

Entwicklung druckneutraler Manövriersysteme für autonome Unterwasserfahrzeuge

**von Diplom-Ingenieur Johannes-Moritz Buscher
aus Freiburg im Breisgau**

von der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme -
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grads

Doktor der Ingenieurwissenschaften

-Dr.-Ing.-

genehmigte Dissertation

Berlin 2010

D 83

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Andrés Cura Hochbaum (TU Berlin)

1. Gutachter: Prof. Dr. rer. nat. Heinz Lehr (TU Berlin)

2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Henning Meyer (TU Berlin)

Tag der Eröffnung des Promotionsverfahrens: 25.02.2010

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 09.04.2010

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen des vom BMWi geförderten Projekts „Druckneutrale Systeme für die Tiefsee“ während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Mikrotechnik des Instituts für Konstruktion, Mikro- und Medizintechnik der Technischen Universität Berlin. In Zusammenarbeit mit dem Leibniz-Institut für Ostseeforschung Warnemünde sowie der Firma ENI-TECH Energietechnik / Elektronik GmbH wurde ein autonomes Unterwasserfahrzeug aufgebaut, das sich durch sehr verheißungsvolle, neuartige Konstruktionsmerkmale auszeichnet, so dass sich Tauchtiefen von über 6.000 Metern erzielen lassen.

Viele Menschen haben zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Als erstes möchte ich meinen lieben Eltern von Herzen danken. Ihre Unterstützung gab in jeder Hinsicht den Ausschlag für das Gelingen dieser Arbeit. Speziell meiner Mutter danke ich für das äußerst gewissenhafte Korrekturlesen meiner Arbeit in Rekordzeit.

Ganz besonders herzlicher Dank gilt Herrn Prof. Dr. rer. nat. Heinz Lehr. Seine uneingeschränkte Unterstützung sowie sein entgegengebrachtes Vertrauen während des Forschungsprojekts waren mir zu jedem Zeitpunkt sicher. Gab es Schwierigkeiten bei der Lösung eines Problems, so war er jederzeit für fachliche Diskussionen erreichbar, die maßgebend zum Erfolg der Arbeit beitrugen.

Herrn Dr.-Ing. Martin Lück und Herrn Dipl.-Ing. Carl Thiede danke ich für die herausragende Zusammenarbeit im Forschungsteam. Nur durch die enge und vertrauensvolle Zusammenarbeit ist es überhaupt möglich geworden, ein derart komplexes Unterwasserfahrzeug in der neuartigen, druckneutralen Aufbauweise innerhalb des Projektzeitraums zu entwickeln und zu erproben. Unzählige lange Diskussionen mit ihnen über den Verlauf und die Ergebnisse meiner Arbeit haben erheblich zum Gelingen beigetragen.

Meister Detlef Schnee und Achim Schneider von der feinmechanischen Werkstatt danke ich für die auf technisch höchstem Niveau angefertigten Prototypen. Gerade die Bearbeitung von ausgefallenen Materialien für die entwickelten Unterwassersysteme erforderte großes handwerkliches Geschick und Erfahrung in speziellen Fertigungsprozessen.

Frau Dr. med. Helena Lehr möchte ich danken für ihre Unterstützung im Institutsalltag, nicht zuletzt für das sorgfältige Korrekturlesen von Veröffentlichungen und Patenten.

Für ihre uneingeschränkte Unterstützung danke ich meiner Freundin Anne Theis herzlich. Auch sie unterstützte mich bei der Korrektur und trug durch ihr kritisches Hinterfragen zu einem erfolgreichen Abschluss dieser Arbeit bei.

Zusammenfassung

Unbemannte, autonome Unterwasserfahrzeuge werden vielfach eingesetzt, um Unterwassereinrichtungen wie Forschungsmessstationen oder industrielle Unterwassersysteme zu inspizieren oder zu warten. In dieser Hinsicht ist es oft erforderlich, Untersuchungsobjekte mit Hilfe einer im Fahrzeug eingebauten Kamera visuell aus mehreren Perspektiven zu untersuchen. Dabei ist es häufig notwendig, trotz Strömungen eine feste Position bezüglich des Meeresbodens, bzw. der Unterwassereinrichtungen einzunehmen. Um autonomen Unterwasserfahrzeugen für diese und andere Aufgaben eine große Bewegungsfreiheit zu verleihen, sind sie mit Manövriersystemen ausgestattet.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden zwei neuartige Manövriersysteme für das autonome Unterwasserfahrzeug DNS Pegel entwickelt. Durch sie lässt sich das Fahrzeug auch ohne Vorwärtsbewegung und daher unwirksamen Höhen- bzw. Seitenrudern manövrieren. Der Aufbau der Systeme geschieht ohne jeglichen Einsatz von Druckhüllen. Vielmehr besitzen sie einen druckneutralen Aufbau, bei dem keinerlei gasgefüllte Hohlräume existieren. Jede einzelne Systemkomponente ist dem hydrostatischen Wasserdruck ausgesetzt und muss ihm standhalten. Durch ihren druckneutralen Aufbau ist gewährleistet, dass die Manövriereinrichtungen in einer angestrebten Tauchtiefe von 6.000 Meter zuverlässig funktionieren.

Mit dem entwickelten Querstrahlantrieb lassen sich Drehbewegungen um die Fahrzeughochachse sowie Auf-, Ab- und Seitwärtsfahrten ausführen. Diese Manöver können durch die Rückstoßkraft eines in Bug und Heck seitlich austretenden Wasserjets durchgeführt werden. Die Strahlrichtung lässt sich durch eine um die Fahrzeuglängsachse drehbare Düsenöffnung einstellen. Die Vorteile dieses neuartigen Systems liegen neben der druckneutralen Aufbauweise in der geringen Beeinflussung des Strömungswiderstands des Fahrzeugs, seiner kompakten Ausführung sowie der modularen Aufbauweise.

Um die Schubkraft des Querstrahlantriebs zu erhöhen, wurde ein Unterwasser-Synchronmotor überarbeitet, der die Kreiselpumpe, die den Schubstrahl erzeugt, antreibt. Die konstruktive sowie magnetische Überarbeitung des originalen Motors zielte auf die Entwicklung eines leistungsstärkeren bzw. drehmomentoptimierten Antriebs. Die Fahrzeugwendigkeit wurde erhöht, da Fahrzeugmanöver schneller durchführbar sind.

Schließlich wurde ein Lagetrimmsystem zur Einstellung der statischen Neigung des Fahrzeugs DNS Pegel entwickelt. Die Justage des Neigungswinkels geschieht

durch die Verschiebung eines Fluids mit einer im Vergleich zu Wasser größeren Dichte. Mit Hilfe einer Pumpe lässt sich die Flüssigkeit zwischen zwei hochflexiblen Behältern in Bug und Heck hin und her fördern, so dass sich die Schwerpunktlage des Fahrzeugs und damit der statische Neigungswinkel ändert. Das System zeichnet sich durch einen druckneutralen sowie modularen Aufbau aus.

Es hat sich gezeigt, dass sich die in dieser Arbeit entwickelten druckneutralen Manövriersysteme unter den harschen Umgebungsbedingungen der Tiefsee außerordentlich bewähren und gegenüber Druckkammerlösungen viele Vorteile bieten. In zahlreichen Drucktests der einzelnen Systemkomponenten bei einem Umgebungsdruck von 600 bar sowie während Tauchfahrten in der Ostsee wurde der Einsatz der Manövriersysteme in Verbindung mit dem Unterwasserfahrzeug DNS Pegel erfolgreich erprobt.

Abstract

Autonomous underwater vehicles are deployed to inspect or maintain underwater constructions such as underwater research measuring stations or various industrial underwater systems. It is often necessary to examine these technical installations from different perspectives with the help of a camera, which is attached to the vehicle. During such operations it is essential to maintain a constant vehicle position relative to the sea floor or rather the underwater system despite existing cross currents. In order to give autonomous underwater vehicles a good mobility performance for these and other tasks they are equipped with maneuver systems.

The present thesis deals with the development of two novel maneuver systems for the autonomous underwater vehicle DNS Pegel. They allow the vehicle to perform lateral and rotational movements without forward speed when the rudders are ineffective due to low water flow velocity. The assemblies are carried out in a pressure tolerant design. Pressure hulls are avoided, thus eliminating gas filled cavities in these systems. By transmitting the pressure onto all components, no pressure differences exist between the surrounding sea water and the pressure tolerant components. Therefore, each component must withstand the pressure individually. Through their pressure tolerant design the functioning of the maneuver systems is very reliable up to diving depth of 6000 m.

Two lateral-thrust units were developed allowing the DNS Pegel to successfully turn around its vertical axis and to perform dive and emersion maneuvers as well as sidelong movements. The propulsive force is generated by two water jets at bow and stern. These high velocity jets are created by two centrifugal pumps integrated into both vehicle tips. It is possible to revolve the water jet nozzles 360 degrees around the longitudinal vehicle axis. Since the nozzles are small-sized, the contribution of the thrusters system to the flow resistance of the DNS Pegel is almost negligible. Both thrusters units exhibit a seawater resistant, modular, and compact design.

In order to enhance the propulsive force of the deployed lateral-thrust units, the underwater synchronous motor driving the thruster pumps was optimized. The structural revision as well as the optimization of the magnetic circuit of the original motor concentrated on the development of a high-power or rather torque enhanced actuator. Thereby the propulsive force is significantly increased and consequently the vehicle maneuverability rises considerably.

Furthermore, the vehicle is equipped with a pressure tolerant trim system to adjust the static pitch angle. This enables the vehicle to perform efficient dive and emersion maneuvers. The pitch adjustment is achieved through the flow of a trim fluid with a density different from sea water between two containers in bow and stern. The containers exhibit a flexible design, since the compressibility of the deployed fluid, and thereby its volume shrinkage, is no longer negligible at pressures of 600 bar. Additionally, the overall trim system is characterized by a modular design.

Various trials proved the developed pressure tolerant maneuver systems to be extremely reliable under harsh deep sea conditions and to exhibit many advantages compared to the widespread use of pressure hulls. The systems were tested during multiple pressure tests at ambient pressures of 600 bar and during dive cruises within the Baltic Sea in conjunction with the autonomous underwater vehicle DNS Pegel.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	4
1.1	Autonome Unterwasserfahrzeuge	4
1.1.1	Druckkörpersysteme	5
1.1.2	Druckneutrale Systeme	6
1.2	Druckneutrales Unterwasserfahrzeug DNS Pegel	7
1.3	Einsatzzweck von Manövriersystemen	9
1.4	Aufbau der Arbeit	9
2	Querstrahlantrieb zur Richtungsänderung	11
2.1	Stand der Technik	12
2.1.1	Einfluss auf den Fahrzeugwiderstand	14
2.1.2	Maßnahmen zur Wirbelvermeidung	16
2.2	Konzept Querstrahlantrieb	16
2.2.1	Fahrzeug-Drehgeschwindigkeit	18
2.3	Auslegung des Querstrahlantriebs	19
2.3.1	Aufbau und Funktionsweise von Kreiselpumpen	22
2.3.2	Eigenschaften von Kreiselpumpen	22
2.3.3	Förderhöhe und Volumenstrom	24
2.3.4	Spiralgehäuse	25
2.3.5	Pumpenzulauf	28
2.4	Prototyp der Pumpe	30
2.5	Einsatz von Laufrädern der Firma Pleuger Worthington	32
2.5.1	Spezifische Drehzahl	35
2.5.2	Kavitation und Haltedruckhöhe	36
2.5.3	Schubkräfte	37
2.6	Laufradauslegung mittels Software LARA 1.0	39
2.6.1	Schubkräfte eines halboffenen Laufrads	40
2.6.2	Schubkräfte eines geschlossenen Laufrads	42
2.7	Aufbau und Fertigung des Querstrahlantriebs	43
2.7.1	Einbau des Querstrahlantriebs	46
2.8	Schubentwicklung des Querstrahlantriebs bei Vorwärtsfahrt	49
2.8.1	Versuchsumgebung und Versuchsaufbau	49
2.8.2	Ergebnisse der Schubversuche des heckseitigen Querstrahlantriebs	51
2.9	Gegenüberstellung von Querstrahlantrieb und Tunnelthruster	53
2.9.1	Schubkraft und Einbauvolumen	53
2.9.2	Strömungswiderstand	56
2.9.3	Einfluss des Manövriersystems auf eine fiktive Fahrzeugmission	60
2.10	Zusammenfassung und Ausblick	62

3	Überarbeitung eines Unterwasser-Synchronmotors	65
3.1	Aufbau	65
3.2	Funktionsweise.....	67
3.2.1	Bestromung	68
3.2.2	Rotor-Lageerfassung.....	70
3.3	Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie	72
3.4	Optimierungsansätze	74
3.5	Magnetkreis.....	75
3.6	Ferromagnetische Werkstoffe	79
3.7	Weichmagnetische Werkstoffe.....	80
3.7.1	Auswahl des Weicheisenmaterials.....	81
3.8	Dauermagnetwerkstoffe	85
3.8.1	Irreversible Entmagnetisierung.....	89
3.9	Rotormagnet-Positionierung.....	90
3.9.1	Hebelarm.....	91
3.9.2	Magnetischer Kurzschluss	91
3.10	Optimierung von Magnetlänge und Rückschluss	92
3.10.1	Permanentmagnetische Erregung.....	94
3.10.2	Erregung durch Spulen	99
3.10.3	Gemischte Erregung	100
3.11	FE-Modellrechnungen	102
3.11.1	Statischer Drehmomentverlauf.....	105
3.12	Ummagnetisierungsverluste	108
3.12.1	Hystereseverluste.....	109
3.12.2	Wirbelstromverluste.....	109
3.12.3	Ummagnetisierungsverluste des Motors	111
3.13	Induktivität	112
3.14	Konstruktive Überarbeitung des Motors.....	114
3.14.1	Axiallagerung.....	114
3.14.2	Radiallagerung	117
3.15	Gesamtaufbau des Synchronmotors.....	118
3.16	Auswertung	122
3.17	Zusammenfassung.....	125
4	Lagetrimmsystem.....	127
4.1	Stand der Technik	127
4.2	Konzept	130
4.3	Bestimmungsgrößen für den Neigungswinkel.....	131
4.4	Einbauposition im Unterwasserfahrzeug.....	133
4.5	Trimmfluid.....	134

4.6	Schwerpunktlage des Fahrzeugs	137
4.6.1	Abschätzung des erzielbaren Neigungswinkels	138
4.7	Systemkomponenten.....	140
4.7.1	Fluidbehälter.....	141
4.7.2	Pumpe	144
4.7.3	Ventil	145
4.7.4	Balg-Endanschlag-Sensorik	147
4.8	Gesamtsystem	150
4.8.1	Befüllung und Entlüftung	152
4.8.2	Charakteristik des Pumpvorgangs	152
4.9	Berechnung der erzielbaren Fahrzeugneigung	154
4.10	Einbau in das Unterwasserfahrzeug	157
4.11	Tauchtest zur Bestimmung der erreichbaren Neigung	159
4.12	Druckbeständigkeit und Langzeittest	161
4.13	Zusammenfassung und Ausblick	162
5	Schlussbemerkung	164
6	Symbole und Abkürzungen.....	165
7	Literaturverzeichnis	170

1 Einleitung

Bereits im 16. Jahrhundert versuchte man, die Meerestiefe des Pazifischen Ozeans zu vermessen. Damals wurde auf eine unendliche Tiefe der Meere geschlossen und eine Anschauung der Tiefsee geprägt, die lange Zeit fortbestand. Erst im 19. Jahrhundert begann der Mensch, getrieben durch neue Technologien, mit der systematischen Erforschung der Ozeane. Forschungsschiffe, wie beispielsweise die britische „HMS Challenger“ (1872 - 1876), brachen zu Expeditionen auf, um unbekannte Tiere der Tiefsee zu fangen. Die Artenvielfalt schien unerschöpflich und der Wunsch, die Tiefseebewohner in ihrer natürlichen Umgebung beobachten zu können, wuchs. So gelang es dem Pionier William Beebe im Jahr 1934, sich in einer Stahlkugel mit einem kleinen Bullauge bis in eine Wassertiefe von 800 Metern abseilen zu lassen. Seinen Berichten schenkte jedoch lange Zeit kein anderer Meeresforscher Glauben, da seine Beschreibungen damals völlig phantastisch erschienen. Doch der Fortschritt in der Entwicklung neuer Tauchgeräte für immer größere Tauchtiefen ließ auch andere Forscher erleben, was Beebe in seinen Tagebüchern bereits erwähnte. Im Jahr 1960 berührten der Schweizer Jacques Piccard und der Amerikaner Don Walsh in ihrer Bathysphäre „Trieste“ im Marianengraben einen der tiefsten Punkte im Ozean, fast 11.000 m unter der Meeresoberfläche. In den 1970er Jahren fand der Paradigmenwechsel von bemannten Tauchbooten zu unbemannten Unterwasserfahrzeugen statt. Risiken für den Menschen in Folge eines technischen Fehlers wurden dadurch ausgeschlossen.

1.1 Autonome Unterwasserfahrzeuge

Im Laufe der Zeit entstand, für die unterschiedlichsten Aufgaben passend, eine Vielzahl von Fahrzeugtypen. Im Folgenden werden die beiden weit verbreiteten, schwimmfähigen Typen mit den Abkürzungen ROV (englisch: remotely operated vehicle) und AUV (englisch: autonomous underwater vehicle) kurz vorgestellt.

Ein ROV ist ein unbemanntes Unterwasserfahrzeug, das über eine Kabelverbindung, z.B. durch eine Kontrolleinrichtung an Bord eines Mutterschiffs, gesteuert werden kann. Mit ROVs können lange Tauchzeiten erreicht werden, da über die Kabelverbindung nicht nur Daten, z.B. zur Steuerung des Fahrzeugs, sondern auch die nötige Energie für die Fortbewegung übertragen wird. Gleichzeitig schränkt diese Verbindung jedoch die Reichweite ein und erschwert das Tauchen in größere Tiefen. Dieser Fahrzeugtyp wird häufig dann eingesetzt, wenn mit Hilfe eines Greifarms Gesteinsproben am Meeresboden aufgenommen oder Unterwassereinrichtungen wie z.B. Gas- oder Ölförderstationen sowie Pipelines aufgebaut bzw. inspiziert werden.

AUVs sind ebenfalls schwimmfähige, unbemannte Unterwasserfahrzeuge. Es existiert jedoch keine aktive Steuerung durch den Menschen, sie führen vorprogrammierte Missionen autark aus. Die kostspielige Anwesenheit eines Mutterschiffs, wie sie beim Einsatz von ROVs notwendig ist, ist dadurch nicht mehr zwangsläufig erforderlich. Die Autonomie basiert auf einer fahrzeugseitigen künstlichen Intelligenz, aufgrund derer es in Verbindung mit einer Vielzahl im Fahrzeug integrierter Sensoren selbständig Entscheidungen treffen kann. Die Einsatzzeit kann einige Stunden bis Tage betragen. Sie ist begrenzt und hängt von der im Fahrzeug mitgeführten Energiemenge, meist in Form von Akkumulatoren, ab. Um die Reichweite zu erhöhen, besitzt dieser Fahrzeugtyp einen geringen Strömungswiderstand und ist möglichst in Leichtbauweise ausgeführt. AUVs werden unter anderem für die Erkundung und Kartographierung von Ozeanen, zur Suche nach Bodenschätzen sowie zur Inspektion von Ölplattformen und Pipelines eingesetzt. Sie finden auch zu militärischen Zwecken, so z.B. bei der Suche nach Minen oder der Überwachung von Hafengebieten Verwendung.

1.1.1 Druckkörpersysteme

Gerade bei Missionen, die Tauchvorgänge in Meerestiefen von 6.000 Metern vorsehen, ergeben sich aufgrund des ansteigenden Außendrucks erhöhte Ansprüche an das Fahrzeug. Der Umgebungsdruck steigt je 100 Meter um ca. 10 bar. Bei einer Wassertiefe von 6.000 Metern herrscht dementsprechend ein Außendruck von etwa 600 bar. Um sensible elektronische, mechatronische sowie mechanische Komponenten bei Tiefseetauchgängen vor diesem enormen Druck zu schützen, sieht die aktuelle Technik heutiger Unterwasserfahrzeuge Druckhüllen vor. Diese sind meist als zweischalige Hohlkugeln oder Hohlzylinder mit stirnseitigen Verschlussdeckeln ausgeführt. Im Inneren werden in einer Atmosphäre, die etwa derjenigen an der Meeresoberfläche entspricht, drucksensible Geräte untergebracht. Energie sowie Datensignale gelangen durch spezielle Durchführungen von innen nach außen und umgekehrt.

Ein Schwachpunkt von Druckkörpern ist die Gefahr der Undichtigkeit gegenüber Wassereintritt, die insbesondere an Öffnungs- bzw. Schließpunkten oder bei Schraubenverbindungen auftritt. Auch bei Durchführungen vom nassen in den trockenen Bereich der Druckkammern, wie z. B. für Kabel oder rotierende Elemente, können Undichtigkeiten auftreten. Weiterhin ist beim Einsatz von Druckkörpern die Sicherstellung ihrer Festigkeit zu gewährleisten. Mit zunehmendem Außendruck muss die Wandstärke der Außenhülle eines starren Druckkörpers größer werden, damit sie sich nicht plastisch verformt. Ein großer Nachteil solcher Systeme besteht in dem großen Gewicht und Volumen der Druckkörper sowie den steigenden Fertigungskosten. Die aufwändige Handhabung bzw. eine komplizierte Wartung sind letztlich für steigende Kosten des Gesamtsystems verantwortlich.

1.1.2 Druckneutrale Systeme

Druckneutrale Systeme umgehen diese Probleme, indem auf den Einsatz von Druckkörpern verzichtet wird (siehe Abbildung 1-1). Alle Systemkomponenten sind in einer Vergussmasse oder in einem mit Flüssigkeit gefüllten Gehäuse eingebettet, wodurch eine Reduzierung der Masse und der Abmessungen gegenüber Druckkörpern erfolgt. Das heißt gleichzeitig, dass die verwendeten Komponenten dem herrschenden hydrostatischen Druck standhalten müssen, da sie diesem direkt ausgesetzt sind. Da z.B. Gase eine hohe Kompressibilität aufweisen, sind druckneutrale Systeme so zu gestalten, dass die einzelnen Systemkomponenten keine abgeschlossenen, gasgefüllten Hohlräume aufweisen. Druckabhängige Volumenänderungen von Funktionselementen, die mit Flüssigkeit gefüllt sind, müssen mit Hilfe von geeigneten flexiblen Membranen oder Hausungen ausgeglichen werden. Der Vorteil dieser druckneutralen Systeme liegt auf der Hand: Druckhüllen werden überflüssig und damit einhergehende Festigkeits- und Gewichtsnachteile vermieden. Druckneutrale Systeme kommen aufgrund des fehlenden Druckunterschieds zwischen Innen und Außen mit sehr geringen Wandstärken der Behälter aus. Dadurch, dass z.B. Kunststoff als Behältermaterial verwendet werden kann, lässt sich das Gewicht des Systems verringern. Korrosion spielt beim Einsatz dieser Materialien eine untergeordnete Rolle. Speziell Werkstoffe wie POM, HDPE und PTFE weisen gute Beständigkeit gegenüber Meerwasser auf. Ihre Wasseraufnahme ist gering und auch ihre Formstabilität bei großen Außendrücken ist aufgrund ihres geringen Kompressionsmoduls gegeben. Aufgrund der Einfachheit lassen sich auch die Fertigungskosten erheblich reduzieren. Mit druckneutral aufgebauten Unterwasserfahrzeugen lassen sich folglich nahezu beliebig große Tauchtiefen erreichen, und sie bieten eine sichere, leichte, robuste und vor allem kostengünstige Alternative zu Druckkammerlösungen.

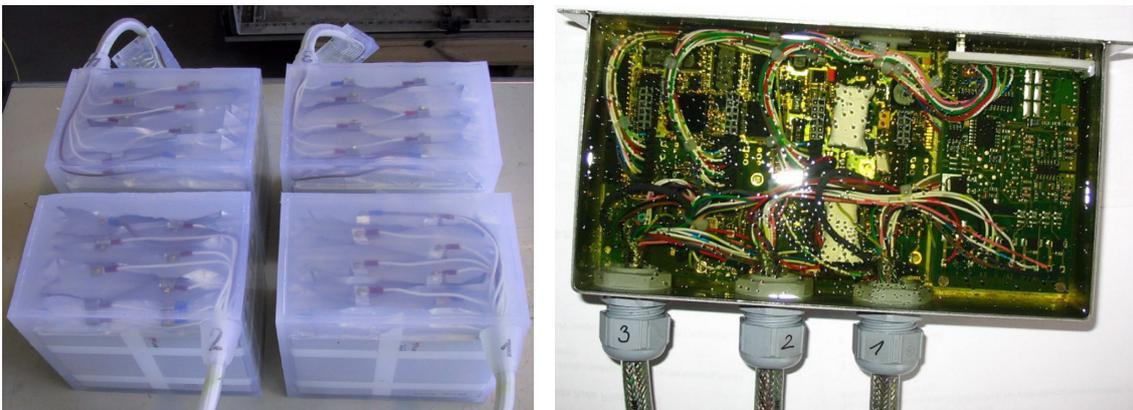


Abbildung 1-1 Beispiele druckneutraler Komponenten, links: Akkumulatoren, rechts: speicherprogrammierbare Steuerung [Thi09]

Bei der Entwicklung eines druckneutralen Fahrzeugs muss jedoch teilweise Neuland beschritten werden, da insbesondere die Teilsysteme nicht als fertige Produkte vorliegen, sondern wegen des direkten Meerwasserkontakts sowie der hohen Druckbelastung völlig anderen Designkriterien unterworfen sind als z.B. die Einbauten eines Fahrzeugs mit Druckhülle. Im Rahmen dieser Arbeit werden daher Teilsysteme neu entwickelt, so dass sie in einem druckneutralen Unterwasserfahrzeug, der DNS Pegel, einsetzbar sind.

1.2 Druckneutrales Unterwasserfahrzeug DNS Pegel

Um die Entwicklung druckneutraler Technik zu fördern, wurde im Rahmen eines vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) geförderten Projekts ein an ein AUV angelehntes, unbemanntes Unterwasserfahrzeug, die DNS Pegel, in druckneutraler Aufbauweise entwickelt und getestet (siehe Abbildung 1-2).



Abbildung 1-2 Druckneutrales Unterwasserfahrzeug DNS Pegel

Im Fahrzeug existieren keinerlei Druckhüllen, alle Einbaukomponenten sind druckneutral gestaltet. Durch Drucktests aller Teilsysteme bei 600 bar ist gewährleistet, dass die DNS Pegel eine Tauchtiefe von mindestens 6.000 m erreichen kann [Lüc10], [Thi09]. Das komplett geflutete Unterwasserfahrzeug besteht aus mehreren, durch Spanten voneinander abgetrennten Segmenten, die jeweils unterschiedliche Funktionseinheiten des Fahrzeugs enthalten (siehe Abbildung 1-3). Ein Segment ist für die Nutzlast reserviert. In dieser Sektion lassen sich zusätzliche Einbaugeräte und Sensoren integrieren, die für eine spezifische Mission des Unterwasserfahrzeugs mitgeführt werden müssen. Die übrigen Segmente enthalten die für den Betrieb des U-Boots notwendigen Elemente, wie beispielsweise Energieversorgung, Computer sowie Sensorik. Für effiziente Ab- und Auftauchfahrten ist das Fahrzeug derart getrimmt, dass es dieselbe Dichte wie Wasser aufweist. In diesem Zustand kompensieren sich Auftriebs- und Gewichtskräfte und versetzen das Fahrzeug unter Wasser in einen Schwebезustand. Um das Fahrzeuggewicht auszugleichen, werden Auftriebskörper eingesetzt. Sie bestehen aus syntaktischem Schaum mit einer bezüglich Wasser geringeren Dichte.

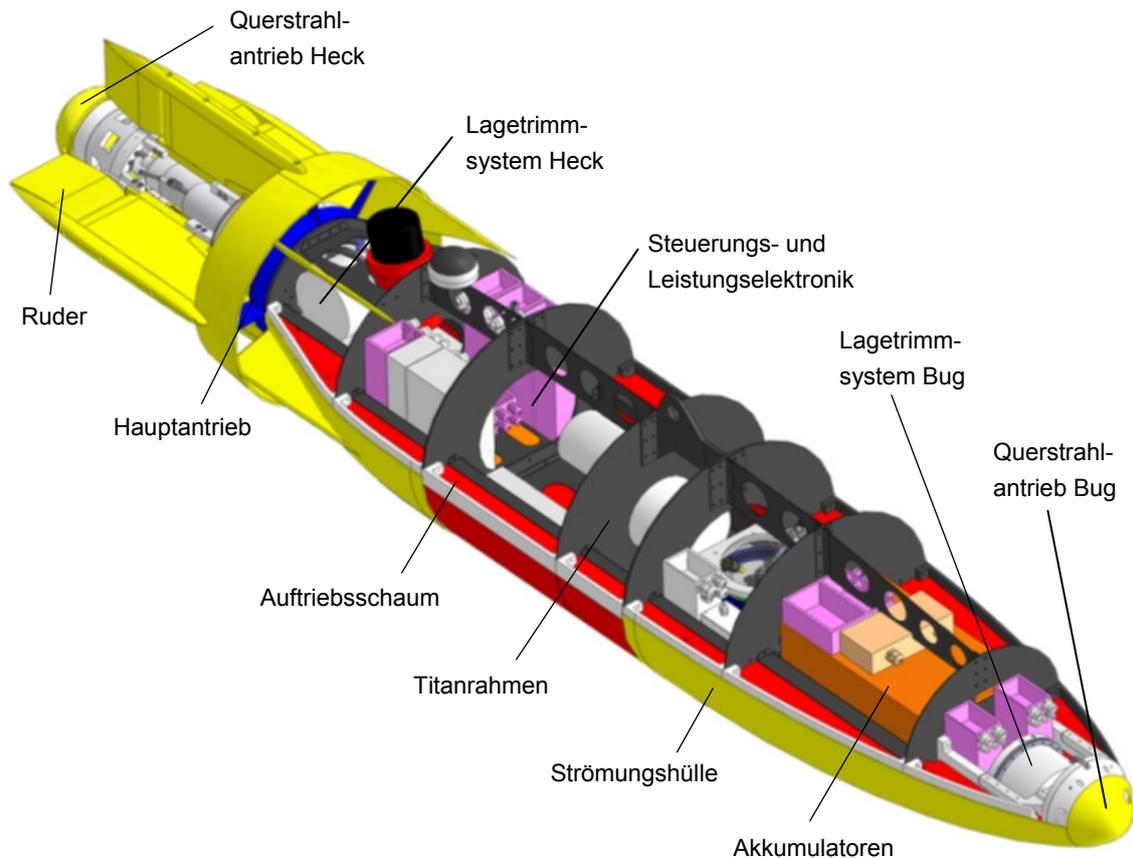


Abbildung 1-3 Schematischer Aufbau des druckneutralen Unterwasserfahrzeugs DNS Pegel

Das gesamte U-Boot ist von einer glatten Strömungshülle umgeben, die einen geringen Strömungswiderstand durch eine möglichst laminare Umströmung des Fahrzeugs gewährleistet. Die zur Fortbewegung benötigte Energie, die in Form von schweren Akkumulatoren mitgeführt werden muss, wird dadurch minimiert. Die Tabelle 1-1 zeigt die wichtigsten technischen Daten des Unterwasserfahrzeugs DNS Pegel.

Durchmesser	0,55 m
Länge	3,1 m
Tauchtiefe	6.000 m
Erkundungsgeschwindigkeit	2 m / s
Maximalgeschwindigkeit	4 m / s
Trockengewicht	~ 300 kg
elektrische Energie	~ 5 kWh

Tabelle 1-1 Technische Daten des Unterwasserfahrzeugs DNS Pegel

1.3 Einsatzzweck von Manövriersystemen

Manövriersysteme werden eingesetzt, um Unterwasserfahrzeugen eine große Bewegungsfreiheit zu verleihen. Unbemannte Unterwasserfahrzeuge werden beispielsweise häufig eingesetzt, um Unterwassereinrichtungen wie Forschungsmessstationen oder industrielle Unterwassersysteme zu inspizieren oder zu warten. Dabei sind die Fahrzeuge z.B. mit Greifwerkzeugen (Manipulatoren) oder speziellen Sensoren ausgestattet, um in der Tiefe Arbeiten auszuführen oder Messdaten zu erfassen. Bei der Aufnahme einer Last, z.B. mit Hilfe eines Greifarms, vergrößert sich das Gesamtgewicht des Fahrzeugs um die mitgeführte Last, welche den Gesamtauftrieb des Fahrzeugs verringert. Außerdem ist es hierbei häufig notwendig, trotz Strömungen eine feste Position bezüglich des Meeresbodens oder an Unterwassereinrichtungen einnehmen. Weiterhin kommt es vor, dass autonome Unterwasserfahrzeuge während einer Mission an einer Unterwasserstation andocken, um dort Daten zu übertragen oder Energie zu tanken. Auch ist es oft erforderlich, ein im Wasser bewegliches Objekt mit einer im Fahrzeug eingebauten Kamera zu beobachten. Die Verfolgung eines solchen Objekts erfordert eine erhöhte Fahrzeugwendigkeit. Auch der Auftauchprozess des Fahrzeugs kann im Falle einer Lastaufnahme am Meeresboden durch ein Manövriersystem aktiv unterstützt werden. Außerdem lässt sich eine durch die Lastaufnahme bedingte Vertrimmung ausgleichen. Zur Verrichtung dieser Arbeiten sind Bewegungen notwendig, die nur möglich sind, wenn sich das Unterwasserfahrzeug mit Hilfe von Manövriersystemen präzise steuern lässt.

1.4 Aufbau der Arbeit

Das druckneutrale Unterwasserfahrzeug DNS Pegel ist mit zwei neuartigen Manövriersystemen ausgestattet, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt worden sind. Durch sie lässt sich das Fahrzeug auch ohne Vorwärtsbewegung und daher unwirksamen Höhen- bzw. Seitenrudern manövrieren. Alle Systeme besitzen einen druckneutralen Aufbau. Dadurch ist gewährleistet, dass sie in einer angestrebten Tauchtiefe von 6.000 m zuverlässig funktionieren.

Das Kapitel 2 dieser Arbeit stellt einen Querstrahlantrieb vor, mit dem sich Drehbewegungen um die Fahrzeughochachse sowie Auf-, Ab- und Seitwärtsfahrten ausführen lassen. Diese Manöver können durch die Rückstoßkraft eines in Bug und Heck seitlich austretenden Wasserjets durchgeführt werden. Die Strahlrichtung lässt sich durch eine um die Fahrzeuglängsachse drehbare Düsenöffnung einstellen. Die Vorteile dieses neuartigen Systems liegen in der geringen Beeinflussung des Strömungswiderstands des Fahrzeugs, der Platzersparnis beim Einbau sowie seiner modularen Aufbauweise.

Das Kapitel 3 beschreibt die Überarbeitung eines Unterwassermotors. Dieser wird als Antrieb der zur Schubkraftherzeugung des Querstrahlantriebs eingesetzten Kreiselpumpe verwendet. Die konstruktive sowie magnetische Überarbeitung des originalen Motors zielt auf die Entwicklung eines leistungsstärkeren, bzw. drehmomentoptimierten Laufradantriebs. Infolge der damit erreichbaren höheren Drehzahlen des Pumpenlaufrads lassen sich größere Schubkräfte erzielen. Die Fahrzeugwendigkeit ist erhöht, da Fahrzeugmanöver schneller durchführbar sind.

Das Kapitel 4 befasst sich mit der Entwicklung eines Lagetrimmsystems. Die Einstellung der statischen Neigung des Fahrzeugs DNS Pegel geschieht durch die Verschiebung eines Fluids mit einer im Vergleich zu Wasser größeren Dichte. Mit Hilfe einer Pumpe kann sie zwischen zwei hochflexiblen Behältern in Bug und Heck hin und her gefördert werden. Die Änderung der Schwerpunktlage des Fahrzeugs resultiert in einem statischen Neigungswinkel. Das System zeichnet sich durch Druckneutralität sowie einen modularen Aufbau aus.

2 Querstrahlantrieb zur Richtungsänderung

Um die Ausrichtung eines Unterwasserfahrzeugs für die oben genannten Aufgaben ohne Vortrieb präzise einzustellen zu können, werden Manövriersysteme unterschiedlichster Aufbauweisen eingesetzt. Am häufigsten werden zu diesem Zweck Tunnelthruster verwendet. Diese erlauben Drehbewegungen um die Fahrzeughochachse (Drehen), um die Querachse (Nicken) und um die Längsachse (Rollen). Außerdem lassen sich mit Hilfe dieser Systeme häufig Seitwärtsfahrten und Auf- bzw. Abtauchfahrten durchführen (siehe Abbildung 2-1).

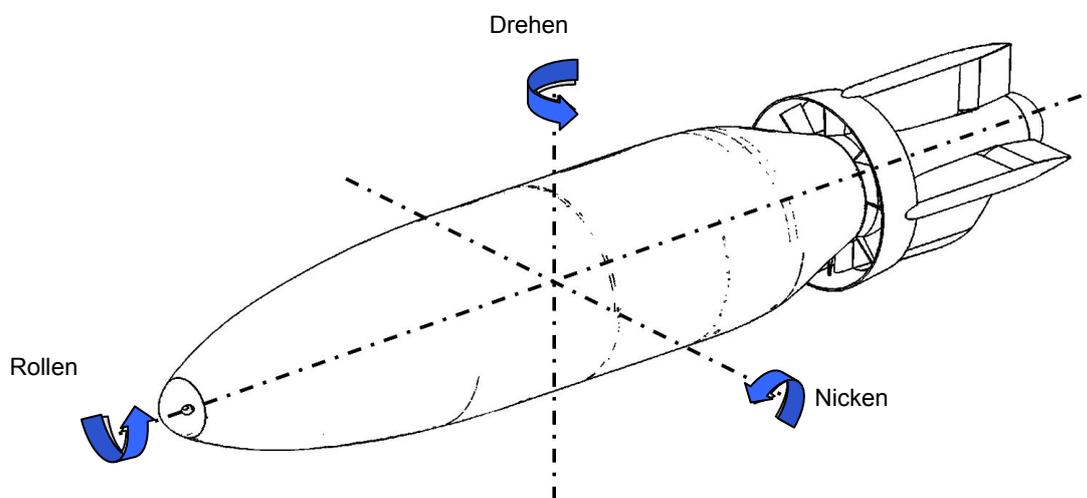


Abbildung 2-1 Drehbewegungen um die Fahrzeugachsen

In diesem Kapitel wird ein Querstrahlantrieb vorgestellt, der Fahrzeugdreh-, nick- und seitwärtsbewegungen ermöglicht. Der Antrieb ist so konzipiert, dass der Strömungswiderstand im Vergleich zu einem mit Tunnelthrustern ausgestatteten Unterwasserfahrzeug erheblich reduziert ist. Aufgrund des geringen Fahrzeugströmungswiderstands lassen sich dann Missionen durchführen, bei denen große Strecken zurückgelegt werden können. Weiterhin ist der Querstrahlantrieb so konzipiert, dass er im Gegensatz zu Tunnelthrustern ein sehr geringes Einbauvolumen besitzt. Somit können weitere Geräte oder Energiespeicher im beschränkten und wertvollen Bauraum des Fahrzeugs mitgeführt werden. Schließlich ist die Manövriervorrichtung druckneutral aufgebaut, so dass sie auch bei großen Tiefendrücken von über 600 bar sicher funktioniert. Dadurch ist gewährleistet, dass das Unterwasserfahrzeug auch in Tiefen von über 6.000 Metern manövrierfähig ist.

2.1 Stand der Technik

Die meisten Unterwasserfahrzeuge steuern ihre Fahrtrichtung, indem sie bewegliche, am Fahrzeug angebrachte Ruderflächen aufweisen. Durch die Anstellung von Seitenrudern lassen sich Kurvenfahrten, durch die Anstellung von Höhenrudern die Einstellung der Neigung und damit Auf- und Abtauchfahrten vornehmen. Die Ruderwirkung ist dabei jedoch von der Geschwindigkeit des sie umströmenden Fluids stark abhängig. Bei langsamen Vorwärtsgeschwindigkeiten des Unterwasserfahrzeugs werden die Ruder wegen der fehlenden Umströmung unwirksam und eine präzise Manövrierbarkeit ist nicht möglich.

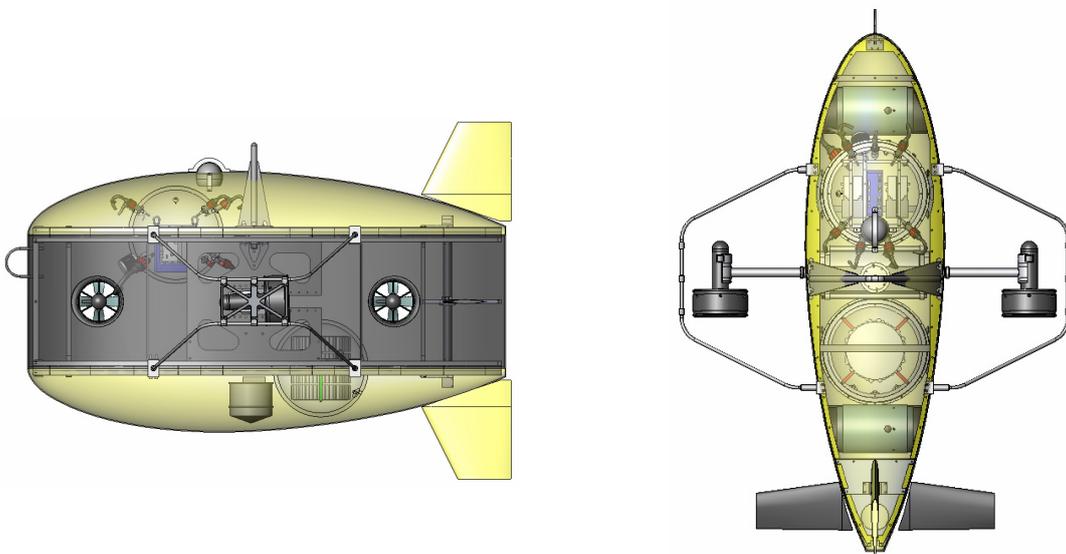


Abbildung 2-2 Autonomes Unterwasserfahrzeug Odyssey IV (MIT Sea Grant, USA) mit Tunnelthrustern und zwei schwenkbaren Hauptantriebspropellern
[http://scripts.mit.edu/~jge/auvwiki/index.php?title=Odyssey_IV#Specs]

Es gibt Unterwasserfahrzeuge, die für eine Vorwärtsfahrt zwei Antriebe am Heck des Fahrzeugs (manchmal auch seitlich) so angebracht haben, dass sie außermittig bezüglich der Fahrzeughauptachse liegen (siehe Abbildung 2-2). Dadurch ist es möglich, bei einer getrennten Motoransteuerung einen Propeller in die eine und den anderen Propeller in die entgegengesetzte Richtung zu drehen. Hierdurch sind Drehbewegungen in der horizontalen Fahrzeugebene ohne den Einsatz von Seitenrudern möglich. Häufig werden auch seitlich ausgerichtete Propeller zusätzlich zum Hauptantrieb an Fahrzeugen angebracht, z.B. in die Seitenflosse des Seitenleitwerks integriert. Hierdurch lassen sich Drehbewegungen um die Fahrzeughochachse durchführen. Nachteilig bei diesen beiden Systemen ist, dass sie nur Momente um eine feste Drehachse erzeugen und damit Seitwärtsfahrten, Auf- und Abtauchfahrten sowie die Änderung der Fahrzeugneigung nicht ermöglichen.

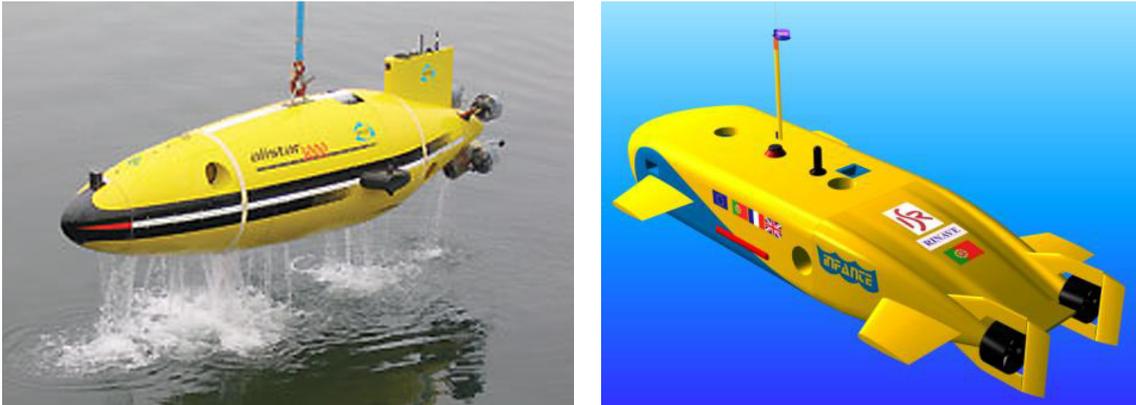


Abbildung 2-3 Autonome Unterwasserfahrzeuge ausgestattet mit Antrieben am Heck und Tunnelthrustern für hohe Manövrierfähigkeit.

Links: „Alistar 3000“, ECA, France [<http://www.eca.fr/en/robotic-vehicle/robotics-naval-auv-alistar-engineering-inspection-auv/60.htm#>]

Rechts: „Infante“, Institute for Systems and Robotics, Portugal [<http://dsor.isr.ist.utl.pt/Projects/Infante>]

In Unterwasserfahrzeugen kommen Tunnelthrustern immer häufiger zum Einsatz (siehe Abbildung 2-3). Ähnlich Bugstrahlrudern, wie sie in größeren Schiffen, Fähren oder Containerschiffen zur Unterstützung beim Anlegemanöver eingesetzt werden, bestehen diese aus mindestens einem in den Fahrzeugkörper eingebauten Tunnel. Dieser ist quer zur Fahrtrichtung eingebaut und haust einen durch einen Motor angetriebenen Propeller. Der angetriebene Propeller erzeugt einen Wasserstrahl durch den Tunnel, dessen Reaktionskraft das Fahrzeug entgegen der Wasserstrahlaustrittsrichtung bewegt. Damit Drehbewegungen um die verschiedenen Fahrzeugachsen ausführbar sind, lassen sich mehrere Tunnelthrustern quer zur Fahrtrichtung im Fahrzeugkörper integrieren. Dabei werden meistens zwei in der horizontalen und zwei in der vertikalen Fahrzeugebene platziert. Um die Propeller eines Tunnelthrusters anzutreiben, werden häufig Elektromotoren verwendet, die außerhalb des Tunnels im Fahrzeugrumpf liegen. Zur Übertragung der Motorleistung an den Propeller sind zwei Aufbauvarianten üblich. Häufig wird die Motorleistung über ein Getriebe, meistens ein Kegelradgetriebe, auf die den Propeller antreibende Welle übertragen (siehe Abbildung 2-4). Durch das Getriebe erlangt der Tunnelthrustern ein hohes Gewicht. Außerdem benötigt der außerhalb des Tunnels liegende Antriebsmotor viel Einbauraum. In der zweiten Variante wird der Propeller häufig von einem Motor angetrieben, der direkt im Tunnel angebracht ist. Dabei liegen Antriebsmotor und Propeller auf einer Achse. Nachteilig bei beiden Varianten sind allerdings die Verstrebungen, die das Getriebe und den Propeller bzw. den in der Tunnelmitte liegenden Antriebsmotor und den Propeller halten. Die Verstrebungen, bzw. auch der im Tunnel liegende Motor selbst, vermindern den effektiven Querschnitt des Tunnels und schaffen dadurch eine Verblockung, die den Wirkungsgrad des Tunnelthrusters mindert.

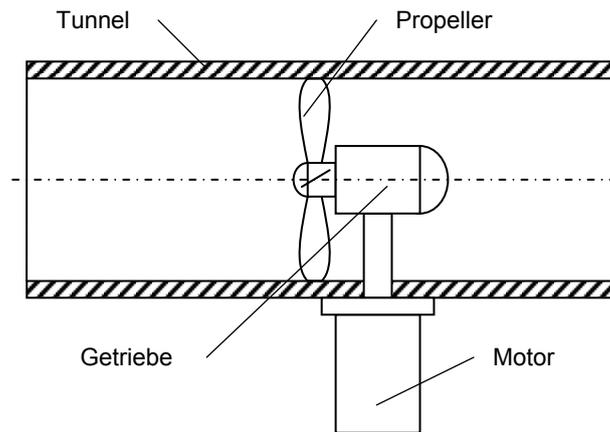


Abbildung 2-4 Schema eines Tunnelthrusters mit Getriebe und außen liegendem Motor

Bei der Auslegung von Tunnelthrustern ist darauf zu achten, dass durch eine möglichst große Tunnellänge eine gleichförmige Zuströmung zum im Tunnel positionierten Propeller vorliegt. Andererseits sollte die Fluidreibung an den Tunnelwänden minimiert werden, was kurze Tunnel begünstigt. Aus diesen Gründen wird bei der Auslegung von Bugstrahlrudern von Schiffen für die Tunnellänge ein Kompromiss eingegangen [Bro08]:

$$l_{\text{Tunnel}} \approx 3 \cdot D_{\text{Tunnel}} \quad (2-1)$$

In der Gleichung (2-1) entspricht l_{Tunnel} der Länge, und D_{Tunnel} dem Innendurchmesser des Tunnels. Werden Tunnelthruster in einem Unterwasserfahrzeug eingesetzt, so minimieren die recht großen Dimensionen der Tunnel den Einbauraum, der für andere Fahrzeugkomponenten benötigt wird. Die durch den Einbau bedingte komplexe Struktur des Fahrzeugs beschränkt die konstruktiven Freiheitsgrade bei der Fahrzeugentwicklung und verursacht insgesamt hohe Fertigungskosten.

2.1.1 Einfluss auf den Fahrzeugwiderstand

Bei großen Schiffen mit Bugstrahlrudern entsteht ein zusätzlicher Strömungswiderstand, der den Gesamtwiderstand signifikant erhöhen kann, wenn die Tunnelöffnungen ungünstig gestaltet sind. Sind weitere Querstrahlruder im Heck angebracht, so erhöht sich der Widerstand weiter. Aus Versuchen für den Schiffsvorentwurf geht hervor, dass der prozentuale Gesamtwiderstand von Schiffen von der Anzahl an Querstrahlrudern n_{Thruster} abhängt [Hol97] und dessen prozentuale Zunahme eine Abhängigkeit wie in der Abbildung 2-5 zeigt.

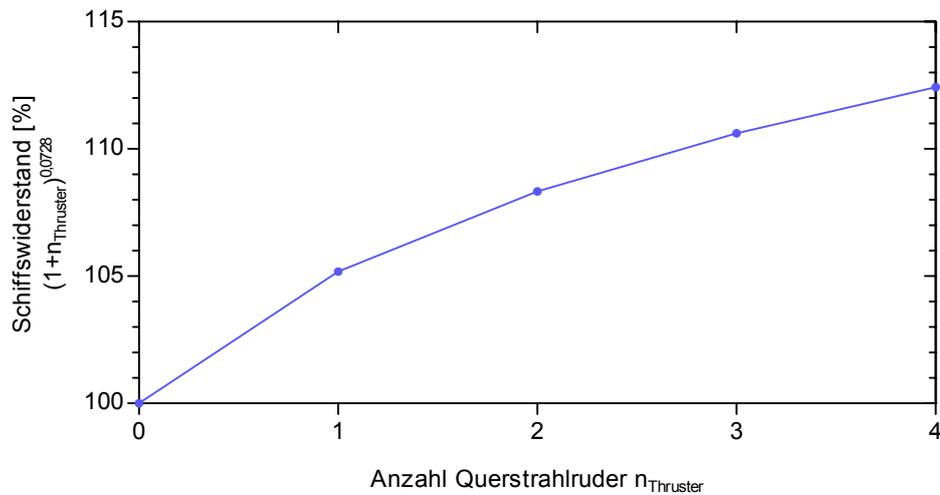


Abbildung 2-5 Abhängigkeit des Schiffswiderstands von der Anzahl der Querstrahlruder [Hol97]

Es ist davon auszugehen, dass mit Tunnelthrustern ausgestattete Unterwasserfahrzeuge eine ähnliche Erhöhung des Strömungswiderstands erfahren. Da AUVs im Gegensatz zu den meist auf kurzen Strecken eingesetzten ROVs bei ihren Missionen hauptsächlich lange Wege zurücklegen, ist ein kleiner Strömungswiderstand des Fahrzeugs anzustreben. Aus diesem Grund ist es vorteilhaft, den Strömungskörper unterbrechende Öffnungen zu vermeiden. In denen im Vergleich zum Gesamtfahrzeug relativ großen Tunnelthrusteröffnungen bilden sich bei Vorwärtsfahrt Wirbel aus (siehe Abbildung 2-6), so dass sich der Fahrzeugwiderstand deutlich erhöht [Bri93].

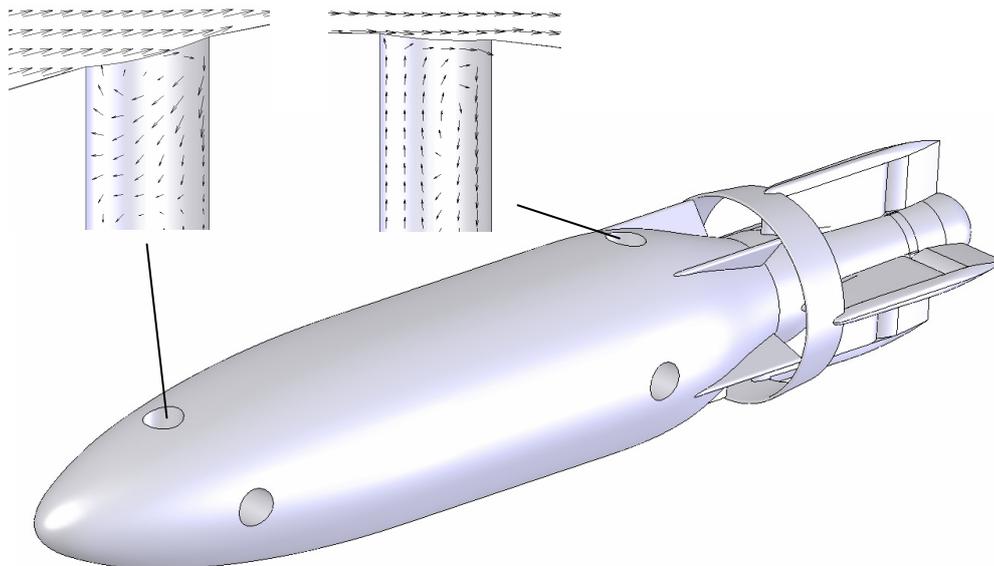


Abbildung 2-6 Wirbelbildung in den Öffnungen eines Tunnelthrusters

2.1.2 Maßnahmen zur Wirbelvermeidung

Um die Bildung eines Wirbels im Tunnel zu vermeiden, werden bei Querstrahlrudern von Schiffen und gelegentlich bei Thrustern von AUVs Gitter an den Tunnelöffnungen eingesetzt (siehe Abbildung 2-7). Die Gitterstreben sind in einem Winkel von 90 Grad zur lokalen Strömungsrichtung am Schiffsrumpf ausgerichtet. Die Entstehung eines energieintensiven Hauptwirbels wird dadurch unterbunden. Stattdessen entstehen viele kleine, in der Summe weniger energieintensive Wirbel an jeder einzelnen Gitterstrebe. Ein weiterer Vorteil des Gitters ist der Schutz der Propeller vor angesaugten Gegenständen. Generell wirkt sich jedoch die Reduktion des Schubs durch die Verblockung der Tunnelöffnungen nachteilig aus.



Abbildung 2-7 Links: Bugstrahlruder eines Schiffes mit Gitter zur Wirbelvermeidung
[<http://de.wikipedia.org/wiki/Bugstrahlruder>]
Rechts: Unterwasserfahrzeug Seawolf (Atlas Maridan ApS, Deutschland) mit
vertikalem Tunnelthruster und Gitter

2.2 Konzept Querstrahlantrieb

Der erhöhte Strömungswiderstand und die Raumforderung bei gängigen Manövriersystemen lassen sich durch einen Querstrahlantrieb vermeiden, der den Strömungswiderstand des Fahrzeugs nur minimal beeinflusst und den Einbauraum im Fahrzeug durch einen kompakten, modularen Aufbau minimiert. Der Querstrahlantrieb bewegt das Unterwasserfahrzeug ohne Hauptantrieb oder Seiten- bzw. Höhenruder in verschiedenen Raumebenen (siehe Abbildung 2-8). Dabei lassen sich auch Drehbewegungen um die Fahrzeughoch- und Querachse oder Kombinationen dieser sowie Seitwärtsfahrten durchführen. Die Schubkräfte erzeugen zwei im Bug und Heck zur Fahrzeugmittelachse radial austretende Wasserjets. Die Rückstoßkraft bewegt das Fahrzeug in die dem jeweiligen Wasserstrahl entgegengesetzte Richtung. Die Austrittsöffnungen sind um 360 Grad um die Fahrzeugmittelachse drehbar. Dadurch ist es möglich, den Austrittsstrahl nach links, rechts, oben, unten oder jeden beliebigen Winkel dazwischen auszurichten.

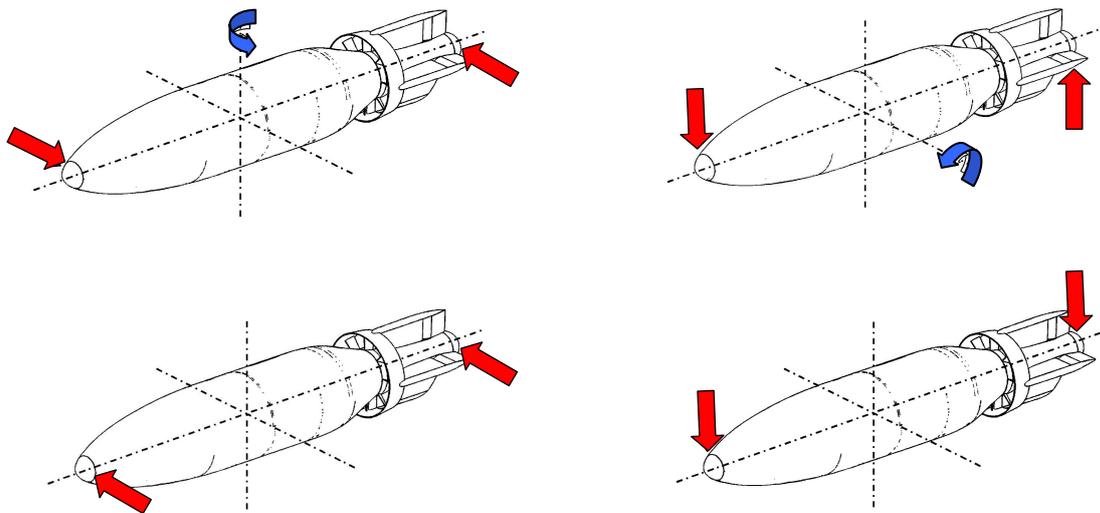


Abbildung 2-8 Mit dem Querstrahltrieb ausführbare Manöverbewegungen, oben: Dreh- und Nickbewegung, unten: Seitwärts- sowie Auf- und Abtauchfahrten

Durch das Manövriersystem lässt sich beispielsweise eine Drehbewegung um die Fahrzeughochachse nach links (entgegen dem Uhrzeigersinn) erzeugen, indem die vordere Austrittsöffnung nach rechts und die hintere Austrittsöffnung nach links gerichtet ist. Die Rückstoßkräfte der beiden Wasserstrahlen leiten eine Drehbewegung ein. Eine Drehung in die andere Richtung, bzw. Nickbewegungen um die Querachse, erfolgen analog.

Eine Seitwärtsfahrt nach links kann ausgeführt werden, indem die vordere und hintere Austrittsöffnung nach rechts zeigen und die beiden austretenden Wasserstrahlen eine Schubkraft nach links entwickeln. Seitwärtsfahrten nach rechts bzw. oben oder unten funktionieren analog. Nach diesem Prinzip ist es möglich, vertikale Auf- und Abtauchfahrten durchzuführen und bei Seitenströmungen eine feste Position über Grund zu halten. Durch das stufenlose Drehen der Austrittsöffnungen um die Fahrzeuglängsachse sind auch Kombinationen der oben genannten Manöver durchführbar.

Jeweils ein Modul des Manövriersystems, welches aus einer Austrittsöffnung und einem um die Fahrzeuglängsachse drehbaren Teil besteht, ist direkt am äußersten Ende des Bugs und des Hecks des Unterwasserfahrzeugs integriert. Diese Anordnung gewährleistet, dass die Hebel des vorderen und hinteren Wasserstrahls zum Fahrzeugdrehpunkt maximal groß sind.

2.2.1 Fahrzeug-Drehgeschwindigkeit

Es stellt sich die Frage, wie groß die Schubkräfte des Manövriersystems sein müssen, um eine angemessene Fahrzeugdrehgeschwindigkeit ausführen zu können. Für eine Abschätzung wird im Folgenden eine Vorgehensweise zur Auslegung von Strahlrudern bei Schiffen herangezogen.

Durch zwei entgegengesetzte Schubkräfte am Bug und Heck des Unterwasserfahrzeugs wird eine Drehbewegung um die Hochachse eingeleitet. Aufgrund des Massen- sowie des hydrodynamischen Trägheitsmoments des Unterwasserfahrzeugs handelt es sich zunächst um eine beschleunigte Drehbewegung. Das Massenträgheitsmoment hängt von der Fahrzeugmasse und der Massenverteilung bezüglich des Drehpunkts ab. Die das hydrodynamische Trägheitsmoment bestimmende hydrodynamische Masse hingegen entspricht einer nicht real existierenden Masse, die zusätzlich zur Fahrzeugmasse beschleunigt werden muss. Sie ist maßgebend von der Form und der Bewegungsrichtung des Fahrzeugkörpers abhängig und beruht auf der Wechselwirkung zwischen Wasser und bewegtem Objekt. Eine konstante Drehgeschwindigkeit ist dann erreicht, wenn das Steuermoment durch die Schubkräfte des Manövriersystems im Gleichgewicht mit dem hydrodynamischen Trägheitsmoment ist. Abgeschätzt gilt in diesem Momentengleichgewicht für die Winkelgeschwindigkeit $\dot{\Psi}$ eines mit einem Bugstrahlruder ausgestatteten Schiffs nach [Bri93] die Gleichung (2-2).

$$\dot{\Psi} = \frac{k}{I_{\text{Schiff}}} \sqrt{\frac{F_{\text{Strahl}}}{\rho \cdot I_{\text{Schiff}} \cdot T}} \quad (2-2)$$

Dabei entspricht ρ der Dichte von Wasser, I_{Schiff} der Länge und T dem Tiefgang des Schiffs sowie F_{Strahl} der Schubkraft des Strahlruders. Der Faktor k beschreibt die hydrodynamischen Eigenschaften der Unterwasserschiffsform sowie den Abstand der Strahlruder von den Rumpfpfenden in Bug und Heck. Für sehr drehfreudige Schiffe, bei denen die Strahlruder sehr weit außen an Bug und Heck positioniert sind, wird $k = 220^\circ$ gesetzt [Hol97].

Um die Drehrate des hier entwickelten Unterwasserfahrzeugs abzuschätzen, wird in der Gleichung (2-2) für F_{Strahl} die Schubkraft des heck- und bugseitigen Querstrahlantriebs eingesetzt. Die Querschnittsfläche entlang der Längsachse des Fahrzeugs wird durch einen Rechteckquerschnitt abgeschätzt. Dabei entspricht die Rechtecklänge der Fahrzeuglänge $I_{\text{Schiff}} = 3,1 \text{ m}$ und seine Höhe dem Durchmesser des Fahrzeugs von $T = 0,55 \text{ m}$, welcher als Schiffstiefgang aufgefasst wird. Der Faktor k wird als 220° angenommen. Stellt man die Drehgeschwindigkeit als Funktion der Schubkraft dar, so ergibt sich das Diagramm aus der Abbildung 2-9.

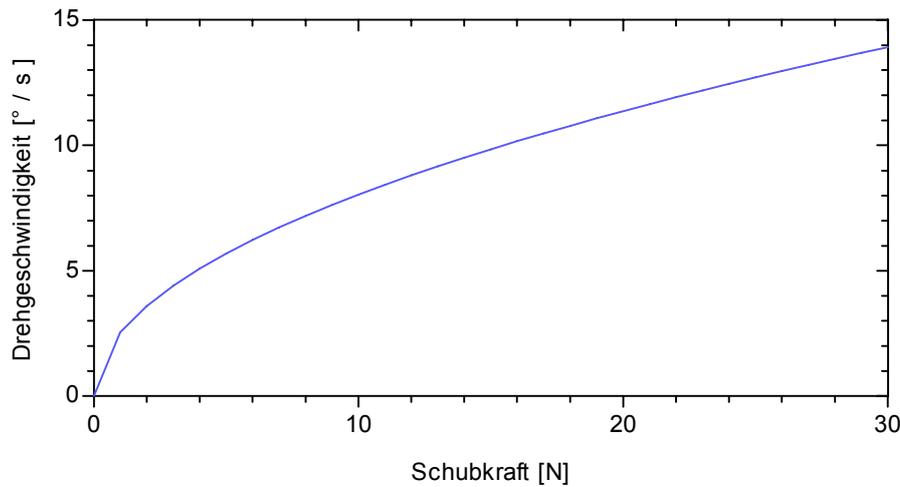


Abbildung 2-9 Abgeschätzte Drehgeschwindigkeit als Funktion der Schubkraft des bug- und heckseitigen Querstrahlantriebs des Unterwasserfahrzeugs

Eine Schubkraft von jeweils 20 N eines Querstrahlantriebs in Bug und Heck erlaubt für den Fall, dass eine konstante Drehgeschwindigkeit erreicht ist, eine Drehrate von $11 \text{ }^\circ / \text{s}$. Dies entspricht einer Dauer von 33 s für eine komplette Fahrzeugdrehung von 360 Grad. Geht man davon aus, dass die Dauer der Beschleunigung aus dem Fahrzeugstillstand aufgrund des Massenträgheitsmoments nochmals etwa 15 s in Anspruch nimmt, so resultiert daraus eine 360°-Drehung in einer Zeit von weniger als 50 s. Es ist daher anzustreben, den Querstrahlantrieb so auszulegen, dass er eine Schubkraft $F_{\text{Strahl}} > 20 \text{ N}$ erzeugt.

Bei einem Drehmanöver des Fahrzeugs um seine Hochachse können bei einer Schubkraft von 20 N durch die großen Hebelarme vom Fahrzeugmittelpunkt zu den Antrieben in Bug und Heck von 1,5 m Drehmomente von bis zu 60 Nm erzeugt werden. Bei Seitwärtsfahrten hingegen wirken beide Schubkräfte in dieselbe Richtung und addieren sich zu einer Gesamtschubkraft von 40 N.

2.3 Auslegung des Querstrahlantriebs

Aufgrund der gegebenen, sehr knappen Platzverhältnisse im Bug und Heck des Unterwasserfahrzeugs ist ein kompaktes System zu entwerfen. Der vordere Querstrahlantrieb ist im Fahrzeugbug so zu integrieren, dass der dortige Einbauraum für den bugseitigen Flüssigkeitsbehälter des hydraulischen Lagetrimmsystems, für zwei Elektronikmodule zur Ansteuerung der Elektromotoren des Querstrahlantriebs sowie für einen elektronischen Kompass samt Beschleunigungssensorik nicht behindert wird. Der hintere Querstrahlantrieb ist so zu konzipieren, dass er mit den Ruderstellantrieben nicht kollidiert und die Rudergestänge nicht bei den Bewegungen zur Ruderverstellung be-

hindert. Des Weiteren sollte das System modular gestaltet sein, so dass es sich ohne großen Aufwand montieren und demontieren und auch außerhalb des Fahrzeugs als Gesamtmodul montieren und anschließend mit wenig Aufwand ein- und ausbauen lässt. Weiterhin ist der gleiche Aufbau der beiden Systeme in Bug und Heck erwünscht, da dadurch der Konstruktions- und Fertigungsaufwand minimiert wird.

Aufgrund der Forderung nach Kompaktheit und kleinen Einbaumaßen des Systems wurden Kreiselpumpen für die Erzeugung des Schubstrahls gewählt (siehe Abbildung 2-10). Für den vorderen bzw. hinteren Querstrahlantrieb ist jeweils eine Pumpe vorgesehen. Das Pumpenlaufrad sowie das Spiralgehäuse der Pumpe sind direkt in die drehbar gelagerte Spitze des Fahrzeugs integriert. Die Austrittsöffnung schließt sich unmittelbar an den Ausgang des Spiralgehäuses an. Angetrieben wird das Laufrad durch einen druckneutralen Elektromotor der Firma ENITECH GmbH (siehe Kapitel 3), der sich fest im Fahrzeugrumpf befindet und nicht mit der drehbaren Spitze mitrotiert.

Um die Größe der Schubkraft des Wasserstrahls an den Austrittsöffnungen einstellen zu können, ist der Laufrad-Antriebsmotor drehzahl geregelt. Bei langsamen Umdrehungen wird wenig Wasser gefördert und die Manöverbewegung aufgrund der geringen Schubkraft des austretenden Wasserstrahls langsam ausgeführt. Bei einer schnellen Drehzahlvorgabe wird entsprechend viel Wasser gefördert, was zu einer erhöhten Fahrzeugreaktion führt.

Der Zulauf der Pumpe erfolgt prinzipiell aus dem Inneren des wassergefluteten Unterwasserfahrzeugs (siehe Abbildung 2-10 Mitte, Konzept 1). Dadurch ist gewährleistet, dass zusätzliche Ansaugöffnungen den Strömungswiderstand des Fahrzeugs nicht negativ beeinflussen. Notwendig hierfür ist ein Antriebsmotor des Pumpenlaufrads, dessen Gehäuseaußendurchmesser (Radius R_1) kleiner ist als der Durchmesser des Pumpeneinlaufs. Da jedoch der final eingesetzte Antriebsmotor einen größeren Außendurchmesser aufweist (Radius R_2) und damit die Ansaugung aus dem Fahrzeuginneren blockiert, erfolgt die Ansaugung des in dieser Arbeit umgesetzten Systems von außen (siehe Abbildung 2-10 Mitte, Konzept 2) und zwar durch seitliche Öffnungen in der drehbaren Fahrzeugspitze.

Die Drehung des Pumpenausstrittsstrahls um die Fahrzeuglängsachse erfolgt durch einen als Ringmotor ausgeführten elektrischen Schrittmotor der Firma ENITECH GmbH. Er besteht aus einem Stator, der fest am Fahrzeugrumpf befestigt ist und aus einem Rotor, an den die Fahrzeugspitze angekoppelt wird (siehe Abbildung 2-10 unten). Bei einer Drehung des Rotors bewegen sich das in der Abbildung 2-10 oben bezeichnete Spiralgehäuse und dessen Gehäusedeckel um das Pumpenlaufrad und seinen Antriebsmotor.

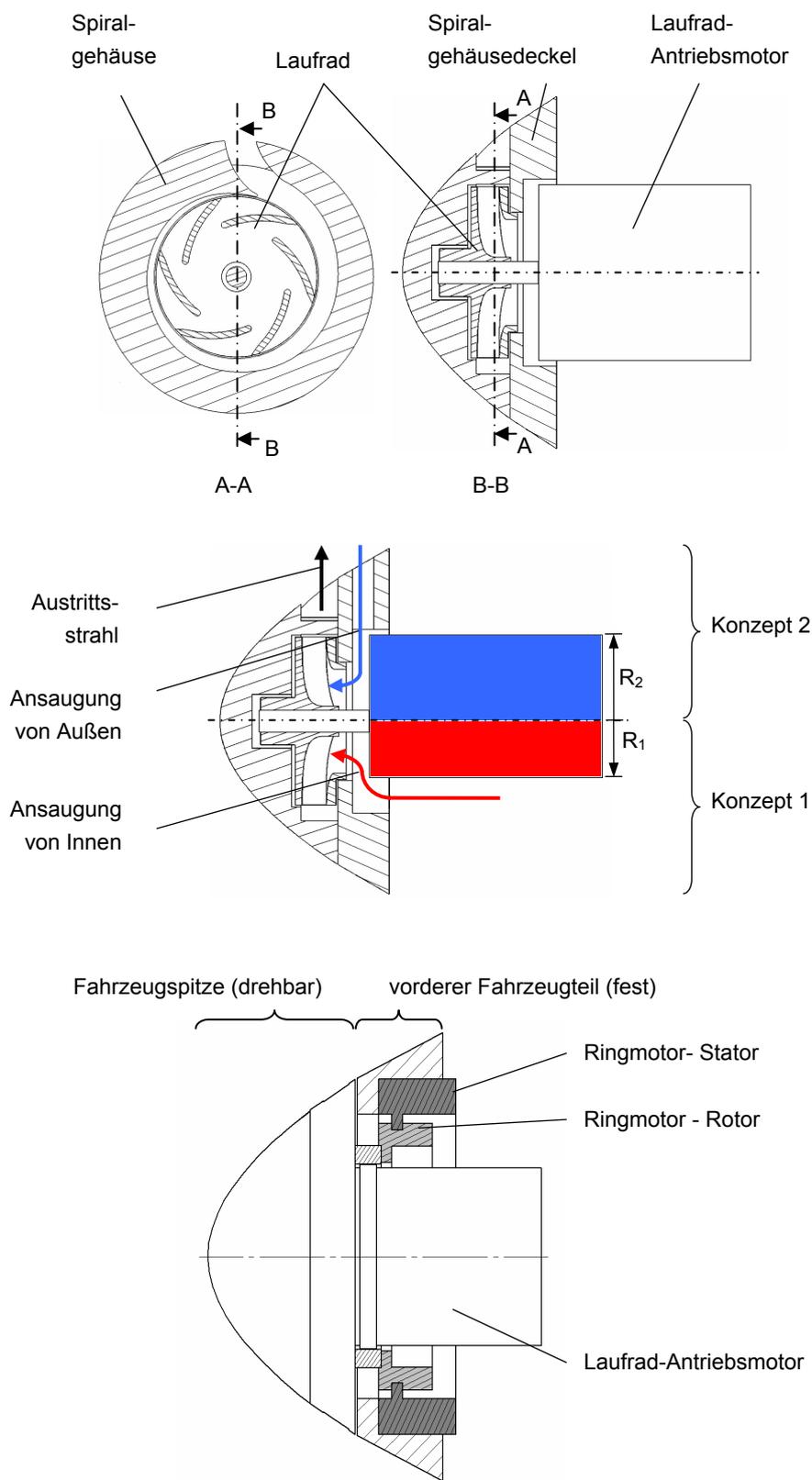


Abbildung 2-10 Oben: Integration des Pumpenlaufrads und des Spiralgehäuses in die Spitze des Unterwasserfahrzeugs, Mitte: Konzepte für die Ansaugung der Radialpumpe, unten: Drehverstellung des Pumpenaustrittsstrahls mit einem Ringmotor

2.3.1 Aufbau und Funktionsweise von Kreiselpumpen

Kreiselpumpen sind Strömungsmaschinen, die Fluide mit Hilfe eines stetig rotierenden Laufrads fördern. Das Laufrad überträgt einen Teil seiner Energie auf die von der Pumpe axial angesaugte Flüssigkeit und befördert es aufgrund seiner Beschaukelung an die Gehäusewand, wo es radial austritt. Das Pumpen-Spiralgehäuse ist dazu so ausgeführt, dass es unmittelbar hinter dem Druckrohr eng am Pumpenrad anliegt und sich spiralförmig bis zum Druckrohr hin auf den Druckrohrdurchmesser erweitert. Es erfolgt somit eine kontinuierliche Strömung durch die Pumpe, wobei sich Flüssigkeitgeschwindigkeit und -druck erhöhen.

2.3.2 Eigenschaften von Kreiselpumpen

Im Gegensatz zu Verdrängerpumpen, bei denen bei gegebener Drehzahl ein vom Gegendruck annähernd unabhängiger Förderstrom geliefert wird, ist bei Kreiselpumpen der Volumenstrom gegendruckabhängig. In Drosselkennlinien von Pumpen wird dargestellt, in welchem Maße die Förderhöhe bei steigendem Volumenstrom sinkt. Die Pumpen-Kennlinien werden dabei ermittelt, indem bei einer festgelegten Laufraddrehzahl im Druckstutzen eine Drosselung (z.B. durch ein Ventil oder einen Schieber) vorgenommen wird. Dabei wird zu gemessenen Volumenströmen der Druckunterschied Δp zwischen Druck- und Saugseite der Pumpe ermittelt. Die sich zu den einzelnen Volumenströmen einstellende Förderhöhe H wird durch die Gleichung (2-3) ermittelt und ist im Kennliniendiagramm als Funktion des Volumenstroms aufgetragen [Gül99].

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} \quad (2-3)$$

Auf der linken Seite der Abbildung 2-11 ist der qualitative Verlauf einer typischen Drosselkurve 1 und einer Anlagenkennlinie H_{A1} sowie der Verlauf von Wirkungsgrad η , Leistung P und NPSH-Kennlinie (englisch: Net Positive Suction Head, Erläuterung in Kapitel 2.5.2) einer Kreiselpumpe bei fester Drehzahl n_1 dargestellt. Die Drosselkurve 2 derselben Pumpe zeigt qualitativ einen Kennlinienverlauf bei höherer Drehzahl n_2 , bzw. bei Hintereinanderschaltung mehrerer Kreiselpumpen und Drosselkurve 3 bei geringerer Drehzahl n_3 , bzw. abgedrehtem Laufraddurchmesser.

Die Eigenschaft der Anlage, in der die Pumpe betrieben wird, wird durch die Anlagenkennlinie H_A repräsentiert (siehe Abbildung 2-11, links) [Sig06]. Sie kann experimentell analog der Drosselkennlinienermittlung erfasst werden. Ein Unterschied im Vorgehen ist, dass die Pumpendrehzahl variiert und für jeden sich einstellenden Betriebspunkt der Volumenstrom und die dazu korrelierende Förderhöhe bestimmt wird. Bei Erhöhung des Widerstands der Anlage verschiebt sich die Kennlinie von H_{A1} zu H_{A2} .

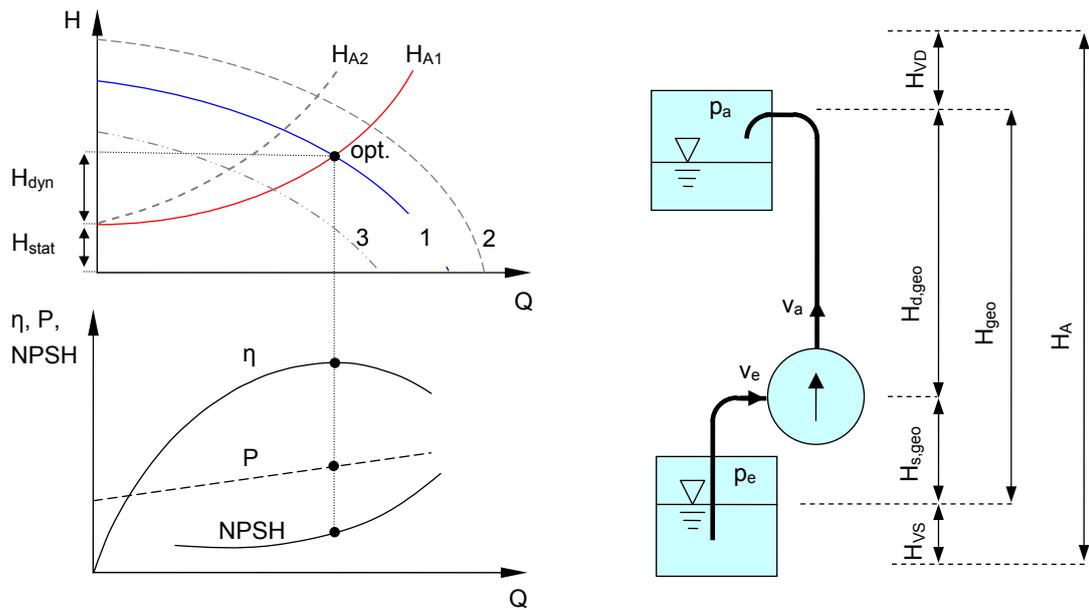


Abbildung 2-11 Links: qualitativer Verlauf von Anlagen- und Drosselkurven sowie die Auswirkungen auf Wirkungsgrad, Leistung und Kavitationsneigung von Radialpumpen, rechts: schematische Darstellung einer eine Anlage betreibenden Pumpe

Auf der rechten Seite der Abbildung 2-11 ist die schematische Darstellung einer eine Anlage betreibenden Pumpe skizziert. Ist der Aufbau der Anlage hinreichend bekannt, so kann der Kennlinienverlauf H_A auch bestimmt werden durch:

$$H_A = \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} + H_{s,geo} + H_{d,geo} + \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} + H_{VS} + H_{VD} \quad (2-4)$$

Der erste Term beschreibt den Druckunterschied zwischen Ein- und Austritt der Anlage. Dabei bezeichnen die Größen p_e und p_a den Druck im Saug- bzw. Druckstutzen der Pumpe. Die Höhendifferenz zwischen angesaugter Fluidoberfläche und Saugstutzen der Pumpe wird als geodätische Saughöhe $H_{s,geo}$, die Differenz zwischen den Druckstutzen der Pumpe und dem höchsten Punkt, zu dem das Fluid gepumpt wird, als geodätische Druckhöhe $H_{d,geo}$ bezeichnet. Die Summe aus beiden Förderhöhen ist die geodätische Förderhöhe H_{geo} . Im vierten Term wird die Differenz der Strömungsgeschwindigkeiten zwischen Saugstutzen v_e und Druckstutzen v_a der Pumpe beschrieben. Die Terme fünf und sechs berücksichtigen den Förderhöhenverlust in der Saugleitung H_{VS} und in der Druckleitung der Anlage H_{VD} . Diese Terme beinhalten Verluste, bedingt durch Strömungswiderstände in Rohrwandungen, Formstücken und Armaturen. Es lässt sich die Gleichung (2-4) in eine statische Förderhöhe H_{stat} unterteilen, die unabhängig vom Förderstrom ist und eine vom Förderstrom abhängige, dynamische Förderhöhe H_{dyn} (siehe Abbildung 2-11).

$$H_{\text{stat}} = \frac{p_a - p_e}{\rho \cdot g} + H_{s,\text{geo}} + H_{d,\text{geo}} \quad (2-5)$$

$$H_{\text{dyn}} = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} + H_{\text{VS}} + H_{\text{VD}} \quad (2-6)$$

$$H_A = H_{\text{stat}} + H_{\text{dyn}} = H_{\text{stat}} + C \cdot Q^2 \quad (2-7)$$

Eine Kreiselpumpe kann ausgelegt werden, wenn ihre Drosselkennlinie und die Kennlinie der Anlage bekannt ist. Ziel der Auslegung ist es, den Betriebspunkt, also den Schnittpunkt von Drossel- und Anlagenkennlinie, so einzustellen, dass die Pumpe mit optimalem Wirkungsgrad bei gewünschter Fördermenge bzw. Förderhöhe betrieben wird. Dies gilt besonders bei Pumpen, die im Dauerbetrieb eingesetzt werden, da ein Betriebspunkt mit schlechtem Wirkungsgrad einen erhöhten Energieaufwand bedeutet [Sig06].

2.3.3 Förderhöhe und Volumenstrom

Um die Kreiselpumpe, bzw. das Laufrad des Querstrahlantriebs, dimensionieren zu können, werden mehrere Parameter festgelegt. Die Pumpe besitzt einen Laufradaußendurchmesser von 78 mm, so dass sie sich in die drehbare Fahrzeugspitze integrieren lässt. Weiterhin ist der Durchmesser des Saugstutzens $d_s = 0,05$ m gewählt (siehe Abbildung 2-12). Der Austrittsquerschnitt des Spiralgehäuses (Druckstutzen) ist auf $A_a = 225 \text{ mm}^2$ festgelegt, was einem eckigen Auslassquerschnitt von 15 mm x 15 mm entspricht. Im Folgenden wird abgeschätzt, welchen Förderstrom und welche Förderhöhe die Pumpe erreichen muss, um einen Austrittsstrahl mit der Schubkraft $F_{\text{Strahl}} = 25 \text{ N}$ zu erzeugen. Dabei wird eine verlustfreie Strömung durch den Druckstutzen der Pumpe angenommen.

$$F_{\text{Strahl}} = \rho \cdot A_a \cdot v_a^2 = \rho \cdot Q \cdot v_a = \frac{\rho}{A_a} Q^2 \quad (2-8)$$

Daraus folgt für die Fördermenge die Gleichung (2-9).

$$Q = \sqrt{\frac{A_a}{\rho} \cdot F_{\text{Strahl}}} \quad (2-9)$$

Um bei den getroffenen Vorgaben die gewünschte Schubkraft erzeugen zu können, muss die Pumpe eine Fördermenge Q von $8,5 \text{ m}^3/\text{h}$ aufbringen. Der Austrittsstrahl besitzt dabei eine Geschwindigkeit von $v_a = 11 \text{ m/s}$. Die korrelierende Förderhöhe H lässt sich durch die Anlage einstellen und mit Hilfe der Gleichung (2-4) berechnen. Bei

dieser Gleichung wird Term 1 zu Null, da an den Öffnungen des Saug- und Druckstutzens Umgebungsdruck herrscht. Auch Term 2 ist Null, da keine geodätische Förderhöhe vorhanden ist. Weil an der Pumpe keine vorgeschalteten Saug- oder nachgeschalteten Druckleitungen vorhanden sind, können weiterhin die Terme 4 und 5 vernachlässigt werden. Die Gleichung (2-4) reduziert sich somit zur Gleichung (2-10).

$$H_A = \frac{v_a^2 - v_e^2}{2g} = \frac{v_a^2 - \left(\frac{Q}{A_e}\right)^2}{2g} \quad (2-10)$$

Durch den bereits vorgegebenen Querschnitt des Druckstutzens von $A_e = 225 \text{ mm}^2$ und der Vorgabe des Durchmessers des Saugstutzens $d_s = 0,05 \text{ m}$ ergibt sich eine Förderhöhe von etwa 6 m. Die Förderleistung P_Q , die von der Kreiselpumpe auf das Fördermedium übertragen wird, beträgt dementsprechend 150 W, siehe Gleichung (2-11), [KSB05].

$$P_Q = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (2-11)$$

2.3.4 Spiralgehäuse

Bei der Gestaltung des Querstrahlantriebs erfolgt zunächst die Auslegung des Spiralgehäuses. Dieses hat die Aufgabe, das geförderte Fluid zu sammeln und in den Druckstutzen abzuführen. Der Entwurf der Spirale kann nach unterschiedlichen Methoden erfolgen, z.B. nach der Methode von A. J. Stepanoff [Tha07]. Dabei wird die Geometrie so ausgelegt, dass die Umfangsgeschwindigkeit des Fluids über den gesamten Umfang der Spirale in radialer Richtung konstant bleibt. Bei der Integration der Spirale in den vorgegebenen Bauraum der Spitze des Unterwasserfahrzeugs wurde diese jedoch kleiner ausgelegt als durch die Methode von Stepanoff empfohlen. Der Grund hierfür liegt in der Maximierung des Laufradaußendurchmessers. Da der Förderstrom Q und damit die Schubkraft des Austrittsstrahls nach der Gleichung (2-12) kubisch von dem Laufraddurchmesser d_2 abhängt [Wag94], ist es sinnvoll, diesen so groß wie möglich zu gestalten und das Spiralgehäuse im Gegenzug kleiner zu entwerfen. Eine Folge eines kleineren Spiralgehäuses ist bei hohen Laufraddrehzahlen n ein schnell erreichter Überlastbetrieb, der zu einer erhöhten Radialkraft führt.

$$Q \sim n \cdot d_2^3 \quad (2-12)$$

Im Folgenden werden die hydraulischen Kräfte betrachtet, die aufgrund der Druckerhöhung im Laufrad auf die Laufradwelle und damit auf ihre Lagerung wirken. Die Axial- und Radialkraft, die beiden wichtigsten hydraulischen Kräfte, werden maßgeblich durch die Geometrie von Laufrad und Spiralgehäuse bestimmt. Bei der Auslegung des Quer-

strahlantriebs werden diese Kräfte weitestgehend minimiert und die Lager des Antriebsmotors so dimensioniert, dass entstehende Kräfte aufgenommen werden können.

Axialkräfte

Aufgrund der Strömungsverhältnisse in den Radseitenräumen zwischen Radiallaufrad und Spiralgehäuse und der daraus resultierenden Druckverhältnisse entstehen Axialkräfte, die auf die Deck- und Tragscheibe des Laufrads wirken. Die Resultierende dieser Axialkräfte F_{ax} ist sowohl von der konstruktiven Gestaltung als auch vom Förderstrom Q der Pumpe abhängig [Tra05]. Sie wirkt unterhalb extremer Überlast in Richtung der Pumpensaugseite, wird bei Vergrößerung des Spaltes s (siehe Abbildung 2-12) größer und kann mehrere hundert Newton betragen (siehe Abbildung 2-13), [Tha07]. Meist haben die Druckkräfte in den Radseitenräumen F_{ax1} und F_{ax2} den größten Einfluss [Tha07]. Die Kraft auf die Tragscheibe F_{ax1} kommt durch die Übertragung des erhöhten Drucks am Laufradaustritt durch den Spalt zwischen Laufradtragscheibe und Spiralgehäuse in den Radseitenraum eins zustande und wirkt entgegen der Strömungsrichtung. Die Kraft auf die Deckscheibe F_{ax2} wirkt in Strömungsrichtung und entsteht unter anderem dadurch, dass der Radseitenraum zwei aufgrund des Spaltes s zwischen Laufrad und Gehäuse radial nach innen durchströmt wird. Aufgrund dieses Abstands wird der Druck am Laufradaustritt (siehe Abbildung 2-12) in den Radseitenraum 2 übertragen [Pfl05].

Der resultierende Achsschub F_{ax} berechnet sich gemäß Gleichung (2-13) aus der Druckkraft F_{ax1} im Radseitenraum eins auf die Rückenfläche des Laufrads, der Druckkraft F_{ax2} im Radseitenraum zwei auf die Laufraddeckscheibe und der Impulskraft F_{ax3} , die durch die Umlenkung des Fluids im Laufrad zustande kommt.

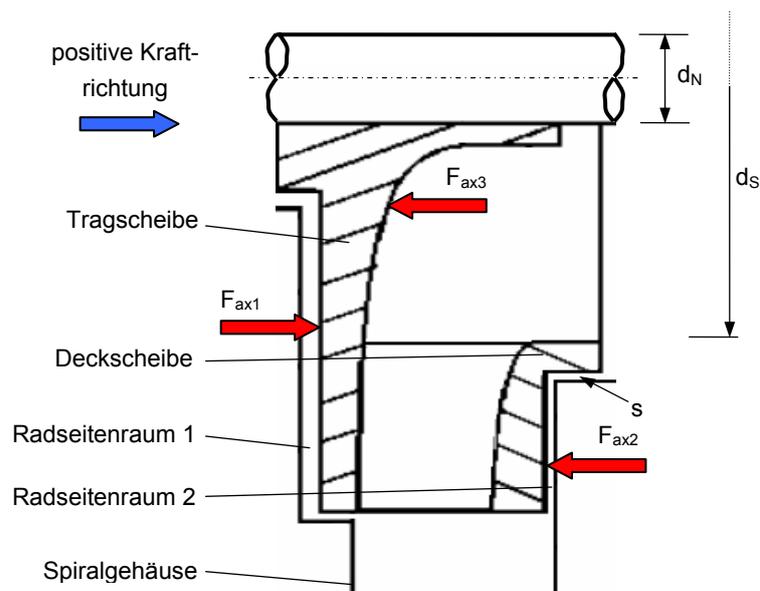


Abbildung 2-12 Axialkräfte am Radiallaufrad

$$F_{ax} = F_{ax1} - F_{ax2} - F_{ax3} \quad (2-13)$$

F_{ax} lässt sich nach [Tha07] überschlägig mit Hilfe der Gleichung (2-14) berechnen.

$$F_{ax} = 0,7 \text{ bis } 0,9 \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot A_{Saug} \quad \text{mit} \quad A_{Saug} = \frac{\pi}{4} (d_S^2 - d_N^2) \quad (2-14)$$

d_S entspricht dem Saugmunddurchmesser, d_N dem Nabendurchmesser und A_{Saug} der Querschnittsfläche des Saugmunds. Im Gegensatz zu geschlossenen Radiallaufrädern ist bei halboffenen Laufrädern die Axialkraft F_{ax} aufgrund der fehlenden Deckscheibe im Allgemeinen größer, da die Kraft F_{ax2} klein ausfällt [Pfl05].

Es gibt verschiedene Möglichkeiten, den Axial Schub zu reduzieren. Dies kann unter anderem durch Rückenschaufeln an der Rückseite der Laufradtragscheibe, durch engere Dichtspalte sowie durch Druckentlastungsbohrungen zwischen dem Radseitenraum eins und dem Strömungskanal zwischen den Schaufeln des Laufrads geschehen. Im Rahmen der Entwicklung des Querstrahlantriebs wurde jedoch auf eine Optimierung in dieser Hinsicht verzichtet. Vielmehr wurde der Pumpenantriebsmotor so entwickelt, dass der Axial Schub durch eine entsprechend dimensionierte Axiallagerung aufgefangen werden kann und die Welle präzise gelagert ist, so dass sich sehr geringe Spaltmaße s einstellen lassen (siehe Kapitel 3.14).

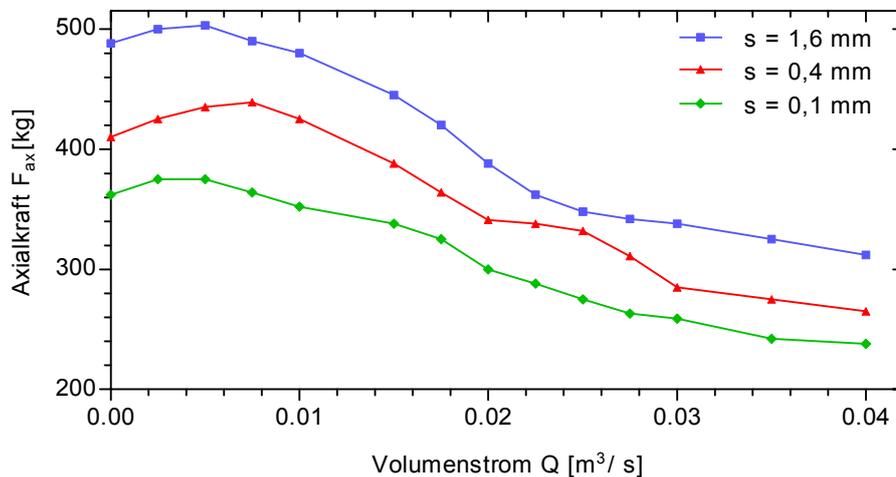


Abbildung 2-13 Axialkraft einer Kreiselpumpe in Abhängigkeit des Förderstroms bei unterschiedlichen zylindrischen Ringspalten s für eine Drehzahl $n = 2550 \text{ U / min}$ und einem Laufrad-Außendurchmesser $d_2 = 200 \text{ mm}$ [Pfl05]

Radialkräfte

Bei der Rotation des Radiallaufrads in einem Einfachspiralgehäuse entstehen neben Axial- auch Radialkräfte. Diese werden durch die ungleichförmige Verteilung des Drucks über den Laufradumfang im Spiralgehäuse erzeugt. Der Radialschub ist unter anderem von der spezifischen Drehzahl abhängig (siehe Kapitel 2.5.1), [Hol89]. Die Radialkraft ist bei Teillast am geringsten und steigt bis zur Überlast stetig an, wobei sich die Krafrichtung ändert (siehe Abbildung 2-14), [Tha07]. Durch die Radialkraft entstehen Lagerbelastungen und Biegespannungen in der Antriebswelle. Aus diesem Grund wurden die Lagerung sowie die Welle des Antriebsmotors ausreichend dimensioniert (siehe Kapitel 3.14.2). Eine Möglichkeit, den Radialschub zu verringern, ist der Einsatz von Doppelspiralen [Gül99]. Aufgrund der engen Platzverhältnisse kommt diese Art von Pumpengehäuse jedoch nicht in Betracht.

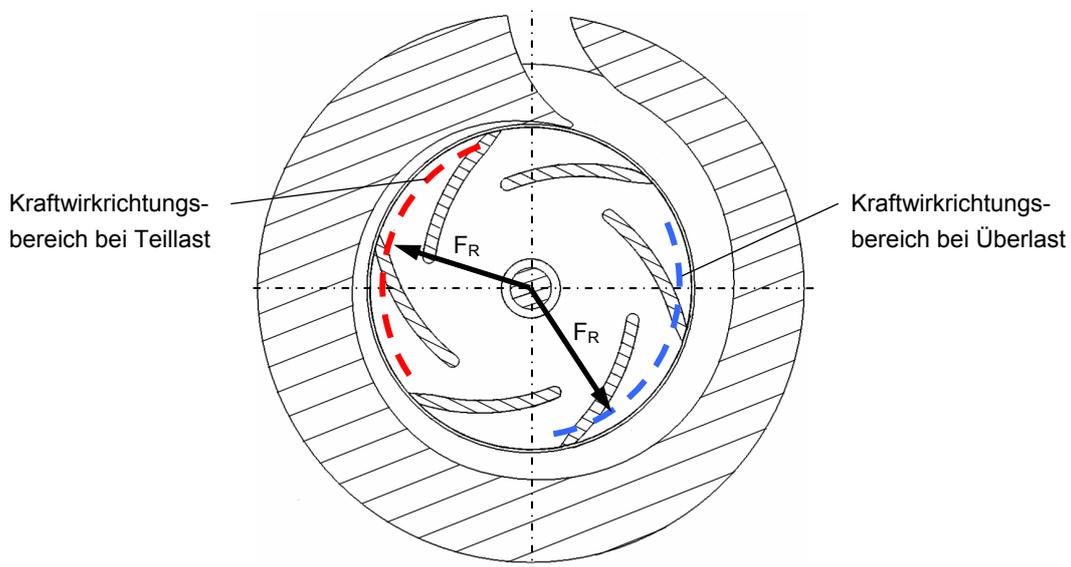


Abbildung 2-14 Ausbildung einer Radialkraft F_R bei Teil- und Volllast einer Kreiselpumpe [Gül04]

2.3.5 Pumpenzulauf

Die Zuströmung zum Laufrad einer Kreiselpumpe sollte möglichst gleichförmig und wirbelfrei geschehen. Turbulente Strömungen können die Förderhöhe reduzieren sowie Lärm und Schwingungen verursachen. Aus diesen Gründen ist die Zulaufleitung möglichst kurz und gerade und ohne Einschnürungen zu gestalten [Gül99]. Aufgrund der Platzverhältnisse, wurde der Zulauf zum Pumpenlaufrad des Querstrahlantriebs so gestaltet, dass die Ansaugung von außerhalb des Unterwasserfahrzeugs erfolgt. Um den Einfluss des Ansaugquerschnitts der Radialpumpe auf die Pumpleistung abschätzen zu können, wurde ein vereinfachtes Strömungsmodell mit der Software FlowWorks entworfen. Das Modell besteht aus dem Deckel des Spiralgehäuses der Pumpenkon-

struktur und weist Öffnungen für die Ansaugung auf. Dabei wird ein Volumenstrom $Q = 9 \text{ m}^3 / \text{h}$ durch den Gesamtquerschnitt aller Ansaugöffnungen definiert. Dieser Wert entspricht dem vorgegebenen Volumenstrom für die Laufradauslegung (siehe Kapitel 2.3.3). Mit Hilfe dieser Modellierung wurde die Druckdifferenz ermittelt, die notwendig ist, um den eingestellten Volumenstrom aufrecht zu erhalten (Druckverlust in der Ansaugung). Die Druckdifferenz ergibt sich aus der Differenz des Umgebungsdrucks (101,3 Pa), der beim Eintritt des Fluids in die Ansaugöffnungen herrscht und dem durchschnittlichen statischen Druck an der Stelle, an der das Fluid in das Laufrad im Inneren der Pumpe eintritt. Es werden unterschiedliche Ansaugquerschnitte untersucht, wobei in der Abbildung 2-15 die Strombahnen für den kleinsten und größten modellierten Ansaugquerschnitt zu sehen sind.

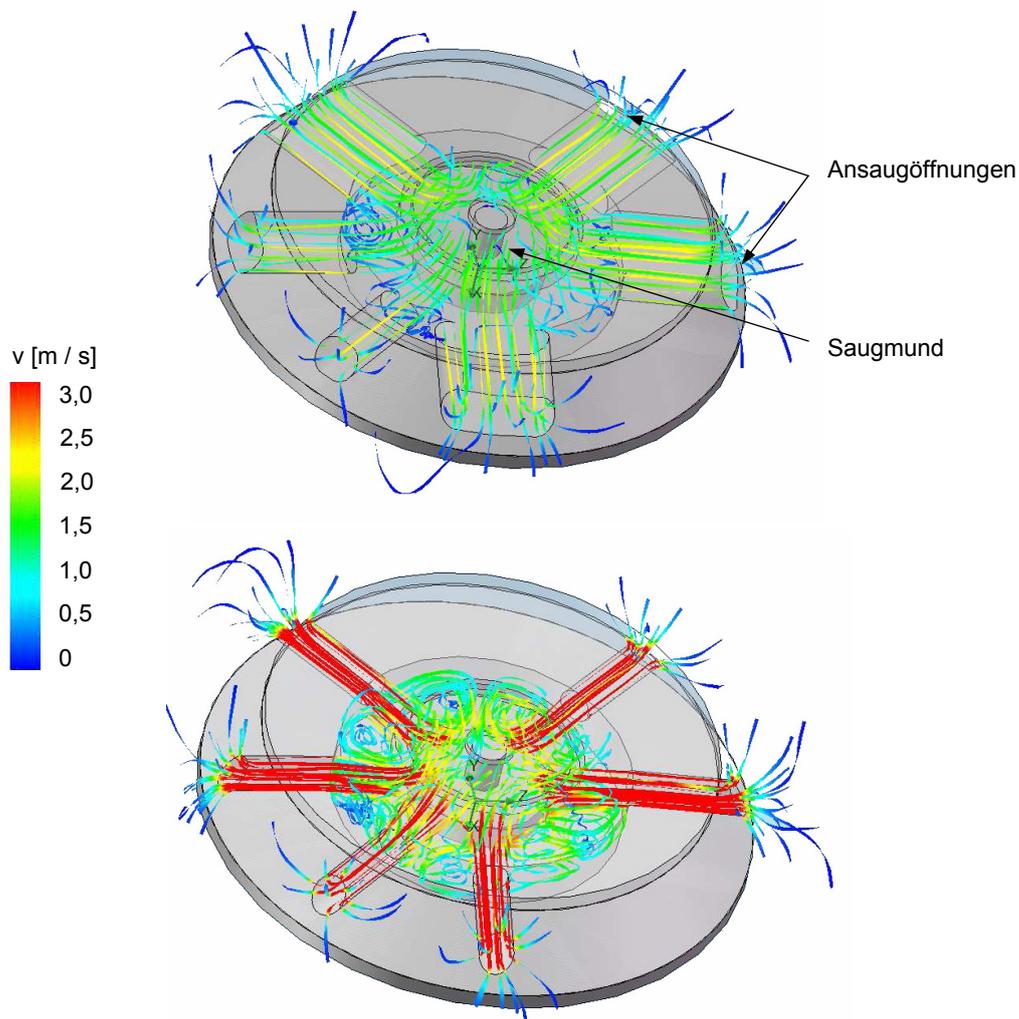


Abbildung 2-15 Geschwindigkeit v der Fluidteilchen in der Pumpenansaugung, modelliert mit Hilfe von Strombahnen, oben: Ansaugquerschnitt von 1550 mm^2 , unten: Ansaugquerschnitt von 470 mm^2

Es ist zu erkennen, dass eine Verkleinerung des Ansaugquerschnitts eine Erhöhung der Flussgeschwindigkeit des Fluids zur Folge hat. Dies bedeutet, dass die erforderliche Pumpleistung ansteigt. Aufgrund der aus dem Modell berechneten Druckdifferenzen Δp für unterschiedliche Ansaugquerschnitte und dem vorgegebenen, aufrecht zu erhaltenden Volumenstrom $Q = 9 \text{ m}^3 / \text{h}$, lässt sich die Pumpleistung P_Q durch die Gleichung (2-15) ermitteln.

$$P_Q = Q \cdot \Delta p \quad (2-15)$$

In der Abbildung 2-16 sind die Druckdifferenz und die Pumpleistung in Abhängigkeit von unterschiedlichen Ansaugquerschnitten dargestellt. Hierbei kann abgeschätzt werden, dass ein Mindestquerschnitt von 1.000 mm^2 für die Ansaugung als sinnvoll erscheint. Bei kleineren Querschnitten steigt die Druckdifferenz stark an und die Verlustleistung der Pumpe nimmt zu.

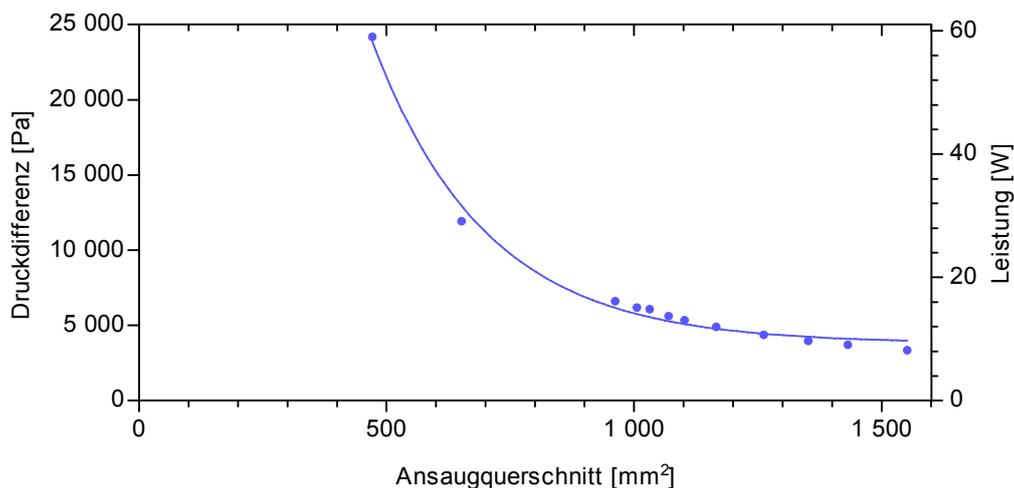


Abbildung 2-16 Modellierungsergebnisse: erforderliche Druckdifferenzen zwischen Ein- und Austritt der Ansaugung und erforderliche Pumpleistung für einen Volumenstrom von $Q = 9 \text{ m}^3 / \text{h}$ bei verschiedenen Ansaugquerschnitten

2.4 Prototyp der Pumpe

Auf der Basis der vorangegangenen Betrachtungen wurde ein vorläufiger Prototyp für die Pumpe des Querstrahlantriebs entwickelt, um unterschiedliche, die Pumpe beeinflussende Parameter zu variieren und die Auswirkungen auf die erzielbaren Schubkräfte zu untersuchen. Der Fokus lag auf der Untersuchung von verschiedenen Laufradgeometrien sowie Düsenformen am Auslass der Pumpe. Der Aufbau des Versuchsmusters ist in der Abbildung 2-17 zu sehen.

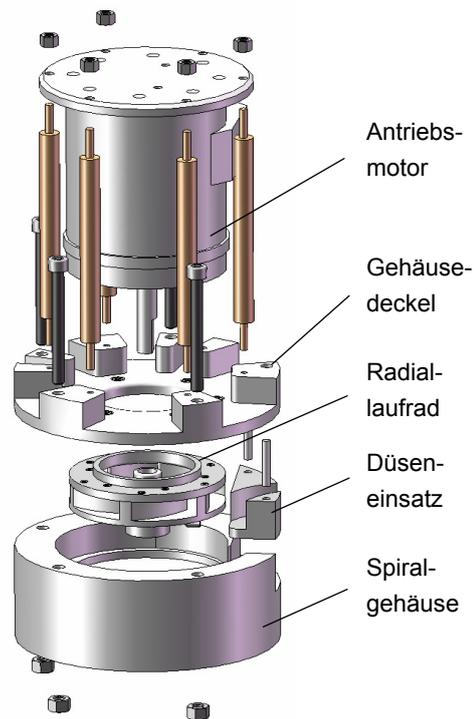


Abbildung 2-17 Prototyp einer Kreiselpumpe für den Querstrahlantrieb zur Bestimmung des erzielbaren Schubs unter Einsatz von verschiedenen Radiallaufrädern, Austrittsdüsen und Ansaugquerschnitten

Der Prototyp ist so konstruiert, dass seine Einbaumaße mit denen des Unterwasserfahrzeugs identisch sind und Spiralgehäuse sowie Laufrad wie in der Abbildung 2-10 dargestellt in Bug und Heck des Unterwasserfahrzeugs integriert werden können. Es besteht die Möglichkeit, durch Abnehmen des Pumpen-Gehäusedeckels Düsen-einsätze verschiedener Geometrien einzusetzen und diese hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf die Schubkraft zu testen. Zum Untersuchungsaufbau gehören zwei unterschiedlich gestaltete, auswechselbare Deckel des Spiralgehäuses. Ein Gehäusedeckel ist so konstruiert, dass der Ansaugquerschnitt sehr groß ausfällt. Er wird bei Versuchen eingesetzt, bei denen unter guten Ansaugbedingungen die Schubkraftentwicklung von verschiedenen Laufrädern und Düsengeometrien evaluiert wird. Der andere Gehäusedeckel ist mit mehreren kleineren, radialen Ansaugkanälen ausgestattet und repräsentiert die Ansaugbedingungen unter beengten Verhältnissen im Unterwasserfahrzeug.

Die Messung der Schubkraft erfolgte mit Hilfe einer Schubwaage in einem 5 m x 2 m x 1,5 m (H x B x T) Wasserbecken. Die Schubwaage besteht aus zwei Trägern, die in einem festen Winkel von 90 Grad miteinander verbunden und an dieser Stoßstelle über der Wasseroberfläche drehbar gelagert sind (siehe Abbildung 2-18).

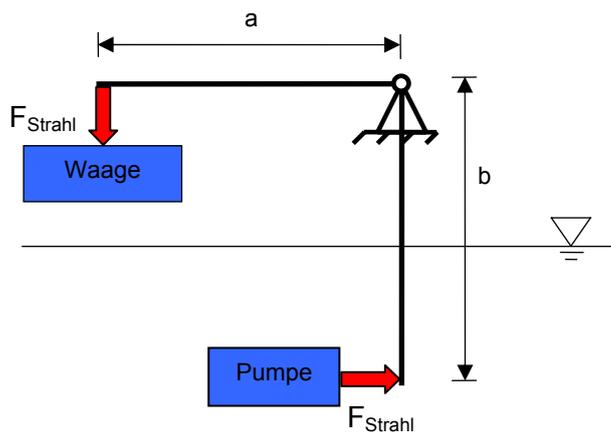


Abbildung 2-18 Schematischer Aufbau der Schubwaage

An dem senkrecht ins Wasser ragenden Träger ist die Pumpe befestigt. Der andere Träger verläuft horizontal und parallel über der Wasseroberfläche und ist punktförmig auf einer digitalen Waage abgestützt. Die Pumpe wird unter Wasser so ausgerichtet, dass der austretende Wasserstrahl auf den ins Wasser ragenden Träger eine Normalkraft F_{Strahl} erzeugt. Die Kraft wird durch die Lagerung umgelenkt und auf die Waage übertragen. Durch die bekannten Hebellängen a und b lässt sich mit Hilfe der Waage die Schubkraft der Pumpe bestimmen. Im Fall der eingesetzten Schubwaage sind die Hebellängen a und b gleich. Die Schubkraft der Pumpe F_{Strahl} wird folglich direkt an der Waage gemessen.

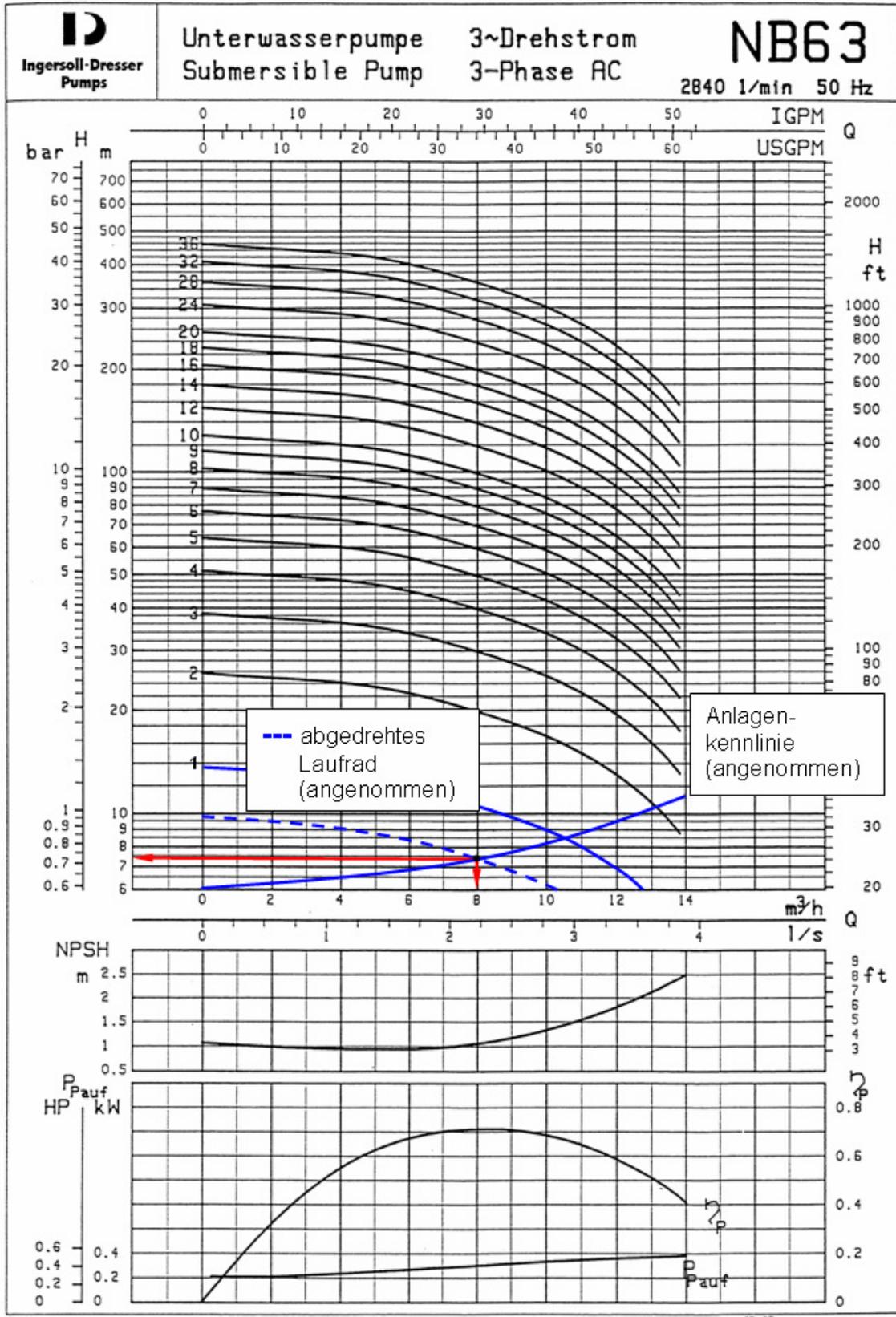
2.5 Einsatz von Laufrädern der Firma Pleuger Worthington

Für die ersten Dimensionierungsversuche der Kreiselpumpe wurden die Radiallaufräder N 61, N 63 und NB 63 der Firma Pleuger Worthington GmbH getestet. Diese sind geometrisch so geformt, dass sie sich in den zur Verfügung stehenden Bauraum der drehbaren Fahrzeugspitze integrieren lassen. Der Laufraddurchmesser wird so groß wie möglich gewählt, da der Volumenstrom kubisch von ihm abhängt, siehe Gleichung (2-12). Dabei darf er jedoch aufgrund von Bauraumrestriktionen 78 mm nicht überschreiten. Alle drei oben genannten Radiallaufräder besitzen einen Außendurchmesser, der wenig größer ist als die geforderten 78 mm und werden aufgrund dessen abgedreht. Durch das Abdrehen verringern sich die Förderhöhe und gleichzeitig der Förderstrom bei konstanter Drehzahl, was im betrachteten Fall nicht wünschenswert ist, aber toleriert wird, solange der gewünschte Förderstrom von etwa $Q = 9 \text{ m}^3 / \text{h}$ erzielt werden kann. Durch eine Reduktion des Durchmessers lässt sich eine an die Kennlinie des antreibenden Motors besser angepasste Last darstellen, bzw. die Pumpleistung verringern, siehe Gleichung (2-16) [Wag94]. Dadurch ist es unter Umständen möglich, den Motor bei einem besseren Wirkungsgrad zu betreiben.

$$P_Q \propto n^3 \cdot d_2^5$$

(2-16)

Um abzuschätzen, ob beim Einsatz dieser Laufräder die benötigte Schubkraft erzielt werden kann, wird stellvertretend für alle drei Laufräder das Kennliniendiagramm des Laufrads NB 63 herangezogen (siehe Abbildung 2-19). Davon ausgehend, dass ein maximal abgedrehtes Laufrad in einer einstufigen Pumpe eine etwa 25 - 30 Prozent kleinere Förderhöhe als ein Laufrad mit originalem Durchmesser erzielen kann, lässt sich aus der Kennlinie in der Abbildung 2-19 ableiten, dass das Laufrad in der Lage ist, bei einer Drehzahl von 2.840 U / min und entsprechend angepasster Anlagenkennlinie einen Volumenstrom von $Q = 8 \text{ m}^3 / \text{h}$ zu fördern und somit annähernd die geforderte Schubkraft zu verursachen. In diesem Betriebspunkt erzeugt die Pumpe eine Förderhöhe $H = 7 \text{ m}$. Die Kennlinien für nur eine Pumpenstufe mit und ohne abgedrehtem Laufrad sind abgeschätzt eingezeichnet.



Pleuger Worthington GmbH - Postfach 70 13 20 - D-22013 Hamburg

02.97

Pleuger.

Abbildung 2-19 Kennliniendiagramm des Laufrads NB 63

2.5.1 Spezifische Drehzahl

Im Folgenden wird mit Hilfe der spezifischen Drehzahl n_q evaluiert, ob der Einsatz eines Radiallaufrads aufgrund der geforderten Laufraddrehzahl, des Förderstroms und der Förderhöhe gerechtfertigt oder ob zum Erreichen eines höheren Wirkungsgrads ein Laufrad anderer Bauform zu bevorzugen ist. Diese, zur Charakterisierung von Kreiselpumpen wichtige Größe beschreibt diejenige Drehzahl, bei der eine zur betrachteten Pumpe geometrisch ähnliche Pumpe eine Fördermenge von 1 m^3 auf eine Förderhöhe von 1 m pumpt. Bei gleicher Drehzahl ist n_q bei ähnlichen Pumpen konstant [Ste93].

$$n_q = n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2-17)$$

In der Gleichung (2-17) ist n die Laufraddrehzahl in min^{-1} , Q der Förderstrom in m^3/s und H die Förderhöhe in m . Ab spezifischen Drehzahlen von $n_q < 20$ fällt der Wirkungsgrad von Radiallaufrädern schnell ab, so dass diese aus wirtschaftlichen Gründen nicht unterschritten werden sollten [Gül99]. Mit dem durch das Laufrad NB 63 erzielbaren Förderstrom von $8 \text{ m}^3/\text{h}$ (entspricht $0,0022 \text{ m}^3/\text{s}$) und der korrelierenden Förderhöhe von 7 m bei einer Laufraddrehzahl von $2.840 \text{ U}/\text{min}$ lässt sich die spezifische Drehzahl zu $n_q = 30,9$ berechnen. Laut Tabelle 2-1 ist der Einsatz eines Radialrads in dieser Anwendung aufgrund der errechneten spezifischen Drehzahl sinnvoll.

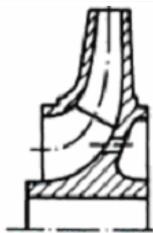
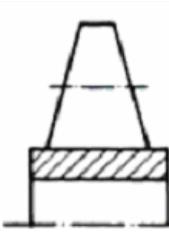
				
	Radialrad	Halbaxialrad	Diagonalrad	Axialrad
spezifische Drehzahl n_q	10 - 40	40 - 80	80 - 160	100 - 500
maximale Förderhöhe H_{max}	über 200 m	60 m	30 m	15 m
Förderstrom Q	klein $\xrightarrow{\hspace{15em}}$ groß			
Förderhöhe H	groß $\xleftarrow{\hspace{15em}}$ klein			

Tabelle 2-1 Laufradformen mit unterschiedlichen Eigenschaften [Sig06]

2.5.2 Kavitation und Haltedruckhöhe

Problematisch bei Kreiselpumpen ist ihre Neigung zur Kavitation. Sie tritt auf, wenn die örtliche Druckabsenkung am Saugstutzeingang der Pumpe so groß ist, dass die Förderflüssigkeit verdampft. Die dabei entstehenden winzigen Dampfblasen werden weiterbefördert und zerfallen abrupt, sobald sie in Zonen höheren Drucks gelangen. Bei ihrer Implosion können Druckspitzen entstehen, die am Laufrad und anderen Teilen der Pumpe starke Beschädigungen verursachen. Zusätzlich verzeichnen kavitierende Pumpen hohe Leistungseinbußen, die sich in einer starken Geräuschentwicklung bemerkbar machen. Aus diesen Gründen ist es notwendig, dafür zu sorgen, dass an jeder Stelle der Pumpe der Druck des Fluids über seinem Dampfdruck liegt.

Um die Kavitationsneigung der Kreiselpumpe des Querstrahlantriebs abzuschätzen, wird im Folgenden die Haltedruckhöhe NPSH (englisch: Net Positive Suction Head) bestimmt. Sie ist für das Entstehen der Kavitation eine wichtige Kennziffer. Im Allgemeinen lässt sich durch den Vergleich zwischen der Haltedruckhöhe der Anlage, an die die Pumpe angeschlossen ist ($NPSH_{Anlage}$) und der Haltedruckhöhe der Pumpe selbst ($NPSH_{Pumpe}$) beurteilen, ob ein kavitationsfreier Betrieb gewährleistet ist. Zur Bestimmung des anlagenseitig vorhandenen NPSH-Werts müssen der Druck im Zulauf tank p_e , der atmosphärische Druck p_b , der temperaturabhängige Dampfdruck p_D und die Dichte des Fördermediums ρ_{Fluid} sowie die Fluidgeschwindigkeit im Saugstutzen v_e , die Zulaufhöhe $H_{s,geo}$ und der Förderhöhenverlust H_{VS} der Saugseite bekannt sein. Die Haltedruckhöhe $NPSH_{Anlage}$ der in der Abbildung 2-11 rechts schematisch dargestellten Anlage wird dann wie folgt bestimmt [KSB05]:

$$NPSH_{Anlage} = \frac{p_e + p_b + p_D}{\rho_{Fluid} \cdot g} + \frac{v_e^2}{2g} - H_{s,geo} - H_{VS} \quad (2-18)$$

Die Gleichung (2-18) lässt sich im Fall des Querstrahlantriebs vereinfachen. Es sind weder ein unter Druck stehender Zulauf tank noch eine geodätische Saughöhe vorhanden, außerdem kann aufgrund fehlender Armaturen der Förderhöhenverlust der Saugseite vernachlässigt werden. Der NPSH-Wert des Querstrahlantriebs $NPSH_{Anlage,QA}$ lässt sich mit Hilfe der Gleichung (2-19) errechnen.

$$NPSH_{Anlage,QA} = \frac{p_b + p_D}{\rho_{Fluid} \cdot g} + \frac{v_e^2}{2g} \quad (2-19)$$

Dabei wird $NPSH_{Anlage,QA}$ für Druckbeaufschlagungen von 1 bar und 600 bar bestimmt, um die Kavitationsneigung bei Manövern des Unterwasserfahrzeugs an der Wasseroberfläche und bei maximaler Tauchtiefe von 6.000 m abschätzen zu können. Unter beiden Bedingungen wiederum wird einerseits die Haltedruckhöhe für eine Meerwas-

sertemperatur von 2 °C sowie für 20 °C bestimmt, um die Temperaturabhängigkeit des Dampfdrucks p_D von Wasser zu berücksichtigen (p_D bei 2 °C = 0,00705 bar, p_D bei 20 °C = 0,02337 bar). Die Dichteänderung des Fluids bei beiden Drücken ist in diesem Fall vernachlässigbar gering.

Bei einer mit Hilfe von Gleichung (2-10) errechneten Geschwindigkeit $v_e = 1,38 \text{ m / s}$ im Saugstutzen lässt sich der $\text{NPSH}_{\text{Anlage,QA}}$ -Wert mit der Gleichung (2-19) bestimmen. Es stellt sich heraus, dass für Umgebungsdrücke von 1 bar bzw. 600 bar ein NPSH-Wert des Querstrahlantriebs von 10 m bzw. von mehr als 6.000 m vorliegt. Der Unterschied der Werte bei Temperaturen von 2 °C bzw. 20 °C ist vernachlässigbar gering. Für einen kavitationsfreien Betrieb muss die Bedingung der Gleichung (2-20) gelten. Der anlagenseitige NPSH-Wert sollte um eine Sicherheit von mindestens 0,5 m größer sein als der NPSH-Wert der Pumpe.

$$\text{NPSH}_{\text{Anlage}} \geq \text{NPSH}_{\text{Pumpe}} + 0,5 \text{ m} \quad (2-20)$$

Der Wert $\text{NPSH}_{\text{Pumpe}}$ kann aus dem Diagramm aus der Abbildung 2-19 bei einem sich einstellenden Förderstrom im Betriebspunkt von $Q = 8 \text{ m}^3 / \text{h}$ zu 1 m bestimmt werden. Damit ist ersichtlich, dass der NPSH-Wert des Querstrahlantriebs in jedem Fall größer ist als die geforderten 1,5 m und keine Kavitation bei den festgelegten Laufraddrehzahlen zu erwarten ist. Speziell in 6.000 m Wassertiefe ist aufgrund des hohen Umgebungsdrucks keine Kavitation zu erwarten.

2.5.3 Schubkräfte

In der Abbildung 2-20 ist die Schubkraft der unterschiedlichen Laufräder der Firma Pleuger Worthington in Abhängigkeit der Motordrehzahl dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das Laufrad mit der Bezeichnung N 63 die höchsten Schubkräfte erzielt (siehe Abbildung 2-20). Da der Pumpenantriebsmotor unter Last statt der geforderten 3.000 U / min nur etwa 2.400 U / min liefert, wird der Drehzahlbereich der gemessenen Kurven mit Hilfe von Polynomen zweiter Ordnung weitergeführt. Dadurch ist zu erkennen, dass mit dem Laufrad N 63 eine Schubkraft von etwa 21 N bei der geforderten Drehzahl zu erreichen ist. Dies liegt nahe an der geforderten Schubkraft des Querstrahlantriebs von 25 N. Die Laufräder NB 63 und N 61 liefern bei 3.000 U / min nur eine Schubkraft von ca. 16 N bzw. 9 N.

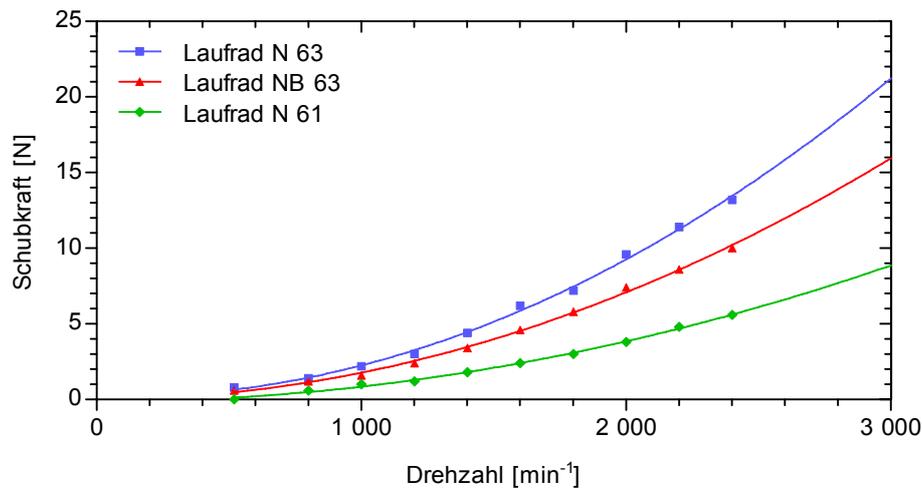


Abbildung 2-20 Experimentelle Ermittlung der Schubkräfte verschiedener Laufäder der Firma Pleuger Worthington, sie besitzen einen verkleinerten Durchmesser von 78 mm

Einfluss verschiedener Düsengeometrien

Die Austrittsöffnungen des Spiralgehäuses können unterschiedliche Geometrien besitzen, wie z.B. Düsen-, Zylinder- oder Diffusorform. Sie liegen radial zur Längsachse des Fahrzeugs. Im Gegensatz zum tangentialen Austritt des Wasserstrahls ist dadurch sichergestellt, dass durch die Schubkräfte kein Rollmoment um die Fahrzeuglängsachse erzeugt wird.

Um den Einfluss verschiedener Geometrien der Auslassöffnung auf die Schubkraft zu bestimmen, werden drei unterschiedliche Öffnungen verschiedener Auslassquerschnitte experimentell untersucht. Sie lassen sich in das Spiralgehäuse des Prototypen-Aufbaus der Pumpe einsetzen und austauschen (siehe Abbildung 2-17). Die erzielbaren Schübe sind in der Abbildung 2-21 zu sehen. Es ist zu erkennen, dass sich durch den Einsatz der Düsen mit dem kleinsten und mittleren Austrittsquerschnitt (105 mm^2 bzw. 150 mm^2) geringere Schubkräfte erzielen lassen. Dies ist darauf zurückzuführen, dass sich aufgrund der Düsenverengung ein verminderter Volumenstrom fördern lässt. Im Gegensatz zu größeren Austrittsquerschnitten steigt die Anlagenkennlinie steiler an, wodurch sich der Betriebspunkt der Pumpe zu kleineren Förderströmen hin bewegt (siehe Abbildung 2-21). Aus diesem Grund wird für die folgenden Versuche die größte Austrittsöffnung mit einem Auslassquerschnitt von 225 mm^2 gewählt.

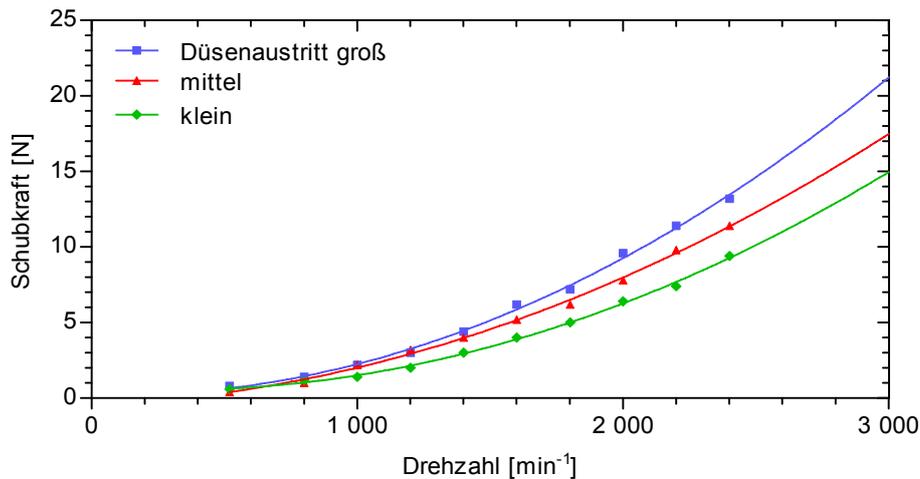


Abbildung 2-21 Einfluss von verschiedenen Düsengeometrien auf die Schubkraft der Pumpe bei Einsatz des Laufrads N 63

2.6 Laufradauslegung mittels Software LARA 1.0

Um zu evaluieren, ob speziell auf die im Querstrahlantrieb herrschenden Platzverhältnisse angepasste Laufräder höhere Schubkräfte als die modifizierten Laufräder der Firma Pleuger Worthington erzeugen, wird die Software LARA 1.0 [BecXX] zur Auslegung von Radiallaufrädern eingesetzt. Dabei gehen Ausgangskenngrößen wie Förderhöhe, Volumenstrom, Drehzahl usw. als unterstützende Daten bei der Erzeugung einer angepassten Laufradgeometrie ein (siehe Tabelle 2-2). Da die Schubkraft gemäß Gleichung (2-8) quadratisch vom Volumenstrom abhängt, werden Laufräder entwickelt, die bei gleichem Außen- und Saugmündendurchmesser und gleicher Laufraddrehzahl einen größeren Förderstrom erzeugen als dies bei den Laufrädern der Firma Pleuger Worthington der Fall ist, nämlich $Q = 9 \text{ m}^3 / \text{h}$.

Als Ergebnis der Laufradauslegung liefert die Software LARA geometrische Daten in Form von Raumkoordinaten des Bauteils. Durch sie ließen sich mit Hilfe des CAD-Programms SolidWorks halboffene und geschlossene Radiallaufräder entwickeln und unter Zuhilfenahme von rechnergestützter Fertigung (CAM) anfertigen (siehe Kapitel 2.7).

Kenndaten	Bezeichnung	Einheit	Werte
Volumenstrom	Q	m ³ / h	9
Förderhöhe	H	m	7
Dichte des Fördermediums	ρ	kg / m ³	1.000
Drehzahl	n	min ⁻¹	3.000
spezifische Drehzahl	n _q	-	35
hydraulischer Wirkungsgrad	η_{hydr}	-	0,86
Axialkraft	F _{ax}	N	110
Laufraußendurchmesser	d ₂	mm	78
Saugmunddurchmesser	d _s	mm	48
Eintrittsbreite	b ₁	mm	12
Austrittsbreite	b ₂	mm	10

Tabelle 2-2 Ausgewählte Kenndaten des mit LARA ausgelegten Laufrads

2.6.1 Schubkräfte eines halboffenen Laufrads

Unter der Annahme, dass die Laufradgeometrie mit Hilfe der Auslegungssoftware optimal berechnet ist, wird im Folgenden auf die Minimierung von hydraulischen Verlusten eingegangen. Diese Verluste hängen nicht primär von der Geometrie des Laufrads ab, sondern von dessen Einbau in das Spiralgehäuse der Pumpe.

Bei der entwickelten halboffenen Laufradform ist keine Deckscheibe vorhanden. Aufgrund dessen bildet sich eine Umströmung der Schaufelkanten, die durch die im Pumpbetrieb entstehende Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugfläche der einzelnen Schaufeln entsteht. Durch diese Druckdifferenz verringert sich die durch die Schaufeln übertragene Arbeit und damit der Wirkungsgrad der Pumpe [Pfl05]. Um die Spaltverluste zu minimieren, ist der Pumpengehäusedeckel so angepasst, dass das Laufrad gegen einen Formeinsatz läuft (siehe Abbildung 2-22). Durch ein geringes Spaltmaß x zwischen Schaufelstirnflächen und Formeinsatz wird die Überströmung der Schaufeln und der damit einhergehende Wirkungsgradverlust minimiert [Pfl05].

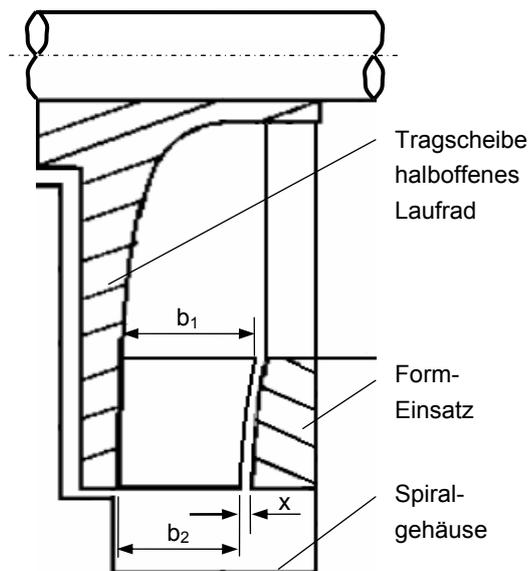


Abbildung 2-22 Entstehung einer Spaltweite x bei dem Einsatz eines halboffenen Laufrads

Die genaue Einstellung der Spaltweite hängt nicht nur von der Fertigungsgenauigkeit des Laufrads und des Pumpengehäuses ab, sondern auch von der Präzision der Lagerung des Laufradantriebmotors. Aus diesem Grund wird bei der in Kapitel 3 beschriebenen Überarbeitung des Motors die Radial- sowie die Axiallagerung so ausgelegt, dass das Lagerspiel minimiert wird. Um die Auswirkungen der Anzahl der Schaufeln zu evaluieren, wurde jeweils ein Laufrad mit sechs und sieben Flügeln gefertigt und getestet. Wird die Schaufelanzahl erhöht, so verringert sich die Belastung der einzelnen Schaufeln. Gleichzeitig steigt jedoch die Reibungsfläche und die damit einhergehenden Wirkungsgradverluste [Tha07]. Abgesehen von Ungenauigkeiten bei der Einstellung der Spaltweite x hat sich gezeigt, dass das sechsflügelige Radiallaufrad eine geringfügig höhere Schubkraft entwickelt. Die Abbildung 2-23 zeigt die erzielbare Schubkraft in Abhängigkeit der Laufraddrehzahl. Es ist zu erkennen, dass bei einer Drehzahl von 3.000 U / min eine Schubkraft von etwa 14 N erzeugt wird.

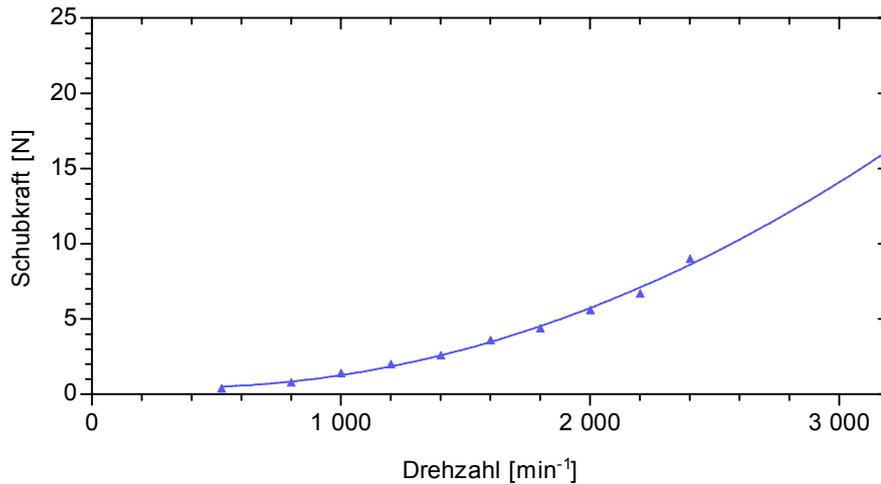


Abbildung 2-23 Erzielbare Schubkräfte des halboffenen Laufrads

2.6.2 Schubkräfte eines geschlossenen Laufrads

Ein Vergleich der Laufräder der Firma Pleuger Worthington aus Kapitel 2.5 mit dem in Kapitel 2.6.1 entwickelten halboffenen Radialrad zeigt, dass sich durch letzteres geringere Schubkräfte erzeugen lassen. Dies ist u.a. auf eine große Ausprägung der Spaltverluste zurückzuführen. Aus diesem Grund wurde mit Hilfe von LARA 1.0 ein geschlossenes, sechsflügliges Laufrad entwickelt. Eine Deckscheibe, die genau der Kontur der Schaufeln folgt, ist auf ihnen verschraubt. Das Laufrad besitzt eine Eintrittsbreite $b_1 = 12$ mm und eine Austrittsbreite $b_2 = 10$ mm und erzeugt eine Schubkraft von 22 N bei einer Drehzahl von 3.000 U / min (siehe Abbildung 2-24). Diese Kraft ist damit wesentlich höher als die durch ein halboffenes Laufrad erzielbaren 14 N und auch größer als die des Laufrads N 63 aus Kapitel 2.5 und wird im Folgenden für den Querstrahlantrieb eingesetzt.

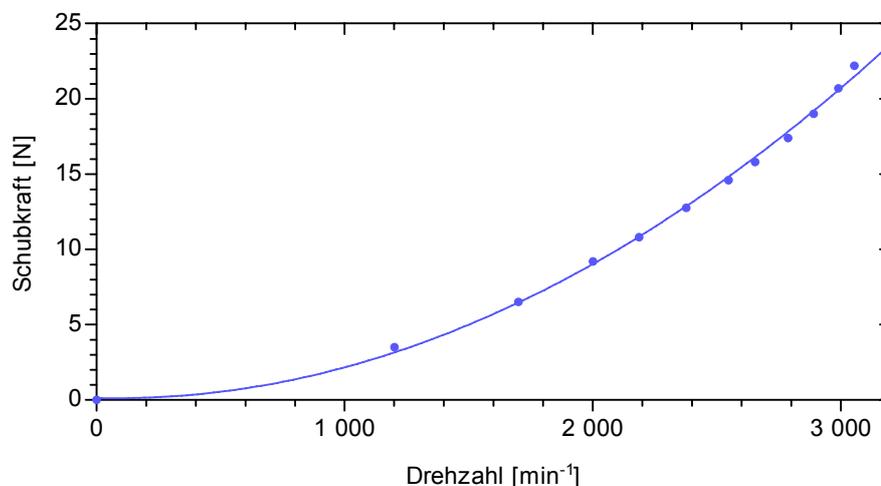


Abbildung 2-24 Erzielbare Schubkräfte des geschlossenen Laufrads

Ein Grund für die größeren erzielbaren Schubkräfte im Gegensatz zum halboffenen Laufrad liegt in der unterbundenen Überströmung der Schaufeln. Durch den Abschluss mit einem Deckel liegt keine Spaltweite x vor. Bei der geschlossenen Laufradform liegt lediglich kreisförmig zwischen Laufraddeckscheibe und Gehäuse eine Spaltweite s vor (siehe Abbildung 2-25). Durch den Druckunterschied zwischen Druck- und Saugseite kommt ein durch diesen Spalt fließender, sekundärer Volumenstrom zustande. Er verringert den effektiven Massenstrom an der Druckseite und folglich die erzielbare Schubkraft. Der Spaltverlust ließ sich durch eine Verringerung des Spalts s verkleinern, so dass ein höherer Wirkungsgrad erzielt wurde. Um die Einfachheit von Fertigung und Montage zu gewährleisten, wurden keine berührenden bzw. berührungslosen Dichtungen eingesetzt. Die Axialkraft dieses Laufrads lässt sich mit Hilfe von Gleichung (2-14) bei einem Saugmunddurchmesser $d_s = 48$ mm, einem Nabendurchmesser $d_N = 10$ mm sowie bei einer eingestellten Förderhöhe von $H = 7$ m auf etwa 100 N abschätzen.

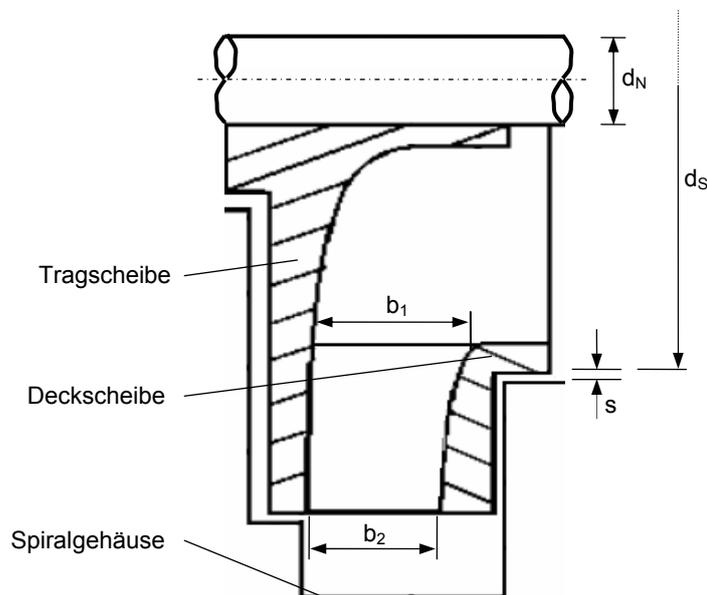


Abbildung 2-25 Integration des geschlossenen Laufrads in das Pumpengehäuse

2.7 Aufbau und Fertigung des Querstrahlantriebs

In der Abbildung 2-26 ist die Explosionsansicht des bugseitigen Querstrahlantriebs dargestellt. Die Baugruppe lässt sich außerhalb des U-Bootes vollständig zusammensetzen und anschließend geschlossen einbauen. Im eingebauten Zustand ist es möglich, die drehbare Spitze an- und abzubauen, ohne die äußere Strömungshülle entfernen zu müssen. Somit ist eine schnelle Inspektion bzw. ein schneller Austausch der drehbaren Spitze mitsamt Pumpenkopf und Düse sehr einfach möglich. Auch eine schnelle Sichtprüfung des Ringmotors sowie des Pumpenmotors von vorne bei abgenommener Spitze ist ohne großen Aufwand durchführbar.

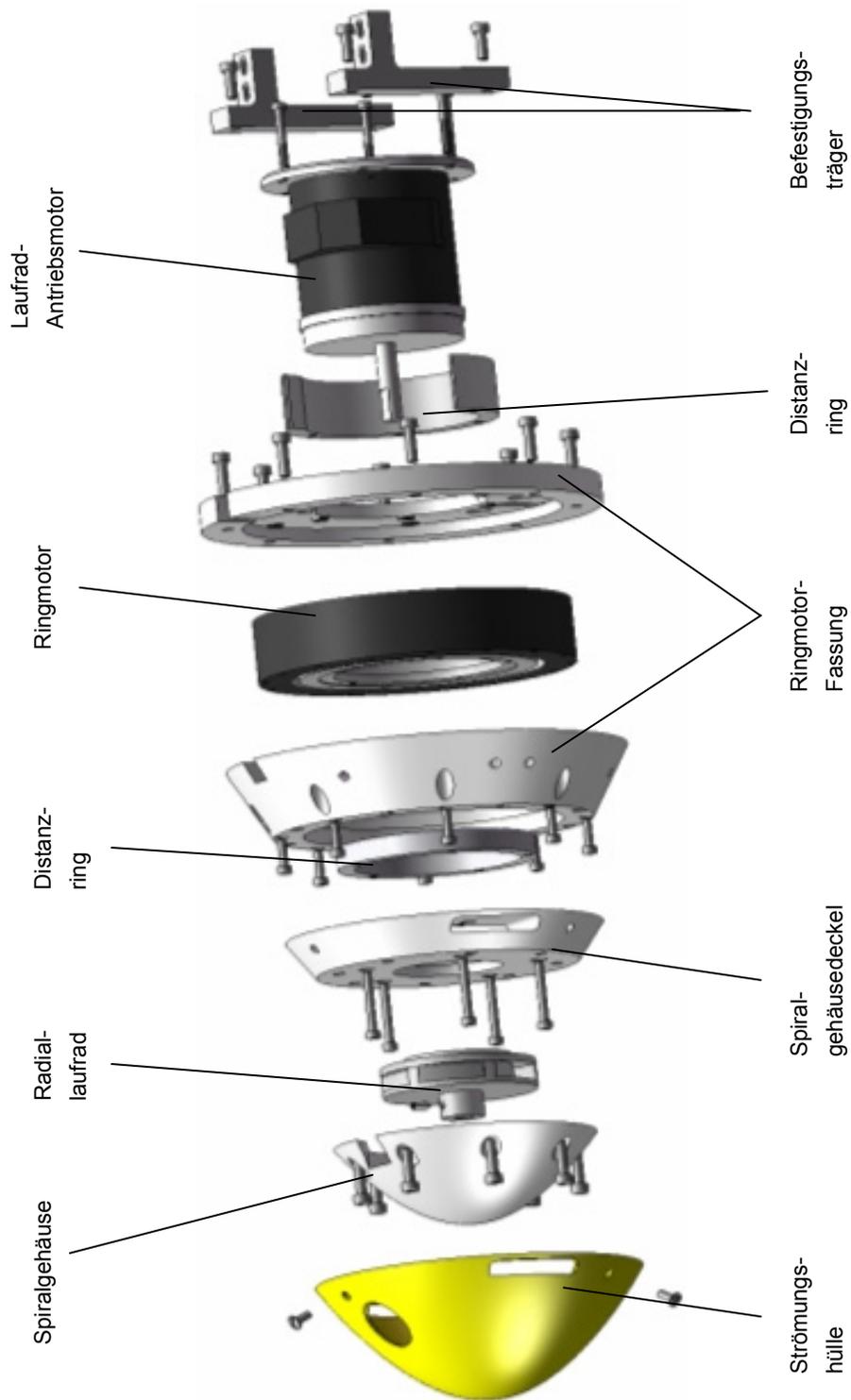


Abbildung 2-26 Explosionsansicht des bugseitigen Querstrahlantriebs

In der Abbildung 2-27 oben links ist das CAD-Modell eines halboffenen Laufrads dargestellt. Um die Überströmung der Schaufeln zu minimieren, läuft es gegen einen Formeinsatz. Der Einsatz ist in der Abbildung 2-27 geschnitten dargestellt. Es ist dadurch erkennbar, dass er an die Kontur der Schaufeln angepasst ist. In der Pumpe des Querstrahlantriebs wird jedoch ein geschlossenes Laufrad nach der Abbildung 2-27 rechts eingesetzt. Eine auf den Schaufeln des Laufrads befestigte Deckscheibe verhindert die Schaufelüberströmung vollständig und erhöht dadurch die Schubkraft der Pumpe. Die Abbildung 2-27 unten links zeigt die CNC-Fräsfertigung der abgerundeten Fahrzeugspitze. Im eingebauten Zustand wird sie von einer tiefgezogenen Haube aus dem Kunststoff Acrylnitril-Butadien-Styrol (ABS) als Teil der Strömungshülle abgedeckt. Die Spitze beinhaltet das Spiralgehäuse und nimmt darin das Radiallaufrad der Kreiselpumpe auf (siehe Abbildung 2-27 unten rechts).

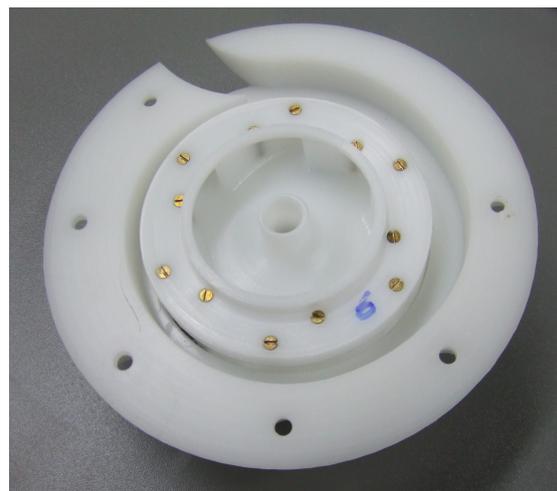
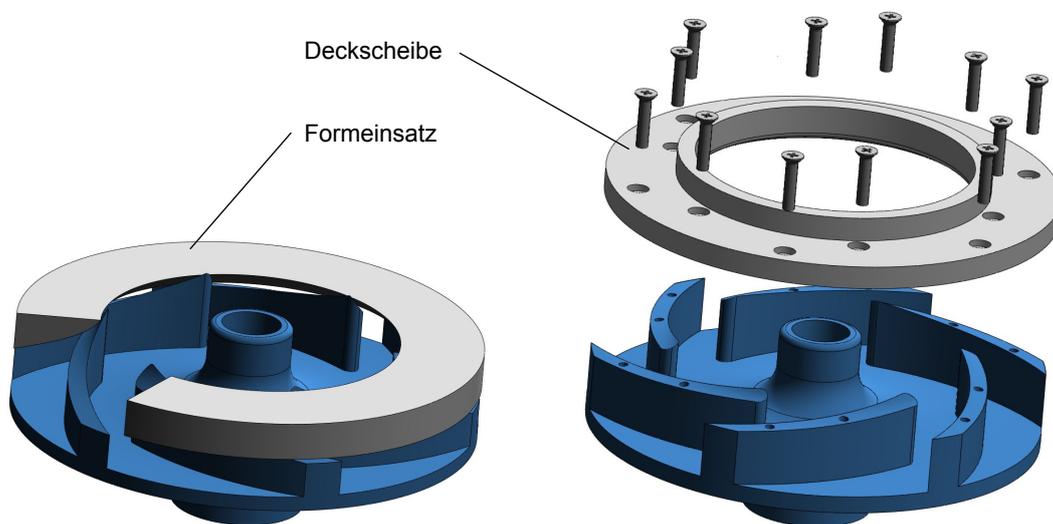


Abbildung 2-27 Oben links: halboffenes Laufrad mit Formeinsatz, oben rechts: geschlossenes Laufrad mit Deckscheibe, unten links: CNC-Fräsfertigung der Fahrzeugspitze mit integriertem Spiralgehäuse der Kreiselpumpe, unten rechts: Spiralgehäuse mit CNC-gefertigtem Pumpenlaufrad

2.7.1 Einbau des Querstrahlantriebs

Beim Einbau des bugseitigen Querstrahlantriebs muss die obere Strömungshülle des Unterwasserfahrzeugs entfernt werden. Mit Hilfe von vier Schrauben lässt sich das Querstrahlmodul an den Befestigungsträgern im Fahrzeugbug befestigen. Nachdem die beiden elektrischen Antriebe durch Unterwassersteckverbinder mit der Energieversorgung verbunden sind, lässt sich durch Aufsetzen der oberen Strömungshülle und Befestigung des Moduls an der oberen und der unteren Strömungshülle mit insgesamt acht Schrauben der bugseitige Querstrahlantrieb befestigen (siehe Abbildung 2-28).

Im Gegensatz zum Einbau des bugseitigen Querstrahlantriebs ist es im Heck nicht notwendig, die Strömungshüllen des Unterwasserfahrzeugs zu entfernen. Es ist lediglich das Schutzgestänge der Ruder zu lösen und daraufhin das Querstrahlantriebssystem mit Hilfe von acht Schrauben am Fahrzeug zu befestigen (siehe Abbildung 2-29). Die elektrische Anbindung der Motoren erfolgt durch Unterwassersteckverbinder. Da die Querstrahlantriebe für Bug und Heck identisch aufgebaut sind, lassen sie sich untereinander austauschen.

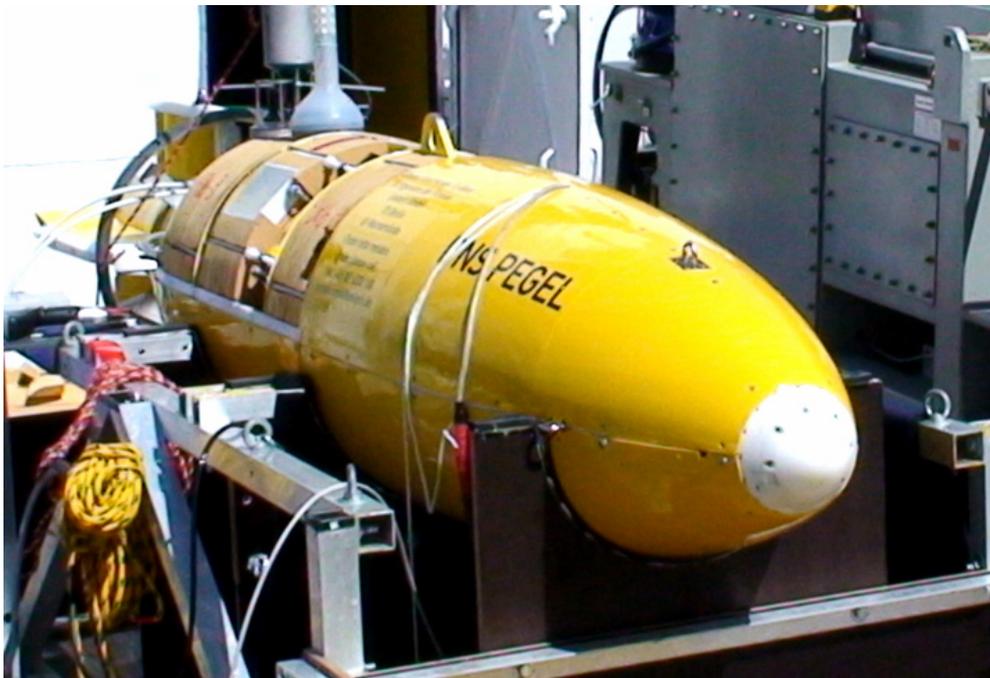
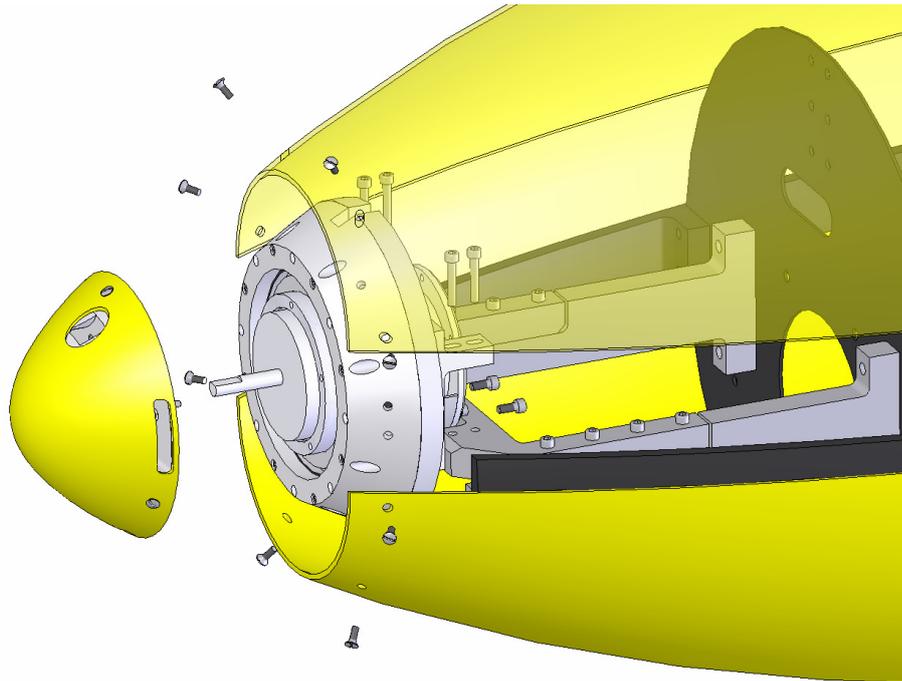


Abbildung 2-28 Oben: Einbau des bugseitigen Querstrahltriebs im 3D-Modell, unten: eingebauter Querstrahltrieb im Unterwasserfahrzeug

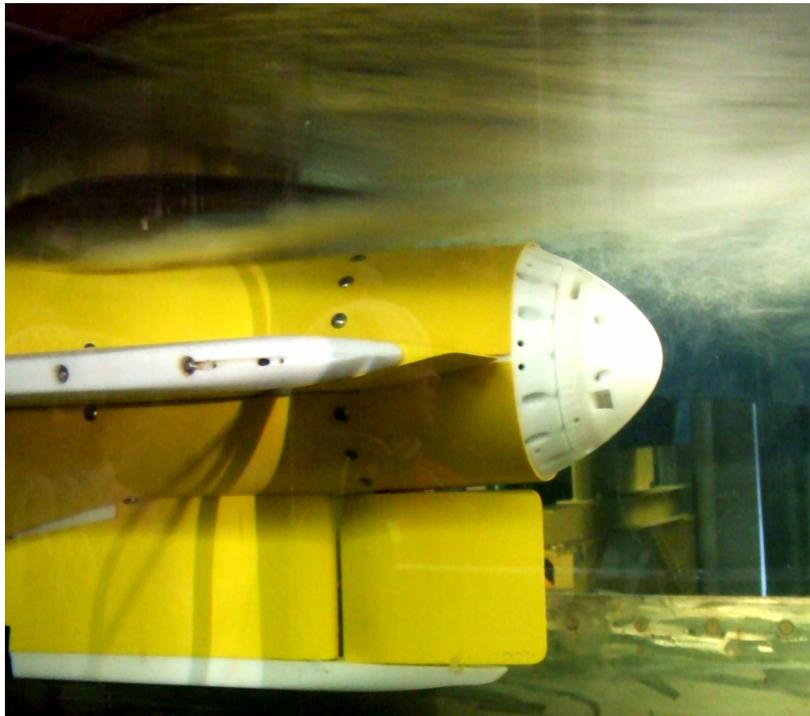
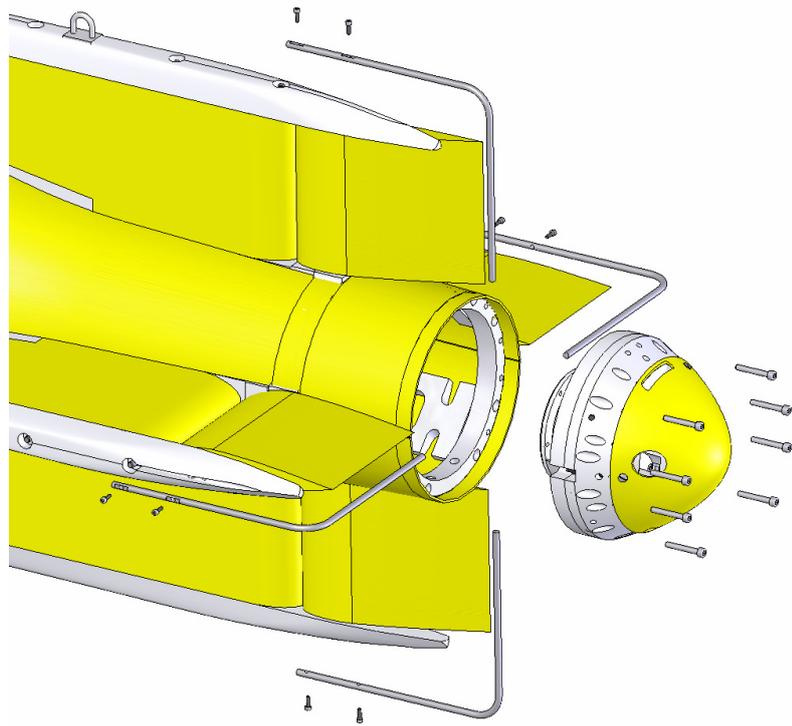


Abbildung 2-29 Oben: Einbau des Querstrahlantriebs in das Heck des Fahrzeugs, unten: eingebauter Querstrahlantrieb im Unterwasserfahrzeug

2.8 Schubentwicklung des Querstrahlantriebs bei Vorwärtsfahrt

Im Folgenden wird die Schubentwicklung des Querstrahlantriebs des getauchten Unterwasserfahrzeugs bei Vorwärtsfahrt ermittelt. Im Allgemeinen nimmt die Schubkraft mit zunehmender Umströmungsgeschwindigkeit des Tauchgeräts ab. Dies ist dadurch bedingt, dass der Austrittsstrahl abgelenkt und die Strahlruderwirkung dadurch verringert wird (Abbildung 2-30).

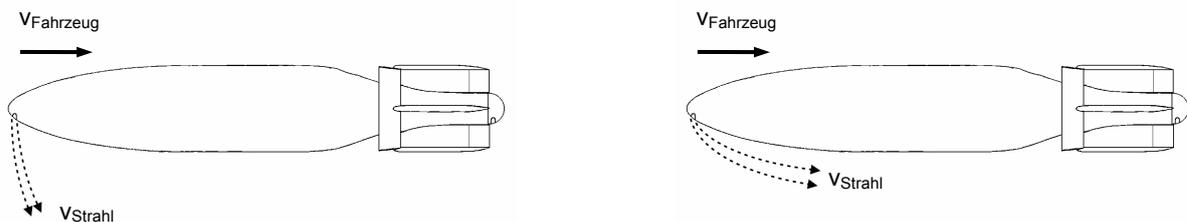


Abbildung 2-30 Einfluss der Fahrzeuggeschwindigkeit auf die Bugstrahlableitung, links: die Strahlgeschwindigkeit v_{Strahl} ist sehr viel größer als die Fahrzeuggeschwindigkeit v_{Fahrzeug} , rechts: vergleichsweise kleine Strahlgeschwindigkeit

2.8.1 Versuchsumgebung und Versuchsaufbau

Die Schubmessungen des Querstrahlantriebs mit Wasserumströmung wurden in dem Umlauf- und Kavitationstank K27 des Fachgebiets Dynamik Maritimer Systeme der TU Berlin durchgeführt (siehe Abbildung 2-31). In diesem wird mit Hilfe eines Propellers Wasser gefördert und kurz vor der Messstrecke durch eine Düse beschleunigt, bevor es auf das in der Strömung liegende Messobjekt trifft. Nach dem Durchlaufen der Messstrecke gelangt das Wasser in einen Beruhigungstank, bevor es wiederum vom Propeller beschleunigt wird. Durch Umlenkleche in den Rohrbögen der Zulaufrohre zur Messstrecke werden Strömungsturbulenzen gedämpft, so dass eine weitestgehend verwirbelungsfreie Anströmung des Strömungsmodells erfolgt.

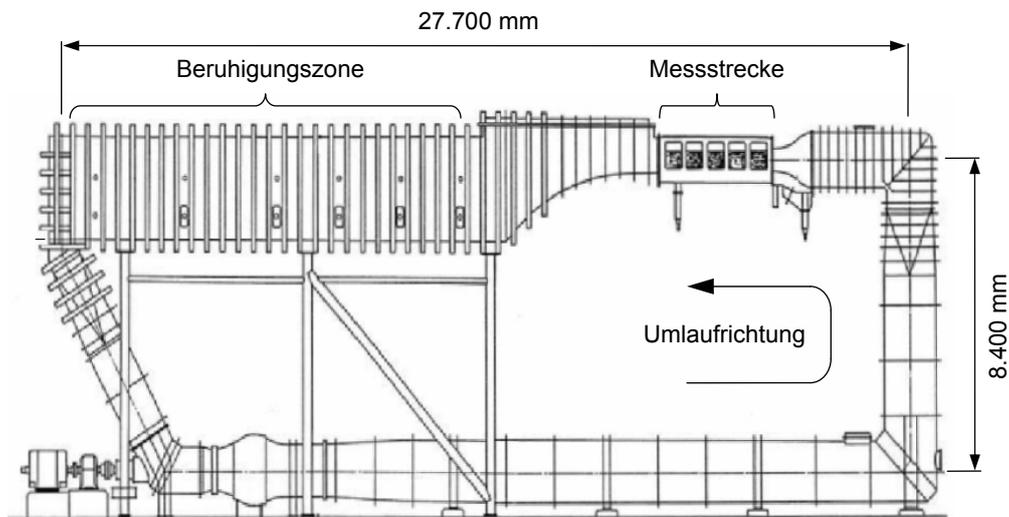


Abbildung 2-31 Skizze des Strömungskanals K27 der TU Berlin mit seinen Hauptabmessungen

Die Messstrecke hat eine Breite und Höhe von 1 m bzw. 0,7 m und eine nutzbare Länge von 3 m. Aufgrund dieser Abmaße ist es nicht möglich, Strömungsversuche am ganzen Unterwasserfahrzeug durchzuführen. Obwohl das Fahrzeug vollständig in die Messstrecke eingesetzt werden könnte, wäre die durch den Fahrzeugquerschnitt entstehende Verblockung des Messkanals zu groß. Wirbel, sowie ein rascher Abfall der Strömung hinter dem Strömungskörper wären die Folge und eine genaue Messung der auftretenden Kräfte dadurch nicht möglich. Aus diesen Gründen wird nicht das gesamte Fahrzeug, sondern nur die Ruderanlage samt heckseitigem Querstrahlantrieb in die Messstrecke integriert.

Die Ruderanlage wird für die Versuche so modifiziert, dass sie an dem Flansch einer 6-Komponentenwaage befestigt werden kann, die es ermöglicht, Drehmomente und Querkräfte um alle drei Achsen zu messen (siehe Abbildung 2-32). Dafür wurde eine der vier Ruderleitflächen durch eine Finne mit einem Anschluss für den Waagenflansch ersetzt. Weiterhin wird eine Halbkugel aus laminiertem, glasfaserverstärktem Kunststoff auf die vordere Endfläche der Ruderanlage befestigt. Sie soll eine verwirbelungsarme Umströmung des Strömungskörpers gewährleisten.

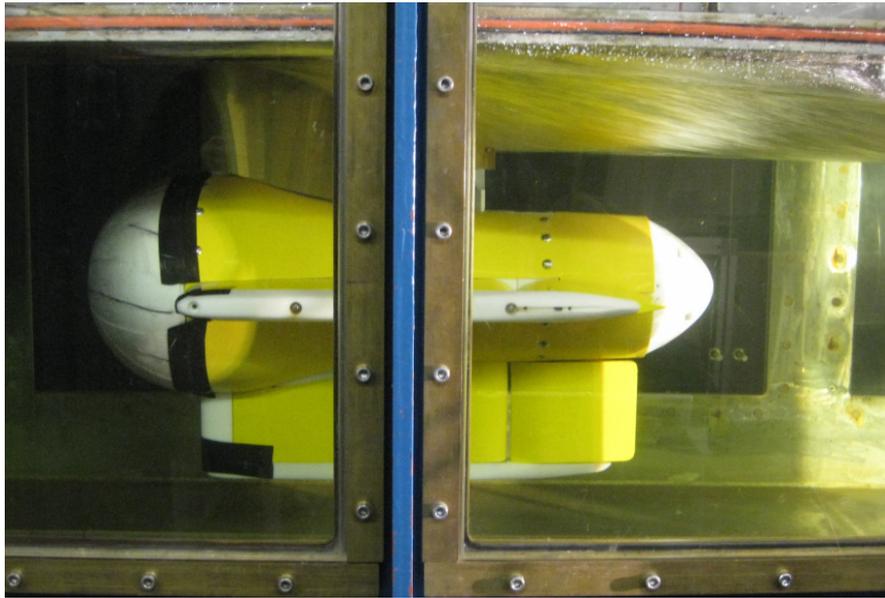


Abbildung 2-32 Ruderanlage samt heckseitigem Querstrahlantrieb im Strömungskanal

Die Umströmungsgeschwindigkeit des Strömungskörpers wird schrittweise um $0,5 \text{ m/s}$ in einem Messbereich von 1 m/s bis 4 m/s erhöht. Sie lässt sich anhand des Druckunterschieds an zwei unterschiedlichen Querschnitten der der Messstrecke vorgeschalteten Düse messen, und zur Kontrolle, gerade bei Strömungsgeschwindigkeiten unter 2 m/s , durch Laser-Doppler-Anemometrie (LDA) im Bereich der Zuströmung vor dem Strömungskörper erfassen. Die Messwerte der 6-Komponentenwaage werden während einer Messung von einem PC ausgelesen. Jede Messung wird erst dann ausgeführt, wenn das System einen stationären Zustand angenommen hat. Sie dauert zehn Sekunden bei einer Auflösung von 1.000 Messwerten pro Sekunde. Während des Versuchs sind die Ruderflächen nicht ausgelenkt. Bei verschiedenen Anströmgeschwindigkeiten werden alle Querkräfte und Momente gemessen. Um den Offset zu bestimmen, wird für jeweils eine Einstellung die Messung mit aus- und eingeschaltetem Querstrahlantrieb durchgeführt.

2.8.2 Ergebnisse der Schubversuche des heckseitigen Querstrahlantriebs

Aufgrund der in Kapitel 2.8.1 genannten Unterbringungsprobleme des gesamten Unterwasserfahrzeugs in der Messstrecke des Strömungskanals wurde nur der heckseitige Querstrahlantrieb bei verschiedenen Umströmungsgeschwindigkeiten untersucht, nicht jedoch der bugseitige. Die Abbildung 2-33 zeigt die erzielbare Schubkraft in Abhängigkeit der Anströmgeschwindigkeit. Es ist zu erkennen, dass eine recht konstante maximale Schubkraft bis zu einer Strömungsgeschwindigkeit von etwa 3 m/s aufrechter-

halten werden kann. Danach fällt sie jedoch ab. Es wird vermutet, dass die Schubkräfte des bugseitigen Querstrahlantriebs schon früher abnehmen. Eine Ursache hierfür könnte die Ausbildung des Coandă-Effekts sein. Die Schubreduzierung durch den Coandă-Effekt tritt maßgeblich dann auf, wenn der aus einer Öffnung austretende Fluidstrahl an einer konvexen Oberfläche vorbeiläuft. Dabei hat er die Tendenz, dieser Oberfläche zu folgen und wird dabei zur Oberfläche stark abgelenkt und legt sich an sie an. Zusätzlich zu einer Änderung der Wirkungsrichtung der Schubkraft entstehen Fluid-Reibungsverluste an der Oberfläche der Fahrzeughülle. Bei großen Verhältnissen von Radius der Oberfläche zum Strahldurchmesser kann die Strahlablenkung um bis zu 90° erfolgen [Det97].

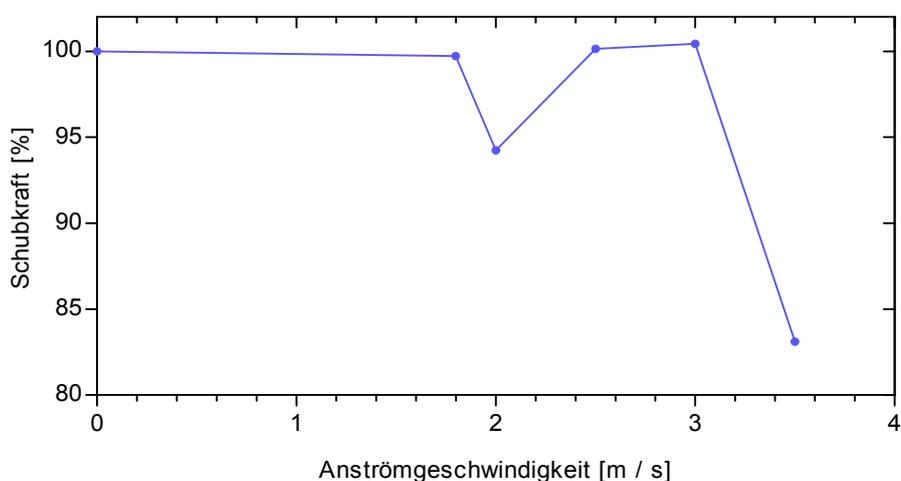


Abbildung 2-33 Schubentwicklung in Abhängigkeit von der Anströmgeschwindigkeit

In der Abbildung 2-34 wird der Einfluss der Vorwärtsgeschwindigkeit auf die Bugstrahlruderwirkung von Schiffen gezeigt [Fal93]. Es ist zu erkennen, dass sich die Schubkraft bei wachsender Vorwärtsgeschwindigkeit verringert. Sie erzielt bei einem Verhältnis von Schiffsgeschwindigkeit zu Strahlgeschwindigkeit von etwa 0,5 die geringste Wirkung. Es zeigt sich, dass die Schubkraft des betrachteten Querstrahlantriebs auch bei steigender Vorwärtsgeschwindigkeit aufrechterhalten werden kann. Ist es Zielsetzung, auch bei leicht erhöhten Vorwärtsgeschwindigkeiten hohe Schubkräfte zu erreichen, kann dies durch eine Verringerung des Einflusses des Coandă-Effekts erzielt werden. Aus [Bri93] geht hervor, dass die Schubkräfte erhöht werden können, wenn die Austrittsgeschwindigkeit des Strahls verringert und der Strahlquerschnitt vergrößert wird. Weiterhin werden bei Schiffen häufig auch Druckausgleichsrohre hinter den Bugstrahlrudern vorgesehen [Bri93]. Durch diese Tunnelverbindung zur anderen Seite des Schiffsrumpfes ist es möglich, dass sich aufgrund des Druckunterschieds an beiden Tunnelenden eine passive Sekundärströmung durch das Druckausgleichsrohr ausbildet, die die Wirkung des Bugstrahlruders unterstützt.

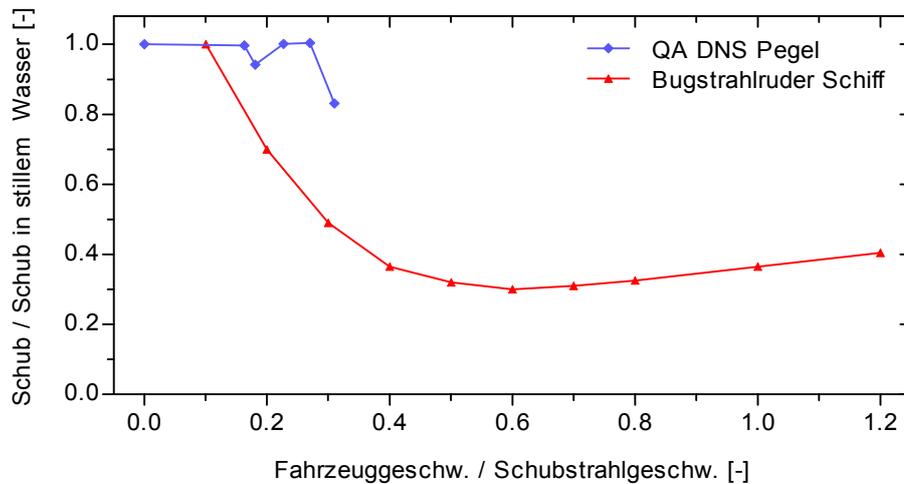


Abbildung 2-34 Vergleich der Schubkraft des heckseitigen Querstrahlantriebs (QA) des Unterwasserfahrzeugs mit der Schubkraft eines Schiffsbugstrahlruders

2.9 Gegenüberstellung von Querstrahlantrieb und Tunnelthruster

Im Folgenden werden die Eigenschaften des entwickelten Querstrahlantriebs mit Tunnelthrustersystemen von autonomen Unterwasserfahrzeugen und denen von Schiffen verglichen.

2.9.1 Schubkraft und Einbauvolumen

Das autonome Unterwasserfahrzeug C-SCOUT [Cur02] der University of Newfoundland hat im Vergleich zum Unterwasserfahrzeug DNS Pegel ähnliche Abmaße und wird als Gegenüberstellung für die Schubkräfte der Manöviereinrichtungen herangezogen. Je nach Fahrzeugkonfiguration besitzt es eine Länge zwischen 2,3 m und 4 m bei einem Durchmesser des Rumpfs von 0,4 m. Das Fahrzeug ist für eine maximale Tauchtiefe von 10 m und eine maximale Vorwärtsgeschwindigkeit von 4 m / s ausgelegt. Das Fahrzeugtrockengewicht wird im einsatzbereiten Zustand im Vergleich zur DNS Pegel als ähnlich abgeschätzt.

Das Fahrzeug C-SCOUT lässt sich mit vier Tunnelthrustern ausstatten. Zwei befinden sich im Bug, die anderen beiden im Heck, jeweils horizontal bzw. vertikal ausgerichtet. In der Abbildung 2-4 ist der Grundaufbau des verwendeten Thrustersystems abgebildet. Der Thruster hat einen Tunneldurchmesser von 101 mm bei einer Länge von 400 mm. Als Antrieb wird ein Elektromotor mit Getriebe eingesetzt, die beide außerhalb des Tunnels angeordnet sind. Innerhalb des Tunnels befindet sich ein vierflügliger Kaplan-Propeller.

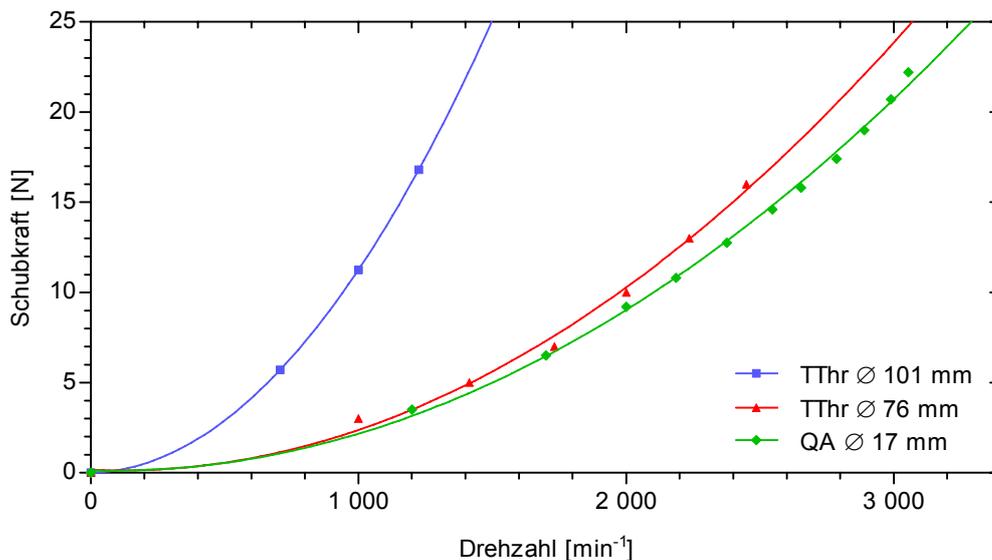


Abbildung 2-35 Schubkraftentwicklung unterschiedlicher Tunnelthrusterdurchmesser im Vergleich zum Querstrahltrieb (Auslassdurchmesser 17 mm)

In der Abbildung 2-35 ist die Schubkraft eines C-SCOUT-Tunnelthrusters (TThr Ø 101 mm) in Abhängigkeit der Drehzahl dargestellt [Sau02]. Es ist zu erkennen, dass bei Drehzahlen von 1.500 U / min etwa 30 N Schub erreicht werden. Durch relativ große Tunneldurchmesser können also bei gleichen Schubkräften im Gegensatz zum Querstrahltrieb der DNS Pegel langsam drehende Propeller eingesetzt werden. Eine dem Querstrahltrieb in Abhängigkeit der Propellerdrehzahl sehr ähnliche Schubkurve weist hingegen ein Tunnelthruster des Unterwasserfahrzeugs NPS Phoenix AUV [Rie05] bzw. des Mini-AUV's Proteus [Whi98] mit einem Tunneldurchmesser von 76 mm auf (TThr Ø 76 mm). Er wird im Kapitel 2.9.2 als Vergleich herangezogen.

Um für einen Vergleich auch die benötigte Leistung des Querstrahltriebs für einen bestimmten Schub mit einzubeziehen, wird der spezifische Schub betrachtet. Er ist der Quotient aus Schubkraft und zugeführter Leistung. Die Abbildung 2-36 zeigt, dass er drehzahlabhängig ist und sich in einem Bereich zwischen 0,07 - 0,15 N / W bewegt, wobei er bei geringen Drehzahlen am höchsten ist.

Manövriersystem	spezifischer Schub [N / W]
Tunnelthruster	0,12 - 0,16
Offener Propeller	0,13 - 0,15
Propeller mit Schubdüse	0,16 - 0,21
Querstrahltrieb derDNS Pegel	0,07 - 0,15

Tabelle 2-3 Spezifischer Schub verschiedener Manövriersysteme

Zum Vergleich wird in der Tabelle 2-3 der spezifische Schub von Schiffs-Manövrier-systemen herangezogen [Var01]. Hier sei beachtet, dass erhöhte Verluste durch den direkt im Wasser eingesetzten und gefluteten Antriebsmotor des Querstrahlantriebs auftreten, die bei Schiffen aufgrund des Motoreinsatzes im Trockenen so nicht existieren.

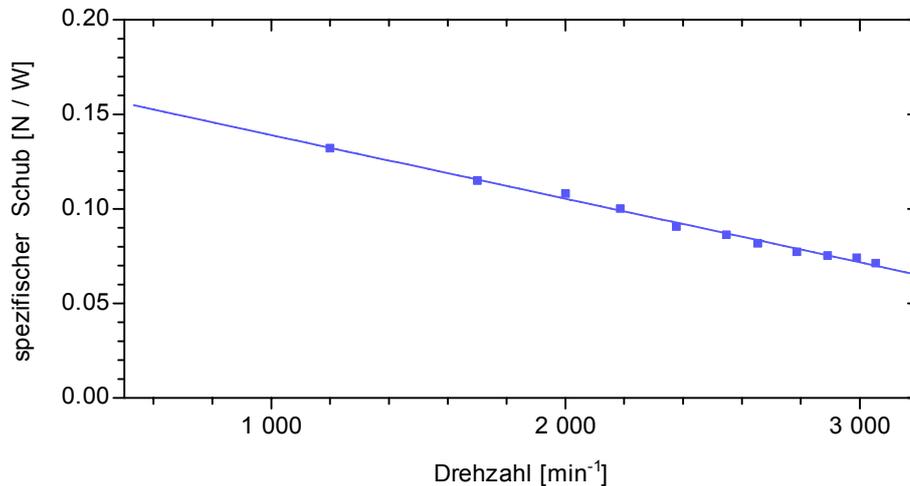


Abbildung 2-36 Spezifischer Schub des Querstrahlantriebs

Es ist möglich, den spezifischen Schub des Querstrahlantriebs der DNS Pegel zu erhöhen, indem die Motordrehzahl verringert wird, um u.a. die Verlustleistung des gefluteten Antriebsmotors zu begrenzen. Abgeschätzt könnten dabei spezifische Schübe von über 0,15 N / W erreicht werden. Um bei dieser geringen Drehzahl jedoch ausreichenden Schub erzeugen zu können, muss der Durchmesser des Radiallaufrads vergrößert werden. Damit geht einher, dass die gesamte Radialpumpe aufgrund ihrer Größe nicht mehr in den Fahrzeugspitzen untergebracht werden kann. Aus diesem Grund werden weitere Ausführungsformen des Manövriersystems in dem Kapitel 2.10 diskutiert.

Wie bereits erwähnt, ist das Einbauvolumen ein weiteres Vergleichskriterium von Manövriersystemen. Es zeigt sich, dass Tunnelthrustersysteme (TThr) einen hohen Platzbedarf erfordern (siehe Abbildung 2-37). Vergleicht man bei gleichen Schubkraftkurven ein Tunnelthrustersystem, bestehend aus vier Thrustern mit jeweils einem Durchmesser von 76 mm, mit dem Einbauvolumen eines Querstrahlantriebs (QA) in Bug und Heck, so ist ein doppeltes Volumen zum Einbau der Tunnelthruster erforderlich.

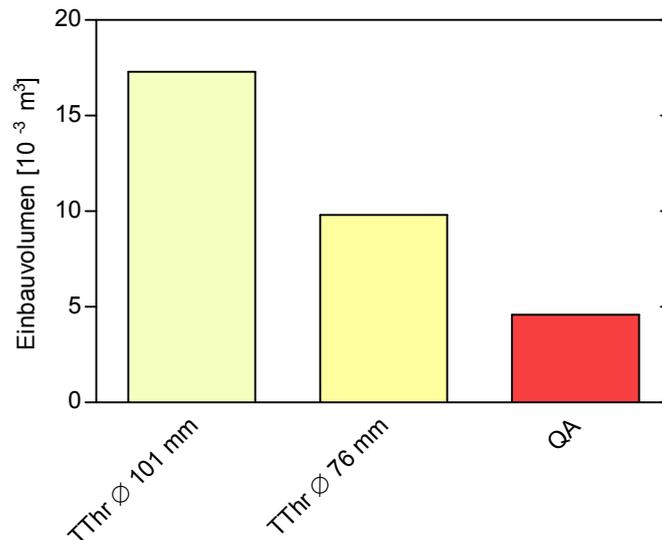


Abbildung 2-37 Vergleich von Manövriersystemen bezüglich ihres Einbauvolumens

2.9.2 Strömungswiderstand

Um den Einfluss des Manövriersystems auf den Strömungswiderstand des gesamten Fahrzeugs zu evaluieren, werden im Folgenden zwei verschiedene CFD-Modellkonfigurationen (englisch: Computational Fluid Dynamics) des entwickelten Unterwasserfahrzeugs DNS Pegel miteinander verglichen. Jede Modellkonfiguration wird mit einer Wassergeschwindigkeit von 1 - 3 m / s umströmt. Für eine möglichst genaue Analyse bezüglich des Einflusses des Manövriersystems auf den Widerstand, werden alle Fahrzeugaufbauten sowie der Hauptantrieb und die Ruderanlage im CFD-Strömungsmodell entfernt. Als Grundkörper bleibt die Laminarspindel mit einer Länge von 3,1 m und einem maximalen Durchmesser von 0,55 m (siehe Abbildung 2-38).

Die erste Konfiguration ist mit vier Tunnelthrustern ausgestattet, die jeweils einen Tunneldurchmesser von 76 mm besitzen. Dies entspricht einer dem Querstrahlantrieb vergleichbaren Schubkraftkurve (vergleiche Abbildung 2-35). Die zweite Modellkonfiguration ist mit zwei Querstrahlantrieben ausgestattet. Das Strömungsmodell besitzt dementsprechend zwei Düsenöffnungen in den Spitzen von Bug und Heck mit einem Durchmesser von 15 mm. Weiterhin ist eine Aussparung mit einem Durchmesser von 60 mm an der Fahrzeugunterseite vorgesehen. Sie repräsentiert die gemeinsame Ansaugöffnung der in Bug und Heck befindlichen Radialpumpen.

Die Abbildung 2-38 links zeigt die durch CFD-Modellierung errechneten Strömungsverhältnisse eines Fahrzeugs, welches mit vier Tunnelthrustern ausgestattet ist im Querschnitt, bei einer Anströmung von 3 m / s. In den Tunnelleingängen sind Gebiete un-

gleicher Strömungsgeschwindigkeiten zu erkennen, die auf Wirbelbildungen hindeuten. Hinter den Tunnelöffnungen im Bug entsteht stromabwärts, direkt an der Oberfläche der Laminarspindel, eine Zone mit verkleinerter Strömungsgeschwindigkeit. Sie könnte auf eine Strömungsablösung hinweisen. Weiterhin ist ein stark ausgebildetes Turbulenzfeld am Heck des Fahrzeugs zu erkennen. Die Abbildung 2-38 rechts zeigt die Strömungsverhältnisse eines Fahrzeugs, das mit zwei Querstrahlantrieben ausgestattet ist. Es ist zu erkennen, dass eine weitgehend laminare Umströmung des Körpers vorliegt und sich erst im Heckbereich Turbulenzen ausbilden. Bei einem Vergleich der beiden Strömungskörper lassen die unterschiedlich stark ausgebildeten Turbulenzfelder im Heckbereich des Unterwasserfahrzeugs auf einen erhöhten Fahrzeug-Strömungswiderstand in Verbindung mit dem Einsatz von Tunnelthrustern schließen.

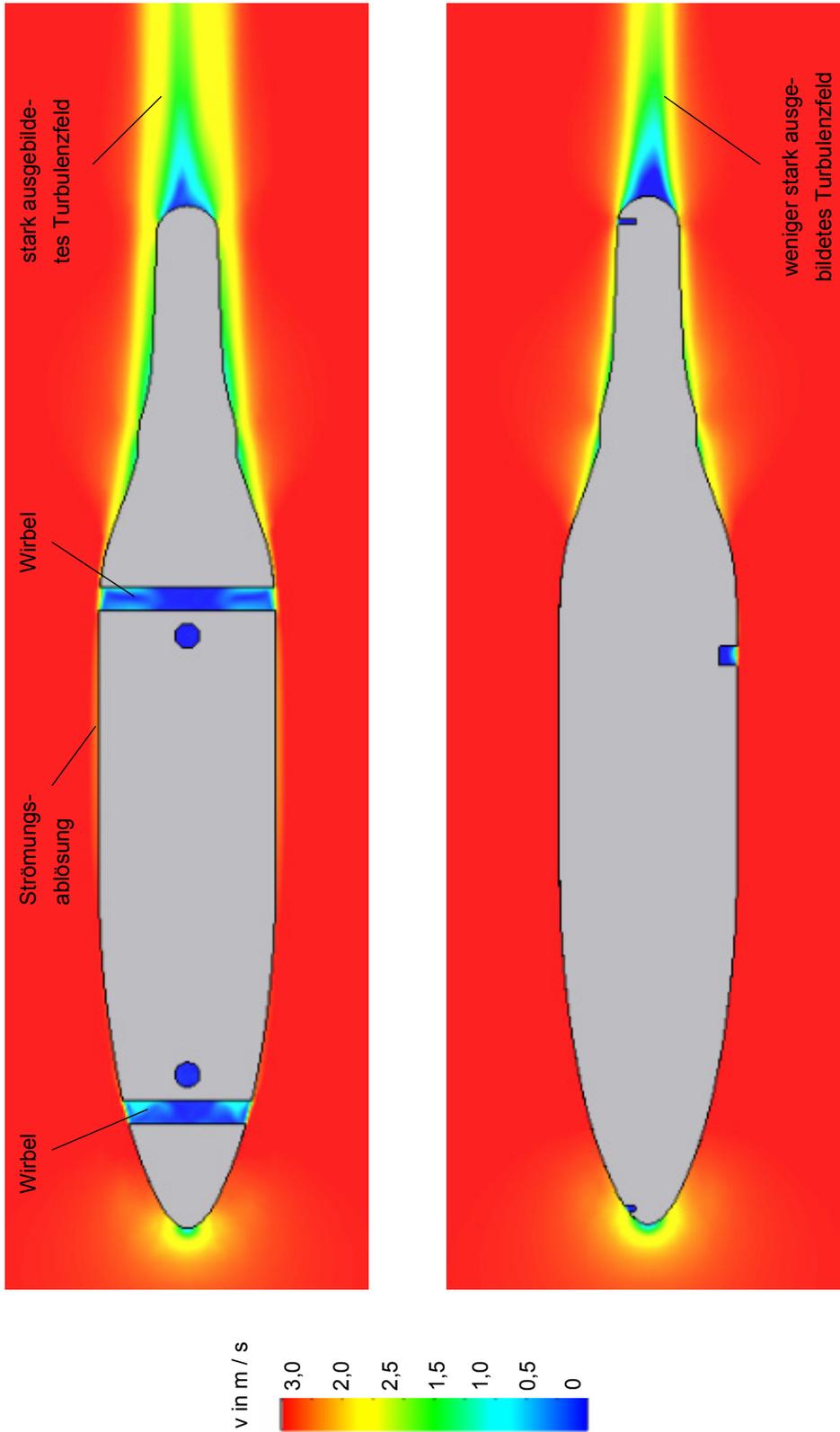


Abbildung 2-38 CFD-Modellierungen der Umströmungsgeschwindigkeit des Fahrzeugs DNS Pegel im Längsquerschnitt, links: Ausstattung mit vier Tunnelthrustern, rechts: Ausstattung mit zwei Querstrahlantrieben

Um den genauen Unterschied beider Fahrzeugkonfigurationen zu evaluieren, wurden die Widerstände der Strömungskörper mittels CFD-Berechnungen genauer bestimmt (siehe Abbildung 2-39). Zusätzlich ist die Widerstandsdifferenz in Prozent in Bezug auf das mit Querstrahlantrieben ausgestattete Fahrzeug angegeben, um die Abweichung zwischen beiden Strömungswiderständen herauszustellen. Es ist zu erkennen, dass der Widerstand der Fahrzeuge quadratisch mit der Anströmgeschwindigkeit zunimmt. Weiterhin wird deutlich, dass ein mit Tunnelthrustern ausgestattetes Fahrzeugmodell einen größeren Strömungswiderstand aufweist als ein mit Querstrahlantrieben ausgerüstetes Strömungsmodell. Die Widerstandsdifferenz steigt fortlaufend in einem Bereich der Anströmgeschwindigkeit zwischen 0 - 1,8 m / s an. Der Strömungswiderstand des mit Tunnelthrustern ausgestatteten Modells ist bei 1,8 m / s etwa 25 Prozent größer als ein mit Querstrahlantrieben ausgerüstetes Fahrzeugmodell. Bei weiter zunehmenden Strömungsgeschwindigkeiten verringert sich die Differenz des Strömungswiderstands der beiden Fahrzeugmodelle. Dies ist wahrscheinlich bedingt durch die bei hohen Anströmgeschwindigkeiten zunehmende Turbulenz der Fahrzeugumströmung.

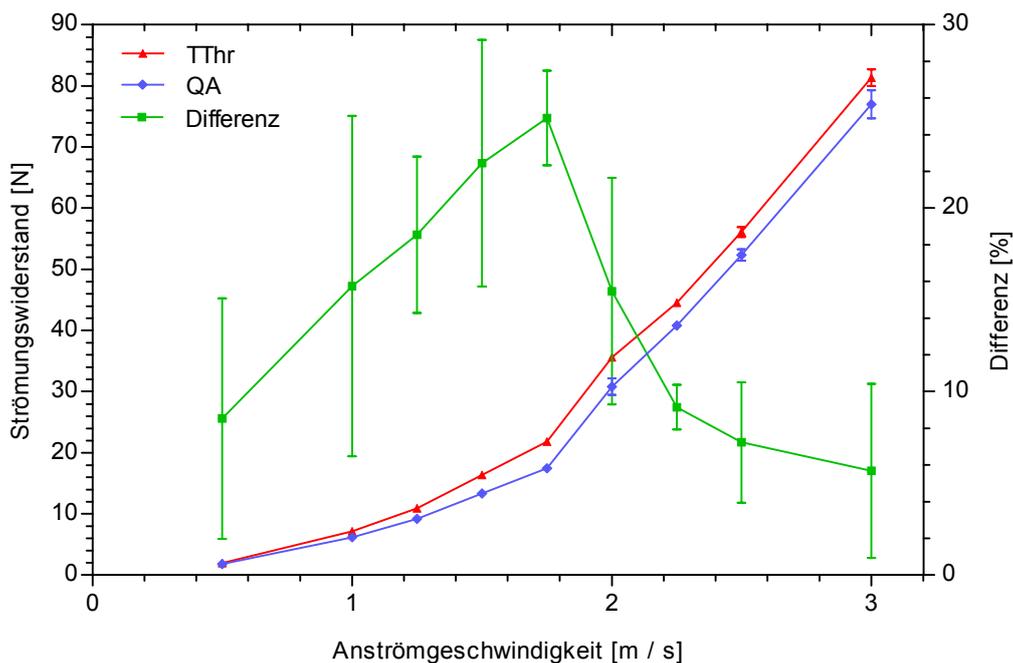


Abbildung 2-39 Auswirkungen von Tunnelthrustern und Querstrahlantrieben auf den Fahrzeug-Strömungswiderstand

2.9.3 Einfluss des Manövriersystems auf eine fiktive Fahrzeugmission

Um die Energieeinsparung aufgrund des geringeren Strömungswiderstands eines mit Querstrahlantrieb im Gegensatz zu einem mit Tunnelthrustern ausgestatteten Fahrzeugs darzustellen, wird ein fiktives Missions-Szenario betrachtet. Das Unterwasserfahrzeug soll zu einem 25 km entfernten Zielort gelangen, dort Untersuchungen vornehmen und danach zum Startpunkt zurückkehren. Folgende missions- und fahrzeugspezifische Daten sind angenommen:

Missions- und fahrzeugspezifische Daten	
Batteriekapazität	5 kWh
Missions-Fahrstrecke	50 km
Fahrgeschwindigkeit	2 m / s (7,2 km / h)
Hauptantriebsleistung bei Fahrgeschwindigkeit von 2 m / s	0,62 kW
Leistungsaufnahme QA für 25 N Schub bei einem spez. Schub von 0,07 N / W	0,35 kW
Leistungsaufnahme TThr für 25 N Schub bei einem spez. Schub von 0,16 N / W	0,15 kW

Tabelle 2-4 Daten einer fiktiven Mission des Unterwasserfahrzeugs

Um die Gesamtstrecke von 50 km zurückzulegen, benötigt das Fahrzeug bei einer Geschwindigkeit von 2 m / s eine Zeit von 6,9 Stunden. Untersuchungen während Erprobungsfahrten in der Ostsee haben gezeigt, dass der Hauptantrieb des DNS Pegel zur Aufrechterhaltung dieser Geschwindigkeit 0,62 kW benötigt (siehe Abbildung 2-40). Dabei stellt sich eine Hauptmaschinendrehzahl von ca. 275 U / min im Bereich des maximalen Wirkungsgrads von 0,76 ein.

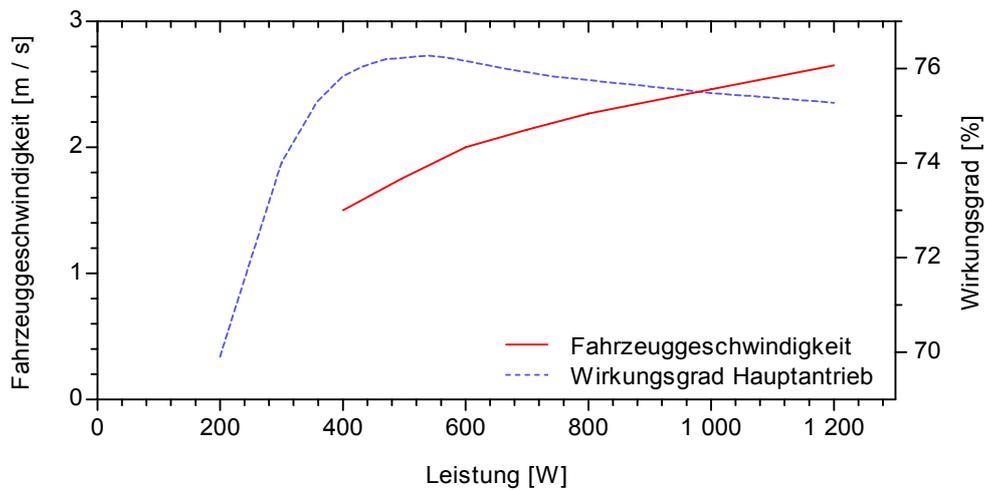


Abbildung 2-40 Leistung und Wirkungsgrad des Hauptantriebs

Ist das Fahrzeug mit vier Tunnelthrustern mit Durchmessern von 76 mm ausgestattet, so werden für die Zurücklegung von 50 km Wegstrecke 4,95 kWh benötigt, was 99 Prozent der gesamten Batteriekapazität entspricht (blauer Kreisteil). Zum Manövrieren mit den Tunnelthrustern bleibt demnach noch 1 Prozent der Batteriekapazität, was 0,05 kWh entspricht (gelber Kreisteil). Bei einem vorausgesetzten spezifischen Schub von 0,16 N / W, was einem für einen Tunnelthrustern sehr guten angenommenen Wirkungsgrad entspricht, und zwei laufenden Tunnelthrustern ergibt sich für eine Schubkraft von 25 N eine Thrustergesamtleistung von 0,3 kW. Damit ist es möglich, am Zielort bei Untersuchungen z.B. des Meeresbodens für ca. 10 Minuten zu manövrieren.

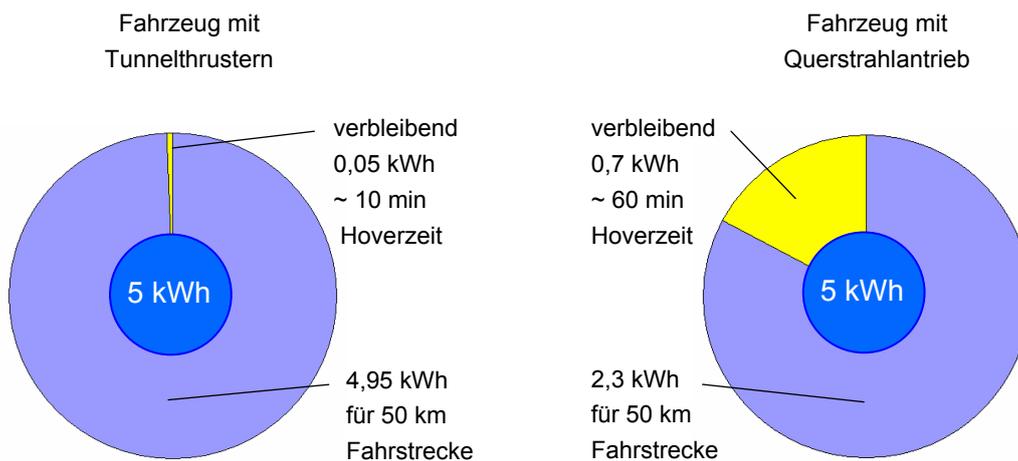


Abbildung 2-41 Vergleich des Energieverbrauchs eines mit Tunnelthrustern (links) und Querstrahltrieb (rechts) ausgestatteten Unterwasserfahrzeugs DNS-Pegel bei einer zurückgelegten Strecke von 50 km

Ist die DNS Pegel hingegen mit zwei Querstrahlantrieben in Bug und Heck ausgestattet, so werden für das Zurücklegen der 50 km-Strecke lediglich 4,3 kWh benötigt, was 86 Prozent der Batteriekapazität entspricht, so dass noch eine Energiereserve von 0,7 kWh (17 Prozent der Gesamtbatteriekapazität) für den Antrieb der Querstrahlantriebe zur Verfügung steht. Geht man davon aus, dass die in Bug und Heck platzierten Querstrahl-Pumpenantriebe einen spezifischen Schub von 0,07 N / W besitzen, so benötigen diese für eine Schubkraftentwicklung von 25 N zusammen 0,7 kW. Dies entspricht einem verbleibenden Zeitfenster zum Manövrieren von 60 Minuten.

Es zeigt sich, dass ungeachtet des etwa um die Hälfte geringeren spezifischen Schubs des Querstrahlantriebs und der damit erhöhten Leistungsaufnahme im Betrieb bei Missionen durchaus Energie gespart werden kann. Bei der betrachteten Mission ergibt sich trotz des Einsatzes des im Vergleich zu Tunnelthrustern weniger energieeffizienteren Querstrahlantriebs eine sechs Mal längere Zeitdauer zum Manövrieren.

2.10 Zusammenfassung und Ausblick

Um die Wendigkeit von Unterwasserfahrzeugen zu erhöhen, wurde ein Querstrahlantrieb entwickelt. Dieser erlaubt Drehbewegungen und Seitwärtsfahrten, auch wenn das Fahrzeug keine Vorwärtsbewegung ausführt und die Höhen- und Seitenruder dadurch unwirksam sind. Jeweils ein Querstrahlantrieb ist in den Spitzen des Bugs und Hecks platziert. Die Schubkräfte erzeugen zwei, zur Fahrzeugmittelachse radiale Austrittsstrahlen, die durch integrierte Radialpumpen erzeugt werden. Diese vom Fahrzeug seitlich weg zeigenden Wasserstrahlen bewirken eine Rückstoßkraft, die das Fahrzeug in die dem jeweiligen Wasserstrahl entgegen gesetzte Richtung bewegt. Bei einer Pumpendrehzahl von 3.000 U / min wird im Bug und Heck bei einem spezifischen Schub von 0,07 N / W eine Schubkraft von jeweils 23 N erzielt. Die Austrittsöffnungen sind durch einen Ringantrieb radial 360° um die Fahrzeugmittelachse drehbar.

Bei Fahrzeugmissionen, bei denen längere Strecken zurückgelegt werden, ist es sinnvoll, dass das Fahrzeug einen geringen Strömungswiderstand aufweist, um die mitgeführte Energie der Batterien möglichst effizient einzusetzen. Bei einem Fahrzeug mit Tunnelthrustern herkömmlicher Bauart kann sich der Widerstand durch die großen Tunnelöffnungen deutlich erhöhen. Es wurde gezeigt, dass der Einsatz des entwickelten Querstrahlantriebs mit seinen verhältnismäßig kleinen Ansaug- und Austrittsöffnungen im Vergleich zu einem Thrustersystem gleicher Schubkraft einen um etwa 20 Prozent geringeren Strömungswiderstand des Fahrzeugs DNS Pegel bewirkt. Bei langen Fahrzeugmissionen wird folglich weniger Energie benötigt. Trotz des geringeren spezifischen Schubs des Querstrahlantriebs kann missionsbedingt bei gleicher Fahrstrecke deutlich mehr Zeit für Hovereinsätze verwendet werden, als bei der Applikation

eines wesentlich effizienteren Tunnelthrustersystems. Die Anordnung des entwickelten Systems in den Fahrzeugspitzen gewährleistet, dass die Hebelarme des vorderen und hinteren Wasserstrahls zum Gesamtfahrzeugdrehpunkt maximal groß sind. Bei gleicher Schubwirkung kann dadurch ein höheres Drehmoment erzeugt werden, welches zu einer schnelleren Fahrzeugreaktion führt. Bei Untersuchungen hat sich gezeigt, dass der heckseitige Querstrahlantrieb auch bei Fahrzeug-Vorwärtsgeschwindigkeiten gute Querkräfte erzeugt. Bei Geschwindigkeiten von bis zu 3 m/s ist noch eine Schubkraft erzielbar, die derjenigen ohne Vorwärtsgeschwindigkeit entspricht. Aufgrund der kompakten Bauweise des Querstrahlantriebs wird im Gegensatz zu Tunnelthrustern ein nur halb so großes Einbauvolumen in Anspruch genommen. Diese Volumeneinsparung bedeutet wertvollen, zusätzlichen Einbauraum für andere Fahrzeug- bzw. Nutzlastkomponenten.

Ein wesentlicher, zukünftiger Schritt ist die Erhöhung der spezifischen Schubkraft des Querstrahlantriebs. Es ist denkbar, den Pumpenlaufraddurchmesser größer zu gestalten und dabei den Antriebsmotor bei kleineren Drehzahlen im Bereich des optimalen Wirkungsgrads zu betreiben. Bei größeren Laufraddurchmessern ist die Integration der Pumpe in die Fahrzeugspitzen problematisch. Sie kann sich jedoch prinzipiell an jedem beliebigen Platz innerhalb des wassergefluteten Unterwasserfahrzeugs befinden. Eine Rohr- oder Schlauchverbindung leitet dann das geförderte Wasser vom Pumpenausgang hin zu den Austrittsöffnungen im Fahrzeugbug bzw. -heck.

Abhängig von der äußeren Strömungsform des Fahrzeugs wie auch der inneren Trägerstruktur, sind auch andere Ausführungsformen des Querstrahlantriebs denkbar. So ist es z.B. beim Einsatz eines Front-Scan-Sonars nur bedingt möglich, einen Querstrahlantrieb in die Spitze des Unterwasserfahrzeugs zu integrieren. Auch bei Strömungskörpern, die nicht dem Ansatz einer Laminarspindel, sondern z.B. dem eines Torpedokörpers folgen, ist die Integration eines Querstrahlantriebs in die Fahrzeugspitzen fraglich. Durch leichte Umgestaltung des modularen Systems kann dieses jedoch so angepasst werden, dass ein Querstrahlantrieb an beliebigen Stellen entlang der Fahrzeuglängsachse eingebaut werden kann.



Abbildung 2-42 Modulare Ausführungsform des Querstrahlantriebs

Die Module des Manövriersystems sind in dieser Ausgestaltung bevorzugt so ausgeführt, dass sie eine zylinderförmige Außenkontur besitzen, um sie ohne großen Aufwand in beliebige zylindrische Abschnitte der Außenkontur des Unterwasserfahrzeugs zu integrieren. Durch eine entsprechende Gestaltung der Module kann aber auch eine Integration in nicht zylindrische Abschnitte erfolgen (siehe Abbildung 2-42). Im Allgemeinen sollte der Aufbau so gestaltet sein, dass er im Mittelpunkt einen Tunnel in Fahrzeuglängsachse aufweist, um elektrische Kabel oder andere Leitungen durch das Modul hindurch von einem Teil des Fahrzeugs in den anderen Teil führen zu können. Auch bei dieser Variante sind die Austrittsöffnungen drehbar um die Fahrzeuglängsachse gelagert und lassen sich durch geeignete Antriebe drehen.

In jedem Fall ist es dabei zweckmäßig, ein Modul des Manövriersystems möglichst weit vorne und das andere möglichst weit hinten im Fahrzeug zu positionieren, so dass die Hebelarme der Rückstoßkraft der Wasserstrahlen zu ihrem Drehpunkt möglichst groß werden. Die Ansaugung des Umgebungswassers kann in dieser Ausführungsform direkt am Ansaugstutzen der Pumpe, z.B. im Innern des wassergefluteten Fahrzeugs erfolgen. Dies setzt voraus, dass das Fahrzeug ganz bzw. teilweise wassergeflutet ist, wie z.B. bei einer drucktoleranten Aufbauweise des Unterwasserfahrzeugs DNS Pegel. Die Ansaugung aus dem Inneren des Fahrzeugs hat den Vorteil, dass weniger Verschmutzungen in das Pumpensystem gelangen, die die Pumpe verstopfen oder das Pumpenlaufrad durch abrasive Teilchen wie Sand o.ä. beschädigen.

3 Überarbeitung eines Unterwasser-Synchronmotors

Für den Antrieb der Radialpumpe zur Schubkraftherzeugung des Querstrahlantriebs des Unterwasserfahrzeugs wird ein druckneutraler, elektromagnetischer Antrieb der Firma ENITECH GmbH eingesetzt. Bei der Evaluierung der Schubkurven aus der Abbildung 2-19 wurde der originale Antrieb verwendet. Es ist zu erkennen, dass der Motor unter Last eine Drehzahl von maximal 2.400 U / min erreicht. Dies entspricht einem Schub von 14 N (Laufrad N 63). Jedoch wird deutlich, dass eine Drehzahl von ca. 3.000 U / min erforderlich ist, um eine Schubkraft von 25 N zu erzeugen (siehe Abbildung 2-24). Da eine Schubkraftherhöhung aufgrund der Bauraumbeschränkungen im Unterwasserfahrzeug nicht durch eine Vergrößerung des Außendurchmessers des Radiallaufrads erreicht werden kann, und die Geometrie des Laufrads sowie des Pumpengehäuses optimiert sind, zielen die nachfolgenden Betrachtungen darauf, einen leistungsstärkeren bzw. drehmomentoptimierten Laufradantrieb zu entwickeln. Dabei sollen die äußeren Abmaße des Motors denen des bereits bestehenden Motors exakt gleichen, um so identische Einbaubedingungen zu gewährleisten. Der Motor soll mit der bereits bestehenden elektrischen Ansteuerung betrieben werden.

3.1 Aufbau

Der im Folgenden betrachtete Unterwasser-Antrieb ist ein druckneutraler, permanent-erregter Synchronmotor (siehe Abbildung 3-1). Er ist druckhüllenlos, in Bezug auf Salzwasser korrosionsbeständig und kann in beliebigen Tauchtiefen eingesetzt werden. Er besteht aus einem zylindrischen Stator und jeweils einem scheibenförmigen Rotor an seinen beiden Stirnseiten (Scheibenläufer). Die Rotoren sind durch die Abtriebswelle, die durch radiale Gleitlager im Stator gelagert ist, miteinander verbunden. In den Rotoren sind jeweils 12 alternierend magnetisierte, zylindrische Permanentmagnete angeordnet, die auf der dem Stator abgewandten Läuferückseite durch weichmagnetisches Material rückgeschlossen sind. Im Stator sind acht weichmagnetische Eisenkerne vorhanden. Diese sind parallel zur Motor-Längsachse in Höhe der Rotormagnete angeordnet, so dass die Kernpolflächen an den Stirnseiten des Stators mit den Permanentmagneten überlappen. Jeder Eisenkern ist mit einer Spule umwickelt und jede zweite Spule ist zu einem Strang zusammengeschlossen. Jeweils vier Spulen sind folglich seriell geschaltet. Der Stator, inklusive Eisenkernen und Spulen, ist in einem formstabilen Material aus PUR eingegossen und damit druckneutral aufgebaut. Die Rotoren, mitsamt Magneten und Rückschlussblechen, sind durch eine Behandlung mit Korrosionsschutzfarbe seewasserbeständig.

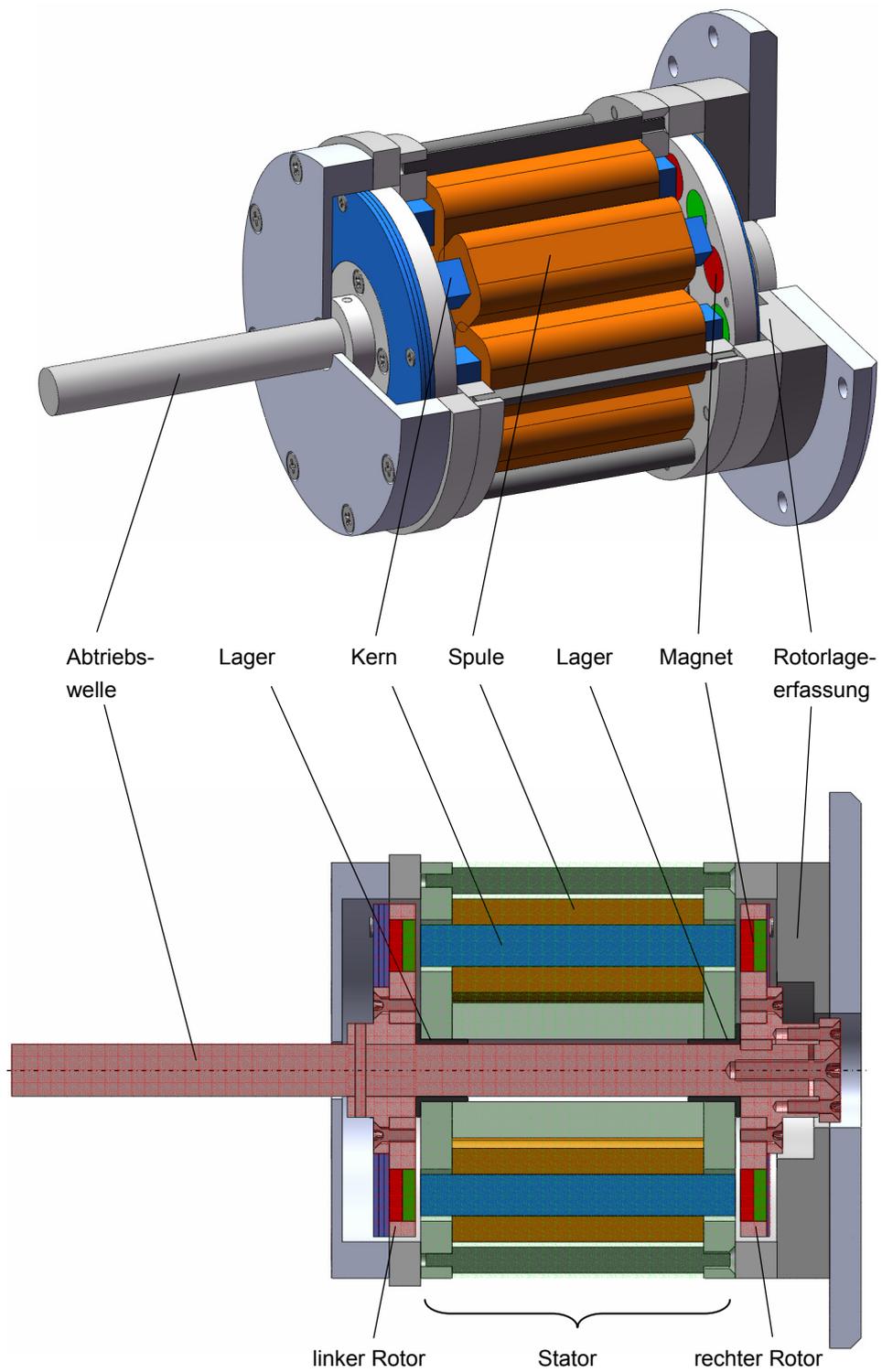


Abbildung 3-1 Aufbau des originalen, unvergossenen Unterwasser-Synchronmotors

3.2 Funktionsweise

Durch die abwechselnde Bestromungsrichtung der Spulenstränge bildet sich ein wanderndes Stator magnetfeld, dem die Rotoren durch Einnehmen der Position des geringsten magnetischen Widerstands folgen. Dadurch drehen sich die Rotoren, wodurch ein Drehmoment an der Motorabtriebswelle entsteht.

Das Umschalten der Stromrichtung in den Spulensträngen wird durch eine Ansteuer-elektronik erzeugt. Diese besteht aus einer Logikschaltung und einer nachgeschalteten Leistungsstufe (siehe Abbildung 3-2). Die Logik erzeugt entsprechend ihrer Eingangs-information Steuersignale für die Leistungsstufe, die wiederum steuersignalabhängig die Statorspulenstränge bestromt.

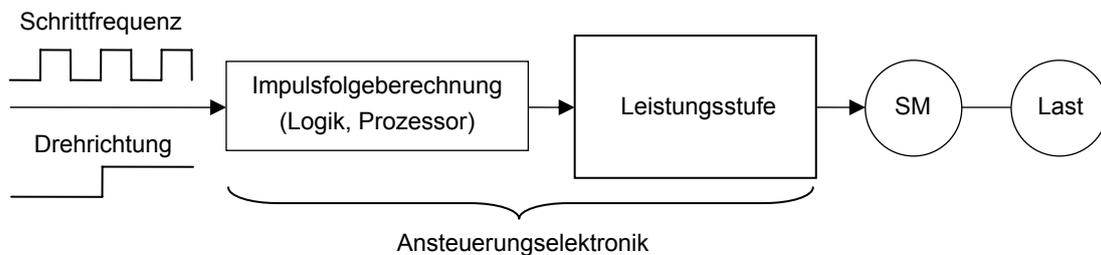


Abbildung 3-2 Aufbau der Ansteuerungselektronik eines Synchronmotors (SM) [Sch09]

Im Gegensatz zu einem reinen Reluktanz-Schrittmotor ohne Permanentmagnete existiert beim betrachteten Motor bereits ohne Spulenbestromung ein magnetisches Rastmoment der Rotoren. Durch die Wechselwirkung des Magnetfelds der Rotormagnete mit den weichmagnetischen Statorkernen nehmen die Läufer gegenüber dem Stator eine Vorzugsposition ein. Wäre die Anzahl der Permanentmagnete und die der Eisenkerne gleich, so würden sich die Magnete in einer stabilen Gleichgewichtsposition genau gegenüber den Kernpolen ausrichten. Da sich bei dem vorhandenen Motor die Anzahl der Kerne (8) von denen der Magnete (12) unterscheidet, bleiben die Magnete im stromlosen Zustand in der stabilen Gleichgewichtslage nicht direkt über den Kernpolen stehen, sondern nehmen einen Winkel $\beta_{m,s}$ zwischen Magnet und Kernpol ein.

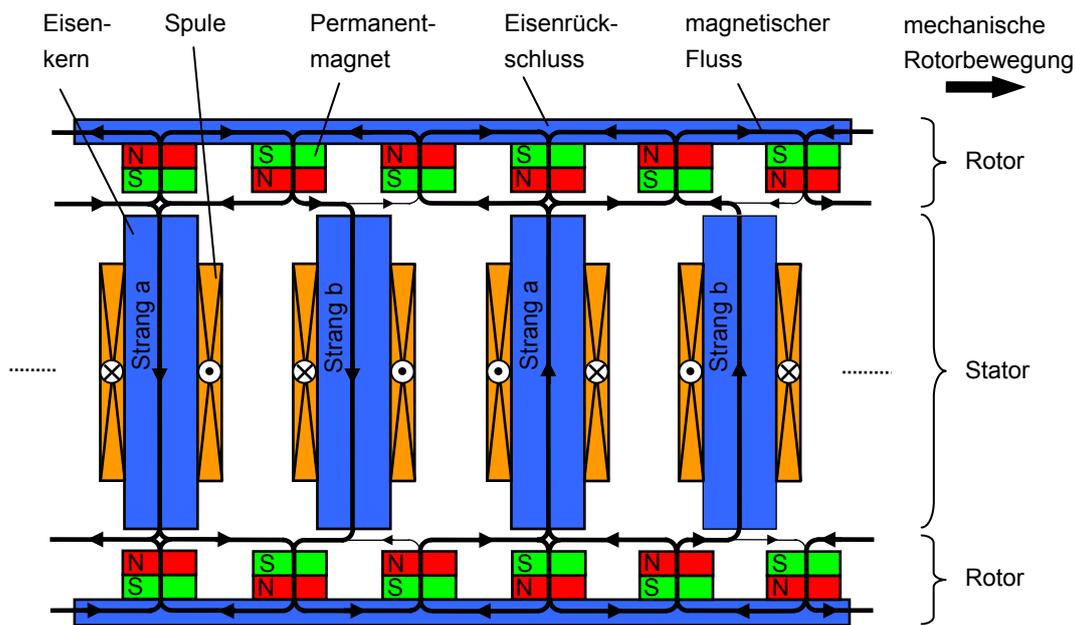


Abbildung 3-3 Ausschnitt des Magnetkreises des Unterwasser-Synchronmotors und schematisch eingezeichneter magnetischer Fluss

Die Abbildung 3-3 zeigt schematisch einen Teilausschnitt des magnetischen Kreises des Motors. Er ist zur besseren Anschauung abgerollt dargestellt und zeigt den Rotationsmotor als Linearantrieb. Die Statorspulen sind in dieser Betrachtung mit Gleichstrom beaufschlagt und bewirken den eingezeichneten magnetischen Fluss Φ in den Spulenkernen. Durch Überlagerung der Flussdichten von permanentmagnetischer und elektrischer Erregung im Luftspalt werden die die Kernpole überlappenden, linken Magnete angezogen. Die überlappenden rechten Magnete und die den Kernpolen direkt gegenüberstehenden Magnete werden abgestoßen. Die Rotoren bewegen sich folglich nach rechts, bis sich ein neues, stabiles Kräftegleichgewicht einstellt.

3.2.1 Bestromung

Um eine Motordrehbewegung zu erzeugen, können die beiden Spulenstränge sinus- oder rechteckförmig bestromt werden (abhängig von der Ansteuerung). Die Ströme unterscheiden sich in beiden Fällen durch eine Phasendifferenz, die ein umlaufendes, magnetisches Statorfeld bewirkt. Durch die Frequenz der Strangströme lässt sich die Motordrehzahl einstellen. In der Abbildung 3-4 ist schematisch dargestellt, wie sich eine kontinuierliche Rotor-Drehbewegung aufgrund sinusförmiger Strangströme einstellt. Das Diagramm zeigt den Strom $i_a = i_0 \cdot \sin(\Omega t)$, der durch Strang a fließt. Mit einem bezüglich des Strangs a phasenversetzten Strom durch den Strang b lässt sich die Motordrehrichtung festlegen. Im Falle einer Drehung im Uhrzeigersinn (Rechtsdrehung) läuft der zweite Strangstrom $i_{b1} = i_0 \cdot \sin(\Omega t - 90^\circ)$ um 90° vor, bei einer Linksdre-

hung hingegen um 90° nach, $i_{b2} = i_0 \cdot \sin(\Omega t + 90^\circ)$. Um die Drehrichtung vorzugeben, ist die Logik der Ansteuerelektronik aus der Abbildung 3-2 erforderlich. Je nach Drehrichtungsvorgabe dreht die Schaltung die Polung des Stranges b um. Zu den Phasenwinkelabschnitten 1, 3, 5 und 7 ist in der Abbildung 3-4 rechts der magnetische Fluss Φ in den Weicheisenkernen sowie die sich dadurch einstellende mechanische Rotorbewegung nach rechts zu sehen. Während eines Phasenwinkels zwischen 0° und 45° (erster Schritt) bewegen sich die Rotoren bis zu einem mechanischen Drehwinkel $\beta_m = 7,5^\circ$. Während des zweiten, nicht abgebildeten Schritts bewegen sich die Läufer bis $\beta_m = 15^\circ$, ohne dass die Strangströme ihre Richtung verändern. Erst im abgebildeten dritten Schritt tritt eine Stromrichtungs- und damit Flussrichtungsänderung in Strang 2 ein, was eine Weiterdrehung der Rotoren bis $\beta_m = 22,5^\circ$ bewirkt. Dieses Prinzip der Bestromung setzt sich für eine kontinuierliche Rotordrehbewegung fort. Aus dem Schema in der Abbildung 3-4 rechts ist zu erkennen, dass sich der Rotor dabei entgegen der Laufrichtung des Statorfelds bewegt.

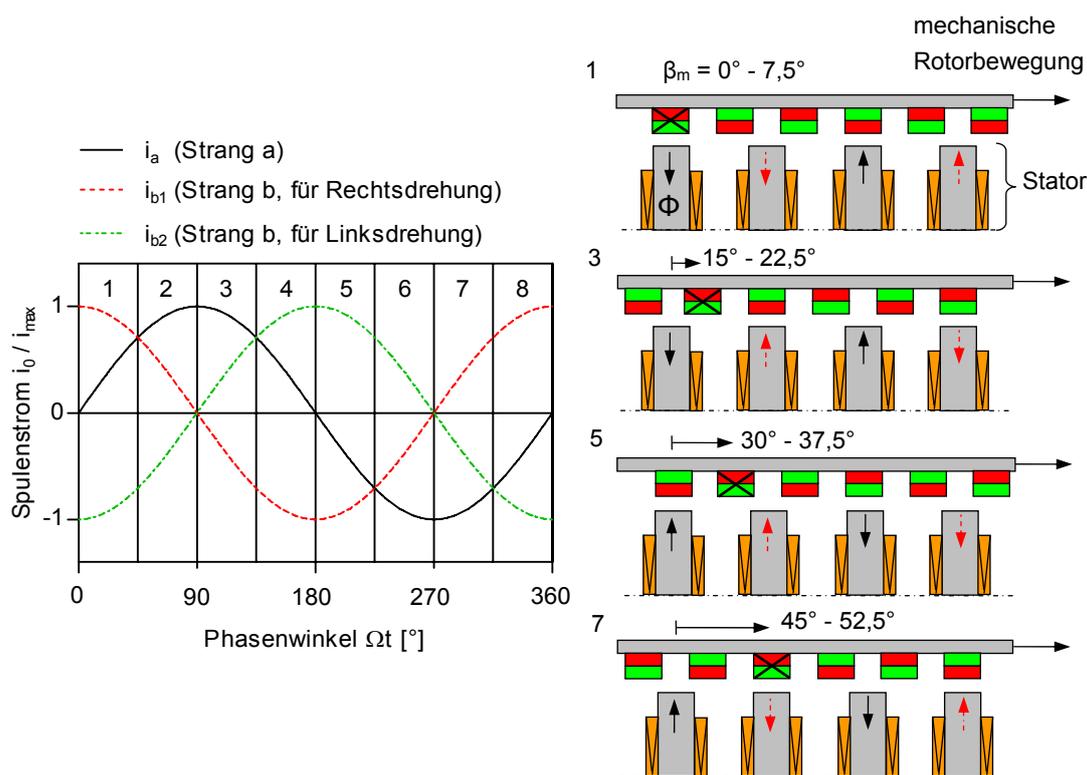


Abbildung 3-4 Links: Zweiphasige Sinus-Bestromung der Statorspulenstränge für den Rechts- und den Linkslauf des Motors, rechts: bestromungszugehörige Flussorientierung in den Statorkernen im Rechtslauf während der Schritte 1, 3, 5 und 7

Mit dem Durchlaufen eines Phasenwinkels von 360° dreht sich der Rotor um den Winkel $\beta_m = 60^\circ$ weiter. Damit hat er nach einem Phasenwinkel von sechs Sinus-Perioden eine vollständige Umdrehung zurückgelegt (siehe Abbildung 3-5). Bei einer zu erreichenden Drehzahl im Betriebspunkt der Kreiselpumpe von 3.000 U / min und damit einer Rotorumdrehungsfrequenz von 50 Hz, entspricht dies einer Bestromungsfrequenz von $f = 300$ Hz.

Wird der Motor im Schrittbetrieb verfahren und soll der Drehwinkel genau eingestellt werden, so können aufgrund dieser Art der Bestromung, die nicht an die Winkellage der Rotoren gekoppelt ist, z.B. bei hohen Lastmomenten, Drehwinkelfehler auftreten. Abhängig von der Belastung an der Motorwelle stellt sich ein Lastwinkel ϑ ein. Ist die Last sehr groß, so können die Rotoren außer Tritt geraten und Schritte verlieren. Auch im kontinuierlichen Drehbetrieb des Motors kann diese Art der rotorlageunabhängigen Bestromung zu Problemen führen. So können die Rotoren bei extremer Überlast dem sich weiterdrehenden Statorfeld nicht mehr folgen und bewegen sich undefiniert oder verharren in einer festen Position.

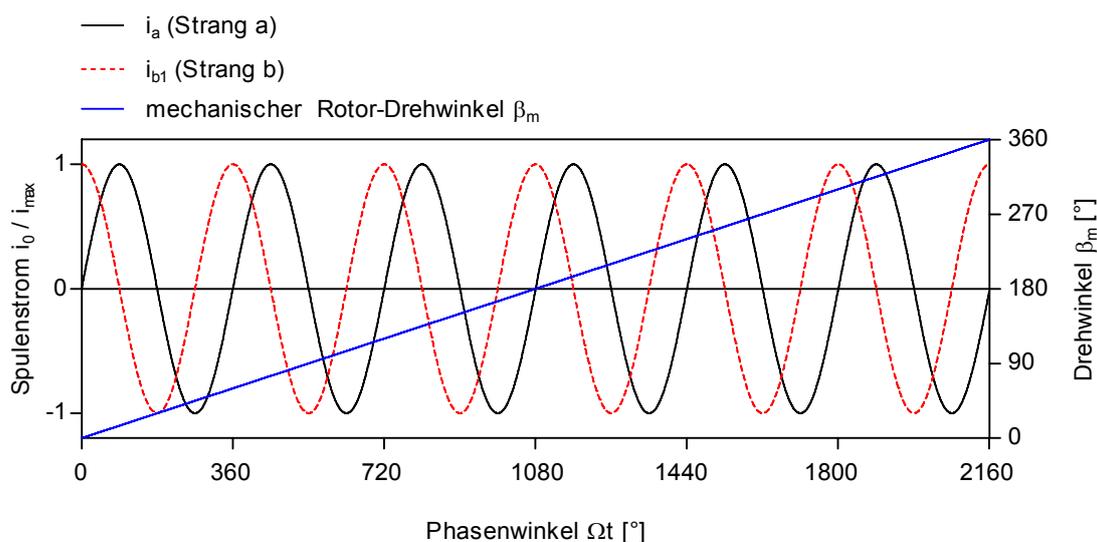


Abbildung 3-5 Phasen- und Drehwinkel des Synchronmotors

3.2.2 Rotor-Lageerfassung

Um diesen Problemen entgegen zu wirken, besitzt der Synchronmotor auf der Rückseite des rechten Rotors eine Lageerfassung (siehe Abbildung 3-1). Diese besteht aus vier Hallensensoren (HS), die das Magnetfeld der Dauermagnete detektieren. Damit dies gelingt, ist der Weicheisenrückschluss des Rotors sehr dünn ausgeführt, so dass er vollständig magnetisch gesättigt ist. Aus diesem Grund tritt das Feld der Magnete auf der Rückseite des Läufers aus und wird dort durch die Sensoren erfasst.

Die Abbildung 3-6 zeigt, wie Hallensensoren, Magnete und Statorkerne relativ zueinander ausgerichtet sind. Die Hallensensoren 1 und 2 sind in einem Winkel von 30° zueinander angeordnet. Liegt der Rotor so, dass zwei Rotormagnete konzentrisch zu ihnen ausgerichtet sind, so befinden sich die Hallensensoren 3 und 4 genau in den Lücken zwischen zwei Permanentmagneten. Durch diese Anordnung lässt sich die Rotordrehung mit einer Schrittweite von $7,5^\circ$ detektieren.

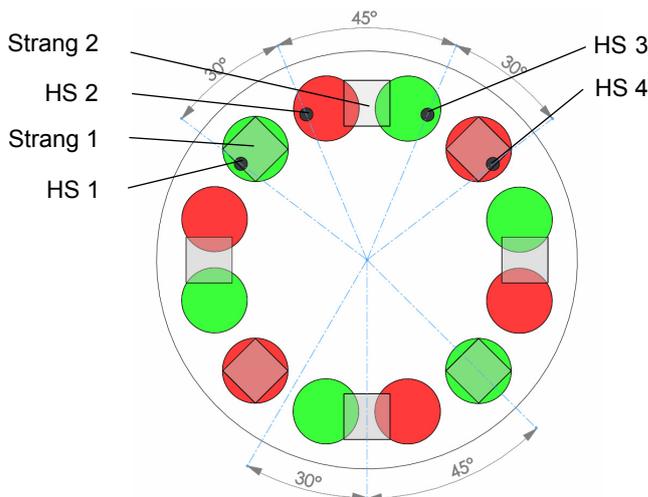


Abbildung 3-6 Position der Hallensensoren (HS) zur Lageerfassung des Rotors

Die Lageerfassung erlaubt es, die Strangströme rotorlageabhängig diskret zu bestromen. Dadurch wird ein Motorbetrieb ohne Schrittverlust bzw. ein genaues Positionieren möglich. Die Logik, bzw. der Mikrocontroller der Ansteuerungselektronik aus der Abbildung 3-2, generiert hierbei nicht nur die Motordrehrichtung. Je nach Rotorstellung wird durch die Lageerfassung die Bestromung der Stränge beim Anlaufen und im Drehbetrieb angepasst, so dass kein Schrittverlust erfolgt. Die Logik beinhaltet die Bestromungsvorschrift der beiden Statorstränge in Abhängigkeit ihres Eingangssignals durch die Hallensensoren. In der Tabelle 3-1 ist die Bestromungsvorschrift für einen Motorrechtlauf zu sehen. Ist der Motor im Stillstand und zeigt der Hallensensor 1 einen „high Pegel“ und die anderen Sensoren jedoch „low Pegel“, so befinden sich die Rotoren in einer Position, in der beim Anlauf der Strangstrom i_a mit i_0 bestromt werden muss, i_{b1} hingegen mit $-i_0$, um einen Motoranlauf auszuführen.

Schritt	1	2	3	4	5	6	7	8
Winkel β_m	7,5°	15°	22,5°	30°	37,5°	45°	52,5°	60°
Winkel γ	45°	90°	135°	180°	225°	270°	315°	360°
Strom i_a	i_0	i_0	i_0	i_0	$-i_0$	$-i_0$	$-i_0$	$-i_0$
Strom i_{b1}	i_0	i_0	$-i_0$	$-i_0$	$-i_0$	$-i_0$	i_0	i_0
HS 1	○	○	●	●	●	○	○	○
HS 2	●	○	○	○	○	○	●	●
HS 3	○	○	○	○	●	●	●	○
HS 4	●	●	●	○	○	○	○	○

● high Pegel ○ low Pegel

Tabelle 3-1 Bestromungstabelle für einen Motorrechtslauf

3.3 Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie

Die Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie eines permanentmagneterregten Synchronmotors ist einerseits von den Eigenschaften seines elektromagnetischen Systems und andererseits von der Art der Ansteuerung abhängig. Im Pumpenbetrieb des Querstrahlantriebs kann der hier entwickelte Motor durch eine elektronische Ansteuerung stromgeregelt werden. Durch den Betrag der Wicklungsströme wird die Höhe des Motordrehmoments eingestellt. Durch die Bestromungsfrequenz wird seine Drehzahl festgelegt.

In der Abbildung 3-7 sind qualitativ drei Kennlinien von ähnlichen Synchronmotoren identischer Baugröße dargestellt. Sie haben das gleiche Funktionsprinzip, werden mit derselben Ansteuerung betrieben und unterscheiden sich nur hinsichtlich der Gestaltung ihrer elektromagnetischen Kreise. Es ist zu erkennen, dass alle Motoren über einen weiten Drehzahlbereich konstante Drehmomente aufweisen. Ist eine bestimmte Drehzahl überschritten, fällt das Motormoment steil ab und wird bei der Leerlaufdrehzahl n_0 zu Null [Gev06]. Die blaue Kennlinie beschreibt einen Motor, der die größte Leerlaufdrehzahl $n_{0,1}$ erzielt. Sein maximales Drehmoment ist jedoch gering. Der Synchronmotor mit der grünen Kennlinie hingegen weist ein hohes Maximalmoment auf. Seine Leerlaufdrehzahl $n_{0,3}$ fällt jedoch klein aus. Beide Kennlinien zeigen exemplarisch, dass bei gleicher Ansteuerung eine Erhöhung des Drehmoments mit einer Verringerung der maximal erreichbaren Drehzahl korreliert. Durch die Auslegung des elektromagnetischen Kreises kann der Kennlinienverlauf beeinflusst werden.

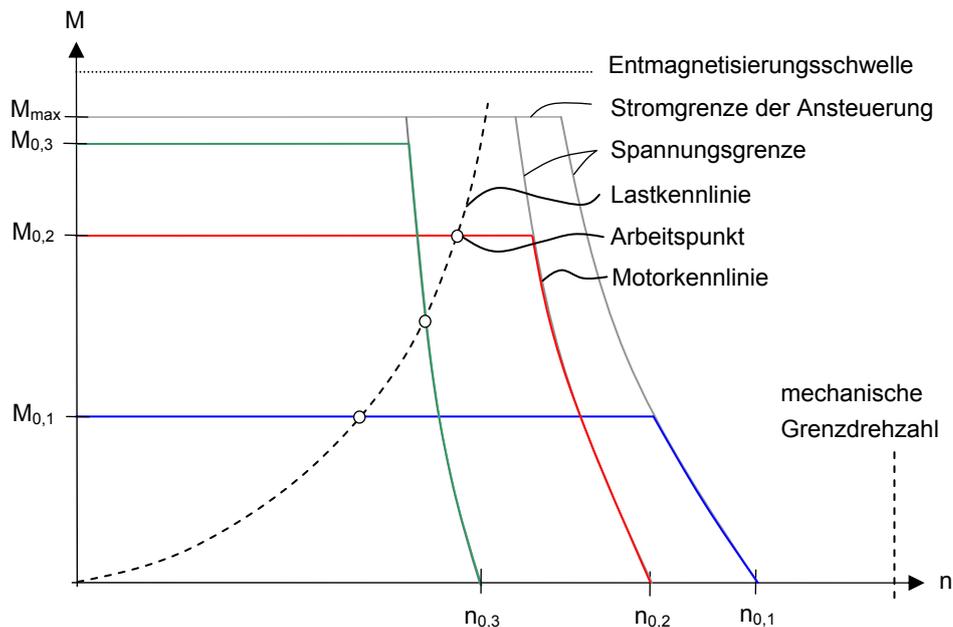


Abbildung 3-7 Typische Drehmoment-Drehzahl-Kennlinienverläufe von Synchronmotoren

Die Kennlinie eines Synchronmotors verläuft innerhalb eines durch die Ansteuerung sowie durch die Eigenschaften des Motors einstellbaren bzw. zulässigen Betriebsbereichs, der hinsichtlich Maximalmoment und -drehzahl begrenzt ist (siehe Abbildung 3-7).

Nach oben ist der Betriebsbereich durch den maximal zulässigen Strom der Motoransteuerung begrenzt [Mül05]. Die Stromgrenze wird so eingestellt, dass die zur Verfügung gestellten Ströme die Entmagnetisierungsschwelle der Permanentmagnete nicht überschreiten. Bei Wicklungsströmen, die Drehmomente oberhalb dieser Schwelle bewirken, erfolgt aufgrund großer Statorfelder eine sofortige Entmagnetisierung der Rotor-Permanentmagnete [Gev06]. Die Folge sind geringere Luftspaltflussdichten und dadurch eine Veränderung der Motorkennlinie. Ein weiteres Kriterium für die Einstellung der Stromgrenze ist die zulässige Erwärmung des Stators. Aufgrund von großen Wicklungsströmen kann sich u.a. die Spulendrahtisolation thermisch zersetzen und dadurch Wicklungskurzschlüsse verursachen. Im Kurzzeitbetrieb sind hohe Strangströme jedoch zulässig.

Nach rechts ist der Betriebsbereich durch die Spannungsgrenze eingeschränkt [Gie03]. Sie ist einerseits von der maximal zur Verfügung gestellten Ausgangsspannung der Ansteuerungselektronik und andererseits von den Eigenschaften des Motors abhängig. Die Grenze verschiebt sich nach rechts, wenn die Ansteuerungsausgangsspannung vergrößert wird. Eine Verschiebung in die gleiche Richtung bewirkt eine kleinere Induktivität der Motorwicklung, da die Gegeninduktionsspannungen bei steigender Drehzahl

kleiner ausfallen. Die maximale Ausgangsspannung der Ansteuerungselektronik wird so gewählt, dass die mechanische Grenzdrehzahl nicht überschritten wird. Bei Motordrehzahlen über dieser Schwelle treten u.a. überhöhte Fliehkräfte auf, die zum Loslösen der Rotormagnete und folglich zur mechanischen Zerstörung des Motors führen können.

Zusätzlich ist in der Abbildung 3-7 die Drehmomentkennlinie einer Last dargestellt. Der Arbeitspunkt stellt sich im Schnittpunkt beider Kennlinien ein. Um eine hohe Schubkraft des Querstrahlantriebs aus Kapitel 2 zu erreichen, gilt es bei der Überarbeitung des Motors, den Arbeitspunkt zu möglichst hohen Drehzahlen hin zu verschieben. Es zeigt sich, dass der Motor mit der höchsten Leerlaufdrehzahl (blaue Kennlinie) aufgrund seines geringen Maximaldrehmoments unter Last die geringste Drehzahl aufweist. Obwohl das Maximaldrehmoment des Motors der grünen Kennlinie sehr hoch ist, stellt sich der Arbeitspunkt im Vergleich zum vorher betrachteten Motor bei nicht viel größeren Drehzahlen ein. Die Drehzahl ist durch die Spannungsgrenze begrenzt. Bei der Überarbeitung des Motors lässt sich durch geeignete Maßnahmen qualitativ die rote Kennlinie aus der Abbildung 3-7 realisieren und damit einhergehend ein Arbeitspunkt bei höheren Drehzahlen erreichen.

3.4 Optimierungsansätze

Die bei der Überarbeitung des Motors vorgenommenen Modifikationen umfassen elektromagnetische sowie konstruktive Änderungen des Synchronmotors. Prinzipiell ist es möglich, das Motordrehmoment zu steigern, indem die magnetische Spannung anhand der Windungszahl der einzelnen Spulen vergrößert wird. Bei gleichem Kupferdrahtdurchmesser (1 mm) erhöht sich jedoch der Einbauraum der einzelnen Spulen, weil sie entweder in ihrer Länge zunehmen oder ihr Durchmesser vergrößert ist. Da die äußeren Abmaße des originalen und überarbeiteten Motors als identisch vorgegeben sind, ist diese Maßnahme nur bedingt umzusetzen und wird hier nicht in Erwägung gezogen.

Großes Optimierungspotential liegt hingegen in der Adaption von Luftspatllänge, Magnet- und Rückschlussdicke sowie der geeigneten Wahl des weichmagnetischen Eisenmaterials. Die Luftspaltflussdichte kann durch diese Maßnahmen deutlich vergrößert werden.

Gleichzeitig werden elektromagnetische sowie mechanische Verluste im Motor minimiert. Die Abbildung 3-8 zeigt die einzelnen Verlustarten, die im Betrieb den Wirkungsgrad beeinflussen. Sie unterteilen sich in lastunabhängige und lastabhängige Verluste. Zu den lastunabhängigen Verlusten des Unterwasser-Synchronmotors gehören Eisenverluste (v_{Fe}) sowie Reibungsverluste (v_R). Zu den lastabhängigen Verlusten zählen die Kupferverluste (v_{Cu}) [Sch09].

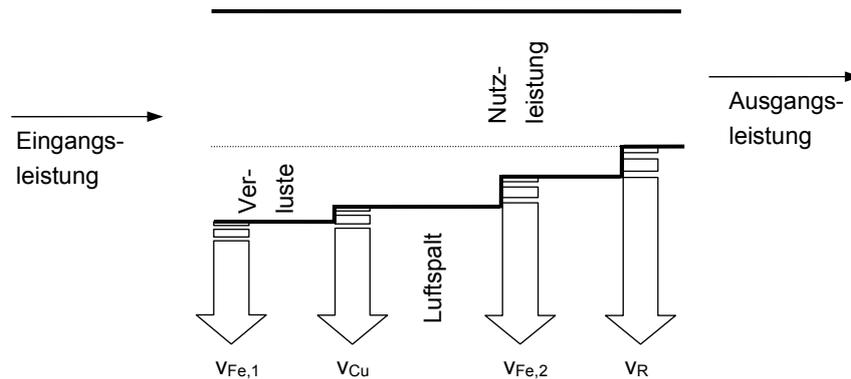


Abbildung 3-8 Verlustleistungen des Synchronmotors (Index 1: Stator, Index 2: Rotor)

Bei einer ungeeigneten Wahl des weichmagnetischen Materials der Statorkerne bzw. ihrer Blechung können sehr hohe ummagnetisierungsbedingte Eisenverluste $v_{Fe,1}$ auftreten. Gleiches gilt für die Weicheisenrückschlüsse der Rotoren und entsprechende Eisenverluste $v_{Fe,2}$. Auch die Reibungsverluste v_R , die aufgrund einer ungünstig ausgelegten Motorwellenlagerung auftreten, verkleinern die nutzbare Ausgangsleistung des Motors. Die Minimierung dieser Verluste birgt großes Potential.

Die unter Last auftretenden Stromwärmeverluste v_{Cu} in den Statorwicklungen werden als gering eingeschätzt. Durch den Betrieb des Motors unter Wasser ist eine gute Wärmeabfuhr gewährleistet, so dass Anpassungen keine nennenswerte Drehmomentsteigerung bewirken.

3.5 Magnetkreis

Zur Abschätzung der Reluktanzkräfte, die auf die Rotoren wirken, müssen die magnetische Induktion bzw. der magnetische Fluss Φ ermittelt werden, die durch die bestromten Spulen und die Permanentmagnete in den Luftspalten erzeugt werden. Dabei wird in elektrischen Maschinen der Magnetkreis betrachtet, bei dem sich der Einfluss verschiedener Parameter angeben lässt. Im Folgenden werden zu diesem Zweck grundlegende magnetische Größen eingeführt, die bei der Berechnung eines vereinfachten, dem Motor angelehnten magnetischen Kreises dienlich sind.

Das magnetische Feld wird durch die magnetische Feldstärke H und die magnetische Induktion B beschrieben. Fließt durch eine Anzahl n unendlich langer, gerader elektrischer Leiter ein Strom i , so bildet sich konzentrisch um die Leiter eine magnetische Feldstärke aus. Bei einem Umlauf um die Leiter gilt für das Linienintegral der magnetischen Feldstärke der Durchflutungssatz in seiner allgemeinen Form [Kal08]:

$$\oint_s \vec{H} \cdot d\vec{s} = \sum_{j=1}^n i \quad (3-1)$$

Im Inneren einer stromdurchflossenen Spule, deren Länge l im Gegensatz zu ihrem Durchmesser D groß ist, entsteht ein annähernd homogenes Feld. Wenn N die Anzahl der Spulenwindungen beschreibt, ergibt sich aus der Gleichung (3-1) für die magnetische Feldstärke:

$$H = \frac{N \cdot i}{l} \quad (3-2)$$

Die magnetische Induktion B (auch Flussdichte) ist durch die Permeabilität μ mit H verknüpft:

$$B = \mu \cdot H \quad (3-3)$$

Die Permeabilität setzt sich wiederum zusammen aus

$$\mu = \mu_0 \cdot \mu_r \quad (3-4)$$

Dabei entspricht die Konstante μ_0 der Vakuumpermeabilität und ist unabhängig von der Art des im Feld befindlichen Materials. Die relative Permeabilität μ_r hingegen gibt den Einfluss eines isotropen Werkstoffs im Magnetfeld wieder. Sie ist nichtlinear und eine Funktion der magnetischen Feldstärke und begründet den nichtlinearen und nicht eindeutigen Zusammenhang zwischen B und H (siehe Abbildung 3-10).

Der magnetische Fluss Φ durch ein Flächenelement A beschreibt die magnetische Induktion B , die diese Fläche durchsetzt. Der magnetische Fluss ist in jedem Querschnitt des Magnetkreises der Abbildung 3-9 konstant. Im allgemeinen Fall, inhomogene Felder eingeschlossen, gilt:

$$\Phi = \int_A \vec{B} \cdot d\vec{A} \quad (3-5)$$

Ist das Feld, das die Fläche A durchsetzt homogen, so ergibt sich:

$$\Phi = B \cdot A = \mu \cdot H \cdot A \quad (3-6)$$

Der magnetische Widerstand R_m lautet für verschiedene Abschnitte i eines Magnetkreises mit unterschiedlichen magnetischen Eigenschaften

$$R_{m,i} = \frac{l_i}{\mu_i \cdot A_i} \quad (3-7)$$

wobei l der Länge, μ der Permeabilität und A der Querschnittsfläche des Magnetkreisabschnitts entspricht.

Eine weitere wichtige Größe ist die magnetische Durchflutung Θ (auch häufig als magnetische Spannung bezeichnet). Sie entspricht dem Produkt aus dem Strom i , der durch die Spulen fließt und der Spulenwindungszahl N :

$$\Theta = N \cdot i \quad (3-8)$$

Die magnetische Durchflutung Θ entspricht der elektrischen Spannung in einem Stromkreis. Sie treibt den magnetischen Fluss. Nach dem Hopkin'schen Gesetz, das sich mit dem Ohm'schen Gesetz vergleichen lässt, gilt:

$$\Theta = \Phi \cdot R_m \quad (3-9)$$

Analog zum elektrischen Kreis ist es anschaulich, einen magnetischen Kreis des elektromagnetischen Systems zu betrachten. Dies ist dann sinnvoll, wenn davon auszugehen ist, dass die Feldlinien des magnetischen Flusses überwiegend in einem flussführenden, ferromagnetischen Material verlaufen.

In der Abbildung 3-9 ist ein magnetischer Kreis mit Spulenerregung, Permanentmagneterregung, flussführenden Weicheisenteilen und Luftspalt δ dargestellt. Er soll als vereinfachtes Modell für den Magnetkreis des zu optimierenden Motors dienen. Der magnetische Fluss Φ verläuft nach der Abbildung 3-9 vom Nordpol des axial magnetisierten Permanentmagneten mit dem Querschnitt A_{PM} , geführt durch weichmagnetisches Eisenmaterial (Querschnitt A_{Fe}), zum Luftspalt der Länge δ und dem Querschnitt A_δ . Dort tritt er über und wird im Eisenmaterial weiter zur Spule geführt, bevor er zurück zum Südpol des Magneten gelangt.

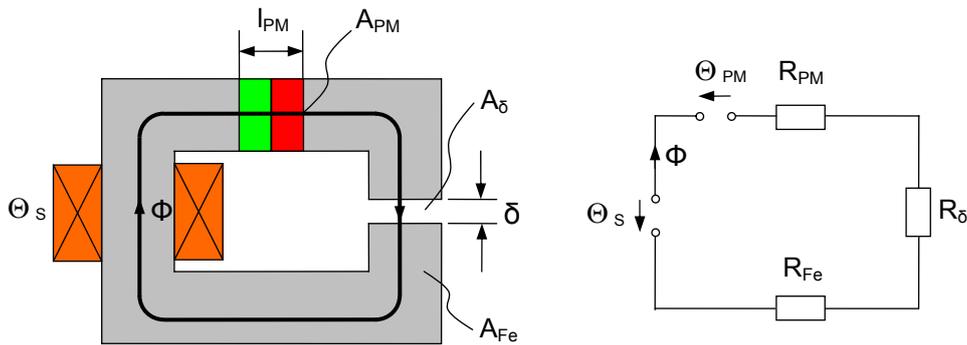


Abbildung 3-9 Vereinfachter Magnetkreis (links) und magnetisches Ersatzschaltbild (rechts)

Um die Abhängigkeit der magnetischen Flussdichte von den verschiedenen Parametern des obigen Magnetkreises zu evaluieren, wird das Hopkin'sche Gesetz angewandt. Die Indizes i und j beschreiben die verschiedenen Kreisabschnitte (Luftspalt, Weicheisen, Permanentmagnet).

$$\Phi \sum_i R_{m,i} = \sum_j \Theta_j \quad (3-10)$$

Auf den Magnetkreis aus der Abbildung 3-9 angewendet ergibt sich:

$$\Phi \left(\int_{\delta} \frac{1}{\mu_0 A_{\delta}} ds + \int_{Fe} \frac{1}{\mu_0 \mu_{Fe} A_{Fe}} ds + \int_{PM} \frac{1}{\mu_0 \mu_{PM} A_{PM}} ds \right) = N \cdot i + \int_{PM} \frac{B_{R,PM}}{\mu_0 \mu_{PM}} ds \quad (3-11)$$

Bei gleichen Querschnitten und konstanten Materialpermeabilitäten entlang des Integrationswegs und unter der Annahme, dass das flussführende Material nicht magnetisch gesättigt ist, vereinfacht sich die Gleichung (3-11) zu:

$$\Phi \left(\frac{\delta}{\mu_0 A_{\delta}} + \frac{l_{Fe}}{\mu_0 \mu_{Fe} A_{Fe}} + \frac{l_{PM}}{\mu_0 \mu_{PM} A_{PM}} \right) = N \cdot i + \frac{B_{R,PM}}{\mu_0 \mu_{PM}} l_{PM} \quad (3-12)$$

Vereinfachend wird angenommen, dass der Luftspalt sehr klein ist und dort folglich ein homogenes Magnetfeld vorhanden ist, also keine Streuflüsse existieren. Aufgrund dieser Annahme ist auch A_{δ} entlang des Integrationswegs konstant.

Die drei magnetischen Widerstände aus Gleichung (3-12) entsprechen denen des Luftspalts, des weichmagnetischen Materials und des Permanentmagnet-Materials. Dabei lässt sich letzterer als Spannungsquelle auffassen, wobei auch die magnetische Durchflutung Θ_{PM} als Spannungsquelle wirkt und der magnetische Widerstand R_{PM} als innerer Widerstand betrachtet wird.

Aus der Gleichung (3-12) ist ersichtlich, dass der magnetische Fluss Φ bzw. die magnetische Induktion B im Luftspalt vergrößert werden kann, indem die einzelnen magnetischen Widerstände verringert bzw. die magnetischen Spannungen Θ , bedingt durch elektrische bzw. permanentmagnetische Erregung, erhöht werden.

3.6 Ferromagnetische Werkstoffe

In elektromagnetischen Antrieben setzt man ferromagnetische Materialien ein, um den von Spulen oder von Permanentmagneten erzeugten magnetischen Fluss zu leiten und die magnetische Induktion durch den Beitrag des Werkstoffs zu verstärken. Sie haben eine relative Permeabilität größer als eins ($\mu_{r,\text{Eisen}}$ bis 5.000, $\mu_{r,\text{Legierungen}}$ bis 250.000). Die in der Abbildung 3-10 dargestellte Hysteresekurve zeigt schematisch die Abhängigkeit der magnetischen Induktion von der magnetischen Feldstärke eines hart- und eines weichmagnetischen Materials.

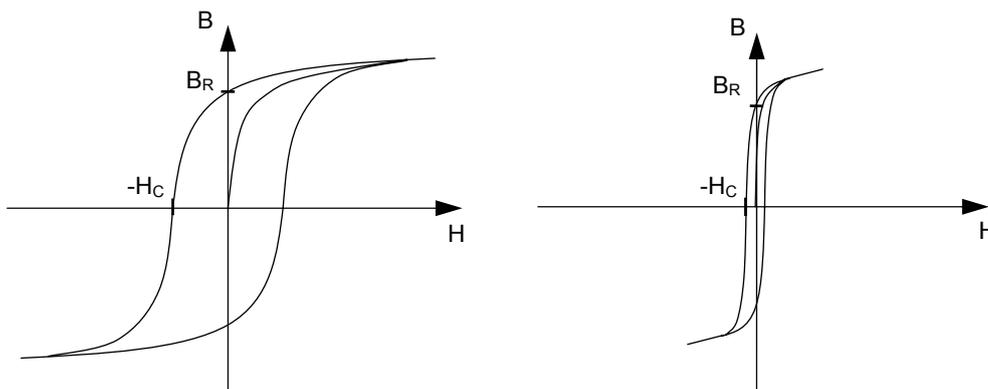


Abbildung 3-10 Hysteresekurve unterschiedlicher ferromagnetischer Werkstoffe, links: hartmagnetisches Material, rechts: weichmagnetisches Material

Die Abbildung 3-10 links zeigt ein als hartmagnetisch bezeichnetes Material, gekennzeichnet durch eine breite Hysteresekurve. Diese Materialien werden bevorzugt als Permanentmagnete eingesetzt, da zur Ent- bzw. Ummagnetisierung ein hohes Gegenfeld angelegt werden muss. Im Gegensatz dazu zeigt die Abbildung 3-10 rechts eine schmale Hysteresekurve mit einer geringen Koerzitivfeldstärke H_C . Sie charakterisiert einen weichmagnetischen Werkstoff mit einem $H_C < 1.000 \text{ A/m}$ [Ber08] [Fis79]. Bereits bei kleiner Magnetisierung reagiert das Material mit großer magnetischer Induktion. Der Grund für die Nichtlinearität der Hysteresekurve liegt in der Abhängigkeit der relativen Permeabilität μ_r von der Feldstärke H (siehe Abbildung 3-11). Die relative Permeabilität μ_r ist der Quotient aus magnetischer Flussdichte B und der dazugehörigen Feldstärke H . Sie durchläuft ein Maximum und geht für große Feldstärken gegen eins.

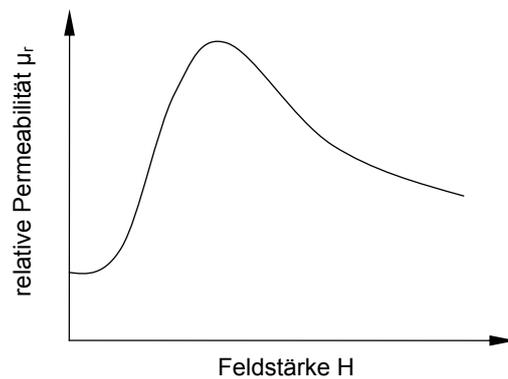


Abbildung 3-11 Abhängigkeit der relativen Permeabilität von der Feldstärke [Bol77]

3.7 Weichmagnetische Werkstoffe

Weichmagnetische Werkstoffe lassen sich neben Reineisen in die Legierungsklassen Silizium-Eisen-, Nickel-Eisen- und Eisen-Kobalt-Legierungen unterteilen. Sie unterscheiden sich hinsichtlich Sättigungspolarisation, Koerzitivfeldstärke und Permeabilität und finden aus diesem Grund in unterschiedlichen Bereichen Verwendung. Die Abbildung 3-12 zeigt in einer Übersicht die magnetischen Eigenschaften der oben genannten und weiterer ausgewählter Werkstoffe. In der Tabelle 3-2 sind einige weichmagnetische Materialien und ihre Kennwerte aufgeführt.

Nickel-Eisen-Legierungen (NiFe) besitzen abhängig vom Nickelanteil die höchsten relativen Permeabilitäten und kleine Koerzitivfeldstärken, wodurch Ummagnetisierungsverluste minimiert werden. Dadurch, dass jedoch die Sättigungsinduktion sehr gering ausfällt, werden sie nur selten in Luftspalt-Magnetsystemen wie z.B. Elektromotoren eingesetzt [Bol77].

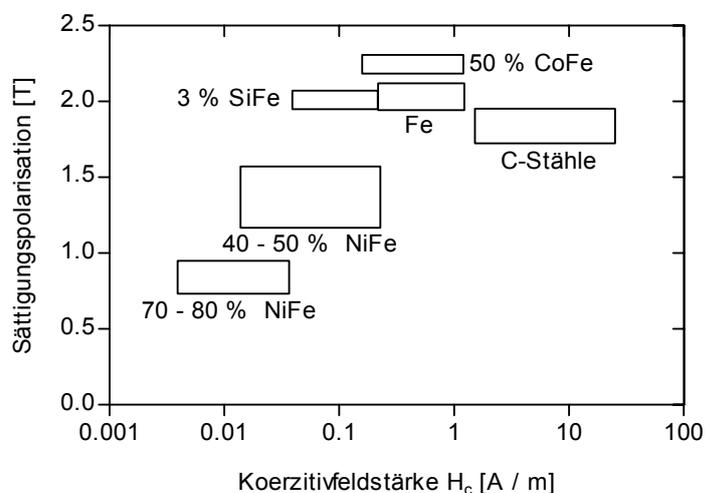


Abbildung 3-12 Sättigungspolarisation von Eisen und ausgewählten Legierungen [Bol77]

Silizium-Eisen-Legierungen (SiFe) haben eine relativ hohe Sättigungsinduktion, die etwa der von Eisen entspricht. Durch Silizierung wird jedoch ein größerer elektrischer Widerstand erreicht, der im Vergleich zu Eisen mehr als viermal so hoch ist. Dadurch lassen sich Wirbelströme effektiv reduzieren [Bol77].

Eisen-Kobalt-Legierungen (FeCo) besitzen Sättigungsinduktionen, die über denen von SiFe-Legierungen liegen. Bei hohen Ummagnetisierungsfrequenzen können die Verluste jedoch größer als die von SiFe-Legierungen sein, da sie einerseits eine höhere Koerzitivfeldstärke aufweisen und andererseits aufgrund eines geringeren spezifischen elektrischen Widerstands ρ_e die Wirbelstromverluste ausgeprägter sind [Bol77].

Bezeichnung	Typ	B_s [T]	H_c [A / m]	μ_4	ρ_e [$\mu\Omega\text{m}$]
Vacoflux 50	CoFe mit 50 % Co	2,35	140	1.000	0,44
Vacoflux 17	CoFe mit 23 - 27 %	2,25	150	-	0,39
M250-35 A	SiFe mit < 4,5 % Si	1,6	40	800	0,55
St37 (1.0254)	Baustahl	1,6	-	150	~ 0,1
Mumetall	NiFe mit 72 - 83 %	0,6	1,5	60.000	0,55

Tabelle 3-2 Kennwerte ausgewählter weichmagnetischer Werkstoffe [Bol77] [Boz51] [Kal08]

3.7.1 Auswahl des Weicheisenmaterials

Es stellt sich die Frage, welche magnetischen Eigenschaften für die Auslegung eines magnetischen Systems am wichtigsten sind. Sicherlich ist es vorteilhaft, Materialien einzusetzen, die eine möglichst hohe Sättigungsinduktion und relative Permeabilität besitzen. Gleichzeitig sind möglichst geringe Koerzitivfeldstärken und damit kleine Ummagnetisierungsverluste (siehe Kapitel 3.12) von Vorteil. Schon aus wirtschaftlicher Sicht muss jedoch ein Kompromiss dieser Eigenschaften eingegangen werden, da Materialien, bei denen die magnetischen Eigenschaften aufgrund von Legierungszusätzen angepasst sind, häufig teuer in der Herstellung sind und Schwierigkeiten in der Verarbeitung hervorrufen. Die hohen anfallenden Kosten stehen oft in keinem Verhältnis zum wirtschaftlichen Nutzen des Motors. Die Abbildung 3-13 zeigt die B-H-Neukurven einiger weichmagnetischer Werkstoffe. Die NiFe-Legierung Mumetall (siehe Tabelle 3-2) weist die mit Abstand die höchste Permeabilität auf, was sich in einer sehr großen Anfangssteigung der Neukurve bemerkbar macht. Die Permeabilität kann als Verstärkung der z.B. durch eine Spule erzeugten, magnetischen Induktion im flussführenden Material angesehen werden und scheint damit ein wichtiger Kennwert für die Auslegung des Synchronmotors zu sein.

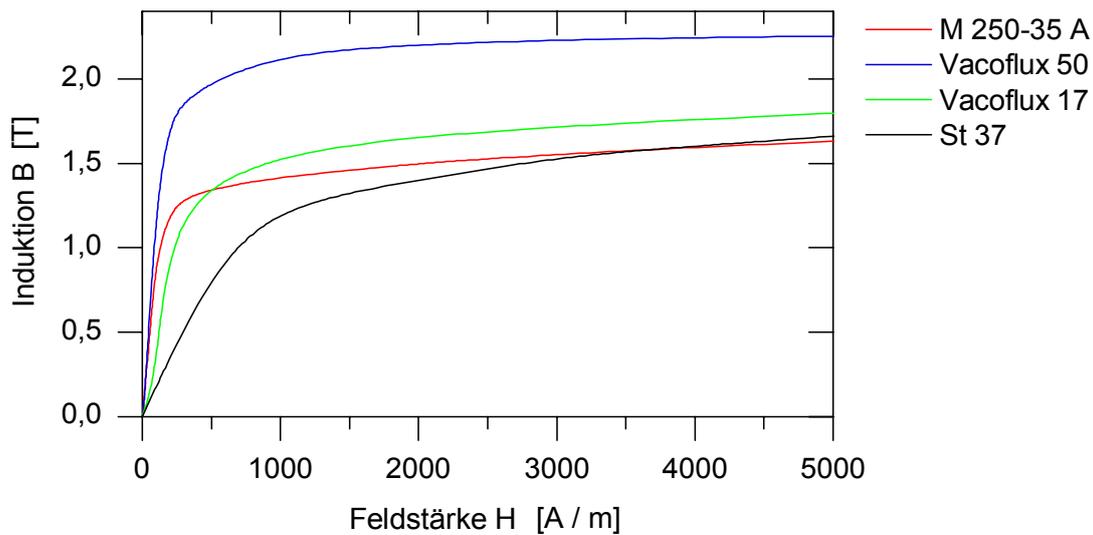


Abbildung 3-13 B-H-Kurven ausgewählter weichmagnetischer Werkstoffe

Eine hohe relative Permeabilität spielt bei Luftspaltsystemen jedoch eine untergeordnete Rolle. Dies rührt daher, dass der Luftspalt zwischen den Rotoren und dem Stator des Motors zur Scherung der Hystereseurve und damit zur Verringerung der effektiven Permeabilität führt. Wendet man den allgemeinen Durchflutungssatz auf den Magnetkreis aus der Abbildung 3-9 ohne Permanentmagnet an,

$$\oint_s \vec{H} \cdot d\vec{s} = H_{Fe} l_{Fe} + H_{\delta} \delta = N \cdot i \quad (3-13)$$

so gilt hierbei für die magnetische Induktion im Luftspalt B_{δ} , die wegen der Erhaltung des magnetischen Flusses so groß wie im weichmagnetischen Material B_{Fe} ist und unter der Voraussetzung, dass alle Querschnitte identisch sind:

$$B_{\delta} = \frac{\mu_0}{\delta + \frac{l_{Fe}}{\mu_{Fe}}} N \cdot i \quad (3-14)$$

Das Vorhandensein eines Luftspalts δ bewirkt also eine Abschwächung der magnetischen Induktion von B_R zu B_{δ} . Dadurch, dass das Verhältnis von Eisenlänge zu Permeabilität des weichmagnetischen Materials im Gegensatz zur Luftspaltlänge klein ist, wird B_{δ} bei konstanter Erregung maßgeblich durch den Luftspalt bestimmt und nicht durch die relative Permeabilität. Anschaulich lässt sich dies durch die Scherung der Hystereseurve des weichmagnetischen Materials zeigen. Bei Vergrößerung des Luftspalts verkleinert sich die Steigung und wird über einen weiten Bereich des H-Felds linear (Luftspaltgerade).

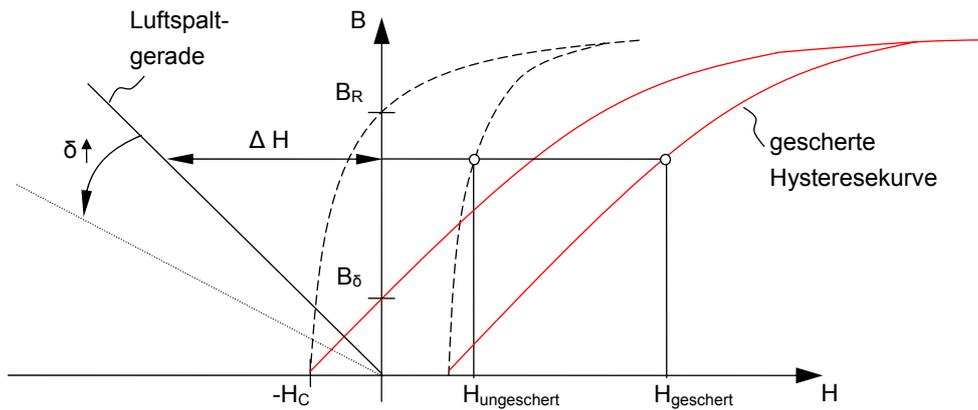


Abbildung 3-14 Gescherte Hysteresekurve und Luftspaltgerade

Die Abschwächung der magnetischen Induktion bei gleicher Erregung $N \cdot i$ kann auch als Änderung der relativen Permeabilität $\mu_{\text{Fe,eff}}$ des gesamten magnetischen Kreises interpretiert werden, siehe Gleichung (3-15).

$$\mu_{\text{Fe,eff}} = \frac{\mu_{\text{Fe}}}{1 + \mu_{\text{Fe}} \frac{\delta}{l_{\text{Fe}}} \frac{A_{\text{Fe}}}{A_{\delta}}} \approx \frac{l_{\text{Fe}}}{\delta} \quad (3-15)$$

Bei kleinen Luftspalten können die Querschnitte von Luftspalt und Weicheisen als gleich angenommen werden. In diesem Fall ist die effektive Permeabilität nicht mehr von der magnetischen Feldstärke abhängig, sondern nur noch von dem Verhältnis Weicheisen- zu Luftspatlänge. Da nun die Steigung der Luftspaltgeraden der effektiven Permeabilität entspricht, wird diese bei Vergrößerung des Luftspalts um Größenordnungen verkleinert und ist dadurch nicht mehr maßgeblich für die Eigenschaften des elektromagnetischen Systems verantwortlich.

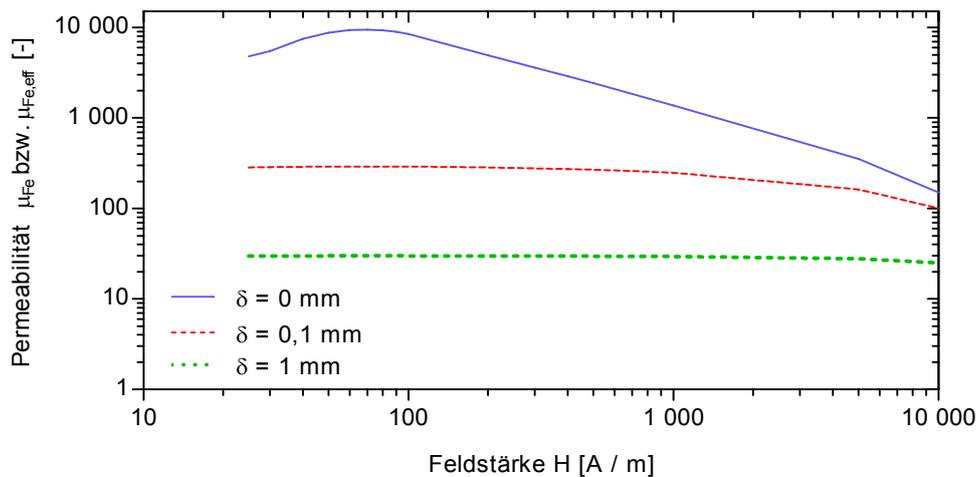


Abbildung 3-15 Veränderung der relativen Permeabilität des Elektroblechs M 250 in Abhängigkeit des Luftspalts

In der Abbildung 3-15 ist exemplarisch die relative Permeabilität des weichmagnetischen Werkstoffs M 250 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sie in einem geschlossenen Magnetkreis eine Funktion der Feldstärke ist und eine Maximalpermeabilität von 10.000 aufweist. Wird der Kreis jedoch geöffnet, so verringert sie sich und wird zunehmend konstant. Bei einem im Synchronmotor vorliegenden Luftspalt von 1 mm und einer Eisenlänge von 30 mm, lässt sich nur noch eine Maximalpermeabilität von etwa 30 erzielen.

Um eine hohe magnetische Induktion im Luftspaltkreis zu erhalten, ist es bei Systemen mit relativ großen Verhältnissen von Luftspalt- zu Eisenlänge aus diesem Grund nicht sinnvoll, weichmagnetische Materialien mit hoher relativer Permeabilität, wie z.B. NiFe-Legierungen mit 70 - 80 % Nickel, einzusetzen. Diese Materialien werden hingegen bevorzugt in geschlossenen Magnetkreisen eingesetzt, bei denen keine Scherung auftritt. Durch eine hohe relative Permeabilität und kleine Koerzitivfeldstärken können Ummagnetisierungsverluste, z.B. bei Wechselspannungstransformatoren, maßgeblich minimiert werden.

Gerade bei Luftspaltsystemen wie Elektromotoren ist darauf zu achten, dass das flussführende Material eine große Sättigungsinduktion aufweist und dadurch hohe Induktionswerte annehmen kann. Somit ist es möglich, die Querschnitte der Weicheisenteile klein zu halten und bei gegebener Baugröße des Motors durch hohe Luftspaltflussdichten große Drehmomente zu erzeugen.

Da die Statorspulen bei einer geforderten Motordrehzahl unter Last von 3.000 U / min einer Wechselbestromung von 300 Hz unterliegen, sind weiterhin niedrige Ummagneti-

sierungsverluste gefordert (siehe Kapitel 3.12). Dabei ist einerseits auf eine geringe Koerzitivfeldstärke zu achten, die mit der Minimierung von Hystereseverlusten einhergeht, und andererseits auf einen geringen spezifischen elektrischen Widerstand des Weicheisens zur Reduktion von Wirbelstromverlusten.

Wie in der Abbildung 3-13 zu sehen ist, zeigt die FeCo-Legierung Vacoflux 50 der Firma Vacuumschmelze die größte Sättigungsinduktion (2,35 T) bei einem Ummagnetisierungsverlust von ca. 2,8 W / kg (bei 1,5 T und 50 Hz) und scheint ein geeigneter Werkstoff für Statorkerne und Rotorrückschlüsse darzustellen. Mit einer angemessenen Sättigungsinduktion von 1,6 T und im Vergleich zu Vacoflux 50 geringeren Ummagnetisierungsverlusten, aber auch seiner Verfügbarkeit in sehr geringen Blechdicken wird das kostengünstigere Elektroblech M 250-35 A (DIN EN 10106) jedoch bevorzugt. In der Abkürzung dieser SiFe-Legierung steht M für Elektroblech, in diesem Fall mit einem festgelegten Höchstwert für den Ummagnetisierungsverlust von 2,5 W / kg (bei 1,5 T und 50 Hz, siehe Abbildung 3-35) und einer Blech-Nennstärke von 0,35 mm. Der Buchstabe A bezeichnet ein kaltgewalztes, nicht kornorientiertes Elektroblech im schlussgeglühten Zustand nach DIN EN 10106 [Ber08].

Da das eingesetzte, flussführende Material des originalen Motors nicht bekannt ist, wird angenommen, dass es sich um ein unlegiertes Elektroblech handelt. Diese werden häufig dann eingesetzt, wenn gute Verarbeitbarkeit und hohe Wärmeleitfähigkeit bei gleichzeitig hohen Sättigungsflussdichten gefordert sind [Rei80]. Erhöhte Ummagnetisierungsverluste von bis zu 5 bis 10 W / kg (bei 1 T, 50 Hz und Blechdicken zwischen 0,2 und 0,5 mm, siehe Abbildung 3-35) [Bol77] spielen meistens eine untergeordnete Rolle und werden zu Gunsten geringer Material- und Verarbeitungskosten toleriert. Im Folgenden wird der Stahl St 37 (1.0254) als Vergleichswerkstoff zur Legierung M 250-35 A herangezogen, speziell bei der Konfiguration des FE-Modells des originalen Synchronmotors. Da die magnetischen Eigenschaften dieses Stahls nicht exakt spezifiziert sind, kann die B-H-Kennlinie [Kal08], die in der Abbildung 3-13 zu sehen ist, nur als Annäherung betrachtet werden. Der Grund hierfür liegt in der starken Abhängigkeit der Eisenkennlinie vom Kohlenstoffanteil sowie von anderen Fremdeinschlüssen [Boz51].

3.8 Dauermagnetwerkstoffe

Liegt die Koerzitivfeldstärke H_c über 10.000 A / m, so spricht man von einem hartmagnetischen Werkstoff [Fis79]. Dadurch, dass magnetische Energie im Werkstoff dauerhaft gespeichert ist, können Dauermagnete ohne zusätzliche Energieaufnahme ein Magnetfeld erzeugen und somit die Energiedichte eines elektromagnetischen Systems erhöhen. Hartmagnetische Werkstoffe lassen sich in die Werkstoffklassen Aluminium-Nickel-Kobalt-, Ferrit- und Seltenerd-Magnete unterteilen und unterscheiden sich im

Wesentlichen hinsichtlich Remanenzinduktion und Koerzitivfeldstärke, jedoch auch in Bezug auf ihre Temperaturempfindlichkeit und ihre Empfindlichkeit bezüglich Entmagnetisierung.

Aluminium-Nickel-Kobalt (AlNiCo) -Magnete werden eingesetzt, um sehr hohe Remanenzinduktionen zu erreichen. Allerdings besitzen sie nur sehr geringe Koerzitivfeldstärken, die sehr schnell zu irreversiblen Entmagnetisierungen führen. Eine Entmagnetisierung kann z.B. bei einem dem Feld des Permanentmagneten entgegen gesetzten äußeren Magnetfeld auftreten. Bei permanentmagnetisch erregten Kreisen kann sie aber auch durch eine Luftspaltvergrößerung erfolgen.

Ferritmagnete sind Eisenoxid-Magnete mit hohen Koerzitivfeldstärken, aber nur geringer Remanenzinduktion. Sie sind kostengünstig, spröde sowie hart und haben eine hohe Temperaturempfindlichkeit.

Als Beispiele für Seltenerd-Magnete gelten Samarium-Kobalt- (SmCo) und Neodym-Eisen-Bor (NdFeB) -Magnete. SmCo-Magnete besitzen eine größere Energiedichte als Ferritmagnete sowie eine bessere Temperaturunempfindlichkeit. NdFeB-Magnete besitzen im Gegensatz zu SmCo-Magneten noch höhere Werte für H_c und B_r und sind damit bei Raumtemperatur sehr entmagnetisierungssicher. Hohe Temperaturen hingegen wirken sich deutlich auf die Koerzitivfeldstärke aus [Stö02].

Dauermagnetwerkstoff	B_r [T]	H_c [kA / m]	Energiebeiwert - $(BH)_{max}$
AlNiCo	0,8 - 1,4	40 - 150	10 - 60
Hartferrit	0,2 - 0,44	120 - 260	6 - 40
SmCo	0,8 - 1,2	400 - 900	140 - 320
NdFeB N35	~ 1,17	~ 860	263
NdFeB N50	~ 1,46	~ 995	406

Tabelle 3-3 Eigenschaften von Dauermagnetwerkstoffen [Stö02] [Kal08]

NdFeB-Magnete werden wegen ihres hohen Energiebeiwerts eingesetzt (siehe Tabelle 3-3). Sie besitzen eine Remanenzinduktion, die nur wenig unterhalb der von AlNiCo-Magneten liegt, weisen jedoch eine sehr viel höhere Koerzitivfeldstärke auf. Die Entmagnetisierungskennlinie (siehe Gleichung (3-16)) kann bei NdFeB-Magneten als linear angenommen werden; erst bei sehr großen Feldstärken knickt sie ab.

$$B_{PM}(H_{PM}) = B_{r,PM} - \mu_0 \mu_{PM} H_{PM} \quad (3-16)$$

Wird der Magnetkreis aus der Abbildung 3-9 ohne Spule betrachtet, so lässt sich die Luftspaltgerade durch den Durchflutungssatz in seiner allgemeinen Form berechnen, wobei durch Integration entlang des Magnetkreises folgt:

$$\oint_{\text{s}} \vec{H} \cdot d\vec{s} = H_{\text{PM}} l_{\text{PM}} + H_{\text{Fe}} l_{\text{Fe}} + H_{\delta} l_{\delta} = 0 \quad (3-17)$$

Unter den Annahmen eines vernachlässigbar kleinen magnetischen Widerstands R_{Fe} im Eisen und eines Flusses Φ , der an allen Stellen des Magnetkreises identisch ist, nämlich

$$\Phi = B_{\delta} \cdot A_{\delta} = B_{\text{PM}} \cdot A_{\text{PM}} = B_{\text{Fe}} \cdot A_{\text{Fe}} \quad (3-18)$$

folgt für die Gleichung der Luftspaltgeraden:

$$B_{\delta}(H_{\text{PM}}) = -\mu_0 H_{\text{PM}} \frac{l_{\text{PM}}}{\delta} \quad (3-19)$$

Sie ist nicht nur von der Länge des Luftspalts an sich, sondern auch von der Länge des Permanentmagneten l_{PM} abhängig, da dessen relative Permeabilität der von Luft entspricht ($\mu_{\text{PM}} \sim 1$) und dadurch einen magnetischen Widerstand R_{PM} vergleichbar dem von Luft verursacht.

Da beim vorliegenden Unterwassermotor das Motordrehmoment optimiert werden soll, wird der Arbeitspunkt so eingestellt, dass sich im Luftspalt eine möglichst große Flussdichte einstellt, diese sich also möglichst nah an der Remanenzinduktion des Permanentmagneten befindet. Prinzipiell lässt sich dies durch ein großes Verhältnis von Magnetdicke zu Luftspaltlänge erreichen.

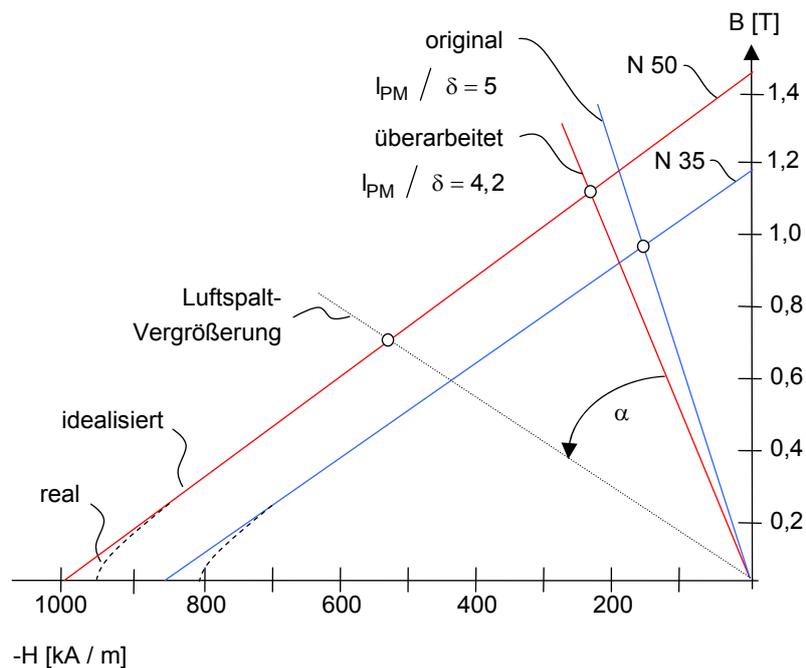


Abbildung 3-16 Ermittlung des Arbeitspunkts des unbestromten, elektromagnetischen Kreises

Der Arbeitspunkt des Magnetsystems lässt sich bestimmen, indem der Schnittpunkt von Luftspaltgerade und Entmagnetisierungskennlinie ermittelt wird. Für die magnetische Induktion im Arbeitspunkt gilt:

$$B_{PM,AP} = B_r \frac{1}{1 + \mu_{PM} \frac{\delta}{I_{PM}}} \quad (3-20)$$

In der Abbildung 3-16 ist der Arbeitspunkt des an den originalen Motor angelehnten, vereinfachten Magnetkreises aus der Abbildung 3-9 eingezeichnet. Er ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Entmagnetisierungskennlinie des N 35-Magneten mit der Arbeitsgeraden, die sich aufgrund einer Magnetdicke von 5 mm und einer Luftspaltlänge von 1 mm einstellt. Beim unbestromten Motor herrscht dort eine Luftspaltinduktion von 0,975 T. Weiterhin ist die Entmagnetisierungskennlinie eines Permanentmagneten des Grads N 50 dargestellt. Ziel ist es, durch Anpassung des Luftspalts und der Magnetdicke die Luftspaltinduktion zu erhöhen. Wie nachfolgende Betrachtungen zeigen, stellt sich das größte Motordrehmoment bei einem Verhältnis von Magnetdicke zu Luftspaltlänge von 4,2 ein. Im Arbeitspunkt des unbestromten Motors ergibt sich dabei eine Luftspaltinduktion von 1,18 T. In Kapitel 3.10.2 wird ausgeführt, dass sich durch eine im Vergleich zum ursprünglichen Motor geringere Dicke von 3 mm und eine verkleinerte Luftspaltlänge von 0,7 mm die Luftspaltinduktion aufgrund rein elektrischer Erregung maßgeblich steigern lässt.

3.8.1 Irreversible Entmagnetisierung

Trotz der weitgehend linearen Kennliniencharakteristik von NdFeB-Magneten wird im Folgenden überprüft, ob im Motorbetrieb eine irreversible Entmagnetisierung auftritt. Sie kann die charakteristische Motorkennlinie dauerhaft verändern und dabei speziell das Motordrehmoment maßgeblich verringern. Die Degradierung der Dauermagnete kann durch mehrere Mechanismen geschehen.

Gegenfeld

Eine irreversible Entmagnetisierung der Magnete kann durch äußere Gegenfelder entstehen. Beim betrachteten Synchronmotor werden magnetische Felder durch die Spulen des Stators erzeugt. Ohne Spulenbestromung verläuft die Arbeitsgerade durch den Nullpunkt. Werden die Statorwicklungen bestromt, so verschiebt sich die Arbeitsgerade, abhängig von der Höhe der magnetischen Spannung Θ , entlang der x-Achse. Ihre Steigung bleibt dabei erhalten. Wird eine Spule bestromt und ist das dadurch erzeugte Magnetfeld dem des an der spulenzugehörigen Statorkernpolfläche liegenden Dauermagneten entgegengesetzt, so verschiebt sich die Arbeitsgerade nach links in Richtung kleinerer Feldstärken. Korrelierend dazu stellt sich eine geringere Flussdichte des Magneten ein, siehe Abbildung 3-17, die sich wie folgt berechnen lässt [Stö02]:

$$B_{PM,AP} = B_{r,PM} \frac{1}{1 + \frac{\delta \mu_{PM}}{I_{PM}}} - N \cdot i \frac{\mu_0 \mu_{PM}}{I_{PM} + \mu_{PM} \delta} \quad (3-21)$$

Fließt durch eine Spule ein sehr hoher Strom, wie z.B. beim Anlaufen des Motors, wenn aufgrund fehlender Gegeninduktion kurzzeitig durch hohe Wicklungsströme große Magnetfelder erzeugt werden, so verschiebt sich der Arbeitspunkt weit nach links und kann unter Umständen den linearen Bereich der Entmagnetisierungskennlinie verlassen. Stellt er sich unterhalb dem Bogen der realen Kennlinie ein, erreicht der Magnet bei einer Abnahme des Spulenstroms nicht mehr seinen ursprünglichen, sondern einen bei einer geringeren magnetischen Induktion liegenden Arbeitspunkt.

Die Abbildung 3-17 zeigt drei verschiedene Arbeitsgeraden für unterschiedliche Bestromungen des Motors. Die Gerade des unbestromten Magnetsystems wurde bereits in der Abbildung 3-16 diskutiert. Bei 700 Ampèrewindungen, wie sie im überarbeiteten Motor bei Maximaldrehzahl unter Pumpenvolllast vorliegen (bei Strangströmen von 5 A und Spulen mit 129 Wicklungen), ist die Flussdichte des Magneten auf 0,9 T verringert. Der Arbeitspunkt ist weit entfernt vom nichtlinearen Teil der Magnetkennlinie und damit der Entmagnetisierung der NdFeB-Magnete. Bei 1.700 Ampèrewindungen (entspricht Strangströmen von 12 A und Spulen mit 129 Wicklungen), wie sie, durch spätere Experimente gezeigt, beim überarbeiteten Motor unter Pumpenvolllast vorliegen, befindet

sich der Arbeitspunkt recht weit nach links verschoben. Die Flussdichte ist in diesem Zustand auf etwa 0,5 Tesla verringert. Der Arbeitspunkt der Magnete liegt jedoch immer noch im linearen Kennlinienbereich des Magneten und es erfolgt keine irreversible Entmagnetisierung.

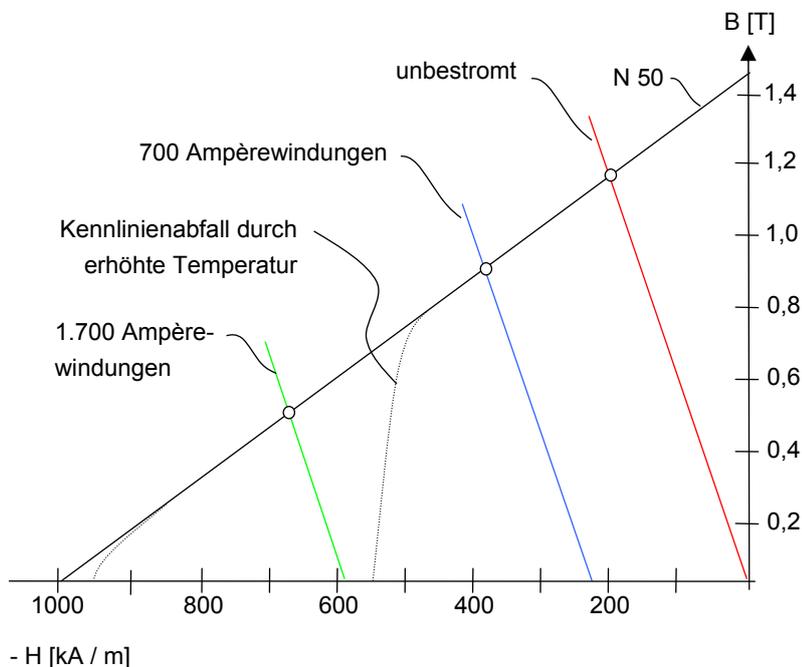


Abbildung 3-17 Einfluss der Spulenbestromung auf die Lage des Arbeitspunkts

Temperatur

Die eingesetzten NdFeB-Magnete N 50 sind bis zu Temperaturen von 60 °C entmagnetisierungssicher. Nimmt die Magnettemperatur zu, so knickt die Entmagnetisierungskennlinie immer früher zu kleiner werdenden Feldstärken ab und die Gefahr einer Entmagnetisierung, z.B. durch ein äußeres Gegenfeld ist groß. Schematisch ist dieser Sachverhalt durch die gestrichelte Linie in der Abbildung 3-17 gekennzeichnet. Beim Einsatz des Motors unter Wasser ist diese Form der Entmagnetisierung jedoch sehr unwahrscheinlich, da die Magnete durch das umgebende Meerwasser gekühlt werden.

3.9 Rotormagnet-Positionierung

Um das Drehmoment des Synchronmotors weiter zu erhöhen, werden die Läufermagnete in größerer Entfernung zum Rotormittelpunkt platziert. Damit wird ein größerer Hebelarm geschaffen, an dem die im Luftspalt wirkende Reluktanzkraft wirken kann. Gleichzeitig vergrößert sich der Abstand benachbarter Magnete, was die Neigung zum magnetischen Kurzschluss verringert.

3.9.1 Hebelarm

Die Rotormagnete des originalen Motors weisen einen Radius vom Läufermittelpunkt $r_{\text{orig}} = 24 \text{ mm}$ auf. Durch nur geringe Modifikationen der Rotorscheibe werden beim überarbeiteten Synchronmotor die Dauermagnete weiter außen in einem Radius von $r_{\text{opt}} = 28 \text{ mm}$ platziert. Dabei bleibt der originale Rotoraußendurchmesser erhalten. Bei gleicher Reluktanzkraft im Luftspalt lässt sich durch den um 4 mm vergrößerten Hebelarm eine Drehmomentsteigerung von etwa 16 Prozent erzielen. In der Abbildung 3-18 ist der Läufer schematisch dargestellt. Der linke Halbkreis zeigt die Magnetanordnung des originalen Motors, der rechte Halbkreis die des optimierten Motors.

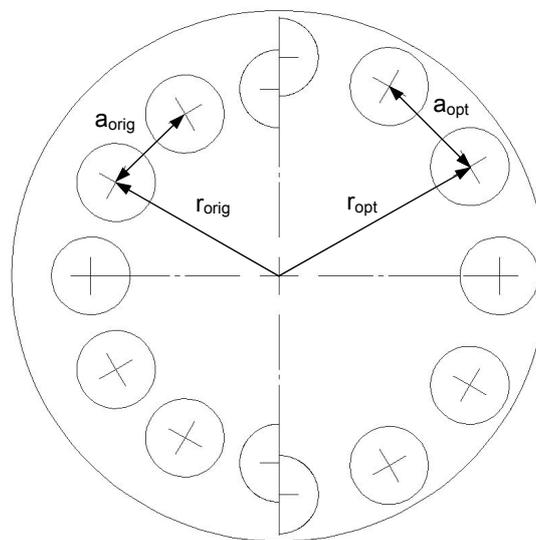


Abbildung 3-18 Magnetanordnung des Rotors des originalen (linker Halbkreis) und des optimierten Motors (rechter Halbkreis)

3.9.2 Magnetischer Kurzschluss

Bedingt durch die Hebelarmverlängerung stellt sich ein vergrößerter Abstand zwischen den Mittelpunkten der einzelnen Magnete ein. Beim originalen Motor beträgt diese Distanz $a_{\text{orig}} = 12 \text{ mm}$, wohingegen sie beim optimierten Motor $a_{\text{opt}} = 14 \text{ mm}$ aufweist. Der größere Abstand hat den Vorteil, dass die Neigung benachbarter Dauermagnete zum magnetischen Kurzschluss verringert und somit die Flussdichte im Luftspalt erhöht ist. In der Abbildung 3-19 oben ist die Anordnung zweier benachbarter NdFeB-Magnete N 35 des originalen Motors und darunter Magnete gleicher Güte mit dem Abstand des optimierten Motors zu sehen. Mit Hilfe von FEM-Rechnungen mit dem Programm MAXWELL v12 ist im Luftspalt die Flussdichte dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Kurzschlussneigung der Magnete des Originalmotors erhöht ist. Dadurch, dass der zum Drehmoment beitragende Fluss im Luftspalt durch den parasitären Kurzschluss-

fluss verkleinert ist, wird auch das Drehmoment des Synchronmotors verringert. Durch die größere Entfernung von benachbarten Rotormagneten des optimierten Motors gibt es keinen parasitären Kurzschluss. Untersuchungen mittels FEM-Rechnungen haben gezeigt, dass dieser Sachverhalt eine Verringerung des B-Felds im effektiven Luftspalt von etwa 0,5 Prozent erzeugt, wobei das Weicheisen nicht in Sättigung gerät.

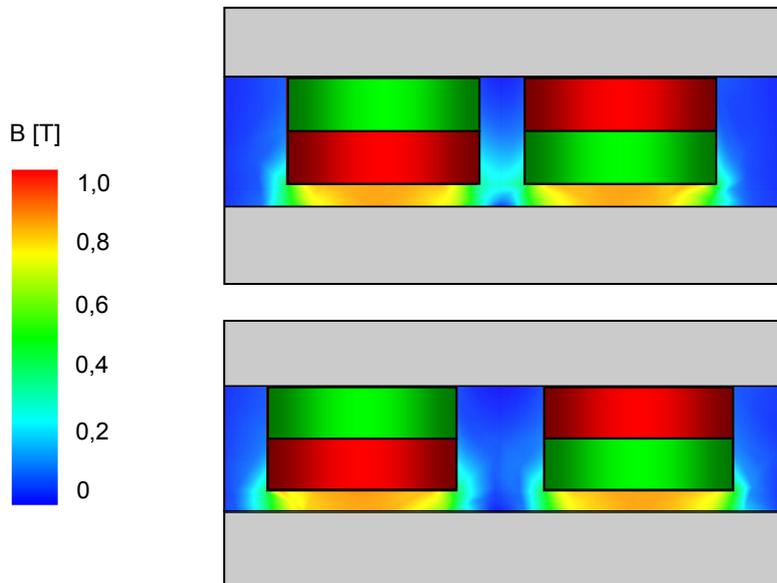


Abbildung 3-19 Magnetischer Kurzschluss benachbarter 5 mm NdFeB-Magnete N 35, oben: Abstand benachbarter Magnete des originalen Motors, unten: Abstand benachbarter Magnete des optimierten Motors

3.10 Optimierung von Magnetlänge und Rückschluss

Die im Luftspalt wirkende magnetische Induktion wird im Folgenden durch Optimierung von Magnetlänge und Rückschlussdicke vergrößert. Um das Potential für geeignete Änderungen zu erkennen, wird zu Beginn der magnetische Kreis des originalen Motors mittels eines FE-Modells betrachtet. Für eine bessere graphische Darstellungsweise der Flussdichteverhältnisse in den Eisenteilen und im Luftspalt ist das Modell als abgerollter Synchronmotor aufgebaut. In der Abbildung 3-20 ist ein Ausschnitt eines FE-Modells des abgerollten, originalen Synchronmotors dargestellt. Die Spulen des Modells sind unbestromt, es liegt nur eine permanentmagnetische Erregung vor. Im Modellquerschnitt ist die Flussdichte farblich gekennzeichnet. Der Luftspalt ist 1 mm hoch, die Magnetlänge der NdFeB-Magnete N 35 beträgt 5 mm und als weichmagnetisches Material kommt St 37 zum Einsatz. In der Abbildung 3-20 oben ist der vordere Läufer (Läufer nahe an der Abtriebswelle) mit der Rückschlussdicke von 3 mm zu sehen. Die Abbildung 3-20 unten zeigt den hinteren, der Lagerfassung zugehörigen Rotor mit einem Rückschluss von 1 mm Dicke.

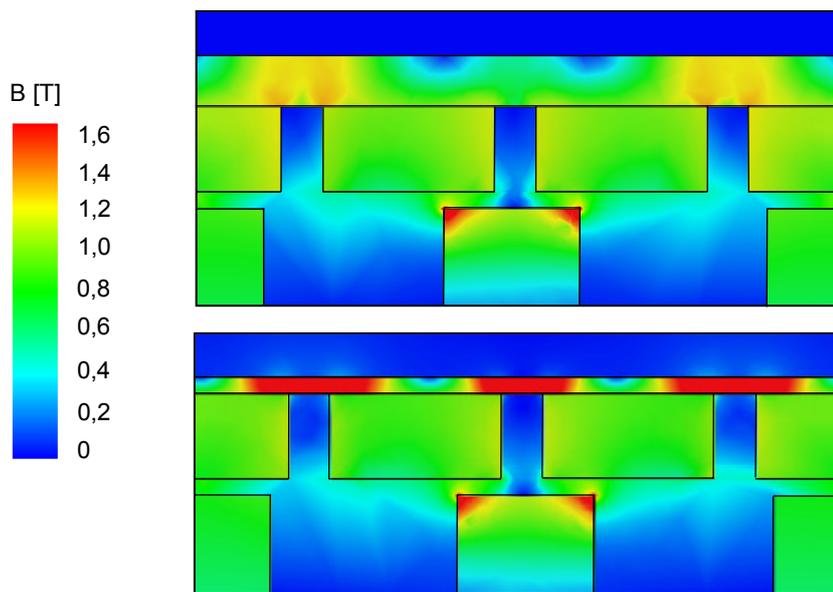


Abbildung 3-20 Verlauf der Flussdichte (Betrag) aufgrund permanentmagnetischer Erregung entlang eines Schnitts durch den abgerollten, originalen Motor, oben: linker Läufer, unten: rechter Läufer

Anhand der Farbgebung ist zu erkennen, dass die Flussdichte im Luftspalt beider Rotoren einen Maximalwert von etwa 1,2 T erreicht. Die Rotfärbung im Rückschluss des hinteren Läufers zeigt, dass die magnetische Induktion dort die materialspezifische Sättigungsinduktion erreicht bzw. überschreitet. Diese Verhältnisse lassen annehmen, dass ein dickerer Rückschluss die Flussdichte im Luftspalt und damit das Motordrehmoment erhöht. Der Rückschluss des vorderen Läufers hingegen ist mit einer dort vorliegenden Flussdichte von etwa 1 T nicht in Sättigung. Hier ist es möglich, den Rückschluss kleiner zu gestalten, um so den Bauraum des Motors zu verkleinern sowie das Trägheitsmoment des Rotors zu minimieren. Durch die unterschiedlichen Flussdichten in den Luftspalten wirken differierende axiale Kräfte, so dass die Läufer unterschiedlich stark von den Statorkernen angezogen werden. Das entstehende alternierende Ungleichgewicht der Anzugskräfte erfordert eine axiale Lagerung, die dem originalen Motor fehlt. Dort werden die Kräfte unter großen Reibungsverlusten durch die nicht dafür ausgelegten Anlaufflächen der Radiallager aufgenommen.

Damit der Einfluss verschiedener Optimierungsparameter auf die Luftspalt-Induktion deutlich hervortritt, wird der Motor-Magnetkreis im Folgenden hinsichtlich permanentmagnetischer und elektrischer Erregung getrennt betrachtet, bevor die gemischte Erregung untersucht wird.

3.10.1 Permanentmagnetische Erregung

Prinzipiell ist es sinnvoll, die Magnetlänge groß zu gestalten. In der Abbildung 3-21 ist zu sehen, dass bei konstantem Luftspalt mit steigender Magnetlänge die Induktion B , die aufgrund des Permanentmagneten im Luftspalt herrscht (siehe Gleichung (3-22)), immer näher gegen ihre remanente Induktion läuft. Ist kein Luftspalt vorhanden, entspricht die Induktion im magnetischen Kreis genau der Remanenzinduktion B_R des Magneten. Aufgrund des festgelegten Einbauvolumens des Motors kann die Magnetlänge jedoch nicht beliebig groß gewählt werden. Vielmehr darf sie zusammen mit dem Rückschluss 5 mm nicht überschreiten.

$$B = B_R \frac{1}{1 + \mu_M \frac{\delta}{l_{PM}}} \quad (3-22)$$

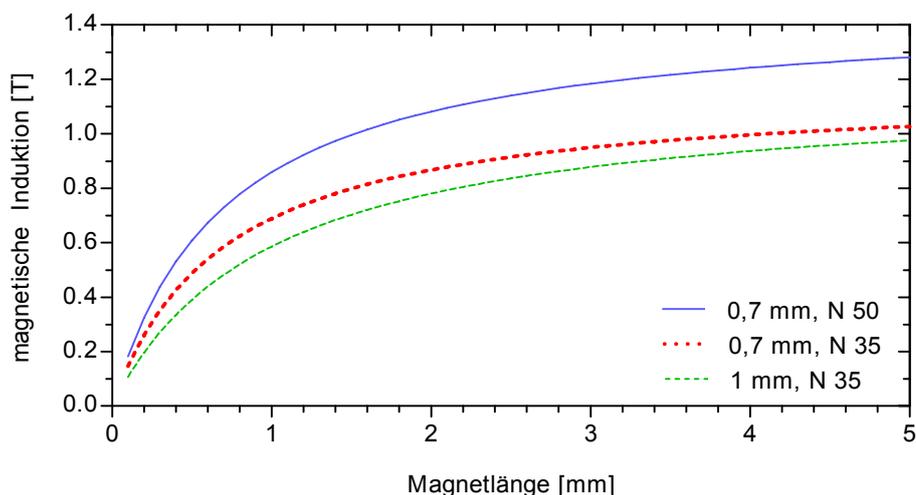


Abbildung 3-21 Abhängigkeit der Flussdichte im Luftspalt von der Magnetlänge, Luftspalte 0,7 und 1 mm, NdFeB-Magnete N 35 und N 50

Um die magnetische Induktion im Luftspalt zu vergrößern, wird der Motor so konstruiert, dass ein Luftspalt eingestellt werden kann, der kleiner ist als der des originalen Motors. Er wird von 1 mm auf 0,7 mm verringert, wobei aufgrund einer Überarbeitung der Motorkonstruktion prinzipiell eine Verkleinerung bis auf 0,4 mm möglich ist. Gleichzeitig werden NdFeB-Dauermagnete N 50 mit einer Remanenzinduktion von 1,46 T eingesetzt. Die Abbildung 3-21 zeigt die dadurch gewonnene Flussdichtevergrößerung im Luftspalt unter der Annahme, dass flussführende Weicheisenteile nicht in Sättigung geraten. Weiterhin werden beide Rotoren baugleich gestaltet. Dies hat einerseits den Vorteil geringerer Fertigungskosten der Rotoren und andererseits sind dadurch die aufgrund von Anzugkräften entstehenden Axialkräfte beider Läufer gleich. Bei glei-

chen Luftspaltlängen kompensieren sich folglich die Axialkräfte. Eine einseitige Anzugskraft, wie sie beim originalen Motor aufgrund unterschiedlicher Rotorausführungen auftritt, wird dadurch vermieden.

Um unter diesen Bedingungen das größtmögliche Motordrehmoment zu erzielen, wird die Magnet- und einhergehend damit die Rückschlussdicke variiert und zu jeder Konfiguration mittels FEM-Rechnungen mit MAXWELL die Flussdichte im Luftspalt ermittelt. Alle weichmagnetischen Materialien des FE-Modells bestehen aus dem Elektrostahl M 250. Wie bereits erwähnt, darf eine Gesamtdicke von Magnet und Rückschluss von 5 mm aufgrund von Bauraumrestriktionen nicht überschritten werden.

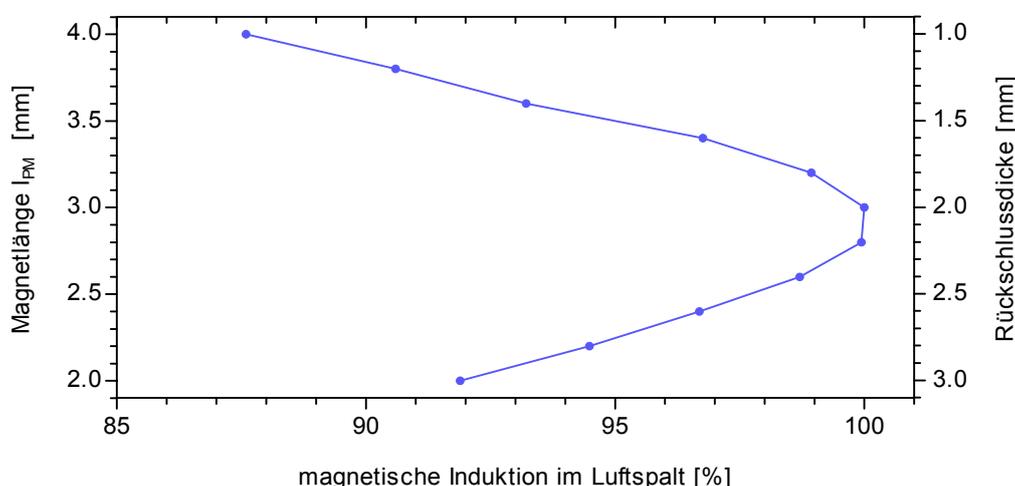


Abbildung 3-22 Magnetische Induktion im Luftspalt in Abhängigkeit der Magnet- bzw. Rückschlussdicke des rein permanentmagnetisch erregten Kreises

In der Abbildung 3-22 ist die Abhängigkeit der magnetischen Induktion in Prozent in Bezug auf eine Magnetlänge von 3 mm (100 Prozent) dargestellt. Die höchste Luftspaltinduktion wird bei einer Magnetlänge von 3 mm und einer korrelierenden Rückschlussdicke von 2 mm erzielt. Es ist zu erkennen, dass größere bzw. kleinere Magnetlängen um bis zu 13 Prozent kleinere Flussdichten mit sich bringen.

Um die Gründe für die unterschiedliche Ausbildung der magnetischen Induktion im Luftspalt zu evaluieren, zeigt die Abbildung 3-23 die Verteilung der magnetischen Induktion für Magnetlängen von 4 mm, 3 mm und 2 mm entlang eines Schnitts durch den abgerollten Synchronmotor. Es ist erkennbar, dass die magnetische Induktion eines 4 mm dicken Dauermagneten den damit einhergehenden Rückschluss von 1 mm in Sättigung treibt. Als Konsequenz liegt im Luftspalt eine im Gegensatz zur optimalen Konfiguration um etwa 13 Prozent kleinere Flussdichte vor. Aufgrund der vollständigen

Sättigung des weichmagnetischen Materials ist zu erkennen, dass der magnetische Fluss nicht mehr vollständig im Rückschluss geführt wird und auf der Rotorrückseite austritt.

Eine Magnetdicke von 2 mm und eine damit korrelierende Rückschlussdicke von 3 mm bewirkt im Vergleich zu einem 3 mm dicken Magneten eine um 8 Prozent geringere Flussdichte. Dies ist durch die relativ schwache Flussdichte begründet, die durch die Magnete geringer Dicke erzeugt wird, jedoch nicht durch die magnetische Sättigung des Rückschlusses.

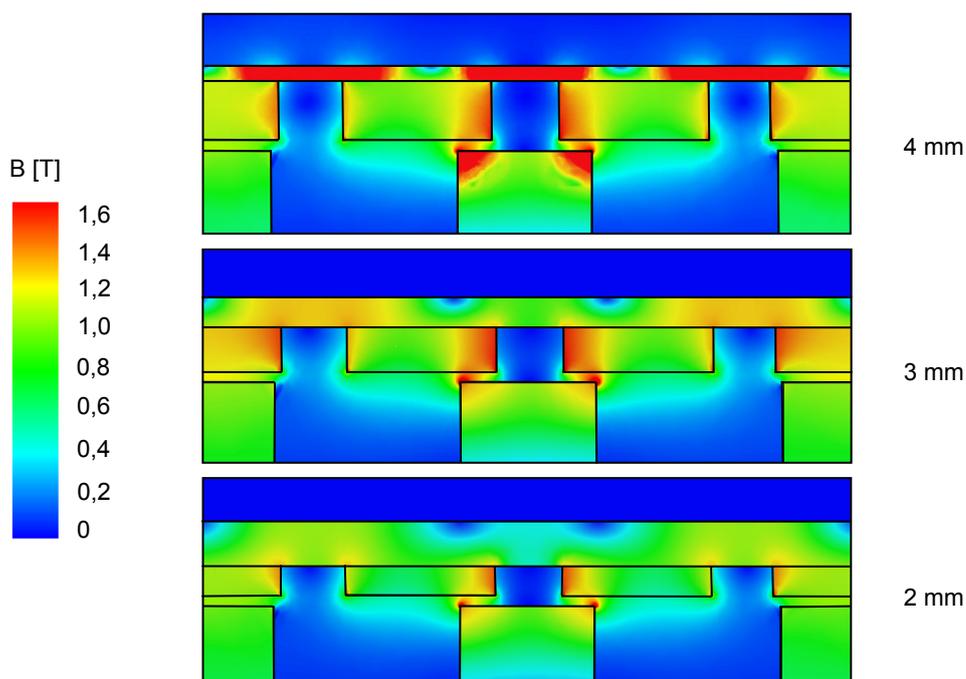


Abbildung 3-23 Verteilung der Flussdichte (Betrag) aufgrund permanentmagnetischer Erregung durch die NdFeB-Magnete N 50 entlang eines Schnitts durch den abgerollten, überarbeiteten Synchronmotor für die Magnetlängen 4 mm, 3 mm und 2 mm

In der Abbildung 3-24 ist eine Analyselinie dargestellt, entlang der im Folgenden die magnetische Induktion im Luftspalt zwischen Rotor und Stator des originalen und des überarbeiteten Synchronmotors untersucht wird. Sie beginnt im Mittelpunkt des mittig abgebildeten Statorkerns und verläuft nach links und nach rechts zum jeweiligen Mittelpunkt der benachbarten Kerne. Dabei wahrt die Linie einen Kernpolflächenabstand von 0,1 mm.

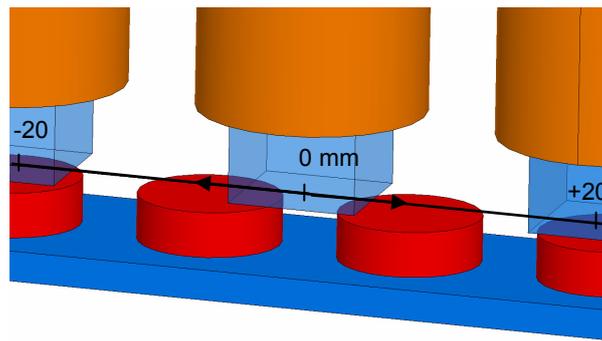


Abbildung 3-24 Analyselinie im Luftspalt des abgerollten Synchronmotors

In der Abbildung 3-25 Mitte ist die Flussdichte aufgrund einer rein permanentmagnetischen Erregung dargestellt, die Spulen sind unbestromt. In Bereichen, in denen die Magnete den mittigen Kern überlappen und in denen im bestromten Zustand Drehmoment erzeugende Tangentialkräfte herrschen, wird beim originalen Motor eine maximale Induktion von etwa 1,3 T erreicht. An dieser Stelle weist der optimierte Motor eine um ca. 20 Prozent größere Induktion von 1,6 T auf, was auf eine Drehmomenterhöhung schließen lässt. Zwischen den beiden Magneten liegt die Flussdichte etwa bei 0,05 T und damit unter der des originalen Motors (0,1 T). Dies ist vorteilhaft (siehe Kapitel 3.9), da dies darauf hinweist, dass die Flussdichte (Streufluss) zwischen den Magneten weniger ausgeprägt ist. Der Fluss tritt vielmehr durch den Luftspalt zum Stator Kern über und trägt dadurch zur drehmomenterzeugenden Tangentialkraft bei.

Vorderer und hinterer Rotor des originalen Motors unterscheiden sich hinsichtlich Rückschlussdicke. Mit Hilfe von FEM-Rechnungen hat sich herausgestellt, dass im Luftspalt zwischen Stator und Rotor mit dünnem Rückschluss eine um fünf Prozent geringere Flussdichte vorliegt als im Luftspalt zwischen Stator und Rotor mit dickem Rückschluss. Dies liegt eindeutig an Sättigungserscheinungen. Bei zunehmender Sättigung der Läuferückschlüsse verschiebt sich die Arbeitsgerade aus der Abbildung 3-17 nach links, es stellt sich folglich eine geringere magnetische Induktion im Luftspalt ein [Stö02].

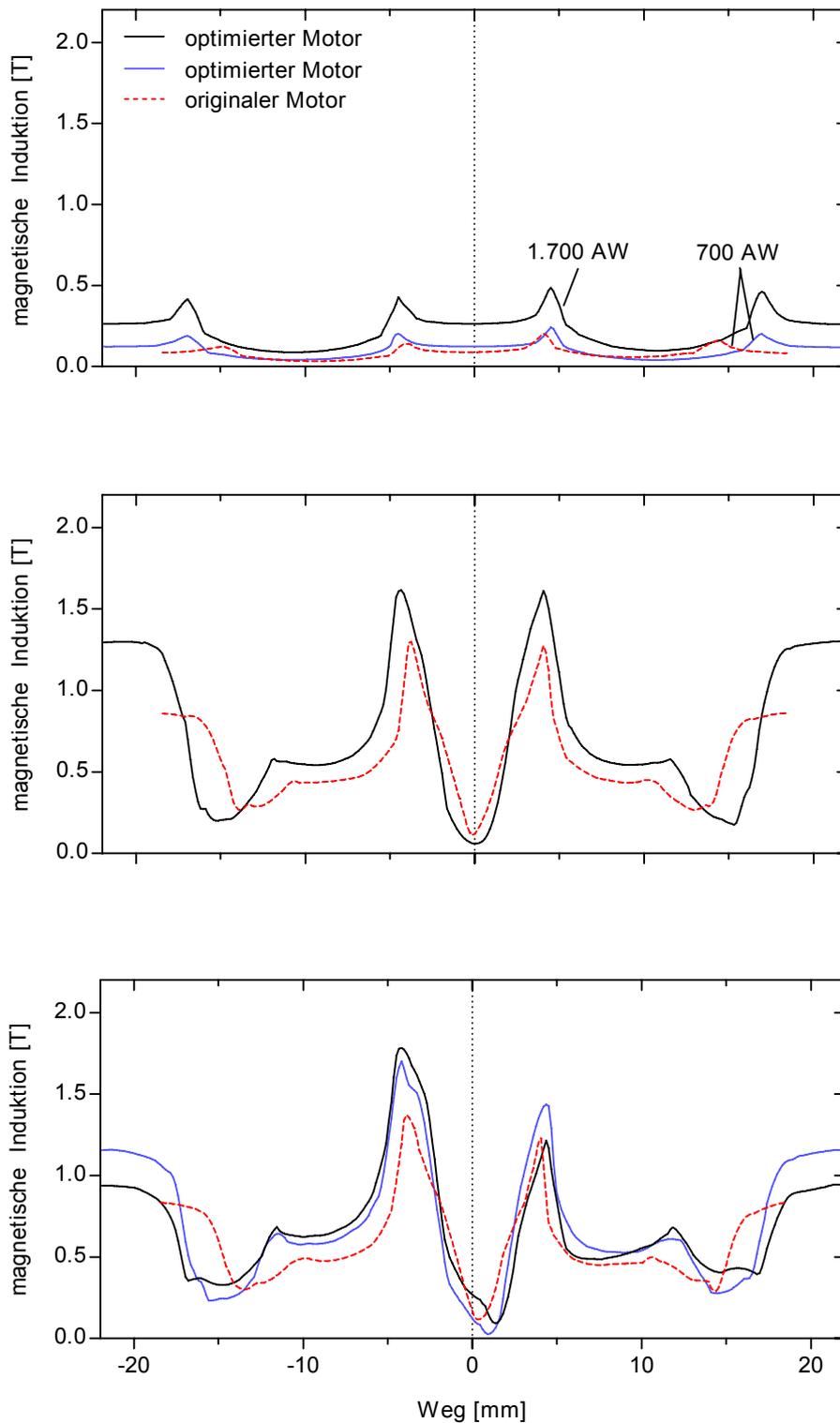


Abbildung 3-25 Betrag der Flussdichte im Luftspalt der durch Spulen (oben), permanentmagnetisch (Mitte) und gemischt erregten Kreise (unten) des originalen und überarbeiteten Motors

3.10.2 Erregung durch Spulen

Nicht nur die vorliegenden Bauraumrestriktionen begrenzen den Einsatz von besonders dicken Magneten. Auch der Einfluss der Magnetdicke im Hinblick auf die Erregung durch Spulen ist zu berücksichtigen. Da Dauermagnete einen hohen magnetischen Widerstand besitzen, sollte aus Sicht des H-Felds der Spulen ihre Länge gering ausfallen.

Um die Flussdichte entlang der Analyselinie aus der Abbildung 3-24 bei Spulenerregung zu evaluieren, wird die permanentmagnetische Erregung der Dauermagnete des FE-Modells in der folgenden Betrachtung unterdrückt. Da hartmagnetische Werkstoffe eine relative Permeabilität von $\mu_{PM} = 1$ besitzen, werden die Magnete des Rotors im Modell durch einen entsprechend nicht-magnetischen Werkstoff ersetzt. Zwischen Statorkernen und Rotorrückschluss entsteht dadurch ein vergrößerter Luftspalt, der sich aus Magnetlänge und effektiver Luftspatllänge zwischen Rotorrückschluss und Kern zusammensetzt. Dieser beträgt beim originalen Motor 6 mm und beim optimierten Motor 3,7 mm.

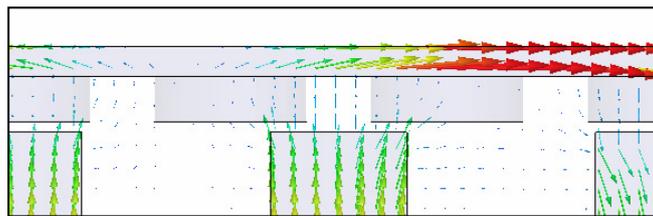


Abbildung 3-26 Magnetischer Fluss des optimierten Motors bei rein elektrischer Erregung

In dem in der Abbildung 3-26 gezeigten Ausschnitt des Motor-Magnetkreises ist der durch bestromte Statorspulen erzeugte Fluss dargestellt. Der Hauptfluss verläuft zwischen dem mittleren und dem benachbarten, halb geschnittenen rechten Kern. Die Feldlinien gelangen von der Polfläche des mittleren Korns über den Luftspalt zum Rotorrückschluss. Dort verlaufen sie im weichmagnetischen Werkstoff nach rechts und treten über den Luftspalt in den rechten Kern über. Im weiteren, in der Abbildung 3-26 nicht sichtbaren Verlauf, gelangen sie zum gegenüberliegenden Rotor. Dort schließt sich der magnetische Kreis, indem der Fluss seinen Weg in den Luftspalten und dem Rotorrückschluss zurücklegt und wieder in den mittleren Kern übertritt. Links und rechts des abgebildeten Ausschnitts wiederholen sich die einzelnen magnetischen Kreise nach dem gleichen Prinzip.

In der Abbildung 3-25 oben ist die magnetische Induktion aufgrund des alleinigen Spulenfelds entlang der Analyselinie aus der Abbildung 3-24 im Luftspalt bei unterschiedlichen magnetischen Spannungen Θ dargestellt. Beim Originalmotor liegt im Betriebs-

punkt der in Kapitel 2.3 beschriebenen Kreiselpumpe eine magnetische Spannung von $\Theta = 700$ Ampèrewindungen vor. Um zu vergleichbaren Aussagen zu gelangen, wird das hinsichtlich Magnet- und Rückschlussdicke optimierte FE-Modell des Motors mit derselben Erregung beaufschlagt. Es ist zu erkennen, dass sich der qualitative Flussdichteverlauf bei 700 Ampèrewindungen von originalem und optimiertem Magnetkreis nicht unterscheidet. Quantitativ ist die Flussdichte des optimierten Kreises an den Kernpolflächen jedoch um 50 Prozent höher. Dabei treten an den Kanten der Kernpole die größten Flussdichten in Form von Spitzen auf. Die Flussdichtespitze des mittleren Kerns ist an seiner rechten Kante größer als an seiner linken Kante. Wie bereits erwähnt, liegt der Grund in der Ausprägung eines geschlossenen magnetischen Kreises mit dem aus Abbildung 3-25 benachbarten rechten Spulenkern. In dem Luftbereich zwischen zwei benachbarten Kernen ist die magnetische Induktion des verbesserten Motors etwas geringer als die des originalen Motors. Dies deutet auf einen weniger stark ausgeprägten magnetischen Schluss benachbarter Kerne hin und impliziert, dass der durch Spulenbestromung erzeugte Fluss überwiegend im Rückschluss geführt wird.

Die größere Flussdichte im Luftspalt des optimierten Motors im Vergleich zum originalen Motor beruht auf der Verkleinerung des effektiven Luftspalts von 1 mm auf 0,7 mm und maßgeblich auf der Reduzierung der Magnetdicke von 5 mm auf 3 mm. Da aus der Sicht der Magnetkreiserregung durch die Statorspulen die Dauermagnete des Rotors mit einer relativen Permeabilität $\mu_{PM} = 1$ wie ein zusätzlicher Luftspalt wirken, entspricht dies einer Luftspaltverkürzung und damit Verringerung des magnetischen Widerstands um 40 Prozent. Dadurch wird eine zum effektiven Luftspalt δ zusätzliche Scherung minimiert und der Einfluss der elektrischen Erregung folglich wesentlich gesteigert.

3.10.3 Gemischte Erregung

Vorige Betrachtungen zeigen, dass die durch Spulenströme bedingte Flussdichte im Luftspalt deutlich geringer ausfällt als die durch permanentmagnetische Erregung. Die durch die Dauermagnete hervorgerufene Flussdichte im Luftspalt des originalen Motors ist in Flussdichtespitzen etwa dreifach größer als die Flussdichte aufgrund der Spulenerregung. Eine permanentmagnetische Erregung mit Überlagerung des Spulenfelds führt zur gemischten Erregung. Dabei überlagern sich die Magnetfelder. In der Abbildung 3-27 ist der Verlauf des Flusses aufgrund von Permanentmagneten und Spulenbestromung dargestellt.

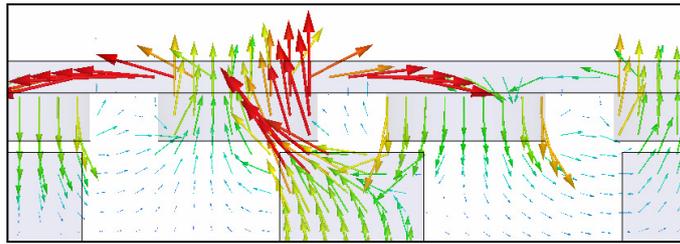


Abbildung 3-27 Verlauf des magnetischen Flusses des optimierten Motors bei elektrischer und permanentmagnetischer Erregung

Drehmoment erzeugende Reluktanzkräfte

Im Vergleich zum rein permanentmagnetisch erregten Kreis verläuft der Fluss im Luftspalt bei gemischter Erregung nicht mehr in symmetrischer Ausprägung zwischen der Polfläche des mittleren Kerns und den beiden mittleren Magneten. Dieser Umstand wird durch das Feld der Statorspulen verursacht, das die Flussdichte an der linken Polflächenkante verstärkt, an der rechten Kante hingegen abgeschwächt. Dadurch entsteht eine unterschiedliche Ausprägung der Reluktanzkräfte zwischen den kernüberlappenden Magneten und dem mittleren Kern. Die Folge ist eine resultierende Kraft, die den Rotor nach rechts bewegt.

In der Abbildung 3-25 unten bzw. Abbildung 3-28 ist die Flussdichte entlang der Analyselinie im Luftspalt bei gemischter Erregung dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Induktionsspitze beim überarbeiteten Motor (700 Ampèrewindungen) an der linken Polflächenkante des mittleren Kerns mit 1,66 T höher ist als die Induktion an der rechten Polflächenkante mit 1,42 T. Die Differenz ΔB_1 dieser beiden Flussdichten (0,24 T) ist maßgeblich für die Kraft verantwortlich, welche die Rotordrehbewegung bewirkt. Je größer diese Differenz, desto größer ist das Motordrehmoment. Beim originalen Motor und gleicher elektrischer Erregung betragen die Luftspaltinduktionen 1,34 T und 1,2 T. Die Differenz von 0,14 T ist damit um 40 Prozent geringer als die des überarbeiteten Motors. Im Vergleich zu einer Erregung des optimierten Motors von 1.700 Ampèrewindungen liegt beim originalen Motor eine um 75 Prozent geringere Flussdichtedifferenz vor (siehe Abbildung 3-25 unten).

Drehmoment hemmende Reluktanzkräfte

Der Drehbewegung wirken die Felder der Magnete, die den Kernpolflächen direkt gegenüberstehen, entgegen. Ohne Bestromung des Stators nehmen sie in dieser Stellung die energieärmste Position ein. Werden die Spulen bestromt, so entsteht ein Statorfeld, das dem Feld dieser Dauermagnete entgegen gerichtet ist. Die Reluktanzkräfte, welche die Magnete genau gegenüber den Statorpolen in einer stabilen Position halten, werden dadurch minimiert, das Verlassen dieses Zustands vereinfacht, und das Motordrehmoment erhöht.

In der Abbildung 3-28 ist ab einem Weg von ± 17 mm die Flussdichte im Luftspalt zwischen Statorkernen und den direkt gegenüberliegenden Magneten dargestellt. Sie beträgt beim mit 700 Ampèrewicklungen bestromten originalen Motor 0,83 T. Beim überarbeiteten Motor gleicher elektrischer Erregung herrscht, aufgrund des Einsatzes von Magneten höherer Remanenzinduktion, eine Luftspaltflussdichte von 1,16 T. Diese 1,4-fach größere Induktion ΔB_2 impliziert, dass im Vergleich zum Originalmotor größere Reluktanzkräfte auftreten, welche die Motordrehbewegung hemmen. Bei Erregung des überarbeiteten Motors mit 1.700 Ampèrewindungen hingegen ist eine Motordrehmomenterhöhung eindeutig (siehe Abbildung 3-25 unten). Im Vergleich zum Originalmotor sind die Drehmoment erzeugenden Kräfte stark, Drehmoment hemmende Kräfte hingegen nur leicht erhöht.

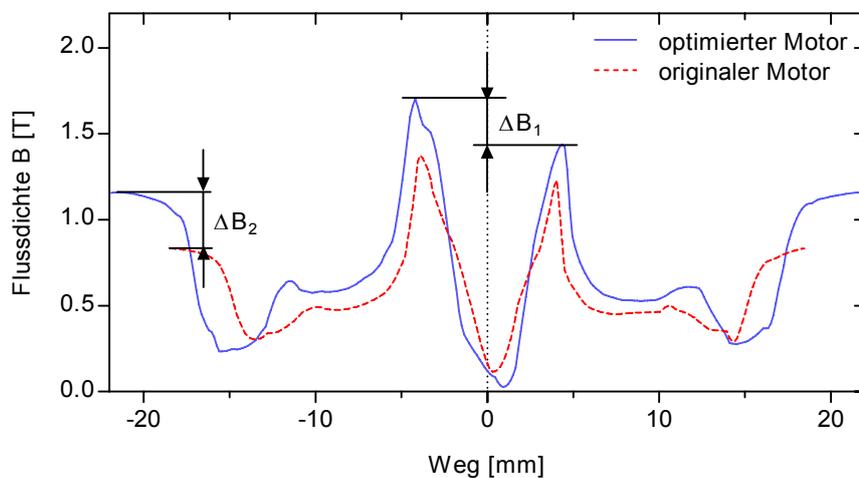


Abbildung 3-28 Betrag der Luftspaltflussdichte bei gemischter Erregung (700 Ampèrewindungen)

3.11 FE-Modellrechnungen

Der komplexe Aufbau des betrachteten Synchronmotors erschwert die analytische Berechnung seines elektromagnetischen Kreises. Aus diesem Grund wird ein dreidimensionales Motormodell mittels der Software MAXWELL v12 entwickelt, welches mit Hilfe der Methode der finiten Elemente (FEM) zur Auslegung herangezogen wird.

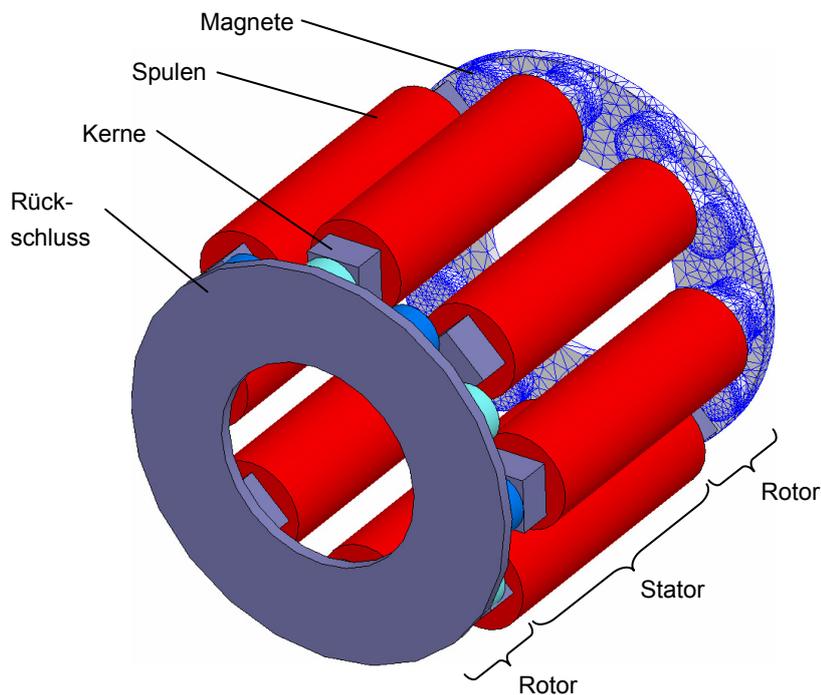


Abbildung 3-29 Finite-Elemente-Motormodell inklusive Elementierung des hinteren Rotors

Der Modellaufbau besteht ausschließlich aus den für die Magnetkreisberechnung relevanten Bauteilen (siehe Abbildung 3-29). Der Stator setzt sich aus acht Weicheisenkernen zusammen, um die Spulen aus Kupfer gewickelt sind. Jede zweite Spule ist zu jeweils einem Strang zusammengeschaltet. Die scheibenförmigen Rotoren an den Stirnseiten des Stators bestehen aus abwechselnd magnetisierten Permanentmagneten und jeweils einem Weicheisenrückschluss. Alle weichmagnetischen Materialien sind durch ihre statischen B-H-Kurven definiert. Die Charakterisierung der Permanentmagnete geschieht durch ihre linearisierten Entmagnetisierungskennlinien. Die Motorwelle aus dem rostfreien Stahl 1.4571, alle Gehäuseteile aus Kunststoff (POM) sowie das Stator-Vergussmaterial aus PUR werden aufgrund ihrer vernachlässigbaren magnetischen Eigenschaften im Motormodell nicht berücksichtigt.

Das Motormodell ist hinsichtlich Magnetlänge, Rückschlussdicke, Luftspatllänge, Durchflutung der Spulen sowie Drehwinkel der Rotoren parametrisiert aufgebaut. Um eine zuverlässige Berechnung aller interessierenden Größen, wie z.B. Flussdichten, Kräfte und Momente zu gewährleisten, wird das Netz des FE-Modells in mehreren Schritten adaptiv verfeinert (siehe Netz des hinteren Rotors der Abbildung 3-29).

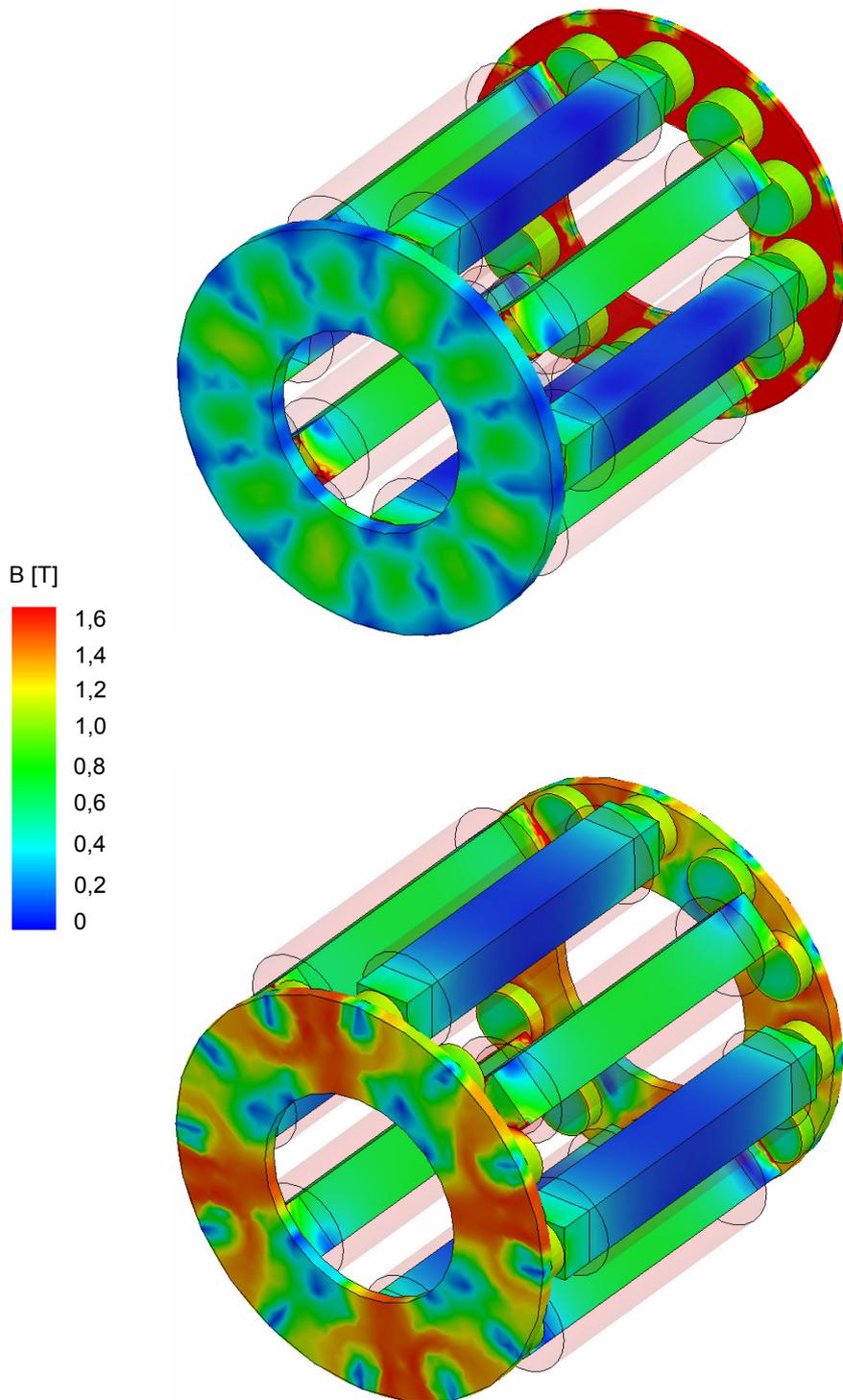


Abbildung 3-30 Farblich dargestellter Betrag der Flussdichte bei einer Durchflutung der Spulen von 700 Ampèrewindungen, oben: originaler Motor, unten: überarbeiteter Motor

Bei dem Modell aus der Abbildung 3-29 handelt es sich um ein statisches FE-Modell. Um den Magnetkreis des Motors zu untersuchen, sind die beiden Spulenstränge mit einer Durchflutung von 700 A beaufschlagt. Bei dieser Bestromung ist in der Abbildung 3-30 der Betrag der Flussdichte der weichmagnetischen Materialien des originalen und des überarbeiteten Motors dargestellt. Es ist zu erkennen, dass im hinteren, der Motorlageerfassung zugehörigen Rotorrückschluss des originalen Motors (siehe Abbildung 3-30 oben) aufgrund seiner geringen Dicke eine Flussdichte von über 1,6 T und damit vollständige Sättigung herrscht. Wie in Kapitel 3.10 dargestellt, begrenzen diese Sättigungserscheinungen die durch die Magnete erzeugte Luftspaltflussdichte. Der vordere Rotor zeigt aufgrund seiner großen Dicke keine Sättigungserscheinungen. Es herrscht eine maximale Flussdichte von etwa 1 T in den grün eingefärbten Gebieten. Gleiches Verhalten zeigen die Spulenkernmaterialien. Im statischen Bestromungszustand herrscht im Spulenstrang 1 eine Flussdichte von 0,2 T, im Spulenstrang 2 eine Induktion von 0,6 T. Der überarbeitete Motor hat symmetrisch aufgebaute Rotoren. Sie besitzen Rückschlüsse mit gleichen Dicken, wodurch sich gleiche Flussdichten in den weichmagnetischen Werkstoffen und in den Motorluftspalten ausbilden. Die Abbildung 3-30 unten zeigt, dass Rückschlussbereiche mit einer magnetischen Induktion existieren, die nahe an der Sättigungsflussdichte liegen. Das Rückschlussmaterial ist somit hoch ausgereut, ohne in Sättigung zu geraten, was auf eine gute Materialausnutzung schließen lässt. Das Spulenkernmaterial zeigt eine zu der des originalen Motors vergleichbare Aussteuerung. Da es sich bei dieser Betrachtung um ein statisches FE-Modell handelt, ist zu berücksichtigen, dass der tatsächliche Fluss im Weicheisen im dynamischen Motorbetrieb unter anderem aufgrund von Ummagnetisierungsverlusten und Wirbelströmen (siehe Kapitel 3.12) um bis zu 30 Prozent geringer angenommen werden kann.

3.11.1 Statischer Drehmomentverlauf

Um den Synchronmotor charakterisieren zu können, wird der statische Drehmomentverlauf in Abhängigkeit des Rotordrehwinkels anhand des FE-Motormodells aus der Abbildung 3-29 berechnet. Für diesen Zweck werden die Statorspulenstränge mit Gleichstrom beaufschlagt. Liegt kein Lastmoment an, so bewegen sich die Rotoren durch das Statorfeld bei einem mechanischen Rotorwinkel $\beta_{m,s}$ (Koinzidenzstellung) in eine stabile Lage.

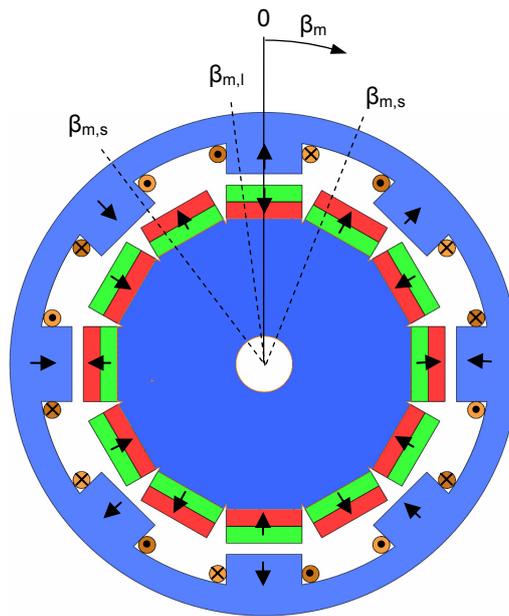


Abbildung 3-31 Schema des Motoraufbaus mit eingezeichneten stabilen und labilen Winkelpositionen bei statischer Bestromung der Spulenstränge

Für ein besseres Verständnis der stabilen und labilen Rotor-Drehwinkelstellungen, bzw. des statischen Drehmomentverlaufs ist in der Abbildung 3-31 der Aufbau des betrachteten Synchronmotors aus der Abbildung 3-29 schematisch abgebildet. Im Gegensatz zum tatsächlichen Motoraufbau ist hier ein einzelner Rotor als Innenläufer repräsentiert. Seine zwölf Magnete sowie die spulenumwickelten acht Kerne des Stators sind radial ausgerichtet. Wird der Rotor aus seiner Ausgangsposition $\beta_m = 0$ herausgedreht, so ergibt sich bei einer statischen Statorspulenbestromung ein annähernd sinusförmiger Drehmomentverlauf. Die Abbildung 3-32 oben und Mitte zeigt für den originalen sowie den überarbeiteten Motor bei Durchflutungen von 700 und 1.700 Ampèrewindungen (AW) das Drehmoment in Abhängigkeit des eingestellten Drehwinkels. Es ist zu erkennen, dass das Drehmoment bei einem Drehwinkel von minus $7,5^\circ$ Null wird. Hier liegt eine labile Winkelstellung $\beta_{m,l}$ vor, aus der sich der Rotor bei kleinster Auslenkung in die nächstmögliche stabile Winkelposition bewegt. Diese ist erreicht, wenn der Rotor im Gegenuhrzeigersinn weiterdreht. Das Drehmoment wird bei einem Winkel von minus $37,5^\circ$ wiederum Null, und es liegt eine stabile Winkelstellung $\beta_{m,s}$ vor. Eine Auslenkung des Rotors aus dieser Position ergibt ein rücktreibendes Moment.

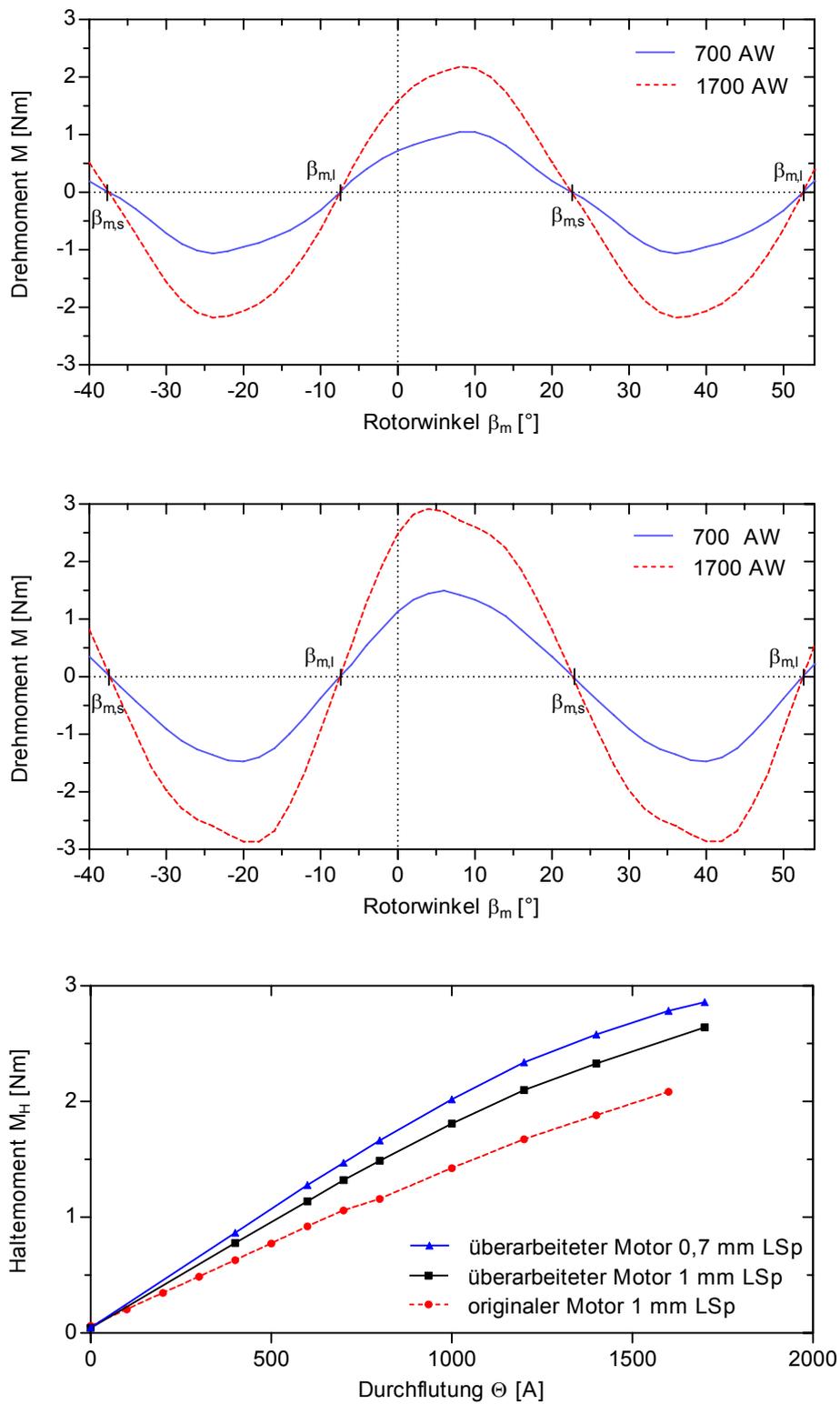


Abbildung 3-32 Statischer Drehmomentverlauf des originalen (oben) und des überarbeiteten Motors (Mitte), unten: maximales Haltemoment in Abhängigkeit der Durchflutung

Weiterhin ist zu erkennen, dass bei einer Durchflutung von 700 Ampèrewindungen, welche sich beim originalen Synchronmotor im Pumpenbetrieb unter maximaler Last einstellt, ein maximales Moment von 1 Nm vorliegt. Bei gleicher Durchflutung erreicht der überarbeitete Motor ein maximales Moment von 1,5 Nm. Dies entspricht einer Steigerung des Moments um 50 Prozent.

Ein guter Vergleich bezüglich der Leistungsfähigkeit des originalen und des überarbeiteten Motors ist durch die Gegenüberstellung der Haltemomentkennlinien gegeben. Das Haltemoment wird häufig auch als Kipp- oder Rastmoment bezeichnet. Es ist das maximale Drehmoment, mit dem der erregte Motor statisch belastet werden kann, ohne dass er außer Tritt gerät. In der Abbildung 3-32 unten sind die Haltemomentverläufe in Abhängigkeit der Durchflutung der Spulenwicklungen dargestellt. Durch die in den vorigen Kapiteln dargestellten Änderungen, u.a. bezüglich des flussführenden, weichmagnetischen Materials, des Magnetwerkstoffs sowie des Verhältnisses von Rückschlussdicke und Magnetlänge, ist eine deutliche Haltemomentsteigerung erkennbar (rote und schwarze Kennlinie in der Abbildung 3-32 unten). Wird weiterhin der Luftspalt von 1 mm auf 0,7 mm verkürzt (blaue Kennlinie), so sind Haltemomentsteigerungen gegenüber denen des originalen Motors um etwa 50 Prozent erzielbar. Der Vergleich legt nahe, dass das Drehmoment im dynamischen Drehbetrieb des Motors ebenfalls vergrößert ist.

Bei allen Kennlinien ist zu erkennen, dass die Haltemomente bei größer werdenden Durchflutungen steigen. Bei sehr großen Durchflutungen verlaufen die Kennlinien zunehmend flacher. Dies liegt an der Sättigung des weichmagnetischen Materials, so dass bei einer Stromerhöhung der Statorwicklungen das Haltemoment nicht mehr nennenswert ansteigt. Stattdessen nimmt die Energieumwandlung in Wärme zu.

3.12 Ummagnetisierungsverluste

Um im dynamischen Motorbetrieb eine kontinuierliche Rotor-Drehbewegung aufrecht zu erhalten, werden die Spulenstränge sinusförmig bestromt (siehe Kapitel 3.2.1). Die Folge ist eine Änderung des magnetischen Zustands der Weicheisenkerne des Stators sowie der Rotorrückschlüsse. Ein Teil des von der Stromquelle zur Verfügung gestellten Energiebetrags wird dadurch im Eisenwerkstoff in Wärme umgesetzt. Die Energiebeträge, die zum zyklischen Ummagnetisieren notwendig sind, werden als Ummagnetisierungsverluste (Eisenverluste) bezeichnet und sind in der Abbildung 3-8 als v_{Fe} benannt [Moe76], [Bol77]. Die Ummagnetisierungsverluste setzen sich im Wesentlichen aus Hystereseverlusten v_H und Wirbelstromverlusten v_W zusammen, siehe Gleichung (3-23).

$$v_{Fe} = v_H + v_W \quad (3-23)$$

Bei sehr kleinen Ummagnetisierungsfrequenzen liegt eine statische Hysteresekurve vor (siehe Abbildung 3-33). Wird die Ummagnetisierungsfrequenz erhöht, so verbreitert sich die Kurve. Bei einer Frequenz von 50 Hz kann das Durchfahren der dynamischen Hysteresekurve einer SiFe-Legierung einen bis zu dreimal höheren Energieaufwand benötigen [Rei80].

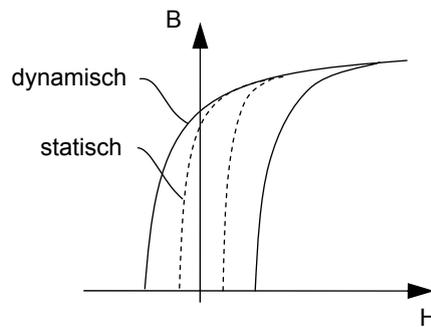


Abbildung 3-33 Verbreiterung der B-H-Kurve bei hohen Ummagnetisierungsfrequenzen

3.12.1 Hystereseverluste

Die Arbeit, die notwendig ist, um den magnetischen Zustand von Eisen zu ändern, wird Hysteresearbeit genannt. Diese ist verhältnismäßig zur Fläche der durchlaufenen Hystereseschleife und wird durch den Betrag der Koerzitivfeldstärke und die Aussteuerung des Materials bestimmt. Näherungsweise gilt für in elektrischen Maschinen eingesetzte Eisenmaterialien, dass sich der Hystereseverlust v_H proportional zum Quadrat der magnetischen Induktion B verhält und linear von der Frequenz abhängt, siehe Gleichung (3-24). Die Konstante c_H ist ein Materialkennwert und wird maßgeblich durch die Koerzitivfeldstärke bei statischer Ummagnetisierung bestimmt [Rei80].

$$v_H = c_H \cdot B^2 \cdot f \quad (3-24)$$

Hystereseverluste können durch eine geeignete Werkstoffauswahl minimiert werden. So werden z.B. Werkstoffe eingesetzt, die sehr steile Magnetisierungskurven besitzen und dadurch bei kleinen Feldstärken große Flussdichten erzeugen. Dabei sollte die magnetische Induktion hochgradig reversibel sein [Fis79].

3.12.2 Wirbelstromverluste

Ändert sich der magnetische Fluss $d\Phi/dt > 0$ in einem ferromagnetischen, elektrisch leitfähigen Material, werden in diesem Spannungen induziert, die wiederum Wirbelströme ausbilden. Diese rotieren senkrecht um den sie erzeugenden magnetischen Fluss und wirken nach der Lenz'schen Regel dem ursprünglichen Feld entgegen. Da-

bei wird in einem massiven Material die ursprüngliche magnetische Induktion $B(t)$ durch die durch die Wirbelströme verursachten Felder $B_w(t)$ geschwächt. Aus diesem Grund kommt es bei hohen Ummagnetisierungsfrequenzen zu einer Feldverdrängung im Inneren des Materials und somit zur Verringerung des effektiv flussführenden Querschnitts.

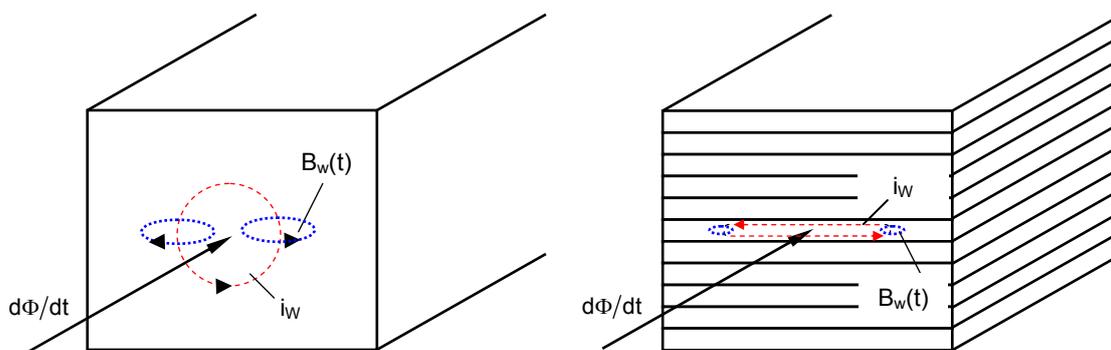


Abbildung 3-34 Ausbildung von Wirbelströmen bei zeitlich veränderlichem Magnetfeld, links: massiver Kern, rechts: geblechter Kern

Durch Wirbelströme wird die Hysteresekurve des magnetischen Werkstoffs verändert. Bei Zunahme der Ummagnetisierungsfrequenz wird sie breiter, was wiederum bedeutet, dass die Hystereseverluste steigen. Die Wirbelstromverluste v_w steigen quadratisch mit der Frequenz f sowie der magnetischen Induktion B [Bec02] [Moe76] [Rei80]. Es gilt:

$$v_w = c_w \cdot B^2 \cdot f^2 \quad (3-25)$$

Der Wirbelstrombeiwert c_w hängt quadratisch von der Blechdicke s und linear von der Anfangspermeabilität μ_4 sowie dem Kehrwert des spezifischen elektrischen Widerstands des Elektroblechs ρ_e ab [Bol77], siehe Gleichung (3-26).

$$c_w = 0,106 \frac{\mu_4 \cdot s^2}{\rho_e} \quad (3-26)$$

Es gibt zwei gängige Möglichkeiten, Wirbelströme effektiv zu unterdrücken:

1. Es wird ein weichmagnetisches Material verwendet, welches einen möglichst hohen elektrischen Widerstand besitzt. Um die elektrische Leitfähigkeit von Eisen zu senken, wird Silizium bis zu ca. 3,5 Prozent zugegeben. Ein höherer Siliziumgehalt erschwert jedoch die Herstellung und Weiterverarbeitung von Elektroblechen. Aufgrund zunehmender Sprödigkeit kann es schließlich nicht mehr

gestanzt werden [Fis79]. Der elektrische Widerstand lässt sich durch 3,5 prozentige Silizierung zwischen 0,12 und 0,5 $\mu\Omega$ einstellen [Bec02]. Es wird jedoch die magnetische Permeabilität μ verringert.

2. Die senkrecht zur Feldrichtung entstehenden kreisförmigen Wirbelstrombahnen werden durch Blechung des weichmagnetischen Materials (gängig sind etwa 0,1 - 0,5 mm Blechdicken) in Flussrichtung auf einen schmalen Bereich eingegrenzt. Dadurch, dass die Bleche untereinander durch Lack- oder Papierschichten isoliert sind, können sich die Wirbelströme nur auf einem schmalen Leiterquerschnitt ausbilden. Da die Wirbelstromverluste quadratisch mit der Blechdicke ansteigen, führt eine geringere Dicke folglich zu einer starken Reduzierung der Wirbelstromverluste. Nachteilig dabei ist jedoch der geringere Stapelfaktor eines Blechpakets. Dadurch, dass bei kleineren Blechdicken mehr Platz durch die Blechisolierungen besetzt wird, kann der Stapelfaktor bis auf ca. 90 Prozent sinken [Bec02]. Der Faktor gibt das prozentuale Verhältnis der Masse je Raumeinheit eines gepressten Blechpakets zur Werkstoffdichte an und ist damit eine technologische Werkstoffzahl für die Raumausnutzung [Fis79].

3.12.3 Ummagnetisierungsverluste des Motors

Die Statorspulen werden für eine Motordrehzahl von 3.000 U / min mit 300 Hz angesteuert. Dabei treten Ummagnetisierungsverluste auf. Die im Stator angeordneten Weicheisenkerne sind geblecht ausgeführt. Sie bestehen aus 0,35 mm dicken, laser-geschnittenen Blechen und sind durch Backlackschichten miteinander verbacken. Sie isolieren die Bleche elektrisch gegeneinander, um im Motorbetrieb auftretende Wirbelströme zu reduzieren. In gleicher Weise sind auf der Rotorrückseite verbackene und gegeneinander elektrisch isolierte 0,35 mm dicke Rückschlussbleche eingesetzt (siehe Abbildung 3-43).

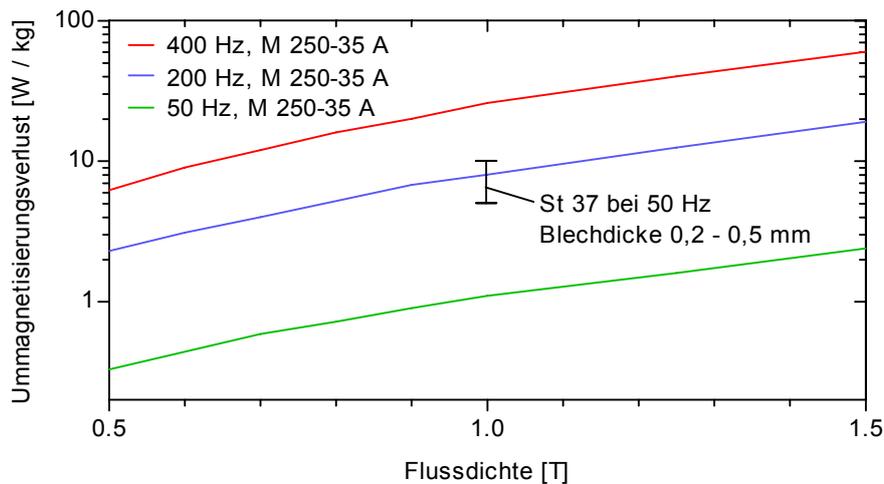


Abbildung 3-35 Ummagnetisierungsverluste in Abhängigkeit der Flussdichte für die Elektrostähle M 250-35 A sowie St 37 bei einer Flussdichte von einem Tesla [Bec02] [Bol77]

In der Abbildung 3-35 sind die Ummagnetisierungsverluste des im überarbeiteten Motor eingesetzten Elektrostahls M 250-35 A in Abhängigkeit der Flussdichteaussteuerung dargestellt. Die Verluste nehmen mit zunehmender Flussdichte wie auch steigender Ummagnetisierungsfrequenz zu. Weiterhin sind die Eisenverluste für eine magnetische Induktion von 1 T bei einer Frequenz von 50 Hz für Blechdicken zwischen 0,2 und 0,5 mm dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bei dieser Ummagnetisierungsfrequenz die Eisenverluste bei einer identischen Blechdicke von 0,35 mm im Vergleich zu Stahl St 37 etwa zehn Mal geringer sind.

3.13 Induktivität

Unter der Voraussetzung gleicher Spulenwindungszahlen N des originalen und des überarbeiteten Motors bewirkt die Anpassung des Magnetkreises hinsichtlich Luftspaltlänge, Magnetdicke sowie des weichmagnetischen Eisenmaterials zwangsläufig eine Veränderung der Motorinduktivität, siehe Gleichung (3-27). Der Grund liegt in der Änderung des magnetischen Widerstands R_m des Kreises.

$$L = \frac{N^2}{R_m} \quad (3-27)$$

Für den vereinfachten Motor-Magnetkreis aus der Abbildung 3-9 gilt:

$$R_m = \frac{\delta}{\mu_0 A_\delta} + \frac{l_{Fe}}{\mu_0 \mu_{Fe} A_{Fe}} + \frac{l_{PM}}{\mu_0 \mu_{PM} A_{PM}} \quad (3-28)$$

Unter der Annahme gleicher Querschnittsflächen A von Luftspalt, Eisenwerkstoff und Permanentmagnet sowie einer Permeabilität der Magneten von $\mu_{PM} = 1$ lässt sich die Gleichung (3-28) vereinfachen:

$$R_m = \frac{1}{\mu_0 A} \left(\frac{l_{Fe}}{\mu_{Fe}} + l_{PM} + \delta \right) \quad (3-29)$$

Unter diesen Voraussetzungen gilt für die Induktivität:

$$L = \frac{N^2 \mu_0 A}{\frac{l_{Fe}}{\mu_{Fe}} + l_{PM} + \delta} \quad (3-30)$$

Die Abbildung 3-36 stellt die analytisch bestimmten Induktivitäten je Spulenstrang (vier seriell geschaltete Spulen) des originalen und überarbeiteten Motors in Abhängigkeit des Luftspalts δ gegenüber. Mit einer Windungszahl je Spulenstrang des Originalmotors von $N = 516$ und einem Luftspalt $\delta = 1$ mm lässt sich die Induktivität zu $L = 0,42$ mH berechnen. Dies ist auch der Wert, der mit einem LCR-Meter gemessen wurde.

Durch die vorgenommene Verringerung der Magnetdicke l_{PM} und der Luftspalllänge δ sowie durch den Einsatz des Weichmagneten M 250-35 A ändert sich die Motorinduktivität des überarbeiteten Synchronmotors (siehe Abbildung 3-36). Bei gleich bleibender Windungszahl ($N = 516$) ergäbe sich eine deutlich vergrößerte Induktivität (schwarze Linie). Um die damit einhergehende induzierte Gegenspannung im Motorbetrieb zu verringern, wurde die Windungszahl auf $N = 456$ verkleinert (blaue Linie).

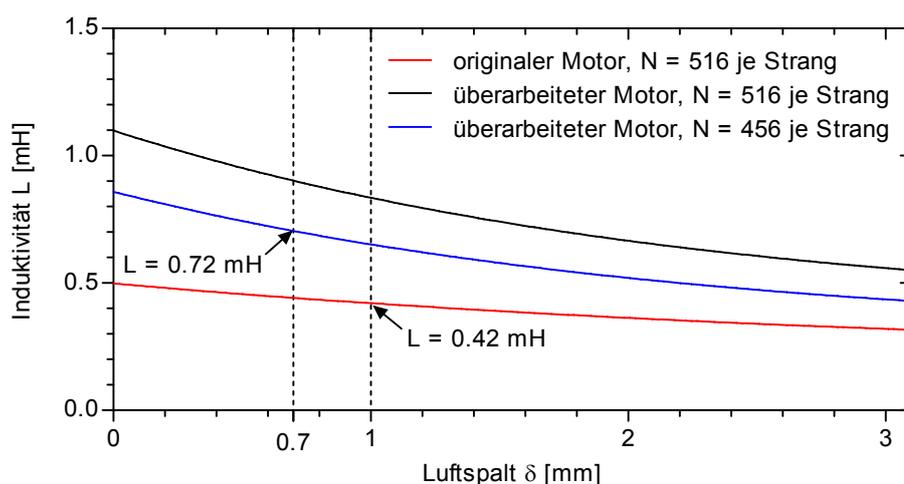


Abbildung 3-36 Analytisch bestimmte Induktivität eines Strangs des originalen und des überarbeiteten Motors in Abhängigkeit des Luftspalts δ bei verschiedenen Wicklungszahlen N (Wicklungszahl des umgesetzten, überarbeiteten Motors: $N = 456$)

Bei einem Luftspalt von $\delta = 0,7$ mm lässt sich die Induktivität zu $L = 0,72$ mH berechnen, was mit Messungen eines LCR-Meters ($L = 0,71$ mH) übereinstimmt. Es sei erwähnt, dass die Veränderungen des Magnetkreises zwar mit einer Erhöhung des Drehmoments einhergehen, andererseits aber aufgrund induzierter Gegenspannungen auch mit einer Verringerung der maximal erreichbaren Drehzahl [Sch09]. Die induzierte Gegenspannung u_{ind} ist:

$$u_{\text{ind}} = -\frac{d\Psi}{dt} = -N\frac{d\Phi}{dt} = -L\frac{di}{dt} \quad (3-31)$$

Hierbei ist Ψ die Flussverketzung. Da die Ansteuerung des Motors jedoch eine maximale Leistung von 385 W zur Verfügung stellen kann, steht ausreichende Leistungsreserve zur Verfügung, um der vergrößerten Gegeninduktionsspannung entgegenzuwirken.

3.14 Konstruktive Überarbeitung des Motors

Konstruktiv wurde eine Vielzahl von Veränderungen getätigt. Unter anderem wurde die Befestigung der Rotoren auf der Welle modifiziert. Dadurch ist es möglich, im Vergleich zum originalen Motor kleine Luftspalte präzise einzustellen. Betrag der minimale Luftspalt des Originalmotors 1 mm, so lässt er sich beim überarbeiteten Motor zwischen 0,4 mm und 1,5 mm in Schritten von 0,05 mm durch Unterlegscheiben einstellen. Weiterhin wurde die Axial- und Radiallagerung überarbeitet. Aufgrund ihres großen Einflusses hinsichtlich des Motorwirkungsgrads, werden im Folgenden Konstruktionsänderungen der Wellenlagerung beschrieben.

3.14.1 Axiallagerung

Die Lagerung der Motorwelle geschieht durch im Stator angeordnete Gleitlager, die für den Unterwasserbetrieb ausgelegt sind. Sie nehmen nur in radialer Richtung Kräfte auf. Da im Motorbetrieb jedoch auch große Axialkräfte auftreten können, gibt es für den in dieser Arbeit überarbeiteten Motor eine Aufnahme für Axialkräfte.

Eine Ursache für ausgeprägte Axialkräfte liegt im Funktionsprinzip des Motors begründet. Durch die im Luftspalt herrschende Flussdichte existiert eine magnetische Anziehungskraft des Statorkerns auf die beiden stirnseitigen, auf der Motorwelle befestigten Rotoren. Bei identisch aufgebauten Läufern und gleichen Luftspaltlängen wirken diese Kräfte in entgegen gesetzte Richtungen und kompensieren sich. Dieser Zustand ist jedoch äußerst labil, da sich bei geringster Luftspaltveränderung sofort ein Kräfteungleichgewicht einstellt. Die resultierende Anzugskraft ist eine Axialkraft, die durch entsprechende Lagerung in den Stator eingeleitet werden muss. Geringe Luftspaltdifferenzen oder auch geringfügige Unterschiede der Permanentmagnete wirken daher als

Wechselkräfte, die bei bestimmten Drehzahlen zu erheblichen Schwingungen führen (Resonanz) und damit die Motorlebensdauer begrenzen. Auch im Betrieb der Kreiselpumpe des Querstrahlantriebs entstehen Axialkräfte auf die Rotorwelle. Im Kapitel 2.3.4 ist erwähnt, dass aufgrund des rotierenden Radialpumpenlaufrads eine Kraft in Richtung der Saugseite entsteht. Diese kann über 100 N betragen und muss durch ein Axiallager aufgenommen werden.

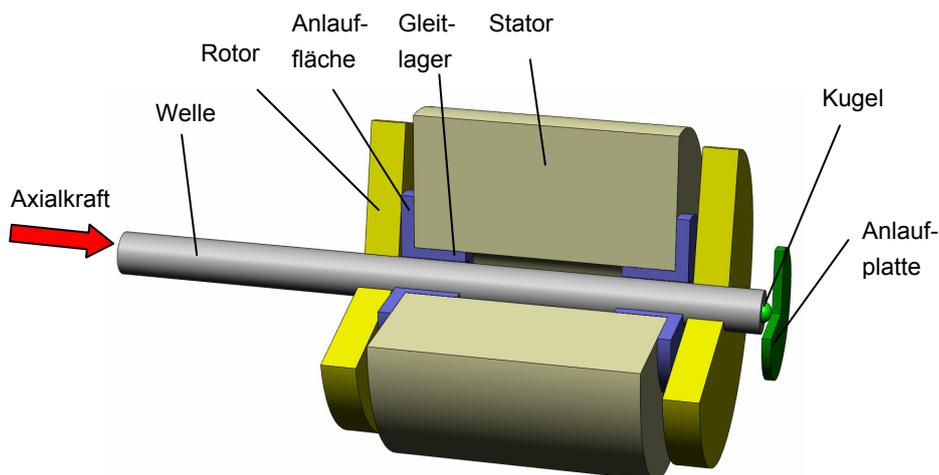


Abbildung 3-37 Schema der Lagerung des Synchronmotors

Die Konstruktion des originalen Motors sieht die stirnseitigen Anlaufflächen der eingesetzten Gleitlager (siehe Abbildung 3-37) als Aufnahme von Axialkräften vor. Wirkt eine Axialkraft auf die Motorwelle, so wird in Abhängigkeit der Kraftwirkrichtung einer der beiden Rotoren an die jeweilige Lager-Anlauffläche gedrückt. Folglich entstehen dissipative Reibungskräfte zwischen stillstehender Lageranlauffläche und drehendem Rotor. Die Reibung kann den Motorwirkungsgrad beträchtlich reduzieren und das maximal verfügbare Drehmoment dadurch verkleinern. Zusätzlich tritt Verschleiß der Gleitpaarungen auf, so dass ein häufiges Wechseln der Lager nötig wird. Das Axiallager nimmt Kräfte in einer Richtung auf (siehe Abbildung 3-37). Durch seinen Aufbau wird verhindert, dass die Rotoren unter hohen Reibungsverlusten gegen die Anlaufflächen der Radial-Gleitlager laufen. In der Abbildung 3-38 ist die konstruktive Umsetzung des Axiallagers innerhalb des Motors gezeigt. Die Abbildung 3-38 oben zeigt einen vergrößerten, aufgeschnittenen Bereich eines CAD-Motormodells, in dem unter anderem der hintere Rotor sowie die axiale Lagerung der Welle zu sehen sind. Das Lager besteht aus einer Kugel, die in eine zentrische Bohrung am Ende der Motorwelle eingepresst ist sowie einer am Motorgehäuse befestigten Anlaufplatte. Bei Axialkräften läuft die Kugel gegen die Anlaufplatte. Dadurch, dass die Kräfte punktförmig in das Motorgehäuse eingeleitet werden, lassen sich Reibungskräfte stark minimieren.

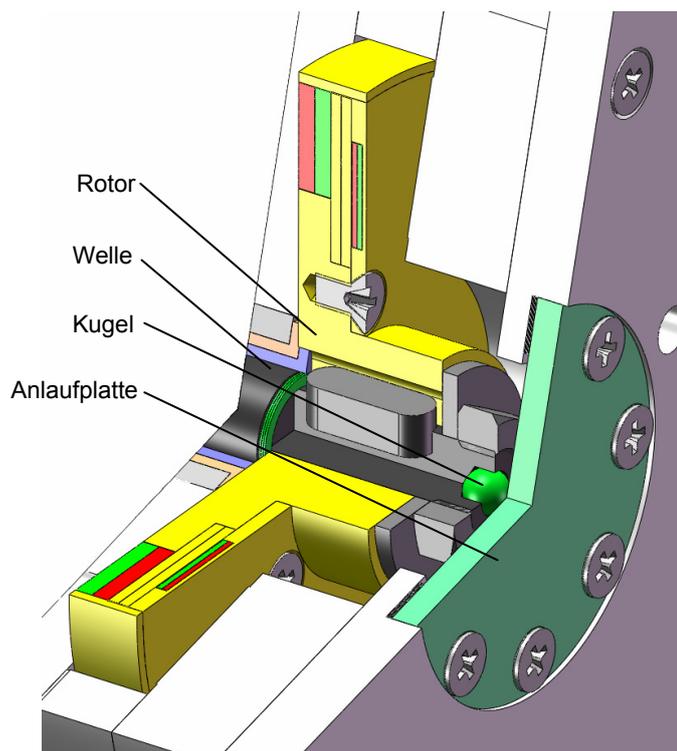
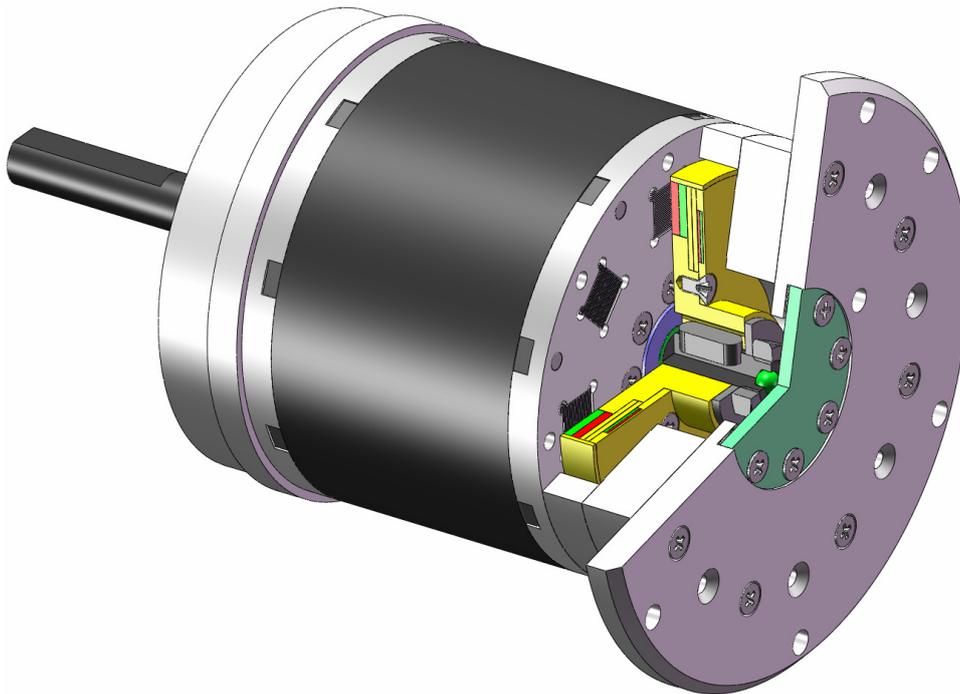


Abbildung 3-38 Oben: Schnittansicht der Axiallagerung des Motors, unten: vergrößerter Ausschnitt zur besseren Darstellung der Konstruktion des Axiallagers

3.14.2 Radiallagerung

Die Motorwelle aus dem nichtrostendem Stahl 1.4571 wird durch im Stator angeordnete Kunststoffgleitlager der Bezeichnung H370 der Firma igus-GmbH radial gelagert. Diese Gleitpaarung gewährleistet im Motorbetrieb geringe Reibkoeffizienten und somit geringe Reibungsverluste. Bei der Konstruktion des Motors ist jedoch zu beachten, dass beide Lager konzentrisch zueinander angeordnet sind. Der Aufbau des originalen Motors erlaubt ein Verkippen sowie den Parallelversatz der stirnseitig platzierten Lager (siehe Abbildung 3-39). Dies ergibt sich durch eingepresste Lager in die beiden stirnseitigen Kunststoff-Endscheiben, die wiederum durch ein Abstandsrohr miteinander verschraubt werden. Fertigungstoleranzen erschweren eine exakte Ausrichtung der Lager zueinander. In der Abbildung 3-39 links ist ein Achsversatz a der Lager dargestellt. Eine unter diesen Umständen gelagerte Welle erfährt bei Rotation einen erhöhten Reibwiderstand und neigt zum Klemmen. Ein weiteres Problem stellt der Werkstoff der Endscheiben für das Einpressen der Gleitlager dar. Um einen präzisen Lauf der Welle in den Lagern zu gewährleisten, ist von der Herstellerfirma eine Presspassung vorgeschrieben. Beim Einpressen verkleinert sich der Lager-Innendurchmesser, so dass die Welle spielfrei gelagert wird. Versuche haben jedoch gezeigt, dass der Werkstoff POM, aus dem die Endscheiben bestehen, bei eingepressten Lagern aufgrund seiner Duktilität ausweicht und der Lager-Innendurchmesser nicht genug schrumpft. Folglich herrscht ein gewisses Welle-Lager-Spiel, das zur Verkippung führt und damit wiederum den Reibwiderstand erhöht.

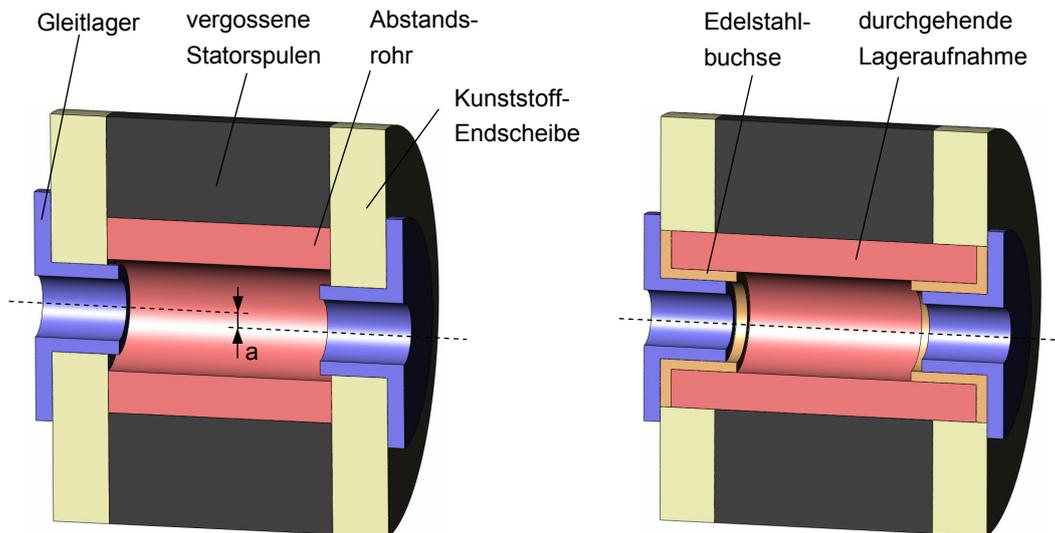


Abbildung 3-39 Radiale Lagerung der Welle im Stator, links: originaler Motor mit möglichem Versatz der beiden Gleitlager, rechts: überarbeiteter Motor mit konzentrisch angeordneten Lagern

Daher wurde die Lageraufnahme des überarbeiteten Motors umgestaltet (siehe Abbildung 3-39 rechts). Um die vorgeschriebene Presspassung einzuhalten, werden die Gleitlager in Edelstahlbuchsen eingepresst. Diese werden wiederum in eine durchgehende Lageraufnahme stirnseitig eingepresst. Um Verkippung und Parallelversatz zu vermeiden, wird die Bohrung der Lageraufnahme in einem Fertigungsschritt auf ihr Endmaß aufgerieben, so dass die Konzentrität der Lager gewährleistet ist. In der Abbildung 3-42 ist der gesamte Statoraufbau samt den Gleitlagern des optimierten Motors im unvergossenen Zustand dargestellt.

3.15 Gesamtaufbau des Synchronmotors

Im Folgenden wird der konstruktive Aufbau des Motors genauer beschrieben. Im Stator sind acht geblechte Weicheisenkerne angeordnet. Sie bestehen aus 0,35 mm dicken, lasergeschnittenen Blechen und sind durch Backlackschichten miteinander verbacken. Mit Hilfe einer Aufnahmevorrichtung werden um die Kerne an einer Drehmaschine dreilagige Spulen aus Kupferdraht mit einem Durchmesser von 1 mm gewickelt (siehe Abbildung 3-40 links). Beim Wickeln des Spulendrahts um die Kerne entsteht an den Kanten eine Kerbwirkung. Da diese die Kupferdrahtisolation beschädigen kann, sind die Kerne zusätzlich mit elektrisch isolierender Polyimidfolie umwickelt. Jeweils vier der insgesamt acht Spulen werden zu einem Strang verschaltet und in das Statorgerüst eingebaut (siehe Abbildung 3-40 rechts sowie Abbildung 3-42).

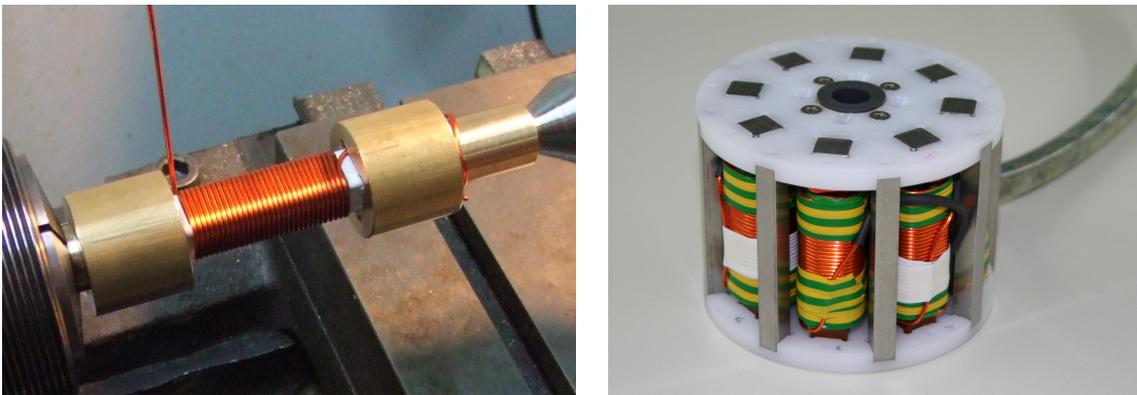


Abbildung 3-40 Fertigung der Spulen (links) und Integration im Stator (rechts)

Die Abbildung 3-41 links zeigt die an der Motorwelle befestigten Rotoren. In Bohrungen der Läufer­scheiben sind die durch eine Epoxybeschichtung bereits korrosionsgeschützten Magnete eingepresst. Auf der Rotorrückseite wurden verbackene und gegeneinander elektrisch isolierte 0,35 mm dicke Rückschlussbleche eingesetzt (siehe Abbildung 3-43). Die Abbildung 3-41 rechts zeigt den mit einem formstabilen PUR-Harz vergossenen Stator. Alle Spulen sind von ihm umschlossen und folglich Seewassergeschützt. Um dauerhafte Seewasserbeständigkeit aller Weicheisenmaterialien gewährleisten, wurden die Rotorrück­schlüsse sowie die Spulenkerne mit einem Korrosionsschutzmittel behandelt.

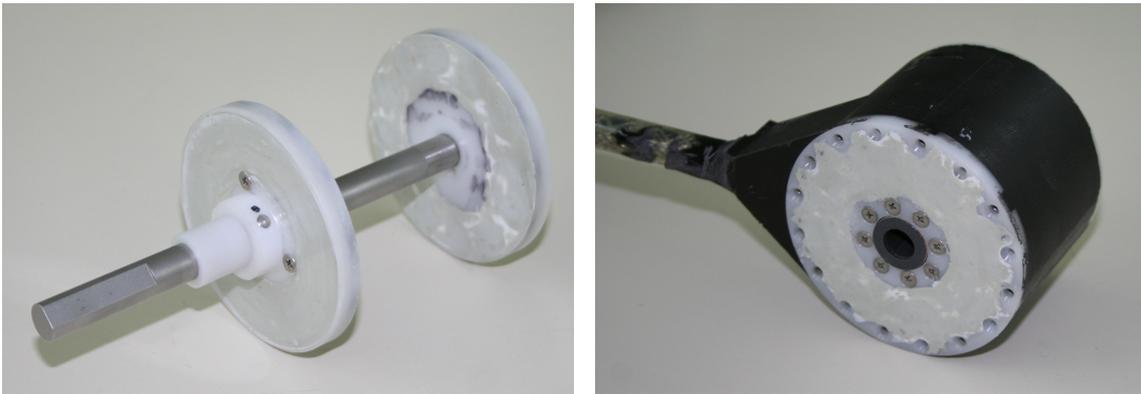


Abbildung 3-41 Korrosionsschutzte Rotoren (links) und vergossener Stator (rechts)

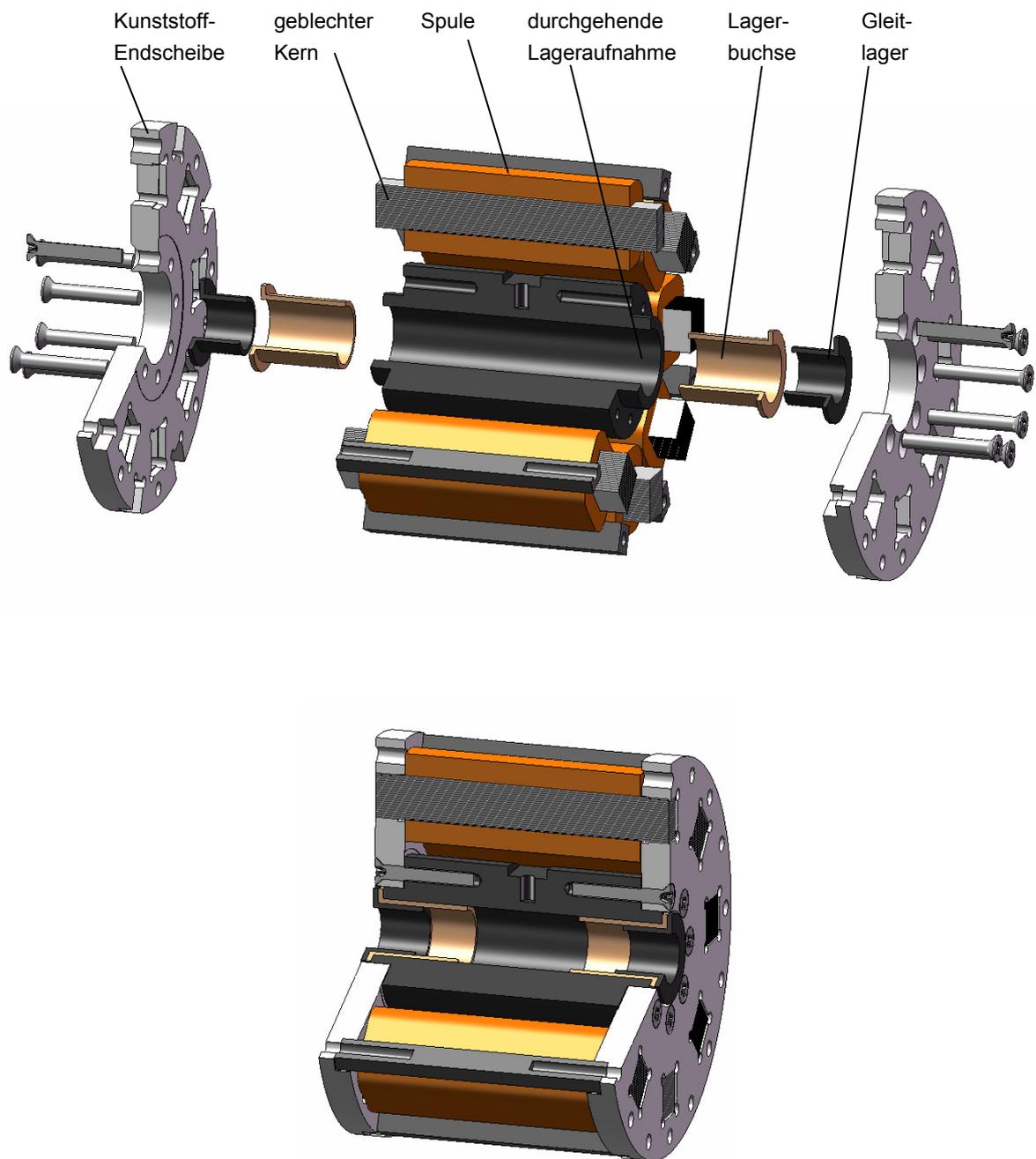


Abbildung 3-42 Aufbau des unvergossenen Stators des optimierten Motors, oben: Explosionsansicht, unten: montierter Zustand

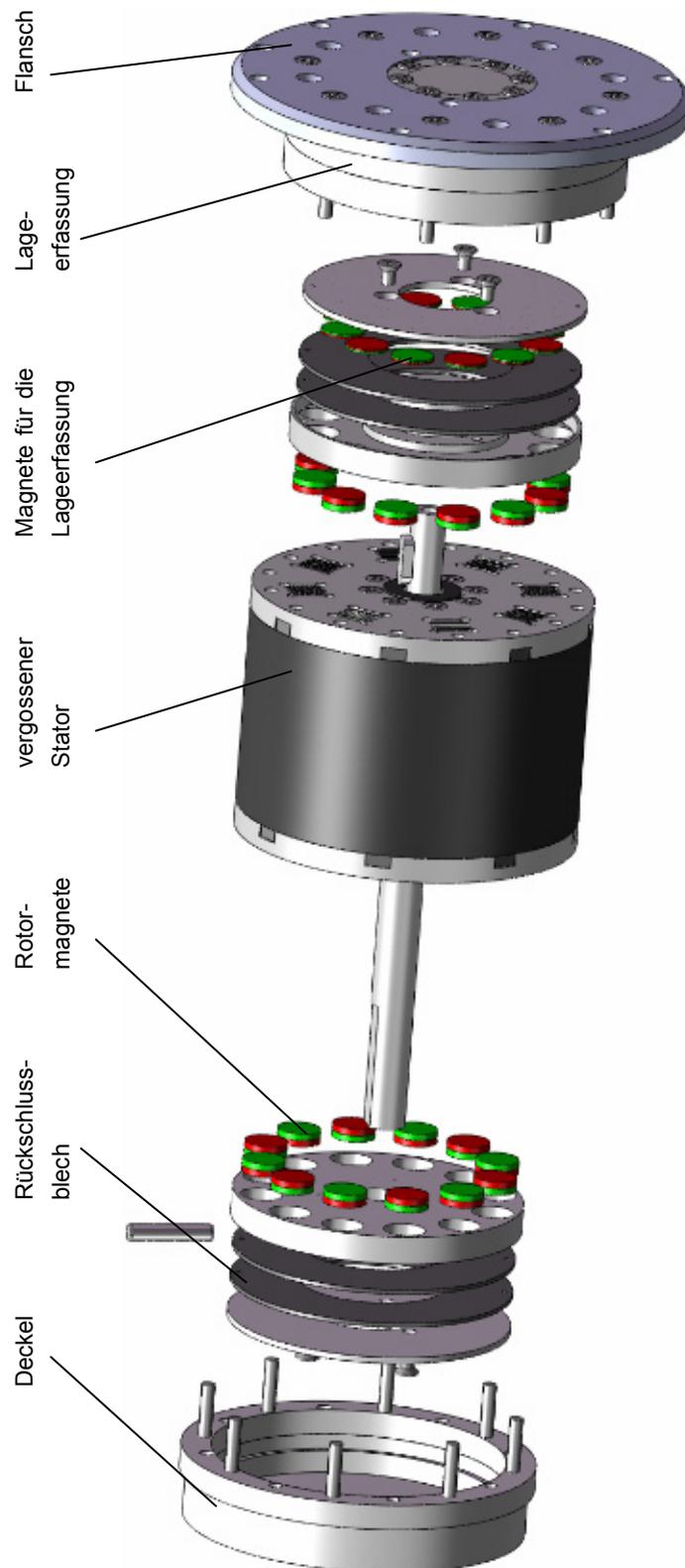


Abbildung 3-43 Komplettaufbau des überarbeiteten Motors mit den einzelnen Rotormagneten, dem Rückschlussblech sowie den Magneten für die Lageerfassung

3.16 Auswertung

Zur Ermittlung der Leistungsfähigkeit des überarbeiteten Motors wird er im praktischen Betrieb als Antriebsmotor der Kreiselpumpe des Querstrahlantriebs aus Kapitel 2 eingesetzt, wobei die Schubkraft des Querstrahls im Unterwasserbetrieb als Messwert dient.

Die Abbildung 3-44 vergleicht die Schubkraft des originalen Motors mit der des überarbeiteten Antriebs als Funktion der Drehzahl. Da für die Motor-Vergleichsversuche dieselbe Pumpe eingesetzt wurde, decken sich beide Schubkennlinien bei gleichen Drehzahlen. Es ist jedoch zu erkennen, dass dem überarbeiteten Motor größere Drehmomentreserven zur Verfügung stehen, um unter Last höhere Drehzahlen zu erreichen. Durch die Motormodifikation ließ sich die maximal erreichbare Schubkraft von 14 N bei einer Drehzahl von 2.400 U / min signifikant auf 23 N bei 3.050 U / min steigern. Dies entspricht einer Erhöhung der Schubkraft um etwa 65 Prozent. Ebenfalls in der Abbildung 3-44 sind die Kennlinien der aufgenommenen, elektrischen Motorleistung abgebildet. Während der originale Motor im Pumpenbetrieb bei seiner Maximaldrehzahl (2.400 U / min) eine elektrische Leistung von etwa 150 W aufnimmt, liegt die des überarbeiteten Antriebs bei über 300 W (3.050 U / min). Bei einer Motorspannung von 28 V entspricht dies einer Verdopplung der Strangströme von 5,35 A auf 10,7 A.

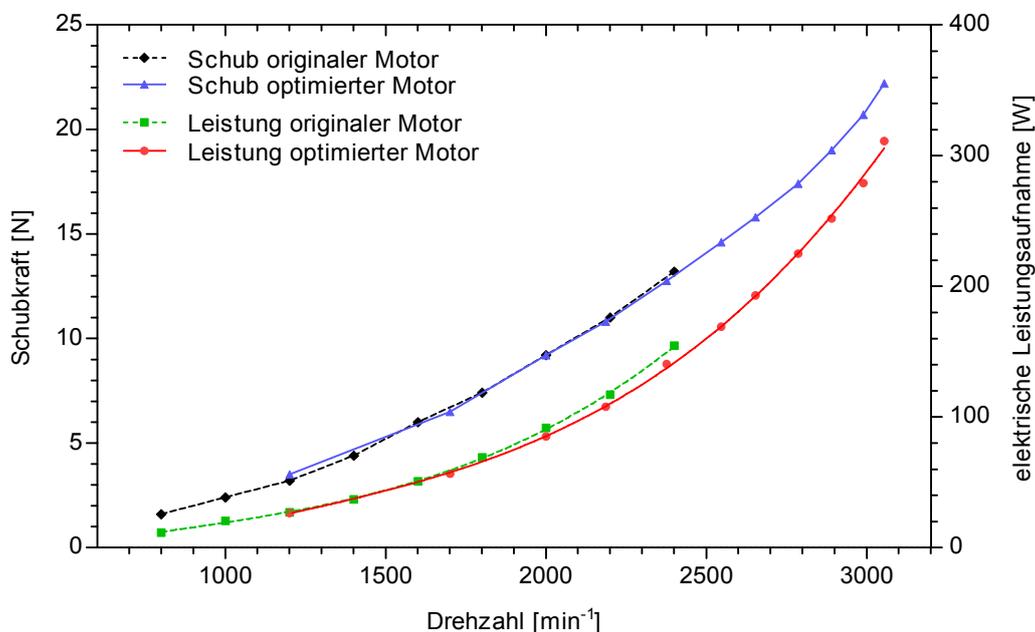


Abbildung 3-44 Schub- und Leistungskurven des originalen und optimierten Motors

Die Leistungserhöhung ist möglich, da die Ansteuerungselektronik des Motors Leistungsreserven aufweist. Sie kann eine elektrische Maximalleistung von 385 W zur Verfügung stellen. Da die Induktivität des überarbeiteten Antriebs größer als die des originalen Motors ausfällt, wird die Leistungsreserve genutzt, um die Spannungen der Spulenstränge zu erhöhen, so dass die in den Statorwicklungen induzierte Gegenspannung überwunden werden kann. Eine damit einhergehende Zunahme der Wicklungsströme bewirkt folglich eine Steigerung des Motordrehmoments.

Die Kennlinienverläufe aus der Abbildung 3-44 zeigen weiterhin, dass die Leistungsaufnahme der beiden Motoren bei geringen Drehzahlen bis etwa 1.700 U / min in etwa einander gleichen. Bei höheren Drehzahlen benötigt der überarbeitete Motor jedoch geringere elektrische Eingangsleistungen, um vergleichbare Schubkräfte zu erzeugen. Die Leistungskurve zeigt, dass er bei einer Drehzahl von 2.400 U / min eine um etwa 20 W geringere elektrische Leistung beansprucht. Der Unterschied wird deutlicher, wenn man im getauchten, unbelasteten Zustand die Leerlaufkennlinien der Motoren betrachtet (siehe Abbildung 3-45). Es ist zu erkennen, dass der optimierte Motor zum Erreichen gleicher Leerlaufdrehzahlen kleinere Leistungen benötigt. Dies ist auf einen gesteigerten Wirkungsgrad des optimierten Motors zurückzuführen. Die Gründe liegen hauptsächlich in verminderten mechanischen Reibungs- sowie Eisenverlusten (siehe Abbildung 3-8). Durch die reibungsarme Radiallagerung der Motorwelle sowie die Einführung eines weitgehend reibungsfreien Axiallagers ließen sich die mechanischen Reibungsverluste vermindern.

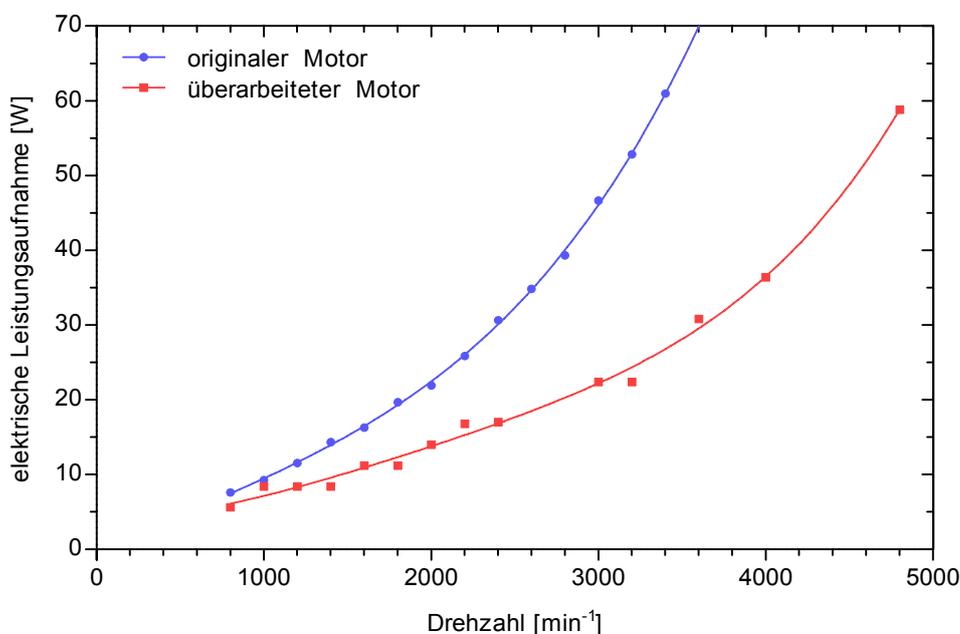


Abbildung 3-45 Elektrische Leistungsaufnahme des originalen und optimierten Motors im unbelasteten Unterwasserbetrieb in Abhängigkeit der Drehzahl

Die Abbildung 3-46 zeigt den qualitativen Verlauf der Drehmoment-Drehzahl-Kennlinien des originalen (blaue Linie) und des überarbeiteten Synchronmotors (rote Linie). Es ist zu erkennen, dass das Drehmoment des überarbeiteten Motors über einen weiten Drehzahlbereich größer ist als das des Originalmotors. Das Maximalmoment liegt als statisches Stillstandsmoment mit $M_{0,opt}$ im blockierten Zustand vor. Die zunehmende Neigung der Kennlinien ergibt sich aus den bei höheren Drehzahlen größer werdenden Eisenverlusten. Der Drehmomentabfall des originalen Motors ist aufgrund des eingesetzten Weicheisenmaterial sowie seiner Blechung ausgeprägter dargestellt. Nach rechts sind die Kennlinien durch die Spannungsgrenzen eingeschränkt (vergleiche Abbildung 3-7). Im unbelasteten Überwasserbetrieb mit gefetteten Gleitlagern zeigt sich, dass der überarbeitete Motor eine kleinere maximale Leerlaufdrehzahl $n_{0,opt}$ erreicht als der originale Motor $n_{0,orig}$. Dies ist bedingt durch seine größere Induktivität, aufgrund derer bei steigenden Drehzahlen im Motorbetrieb höhere Gegenspannungen induziert werden.

Weiterhin ist in der Abbildung 3-46 die Lastkennlinie der Pumpe dargestellt. Das Kreiselpumpen-Drehmoment ändert sich quadratisch mit der Drehzahl [Geb97]. Es ist zu erkennen, dass die Steigerung des Drehmoments des überarbeiteten Motors einen Betriebspunkt erlaubt, der bei größeren Drehzahlen liegt. In Verbindung mit der Kreiselpumpe bzw. des Querstrahlantriebs wird eine deutlich größere Schubkraft erzeugt (siehe Abbildung 3-44).

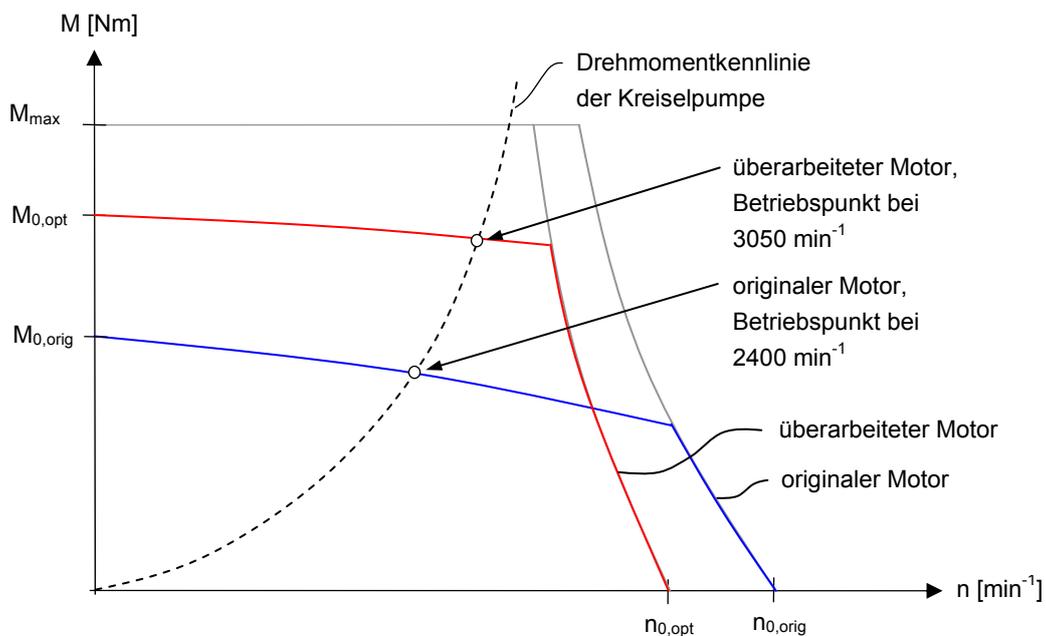


Abbildung 3-46 Qualitativer Kennlinienverlauf und Betriebspunkte des originalen und überarbeiteten Synchronmotors

3.17 Zusammenfassung

Ziel der Überarbeitung des druckneutralen, permanenterregten Unterwasser-Synchronmotors war es, sein Drehmoment zu erhöhen. Als Antriebsmotor einer Kreiselpumpe sollte damit eine Drehzahl des Radiallaufrads von ca. 3.000 U / min erreicht werden, um eine Schubkraft des Querstrahlantriebs von 25 N zu erzielen. Voraussetzung der Überarbeitung waren unter anderem gleiche Maße des Motors, identische Einbaubedingungen sowie der Betrieb mit einer bereits bestehenden Ansteuerung.

Eine Steigerung des maximalen Haltemoments ließ sich durch Motoroptimierung mittels analytischer Berechnungen und FEM-Modellierungen erzielen. Einen Beitrag dazu leistete der größere Abstand der Permanentmagnete bezüglich der Motorwellenachse. Durch den vergrößerten Hebelarm in Verbindung mit der im Luftspalt wirkenden Reluktanzkraft ließ sich das Motordrehmoment erhöhen. Ein erwünschter Nebeneffekt waren die größeren Abstände benachbarter Rotormagnete. Es konnten dadurch Kurzschlussflüsse effektiv unterdrückt und folglich die drehmomentbeeinflussende Luftspaltflussdichte vergrößert werden. Weiterhin spielten die Wahl des Magnetwerkstoffs sowie das Verhältnis seiner Länge zu der Rückschlussdicke eine entscheidende Rolle. Um die Luftspaltinduktion zu vergrößern, wurden Permanentmagnete aus NdFeB N50 eingesetzt. Der Einfluss der elektrischen Erregung ließ sich durch Verkleinerung der Magnetlänge von 5 mm auf 3 mm steigern. Gleichzeitig wurden die Rückschlüsse der beiden Rotoren im Gegensatz zum Originalmotor symmetrisch gestaltet. Einer der beiden originalen Rückschlüsse wurde aufgrund sehr geringer magnetischer Aussteuerung von 3 mm auf 2 mm Dicke verkleinert. Um einen erhöhten Fluss durch den Magnetkreis leiten zu können, wurde die Dicke des anderen Rückschlusses aufgrund vorliegender vollständiger Sättigung von 1 mm auf 2 mm vergrößert. Weiterhin trug die Verkleinerung des Luftspalts von 1 mm auf 0,7 mm zur Erhöhung der Luftspaltflussdichte und damit des Drehmoments bei.

Durch die Wahl des weichmagnetischen Werkstoffs M 250-35 A und die Blechung der Statorkerne ließen sich die Eisenverluste verringern. Der hohe elektrische Widerstand des SiFe-Werkstoffs sowie die Verringerung der Stator kern-Blechdicke von 0,5 mm auf 0,35 mm verkleinerten die Wirbelstromverluste deutlich. Um die mechanischen Verluste zu minimieren, wurde die Lagerung des Synchronmotors überarbeitet. Da beim Betreiben der Kreiselpumpe eine Axialkraft auf die Motorwelle wirkt, wurde eine Axiallagerung eingeführt. Weiterhin ist der Stator konstruktiv umgestaltet worden, so dass die beiden Gleitlager nicht verkippt oder parallel zueinander versetzt eingebaut werden können. Aufgrund der exakt konzentrisch zueinander ausgerichteten Lager sowie der Aufnahme von Axialkräften ließen sich die Lagerreibungskräfte deutlich verringern.

Die Überarbeitung des druckneutralen, permanentenregten Unterwasser-Synchronmotors (siehe Abbildung 3-47) hat eine deutliche Drehmomentsteigerung bewirkt. Die Kreiselpumpe des Querstrahlantriebs kann aufgrund dessen anstatt bei einer Drehzahl von 2.400 U / min (Originalmotor) bei einer gesteigerten Drehzahl von 3.050 U / min (überarbeiteter Motor) betrieben werden. Dies geht mit einer Verdopplung der elektrischen Leistungsaufnahme einher. Die Schubkraft des Manövriersystems stieg dadurch um etwa 65 Prozent.



Abbildung 3-47 Überarbeiteter, druckneutraler Unterwasser-Synchronmotor

4 Lagetrimmsystem

In diesem Kapitel wird ein hydraulisches Lagetrimmsystem vorgestellt, welches die Einstellung der statischen Neigung (Trimmung) eines Unterwasserfahrzeugs um die Nickachse (siehe Abbildung 2-1) ermöglicht. Für Manövrierzwecke sollte ein möglichst großer Neigungswinkel des Unterwasserfahrzeugs erzielt werden können. Die statische Neigung lässt sich einstellen, indem ein schweres Fluid mit einer zu Wasser unterschiedlichen Dichte innerhalb des Tauchsystems gepumpt wird. Durch diese Gewichtsverlagerung verschiebt sich der Gesamtschwerpunkt des Tauchfahrzeugs, was eine Schrägstellung relativ zur Wasseroberfläche zur Folge hat. Das einfache und preiswerte System ist druckneutral aufgebaut. Es existiert folglich kein Differenzdruck zwischen dem Systeminneren und -äußeren, so dass es prinzipiell in beliebigen Tauchtiefen eingesetzt werden kann.

Zusätzlich zu den in Kapitel 1.3 dargestellten Einsatzzielen von Manövriersystemen, wie z.B. der Erleichterung eines Andockmanövers an eine Unterwasserstation, lässt sich das Lagetrimmsystem auch für andere Zwecke einsetzen. So z.B. zur Durchführung energieeffizienter Abtauch- und Auftauchfahrten. Die statische Trimmung des Fahrzeugs kann dabei so verändert werden, dass beim Fahren in die gewünschte Richtung die Wirkung der Höhen- und Tiefenruder zur Einstellung der Neigung unterstützt wird. Beim Abtauchen wird der Gewichtsschwerpunkt des Tauchfahrzeugs nach vorne verlagert, wodurch sich der Bug senkt. Beim Auftauchen hingegen wird der Schwerpunkt nach hinten verlagert, wodurch sich das Heck senkt. Die Ruder müssen für einen entsprechenden Tauchwinkel weniger stark angestellt werden, wodurch der Strömungswiderstand des Fahrzeugs sinkt. Weiterhin ist es durch die statische Neigungseinstellung des Systems möglich, bei sehr langsamen Vorwärtsgeschwindigkeiten ab- oder aufzutauchen. Die Anstellung der Ruder wäre unter diesen Umständen aufgrund ihrer geringen Umströmung unwirksam, da der durch sie einstellbare Fahrzeug-Nickwinkel nicht nur vom Ruderwinkel, sondern von der Fahrzeugvorwärtsgeschwindigkeit abhängt. Manchmal ist es zwingend notwendig, bei Tauchmissionen zusätzliche Geräte in einem bestimmten Teil des Fahrzeugs unter zu bringen. Die Komponentenlage innerhalb des Fahrzeugs wirkt sich jedoch auf die Lage des Gewichts- bzw. Auftriebsschwerpunkts aus. Dieses Ungleichgewicht lässt sich durch das Trimmingsystem ausgleichen, so dass die Ausrichtung des Unterwasserfahrzeugs korrigiert wird und das Fahrzeug horizontal im Wasser liegt.

4.1 Stand der Technik

Die Einstellung der Neigung eines Unterwasserfahrzeugs kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. In vielen U-Booten, hauptsächlich in bemannten Unterwasserfahrzeugen, wird komprimierte Luft in seewassergeflutete Tanks einleitet, die sich in Bug und

Heck befinden. Durch das Einleiten von Luft wird Seewasser verdrängt. Folglich verringert sich die Dichte des betrachteten Tanks und er treibt auf. Dieses System lässt sich jedoch nur bedingt in beliebig großen Tauchtiefen einsetzen. Grund ist die Kompressibilität der eingepressten Luft. Unter den hohen Außendrücken in großen Meerestiefen wird das Gas stark komprimiert, so dass sich die Verdrängung des Seewassers aus den Trimmtanks schwierig gestaltet.

Eine andere Möglichkeit ist die mechanische Verschiebung von soliden Massen. Aus [Yas86] ist ein Lagetrimmsystem bekannt, bei dem ein Gewicht, häufig ein die Antriebsenergie speichernder elektrischer Akkumulator, auf einem im Fahrzeugdruckkörper angebrachten Schienensystem entlang der longitudinalen Fahrzeugachse verfahren werden kann. Der Gesamtschwerpunkt des Fahrzeugs wird dadurch verschoben. Um den Neigungswinkel möglichst genau einzustellen ist es vorteilhaft, eine geringe Masse um eine große Verfahrestrecke zu verschieben. Problematisch dabei ist jedoch die Gestaltung des Bauraums innerhalb einer Druckkammer des Tauchfahrzeugs für diese Zwecke. So muss ein freier Kanal im Innern dieser Kammer geschaffen werden, der gewährleistet, dass die Trimmmasse die Verfahrestrecke zwischen Bug und Heck zurücklegen kann, ohne mit anderen Einbaukomponenten, wie z.B. Elektronikbauteilen zu kollidieren. Das gleiche Platzproblem entsteht, wenn sich der Schlitten und die verfahrbare Masse außerhalb einer Druckhülle befinden. Auch in diesem Fall ist es aufwändig, Teile des Fahrzeugs und auch die evtl. vorhandene Druckhülle mit einem verfahrenen soliden Trimmgewicht zu passieren.

Um die Schwierigkeit beim Verfahren der Trimmmasse im Inneren des Tauchgeräts zu umgehen, können die Verfahrgewichte auch außerhalb des Hauptströmungskörpers des Fahrzeugs in zylinderförmigen Behältern untergebracht werden [Lau74]. Die Behälterlängsrichtung fällt dabei mit der Hauptrichtung der Trimbewegung zusammen. Mit Hilfe eines Schienensystems im Inneren der Behälter lässt sich die Trimmmasse zwischen Bug und Heck verfahren. Ein großer Nachteil bei dieser Anordnung ist der zusätzliche Strömungswiderstand, den die Anbaubehälter außen an der Fahrzeughülle erzeugen. Gerade bei autonomen Unterwasserfahrzeugen, die lange Strecken zurücklegen, schränkt ein erhöhter Strömungswiderstand die Reichweite enorm ein.

Bei einer modularen Fahrzeugbauweise wie der DNS Pegel erweist sich die konstruktive Gestaltung eines Lagetrimmsystems mit soliden, verschiebbaren Gewichten als sehr schwierig. Eine modulare Bauweise ist in vielen Fällen notwendig, z.B. wenn das Tauchgerät mit zusätzlichen Geräten bzw. Sensoren bestückt wird, um individuelle Tauchfahrten durchführen zu können. Um diese Zusatzbauteile unterzubringen, wird ein komplettes zusätzliches Rumpfsegment zwischen Bug und Heck des Unterwasserfahrzeugs eingesetzt. Das Fahrzeug wird um diesen Teil in seiner Gesamtlänge verändert. Somit muss auch die Mechanik zur Verschiebung der Gewichte beim Einbau des

Zusatzsegments schnell erweitert werden, was einen hohen Aufwand bei der Umrüstung bedeutet.

Der Bauraum eines Unterwasserfahrzeugs mit einem integrierten Lagetrimmsystem lässt sich besser ausnutzen, wenn anstatt der Bewegung eines soliden Festkörpers eine bezüglich der Dichte von Wasser schwerere bzw. leichtere Flüssigkeit entlang der longitudinalen Fahrzeugachse verschoben wird. Diese Ausführungsart hat den Vorteil, dass nur dünne Schläuche zwei im Bug und Heck platzierte expandierbare Flüssigkeitsbehälter miteinander verbinden (siehe Abbildung 4-1). Im Gegensatz zur sperrigen Verschiebemechanik solider Gewichte lassen sich Schläuche bequem an den Einbauteilen des Fahrzeugs, wie z.B. an Druckhüllen, vorbei verlegen. Dies gilt auch, wenn das Fahrzeug um zusätzliche Rumpfsegmente erweitert wird, da sich die Verbindungsschläuche zwischen den Trimmbehältern z.B. durch den Einsatz von Schlauchkuppungen schnell in ihrer Länge anpassen lassen. Werden anstatt von soliden Trimmgewichten Flüssigkeiten eingesetzt, so ist bei sehr hohen Außendrücken auch die nicht mehr vernachlässigbare Kompressibilität der Trimmflüssigkeiten zu berücksichtigen.

Es existieren Aufbauweisen von hydraulischen Lagetrimmsystemen, die Druckkörper für die Hausung von Trimmfluiden nutzen. Problematisch bei dem Einsatz von Druckhüllen ist jedoch die Sicherstellung der Festigkeit bei größer werdenden Außendrücken. Mit zunehmendem Außendruck muss die Wandstärke der Außenhülle eines starren Druckkörpers dicker werden, damit sie sich nicht plastisch verformt.

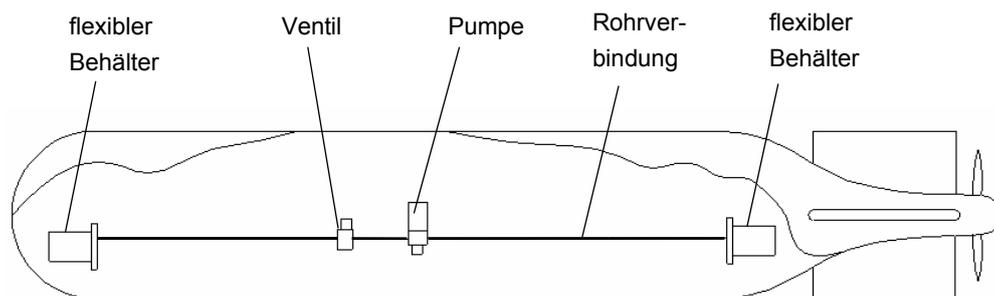


Abbildung 4-1 Einsatz eines hydr. Lagetrimmsystems in einem Unterwasserfahrzeug [Bus09]

Aus [Hin66] ist beispielsweise ein hydraulisches Lagetrimmsystem bekannt, das aus zwei aufeinandergeschraubten und gedichteten Kugelhalbschalen besteht. Eine dieser Kugeln ist im Bug und die andere im Heck des Fahrzeugs positioniert. Eine flexible Membran in der Mitte dieser zwei Kugelhalbschalen unterteilt das Behälterinnere in zwei Volumina. Das eine Volumen ist mit dem schweren Fluid Quecksilber zum Trimmen gefüllt, wohingegen das andere Volumen mit einer gut pumpbaren Flüssigkeit (z.B. Öl) gefüllt ist. Soll der Neigungswinkel des Tauchfahrzeugs geändert werden, so wird das Pumpmedium (Öl) z.B. aus dem Behälter im vorderen Teil des Fahrzeugs in den Behälter im hinteren Teil gepumpt. Die aufgrund des Pumpens von Öl erzeugte Deformation der Membran innerhalb der Behälter führt dazu, dass Quecksilber durch eine zweite Rohr- oder Schlauchverbindung vom hinteren in den vorderen Behälter befördert wird. Die Folge ist ein schwererer Bug und ein leichteres Heck des Fahrzeugs und eine sich dadurch einstellende Fahrzeugneigung relativ zur Wasseroberfläche. Ist dieses System jedoch außerhalb einer druckbeständigen Fahrzeughülle angebracht, so bildet es eine Druckkammer. Bei sehr großen Tauchtiefen lastet der Tiefendruck auf der Kugelbehälterwand. Ist der Tank für den hohen Umgebungsdruck jedoch zu instabil, so kommt es, abhängig von der Kompressibilität der gehausten Trimmflüssigkeit, zu einer plastischen und damit irreversiblen Behälterverformung. Es können gar Risse an der Behälterwand eines Edelstahl- oder Aluminiumtanks entstehen, was unweigerlich zur Zerstörung des Systems führt. Prinzipiell ließe sich diese Gefahr in gewissen Grenzen durch flexible Verbindungsschläuche zwischen den Kammern ausgleichen. Da aber auch die Membran nur eine geringe Volumenverschiebung zulässt, ist die Einsatzfähigkeit dieses Systems sehr beschränkt. Ein weiterer großer Nachteil solcher Aufbauten besteht in dem großen Gewicht und Volumen der Druckkörper sowie den damit steigenden Fertigungskosten.

4.2 Konzept

Um die Nachteile der in Kapitel 4.1 genannten Systeme zu umgehen, wurde ein im Fahrzeug integriertes, druckneutrales Lagetrimmsystem entwickelt (siehe Abbildung 4-2). Anstatt der Bewegung eines soliden Festkörpers wird eine Flüssigkeit, die eine zu Wasser unterschiedliche Dichte aufweist, entlang der axialen Fahrzeugachse verschoben. Jeweils ein Behälter für die Speicherung der Trimmflüssigkeit ist im Bug und im Heck des Fahrzeugs positioniert. Die Ballasttanks sind so konzipiert, dass sie ihre Aufgabe auch unter extrem hohen Außendrücken sicher erfüllen.

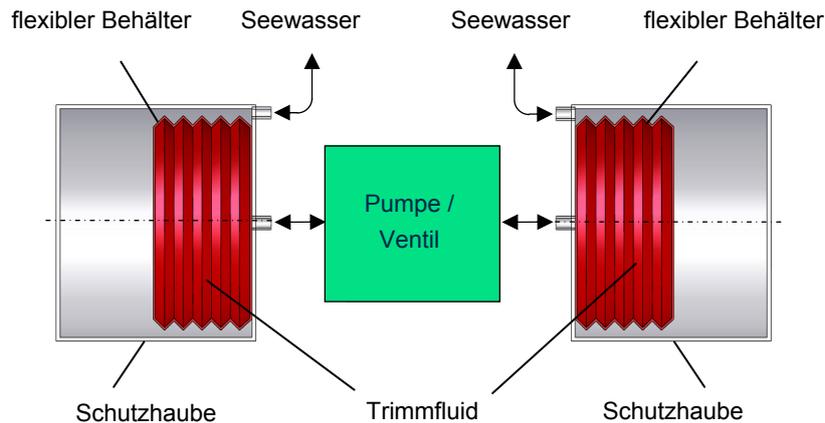


Abbildung 4-2 Schematischer Aufbau des entwickelten hydraulischen Lagetrimmsystems

Anstatt starrer Druckkörper werden elastisch verformbare Behälter eingesetzt, die im getauchten Fahrzeugzustand komplett mit Meerwasser umgeben sind. Bei hohen Außendrücken gleicht die Elastizität der Behälter die Kompressibilität der Trimmflüssigkeiten und somit druckbedingte Änderungen des Flüssigkeitsvolumens aus. Das System hat den Außendruck kompensiert, wenn der Druck der Trimmflüssigkeit im Innern des Behälters genau so groß ist wie der Umgebungsdruck. Die beiden im Bug und Heck platzierten Flüssigkeitsbehälter sind durch flexible Rohrleitungen miteinander verbunden. Diese Ausführungsart hat den Vorteil, dass sich der Bauraum innerhalb des Fahrzeugs gut ausnutzen lässt.

4.3 Bestimmungsgrößen für den Neigungswinkel

Neben dem druckneutralen Aufbau des Systems soll sich ein möglichst großer Nickwinkel erzielen lassen. Da am Anfang des Projekts fahrzeugspezifische Größen wie die Lage von Auftriebs- und Gewichtsschwerpunkt, die in diesem Bezug von großer Bedeutung sind (siehe Kapitel 4.6), unbekannt waren, ist der erzielbare Neigungswinkel nur abschätzbar. Mit Hilfe der Parameter, welche in der Abbildung 4-3 schematisch dargestellt sind, werden die wichtigsten Daten für das Lagetrimmsystem festgelegt, die Einfluss auf den einstellbaren Neigungswinkel aufweisen.

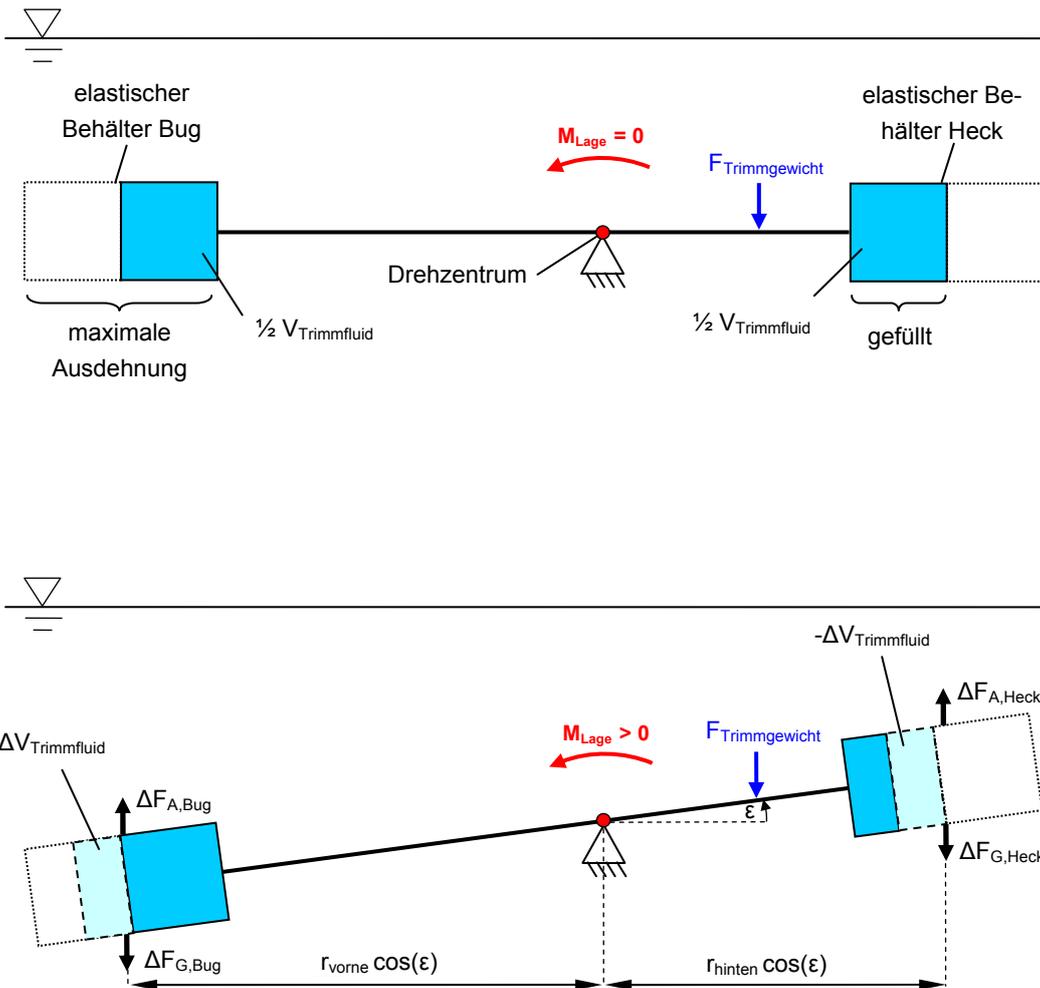


Abbildung 4-3 Drehmoment bestimmende Parameter des Lagetrimmsystems im getauchten Zustand, oben: horizontal austariert, unten: Drehmomenterzeugung durch Pumpen des Trimmfluids in den bugseitigen Behälter

Das Modell wird zunächst vom Fahrzeug losgelöst betrachtet und ist im getauchten Zustand in einem Drehzentrum, welches dem Schwerpunkt des Unterwasserfahrzeugs entspricht, drehbar gelagert. Die elastischen Behälter in Bug und Heck sind in einem Abstand r_{vorne} bzw. r_{hinten} bezüglich des Fahrzeugschwerpunkts positioniert. Durch das Fördern der Trimmflüssigkeit zwischen den beiden Behältern entsteht ein Moment M_{Lage} um das Drehzentrum. Im horizontal eingestellten Zustand ist das gesamte Volumen der Trimmflüssigkeit $V_{\text{Trimmfluid}}$ des Lagetrimmsystems jeweils zur Hälfte in die beiden Behälter gefüllt (siehe Abbildung 4-3 oben). In diesem Befüllungszustand üben die Auftriebs- und Gewichtskräfte der Behälter bei unterschiedlichen Hebelarmen r_{vorne} und r_{hinten} ein resultierendes Drehmoment M_{Lage} um das Drehzentrum aus. Dieses Moment wird jedoch durch die Gewichtskraft eines fiktiven Trimmgewichts $F_{\text{Trimmgewicht}}$ so eingestellt, dass es im horizontal austarierten Zustand des Systems zu Null wird ($M_{\text{Lage}} = 0$).

In der Abbildung 4-3 ist das Trimmgewicht als zusätzliche Kraft eingezeichnet. Im Folgenden, speziell in der Abbildung 4-7 und der Abbildung 4-20, ist diese Kraft zwar noch vorhanden, sie wird jedoch nicht mehr explizit erwähnt.

Erst durch das Pumpen der Flüssigkeit entsteht ein Drehmoment $M_{Lage} \neq 0$ (siehe Abbildung 4-3 unten). Wird das Fluid in den vorderen elastischen Trimmbehälter gefördert, so dehnt er sich um ein Differenzvolumen $\Delta V_{Trimmfluid}$ aus, der heckseitige Behälter zieht sich hingegen um das gleiche Volumen zusammen. Zur Ermittlung des Drehmoments sind die veränderten Gewichtskraft- und Auftriebskräfte (ΔF_G und ΔF_A) der Behälter zu bestimmen, siehe Gleichungen (4-1) und (4-2).

$$\Delta F_G = \rho_{Trimmfluid} \cdot \Delta V_{Trimmfluid} \cdot g \quad (4-1)$$

$$\Delta F_A = \rho_{Wasser} \cdot \Delta V_{Trimmfluid} \cdot g \quad (4-2)$$

Exemplarisch wird die Veränderung der am vorderen Behälter angreifenden Kräfte betrachtet. Durch den Pumpvorgang erhöht dieser seine Gewichtskraft. Gleichzeitig nimmt die Auftriebskraft, bedingt durch die vergrößerte Behälterausdehnung, zu. Sie wirkt der Gewichtskraft entgegen und reduziert die resultierende Kraft bzw. das erzielbare Drehmoment. Hierbei sei angemerkt, dass sich durch die Behälterausdehnung der Hebelarm der resultierenden Kraft zum Drehpunkt verändert. Dieser geringfügige Einfluss auf das erzielbare Moment wird jedoch im Folgenden nicht berücksichtigt. Mit Hilfe der Abbildung 4-3 unten wird das Drehmoment M_{Lage} bestimmt:

$$M_{Lage} = (\Delta F_{G,Bug} - \Delta F_{A,Bug}) r_{vorne} \cos(\varepsilon) + (-\Delta F_{G,Heck} + \Delta F_{A,Heck}) r_{hinten} \cos(\varepsilon) \quad (4-3)$$

Durch Einsetzen der Gleichungen (4-1) und (4-2) in (4-3) ergibt sich für M_{Lage} die Gleichung (4-4).

$$M_{Lage} = (\rho_{Trimmfluid} - \rho_{Wasser}) \cdot (r_{vorne} + r_{hinten}) \cdot \Delta V_{Trimmfluid} \cdot g \cdot \cos(\varepsilon) \quad (4-4)$$

Aus dieser Gleichung (4-4) wird deutlich, dass für ein großes Drehmoment des Lage-trimmsystems M_{Lage} der Dichteunterschied des Trimmfluids $\rho_{Trimmfluid}$ bezüglich Wasser ρ_{Wasser} hoch sein sollte (erster Term). Auch die Hebelarme zwischen den Behältern und dem Drehzentrum sind groß zu gestalten (zweiter Term). Schließlich spielt das förderbare Volumen der Trimmflüssigkeit $\Delta V_{Trimmfluid}$ eine entscheidende Rolle.

4.4 Einbauposition im Unterwasserfahrzeug

Aufgrund dieser Erkenntnisse wurden potenzielle Einbaupositionen der Fluidbehälter in Bug und Heck des Unterwasserfahrzeugs DNS Pegel evaluiert. Die Abbildung 4-4 zeigt diejenige Einbaulage der Behälter, die das größte mögliche Drehmoment M_{Lage} erlaubt.

Dabei wurde aufgrund des engen Platzverhältnisses im Inneren des Fahrzeugs ein Kompromiss zwischen Behältergröße und Hebelarm eingegangen. Der bugseitige Trimmbehälter ist in der Spitze des Unterwasserfahrzeugs integriert und weist einen Hebelarm von $r_{\text{vorne}} = 1.240 \text{ mm}$ zum Schwerpunkt auf. Da der Einbauplatz am äußersten Ende des Fahrzeughecks aufgrund der Mechanik zur Verstellung der Seiten- und Höhenruder eng ist, wurde der hintere Behälter vor dem Hauptantriebspropeller mit einem Hebelarm von $r_{\text{hinten}} = 780 \text{ mm}$ zum Schwerpunkt platziert. Durch die gewählte Einbauposition ließen sich beide Behälter so gestalten, so dass ein recht großes Volumen des Trimmfluids $V_{\text{Trimmfluid}}$ gehaust werden kann. Die Platzverhältnisse im Unterwasserfahrzeug aufgrund weiterer Einbaugeräte erlauben an den in der Abbildung 4-4 dargestellten Einbauorten ein maximales Füllvolumen von $V_{\text{Trimmfluid}} = 1,25 \text{ Liter}$.

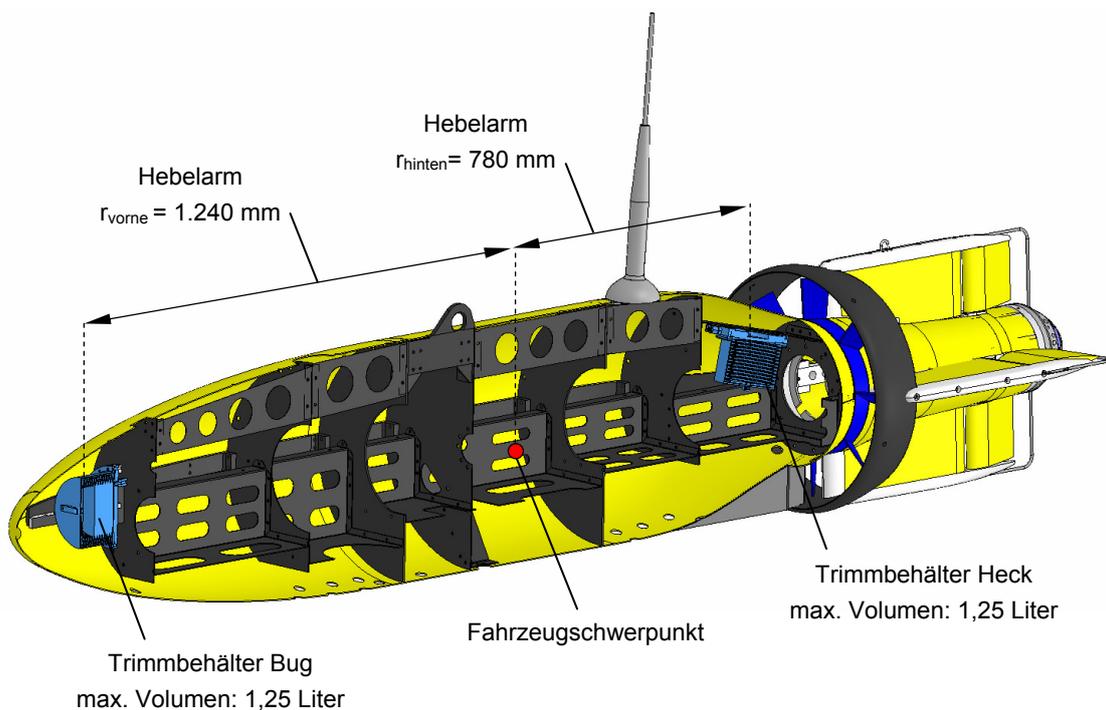


Abbildung 4-4 Einbaulage der Behälter des Lagetrimmsystems im Unterwasserfahrzeug

4.5 Trimmfluid

Um ein großes Drehmoment mit Hilfe des Lagetrimmsystems einzustellen, sollte der Dichteunterschied der Trimmflüssigkeit bezüglich Wasser hoch sein, siehe Gleichung (4-4). Prinzipiell ist es sinnvoll, Trimmfluide mit geringerer Dichte als Wasser einzusetzen. Dies bietet den Vorteil, dass das gesamte Tauchsysteem nicht unnötig schwer gestaltet wird. Erzeugt das Lagetrimmsystem durch die Wahl einer leichten Trimmflüssigkeit sowie durch Leichtbau der elastischen Behälter im getauchten Zustand insgesamt Auftrieb, so kann sogar Bauraum für sonst notwendige kompensierende Fahrzeugauftriebskörper eingespart werden. Leichte Trimmfluide mit einer Dichte von etwa 700

kg / m³ sind unter anderem Benzin, Oktan sowie diverse Silikonflüssigkeiten (siehe Tabelle 4-1). Es hat sich jedoch herausgestellt, dass es eine größere Auswahl von schweren Flüssigkeiten gibt, die einen größeren Dichteunterschied zu Wasser aufweisen als Fluide mit geringer Dichte. Diese größere Dichtedifferenz zwischen Wasser und Trimmmedium erhöht den Wirkungsgrad des Lagetrimmsystems wesentlich.

Bei hydraulischen Lagetrimmsystemen wird häufig Quecksilber als schweres Trimmmedium eingesetzt [Hin66], welches zwischen zwei im Bug und Heck des Tauchfahrzeugs positionierten Behältern hin und her gepumpt werden kann. Wegen seines hohen spezifischen Gewichts von 13.540 kg / m³ und des großen Bereichs, in dem es einen flüssigen Aggregatzustand aufweist, scheint es ein ideales Medium für diese Aufgaben zu sein. Quecksilber ist jedoch eine giftige Substanz, welche extrem umweltschädlich ist, wenn sie z.B. durch eine Leckage austritt. Bei Wartungsarbeiten, die häufig an Bord eines Mutterschiffs stattfinden, kann ausgelaufenes Quecksilber und dessen Verteilung im Meerwasser eine schwerwiegende Bedrohung für die Nahrungskette verursachen. Beim Menschen kann es akute sowie chronische Vergiftungen bewirken. Zusätzlich ist es sehr reaktionsfreudig mit vielen Metallen. So können Komponenten, mit denen es in Berührung kommt, stark geschwächt und in ihrer Funktion beeinträchtigt werden (Pumpen und Ventile).

Trimmfluid	Dichte [kg / m ³]	Toxizität
Oktan	700	giftig
Silikonflüssigkeit	~ 760	ungiftig
Ethanol	789	ungiftig
Benzol	879	giftig
Wasser	1.000	ungiftig
Glyzerin	1.260	ungiftig
Perfluorcarbon FC 70	1.940	ungiftig
Bromoform	2.890	giftig
Natriumpolywolframat-Lösung	~ 3.100	ungiftig
Diiodmethan	~ 3.330	giftig
Quecksilber	13.540	giftig

Tabelle 4-1 Dichte und Toxizität ausgewählter schwerer und leichter Trimmfluide

Eine hohe Dichte von etwa 3.000 kg / m^3 weisen Diiodmethan und Bromoform auf. Da sie wie Quecksilber jedoch giftig sind, erweist sich die Handhabung dieser Fluide als schwierig. Prinzipiell ließe sich als schweres Trimmfluid eine Natriumpolywolframat-Lösung einsetzen. Sie ist ungiftig und weist eine Dichte von ca. 3.100 kg / m^3 auf [Quelle: <http://www.heavy-liquid.com>, Abruf vom 15.01.2010]. Dabei sind 133 g von kristallinem Natriumpolywolframat in 22 g destilliertem oder deionisiertem Wasser gelöst. Fällt die Temperatur der Lösung jedoch unter die Kristallisationstemperatur von ca. $0 \text{ }^\circ\text{C}$, so kann das in Lösung befindliche Salz ausfallen. Da im Zuge von Tauchfahrten des Unterwasserfahrzeugs in Tiefen von 6.000 m recht konstante Wassertemperaturen zwischen $-1 \text{ }^\circ\text{C}$ und $4 \text{ }^\circ\text{C}$ vorliegen [Lüc10], ist es nicht auszuschließen, dass Natriumpolywolframat teilweise als Feststoff ausfällt.

Ein weiteres schweres Fluid ist das Perfluorcarbon FC 70 der Firma 3M. Diese vollständig substituierte Fluor-Kohlenstoffverbindung besitzt eine Dichte von 1.940 kg / m^3 . Die Flüssigkeit ist durchsichtig, klar und geruchlos. Im Vergleich zu Quecksilber besitzt sie zwar eine geringere Dichte, ist aber biologisch unbedenklich. Der Kontakt mit der Haut ist ungefährlich. Auch die Toxizität gegenüber Wasserorganismen ist vernachlässigbar. Aus diesen Gründen sind Wartungs- und Reparaturarbeiten auch an Bord eines Versorgungsschiffs durchführbar. Daher wird im vorliegenden Fall das Perfluorcarbon FC 70 als Trimmflüssigkeit eingesetzt.

In der Abbildung 4-5 ist die Abhängigkeit des durch das Lagetrimmsystem erzielbaren Drehmoments M_{Lage} von dem effektiv gepumpten Fluidvolumen $\Delta V_{\text{Trimmfluid}}$ verschiedener Trimmflüssigkeiten dargestellt. Die Drehmomentberechnung geschieht isotherm und isobar, d.h. der Einfluss von Temperatur und Druck auf die Dichte des Trimmfluids und das Meerwasser wird vernachlässigt.

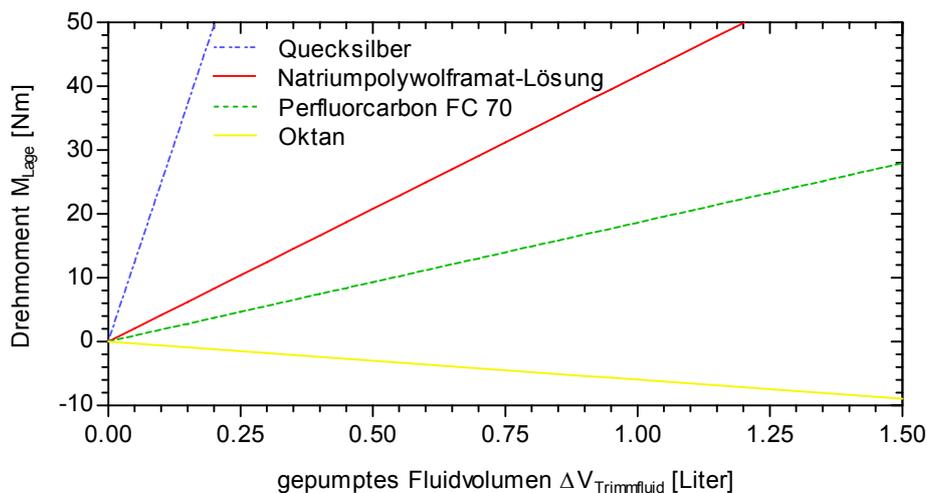


Abbildung 4-5 Abhängigkeit des durch das Lagetrimmsystem erzeugbaren Drehmoments von der Art und Menge der Trimmflüssigkeit

Es ist zu erkennen, dass eine Drehmomenteinstellung von 10 Nm lediglich 0,05 Liter gefördertes Quecksilber erfordert. Wird als Trimmflüssigkeit hingegen Natriumpolywolframat-Lösung eingesetzt, so sind zur Erzielung des gleichen Drehmoments 0,25 Liter, für das Perfluorcarbon FC 70 bereits 0,5 Liter erforderlich. Für ein Drehmoment von 10 Nm ist ein Oktan-Fluidvolumen von $\Delta V_{\text{Trimmfluid}} > 1,5$ Litern notwendig. Dabei ist zu beachten, dass die Behälterbefüllung mit einem leichten Fluid im Gegensatz zum Einsatz einer schweren Flüssigkeit ein Auftreiben des Trimmbehälters bewirkt.

4.6 Schwerpunktage des Fahrzeugs

Um nachvollziehen zu können, welche Neigungswinkel ε sich mit Hilfe des im Unterwasserfahrzeug eingebauten Lagetrimmsystems einstellen lassen, wird vorerst das vom Lagetrimmsystem unabhängige Fahrzeug-Rückstellmoment $M_{\text{Rück}}$ betrachtet. Dieses Rückstellmoment wirkt immer dann, wenn das Fahrzeug aus seiner stabilen, horizontal schwebenden Lage ausgelenkt wird. Es ist von der Lage des Auftriebs- und Gewichtsschwerpunkts abhängig (siehe Abbildung 4-6). Es liegt auch dann vor, wenn das Lagetrimmsystem nicht im Fahrzeug eingebaut ist. Die Ursache wird im Folgenden genauer beschrieben.

Aufgrund der Einzelmassen aller Fahrzeugbauteile stellt sich eine resultierende Gewichtskraft F_{GS} ein, die im Fahrzeug-Gewichtsschwerpunkt angreift. Im getauchten Zustand ergibt sich aufgrund der Auftriebskräfte aller Bauteile, bedingt durch ihre Wasserverdrängung, eine Auftriebskraft F_{AS} . Sie resultiert aus der Aufsummierung aller einzelnen Bauteil-auftriebskräfte und greift am Fahrzeug-Auftriebsschwerpunkt an. Die beiden Schwerpunkte liegen konstruktionsbedingt nicht im gleichen Punkt, sondern sind durch die geschickte Positionierung aller Einbauteile des Unterwasserfahrzeugs inklusive des Auftrieb erzeugenden syntaktischen Schaums vertikal zueinander versetzt. Die Abschätzung ihres Abstands zueinander geschah mit Hilfe eines CAD-Fahrzeugmodells der DNS-Pegel und beträgt etwa 12 mm. Bei einem Trimmzustand, der ein neutrales Schweben gewährleistet, gilt $F_{\text{AS}} = F_{\text{GS}}$. Im Schwebezustand betragen sie im Falle des Unterwasserfahrzeugs DNS-Pegel jeweils 3.000 N. Die Mitte zwischen Auftriebs- und Gewichtsschwerpunkt lässt sich als Drehpunkt des Fahrzeugs betrachten. Zu diesem weisen die Kräfte einen Hebelarm von r_{AS} bzw. r_{GS} auf (jeweils 6 mm). In der Abbildung 4-6 sind sie zum besseren Verständnis stark verlängert eingezeichnet. Bei einer Auslenkung des Fahrzeugs aus der Horizontalen stellt sich ein Rückstellmoment $M_{\text{Rück}}$ ein, welches das Fahrzeug zurück in seine stabile, horizontale Position treibt (siehe Abbildung 4-6 rechts). Dieses Rückstellmoment wirkt dem durch das Lagetrimmsystem erzeugten Drehmoment entgegen.

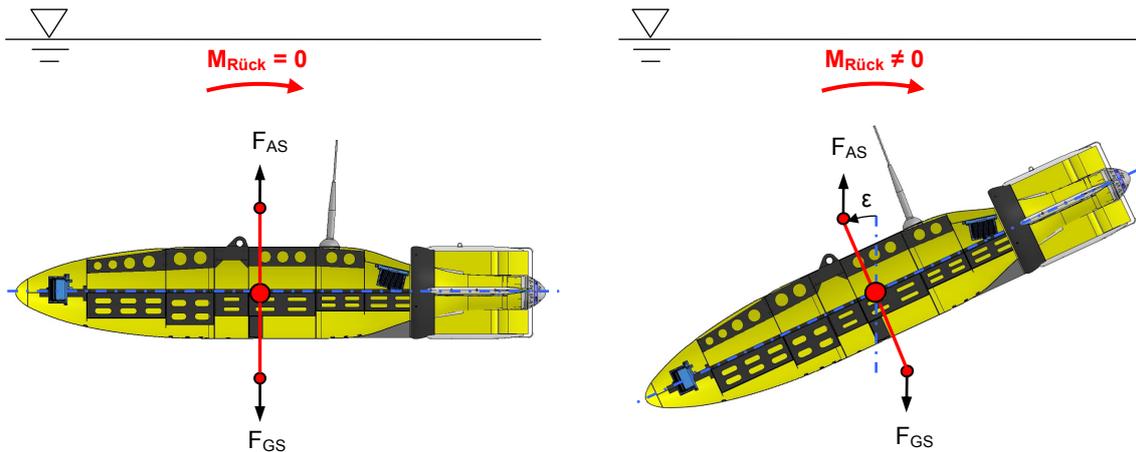


Abbildung 4-6 Schematisch dargestellte Lage des Gewichtsschwerpunkts, links: horizontal ausgerichtetes Fahrzeug, rechts: durch eine äußere Kraft bewirkter Neigungswinkel ε des Fahrzeugs und gleichzeitige Ausbildung eines Rückstellmoments

4.6.1 Abschätzung des erzielbaren Neigungswinkels

Um den erzielbaren Neigungswinkel ε in Abhängigkeit des gepumpten Trimmfluidvolumens $\Delta V_{\text{Trimmfluid}}$ zu berechnen, wird nun die Abbildung 4-3 um die in den jeweiligen Schwerpunkten resultierende Fahrzeugauftriebs- und Gewichtskraft erweitert (siehe Abbildung 4-7). Das Rückstellmoments $M_{\text{Rück}}$ lässt sich mit Hilfe der Gleichung (4-5) berechnen.

$$M_{\text{Rück}} = (F_{\text{GS}} \cdot r_{\text{GS}} + F_{\text{AS}} \cdot r_{\text{AS}}) \sin(\varepsilon) \quad (4-5)$$

Ein statischer Neigungswinkel stellt sich ein, wenn die Summe aller am Drehpunkt wirkenden Momente Null ergibt, siehe Gleichung (4-6). Dieser Gleichgewichtszustand ergibt sich genau dann, wenn das durch das Lagetrimmsystem erzeugte Moment M_{Lage} dem Rückstellmoment $M_{\text{Rück}}$ des Unterwasserfahrzeugs entspricht.

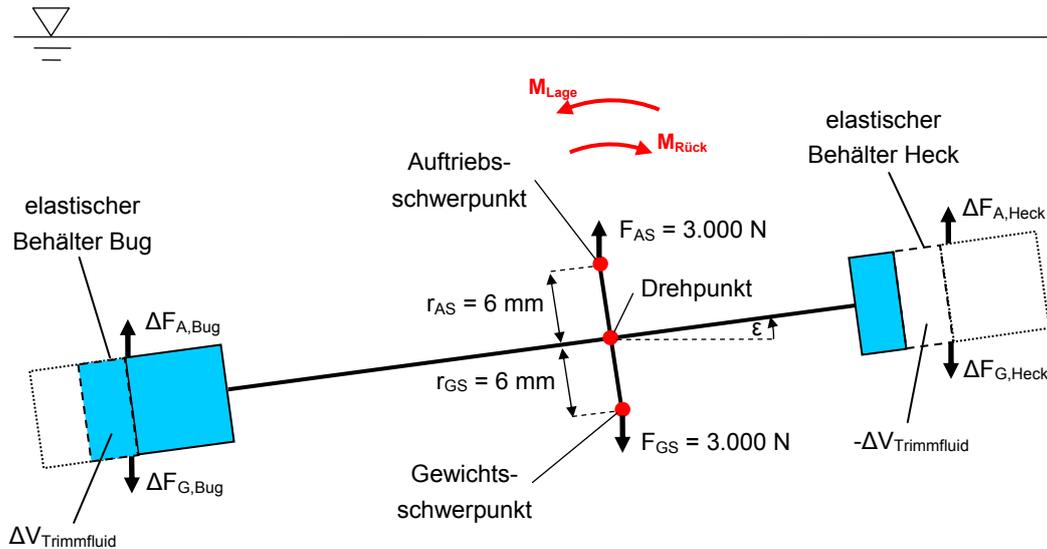


Abbildung 4-7 Schema zur Bestimmung der Fahrzeugneigung durch das Lagetrimmsystem. Zur Neigungswinkeleinstellung ist das Trimmfluid um ein Volumen $\Delta V_{\text{Trimmfluid}}$ in den vorderen (linken) Behälter gepumpt.

$$\sum M = 0 \rightarrow M_{\text{Lage}} = M_{\text{Rück}} \quad (4-6)$$

Werden die Gleichungen (4-4) und (4-5) in die Gleichung (4-6) eingesetzt, so lässt sich der Fahrzeugneigungswinkel ε in Abhängigkeit des gepumpten Trimmfluidvolumens $\Delta V_{\text{Trimmfluid}}$ bestimmen.

$$\varepsilon (\Delta V_{\text{Trimmfluid}}) = \arctan \left[\frac{(\rho_{\text{Trimmfluid}} - \rho_{\text{Wasser}})(r_{\text{vorne}} + r_{\text{hinten}}) \cdot g \cdot \Delta V_{\text{Trimmfluid}}}{F_{\text{GS}} \cdot r_{\text{GS}} + F_{\text{AS}} \cdot r_{\text{AS}}} \right] \quad (4-7)$$

In der Abbildung 4-8 ist der einstellbare Neigungswinkel für ausgewählte Trimmfluide dargestellt. Wie bereits durch die Drehmomentbestimmung des Lagetrimmsystems aus Kapitel 4.5 deutlich wird, lassen sich mit Quecksilber die größten Neigungswinkel erzielen. Durch Einsatz des Perfluorcarbons FC 70 ist bei einem gepumpten Volumen von 0,75 Litern eine Fahrzeugneigung von etwa $\varepsilon = 20^\circ$ zu erwarten.

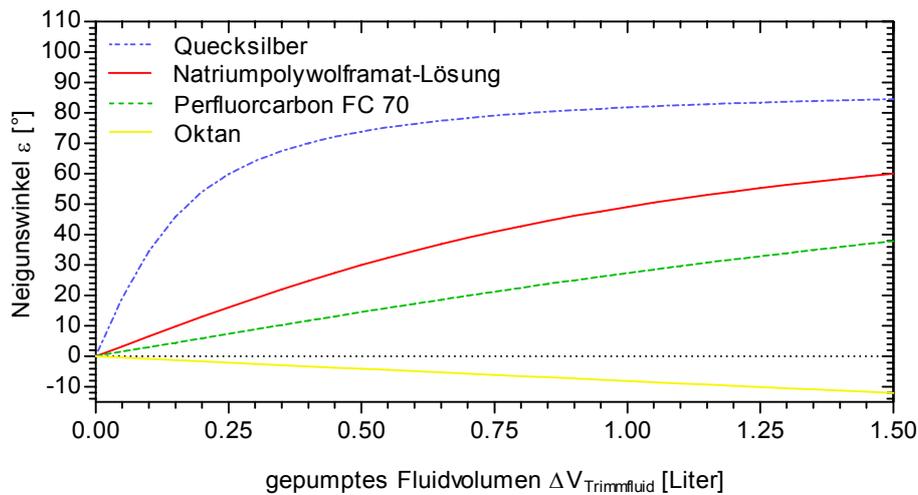


Abbildung 4-8 Abschätzung der mit verschiedenen Trimmflüssigkeiten erzielbaren Neigungswinkel der DNS Pegel

4.7 Systemkomponenten

Im Folgenden wird die Entwicklung und konstruktive Umsetzung aller Systemkomponenten des Lagetrimmsystems aufgezeigt. Dazu zählen neben zwei elastischen Fluidbehältern eine Pumpe sowie ein Ventil. Alle Bauteile des Lagetrimmsystems müssen besonderen Anforderungen genügen. Um ein sicheres Funktionieren bei einem Außendruck von 600 bar zu gewährleisten, sind sie druckneutral aufgebaut. Sie sind so entwickelt, dass kein Differenzdruck zwischen dem Inneren und dem Äußeren der Komponenten herrscht. Alle Materialien, die mit dem Trimmfluid Perfluorcarbon in Kontakt treten, müssen diesem gegenüber chemisch beständig sein. Kritisch ist die Eigenschaft dieser Trimmflüssigkeit, Weichmacher und Additive zu lösen, was zum Verspröden sowie Schrumpfen des Kontaktmaterials führen kann. Elastomermaterialien wie Naturkautschuk sowie EP- und EPDM-Gummi sind bezüglich Beständigkeit zu prüfen [CER10]. Aufgrund der geringen Oberflächenspannung des Trimmfluids FC 70 von $0,018 \text{ N/m}$ ist auf eine vollständige Dichtigkeit von Verbindungselementen zu achten (zum Vergleich: Die Oberflächenspannung von Wasser beträgt $0,072 \text{ N/m}$). So ist es nicht möglich, PTFE-Band oder Dichtungsmasse zu verwenden, um eine Dichtigkeit bei Rohrverschraubungen zu gewährleisten. Das Perfluorcarbon verdampft an kleinen undichten Stellen des Systems, wohingegen es bei größeren Undichtigkeiten im flüssigen Zustand heraustropft. Weiterhin müssen alle Materialien, die mit Meerwasser in Kontakt gelangen, Korrosionsbeständigkeit aufweisen.

4.7.1 Fluidbehälter

Die Druckneutralität der Behälter des Lagetrimmsystems ist durch ihre flexible Form gegeben. Anstatt starrer Körper werden elastische Faltenbälge aus PTFE eingesetzt (siehe Abbildung 4-9). Wird Fluid in einen Balg hineingepumpt, so dehnt er sich in axialer Richtung aus. Sein maximales Füllvolumen beträgt 1,25 Liter. Wird das Fluid herausgepumpt, so zieht sich der Faltenbalg zusammen. Liegen die Falten des Balgs aufeinander, bleibt ein Restvolumen von 0,25 Liter im Balg erhalten. Das Differenzvolumen entspricht demnach 1 Liter.

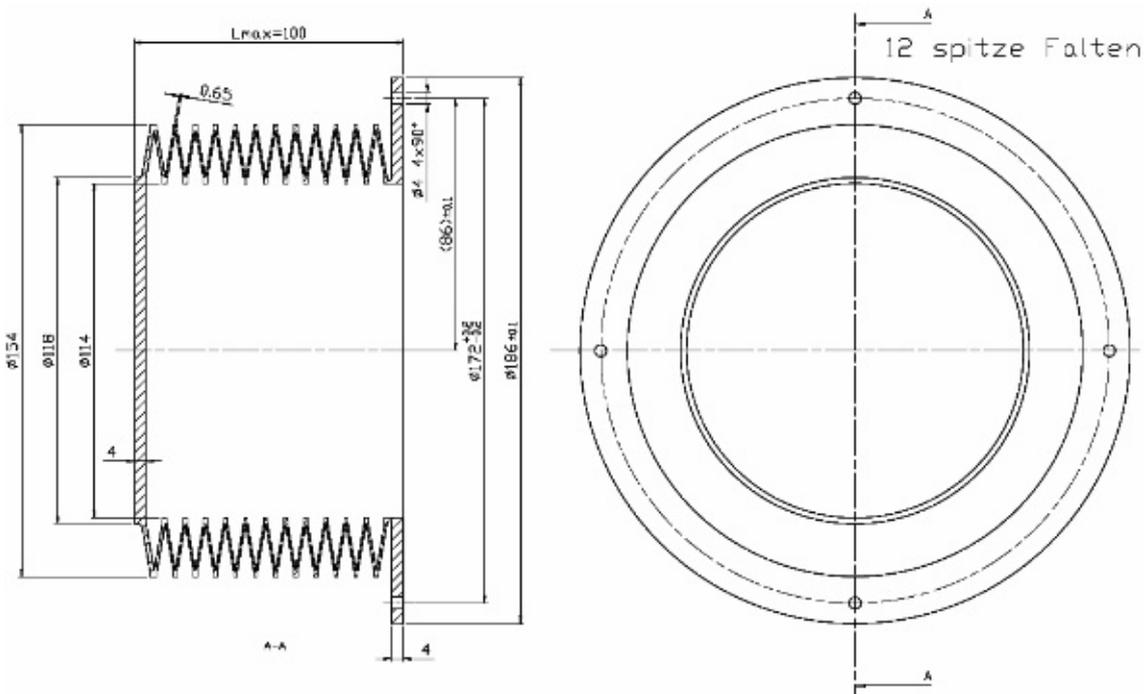


Abbildung 4-9 Fertigungszeichnung der eingesetzten Faltenbälge

Bei einem Außendruck von 600 bar ist die Volumenänderung der gehausten Trimmflüssigkeit aufgrund ihrer Kompressibilität zu berücksichtigen. Unter dem Einfluss einer Druckänderung Δp kommt es zu einem Volumenschwund $\Delta V_{\text{Schwund}}$:

$$\frac{\Delta V_{\text{Schwund}}}{V} = -\frac{\Delta p}{\rho} = -\kappa \cdot \Delta p = -\frac{1}{K} \cdot \Delta p \quad (4-8)$$

In der Gleichung (4-8) entspricht κ der Kompressibilität und K dem Kompressionsmodul. Versuche im Drucktank haben gezeigt, dass die eingesetzte Trimmflüssigkeit FC 70 eine Kompressibilität besitzt, die mit der von Wasser vergleichbar ist (siehe Tabelle 4-2). Die Volumenverringering bei einem Umgebungsdruck von 600 bar beträgt somit etwa drei Prozent. Der Einfluss von Temperaturunterschieden sowie ande-

rer Effekte, die bei einem Tauchvorgang auf 6.000 m Meerestiefe auftreten, sind dabei nicht berücksichtigt. Es wird weiterhin eine vom Druck linear abhängige Kompressibilität angenommen. Bei einem mit 1,25 Litern gefüllten Trimmbehälter entspricht dieser Volumenschwund einer Verkleinerung des Flüssigkeitsvolumens um 37,5 ml. Anschaulich entspricht dieses Volumen dem eines gleichseitigen Würfels mit einer Kantenlänge von 33,5 mm.

Flüssigkeit	Dichte ρ [kg / m ³]	Kompressibilität κ [$\cdot 10^{-10}$ m ² / N]
Ethanol	790	10
Benzol	880	10
Wasser	1.000	5
FC 70	1.940	~ 5
Quecksilber	13.540	0,4

Tabelle 4-2 Dichte und Kompressibilität verschiedener Flüssigkeiten

Der Volumenschwund des Trimmfluids geht mit einer elastischen Verformung des Faltenbalgs einher. Der Behälter gleicht sein Innenvolumen an das veränderte Volumen der Trimmflüssigkeit an. Im Gegensatz zu Druckhüllen ist aufgrund der elastischen Verformbarkeit des Trimmbehälters keine Druckdifferenz zwischen dem Behälterinneren und -äußeren vorhanden. Es besteht dadurch keine hohe Anforderung an die Festigkeit, die Behälterwände lassen sich aufgrund des fehlenden Druckunterschieds sehr dünn gestalten.

Der Aufbau des bug- und heckseitigen Behälters des Lagetrimmsystems ist in der Abbildung 4-10 dargestellt. Beide Behälter sind weitgehend baugleich gestaltet, um Fertigungskosten zu minimieren. Funktionsweise sowie Füllvolumen sind identisch.

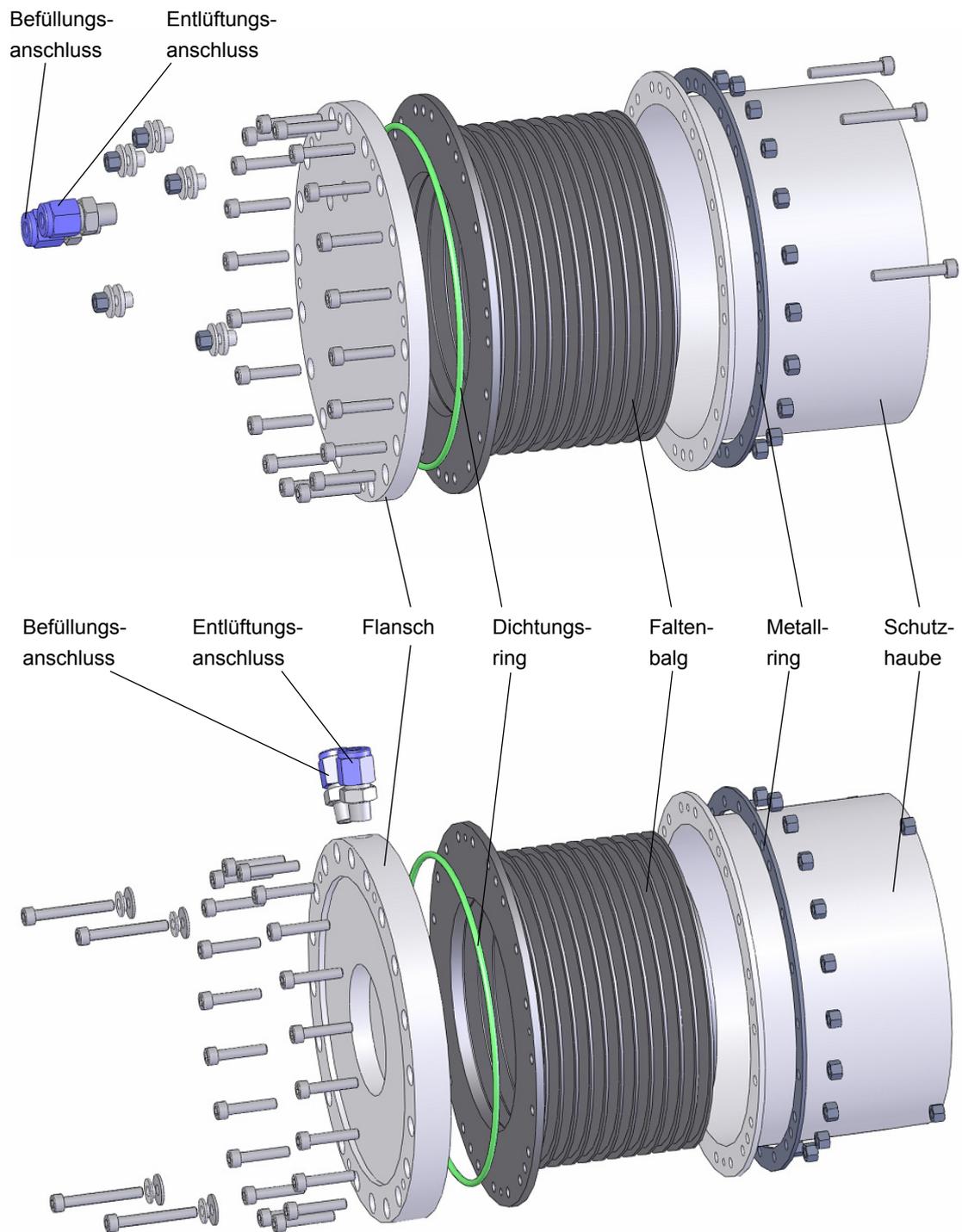


Abbildung 4-10 Oben: Explosionsdarstellung des bugseitigen Behälters für das Lagetrimmsystem, unten: Darstellung des heckseitigen Behälters

Der Faltenbalg ist durch Schraubverbindungen an einem Flansch befestigt. Die Dichtigkeit wird durch den in eine Nut eingelassenen Dichtungsring gewährleistet. Die Befüllungs- und Entlüftungsanschlüsse sind durch NPT-Rohrgewinde (National Pipe Thread) am Flansch befestigt, wodurch ebenfalls eine hohe Dichtigkeit gewährleistet ist. Der durch den Flansch führende Durchgangskanal des Entlüftungsanschlusses ist so ausgeführt, dass er am höchsten Punkt in den Balginnenraum mündet. Entstehen Gase im Inneren des Behälters, so sammeln sie sich in diesem Gebiet und lassen sich beim Entlüftungsvorgang entfernen. Um den Faltenbalg vor mechanischen Beschädigungen von außen zu bewahren, ist er durch eine Haube geschützt. Sie dient gleichzeitig als axiale Führung des Balgs, und gewährleistet, dass er sich bei einer vollständigen Befüllung nicht durchbiegt.

An alle Materialien werden bezüglich der Beständigkeit gegenüber dem Trimmfluid FC 70 sowie Meerwasser hohe Ansprüche gestellt. Um dem Anspruch des Leichtbaus gerecht zu werden, sind fast alle Bauteile aus Kunststoff ausgeführt. Aufgrund der Neigung der eingesetzten Trimmflüssigkeit, elastische Kunststoffe durch Entzug des Weichmachers zu verspröden, sind die Faltenbälge aus Polytetrafluorethylen (PTFE) hergestellt. Das Material zeichnet sich durch seine herausragende chemische Beständigkeit aus. Die chemische Zusammensetzung gewährleistet, dass die mit Meerwasser in Berührung stehende Außenseite der Bälge nicht von Algen oder Mikroorganismen besiedelt wird. Der eingesetzte Dichtungsring besteht aus einem synthetisch hergestellten Nitril-Butadien-Kautschuk (NBR), der eine gute Beständigkeit gegenüber der Trimmflüssigkeit aufweist. Der Flansch sowie der Schutzbehälter sind aus hochdichtem Polyethylen (HDPE) gefertigt und besitzen somit eine hohe chemische Beständigkeit. Die Befüllungs- und Entlüftungsanschlüsse bestehen aus dem Werkstoff Perfluoralkoxy-Copolymer (PFA) und haben ähnliche Eigenschaften wie PTFE. Alle restlichen Schraubverbindungen bestehen aus dem korrosionsbeständigen nichtrostenden Stahl 1.4571.

4.7.2 Pumpe

Um das Trimmfluid zu fördern, wird eine kompakte Zahnradpumpe der Firma Micro-pump eingesetzt (interne Bezeichnung der Vertriebsfirma Ismatec: Z-140). Die Pumpe ist magnetisch mit der Welle des antreibenden Motors gekoppelt. Wellendichtungen sind dadurch nicht erforderlich. Der Innenraum der Pumpe wird gegenüber dem Äußeren lediglich durch statische Dichtungen abgedichtet. Dadurch ist einerseits eine Dichtigkeit in Verbindung mit dem eingesetzten Trimmfluid FC 70 (siehe Kapitel 4.5) gewährleistet, welches sehr geringe Oberflächenspannungen besitzt. Andererseits ist Verschleiß, wie er beim Einsatz von dynamischen Dichtungen auftritt, auszuschließen. Zwischen der an der Motorwelle befestigten Magnetglocke und den innenliegenden

Magneten herrscht durch ein im Spalt ausgeprägtes Magnetfeld ein Kraftschluss, so dass ein Antriebsdrehmoment übertragen werden kann (siehe Abbildung 4-11).

Die Trimmflüssigkeit lässt sich durch die Rotation zweier ineinander greifender Zahnräder fördern. Es lassen sich auch problemlos Gasblasen weiter transportieren. Laut Herstellerangaben ist aufgrund des inneren Pumpenaufbaus die Fördermenge in Rückwärtsrichtung bei gleicher Antriebsdrehzahl jedoch geringer als in Vorwärtsrichtung (siehe Abbildung 4-18).

Alle Dichtungen sowie die Zahnräder sind aus PTFE ausgeführt. Dadurch ist Beständigkeit gegenüber dem Trimmfluid gewährleistet. Das Gehäuse der Pumpe ist aus nichtrostendem Stahl 1.4401 ausgeführt. Um dauerhafte Seewasserbeständigkeit zu gewährleisten, wurde die Pumpe zusätzlich mit einem Korrosionsschutzmittel behandelt. Die Anschlüsse sind mit NPT-Verschraubungen am Flansch befestigt, wodurch eine hohe Dichtigkeit der Gewinde gewährleistet ist. Wie bei den Trimmbehältern werden die Anschlüsse aus PFA verwendet. Sie sind ebenfalls durch NPT-Verschraubungen an der Pumpe befestigt.

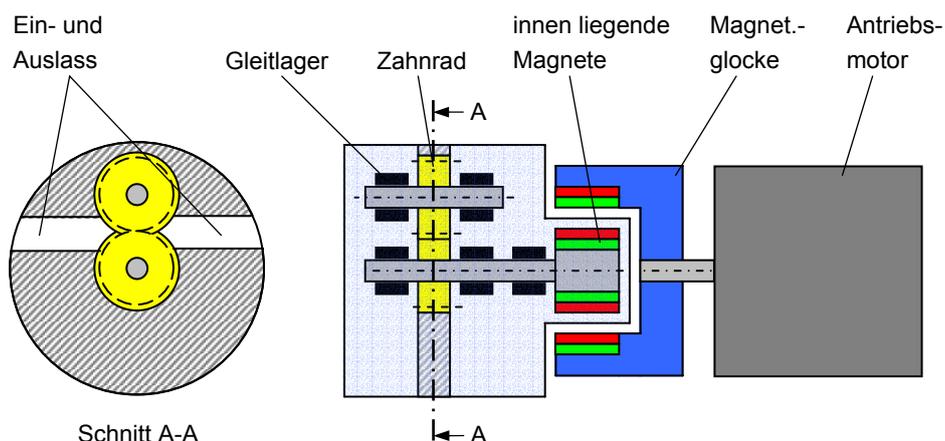


Abbildung 4-11 Schematischer Aufbau der magnetisch gekoppelten Zahnradpumpe

4.7.3 Ventil

Die Faltenbälge wirken bei einer Auslenkung aus ihrer entspannten Lage wie Federn und üben einen Druck auf das gehauste Trimmfluid aus. So tendiert ein gefüllter, ausgedehnter Balg dazu, die gehauste Flüssigkeit aus dem Behälter herauszudrücken. Dadurch entstünde eine Flüssigkeitsumverteilung zwischen den bug- und heckseitigen Behältern. Um einen gewünschten statischen Fahrzeugtrimm aufrecht zu erhalten, muss diese Umverteilung unterbunden werden. Die eingesetzte Zahnradpumpe kann im gestoppten Zustand eine Durchströmung nicht verhindern. Ursache sind Spielräume

zwischen den Zahnradflanken und an der Gehäusewand, so dass die Pumpe den Flüssigkeitsdurchlass auch bei still stehenden Zahnrädern nicht beendet. Aus diesem Grund wird ein 2 / 2-Magnetventil des Typs VA 291 der Firma Staiger eingesetzt. Um den Energieverbrauch des gesamten Lagetrimmsystems zu reduzieren, ist es im stromlosen Zustand geschlossen. In diesem Zustand drückt eine Feder den Anker mit der Dichtung auf den Ventilsitz. Um das Ventil zu öffnen, wird die Spule bestromt. Infolge der Magnetkraft hebt sich der Stempel aus dem Ventilsitz und das Fluid kann das Ventil passieren (siehe Abbildung 4-12).

Das untere Gehäuse des Ventils besteht aus nichtrostendem Stahl 1.4305. Um dauerhafte Seewasserbeständigkeit zu gewährleisten, wurde es zusätzlich mit einem Korrosionsschutzmittel behandelt. Die Innenteile bestehen aus nichtrostendem Stahl 1.4105 bzw. Ventilsitz und Dichtungen aus Perfluor-Kautschuk (FFPM). Langzeittests haben ergeben, dass FFPM bezüglich der Trimmflüssigkeit FC-70 beständig ist und hohe Dichtigkeit gewährleistet. Die Anschlüsse sind durch NPT-Verschraubungen am Flansch befestigt, wodurch eine hohe Dichtigkeit der Gewinde gewährleistet ist.

Um die Spule sowie alle korrosionsanfälligen Weicheisenteile des elektromagnetischen Kreises vor Seewasser zu schützen, wurde das gesamte Ventil mit einem Silikonwerkstoff vergossen. Um Luft einschließen im Verguss zu vermeiden, besteht der Vergussvorgang aus mehreren Zyklen, bei denen der Gießprozess durch mehrere Entgasungsvorgänge unter Vakuum unterbrochen wird.

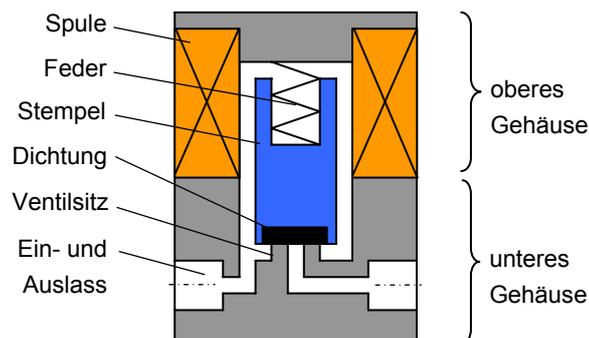


Abbildung 4-12 Schematischer Aufbau des elektromagnetischen Ventils

4.7.4 Balg-Endanschlag-Sensorik

Um zu detektieren, wann die Faltenbälge ihren maximalen Füllstand erreicht haben, wurde eine Endanschlag-Sensorik entwickelt. Eine Überdehnung und folglich irreversible plastische Verformung der Bälge ist dadurch ausgeschlossen. Ist ein Balg maximal gefüllt, so bewirkt ein Schaltsignal das Abschalten der Pumpe und unterbindet damit die weitere Förderung des Trimmmediums.

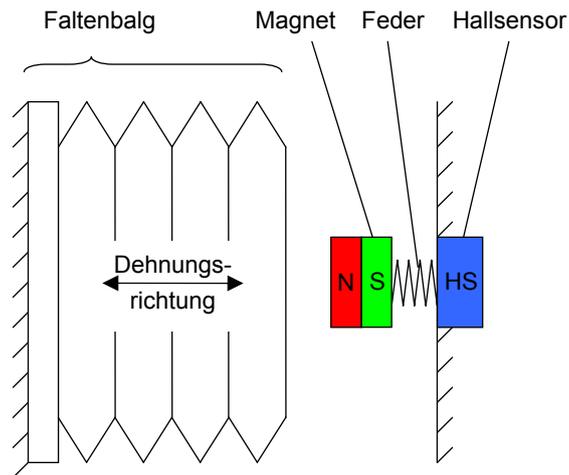


Abbildung 4-13 Schema der Balg-Endanschlag-Sensorik

Die Sensorik besteht aus einem Permanentmagneten, einem Federelement sowie einem Hallsensor (HS). Nähert sich der Faltenbalg durch Befüllung der Stirnfläche des Schutzbehälters, in dem er gehaust und geführt wird, so drückt er den Magneten gegen die Kraft des Federelements in Richtung des Hallensors (siehe Abbildung 4-13). Dieser detektiert das B-Feld des Magneten und gibt bei einem definierten Schwellwert ein Signal aus.

Die Feder wurde als Kunststoffblattfeder ausgeführt und nimmt den Permanentmagneten in einer Bohrung auf. Der Magnet ist mit einem Schutzanstrich versehen, um ihn vor Korrosion zu schützen. Der Hallsensor ist an einem separaten Bauteil befestigt und durch den umhüllenden Silikonverguss seewassergeschützt. Die Entfernung zwischen Hallsensor und Magnet lässt sich mit Hilfe von Abstandsscheiben justieren. Dadurch ist es möglich, die Schaltschwelle präzise in Abhängigkeit des Federwegs einzustellen.

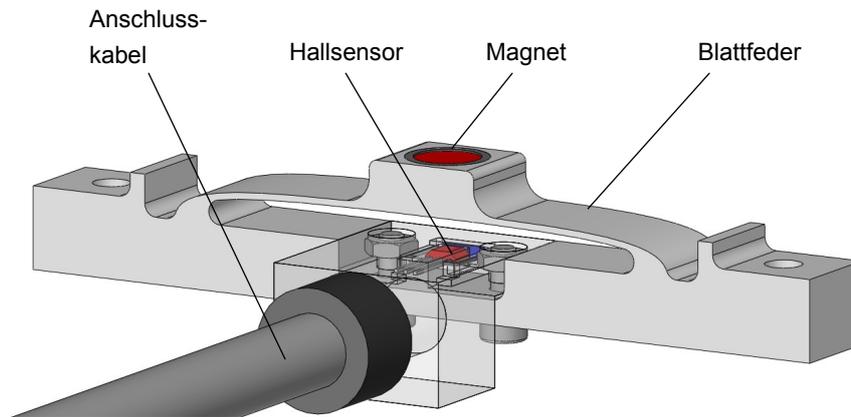


Abbildung 4-14 CAD-Modell des Sensormoduls

Um das Sensormodul klein und kompakt zu gestalten, ist die Distanz zwischen Sensor und Magnet so ausgelegt, dass der Schaltabstand gering ausfällt. Das komplette Sensormodul wird an der Stirnfläche des Balg-Schutzbehälters montiert.

Als Magnetfelddetektoren werden Hallsensoren der Serie A1106 der Firma Allegro MicroSystems Inc. eingesetzt. Die Sensoren sind als unipolare Schalter ausgeführt und reagieren auf die Anwesenheit von magnetischen Südpolen. Es existieren zwei unterschiedliche Schaltpunkte, bei denen der Sensor seinen Zustand ändert. Bei fehlendem bzw. geringem Magnetfeld ist die Ausgangsspannung identisch mit der Versorgungsspannung des Sensors (High Pegel). Durchdringt den Hallsensor ein starkes Magnetfeld, so wechselt er seinen Zustand. Die Ausgangsspannung beträgt 0 V, der Sensor ist eingeschaltet. Ein Vorteil digitalisierter Ausgangssignale ist der Wegfall weiterer Signalwandlungen durch die im Unterwasserfahrzeug befindliche Computersteuerung.

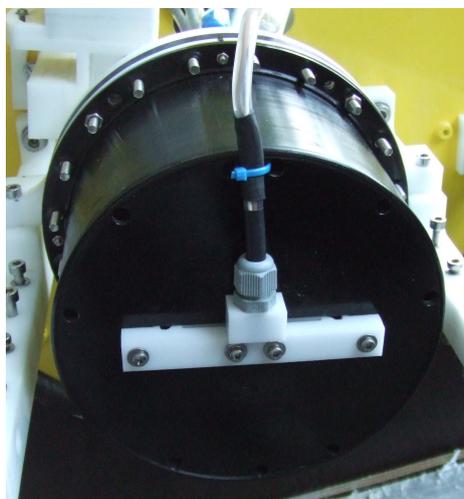


Abbildung 4-15 Einbau des Sensormoduls an der Schutzhaube eines Trimmbehälters

Um zu evaluieren, ob die Hallsensoren unter hohem Druck sicher funktionieren, wurden Drucktests bei 600 bar durchgeführt. Die Abbildung 4-16 stellt exemplarisch die Signalverläufe an den Hallsensoren A1106 sowie des Umgebungsdrucks in Abhängigkeit der Zeit dar. Die Abbildung 4-16 oben zeigt die Ausgangsspannung eines Sensors im ungeschalteten Zustand. Es ist zu erkennen, dass sie mit zunehmender Druckbeaufschlagung von 12,046 V auf 12,025 V abfällt. Wird der Druck wieder abgebaut, so erhöht sie sich zunehmend und nähert sich ihrem Ausgangswert an. In der Abbildung 4-16 unten ist das Ausgangssignal eines Sensors, der durch die Anwesenheit eines Magneten eingeschaltet ist, zu sehen. Bereits während der Befüllung des Tanks zeichnet sich eine Abnahme der Ausgangsspannung ab. Da kaltes Wasser in den Drucktank strömt, liegt dies wahrscheinlich an der Temperaturdrift der Hallsensoren. Im Gegensatz zum ungeschalteten Zustand ist zu erkennen, dass das Ausgangssignal mit zunehmendem Druck ansteigt, bis es bei maximaler Druckbelastung seinen Höchstwert erreicht. Wird der Druck konstant bei 600 bar gehalten, fällt das Signal leicht ab. Dieser Trend verstärkt sich bei Verminderung des Drucks deutlich. Ist der Normaldruck wieder erreicht, nähert sich die Spannung ihrem Ausgangswert an.

Es ist in beiden Fällen zu erkennen, dass die Sensorik eine Druckabhängigkeit aufweist. Die Spannungsschwankungen liegen jedoch zwischen 2 und 3 mV, sind also so gering, dass sie vernachlässigt werden können. Durch die Tests ist sichergestellt, dass die eingesetzten Hallsensoren auch bei einem hohen Außendruck in 6.000 m Tauchtiefe eingesetzt werden können, um die Endanschläge der Faltenbälge zu detektieren.

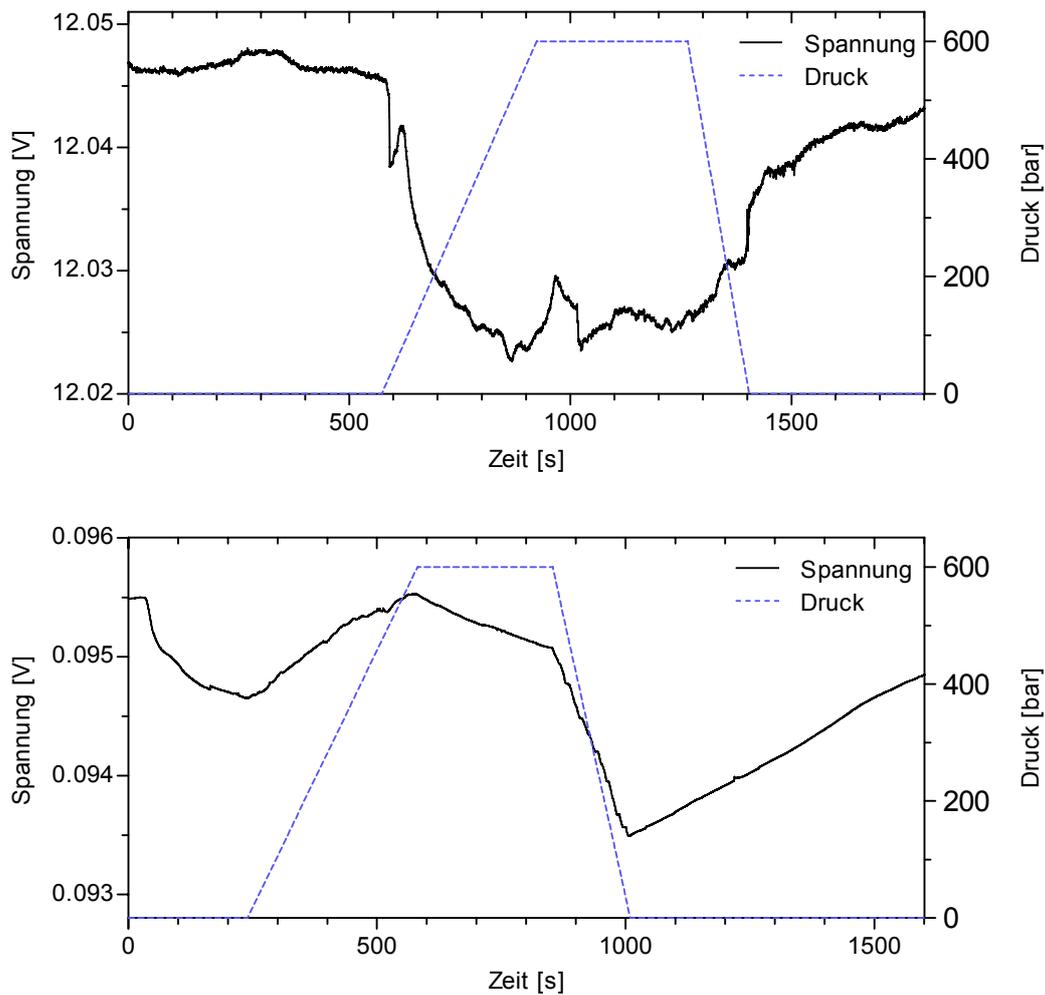


Abbildung 4-16 Drucktest der Hallensoren bei 600 bar, oben: ungeschalteter Zustand, unten: geschalteter Zustand durch angenäherten Magneten

4.8 Gesamtsystem

In der Abbildung 4-17 ist schematisch der gesamte Aufbau des Lagetrimmsystems dargestellt. Bug- und heckseitiger Behälter sind durch eine flexible Rohrleitung aus PFA miteinander verbunden. Als Anschlüsse und Verbindungselemente zwischen Leitungsabschnitten werden Rohrverschraubungen der Firma Swagelok verwendet. Durch den speziellen Verbindungsmechanismus zwischen Leitung und Rohrverschraubung ist höchste Dichtigkeit, auch für das Trimmfluid FC 70, gewährleistet. Pumpe und Ventil sind als Zwischenelemente in der Verbindungsleitung zwischen den Behältern integriert. Der Innendruck beider Bauteile gleicht sich durch die Druckweitergabe der Faltenbälge über die Verbindungsleitungen an. Da kein Differenzdruck zwischen Innen und Außen herrscht, ist ein druckneutraler Aufbau des Lagetrimmsystems gegeben.

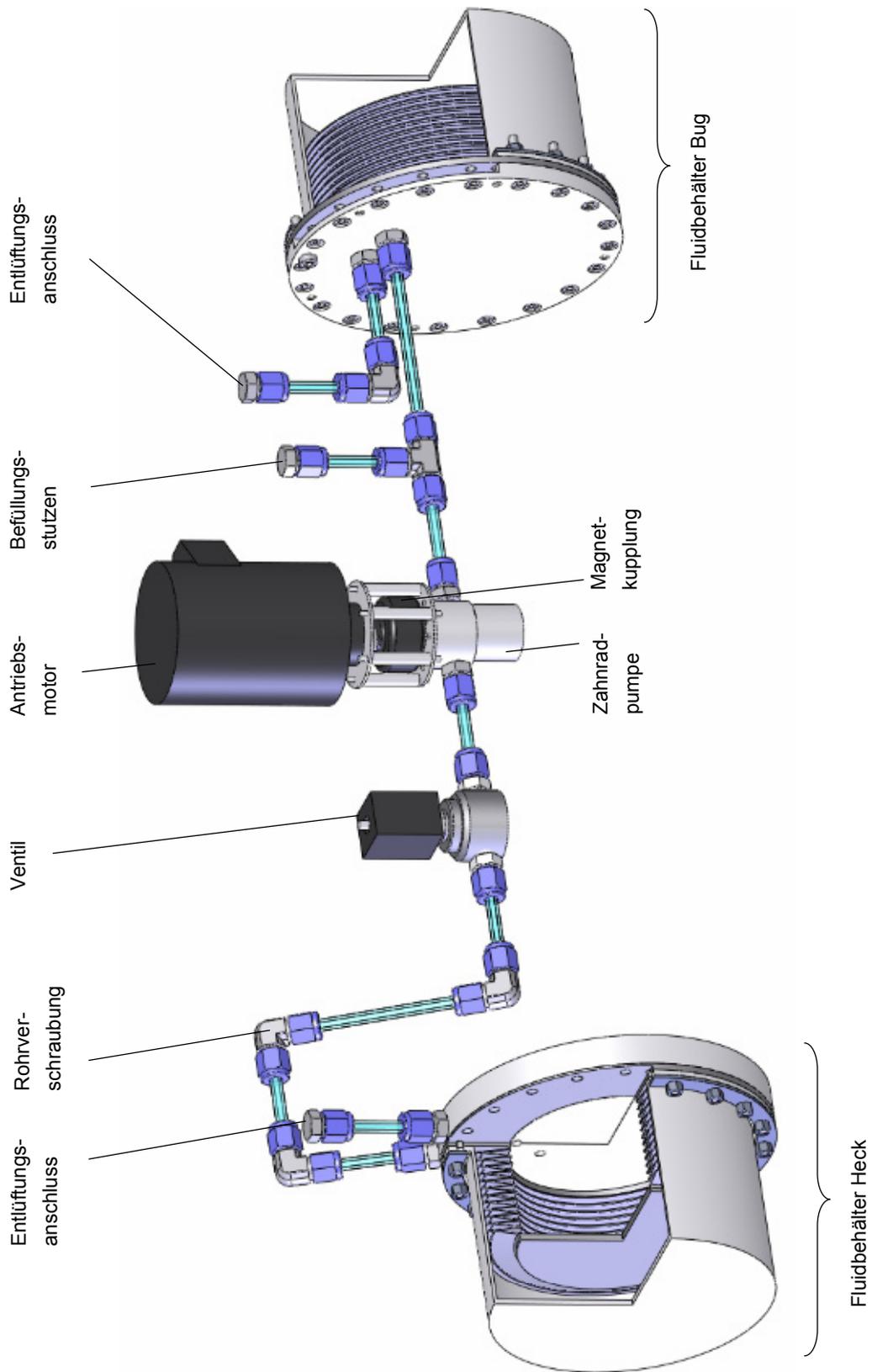


Abbildung 4-17 Schematischer Aufbau des Lagetrimmsystems (Balg-Endanschlag-Sensorik nicht dargestellt)

4.8.1 Befüllung und Entlüftung

Die Erstbefüllung des Lagetrimmsystems erfolgt nach einem festgelegten Schema. Durch eine externe Pumpe wird mit Hilfe eines Befüllungsstutzens das Trimmfluid FC 70 in das System gepumpt. Die Entlüftungsanschlüsse beider Behälter sowie das Ventil sind dabei geöffnet. Beide Faltenbälge sind mit Hilfe von Schraubzwingen auf ihr Minimalvolumen zusammengedrückt. Die Falten liegen durch das Zusammenpressen aufeinander, so dass sich in den Faltenzwischenräumen keine Luft sammeln und somit alles Gas durch die Entlüftungsanschlüsse entweichen kann. Um die Befüllung zu beschleunigen, ist die Magnetglocke entfernt, so dass keine Kopplung zwischen Pumpe und Antriebsmotor vorliegt. Bei der Durchströmung der Pumpe drehen sich die innenliegenden Zahnräder frei und werden nicht durch das Rastmoment des Motors gehemmt. Sind beide Bälge mit ihrem Minimalvolumen gefüllt, so werden die Entlüftungsanschlüsse beider Fluidbehälter verschlossen und die Schraubzwingen entfernt. Das Ventil wird geschlossen, so dass gewährleistet ist, dass das Trimmfluid bei einer weiteren Befüllung nur noch in den bugseitigen Faltenbalg gepumpt werden kann. Die blasenfreie Fluidbefüllung des Lagetrimmsystems ist abgeschlossen, sobald der bugseitige Behälter maximal gefüllt ist.

4.8.2 Charakteristik des Pumpvorgangs

In der Abbildung 4-18 ist die von der Pumpe benötigte Zeit in Abhängigkeit der Pumpendrehzahl dargestellt, um das Trimmfluid von einem Behälter in den anderen zu fördern. Da der Unterwassermotor aufgrund des Einsatzes von Unterwassergleitlagern nicht im Trockenlauf funktioniert, wurde für Versuchszwecke als Pumpenantriebsmotor ein bürstenloser DC-Servomotor der Serie 3564 K 024 B CS der Firma Faulhaber eingesetzt. Es ist zu erkennen, dass die Pumpdauer mit steigender Drehzahl hyperbolisch abnimmt. Beträgt sie bei einer Drehzahl von 100 U / min noch etwa 15 min, so verringert sie sich bei zunehmender Drehzahl stark und nähert sich dann bei Drehzahlen von über 1.000 U / min einer Pumpdauer von etwas über 2 min an. Beim Pumpen in Vorwärtsrichtung erfolgt bei gleicher Drehzahl aufgrund eines größeren Volumenstroms ein schnellerer Pumpvorgang. Bei einer Drehzahl von 100 U / min beträgt der Unterschied zwischen Vorwärts- und Rückwärtspumpen etwa 2 min. Die elektrisch aufgenommene Leistung des Pumpenantriebsmotors steigt linear mit zunehmender Drehzahl. In der Abbildung 4-18 ist zu erkennen, dass zum Pumpen in Vorwärtsrichtung bei gleicher Drehzahl größere Leistungen benötigt werden.

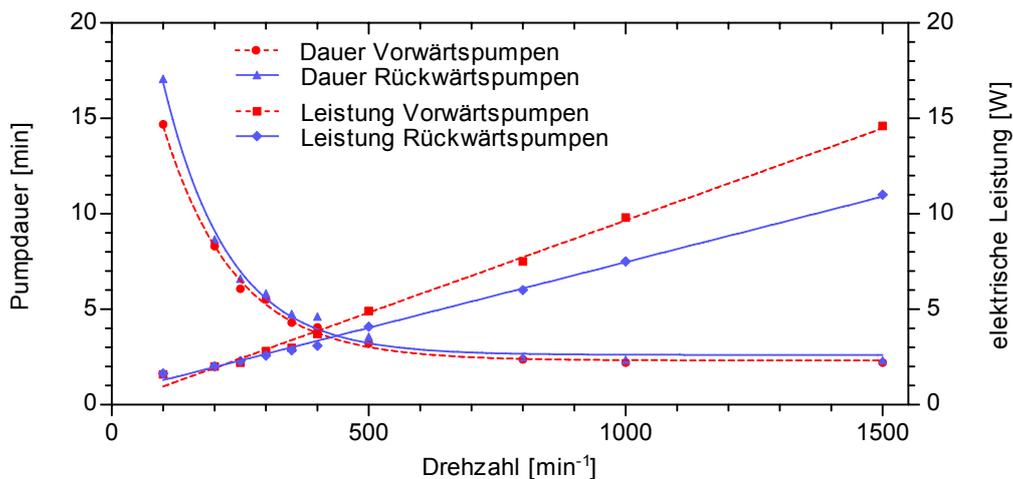


Abbildung 4-18 Messwerte und Ausgleichsgeraden der Pumpdauer sowie der elektrischen Leistungsaufnahme des Antriebsmotors in Abhängigkeit der Drehzahl beim Pumpen in Vorwärts- und Rückwärtsrichtung

Um mit dem Lagetrimmsystem die Neigung des Unterwasserfahrzeugs schnell einzustellen, sollte die Zeit, um die Trimmflüssigkeit von einem Behälter in den anderen zu pumpen, kurz sein. Aus der Abbildung 4-18 ist ersichtlich, dass Drehzahlen über 800 U / min jedoch nicht mehr angemessen sind, da bei einer steigenden Leistungsaufnahme die Pumpdauer nur unwesentlich verkürzt wird. Die Pumpendrehzahl sollte vielmehr zwischen 500 und 800 U / min liegen, um bei einer Leistungsaufnahme von 5 bzw. 8 W eine Pumpdauer von zwei bis drei Minuten zu erzielen.

Die Abbildung 4-19 zeigt beispielhaft die Änderung des bugseitigen Balggewichts sowie die elektrische Leistungsaufnahme des Pumpenmotors bei einem aktiven Lagetrimmsystem. Am Anfang des Pumpvorgangs ist der bugseitige Faltenbalg maximal befüllt (1,25 Liter). Sein Trockengewicht entspricht etwa 3 kg. Bei der Förderung des Trimmfluids in den heckseitigen Behälter stellt sich bei einer Pumpendrehzahl von 800 U / min ein Massenstrom von 0,4 kg / min ein. Nach 150 Sekunden hat der Trimmbehälter im Bug sein minimales Volumen (0,25 Liter) erreicht und der Pumpvorgang ist abgeschlossen. Sein Trockengewicht beträgt in diesem Zustand 2 kg. Nach einer kurzen Pause wird das Fluid wieder umgekehrt vom heckseitigen in den bugseitigen Faltenbalg gepumpt. Bei vergleichbarem sich einstellenden Massenstrom ist die elektrische Leistungsaufnahme des Pumpenmotors jedoch erhöht. Der Abfall der Leistungsaufnahme gegen Ende des Pumpvorgangs ist auf das Fördern von kleinen Gaseinschlüssen zurückzuführen, die aus einem nicht vollständig entlüfteten System resultieren.

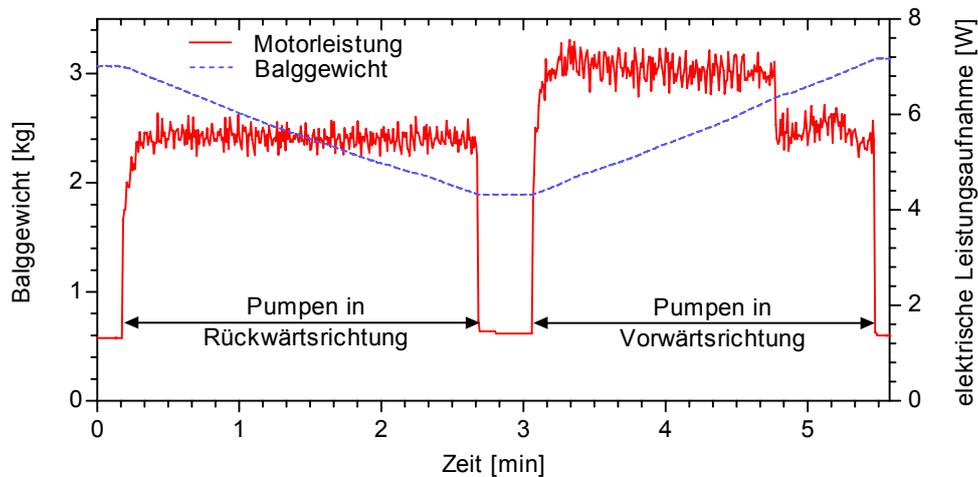


Abbildung 4-19 Gewicht des bugseitigen Balgs und Leistungsaufnahme des Pumpenmotors (800 min^{-1}) beim Fördern vom Bug in das Heck und umgekehrt

4.9 Berechnung der erzielbaren Fahrzeugneigung

Durch die konstruktive Gestaltung der flexiblen Trimmbehälter sind die maximalen und minimalen Füllvolumina der Bälge bestimmt. Dadurch lässt sich der erzielbare Drehwinkel ε bei dem Einsatz der Trimmflüssigkeit FC 70 exakt berechnen. Zu diesem Zweck stellt die Abbildung 4-20 oben schematisch die Befüllung des Lagetrimmsystems im horizontal austarierten Fahrzeugzustand dar. In dieser Situation ist das resultierende Moment um den Drehpunkt gleich Null. Das gesamte Volumen der Trimmflüssigkeit des Lagetrimmsystems $V_{\text{Trimmfluid}} = 1,5$ Liter befindet sich jeweils zur Hälfte in beiden Behältern. Da das Minimalvolumen der Bälge aufgrund des konstruktiven Faltenbalgaufbaus 0,25 Liter beträgt (siehe Kapitel 4.7.1), lässt sich von den jeweils in einem Balg gehausten 0,75 Litern eine verringerte Menge von 0,5 Litern durch Pumpen zwischen bug- und heckseitigem Behälter verschieben. Das effektiv förderbare Volumen entspricht demzufolge einer Masse von 1 kg. Der Hebelarm des vorderen Balgs bezüglich des Fahrzeugschwerpunkts beträgt 1.240 mm, der des hinteren Balgs beträgt 780 mm.

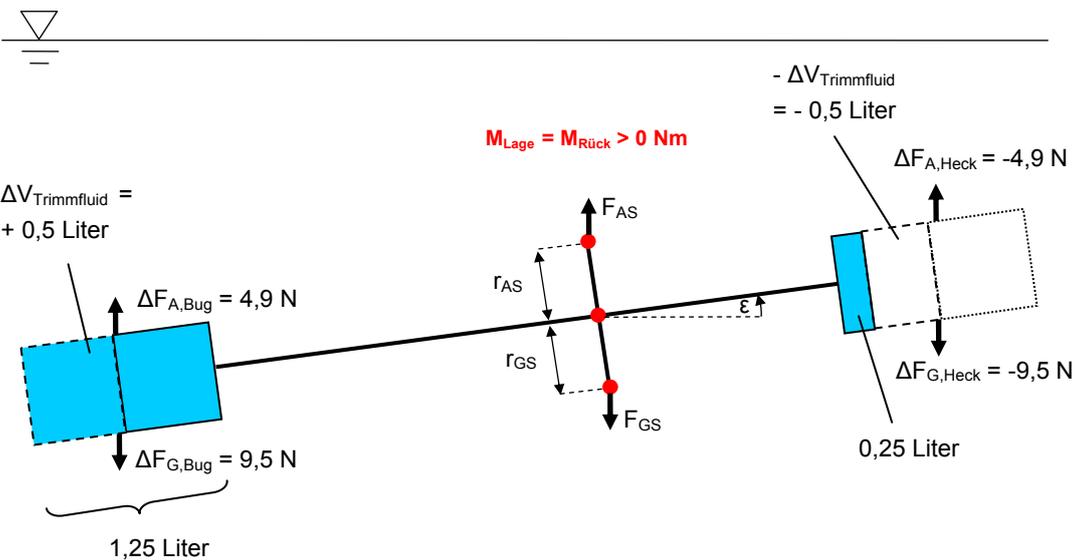
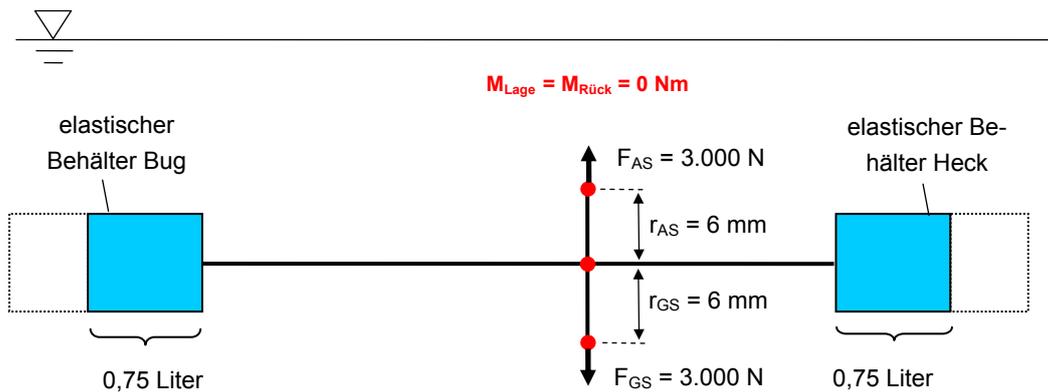


Abbildung 4-20 Bestimmung der Kräfte und Momente durch Verlagerung des Trimmfluids FC 70, oben: Verteilung des Fluids bei horizontal getrimmter Fahrzeuglage, unten: Drehmoment bei befülltem vorderem Balg

Wird das Fluid bis zu seiner maximalen Befüllung in den vorderen Trimmbehälter gepumpt, so dehnt er sich um ein Differenzvolumen $\Delta V_{\text{Trimmfluid}} = 0,5 \text{ Liter}$ aus, das Volumen des heckseitigen Behälters mindert sich hingegen um den gleichen Wert (siehe Abbildung 4-20 unten). Mit Hilfe der Gleichungen (4-1) und (4-2) lassen sich die Gewicht- und Auftriebskräfte (F_G und F_A) des betrachteten Balgs bestimmen. Die Differenz dieser beiden Kräfte ist die resultierende Kraft des jeweiligen Balgs von 4,6 N. Sie wirkt beim vorderen Behälter in Richtung der Erdbeschleunigung, beim hinteren Behäl-

ter in entgegen gesetzter Richtung. Aufgrund des dadurch entstehenden Drehmoments $M_{Lage} > 0$ stellt sich ein Neigungswinkel ε ein, der in der Abbildung 4-21 in Abhängigkeit des gepumpten Fluidvolumens $\Delta V_{Trimmfluid}$ für verschiedene Abstände zwischen Auftriebs- und Gewichtsschwerpunkt zum Drehpunkt des Fahrzeugs dargestellt ist. Es zeigt sich, dass sich unter der Voraussetzung von r_{AS} bzw. $r_{GS} = 6$ mm bei einem gepumpten Trimmfluidvolumen von 0,5 Liter ein Neigungswinkel des Fahrzeugs von $\pm 15^\circ$ erreichen lässt. Hier wird deutlich, dass geringe Änderungen des Hebelarms den maximal erzielbaren Neigungswinkel stark beeinflussen.

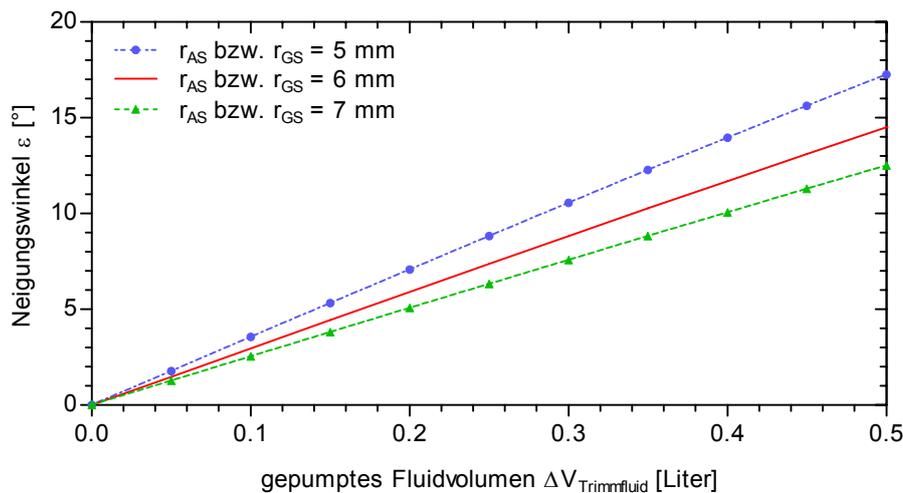


Abbildung 4-21 Abhängigkeit des Neigungswinkels vom gepumpten Fluidvolumen für verschiedene Hebelarme r_{AS} und r_{GS} zwischen Auftriebs- bzw. Gewichtsschwerpunkt bezüglich des Fahrzeugdrehpunkts

Um den Einfluss des Abstands zwischen Auftriebs- und Gewichtsschwerpunkt genauer zu untersuchen, ist in der Abbildung 4-22 die Abhängigkeit des Neigungswinkels von den Hebellängen r_{AS} bzw. r_{GS} dargestellt. Es ist zu sehen, dass bei großen Hebeln sehr kleine Neigungswinkel erzielt werden. Bei einer Hebelarmlänge von r_{AS} bzw. $r_{GS} = 14$ mm sind Neigungswinkel von lediglich $\pm 6^\circ$ einstellbar. Bei kleiner werdenden Hebelarmen nimmt der Neigungswinkel zu. Um mit dem entwickelten Lagetrimmsystem einen Neigungswinkel von $\pm 30^\circ$ zu erzielen, wären Hebelarme von jeweils knapp 3 mm notwendig. Prinzipiell ist es möglich, durch die Platzierung aller Fahrzeugeinbauteile die Hebelarme r_{AS} und r_{GS} klein zu gestalten, um somit das Rückstellmoment zu verringern und den Einfluss des Lagetrimmsystems zu vergrößern. Der Abstand zwischen Auftriebs- und Gewichtsschwerpunkt sollte jedoch nicht beliebig klein gestaltet werden, um eine Stabilität gegen Rollbewegungen des Fahrzeugs zu gewährleisten. Dies ist besonders wichtig, wenn ein Rollmoment durch den das Unterwasserfahrzeug antreibenden Propeller ausgeübt wird.

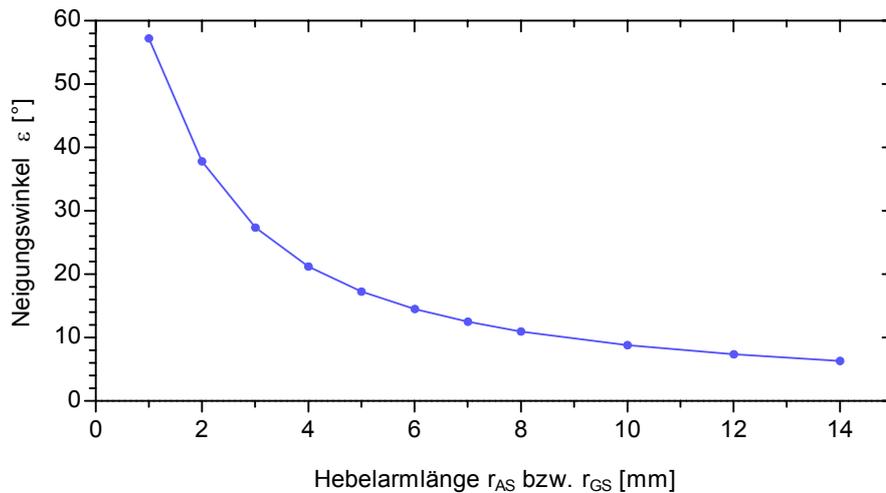
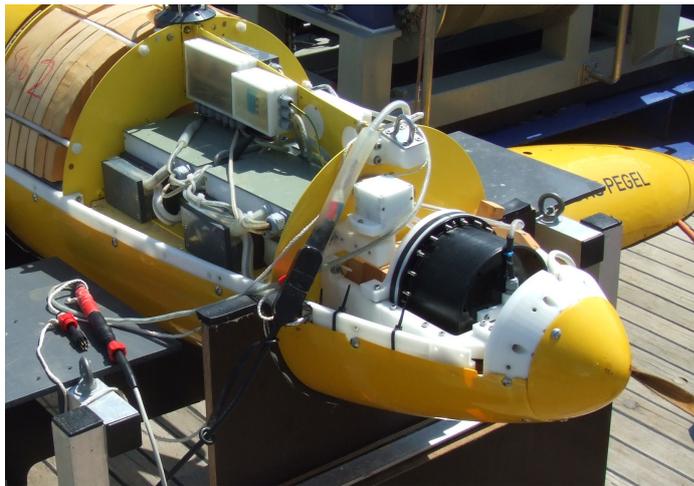


Abbildung 4-22 Abhängigkeit des Neigungswinkels für gleiche Hebelarmlängen r_{AS} bzw. r_{GS} beim Einsatz von FC 70 als Trimmfluid und einem pumpbaren Flüssigkeitsvolumen $\Delta V_{\text{Trimmfluid}} = 0,5$ Liter

4.10 Einbau in das Unterwasserfahrzeug

Das mit der Trimmflüssigkeit befüllte System lässt sich ohne Schwierigkeiten in das Unterwasserfahrzeug einbauen. Die Anschlussschläuche lassen sich von den gefüllten Behältern, der Pumpe sowie dem Ventil lösen und mit Blindstopfen versehen, ohne dass Luft in das System gelangt. Die Abbildung 4-23 oben und Mitte zeigt die Einbaulage des bug- und heckseitigen Behälters im Unterwasserfahrzeug, wobei die die Faltenbälge umhüllenden schwarzen Schutzhauben zu sehen sind. In der Abbildung 4-23 unten sind Pumpe und Ventil zu erkennen, die in der Nähe des Fahrzeugschwerpunkts eingebaut sind. Durch die direkte Hintereinanderschaltung von Pumpe und Ventil liegt ein kompaktes Modul vor, das einen schnellen Ein- und Ausbau zu Wartungszwecken erlaubt. Ein druckneutraler Antriebsmotor der Firma ENITECH GmbH treibt die Pumpe an, wobei das Antriebsdrehmoment durch eine Magnetkupplung auf die Zahnradpumpe übertragen wird.



Zahnrad-
pumpe

Magnet-
kupplung

Antriebs-
motor

Ventil

Abbildung 4-23 Eingebaute druckneutrale Komponenten des Lagetrimmsystems in dem Unterwasserfahrzeug, oben: bugseitiger Trimmbehälter, Mitte: heckseitiger Trimmbehälter, unten: Pumpe samt Antriebsmotor sowie Ventil

4.11 Tauchtest zur Bestimmung der erreichbaren Neigung

Für einen Praxistest des Lagetrimmsystems sowie für die Bestimmung des tatsächlich erzielbaren Neigungswinkels des Unterwasserfahrzeugs, wurde die DNS Pegel in der Ostsee auf etwa 20 Meter Wassertiefe herabgelassen und drei Meter über dem Meeresboden verankert (siehe Abbildung 4-24 links). Die Verankerungsvorrichtung bestand aus einem schweren Gewicht, an dem das Fahrzeug mit Hilfe eines Seils befestigt wurde. Der fahrzeugseitige Seilangriffspunkt lag in der Nähe seines Drehpunkts. Durch das mit etwa fünf Kilogramm positivem Restauftrieb austarierte Tauchfahrzeug wurde gewährleistet, dass es sich senkrecht über dem Anker positionierte und das Verbindungsseil jederzeit gespannt vorlag. In dieser horizontal austarierten Fahrzeugposition sollten die Behälter des Trimmsystems jeweils zur Hälfte (0,75 Liter) mit dem Trimmfluid gefüllt sein. Bei einer Pumpendrehzahl von etwa 500 U / min wurde das Fluid vollständig in den bugseitigen Behälter gefördert. Die sich einstellende Neigung wurde durch einen im Fahrzeug integrierten Neigungssensor gemessen und aufgezeichnet. Die entsprechenden Daten sind in der Abbildung 4-25 dargestellt. Es ist zu sehen, dass sich nach einer Pumpdauer von etwa vier Minuten ein Neigungswinkel von $+25^\circ$ erreichen lässt (siehe Abbildung 4-24 rechts). Schließlich wurde das Fluid mit der gleichen Pumpendrehzahl vom bug- in den heckseitigen Balg gefördert. Nach Abschluss dieses, etwa fünf Minuten dauernden, Vorgangs wurde eine Neigung von fünf Grad erreicht.



Abbildung 4-24 Links: in 20 m Tiefe verankertes, horizontal ausgerichtetes Fahrzeug, rechts: einstellbarer Neigungswinkel durch Verlagerung der Trimmflüssigkeit zum Bug

Die Abbildung 4-25 zeigt, dass der Neigungswinkel in Richtung Bug größer ausfiel als in Richtung Heck. Dies lässt sich auf mehrere Ursachen zurückführen. Ein Grund könnte die ungleiche Behälterfüllung in der Ausgangssituation des Versuchs sein. In diesem Zustand lag das Unterwasserfahrzeug mit Hilfe von zusätzlichen Trimmgewichten horizontal austariert vor. Es ist möglich, dass der hintere Behälter in diesem Zustand eine größere Befüllung vorwies als der vordere. Dementsprechend konnte ein größeres Volumen des Trimmfluids nach vorne gepumpt werden, wodurch sich in dieser Richtung größere Neigungswinkel erzielen ließen. Ein anderer Grund könnte die während des Versuchs vorhandene Meeresströmung sein. Die dadurch entstehende Umströmung des Fahrzeugs, vor allem der zur Ruderanlage gehörigen Leitflächen, verursachte auf das Unterwasserfahrzeug einwirkende Kräfte. Diese führten eine Verfälschung des durch das Lagetrimmsystem erzeugten Neigungswinkels herbei.

Abgesehen von der Meeresströmung sowie den ungleichmäßig befüllten Behältern ist in der Abbildung 4-25 jedoch zu erkennen, dass ein Differenzwinkel zwischen bug- und hecklastigem Trimm von 30° erzielt worden ist. Dieses Versuchsergebnis stimmt mit den analytischen Berechnungen aus Kapitel 4.9 überein. Der gleiche Neigungswinkel wurde hier vorausberechnet. Es ist bei der analytischen Berechnung des Neigungswinkels festzustellen, dass eine gute Abschätzung der Lage des Gewichts- und Auftriebschwerpunkts mit Hilfe des CAD-Modells der DNS-Pegel vorlag.

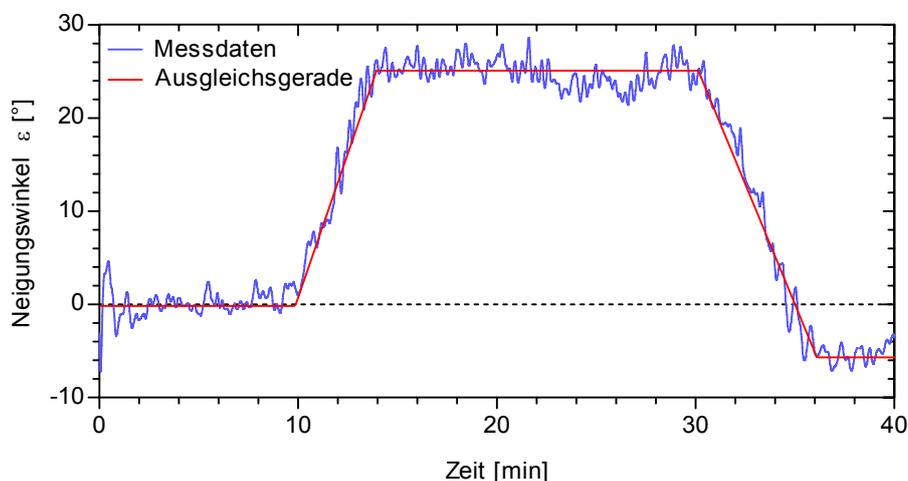


Abbildung 4-25 Einstellbarer Neigungswinkel des Unterwasserfahrzeugs durch Förderung der Trimmflüssigkeit zwischen Bug und Heck

4.12 Druckbeständigkeit und Langzeittest

Um die Druckbeständigkeit zu bewerten, wurden die Behälter des Lagetrimmsystems in einer Druckkammer mit einem Umgebungsdruck von 600 bar beaufschlagt (siehe Abbildung 4-26 links). Mehrere Druckzyklen bei längeren Verweilzeiten unter dem Maximaldruck haben selbst bei unvollständiger Entlüftung der Behälter keinerlei Beschädigungen hervorgerufen. Verbleibende, eingeschlossene Restluft wird bei steigendem Druck komprimiert, wobei das Schwundvolumen durch elastische Verformung der Faltenbälge ausgeglichen wird. Aufgrund des druckneutralen Aufbaus entwickelt sich somit keine Differenzdruck zwischen dem Inneren und dem Äußeren des Behälters.

Um die Beständigkeit aller Behälterbauteile gegenüber der Trimmflüssigkeit Perfluorcarbon FC 70 zu bestimmen, wurde das System zwei Jahre lang mit dem Fluid gefüllt gelagert. Es hat sich gezeigt, dass die Widerstandsfähigkeit durch die getroffene Materialauswahl (siehe Kapitel 4.7) gegeben ist. Es tritt kein Verspröden der elastisch verformbaren Faltenbälge sowie der den Behälter abdichtenden O-Ringe auf. Vollständige Dichtigkeit ist über den gesamten Zeitraum gegeben.

Weiterhin wurde ein Langzeittest durchgeführt, durch den die Beständigkeit der Trimmbehälter im Meerwasser nachgewiesen wurde. Die Abbildung 4-26 rechts zeigt einen mit FC 70 gefüllten Faltenbalg, nachdem er sechs Wochen in einer Tauchtiefe von 20 m in der Ostsee gelagert wurde. Es ist zu erkennen, dass weder die eingesetzten Metalle durch elektrochemische Reaktionen korrodierten, noch ein unerwünschter Bewuchs von Algen in Erscheinung trat.

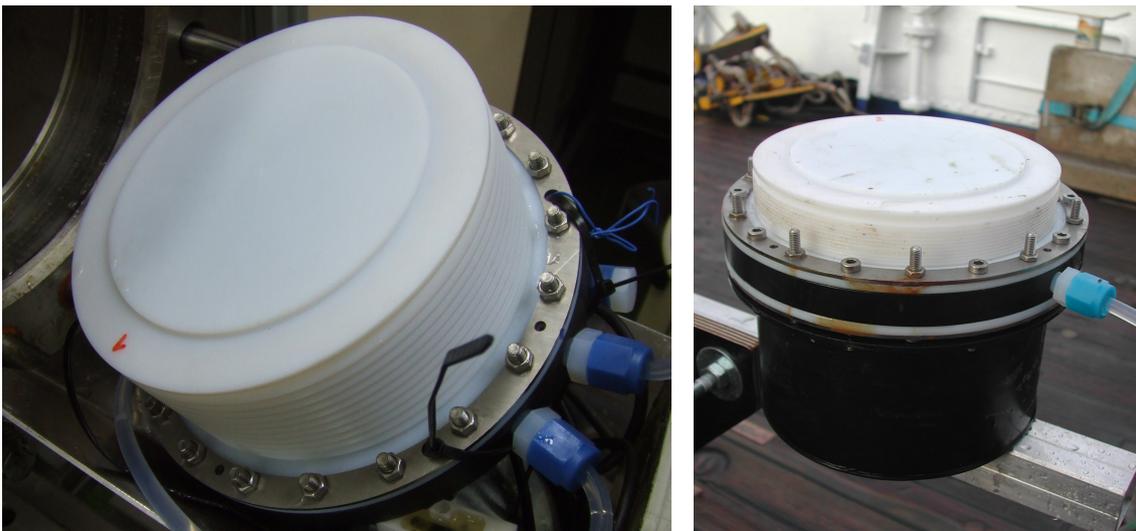


Abbildung 4-26 Links: Faltenbalg nach einem Drucktest unter 600 bar in der Druckkammer, rechts: keine Korrosionserscheinungen nach einem Langzeittest in der Ostsee

4.13 Zusammenfassung und Ausblick

Es wurde ein hydraulisches Lagetrimmsystem entwickelt, welches die Einstellung der statischen Neigung des Unterwasserfahrzeugs DNS Pegel ermöglicht. Wird eine Flüssigkeit mit einer bezüglich Wasser größeren Dichte zwischen zwei flexiblen Behältern in Bug und Heck gepumpt, lässt sich eine Änderung des Neigungswinkels des Tauchfahrzeugs von $\pm 15^\circ$ erzielen. Die Behälter sind als Faltenbälge aus Kunststoff ausgeführt. Die Anpassungsfähigkeit des Behälters gewährleistet, dass unter hohem Außendruck der Volumenschwund der Trimmflüssigkeit aufgrund ihrer Kompressibilität ausgeglichen wird. Es existiert kein Druckunterschied zwischen dem Inneren und dem Äußeren des Behälters. Dadurch, dass Kunststoff als Behältermaterial verwendet wurde, ließ sich das Gewicht des Systems minimieren. Korrosion spielte beim Einsatz dieser Materialien eine untergeordnete Rolle. Um die Trimmflüssigkeit zwischen den Trimmbehältern im Bug und im Heck des Fahrzeugs hin und her zu befördern, wird eine Zahnradpumpe eingesetzt. Ein Ventil in der Schlauchverbindung der Behälter stellt sicher, dass eine selbständige Flüssigkeitsumverteilung bei abgeschalteter Pumpe vermieden wird.

Eine mögliche Alternative ist die Förderung der Trimmflüssigkeiten mittels eines Stempels, der an der Stirnseite eines flexiblen Balgs befestigt ist. Mit Hilfe eines entsprechenden Antriebs (z.B. hydraulisch, elektrisch) drückt der Stempel den Balg zusammen oder zieht ihn auseinander. Dementsprechend wird die Trimmflüssigkeit aus dem Behälter herausgedrückt bzw. hinein gesogen. Ist der Trimmvorgang abgeschlossen, und steht der Stempel durch die Selbsthaltekraft des Antriebs in einer festen Position, so ist bei diesem System kein Ventil notwendig, um eine Umverteilung der Trimmflüssigkeiten zu verhindern. Durch den Wegfall dieser Komponente ließe sich das System einfacher gestalten.

Um die Trimmwirkung bei gleichem Bauraum (Volumen) und axialer Position (Hebelarme) der Fluidtanks innerhalb des Unterwasserfahrzeugs zu erhöhen, ist es denkbar, jeweils einen Trimmtank mit integriertem Zweikammersystem im Bug und Heck des Unterwasserfahrzeugs zu platzieren. Das Doppelkammersystem besteht aus zwei Faltenbälgen, die innerhalb eines seewassergefluteten Schutzgehäuses stirnseitig gegeneinander positioniert sind. Dabei beinhaltet jeweils eine Kammer eine Flüssigkeit mit einer im Vergleich zu Wasser hohen Dichte, währenddessen die andere Kammer desselben Tanks ein Fluid mit geringer Dichte enthält. Die Kammern der Trimmtanks im Bug und Heck mit gleicher Trimmflüssigkeit sind miteinander durch Schläuche verbunden, so dass die Fluide hin und her gefördert werden können. Die beiden Kammern, die einen Tank bilden, sind so angeordnet, dass eine Vergrößerung des Volumens der einen Kammer eine Verkleinerung des Volumens der anderen Kammer bewirkt.

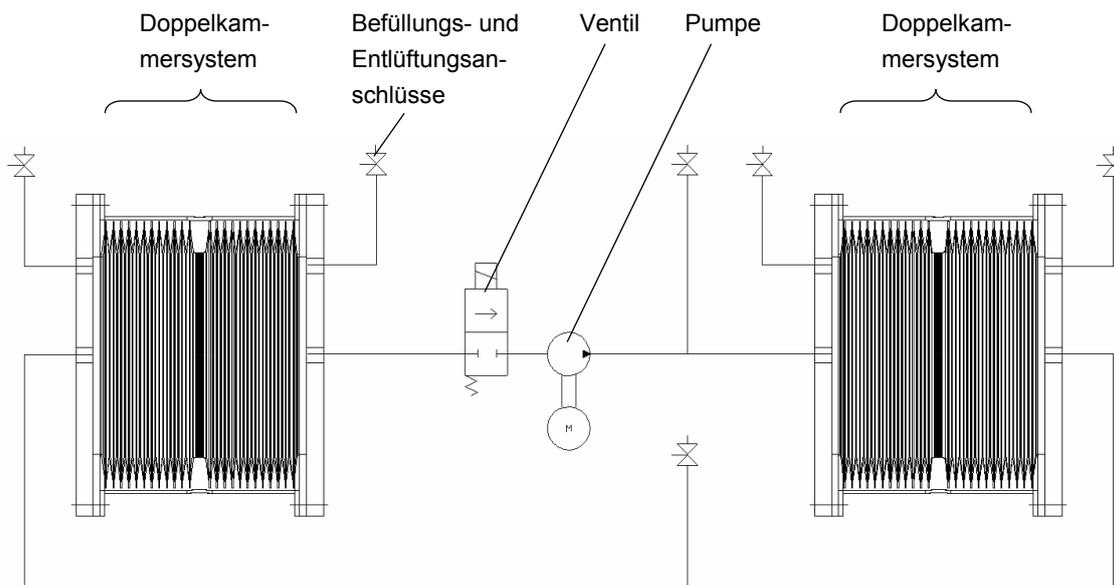


Abbildung 4-27 Erhöhung der Trimmwirkung durch ein Doppelkammersystem [Bus09]

Das Gesamtvolumen des Tanks bleibt dadurch immer gleich. Somit ist es möglich, nur eine der beiden Trimmflüssigkeiten aktiv zu pumpen und damit gleichzeitig die andere Flüssigkeit passiv zu fördern. Die druckneutrale Eigenschaft dieses Systems wird durch die Elastizität der Bälge erzielt. Dadurch, dass diese mit Meerwasser umspült sind, wird der Außendruck direkt auf die Flüssigkeit innerhalb der flexiblen Behälter übertragen. Verändert das gehauste Fluid sein Volumen, so passen sich die verformbaren Falten elastisch an. Ist die Kompressibilität der Trimmflüssigkeiten zu groß, bzw. der Außendruck zu hoch, so dass die Falten sich dem veränderten Volumen nicht mehr angleichen, können außerhalb der Trimmtanks angebrachte zusätzliche Kompensatoren für den Ausgleich der Volumenänderung sorgen.

Um die Vorteile eines druckneutralen Zweikammersystems gegenüber denen eines Einkammersystems detaillierter aufzuzeigen, wird beispielhaft ein Doppelkammer-Lagetrimmsystem mit der Dichte eines leichten Trimmfluids von 700 kg / m^3 und der einer schweren Flüssigkeit von 2.000 kg / m^3 betrachtet. Diese beiden Werte entsprechen den Dichten von bevorzugt eingesetzten Siliconölen bzw. Perfluorcarbonen. Gegenüber einem Einkammersystem, in dem ein schweres Perfluorcarbon mit einer Dichte von 2.000 kg / m^3 zum Einsatz kommt, erhöht sich die Trimmmomentenwirkung um ca. 30 Prozent. Um etwa den gleichen prozentualen Anteil verringert sich das Gewicht des Doppelkammer-Lagetrimmsystems im getauchten Fahrzeugzustand. Nachteilig ist das größere Trockengewicht des betrachteten Doppelkammersystems. Es ist um ca. 35 Prozent höher als das des betrachteten Einkammersystems. Weiterhin ist die Aufbauweise des Systems komplexer als die des Einkammersystems.

5 Schlussbemerkung

Es hat sich im Verlauf des vom BMWi geförderten Projekts gezeigt, dass sich die in diesem Rahmen entwickelten druckneutralen Systeme unter den harschen Umgebungsbedingungen der Tiefsee außerordentlich bewähren und gegenüber Druckkammerlösungen viele Vorteile bieten. Da auf dem Markt derzeit keine vergleichbaren Unterwasserfahrzeuge existieren, wurden neue Designkriterien entwickelt, mit Hilfe derer sich druckneutrale Komponenten und Geräte entwerfen lassen [Lüc10]. Das im Rahmen des Projekts entworfene Unterwasserfahrzeug DNS Pegel ist vollständig druckneutral aufgebaut und besitzt keine Druckhüllen. In zahlreichen Drucktests der Einzelkomponenten bei einem Umgebungsdruck von 600 bar sowie einer Vielzahl von autonomen Tauchfahrten in der Ostsee wurde der Einsatz des Unterwasserfahrzeugs erfolgreich erprobt.

Der in dieser Arbeit entwickelte Querstrahlantrieb sowie das Lagetrimmsystem sind neuartige Manövriersysteme und Teileinrichtungen des Unterwasserfahrzeugs DNS Pegel. Für den zuverlässigen Einsatz in der Tiefsee sind sie vollständig druckneutral aufgebaut und verleihen dem Fahrzeug eine hohe Bewegungsfreiheit zum Durchführen von komplexen Manövern.

Mit dem Querstrahlantrieb lassen sich durch seitlich austretende Wasserjets in Bug und Heck Drehbewegungen um die Fahrzeughochachse sowie Auf-, Ab- und Seitwärtsfahrten ausführen. Er ist so konzipiert, dass durch ihn der Strömungswiderstand des Unterwasserfahrzeugs kaum beeinflusst wird. Ferner ist er kompakt gestaltet, so dass Einbauraum für andere Fahrzeugkomponenten zur Verfügung steht. Die Schubkräfte des Querstrahlantriebs wurden signifikant durch die Überarbeitung des Antriebsmotors der Kreiselpumpe, welche die Wasserjets erzeugt, erhöht. Die Steigerung wurde durch eine Drehmomentvergrößerung des Motors sowie durch eine Verbesserung seiner Lagerung erzielt.

Mit dem Lagetrimmsystem lässt sich die statische Neigung des Unterwasserfahrzeugs DNS Pegel präzise einstellen. Die Fahrzeugausrichtung geschieht durch die Verschiebung eines Fluids mit einer im Vergleich zu Wasser größeren Dichte zwischen Bug und Heck. Das System zeichnet sich durch Druckneutralität sowie einen modularen Aufbau aus.

6 Symbole und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung	Einheit
a, b	Hebelarmlängen der Schubwaage	mm
a _{orig}	Abstand benachbarter Magnete des originalen Motors	mm
a _{opt}	Abstand benachbarter Magnete des optimierten Motors	mm
A	Fläche	mm ²
A _a	Querschnitt des Druckstutzens	mm ²
A _δ	Querschnittsfläche im Luftspalt des Magnetkreises	mm ²
A _e	Querschnitt des Saugstutzens	mm ²
A _{Fe}	Querschnittsfläche im Eisenmaterial des Magnetkreises	mm ²
A _{PM}	Querschnittsfläche eines Permanentmagneten	mm ²
B	magnetische Induktion	T
B _δ	magnetische Induktion im Luftspalt	T
B _{Fe}	magnetische Induktion im Weicheisenmaterial	T
B _{PM,AP}	Flussdichte eines Magneten im Arbeitspunkt	T
B _r	Remanenzinduktion	T
B _{r,PM}	Remanenzinduktion eines Permanentmagneten	T
B _{W(t)}	durch Wirbelströme verursachtes Magnetfeld	T
b ₁	Eintrittsbreite des Radiallaufrads	mm
b ₂	Austrittsbreite des Radiallaufrads	mm
β _m	mechanischer Rotordrehwinkel	°
β _{m,l}	labile Winkellage des Rotorwinkels	°
β _{m,s}	Koinzidenzwinkelstellung des Rotors	°
C _H	Konstante, die den Hystereseverlust bestimmt	kg m ⁶ / (V ² s ⁴)
c _W	Wirbelstrombeiwert	kg m ⁶ / (V ² s ³)
D bzw. D ₁	Durchmesser des Radiallaufrads	mm
d _N	Nabendurchmesser des Radiallaufrads	mm
d _S	Durchmesser des Saugstutzens	mm
δ	Luftspalt im Magnetkreis	mm
ε	Neigungswinkel	°
f	Frequenz	Hz
ΔF _A	Auftriebskraft	N
F _{ax}	resultierender Achsschub	N
F _{ax1}	Druckkraft im Radseitenraum auf die Rückenfläche eines Radiallaufrads	N
F _{ax2}	Druckkraft im Radseitenraum auf die Deckscheibe eines Radiallaufrads	N
F _{ax3}	Impulskraft	N

Symbol	Bedeutung	Einheit
ΔF_G	Gewichtskraft	N
F_R	Radialkraft	N
F_{Strahl}	Schubkraft	N
$F_{\text{Trimmgewicht}}$	fiktive Kraft zum horizontalen Austarieren des U-Boots	N
g	Erdbeschleunigung	m / s^2
γ	Phasenwinkel	°
H	Förderhöhe	m
H	magnetische Feldstärke	A / m
H_C	Koerzitivfeldstärke	A / m
H_{max}	maximale Förderhöhe	m
$H_{\text{d,geo}}$	geodätische Druckhöhe	m
H_{dyn}	dynamische Förderhöhe	m
H_{geo}	geodätische Förderhöhe	m
H_{stat}	statische Förderhöhe	m
$H_{\text{s,geo}}$	geodätische Saughöhe	m
H_{VD}	Förderhöhenverlust in der Druckleitung	m
H_{VS}	Förderhöhenverlust in der Saugleitung	m
i_0	Spulenstrom	A
i_a	Strom durch Spulenstrang a	A
i_{b1}	Strom durch Spulenstrang b für eine Rechtsdrehung des Rotors	A
i_{b2}	Strom durch Spulenstrang b für eine Linksdrehung des Rotors	A
i_{max}	maximaler Spulentrom	A
i_W	Wirbelstrom	A
K	Faktor zur Beschreibung der hydrodynamischen Eigenschaften einer Unterwasserschiffsform	°
K	Kompressionsmodul	Pa
κ	Kompressibilität	1 / Pa
l	Länge	m
l_{Fe}	Länge des Weicheisenmaterials des Magnetkreises	m
l_{Schiff}	Länge eines Schiffs	m
L	Induktivität	H
μ	Permeabilität	-
μ_0	Vakuumpermeabilität	Vs / (Am)
μ_4	Permeabilität bei einer Feldstärke von 4 mA / cm	-
μ_{Fe}	relative Permeabilität eines Weicheisenmaterials	-
$\mu_{\text{Fe,eff}}$	effektive Permeabilität	-

Symbol	Bedeutung	Einheit
μ_{PM}	relative Permeabilität eines Permanentmagneten	-
μ_r	relative Permeabilität	-
$\mu_{r,Legierungen}$	relative Permeabilität von Eisenlegierungen	-
M	Drehmoment	Nm
M_0	Haltemoment	Nm
$M_{0,orig}$	maximales Drehmoment des originalen Motors	Nm
$M_{0,opt}$	maximales Drehmoment des überarbeiteten Motors	Nm
M_H	Haltemoment	Nm
M_{Lage}	Drehmoment, welches durch das Lagetrimmsystem erzeugt wird	Nm
M_{max}	maximal mögliches Drehmoment aufgrund der Stromgrenze der Ansteuerung	Nm
$M_{Rück}$	Drehmoment, welches durch Auftriebs- und Gewichtskräfte des Unterwasserfahrzeugs erzeugt wird	Nm
n	Drehzahl	min^{-1}
n_0	Leerlaufdrehzahl	min^{-1}
$n_{Thruster}$	Anzahl an Querstrahlrudern	-
N	Anzahl der Windungen einer Spule	-
$NPSH_{Anlage}$	Haltdruckhöhe der Anlage	m
$NPSH_{Pumpe}$	Haltdruckhöhe der Pumpe bzw. des Querstrahlantriebs	m
Ω	Kreisfrequenz	Hz
P_Q	Förderleistung der Pumpe	W
Δp	Druckdifferenz	bar
p_a	Druck im Druckstutzen der Kreiselpumpe	bar
p_b	atmosphärischer Druck	bar
p_D	Dampfdruck des Fördermediums	bar
p_e	Druck im Saugstutzen der Kreiselpumpe	bar
Φ	magnetischer Fluss	Wb
Q	Volumenstrom	m^3 / h
r_{AS}	Abstand vom Fahrzeugdrehpunkt zum Auftriebschwerpunkt	mm
r_{GS}	Abstand vom Fahrzeugdrehpunkt zum Gewichtschwerpunkt	mm
r_{orig}	Hebelarm des originalen Motors	mm
r_{opt}	Hebelarm des überarbeiteten Motors	mm
r_{hinten}	Abstand vom Fahrzeugschwerpunkt zum Angriffspunkt der Kräfte am hinteren Trimmbehälter	mm

Symbol	Bedeutung	Einheit
r_{vorne}	Abstand vom Fahrzeugschwerpunkt zum Angriffspunkt der Kräfte am vorderen Trimmbehälter	mm
R_{δ}	magnetischer Widerstand eines Luftspalts	A / Vs
R_{Fe}	magnetischer Widerstand eines Weicheisenmaterials	A / Vs
R_m	magnetischer Widerstand	A / Vs
R_{PM}	magnetischer Widerstand eines Permanentmagneten	A / Vs
ρ	Dichte	kg / m ³
ρ_{Fluid}	Dichte einer Flüssigkeit	kg / m ³
ρ_e	spezifischer elektrischer Widerstand	$\Omega\text{mm}^2 / \text{m}$
$P_{\text{Trimmfluid}}$	Dichte eines Trimmfluids	kg / m ³
ρ_{Wasser}	Dichte von Wasser	kg / m ³
s	Dicke des Elektroblechs	mm
s	Spaltweite	mm
t	Zeit	s
T	Tiefgang eines Schiffs	m
ϑ	Lastwinkel	°
Θ	magnetische Spannung	A
Θ_S	magnetische Spannung, bedingt durch eine Spule	A
Θ_{PM}	magnetische Spannung, bedingt durch einen Magneten	A
u_{ind}	induzierte Spannung	V
$\Delta V_{\text{Schwund}}$	Volumenschwund	mm ³
$V_{\text{Trimmfluid}}$	Flüssigkeitsvolumen des Trimmfluids	Liter
v_a	Strömungsgeschwindigkeit im Druckstutzen	m / s
v_{Cu}	Kupferverluste in den Statorwicklungen	W
v_e	Strömungsgeschwindigkeit im Saugstutzen	m / s
v_{Fahrzeug}	Fahrzeuggeschwindigkeit	m / s
v_{Fe}	Ummagnetisierungsverlust	W
$v_{\text{Fe},1}$	Ummagnetisierungsverlust im Stator	W
$v_{\text{Fe},2}$	Ummagnetisierungsverlust im Rotor	W
v_H	Hystereseverlust	W
v_R	Reibungsverlust	W
v_{Strahl}	Geschwindigkeit des Austrittsstrahls	m / s
v_W	Wirbelstromverlust	W
x	Spaltweite	mm
$\dot{\psi}$	Winkelgeschwindigkeit	° / s
Ψ	Flussverkettung	Vs

Abkürzung	Bedeutung
ABS	Acrylnitril-Butadien-Styrol
AlNiCo	Aluminium-Nickel-Kobalt
A.S.T.	anti suction tunnel (Druckausgleichsrohr)
AUV	Autonomous Underwater Vehicle
AW	Ampèrewindungen
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNS	Computerized Numerical Control
DNS	druckneutrale Systeme
EP-Gummi	Ethylen-Propylen-Gummi
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk
FeCo	Eisen-Kobalt
FEM	Finite-Elemente-Methode
FFPM	Perfluor-Kautschuk
HDPE	hochdichtes Polyethylen
HS	Hallsensor
LCR-Meter	Messgerät zur Bestimmung von Induktivitäten, Kapazitäten und ohm'schen Widerständen
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
NBR	Nitril Butadiene Rubber (Nitrilkautschuk)
NdFeB	Neodym-Eisen-Bor
NiFe	Nickel-Eisen
NPSH	Net Positive Suction Head (Haltedruckhöhe)
NPT	National Pipe Thread, US-amerikanische Gewindenorm für selbst-dichtende Rohrverschraubungen
PFA	Perfluoralkoxypolymer
POM	Polyoxymethylen
ROV	Remotely Operated Vehicle
PTFE	Polytetrafluorethylen
PUR	Polyurethan
SiFe	Silizium-Eisen
SM	Synchronmotor
Sm-Co	Samarium-Kobalt
TThr	Tunnelthruster
QA	Querstrahlantrieb

7 Literaturverzeichnis

- [Bec02] Beckley, P., Electrical Steels for Rotating Machines, The Institution of Electrical Machines, London, 2002
- [BecXX] Beck, M., Nagelschmidt, S., LARA, Auslegungsprogramm zum Entwurf radialer Pumpen-Laufräder, Institut für Fluidsystemdynamik der TU Berlin
- [Ber08] Berns, H., Theisen, W., Eisenwerkstoffe- Stahl und Gusseisen, 4. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 2008
- [Bös07] Böswirth, L., Technische Strömungslehre, 7. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag, Wiesbaden, 2007
- [Bol77] Boll, R., Weichmagnetische Werkstoffe, Grundlagen, Legierungen, Eigenschaften, Lieferformen, Anwendungen, 3. Auflage, Vacuumschmelze GmbH, Hanau, 1977
- [Boz51] Bozorth, R. M., Ferromagnetism, Third Printing, D. Van Nostrand Company, Inc., New York, USA, 1951
- [Bri93] Brix, J., Manoeuvring Technical Manual, Seehafen Verlag, Hamburg, 1993
- [Bro08] Bronsart, R., Modul der Vorlesung Schiffshydrodynamik I, Querstrahlrunder, Universität Rostock, 2008
- [Bus09] Buscher, J.-M., Lehr, H., Trimmvorrichtung für eine Unterwassereinrichtung sowie Unterwassereinrichtung, deutsches Patent DE 10 2008 024 815 B3, 2009
- [CER10] Website der European Organization for Nuclear Research (CERN) http://detector-cooling.web.cern.ch/Detector-Cooling/data/3M_FAQ_Fluorinert.pdf, vom 04.01.2010
- [Cur02] Curtis, T. L. et. al., C-SCOUT: A General-purpose AUV for Systems Research, Ocean Engineering Research Center, Memorial University of Newfoundland, Canada, 2002

- [Det97] Deter, D., Marine Technology Society, Dynamic Positioning Conference, Propulsion and Thrusters - Principal Aspects of Thruster Selection, Nautex, Houston, USA, 1997
- [Fal93] Faltinsen, O. M., Sea Loads on Ships and Offshore Structures, Cambridge University Press, England, 1993
- [Fis79] Fischer, H., Werkstoffe in der Elektrotechnik, Aufbau- Eigenschaften- Prüfung- Anwendung, 1. Auflage, Hanser Verlag, München, 1978
- [Geb97] Gebrüder-Sulzer-Aktiengesellschaft, Kreiselpumpen-Handbuch, Vulkan-Verlag, Essen, 1997
- [Gev06] Gevatter, H.-J., Grünhaupt, U., Handbuch der Mess- und Automatisierungstechnik in der Produktion, 2. Auflage, Kapitel Elektrische Antriebstechnik, Sack, L., Springer Verlag, Berlin, 2006
- [Gie03] Giersch, H.-U., Harthus, H., Vogelsang, N., Elektrische Maschinen, Prüfen, Normung, Leistungselektronik, 5. Auflage, Vieweg Teubner Verlag, Wiesbaden, 2003
- [Gül99] Güllich, J. F., Kreiselpumpen, Ein Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1999
- [Gül04] Güllich, J. F., Kreiselpumpen, Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb, 2., neu bearbeitete Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2004
- [Grif03] Griffiths, G., Technology and Applications of Autonomous Underwater Vehicles, Taylor & Francis, London, 2003
- [Hin66] Hinton, R., Robbins, R., Hydraulic Mercury Transfer System, amerikanisches Patent US 3 343 511, 1966
- [Hol89] Holzenberger, K., Jung, K., Kreiselpumpen, Lexikon, 3. Auflage, KSB AG, Frankenthal, 1989
- [Hol97] Hollenbach, U., Beitrag zur Abschätzung von Widerstand und Propulsion von Ein- und Zweischraubenschiffen im Vorentwurf, Dissertation, Universität Hamburg, 1997

- [Kal08] Kallenbach, E. et. al., Elektromagnete, Grundlagen, Berechnung, Entwurf und Anwendung, 3. Auflage, Vieweg Teubner Verlag, Wiesbaden, 2008
- [Kre85] Kreuth, Hans-Peter, Elektrische Schrittmotoren, Expert Verlag, Sindelfingen, 1985
- [Küp06] Küpfmüller, K., Mathis, W., Reibiger, A., Theoretische Elektrotechnik, Eine Einführung, 17. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2006
- [KSB05] Auslegung von Kreiselpumpen, 5. überarbeitete und erweiterte Auflage, KSB Aktiengesellschaft, Frankenthal, 2005
- [Lau74] Laukien, G., Haas, J., Reiser, H., Unterwassereinrichtung mit einer Trimmvorrichtung, deutsche Offenlegungsschrift DE 2 316 761, 1974
- [Lüc10] Lück, M., Aufbau druckneutraler, autonomer Unterwasserfahrzeuge für die Tiefsee, Dissertation, Fachgebiet Mikrotechnik der Technischen Universität Berlin, 2010
- [Moe76] Moeller, F., Vaske, P., Elektrische Maschinen und Umformer, Teil 1, Aufbau, Wirkungsweise und Betriebsverhalten, 12. Auflage, Teubner Verlag, Wiesbaden, 1976
- [Mül05] Müller, G., Ponick, P., Grundlagen elektrischer Maschinen, Elektrische Maschinen, 9. Auflage, Wiley-VCH Verlag, Hoboken, New-Jersey, USA, 2005
- [Pfl05] Pfeleiderer, C., Petermann, H., Strömungsmaschinen, 7., unveränderte Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2005
- [Rei80] Reichel, K., Praktikum der Magnettechnik, Der Magnetismus in Theorie und Praxis - eine moderne Übersicht, Franzis Verlag, München, 1980
- [Rie05] Riedel, J. S. et. al., Design and Development of Low Cost Variable Buoyancy System for the Soft Grounding of Autonomous Underwater Vehicels, Center for AUV Research, Monterey, USA, 2005
- [Sau02] Saunders, A., Nahon, M., The Effect of Forward Vehicle Velocity on Through-Body AUV Tunnel Thruster Performance, IEEE, 2002

- [Sch09] Schröder, D., Elektrische Antriebe, Grundlagen, 4. Auflage, Springer Verlag, Berlin, 2009
- [Sig06] Sigloch, H., Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen, 3. Ausgabe, Hanser Verlag, München, 2006
- [Ste93] Stepanoff, A. J., Centrifugal and Axial Flow Pumps, Theory, Design and Application, Reprint Edition, Krieger Publishing Company, Florida, USA, 1993
- [Stö02] Stölting, H.-D., Kallenbach, E., Handbuch Elektrische Kleinantriebe, 2. Auflage, Hanser Verlag, München, 2002
- [Tha07] Thamsen, P. U., Konstruktion hydraulischer Strömungsmaschinen, Skript zur Vorlesung, Technische Universität Berlin, 2007
- [Thi09] Thiede, C., Buscher, J.-M., Lück, M. et. al., An Overall Pressure Tolerant Underwater Vehicle: DNS Pegel, OCEANs 09, IEEE Konferenz, Bremen, 2009
- [Tra05] Trautmann, C., Auslegung zentraler Entlastungseinrichtungen zur Axialschubkompensation und rotordynamische Beurteilung an einer mehrstufigen Hochdruck-Gliederpumpe, Technische Universität Kaiserslautern, Dissertation, 2005
- [Var01] Vartdal, L., Garen, R., Marine Technology Society, Dynamic Positioning Conference, A Thruster System which Improves Positioning Power by Reducing Interaction Losses, Rolls-Royce Marine AS, Norway, 2001
- [Wag94] Wagner, W., Kreiselpumpen und Kreiselpumpenanlagen, 1. Auflage, Vogel Buchverlag, Würzburg, 1994
- [Whi98] Whitney, J. W., Smith, S. M., Observations on the Performance of Tunnel Thrusters, IEEE, 1998
- [Yas86] Yasuo, T., Trim Adjustment Apparatus for Unterwater Robot, japanisches Patent JP 61 036 095, 1986