslastung, die mit zunehmendem Gasgehalt abnimmt. Hintergrund ist, dass der Lastdynamikfaktor auf den Nenndruck im Druckraum bezogen ist – wird ein Nenndruck von 70 bar erwartet, ergibt sich durch die Druckpulsation ein erhöh-





ter Druck von 77 bar. Da mit zunehmendem Gasgehalt ein größerer Anteil des Druckaufbaus in der letzten Kammer stattfindet, wirkt sich die zusätzliche Druckerhöhung schwächer aus.

Zusammenfassend zeigen die Berechnungen, dass es erhebliche Unterschiede zwischen den gefundenen Ansätzen gibt und es notwendig ist, die Kammerdruckmessungen auszuwerten, um Aussagen über den besten Ansatz zu treffen.

1.3 Experimentelle Identifikation festigkeitsrelevanter Druckpulsationen durch Messreihen an der Versuchsanlage in Rütenbrock

1.3.1 Inbetriebnahme der Schwingungsmesstechnik an der Versuchsanlage in Rütenbrock Um die geplanten Messungen in Rütenbrock durchführen zu können, war es zunächst notwendig, weitere Messtechnik auf der Versuchsanlage zu installieren. In diesem Zusammenhang erfolgten im Wesentlichen die Auswahl, Beschaffung und Integration von Sensoren und einem Messverstärker, die Erstellung eines Messprogramms sowie die Einbindung von Daten aus der Steuerung in das neue Messsystem.

Mess-System	Anzahl	Mess-Größen	Mess-Frequenz	
	6	Druck	1200 Hz	
MOC - AO BINIT	9	Beschleunigung	1200 112	
	6	Beschleunigung		
MGC - Bornemann	ornemann 3 Druck		1200 Hz	
	1	Füllstand		
	1	Motorleistung		
Anlagensteuerung Prozessgrößen	1	Motordrehzahl	Ca. 1 min ⁻¹	
	2	Füllstand (Schalter)	Ca. 1 mm	
	3	Temperatur		

Tab. 2: Übersicht der Messsysteme an der Versuchsanlage in Rütenbrock

In Tab. 2 sind die drei verwendeten Messsysteme, die jeweils aufgezeichneten Messgrößen sowie die erreichten Messfrequenzen zusammenfassend dargestellt. Die Messsysteme "MGC-Bornemann" und "Anlagensteuerung / Prozessgrößen" waren Bestandteil der Versuchsanlage, seitens der AG BMT wurde gemeinsam mit Bornemann zusätzlich das Messsystem "MGC-AG BMT" integriert.

Die Drucksensoren wurden zur Messung des Drucks in der druckseitigen Verrohrung der Pumpe eingesetzt. Um Effekte wie stehende Wellen erfassen zu können, wurden ungleiche Abstände zwischen den Sensoren realisiert (vgl. Abb. 14).







Abb. 14: Anordnung der Drucksensoren, 9 Installationspositionen zum flexiblen Einsatz der 6 Druckaufnehmer

Die neun Beschleunigungssensoren, deren Signale über den zusätzlich installierten MGC-Verstärker aufgezeichnet wurden, wurden an unterschiedlichen Stellen des Pumpengehäuses sowie der Saug- und Förderleitung appliziert.

Im Rahmen der Erstellung des Messprogramms stellte vor allem die Realisierung der Schnittstelle zu der Anlagensteuerung eine Herausforderung dar. Durch die enge Zusammenarbeit mit Bornemann konnte hier eine OPC-Schnittstelle geschaffen werden. Die Einbindung der Messverstärker erfolgte über das Software-Tool CATMAN Active X. Die Datenspeicherung kann sowohl hochfrequent (800 MB/Stunde) als auch in komprimierter Form (zeitliche Mittelung; 0,3MB / Stunde) erfolgen. Durch die Komprimierung wurde erreicht, dass aktuelle Messdaten per DFÜ aus Bochum abgerufen werden konnten. Um die Messungen von Bochum aus steuern zu können, stellte Bornemann Softwaretools zur Verfügung und integrierte den Messrechner der AG BMT in das Netzwerk der Versuchsanlage.

1.3.2 Planung und Durchführung der Messung

Im Vorfeld der Messungen wurde ein Messplan aufgestellt. Dieser umfasste drei Elemente:

- Messungen von Referenzzuständen (stationärer Betrieb)
- Messung von Sonderereignissen (z.B. erhöhte Vibration, Temperaturschwankung etc.)
- Parametermessung (gezielte Variation von Prozessparametern), soweit möglich

Die beiden zuerst genannten Elemente wurden durch eine Dauermessung realisiert, aus der hoch auflösende Messdaten für die relevanten Messzeiträume entnommen wurden. Die Parametermessung konnte mit Bornemann abgestimmt, aber innerhalb des Projektzeitraums während der zur Verfügung stehenden Betriebsphasen der Anlage nicht umgesetzt werden.

Die Messungen an der Mehrphasen-Pumpe in Rütenbrock wurden imWesentlichen über einen Zeitraum von vier Monaten (Februar bis zum Mai 2010) durchgeführt. Nach diesem Zeitraum wurde die Pumpe aus betrieblichen Gründen abgestellt. Eine kurzzeitige Wiederinbetriebnahme





der Anlage im Juni 2010 endete nach nur 2 Tagen, das ursächliche Sonderereignis wird im Abschnitt 1.3.3 genauer betrachtet.



Abb. 15:- Einschaltdiagramm der Mehrphasen-Pumpe

Gemäß Abb. 15 war die Mehrphasenpumpe im Messzeitraum bis Mai 2010 fast durchgehend in Betrieb. Als Beispiel für die veränderlichen Prozessbedingungen wird in Abb. 16 der Verlauf der Medientemperatur am Pumpeneingang über den Messzeitraum dargestellt.



Abb. 16:- Temperatur-Verlauf während der Messung

Technische Schwierigkeiten führten während des Messzeitraumes zu begrenzten Ausfällen der Messsoftware. Diese Bereiche sind in Abb. 16 durch die längeren Geraden im Messverlauf erkenntlich.





1.3.3 Auswertung der Messergebnisse

Die Auswertung der Messergebnisse gliedert sich in zwei Bereiche. Zunächst wurden die komprimierten Messdaten betrachtet, um Betriebszustände der Versuchsanlage zu erkennen. Darauf aufbauend wurden die relevanten Messzeiträume ausgewählt und die hoch auflösenden Messdaten eingehend untersucht.

Die Auswertung der Messreihe wurde mit Hilfe der Software Matlab durchgeführt. Dazu wurde ein Auswertungs-Tool entwickelt, das es erlaubt, einzelne Auswertungsschritte automatisch auszuführen. Insbesondere hinsichtlich der Erstellung von Übersichtsplots über mehrere Messtage war die Automatisierung erforderlich. Abb. 17 zeigt den Ablauf der Erzeugung der Übersichtsplots.



Abb. 17: Aufbau des Auswertungs-Tools









Mit dem beschriebenen Tool sind die Grafen aus Abb. 18 und Abb. 19 erzeugt worden.

Der Vergleich der Grafen belegt, dass bei konstantem Ausgangsdruck unterschiedliche Motorleistungen abgegriffen wurden, da die geförderten Volumenströme nicht konstant waren.



Abb. 19: Druck im Messzeitraum

Wie oben beschrieben, wurden Messzeiträume, in denen stationärer Betrieb der Pumpe vorlag, eingehend untersucht. Dazu wurden die Messsignale mit Hilfe der Fourier-Transformation ausgewertet, um Aussagen bezüglich Eigenfrequenzen und Schwingungsanregung zu gewinnen. Exemplarisch wird im Folgenden ein stationärer Betriebszustand näher betrachtet.



Abb. 20: FFT-Analyse (Drehzahl 715 min⁻¹)

In Abb. 20 ist die FFT-Analyse des Signals eines Drucksensors bei einer konstanten Drehzahl von 715 min⁻¹ gezeigt. Die zugehörigen Vielfachen der Drehfrequenz zeigt Tab. 3. Die Peaks der FFT-Analyse lassen sich den Vielfachen der Drehfrequenz zuordnen. So entspricht zum Beispiel die zweifache Drehfrequenz der Kammeröffnungsfrequenz der Förderschrauben.





Drehzahl 715 min ⁻¹ bzw. Drehfrequenz 11,92 Hz				
2 – fache Drehfrequenz	23,83 Hz			
3 – fache Drehfrequenz	35,75 Hz			
4 – fache Drehfrequenz	47,67 Hz			
5 – fache Drehfrequenz	59,58 Hz			
6 – fache Drehfrequenz	71,50 Hz			

Tab. 3: Drehfrequenzen (715 min⁻¹)

Da die FFT-Analyse immer nur für ein geringes Zeitfenster möglich ist, wurden zur Darstellung des Zeitverhaltens Campbell-Diagramme erstellt. Abb. 21 zeigt ein Campbell-Diagramm für die konstante Drehzahl von 715 min⁻¹, Kammeröffnungsfrequenz und deren zweites Vielfaches sind zu erkennen.



Abb. 21: Campbell-Diagramm (Drehzahl 715 min⁻¹)

Auch bei der Auswertung der Signale der Schwingungssensoren konnte die Kammeröffnungsfrequenz identifiziert werden. Zur Auswertung eines Sonderereignisses wurde ein irregulärer Anlauf der Pumpe betrachtet. Hierbei wurde der Förderdruck langsam erhöht, bis es durch Probleme mit der Förderbohrung zu einer Notabschaltung kam. Abb. 22 zeigt den Verlauf der Leistung über der Zeit. Wie im Zeitsignal der Beschleunigungssensoren zu erkennen, übertrug sich die Auswirkung der Notabschaltung in die Struktur der Versuchsanlage.









Abb. 22: Leistung und Drehzahl der Pumpe bei irregulärem Anlauf



Beschleunigungssensoren (Sonderfall)

Abb. 23: Zeitsignale der Beschleunigungssensoren

Zusammenfassend konnte durch die Langzeitmessung an der Versuchsanlage in Rütenbrock das Pulsations- und Schwingungsverhalten im realen Förderbetrieb erfasst werden. Kennzeichnend für den Betrieb in Rütenbrock ist hierbei im betreffenden Zeitraum ein Anlagenbetrieb, der wenige Sonderereignisse aufweist. Die wenigen identifizierten Sonderereignisse führten dabei nicht zu starken Schwingungen im Fluid oder an der Struktur.

Da die geplante Parametermessung während des Projektes nicht umgesetzt werden konnte, fehlen Ergebnisse bezüglich des Verhaltens unter weniger moderaten Betriebsbedingungen. Für die vorherrschenden Bedingungen liefern die Messungen allerdings Aussagen, die als Referenz für weitere Messungen und Fragestellungen genutzt werden können.





- 1.4 Experimentelle Identifikation der betriebszustandsabhängigen Systemschwingungen durch Messungen an der Versuchsanlage der Universität Hannover
- 1.4.1 Vorbereitung der Messungen

Da die Messungen am IfT in Hannover stattgefunden haben und auch durch das IfT durchgeführt worden sind, lag der Großteil der vorbereitenden Maßnahmen beim Projektpartner IfT. Im Rahmen der Vorbereitung ist die AG BMT jedoch unterstützend tätig gewesen.



Abb. 24: Grundentwurf für die Integration der Sensorik zur Kammerdruckmessung

Insbesondere im Bereich der Auswahl der Messtechnik z.B. der eingesetzten Sensoren für die Kammerdruckmessung und des verwendeten Messverstärkersystems MGCplus wurde intensiv zusamengearbeitet. Daneben sind die grundlegenden konstruktiven Arbeiten für die Integration der Sensorik zur Kammerdruckmessung in die Laborpumpe durchgeführt worden. Die Ausarbeitung des Entwurfs und die Erstellung der baureifen Unterlagen erfolgten durch das IfT und durch Bornemann. Die Abb. 24 zeigt den konstruktiven Entwurf, Abb. 25 die Realisierung. Die Minidrucksensoren (1) werden in den Gehäuseeinsatz (Liner) (3) eingeschraubt. Dazu sind entsprechende Bohrungen vorgesehen. Die Abstände der Bohrungen sind passend zu der Steigung der Förderschraube (4) gewählt, so dass grundsätzlich ein lückenloser Kammerdruckverlauf gemessen werden konnte. Da teilweise der Bauraum an einigen Stellen noch stärker beengt war, wurden dort Mikrosensoren (2) mit einer speziellen Konstruktion (5) integriert.



Abb. 25: Modifizierter Liner der Laborpumpe mit den integrierten Sensoren zur Kammerdruckmessung

Die Inbetriebnahme der Versuchsanlage inklusive der neuen Messtechnik sowie die mechanischen Umbauten an der Laborpumpe sind durch das IfT und Bornemann ausgeführt worden.

1.4.2 Messplanung

Um einen möglichst hohen Nutzen aus den Messungen ziehen zu können, ist im Vorfeld durch das IfT mit Unterstützung durch die AG BMT ein Messplan aufgestellt worden, der auf die spezifischen Fragestellungen in diesem Projekt angepasst ist. Die gesuchten Systemschwingungen hängen in der Regel sehr stark von den gewählten Versuchsparametern ab und Schwingungsmaxima treten oft nur in scharf begrenzten Parameterbereichen auf. Dies ist im Wesentlichen auf die Eigenfrequenzen des untersuchten Systems zurückzuführen. Demzufolge konnten die Methoden der klassischen statistischen Versuchsplanung nicht angewendet werden sondern musste der gesamte Parameterbereich in den Versuchen abgefahren werden.

Parameter	Werte	Einheit	Anzahl der Werte	
Einlassdruck Pumpe	2	bara	1	
Druckdifferenz Pumpe	1; 5; 9; 13	bar	4	
Drehzahl Pumpe	1000; 100er Schritte; 2200	1/min	13	
Gasgehalt	0; 10er Schritte; 100	%	11	
Gesamtversuchsanzahl	572			
Im Bereich Druckdifferenz 1 bar ausgedünntes Versuchsprogramm				
Drehzahl: 1000 1/min; 200er Schritte; 2200 1/min				
Gasgehalt: 0%; 20er Schritte; 100%				
Damit reduzierte Gesamtversuchsanzahl 471				

Tab. 4: Übersicht der durchgeführten Versuche in Hannover





1.4.3 Auswertung der Messungen

Die Auswertung der Messungen wurde durch das IfT und die AG BMT durchgeführt. Die Arbeiten der AG BMT fokussierten sich dabei auf die Betrachtung festigkeitsrelevanter Pulsations- und Schwingungserscheinungen. Eine besondere Rolle spielt dabei der Kammerdruck in den Kammern der Förderschraube der eingesetzten Pumpe.

1.4.3.1 Betrachtung der Kammerdrücke

Über die Kammerdrucksensoren wurde mit einer Messfrequenz von 1200Hz der Druck über eine Messzeit von 10s bei konstanten Betriebsparametern aufgezeichnet. Die Abb. 26 zeigt einen Ausschnitt einer Messung.



Abb. 26: Messsignal der Kammerdrucksensoren

Sowohl für die Festigkeit der Förderschraube als auch hinsichtlich des Betriebsverhaltens der Pumpe ist die Form des Druckaufbaus längs der Förderschraube von großer Bedeutung. Zur Darstellung dieses Druckaufbaus wird in der Regel das Druckprofil verwendet. Es zeigt die Druckerhöhung eines Fluidteilchens, welches durch die Förderschraube hindurchgefördert wird. Auf Basis der gemessenen Kammerdücke wurden hier Druckprofile erstellt, indem die Signale der Sensoren gezielt aneinander gereiht wurden. Da nicht über die gesamte Länge der Förderschraube Sensoren installiert waren, ergeben sich Bereiche, für die keine Messwerte vorliegen. In diesen Bereichen wurde linear interpoliert, so dass sich ein kontinuierlicher Verlauf ergibt. Das Druckprofil unterliegt über der Zeit gewissen Schwankungen, so dass hier mehrere, zeitlich aufeinander folgende Druckprofile erstellt wurden, um den Einfluss dieser Schwankung zu berücksichtigen. Die Abb. 27 zeigt beispielhaft Druckprofile, die aus einer Messung gewonnen wurden.







Abb. 27: Aus Messergebnissen berechnete Druckprofile der Förderschraube

Aus Sicht der Festigkeit der Förderschraube ist nicht die absolute Höhe des Drucks von entscheidender Bedeutung, sondern viel mehr die Druckdifferenz zwischen benachbarten Kammern. Diese führt zu einer Biegung des Förderschraubenzahns und damit zu hohen Spannungen am Übergang vom Zahn zum Kernzylinder der Förderschraube. Die Druckdifferenz wurde durch Subtraktion jeweils zwei zeitlich aufeinander folgender Druckprofile gebildet, siehe Abb. 28.



Umschlingungswinkel

Abb. 28: Differenzdruck zwischen benachbarten Kammern

Bei jeder Umdrehung der Förderschraube ändert sich für einen Punkt auf der Förderschraube fortlaufend die Druckdifferenz, so dass eine wechselnde Beanspruchung entsteht. Die Beanspruchungsamplitude ist maßgeblich für den dynamischen Festigkeitsnachweis der Förderschraube. Dementsprechend wurde aus den Messwerten die maximale Änderung des Differenzdruckes bei einer Umdrehung der Förderschraube für jeden Punkt der Schraube berechnet (Abb. 29).



Umschlingungswinkel

Abb. 29: Aus Messergebnissen ermittelte Differenzdruckschwankung

Aus dem Verlauf der Differenzdruckschwankung kann der Maximalwert ausgelesen werden und somit der Einfluss der Betriebsparameter auf die Differenzdruckschwankung aufgezeigt werden kann, was zu der Beanspruchung der Förderschraube führt. Um den Einfluss der Parameter Drehzahl, Gasgehalt und Differenzdruck auf die Beanspruchung der Förderschraube aufzuzeigen, wurde die Differenzdruckschwankung für die durchgeführten Messungen bestimmt. Zur Veranschaulichung des Ergebnisses wurde die Differenzdruckschwankung in Abhängigkeit von Drehzahl und Gasgehalt bei konstanter Druckdifferenz der Pumpe als Fläche dargestellt, siehe Abb. 30. Es zeigt sich, dass der zunehmende Gasgehalt generell zu einer erhöhten Auslastung führt und gegenüber der Drehzahl einen deutlich höheren Einfluss auf die Beanspruchung der Förderschraube hat. Dies deutet auch darauf hin, dass es keinen Drehzahlbereich gibt, der generell für diese Pumpe als kritisch betrachtet werden muss. Vielmehr ergeben sich lokale Maxima, die auf Pulsationsentstehung aufgrund einzelner ungünstiger Parameterkombinationen hindeuten.



Abb. 30: Differenzdruckschwankung bei einer Druckdifferenz der Pumpe von 13 bar in Abhängigkeit der Drehzahl und des Gasgehaltes





1.4.3.2 Entwicklung von Grundlagen eines Modells zur Abbildung der Druckpulsation

Um zukünftig in der betriebssicheren Auslegung der Komponenten von Mehrphasenschraubenspindelpumpen die Ausbildung von Druckpulsationen und deren Auswirkung auf die Festigkeit berücksichtigen zu können, ist es wünschenswert, einen Ansatz zur Verfügung zu haben, mit dem das Pulsationsverhalten abschätzend simuliert werden kann. Im Rahmen der Auswertung der Messreihen am IfT Hannover wurden erste Grundlagen für ein solches Werkzeug geschaffen. Im Abgleich mit Messergebnissen wird gezeigt, in wie weit der Ansatz für weitere Arbeiten viel versprechend ist.



Abb. 31: Wirkungskette zur Entstehung von Druckpulsationen

Die Basis für die Entwicklung des Modells ist die Wirkungskette der Entstehung der Druckpulsation, wie sie in Abb. 31 dargestellt ist. Das Modell führt zu einer Simulation der Fluidschwingung im Bereich der Kammeröffnung für mehrere Umdrehungen der Förderschraube. Als vereinfachende Annahmen gelten hier beispielsweise, dass das Fluid eine reine Flüssigkeit ist, der Nenndruck der Druckleitung als Randbedingung gewählt werden kann und die Spaltströmungen zur Abschätzung der Größenordnung der Druckpulsation vernachlässigt werden können. Entsprechend der oben erwähnten Wirkungskette führt die Kammeröffnung der Förderschraube zu einer Volumenstrompulsation, wodurch eine Druckpulsation induziert wird. Zur Nachbildung dieses Verhaltens wurden die letzte Kammer der Förderschraube und der Pumpenraum auf der Druckseite als zwei Druckräume entsprechend Abb. 32 modelliert.



Abb. 32: Veranschaulichung des Modellansatzes für das Pulsationsmodell

Der linke, kleinere Druckraum entspricht der letzten Kammer der Förderschraube, der größere dem Pumpenraum auf der Druckseite. Die Verbindung der Druckräume ist über eine Drossel realisiert, die die Öffnung der Kammer nachbildet. Der Ausgangszustand des Systems wird als Zeitpunkt unmittelbar vor der Kammeröffnung definiert. Zu diesem Zeitpunkt liegt im druckseitigen Pumpenraum ein höherer Druck als in der letzten Kammer vor (siehe Rausch, 2006). Öffnet sich nun die Kammer, werden sich die Drücke angleichen und die Massenträgheit des Fluids wird zu einem Überschwingen führen, das durch den Dämpfungseffekt der Drossel abklingt.





Die Berechnung dieser Schwingung erfolgt über eine Gleichgewichtsbetrachtung an der Drossel (siehe Abb. 33).



Abb. 33: Drücke an dem Fluidvolumen in der Drossel

In Abb. 33 ist das Fluidvolumen in der Drossel mit den angreifenden Drücken dargestellt. Diese Drücke ergeben sich zum einen aus den aktuellen Drücken der beiden Druckräume (p1 und p2) sowie dem Einfluss der Massenträgheit und der Dämpfung. Für die Bestimmung des Dämpfungseinflusses konnte die Blendengleichung genutzt werden:

$$u = \alpha_D \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta p} \Longrightarrow \Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{u^2}{(\alpha_D \cdot A)^2} = C \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2}$$
(Gl. 2)

Hierbei ist *u* die Strömungsgeschwindigkeit, ρ die Dichte des Fluids, α_D die Durchflusszahl und *A* die Fläche der Blendenöffnung. Das quadrierte Produkt der Durchflusszahl und der Fläche der Blendenöffnung werden aus Gründen der Übersichtlichkeit durch die Konstante *C* ersetzt.

In Abhängigkeit der Beschleunigung und der Masse ergibt sich die Trägheitskraft des Fluidvolumens:

$$F = m \cdot a = \rho \cdot l \cdot A \cdot \partial u / \partial t \Longrightarrow \Delta p = \rho \cdot l \cdot \partial u / \partial t$$
(Gl. 3)

Dabei ist F die Kraft, die auf das Fluidvolumen wirkt, m die Masse des Volumens und l dessen Länge. Die Masse des Fluidvolumens wird über dessen Dichte und Abmessungen bestimmt und die Beschleunigung als Ableitung der Strömungsgeschwindigkeit dargestellt.

Die Umsetzung des Modells erfolgt über eine numerische Simulation mit der Software Matlab. In dieser Simulation sind im Sinne einer Anwendung auf die Förderschraube weitere Berechnungsschritte enthalten. Die Größe der Querschnittsfläche A ändert sich während der Kammeröffnung fortlaufend, so dass für die komplexen Geometrien ein Berechnungstool den Querschnitt in Abhängigkeit vom Drehwinkel ermittelt. Zudem bewirkt die Geometrie, dass sich die Volumina der Kammer und teilweise des Druckraumes ändern. Auch diese Volumina werden berechnet.

Zur Bestimmung der Öffnungsfläche werden die Begrenzungslinien der Förderschrauben als Punkte dargestellt und die dazwischen liegende Fläche numerisch bestimmt. Daraus ergibt sich der Verlauf der Öffnungsfläche, welcher durch den radialen Querschnitt der Förderschraube begrenzt ist (siehe Abb. 34).



Abb. 34: Bestimmung der Öffnungsfläche a) Frontansicht der Förderschrauben mit rot gefärbtem Öffnungsquerschnitt; b) Maximaler Öffnungsquerschnitt der Kammer (radialer Querschnitt); c) Abbildung des Öffnungsquerschnittes, in rot der Rand der linken und in blau der Rand der rechten Förderschraube (Vergleiche a), in magenta die umschlossene Fläche; d) Berechneter Verlauf der Öffnungsfläche für eine Umdrehung

Als Ergebnis liefert die Simulation den Verlauf des Drucks in der letzten Kammer der Förderschraube, im druckseitigen Pumpenraum und am Ausgang der Pumpe. Abb. 34 zeigt den Verlauf für eine Umdrehung.



Abb. 35: Simulierte Druckschwankung zwischen Kammer und druckseitigem Pumpenraum





Je nach Verhältnis von Eigenfrequenz des Systems und Anregungsfrequenz (Kammeröffnungsfrequenz) führt dies über mehrere Umdrehungen zu einem Abklingen oder Aufschwingen der Pulsation.



Abb. 36: Simulierte Druckschwankung a) "Aufschwingen" und b) "Abklingen" der Pulsation

Die Abb. 36 verdeutlicht, dass mit diesem Ansatz grundsätzlich ein schwingfähiges Fluid abgebildet werden kann. Die Auswertung der gemessenen Drücke zeigt, dass der Druck in der letzten Kammer höher sein kann, als der Druck im benachbarten Pumpenraum. Das ist ein Hinweis darauf, dass eine Pulsation in der Art, wie es hier simuliert wurde, auftreten kann.

1.5 Integration der Nachweismethoden "Schwingungen / Druckpulsationen" und "Korrosion / Verschleiß" in ein gemeinsames Nachweisverfahren

1.5.1 Erarbeitung eines grundlegenden Konzeptes

Wie im Abschnitt 1 beschrieben, wird die Auswirkung der Pulsationen über die so genannten Pulsationsfaktoren berücksichtigt, siehe z.B. Abb. 5. Der Festigkeitsnachweis selbst basiert auf dem allgemeinen Nachweisschema. Der wesentliche neue Schritt in der Durchführung eines Nachweises ist damit die Ermittlung des Pulsationsfaktors.

Im Bereich des Festigkeitsnachweises unter Berücksichtigung von Verschleiß und Korrosion liegt im Ergebnis des Vorgängerprojektes (03SX226A) ein Nachweis vor, der einen anderen, schrittweisen Aufbau beinhaltet, siehe Abb. 37.



Abb. 37: Schrittweiser Festigkeitsnachweis zur Berücksichtigung von Verschleiß und Korrosion

Hierbei wird ausgehend von dem Ausgangszustand zunächst die Veränderung durch Korrosion und Verschleiß ermittelt. Auf dieser Basis kann der geänderte Schädigungszustand bestimmt werden. Schädigung im Sinne der Betriebsfestigkeit gibt an, welcher Anteil der Lebensdauer bereits aufgebraucht ist. Der nächste Schritt des Festigkeitsnachweises ist die Überprüfung, ob der aktuelle Schädigungszustand einen sicheren Betrieb der Komponente noch zulässt. Ist dieses der Fall, wird der aktuelle Zustand als Ausgangspunkt für den nächsten Zeitschritt übernommen. Andernfalls endet der Festigkeitsnachweis.

Der Hintergrund dieses Aufbaus war zum einen, dass die sich laufende Änderung des Korrosions- und Verschleißzustandes Berücksichtigung finden sollte, aber auch, dass sich global Lastbedingungen ändern. Dies ist vor dem Hintergrund veränderlicher Quelleneigenschaften in der Erdöl- und Erdgasförderung ein relevantes Szenario. Im Punkt "Änderung des Schädigungszustandes" sind Schritte des allgemeinen Nachweisschemas integriert. Dies sind die Bestimmung der Lasten und Beanspruchungen sowie Beanspruchbarkeiten. Im Gegensatz zu den gängigen Regelwerken wird auf Basis dieser Größen nicht überprüft, ob die Komponente für die angegeben Beanspruchung eine ausreichende Festigkeit hat. Vielmehr wird, wie oben beschrieben, der Fortschritt der Schädigung für den betrachteten Ausschnitt der Lebensdauer ermittelt.

Vor dem dargestellten Hintergrund wurden zwei grundlegende Konzepte für den ganzheitlichen Festigkeitsnachweis entwickelt. Das erste Konzept setzt direkt auf dem schrittweisen Nachweiskonzept auf. Hierbei sind die Auswirkungen der Pulsationen in den Teilschritt "Änderung des Schädigungszustandes" integriert worden. Dort findet eine Ermittlung von Lasten statt, was die Einbindung der beschriebenen Pulsationsfaktoren ermöglicht.

Daneben wurde ein weiteres Konzept entwickelt, das stärker den Fokus auf eine vereinfachte Auslegung auf Basis konstanter Förderbedingungen legt. Diese Art der Nachweisführung wird typischerweise in der Industrie angewendet. Dazu wurden zunächst aus dem Festigkeitsnachweis unter Berücksichtigung von Korrosion und Verschleiß wesentliche Punkte extrahiert und vor dem Hintergrund konstanter Förderbedingungen vereinfacht. Ein Beispiel dafür ist die Betrach-





tung der lokalen Korrosion. Hier wurde der schrittweise Festigkeitsnachweis so abgewandelt, dass nicht mehr für jeden Schritt überprüft wird, ob der Korrosionszustand einen sicheren Betrieb erlaubt sondern im Vorfeld direkt der Korrosionszustand gesucht wird, der die Grenze des sicheren Betriebes darstellt. Auf dieser Basis wurden Einflussparameter sowohl für die Korrosion als auch den Verschleiß definiert.



Abb. 38: Gekoppeltes Nachweisschema

1.5.2 Detaillierte Untersuchung bezüglich auftretender Wechselwirkungen

Im Fall von Schwingungen, Verschleiß und Korrosion treten verschiedene Wechselwirkungen auf, die im Einzelfall betrachtet werden müssen. Abb. 39 zeigt einige Wechselwirkungen.



Abb. 39: Veranschaulichung der Wechselwirkungen

In diesem Arbeitsschritt wurden exemplarische Kombinationen betrachtet und die möglichen Wechselwirkungen erfasst. Zudem wurden Literaturrecherchen durchgeführt.

Ein bekannter Punkt aus der Literatur ist die Wechselwirkung von Korrosion und Verschleiß. Diese Kombination wird in der Regel als Erosionskorrosion bezeichnet. Typisch ist, dass sich die beiden Mechanismen gegenseitig begünstigen, sodass der Gesamtvolumenabtrag höher ist als die Summe der isolierten Mechanismen. Zusammen führt dies jedoch zu einem flächigen Materialabtrag, sodass dies im Sinne des Vorgängerprojektes als globaler Angriff zu bewerten ist.

Treten Schwingungen auf, so ergibt sich hinsichtlich der Wechselwirkungen ein differenzierteres Bild. In Kombination mit lokalem Angriff durch Korrosion ergibt sich lediglich eine Änderung des Beanspruchungskollektives des Bauteiles. Literaturrecherchen ergaben, dass dies auch in frühen Stadien einen Einfluss haben kann. Das Wachstum von Korrosionslöchern wird im Allgemeinen durch höhere mechanische Spannungen beschleunigt. Andersherum wird sich die lokale Korrosion wenig auf das Schwingungsverhalten auswirken. Druckpulsationen können durch die nur minimale Geometriebeeinflussung nicht verändert werden, im Fall von wachsenden Rissen ist jedoch eine Änderung der Schwingungseigenschaften der Struktur zu erwarten.





In der Kombination mit globalem Angriff durch Verschleiß, Korrosion oder Erosionskorrosion sind stärkere Wechselwirkungen zu erwarten. In den durchgeführten Studien konnte herausgearbeitet werden, dass zunächst die Pulsationseigenschaften durch den Verschleiß verändert werden. Als Beispiel seien hier eine veränderte Spaltgeometrie an der Förderschraube genannt, wodurch sich eine höhere Rückströmung einstellt, die zu einem weicheren Verhalten des Systems und verändertem Dämpfungsverhalten führt. In ungekehrter Richtung kann die Pulsation den globalen Angriff fördern. Für den Verschleiß ist die Relativbewegung zwischen den Partikeln und der Komponentenoberfläche maßgeblich. Durch die Pulsation kann eine zusätzliche Geschwindigkeitskomponente hinzukommen.

In allen Fällen können einzelne Effekte auch unterschiedliche Bereiche der Komponente betreffen. Als Beispiel sei hier die Förderschraube aufgeführt, bei der an den Flanken Erosionskorrosion auftreten kann, jedoch im Kontaktbereich mit der Spannmutter reine Korrosion ohne Einfluss des Verschleißes. In diesem Fall besteht auch nur eine Wechselwirkung der Pulsationen mit der Erosionskorrosion.

1.5.3 Exemplarische Anwendung auf einzelne Komponenten der Versuchsanlagen Entsprechend des zweiten entwickelten Nachweiskonzeptes wurden Nachweise unter der Annahme konstanter Förderbedingungen durchgeführt.

Als erste Komponente wurde ein Teil der Rohrleitung betrachtet. Die Sensoren in der druckseitigen Leitung ermöglichen die Erfassung des Nenndruckes und der Druckpulsationen, siehe Abb. 40. Aus diesen Messwerten wird die höchste Druckamplitude extrahiert und im Weiteren als Lastamplitude verwendet.



Abb. 40: Gemessener Druckverlauf im Rohr mit markierter Druckschwankung

Unter der Annahme, dass die Anlage für jede Messung neu angefahren werden muss, führt dies unter Berücksichtigung der Pulsationsfrequenz zu dem vereinfachten Lastkollektiv aus Abb. 41.



Abb. 41: Vereinfachtes Lastkollektiv des Rohres

Schwingspiele (-)

Die Ermittlung der Beanspruchung erfolgte auf Basis analytischer Zusammenhänge, der so genannten Kesselformel. Dies führte für die eingesetzten Rohrleitungen auf Beanspruchungen deutlich unterhalb der Dauerfestigkeitsgrenze der Rohrleitung, so dass diese theoretisch unendlich viele Anfahrzyklen ertragen kann. Daher wurde für diese Betrachtung eine veränderte Geometrie ausgewählt, die nur eine begrenzte Zahl von Anfahrzyklen ertragen kann, um den Lebensdauereinfluss der aufgetretenen Pulsationen bewerten zu können. Zusätzlich wurde eine Kerbe in der Rohrleitung, z.B. durch den Druckstutzen der angeschlossenen Sensoren, berücksichtigt.

Auf Basis der FKM-Richtlinie wurde die erreichbare Lebensdauer der Rohrleitung ohne den Einfluss von Druckpulsationen und unter deren Einbeziehung bestimmt. Die Ergebnisse der Modellberechnung zeigt Tab. 5.

Lebensdauer ohne Pulsation	Lebensdauer	mit	Pulsation	Prozentuale	Lebendauermin-
(Anzahl Anfahrvorgänge)	(Anzahl Anfahr	rvorgä	nge)	derung	
255283,8	255283,6			0,0001%	

Tab. 5: Einfluss der Druckpulsationen auf die Festigkeit eines Rohres

Aus dieser Berechnung wird deutlich, dass selbst sehr deutliche Druckpulsationen in Rohrleitungen nicht zu einer signifikanten Änderung der Lebensdauer führen.

Wie im Kapitel 1.2 gezeigt, hat die Druckpulsation im Bereich der Förderschraube einen deutlichen Einfluss auf die Belastung und damit auf die Beanspruchung. Daher wurde die Förderschraube, wie sie in Hannover eingesetzt ist, näher betrachtet. Dabei wurde die Auslastung sowohl auf Basis simulierter (Simus des IfV Hannover) als auch gemessener Druckverläufe bestimmt.

Abb. 42 zeigt exemplarisch für einen Betriebspunkt das gemessene und das simulierte Druckprofil. Die Abweichungen zwischen den Kurven sind auf das instationäre Förderverhalten der Pumpe, dem die Druckpulsationen zuzuordnen sind, zurückzuführen.



Abb. 42: Berechnetes und simuliertes Druckprofil (grün: Messung, blau: Simulation)

Mit diesen Verläufen wurde analog zu Kapitel 1.2 die Auslastung bestimmt. Für einige Betriebsparameter sind die Berechnungsergebnisse exemplarisch in der folgenden Tab. 6 dargestellt.

Betriebsparameter		Drehzahl 2000 1/min, Differenzdruck 9 bar			
		Gasgehalt 0%	Gasgehalt 50%	Gasgehalt 80%	
Auslastung -	Druckprofil simuliert	0,12	0,16	0,28	
	Druckprofil gemessen	0,18	0,18	0,29	

Tab. 6: Auslastung der Förderschraube der Laborpumpe für gemessene und simulierte Druckverläufe

Der Einfluss von Druckpulsationen auf die Festigkeit von Förderschrauben ist demnach nachweislich abhängig von den jeweiligen Betriebsparametern der Pumpe. Das im Rahmen des Festigkeitsnachweises erforderliche Sicherheitsniveau kann auf Basis der erarbeiteten Grundlagen abgeschätzt werden.

2 Des voraussichtlichen Nutzens

Das Auftreten vorher nicht vorherzusehender Schwingungsphänomene im nicht moderaten Förderbetrieb (hohe Differenz- und Absolutdrücke, hohe Leistung) in den Versuchsanlagen der Universität Hannover, in Rütenbrock und bei Bornemann hat insbesondere die Frage nach den hieraus resultierenden Auswirkungen auf die Festigkeit der mehrphasig durchströmten Pumpenkomponenten aufgeworfen. Die im Rahmen von Voruntersuchungen in Hannover gemessenen Druckpulsationen lagen dabei in einer Größenordnung, die bei Beschreibung der Prozesslasten die Quantifizierung des Einflusses dieser Systemschwingungen für den Festigkeitsnachweis der Pumpenkomponenten erforderlich erscheinen ließ.





Mit der MPT-Versuchsanlage Rütenbrock wurde ein System unter realistischen Feldbedingungen vermessen und bzgl. der auftretenden Druckpulsationen und Schwingungen bewertet. Diese Messungen können demnach als Referenz für reale Anlagen dienen, so dass Aussagen bzgl. der zu berücksichtigenden Druckpulsationen beim Einsatz der Multiphasentechnologie abgeleitet werden können. Die durchgeführte experimentelle Identifikation des Einflusses des jeweiligen Betriebszustandes auf die Gesamtsystemschwingungen an der Versuchsanlage an der Universität Hannover liefert darüber hinaus ein erweitertes Systemverständnis, das unter den Bedingungen eines Produktionsbetriebes nicht zu erarbeiten gewesen wäre. Die Schwingungsfreien Anlagenbetrieb.

Der Nutzen der realisierten Erweiterung der Nachweismethodik um die Berücksichtigung druckpulsationsinduzierter Zusatzbelastungen und –beanspruchungen liegt dabei nicht im Nachweis von Komponenten der in den Versuchsanlagen verwendeten Pumpen, bei denen entweder ein reiner Versuchsbetrieb (Universität Hannover) oder ein im Detail kontrollierter und überwachter realer Förderbetrieb (Rütenbrock) realisiert wird. Vielmehr dient diese Erweiterung um die Möglichkeit, den lebensdauerreduzierenden Einfluss der Schwingungsphänomene zu quantifizieren, der abgesicherten betriebsfesten Auslegung der Komponenten für den weltweiten Einsatz in Mehrphasenpumpen. Hierzu wurden im Rahmen des Teilprojektes die entsprechenden Grundlagen erarbeitet.

Neben dem konkreten Einsatz der entwickelten Nachweismethodik im Bereich der Erdöl- und Erdgasförderung kommen weitere Industrien als mögliche Nutzer in Betracht. Als Beispiel sei hier die chemische Verfahrenstechnik oder die Schüttgutanlagen- und -fördertechnik aufgeführt. Während im Bereich der Verfahrenstechnik ebenfalls Fluide und mehrphasige Gemische hydraulisch gefördert werden, ergeben sich im Bereich der Schüttguttechnik förderprozeßinduzierte Zusatzbelastungen und –beanspruchungen beispielsweise aus unwuchterregten Förderantrieben (Schwingrinnen, Schwingsiebe, …). In beiden Fällen besteht bei besonderer Ausprägung der resultierenden Systemschwingungen die Notwendigkeit, die Auswirkungen auf die Festigkeit zu bewerten.

3 Fortschritt anderer Stellen

Während der Projektlaufzeit sind in Grundlagenbereichen, die für das Teilprojekt relevant sind, Fortschritte anderer Stellen erzielt worden. Dies bezieht sich auf den Bereich der Betriebsfestigkeit, die strömungsinduzierte Entstehung von Schwingungen sowie die Schwingrisskorrosion.

Als Beispiel für den Bereich der Betriebsfestigkeit seien hier Arbeiten zum Thema Kerbwirkung [Fröschl] [Vormwald] angeführt. Die Autoren beschäftigen sich mit der elastischen Stützwirkung in gekerbten Bauteilbereichen und schlagen eine Modifikation der bisherigen, rein empirisch ermittelten Stützwirkungszahl unter anderem auf Basis der Kurzrissbruchmechanik vor.

Hinsichtlich der Anregung von Schwingungen durch strömende Fluide gab es ebenfalls neue grundlegende Forschungsarbeiten [Zhang]. Hier wurde die Entstehung und Ausbreitung von Druckpulsationen / Schwingungen einer Mehrphasenströmung in Wechselwirkung mit einer angeströmten Wand untersucht. Die betrachtete Geometrie war bewusst einfach gewählt, um





eine numerische Modellierung zu ermöglichen. Die Entstehungsursache der Druckpulsation war dabei nicht der Pumpprozess sondern vielmehr die verwendete Multiphasenströmung selber.

Im Bereich der Berücksichtigung von Korrosion erzielte [Berger] Fortschritte. Im Rahmen eines AiF Projektes wurde ein einfaches Verfahren entwickelt, um Korrosion grundlegend im Festigkeitsnachweis zu berücksichtigen. Die Arbeiten beruhen dabei auf der Auswertung einer großen Anzahl von Versuchsdaten aus Betriebsfestigkeitsversuchen mit dynamischer Beanspruchung und Korrosion. Somit liegt ein rein empirischer Ansatz vor, der vereinfachend für die im Rahmen dieses Forschungsprojektes abgedeckten Korrosionssysteme Aussagen erlaubt. Dabei sind Effekte wie z.B. eine Beschleunigung der Korrosion durch Stillstandszeiten nicht in den Nachweis integriert.

Hinsichtlich der Festigkeitsbewertung von mehrphasig durchströmten Anlagenkomponenten unter Berücksichtigung von Druckpulsationen sind keine Arbeiten anderer Stellen zu identifizieren, die während der Projektlaufzeit veröffentlicht wurden.

- [Fröschl] Fröschl, J.; Decker, M.; Eichsleder, W.: Neuer Ansatz zur Bewertung von Stützwirkung und statistischem Größeneinfluss im Auslegungsprozess, 37. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, München, 2010
- [Vormwald] Vormwald, M., Hertel, O.: Size Effect in Fatigue Described by Support Factors Derived from Short Crack Growth Consideration, European Conference on Fracture, Dresden, 2010
- [Zhang] Zhang, M.M.; Katz, J.; Prosperetti, A.: Enhancement of channel wall vibration due to acoustic excitation of an internal bubbly flow, Journal of Fluids and Structures, Elsevier, 2010
- [Berger] Berger, C.; Breining, R.; Rechnerischer Festigkeitsnachweis für korrosionsbeanspruchte Maschinenbauteile, Heft 303, Vorhaben Nr. 278, , Forschungskuratorium Maschinenbau e.V., 2009

4 Veröffentlichungen

Ergebnisse dieses Teilprojektes flossen in zwei Veröffentlichungen ein, die in diesem Jahr erfolgt sind. Beide Veröffentlichungen hatten die Erweiterung des Festigkeitsnachweises von mehrphasig durchströmten Anlagenkomponenten hinsichtlich der erweiterten Effekte der Mehrphasenförderung (Verschleiß, Korrosion, Schwingungen und Druckpulsationen) zum Thema. Der Schwerpunkt lag jedoch in beiden Fällen auf dem Bereich der Korrosion und des Verschleißes. Dies war dem Umstand geschuldet, dass in dem Teilprojekt aufgrund der umfangreichen und zeitintensiven Messungen erst relativ spät abgesicherte Ergebnisse bzgl. der Auswirkungen von Pulsationen und Schwingungen vorlagen, deren Umfang für die wissenschaftliche Veröffentlichung geeignet war. Dementsprechend wird die Publikation der erzielten Ergebnisse im Nachgang des Projektes über den Schlussbericht hinaus angestrebt.

Die angesprochenen Veröffentlichungen waren Tagungsbeiträge, die auf der EMBT 3 in Hannover sowie der European Conference on Fracture (ECF 18) in Dresden platziert werden konnten.





Der Vortrag auf der EMBT 3 "Introduction of corrosion and wear into the analytical strength assessment of Components used in Multiphase Boosting technology" stellte das gesamte Nachweiskonzept vor, das zur Berücksichtigung der erweiterten Effekte entwickelt wurde. Dabei wurden die Einteilung der Korrosions- und Verschleißmechanismen in verschiedene Schädigungsgruppen vorgestellt sowie für die untersuchten Schädigungsgruppen der Nachweis im Rahmen des Gesamtnachweisschemas dargestellt. Die Integration von Pulsation und Verschleiß wurde in den methodischen Grundzügen dargestellt.

Auf der ECF 18 konnte ein Beitrag mit dem Titel "Evaluation of Component strength using a short crack fracture mechanics approach" vorgetragen werden. Hier wurden grundlegende Betrachtungen der Auswirkung der Korrosion auf die Festigkeit mit Hilfe der Bruchmechanik dargestellt und dieser Ansatz in das Nachweiskonzept eingeordnet.

Im Rahmen des Projektes sind zwei wissenschaftliche Facharbeiten durch Studierende des Maschinenbaus bearbeitet worden. Die erste Arbeit trägt den Titel "Parametrische Beschreibung von Einflüssen aus Druckpulsationen auf die Betriebsfestigkeit von Pumpenkomponenten". Sie beschäftigte sich im Sinne vom ersten Arbeitsschritt mit der erweiterten Definition des Lastdynamikfaktors hinsichtlich einer Anpassung auf verschiedene Pulsationsszenarien an Förderschrauben. Die zweite Arbeit trägt den Titel "Auswertung und Durchführung einer Messreihe zu Druckpulsationen im realen Förderbetrieb von Mehrphasenpumpen". Entsprechend des Titels war diese Arbeit an den dritten Arbeitsschritt geknüpft.