

Druckneutrale Sensoren und Aktoren für den Dauereinsatz in Tiefseefahrzeugen

vorgelegt von
Diplom-Ingenieur Carl Thiede
aus Kühlungsborn

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

Doktor der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Berlin 2011

D 83

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen (TU Berlin)

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

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

3. Gutachterin: Dr. habil. Joanna J. Waniek (Institut für Ostseeforschung Warnemünde)

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 28. Januar 2011

Für Hannah Maria

"Das Meer ist alles. Es bedeckt sieben Zehntel der Erde. Sein Atem ist rein und gesund. Es ist eine immense Wüste, wo ein Mann nie alleine ist, in dem er fühlen kann, wie das Leben aller in ihm bebt. Das Meer ist nur ein Behälter für alle die ungeheuren, übernatürlichen Dinge, die darin existieren; es ist nicht nur Bewegung und Liebe; es ist die lebende Unendlichkeit."

Jules Verne (1828-1905), aus 20.000 Meilen unter dem Meer

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Mikrotechnik des Instituts für Konstruktion, Mikro-, und Medizintechnik der Technischen Universität Berlin. Die Arbeit fand im Rahmen des Verbundprojekts Druckneutrale Systeme statt, an dem weiterhin die Firma ENITECH Energietechnik Elektronik GmbH aus Bentwisch und das Leibniz-Institut für Ostseeforschung Warnemünde beteiligt waren. Gefördert wurde das Projekt durch das Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie im Rahmen des Schiffbau und Meerestechnik Programms. Mein herzlicher Dank gilt Herrn Professor Dr. rer. nat. Heinz Lehr für die Betreuung der Dissertation, die Begutachtung sowie die vielen Fachgespräche während meiner Zeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet.

Bei Frau PD Dr. habil. Joanna Waniek vom Leibniz-Institut für Ostseeforschung Warnemünde bedanke ich mich für die Begutachtung meiner Arbeit, die vielen konstruktiven Gespräche und die nachhaltige Motivierung sowie die Möglichkeit, an den Forschungsreisen auf der FS Poseidon teilzunehmen.

Herrn Professor Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen vom Hermann-Föttinger-Institut, Fachgebiet Fluidsystemdynamik danke ich Übernahme des Vorsitzes des Prüfungsausschusses.

Bei Herrn Professor Dr.-Ing. Henning Meyer vom Fachgebiet Konstruktion von Maschinensystemen und bedanke ich mich für die Begutachtung meiner Arbeit.

Herrn Gerhard Körner danke ich für die vielen konstruktiven Fachgespräche sowie die technische Unterstützung bei der Durchführung der Experimente.

Den Mitarbeitern der Institutswerkstatt möchte ich für präzise Fertigung vieler benötigter Prototypkomponenten danken. Insbesondere Detlef Schnee danke ich für die vielen aufbauenden Gespräche, die zu einem großen Teil zu meiner Motivation beigetragen haben. Weiterhin bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern des Fachgebiets Mikrotechnik für die schöne und lehrreiche Zeit am Fachgebiet. Meinen Kollegen im Tiefseeprojekt, Moritz Buscher und Martin Lück, danke ich für die Zusammenarbeit. Für die wertvolle Beiträge in Form von Diplomarbeiten zu dieser Arbeit bedanke ich mich bei Leslie Landmann, Tino Schmidt und Eugen Olenew, sowie für die Projektarbeiten von Daniel Brüggemann und Tino Schmidt.

Margret Körner danke ich herzlich für das Korrekturlesen meiner Arbeit. Frau Dr. Helena Lehr danke ich für ihren unermüdlichen Einsatz in allen Bereichen des Institutsalltags. Meiner Familie insbesondere meiner Frau Christine danke ich für die Unterstützung, die Motivation und das Verständnis, das mir bei der Durchführung dieser Arbeit zu Teil geworden ist.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	4
1.1	Versuchsplattform DNS Pegel	15
2	Druckneutraler Drucksensor	19
2.1	Stand der Technik	20
2.2	Anforderungen und Randbedingungen	22
2.3	Konzept	24
2.3.1	Druckaufnehmer	24
2.4	Messverstärker	28
2.5	Analog-Digital-Wandler	30
2.6	Mikrocontroller	32
2.6.1	Der STM32-Cortex-M3 Mikrocontroller	33
2.6.2	Mikrocontroller-Platine	34
2.6.3	Schnittstellen	35
2.7	Aufbau und Funktionsweise	36
2.7.1	Elektrischer Aufbau	36
2.7.2	Benutzerinterface	39
2.8	Mechanische Auslegung	40
2.9	Messungen im Labor	41
2.9.1	Temperaturverhalten	42
2.9.2	Drucktankmessung	43
2.10	Feldversuche in der Tiefsee	45
2.10.1	Kalibrierung	47
2.10.2	Ausgleichsfunktion	48
2.10.3	Umrechnung des hydrostatischen Drucks in die Tiefe	52
2.11	Zusammenfassung und Ausblick	57
3	Druckneutraler Winkelsensor	61
3.1	Anforderungen und Randbedingungen	61
3.2	Konzept	62
3.3	Aufbau und Funktionsweise	70

3.4	Programmierung	73
3.5	Messungen	76
3.6	Zusammenfassung und Ausblick	77
4	Variables Auftriebstrimmsystem.....	78
4.1	Anforderungen.....	81
4.2	Konzept	82
4.3	Aufbau und Funktionsweise	88
4.3.1	Druckkörper.....	89
4.3.2	Pumpe	91
4.3.3	Flexibles Öl-Reservoir	96
4.3.4	Ventil	98
4.3.5	Trimmflüssigkeit	100
4.3.6	Füllstandssensoren	102
4.3.7	Durchflusssensor	105
4.4	Einbau in die DNS Pegel	108
4.5	Messungen im Labor	110
4.6	Messungen in der Ostsee.....	115
4.7	Zusammenfassung und Ausblick	120
5	Rudieranlage	122
5.1	Dimensionierung der Ruder	124
5.2	Aufbau der Rudieranlage	128
6	Ruderstellmodul.....	133
6.1	Anforderungen.....	134
6.2	Konzept	134
6.3	Aufbau und Funktionsweise	136
6.4	Spindelgetriebe	142
6.4.1	Spindelauslegung.....	142
6.4.2	Wirkungsgrad.....	144
6.4.3	Festigkeitsnachweis	145
6.5	Reglerstruktur	146
6.6	Experimentelle Tests	152

6.6.1	Leistungsfähigkeit des Rudermoduls	152
6.6.2	Strömungstest und CFD-Rechnungen	159
6.6.3	Feldmessungen.....	164
6.7	Zusammenfassung und Ausblick	170
7	Schlussbemerkung	173
	Symbole und Abkürzungen.....	176
	Literatur.....	181

1 Einleitung

Die Tiefsee rückt heutzutage immer mehr in den Fokus der Forschung. Bis in das 19. Jahrhundert hinein nahmen Forscher an, dass in der Tiefsee wegen des Drucks, der Kälte und der Dunkelheit in Tiefen über 550 Metern kein Leben möglich sei [End06]. Die systematische Erforschung der Tiefsee begann erst 1868-1870 mit dem Engländer Charles Wyville Thomson. Er erforschte rund um die britischen Inseln, vor Spaniens Küste und im Mittelmeer die Tiefsee und legte später mit der Challengerexpedition (1873 bis 1876) den Grundstein für die Tiefseeforschung [Tho86], [Tho78], [Col99]. Erst seit der Mitte des 20. Jahrhunderts kann sich der Mensch durch die Technologieentwicklung mit diesem Lebensraum vor Ort befassen. Jedoch hielt man es noch vor 30 Jahren für unwahrscheinlich, dass unterhalb von vier Kilometern Leben existieren kann. Heute ist man sich der Artenvielfalt in der Tiefsee bewusst. Der Nachweis von vielfältigem Leben auf Walskavavern [Smi04], kalten Methanquellen [Sib98] oder an hydrothermalen Quellen [Lon77] zeigt, wie ausgeprägt dieses sein kann. Das internationale Vorhaben *Census of Marine Life* beschäftigt sich seit dem Jahr 2000 mit einer Art Volkszählung in den Meeren. Dabei entdeckten die Wissenschaftler allein bis heute mehr als 1.200 neue Arten [Cos10]. Tatsächlich lässt sich der größte Teil des Meeres (90 %) als Tiefsee bezeichnen. Davon sind gerade einmal 10 % erforscht. Als Tiefsee bezeichnet man Wassertiefen, die sich unterhalb des Kontinentalschelfs befinden, im Allgemeinen unterhalb von 200 Metern. Das

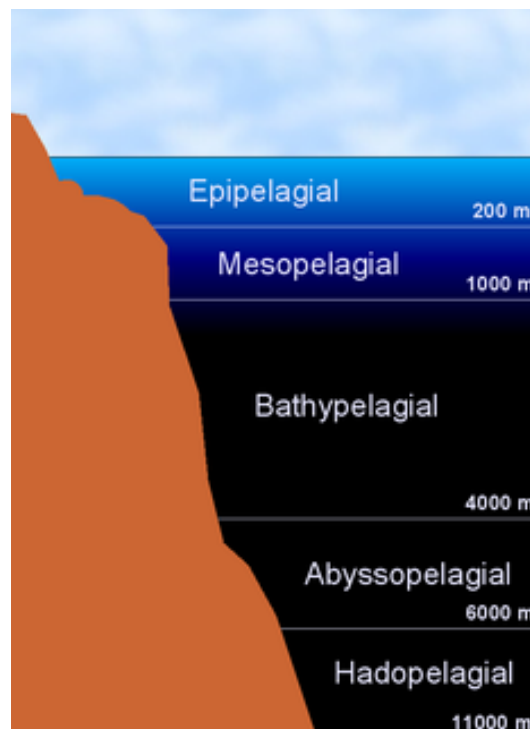


Abb. 1-1 Die Tiefenzonen des Meeres, verschiedene Maßstäbe, nach [Bri10]

Pelagial (griech. pelagos Meer) teilt sich bis zum Meeresboden in fünf Zonen ein [Bri10] (siehe Abbildung 1-1). Die oberen 200 Meter der Wassersäule werden als das Epipelagial bezeichnet. Bis zum unteren Rand dieser Zone dringt das Sonnenlicht vor. Sie ist durch eine positive Stoff- und Energiebilanz, dem stärksten Aufbau von Biomasse und dem höchsten Artenreichtum des Ökosystems gekennzeichnet. Der Bereich zwischen 200 und 1.000 Metern Tiefe wird als Mesopelagial bezeichnet. Ab hier beginnt die Tiefsee. Hier ist nur noch sehr wenig blaues Licht vorhanden, der Druck steigt bis auf 100 bar an und die Wassertemperatur beträgt im Durchschnitt nur noch 5 °C. Eine Flora ist nicht mehr vorhanden. Von 1.000 bis 4.000 Metern Tiefe reicht das Bathypelagial. In dieser Zone ist absolut kein Licht mehr vorhanden. Das einzige Licht tritt in Form von Biolumineszenz auf, welche durch Bakterien und Fische erzeugt wird. Das Abyssopelagial reicht von 4.000 bis 6.000 Metern Tiefe. Hier ist die Temperatur nahe dem Gefrierpunkt, der Druck steigt von 400 bis 600 bar an. Das Hadopelagial ist die tiefste Zone. Sie reicht von 6.000 bis zu ca. 11.000 Metern Tiefe (11.034 m "Witjastief 1" im Marianengraben), dem tiefsten Punkt im Ozean [Sab03]. Der hier in der absoluten eiskalten Finsternis herrschende Druck übersteigt 1.100 bar, was über einer Tonne pro Quadratzentimeter entspricht. Angesichts dieser rauen Bedingungen ist es vielleicht auch zu erklären, warum wir mehr über die Oberfläche des Mondes und des Mars wissen, als über manche Unterwasserregionen unseres Planeten.

Die ersten Schritte in diese unwirkliche Welt unternahmen 1934 William Beebe zusammen mit Otis Barton mit einer Tauchkugel aus Stahl, die *Bathysphere*. Sie erreichten mit dem in Abbildung 1-2 gezeigten 4,5 Tonnen schweren Gerät eine damalige Rekordtiefe von 923 m [Bee34]. Dieser Rekord wurde 1948 von Bartons neu konstruierter Tauchkugel *Benthoscope* mit einer Tiefe von 1.372 m gebrochen [Bar53]. 1960 erreichten Jacques Pic-



Abb. 1-2 William Beebe (links) and Otis Barton neben der Bathysphere [Oce09]

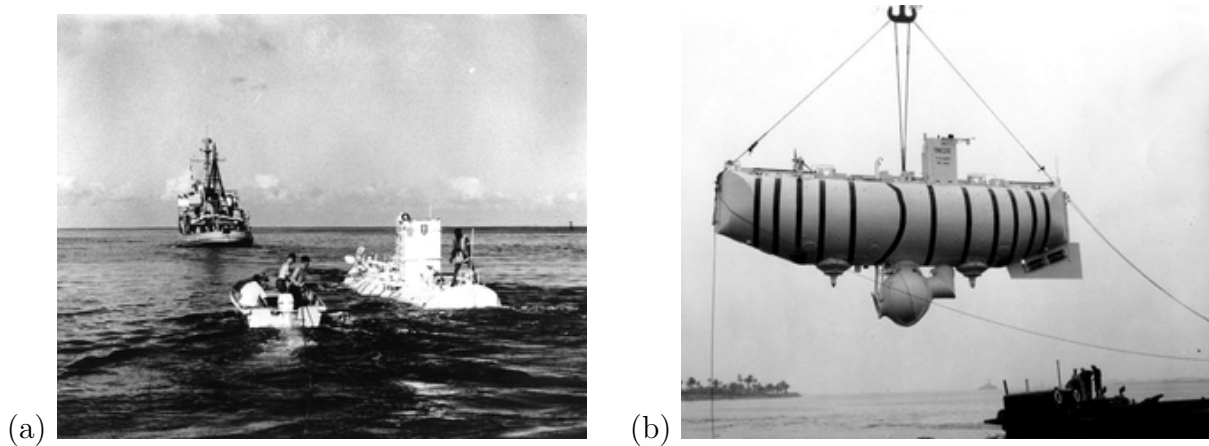


Abb. 1-3 Der von Auguste Piccard konstruierter Bathyskaph Trieste (a) vor einem Tauchgang und (b) am Kran [Tri01], [Tri02]

card und Don Walsh mit der *Trieste* eine Meerestiefe von 10.915 m [Sub90]. Dieser Rekord ist bis heute ungebrochen. Die *Trieste* ist im Grunde auch nur eine Stahlkugel, die im Gegensatz zu der *Bathysphere* und der *Benthoscope* nicht an einem Stahlseil hing, sondern über eigenen Auftrieb aus Tanks gefüllt mit Benzin verfügte (siehe Abbildung 1-3). Auch heute besitzen nur wenige Länder geeignete Geräte oder ausreichend große Schiffe, um in die Tiefsee vorzudringen. Neben dem Interesse der Wissenschaft an der Tiefsee bedarf der immer weiter steigende Energie- und Rohstoffbedarf der Menschen einer Erschließung von noch unbekannten Reserven, die in großen Tiefen der Ozeane vermutet werden. So sollen Ölressourcen unter dem arktischen Eis erschlossen werden, die sich in sehr großen Wassertiefen > 500 m befinden. Auch der Abbau von Gashydraten, wie beispielsweise Methanhydrat, soll ebenfalls in naher Zukunft einen Teil des globalen Energiebedarfs decken.

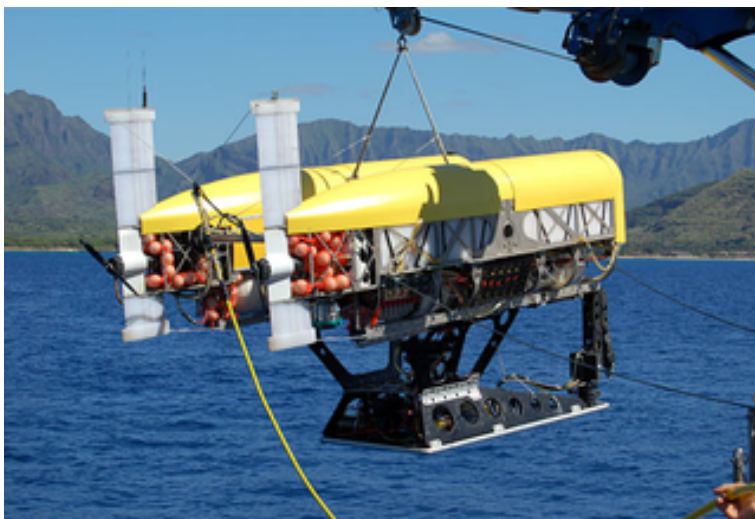
Die heutigen Ansprüche an die Geräte, die in die Tiefsee vordringen, sind um ein Vielfaches gewachsen. Somit reicht es schon lange nicht mehr aus, einem Menschen die Möglichkeit zu bieten, durch ein Zentimeter dickes Glas die Fauna in der Finsternis zu betrachten und zu fotografieren. Aktuell existieren vier Fahrzeuge, die es erlauben, bemannt in die Tiefsee zu tauchen. Das *SHINKAI 6500* kann bis in eine Tiefe von 6.500 m vordringen [Jam10]. Die beiden russischen U-Boote *Mir I* und *Mir II* können bis zu 6.000 m tief tauchen [Dee10]. Das Forschungsboot *Alvin* kann bis in eine Tiefe von 4.500 m vordringen und ist weltweit das meist eingesetzte bemannte Forschungs-U-Boot für die Tiefsee [Kah90]. In den meisten Fällen werden unbemannte Robotersysteme genutzt, um verschiedene Arbeiten in der Tiefsee zu verrichten. Diese Geräte und Fahrzeuge sind sehr komplex und kostenintensiv. Dabei sind drei verschiedene Roboterklassen zu unterscheiden: Über ein Kabel ferngesteuerte Fahrzeuge, kurz ROVs (eng.: Remotely Operated Vehicle), autonome Fahrzeuge AUVs (engl.: Autonomous Underwater Vehicle) und Hybridfahrzeuge (HROV), die beide Klassen in sich vereinen. Letztere stoßen an die heutigen Technologiegrenzen.



(a)



(b)



(c)

Abb. 1-4 Abbildung (a) zeigt das ROV Kiel6000 an Land [Kie09]. In Abbildung (b) wird das AUV Remus6000 bei einem Bergemanöver gezeigt [Rom10]. Abbildung (c) zeigt den derzeit modernsten Tauchroboter Nereus [Ner09]

Eine Vielzahl verschiedener Fahrzeuge [Rov10], [Auv10] werden für die unterschiedlichsten Anwendungen eingesetzt. Nur wenige sind in der Lage, in große Tiefen bis 6.000 m vorzudringen. Exemplarisch soll hier für die ROVs der *KIEL6000* genannt werden. *KIEL6000* ist ein elektrisches ROV. Das Fahrzeug der Baureihe *QUEST* der Firma Schilling Robotics LLC in Davis, Kalifornien ist für Tauchtiefen von bis zu 6.000 konzipiert und wird vom Kieler Leibniz-Institut für Meereswissenschaften (IFM-GEOMAR) eingesetzt [Kie10]. Eines der modernsten tief tauchenden AUVs ist das von Hydroid Inc. in Pocasset, Massachusetts USA hergestellte *REMUS6000* [Rem10].

Der modernste Tauchroboter *Nereus*, der sowohl als ROV als auch als AUV agieren kann, ist in der Lage, in Tiefen von 11.000 m vorzudringen [Bow08]. Er wurde unter der Führung des Woods Hole Oceanographic Institution (WHOI) in Zusammenarbeit mit der John Hopkins University und dem U.S. Navy Space und Naval Warfare Systems Center San Diego USA entwickelt (siehe Abbildung 1-4).

Um den enormen Umgebungsdruck bei Tauchgängen in der Tiefsee von empfindlichen Baugruppen fern zuhalten, werden entsprechende Druckgehäuse benutzt. Sie bestehen je nach Tauchtiefe aus faserverstärkten Kunststoffen, Borosilikatglas, Stahl, Titan oder Aluminiumoxidkeramik [Sta06]. Die Herstellungskosten für solche Druckgehäuse sind ausgesprochen hoch. Je nach Größe und Material kann ein Gehäuse mehrere tausend Euro kosten. Des Weiteren werden für die Kommunikation aus der Druckkammer heraus und hinein druckfeste Durchführungen benötigt, die zwar von verschiedenen Herstellern angeboten werden aber einen weiteren großen Kostenfaktor darstellen. Kostengünstige Druckgehäuse werden aus Borosilikatglas hergestellt. Dabei handelt es sich zumeist um Hohlkugeln mit einer entsprechenden Wanddicke von mehreren Zentimetern. Abbildung 1-5 zeigt zwei typische Vertreter solcher Druckgehäuse. Wesentliche Nachteile bei dieser Art von Druckgehäusen sind die schlechte Bearbeitbarkeit des Glases und die vorgegebene



Abb. 1-5 Glashohlkugeln von Benthos als Druckgehäuse

Kugelform.

Eine einfachere und kostengünstigere Aufbauweise von Unterwassersystemen bieten drucktolerante Systeme (engl.: Pressure Tolerant Systems, kurz: PTS). Bei dieser Aufbauweise werden alle Komponenten dem hydrostatischen Druck ausgesetzt. Die Baugruppen sind dabei in einem einfachen Gehäuse von einem Dielektrikum umgeben welches sie vom Seewasser trennt. Diese Technologie erlaubt es, mit sehr geringem technischen und somit finanziellem Aufwand quasi in jede beliebige Tiefe vorzudringen. Dabei ist es nicht notwendig zu unterscheiden, ob die Anwendung im Flachwasser kleiner 200 m oder in der Tiefsee genutzt werden soll, da der Aufbau des Systems in drucktoleranter Weise keine Unterschiede aufweist. Voraussetzung dabei ist jedoch die Eignung der jeweiligen Baugruppe für die entsprechende Tiefe.

Schon in den frühen 70er Jahren wurden drucktolerante Systeme erprobt [Hol73], [Bar76]. Nach dem heutigen Stand der Technik wird ein großer Teil der für die Funktion eines Fahrzeugs notwendigen Komponenten wie Antriebe, Hydraulikpumpen oder Roboterarme als druckkompensierte Systeme betrieben. Bei druckkompensierten Systemen kommen chemisch inerte Flüssigkeiten auf Basis von Mineralöl, Silikon, Polymeren oder Fluorcarbon als Dielektrikum zum Einsatz [Gil80]. Druckkompensierte Systeme sind im Gegensatz zu Geräten und Fahrzeugen mit Druckhüllen flexibler einsetzbar. Der Aufbau zeichnet sich weiterhin durch ein geringeres Volumen und Gewicht als bei Systemen mit einer Druckhüllen aus.

Der Wegfall von Druckhüllen und der für die elektrische Signalübertragung nach außen nötigen druckfesten Durchführungen trägt wesentlich zu der Minimierung der Herstellungskosten von Unterwassersystemen bei. Zur Wartung solcher Systeme muss man jedoch beispielsweise die Flüssigkeit ablassen, um an die Baugruppen der Anlage zu gelangen. Nach der Reparatur muss das gesamte System wieder befüllt und entlüftet werden. Weiterhin ist die verwendete Flüssigkeit kompressibel, so dass das komprimierte Flüssig-



Abb. 1-6 Kompensatoren für druckkompensierte Systeme [Sat10]

keitsvolumen ausgeglichen werden muss, damit das Gehäuse nicht zerstört wird. Dieses geschieht durch so genannte Kompensatoren (siehe Abbildung 1-6). Die Kompensation des unter dem hydrostatischen Druck komprimierten Flüssigkeitsvolumens geschieht durch einen Elastomerbalg, der mit dem Flüssigkeitsvolumen verbunden ist. Der Balg ist durch eine Feder vorgespannt, um in dem Flüssigkeitsvolumen einen Überdruck aufzubauen. Dadurch wird erreicht, dass kein Wasser in die Systeme eindringen kann, sondern nur Kompensationsflüssigkeit im Falle eines Lecks austreten würde. Das mögliche Austreten von Kompensationsflüssigkeit ist neben den aufwendigen Wartungsarbeiten ein wesentlicher Nachteil von druckkompensierten Systemen gegenüber Systemen mit einer Druckhülle. Sollte eine Schlauchverbindung, durch die ein elektrisches Kabel verläuft, undicht sein, ist das gesamte System durch einen nicht mehr funktionierenden Volumenausgleich gefährdet.

Eine Weiterentwicklung von druckkompensierten Unterwassersystemen stellen druckneutrale Systeme (kurz: DNS) dar. Bei dieser Technologie wird die Kompensationsflüssigkeit durch formfeste, aber elastisch verformbare Kunststoffe so genannte Elastomere ersetzt. Dabei kommen Materialien wie Silikon oder Polyurethan zum Einsatz. Die Kunststoffe zeichnen sich durch ein hohes Kompressionsmodul aus, so dass eine Volumenkompensation nicht nötig ist. Abbildung 1-7 zeigt eine Speicherprogrammierbare Steuerung (kurz: SPS) in einem druckneutralen Verguss. Auffällig sind die fehlenden Unterwassersteckverbindungen, die durch einfache Kabelverschraubung zusammen mit druckneutralen Kabeln ersetzt wurden.

Der Begriff druckneutral resultiert aus der Eigenschaft der Baugruppen, sich dem hydrostatischen Druck gegenüber neutral zu verhalten. Das heißt, die Änderungen der physikalischen Eigenschaften der Materialien, mit denen die Baugruppen vergossen werden, sind vernachlässigbar. Druckneutrale Systeme weisen alle Vorteile druckkompensierter Systeme auf und eliminieren deren Nachteile. So treten beispielsweise durch die fehlende Druckdifferenz keine Dichtigkeitsprobleme auf. Das Auslaufen von Flüssigkeiten, wie es bei druckkompensierten Systemen durch die vorgespannten Kompensatoren der Fall sein kann, ist hier nicht möglich. Die druckneutralen Vergüsse können wenn nötig optisch transparent gestaltet werden, um beispielsweise eine Zustandsanzeige durch LEDs (eng.: Light Emitting Diode) zu realisieren. Bei der Fehlersuche kann mit Hilfe von Messnadeln durch den Verguss gestochen und direkt an der elektrischen Schaltung gemessen werden. Nach dem Entfernen der Nadeln ist die vergossene Baugruppe sofort wieder einsatzklar (Selbstheilung). Die entsprechenden Vergüsse sind weiterhin einfach reparierbar, veränderbar oder erweiterbar. Zusammengefasst bieten druckneutrale Systeme folgende Vorteile:

- geringe Dichtigkeitsprobleme durch fehlende Druckdifferenz
- kein Auslaufen von Flüssigkeiten möglich, der Druckausgleich erfolgt direkt über die freien Oberflächen des Vergusses

- bei Bedarf optisch transparent
- einfache Fehlersuche über Messnadeln
- der Verguss ist reparierbar, veränderbar und erweiterbar
- sehr große Tauchtiefen von über 6.000 m möglich
- Verringerung der chemischen und galvanischen Korrosion
- Integration von Maßnahmen gegen Biofouling möglich
- sehr gutes Langzeitverhalten
- gegenüber Druckhüllen geringeres Volumen und Gewicht
- geringe Herstellungskosten bei geringem Herstellungsaufwand

Die Nachteile druckneutraler Systeme können folgendermaßen zusammengefasst werden:

- andere Schaltungstechniken nötig
- eingeschränkter Umfang geeigneter Bauteile
- einige typische Baugruppen lassen sich nicht druckneutral gestalten bzw. modifizieren z.B. Festplattenlaufwerke oder Glühlampen. Dazu müssen Ausweichlösungen gefunden werden
- keine Auftriebskraft der Komponenten durch fehlende Hohlkörper

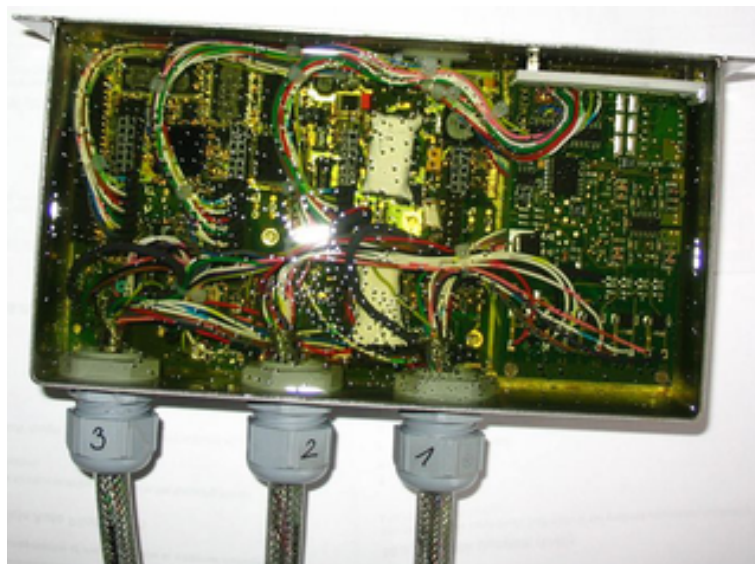


Abb. 1-7 Typische druckneutrale Baugruppe [Eni08]

Die Erforschung von druckneutralen Systemen für den Unterwassereinsatz wird vom Bundesministeriums für Wirtschaft und Technologie (BMWi) im Rahmen des Projekts "Druckneutrale Systeme" gefördert, in dem auch diese Arbeit entstanden ist.

Die Verwendung von elastischen Vergüssen anstelle von Öl als Dielektrikum wird auch von anderen Interessengruppen verfolgt. So stellt die Firma Bluefin Robotics Corporation in den USA Lithium-Polymer Akkumulatoren in teilweiser druckneutraler Technologie her [Wil06]. Jedoch hat sich die druckkompensierte Technik soweit durchgesetzt, dass bei drucktoleranten Entwicklungen auf diese Technologie zurückgegriffen wird. Die vorliegende Arbeit soll dagegen den Beweis antreten, dass druckneutrale Systeme ebenso günstig realisierbar sind und zudem sich noch als praktikabler herausstellen.

Der Aufbau von druckneutralen Baugruppen muss den Anforderungen an druckneutrale Systeme erfüllen. Dabei stellt die Vermeidung jeglicher Kavitäten ein primäres Ziel dar. Sind Kavitäten funktionsbedingt nicht zu vermeiden, ist eine ausgiebige Prüfung der Druckfestigkeit durchzuführen. Der Vorteil der Gewichtseinsparung soll ebenso verfolgt werden. Daraus resultiert ein konsequenter Leichtbau. Insbesondere ist bei der Konstruktion von Gehäusen darauf zu achten, dass sie trotz eines leichten Aufbaus auch eine ausreichende Robustheit aufweisen, um dem Einsatz auf See standzuhalten. Der Einsatz der verschiedenen Vergussmaterialien in einer druckneutralen Baugruppe, z.B. weiche Gelvorvergüsse, gefolgt von robusten Hautvergüssen, ermöglicht den Aufbau von kleineren Baugruppen. Jedoch ist dazu eine besondere Konstruktion der Gehäuse nötig. Die Untersuchung von Verbindungen nach außen durch druckneutrale Kabel oder Unterwassersteckverbindungen stellt eine weitere Herausforderung dar, die nach praktikablen Lösungen verlangt.

Ein wesentlicher Fortschritt wird in dieser Arbeit durch die Entwicklung neuartiger Konzepte für den Aufbau druckneutraler Komponenten und Baugruppen erreicht. Dabei steht die Erforschung und Weiterentwicklung dieser Technologie im Vordergrund. Die Gestaltungsmöglichkeiten von elektrischen, elektronischen und mechatronischen Systemen in druckneutraler Bauweise führen zu einer Vielzahl von praktikablen Lösungen, die herkömmliche druckkompensierte System ohne Weiteres ersetzen können und zudem einfacher zu handhaben sind. Bei der Entwicklung wird immer darauf geachtet, dass die Ergebnisse später in einem entsprechenden Produkt verwendet werden können. Dabei wird auf entsprechende kostengünstige und reproduzierbare Herstellungsverfahren geachtet.

Nicht jede beliebige Baugruppe, wie beispielsweise Sensoren, sind funktionsbedingt druckneutral gestaltbar. Daher werden Methoden entwickelt, mit denen es möglich ist, einfache hybride Systeme aufzubauen die, soweit es die Funktion zulässt, druckneutral gestaltet sind und dennoch kleine kompakte Baugruppen darstellen. Um bei der Entwicklung einsetzbare Produkten zu erzielen, werden alle Komponenten nach einem Drucktest mit 600 bar im Labor auch im Einsatz getestet.

Die Arbeit gliedert sich in mehrere Themengebiete, die jeweils die Entwicklung verschiedener druckneutraler Komponenten behandeln. Jedem Kapitel geht eine Einleitung voraus, die in das entsprechende Themengebiet einführt.

Im ersten Kapitel werden die allgemeinen Anforderungen an Unterwasserfahrzeuge erläutert. Dabei wird nicht zwischen Systemen für das Flachwasser und solchen für die Tiefsee unterschieden da, wie zuvor erwähnt, bei der druckneutralen Technologie es keinen Unterschiede gibt. Die Unterteilung in Druckkammersysteme und druckkompensierte Systeme führt zu dem aktuellen Entwicklungsschritt druckneutraler Systeme für Unterwasserfahrzeuge. Die Beschreibung des Aufbaus und der Funktionsweise der druckneutralen Versuchsplattform DNS Pegel, in der alle in dieser Arbeit entwickelten Baugruppen getestet wurden, ist der Hauptbestandteil dieses Kapitels, wobei die eingesetzten druckneutralen Komponenten das Alleinstellungsmerkmal dieses Fahrzeugs darstellen.

Das zweite Kapitel befasst sich mit dem Aufbau druckneutraler Sensoren. Dabei werden die Anforderungen und die Möglichkeiten der druckneutralen Gestaltung betrachtet. Dieses Kapitel dient ebenfalls als Einleitung zu druckneutralen Sensoren. Das Hauptaugenmerk liegt hier auf der Entwicklung eines druckneutralen Drucksensors für große Tiefen (6.000 m). Im Vordergrund steht dabei vor allem die Anwendung des Sensors als Tiefensensor für Unterwasserfahrzeuge mit großen Tauchtiefen. Der Sensor wurde nach den Gesichtspunkten, welche die Umweltbedingungen in der Tiefsee vorgeben, ausgelegt. An einem Beispiel eines 32-bit Mikrocontrollers wird die druckneutrale Modifikation und die Funktionsweise unter hohem Druck (600 bar) beschrieben. Die digitale Kommunikation zwischen Rechnersystemen und Sensoren sowie dem Benutzer stellt einen weiteren wichtigen Punkt in der Entwicklung und Erprobung solcher Systeme dar. Dieser Aspekt wird ebenfalls in diesem Kapitel behandelt. Der erfolgreiche Funktionsnachweis, auch unter hohen Umgebungsdrücken, macht die getesteten Baugruppen für weitere Sensorentwicklungen verwendbar, in denen verschiedene Messwerte in einem Mikrocontroller verarbeitet werden sollen. Der so entstandene Sensor konnte erfolgreich in der Tiefsee eingesetzt werden und stellt nach Ende der Entwicklung ein mögliches kommerzielles Produkt dar.

Kapitel drei beschreibt die Entwicklung eines druckneutralen berührungslosen Winkelsensors. Eine hohe Messgenauigkeit von $0,1^\circ$ und eine besonders kleine Bauform sowie absolute Funktionssicherheit sind nur einige Anforderungen an diesen Sensor, die bei der Entwicklung berücksichtigt wurden. Eingesetzt werden soll dieser Winkelsensor in der Ruderanlage der Versuchsplattform DNS Pegel.

Kapitel vier führt analog zu Kapitel zwei in das Themengebiet der druckneutralen Aktorik ein. Die Möglichkeiten einer druckneutralen Gestaltung werden hier erläutert. Eine

Schwierigkeit bei Aktorsystemen resultiert aus der Verwendung von Metallen als grundlegende Konstruktionsmaterialien. Der Kontakt mit dem Seewasser kann bei nicht sachgerechter Auslegung der Materialkombinationen schnell zu Korrosionserscheinungen führen, welche innerhalb kürzester Zeit zu einem Ausfall der gesamten Baugruppe führen. Bei der Entwicklung der Aktoren wird speziell auf dieses Thema eingegangen. Weitergeführt wird das Kapitel mit der Konzeption und Entwicklung eines variablen Auftriebstrimmsystems. Solch ein System kann den Aktionsraum eines Unterwasserfahrzeugs wesentlich erweitern und dazu beitragen, Energie zu sparen. Die Herausforderungen dabei bestehen in der Gewährleistung der Funktion, die auch in Wassertiefen von bis zu 6.000 m sichergestellt werden muss. Das entwickelte Auftriebstrimmsystem ist in der Lage, in Tiefen bis 6.000 m zu arbeiten. Dabei wurde auf eine möglichst umfassende druckneutrale Gestaltung geachtet.

Kapitel fünf beschreibt die Entwicklung einer Ruderanlage mit druckneutraler Aktorik für die Erprobungsplattform DNS Pegel. Dabei geht es hier weniger um einen druckneutralen Aufbau sondern, viel mehr um einen einfachen, robusten und korrosionsbeständigen Aufbau der Mechanik, die vollständig mit Seewasser geflutet ist. Weiterhin wurde der Forderung nach einem möglichst modularen Aufbau nachgekommen. Die Auswahl von geeigneten Materialkombinationen sowie das mechanische Zusammenspiel der Komponenten ist wesentlicher Inhalt dieses Kapitels. Die so entstandenen Ruderstellmodule, welche sowohl ein Drehmoment als auch eine translatorische Kraft aufbringen, konnten erfolgreich ihre Funktion in der Erprobungsplattform DNS Pegel beweisen.

1.1 Versuchsplattform DNS Pegel

Bereits 2005 wurde in Deutschland begonnen, autonome Unterwasserfahrzeuge teilweise druckneutral zu gestalten [Hor05]. Eine Vorreiterrolle bei der Entwicklung und Integration von druckneutralen Technologien für AUVs spielte dabei die Firma ATLAS Elektronik GmbH zusammen mit der ENITECH GmbH in dem Projekt DeepC. Bei der Entwicklung des gleichnamigen Fahrzeugs kamen erstmals druckneutrale Komponenten erfolgreich zum Einsatz. So wurden sämtliche Antriebe und die dazugehörige elektrische Steuerung druckneutral aufgebaut. Die primären elektronischen Baugruppen wurden in Druckgehäuse integriert, wobei die Druckgehäuse nicht wie üblich aus Stahl sondern aus Faserverbundstoffen bestanden [Hor02]. Die in Abbildung 1-8 gezeigte *SeaOtter MK II* der Firma Atlas Elektronik GmbH gehört zu den am weitesten entwickelten Fahrzeugen aus Deutschland, die teilweise druckneutral aufgebaut sind [Lar06]. Weitere Fahrzeuge wie beispielsweise das *HUGIN* [Hag04] oder das *ABE* [Yoe91] sowie das *Autosub6000* [Mcp09] verwenden teilweise drucktolerante Systeme wie Akkumulatoren, jedoch keine vollständig druckneutralen Komponenten.



Abb. 1-8 Teilweise druckneutrale Fahrzeuge aus deutscher Entwicklung, (a) DeepC [Hor05] und (b) die SeaOtter MKII [Lar06]

In dem Projekt "Druckneutrale Systeme" entstand ein neuartiges Fahrzeug, welches nur auf druckneutrale Technologie zurückgreift (siehe Abbildung 1-9). Die für druckneutrale Systeme gedachte Erprobungsplattform DNS Pegel besitzt das Potential, nach der Integration geeigneter Sensor- und Navigationssysteme als komplett druckneutrales AUV zu agieren [Thi09]. Der Einsatz druckneutraler Navigationssensoren und einer für die Auswertung der Navigationsdaten ausreichende Rechnerstrukturen fand zu diesem Zeitpunkt noch nicht statt. Das nach Professor Magnus Pegel, der im 16. Jahrhundert die theoretischen Voraussetzungen für die Konstruktion von Unterseebooten beschrieb, benannte Fahrzeug sollte den in dem Projekt entwickelten Komponenten als Versuchsträger dienen, wobei das Zusammenspiel verschiedener druckneutraler Komponenten in einem Gesamtsystem erprobt werden sollte.

Das Fahrzeug verfügt über ein Titangerüst, welches für die nötige mechanische Stabilität sorgt (siehe Abbildung 1-9). Eigens an die Außenkontur angepasste Blöcke aus syntaktischem Schaum sorgen für einen genügend großen Auftrieb und somit für einen neutralen statischen Auftriebstrimm. Als Energiespeicher werden druckneutrale Lithium-Polymer-Akkumulatoren eingesetzt. Diese sind wiederaufladbar und zeichnen sich durch ein sehr gutes Energiegewichtsverhältnis von über 200 Wh/kg aus. Angetrieben wird das Fahrzeug durch einen Propeller auf einem druckneutralen Ringmotor. Die Ruder, die für die Steuerung des Fahrzeugs sorgen, sind hinter dem Propeller montiert. Zwischen dem Hauptantrieb und den Rudern befinden sich starre Leitflächen. Sie sollen den durch den Propeller erzeugten Drall des Nachstromfelds des Hauptantriebs verringern. Sowohl die Ruder als auch die Leitflächen bestehen ebenfalls aus syntaktischem Schaum, der aufgrund seiner geringen Dichte zum Gesamtauftrieb des Unterwasserfahrzeugs beiträgt. Das Fahrzeug verfügt über zwei kombinierte Seitenruder sowie zwei unabhängige Höhenruder, um das Propellerdrehmoment auszugleichen. Die Ruderanlage verfügt über drei druckneutrale Stellantriebe, welche die beiden voneinander unabhängigen Höhenruder und die verbundenen Seitenruder ansteuern.

Für die Navigation verfügt das Fahrzeug über einen *OceanServer* Digital Kompass, wel-

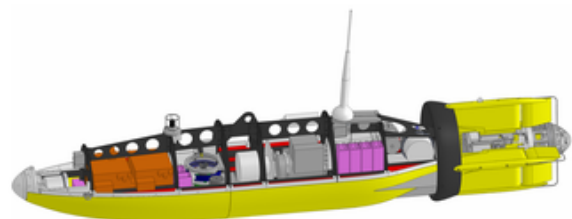


Abb. 1-9 Druckneutrale Erprobungsplattform DNS Pegel

cher neben dem Kurs zusätzlich Informationen zum pitch- und roll-Winkel liefert, sowie einen Drucksensor, mit dessen Hilfe die Tiefe bestimmt wird. Ein Log ermöglicht es, Informationen über die gefahrene Geschwindigkeit zu gewinnen. Alle Sensorinformationen werden über eine ebenfalls druckneutrale Speicherprogrammierbare Steuerung ausgewertet und entsprechend der Missionsvorgaben in Steuersignale für die Antriebe und die Ruder umgesetzt. Zusätzliche Trimmeinrichtungen wie ein aktives Lagetrimmsystem, ein aktives Auftriebstrimmsystem und zwei um die Längsachse drehbare Thrustersysteme sorgen für eine außergewöhnliche Manövrierbarkeit des Fahrzeugs. Die Spezifikationen der Versuchsplattform sind in Tabelle 1-1 aufgeführt.

Länge über alles:	3,1 m
maximaler Durchmesser:	0,55 m
Gewicht:	350 kg
Hauptantrieb:	2 kW druckneutraler Ringmotor
maximaler Schub:	400 N
Energiespeicher:	druckneutrale Lithium-Polymer Batterie
Batteriekapazität:	5,2 kWh
maximale Geschwindigkeit:	8 kn
maximale Tauchtiefe (Testdruck):	6.000 m (600 bar)

Tab. 1-1 Spezifikationen der Testplattform DNS Pegel

Alle in dem Fahrzeug verbauten Komponenten sind wie zuvor erwähnt druckneutral aufgebaut. Dies erlaubt eine theoretisch unbegrenzte Tauchtiefe. Allerdings ist die Tiefe, in die das Fahrzeug vordringen kann, zum einen von dem verwendeten syntaktischen Schaum, der nicht druckneutral ist, und zum anderen durch den begrenzten Energievorrat limitiert. Allein eine aktive Tauchfahrt auf eine Tiefe von 6.000 m würde bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von 4 m/s (8 kn) und einem pitch-Winkel von 45° ca. 35 Minuten dauern. Für das Auftauchen kann die selbe Zeit angesetzt werden. Das bedeutet, dass allein für das Erreichen und Verlassen des Einsatzortes bei Fahrt mit Höchstgeschwindigkeit über eine Stunde benötigt wird. Diese Tatsache veranschaulicht sehr gut, welche Beachtung einem möglichst guten Wirkungsgrad eines jeden Einzelsystems zu Teil werden muss, um den Energievorrat optimal zu nutzen.

Das aktive Ab- und Auftauchen stellt natürlich ein Extrembeispiel dar, welches nicht eintreten wird, da das Fahrzeug mit Hilfe von Sinkgewichten abtauchen und durch Abwerfen weiterer Gewichte wieder auftauchen soll. Ein wesentlicher Energieverbraucher ist der Strömungswiderstand des Fahrzeuges selber. Um diesen möglichst klein zu halten, verfügt die Versuchsplattform über eine optimierte Strömungsform. Der interne Aufbau der Versuchsplattform DNS Pegel ist in Abbildung 1-10 dargestellt. Die Versuchsplattform bildet somit eine ideale Möglichkeit, druckneutrale Komponenten in einem Gesamtsystem zu testen. Die Anlehnung der Konstruktion der Versuchsplattform an ein AUV vereinfacht die Durchführung von Versuchen wesentlich. So können, alleine um die Autonomie des Fahrzeugs sicher zu stellen, verschiedene druckneutrale Energiespeicher- und Verteilung-

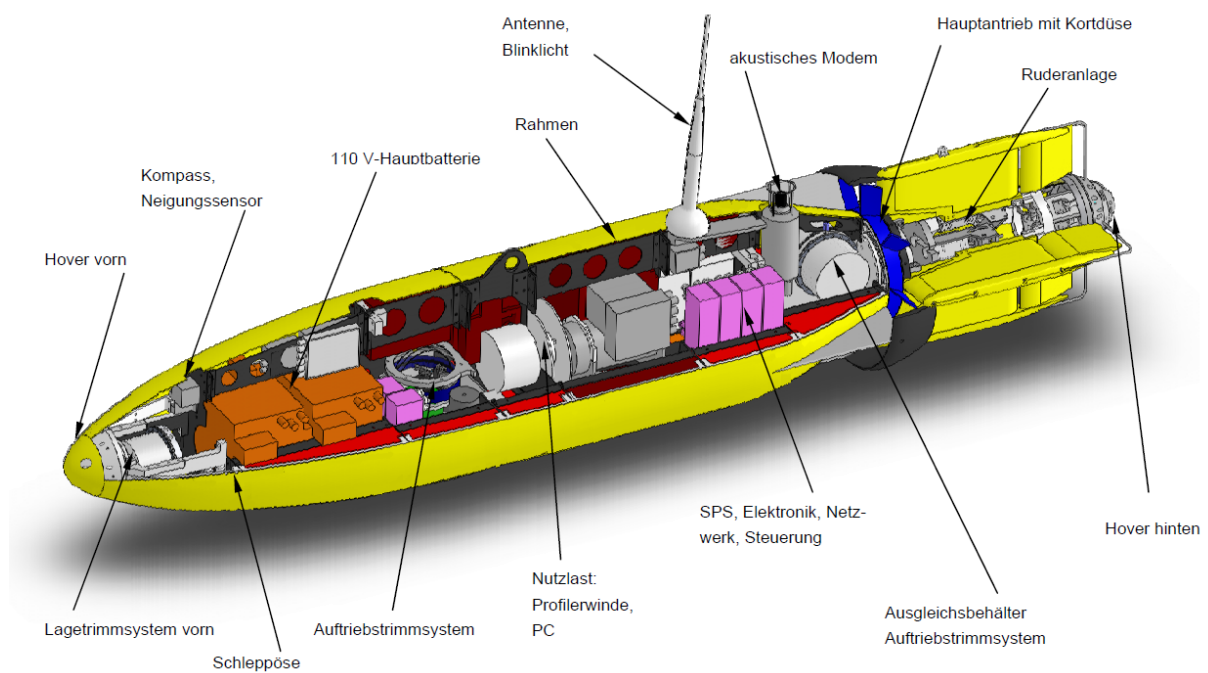


Abb. 1-10 Aufbau der druckneutralen Versuchsplattform DNS Pegel nach [Luk10]

konzepte erprobt werden. Aufgrund der druckneutralen Bauweise lassen sich einzelne Komponenten sogar bei dem Einsatz auf See einfach ein- oder ausbauen. Bei Fahrzeugen mit Druckhüllen ist dies nur mit erheblichen Schwierigkeiten möglich.

2 Druckneutraler Drucksensor

Die Erprobungsplattform DNS Pegel stellt, auch als einfacher Versuchsträger ein autonomes Unterwasserfahrzeug dar. Jedes Fahrzeug, welches in der Lage sein soll, autonom zu agieren, benötigt Sensoren, um seine Umwelt wahrzunehmen. Diese Sensoren umfassen zumeist ein Lagesensorsystem, welches dem Fahrzeug Informationen zu der aktuellen Orientierung im Raum liefert, sowie Sensoren zur Bestimmung der Geschwindigkeiten in alle Raumrichtungen. Um die Tauchtiefe des Fahrzeugs zu ermitteln, wird das Lagesensorsystem durch einen Tiefensensor unterstützt.

Ein Sensor, welcher als technisches Bauteil eine bestimmte physikalische oder chemische Eigenschaft seiner Umgebung als Messgröße erfassen soll, ist vor allem im druckneutralen Aufbau den wechselnden Umgebungsbedingungen ausgesetzt. Dabei wirken der hydrostatische Druck und die Temperatur direkt auf jedes Glied der Messkette. Für die Messung der Tauchtiefe bietet es sich an, den hydrostatischen Druck zu messen. Jedoch muss für eine präzise Tiefennavigation der Messbereich des Drucksensors (0 - 600 bar) hochauflösend sein. Zudem lässt sich der gemessene Druckwert, bedingt durch die Inhomogenität des Wassers der Ozeane, nicht ohne weiteres in eine Tiefe umrechnen. Um eine genaue Bestimmung der Tiefe, basierend auf dem Druckwert, vornehmen zu können, sind weitere Informationen über den Zustand des Wassers erforderlich. Diese Zusatzinformationen müssen in die Berechnung der Tiefe mit einfließen.

Der hydrostatische Druck berechnet sich nach dem Pascalschen Gesetz:

$$p = \rho(S, T, p)g(\phi)h \quad (2-1)$$

Wie der Gleichung 2-1 zu entnehmen ist, hängt der hydrostatische Druck von der Höhe h der Wassersäule, der Erdbeschleunigung g und der Dichte ρ des Wassers ab. Die Dichte des Wassers ist wiederum abhängig von der Temperatur T , dem Salzgehalt S und dem hydrostatischen Druck p [Wor81]. Die Erdbeschleunigung ist ebenfalls keine Konstante, sondern ändert sich mit der geografischen Breite ϕ . Es ist somit klar, dass eine genaue Bestimmung der Höhe einer über einem Drucksensor sich befindenden Wassersäule ohne Kenntnisse von Temperatur, Salzgehalt und der geografischer Breite zu entsprechenden Fehlern führt. Eine detaillierte Umrechnung des gemessenen Drucks in eine Tiefe wird im Abschnitt 2.10.3 erläutert. Im einfachsten Fall kann der hydrostatische Druck mit

$$p = \rho_0 g_0 h \quad (2-2)$$

approximiert werden. Dabei wird von einer Dichte ρ des Wassers mit 1.023 kg/m^3 und einer Erdbeschleunigung von $9,81 \text{ m/s}^2$ ausgegangen. In einer Meerestiefe von 6.000 m herrscht demnach ein Druck von 60.213.780 Pa bzw. 602 bar (1 bar entspricht 100.000

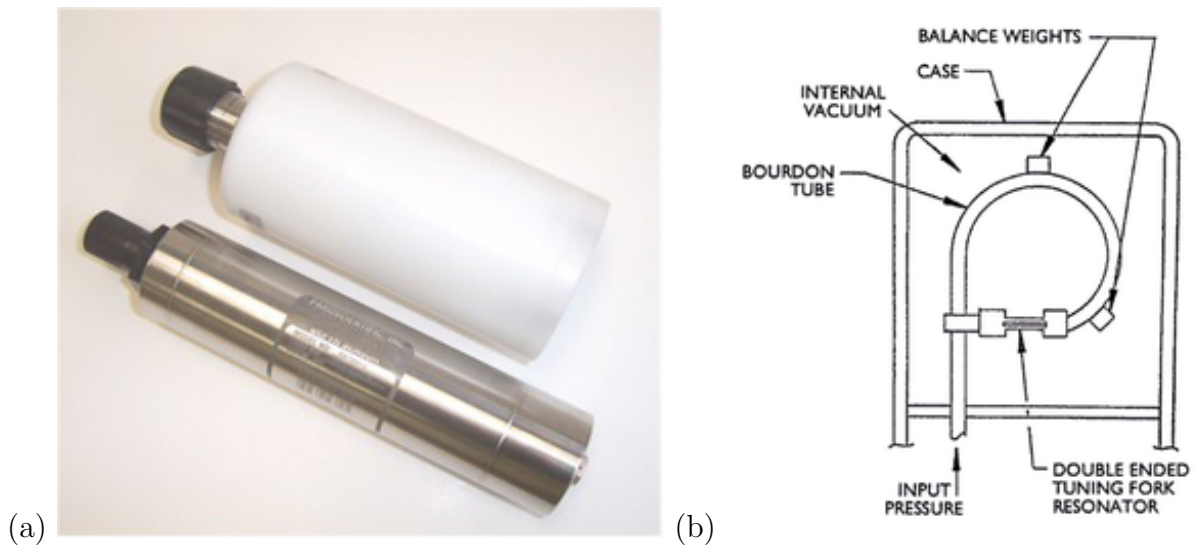


Abb. 2-1 Parascientific Digiquartz Drucksensor (a), interner schematischer Aufbau (b) des Sensors [Dig05]

Pa). Die Einheit Pascal (Pa) soll im Folgenden nicht mehr verwendet werden, da bar als Einheit für den Druck weit verbreitet ist und dessen Darstellung durch die kleineren Zahlen vereinfacht wird. Hinzu kommt, dass in der Meerestechnik der Druck nicht in bar sondern in decibar angegeben wird, um die Druckverhältnisse und Tiefe einfacher zu veranschaulichen.

2.1 Stand der Technik

Auf dem kommerziellen Markt gibt es eine Vielzahl von Drucksensoren, die in der Ozeanographie eingesetzt werden. Für den Bereich der Tiefsee wurde der Drucksensor der Firma Parascientific Inc. (Digiquartz 8000) entwickelt (siehe Abbildung 2-1). Er ist für eine Wassertiefe von bis zu 7.000 m ausgelegt und erreicht eine Genauigkeit von 0,01 % über den gesamten Messbereich (FS), wodurch eine Druckmessung mit einer Genauigkeit von 0,7 m auf 7.000 m erreicht wird [Dig05]. Der Digiquartz Drucksensor arbeitet ähnlich wie ein mechanisches Manometer (siehe Abbildung 2-1 b). Dabei wird ein Bourdonrohr, welches sich im Inneren eines druckfesten Gehäuses befindet, mit dem hydrostatischen Druck beaufschlagt. Durch die Verformung des Bourdonrohrs wird im Gegensatz zum mechanischen Manometer kein Zeiger bewegt, sondern ein schwingender Kristall mechanisch so belastet, dass sich seine Resonanzfrequenz entsprechend ändert. Problematisch bei dieser Art der Druckmessung sind das nötige Druckgehäuse und die hohe Temperaturabhängigkeit des Schwingquarzes, die eine thermische Isolierung des gesamten Gehäuses nötig macht. Andere Drucksensoren, beispielsweise der Firma Sea & Sun Technology, arbeiten mit einer

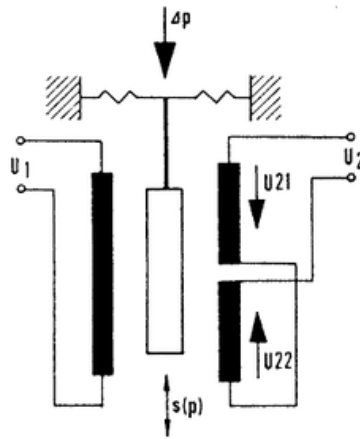


Abb. 2-2 Schematischer Aufbau eines induktiven Druckaufnehmers

piezoresistiven Messbrücke [Sus10]. Auch bei diesen Sensoren ist ein Druckgehäuse nötig, welches wesentlich zu hohen Herstellungskosten beiträgt. Der Drucksensor erzielt eine Genauigkeit von 0,025 % über den gesamten Messbereich (FS) bei einem maximalen Druck von bis zu 1.000 bar. An Hand der zwei Beispiele ist die Motivation, einen druckneutralen Drucksensor ohne ein kostenintensives Gehäuse, zu entwickeln einleuchtend. Jedoch ist vorab die Realisierung eines druckneutralen Messverfahrens, welches einen Aufbau des Drucksensors ohne Druckgehäuse möglich macht, zu untersuchen.

Zum Aufbau eines druckneutralen Drucksensors mit ausreichender Genauigkeit bieten sich mehrere Messverfahren an. Eine Möglichkeit besteht darin, die Volumenabnahme einer Flüssigkeit mit einem gegenüber Wasser geringeren Kompressionsmodul zu nutzen. Die Abnahme des Volumens lässt sich zur Bestimmung des Druckes ausnutzen. Die Volumenänderung ließe sich beispielsweise mit einem Federbalg in einen mechanischen Weg umsetzen, der wiederum beispielsweise induktiv gemessen werden kann (siehe Abbildung 2-2).

Eine weitere Möglichkeit bietet die druckabhängige Änderung des Brechungsindex einer Flüssigkeit. Die Messung des Brechungsindex könnte optisch erfolgen. Zu beachten ist jedoch die Abhängigkeit des Brechungsindex von der Temperatur. Somit ist auf jeden Fall eine Temperaturkompensation vorzunehmen.

Eine weitere Möglichkeit zu druckneutralen Druckmessung besteht darin, die Verformung eines Festkörpers zu messen. Dazu wird die Verformung einer dünnen Membran durch den Druck bestimmt. Zwei Messverfahren haben sich dabei durchgesetzt. Zum einen die kapazitive Messung (keramische Druckaufnehmer) und die piezoresistive Bestimmung der Durchbiegung.

Bei der kapazitiven Messung wird die Änderung einer Kapazität zwischen der Membran und einer fixierten Kondensatorplatte gemessen. Je mehr die Membran deformiert wird, um so geringer wird der Abstand zwischen den beiden Kondensatorplatten, wobei die Kapazität steigt. Die Firma Metallux AG bietet solche Druckaufnehmer als keramische Stan-



Abb. 2-3 Keramischer Druckaufnehmer der Firma Metallux AG [Met09]

dardsensoren mit abgeglichenem Nullpunktoffset und Temperaturkompensation an (siehe Abbildung 2-3). Die piezoresistive Messung der Durchbiegung einer Festkörpermembran beruht auf der Widerstandsänderung einer Piezokeramik (piezoresistiver Effekt). Dabei wird die Widerstandsänderung durch die Durchbiegung einer Siliziummembran gegenüber einem abgeschlossenen Volumen (Absolutdruckmessung) oder dem Umgebungsdruck (Relativdruckmessung) bestimmt. Die Differenzspannung der Messbrücke auf der Siliziummembran angeordneten Widerstände muss durch einen entsprechenden Messverstärker zu einem verwertbaren Messsignal umgeformt werden.

Dieser Aufbau eines Drucksensors stellt im Vergleich zu den zuvor genannten Möglichkeiten ein relativ einfaches und bewährtes Konzept dar, welches als Produkt ebenfalls auf dem Markt angeboten wird (siehe Abbildung 2-4). Die zu untersuchenden Fragestellungen betreffen den zu realisierenden druckneutralen Aufbau eines solchen Sensors mit entsprechender Auswerteelektronik, die über eine Kommunikationsschnittstelle die Tauchtiefe liefern soll. Der so entstandene Sensor soll mit einem in der Meerestechnik eingesetzten Drucksensor im Feldversuch verglichen werden, um Aussagen zur Genauigkeit und Stabilität des neuen druckneutralen Sensors machen zu können.

2.2 Anforderungen und Randbedingungen

Die Versuchsplattform DNS Pegel ist für eine Tauchtiefe von 6.000 m ausgelegt. Der Drucksensor muss somit einen Druck von über 600 bar mit einer möglichst hohen Genauigkeit messen können. Angestrebt wurde eine Genauigkeit von einem Meter auf den Messbereich von 6.000 m, was 0,0167 % FS entspricht. Bei einem Tauchgang in 6.000 m Tiefe kann die Wassertemperatur von tropischen 35 °C bis auf 2 °C abfallen [Tom01]. Das entspricht einer Temperaturdifferenz von 33 °C. Bei einer Sinkgeschwindigkeit des

Fahrzeugs von 1 m/s führt das zu eine Temperaturgradienten von 0,0055 °C/s. Dieser Temperaturgradient muss möglichst kompensiert werden, um den Einfluss der Temperatur auf die Messung zu minimieren. Der Sensor soll möglichst einen Druckaufnehmer mit linearem Übertragungsverhalten besitzen. Dieser Aufnehmer soll soweit es möglich ist, druckneutral gestaltet sein.

Der Messverstärker, der das Messsignal verstärkt und eine Temperaturkompensation integriert haben sollte, muss ebenfalls druckneutral gestaltbar sein und bei dem angestrebten Umgebungsdruck von 600 bar sicher funktionieren. Der Sensor soll über eine integrierte Rechnerstruktur verfügen, um den Hauptrechner des Fahrzeugs zu entlasten. Diese muss wiederum heutige Standards der digitalen seriellen Kommunikation bedienen können. Hierfür bietet sich ein entsprechend dimensionierter Mikrocontroller an. Die Elektronik des Mikrocontrollers muss ebenso druckneutral gestaltbar sein um sicher unter den gegebenen Umweltbedingungen arbeiten zu können. Das Verbindungsstück zwischen der Analogelektronik und dem Mikrocontroller soll ein hoch präziser Analog-Digital-Coverter (ADC) bilden. Er muss mindestens die Auflösung des Messbereichs aufweisen, damit nicht bei der Digitalisierung der Messwerte ein Teil der Genauigkeit verloren geht. Zu untersuchen ist das Verhalten des ADCs bei verschiedenen Umgebungsdrücken. Die elektrische Spannungsversorgung des Sensors muss mit der Boardspannung der Versuchsplattform DNS Pegel (19 - 28 V) realisierbar sein. Die Elektronik sollte, wenn möglich, nur über zwei Spannungsebenen (5 V und 3,3 V) verfügen, um die Komplexität der Stromversorgungen zu minimieren. Der gesamte Aufbau soll möglichst kompakt sein, um eine einfache Integration in die Versuchsplattform DNS Pegel zu gewährleisten.

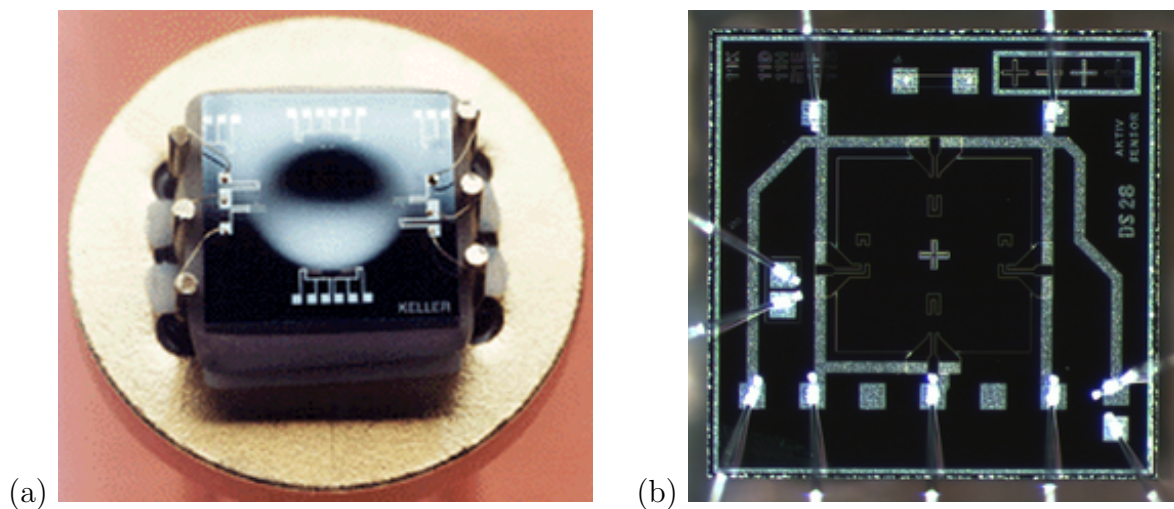


Abb. 2-4 Piezoresistive Druckaufnehmer (a) der Firma Keller AG [Kel10] und (b) ActivSensor

2.3 Konzept

Um den zuvor genannten Anforderungen an einen möglichst genauen, aber dennoch kostengünstigen Drucksensor zur Tiefenmessung zu genügen, wurde ein einfaches Konzept ausgewählt und verfolgt. Somit wurde der Drucksensor mit günstigen, bewährten und möglichst einfachen Komponenten konzeptioniert, wobei die Fragestellung der druckneutralen Gestaltung immer im Vordergrund stand.

Ein wesentlicher Punkt der Konzeption stellt der Druckaufnehmer dar. Er muss den Umgebungsdruck von maximal 600 bar möglichst genau in ein elektrisch verwertbares Signal umformen. Als einfache bewährte Technologie bietet sich eine Membrankonstruktion aus Silizium an. Dabei schließt die Membran eine evakuierte Kavität ab. Die andere Seite der Membran wird dem Druck ausgesetzt, wodurch sich die Membran deformiert. Die Messung der Deformation wird über piezoresistive Widerstände realisiert, die in einer Vollbrücke angeordnet sind. Bei Konstantstromspeisung lässt sich aufgrund der Deformation der Siliziummembran ein Spannungsabfall messen. Die meisten heutigen Druckaufnehmer arbeiten nach diesem Prinzip. Daher kann ohne Probleme auf existierende Technologien zurückgegriffen werden. Das elektrische Signal muss verstärkt werden. Dazu wurde nach einem handelsüblichen Messverstärker gesucht. Nachfolgend sollen die Konzepte der einzelnen Teile des Drucksensors genauer beschrieben werden.

2.3.1 Druckaufnehmer

Wie zuvor erwähnt, soll als Druckaufnehmer eine Messzelle aus Silizium mit einem piezoresistiven Messverfahren Anwendung finden. Die Absolutdruckmesszelle schließt eine definierte Kavität ab, in der ein Bezugsdruck, in diesem Fall Vakuum, herrscht. Dies bedeutet allerdings auch, dass an der Wasseroberfläche von dem Druckaufnehmer der Luftdruck gemessen wird (Standardatmosphäre 1.013 bar), was später bei der Auswertung zu berücksichtigen ist. Eine solche Druckmesszelle funktioniert auch, wenn sie allseitig vom Messdruck umgeben ist, da sie ihren Bezugsdruck aufrecht erhalten kann. Lediglich die Membran vollführt dabei eine Deformation. Somit erfüllt der Aufbau der Druckmesszelle die Anforderungen für einen druckneutralen Aufbau. Für den Abschluss der Absolutdruckmesszellen werden Plättchen aus Silizium oder speziellem Glas verwendet. Das Material muss den gleichen Wärmeausdehnungskoeffizienten aufweisen wie der Siliziumchip selbst, um thermisch induzierte mechanische Spannungen in der Membran zu verhindern. In der Siliziummembran, die sich unter den Einfluss des Drucks verformt, befindet sich eine piezoresistive Messbrücke (siehe Abbildung 2-5). Die piezoresistiven Widerstände haben einen Wert von ca. 3,5 k Ω . Unter mechanischer Spannung vergrößert

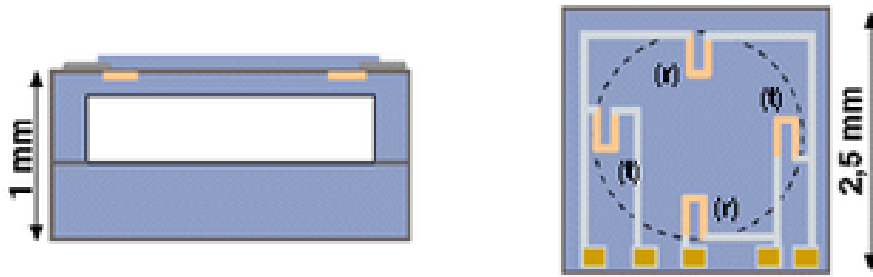


Abb. 2-5 Schematischer Aufbau einer piezoresistiven Druckmesszelle. Die mäanderförmigen orangen Leiterbahnen stellen die Messwiderstände dar [Kel10].

sich der Wert der radialen Widerstände r , wobei sich der Wert der transversalen Widerstände t verkleinert. Die Widerstandsänderung kann dabei bis zu $1\text{ k}\Omega$ betragen [Kel10]. Auf die Membran aufgedampfte Metallwiderstände wären ebenfalls in der Lage, mit einer Brückenordnung ein Ausgangssignal zu liefern. Jedoch ist der piezoresistive Effekt bei Halbleitern (dotiertem Silizium) sehr viel ausgeprägter als bei Metallen. Der Aufbau der Widerstandsmessung in Form einer Messbrücke (siehe Abbildung 2-6) verringert zum einen den Temperatureinfluss auf die Widerstände, zum anderen resultiert aus dieser Anordnung die maximale Empfindlichkeit [Tie02]. Die Brücke wird mit konstantem Strom durch $+IN$ und $-IN$ gespeist. Im unbelasteten Zustand, d.h. wenn kein Druck auf die Membran wirkt, ist die Brücke abgestimmt. Das Widerstandsverhältnis des linken Spannungsteilers ist gleich dem des rechten Spannungsteilers (siehe Abbildung 2-6). Der Temperatureinfluss wird minimiert, indem er auf alle Widerstände gleichermaßen wirkt und somit zu keiner Ausgangsspannung zwischen $+OUT$ und $-OUT$ führen kann, da sich die Spannungsteiler kongruent ändern. Nur wenn die Widerstände ihre Werte durch die Deformation der Membran konträr ändern, ist eine Ausgangsspannung zu messen.

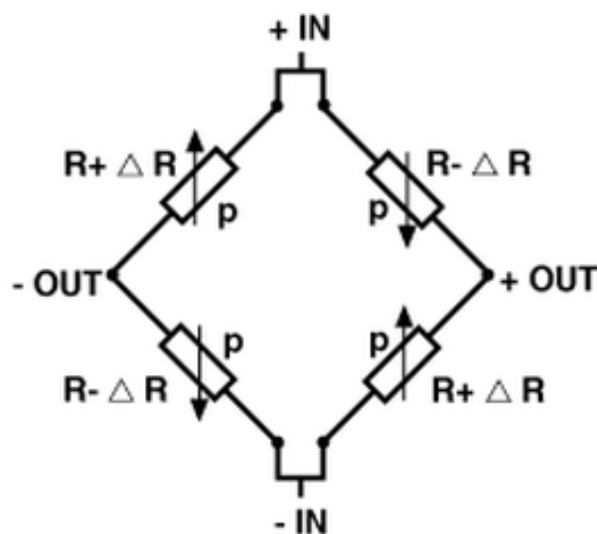


Abb. 2-6 Aufbau einer Messbrückenschaltung

Unterschiedlich dotierte Halbleiter bilden an der Grenzschicht der Dotierungen immer eine Diode. Jeder Übergang der p-dotierten Widerstände in das n-dotierte Grundmaterial entspricht einer in Leitrichtung gepolten Diode. Durch diese könnte ein Strom von beliebigen Widerständen in das Grundmaterial, die n-dotierte Siliziummembran, fließen. Dieses ist jedoch nicht möglich, da die anderen Übergänge für den Strom in Sperrichtung gepolt sind. Dadurch ist es überhaupt möglich, eine Messbrücke auf einer Halbleitermembran zu integrieren. Die Dioden bringen jedoch Nachteile mit sich. So sind Halbleiter sehr stark temperaturabhängig. Durch eine steigende Temperatur verändern sich insbesondere die Sperreigenschaften der Dioden an den Widerständen, da die Eigenleitung des Siliziums durch die zunehmende Mobilität der freien Ladungsträger stark zunimmt. Durch die verringerte Isolation der Widerstände untereinander kann es zu unzulässig hohen so genannten Leckströmen kommen, welche die Messsignale merklich verfälschen können. Die Änderung der Temperatur des Druckaufnehmers zeigt sich durch eine Nullpunktverschiebung sowie eine Änderung der Empfindlichkeit und Linearität des Sensors. Eine Nullpunktverschiebung kann vielerlei Ursachen haben. So können verschiedenen Temperaturkoeffizienten der einzelnen Widerstände in der Messbrücke eine Nullpunktverschiebung verursachen, da die Spannungsteiler sich nicht mehr kongruent ändern. Bei einem Anstieg der Temperatur kann es bei Absolutdruckaufnehmern weiterhin zu einer Änderung des Innendrucks der abgeschlossenen Kavität der Messzelle kommen. Dem kann durch eine evakuierte Kavität entgegengewirkt werden, da ein Temperatureinfluss quasi ausgeschlossen werden kann. Die temperaturbedingte Empfindlichkeitsänderung resultiert aus der Verringerung des piezoresistiven Wirkungsfaktors mit zunehmender Temperatur. Um diese Änderung zu kompensieren, wird die Messzelle so ausgelegt, dass sie bei der Zunahme des Brückenwiderstandes die Abnahme des piezoresistiven Wirkungsfaktors ausgleicht. Durch diese Maßnahme erhält man eine Messzelle, die in einem Temperaturbereich von 0 °C bis 50 °C die Empfindlichkeit um weniger als 1 % ändert. Voraussetzung dafür ist, dass der Druckaufnehmer mit Konstantstrom gespeist wird.

Bei der angestrebten Genauigkeit des Tiefensensors von 0,0167 % FS ist insbesondere die Linearität relevant, da eine nichtlineare Kompensation sehr schwierig sein kann. Der Linearitätsfehler hängt von der Anordnung der Widerstände auf der Siliziummembran sowie der Auslegung des Chips insgesamt ab. So ist bei der Herstellung der Siliziummembran die Präzision der Bearbeitung entscheidend. Die Membran muss genau zentrisch zu den Widerständen liegen. Sind diese Voraussetzungen erfüllt, hängt die Linearität von weiteren Kriterien ab. So reagiert die Membran unterschiedlich auf Deformation in konkaver oder konvexer Richtung. Bei Druckaufnehmern für sehr hohe Drücke ist die Bedingung der starr eingespannten Membran nicht mehr ideal erfüllt, da die Siliziummembran dick im Verhältnis zur Randpartie der Zelle ist. Dementsprechend ergibt sich auch hier eine für den Druckbereich typische Nichtlinearität. Durch die Selektierung der Druckaufnehmer nach der Fertigung, können Exemplare mit extrem guter Linearität ausgesucht werden.

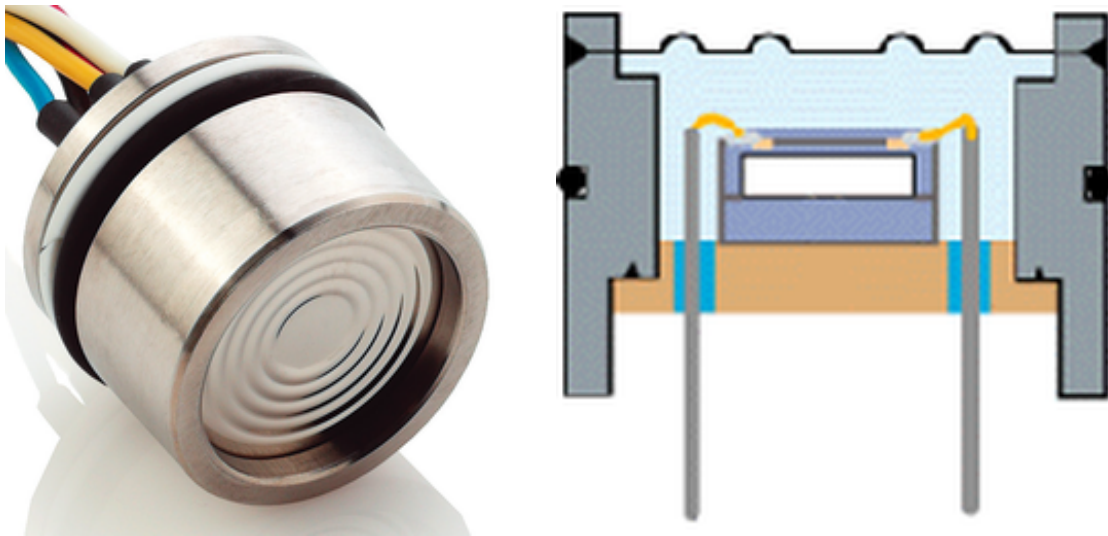


Abb. 2-7 Aufbau des Keller PA-10LE Drucksensors [Kel10]

Um die Siliziummesszelle gegen das durch gelöste Salze aggressive Seewasser zu schützen, muss sie isoliert werden. Eine Möglichkeit besteht darin, die Zelle in einem Gel zu vergießen. Das Gel würde den Druck auf die Membran der Messzelle übertragen und gleichzeitig vor chemischen Einflüssen des Seewassers schützen. Ein Nachteil einer solchen Vergussmasse ist, dass die Bonddrähte, die den Sensor mit den elektrischen Leiterbahnen verbinden (siehe Abbildung 2-4), bei Erschütterungen und durch die Verformung der Membran, die sich auf das Gel übertragen kann, abreißen können, da sich die umgebenden Vergussmasse im Ganzen bewegen kann. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Beschichtung mit Parylene. Parylene ist ein inertes, hydrophobes polymeres Beschichtungsmaterial, das im Vakuum durch Kondensation aus der Gasphase als Polymerfilm auf das Substrat aufgetragen wird. Dabei wird das Sensorelement mit einer sehr dünnen ($0,2 - 50 \mu\text{m}$) Polymerschicht versehen. Eine solche Beschichtung ist ebenfalls nicht ideal, da sie die freie Bewegung der Siliziummembran behindert, und somit eine Hysterese verursacht.

Die in dem Drucksensor verwendete Druckmesszelle PA-10LE der Firma Keller ist in einem Metallgehäuse eingeschlossen (siehe Abbildung 2-7). Die Seite, auf die der Druck wirkt, besteht aus einer sehr dünnen (wenige hundertstel Millimeter) Membran aus seewasserbeständigem Metall, die mit dem druckfesten Gehäuse verschweißt ist. Durch Sicken in der Membran ist ein weitestgehend spannungsfreies Verformen möglich. Das Metallgehäuse ist mit Silikonöl gefüllt, welches den Druck an die Siliziummesszelle weitergibt. Die elektrischen Anschlüsse auf der Rückseite des Gehäuses werden durch Glasisolatoren vom eigentlichen Gehäuse isoliert. Der hohe Innendruck des Gehäuses bei einer herkömmlichen Verwendung des Sensors macht diese Druckdurchführungen nötig. Bei der Verwendung des Sensors als druckneutraler Sensor sind diese jedoch wirkungslos, da der Druck auf alle Seiten des Gehäuses wirkt. Es wurde dennoch das Druckgehäuse benutzt, da eine Sonderanfertigung des Sensorgehäuses durch den Hersteller zu kostenintensiv ist.

2.4 Messverstärker

Um die vom Druckaufnehmer ausgegebene Spannung auszuwerten, ist ein entsprechender Messverstärker nötig. In dem Messverstärker ist ebenfalls eine Konstantstromspeisung für die Messbrücke des Druckaufnehmers integriert. Durch die Speisung mit Konstantstrom wird die Empfindlichkeit der Messbrücke auf eine Temperaturänderung minimiert. Die Empfindlichkeit des Druckaufnehmers ist proportional zum Speisestrom, da sich die Ausgangsspannung linear dazu ändert. Folglich ist, um ein möglichst großes Ausgangssignal zu erzielen, ein sehr großer Speisestrom hilfreich. Jedoch erhöhen sich dadurch die Selbsterwärmung der Widerstände und die Halbleitereffekte, die zu Stabilitätsproblemen beitragen. Deshalb sollten die vom Hersteller des Druckaufnehmers empfohlenen Werte für den Speisestrom nicht überschritten werden.

Für die Messung der Wassertiefe mit einem Drucksensor ist es wünschenswert, dass der Nullpunkt des Sensors auf dem Meeresspiegel liegt. Der Nullpunkt des Druckaufnehmers selber ist jedoch in den meisten Fällen nicht gleich Null. Ursachen hierfür sind unter anderem ungleiche Widerstände in der Messbrücke sowie mechanische Spannungen, die auf die Zelle wirken und der zuvor genannte Temperatureinfluss, der ebenfalls den Nullpunkt verschiebt. Betrachtet man den Druckaufnehmer als zwei Halbbrücken mit den Abgriffen +OUT und -OUT, verschieben sich beim temperaturkompensierten Aufnehmer +OUT und -OUT mit der Temperatur gleich stark (siehe Abbildung 2-6). Dabei liegen die Abgriffe +OUT und -OUT jedoch noch nicht auf gleichem Potential. Will man nun den Nullpunkt auf Null abgleichen, muss das Potential des einen Abgriffpunktes auf dasjenige des anderen angehoben oder abgesenkt werden. Ein geeigneter Widerstand am Fuss- oder Kopfpunkt der betreffenden Halbbrücke hebt oder senkt das Potential des Abgriffs um den gewünschten Wert. Diese Art des Nullpunktabgleichs setzt voraus, dass die Brücke des Druckaufnehmers nicht geschlossen (4-polig) vorliegt sondern einseitig offen (5-polig) oder sogar als zwei getrennte Halbbrücken (6-polig) ausgeführt ist. Der Nullpunkt ist zudem keine feste Grösse, sondern das Ausgangssignal der Messbrücke unter den jeweiligen Bezugsbedingungen. Diese hängen wiederum von der Anwendung ab. So ist beispielsweise bei Absolutdruckaufnehmern der Nullpunkt für Vakuum einzustellen. Das Ausgangssignal entspricht dann direkt dem Über- bzw. Unterdruck gegenüber dem Vakuum. Es wird also an der Wasseroberfläche immer der lokale Luftdruck gemessen, welcher bekanntlich variiert. Folglich ist bei einer Tiefenmessung der Messwert mit dem aktuellen lokalen Luftdruck an der Wasseroberfläche zu korrigieren.

Da das Ausgangssignal des Druckaufnehmers sehr klein ist (max. 225 mV bei 600 bar), ist eine Verstärkung für die weitere Verarbeitung der Messsignale notwendig. Dabei darf die Brücke des Druckaufnehmers nicht durch einen niederohmigen Eingang unsymmetrisch belastet werden, da ansonsten ein Teil des Speisestromes in den Verstärker fließen und

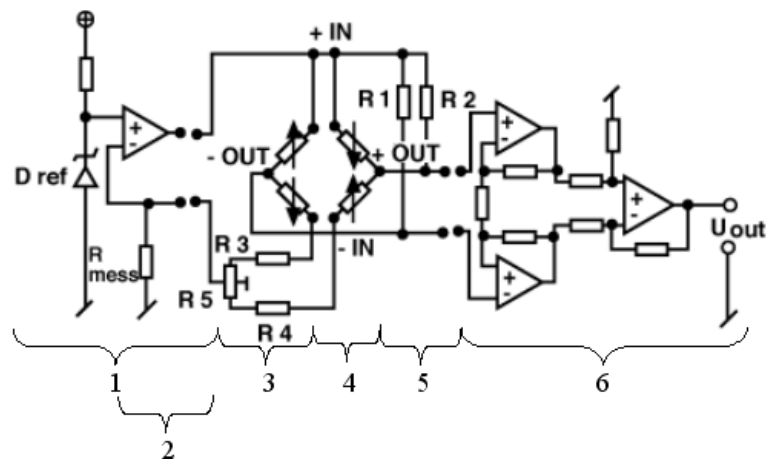


Abb. 2-8 Messbrücke des piezoresistiven Druckaufnehmers mit der kompletten, Beschaltung für Speisung, Temperaturkompensation, Nullpunktabgleich und Verstärkung. 1 = Konstantstromquelle, 2 = Strommesswiderstand zur Kalibrierung der Stromquelle, 3 = Nullpunktabgleich, 4 = Messbrücke des piezoresistiven Druckaufnehmers, 5 = Temperaturkompensation der Nullpunktspannung, 6 = Instrumentenverstärker mit Analogspannungsausgang [Kel10]

die Empfindlichkeit des Druckaufnehmers entsprechend reduzieren würde. Folglich muss ein Instrumentenverstärker mit hoher Eingangsimpedanz verwendet werden. Abbildung 2-8 zeigt den Aufbau des für den Druckaufnehmer konzipierten Verstärkers mit Konstantstromspeisung und Temperaturkompensation. Der verwendete Messverstärker der Firma Keller wurde an den Druckaufnehmer PA-10LE angepasst (Nullpunktabgleich und Verstärkung) und wird zusammen mit einem Kalibrierblatt in dem alle Kalibrierwerte festgehalten sind, ausgeliefert. Dies soll sicher stellen, dass Druckaufnehmer und Messverstärker optimal zusammen arbeiten.

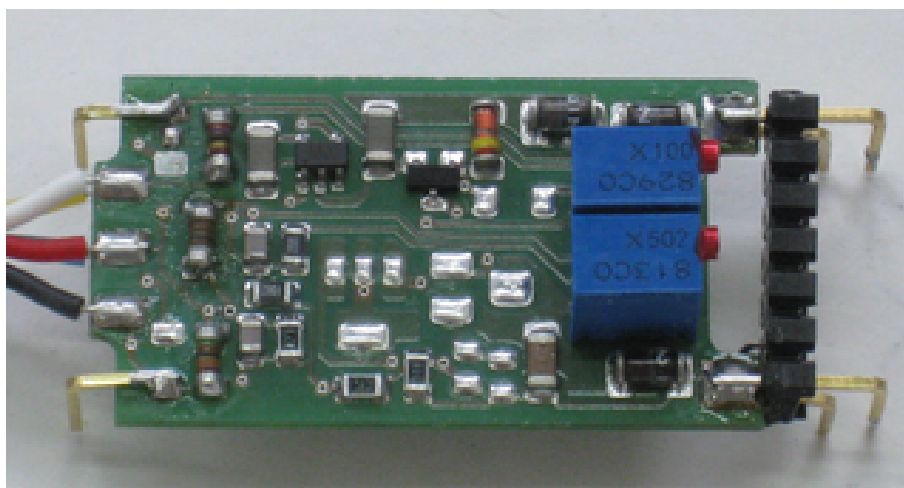


Abb. 2-9 Unmodifizierter Brückenmessverstärker der Fa. Keller

2.5 Analog-Digital-Wandler

Um die elektrische Spannung, die der Messverstärker liefert, zu digitalisieren, wird ein Analog-Digital-Wandler (ADC) benutzt. Der ADC muss eine möglichst hohe Auflösung besitzen, damit die Messwerte bei der Digitalisierung nicht an Genauigkeit verlieren. Für die angestrebte Auflösung von einem Meter auf 6.000 m Wassertiefe, was in etwa 0,0167 % FS entspricht, benötigt man eine Auflösung des ADC von mindestens 13 bit (8.192 Werte). Ein 16 bit ADC würde dieser Aufgabe also genügen. Doch beachtet man, dass der Nullpunkt des Druckaufnehmers verschoben sein kann und somit ein Spannungsoffset schon von vornherein vorhanden ist, muss die Auflösung wesentlich höher liegen. Um möglichst flexibel zu bleiben, wurde ein ADC mit einer Auflösung von 24 bit (16.777.216 Werte) verwendet. Dies würde einer theoretischen Auflösung von 0,00036 m also 0,36 mm entsprechen. Eine solche hohe Auflösung garantiert somit eine sichere Erfassung der Spannungswerte des Messverstärkers.

In dem Aufbau wurde ein 24-Bit Delta-Sigma ADC der Firma Analog Devices benutzt. Der in Abbildung 2-10 schematisch abgebildete AD7789 zeichnet sich durch eine sehr hohe Genauigkeit aus. Allerdings liefert die Delta-Sigma-Wandlung eine geringe Digitalisierungsrate von maximal 16,6 Hz. Da der Drucksensor jedoch mit einer Datenrate von 2 Hz arbeiten soll, ist dies von sekundärer Bedeutung.

Das Delta-Sigma-Verfahren, nach dem der AD7789 die Analogwerte digitalisiert, wird auch als Charge-Balance-Verfahren bezeichnet [Mau02]. Es beschreibt einen 1 Bit Umsetzer, der das Eingangssignal einem Subtrahierer zufügt, welches dann durch einen Integrator aufintegriert und durch einen Komparator binär bewertet wird. Ein zum Komparator gleichwertiger 1-Bit-Digital-Analog-Wandler (DAC) erzeugt dann jeweils eine positive oder negative Spannung, die über den Subtrahierer wieder auf Null gesetzt wird. Ein nachgeschalteter Digitalfilter setzt den seriellen Bitstrom in digitale Werte um, die den Analogwert am Eingang widerspiegeln (siehe Abbildung 2-11). Mit dem Delta-Sigma-Verfahren ist im Vergleich zu einfachen Zählverfahren ein größerer Signal-Rauschabstand

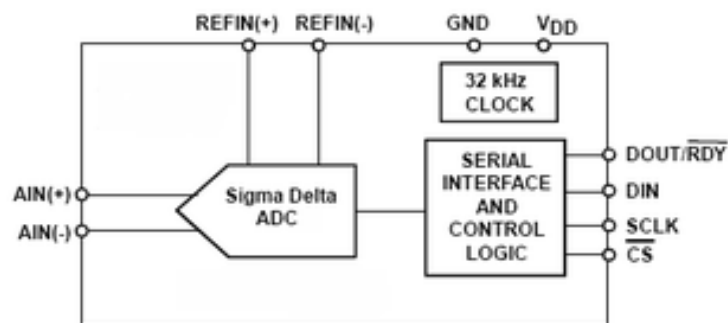


Abb. 2-10 Aufbau des AD7789 Analog-Digital-Wandlers [Ana06]

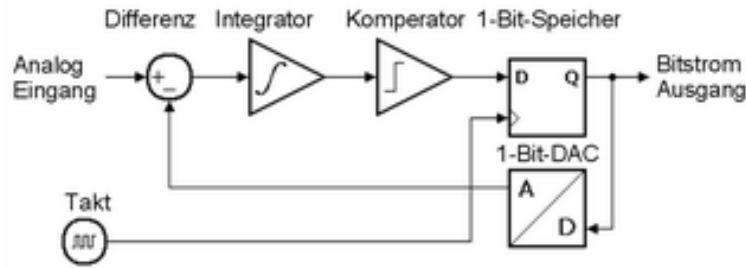


Abb. 2-11 Aufbau eines 1-Bit Delta-Sigma-Analogwandlers [Bei10]

realisierbar [Bei10]. Der AD7789 weist ein RMS (Root-Mean-Square) Rauschen von $1,5 \mu V$ auf, was die effektive Auflösung auf 19 Bit reduziert [Ana06]. Der verwendete AD7789 ist programmierbar. Das Schreiben der internen Register als auch der Lesezugriff erfolgt über ein Serial Peripheral Interface (kurz SPI). Bei dem SPI-Interface handelt es sich, um ein serielles Bussystem. Es benötigt drei bzw. bei mehreren Busteilnehmern vier elektrische Leitungen. Die SCK-Leitung (Serial Clock) ist für die Taktung zuständig. Dabei sind sehr geringe Taktfrequenzen von einigen Hz bis hin zu einigen MHz möglich. Die Busstruktur teilt sich in einen Master und mindestens einen Slave. Für den Datenaustausch werden die Leitungen MOSI (Master Out Slave In) und MISO (Master In Slave Out) verwendet. Mehrere Peripheriegeräte (Slaves) teilen sich diese Leitungen, wobei die Daten bei dem Master alle zusammen eintreffen. Die einzelnen Peripheriegeräte werden durch eine vierte Leitung CS (Chip Select) an den Bus angeschlossen oder getrennt. Bei der Kaskadierung der Busteilnehmer können theoretisch beliebig viele Busteilnehmer in die Topologie aufgenommen werden. Einzig die am Master zur Verfügung stehenden Pins für die CS-Leitungen beschränken die Größe des Netzwerks. Abbildung 2-12 zeigt einen möglichen Aufbau eines SPI-Bussystems mit zwei Slaves.

Der AD7789 erwartet, nachdem die Betriebsspannung angelegt ist, einen Schreibzugriff

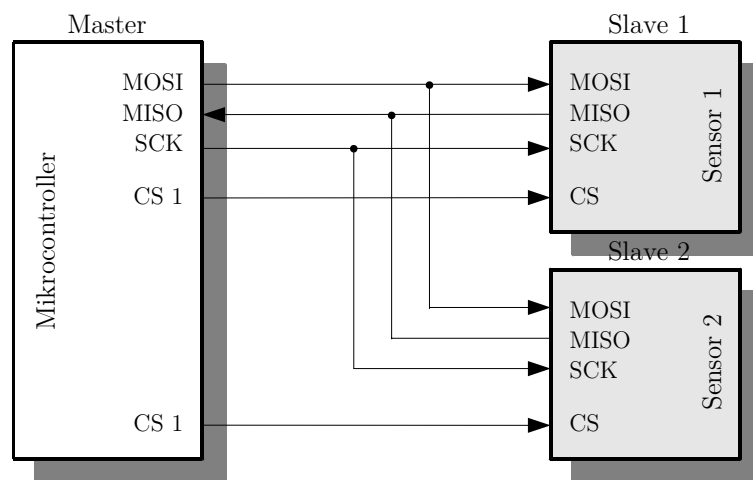


Abb. 2-12 Aufbau eines SPI-Bussystems

auf das Kommunikationsregister. Dabei wird die Betriebsart des ADC eingestellt. Zwei verschiedene Betriebsarten sind möglich. Zum Einen der Single-Conversion-Mode (kurz: SC-Mode), in dem nach einem bestimmten Protokoll immer nur ein Analogwert gewandelt wird, der dann über das serielle Interface ausgegeben wird. Zum Anderen kann ein Continuous-Conversion-Mode (kurz CC-Mode) eingeschaltet werden, bei dem kontinuierlich die Analogwerte ausgegeben werden, ohne dass es jeweils einer Abfrage bedarf. Der CC-Mode (Abbildung 2-13) wurde benutzt, um in den realisierten Aufbau Messwerte jede Sekunde auszugeben.

2.6 Mikrocontroller

Ein Unterwasserfahrzeug besitzt eine Vielzahl von Sensoren und Aktoren, die alle ausgelesen, gesteuert oder geregelt werden müssen. Bei ferngesteuerten Fahrzeugen (ROVs) übernimmt ein Rechner zusammen mit dem so genannten Operator und Pilot auf dem Schiff die wesentlichen Kontrollaufgaben. Es besteht also eine externe Kontrollstruktur. Bei autonomen Fahrzeugen (AUVs) muss diese Aufgaben ein Rechnersystem bearbeiten, das sich in dem Fahrzeug selber befindet. Da bei der Anwendung der druckneutralen Technologie keine kostenintensiven Druckgehäuse nötig sind, bietet sich eine dezentrale Datenverarbeitung an. Somit ist es möglich, die Rechenleistung bzw. Verarbeitungsgeschwindigkeit sogar zu vergrößern, da MCU (Microcontroller Units) parallel arbeiten können.

Bei analogen Messverfahren wird oftmals ein Mikrocontroller eingesetzt, wenn beispielsweise die Kennlinie des Sensors nicht linear von der Messgröße abhängt oder die Einflüsse von Störgrößen berücksichtigt werden müssen. Dies kann mit Hilfe von mathematischen Modellen realisiert werden. Grundlage für diese Modellierung ist die mathematische Interpolation, d.h. der funktionale Zusammenhang des Sensorsignals wird durch ein Polynom höheren Grades angenähert. Weiterhin ist es möglich, mit Hilfe eines Mikrocontrollers Kalibrierdaten im internen Speicher zu hinterlegen. Mikrocontroller arbeiten allerdings

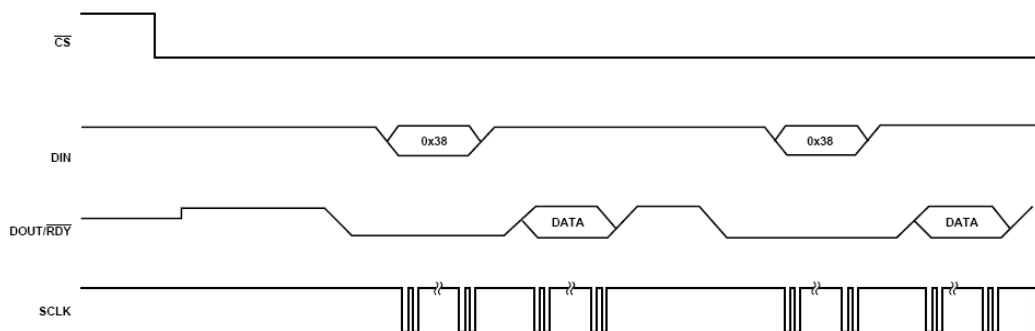


Abb. 2-13 Continuous Conversion Mode [Ana06]

zwei Größenordnungen langsamer als diskrete Analogschaltungen [Lin94]. Daher sind sie für steuer- oder regelungstechnische Aufgaben nur bedingt einsetzbar.

Als MCU wurde in dem Drucksensor ein STM32-Cortex-M3 verwendet. Der Mikrocontroller befindet sich auf einer kleinen Platine, die neben einer eigenen Betriebsspannungsvorsorgung weiterhin alle nötigen externen Peripheriebausteine wie einen Taktgenerator oder einen Resetbaustein zum Betrieb des Mikrocontrollers beherbergt.

2.6.1 Der STM32-Cortex-M3 Mikrocontroller

Der Cortex-M3 stellt eine neu entwickelte ARM-Architektur (Advanced RISC Machine) dar, mit dem Ziel, einen sehr leistungsfähigen, aber vom Programmiermodell her weniger komplexen Prozessor zu entwerfen. Der Cortex-M3 besitzt eine 32-Bit-Architektur, arbeitet aber ausschließlich mit dem neuen Thumb2-Befehlssatz. Herzstück des Cortex-M3 ist der Cortex-M3-Kern, basierend auf einer Harvard-Architektur. ARM-Prozessoren sind für beide Architekturen, von-Neumann, bei der ein Daten- und Adressbus zum Laden von Befehlen und Daten verwendet wird und einer Harvard-Architektur verfügbar. Die Harvard-Architektur zeichnet sich dadurch aus, dass zwei getrennte Bussysteme und zwei getrennte Speicher zum Laden von Daten und Programmbefehlen existieren, d. h. der Prozessor kann gleichzeitig sowohl Daten als auch Befehle lesen, bzw. Daten in den Speicher schreiben. Der Cortex-M3 bietet den Vorteil, dass das Programmiermodell ein von-Neumann-Modell darstellt. Das bedeutet, dass der normalerweise geteilte Adressraum linear programmiert werden kann. Dies erspart aufwendige Zugriffe auf den Datenspeicher, wenn dort beispielsweise Konstanten hinterlegt sind. Ein weiterer Vorteil der Cortex-M3-Architektur ist, dass der Programmierer für vergleichsweise einfache Aufgaben über keine genauen Kenntnisse des internen Aufbaus sowie der Struktur des Kerns verfügen muss und keine Assemblerkenntnisse zum Programmieren benötigt.

Ein hardwarebasiertes Interruptschema ermöglicht ein sehr einfaches Schreiben von Interrupt-handlern, ohne dass ein komplizierter Start-up-Code in Assembler geschrieben werden muss. Der Cortex-M3 bringt bereits eine Vielzahl von Peripheriemodulen mit sich. Dazu zählen ein echter Vectored-Interrupt-Controller (VIC) und Memory-Protection. Mehrere Timer, Debug- und Trace-Möglichkeiten sind ebenfalls in den Prozessor integriert. Zusätzliche Bausteine wie UART (Universal Asynchronous Receiver Transmitter), Timer, PWM (Pulsweitenmodulation), Bussysteme wie I2C (Inter-Integrated Circuit) und SPI gehören zu der Grundausstattung des Cortex-M3 (siehe Abbildung 2-14). Diese Module lassen sich einfach über die internen Register ansprechen [Shy06].

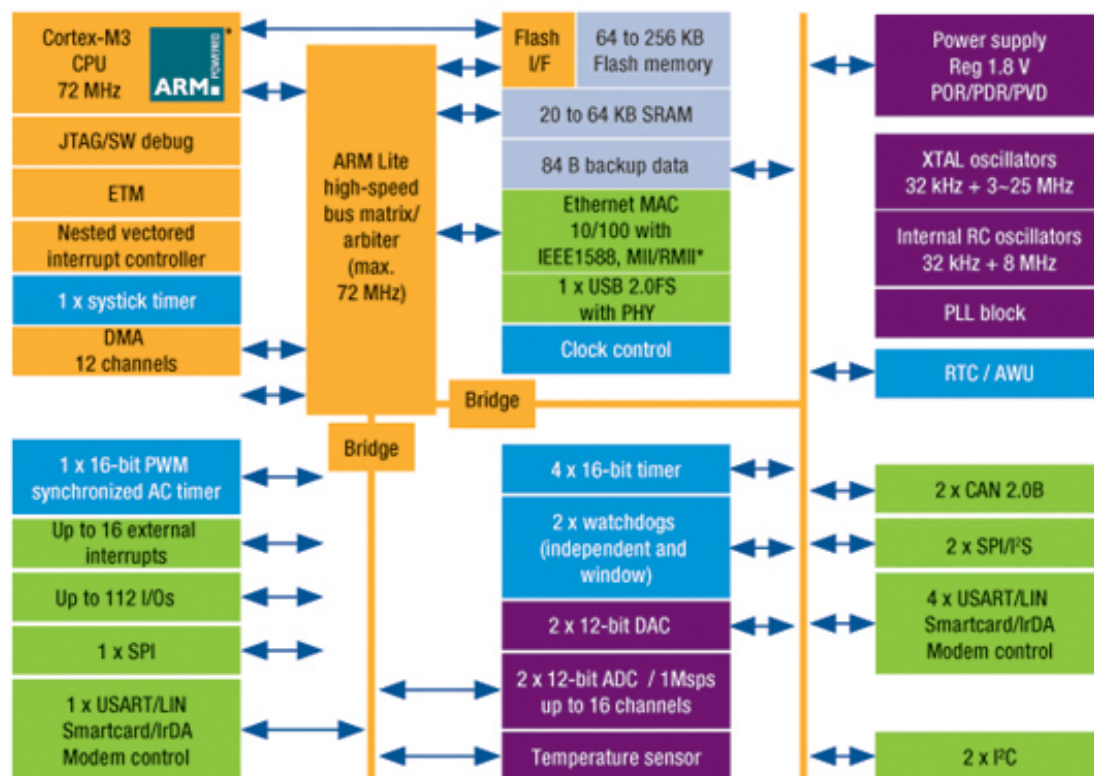


Abb. 2-14 Blockdiagramm der STM32-MCU auf der Basis des ARM-Cortex-M3-Kerns [Stm10]

2.6.2 Mikrocontroller-Platine

Um den Entwicklungsaufwand für den druckneutralen Drucksensor zu verringern, wurde für den Mikrocontroller keine extra Platine entwickelt, sondern ein kommerziell erhältliches Header-Board mit einem STM32-Cortex-M3-Mikrocontroller verwendet. Das STM32-H103 Header-Board der Firma Olimex (Abbildung 2-15) verfügt über alle nötigen Anschlussmöglichkeiten, wie ein Standard JTAG (Joint Test Action Group), Steckverbinder zum Programmieren des Mikrocontrollers, eine USB-Buchse (Universal Serial Bus) sowie zwei Stiftleisten, auf die alle MCU-Ports geführt sind. Weiterhin sind eine eigene Betriebsspannungsversorgung sowie die Takt- und Resetgenerierung auf der Platine mit den Abmessungen von 61 mm x 34 mm integriert.

Die in Abbildung 2-15 gezeigte Schaltung muss vor der Integration in den Drucksensor so modifiziert werden, dass eine spätere druckneutrale Funktion gewährleistet werden kann. Dazu müssen alle mechanisch beweglichen Teile, wie beispielsweise die Taster aus der Schaltung ausgelötet werden. Weiterhin wird im Drucksensor der USB-Anschluss nicht benutzt, der daher ebenfalls aus der Schaltung entfernt wurde. Ein sehr kritisches Bauteil ist der Quarz für die Taktversorgung des Mikrocontrollers. Die vom Hersteller verwendete

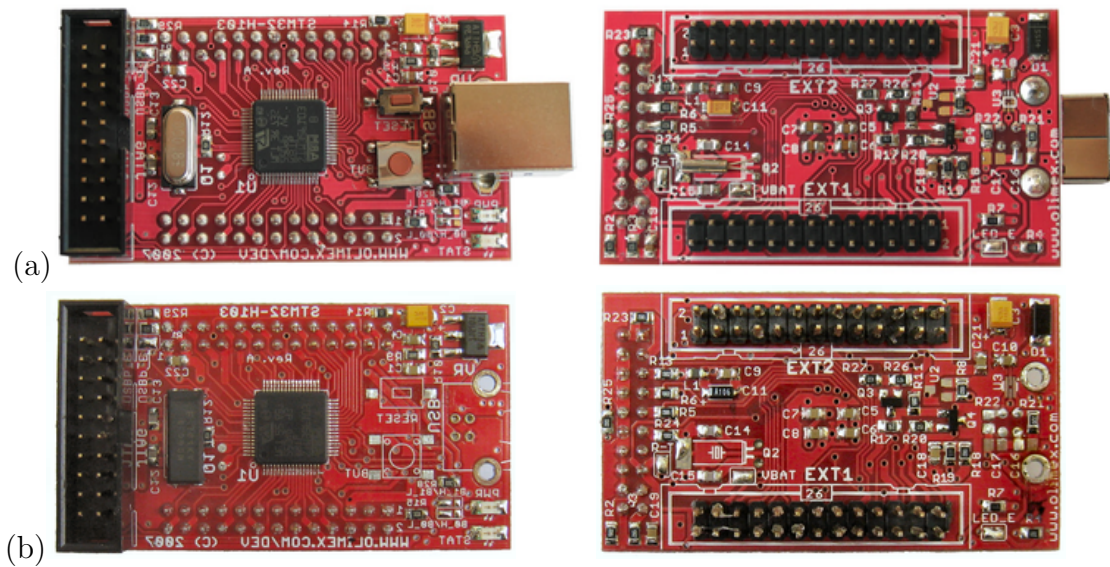


Abb. 2-15 STM32 Cortex M3 Header-Board (a) vor der druckneutralen Modifikation und (b) danach

Bauforn ist nicht in der Lage, einem Druck von 600 bar stand zuhalten. Daher wurde er durch einen Quarz ersetzt, der eine druckneutral geeignete Bauform aufweist (siehe Abbildung 2-15). Um sicher zu stellen, dass sich das Header-Board für den druckneutralen Einsatz unter 600 bar eignet, wurde es zuvor im Drucktank getestet. Ein kritisches Peripherie-Modul ist neben der Takterzeugung der integrierte ADC des Mikrocontrollers, da sowohl eine druckabhängige Änderung des Systemtakts als auch mechanische Deformationen des Gehäuses des Mikrocontrollers selber durch Abweichungen in den Messwerten erkennbar sind.

Für den Test wurden drei analoge Kanäle (ADC12, ADC13 und ADC14) des 12-Bit-ADC mit verschiedenen Spannungsteilern, die durch jeweils zwei Festwiderstände realisiert wurden, mit verschiedenen Spannungen versorgt, die über die RS-232 Schnittstelle an einen Mess-PC ausgegeben wurden. Dabei stellte sich heraus, dass der Umgebungsdruck keinen Einfluss auf die Messwerte des ADCs hat. Alle drei Messwerte blieben bei dem Drucktest bis zu einem maximalen Druck von 600 bar konstant. Auch die Kommunikation über die RS-232-Schnittstelle wies keinerlei Ausfallerscheinungen auf. Somit ist sichergestellt, dass der verwendete Mikrocontroller in einem druckneutralen Aufbau bis 600 bar ohne Einschränkungen genutzt werden kann.

2.6.3 Schnittstellen

Für den druckneutralen Drucksensor wird die UART- und die SPI-Schnittstelle des Header-Boards benutzt. Die SPI-Schnittstelle verbindet den 24-Bit-ADC mit dem Cortex-M3-

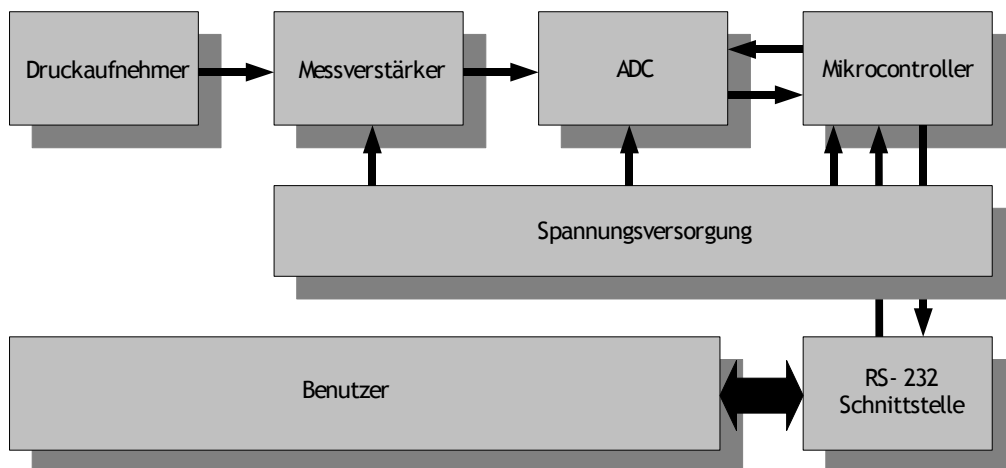


Abb. 2-16 Schematischer Aufbau des druckneutralen Drucksensors

Mikrocontroller. Die UART-Schnittstelle bildet hingegen zusammen mit einem RS-232 Treiber die Benutzerschnittstelle des druckneutralen Drucksensors. Für beide Schnittstellen stellt der Cortex-M3 entsprechende Peripherie zur Verfügung. Die Konfiguration der Schnittstellen lässt sich über die entsprechenden Register des Mikrocontrollers vornehmen. Die Benutzerschnittstelle des Drucksensors ist so ausgelegt, dass dem Benutzer alle möglichen Informationen wie ADC-Wert, Druck, Tiefe sowie die Temperatur über die Schnittstelle zur Verfügung gestellt werden können. Dem Benutzer wird weiterhin durch eine Eingabemöglichkeit die Einstellung der Messfrequenz sowie eines Mittelwertfilters ermöglicht. Die serielle RS-232 Schnittstelle arbeitet dabei mit 9.600 Baud 8N1. Selbst für die höchste Messfrequenz von 2 Hz ist diese Datenrate völlig ausreichend.

2.7 Aufbau und Funktionsweise

Das Konzept des druckneutralen Drucksensors sieht einen piezoresistiven Druckaufnehmer zusammen mit einem angepassten Messverstärker vor. Die Ausgangssignale werden mit Hilfe eines ADC in digitale Signale umgesetzt, die wiederum ein Mikrocontroller dem Benutzer über eine serielle Schnittstelle zur Verfügung stellt (siehe Abbildung 2-16).

2.7.1 Elektrischer Aufbau

Um alle elektrischen Komponenten miteinander zu verbinden, wurde eine Adapterplatine nach dem Schaltplan 2-17 hergestellt, auf der der ADC, der RS-232 Treiber und

die Spannungsversorgung untergebracht sind. Der Drucksensor soll möglichst mit einem breiten Eingangsspannungsbereich arbeiten können. Um dies zu realisieren, wurde ein Festspannungsregler der Serie 7805 verwendet. Dieser lineare Regler erzeugt aus 6 bis 30 V Eingangsspannung eine konstante Ausgangsspannung von 5 V bei einem maximalen Ausgangsstrom von 500 mA. Zwei Buchsenreihen auf der Platine ermöglichen es, das Cortex-M3-Header-Board aufzustecken. Der Messverstärker ist zwischen den Buchsenleisten mit Kontaktstiften fest mit der Platine verlötet (siehe Abbildung 2-18). Zwei LEDs, die mit dem Mikrocontroller verbunden sind, ermöglichen eine Visualisierung von Programmfunktionen des Sensors. Der kompakte Aufbau ermöglicht die Integration in ein kleines Gehäuse. Bei dem Entwurf der Baugruppe wurde darauf geachtet, dass ein druckneutraler Verguss möglich ist. Das heißt, dass die Baugruppe keine Kavitäten erzeugen darf und bei dem Vergießen die Luft in eine Richtung vollständig ausgasen kann. Dies wurde insbesondere bei der Konstruktion des Gehäuses berücksichtigt

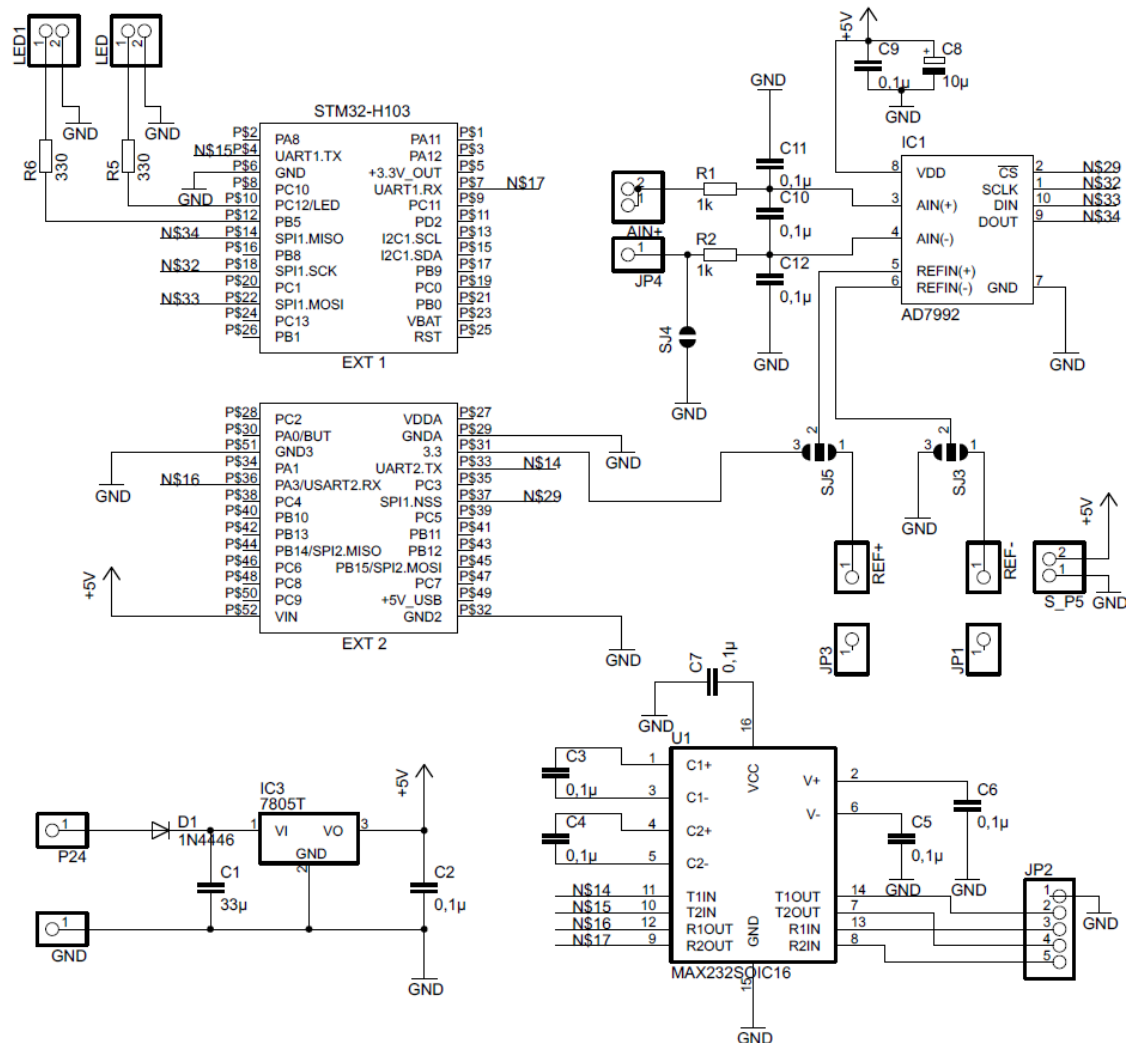


Abb. 2-17 Schaltplan des Drucksensors mit ADC, MCU und RS-232 Treiber

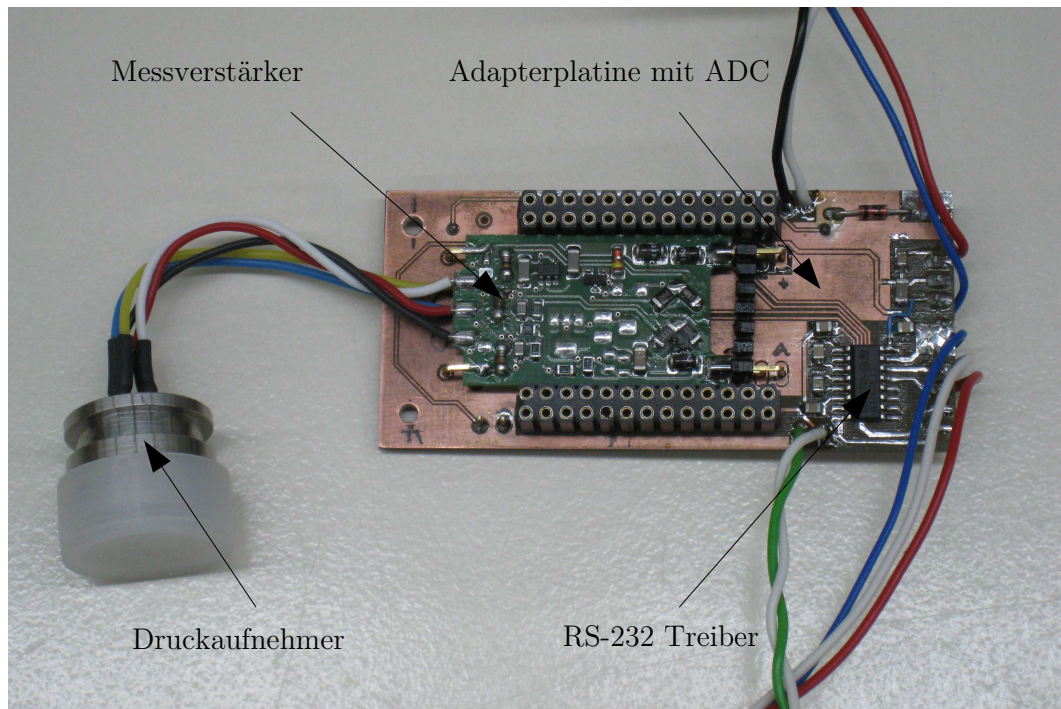


Abb. 2-18 Aufbau der Adapterplatine mit ADC, Buchsen für das Header-Board und RS-232 Treiber

Die elektrische Kontaktierung des Drucksensors erfolgt über Unterwassersteckverbinder der Firma Subconn. Diese Steckverbindungen sind bis 600 bar wasserdicht. Die Steckverbindung ist relativ einfach aufgebaut. Die Stifte des auf ein Kabel aufvulkanisierten Steckers werden so in die passende ebenfalls aus einem Elastomer bestehende Buchse eingeführt, dass keine Luft mit eingeschlossen wird. Das Einfetten der Kontakte mit Silikonfett verringert zusätzliche ungewollte Lufteinschlüsse, die zu einer Druckdifferenz und somit zum Eindringen von Seewasser führen könnten. Diese Steckverbindungen ähneln also auf gewisser Weise einem druckneutralen Aufbau. Der Drucksensor verfügt über zwei Subconn-Steckverbindungen. Eine Steckverbindung wird für die Kommunikation mit dem Benutzer und für die Spannungsversorgung genutzt. Die andere führt die Programmierschnittstelle nach außen. Dadurch ist es möglich, den Drucksensor auch im vergossenen Zustand ohne Einschränkungen umzuprogrammieren, was besonders bei einer Erprobung hilfreich sein kann.

Vor dem druckneutralen Verguss mit Silikongel wurde die Schaltung nochmals auf ihre korrekte Funktion hin überprüft. Ein vollständiger Test konnte jedoch nicht durchgeführt werden, da der Druckaufnehmer in dem Zustand nicht mit dem vollen Druck beaufschlagt werden kann. Lediglich ein sehr vorsichtiges Drücken auf die Membran des Druckaufnehmers mit einem Finger ist möglich. Dies führte zu einer registrierbaren Änderung der Messwerte, womit die korrekte Funktion weitestgehend sichergestellt werden konnte. Diese Vorgehensweise ist allerdings nicht für eine vollständige Funktionskontrolle geeignet,

da manuell kein konstanter Druck auf die Membran ausgeübt werden kann.

2.7.2 Benutzerinterface

Wie zuvor beschrieben ist es einem Benutzer möglich, über die serielle RS232-Schnittstelle mit dem Drucksensor zu kommunizieren. Dabei ist es nicht nur möglich, sich die Druckinformationen ausgeben zu lassen, sondern auch Einstellungen am Drucksensor vorzunehmen.

Der Drucksensor liefert nach dem Starten je nach Einstellung alle 0,5 s eine Zeichenkette mit den Messwerten. Zum Beispiel

249;2451491;00005219

Die Bedeutung der durch jeweils ein Semikolon getrennten Zahlenfolgen, ist der Tabelle 2-1 zu entnehmen. Alle Zahlenfolgen besitzen immer die gleiche Länge. Damit ist sicher

Ausgabe	Beschreibung
249;	Temperatur des Mikrocontrollers in °C x 10
24514911;	gemessener Druck in Bar x 10 ⁴
00005219	Zähler

Tab. 2-1 Vom Drucksensor ausgegebene Zeichenkette

gestellt, dass sich die Länge der Zeichenkette nicht ändert, was das Einlesen in ein Datenverarbeitungssystem wesentlich vereinfacht.

Der Drucksensor soll als Tiefenmesser fungieren, daher muss die Druckmessung sehr genau erfolgen. Bei einer einfachen Umrechnung des Drucks in eine Wassertiefe liegen die Rückgabewerte des Drucksensors im Millimeterbereich. Bei einer Umrechnung des Druckes in eine entsprechende Wassertiefe bedarf es jedoch weiterer Parameter, die je nach Einsatzgebiet des Sensors unterschiedlich ausfallen können. Daher wird diese Umrechnung dem Benutzer überlassen. Der Zähler erlaubt es, etwaige Kommunikationsfehler zu erkennen und auf diese zu reagieren.

Wie zuvor erwähnt, kann der Benutzer Einstellungen am Sensor über das Benutzerinterface vornehmen. So lassen sich durch Senden der Zeichen 1 bis 6 die gemessenen Druckwerte mitteln. Dafür stellt das Programm des Drucksensors sechs verschiedene Mittelwertfilter bereit.

2.8 Mechanische Auslegung

Da der Drucksensor druckneutral aufgebaut werden soll, ist ein Metallgehäuse nicht notwendig. Es würde den Sensor nur unnötig schwer und damit unhandlich machen. Jedoch sind die empfindlichen elektronischen Baugruppen, die nur von einer dünnen Schicht Silikongel umgeben sind, ausreichend zu schützen. Daher wurde ein Gehäuse aus Kunststoff konstruiert, welches aus zwei Elementen besteht: einem Baugruppenträger, der den Druckaufnehmer und die vergossenen Baugruppe aufnehmen kann und zum anderen einem Schutzrohr, welches den Baugruppenträger vor mechanischen Einwirkungen von außen schützt. Das Schutzrohr ist so robust gestaltet, dass es auch einer Montage mit Schlauchschellen standhalten kann. Mehrere Öffnungen erlauben es dem Wasser, in das Gehäuse einzudringen und die druckneutrale Baugruppe sowie den Drucksensor dem Umgebungsdruck auszusetzen. Der Baugruppenträger verfügt weiterhin an der Steckerseite über eine Bohrung, über die die gesamte Konstruktion druckneutral mit Silikongel vergossen werden kann.

Als mechanischer Konstruktionswerkstoff bietet sich Polyoxymethylen (POM) an, welches einfach zu bearbeiten ist und eine ausreichende mechanische Festigkeit sowie eine geringe Wasseraufnahme aufweist. Die Konstruktion des Gehäuses wurde mit dem Programm SolidWorks realisiert (siehe Abbildung 2-19). Alle Teile wurden von der institutseigenen

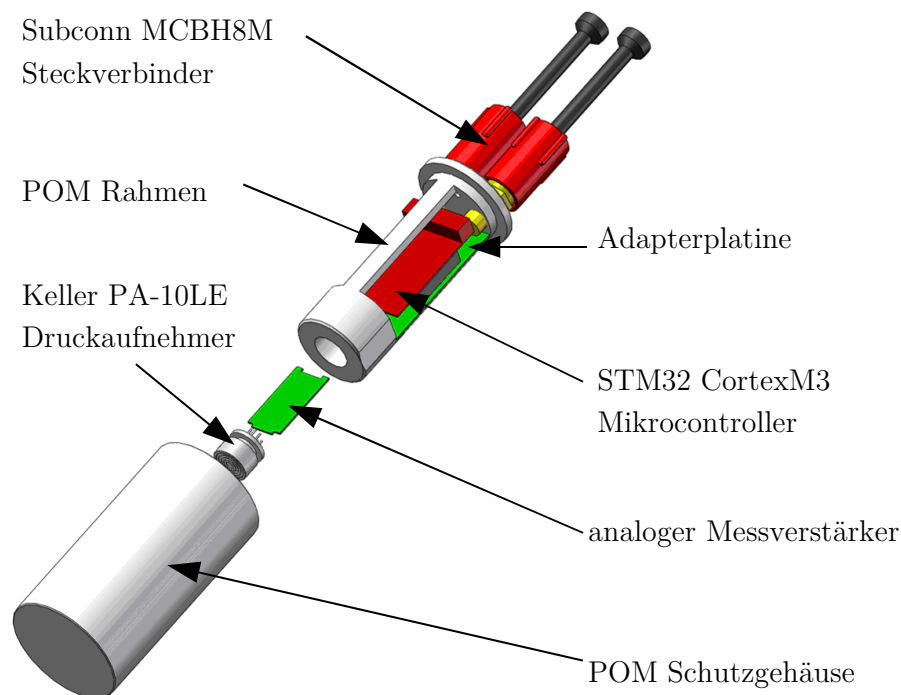


Abb. 2-19 Aufbau des druckneutralen Drucksensors

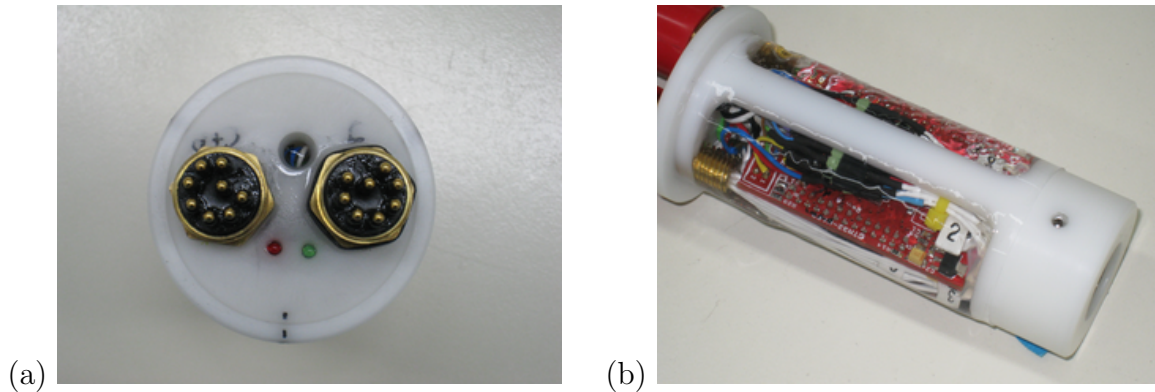


Abb. 2-20 Steckeransicht (a) mit der Füllbohrung für (b) den druckneutralen Verguss

Werkstatt gefertigt.

Der druckneutrale Verguss des Sensors gestaltet sich relativ einfach. Dazu wird der Baugruppenträger mit dem Druckaufnehmer, der Elektronik sowie den Subconn Steckverbindern komplettiert und mit einer Kunststofffolie umwickelt. Die Kunststofffolie ist nötig, damit bei dem Vergießen die Vergussmasse nicht an den Seiten des Baugruppenträgers austreten kann. Durch die Füllbohrung (siehe Abbildung 2-20) wird nun Silikongel in den Baugruppenträger gegossen und unter Vakuum entgast. Nach einem vierundzwanzigstündigen Aushärten des Silikongels wird die Folie entfernt. Da das Silikongel auch im ausgehärteten Zustand eine sehr klebrige Konsistenz aufweist, wurde der Gelverguss nochmals mit einer dünneren Silikonschicht versehen. Diese zweite dünne Silikonschicht verhindert, dass Sedimente an dem Gel kleben bleiben. Durch die geringe Schichtdicke ist gewährleistet, dass eine ungehinderte Druckübertragung auf die Bauteile im Inneren des Baugruppenträgers gegeben ist. Abbildung 2-20 zeigt den fertig vergossenen Drucksensor.

2.9 Messungen im Labor

Um die Charakteristika des Drucksensors nach der druckneutralen Modifikation zu bestimmen, wurden mehrere Tests im Labor des Fachgebiets Mikrotechnik durchgeführt. Zum einen wurde der Sensor im Drucktank einem Umgebungsdruck von 600 bar ausgesetzt, um seine Funktionalität zu testen, zum anderen wurden Temperaturmessungen durchgeführt. Bei diesem Test musste das Gesamtsystem des Drucksensors, welches aus mehreren Einzelbaugruppen besteht, ein einwandfreies Zusammenspiel zeigen.

2.9.1 Temperaturverhalten

Für die Messgenauigkeit des Drucksensors ist die Temperaturdrift des Drucksensors von großer Bedeutung. Zwar wurden alle möglichen Maßnahmen getroffen, den Einfluss einer Temperaturänderung auf die Messkette so gering wie möglich zu halten, jedoch kann eine Temperaturdrift nicht immer verhindert werden. So ist z.B. der mechanische Aufbau des Drucksensors verschiedenen Temperaturgradienten ausgesetzt. Ein Temperatursprung kann den Siliziumchip relativ schnell erreichen, da er in einem ölgefüllten Metallgehäuse integriert ist, welches direkten Wasserkontakt hat. Wobei der ADC, welcher von Silicongel umgeben ist, von einer Temperaturänderung nur sehr langsam erreicht wird. Um den Einfluss von verschiedenen Wassertemperaturen auf den Drucksensor zu evaluieren, wurde der Drucksensor einer Messreihe unterzogen und bei normalen atmosphärischen Umgebungsdruck in verschiedene Gefäße mit unterschiedlich temperiertem Wasser getaucht.

Das Experiment wurde wie folgt durchgeführt: Zuerst wurde der Drucksensor an der Umgebungsluft vermessen (Abbildung 2-21 Bereich A). Danach wurde er in ein Gefäß mit 22,5 °C warmem Wasser getaucht (Abbildung 2-21 Bereich B). Nachdem sich der Drucksensor an die Umgebungstemperatur angleichen konnte, wurde er in 0,5 °C kaltes Wasser getaucht (Abb. 2-21 Bereich C). Nach der Abkühlung des Drucksensors wurde er wieder in das warme Wasser getaucht (Abbildung 2-21 Bereich D). Zuletzt wurde der Sensor aus dem Wasserbad genommen und einige Minuten der Umgebungstemperatur des Labors ausgesetzt (Abbildung 2-21 Bereich E). In Abbildung 2-21 ist deutlich ein

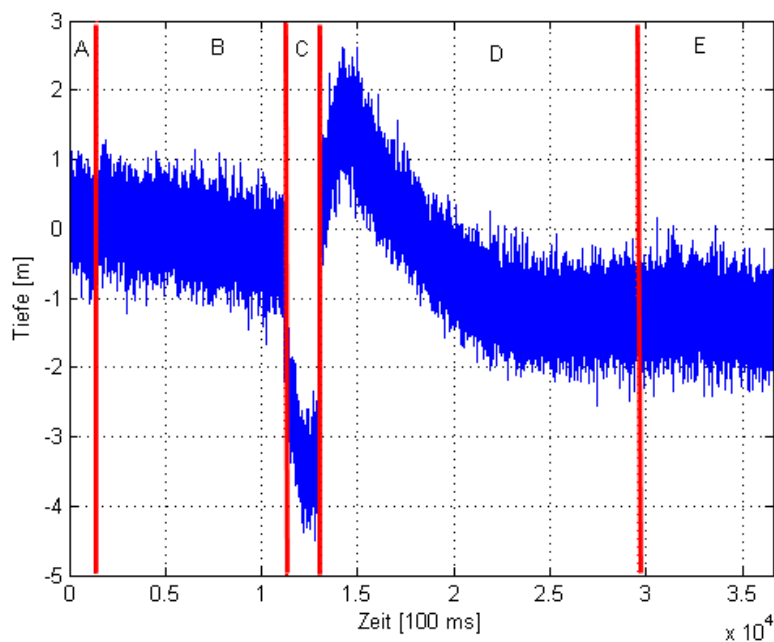


Abb. 2-21 Abhängigkeit des Druckes von der Temperatur

Sprung der Messwerte in den Bereichen C und D zu erkennen, bei dem der Drucksensor in das kalte Wasser getaucht und wieder herausgenommen wird (siehe Abbildung 2-22). Die Messwerte machen dabei einen Sprung von ca. 3,2 m bei einer Temperaturänderung von 22 K, wenn der Sensor in das kalte Wasser getaucht wird. Dies entspricht 0,15 m/K. Noch gravierender fällt der Sprung bei dem Eintauchen des Drucksensors von Eiswasser in 22,5 °C warmes Wasser aus. Bei einer gleichen Temperaturänderung von 22 K springen die Messwerte dabei um 5 m, was 0,23 m/K entspricht. Ein solcher extremer Temperaturgradient kommt allerdings in der Realität nicht vor, zeigt in diesem Fall jedoch Schwächen des Sensors auf. Im Anwendungsfall können bei einem Tauchgang bis in 6.000 m Tiefe, Temperaturgradienten von $< 20\text{ °C/h}$ auftreten. Die großen Sprünge der Messwerte lassen sich mit der unterschiedlichen Wärmeleitfähigkeit der verschiedenen Materialien erklären. So wirkt beispielsweise eine Temperaturänderung unmittelbar auf den Druckaufnehmer, wobei der Messverstärker, der für eine Temperaturkompensation zuständig ist, viel später von der Temperaturänderung erreicht wird, da er sich weiter im Inneren des Baugruppenträgers befindet und zusätzlich von einer dicken Schicht Silikongel umgeben ist. Da der Drucksensor auch die Gehäusetemperatur des Mikrocontrollers ausgibt, konnte die nötige Zeit zur Angleichung der Innene- und Außentemperatur des Sensors auf 5 min bestimmt werden.

2.9.2 Drucktankmessung

Bevor der Drucksensor im Einsatz getestet wird, wurde er einem Drucktest unterzogen. Diese Tests wurden am Fachgebiet Mikrotechnik der Technischen Universität Berlin vor-

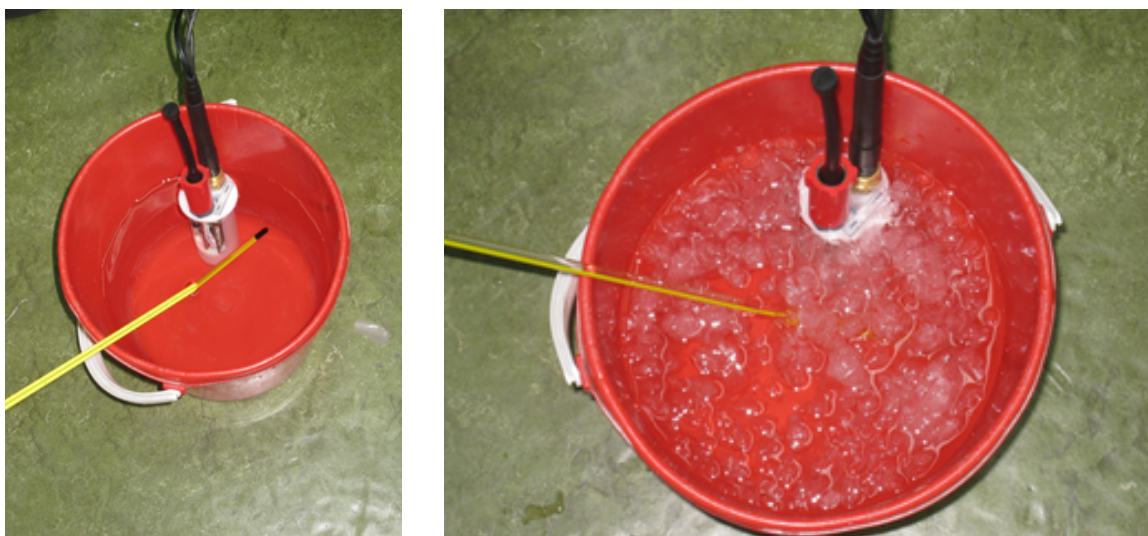


Abb. 2-22 Bestimmung des Temperaturverhalten des Drucksensors mit Hilfe von verschieden temperierten Wasserbädern

genommen. Das Fachgebiet verfügt über einen Drucktank, in dem sich Komponenten mit einem Druck von bis zu 600 bar testen lassen. Mit Hilfe so genannter Penetratoren lassen sich elektrische Signale nach außen führen. Der Tank verfügt weiterhin über eine druckfeste schwarz-weiss-Analogkamera und über eine entsprechender Beleuchtung. Die Erzeugung des Drucks im Tank wird durch ein vom Füllwasser des Tanks abgeschlossenes Ölreservoir und einer manuellen Hydraulikpumpe realisiert. Mit Hilfe der Pumpe kann aus einem Vorratsbehälter Öl in das Reservoir gepumpt werden. Dieses verdrängt dementsprechend das Wasser im Drucktank, was zu einer Druckerhöhung führt. Um die Druckneutralität und richtige Funktionalität des druckneutralen Drucksensors zu verifizieren, wurde dieser im Drucktank befestigt (siehe Abbildung 2-23). Über einen Penetrator wurde der Sensor mit einer Spannung versorgt, sowie die serielle RS232-Schnittstelle mit einem PC verbunden. Somit konnten alle Daten direkt bei dem Drucktest aufgenommen werden.

Bei dem in Abbildung 2-24 gezeigten Verlauf des Druckanstiegs ist die manuelle Betätigung der Hydraulikpumpe zu erkennen, die sich durch eine Treppenform widerspiegelt. Zu erkennen ist ebenfalls, dass der Druck vom Sensor qualitativ richtig gemessen wird. Der geringe Druckabfall über der Zeit, nachdem die 600 bar erreicht worden sind, resultiert aus dem Abkühlen des Wassers und des Öls im Drucktank, welche sich durch die schnelle Kompression stark erwärmt hatten.

Eine Kalibrierung des Drucksensors war in diesem Fall allerdings nicht möglich, da der Drucktank nur über ein einfaches analoges Manometer verfügt. Für eine richtige Kali-

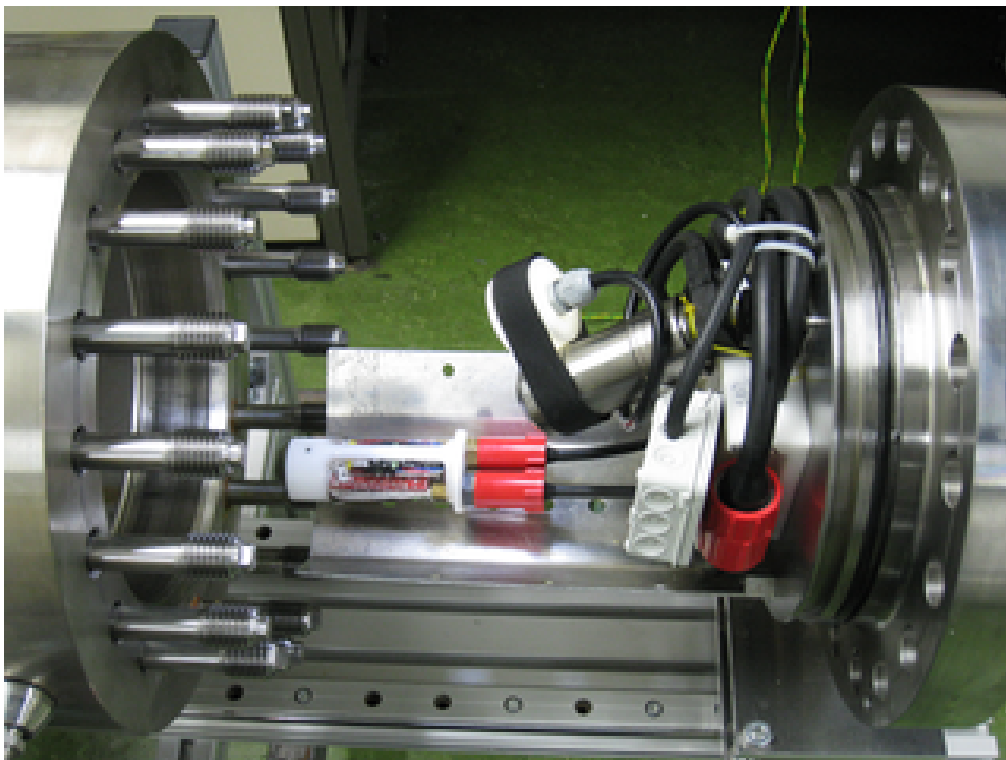


Abb. 2-23 Drucktest des Drucksensors im Drucktank

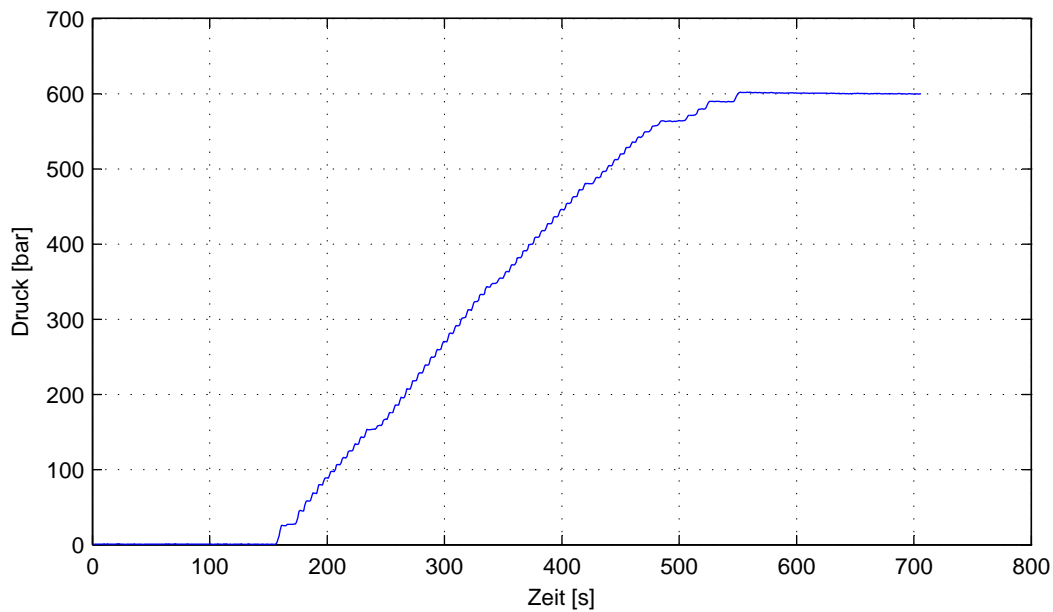


Abb. 2-24 Druckmessung im Drucktank bis 600 bar

brierung ist jedoch ein Druckmessinstrument nötig, das mindestens die gleiche oder eine bessere Genauigkeit und Stabilität aufweist. Trotz fehlender Kalibrierung konnte mit diesem Test nachgewiesen werden, dass ein Drucksensor in der wie zuvor beschriebenen neuartigen druckneutralen Bauweise realisierbar ist und ohne Einschränkungen auch bei hohen Umgebungsdrücken funktioniert.

2.10 Feldversuche in der Tiefsee

Nachdem sichergestellt werden konnte, dass der druckneutrale Drucksensor im Labor problemlos unter Umgebungsdrücken von bis zu 600 bar, was ca. 6.000 m Wassertiefe entspricht, zuverlässig arbeitet, wurde er anschließend im Einsatz in der Tiefsee getestet.

Das Forschungsschiff Poseidon des Leibniz-Instituts für Meereswissenschaften an der Universität Kiel (IFM-GEOMAR) führt regelmäßige Forschungsreisen in Gewässer von 3.000 m bis 5.500 m Tiefe durch. Auf der Forschungsreise P383 im April 2009 bot sich die Gelegenheit, den Drucksensor zu testen. Ein wesentlicher Forschungsschwerpunkt der P383 Forschungsreise war die Untersuchung der Azorenfront, die Wassermassen des subtropischen Atlantiks von dem des temperierten Atlantiks trennt [Bru10]. Die Wissenschaftler des Leibniz-Institut für Ostseeforschung Warnemünde (IOW) benutzen für die Untersuchungen der Wassersäule eine so genannte CTD-Sonde (siehe Abbildung 2-25 links). CTD steht für Conductivity, Temperature und Depth (Leitfähigkeit, Temperatur und Druck).



Abb. 2-25 Drucksensor eingebaut in die IOW-CTD-Sonde

Dieses ozeanographische Messgerät dient zur Bestimmung von Temperatur- und Salzgehaltsprofilen im Ozean. Dazu werden an zuvor festgelegten Positionen Profile aufgenommen, die dann später zusammengesetzt einen vertikalen Schnitt durch das untersuchte Gebiet darstellen. Anhand eines solchen Profils können anschließend Informationen über die physikalischen und biologischen Eigenschaften der Wassersäule in dem untersuchten Gebiet gewonnen werden.

Eine solche CTD-Sonde wurde als Versuchsträger für die Messungen mit dem druckneutralen Drucksensor genutzt (siehe Abbildung 2-25 rechts). Ein wesentlicher Vorteil einer CTD-Sonde ist das Vorhandensein eines sehr genauen Drucksensors, der für die Profilerstellung benötigt wird. Die CTD-Sonde wird mit Hilfe einer Kabelwinde mit 0,5 m/s bis 1 m/s in die Tiefe gefiert. Dabei sendet Sie über ein so genanntes Einleiterkabel die Messinformationen an eine Deckseinheit, die daraus das CTD-Profil erstellt.

Da es nicht möglich war, den Drucksensor mit in den Datenstrom der CTD-Sonde zu integrieren, wurde ein anderer Kommunikationsweg genutzt. Dazu wurde ein akustisches Datenmodem der Firma Evologics, welches ebenfalls auf dieser Reise getestet wurde, an der CTD-Sonde befestigt. Eine druckneutrale Batterie der Firma Enitech ermöglichte ein autonomes Arbeiten der beiden Geräte. Mit Hilfe der so genannten Top-Side-Unit können die vom Akustikmodem gesendeten Daten empfangen werden. Diese akustische Datenverbindung stellt somit eine transparente RS232 Verbindung dar. In Abbildung 2-26 ist noch einmal die Testumgebung für die Untersuchungen mit dem druckneutralen Drucksensor

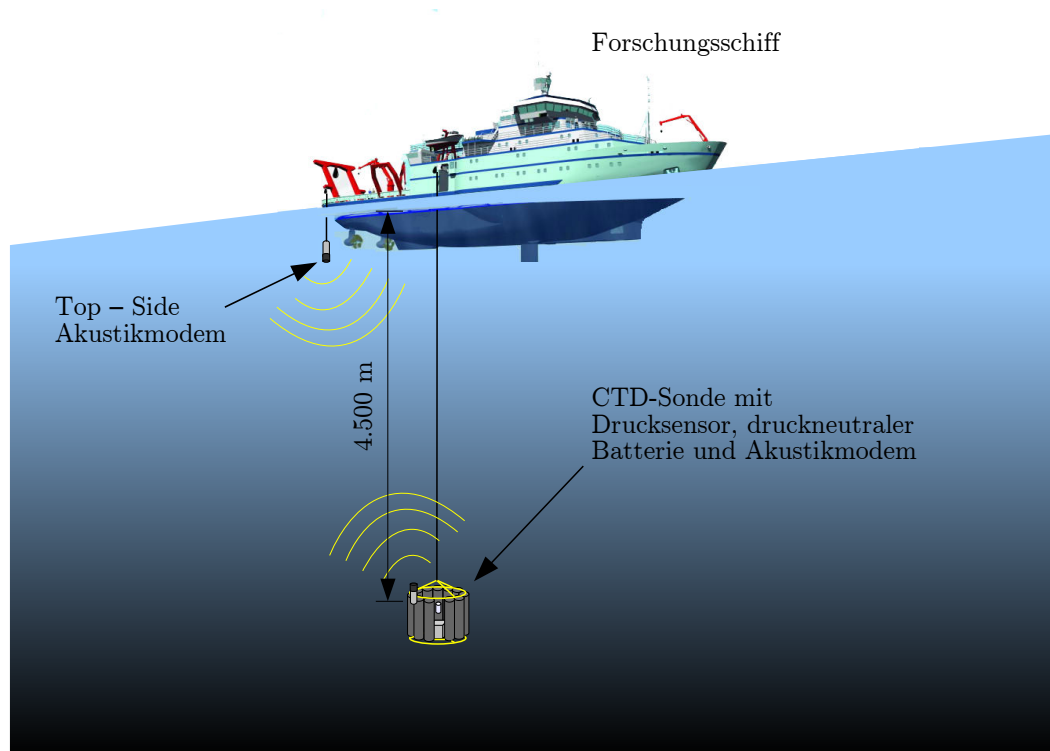


Abb. 2-26 Test des Drucksensors in einer CTD-Sonde

dargestellt.

2.10.1 Kalibrierung

Bei der Kalibration wird der Zusammenhang zwischen der physikalischen Größe, in diesem Fall dem hydrostatischen Druck und der Signalgröße, hier dem Ausgangswert des Analog-Digital-Wandlers, hergestellt. Die CTD-Sonde verfügt über einen Drucksensor mit einer Genauigkeit von 0,01 % über den gesamten Messbereich, der für die Kalibrierung des druckneutralen Drucksensors benutzt wurde. Dazu wurde der Drucksensor integriert in die CTD-Sonde bei einer Profilmessung auf über 2.000 m Tiefe gebracht.

Der druckneutrale Drucksensor weist eine höhere Datenrate auf als der Drucksensor der CTD-Sonde, die nur jede Sekunde Daten übermittelt. Da es nicht möglich ist, beide Datenraten bei der Messung direkt zu synchronisieren, mussten diese im Nachhinein aufeinander angepasst werden. Dieses Verfahren nennt man Resampling. Dabei werden die Daten mit dem höheren Informationsgehalt, in dem Fall die des druckneutralen Drucksensors, mit der Datenrate der CTD-Sonde abgetastet. Die Datenvektoren starten zudem zu zwei verschiedenen Zeitpunkten. Um einen übereinstimmenden Startpunkt zu finden, wurden beide Datensätze zusammen dargestellt und nach charakteristischen Übereinstimmungen im Verlauf gesucht (siehe Abbildung 2-27). Für die Darstellung wurden die Daten des

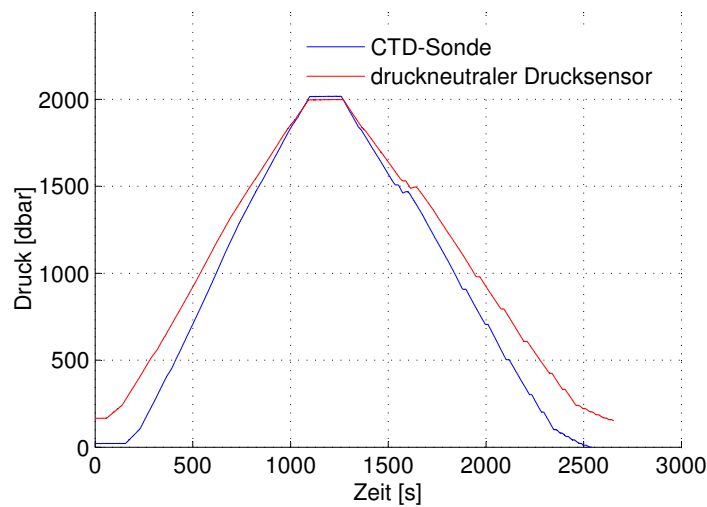


Abb. 2-27 Verläufe der Druckprofile der CTD-Sonde und des druckneutralen Drucksensors

druckneutralen Sensors mit einem Faktor multipliziert, um eine verständliche Darstellung zu erreichen. Anhand der beiden Druckprofile lässt sich ersehen, dass der druckneutrale Drucksensor qualitativ richtig arbeitet.

Für einen gemeinsamen Startpunkt bieten sich markante Punkte im Verlauf der Kurven an, zum Beispiel die Angleichpause der CTD-Sonde oder das Steigern der Fiergeschwindigkeit von 0,5 m/s auf 1,0 m/s. Das Resampling wurde mit der Hilfe eines MATLAB-Programms realisiert. Um den druckneutralen Drucksensor mit dem Drucksensor der CTD-Sonde zu kalibrieren, muss eine Kalibrierfunktion oder einfach ausgedrückt: eine Ausgleichsfunktion, gefunden werden. Sowohl der Drucksensor der CTD-Sonde als auch der druckneutrale Drucksensor haben in erster Näherung ein lineares Übertragungsverhalten. Deshalb wird zwischen den Ausgangswerten des druckneutralen Drucksensors und dem tatsächlichen hydrostatischen Druck ein linearer Zusammenhang angenommen.

2.10.2 Ausgleichsfunktion

Ziel der Ausgleichsfunktion soll es sein, die Ausgangswerte des druckneutralen Drucksensors soweit wie möglich an die des Drucksensors der CTD-Sonde anzunähern, was einer Kalibrierung entspricht. Prinzipiell kann eine Ausgleichsfunktion eine beliebige stetige Funktion sein. Zumeist beschränkt man sich aber auf lineare oder Polynomfunktionen niedrigen Grades, da diese mit wenig Aufwand zu entwickeln sind.

Mit MATLAB ist es relativ einfach, diese Funktionen für zwei aufeinander anzupassenden Datensätze mit der MATLAB-Fitting-Toolbox zu bestimmen. In diesem Fall soll jedoch

der Vollständigkeit halber der analytische Weg für die Bestimmung einer linearen Ausgleichsfunktion dargestellt werden.

Die lineare Ausgleichsfunktion kann durch

$$P(\text{ADC}_{\text{Wert}}) = a\text{ADC}_{\text{Wert}} + b \quad (2-3)$$

beschrieben werden. Die Steigung a resultiert aus der Empfindlichkeit des Drucksensors. Die Verschiebung spiegelt hierbei die Nullpunktverschiebung des Sensors wider. Mit Hilfe der jeweils mit dem druckneutralen Drucksensor und dem CTD-Sensor gemessenen Werte sollen nun die Koeffizienten der Ausgleichsfunktion 2-3 bestimmt werden.

Die CTD-Sonde besitzt ein lineares Übertragungsverhalten, welches wie folgt ausgedrückt werden kann:

$$f_{\text{CTD}}(x_1) = k_1x_1 + b_1 \quad (2-4)$$

Der druckneutrale Drucksensor besitzt, wie zuvor erwähnt ebenfalls ein lineares Übertragungsverhalten mit

$$f_{\text{ADC}}(x_2) = k_2x_2 + b_2 \quad (2-5)$$

Um die folgenden Schritte einfacher nachvollziehen zu können, werden die Koeffizienten a und b der Gl. 2-3 durch k_3 und b_3 zu

$$P(\text{ADC}_{\text{Wert}}) = k_3\text{ADC}_{\text{Wert}} + b_3 \quad (2-6)$$

ersetzt. Der Anstieg k_3 sowie der Abstand b_3 müssen für die Ausgleichsfunktion bestimmt werden. Mit dem Einsetzen von Gl. 2-4 und Gl. 2-5 in Gl. 2-6 folgt:

$$P(\text{ADC}) = k_1x_1 + b_1 = k_3(k_2x_2 + b_2) + b_3 \quad (2-7)$$

und

$$k_1x_1 + b_1 = k_3k_2x_2 + k_3b_2 + b_3 \quad (2-8)$$

Dieses lineare Gleichungssystem gilt es zu lösen. Da die Funktionswerte von Gl. 2-4 und Gl. 2-5 zur Bestimmung der Ausgleichsfunktion jeweils an einem Punkt x betrachtet werden sollen, folgt mit $x = x_1 = x_2$:

$$k_1x + b_1 = k_3k_2x + k_3b_2 + b_3 \quad (2-9)$$

Durch einen Koeffizientenvergleich können die Steigung k_1 und die Verschiebungskonstante b_1 zu

$$k_1 = k_3k_2 \quad (2-10)$$

und

$$b_1 = k_3 b_2 + b_3 \quad (2-11)$$

bestimmt werden. Aus Gl. 2-10 folgt direkt k_3 mit

$$k_3 = \frac{k_1}{k_2} \quad (2-12)$$

Der Anstieg k_1 berechnet sich für eine lineare Funktion gemäß

$$k_1 = \frac{y_{1,2} - y_{1,1}}{x_2 - x_1} \quad (2-13)$$

analog folgt für k_2 :

$$k_2 = \frac{y_{2,2} - y_{2,1}}{x_2 - x_1} \quad (2-14)$$

Somit folgt aus Gleichung 2-12 mit Gl. 2-13 und Gl. 2-14 der gesuchte Anstieg k_3 der Ausgleichsfunktion:

$$k_3 = \frac{y_{1,2} - y_{1,1}}{y_{2,2} - y_{2,1}} \quad (2-15)$$

Aus Gl. 2-11 und Gl. 2-12 folgt für die Verschiebungskonstante b_3 der Ausgleichsfunktion:

$$b_3 = b_1 - \frac{k_1}{k_2} \cdot b_2 \quad (2-16)$$

Für die Verschiebungskonstante b_1 folgt für eine lineare Funktion:

$$b_1 = y_{1,1} - \frac{y_{1,2} - y_{1,1}}{x_2 - x_1} \cdot x_1 \quad (2-17)$$

Die Funktionstupel $y_{1,1}$, $y_{2,1}$ und $y_{1,2}$, $y_{2,2}$ werden an zwei definierten Werten für x_1 und für x_2 betrachtet. Der Einfachheit halber sollen sie zu $x_1 = 1$ und $x_2 = 2$ gesetzt werden. Mit dieser Annahme kann die Verschiebungskonstante b_1 zu

$$b_1 = 2y_{1,1} - y_{1,2} \quad (2-18)$$

bestimmt werden. Für b_2 folgt dann analog gemäß

$$b_2 = y_{2,1} - \frac{y_{2,2} - y_{2,1}}{x_2 - x_1} \cdot x_1 \quad (2-19)$$

$$b_2 = 2y_{2,1} - y_{2,2} \quad (2-20)$$

Die Koeffizienten k_3 und b_3 konnten mit der soeben gezeigten analytischen Berechnung zu $k_3 = 5,951 \cdot 10^{-4}$ und $b_3 = -160,96$ bestimmt werden. Zusammen mit dieser Ausgleichsfunktion konnten vier in Abbildung 2-28 gezeigte Druckprofile an der CTD-Sonde

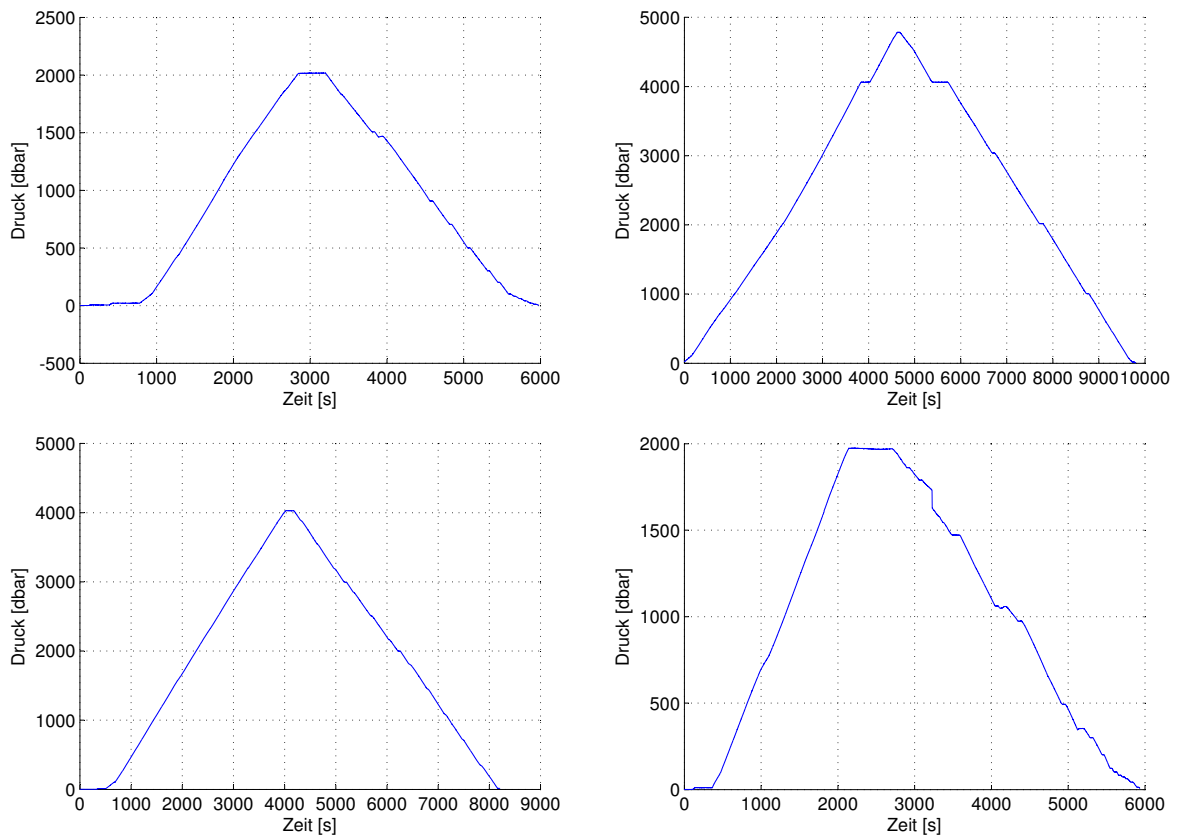


Abb. 2-28 Auf der Forschungsreise P383 aufgenommene Druckprofile

aufgenommen werden. Die maximale Tiefe betrug hierbei 4690 m. Bei keiner der Messungen zeigte der druckneutrale Drucksensor Ausfallerscheinungen, die auf eine Fehlfunktion unter dem hohen Umgebungsdruck hinweisen würden. Ein nachweislicher Einfluss der Umgebungstemperaturen konnte ebenfalls nicht festgestellt werden. In Abbildung 2-29 ist deutlich der Nachlauf der Innentemperatur des druckneutralen Drucksensors im Vergleich zur CTD-Sonde zu erkennen. Auch die geringen Wassertemperaturen von unter 3 °C hatten keinen Einfluss auf die Messwerte. Dabei ist allerdings zu bedenken, dass der Temperaturgradient relativ klein ist und der Sensor somit genügend Zeit hat, den Temperatureinfluss zu kompensieren. Um eine Aussage über die Güte der Ausgleichsfunktion treffen zu können, wurden die mittleren quadratischen Fehler bestimmt.

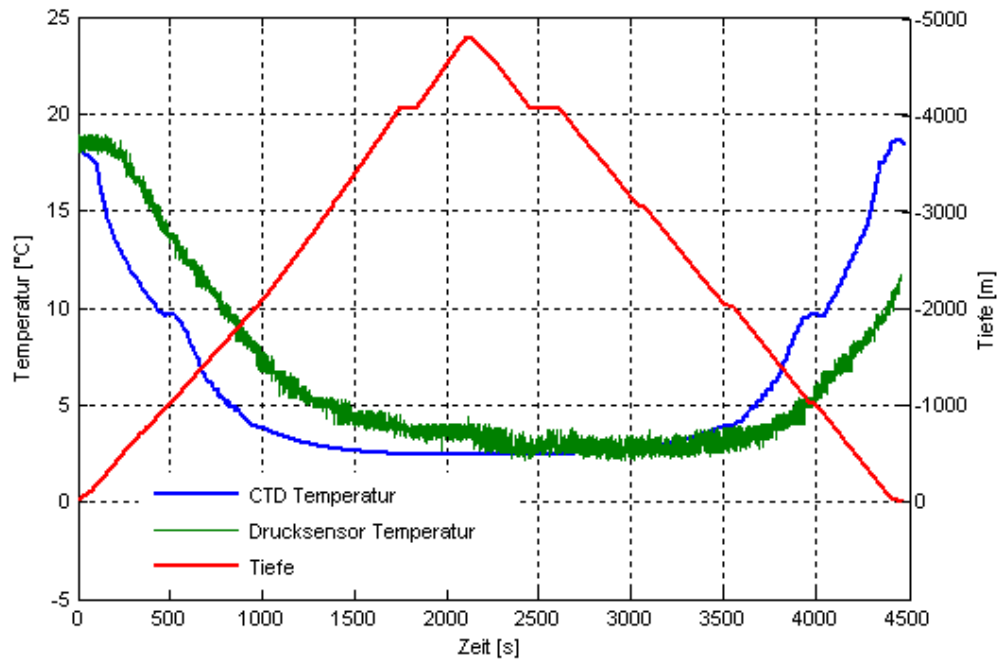


Abb. 2-29 Temperaturverhalten des druckneutralen Drucksensors in der Tiefe

Die Fehlerquadratsumme q lässt sich nach

$$q = \sum_{i=1}^n (x_i - y_i)^2 \quad (2-21)$$

bestimmen. Das Quadrieren der Differenzen $(x_i - y_i)$ ist nötig, um zu verhindern, dass sich positive und negative Fehler aufheben und somit nicht alle Fehler erfasst werden. Für die lineare Ausgleichsfunktion

$$P(\text{ADC}_{\text{Wert}}) = 5,951 \cdot 10^{-4} \text{ADC}_{\text{Wert}} - 160,96 \quad (2-22)$$

konnte ein maximaler quadratischer Fehler q bezogen auf die Messwerte der CTD-Sonde von 1,85 dbar bestimmt werden. Dies bedeutet einen quadratischen Fehler von 0,031 % bezogen auf den gesamten Messbereich von 6000 dbar. Der maximale Fehler im Vergleich zur CTD-Sonde betrug hierbei 2,1 dbar.

2.10.3 Umrechnung des hydrostatischen Drucks in die Tiefe

Die Umrechnung des hydrostatischen Druckes in eine entsprechende Tiefe ist durch die Komplexität des Ozeanwassers nicht trivial und soll deshalb in dem folgenden Kapitel

ausführlich beschrieben werden. Um eine Umrechnung durchzuführen, ist ein Computerprogramm in dem Aufzeichnungssystem für die Messwerte oder eine spätere manuelle Umrechnung nötig. Zwar wäre es auch möglich, ein entsprechenden Programm im Mikrocontroller des Drucksensors abzuarbeiten, jedoch ist die Übergabe der dazu nötigen Parameter nicht immer gegeben.

Durch Integration der hydrostatischen Grundgleichung

$$\frac{dp}{dz} = \rho g \quad (2-23)$$

zu

$$\int_0^z g \, dz = \int_0^p \frac{1}{\rho} dp \quad (2-24)$$

kann die Wassertiefe über den hydrostatischen Druck p berechnet werden, wobei z die Tiefe in Metern angibt. Der Druck p wird der Einfachheit halber in decibar angegeben. Nach Saunders [Sau81] werden weitere Parameter in die Berechnung der Wassertiefe mit einbezogen. So wird die Erdbeschleunigung g nicht als konstant angenommen, sondern abhängig von der geographischen Breite berechnet. Der Korrekturwert der Erdbeschleunigung g berechnet sich nach [Sau81] gemäß

$$g = g_s + \gamma z \quad (2-25)$$

Dabei ist g_s die Erdbeschleunigung auf Höhe des Meeresspiegels und wird nach [Sau76] durch

$$g(\phi) = 9,780318 (1,0 + 5,2788 \cdot 10^{-3} \sin^2 \phi + 2,36 \cdot 10^{-5} \sin^4 \phi) \quad (2-26)$$

bestimmt. ϕ gibt hierbei die geographische Breite in Grad an. Der Wert γ in Gl. 2-25 beschreibt den Korrekturwert, mit dem die Erdbeschleunigung mit zunehmenden Druck und somit der Tiefe zunimmt. Er ist durch $2,226 \cdot 10^{-6} \text{ s}^{-2}$ gegeben. Durch Einsetzen in Gleichung 2-24 folgt mit Gl. 2-25:

$$(g_s + \frac{1}{2} \gamma z) z = \int_0^p \frac{1}{\rho} dp \quad (2-27)$$

Durch Ersetzen von z durch p im Term $\gamma z \approx \gamma' p$ der Gleichung 2-27 mit $\gamma' = 2,226 \cdot 10^{-6} \text{ dbar}^{-1} \text{ m s}^{-2}$ und $\frac{1}{\rho} = v$ folgt

$$z = \int_0^p v \, dp / (g_s + \gamma' p) \quad (2-28)$$

Mit Hilfe dieser Gleichung und Informationen über das spezifische Volumen v des Wassers in der zu vermessenen Wassersäule lässt sich die Tiefe aus dem gemessenen hydrostatischen Druck berechnen.

Jedoch ist wie zuvor erwähnt die Dichte des Wasser nicht genau 1.000 kg/m^3 , sondern variiert um bis zu 7 % [Fof91], [Fof83]. Nach [Sau81] wird das spezifische Volumen v nach

$$v = v(S = 35, T = 0, p) + \delta \quad (2-29)$$

bestimmt. δ ist hierbei die spezifische Volumenanomalie des Wassers. $v(S=35, T=0, p)$ beschreibt dabei das spezifische Volumen des Standard-Ozeans bei einer Salinität S von 35 und einer Temperatur von 0°C . Folglich kann das Integral in der Gleichung 2-28 durch

$$\int_0^p v \, dp = \int_0^p v(35, 0, p) dp + \int_0^p \delta \, dp \quad (2-30)$$

ausgedrückt werden. Der Salzgehalt S kann von 0 an Flussmündungen bis 40 im Roten Meer variieren. Jedoch weisen 90 % der Ozeane eine Salinität von 34 bis 35 auf. δ beschreibt die Dichteanomalie des Wassers.

In der Ozeanographie ist es enorm wichtig, den Zusammenhang zwischen der Dichte des Meerwassers, des Salzgehalts, der Temperatur und des Druckes zu kennen. 1980 wurde aus allen bis dahin gesammelten Informationen eine entsprechende Gleichung entwickelt. Die *Unesco Equation of State of Seawater* kurz: EOS80 beschreibt genau diesen Zusammenhang in einer Gleichung [EOS80]. Saunders benutzt ebenfalls diese Gleichung, um das spezifische Volumen für den entsprechenden Druck zu berechnen. Die EOS80 gibt für den Standard-Ozean folgenden Ausdruck:

$$v(35, 0, p) = v(35, 0, 0) \left(1 - \frac{p}{K + Ap + Bp^2} \right) \quad (2-31)$$

Das spezifische Volumen bei atmosphärischen Druck $v(35, 0, 0)$, beträgt $0,972662 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ kg}^{-1}$. Das Kompressionsmodul K beträgt hierbei $21.582,27 \text{ bar}$. Der lineare Druckkoeffizient A beträgt $3,35941$ und der quadratische Koeffizient B entsprechend $0,503217 \cdot 10^{-4} \text{ bar}^{-1}$. Die Integration der Gleichung 2-28 mit dem durch die EOS80 bestimmten spezifischen Volumen führt zu

$$(g_s + \gamma' p) z_s = v(35, 0, 0) \left[p - \frac{1}{2B} \ln \left(\frac{K + Ap + Bp^2}{K} \right) + \frac{A}{2BR} \ln \left(\frac{1 + \left(\frac{2B}{A-R} \right) p}{1 + \left(\frac{2B}{A+R} \right) p} \right) \right] \quad (2-32)$$

wobei $R = \sqrt{A^2 - 4BK}$ ist. Um die Tiefe z_s in Meter zu erhalten, muss bei dieser Gleichung das Ergebnis mit 10^5 multipliziert werden, wenn mit bar als Druckeinheit gerechnet wird.

Das Integral

$$\int_0^p \delta \, dp = \Delta D \quad (2-33)$$

beschreibt das Geopotenzial ΔD . Es lässt sich weiter vereinfachen durch das Einfügen der Konstanten $g = 10 \, \text{m s}^{-2}$. Die so vereinfachte Form der Gleichung 2-33

$$\Delta D/g = \int_0^p \delta \, dp/g \quad (2-34)$$

beschreibt den physikalischen Zustand der Wassersäule unter einem entsprechenden Druck p . Die sich nach

$$\delta = v(S, T, p) - v(35, 0, p) \quad (2-35)$$

berechnende spezifische Volumen-anomalie führt zu sehr kleinen Werten. $\Delta D/g$ wird mit zunehmenden Druck größer und führt zu Werten je nach geographischer Region von -1,5 bis 2,5 m bei 1.000 dbar bis hin zu 0 bis 4 m bei 5.000 bar. Nach [Sau81] kann dieser Term unter bestimmten Voraussetzungen auch vernachlässigt werden, da er sehr kleine Werte liefert.

Die Gleichung 2-32 ist durch den zweifachen Logarithmus nicht trivial zu lösen. Eine Lösung mit Hilfe einer Reihenentwicklung führt nach [Sau81] zu

$$z_s = (1 - c_1)p - c_2 p^2 \quad (2-36)$$

Die Koeffizienten c_1 und c_2 werden mit $c_1 = (5,92 + 5,25 \sin^2 \phi) \cdot 10^{-3}$ bzw. $c_2 = 2,21 \cdot 10^{-6}$ bestimmt. Der hydrostatische Druck p (in dbar) kann mit dieser einfachen quadratischen Gleichung über Breitengrade von 0° bis 90° direkt in eine entsprechende Tiefe (in Metern) umgerechnet werden. Die Fehler betragen nach [Sau81] 0,25 m bei 1.000 dbar, $\pm 0,05$ m bei 3.000 dbar und $\pm 0,2$ m bei 6.000 dbar. Erst bei über 7.500 dbar wird der Fehler durch die Vereinfachung > 1 m.

Fofonoff und Millard beschreiben eine andere Vereinfachung der Gleichung 2-28 auf Basis der EOS80 [Fof83]. Demnach wird das Integral des spezifischen Volumens

$$\int_0^p v(35, 0, p) \, dp \quad (2-37)$$

durch ein Polynom vierten Grades approximiert. Für die Gleichung zur Berechnung der Tiefe folgt dann

$$z = \frac{C_1 p + C_2 p^2 + C_3 p^3 + C_4 p^4}{g(\phi) + \gamma' p} + \frac{\Delta D}{9,8} \quad (2-38)$$

Wobei der Korrekturwert γ' bei Fofonoff und Millard im Gegensatz zu Saunders $\gamma' = 2,184 \cdot 10^{-6}$ beträgt. Der Korrektur für die Erdbeschleunigung $g(\phi)$ wird analog zu [Sau81] mit

$$g(\phi) = 9,780318 (1,0 + 5,2788 \cdot 10^{-3} \sin^2 \phi + 2,36 \cdot 10^{-5} \sin^4 \phi) \quad (2-39)$$

berechnet. Die Koeffizienten C_1 bis C_4 sind wie folgt definiert

$$C_1 = 9,72659$$

$$C_2 = -2,2512 \cdot 10^{-5}$$

$$C_3 = 2,279 \cdot 10^{-10}$$

$$C_4 = -1,82 \cdot 10^{-15}$$

Auch mit dieser Gleichung lässt sich mit einem gegebenen hydrostatischen Druck p in dbar und einem Breitengrad ϕ (in Grad), eine Tiefe z (in Metern) berechnen. Die Gleichung 2-38 ist bis heute gültig und wird beispielsweise auch bei der Berechnung der Tiefe für CTD-Sonden genutzt.

Zwar ist es möglich, für geringe Tiefen < 1.000 m eine lineare Umrechnung zu nutzen [Han95], bei der die Änderung des spezifischen Volumens über den Breitengrad ver-

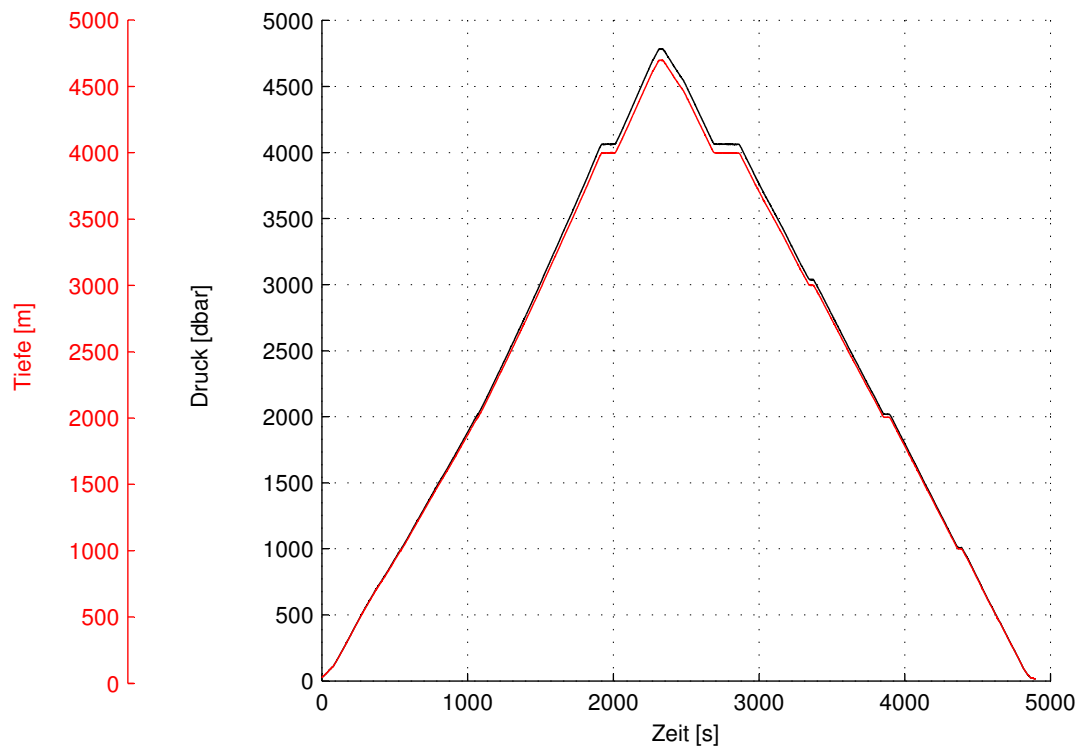


Abb. 2-30 Vergleich von Druck- und Tiefenprofil nach [Fof83]

nachlässigt, sowie eine konstante Erdbeschleunigung angenommen wird. Jedoch führt dies bei großen Tiefen zu erheblichen Fehlern. Solche linearen Zusammenhänge werden hauptsächlich für XBT-Sonden (englisch für Expendable Bathythermograph) verwendet. Die Einweg-XBT-Sonden werden für Aufnahmen von Temperaturprofilen über geringe Tiefen genutzt. Dazu wird die Sonde, die über einen Temperatursensor verfügt, über Bord eines fahrenden Schiffes geworfen und sinkt in erster Näherung mit konstanter Fallgeschwindigkeit bis der Doppeldraht zum Messschreiber abgspult ist und reißt. Die Tiefe kann als Funktion der Zeit durch die konstante Fallgeschwindigkeit bestimmt werden. XBT-Sonden ermöglichen ein zeitsparendes Erstellen von Temperaturprofilen, weil dafür das Schiff nicht aufgestoppt werden muss, wie es bei einer CTD-Messung nötig ist. Für alle Druckprofile, die mit dem druckneutralen Drucksensor aufgenommen wurden, ist die Umrechnung mit einem MATLAB-Programm durchgeführt worden. Abbildung 2-30 zeigt als Beispiel die aus der Umrechnung resultierende Tiefe. Zu erkennen ist hierbei der sehr kleine Unterschied zwischen dem Druck- und dem Tiefenprofil.

2.11 Zusammenfassung und Ausblick

Drucksensoren sind in der Messtechnik unabdingbar. Insbesondere in der Meerestechnik sind die Anforderungen an die Sensoren außerordentlich hoch. Die Messung des hydrostatischen Drucks bei einer möglichst großen Genauigkeit und Stabilität stellt eine besondere Anforderung an solche Sensoren. Der zu messende Druck übersteigt nicht selten 500 bar. Da die hydrostatische Druckmessung zumeist für die Bestimmung der Wassertiefe, in der sich das Messgerät befindet, genutzt wird, ist eine Umrechnung in die Tiefe nötig. Um eine Tiefenmessung auf einen Meter genau zu erreichen, muss der Drucksensor mindestens auf 0,1 bar genau messen. Auch die Anforderungen an die Stabilität des Sensors sind immens. Temperaturänderungen von bis zu 30 °C an der Oberfläche und bis 2 °C in der Tiefsee dürfen die Messergebnisse des Sensors nicht beeinträchtigen. Bei Drucksensoren, die in großen Tiefen > 1.000 m eingesetzt werden, war bis jetzt immer ein teures Druckgehäuse nötig, um die empfindliche Elektronik vor dem Umgebungsdruck zu schützen.

Mit dieser Arbeit konnte gezeigt werden, dass es möglich ist, Drucksensoren in druckneutraler Bauweise zu realisieren, womit das kostenintensive Druckgehäuse entfällt. Die druckneutrale Bauweise eines solchen Drucksensors senkt wesentlich die Herstellungskosten und macht ihn zudem leichter und weniger stör anfällig, da beispielsweise keine Dichtungen vorhanden sind. Bei der Herstellung des Sensors konnte auf Grund der druckneutralen Bauweise auf Kunststoffe zurückgegriffen werden, die wesentlich leichter und vor allem günstiger in der Anschaffung und Bearbeitung sind. Probleme wie Korrosionsbeständigkeit, wie sie bei Metallen, die mit Seewasser in Kontakt kommen, stellten sich

hierbei nicht.

Für die Messung des hydrostatischen Drucks wurde auf Technologien zurückgegriffen, die dem heutigen Stand der Technik entsprechen. Die Möglichkeiten, einen Druck in ein elektrisches Signal zu wandeln sind vielfältig und zeichnen sich je nach Anwendungsgebiet durch ihre Vor- und Nachteile aus. Da der Druckaufnehmer das einzige Bauteil des druckneutralen Drucksensors ist, das nicht durch einen druckneutralen Verguss geschützt wird, sind Problemstellungen wie beispielsweise Korrosionsbeständigkeit gegenüber Seewasser zu lösen. Um den Entwicklungsaufwand sowie die Herstellungskosten des Drucksensors nicht unnötig in die Höhe zu treiben, wurde für die Druckaufnahme ein kommerzielles Produkt verwendet. Der Druckaufnehmer der Firma Keller AG erwies sich durch den korrosionsbeständigen Aufbau des Druckaufnehmers und der druckneutral modifizierbaren Messelektronik als besonders geeignet. Der piezoresistive Druckaufnehmer ist dabei in einer Öl gefüllten Metallkapsel integriert. Die Messelektronik wurde so modifiziert, dass sie einen hydrostatischen Druck von 600 bar standhält.

Um dem Benutzer des Sensors eine möglichst komfortable Schnittstelle zu bieten, wurde der Drucksensor mit einem Mikrocontroller ausgestattet, der es ermöglicht, das Messergebnis weiter aufzubereiten. Ein 24 Bit Analog - Digital - Wandler formt die Ausgangsspannung der Messelektronik in digitale Signale um, die dann wiederum von dem Mikrocontroller verarbeitet werden können. Eine serielle RS232 Schnittstelle erlaubt es dem Benutzer, die Messwerte direkt aufzunehmen und Einstellungen am Sensor vorzunehmen. Die Programmierschnittstelle des Mikrocontrollers wurde ebenfalls über einen Unterwassersteckverbinder nach außen geführt und ermöglicht es, so Programmänderungen auch nach dem druckneutralen Verguss vorzunehmen.

Der so entstandene druckneutrale Drucksensor wurde, bevor er in den Einsatz kam, in ei-

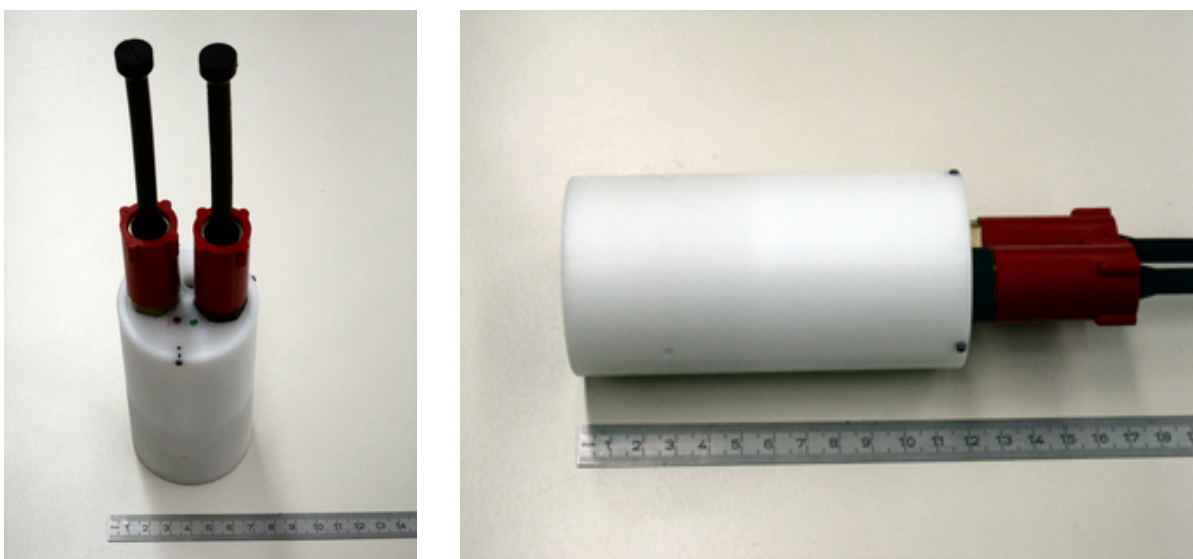


Abb. 2-31 Fertig montierter druckneutraler Drucksensor

nem Drucktank bis 600 bar getestet. Diese Tests verliefen sehr positiv, so dass der Sensor an einer CTD-Sonde in der Tiefsee bis 4.600 m zum Einsatz kam. Dabei zeigte sich, dass der Sensor nach einer vorangegangenen Kalibrierung eine Genauigkeit von 0,035 % über den gesamten Messbereich aufweist und sehr gut mit dem wesentlich teureren Drucksensor in der CTD-Sonde korrespondierte. Mit dieser Genauigkeit lässt sich die Tiefe auf 2 m genau bestimmen. Einflüsse der Temperatur auf die Messwerte konnten nicht festgestellt werden.

Die Umrechnung des Drucks in eine Tiefe erfolgte nach Fofonoff und Millard [Fof83]. Diese Umrechnung muss auf dem Mess-PC, der die Informationen des Drucksensors aufnimmt, erfolgen. Der druckneutrale Drucksensor verfügt über einen integrierten Mikrocontroller der eine Vielzahl von Informationen liefert, aber nicht die Umrechnung des Druckes direkt in eine Tiefe ermöglicht. In einer späteren Softwarerevision könnte dem Benutzer die Möglichkeit gegeben werden, den Breitengrad, der für die Umrechnung in eine Tiefe nötig ist, über die Benutzerschnittstelle einzugeben und somit direkt eine Tiefe durch den Drucksensor zu ermitteln.

Die Herstellungskosten für den hier vorgestellten Sensor betragen weniger als 600 Euro. Mit einem Durchmesser von 60 mm und einer Länge von 175 mm (inklusive Unterwassersteckverbinder) und einer Verdrängung von 0,28 l bei einem Gesamtgewicht von 0,48 kg stellt dieser Sensor ein kleines und zu dem kostengünstiges Messinstrument dar, das für zahlreiche Anwendungen in der Meerestechnik geeignet ist. Miniaturisierungsmöglichkeiten bieten sich beispielsweise, wenn der Sensor nicht über einen Mikrocontroller verfügen muss. Für viele Anwendungen reicht eine analoge Ausgangsspannung aus. Das Volumen des Sensors würde sich dabei um ein Drittel verringern. Der druckneutrale Drucksensor

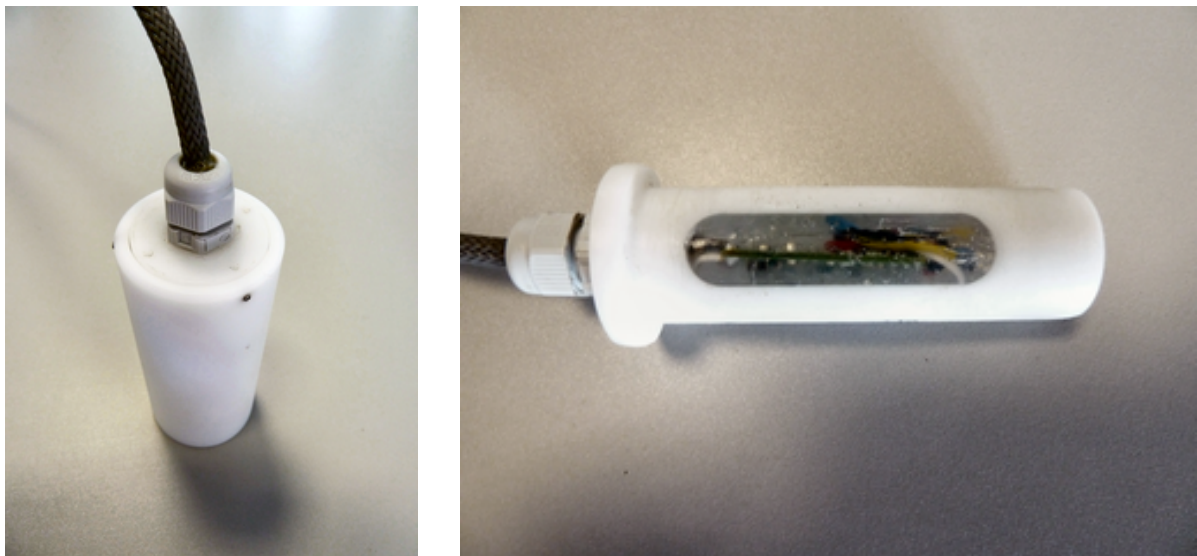


Abb. 2-32 Druckneutraler Drucksensor wie er im ROV der Firma Enitech bis 5.200 m eingesetzt wird

kann so in vielen Anwendungsbereichen, beispielsweise als Altimeter in Unterwasserfahrzeugen, als Druckaufnehmer in meeresstechnischen Messsonden oder stationär zum Messen des Meeresspiegel eingesetzt werden. Eine Version des Drucksensors ohne Mikrocontroller (siehe Abbildung 2-32) ist bei der Firma Enitech in einem ROV bis zu einer Einsatztiefe von 5.200 m erfolgreich im Einsatz und soll nach dem Abschluss der Feldtests 2010 als Produkt auf den Markt gebracht werden.

3 Druckneutraler Winkelsensor

Neben verschiedenen Navigationssensoren sind in einem Unterwasserfahrzeug auch Sensoren zu linearen oder rotatorischen Positionsbestimmung nötig. Bei der Gestaltung von Sensorsystemen kommen die Vorteile der druckneutralen Technologie wesentlich zum Tragen. Dabei werden, anlehnend an diese Technologie, nur die Messprinzipien angewendet, die es erlauben, beispielsweise auf gedichtete Wellendurchführungen zu verzichten. Bei der Entwicklung solcher Sensorsysteme sind Fragestellungen wie Messstabilität bei hohen Drücken sowie niedrigen Temperaturen zu klären. Weiterhin müssen die Sensoren mit den im Fahrzeug herrschenden Versorgungsspannungen und Kommunikationsprotokollen arbeiten können. Ein Anwendungsfall für einen druckneutralen Sensor besteht in der Messung von Winkeln an Wellen. In der Versuchsplattform DNS Pegel arbeiten die Ruderstellmodule mit einem Winkelsensor in einem geschlossenen Regelkreis. Für diese Anwendung wurde ein druckneutraler Winkelsensor entwickelt.

3.1 Anforderungen und Randbedingungen

Die Anforderungen und Randbedingungen werden durch den Einsatz der Sensoren in der Versuchsplattform DNS Pegel definiert. Die Realisierung eines druckneutralen Aufbaus muss höchste Priorität haben. Dies bedeutet, dass die Kapselung dieser Sensoren nur durch einen Verguss realisiert werden soll. Das angewendete Messprinzip muss möglichst berührungslos sein, um die Anzahl mechanischer Teile so gering wie möglich zu halten. Des Weiteren sollte der Winkelsensor kleine Abmaße aufweisen, um an den Rudern oder den Ruderstellmodulen montiert werden zu können. Der Aufbau muss ebenso korrosionsbeständig wie mechanisch robust sein. Um die Modularität beizubehalten, sollten der Sensor und die für die Messung nötige Peripherie nur in sehr geringem Maße in das Ruder beziehungsweise Rudermodul integriert werden müssen. Somit ist ein einfaches Austauschen bei Fehlfunktionen oder Wartung möglich.

Die Ruderanlage ist so konzipiert, dass die Ruderausschläge $\pm 30^\circ$ nicht überschreiten. Der Winkelsensor soll, um einen hinreichend genauen Regelalgorithmus implementieren zu können, ein Auflösungsvermögen kleiner als $0,1^\circ$ aufweisen. Ein analoges Ausgangssignal ist zu bevorzugen, um die Option der Einbindung des Sensors entweder an eine SPS oder den Rudermodullsteller über einen einfachen ADC zu realisieren. Bei einer digitalen Schnittstelle sind hingegen die Optionen durch festgelegte Protokolle sehr eingeschränkt. Der Messbereich, der erfasst werden muss, ist durch den eingeschränkten Ruderwinkel vorgegeben und nicht größer als 90° .

3.2 Konzept

Für den Aufbau eines druckneutralen Winkelsensors sind eine Vielzahl von Messverfahren denkbar. Wie zuvor erwähnt, ist ein berührungsloses Messverfahren gefordert. Aus diesem Grund ist eine Winkelmessung über ein Präzisionspotentiometer nicht geeignet. Ein im Seewasser offen arbeitendes Potentiometer würde dem Seewasser nicht lange standhalten. Zwar könnte man das Potentiometer in einem geschlossenen Ölbad arbeiten lassen, was aber nicht der Philosophie der druckneutralen Systeme entspricht, bei der elektronische Bauteile möglichst in einer elastischen Vergussmasse eingebettet werden und mechanische Baugruppen seewasserbeständig ausgelegt sind. Würde das Potentiometer in einem Ölbad laufen, so müsste die Welle gegenüber dem Seewasser abgedichtet werden. Diese Dichtungen können im Laufe der Zeit altern oder einreißen und somit undicht werden. Eindringendes Seewasser würde die Messwerte verfälschen und im schlimmsten Fall ein Manövrieren des Fahrzeugs unmöglich machen, was mit einer sehr hohen Wahrscheinlichkeit zum Verlust des selbigen führen würde. Ein berührungsloses Messverfahren ist also eine Voraussetzung für einen druckneutralen Entwurf des Winkelsensors. Als weitere Messverfahren sind optische, induktive und magnetische Verfahren zur Winkelmessung geeignet. Im Folgenden sollen diese Messverfahren näher erläutert und auf ihre Eignung in einem druckneutralen Winkelsensor hin untersucht werden.

Die optische Winkelmessung mit Hilfe von Inkrementalgebern (IGR) basiert zumeist auf dem optischen Auslesen von so genannten Encoderscheiben (siehe Abbildung 3-1). Diese aus dünnem Blech oder auch Glas hergestellten Scheiben unterbrechen bei der Rotation um einen bestimmten Winkel einen Lichtstrahl [Wal85]. Dabei kann es sich um eine Unterbrechung eines reflektiven oder auch transmissiven Lichtstrahls handeln. Die reflektive Unterbrechung wird durch Elemente erzeugt, die entweder den Lichtstrahl reflektieren oder absorbieren. Bei einer transmissiven Unterbrechung wird hingegen der Lichtstrahl durch einen Schlitz hindurch gelassen oder absorbiert.

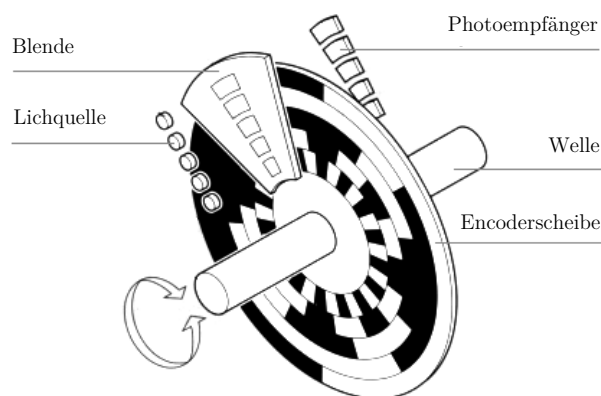


Abb. 3-1 Optisch inkrementeller Drehgeber nach [Tam09]

Die Messung eines Winkels mittels einer Encoderscheibe ist zwar eine berührungslose optische Messung, jedoch handelt es sich um ein inkrementales Messverfahren. Die Auflösung des Sensors ist also direkt abhängig von der Anzahl der auf der Encoderscheibe aufgetragenen Inkremente. Für eine hinreichende Auflösung des Sensors ($0,1^\circ$), muss die Encoderscheibe mehr als 600 Inkremente auf 60° aufweisen. Für eine absolute Winkelmessung ist zusätzlich eine weitere phasenverschobene Codierung auf der Encoderscheibe nötig, die es ermöglicht, die Drehrichtung zu erkennen. Der bei Encoderscheiben auftretende Bitfehler ist ein weiterer Nachteil, der einen inkrementalen Sensor als eine nicht optimale Lösung darstellt. Um aber eine möglichst hohe Auflösung des angestrebten druckneutralen Winkelsensors zu erzielen, soll daher eine analoge Messung vorgezogen werden. Da die Encoderscheibe weiterhin beim druckneutralen Aufbau dem Seewasser ausgesetzt wird, ist es fraglich, ob die Inkremente, bedingt durch Bewuchs und die Korrosion, ihrer Funktion über längere Zeit nachkommen können. Die Lichtquelle bzw. der Empfänger stellen hingegen weniger ein Problem dar.

Ein induktiver Winkelsensor, der analog arbeitet, bietet gegenüber einem optischen inkrementalen Sensor hinsichtlich der Auflösung und dem druckneutralen Aufbau Vorteile (siehe Abbildung 3-2). Mehrere Planarspulen, durch die ein Wechselstrom mit einer bestimmten Frequenz fließt, werden einer ferromagnetischen Sensorplatte parallel gegenüber angeordnet. Durch eine Winkeländerung der Sensorplatte wird auch die Fläche, die sich in der direkten Nähe der Spule befindet, vergrößert bzw. verkleinert. Dadurch wird die Induktivität der Spulen verändert, so dass eine Phasenverschiebung zwischen Ein- und Ausgangsspannung auftritt [Par06].

Um eine möglichst genaue Messung realisieren zu können, werden mehrere Spulen und Sensorplatten in einer Differenzschaltung angeordnet. Dieses Sensorsystem ist für einen druckneutralen Aufbau geeignet. Die Planarspulen könnten durch einen Verguss vor dem korrosiven Seewasser geschützt werden. Ebenso ist es möglich, die ferromagnetische Sen-



Abb. 3-2 Beispiel eines induktiven Drehgebers [Pew09]

sorplatte durch eine Beschichtung aus Kunststoff vor Korrosion zu schützen. Die Brückenschaltung der Planarspulen benötigt allerdings einen Wechselstrom mit einer bestimmten Frequenz, der durch eine externe Schaltung erzeugt werden muss. Weiterhin liefert der Sensor keine winkelproportionale Spannung, sondern nur eine Phasenverschiebung. Um aus dieser ein analoges Ausgangssignal zu erzeugen, ist eine weitere externe Schaltung notwendig.

Ein weiteres Prinzip der berührungslosen Winkelmessung, welches sich für einen druckneutralen Aufbau eignet, ist das magnetische Messverfahren. Dazu wird die Rotation eines diametral magnetisierten Permanentmagneten durch magnetisch sensitive Elemente detektiert. Dabei kommen verschiedene Arten von Sensoren zum Einsatz. Im Folgenden sollen kurz die verschiedenen Technologien für die Magnetfeldmessung erläutert werden. Bei dem Hall-Effekt entsteht eine elektrische Hall-Spannung U_H an einer Probe der Dicke d , durch die ein Strom I fließt und eine dazu senkrecht vorliegende magnetische Flussdichte B anliegt. Die Probe muss, um einen signifikanten Effekt zu erzielen, länger als breit sein, also $l \gg b$. Die Hall-Spannung U_H berechnet sich dann nach

$$U_H = \frac{A_H}{d} IB \quad (3-1)$$

Durch die magnetische Induktion B wird der durch die Probe fließende Strom I infolge der Lorentzkraft abgelenkt [Mic05]. Die Hall-Spannung ist also abhängig von der Stromstärke I und der magnetischen Induktion sowie dem Hall-Koeffizienten A_H und der Dicke der Probe d . In Abbildung 3-3 sind die Zusammenhänge zwischen I , B und U_H dargestellt. Für die messtechnische Nutzung des Hall-Effekts werden für so genannte Hall-Generatoren Materialien verwendet, die eine große Ladungsträgerbeweglichkeit sowie einen hohen Hall-Koeffizienten A_H und somit niedrige Ladungsträgerdichten aufweisen. Aus diesem Grund

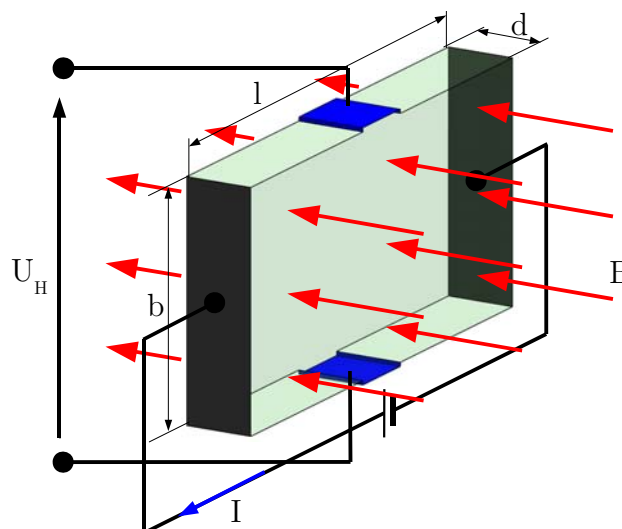


Abb. 3-3 Anordnung zur Messung einer Hallspannung U_H an einer Probe der Dicke d

finden nur Halbleitermaterialien, aber keine Metalle Anwendung.

Wie bei allen Halbleitern ist die Abhängigkeit der Temperatur auf die Ladungsträgerdichte zu beachten. Als Grundmaterialien für Hall-Generatoren sind Indiumantimonid (InSb), Indiumarsenit (InAs), Silizium (Si) und Galliumarsenit (GaAs) zu nennen [Hei04].

Der zuvor erwähnte Gauß-Effekt zählt zu den magnetoresistiven Effekten. Er tritt auf, wenn die Probe um ein Vielfaches breiter als lang ist ($l \ll b$). Durch den Einfluss der magnetischen Induktion B werden durch die Lorentz-Kraft, die Ladungsträger abgelenkt. Da die Probe aber viel breiter ist, kann sich kein Hall-Feld aufbauen. Die Stromdichtevektoren werden um den Hall-Winkel abgelenkt, wodurch der Strom einen längeren Weg durch den Leiter nehmen muss, was wiederum einer Widerstandserhöhung entspricht. Abbildung 3-4 zeigt die Wirkungsweise einer Probe unter dem Einfluss einer magnetischen Induktion B . Der Widerstand, der abhängig von der magnetischen Induktion ist, kann nach

$$R(B) = R_0 [1 + K_H(\mu_H B)^2] \quad (3-2)$$

bestimmt werden. Hierbei wird mit dem Geometriefaktor K_H der Einfluss der Geometrie der Probe durch l und b , berücksichtigt. Die Hall-Beweglichkeit μ_H wird durch das Material beeinflusst und muss separat bestimmt werden. Unter der Annahme eines nicht vom Magnetfeld abhängigen spezifischen elektrischen Widerstandes ρ_H berechnet sich der Widerstand der Probe ohne Vorhandensein einer magnetischen Induktion durch

$$R_0 = \rho_H \frac{l}{bd} \quad (3-3)$$

Mit dem Einsatz von Werkstoffen mit hoher Ladungsträgerbeweglichkeit wird eine hohe Empfindlichkeit erzielt. Daher werden wie bei Hallgeneratoren auch Halbleitermaterialien

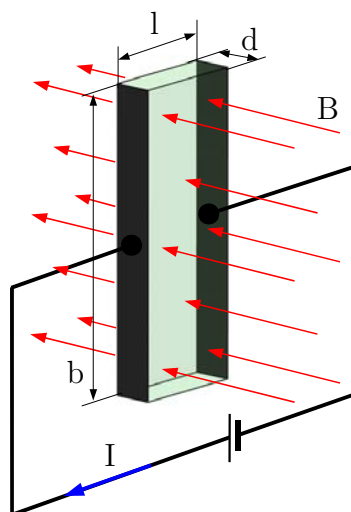


Abb. 3-4 Anordnung zur Messung der Widerstandsänderung in Folge des Gauß-Effekts

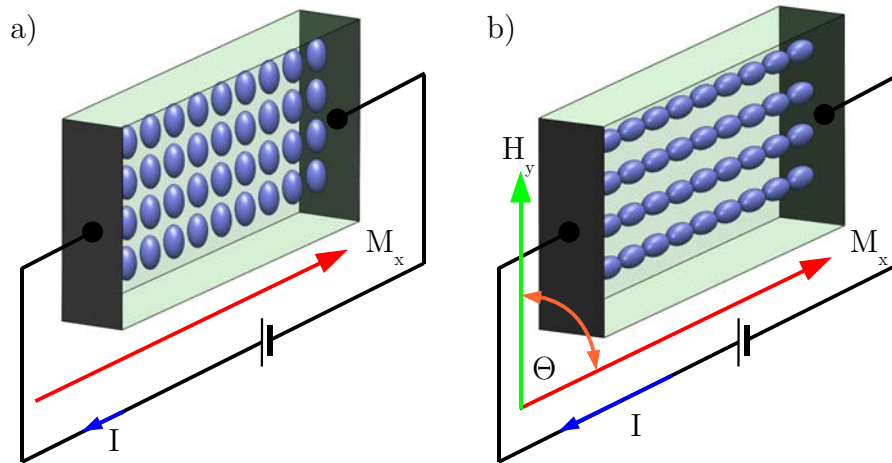


Abb. 3-5 Anordnung der ellipsoiden Elektronenwolken unter dem Einfluss der Magnetisierung M_x ohne äußeres Feld a. Durch die Verdrehung der Elektronenwolken um den Winkel θ unter einem äußeren Feld H_y verringert sich der elektrische Widerstand und der Strom steigt an b

verwendet. Der Gauß-Effekt wird messtechnisch in Feldplatten eingesetzt.

Ein weiterer physikalischer Effekt, der für die Messung eines Magnetfeldes herangezogen werden kann, ist der anisotrope magnetoresistive Effekt (AMR). Dieser Effekt tritt bei bestimmten ferromagnetischen Materialien unter Einfluss eines externen magnetischen Feldes auf. Eine Anisotropie des spezifischen elektrischen Widerstands ist allerdings Voraussetzung für die Funktionsweise [Hei04]. Bei der Anfertigung der magnetischen Schichten, erhalten diese eine Vorzugsrichtung. Ein quer dazu gerichtetes äußeres magnetisches Feld H_y verdreht die Richtung der Magnetisierung im Material, was eine Verringerung des elektrischen Widerstands zur Folge hat. Erklärt werden kann dieser Vorgang mit den durch die Magnetisierung zum Ellipsoid deformierten Elektronenwolken um die Atomkerne wie in Abbildung 3-5 b gezeigt. Durch den Einfluss eines äußeren magnetischen Feldes quer zur Stromrichtung werden die ellipsoiden Elektronenwolken mitgedreht, so dass es für einen freien Ladungsträger energetisch einfacher ist, durch den Leiter zu springen (siehe Abbildung 3-5). Aus dem Zusammenhang

$$\frac{\Delta R}{R} = \cos^2 \theta \quad (3-4)$$

erschließt sich, dass für $\theta = \pm 90^\circ$ die Änderung des Widerstandes ΔR gleich ist. Daraus folgt wiederum, dass eine Erkennung der Richtung des magnetischen Feldes nicht möglich ist. Weiterhin ist der Verlauf der Kennlinie um $\theta = \pm 90^\circ$ wie in Abbildung 3-6 gezeigt, stark nichtlinear. Eine Linearisierung kann jedoch durch eine Drehung der Stromrichtung zur Magnetisierung M_x um 45° erzielt werden. Dafür werden um 45° zur Magnetisierungsrichtung verlaufende Metallelektroden, so genannte Barbpole, auf das Material aufge-

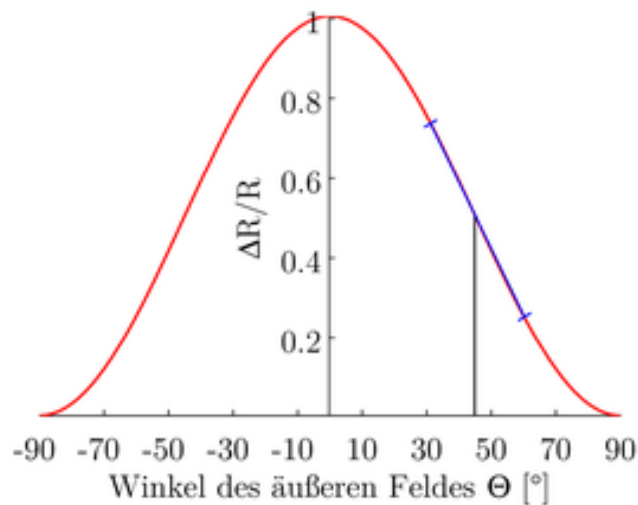


Abb. 3-6 Kennlinie eines AMR-Sensors. In blau der lineare Kennlinienbereich, in dem ein mit Barberpolen versehene Sensor arbeitet.

bracht. Bei dem Einwirken eines äußeren magnetischen Feldes arbeitet der Sensor nun in dem linearen Bereich der Kennlinie. Weiterhin ist durch die Eindeutigkeit des Kennlinienverlaufs jetzt auch eine Richtungserkennung möglich. Zur Erhöhung der Empfindlichkeit werden mehrere Proben zu einer Brücke zusammen geschaltet (siehe Abbildung 3-6). Als Werkstoff wird beispielsweise eine Nickeleisenlegierung (Ni81Fe19 Permalloy) verwendet. AMR-Sensoren sind 100-fach empfindlicher als Hall-Sensoren und eignen sich daher auch zur Messung kleiner magnetischer Felder.

Die Messung eines Winkels mittels magnetischen Sensoren ist besonders für einen druckneutralen Aufbau geeignet, da der Permanentmagnet das einzige bewegte Teil in einem solchen Aufbau darstellt. Um die Empfindlichkeit der Sensoren zu erhöhen, soll als Permanentmagnetwerkstoff Neodymeisenbor (NdFeB) benutzt werden. Permanentmagnete aus NdFeB besitzen im Gegensatz zu herkömmlichen Ferritmagneten höhere Koerzitivfeldstärken von bis zu 900 kA/m. Ferritmagnete erreichen hingegen nur 270 kA/m. Diese Permanentmagnete sind sehr korrosionsanfällig. Daher muss akribisch darauf geachtet werden, dass der Magnet vor dem korrosiv wirkenden Seewasser durch einen isolierenden Verguss geschützt wird. Eine diametrale Magnetisierung des Permanentmagneten ist nötig, um eine Änderung des Magnetfeldes abhängig vom Rotationswinkel zu erreichen. Der Sensor selber kann je nach Baugröße und Komplexität der Schaltung problemlos druckneutral vergossen werden. Ein Messaufbau mit magnetischen Sensoren führt zu einem sehr kleinen Aufbau, so dass eine platzsparende Integration in die Ruderanlage ohne Weiteres möglich ist. Viele der zuvor gezeigten Sensoren wie Hall- MR- und AMR-Sensoren sind als Integrierte Schaltungen (IC) kommerziell erhältlich. Ein Aufbau mit ICs hat einen enormen Fertigungsvorteil, da die Sensoren nicht extra gebondet werden müssen. Ein druckneutraler Aufbau mit drahtgebondeten Komponenten kann Probleme

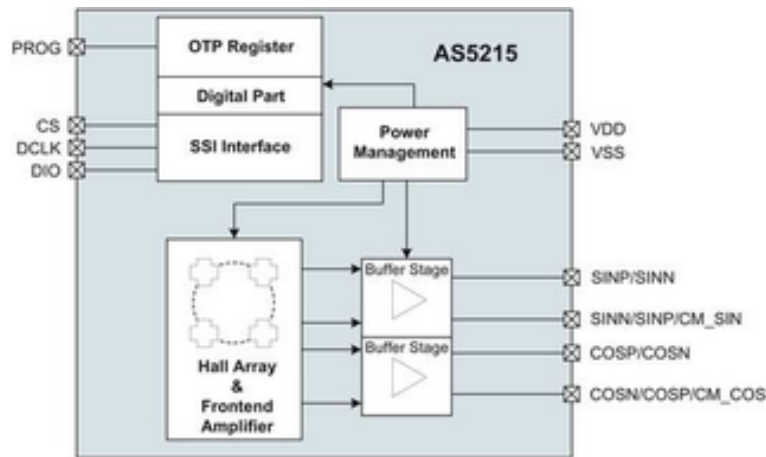


Abb. 3-7 Blockdiagramm des AS5215 [Asm01]

in einem druckneutralen Verguss verursachen. Eine Beanspruchung der elastischen Vergussmasse durch den hydrostatischen Druck kann zu Deformationen des Vergusses führen, so dass die Bonddrähte abreißen. Daher sollen integrierte Schaltungen verwendet werden, weil diese mit einem harten Verguss versehen sind, der sich unter Druck nicht deformiert. Jedoch benötigt die als IC aufgebaute Brückenschaltung einen entsprechenden Verstärker, der wiederum als diskrete Schaltung druckneutral aufgebaut werden muss.

Einige Hersteller bieten allerdings vollintegrierte Sensoren an, in denen sowohl die Messbrücke als auch der Messverstärker in einem IC untergebracht sind. Ein Vertreter eines solchen hochintegrierten Winkelsensors ist der AS5215 der Firma Austriamicrosystems. Dieser Sensor basiert auf zwei Hall-Sensor Feldern, welche 45° zueinander verdreht sind (siehe Abbildung 3-7). Der analoge Ausgang kann somit den Sinus- und Cosinus-Wert des sich drehenden diametral magnetisierten Permanentmagneten über dem Sensor ausgeben. Bei der Verwendung des AS5215 als Winkelsensor ist der Auswahl des Permanentmagneten besondere Beachtung zu schenken, da die Spannungen der Hallgeneratoren lediglich mit einem bestimmten Faktor verstärkt am Ausgang des ICs anliegen. Ein zu schwacher oder gar zu kleiner Permanentmagnet würde zu einer zu kleinen Ausgangsspannung oder einem nichtlinearen Verhalten führen. Der Hersteller empfiehlt einen zylindrischen diametral magnetisierten Permanentmagneten aus NdFeB N35H mit einem Durchmesser von 6 mm. Um am Ausgang eine Signaländerung von 100 % zu erreichen, gibt der Hersteller ein Höhen-Durchmesserverhältnis von 0,42 an [Asm01]. Daraus resultiert eine Magnethöhe von 2,5 mm. Der Magnetdurchmesser von 6 mm erlaubt einen radialen Versatz zwischen Messachse und Magnet von 0,5 mm.

Über eine digitale Schnittstelle lassen sich die analogen Ausgänge sowie die Verstärkung einstellen. Diese Programmiermöglichkeit bietet einen wesentlichen Vorteil bei der Integration des Sensors in der Ruderanlage. Die Auflösung des Sensors ist wegen der Hall-

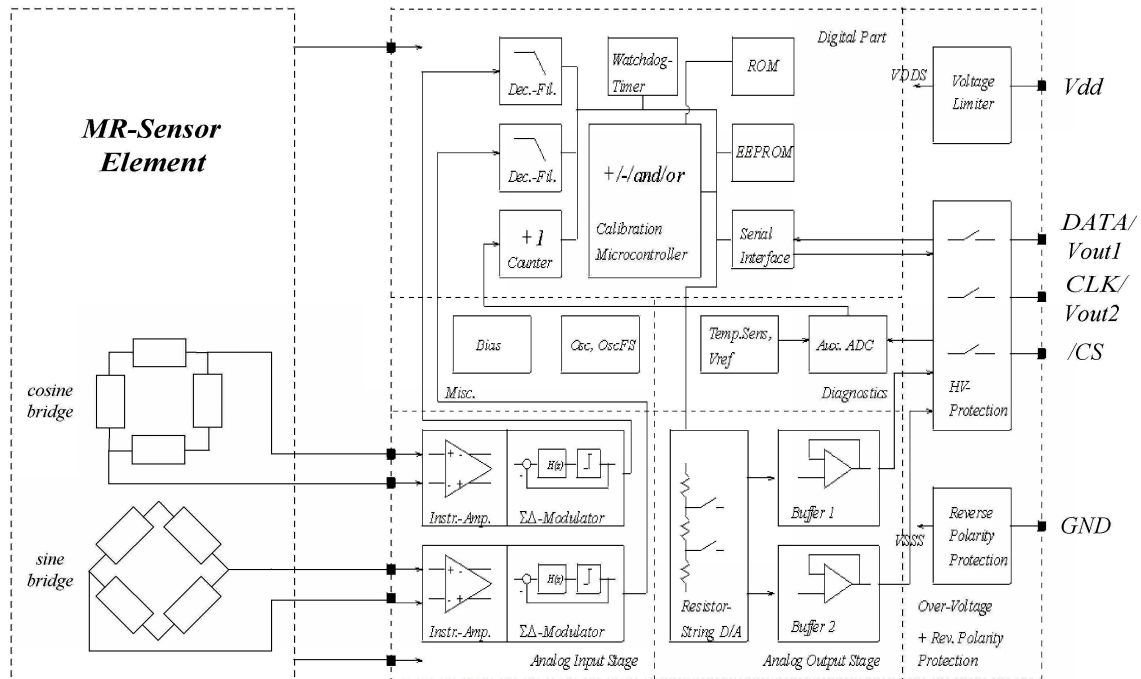


Abb. 3-8 Blockdiagramm des KMA200 Winkelsensors [Mag10]

Generatoren nur durch das Rauschen beschränkt. Daher ist bei der Verwendung des Sensors auf einen rauscharmen Betrieb zu achten.

Ein weiterer Vertreter von hochintegrierten magnetischen Winkelsensoren stellt der KMA200 von NXP Semiconductors dar. Dieser Sensor arbeitet auf Basis einer anisotropen magnetoresistiven Messbrücke [Mag10]. Im Gegensatz zum AS5215 ist die im IC integrierte Elektronik um ein Vielfaches umfangreicher. So bietet der KMA200 einen vollständig konfigurierbaren Messverstärker, der mit Hilfe eines ADCs in der Lage ist, die Messwerte auch digital auszugeben. Der KMA200 liefert im analogen Betriebsmodus eine winkelabhängige Ausgangsspannung. Der Messbereich sowie der Nullpunkt ist durch eine serielle Schnittstelle mit den Pins DATA und CLK frei programmierbar (siehe Abbildung

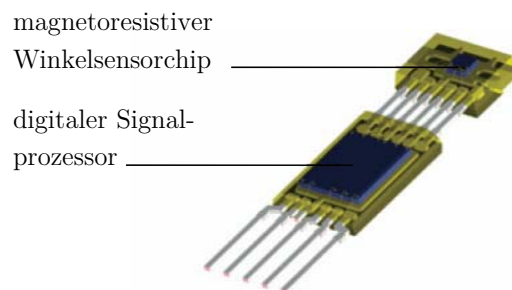


Abb. 3-9 Aufbau des magnetoresistiven Winkelsensors KMA200 von NXP Semiconductors [Nxp10]

3-8). Alle vorgenommenen Einstellungen können in einem internen EEPROM gesichert werden und sind damit auch nach Abschalten der Betriebsspannung nicht verloren. Ein integrierter Temperatursensor bietet zusätzlich die Möglichkeit, eine Temperaturdrift der Ausgangssignale zu kompensieren. Der maximale Messbereich beträgt 180° , was auch der Werkseinstellung entspricht. Mit der Ausgabe des Winkels mittels einer analogen Spannung ist es möglich, den Sensor direkt in den Regelkreis einzubinden.

Ein weiterer Vorteil bietet der mechanische Aufbau des Sensors, bei dem das Sensorelement und die Auswerteelektronik getrennt sind (siehe Abbildung 3-9). Somit ist es beispielsweise möglich, das Sensorelement um 90° abzuwinkeln, um Spielraum für einen mechanischen Aufbau zu erhalten. Der Sensor hat eine sehr flache Bauform, die eine mechanische Integration vereinfacht. Die Auflösung wird vom Hersteller mit $0,05^\circ$ angegeben. Da der KMA200 den größten Funktionsumfang hat und in der Lage ist, direkt eine winkelproportionale Spannung auszugeben, soll dieser Sensor für den Aufbau eines druckneutralen Winkelsensors dem AS5215 vorgezogen werden. Die Einstellungen und die Programmierung des KMA200 zum Nullpunkt und Messbereich werden in Kapitel 3.4 beschrieben.

3.3 Aufbau und Funktionsweise

Der Winkelsensor in der Versuchsplattform DNS Pegel hat die Aufgabe, den Ruderwinkel zu messen. Dazu bietet es sich an, den Sensoraufbau direkt mit der Ruderachse zu verbinden. Da der Winkelsensor berührungslos mit Hilfe eines Permanentmagneten arbeitet, wurde ein in die Ruderachse einschraubbarer Magnethalter aus POM gefertigt (siehe Abbildung 3-10). In dem Halter wird der Magnet mit Korrosionsschutzfarbe gegen Korrosion geschützt. Für den KMA200 wurde ein Gehäuse ebenfalls aus POM gefertigt, welches den Sensor über der Ruderachse zentriert (siehe Abbildung 3-10). Der KMA200 wird in dem Gehäuse druckneutral vergossen. Dieser Aufbau wurde in der ersten Version der Ruderanlage eingesetzt. Der Sensor wurde mit dem Rudersteller mittels eines

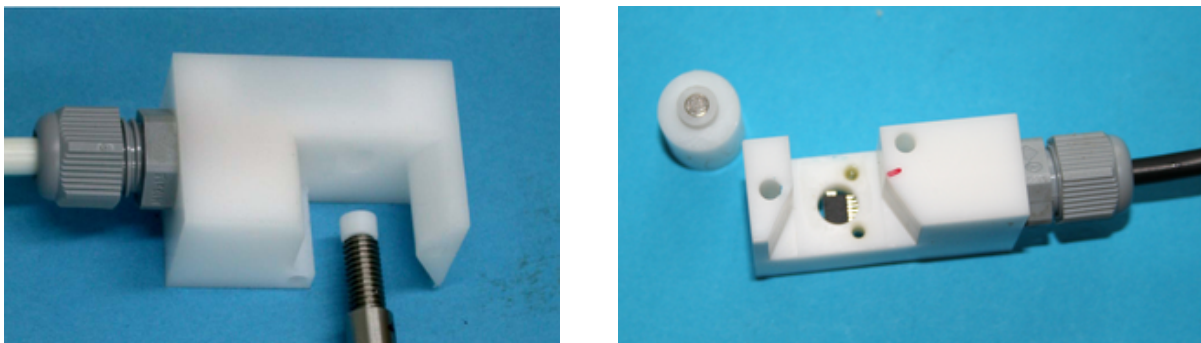


Abb. 3-10 Aufbau der ersten Version des druckneutralen Winkelsensors

druckneutralen Kabels verbunden und so in den Regelkreis integriert. Das druckneutrale Sensorkabel wurde eigens dafür von der Firma Enitech angefertigt. Es zeichnet sich durch einen sehr robusten Mantel aus Polyurethan (kurz: PUR) aus, in dem die Einzeladern blasenfrei ebenfalls vergossen wurden. Erst in Verbindung mit einem luftfreien Kabel ist ein druckneutraler Aufbau möglich. Die Verwendung eines handelsüblichen Kabels könnte dazu führen, dass die darin enthaltene Luft durch den hydrostatischen Druck in den Verguss der druckneutralen Baugruppe gedrückt wird, was wiederum zum Wassereintrich führen kann. Daher ist es von außerordentlicher Wichtigkeit, dass der Kabelverguss der gleiche wie der Komponentenverguss der druckneutralen Baugruppe ist.

In Folge des Redesigns der Ruderanlage, bei der die einzelnen Ruderstellantriebe durch Module ersetzt und ein zusätzliches Seitenruder integriert wurde, war es nicht mehr möglich, den zuvor beschriebenen Sensoraufbau zu nutzen. Um die Ruderaktorik weiter zu modularisieren, wurde der Winkelsensor in das Ruderstellmodul integriert. Zwar ist damit nicht mehr eine direkte Messung des Ruderwinkels am Ruder möglich, jedoch folgt der gemessene Winkel im Ruderstellmodul dem wirklichen Ruderwinkel. Der Zusammenhang wird in Kapitel 6.3 näher beschrieben.

Durch die Integration des Winkelsensors im Stellmodul ist nun ein platzsparender flacher Aufbau möglich (siehe Abbildung 3-11). So wurde beispielsweise keine Kabelverschraubung verwendet, sondern das Sensorkabel direkt mit dem Verguss aus Silikon verbunden. Da auf den Sensor keinerlei Lasten wirken, kann weiterhin auf eine Zugentlastung verzichtet werden. Um die Einstellung des Winkels zwischen Permanentmagnet und Sensor zu vereinfachen, wurden an den Seiten Langlöcher in das Gehäuse eingebracht (siehe Abbildung 3-11). Damit ist es möglich, den Sensor am Ruderstellmodul um $\pm 10^\circ$ zu verdrehen, was eine Feinabstimmung des Nullwinkels des Rudermoduls wesentlich vereinfacht. Ein Rezzess verhindert, dass der Sensor sich in dem Achsenlager dreht und beim Verdrehen seine Messachse beibehält. Ohne diese Verdrehmöglichkeit müsste die gesamte Achse ausgebaut und der Magnet neu eingesetzt werden. Bei der Montage des Ruderstellmoduls ist

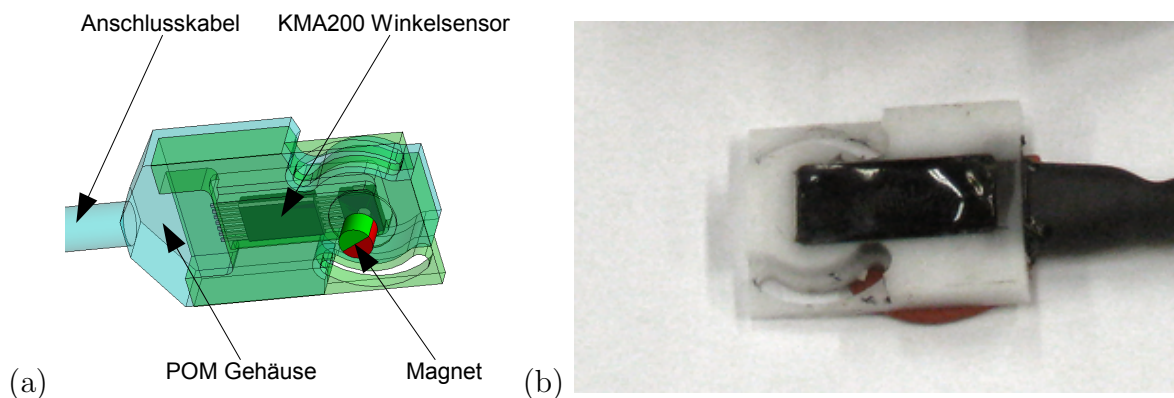


Abb. 3-11 CAD Ansicht (a) des druckneutralen Winkelsensors (b)

darauf zu achten, dass der Magnet möglichst erst in der Achse verklebt wird, wenn der Nullwinkel im Ruderstellmodul eingestellt ist.

Die digitale Auflösung des KMA200 wird vom Hersteller mit 4608 Schritte auf 180° angegeben [Mag10]. Bei einer Einschränkung des Messwinkels auf kleiner 180° durch eine Programmierung vergrößert sich die Auflösung allerdings nicht, sondern es wird lediglich der Messbereich verkleinert, in dem die maximale Ausgangsspannung anliegt. Rotiert der Permanentmagnet über diesen Winkel hinaus, liegt am Ausgang des Sensors bis zu einem Winkel von 180° die maximale Ausgangsspannung von 95% der Versorgungsspannung an (siehe Abbildung 3-12). Der Nullwinkel, um den sich das Ruderstellmodul bewegt, befindet sich bei 50% der Betriebsspannung des Winkelsensors. Bei einer Versorgung mit 5 V entspricht das einer Ausgangsspannung des Winkelsensors von 2,5 V. Wie zuvor erwähnt, ändert sich bei der Verringerung des Messbereichs nicht die Auflösung des Sensors. Jedoch ändert sich die Steigung der Ausgangskennlinie, was bei einer Verstärkung des Sensorsignals und der darauf folgenden Analog-Digital-Wandlung von Bedeutung ist.

Der Messbereich muss so eingestellt werden, dass der Sensor $\pm 30^\circ$ sicher abdeckt. Folglich ist ein maximaler Winkel α_{\max} von mindestens 60° einzustellen. Der Nullpunkt wird in diesem Fall jedoch nicht auf 30° gesetzt, sondern auf den aktuellen Messwert $\alpha - \alpha_{\max}/2$. Wie sich der Messbereich und der Nullpunkt im Sensor programmieren lassen, wird im anschließenden Abschnitt beschrieben.

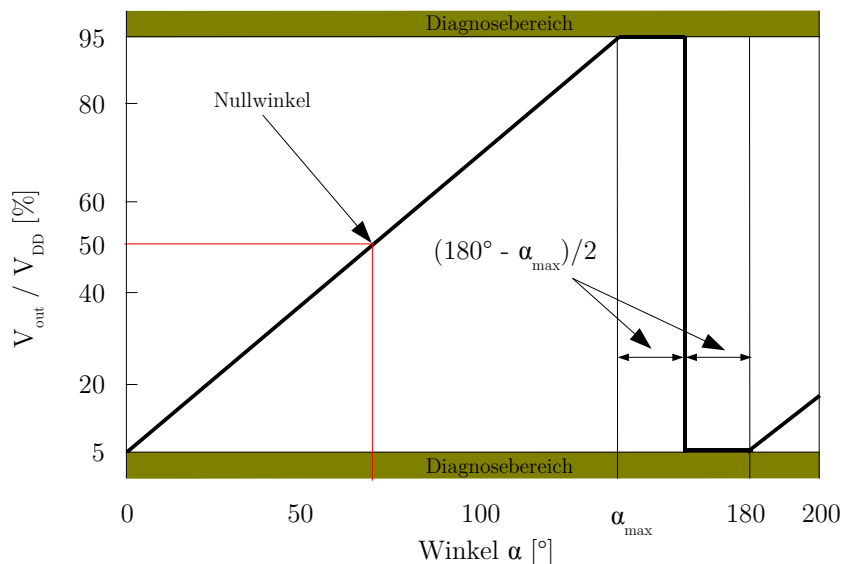


Abb. 3-12 Übertragungsverhalten des KMA200. Im Bereich von 0° bis α_{\max} steigt die Ausgangsspannung von 5% bis auf 95% der Betriebsspannung an. Um den Bereich von 50% der Betriebsspannung befindet sich der Nullwinkel des Rudermoduls

3.4 Programmierung

Zwar ist es möglich, den Nullwinkel des Ruderstellmoduls über eine mechanische Verdrehung des Winkelsensors einzustellen, jedoch sollte dies nur für kleine Korrekturen nötig sein, falls beispielsweise das Rudergestänge ausgetauscht werden sollte. Eine elegantere Variante besteht darin, den Sensor über seine digitale Schnittstelle so zu programmieren, dass der mechanische Nullwinkel des Rudermoduls $\alpha/2$ entspricht. Zu diesem Zweck wurde eigens ein Programmiergerät entwickelt [Lan09].

Der KMA200 arbeitet mit einer Art SPI-Schnittstelle, wie in Kapitel 2.5 beschrieben. Die Bezeichnung SPI gibt allerdings bei dem KMA200 nur die Art des Kommunikationsprotokolls vor. Jedoch sind für eine sichere Datenverbindung einige elektrische Eigenschaften des Sensors zu beachten. So ist der KMA200 nicht ohne Weiteres einfach über eine SPI-Schnittstelle zu programmieren. Um den Sensor in den Command-Modus, in dem erst eine Kommunikation möglich ist, zu versetzen, muss eine bestimmte Bootreihenfolge eingehalten werden (siehe Abbildung 3-13). Erst dann ist die Kommunikation über die SPI-Schnittstelle möglich. Des Weiteren benötigt der KMA200 für die Programmierung eine andere Betriebsspannung. Sie wird benötigt, um den internen EEPROM des Sensors zu beschreiben. Ein weiterer Punkt, der bei der Kommunikation beachtet werden muss, ist die Tatsache, dass der Sensor nur über eine Datenleitung verfügt und somit die beiden SPI-Datenleitungen des Mikrocontrollers MOSI und MISO auf einer Datenleitung des Sensors (DATA) zusammen arbeiten müssen.

Abbildung 3-14 zeigt die für eine Programmierung des KMA200 nötige Beschaltung. Die Ausgangspins des Mikrocontrollers P0 und P1 schalten die, für das Schreiben des EEPROMs, nötige Betriebsspannung von 5 V auf 10 V. Der Pin P2 steuert hingegen, ob die

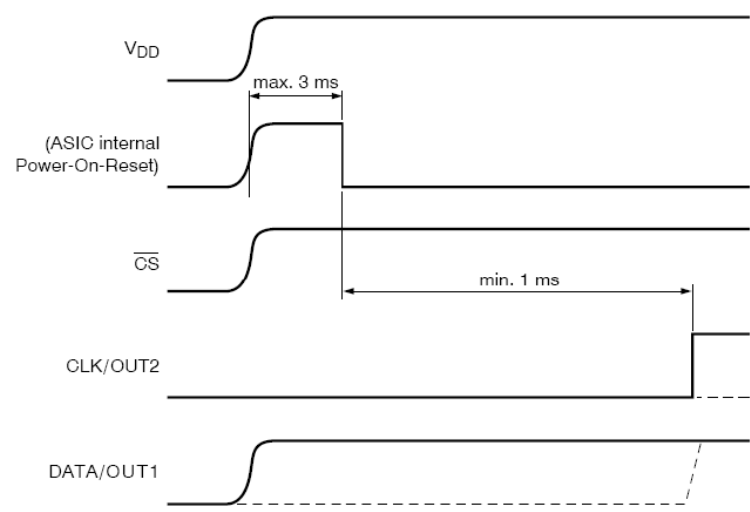


Abb. 3-13 Für den Command-Modus nötige Bootsequenz

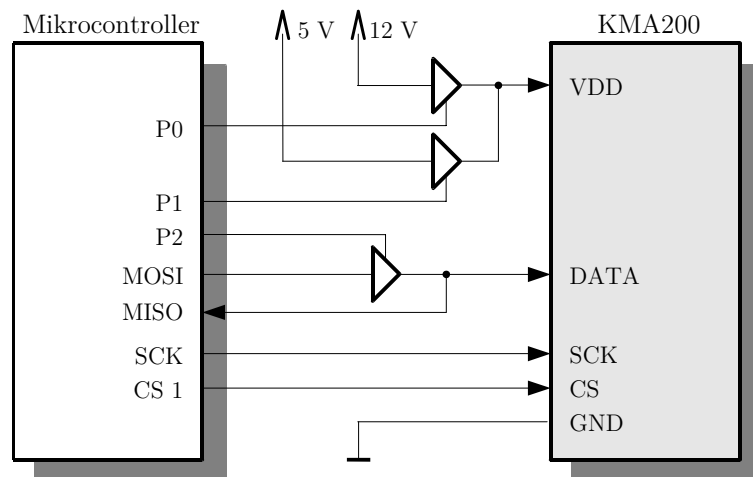


Abb. 3-14 Für die Programmierung nötige Beschaltung des KMA200

Daten zum Sensor fließen oder ob Daten vom Sensor gesendet werden. Der Kommunikationstakt SCK wird ohne zusätzliche Elemente an den Sensor weitergeleitet.

Das für den Winkelsensor entwickelte Programmiergerät verfügt über ein eigenes Netzteil und einen USB-Anschluss. Die dazugehörige Software ist ohne Installation auf jedem PC mit Windows XP lauffähig. Somit ist es auch möglich, das Gerät zum Beispiel auf einem Forschungsschiff an jedem beliebigen PC zu nutzen. An der Front des Gerätes kann der Winkelsensor über Schraubklemmen mit dem Programmiergerät verbunden werden. Die Software ist zudem in der Lage, eine nicht korrekte Verbindung zu erkennen und weist den Benutzer darauf hin. Die grafische Programmiersoftware findet nach einem korrekten Anschluss den Winkelsensor und zeigt dessen Seriennummer an (siehe Abbildung 3-15). Die Seriennummer ermöglicht es, verschiedene Sensoren nach dem Programmieren wieder zuzuordnen. Weiterhin wird der aktuelle Messwert in Grad angezeigt. Durch das Speichern des aktuellen Messwerts im EEPROM wird dieser gleichzeitig als Nullwinkel festgelegt. Über die Eingabe des Messbereichs und darauf folgendes Speichern wird der Messbereich fest im Speicher des KMA200 gesichert und der analoge Ausgang entsprechend angepasst. Die Software ermöglicht es weiterhin, die einzelnen Register des KMA200 zu lesen und zu schreiben. Jedoch sind dafür ausgiebige Kenntnisse über die interne Registerstruktur nötig. Vor dem Beenden des Programms kann der Nutzer noch entscheiden, ob der Sensor danach im digitalen oder im analogen Modus weiterarbeiten soll.

Um den Winkelsensor am Ruderstellmodul zu programmieren, muss wie folgt vorgegangen werden. Der Winkelsensor wird an dem Ruderstellmodul so verschraubt, dass er eine möglichst günstige Einbaulage aufweist. Das Anschlusskabel sollte dabei möglichst nach hinten, zum Stellmotor zeigen (siehe Abbildung 3-16). Ist der Winkelsensor montiert, wird das Ruderstellmodul in die Nullstellung gebracht. Das kann entweder manuell, durch Drehen der Spindel oder elektrisch durch die Verwendung eines Motorstellers erfolgen. Nach der Positionierung wird der Winkelsensor mit dem Programmiergerät verbunden, welches

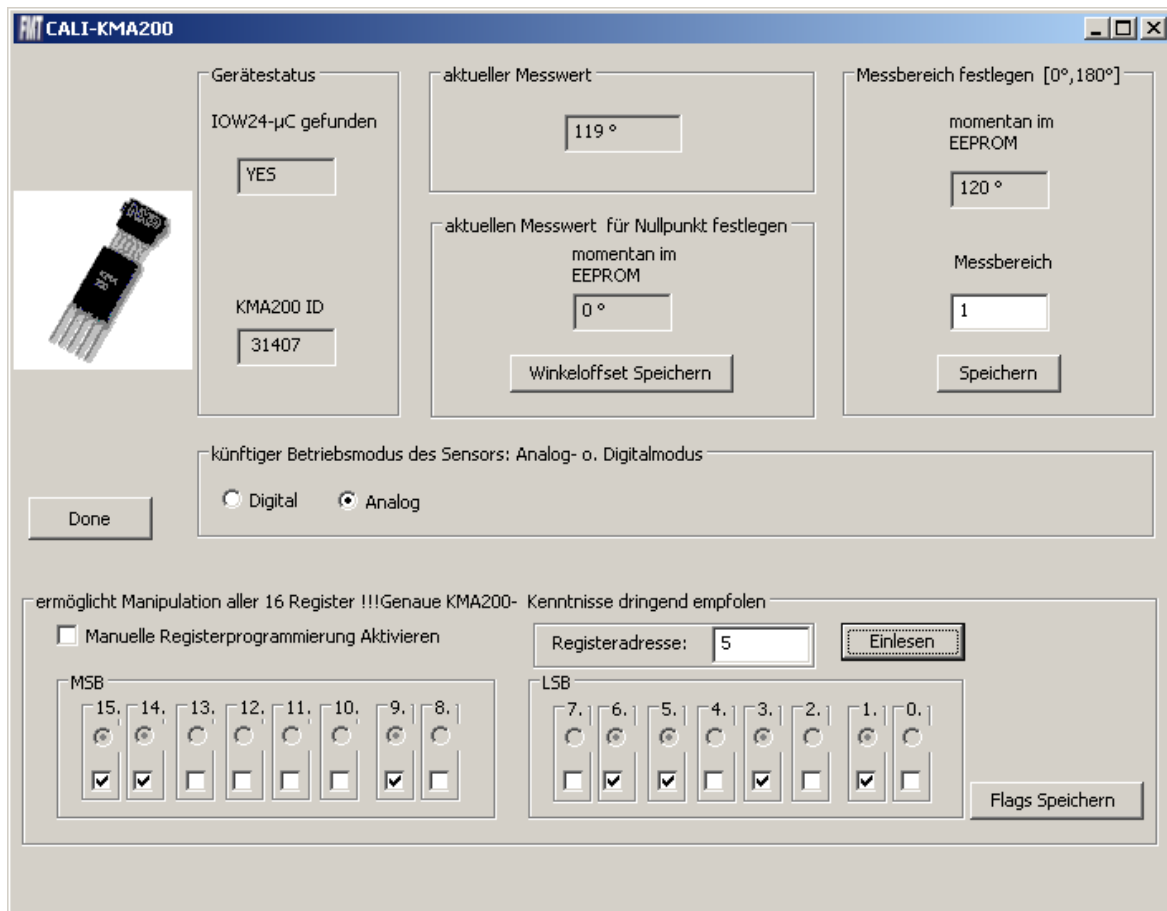


Abb. 3-15 Grafisches Programmierinterface für das KMA200-Programmiergerät

mittels eines USB-Kabels an einen PC angeschlossen ist. Nach Anlegen der Betriebsspannung an das Programmiergerät und dem Starten des Programms „CALI-KMA200“ findet dieses den korrekt angeschlossenen Winkelsensor. In dem Feld „KMA200 ID“ ist die Identifikationsnummer des angeschlossenen Winkelsensors zu finden, die notiert werden sollte. In dem Feld „aktueller Messwert“ wird der aktuelle gemessene Winkel angezeigt. Um beispielsweise einen Nullwinkel von $\alpha/2 = 30^\circ$ einzustellen, muss der Winkelsensor soweit verdreht werden, bis 30° angezeigt werden. Darauf hin wird dieser Wert durch drücken des Knopfes „Winkeloffset Speichern“ in dem internen EEPROM des Winkelsensors gesichert. Durch das Zurückdrehen des Sensors auf die ursprüngliche Position und nochmaliges Betätigen des Knopfes „Winkeloffset Speichern“ wird der Offset fest im EEPROM des Sensors gesichert.

Im normalen Betrieb des Winkelsensors wird dieser im analogen Modus betrieben. Dabei wird nur eines der beiden möglichen Ausgangssignale genutzt. Um den Winkelsensor in den Regelkreis des Ruderstellmoduls zu integrieren, muss der analoge Ausgangspegel angepasst werden. Der Rudersteller der Firma Enitech benötigt einen Eingangspegel von 0 bis 10 V. Daher muss das Sensorsignal verstärkt werden. Zusätzlich wird es mittels eines aktiven Tiefpasses gefiltert. Diese Maßnahme verhindert, dass in den Signalweg

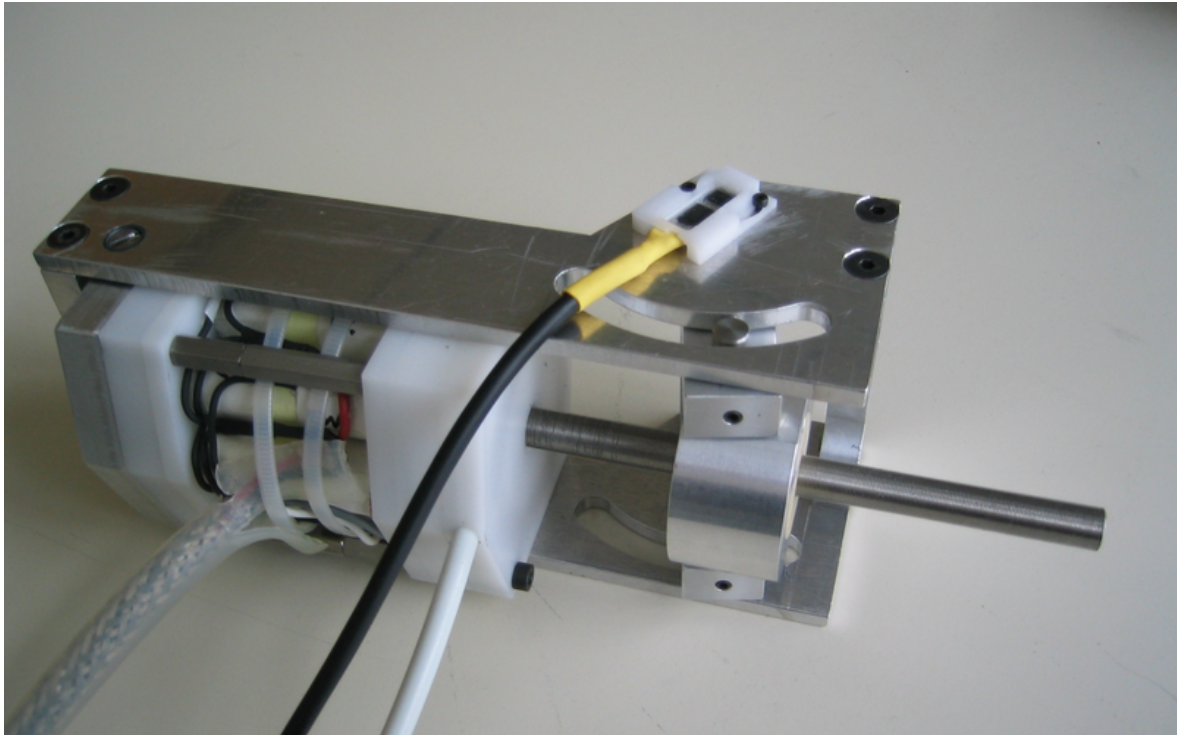


Abb. 3-16 An dem Ruderstellmodul montierter druckneutraler Winkelsensor

eingestreute hochfrequente elektrische Signale den Messwert verfälschen.

3.5 Messungen

Um sicher zu stellen, dass der Winkelsensor auch unter den Bedingungen der Tiefsee genau arbeitet, wurde seine Funktion unter 600 bar im Labor untersucht. Dazu wurde er in einem Drucktank mit 600 bar Wasserdruck beaufschlagt und dabei die Abweichung des Ausgangssignals zu dem des Ausgangsdrucks von einem Bar gemessen (siehe Abbildung 3-17). Es ist zu erkennen, dass die Änderung des Ausgangssignals nicht mit dem Anstieg des Drucks korreliert. Die Abweichung beträgt im gesamten Verlauf maximal 0,01 V. Dies entspricht bei einem Messbereich von 0 bis 180° einem Winkel von 0,4°. Das Rauschen des Sensors konnte mit 134 mV (von Spitze zu Spitze) ermittelt werden. Dieser Wert änderte sich ebenfalls nicht mit zunehmenden Druck. Um den Einfluss der Temperatur auf den Winkelsensor zu validieren, wurde dessen Ausgangsspannung bei Raumtemperatur und in Eiswasser gemessen. Dabei wurde keine Änderung der Ausgangsspannung festgestellt.

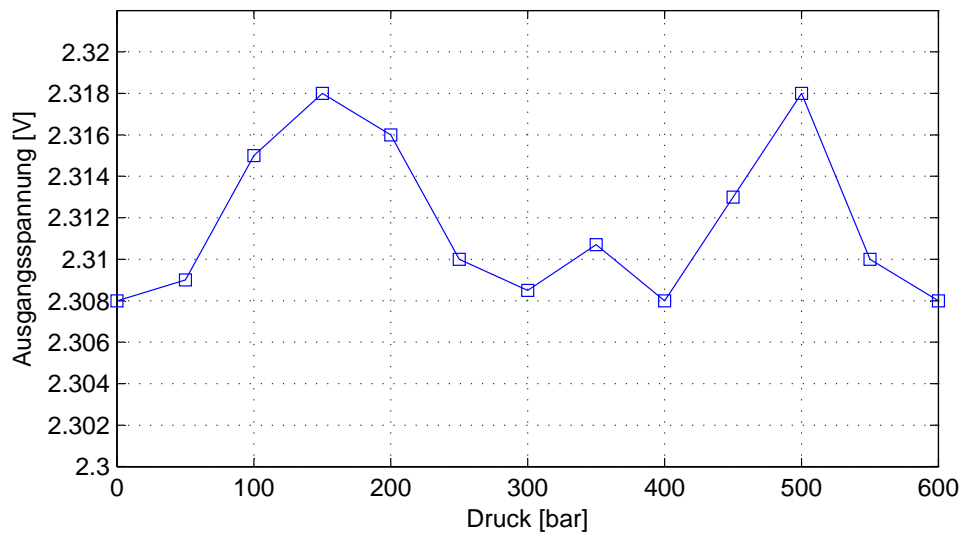


Abb. 3-17 Vermessung des Winkelsensors unter unterschiedlichen Drücken

3.6 Zusammenfassung und Ausblick

Der Winkelsensor arbeitet mit Hilfe eines magnetoresistiven Sensors berührungslos. Er ist in der Lage, ein magnetisches Feld eines diametral magnetisierten Permanentmagneten in eine winkelpportionale Ausgangsspannung zu wandeln. Als Sensor wurde ein KMA200 der Firma NXP eingesetzt. Dieser hochintegrierte Schaltkreis bietet neben einer hohen Genauigkeit und Auflösung die Möglichkeit, den Messbereich und den Nullwinkel über eine digitale Schnittstelle zu programmieren. Drucktests zeigten, dass der Winkelsensor bis zu einem Druck von 600 bar sicher arbeitet. Die maximale Abweichung betrug über den gesamten Messbereich $0,4^\circ$. Auch ein Einfluss der Temperatur konnte nicht nachgewiesen werden. Durch den einfachen miniaturisierten Aufbau und die Option, den Sensor durch pPogrammieren anpassen zu können, erschließt dieser ein weites Feld an potentiellen Anwendungen. In der Versuchsplattform DNS Pegel findet der Winkelsensor in der Ruderanlage Anwendung. Dort vermisst er in einem Regelkreis die Stellung der Ruderstellmodule, die für die Ansteuerung der Ruder verantwortlich sind.

4 Variables Auftriebstrimmsystem

Die Versuchsplattform DNS Pegel besitzt eine Nutzlastsektion, in die verschiedene Sensorsysteme integriert werden können. Diese findet bei dem Einsatz der Versuchsplattform DNS Pegel als Profilersystem Anwendung. Zu diesem Zweck wird in die Nutzlastsektion eine Winde mit einem elektrischen Antriebssteller montiert. Das so entstehende System ermöglicht der Versuchsplattform, sich entlang einer Leine, die auf dem Meeresboden verankert ist, auf und ab zu bewegen. Die Nutzlastsektion kann zum Beispiel auch für einen zusätzlichen Energiespeicher oder andere Sensoren wie zum Beispiel für einen ADCP (Acoustic Doppler Current Profiler) genutzt werden. Zwar ist es möglich, den zusätzlichen Abtrieb der Nutzlastsektion durch syntaktischen Schaum zu kompensieren, jedoch müsste bei jeder Änderung der Sensorausrüstung der Auftriebstrimm neu angepasst werden. Auch der Grundauftrieb der DNS Pegel wird durch syntaktischen Schaum realisiert. Dazu wird das Fahrzeug vor jeder Mission in einem Wasserbecken statisch getrimmt. Allein das Trimmen nimmt einen Arbeitstag in Anspruch. Aus Sicherheitsgründen wird immer mit mindestens 30 N positivem Auftrieb getrimmt. Diese Maßnahme gewährleistet in der Versuchsphase immer ein sicheres Auftauchen. In der letzten Ausbauphase des Fahrzeugs ist es jedoch nur sehr schwer möglich es zu trimmen, da kaum noch Volumenreserven für zusätzlichen Auftrieb vorhanden sind. Das Trimmen des Fahrzeugs soll daher zusätzlich durch ein variables Auftriebstrimmsystem (VBS) unterstützt werden.

Weiterhin ändert sich bei großen Tauchtiefen durch den hydrostatischen Druck die Dichte von einigen Materialien, in dem Fahrzeug zum Beispiel die Dichte des syntaktischen Schaums. Dabei nimmt die Dichte immer weiter zu, so dass die Gefahr besteht, dass das Fahrzeug bei einer zu großen Dichteänderung durchsackt und nicht mehr auftauchen kann. Dieser Problematik kann durch ein entsprechend dimensioniertes Auftriebstrimmsystem entgegen gewirkt werden. Zu der Dichteänderung der Fahrzeugkomponenten kommt noch hinzu, dass auch das Wasser keine konstante Dichte aufweist. Meeresströmungen oder Schichtungen mit unterschiedlichen Temperaturen und Salzgehalt können dazu führen, dass das Fahrzeug auf einer solchen Schicht „schwimmt“. Auch dies kann durch ein variables Auftriebstrimmsystem verhindert werden. Wenn von Auftrieb gesprochen wird, handelt es sich hier um den statischen Auftrieb bzw. genauer die statische Auftriebskraft. Sie ist in jeder Hinsicht von der dynamischen Auftriebskraft zu unterscheiden.

Die Auftriebskraft resultiert aus dem durch die Gravitation hervorgerufenen Druckunterschied, zwischen Ober- und Unterseite eines eingetauchten Körpers. Stellt man sich einen Quader mit gleicher Kantenlänge vor, der senkrecht in eine Flüssigkeit der Dichte ρ_F getaucht wird, so wirkt auf alle Flächen der hydrostatische Druck p (siehe Abbildung 4-1).

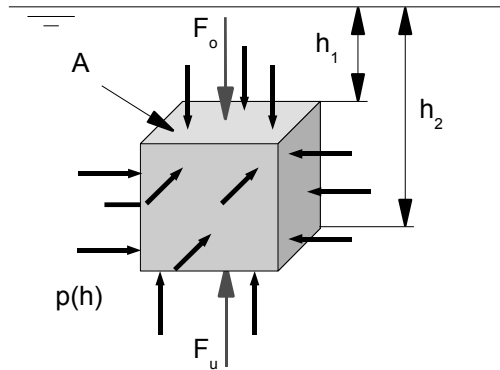


Abb. 4-1 Schematische Darstellung der Entstehung der Auftriebskraft

Der hydrostatische Druck berechnet sich nach

$$p = \rho_{Fl} g h \quad (4-1)$$

Dabei ist g die Erdbeschleunigung mit $9,81 \text{ m s}^{-2}$ und h die Wassertiefe. Demnach wirken auf die gleich großen Flächen A_i des Quaders die Kräfte $F_i = p A_i$. Wird von einem idealen inkompressiblen Körper und von einer kleinen Höhe des Körpers ausgegangen, so dass die Kompressibilität der Flüssigkeit vernachlässigt werden kann, heben sich die Kräfte an den Seitenflächen auf. Allein die Ober- und die Unterseite des Quaders weisen durch den Druckunterschied verschiedene Kräfte auf. Die Kraft F_o , die auf die obere Fläche wirkt entspricht

$$F_o = \rho_{Fl} g h_1 A \quad (4-2)$$

Auf die Unterseite des Quaders wirkt die Kraft

$$F_u = \rho_{Fl} g h_2 A \quad (4-3)$$

Da sich die beiden Flächen in verschiedenen Tiefen befinden, wird klar, dass unterschiedlich große Beträge der Kräfte auf die Flächen und somit auf den Körper wirken. Demnach resultiert eine Kraft, die auf den Körper wirkt die Auftriebskraft F_A :

$$F_A = F_u - F_o = \rho_{Fl} g (h_2 - h_1) A \quad (4-4)$$

Da die Höhe des Quaders $h_2 - h_1$ mal der Fläche A dem Volumen V_K des Körpers entspricht, kann die Gleichung 4-4 durch

$$F_A = \rho_{Fl} V_K g \quad (4-5)$$

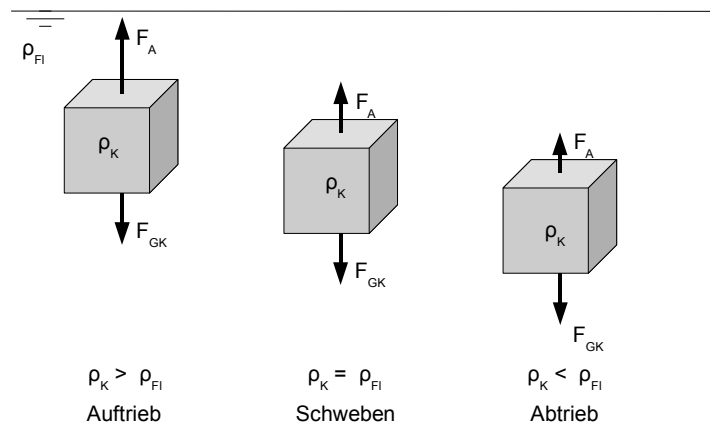


Abb. 4-2 Unterschiedliche Verhältnisse zwischen Auftriebskraft und Gewichtskraft als Folge verschiedener Dichten bei gleichem Volumen

vereinfacht werden. Demnach entspricht die Auftriebskraft der Gewichtskraft F_G des von dem Körper verdrängten Volumens der Flüssigkeit. Dieser Zusammenhang wird das archimedische Prinzip genannt. Neben der Auftriebskraft wirkt, wie auf jeden Körper auf der Erde, die Gewichtskraft F_{GK} . Sie ist der Auftriebskraft entgegen gerichtet und zieht den Körper zum Erdmittelpunkt. Je nach Verhältnis von Auftriebskraft und Gewichtskraft wird der Körper an die Oberfläche steigen, schweben oder zu Boden sinken.

Die der Auftriebskraft entgegen wirkende Gewichtskraft eines Körpers K berechnet sich nach

$$F_{GK} = \rho_K V_K g \quad (4-6)$$

Stellt man das Kräftegleichgewicht des Körpers zwischen Auftriebskraft und Gewichtskraft auf

$$F_A = F_{GK} = \rho_{Fl} V_K g = \rho_K V_K g \quad (4-7)$$

so wird klar, dass dieses Verhältnis nur durch die Änderung der Dichte des Körpers oder der Flüssigkeit aus dem Gleichgewicht gebracht werden kann. Der Körper verlässt dann entsprechend seine Ruhelage und sinkt ab oder steigt in der Flüssigkeit in Richtung Oberfläche auf (siehe Abbildung 4-2).

Ein Körper steigt oder sinkt solange, bis der Gewichtskraft eine Kraft gleichen Betrages entgegenwirkt. Dieses passiert beispielsweise, wenn ein Körper durch eine Auftriebskraft, die größer als die Gewichtskraft ist durch die Oberfläche der Flüssigkeit hindurch bricht. Der Körper wird soweit aus der Flüssigkeit empor gehoben, bis die Auftriebskraft der Gewichtskraft entspricht. Der Körper schwimmt in diesem Fall. Wenn hingegen ein Körper auf den Boden sinkt, wird er von diesem durch eine entsprechende Gegenkraft aufgehalten.

Um auf einen im Wasser schwebenden Körper eine Auftriebskraft wirken zu lassen, die den Körper aus der Ruhelage zwingt, so dass er steigt, muss nach Gleichung 4-7 lediglich

sein Volumen vergrößert werden. Dies führt zu einer Änderung der Dichte des Körpers. Damit verdrängt der Körper mehr Flüssigkeit und erfährt somit eine Auftriebskraft. Die zuvor gezeigten Zusammenhänge sind allgemein gültig und können ebenso auf Gase angewendet werden. Da sich die druckneutrale Versuchsplattform DNS Pegel im Wasser bewegt, soll die Flüssigkeit, in der das Fahrzeug eine Auftriebskraft erfährt, Meerwasser sein. Ziel des Auftriebstrimmsystems ist es, eine gesteuerte Volumenänderung zu vollführen und somit das Fahrzeug mit positiven Auftrieb bzw. Abtrieb zu versorgen.

4.1 Anforderungen

Die druckneutrale Versuchsplattform DNS Pegel besteht zu einem großen Teil aus syntaktischem Auftriebsschaum. Durch die Kompression des Schaums bei zunehmender Tauchtiefe nimmt das Gesamtvolumen bei konstanter Masse des Fahrzeugs ab. Dies führt zu einem Anstieg der spezifischen Dichte des Fahrzeugs, d.h. die Zunahme der Dichte einzelner Komponenten des Unterwasserfahrzeugs führt dazu, dass das Fahrzeug unkontrolliert absacken würde. Im Gegensatz dazu ist es auch möglich, jedoch wesentlich unwahrscheinlicher, dass die mit zunehmender Tiefe und zunehmende Dichte des Seewassers ein negativ getrimmtes Fahrzeug hindert weiter zu tauchen, weil die Dichte des Wassers größer oder gleich der spezifischen Dichte des Fahrzeugs ist.

Um die Tauchfähigkeit der Versuchsplattform DNS Pegel zu sichern, wäre nicht zwingend ein aktives Auftriebssystem erforderlich. Man könnte, wie bei einer Reihe von AUVs, das Fahrzeug schwimmfähig gestalten, so dass das Fahrzeug soviel Auftrieb besitzt, dass es an der Wasseroberfläche schwimmt. Zum Tauchen würde man in diesem Fall einen Anstellwinkel der Tiefenruder von wenigen Grad einstellen. Die Vorwärtsbewegung des AUVs und die Anstellung des Tiefenruders führt dann zu einer dynamischen Abtriebskraft und somit zu einer Tauchbewegung. Dies kostet jedoch zusätzliche Energie und setzt voraus, dass sich das Fahrzeug immer in Bewegung befindet. Die für die Bewegung nötige Energie schränkt jedoch den Aktionsradius sowie die gesamte Manövrierfähigkeit des Fahrzeugs erheblich ein.

Wesentlich ist, dass die Funktionalität bis zu einem hydrostatischen Druck von 600 bar gewährleistet werden muss. Um der Anforderung eines vollständig druckneutralen Fahrzeugs Genüge zu leisten, soll das Auftriebstrimmsystem ebenfalls soweit wie möglich druckneutral aufgebaut werden. Ein korrosionsbeständiger Aufbau ist für den Einsatz in Seewasser unumgänglich und soll daher auch konsequent umgesetzt werden. Um den Energieverbrauch des Auftriebstrimmsystems so gering wie möglich zu halten, wird nur bei einer Änderung der Auftriebskraft Energie eingesetzt.

Das variable Auftriebstrimmsystem soll mehrere Aufgaben erfüllen. Es soll Unterstützung

bei der statischen Trimmung des Fahrzeugs leisten. Damit wäre es nicht mehr nötig, bei kleinen Änderungen an der Ausrüstung der DNS Pegel, Schaumstücke aus dem Fahrzeug heraus zu nehmen oder einsetzen zu müssen. Weiterhin soll es mit dem System möglich sein, das Ab- und Auftauchen aktiv zu unterstützen. Durch eine Regelung soll es auch möglich sein, die druckneutrale Versuchsplattform DNS Pegel statisch in einer bestimmten Tiefe zu halten. Da sich das System zunächst im Einsatz bewähren muss, wird zuerst eine Minimalvariante aufgebaut. Diese Variante ist im wesentlichen durch den in der Versuchsplattform DNS Pegel für das Auftriebssystem vorgesehenen Raum bestimmt. Um eine Volumenänderung bzw. Dichteänderung eines Körpers herbeizuführen, sind verschiedene Möglichkeiten denkbar, sie werden im folgenden Abschnitt beschrieben.

4.2 Konzept

Um eine Lösung für ein technisches Problem zu finden, lohnt es sich immer, einen Blick auf die Lösungen der Natur zu werfen. Die Anpassung einiger Lebewesen an ihren Lebensraum, insbesondere der Tiefsee, bringt oft erstaunliche Lösungen zu Tage.

So sind beispielsweise einige Kalmare (Teuthida) in der Lage, ihren Auftrieb über einen biochemischen Prozess zu steuern. Dazu lagern sie Ammoniak in ihrem Körpergewebe ein [Cla79] [Voi94]. Ammoniak in flüssiger Form hat über eine geringere Dichte 639 kg m^{-3} als Seewasser. Das Ammoniak wird, da es selbst eine hochgiftige Verbindung ist, in Form von in Wasser gelösten Ionen dem Ammonium, in dem Gewebe eingelagert. Dazu werden Natriumkationen des Meerwassers gegen Ammonium im Körpergewebe ausgetauscht [Sei04]. Diese interessante Möglichkeit, die Auftriebskraft zu variieren ist auf Grund der schwierigen Ammoniaksynthese in einem Fahrzeug sowie des großen Trimmvolumens, das benötigt wird, um 30 N Zusatzauftrieb für die Versuchsplattform DNS-Pegel zu erzeugen, nicht realisierbar. Um allein 10 N Auftrieb zu realisieren, werden 2,8 l flüssiges Ammoniak benötigt. Daraus resultiert ein Volumennutzungsverhältnis von 0,28 l/N

Eine andere interessante Methode, die Auftriebskraft einzustellen, findet man bei Pottwalen (*Physeter macrocephalus*) [Cla09a]. In den Kopfhöhlen des Pottwals befindet sich das so genannte Spermaceti-Organ. Es enthält bei einem ausgewachsenen Tier mehrere Tonnen einer wachsartigen Masse, dem Spermaceti oder auch Walrat, welches aus einem Gemisch von Wachsestern sowie Fettsäureglyceriden besteht. Im festen Zustand weist das Spermaceti eine höhere Dichte als im flüssigen Zustand auf. Der Pottwal kann durch Erwärmung und Abkühlung des Spermaceti sein spezifisches Gewicht variieren [Cla09b] [Cla09c]. Dadurch ist er in der Lage, ohne große Kraftanstrengung in große Tiefen von bis zu 2.000 m zu tauchen.

Basierend auf diesen Erkenntnissen wurde versucht, Auftriebstrimmsysteme zu konstruieren. Da die Wale zu den geschützten Tierarten gehören, wurden anstatt des Spermaceti

Paraffinwachse benutzt [Shi06]. Paraffinwachse (langkettige Alkane) haben eine geringere Dichte als Wasser und könnten somit eine Auftriebskraft erzeugen. Die Volumenänderung wird auch hier durch eine Umwandlung der Kristallstruktur bei Erwärmung bzw. Abkühlung erzeugt. Die Kristallform wechselt dabei von der hexagonalen zu einer orthorhombischen Struktur. Feste Paraffine haben eine Dichte von 750 bis 850 kg m⁻³, geschmolzene von 800 bis 900 kg m⁻³. Hier stellt sich die Frage nach der Energiemenge, die nötig ist, das Paraffin zu schmelzen. Paraffin weist eine Wärmekapazität von 2,89 kg kJ⁻¹ K⁻¹ auf. Die Wärmemenge Q und somit die Energie, die nötig ist, um das Paraffin zu schmelzen berechnet sich gemäß

$$Q = mc_p \Delta T \quad (4-8)$$

Wenn von dem extremsten Fall ausgegangen wird, dass sich das Fahrzeug in einer großen Tiefe befindet und die Wassertemperatur T₁=2 °C beträgt, muss bis zum Schmelzpunkt von T₂=56 °C das Paraffin um $\Delta T = 54$ °C erwärmt werden. Die Dichteänderung die dabei vollführt wird, beträgt ca. 10 %. Um 10 N Auftrieb zu erzeugen benötigt man also einen Paraffinblock mit einer Masse von 10 kg, also rund 13,3 l. Aus Gleichung 4-8 folgt, dass man 1560,6 kJ benötigt, um ihn zu schmelzen. Dies entspricht einer Arbeit von 0,43 kWh, die aufgebracht werden muss. Ein Volumennutzungsverhältnis von 0,41 l/N deutet allerdings auch hier auf ein sehr großes System hin, welches notwendig wäre, um eine für die DNS Pegel ausreichend große Auftriebskraft zu erzeugen.

Die Erwärmung des Paraffinblocks kann durch eingebrachte elektrische Heizwendeln realisiert werden. Das Abkühlen würde das Umgebungswasser übernehmen. Ein weiterer Nachteil dieses Systems ist neben der Größe der anhaltende Energieverbrauch, der nötig ist, sobald Auftrieb erzeugt werden soll, da das Paraffin immer über der Schmelztemperatur gehalten werden muss.

Eine weitere Möglichkeit, variablen Auftrieb zu erzeugen, besteht darin, eine Art Schwimmblase, wie sie in vielen Fischen zu finden ist, zu verwenden. Die Füllung oder Entleerung der Schwimmblase mit Gas erfolgt bei Fischen auf zweierlei Wegen. Einige Fischarten schlucken Luft, die dann über den Darmtrakt in die Schwimmblase gelangt. Andere wiederum, die vorwiegend in tiefen Gewässern leben, transportieren in ihrem Blut gelöstes Gas von den Kiemen zur Schwimmblase oder zurück [Pel93]. Da die Schwimmblase im Idealfall genau soviel Wasser verdrängt, wie Gas in ihr enthalten ist, kann von einem Volumennutzungsverhältnis von 0,1 l/N ausgegangen werden. Es ist verständlich, dass sich dieses Verhältnis durch die Kompressibilität der Gase relativ schnell mit dem Anstieg des hydrostatischen Drucks vergrößert.

Schwimmwesten von Tauchern funktionieren genau auf diese Art und Weise. Um abzutauen lässt der Taucher mit Hilfe eines Ventils Luft aus seiner Weste heraus. Will der Taucher Auftrieb erzeugen, wird Pressluft in die Weste geleitet, die sich in Folge dessen

aufbläht und mehr Wasser verdrängt. Das Füllen eines elastischen Behälters mit Pressluft funktioniert, bis der hydrostatische Druck den Druck des in dem Pressluftbehälter komprimierten Gases übersteigt. Heutige Druckgasflaschen arbeiten mit einem maximalen Druck von bis zu 300 bar, was nicht einmal für die halbe Tauchtiefe der DNS Pegel ausreicht. Ein variables Auftriebstrimmsystem für eine Unterwassereinrichtung, welches auf diese Weise funktioniert, ist in einem US-Patent von 1976 zu finden [Era76]. Um allerdings ein solches System unter den Bedingungen der maximalen Tauchtiefe von 6000 m benutzen zu können, muss also Gas mit einem Druck von mehr als 600 bar erzeugt werden.

Herkömmliche U-Boote verwenden ein ähnliches System, um den Auf- bzw. Abtrieb zu steuern. In diesem Fall wird keine „Schwimmblyase“ benutzt, sondern so genannte Trimmzellen zum Abtauchen mit Wasser geflutet [Buc94]. Will das U-Boot auftauchen, wird das Wasser in den Trimmzellen mit Hilfe von Pressluft herausgedrückt, so dass das U-Boot mehr Wasser verdrängt. Dies funktioniert, wie zuvor erwähnt, nur bis zu einer bestimmten Wassertiefe. Weil es sich ebenfalls um ein nicht reversibles System handelt, ist die Anzahl der Auf- und Abtauchvorgänge durch das gespeicherte Pressluftreservoir beschränkt.

Um Gas zum Verdrängen des Wassers in eine Trimmzelle zu erzeugen, kann auch eine elektrochemische Reaktion genutzt werden. Bei der Elektrolyse von Wasser wird mit Hilfe von elektrischem Strom Gas erzeugt. Dieses Gas könnte das Wasser aus der Trimmzelle pressen und somit Auftrieb erzeugen. Als wässriges Elektrolyt kann direkt das Meerwasser genutzt werden, da es durch den Salzgehalt eine Leitfähigkeit von durchschnittlich 5 S/m hat. Die Elektrolyse, bzw. in diesem Fall auch Brennstoffzellenreaktion genannt, besteht aus zwei Teilreaktionen, die jeweils an den Elektroden, also der Anode und der Kathode, ablaufen [Ull81]. An der Anode wird Sauerstoff durch



erzeugt. An der Katode hingegen Wasserstoff durch



Durch Kurzschließen der Anode könnte die Reaktion umgekehrt werden, was zu einer Druckreduzierung führen würde. Für diese Rückreaktion der Gase zu Wasser ist allerdings eine katalytisch aktive Elektrode erforderlich, das heißt, die Elektroden müssen mit Platin oder Palladium beschichtet werden. Das so entstehende System wäre somit in einem gewissen Umfang reversibel. Dennoch birgt ein solches System Gefahren. Beispielsweise bildet das Wasserstoff-Sauerstoffgemisch unter dem hohen Druck ein sehr explosives Gasgemisch.

Wie zuvor mehrfach erwähnt, eignet sich ein auf Gas basierendes Auftriebstrimmsystem nur bedingt für große Tauchtiefen. Der nächste konsequente Schritt wäre eine Art

Schwimmblaste zu nutzen, deren Volumen nicht durch das Gas selber, sondern durch andere physikalische Einflüsse verändert werden kann. Ein Auftriebstrimmsystem dieser Art ist in einem US-Patent von 2000 zu finden [Can01]. Darin wird ein System beschrieben, welches aus vielen evakuierten und an den Enden geschlossenen Röhren besteht. Die Röhren sind aus einer Formgedächtnislegierung in diesem Fall NiTi, hergestellt. Formgedächtnislegierungen (engl. shape memory alloy, SMA) ändern durch Temperierung ihre innere Kristallstruktur derart, dass dies zu einer Volumenänderung führt. Die Temperierung kann durch Anlegen eines elektrischen Stroms erfolgen, der auf Grund des Leitungswiderstands der Röhren zu einer Temperaturerhöhung führt. Die Volumenänderung basiert auf der temperaturabhängigen Gitterumwandlung zweier verschiedener Kristallstrukturen. Dabei unterscheidet man die Austenit genannte Hochtemperaturphase und den Martensit (Niedertemperaturphase). Eine geschickte Auslegung der Röhren bezüglich Wandstärke und Durchmesser erlaubt es, eine Volumenänderung von 15 % bis 45 % zu vollführen [Can01]. Dies funktioniert bis zu einer Tiefe von 500 m. Leider ist nicht geklärt, mit welchem Wirkungsgrad dieses System unter einem Umgebungsdruck von bis zu 600 bar arbeitet. Weiterhin sind die Anschaffungskosten für Formgedächtnislegierungen sehr hoch, so dass sich ein solches System nicht in dem Projekt druckneutrale Systeme rechnen würde. Es würden nicht so viele Unterwasserfahrzeuge auch für große Tauchtiefen mit einem Auftriebstrimmsystemen ausgerüstet sein, wenn es nicht Lösungen für ein einfaches und rentables System geben würde. Ein vielfach eingesetztes Auftriebstrimmsystem vollführt eine Volumenänderung und somit eine Dichteänderung des Gesamtsystems, indem aus einem Druckkörper eine inkompressible Flüssigkeit in eine elastische Blase gepumpt wird

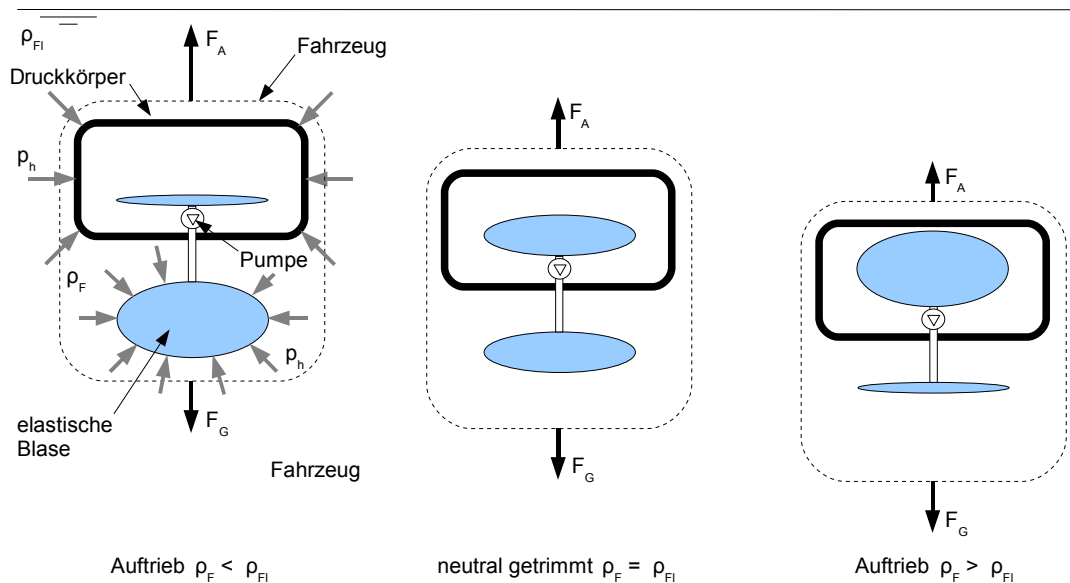


Abb. 4-3 Schematische Darstellung eines Auftriebstrimmsystems mit einer elastischen Blase

(siehe Abbildung 4-3).

Soll in dem Fahrzeug Auftrieb erzeugt werden, wird die Flüssigkeit aus dem Innern des Druckkörpers in die Blase gepumpt. Die Vergrößerung des verdrängten Volumens führt zur Abnahme der Gesamtdichte des Fahrzeugs. Um den Auftrieb wieder zu verringern, wird die Flüssigkeit entweder wieder zurück gepumpt oder mit Hilfe des hydrostatischen Drucks, zurück in den Druckkörper gedrückt. Dies ist möglich, da sich im Druckkörper nur ein sehr geringer Druck von <1 bar oder sogar Vakuum befindet. Problematisch kann es allerdings an der Wasseroberfläche werden, da dort nur der Druckunterschied zwischen Außendruck und dem Druck im Innern des Druckkörpers auftritt. Auf dieses Problem wird im Verlauf dieses Kapitels noch einmal eingegangen.

Die meisten meeresstechnischen Geräte, die mit einem solchen Auftriebstrimmsystem ausgerüstet sind, betreffen die Argo Floats [Gou06]. Diese Messinstrumente, deren Anzahl mittlerweile die Zahl von 3.230 übersteigt [Arg10], driften (daher auch die oft benutzte Bezeichnung Drifter) in den Welt-Ozeanen. Das Argo-Projekt zielt darauf ab, mit einfachen Mitteln möglichst viele hydrographische Daten über die Weltmeere zu sammeln. Dazu ist ein solcher Drifter mit einer CTD-Sonde ausgestattet, mit deren Hilfe Profile für Salzgehalt, Temperatur und Druck während eines Tauchgangs aufgenommen werden können. Ist der Drifter wieder an der Wasseroberfläche, sendet er die Messdaten per Satellit an eine Datenbank auf die weltweit zugegriffen werden kann. Das Auf- und Abtauchen wird durch ein hydraulisches System realisiert, welches mit einer Kolbenpumpe Öl aus dem Innern des Druckkörpers in eine elastische Blase außerhalb des Druckkörpers pumpt

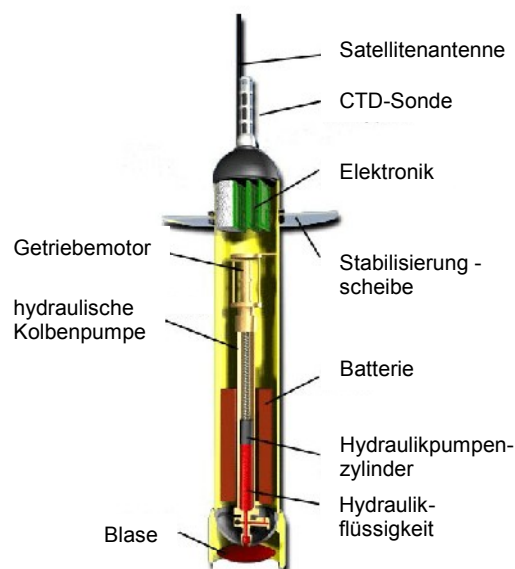


Abb. 4-4 Aufbau eines Argo-Drifters nach [Arg01]

(siehe Abbildung 4-4). Die Argo-Floats tauchen dabei bis in eine Tiefe von 2.000 m und legen Strecken von mehreren tausend Kilometern zurück [Gou06]. Die Bewegungsrichtung wird nur durch die vorherrschenden Strömungen vorgegeben.

Ähnliche Messinstrumente, welche jedoch in der Lage sind, die Bewegungsrichtung aktiv zu beeinflussen, sind die so genannten Glider (engl. für Gleiter oder Segler) [She01] [Slo02] [Eri01]. Glider verfügen über Tragflügel, die es ihnen erlauben, die vertikale Abtauchbewegung in eine Vorwärtsbewegung umzusetzen, ähnlich einem Segelflugzeugs in der Luft (siehe Abbildung 4-5). Ein Seitenruder [Web01] oder die Möglichkeit, intern ein Gewicht zu verlagern, um den Glider zum Rollen zu bringen [She01] [Eri01], ermöglicht das Halten eines vorbestimmten Kurses. Glider verfügen ebenfalls wie die Argo-Messsysteme über eine CTD-Sonde und die Möglichkeit, über einen Satellit zu kommunizieren. Dabei werden nicht alle Messdaten übertragen, sondern nur Statusmeldungen. Der Benutzer kann, über die Satellitenverbindung dem Glider einen Kurs vorgeben. Da Glider in der Lage sind, einen bestimmten Kurs zu halten und sich schneller durch ein Gebiet zu bewegen als die Drifter, eignen sie sich eher für gezielte Messungen. Die Glider erreichen eine Tauchtiefe bis 1.500 m und können eine Strecke bis 7.000 km zurücklegen [Rud04].

Die Auftriebssysteme in den zuvor vorgestellten Systemen sind in ihrer Einsatztiefe nur durch die Druckkörper und die Leistung der Hydraulikpumpe beschränkt. Wesentlich größere Auftriebssysteme werden beispielsweise in AUVs eingesetzt [Sie09]. So verfügt das mit einer Brennstoffzelle betriebene AUV *URAISHIMA* über ein hydraulisches Auftriebstrimmsystem, welches eine Auftriebskraft von 590 N erzeugen kann [Mae04]. Auch gibt es Bestrebungen, das Prinzip des hydraulischen Auftriebstrimmsystems mit einem möglichst hohen Wirkungsgrad und Energierückgewinnung zu verbessern [Wor07].

Bei einem hydraulischen Auftriebstrimmsystem ist mit einem Volumennutzungsverhältnis von maximal 0,2 l/N zu rechnen, da der Druckkörper immer mindestens das Volumen der mit Flüssigkeit gefüllten Blase aufweist. Die Tauchtiefe eines solchen Systems, ist lediglich durch die Auslegung des Druckkörpers und der Hydraulikpumpe limitiert. Daher ist es möglich, ein System, welches bis in eine Wassertiefe von 6.000 m funktioniert, relativ

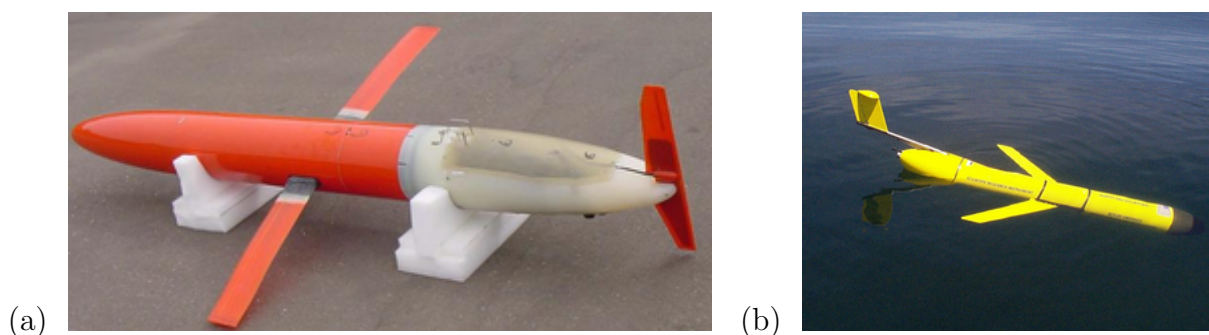


Abb. 4-5 Glider ausgerüstet mit einem hydraulischen Auftriebstrimmsystem. (a) Spray-Glider [Spa09] und (b) SLOCUM-Glider [Slo02]

einfach und kostengünstig zu realisieren. Aus diesem Grund soll das Konzept des hydraulischen Auftriebstrimmsystems Anwendung in der druckneutralen Versuchsplattform DNS Pegel finden. Natürlich kann so ein Auftriebstrimmsystem nicht vollständig druckneutral gestaltet werden, da immer ein Druckkörper vorhanden sein muss. Allerdings ist es möglich, alle anderen für das Auftriebssystem nötigen Baugruppen druckneutral zu gestalten.

Die Konzeption des Auftriebstrimmsystems sieht einen druckfesten Druckkörper vor, aus dem Öl in eine elastische Blase gepumpt wird. Der Druckkörper muss dem maximalen hydrostatischen Druck von 600 bar widerstehen können. Auch die Hydraulikpumpe muss einen Differenzdruck von 600 bar bei moderatem Durchfluss erzeugen können. Ein elektrisch ansteuerbares Ventil soll es ermöglichen, dass die Trimmflüssigkeit, in diesem Fall das Öl, wieder in den Druckkörper zurückfließen kann.

Der in der Versuchsplattform DNS Pegel vorgesehene Bauraum für das Auftriebstrimmsystem entspricht einem Gesamtvolumen von ca. 8 l. Damit genug Bauraum für die Peripherie des Auftriebstrimmsystems bleibt, ist ein effektives Trimmvolumen von drei Liter vorgesehen.

4.3 Aufbau und Funktionsweise

Das variable Auftriebstrimmsystem ist ein geschlossenes System, welches eine Trimmflüssigkeit, in diesem Fall Öl, zwischen einem Druckkörper und einem flexiblen Ölreservoir austauscht (siehe Abbildung 4-6). Demnach hängt die Anzahl der Ab- und Auftauchzyklen nur von der Kapazität der Akkumulatoren, die das System mit elektrischer Energie versorgen, ab. Daher ist darauf zu achten, dass das System einen möglichst hohen Gesamtwirkungsgrad aufweist. Die Trimmflüssigkeit im Druckkörper wird mittels einer elektrisch angetriebenen Pumpe vom unteren Teil des Druckkörpers angesaugt und durch ein Rückschlagventil hinaus gepumpt. Das Rückschlagventil verhindert, dass die Trimmflüssigkeit durch den hydrostatischen Druck außerhalb des Druckkörpers zurückfließen kann. Die Trimmflüssigkeit gelangt durch Kunststoffleitungen in das flexible Flüssigkeitsreservoir. Dieses trennt die Trimmflüssigkeit von dem umgebenden Seewasser.

Aufgrund der Flexibilität kann es das gesamte Volumen der Trimmflüssigkeit des Druckkörpers aufzunehmen. Auf Grund der so realisierten druckneutralen Bauweise besteht keine Druckdifferenz zwischen der Trimmflüssigkeit innerhalb des elastischen Flüssigkeitsreservoirs und dem umgebenden Seerwasser. Ein Durchflusssensor misst die Flüssigkeitsmenge, die in das Flüssigkeitsreservoir hinein oder heraus fließt.

Um den entstandenen Auftrieb wieder zu verringern, kann mit Hilfe eines Magnetventils der Rücklauf in den Druckkörper geöffnet werden. Da im Druckkörper immer ein gerin-

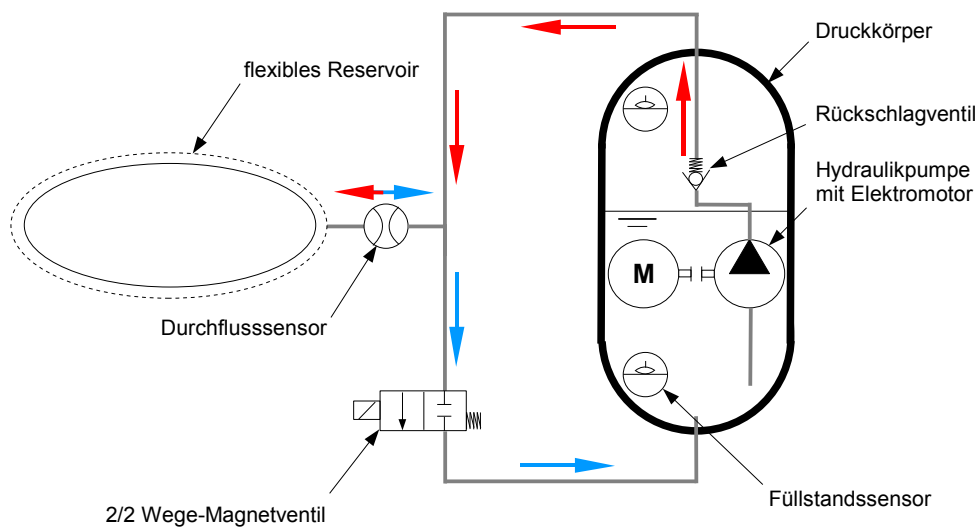


Abb. 4-6 Schematischer Aufbau des variablen Auftriebstrimmsystems

gerer Druck als außerhalb herrscht, wird die Trimmflüssigkeit zurück in den Druckkörper gedrückt.

4.3.1 Druckkörper

Der Druckkörper des Auftriebtrimmsystems ist den Belastungen des Umgebungsdruck ausgesetzt. Dieser kann in einer Wassertiefe von 6.000 m bis auf 600 bar ansteigen. Daher ist es wichtig, dass der Druckkörper diesem Druck stand hält.

Die Möglichkeiten, einen Druckkörper für solche Tauchtiefen herzustellen, sind vielfältig und unterscheiden sich im Wesentlichen durch das Verhältnis des Eigengewichts zum abgeschlossenen Volumen sowie den Herstellungskosten. Da der Druckkörper auch die Hydraulikpumpe aufnehmen soll, wird sein Innenvolumen mit fünf Litern angesetzt.

Damit der Druckkörper nicht unsinnig schwer wird, bietet sich als Metall für die Herstellung nur Titan an. Alle anderen Metalle wie Stahl oder Aluminium würden bei dem veranschlagten Innenvolumen sehr große Wandstärken benötigen, was sich wiederum in einem sehr hohen Eigengewicht des Druckkörpers widerspiegelt. Titan ist allerdings sehr teuer und es muss ebenfalls mit sehr langen Lieferzeiten gerechnet werden. Die Herstellungskosten für einen Druckkörper aus Titan belaufen sich auf mehrere tausend Euro.

Als Druckkörper ist auch eine Konstruktion aus einer Al_2O_3 Keramik möglich [Sta06]. Die Herstellungskosten für einen solchen Druckkörper übersteigen wegen der Einzelstückfertigung bei weitem die Herstellungskosten eines Druckkörpers aus Titan. Ein solcher Druckkörper weist ein sehr gutes Gewicht- Volumenverhältnis auf. Allerdings kann der

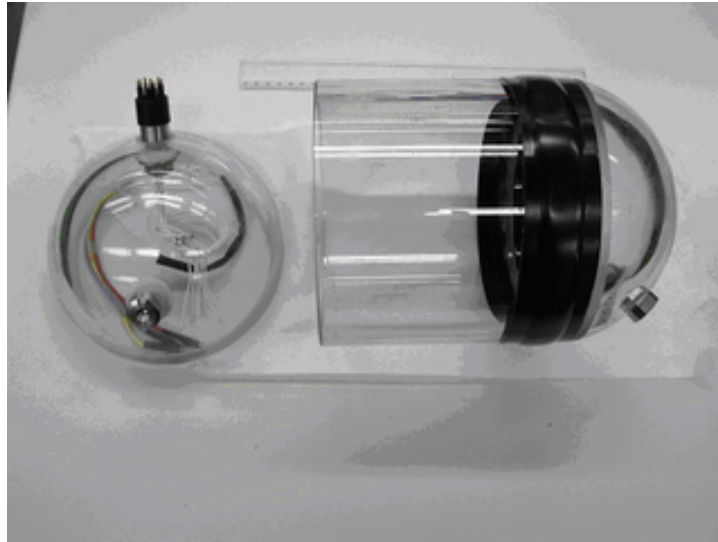


Abb. 4-7 Geöffneter VITROVEX Druckkörper für das Auftriebstrimmsystem

finanzielle Aufwand im Rahmen des Projektes nicht gerechtfertigt werden.

Eine günstige Alternative zu Druckkörpern aus Metall oder Keramik bilden Druckkörper aus Glas. Dieses Material bietet gegenüber Keramik einen wesentlichen Kostenvorteil. Druckkörper aus dem Werkstoff *VITROVEX*, einem speziellen Borsilikatglas, haben sich im Einsatz in der Tiefsee bis 6.000 m bewährt. Sie werden oft als günstige Auftriebskörper eingesetzt. Sie zeichnen sich durch eine ausgezeichnete Korrosionsbeständigkeit, sehr gute chemische Resistenz gegenüber Hydraulikflüssigkeiten und Seewasser sowie sehr gute Widerstandsfähigkeit gegenüber hohen Umgebungsdrücken aus [Vit09]. Die Kosten für den in Abbildung 4-7 gezeigten Druckkörper für das Auftriebstrimmsystem belaufen sich auf rund 1.500 Euro inklusive aller elektrischen und hydraulischen Druckdurchführungen. Eine Halbsphäre ist bereits durch den Hersteller mit dem zylindrischen Teil verklebt worden. Die andere Halbsphäre ist für die Montage von Komponenten abnehmbar. Wenn alle Komponenten integriert sind, wird sie auf den zylindrischen Teil gesetzt und mit einem speziellen Klebeband fixiert. Die beiden geschliffenen Kontaktflächen verhindern, dass in den evakuierten Druckkörper Wasser eindringen kann. Verständlicherweise ist deshalb ein sauberes Arbeiten bei dem Zusammenfügen der beiden Teile unabdingbar.

Der Druckkörper besteht aus einem 150 mm langen Rohr mit einem Innendurchmesser von 159 mm (siehe Abbildung 4-7). Die beiden Halbsphären haben einem dem Rohr entsprechenden Radius. Zusammen kann der Druckkörper ein Volumen von fünf Liter aufnehmen. Der Druckkörper verfügt über einen zehnpoligen Unterwassersteckverbinder der Fa. SUBCONN sowie zwei Druckdurchführungen, durch welche die Trimmflüssigkeit aus dem Druckkörper hinaus gepumpt oder hineingelassen wird. Die Druckdurchführungen sind kompatibel zu den Hydraulikkomponenten der Fa. SWAGELOK. Dadurch ist gewährleistet, dass auf kommerziell verfügbare Komponenten für die nötigen Rohrleitun-

gen und Verbindungen zurückgegriffen werden kann.

4.3.2 Pumpe

An die Pumpe des variablen Auftriebstrimmsystems werden besondere Ansprüche gestellt. Sie muss einen Differenzdruck von 600 bar bei einem möglichst vertretbaren Volumenstrom erzeugen können sowie weiterhin in der Lage sein, an der Saugseite auch Unterdruck gegenüber dem die Pumpe umgebenden Druck zu erzeugen. Dies ist wichtig, um das Vakuum in dem Druckkörper aufrecht zu erhalten, damit dieser auch bei atmosphärischem Normaldruck immer fest verschlossen bleibt. Eine nicht zu vernachlässigende Anforderung betrifft die maximale Baugröße der Pumpe. Da sie in den Druckkörper integriert werden soll, der zugleich auch das Trimmvolumen enthält, resultiert eine kleine Baugröße von möglichst weniger als einem Liter.

Drücke von mehr als 300 bar, wie sie in dem Auftriebstrimmsystem benötigt werden, können nur von Kolbenpumpen erzeugt werden. Dabei wird ein Kolben in einem Zylinder bewegt, der ventilsteuert die Hydraulikflüssigkeit ansaugt und während der Hubbewegung aus dem Zylinder heraus drückt. Die Ventile sorgen dafür, dass die Flüssigkeit bei der Senkbewegung des Kolbens von der Ansaugseite der Pumpe einströmt und bei der Hubbewegung auf der Druck- oder Ausströmseite wieder austritt. Kolbenpumpen sind zumeist als Axial- oder Radialkolbenpumpen aufgebaut.

Abbildung 4-8 zeigt den schematischen Aufbau einer Axialkolbenpumpe. Das Antriebsmoment der Pumpe wirkt dabei auf eine Schrägscheibe, die bei der Rotation eine Axialkraft auf die Kolben ausübt. Rückholfedern an jedem Kolben sorgen dafür, dass jeder Kolben

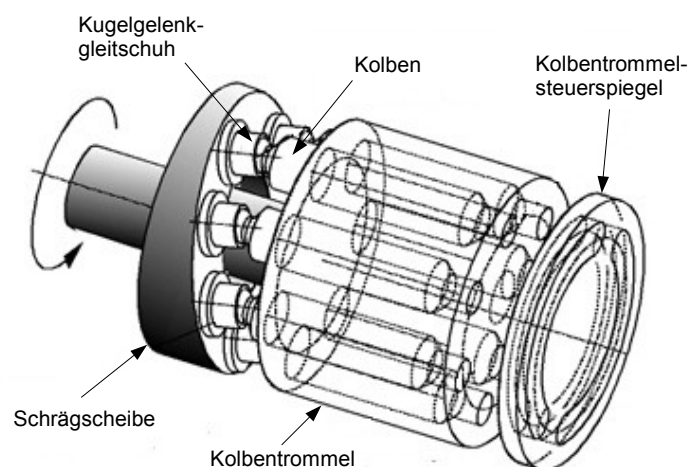


Abb. 4-8 Funktionsschema einer Axialkolbenpumpe (überarbeitet nach [Axi10])

immer auf der Schrägscheibe läuft. Die Rückholkraft ist also immer abhängig von der Federkraft der Rückholfedern. Der Kolbentrommelsteuerspiegel steuert die Strömungsrichtung der Flüssigkeit.

Die Firma HydroLEDUC GmbH stellt sehr kleine und leichte (0,3 kg) aber zugleich leistungsstarke Axialkolbenpumpen her. Die Micropumpe PB33HP ist in der Lage, einen Druck von 1.000 bar bei einem Volumenstrom von $45 \text{ cm}^3 \text{ min}^{-1}$ bei 1.000 Umdrehungen pro Minute zu erzeugen [Hyd10]. Eine Pumpe des gleichen Typs, jedoch mit geringerer Pumpleistung kommt im Seaglider als Hydraulikpumpe für das Auftriebssystem zum Einsatz [Eri01]. Der Nachteil dieser Pumpen besteht in dem schlechten Ansaugverhalten, welches auf der geringen Kraft der Rückholfedern beruht. Im Seaglider wird deshalb eine zusätzliche Zahnradpumpe benutzt, die für einen konstanten Druck an der Saugseite der Axialkolbenpumpe sorgt.

Da während des Pumpvorgangs in dem geschlossenen Druckkörper immer ein sich vergrößernder Unterdruck entsteht, muss die Pumpe gegen einen Unterdruck an der Saugseite arbeiten. Dafür sind die meisten kommerziellen Axialkolbenpumpen nicht ausgelegt, da sie für den Betrieb in einem offenen Flüssigkeitsbehälter bei atmosphärischen Druck ausgelegt sind. In dieser Betriebsart herrscht nie ein Unterdruck auf die Saugseite der Pumpe. Bei einem geschlossenen Gehäuse, das heißt, wenn die Saugleitung direkt mit dem Pumpenraum des Kolben verbunden ist, muss die Pumpe im Auftriebstrimmsystem immer genau dann Saugarbeit leisten, wenn der Kolben sich zurückzieht. Diese Arbeit muss durch die Rückholfedern geleistet werden. Sind diese zu schwach, ist es der Kolbenpumpe nicht möglich, das gesamte Volumen anzusaugen, was dazu führen kann, dass sie nicht die volle

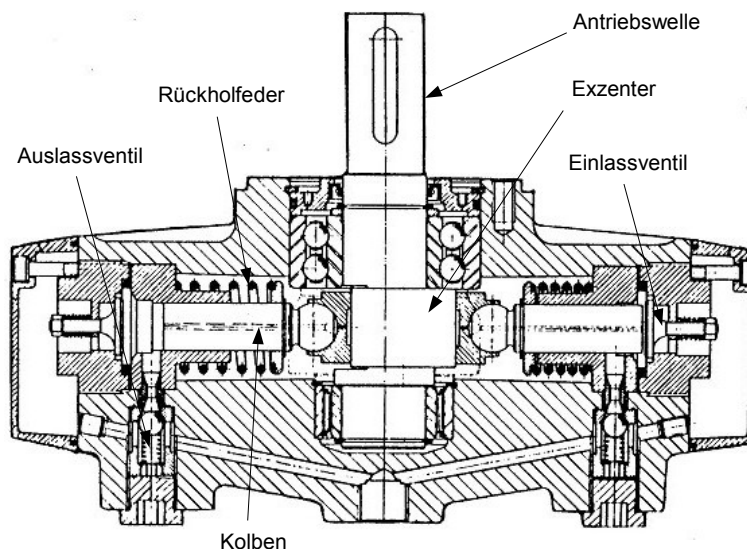


Abb. 4-9 Funktionsschema einer ventilsteuerten Radialkolbenpumpe (überarbeitet nach [Rad10])

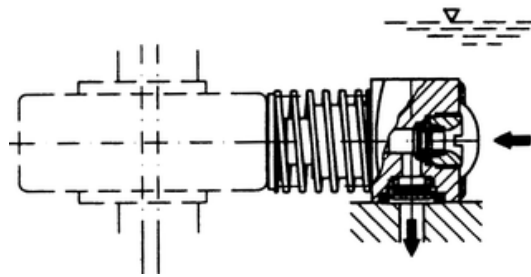


Abb. 4-10 Schematische Darstellung des verwendeten HAWE-MPE 4 Pumpenelements [Haw02]

Leistung erbringt oder im Extremfall gar nicht mehr pumpt.

Diesem speziellen Problem kann entgegen gewirkt werden, indem das Pumpengehäuse beispielsweise durch eine Bohrung mit dem umgebenden Flüssigkeitsvolumen verbunden wird. Dadurch herrscht im Pumpengehäuse und somit auf die Kolben der gleiche Druck wie im Inneren des geschlossenen Druckkörpers. Bei dem Rückholen des Kolbens durch die Rückholfedern muss nun keine Saugarbeit mehr verrichtet werden, weil der Kolben genau das Volumen in dem offenen Pumpengehäuse und somit im Druckkörper verdrängt, welches auch angesaugt wird. Erst bei der Hubbewegung des Kolbens wird das angesaugte Flüssigkeitsvolumen aus dem Druckkörper verdrängt und somit der Unterdruck erhöht.

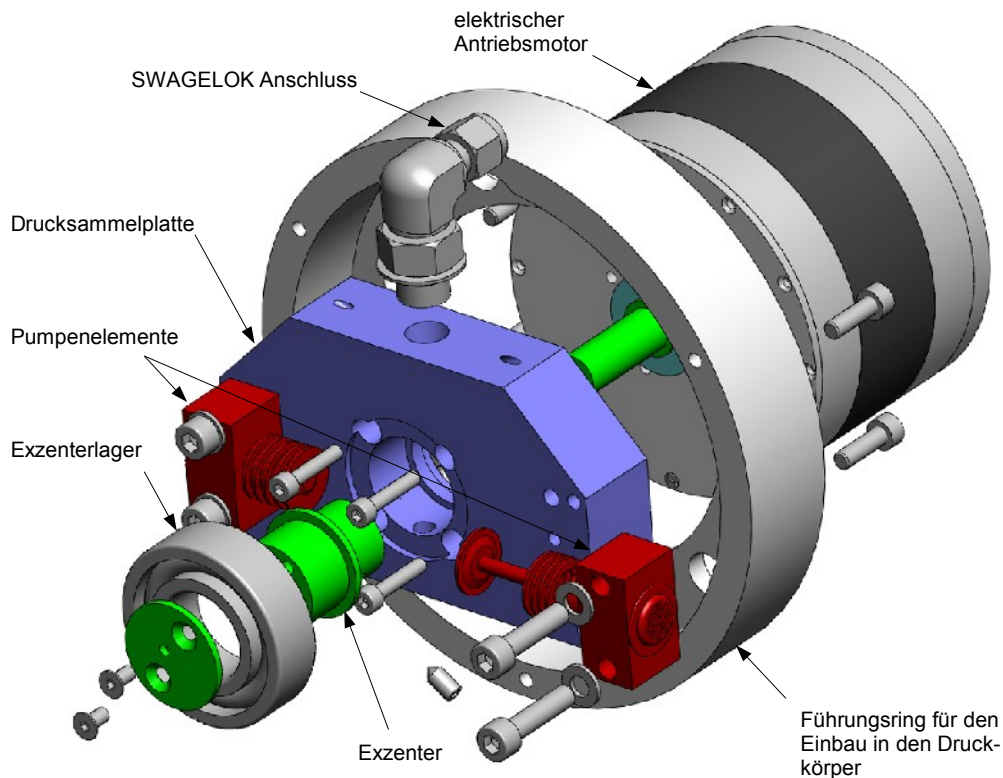


Abb. 4-11 Explosionsansicht des Pumpensystem

Die Axialkolbenpumpe PB33HP kostet mit den nötigen Modifikationen über 1.900 Euro und stellt somit das kostenintensivste Bauteil in dem variablen Auftriebstrimmsystem dar. Um die Entwicklungskosten zu senken, wurde daher nach Alternativen gesucht.

Eine Alternative bieten die Radialkolbenpumpen der Firma HAWE Hydraulik SE. Bei Radialkolbenpumpen werden die Kolben nicht durch eine Schrägscheibe angetrieben, sondern durch einen Exzenter, um den herum die Pumpenelemente angeordnet sind (siehe Abbildung 4-9). Da die angebotenen Pumpen zwar günstig im Vergleich zu HydroLEDUC sind, aber relativ massiv aufbauen, wurde beschlossen, eine Radialkolbenpumpe mit Hilfe von Pumpenelementen der Fa. Hawe selber zu konstruieren und aufzubauen.

Jedes der Pumpenelemente ist in der Lage, einen Druck von 700 bar bei einem Volumenstrom von $62 \text{ cm}^3 \text{ min}^{-1}$ bei 1.000 Umdrehungen pro Minute zu erzeugen [Haw02]. Zwei Pumpenelemente würden also zu einem Volumenstrom von $124 \text{ cm}^3 \text{ min}^{-1}$ führen. Ein Flüssigkeitsvolumen von drei Litern könnte somit in 24 Minuten aus dem Druckkörper gepumpt werden. Die Pumpenelemente verfügen über zwei Rückschlagventile, über die der Volumenstrom gesteuert wird (siehe Abbildung 4-10).

Um die zwei Pumpenelemente um den Exzenter herum montieren zu können und die Druckleitungen der beiden Elemente zu verbinden, wurde eine Drucksammelplatte hergestellt. Sie dient weiterhin dazu, den elektrischen Antriebsmotor für die Pumpe sowie den Führungsring aufzunehmen (siehe Abbildung 4-11).

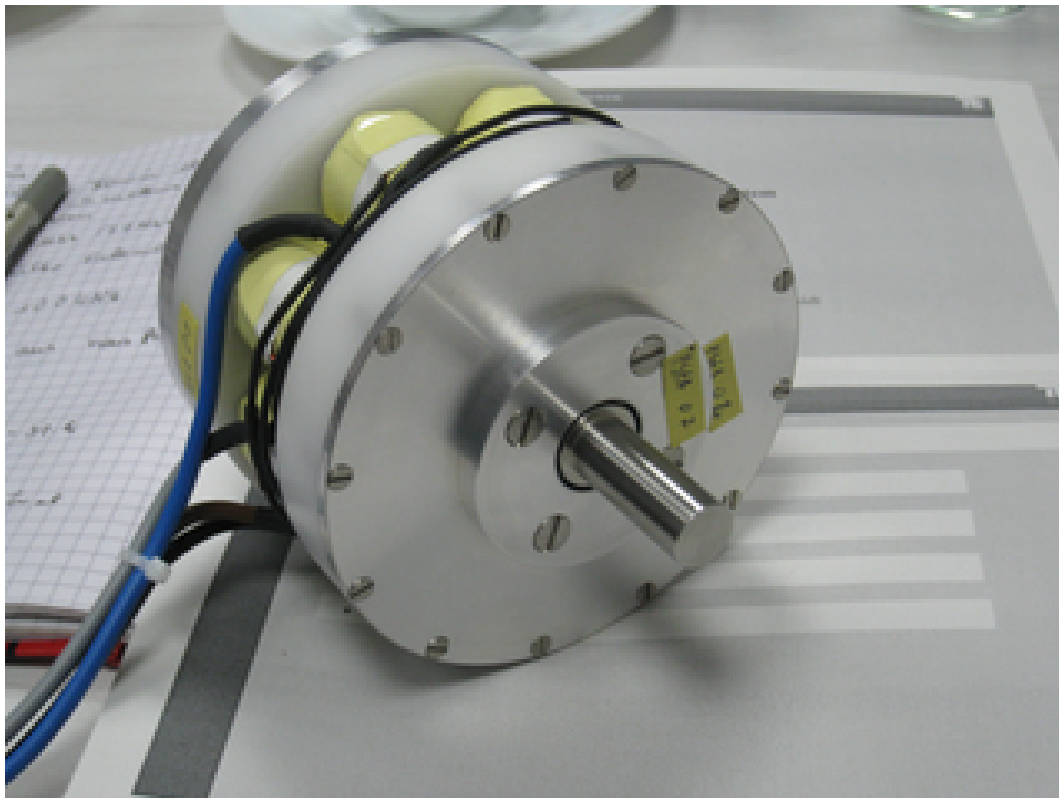


Abb. 4-12 Druckneutraler Antriebsmotor für die Hydraulikpumpe

Der offene in der Trimmflüssigkeit betriebene Aufbau ermöglicht das Ansaugen der Flüssigkeit, ohne die Rückholfedern zu belasten. Sie werden nur durch die Kraft belastet, die nötig ist, das Rückschlagventil an der Saugseite zu öffnen.

Der Leistungsbedarf der Radialkolbenpumpe kann überschlagsmäßig nach dem Datenblatt der Pumpenelemente berechnet werden [Haw02]. Demnach wird die nötige Antriebsleistung P_{kW} an der Pumpenwelle nach

$$P_{kW} = \frac{p_{\text{bar}} Q_{l/\text{min}} k}{600 \eta_t} \quad (4-11)$$

berechnet. Dabei stellt p_{bar} den Druck in bar, gegen den die Pumpe arbeiten soll, dar. Das Fördervolumen $Q_{l/\text{min}}$ berechnet sich nach Förderstromkennzeichen mal $n_x/1450$ wobei n_x die Drehzahl ist, mit der die Pumpe betrieben wird. Das Förderstromkennzeichen ist für die Pumpenelemente mit $0,09 \text{ l min}^{-1}$ angegeben. Die Pulsation der Pumpe wird durch den theoretischen Faktor k berücksichtigt. Bei Pumpen mit zwei Pumpenelementen beträgt er 1,4. Der Gesamtwirkungsgrad η_T der Pumpe wird mit 0,83 angegeben. Demnach resultiert ein Leistungsbedarf für ein Pumpenelement bei einer Drehzahl von 1.000 u min^{-1} und einem Arbeitsdruck von 600 bar von 104 W. Für die gesamte Pumpe resultiert also eine nötige Wellenleistung von 208 W.

Als Antriebmotor wird ein zweisträngiger permanent erregter Synchronmotor eingesetzt



Abb. 4-13 Fertig montierte Radialkolbenpumpe für das Auftriebstrimmsystem

(siehe Abbildung 4-12). Dieser Motor wurde eigens für die Pumpe des Auftriebstrimmsystems von der Fa. Enitech GmbH entwickelt und gebaut. Die Nenndrehzahl liegt bei 1.000 u min^{-1} bei der eine Wellenleistung von 500 W abgegeben werden kann. Der Motor ist so konstruiert, dass er direkt in der Trimmflüssigkeit arbeiten kann, solange es sich nicht um ein korrosives Medium handelt. Die besonders robuste Bauweise des vorderen Lagers erlaubt es, den Exzenter für die Radialkolbenpumpe ohne zusätzliche Lagerung auf der Motorwelle zu befestigen. Alle entstehenden Kräfte werden durch das vordere Lager aufgenommen, was nochmals zu einer Reduzierung des Gesamtvolumens der in Abbildung 4-13 gezeigten Pumpenbaugruppe führt.

4.3.3 Flexibles Öl-Reservoir

Um das aus dem Druckkörper herausgepumpte Volumen der Trimmflüssigkeit aufzunehmen, wird ein flexibles Flüssigkeitsreservoir benötigt. Diese Blase erzeugt letztendlich durch die Verdrängung des umgebenen Wassers den Auftrieb. Sie muss so gestaltet sein, dass sie das gesamte in der Druckkammer vorhandene Trimmvolumen aufnehmen kann. Für die Herstellung wurden zwei Konzepte verfolgt.

Bei der Auswahl der Materialien für die Blase sind viele Möglichkeiten gegeben. Letztendlich ist jedes Material geeignet, welches dünne Wandstärken ermöglicht, um das Eigengewicht der Blase nicht unnötig hoch zu gestalten.

Polyvinylchlorid (kurz PVC) ist ein amorpher thermoplastischer Kunststoff. Das heißt, er kann mit Hilfe von Wärme umgeformt werden. Von Natur aus ist PVC hart und spröde

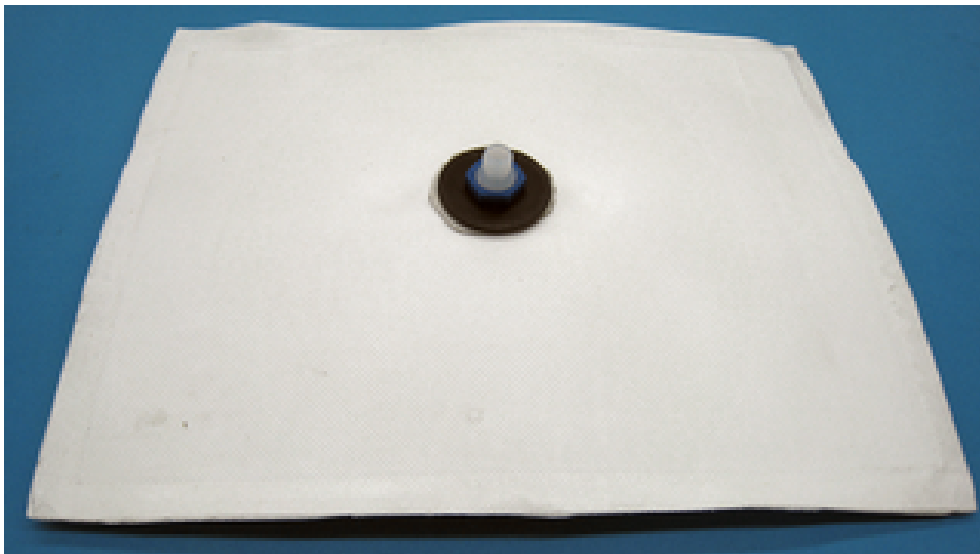


Abb. 4-14 Für Versuche gefertigte Trimmbalse aus PVC-Folie

und wird erst durch Zugabe von Weichmachern und Stabilisatoren zu einer weichen elastischen Folie. Bei einem ununterbrochenen Einsatz in Seewasser besteht die Gefahr, dass die Weichmacher in Lösung gehen und dieses zunehmend versprödet. Um die Eignung dieses Kunststoffs für die Herstellung der Blase zu untersuchen, wurde ein Prototyp einer Trimmblase aus kommerziell erhältlichen PVC-Folien hergestellt.

Die verwendeten Folien haben eine zusätzliche Glasgewebeeinlage und sind daher äußerst robust gegenüber mechanischen Einwirkungen. Um eine Blase herzustellen, wurden zwei rechteckige Folienteile durch thermoplastisches Schweißen miteinander verbunden. Dabei konnte allerdings keine reproduzierbare Verbindung hergestellt werden. Dennoch gelang es nach mehreren Versuchen, eine Blase zu fertigen (siehe Abbildung 4-14). Der Anschluss für die Druckleitung wurde mittels eines SWAGELOK-Fittings realisiert, der mit der Folie verschraubt und zusätzlich verklebt wurde.

Die so entstandene Blase zeigte unter Laborbedingungen gute Resultate. Sie konnte das Trimmvolumen ohne Probleme aufnehmen ohne dass die Schweißnähte durch die resultierende Verformung der Blase nennenswert belastet wurden. Allerdings zeigten die Laborversuche auch, dass das verwendete Hydrauliköl das Material angreift und daher nicht verwendet werden kann. Daher wurde nach Alternativen für die Trimmflüssigkeit gesucht. Auf die Auswahl einer geeigneten hydraulischen Trimmflüssigkeit wird zu einem späteren Zeitpunkt noch einmal genau eingegangen.

Da alle druckneutralen Komponenten in einem Kunststoff eingebettet sind, um den hydrostatischen Druck auf die Bauteile zu übertragen und sie zusätzlich vor Korrosion zu schützen, liegt der Gedanke nahe, auch diese Vergussmaterialien auf ihre Eignung zur Herstellung einer elastischen Blase hin zu untersuchen. Das in vielen druckneutralen Baugruppen verwendete Silikon der Firma Wacker mit der Produktbezeichnung Elastosil RT625 ist nach den gegebenen Daten für die Herstellung einer solchen neuartigen Blase durchaus geeignet [Sch09]. Der Zweikomponenten-Silikonkautschuk zeichnet sich durch eine außergewöhnliche Korrosionsbeständigkeit, geringe Wasseraufnahme und eine hohe Elastizität aus [Wac09].

Die Blase wurde mit Hilfe einer verlorenen Form hergestellt. Dazu wurde der Raum, der sich später mit der Trimmflüssigkeit füllt, bei der Herstellung mit einer Wachsplatte ausgefüllt. Das Wachs kann nach dem Aushärten des Silikons durch Erwärmen aus der Blase entfernt werden und die Überreste können mit einem Lösungsmittel restlos entfernt werden. Für den Anschluss an die SWAGELOK-Druckleitungen wurde während des Herstellungsprozesses der Silikonblase ein Schlauchstück ebenfalls aus dem Silikon mit an die Blase angegossen (siehe Abbildung 4-15). Somit ist es möglich, die SWAGELOK Komponenten wieder zu verwenden.

Das Eigengewicht der Blase beträgt 950 Gramm, das höher ist als das Eigengewicht der Blase aus PVC. Jedoch resultiert aus dem nahtlosen Aufbau und der enormen Elastizität der Silikonblase eine wesentlich höhere Betriebssicherheit. In Laborversuchen zeigte sich,

dass die Silikonblase ebenfalls nicht für das verwendete Hydrauliköl geeignet ist. Zwar versprödete die Blase nicht, jedoch diffundierte das Öl ungehindert durch die Silikonwände der Trimmblase.

Die Montage der Silikonblase gestaltet sich relativ einfach. Dazu wird sie unter das Kastenprofil der Auftriebstrimmsektion geschraubt. Die Befestigungslöcher, die schon bei der Herstellung der Silikonblase gefertigt wurden ermöglichen ein einfaches Anschrauben. Erst im eingebauten Zustand ist es möglich, eine Aussage über die richtige Funktionsweise der Blase zu machen. Die ersten Tests, bei denen die Blase mit der Trimmflüssigkeit gefüllt wurde, zeigten, dass sie in der Lage ist, ein Vielfaches des für das Auftriebstrimmsystem nötigen Flüssigkeitsvolumens aufzunehmen (siehe Abbildung 4-16).

Mit dem einfachen und günstigen Herstellungsverfahren lassen sich elastische Reservoirs in fast jeder beliebigen Form und Größe herstellen.

4.3.4 Ventil

Ein Ventil in der Rücklaufleitung des Auftriebtrimmsystems ermöglicht dem Trimmvolumen, welches sich in dem Flüssigkeitsreservoir befindet, wieder in den Druckkörper zu

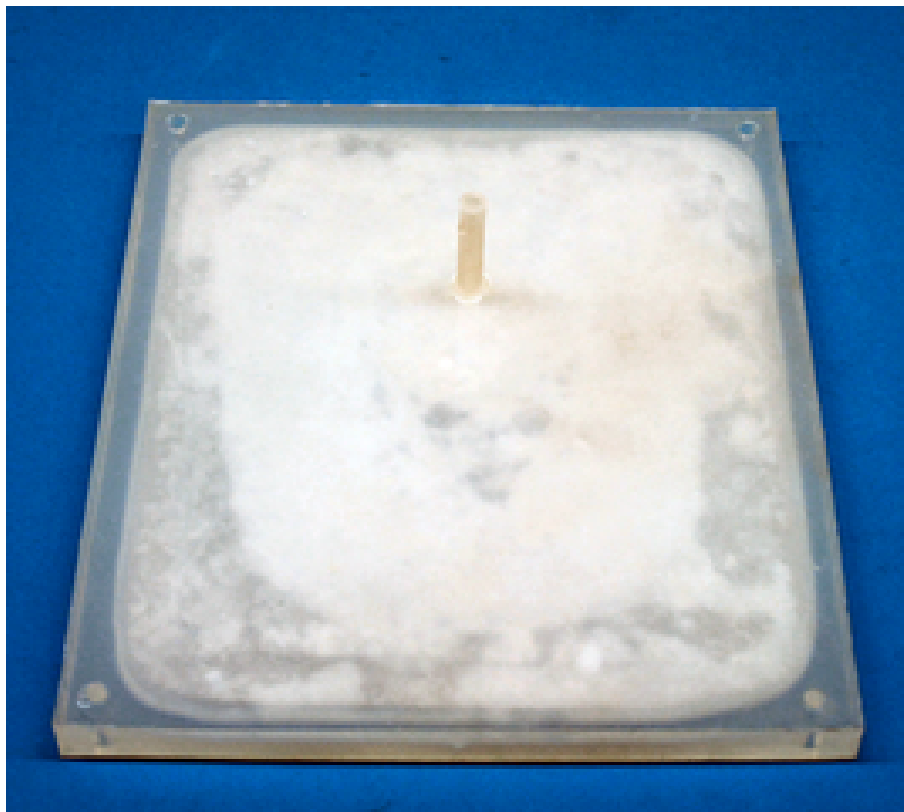


Abb. 4-15 Für Versuche gefertigte Trimmblase aus Silikon

gelangen. Da das System im Ruhezustand möglichst keine Energie verbrauchen soll, damit der Energiespeicher geschont wird, ist ein Ventil nötig, welches stromlos geschlossen ist und demnach nur für das Öffnen Energie benötigt.

Kommerziell erhältliche Ventile für einen Druck von 600 bar sind zumeist sehr groß und wiegen mehrere Kilogramm. Die Firma SWAGELOK bietet Nadelventile an, die sich durch eine geringe Baugröße und ein vertretbares Eigengewicht auszeichnen. Allerdings handelt es sich dabei um manuelle Ventile, die keine Automatisierung zulassen.

Da geplant ist, das Auftriebstrimmsystem in der Versuchsplattform DNS Pegel zur Evaluierung nur in der Ostsee einzusetzen, wurde auf ein einfaches und zugleich kleines 2/2-Wege-Magnetventil ausgewichen. Dieses Ventil, welches bei einer Druckdifferenz von bis zu 12 bar sicher arbeiten kann, eignet sich zwar nicht für Tiefseeanwendungen, ist jedoch für die Erprobungen in der Ostsee völlig ausreichend. Ein elektrischer Antrieb für das SWAGELOK-Nadelventil wurde zwar entworfen, konnte aber in der Projektlaufzeit nicht fertig gestellt werden.

Der schematische Aufbau des Magnetventils VA 291 der Fa. Staiger ist in Abbildung 4-17 gezeigt. Dabei handelt es sich um ein Magnetventil, welches sich durch Anlegen einer elektrischen Spannung öffnet und somit der Trimmflüssigkeit ermöglicht, in den Druckkörper zurückzufließen. Im stromlosen Zustand drückt eine Feder den Anker auf den Ventilsitz. Das Ventil ist somit geschlossen. Wird hingegen eine elektrische Spannung an den Elektromagneten gelegt, baut dieser ein magnetisches Feld auf, welches durch die Reluktanzkräfte den Anker anhebt und das Ventil öffnet.

Das Ventil ist im weitesten Sinne druckneutral, da sich im Inneren immer der Umgebungsdruck befindet. Erst hinter dem Ventilsitz besteht eine Druckdifferenz, die der Differenz zwischen dem Vakuum im Druckkörper und dem hydrostatischen Außendruck entspricht. Daher muss die Verbindung zwischen der Niederdruckseite des Magnetventils und der Druckdurchführung des Druckkörpers durch eine Rohrverbindung realisiert werden, die einem Außendruck von 600 bar standhält. Die verwendeten SWAGELOK Hochdruck Hydraulikrohre und Verschraubungen konnten bei einem Test im Drucktank

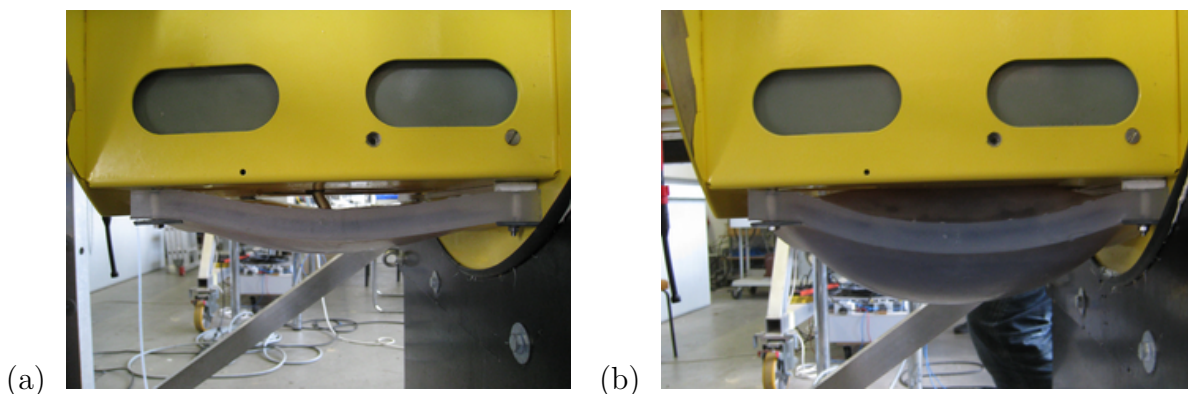


Abb. 4-16 Verformung (a) der Trimmblase durch Befüllen (b) mit der Trimmflüssigkeit

bei 600 bar dieser Anforderung gerecht werden. Alle anderen Rohrverbindungen in dem Auftriebstrimmsystem sind druckneutral und wurden somit als günstige Kunststoffrohre aus PFA (Perfluoralkoxylalkan), eine Weiterentwicklung des PTFE (Polytetrafluorethylen), ausgeführt. Das Gehäuse des Magnetventils besteht aus rostfreiem Stahl 1.4301. Das Magnetventil wurde druckneutral vergossen, weil diese Stahlsorte nicht dauerhaft seewasserbeständig ist und die Spule des Elektromagneten nicht mit Seewasser in Berührung kommen darf.

Bei der Herstellung von druckneutralen Baugruppen wird neben Silikonen auch PUR (Polyurethan) als Vergussmasse verwendet. PUR zeichnet sich durch eine bessere Affinität zu seewasserbeständigen Stählen aus, als beispielsweise Silikon. Weiterhin weist PUR eine geringere Elastizität auf, was sich auf die Konstruktion von beanspruchten Teilen, die besonders robust aufgebaut werden sollen, auswirkt. Dennoch ermöglicht ein Verguss mit PUR die Verwendung als druckneutrale Baugruppe auch unter sehr hohen Umgebungsdrücken. Daher wurde das Magnetventil in PUR vergossen (siehe Abbildung 4-18).

4.3.5 Trimmflüssigkeit

Wie zuvor angedeutet, kann das im Labor verwendete Hydrauliköl nicht als Trimmflüssigkeit genutzt werden, weil es das elastische Flüssigkeitsreservoir chemisch angreift. Die Trimmflüssigkeit muss alle Anforderungen an eine Hydraulikflüssigkeit erfüllen. Dazu zählt die Möglichkeit der Energie- und Signalübertragung als auch sekundär die Schmierung, Reduzierung von Verschleiß, Korrosionsschutz, Dämpfung und Wärmeabfuhr [Mat08]. Als Trimmflüssigkeit kommen verschiedene Flüssigkeiten in Frage. Die am häufigsten in der Hydraulik eingesetzten Flüssigkeiten beruhen auf Mineralölbasis. Sie sind mit entsprechenden Additiven versetzt. Die Anforderungen an diese Hydraulikflüssigkeiten sind

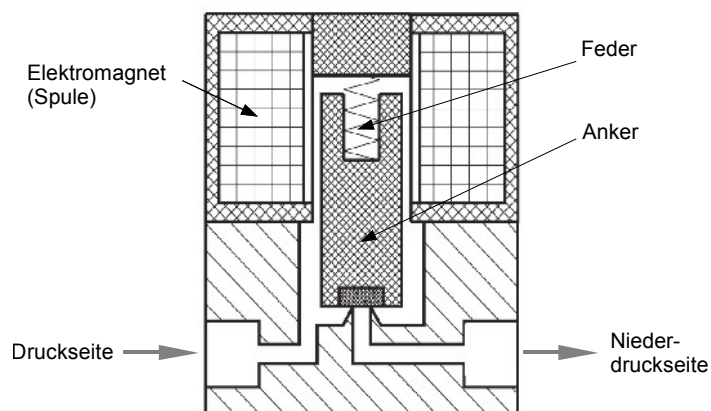


Abb. 4-17 Schematischer Aufbau des Magnetventils

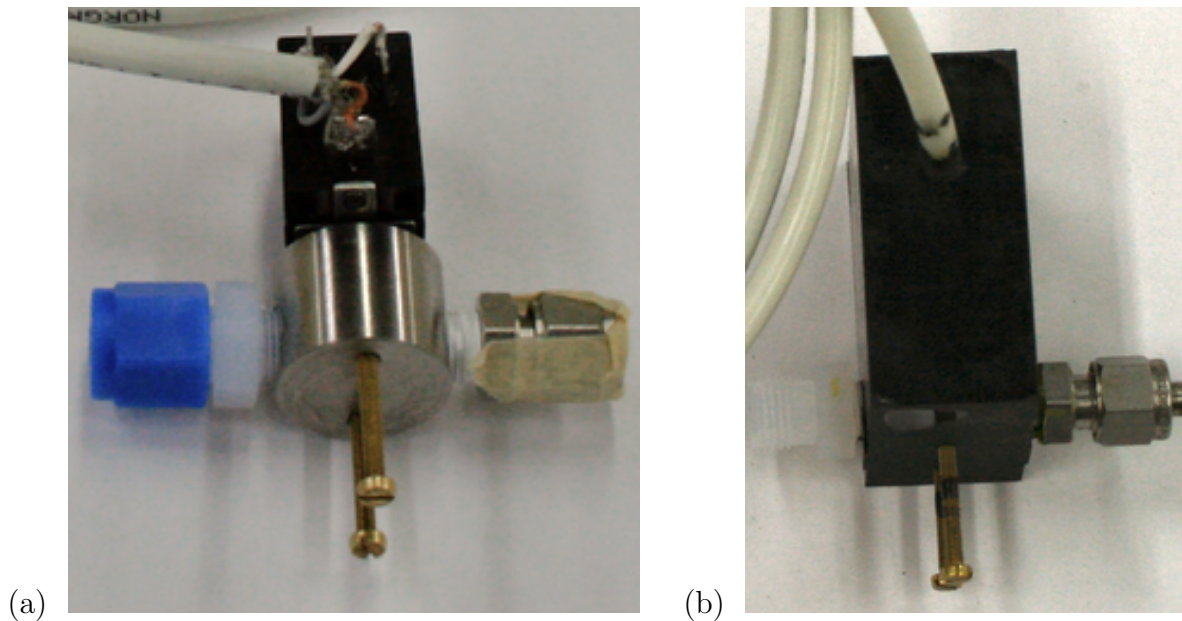


Abb. 4-18 Staiger Magnetventil (a) vor und (b) nach dem PUR-Verguss

in der Norm ISO 6743/4 zu finden [Fin06]. In Deutschland sind die Bezeichnungen HL, HLP, HVLP nach DIN 51524 für Hydraulikflüssigkeiten auf Mineralölbasis üblich. Als ein Vorteil von Hydraulikflüssigkeiten auf Mineralölbasis ist das breite Verdampfungsspektrum zu erwähnen. Aus diesem Grund eignen sich diese Flüssigkeiten auch für Vakuum, wie es im Auftriebstrimmsystem auftritt. Jedoch konnte in Laborversuchen festgestellt werden, dass sowohl PVC als auch Silikon von diesen Hydraulikflüssigkeiten angegriffen oder sogar durchdrungen wird.

Hydraulikflüssigkeiten mit der Bezeichnung HFAE beruhen auf einer Öl in Wasser Emulsion. Bei ihnen besteht die Gefahr der Entmischung. HFAS bezeichnet Flüssigkeiten aus in Wasser gelösten synthetischen Konzentraten. Hier entsteht nicht die Gefahr der Entmischung da es sich um eine echte Lösung handelt. Wasserglykole (HFC) bestehen hingegen aus einer Wasser- Polymer-Lösung mit einem Wasseranteil von mehr als 35 %, die bis zu einem Arbeitsdruck von 250 bar als Hydraulikflüssigkeit einsetzbar sind.

Die Gruppe der biologisch abbaubaren Hydraulikflüssigkeiten wird auf Basis von pflanzlichen Ölen hergestellt und kann somit in einer biologisch kritischen Umgebung eingesetzt werden. Daher eignen sie sich ökologisch gesehen besonders für den Einsatz in einem Gerät, welches sich in offenen Gewässern bewegt. Diese Hydraulikflüssigkeiten werden als Schadstoffe der Schadstoffklasse I eingestuft. Die Bezeichnung HE steht für Hydraulik Environmental. Eingeteilt werden diese Hydraulikflüssigkeiten in Flüssigkeiten mit der Bezeichnung HETG (Basis Triglyceride= pflanzliche Öle), HEES (Basis synthetische Ester), HEPG (Basis Polyglycole) und HEPR (andere Basisflüssigkeiten).

Da es sich bei dem variablen Auftriebstrimmsystem um ein experimentelles System handelt, welches im offenen Meer eingesetzt werden soll, fiel die Entscheidung auf eine bio-

logisch abbaubare Hydraulikflüssigkeit. Somit ist im Falle einer Fehlfunktion oder einer Leckage sichergestellt, dass die austretende Flüssigkeit die Umwelt nicht schädigt. Weiterhin ist die Verträglichkeit von HEPG Hydraulikflüssigkeiten mit Silikon, welches als Werkstoff für den flexiblen Flüssigkeitsreservoir verwendet wurde, ausgezeichnet. Die verwendete HEPG-Hydraulikflüssigkeit (Aral Vitam BAF 46) besitzt eine Dichte von $1,12 \text{ g cm}^{-3}$ und eine kinematische Viskosität bei 40 °C von $45 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$ [Ara02]. Die Hydraulikpumpe des Auftriebstrimmsystems benötigt eine Viskosität der zu pumpenden Flüssigkeit von mindestens $10 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$. Daher ist es nötig, die Trimmflüssigkeit mit deionisiertem Wasser weiter zu verdünnen, um den Druckabfall in den Rohrleitungen und dem Rücklaufventil zu minimieren.

4.3.6 Füllstandssensoren

Der Druckkörper aus Borosilicatglas besteht aus einer Halbsphäre, die mit einem Glaszylinder verklebt ist. Eine weitere Halbsphäre aus Glas schließt den Druckkörper nach der Montage der internen Komponenten. Damit der Druckkörper sich nicht versehentlich öffnen kann, wird im Innern ein Vakuum erzeugt. Um zu verhindern, dass zu viel Trimmflüssigkeit durch den Umgebungsdruck in den Glasskörper gedrückt wird und somit das Vakuum ausfüllt, so dass sich der Druckkörper öffnen könnte, muss der Füllstand der Flüssigkeit ständig überwacht werden. Weiterhin soll durch die Füllstandssensoren sichergestellt werden, dass die Pumpe immer im Ölbad läuft und somit sicher ansaugt. Für die einwandfreie Funktionsweise sind also mindestens ein maximaler und ein minimaler Füllstand zu bestimmen. Für diese Detektierung bieten sich verschiedene Verfahren an. Eine einfache Möglichkeit bietet ein Schwimmer, der an einer Führung an der Oberfläche des Mediums schwimmt. An den entsprechenden Flüssigkeitsständen befinden sich Sensoren, die den Schwimmerstand detektieren. Dies kann durch einen einfachen Schalter oder durch einen Hallsensor in Kombination mit einem Permanentmagneten an dem Schwimmer erfolgen. Letztere Variante bietet einen wesentlichen Verschleißvorteil, da berührungslos gemessen werden kann. Die Konstruktion mit einem Schwimmer hat jedoch den Nachteil, dass entsprechend der vertikalen Bewegung des Schwimmers genügend Platz über den gesamten Füllstand vorgesehen werden muss. Es ist auch vorstellbar, zwei Schwimmer an den beiden Positionen der Flüssigkeitsstände vorzusehen. Da es aber nicht ausgeschlossen werden kann, dass sich in dem Druckkörper ein Druckausgleich zum umgebenden hydrostatischen Druck vollführt sind dünnwandige, mit Luft gefüllte oder evakuierte Schwimmer ungeeignet, da sie einem Außendruck von mehr als 10 bar nicht standhalten würden. Am geeignetsten für eine Füllstandsmessung sind optische Sensoren. Diese Sensoren zeichnen sich durch eine Messung ohne bewegliche mechanische Teile aus. Eine Variante besteht



Abb. 4-19 Honeywell Füllstandssensor [Hon10]

in der Vermessung der Entfernung der Flüssigkeitsoberfläche zu einem bestimmten Punkt oberhalb der Oberfläche. Somit würde immer eine Information über den aktuellen Füllstand gegeben sein. Diese Variante würde sich mit so genannten Triangulationssensoren realisieren lassen. Jedoch reagiert diese Art von Sensoren empfindlich auf die Oberflächenbeschaffenheit. Weiterhin ist nicht abzuschätzen, welchen Einfluss Spritzer oder Tropfen der Trimmflüssigkeit auf der Optik der Sensoren haben würden.

Da der Druckkörper transparent ist, ist es auch denkbar, den Füllstand durch eine Art Lichtschranke von außen zu detektieren. Wenn sich keine Flüssigkeit zwischen einer Licht emittierenden Leuchtdiode (kurz: LED) und einem Fototransistor befindet kann dieser das emittierte Licht empfangen. Befindet sich jedoch Flüssigkeit zwischen der LED und dem Fototransistor, welche das emittierte Licht absorbiert, kann der Fototransistor kein oder nur sehr wenig Licht empfangen, was durch einen geringen Stromfluss messbar ist. Diese Art der Füllstandsmessung setzt einen diskreten druckneutralen Aufbau der Lichtschranke voraus. Da ein solcher Aufbau aus mindestens vier Elementen und einer Auswerteelektronik besteht, die extra aufgebaut, kalibriert und getestet werden müssten, wurde dieses Konzept nicht weiter verfolgt.

Bei dem optischen Honeywell LLE101000 Füllstandssensor kann der Füllstand durch die Ausnutzung der Totalreflektion von Licht detektiert werden. Eine LED und ein Fototransistor befinden sich in dem optisch transparenten Dom des Sensors (siehe Abbildung 4-19).

Wenn den Dom keine Flüssigkeit umgibt, wird das von der LED emittierte Licht im Dom intern reflektiert und vom Fototransistor detektiert. Wird jedoch der Dom äußerlich von einer Flüssigkeit benetzt, ändert sich der Brechungsindex an der Grenzfläche zwischen Gehäuse und Umgebung, so dass das von der LED emittierte Licht nicht mehr vollständig reflektiert wird. Der Fototransistor empfängt nun weniger Licht. Ein interner Schmitt-Trigger unterscheidet die beiden Schaltschwellen und setzt dementsprechend den Ausgang

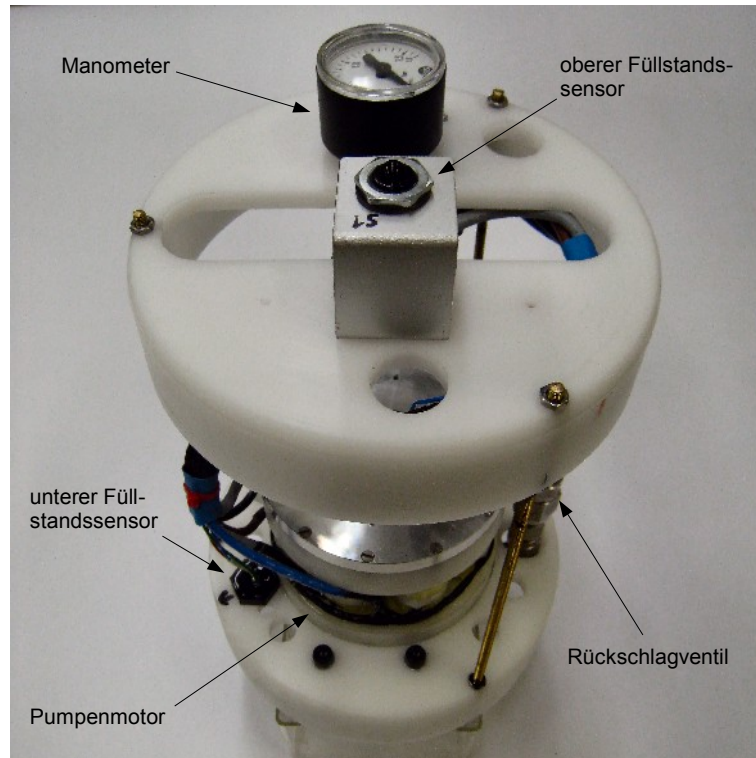


Abb. 4-20 Positionierung der Füllstandssensoren im Druckkörper des Auftriebstrimmsystems

auf ein High- oder Low-Pegel. Diese Detektion ist sehr schnell, jedoch abhängig von der Viskosität der zu messenden Flüssigkeit. Da die in dem Auftriebstrimmsystem verwendete Flüssigkeit eine relativ zu Wasser hohe Viskosität ($45 \text{ mm}^2 \text{ s}^{-1}$) besitzt, muss beachtet werden, dass der Schalterpunkt durch auf dem Dom befindliche Tropfen der Trimmflüssigkeit verzögert werden kann.

In Abbildung 4-20 sind die Einbaupositionen der beiden optischen Füllstandssensoren gezeigt. Der obere Sensor signalisiert der Steuerungselektronik, dass der Druckkörper vollständig mit der Trimmflüssigkeit gefüllt ist, was ein sofortiges Schließen des Rücklaufventils verursacht. Das Vakuum in dem Druckkörper ist so eingestellt, dass selbst in diesem Betriebszustand noch immer ein Druck von mindestens 900 mbar herrscht. Kurz oberhalb der Hydraulikpumpe befindet sich der untere optische Füllstandssensor, der verhindert, dass die Hydraulikpumpe nicht mehr mit Trimmflüssigkeit versorgt werden kann und somit trocken läuft. Das Auslösen dieses Füllstandssensors führt zu einem sofortigen Stopp des Antriebs für die Hydraulikpumpe.

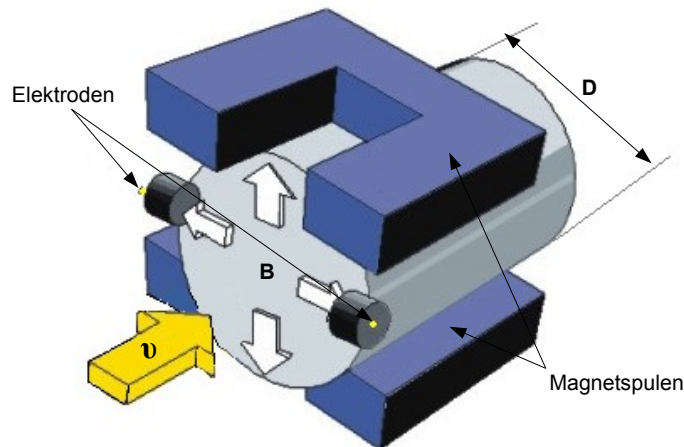


Abb. 4-21 Schematischer Aufbau eines magnetisch induktiven Durchflusssensors (überarbeitet nach [Ind10])

4.3.7 Durchflusssensor

Um einen Aufschluss über die Flüssigkeitsmenge zu erhalten, die in die Trimmblase gepumpt wird, bzw. wieder herausläuft, soll ein Durchflusssensor genutzt werden. Für die Bestimmung des Volumenstroms der Trimmflüssigkeit sind mehrere Messverfahren geeignet, jedoch soll ein möglichst einfaches Prinzip genutzt werden. Ein weiterer Aspekt bei der Auswahl von Sensoren ist die Eignung für eine druckneutrale Modifikation.

Eine Möglichkeit, den Volumenstrom in einer Rohrleitung zu messen, besteht in der magnetisch-induktiven Durchflussmessung. Bei dieser Art der Durchflussmessung fließt die Flüssigkeit mit der Geschwindigkeit v durch zwei Permanentmagnete bzw. Elektromagnete hindurch, die ein magnetisches Feld erzeugen. Die magnetische Induktion B drängt die Ladungsträger durch die Lorentzkraft aus dem Magnetfeld heraus, die über orthogonal zu dem B -Feld angeordnete Elektroden gemessen werden können (siehe Abbildung 4-21). Die Spannung, die an den beiden Elektroden gemessen werden kann, ist für ein rotationssymmetrisches Strömungsprofil mit dem Durchmesser D und ein homogenes Magnetfeld B , direkt proportional zur mittleren Strömungsgeschwindigkeit \bar{v} :

$$U = k B D \bar{v} \quad (4-12)$$

Der Proportionalitätsfaktor k entspricht der gegebenen Einbaubedingungen. Der Volumenstrom \dot{V} kann aus dem Rohrquerschnitt D und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit \bar{v} bestimmt werden:

$$\dot{V} = \frac{\pi}{4} D^2 \bar{v} = \frac{\pi D U}{4 k B} \quad (4-13)$$

Dieses induktive Messverfahren ermöglicht Messungen unabhängig von Temperatur, Viskosität, Druck, Dichte und dem vorherrschenden Strömungsprofil [Bru07]. Jedoch ist für diese Art der Messung eine minimal leitfähige Flüssigkeit nötig, da freie Ladungsträger vorhanden sein müssen. Die verwendete Trimmflüssigkeit basiert zwar auf einer wässrigen Lösung, die jedoch deionisiert ist und somit kaum freie Ladungsträger besitzt. Dies ist notwendig, weil sich in dem Druckkörper offene elektrischen Leitungen befinden, die den Antriebsmotor und die Sensorik mit der externen Steuerungselektronik verbinden. Die Anforderung an eine leitfähige Flüssigkeit ist in dem Auftriebssystem nicht realisierbar. Daher spricht das verwendete Konzept gegen die Verwendung eines induktiven Durchflusssensors.

Eine weitere Möglichkeit, den Volumenstrom der Trimmflüssigkeit zu bestimmen, ist die akustische Durchflussmessung. Bei der Doppler-Ultraschallmessung wird die Frequenzverschiebung des ausgesendeten Signales aufgrund der Fließgeschwindigkeit der sich in der Flüssigkeit befindenden Partikel erfasst. Hierzu werden in der Flüssigkeit Verschmutzungspartikel oder Luftbläschen benötigt [Lin94].

Der Sensor misst den Volumenstrom, in dem ein akustisches Signal mit bekannter Frequenz durch einen Ultraschallsender gesendet wird, welches von den in der Flüssigkeit schwebenden Partikel reflektiert wird. Ein Empfänger empfängt die reflektierten akustischen Signale. Da die Partikel sich in Flussrichtung bewegen, entsteht eine Frequenzverschiebung, die direkt proportional zu der Geschwindigkeit der Partikel ist. Das selbe Prinzip kann auch in ein einzelnes Modul integriert werden, welches sowohl als Sender als auch als Empfänger arbeiten kann.

Die Genauigkeit eines Doppler-Durchflusssensors ist stark von den physikalischen Eigenschaften der zu vermessenden Flüssigkeit abhängig. Dabei spielen Eigenschaften wie akustische Leitfähigkeit, Schallgeschwindigkeit, Partikeldichte und das Strömungsprofil eine wichtige Rolle. Es ist davon auszugehen, dass sich die akustischen Eigenschaften der Trimmflüssigkeit durch die immensen Druck- und Temperaturunterschiede sehr stark ändern. Ebenso soll die Trimmflüssigkeit keinerlei Partikel enthalten, da diese die Hydraulikpumpe oder die Ventile beschädigen könnten. Die Wahrscheinlichkeit, dass sich in der Trimmflüssigkeit Luftbläschen befinden, die eine solche akustische Vermessung ermöglichen würden, ist angesichts des hohen Umgebungsdrucks eher gering. Daher ist diese Art der Durchflussmessung für das Auftriebstrimmsystem ungeeignet.

Die Laufzeitmessung in einer strömenden Flüssigkeit mit Hilfe der akustischen Durchflussmessung ist eine weitere Möglichkeit, den Volumenstrom zu bestimmen (siehe Abbildung 4-22). Dabei wird die Laufzeit von akustischen Impulsen in Strömungsrichtung und entgegengesetzt der zu vermessenen Flüssigkeit gemessen [Lin94]. Die mittlere Fließ-

geschwindigkeit der Flüssigkeit \bar{v} ist direkt proportional zu der Laufzeitdifferenz:

$$\bar{v} = \frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2} \frac{L}{2 \cos \alpha} \quad (4-14)$$

T_1 ist hierbei die Laufzeit des Schallsignals mit der Strömung und T_2 die Laufzeit des Schallsignals gegen die Strömung. Die einfache Länge des Schallsignals durch die Flüssigkeit ist durch L definiert. Der Winkel des Schallsignals zur vorherrschenden Strömungsrichtung wird hierbei mit α angegeben. Der Volumenstrom \dot{V} berechnet sich nach:

$$\dot{V} = \bar{v} A = \frac{T_2 - T_1}{T_1 T_2} \frac{\pi L D^2}{8 \cos \alpha} \quad (4-15)$$

Die Schallgeschwindigkeit addiert sich in einer Richtung zu der Strömungsgeschwindigkeit hinzu und verringert sich um die Strömungsgeschwindigkeit in der entgegengesetzten Richtung. Somit ist die Messung unabhängig von der Schallgeschwindigkeit der Flüssigkeit. Bei dem Laufzeitdifferenzverfahren spielen daher Veränderungen der Flüssigkeit durch den Einfluss von Druck und Temperatur keine Rolle. Jedoch machen die geringen Strömungsgeschwindigkeiten und Rohrquerschnitte die Messung sehr kompliziert, da entweder eine sehr hohe Frequenz oder ein sehr langer Messpfad notwendig ist. Beides würde neben der druckneutralen Modifikation auf eine weitere Modifikation des Sensors hinauslaufen. Aus diesem Grund wurde von einer Verwendung eines solchen Sensors abgesehen.

Bei der volumetrischen Durchflussmessung wird das Flüssigkeitsvolumen mechanisch gemessen. Dabei wird das zu messende Medium durch ein Turbinenrad geleitet, welches durch den Volumenstrom in Drehung versetzt wird. In dem Turbinenrad befindet sich ein Permanentmagnet. Die Anzahl der Umdrehungen pro definiertem Zeitabschnitt wird durch einen Hallsensor berührungslos detektiert, indem der Permanentmagnet an dem

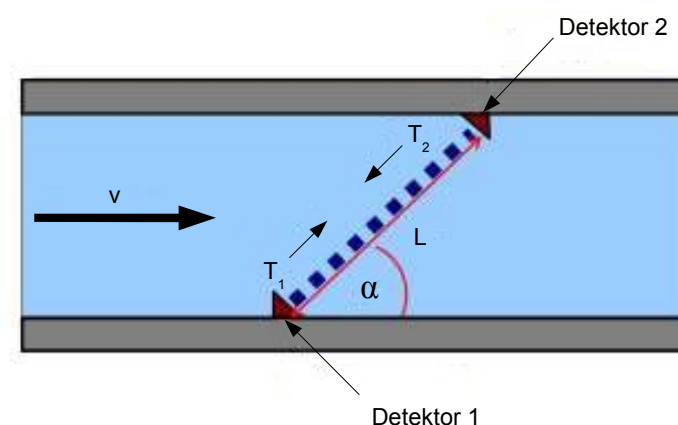


Abb. 4-22 Durchflussmessung nach dem Laufzeitdifferenzverfahren

Hallsensor vorbeiläuft. Die Durchflusssensoren, die nach dem Turbinenprinzip arbeiten, zeichnen sich durch einen sehr einfachen Aufbau sowie eine einfache Elektronik aus. Da sie zudem druckneutral modifizierbar sind, wurde ein Kleinmengen-Durchflussmessgerät der Firma B.I.O-TECH ausgewählt (siehe Abbildung 4-23).

Der Sensor mit der Bezeichnung FCH-m-POM eignet sich aufgrund seiner guten Wiederholgenauigkeit der minimal messbaren Durchflussmenge von $0,01 \text{ l min}^{-1}$ sowie einer beliebigen Einbaulage besonders für die Verwendung in dem variablen Auftriebstrimmsystem [Bio07]. Da das Innere des Sensors mit der Trimmflüssigkeit gefüllt ist, besteht keine Druckdifferenz. Deshalb kann der Sensor als druckneutrale Komponente Anwendung finden. Der Durchflusssensor liefert nur Messwerte in einer definierten Strömungsrichtung. Daher ist es notwendig, in dem Auftriebstrimmsystem zwei solche Sensoren zu benutzen. Der eine Sensor misst die in die Trimmblase hineinströmende Flüssigkeitsmenge, der andere in Serie geschaltet, hingegen die Flüssigkeitsmenge, die wieder im Fall der Auftriebsreduzierung aus der Trimmblase herausströmt.

Die Auflösung des Durchflusssensors beträgt $0,087 \text{ ml}$ pro Puls. Die Pulse werden durch die Speicher programmierbare Steuerung gezählt und in einer möglichen Visualisierung angezeigt. Somit ist zu jedem Zeitpunkt bekannt, wie viel Auf- bzw. Abtrieb erzeugt wird.

4.4 Einbau in die DNS Pegel

Für den Einbau des variablen Auftriebstrimmsystems in die DNS Pegel mussten zuvor einige Vorbereitungen getroffen werden. Die zweite Sektion der DNS Pegel ist für den



Abb. 4-23 Volumetrischer Durchflusssensor wie er im variablen Auftriebstrimmsystem genutzt wird [Bio07]

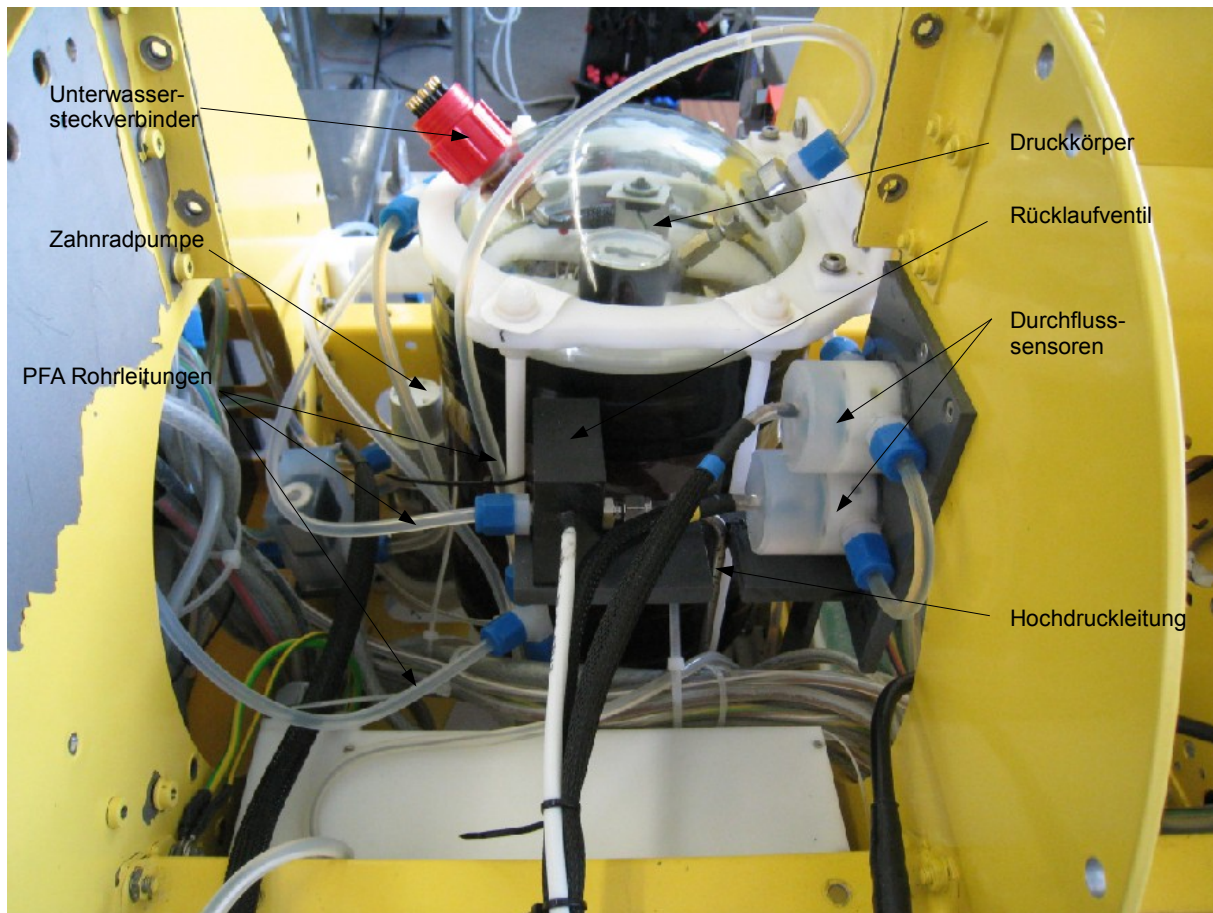


Abb. 4-24 In Sektion zwei integriertes und betriebsbereites variables Auftriebstrimmsystem

Einbau des Auftriebstrimmsystems vorgesehen (siehe Abbildung 4-24).

Dazu wurden die zwei Durchflusssensoren an dem Titanrahmen der Versuchsplattform verschraubt. Weiterhin wurde das Rücklaufventil integriert, um später in dem Druckkörper sicher das nötige Vakuum zu erzeugen. Bevor jedoch das Druckkörpersystem eingebaut werden konnte, musste der Druckkörper mit allen Komponenten montiert werden. Dazu wurde das im Abschnitt 4.3.2 beschriebene Pumpensystem in dem Druckkörper aus Borosilicatglas integriert. Die Verbindung der SWAGELOK Hochdruckleitungen von der Pumpe zur Druckdurchführung ist dabei besonders sorgfältig zu montieren, da in den Rohrleitungen der Umgebungsdruck herrscht. Eine undichte Verbindung kann bei hohen Umgebungsdrücken dazu führen, dass ein Teil der Trimmflüssigkeit nicht aus dem Druckkörper gepumpt wird. Nachdem das Pumpensystem integriert war, wurde der Druckkörper verschlossen und die Stoßflächen mit einem speziellem Klebeband versiegelt.

Für den Einbau in die Versuchsplattform DNS Pegel wurde eine Halterung aus POM entworfen. Sie dient dazu, den Druckkörper sicher in dem Titangerüst zu verschrauben. Im Druckkörper wurde mit Hilfe einer Vakuumpumpe ein Vakuum von 0,50 mbar aufgebaut. Dadurch ist sicher gestellt, dass der Druckkörper auch über ein ausreichendes Vakuum

verfügt, wenn er bis zum oberen Füllstandssensor mit der Trimmflüssigkeit gefüllt ist. Alle Rohrleitungen, die keine Druckdifferenz zu den angeschlossenen Systemkomponenten aufweisen wurden durch SWAGELOK PFA Rohre realisiert.

Nach dem Einbau wurde das Auftriebstrimmsystem in Betrieb genommen. Der evakuierte und mit der Trimmflüssigkeit gefüllte Druckkörper wurde dazu mit Hilfe der Hochdruckpumpe bis zum Auslösen des unteren Füllstandssensors in die Trimmblase entleert. Dabei baute sich im Druckkörper das ursprüngliche Vakuum auf. Dies konnte anhand des Manometers überprüft werden. Dieser Zyklus nimmt einen Zeitraum von 12 Minuten in Anspruch. Danach kann durch Öffnen des Rücklaufventils die Trimmflüssigkeit zurück in den Druckkörper strömen. Dabei zeigte sich, dass die Trimmflüssigkeit nur sehr langsam in den Druckkörper fließt. Die Druckdifferenz bei atmosphärischem Umgebungsdruck reicht nicht aus, diesen Vorgang in einer angemessenen Zeit abzuschließen. Als Ursache wurden die Druckverluste in den Rohrleitungen, den beiden Durchflusssensoren sowie dem Rücklaufventil ausgemacht. Um sicher zu stellen, dass ein Abtauchen in einer annehmbaren Zeit durchgeführt werden kann, wurde daher in dem Rücklaufzweig des Auftriebstrimmsystems eine zusätzliche Zahnradpumpe integriert. Damit konnte die Zeit für einen ganzen Rücklaufzyklus von 120 Minuten auf 25 Minuten reduziert werden.

4.5 Messungen im Labor

Nach der erfolgreichen Inbetriebnahme erfolgte die Verifizierung der Funktionen des variablen Auftriebstrimmsystems bei der Firma ENITECH GmbH. Sie verfügt über ein 1 m tiefes und 4 m langes Wasserbecken für Versuche mit der Versuchsplattform DNS Pegel. Das Fahrzeug ist statisch so getrimmt, dass der Antennenmast und das akustische Modem vollständig aus dem Wasser ragen, während sich das gesamte Volumen der Trimmflüssigkeit außerhalb des Druckkörpers in der Trimmblase befindet (siehe Abbildung 4-25 a). Nach dem vollständigen Leeren der Trimmblase liegt die Versuchsplattform sicher auf dem Boden des Wasserbeckens (siehe Abbildung 4-25 b). Im Verlauf der Messung wird die Trimmflüssigkeit vollständig aus der Trimmblase in den Druckkörper gepumpt und somit die maximale Abtriebskraft erzeugt.

In einem ersten Experiment wurde die Auftriebskraft bestimmt, die sich mit dem System realisieren lässt. Dazu wurde die Versuchsplattform DNS Pegel statisch so getrimmt, dass sie eine Abtriebskraft von 50 N besitzt. Mit Hilfe einer Federwaage wurde die Abtriebskraft vor und während des Pumpvorgangs des Auftriebssystems gemessen (siehe Abbildung 4-26). Es konnte eine maximale Auftriebskraft von 26,98 N nach 12 Minuten erreicht werden. Die rote Gerade in Abbildung 4-26 zeigt die lineare Regression der Messwerte. Damit ergibt sich eine Änderungsrate des Auftriebs von 2,2 N pro Minute.

Die Funktionsweise des Auftriebstrimmsystems ist in Abbildung 4-27 schematisch dargestellt. Das System arbeitet sowohl im Stillstand als auch bei Bewegung des Fahrzeugs auf diese Weise. Das variable Auftriebstrimmsystem ist nicht im Massenzentrum des Fahrzeugs angeordnet, sondern davor. Daher neigt sich der Bug beim Abtauchen nach unten. Analog richtet der Bug sich beim Auftauchen nach oben.

In einem weiteren Experiment wurden während eines Ab- und Auftauchvorgangs die Bewegungen und die Orientierung der Versuchsplattform DNS Pegel in allen Raumrichtungen mit Hilfe der im Fahrzeug integrierten Sensoren aufgenommen. Die möglichen Bewegungen und Orientierungen des Fahrzeugs im Wasser sind in Abbildung 4-28 dargestellt. Die Drehung um die vertikale Achse des Fahrzeugs wird als yaw-Winkel bezeichnet. Dieser entspricht ebenfalls dem Kompasskurs. Die Drehung um die Längsachse, das Rollen, wird mit dem roll-Winkel angegeben. Das Nicken um die Querachse des Fahrzeugs wird durch den pitch-Winkel beschrieben. Alle drei Winkel yaw, roll und pitch können mit Hilfe des druckneutralen Kompasses in der Versuchsplattform DNS Pegel bestimmt werden. Dabei ist allerdings zu beachten, dass der Kompasskurs (yaw-Winkel) nur bis $\pm 30^\circ$ Abweichung des pitch- und roll-Winkels von der Nulllage hinreichend genau gemessen werden kann. Die Wassertiefe, die das Fahrzeug erreicht, kann mit Hilfe eines Drucksensors bestimmt werden.

Für die Messungen wurden drei Ab- und Auftauchvorgänge in dem Wasserbecken der Firma Enitech durchgeführt. Da das Fahrzeug in dem Wasserbecken nur ab- und auftauchen

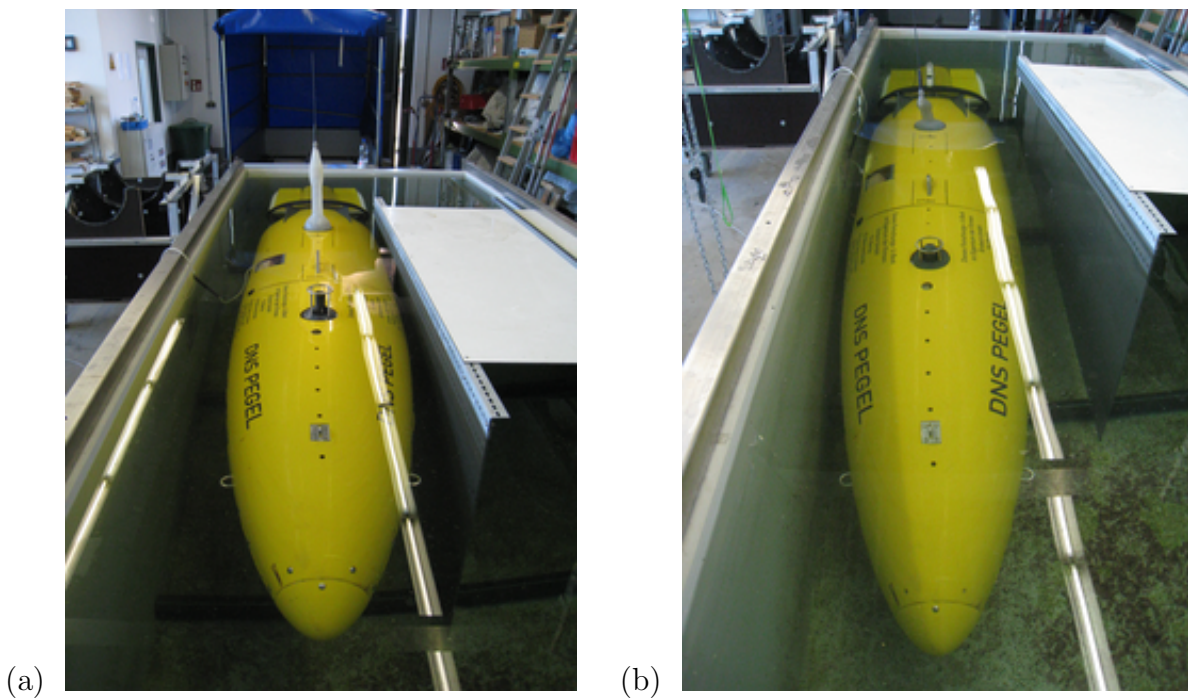


Abb. 4-25 Die DNS Pegel getrimmt auf (a) maximalen Auftrieb und (b) auf maximalen Abtrieb b)

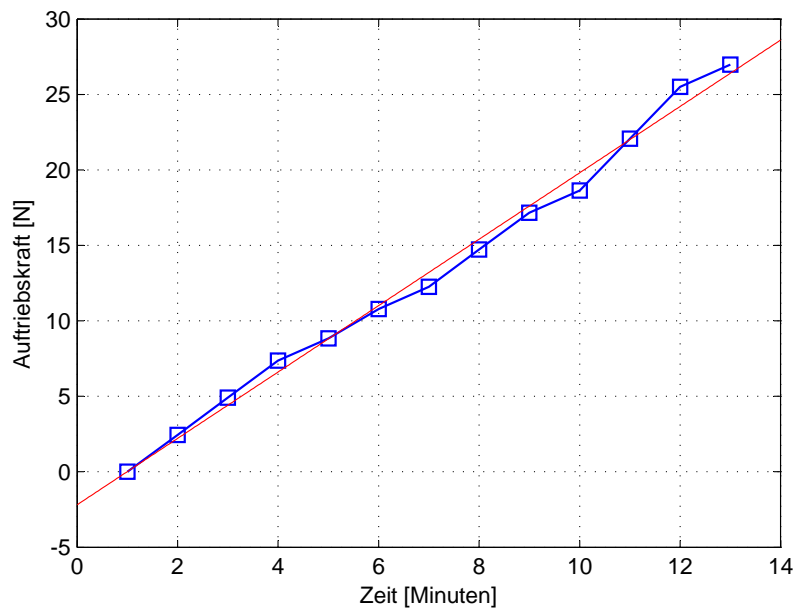


Abb. 4-26 Im Wasserbecken ermittelte Auftriebskraft. Blau - Messwerte, rot - lineare Regression

konnte, wurde der yaw-Winkel, also der Kompasskurs, nicht betrachtet. Das Wasserbecken weist eine Wassertiefe von weniger als einem Meter, bedingt durch einen niedrigen Wasserstand, auf. Daher ist die wie in Abbildung 4-29 a zu sehen, die Tauchtiefe auf 0,33 m beschränkt, da die Versuchsplattform DNS Pegel einen Durchmesser von 0,55 m aufweist und der Drucksensor möglichst weit oben in dem Fahrzeug angebracht ist.

Das variable Auftriebstrimmsystem ist nicht im Auftriebsschwerpunkt des Fahrzeugs angeordnet. Sondern 0,4 m davor. Dies führt dazu, dass das Fahrzeug beim Abtauchen eine entsprechende Nickbewegung, also eine negative Änderung des pitch-Winkels, vollführt (siehe Abbildung 4-29 b). Dieses Verhalten ist gewollt und dient insbesondere dem aktiven Abtauchvorgang während der Fahrt. Durch die Nickbewegung richtet sich das Fahrzeug

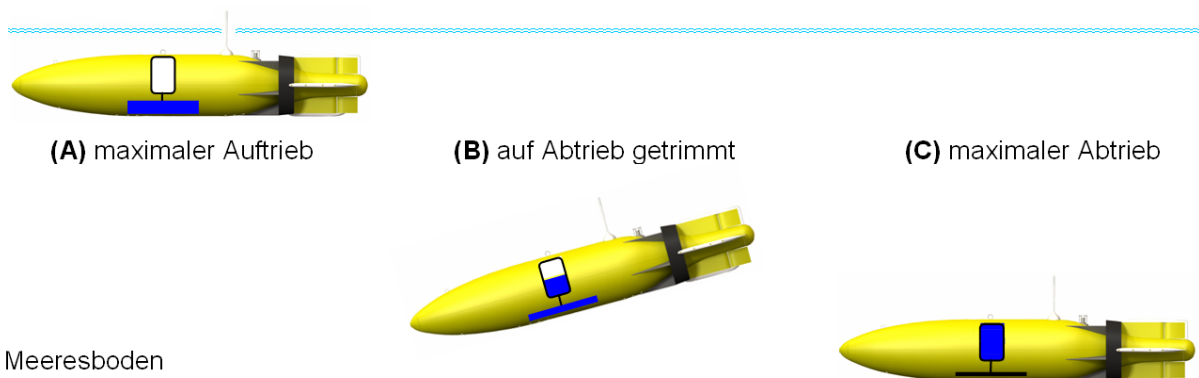


Abb. 4-27 Funktionsweise des variablen Auftriebstrimmsystems bei einem Tauchgang

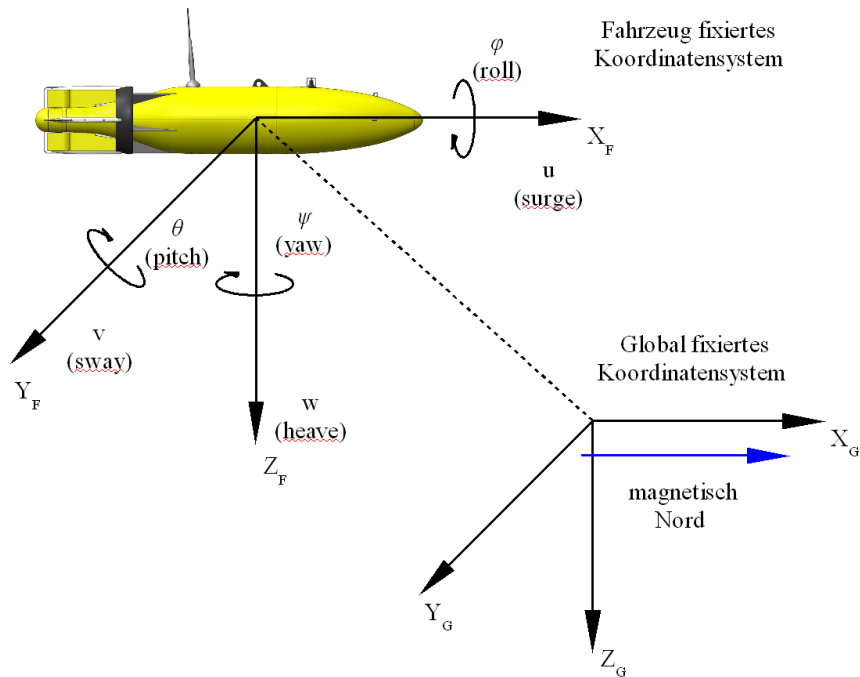


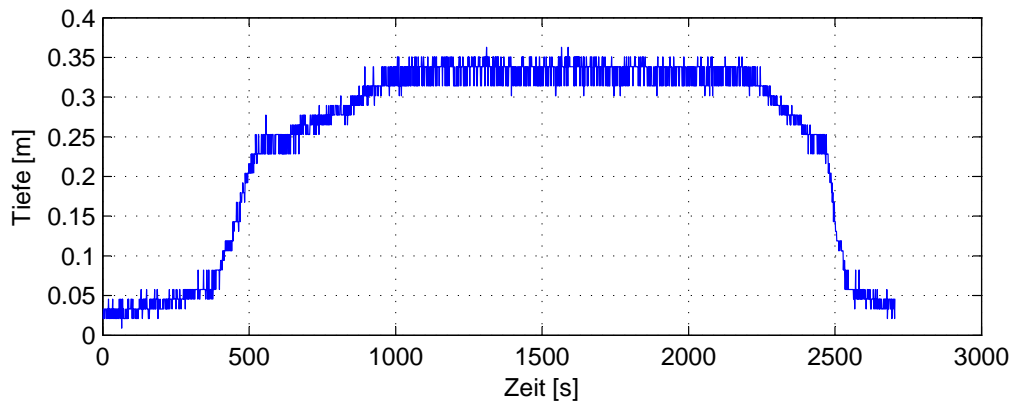
Abb. 4-28 Mögliche Bewegungsrichtungen der Versuchsplattform DNS Pegel bezogen auf das global fixierte Koordinatensystem X_G, Y_G, Z_G .

mit dem Bug in Richtung Boden und entlastet dadurch die Tiefenruder, die bei einem solchen von dem Auftriebstrimmsystem unterstützten Tauchvorgang weniger ausgelenkt werden müssen. In dem Wasserbecken erzeugt das Auftriebstrimmsystem einen negativen pitch-Winkel von 7,9 Grad. Durch die beschränkte Tauchtiefe berührt der Bug des Fahrzeugs jedoch schnell den Boden des Wasserbeckens, so dass der pitch-Winkel durch das weitere Abtauchen wieder geringer wird (siehe Abbildung 4-29 b).

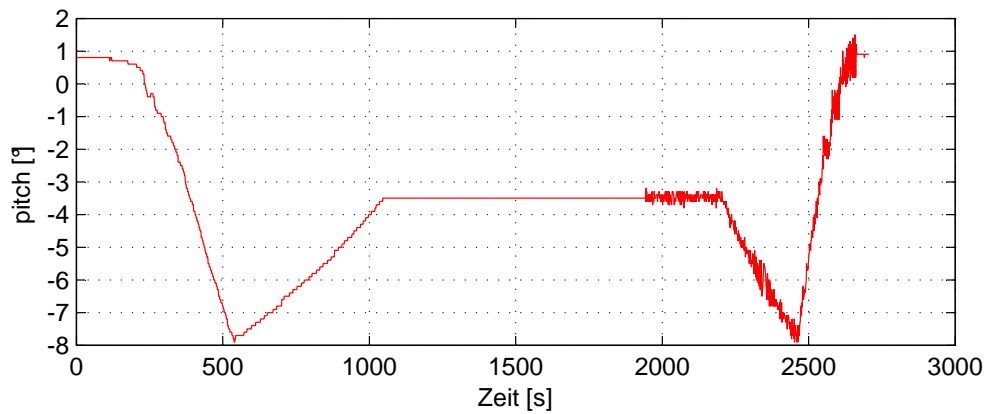
Die Änderung des roll-Winkels (vgl. Abbildung 4-29 c) ist in der Anordnung des Druckkörpers des Auftriebstrimmsystems an Steuerbord begründet. Bei dem Abtauchvorgang strömt die Trimmflüssigkeit zurück in den Druckkörper und verursacht somit eine Massenverschiebung nach Steuerbord. Dieses Verhalten ist nicht gewollt, lässt sich allerdings durch den vorgegebenen Einbauraum des Auftriebstrimmsystems in die Versuchsplattform DNS Pegel nicht verhindern. Der maximale roll-Winkel beträgt bei den Versuchen im Wasserbecken 3,8 Grad.

Während des Auftauchens ist Zunahme des Rauschens der Messwerte des pitch- und des roll-Winkels zu erkennen (siehe Abbildung 4-29). Als Ursache konnten die Vibrationen der Hochdruckpumpe ausgemacht werden. Sie wirken sich hierbei besonders auf die Neigungssensoren aus, deren inerte Masse dabei zum Schwingen angeregt wird.

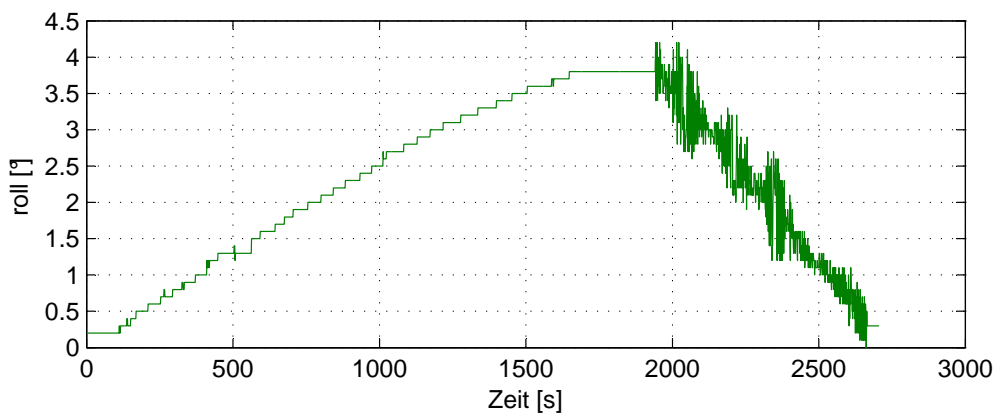
Mit den Versuchen im Wasserbecken konnte gezeigt werden, dass das variable Auftriebstrimmsystem seine Funktion erfüllt. Allerdings zeigte sich während der Versuche, dass die Durchflusssensorik fehlerbehaftet ist (siehe Abbildung 4-30). Während des Abtauchens misst der zuständige Durchflusssensor bis zum Auslösen des oberen Füllstandssensors



(a)



(b)



(c)

Abb. 4-29 Gemessene Tiefe (a) sowie (b) und (c) Orientierung und des Fahrzeugs bei einem vollständigen Ab- und Auftauchmanöver im Wasserbecken

eine Flüssigkeitsmenge von 2,25 Liter. Beim Auftauchen misst der andere Sensor eine Flüssigkeitsmenge von 3,49 Liter. Obwohl die gleiche Flüssigkeitsmenge zwischen dem Druckkörper und der Trimmblase ausgetauscht wurde, unterscheiden sich die Messwerte stark. Dies spiegelt sich ebenfalls durch die Vermessung des Drucks in dem Druckkörper nach Auslösen des unteren und des oberen Füllstandssensors wie in Abbildung 4-31 wider. Die Druckwerte für das obere und das untere Auslösen der Füllstandssensoren, sind sowohl für das Abtauchen als auch das Auftauchen identisch. Dieses Fehlverhalten beein-

trächtigt jedoch nicht die Funktion des Auftriebstrimmsystems.

Zwar wurde bei diesem Versuch die Auf- bzw. Abtriebskraft nicht gemessen, jedoch ist der Messwert beim Auftauchen von 3,49 Liter realistisch. Um auszuschließen, dass einer der Durchflusssensoren fehlerhaft arbeitet, wurden sie in einem weiteren Versuch gegeneinander getauscht. Jedoch führte dies zum gleichen Ergebnis, woraus folgt, dass die Sensoren für die Messung eines geringen Volumenstroms, wie er beim Abtauchen des Fahrzeugs in dem realisierten Auftriebstrimmsystem auftritt, nur bedingt geeignet sind. Da die Änderungsrate des Auftriebstrimmsystem von 2,2 N pro Minute für eine Tiefenregelung nicht ausreichend ist und die Füllstandssensorik sicher funktioniert, werden die Messwerte der Durchflusssensoren nur zum Zweck der Überwachung genutzt. So lässt sich beispielsweise bei einem Tauchgang an der Änderung der Zählwerte der Durchflussensorik sicher erkennen, ob das System sicher läuft oder einen Ausfall hat.

4.6 Messungen in der Ostsee

Um das variable Auftriebstrimmsystem unter realen Bedingungen zu testen, wurden im November 2009 im Rahmen einer Forschungsreise mit der Professor Albrecht Penck Untersuchungen an dem in der Versuchsplattform DNS Pegel integrierten Auftriebstrimmsystem durchgeführt. Die Untersuchungen teilten sich in zwei Experimente auf.

In dem ersten Experiment sollte die Wirkung des Auftriebstrimmsystems auf die Tiefenregelung der Versuchsplattform DNS Pegel untersucht werden. Dazu wurden mit dem Fahrzeug Kreise in einer Wassertiefe von 5 m gefahren. Hierbei war die Tiefenregelung mit Höhenruder eingeschaltet. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs betrug dabei zwei Knoten.

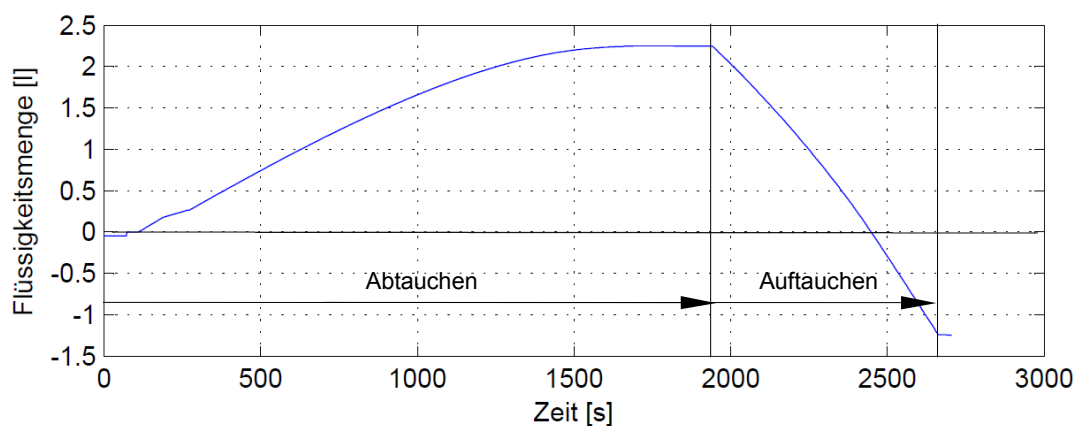


Abb. 4-30 Mit der Durchflusssensorik aufgenommene Flüssigkeitsmenge die, zwischen dem Druckkörper und der Trimmblase ausgetauscht wurde

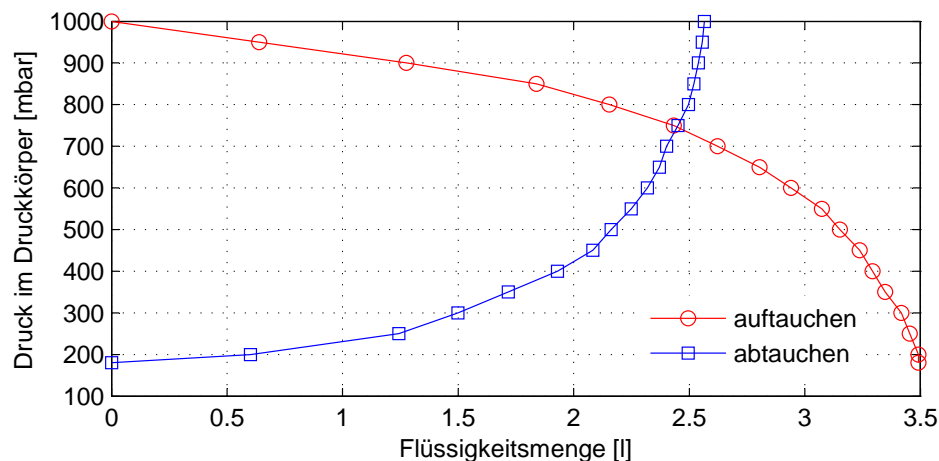


Abb. 4-31 Im Druckkörper gemessener Druck während des Auf- und Abtauchens

In Abbildung 4-32 sind die Ergebnisse der Messfahrt dargestellt. In Abbildung 4-32 a ist zu erkennen, dass die von den Durchflusssensoren gemessene Flüssigkeitsmenge noch weniger der Realität entspricht als im Wasserbecken im Labor, obwohl die gepumpte Flüssigkeitsmenge immer den jeweiligen Füllstandssensor auslöste. Diese Fehlmessung kann auf die hohe Viskosität der Trimmflüssigkeit bei den geringen Wassertemperaturen um 5 °C zurückgeführt werden. Bei einer hohen Viskosität fließt die Trimmflüssigkeit nur sehr langsam durch das System, so dass die Durchflusssensoren diesen kleinen Volumenstrom nur bedingt erfassen können.

Auch die Höhenruder zeigen, wie in Abbildung 4-32 b zu sehen ist, keine Tendenz, den erzeugten Auf- und Abtrieb zu kompensieren. Angesichts der geringen Geschwindigkeit des Fahrzeugs und der daraus resultierenden kleinen Ruderkräfte kann davon ausgegangen werden, dass die Ruder immer in der Lage sind, den Auf- bzw. Abtrieb des variablen Auftriebstrimmsystems zu kompensieren. Wenn also das Auftriebstrimmsystem das Fahrzeug bei einem Tauchmanöver unterstützen soll, darf kein Tiefenregler aktiv sein, da dieser sonst die Wirkung des Auftriebstrimmsystems kompensieren würde.

Weiterhin konnte festgestellt werden, dass trotz des arbeitenden Auftriebstrimmsystems kein Einfluss auf die Tiefenregelung erkennbar ist. Die in Abbildung 4-32 c aufgetragene Tiefe ändert sich während der gesamten Messfahrt nicht.

In dem zweiten Experiment wurde ein Verankerungstest durchgeführt. Dazu wurde die Versuchsplattform DNS Pegel mit einem Verankerungsgewicht von 1,5 kg versehen. Dieses Gewicht wurde mit einer 2,5 m langen Leine mit dem Fahrzeug verbunden. Eine zweite Leine, die das Fahrzeug mit dem Forschungsschiff verbindet, diente als Sicherheit. Ziel dieses Experiments war es, zu untersuchen, ob es möglich ist, die Versuchsplattform mit Hilfe des Auftriebstrimmsystems am Meeresboden zu verankern.

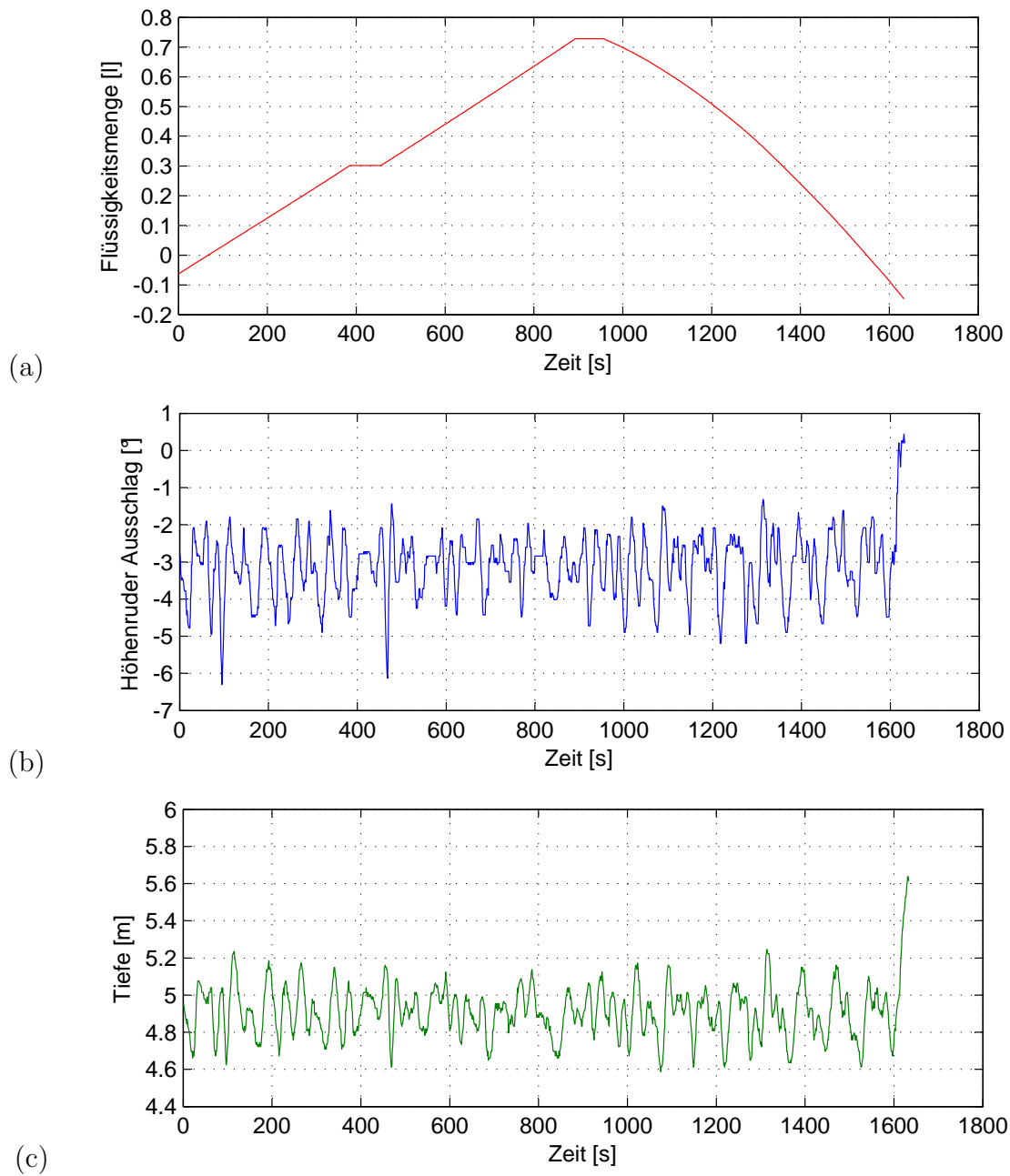


Abb. 4-32 Gemessene Flüssigkeitsmenge (a), die Reaktion (b) der Höhenruder und (c) die resultierende Tauchtiefe

Zuerst wurde die Versuchsplattform vom Forschungsschiff aus zu Wasser gelassen. Dann wurde mit Hilfe des Auftriebstrimmsystems 12 % des möglichen Abtriebs generiert, um das Fahrzeug nach dem Ausbringen des Verankerungsgewichts sofort zum Abtauchen zu bringen. Danach wurde das Verankerungsgewicht mit der Leinenverbindung zum Fahrzeug über Bord gelassen.

Das Fahrzeug sackte daraufhin in Richtung Meeresboden (siehe Abbildung 4-33 b), wo es an der Leine mit dem Verankerungsgewicht 2,5 m über dem Meeresboden in 12,5 m Tiefe

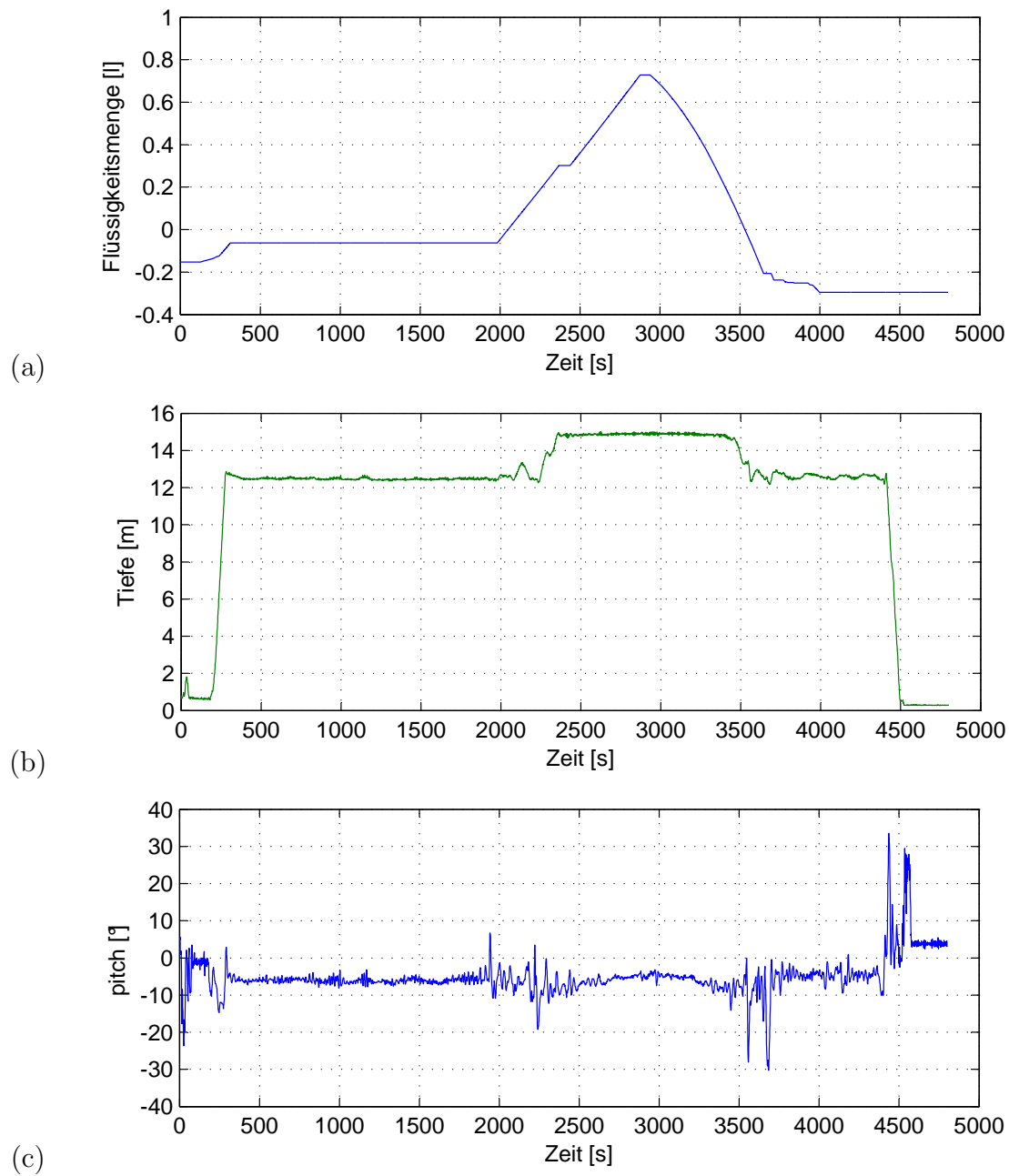


Abb. 4-33 Gemessene Flüssigkeitsmenge (a), Tauchtiefe (b) des Fahrzeugs und (c) der resultierende pitch-Winkel während des Verankerungsversuchs in der Ostsee

stabil verankert werden konnte. Die Stabilität der Verankerung ist gut an der konstanten Tiefe in Abbildung 4-33 b zwischen dem Zeitabschnitt 500 bis 2.000 s zu sehen. Auch der pitch-Winkel in 4-33 c ändert sich während diesen Zeitabschnitts nicht nennenswert. Nach 2.000 s wurde das Auftriebstrimmsystem genutzt, um weiteren Abtrieb zu erzeugen. Dies führte sofort dazu, dass die Versuchsplattform DNS Pegel weiter durchsackte, bis sie auf dem Meeresboden lag. Das Nicken des Buges ist auch hier wieder deutlich vorhanden (siehe Abbildung 4-33 c). Überlagert wird es von den Bewegungen des Fahrzeugs, die

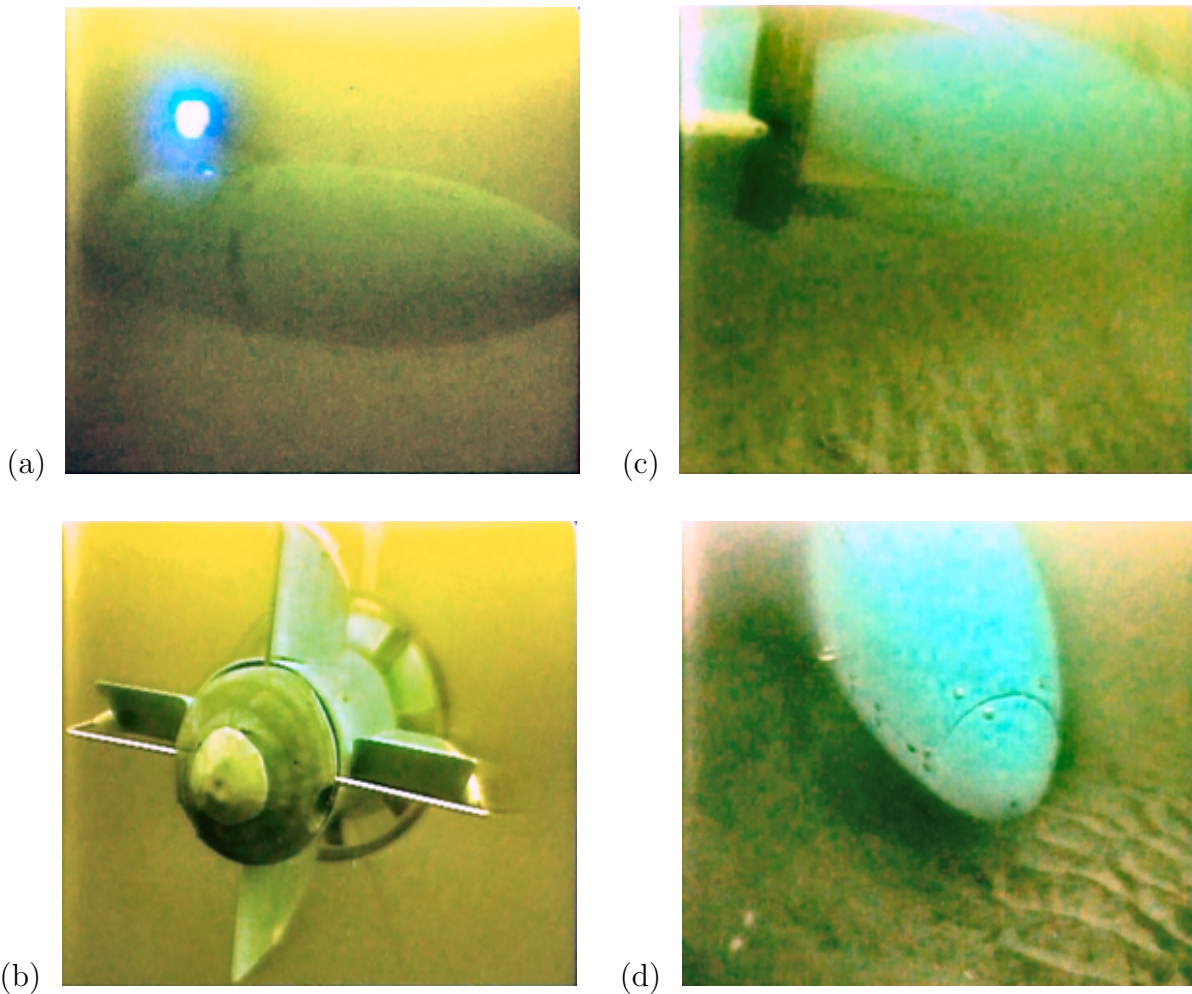


Abb. 4-34 Mit Hilfe des Saab SeaEye ROVs aufgenommene Videoaufnahmen des Verankerungsversuchs in der Ostsee November 2009. Verankerung über dem Meeresboden (a), (b) und (c), (d) auf dem Grund

durch den in dieser Tiefe noch wirksamen Seegang induziert werden. Nach 2.800 s ist der Druckkörper des Auftriebstrimmsystem vollständig mit der Trimmflüssigkeit gefüllt und das Fahrzeug hat eine stabile Lage auf dem Meeresboden eingenommen.

Das Auftauchen wird nach 2.900 s eingeleitet. Nach 3.450 s löst sich das Fahrzeug wieder vom Meeresboden. Im weiteren Verlauf des Auftauchens wird die gesamte Trimmflüssigkeit in die Trimmblase gepumpt. Dies führt dazu, dass nach 3.600 s das Fahrzeug teilweise das Verankerungsgewicht mit anhebt. Zu erkennen ist das Lösen des Verankerungsgewichts an der unruhigen Tiefenlage des Fahrzeugs (siehe Abbildung 4-33 b. Der statische Trimm und der maximale durch das variable Auftriebstrimmsystem generierte Auftrieb reichten jedoch nicht aus, das Fahrzeug zusammen mit der Verankerung an die Wasseroberfläche aufsteigen zu lassen.

Die zunehmend schlechter werdenden Wetterbedingungen ließen keinen zweiten Verankerungsversuch zu, so dass die gewonnenen Messwerte für eine Auswertung ausreichen

mussten. Das Lösen des Verankerungsgewichts vom Meeresboden konnte ebenfalls mit Hilfe eines ROVs beobachtet werden, das den gesamten Verankerungsversuch filmte (siehe Abbildung 4-34). Leider sind die Sichtverhältnisse in der Ostsee im November sehr schlecht, so dass die Aufnahmen nur schemenhaft die Bewegungen der Versuchsplattform DNS Pegel erkennen lassen.

4.7 Zusammenfassung und Ausblick

Das für die Versuchsplattform DNS Pegel entwickelte variable Auftriebstrimmsystem konnte im Verlauf der Tests im Labor und im Einsatz in der Ostsee in seiner Funktion und Leistung überzeugen. Trotz der im Verhältnis zur Größe der Versuchsplattform eher kleinen Volumenänderung von maximal drei Litern ist das System in der Lage, das Fahrzeug auch mit einer positiven statischen Trimmung auf- und abtauchen zu lassen. Das Auftriebstrimmsystem kann dem Nutzer, welcher die Nutzlast der Versuchsplattform oft mit verschiedenen Geräten verwendet, das aufwendige statische Trimmen abnehmen. Hierzu muss lediglich das Fahrzeug einmal im Wasserbecken mit Hilfe des Auftriebstrimmsystems getrimmt werden. Die Einbauposition vor dem Auftriebsschwerpunkt des Fahrzeugs ermöglicht es, die Ruderanlage bei einem aktiven Tauchgang zu unterstützen, da das System beim Abtauchen zu einem Nicken des Bugs in Richtung Meeresboden führt.

Der Einbau der Hochdruckpumpe in den Druckkörper aus Borosilikatglas zusammen mit dem elektrischen Antriebsmotor reduziert zwar das mögliche Trimmvolumen, führt aber dazu, dass die Pumpe und auch der Motor in Öl läuft und somit immer genügend Schmiermittel zur Verfügung steht. Die aus Silikon hergestellte Trimmblase bietet eine einfache Möglichkeit die Trimmflüssigkeit außerhalb des Druckkörpers aufzunehmen. Das Befüllen der Trimmblase führt durch die elastische Verformung der Blase zu einer Druckerhöhung der Trimmflüssigkeit, was wiederum das Einstromen in den Druckkörper bei geringem Umgebungsdruck unterstützt. Elastische Flüssigkeitsbehälter, wie sie in dem Auftriebstrimmsystem für die Schwimmblase genutzt werden, bieten sich auch als einfache Kompensatoren für Öl-kompensierte Systeme an.

Die Trimmleistung des System ist mit 2,2 N/min eher gering, was aber dem Prototypenstadium des Systems geschuldet ist. Es ist ohne großen Mehraufwand möglich, den Volumenstrom der Pumpe durch das Anbringen von mehr als zwei Pumpenelementen wesentlich zu steigern. Dies führt allerdings auch zu einem zusätzlichen Leistungsbedarf der Pumpe, der durch den elektrischen Antrieb bereit gestellt werden muss. Die Sicherheitseinrichtung, die aus zwei optischen Füllstandssensoren am oberen und am unteren Füllstand des Druckkörpers besteht, konnte ebenfalls überzeugen.

Die Durchflusssensoren, die Informationen über die Verteilung der Trimmflüssigkeit zwi-

schen dem Druckkörper und der Trimmblase liefern sollen, haben sich trotz des einfachen Aufbaus und der Möglichkeit einer einfachen druckneutralen Modifikation nicht bewährt. Die Sensoren wiesen eine starke Abhängigkeit der Messwerte von den physikalischen Eigenschaften und der Strömungsgeschwindigkeit der Trimmflüssigkeit auf. So wurden bei unterschiedlichen Strömungsgeschwindigkeiten unterschiedliche Flüssigkeitsmengen gemessen. Die verwendeten Durchflusssensoren sind daher für ein solches System ungeeignet. Eine druckneutrale Modifikation von Sensoren mit anderen Messverfahren ist sicher aufwendiger, aber angesichts der Fehlfunktion der mechanischen Durchflusssensoren anzustreben, um eine bessere Auswertung der Verteilung der Flüssigkeitsmengen zu erhalten.

Es ist jedoch möglich, die Durchflusssensoren durch eine analoge Füllstandsmessung in dem Druckkörper zu ersetzen, da sich über den Füllstand der Trimmflüssigkeit ebenfalls die Verteilung der Trimmflüssigkeit ableiten lässt. Eine solche Variante sollte in einem nachfolgenden Aufbau genutzt werden, da sie in den Druckkörper integriert und somit relativ einfach gestaltbar ist.

Das so entstandene System bietet mit seinen druckneutralen Komponenten viele Einsatzmöglichkeiten. Durch das geschlossene System ist es neben der Trimmung von Unterwasserfahrzeugen auch möglich, das System adaptiv in anderen meeresstechnischen Messinstrumenten einzusetzen.

Installiert man beispielsweise zwei von einander unabhängige Auftriebstrimmsysteme vor und hinter dem Auftriebsschwerpunkt eines Unterwasserfahrzeugs, so kann damit nicht nur der Gesamtauftrieb verändert werden, sondern auch in einem gewissen Rahmen der pitch-Winkel, ohne dass sich der Gesamtauftrieb des Fahrzeugs ändert.

Vorstellbar ist beispielsweise auch ein Profilersystem, welches nicht mit einer Winde sondern mit einem solchen variablen Auftriebstrimmsystem arbeitet. Der Wegfall einer komplizierten Seilmechanik kann in diesem Fall von Vorteil sein. Weiterhin wäre ein solches Profilersystem in der Lage, auf Wasserschichten, die einen Dichtesprung aufweisen, zu schwimmen und somit die Eigenschaften des Wassers genau an dieser Schicht zu vermessen.

In dem autonomen Unterwasserfahrzeug, welches in dem Anfang 2010 gestarteten Folgeprojekt (Druckneutrale Systeme Tiefsee) gebaut wird, kommt ein Auftriebstrimmsystem der gleichen Bauart, jedoch mit wesentlich mehr Trimmvolumen zum Einsatz.

5 Ruderanlage

Um den Kurs eines Unterwasserfahrzeugs im Wasser zu halten oder ändern zu können, benötigt man ein entsprechendes Manövriersystem. Bei der Realisierung solcher Manövriersysteme werden viele verschiedene Konzepte angewandt. Steuerungen, wie sie heutzutage bei verschiedenen ROVs Anwendung finden, sollen hier nicht betrachtet werden, da sie sich zu meist nur schlecht in AUVs anwenden lassen, die oft andere Hüllenformen und Anordnungen der Manövriersysteme aufweisen.

Bei den Manövriersystemen von AUVs sind Einrichtungen zu unterscheiden, die nur in Verbindung mit dem Hauptpropulsionsorgan agieren und Anlagen, die unabhängig von einem Propulsionsorgan arbeiten können. Zu den Ersten zählen Vektorsteuerungen, die Propulsionsorgane direkt in eine bestimmte Richtung ausrichten, um eine Kursänderung im Raum zu erreichen. Dabei kann es sich um einen Propeller [Kir09], [Hum05] oder auch um mehrere einzelne Propeller handeln [She09], die an verschiedenen Positionen des AUVs angebracht sind (siehe Abbildung 5-1 a). Im zweiten Fall, in dem die Manövereinrichtung unabhängig von dem Hauptpropulsionsorgan arbeiten kann, handelt es sich um bewegliche Strömungsflächen, die durch hydrodynamische Anströmung Kräfte auf das Unterwasserfahrzeug ausüben und somit zu einer Kursänderung führen (siehe Abbildung 5-1 b). Fixierte Flächen werden für eine Stabilisierung des Kurses benutzt. Die Art der Strömungsflächen kann man nach der Anordnung vor oder hinter dem Nachstromfeld des Propulsionsorgans und nach der Anzahl und der Orientierung zueinander unterscheiden. Die Strömungsflächen hinter das Hauptpropulsionsorgan und somit in das Nachstromfeld anzuordnen, welches zumeist eine höhere Geschwindigkeit als die eigentliche Fahrzeuggeschwindigkeit besitzt, bietet diverse Vorteile. Zum einen ist die Relativgeschwindigkeit des Wassers zur Strömungsfläche größer, zum andern liefern die Strömungsflächen auch

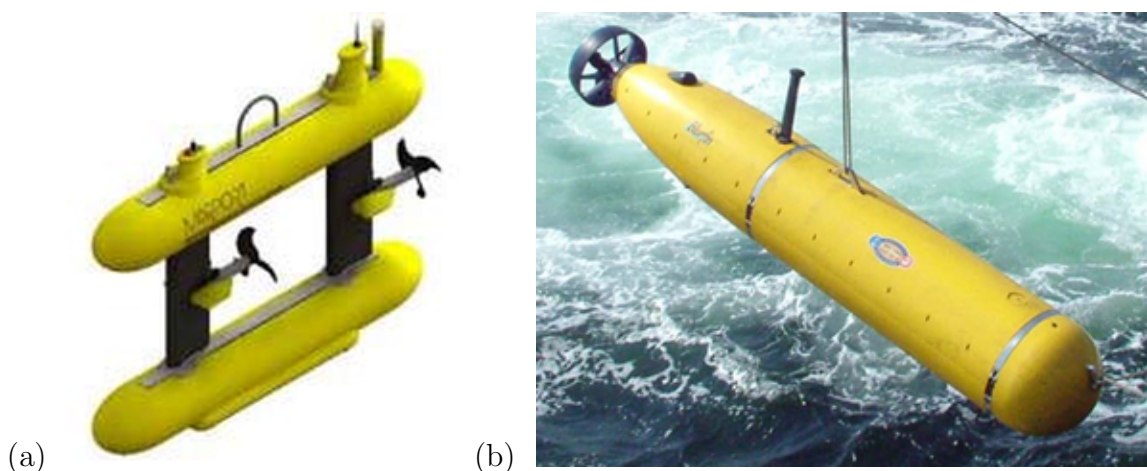


Abb. 5-1 Verschiedene Arten von Manövriersystemen. Mareport SQX-1 (a) [Sqx10], Bluefin Robotics Bluefin-21 BPAUV (b) [Blu10]

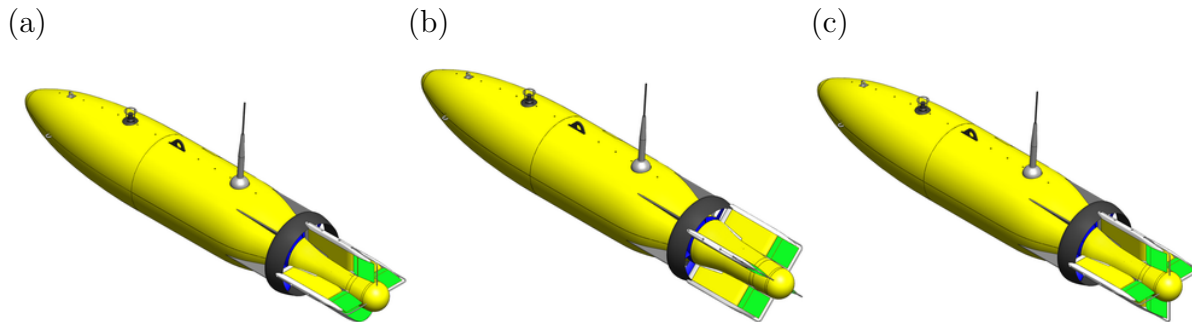


Abb. 5-2 Eine Kreuzanordnung der Ruderflächen (grün dargestellt) mit einem Kiel an der Unterseite (a). X-Anordnung (b) und Kreuzanordnung mit vier Ruderflächen (c)

Kraftkomponenten, wenn das Fahrzeug sich nicht bewegt, aber das Hauptpropulsionsorgan schon einen Volumenstrom erzeugt. Die Versuchsplattform DNS Pegel besitzt als Hauptmanövriersystem eine Ruderanlage hinter dem Hauptantrieb, um beide Vorteile nutzen zu können.

Weitere Punkte, die bei der Konzeptionierung der Ruderanlage betrachtet wurden, waren die Anzahl der beweglichen Strömungsflächen, die Orientierung zueinander und zu den Hauptachsen des Fahrzeugs.

Um das Unterwasserfahrzeug im Wasser zu steuern, würden ein Höhen- und ein Seitenruder ausreichen. Die Konzeption der Ruderanlage sah jedoch einzeln agierende Strömungsflächen vor. Bei vier Strömungsflächen (kurz: Ruder) lassen sich diese in einer Stern- oder X-Anordnung anordnen (siehe Abbildung 5-2). Bei einer X-Anordnung, welche vier voneinander unabhängig agierende Ruder voraussetzt, sind bei Manövern immer alle vier Ruder im Einsatz. Da ein angestelltes Ruder neben einer Querkraft, die zu einer Kursänderung führt, auch eine Widerstandskraft erzeugt, bedeutet dies, dass sich der Strömungswiderstand der ausgelenkten Ruder im Vergleich zu einer Kreuzanordnung verdoppelt. Bei der ersten Version der Ruderanlage für die Versuchsplattform DNS Pegel sollten eine Seitenruderfläche und zwei Höhenruderflächen für entsprechende Ruderkräfte sorgen, wobei ein fester Kiel einen stabilen Kurs bewirken und die Ruderanlage vor Beschädigung durch Grundberührung bewahren sollte (siehe Abbildung 5-2 a). Bei Versuchen zeigte sich jedoch schnell, dass ein einzelnes Seitenruder, welches oben angeordnet ist, für Oberflächenfahrten der Versuchsplattform völlig ungeeignet ist, da es nur von verwirbeltem Wasser des teilweise über Wasser arbeitenden Hauptantriebs angeströmt wird.

Das Hauptpropulsionsorgan der Versuchsplattform DNS Pegel besteht aus einem achtflügeligen Propeller. Die Propellerflügel sind auf dem Umfang eines druckneutralen Ringmotors angeordnet. Der große Durchmesser von 0,45 m des Hauptantriebs bietet einen größeren Wirkungsgrad als Antriebe mit kleinen, schnell drehenden Propellern [Kir09]. Ein weiterer Vorteil stellt die Aufbauweise als Ringmotor dar. Sie bietet die Möglichkeit, Aggregate und Leitungen durchzuführen und somit hinter dem Hauptantrieb zu betrei-

ben.

Der große Durchmesser des Hauptantriebs verursacht jedoch, abhängig von der Drehzahl und Geschwindigkeit der Versuchsplattform, ein Moment um die Längsachse des Fahrzeugs, welches es zu kompensieren gilt. Eine Maßnahme zur Kompensation ist das Anordnen von festen Leitflächen im Nachstromfeld des Hauptantriebs, die den Drall des Volumenstroms gleichrichten. Eine weitere Möglichkeit besteht in der Verdrehung der beiden Seitenruder zueinander. Diese Lösung funktioniert ebenso wie feste Leitflächen nur für eine bestimmte Fahrzeuggeschwindigkeit. Eine günstigere Lösung bietet das aktive Verdrehen zweier Leitflächen zueinander. Aus diesem Grund werden die beiden Höhenruder im Gegensatz zu den Seitenrudern getrennt voneinander mit je einem Ruderstellmodul angesteuert. Folglich ist es möglich, den Drall aktiv bei jeder Fahrzeuggeschwindigkeit auszugleichen.

5.1 Dimensionierung der Ruder

Um ausreichend große Ruderkräfte zu erzielen, müssen die Ruder entsprechend dimensioniert werden. Dies lässt sich überschlagsmäßig durch Skalieren von Ruderflächen ähnlicher Fahrzeuge, zum Beispiel der SeaOtterMK2 von Atlas Maridan, sowie durch eine überschlagsmäßige Berechnung erreichen.

Die Projektionsflächen der Ruder der Versuchsplattform DNS Pegel weisen eine rechteckige Form auf, wobei die Ruderhöhe $h = 143,4$ mm und die Ruderbreite $b = 180$ mm beträgt. Die Profilform des Ruders wurde an ein symmetrischen NACA-Profil angepasst. Diese Profile weisen eine maximale Profildicke von 30 % bis 45 % der Profillänge auf (siehe Abbildung 5-3) [Epp90]. Das hier verwendete Profil erreicht bei 31,6 % der Profillänge die maximale Profildicke von 38,2 mm. Das Ruder ist, um das Lastmoment der Ruderwelle so gering wie möglich zu halten, ausbalanciert. Die Größe der Ruderfläche wurde nach der Überschlagsformel

$$A = c_1 c_2 c_3 c_4 \frac{1,75LT}{100} \quad (5-1)$$

des Germanischen Lloyd [Llo08] zur Erzielung einer ausreichenden Manövrierfähigkeit ausgelegt. Dabei entspricht L der Fahrzeuglänge mit 3,1 m und T dessen Tiefgang, in diesem Fall dem Durchmesser der Versuchsplattform, mit 0,55 m. Die Koeffizienten c_1 bis c_4 wurden für den allgemeinen Fall zu 1,0 gesetzt. Die bewegliche Ruderfläche A soll demnach nicht kleiner als $0,03 \text{ m}^2$ gewählt werden.

In der frühen Konzeptionsphase sollten alle vier Ruderflächen unabhängig voneinander arbeiten. Da man bei dem Einsatz mehrerer Ruder die Fläche der Einzelruder um 20 % reduzieren kann [Llo08], wurde die Ruderfläche der Einzelruder auf rund $2,5 \text{ dm}^2$ festgelegt.

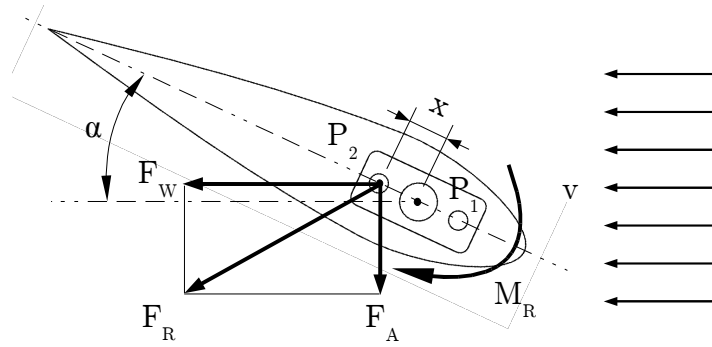


Abb. 5-3 Um den Winkel α angestelltes, umströmtes Ruder

Um eine detailliertere Analyse und Bewertung des Systems zu erstellen, sind Strömungsexperimente durchgeführt worden, bei denen die Ruderkräfte und Ruderwellenmomente ermittelt werden konnten. Auf sie wird in einem der folgenden Abschnitte näher eingegangen.

Die Steuerwirkung eines Ruders entsteht bei einer Anströmung und einer gleichzeitigen Auslenkung des Ruders um den Winkel α zur Strömungsrichtung (siehe Abbildung 5-3). Diese Wirkung beruht auf einer Kraftkomponente am Ruder, die senkrecht zu der Anströmrichtung wirkt, dem hydrodynamischen Auftrieb F_A des Ruders. Zusammen mit dem hydrodynamischen Widerstand F_W als Kraftkomponente, die entgegengesetzt zu der Anströmrichtung wirkt, ergeben die beiden genannten Kraftkomponenten die resultierende Gesamtkraft F_R auf das umströmte Ruder. Bei der hydrodynamischen Betrachtung des Ruders macht es keinen Unterschied, ob das Ruder ortsfest ist und von einer sich bewegenden Flüssigkeit umströmt wird oder es sich durch eine ruhende Flüssigkeit bewegt. Bei der Versuchsplattform DNS Pegel tritt eine Mischung aus beiden Fällen auf. Maßgebend für die Betrachtungen ist die Relativgeschwindigkeit zwischen der Flüssigkeit und dem Ruder. Im Folgenden wird, um die Darstellung zu erleichtern, von einem ortsfesten Ruder in einer sich mit der Strömungsgeschwindigkeit v bewegenden Flüssigkeit ausgegangen.

Da das Ruder seine Funktion nur im Wasser erfüllen soll und Wasser im Bereich der zu erwartenden Druckunterschiede infolge der Umströmung des ausgelenkten Ruders in erster Näherung inkompressibel ist, wird hier von einer inkompressiblen Flüssigkeit ausgegangen. Die beiden Ruderkräfte F_A und F_W lassen sich nach [Sie09] mit den Auftriebsbeiwert ζ_A und Widerstandsbeiwert ζ_W durch folgende Gleichungen berechnen:

$$F_A = \zeta_A \frac{\rho}{2} v_\infty^2 A_R \quad (5-2)$$

$$F_W = \zeta_W \frac{\rho}{2} v_\infty^2 A_R \quad (5-3)$$

A_R entspricht hierbei der projizierten Ruderfläche und ρ der Dichte der inkompressiblen Flüssigkeit. Der Auftriebsbeiwert ζ_A kann nach [Sie09] mit

$$\zeta_A = \frac{\pi}{2} \frac{\Gamma_0}{v_\infty} \frac{b}{A_R} \quad (5-4)$$

berechnet werden. v_∞ entspricht in der Gleichung der Anströmgeschwindigkeit des Ruderprofils, b gibt hingegen die Ruderhöhe an. Die Zirkulation Γ_0 muss für diese Betrachtungen abgeschätzt werden. Der Widerstandsbeiwert ζ_W setzt sich zusammen aus dem reibungsbedingten Profilwiderstand $\zeta_{W,P}$ und dem induzierten Widerstand $\zeta_{W,i}$

$$\zeta_W = \zeta_{W,P} + \zeta_{W,i} \quad (5-5)$$

Der induzierte Widerstand $\zeta_{W,i}$ wird mit

$$\zeta_{W,i} = \frac{\pi}{4} \frac{\Gamma_0^2}{v_\infty^2 A_R} \quad (5-6)$$

bestimmt. Der Anteil des Profilwiderstands $\zeta_{W,P}$ lässt sich beispielsweise durch empirische Messung ermitteln. Die Auftriebsbeiwerte ζ_A und die Widerstandsbeiwerte ζ_W werden für die Praxis exemplarisch für eine Profilkategorie wie in Abbildung 5-4 dargestellt. Der Parameter ist in dem Fall der Anstellwinkel α des Ruders. Zu erkennen ist der Ablösepunkt, nach dem bei weiterer Erhöhung des Anstellwinkels die Auftriebskraft wieder abfällt. Deutlich wird auch in Abbildung 5-4 der quadratische Zusammenhang zwischen Strömungsgeschwindigkeit und Auftriebskraft wie in Gleichung 5-2 und Gleichung 5-3 beschrieben (siehe Abbildung 5-4).

Das Ruder ist auf der Ruderwelle gelagert, deren Mittelachse in der ebenen Ansicht in der Abbildung 5-3 dem Punkt P_1 entspricht. Da der Kraftangriffspunkt P_2 um den Abstand x auf der Symmetrieachse des Ruders verschoben ist, lastet auf der Ruderwelle das Rudermoment M_R . Der Abstand x als Hebelarm des Rudermoments ist dabei kein fester Wert. So wie die Beträge der beiden Kräfte hängt auch ihr Angriffspunkt und damit der Wert x von der Strömungsgeschwindigkeit und der Auslenkung α am Ruder ab. Der Punkt der Ruderaufhängung P_1 ist so gewählt, dass er in der Nähe des Angriffspunktes P_2 liegt und dadurch einen Hebelarm x für das Rudermoment bietet. Mittels Variation des Hebelarms x ist es möglich, das Ruder auszubalancieren. Durch diese Gestaltung des Ruders wird die Anforderung erfüllt, ein kleines Ruderwellenmoment bei einer großen Auftriebskraft (Ruderquerkraft) F_A zu erhalten.

Die analytische Berechnung von Kräften auf ein von einer Flüssigkeit umströmtes Ruder ist meist nicht einfach. Zwar gibt es analytische Gleichungen, mit denen sich die Vorgänge in der Strömungstechnik beschreiben lassen, jedoch handelt es sich dabei in den meisten Fällen um partielle Differentialgleichungen (kurz: DGL), die analytisch in geschlossener

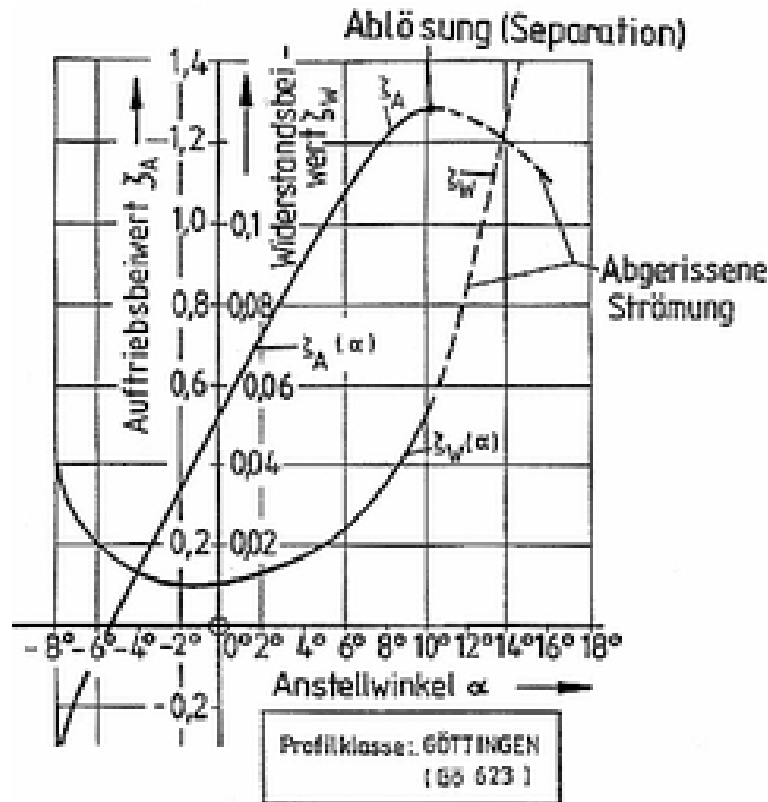


Abb. 5-4 Auftriebsbeiwert ζ_A und Widerstandsbeiwert ζ_W in Abhängigkeit vom Anstellwinkel α als Beispiel für das unendlich lange Profil Gö 623 [Sie09]

Form nicht lösbar sind. Unter der Zuhilfenahme von starken Vereinfachungen lassen sich zwar Lösungen finden, die aber zumeist für den allgemeinen Fall nicht anwendbar sind. Aus diesen Gründen liegt es nahe, die Fragestellungen numerisch zu lösen.

Hierzu dienen FE-Berechnungen (finite Elemente) zum Beispiel CFD (englisch: Computational Fluid Dynamics). Die erzielten Resultate lassen sich mit realen Messwerten vergleichen, sofern die Ausgangs- und Randbedingungen gut beschrieben sind.

Um die Leistungsfähigkeit der Ruderanlage zu evaluieren, wurden mehrere solcher CFD-Rechnungen durchgeführt [Ole09]. Dabei galt es, Informationen über das maximale Rudermoment bei verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten sowie die Widerstandswerte der Ruder zu gewinnen. Die Fragestellung des Abreißen der Strömung bei unterschiedlichen Anstellwinkeln und Strömungsgeschwindigkeiten war ebenso von Interesse.

Das Fachgebiet Mikrotechnik verfügt über das CFD-System COSMOSFlowworks. Dieses CFD-Programm ist in der Lage, Reaktionskräfte auf Körper infolge einer Anströmung sowie Geschwindigkeits- und Druckverteilungsfelder der Strömung zu berechnen. Die Berechnungen erfolgten dreidimensional, um einen möglichst realistischen Einblick in die Strömungsverhältnisse an den Rudern zu bekommen.

Für die Berechnungen wurde das CAD-Modell der Ruder so weit wie möglich vereinfacht, um den Rechenaufwand zu minimieren. Dazu lassen sich Symmetrien nutzen, so

dass beispielsweise die Strömung nur an einem von vier Rudern berechnet werden muss. Des Weiteren wurde der Strömungsraum so groß gewählt, dass keine Randeinflüsse durch einen eingeschränkten Raum das Rechenergebnis beeinflussen. Die Strömungsgeschwindigkeit wurde mit 4,11 m/s festgelegt, was 8 Knoten entspricht. Das Ruder wurde in der Rechnung um den Anstellwinkel $\alpha = 30^\circ$ ausgelenkt. Die Auswertung der CFD-Simulation liefert die Kräfte am Ruder in allen drei Raumrichtungen. Dabei resultierten, die in Tabelle 5-1 dargestellten Kräfte. Die Kraft in y-Richtung resultiert aus Rechenungenauigkeiten

Wirkrichtung	Kraft [N]
F_W	54
F_y	1
F_A	105

Tab. 5-1 Rechenergebnisse der CFD-Simulation für das mit 30° ausgelenkte Ruder

und wird daher vernachlässigt. Die angreifenden Kräfte wirken im Volumenschwerpunkt, der sich vom Koordinatenursprung an der oberen Ecke der vorderen Ruderante 76,2 mm in x-Richtung und 71,7 mm in y-Richtung befindet. Die Ruderwelle befindet sich 31,7 mm weiter vor dem Volumenschwerpunkt und bildet somit einen Hebelarm x, der wiederum das Rudermoment erzeugt, welches vom Ruderstellmodul aufgebracht werden muss. Das maximale Drehmoment ergibt sich nach:

$$M_R = x(F_W \sin \alpha + F_A \cos \alpha) \quad (5-7)$$

zu $M_R = 3,744 \text{ Nm}$.

5.2 Aufbau der Ruderanlage

Bei der Konstruktion der Ruderanlage ist besonderer Wert auf einen konsequenten Leichtbau zu legen, da sie sich am Heck des Fahrzeugs befindet. Baugruppen, die sich im Heck befinden und eine große Abtriebskraft im Wasser erzeugen, sind durch den langen Hebelarm zum Massezentrum des Fahrzeugs nur sehr schwer durch Auftriebselemente zu kompensieren. Daher ist besonders wichtig, bei der Ruderanlage und ihren Komponenten auf Konstruktionsmaterialien zurückzugreifen, die eine möglichst kleine spezifische Dichte besitzen und somit wenig Abtrieb im Wasser erzeugen. Als Konstruktionswerkstoff für die Ruderanlage wurde daher erneut auf POM gesetzt. Dieser Kunststoff zeichnet sich durch sehr gute Korrosionsbeständigkeit aus und besitzt gute mechanische Festigkeit.

Die Basis für die Konstruktion stellt der Motorflansch dar, der direkt mit dem Hauptantrieb verschraubt ist. An ihm wird die gesamte Ruderanlage und die Hauptantriebsabdeckung aufgehängt. Die Ruderanlage wird aus vier 90° zueinander angeordneten Leit-

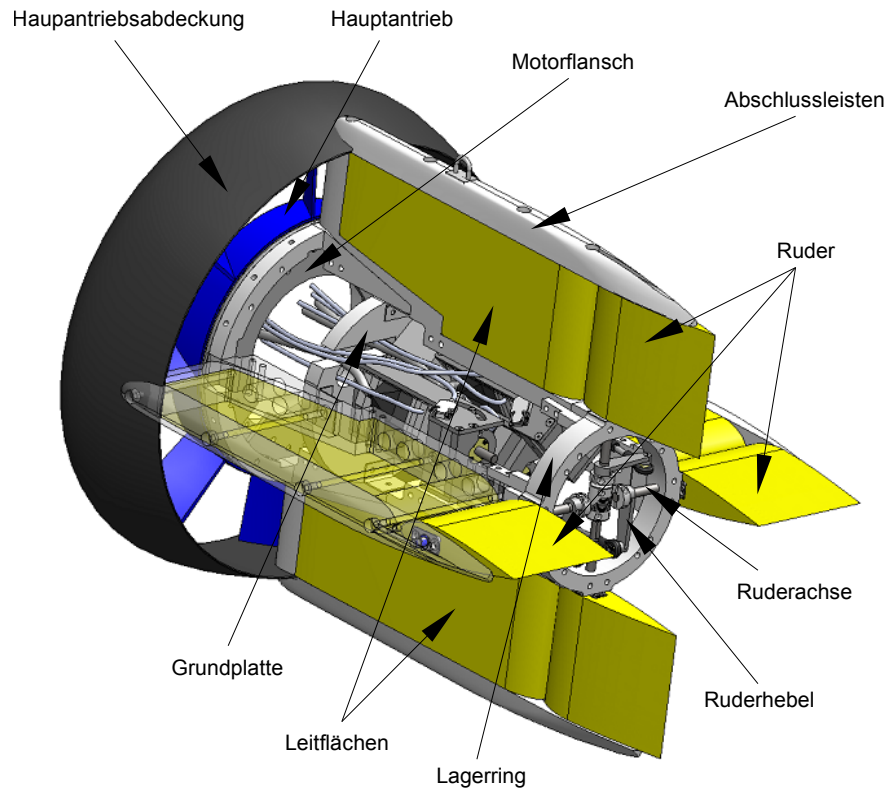


Abb. 5-5 CAD-Ansicht der Ruderanlage für die Versuchsplattform DNS Pegel

flächen in Sternanordnung aufgebaut. Direkt hinter den Leitflächen befinden sich die Ruderflächen. Die Ruderachsen laufen in einem so genannten Lagerring, wobei jede Ruderachse an zwei Punkten gelagert ist: Im Lagerring und jeweils in einer Abschlussleiste, die die Leitflächen nach außen abschließen.

Eine Lagerung mittels Kugellager ist für diesen Fall ungeeignet. Kugellager aus rostfreiem Stahl oder Keramik erreichen im Einsatz wegen ihrer großen Lagerflächen keine hohe Lebenserwartung, da zum Beispiel feine Sandpartikel im Seewasser schnell die Lager zu setzen. Weiterhin benötigen Kugellager mehr Konstruktionsraum als Gleitlager. Daher erfolgt die Lagerung durch Kunststoffgleitlager. Die Gleitlager Iglidur H370 der Firma Igus sind speziell für den Einsatz im Unterwasserbereich konzipiert [Igu04]. Sowohl die Ruder als auch die Leitflächen bestehen aus syntaktischem Schaum, welcher für zusätzlichen Auftrieb sorgt. Die einzelnen Ruder werden durch einen auf der Ruderachse befestigten Hebel angesteuert. Dabei sind die beiden Seitenruder durch eine Kupplung miteinander verbunden. Die Höhen- oder Querruder werden hingegen einzeln angesteuert, was den zuvor beschriebenen Ausgleich des vom Hauptantrieb induzierten Drehmoments ermöglicht. Abbildung 5-5 zeigt den Aufbau der Ruderanlage mit integrierten Ruderstellmodulen in der CAD-Ansicht.

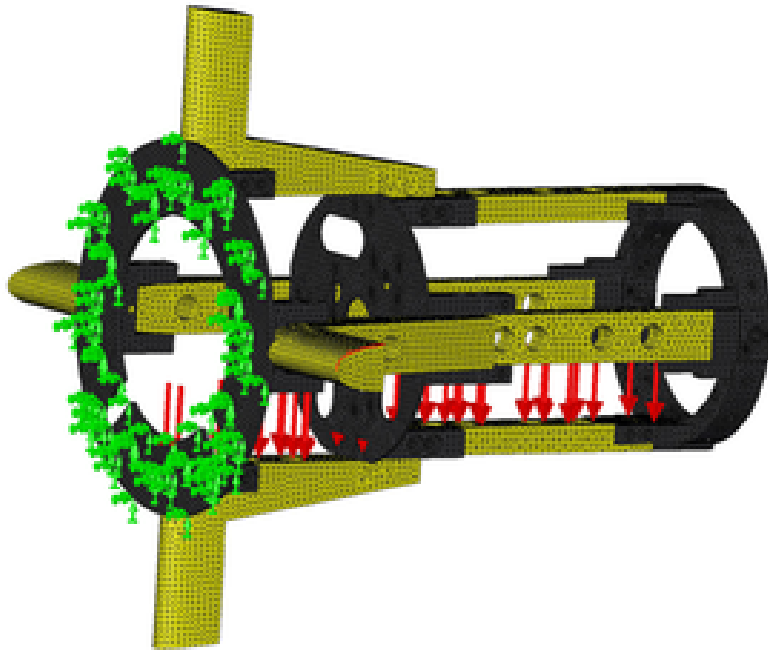


Abb. 5-6 Vernetztes CAD-Modell mit den durch das eingeschlossenen Wasservolumen resultierenden Lasten (rot) und der Einspannung (grün)

Die gesamte Ruderanlage ist im Innern mit Wasser geflutet. Weil es dem im Innern befindlichen Wasservolumen nicht möglich ist, beim Bergen schnell herauszulaufen, wirkt die gesamte Gewichtskraft des eingeschlossenen Wasservolumens auf die Konstruktion. Um den Nachweis der Festigkeit der Ruderanlage zu erbringen, wurde mittels FEM eine

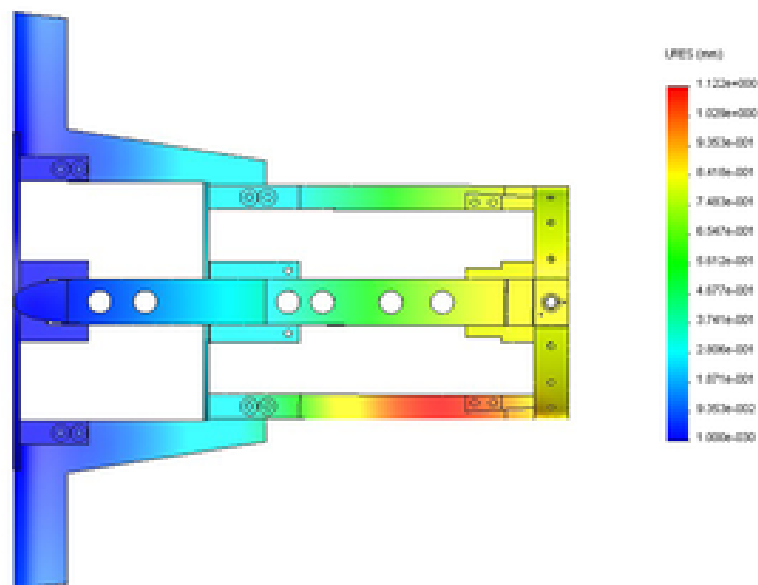


Abb. 5-7 Mittels FEM errechnete Verschiebungen der Grundkonstruktion der Ruderanlage

Festigkeitsanalyse durchgeführt.

Der Einfluss des Eigengewichts der Konstruktion mit ca. 21 kg ist bei diesen Belastungen als vernachlässigbar anzusehen. Um die Belastungen zu modellieren, wurden zwei zylinderförmige Wasservolumina angenommen. Ein Wasservolumen befindet sich vor der Grundplatte, das andere dahinter. Zusammen erzeugen sie eine Belastung von 250 N auf die Struktur (siehe Abbildung 5-6). Um die Belastungen durch das Eigengewicht der Ruderanlage in die Modellierung mit einzubeziehen, wurde die Last auf 300 N erhöht. Bevor die FE-Analyse gestartet werden kann, müssen das CAD-Modell in finite Elemente unterteilt und die Lasten und Einspannungen festgelegt werden (siehe Abbildung 5-6).

Die FEM-Analyse zeigt, dass eine ausreichende Festigkeit gegeben ist und eine maximale Auslenkung der Struktur von 1,1 mm zwischen Lagerring und der Grundplatte auftritt (siehe Abbildung 5-7). Diese Verformung der Struktur in diesem Maße ist in Betrieb der druckneutralen Versuchsplattform DNS Pegel vertretbar. Zusätzlich kommen bei der Gesamtstruktur noch die versteifenden Leitflächen mit den Abschlussleisten hinzu, welche zusätzlich zur Festigkeit beitragen.

Die Anlenkung der jeweiligen Ruder erfolgt über 60 mm lange Hebel, die eine an den Lagerring angepasste Kontur besitzen (siehe Abbildung 5-8 a). Dies ist sinnvoll, um die Möglichkeit zu bieten, Aggregate wie beispielsweise den heckseitigen Strahlantrieb innerhalb des Lagerrings zu integrieren. Im Betrieb stellte sich jedoch heraus, dass die Passfederverbindung zwischen dem Hebel und der Ruderachse eine unzureichende Festigkeit im dynamischen Betrieb der Ruderanlage aufweist. Daher wurden die Hebel für die Ruderanlenkung überarbeitet (siehe Abbildung 5-8 b)

Die Hebel sind in der neuen Konstruktion über eine Schlüssel­fläche auf der Ruderachse fixiert. Diese Verbindung ist spielfrei und wesentlich steifer als die alte Konstruktion. In den ersten Seerprobungen wurde festgestellt, dass ein zusätzliches Seitenruder am Kiel benötigt wird. Dieses wurde mittels einer Kupplung mit dem schon existierenden Seiten-

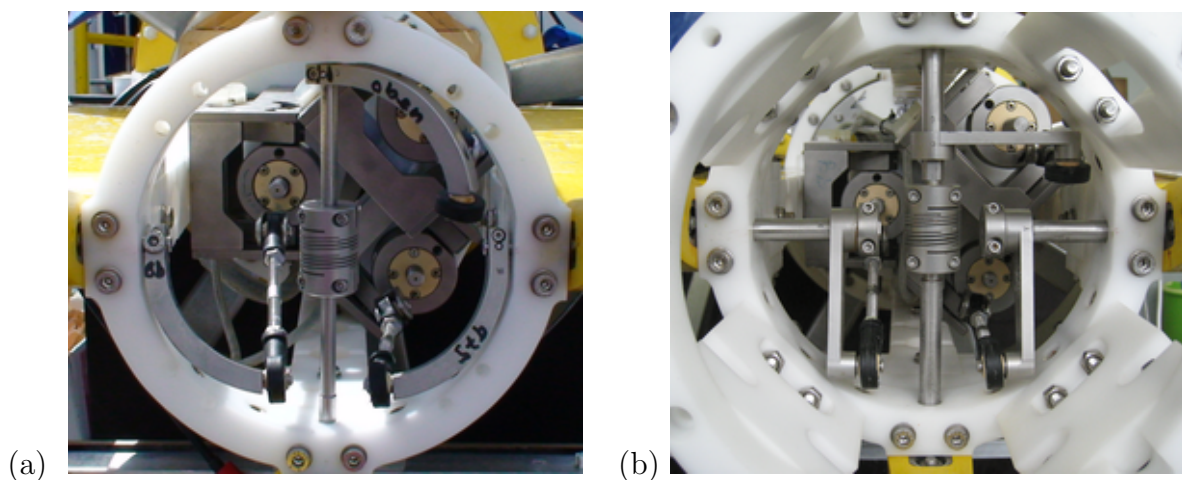


Abb. 5-8 Alte (a) und neue (b) Konfiguration der Ruderanlenkung

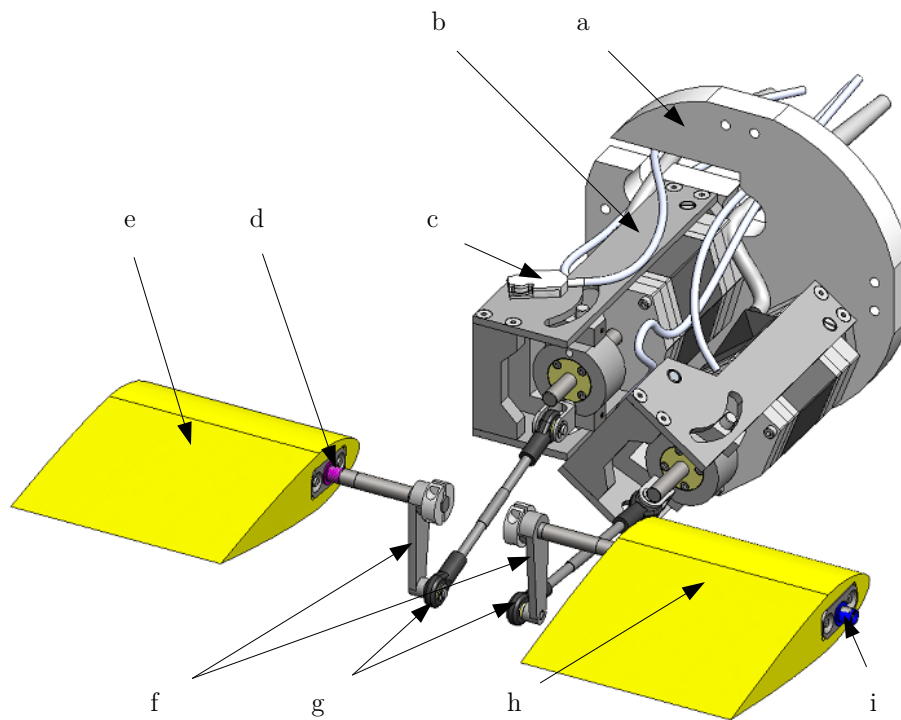


Abb. 5-9 Ansteuerung der Ruder. Grundplatte a), Ruderstellmodul b), Winkelsensor c), Igus Gleitlager im Lagerring d), Backbord Ruder e), Ruderhebel f), Igubal Kugelköpfe g), Steuerbordruder h), Gleitlager in Abschlussleiste i)

rudder verbunden (siehe Abbildung 5-8 b). Die Kupplung ist in der Lage, ein kleines axiales Spiel auszugleichen. Da die Seitenruderverbindung den Bauraum innerhalb des Lagerrings ausfüllt und somit kein Platz für etwaige Einbaukomponenten vorhanden ist, sind die gekrümmten Ruderhebel nicht mehr nötig. Anstelle dieser wurde eine einfache aber dennoch steife Ruderanlenkung verwendet.

Die Anlenkung der Ruderhebel erfolgt über ein Gestänge (siehe Abbildung 5-9). An den beiden Enden des Gestänges befinden sich Kugelköpfe, die verhindern, dass die Ruderhebel mit dem Ruderstellmodul fluchten müssen. Die zwei zueinander verdrehbaren Kugelköpfe erlauben somit eine freie Positionierung der Ruderstellmodule. Die Positionierungsfreiheit geht allerdings mit einem nicht linearen Übertragungsverhalten der Stellbewegungen zwischen Ruderstellmodul und Ruder einher. Auf dieses Problem wird im Laufe des Abschnitts 6.3 eingegangen.

Als Gelenke für die Verbindungsstangen werden Igubal-Kugelköpfe der Firma Igus verwendet (siehe Abbildung 5-9). Sie erlauben auch unter widrigen Umweltbedingungen einen spielfreien Betrieb und sind zudem korrosionsbeständig [Igu03]. Die Kugelkalotte besteht bei diesen Gelenkköpfen aus Iglidur W300, einem Werkstoff, der sich durch niedrige Reibung und äußerst geringe Stick-Slip-Neigung auszeichnet. Das Gehäuse ist aus Igumid G gefertigt, einem besonders schlagfesten, faserverstärkten Polymer. Die ausgewählten Ge-

lenkköpfe können eine maximale statische Zugbelastung von 700 N unbeschadet überstehen. Kurzzeitig können sie mit bis zu 1.400 N belastet werden. In der Ruderanlage treten Kräfte von weniger als 340 N an den Ruderhebeln auf, daher ist diese Verbindung sicher ausgelegt.

6 Ruderstellmodul

In der ersten Version der Ruderanlage wurden die Ruder durch einen Stellmotor mit innenliegender Spindel angetrieben. Dabei wurde die Spindel rotationsfest an dem Ruderhebel befestigt. Der einachsige neigbare Stellmotor dreht die im Motor liegende Mutter, so dass die Spindel axial durch den Stellmotor verschoben wird und somit das Ruder anlenkt (siehe Abbildung 6-1).

Dieser Aufbau der Ruderanlenkung bedeutet jedoch, dass der Stellmotor in der gleichen Neigungsebene liegen muss, wie der dazugehörige Ruderhebel. Bei der Erprobung dieser Konfiguration zeigten sich gleich mehrere Nachteile. Zum einen zeigte sich, dass sich die Lager, die im Stellmotor als Spindelmutter fungieren, im Betrieb sehr schnell erwärmen und zum Klemmen neigen. Zum anderen gestaltete es sich als sehr schwierig den Stellmotor zu dem jeweiligen Ruderhebel auszurichten. Weiterhin führt die geringste Verformung der Struktur der Ruderanlage zu großen Radialkräften an der Spindelmutter und somit zum Klemmen der Lager im Stellmotor. Zudem erwies sich die für die Reglerauslegung nötige Flexibilität als nicht ausreichend. Durch die Kopplung der zwei Seitenruder war ebenfalls keine Winkelmessung direkt an den Ruderachsen mehr möglich. Daher wurde ein neues Konzept für die Ansteuerung der Ruder entwickelt.

Bei der neuen Konstruktion wurden der elektrische Antrieb, das Getriebe und die Winkelmessung in einem Modul zusammengefasst. Das so entstandene Ruderstellmodul ist in der Lage, jedes Ruder einzeln in der Ruderanlage anzusteuern.

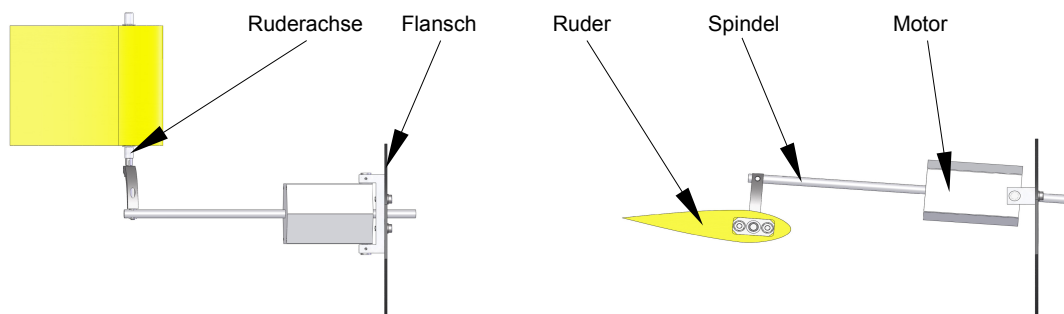


Abb. 6-1 Erster Entwurf der Anlenkung der Ruder mit Stellmotor und innenliegender Spindel

6.1 Anforderungen

Das Ruderstellmodul soll die Strecke von einem Ruderwinkelsollwert bis hin zu einem mechanischen axialen Abtrieb abdecken. Zusätzlich sollte neben der Erzeugung einer axialen Kraftkomponente auch ein Drehmoment erzeugt werden, um die Möglichkeit zu bieten, die Ruder direkt über das Ruderstellmodul auslenken zu können. Der Ruderwinkel bzw. der axiale Weg, den das Modul erzeugt, muss geregelt werden. Die Istwerterfassung und die Sollwertvorgaben sollen über den Stellwinkel erfolgen. Eine weitere Anforderung besteht in der Notwendigkeit der Selbsthemmung des Getriebes, d.h. der Ruderwinkel ist ohne Energieumsatz einzuhalten. Energie wird daher nur bei Änderung des Ruderwinkels aufgebracht.

Weiterhin ist ein korrosionsbeständiger druckneutraler Aufbau erforderlich, der sich leicht und schnell warten lässt, um systemrelevante Teile oder Baugruppen schnell und einfach auswechseln zu können. Der Austausch eines gesamten Moduls sollte ebenfalls schnell durchführbar sein.

Ein weiterer wesentlicher Punkt ist die Sicherung der maximalen Ausschläge der Ruder. Dies soll möglichst mechanisch realisiert werden, damit ein Programmfehler in der Regelssoftware nicht zu einem mechanischen Schaden an der Ruderanlage führt. Weitere Anforderungen ergeben sich aus den Randbedingungen für den Stellmotor und sind in der nachfolgenden Tabelle 6-1 zusammengefasst.

Systemkomponente	Anforderungen
Leistung (elektrisch)	$\leq 380 \text{ W}$
Eingangsdrehzahl	max. 1800 u min^{-1}
Winkelauflösung	$0,1^\circ$
Wirkungsgrad	$> 0,75$
Drehmoment	$\geq 10 \text{ Nm}$
Axialkraft	$\geq 250 \text{ N}$

Tab. 6-1 Anforderungen an das Ruderstellmodul

6.2 Konzept

Aus der Anforderung die Rotation des Stellmotors sowohl in ein nutzbares Drehmoment als auch in eine translatorische Kraft zu wandeln, wobei Selbsthemmung gefordert ist, ergeben sich für das Getriebe im wesentlichen zwei Gestaltungsmöglichkeiten. Einerseits ein Schneckengetriebe, das aus einer Schnecke besteht, die mit mehreren Schraubengängen versehen ist. In der Schnecke bewegt sich ein schrägverzahntes Zahnrad, das Schneckenrad. Die beiden Achsen sind dabei um 90° zueinander versetzt. Ein Nachteil besteht in der

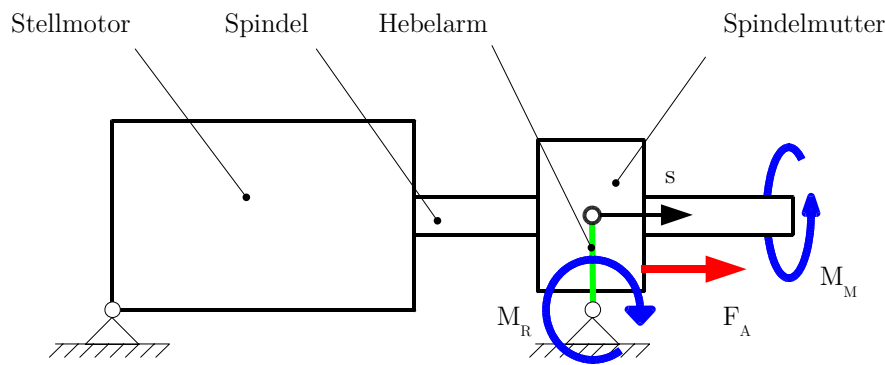


Abb. 6-2 Schema eines Spindelhubgetriebes mit zusätzlicher Momenterzeugung

maximalen Untersetzung i von ca. 100 [Rol14]. Ein weiterer Nachteil ist ein auftretendes Umkehrspiel zwischen Schnecke und Schneckenrad bei einem Lastwechsel. Hinzu kommt, dass das Drehmoment nur über wenige in das Schneckenrad eingreifende Schneckengänge übertragen wird. Daher ist ein solches Getriebe besonders hohen Spannungen ausgesetzt. Angesichts der Tatsache, dass zur Erreichung der nötigen Korrosionsbeständigkeit gegenüber Seewasser ein Hochleistungskunststoff als Material für das Getriebe in Frage kommt, ist eine dauerfeste Realisierung fraglich.

Andererseits besteht die Möglichkeit ein Spindelhubgetriebe zu verwenden, bei dem eine Spindel mit definierter Steigung durch den Stellmotor in Rotation versetzt wird. Eine auf der Spindel laufende Mutter führt durch die Rotation eine Hubbewegung aus. Diese kann direkt für die Anlenkung der Ruder genutzt werden (siehe Abbildung 6-2).

Das Motordrehmoment M_M bewirkt durch das Drehen der Spindel eine Verschiebung s der Spindelmutter. Die somit erzeugte Axialkraft F_A kann für die Ansteuerung der Ruder genutzt werden. Durch einen Hebelarm wird die Axialkraft zusätzlich in ein Drehmoment M_R umgesetzt.

Für Spindelhubgetriebe werden zumeist Trapezugewinde benutzt, die im Vergleich zu Spitzgewinde eine geringere Reibung zwischen Spindel und Mutter und somit einen höheren Wirkungsgrad aufweisen. Das Trapezugewinde ist im Gegensatz zum Feingewinde flankenzentriert. Aus diesem Grund ist es nur für Längskräfte und Drehmomente geeignet. Bei auftretenden Querkraften neigt ein Getriebe mit Trapezugewinde zum Blockieren. Daher soll die Spindel ein Feingewinde besitzen. Die Steigung des Spindelgewindes lässt sich nahezu beliebig fein fertigen.

Bei der Auswahl der Spindel flossen mehrere praktische Gesichtspunkte ein. So wurde der Spindeldurchmesser gleich dem Wellendurchmesser des Stellmotors gesetzt, um den Fertigungsaufwand zu reduzieren. Dabei ist abzuwägen, ob gemäß der Steigung der Spindel eine hohe Genauigkeit oder eine hohe Stellgeschwindigkeit resultieren soll. Die Messung des Auslenkwinkels erfolgt an einer Achse, die mit einem Hebel verbunden ist, der den axialen Hub wieder in eine Rotation wandelt und gleichzeitig die Spindelmutter am Dre-

hen hindert.

Das Getriebe inklusive dem Stellmotor und dem Winkelsensor soll von einem Rahmen zusammengehalten werden. Dieser Rahmen muss die nötige Steifigkeit aufweisen, damit er mit der Rückseite auf die Grundplatte der Ruderaktorik verschraubt werden und trotzdem alle Kräfte aufnehmen und weiterleiten kann. Die Größe des Rahmens muss so klein bemessen sein, dass drei der Ruderstellmodule auf die Grundplatte und innerhalb der Strömungshülle der Ruderanlage integriert werden können. Die mechanische Winkelbegrenzung soll ebenfalls durch den Rahmen realisiert werden.

Ein besonderes Augenmerk ist auf die Reibpaarung Spindel und Spindelmutter zu legen. Da beide Systemkomponenten dem Seewasser ausgesetzt sind, müssen sie vor allem eine sehr gute Korrosionsbeständigkeit aufweisen. Die Spindel selber lässt sich ohne größeren Aufwand aus rostfreiem Stahl 1.4571 (V4A) fertigen. Die Mutter hingegen wird bei Spindelgetrieben zumeist aus einer Bronzelegierung hergestellt, um möglichst geringe Reibwerte zu liefern. Zwar gibt es spezielle Bronzelegierungen, die für den Unterwasserbereich gedacht sind, jedoch weisen diese hohe Reibwerte auf. Geringe Reibung und Korrosionsbeständigkeit liefern Lagermaterialien aus Kompositwerkstoffen der Firma Igus, die besonders für solche Einsätze entwickelt wurden. Die Lagerung der Achsen im Rahmen soll daher ebenfalls über Igus-Gleitlager realisiert werden.

6.3 Aufbau und Funktionsweise

Als Werkstoff für das Ruderstellmodul dürfen nur korrosionsbeständige Materialien verwendet werden. Der Rahmen und alle beweglichen Komponenten abgesehen vom Stellmotor, bestehen aus Titan Grad 1. Titan besitzt durch die sich an Sauerstoff bildende Passivierungsschicht an der Oberfläche eine besonders gute Korrosionsbeständigkeit. Für die Achsen und Bolzen sowie die Schrauben wurde aus Festigkeitsgründen rostfreier Stahl 1.4571 verwendet. Dieser bildet ebenfalls eine Passivierungsschicht aus, die ihn vor einer fortschreitenden Korrosion schützt. Die Kombination beider Materialien miteinander stellte sich in mehreren Versuchen in Seewasser als unbedenklich heraus. Somit ist sichergestellt, dass Seewasser keinen Einfluss auf die Langzeitfunktion des Ruderstellmoduls hat.

Der Rahmen besteht aus vier Komponenten, die miteinander verschraubt sind. Er bildet so die Aufnahme für den Stellmotor sowie die Abtriebswelle des Spindelgetriebes. Weiterhin ist auf dem Teilkreis, den der integrierte Hebel bei seiner Bewegung beschreibt, ein entsprechendes Langloch mit einem Öffnungswinkel von insgesamt 70° vorgesehen. In diesem Langloch bewegt sich ein Bolzen, der den Hebel mit der Spindelmutter verbindet. Durch den beschränkten Winkel von 35° zu jeder Seite, ausgehend von der Neutralposition in der Mitte, wird die mechanische Auslenkbegrenzung realisiert (siehe Abbildung

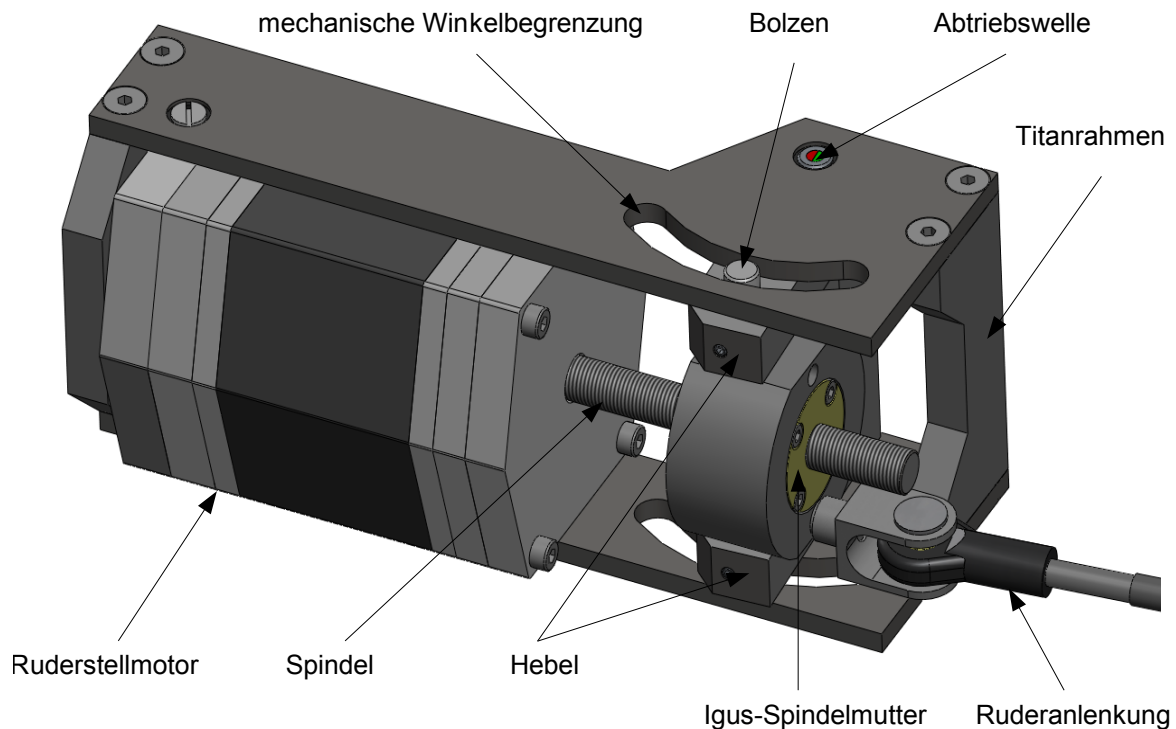


Abb. 6-3 CAD-Ansicht des Ruderstellmoduls

6-3). Das Rudermodul kann über diesen Winkel hinaus die Abtriebswelle nicht rotieren lassen. Dies verhindert einen möglichen Schaden der Ruderanlage durch ungewollt stark ausgelenkte Ruder. Weiterhin wird die Spindelmutter davor geschützt, auf den Bereich der Spindel zu fahren, auf dem kein Gewinde mehr vorhanden ist oder aber sich vollends von der Spindel abzdrehen. Alle Lagerungen im Rahmen und an der Spindelmutter sind als Iglidur H370 Gleitlager ausgeführt. Diese Lager weisen eine besonders gute Funktion unter Wasser auf. Die Spindelmutter besteht aus Iglidur J. Um sie bei einem Schaden einfach wechseln zu können, ist sie in einer Metallfassung verschraubt (siehe Abbildung 6-3). Diese übernimmt ebenfalls die Lagerung der Mutter am Hebel.

In der Abtriebsachse befindet sich zur Winkelauslesung ein diametral magnetisierter Permanentmagnet. Konzentrisch zu dem Permanentmagneten wird der Winkelsensor auf den äußeren Rahmen geschraubt und erlaubt somit das genaue Auslesen der Winkelwerte am Ruderstellmodul. Kapitel 3 beschreibt den genauen Aufbau und die Funktionsweise des druckneutralen Winkelsensors.

Die Spindelmutter ist länger ausgelegt, als sie aus Festigkeitsgründen (siehe Kapitel 6.4.3) sein müsste. Die Fassung, welche durch den Hebel am Mitdrehen gehindert wird, lässt ein Verkippen der Mutter jedoch zu. Durch eine ausreichend lang gestaltete Mutter wird dieses Kippmoment aufgenommen. Die Ankopplung des Moduls an das jeweilige Ruder erfolgt durch eine auf der Fassung verschraubte Gabel, die mit einem igubal Gelenkkopf des Rudergestänges verbunden ist (siehe Abbildung 6-3).

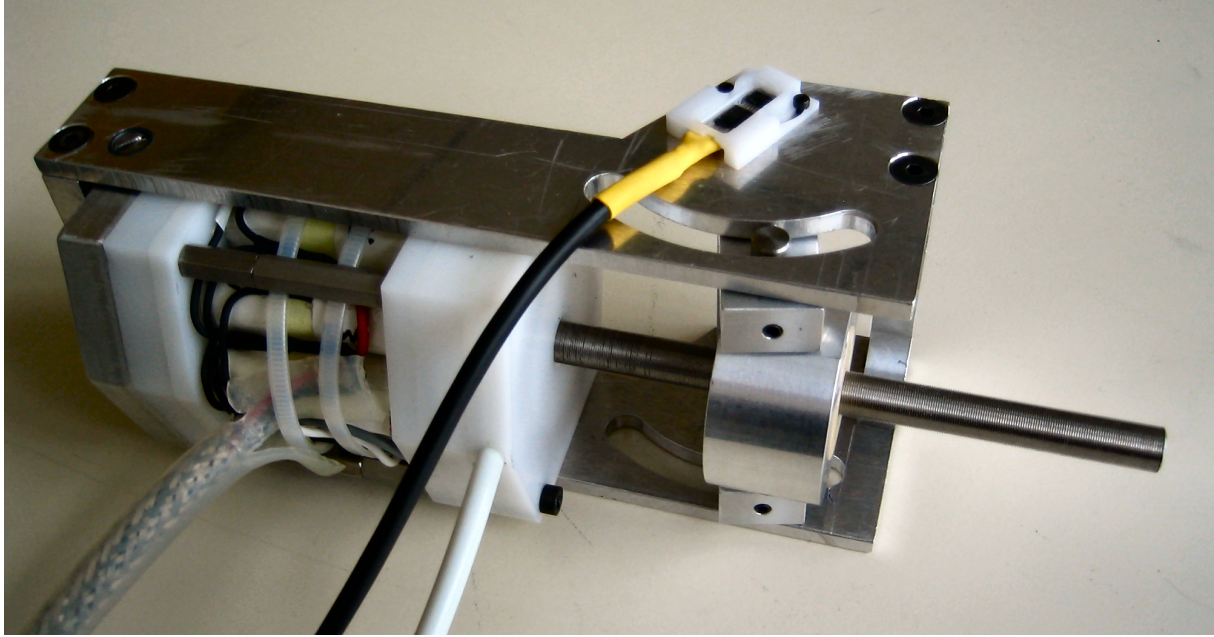


Abb. 6-4 Prototyp des Ruderstellmoduls mit Winkelsensor

Vor der endgültigen Fertigung der Ruderstellmodule wurde ein Prototyp aus Aluminium, der sich nur durch die Materialauswahl unterscheidet, aufgebaut (siehe Abbildung 6-4). Mit diesem Prototyp wurden Tests durchgeführt, um die Funktion und Leistung zu prüfen (siehe Abschnitt 6.6)

Da der Bauraum für die Ruderstellmodule beschränkt ist, entspricht der Ruderhebel mit $l_1 = 43$ mm im Modul nicht der Länge des Hebels an den jeweiligen Rudern, die eine Länge von $l_4 = 60$ mm aufweisen. Daher ist der Ruderwinkel α dem am Rudermodul eingestellten Winkel ϕ nicht gleichzusetzen. Der Ruderwinkel α ist demnach eine Funktion des Winkels ϕ im Ruderstellmodul.

$$\alpha = f(\phi) \quad (6-1)$$

Das Ruderstellmodul regelt den Winkelsollwert. Hieraus ergibt sich ein Weg s , den die Spindelmutter zurücklegt nach dem Kosinussatz (siehe Abbildung 6-5):

$$s = \sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos(\phi)} \quad (6-2)$$

l_1 entspricht dabei der Länge des Hebelarms im Rudermodul. Die Entfernung l_2 zwischen dem Drehpunkt des Ruderstellmotors und des Hebelarms ist konstant und beträgt 141,72 mm. Der resultierende Ruderwinkel α ist abhängig von der Länge des Ruderhebels l_4 und dem Weg s der Spindelmutter. Er kann nach

$$\alpha = f(s, l_4) = \arcsin \frac{s}{l_4} \quad (6-3)$$

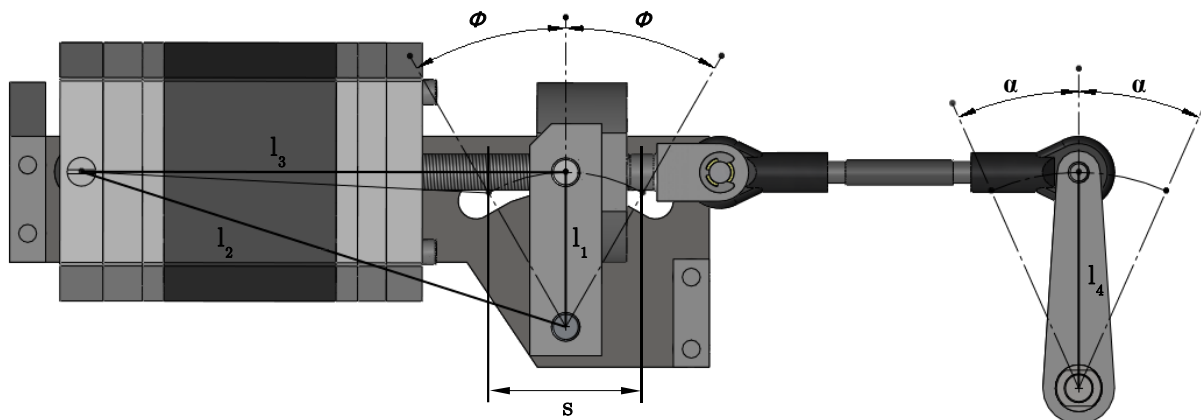


Abb. 6-5 Geometrische Verhältnisse im Ruderstellmodul

bestimmt werden. Durch Einsetzen von Gleichung 6-2 in Gleichung 6-3, erhält man die Korrekturfunktion für den Winkelsollwert 6-4.

$$\alpha = f(\phi) = f(s, l_4) = \arcsin \frac{\sqrt{l_1^2 + l_2^2 - 2l_1l_2 \cos(\phi)}}{l_4} \quad (6-4)$$

In Abbildung 6-6 ist der Verfahrweg s der Spindelmutter und der daraus resultierende Ruderwinkel α über dem Winkel ϕ im Ruderstellmodul aufgetragen. Um einen bestimmten Ruderwinkel der Ruderanlage einzustellen, muss der Winkelsollwert zuvor nach Gleichung 6-4 korrigiert werden. Bei einem eingestellten Winkel ϕ im Ruderstellmodul von beispielsweise 30° resultiert ein Ruderwinkel α von 21° . Dies bedeutet, dass für das Ruder eine zusätzliche Untersetzung des Ruderstellmoments zu Verfügung steht.

Der in den Ruderstellmodulen verwendete Ruderstellmotor der Firma Enitech GmbH ist

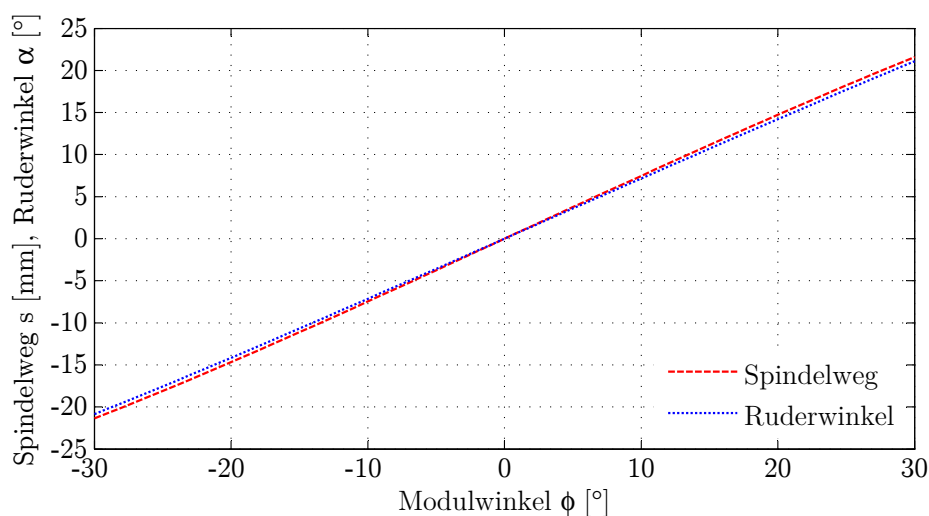


Abb. 6-6 Einfluss des im Vergleich zum Hebel im Ruderstellmodul größeren Ruderhebels auf die Übertragung der Axialbewegung der Spindelmutter

ein zweisträngiger elektronisch kommutierter Synchronmotor, der in zwei verschiedenen Betriebsmodi betrieben werden kann: einen freilaufenden Betrieb sowie einen Schrittbetrieb. Der Schrittwinkel des Ruderstellmotors beträgt 45° . Bei einer gegebenen Steigung P_h der Spindel von 0,75 resultiert somit ein Weg von 0,09 mm je Schritt. Dieser minimale Schritt gibt die kleinste Variation des Winkels am Winkelsensor vor. Dort wird bei einem Schritt des Ruderstellmotors ein Winkel von $0,125^\circ$ gemessen. Zu beachten ist jedoch, dass dieses Messintervall durch die Abhängigkeit des Winkels ϕ vom Stellweg s , mit zunehmender Auslenkung abnimmt. Die durch den Aufbau bedingte kleinste Winkeländerung von $0,13^\circ$ entspricht nicht ganz der Anforderung von $0,1^\circ$. Betrachtet man jedoch nicht nur das Ruderstellmodul, sondern auch das vom Modul angesteuerte Ruder ergibt sich durch den größeren Hebelarm am Ruder nach der Korrektur eine Schrittweite von $0,09^\circ$. Nach erfolgreicher Inbetriebnahme des Prototypen wurden drei Ruderstellantriebe aufgebaut (siehe Abbildung 6-7).

Zwei der Stellmodule wurden auf die Grundplatte aus POM geschraubt. Die zueinander um 45° versetzten Ruderstellmodule bilden die Ansteuerung für die zwei von einander unabhängig arbeitenden Höhenruder (siehe Abbildung 6-8). Das Ruderstellmodul, welches für die Seitenruderansteuerung verantwortlich ist, wurde von der Grundplatte aus gesehen, weiter nach hinten gesetzt und ebenfalls um 45° zum Backbord Ruderstellmodul



Abb. 6-7 Fertig montierte und getestete Ruderstellmodule vor dem Einbau in die Versuchsplattform DNS Pegel

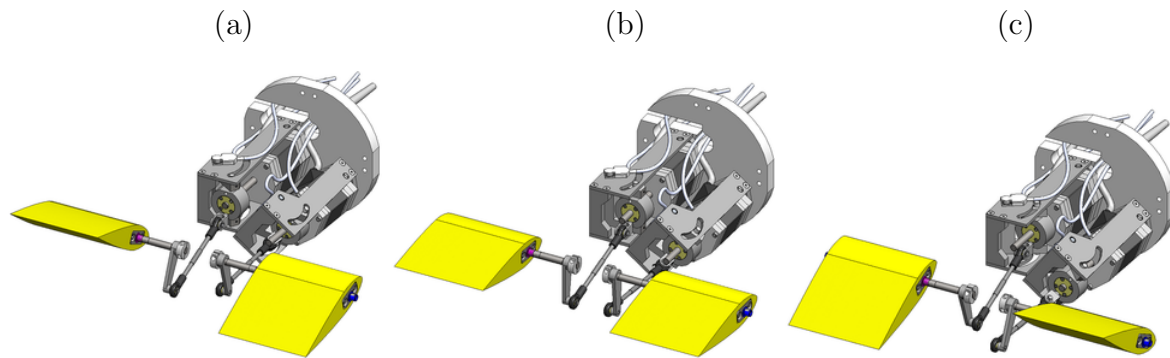


Abb. 6-8 Anordnung und Funktionsweise der Ruderstellmodule für die Höhenruder. Auslenkung zum rollen über Backbord (a), kein Drehmomentenausgleich (b) und rollen über Steuerbord (c).

versetzt (siehe Abbildung 6-9). Dieser Aufbau ermöglicht es, die Verbindungsstangen zwischen Spindelmutter und Ruderhebel ohne größeren Winkelversatz zu montieren. Dabei ergibt sich die Beziehung nach Gleichung 6-4 zwischen dem Winkel am Winkelsensor und dem tatsächlichen Ruderwinkel. Wie in Abbildung 6-6 zu erkennen ist, befindet man sich bei Ruderauslenkungen von $\pm 30^\circ$ im nahezu linearen Bereich. Die Verbindungsstangen, auf die die Kugelkopfgelenke geschraubt sind, weisen auf jeder Seite ein Gewinde auf, so dass der Rudernullwinkel zum Rudermodul genau eingestellt werden kann. Die Kugelkopfgelenke werden jeweils mit einer Kontermutter gesichert und zusätzlich verklebt.

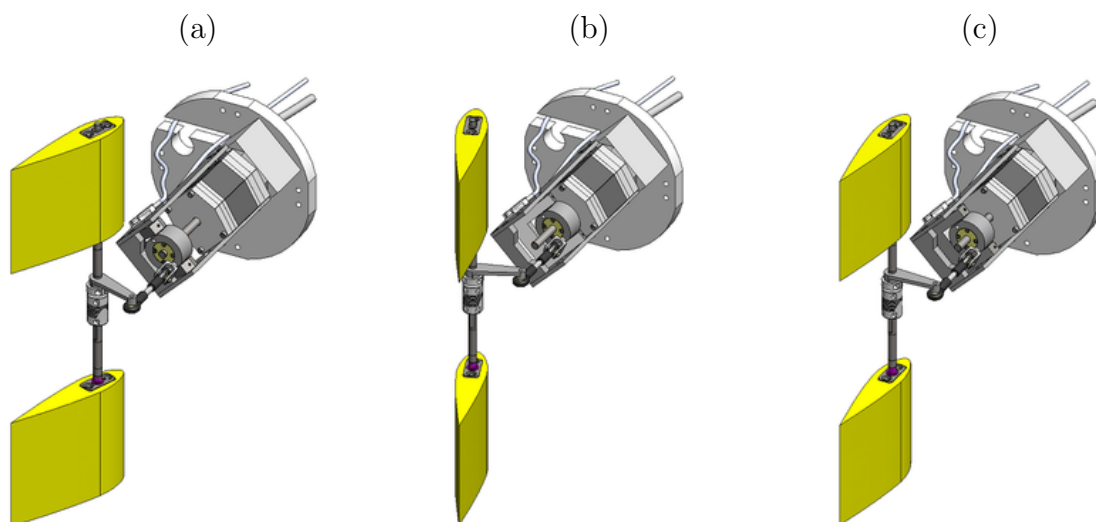


Abb. 6-9 Anordnung und Funktionsweise des Ruderstellmoduls für das Seitenruder. Kursänderung nach Backbord (a), nach Steuerbord (b) und Geradeausfahrt (c)

6.4 Spindelgetriebe

Für das Ruderstellmodul wurde eine Spindel mit Feingewinde M10 x 0,75 ausgewählt. Diese Steigung erlaubt eine große Stellgeschwindigkeit bei ausreichender Stellgenauigkeit. Gewinde mit einer Steigung P_h von 0,5 neigen bei dem gewählten Spindelmuttermaterial schnell zum Blockieren, sobald sich etwas Schmutz in den feinen Gewindegängen befindet. Die Montage der Mutter auf der Spindel lässt bei einer solch geringen Steigung wenig Spielraum zu, so dass mit entsprechender Sorgfalt gearbeitet werden muss. Dies gilt auch für das ausgewählte Gewinde mit der Steigung 0,75. Die Spindel sowie das gesamte Getriebe laufen in Seewasser. Daher wurde besonderer Wert auf die Materialauswahl gelegt. Die Spindel besteht aus rostfreiem Stahl 1.4571 (V4A). Das Gewinde wurde auf die Spindel geschnitten. Nachteile im Hinblick auf die Festigkeit der Gewindeflanken durch die Art der Fertigung sind zu vernachlässigen, da die Flanken der Mutter, die aus sehr viel weicherem Material bestehen, als erstes nachgeben würden. Als Material für die Spindelmutter wurde ein Hochleistungskunststoff verwendet. Der Werkstoff iglidur J, der für die Trapezgewindemuttern genutzt wurde, zeichnet sich durch optimale Gleiteigenschaften in Kombination mit Stahl und eine sehr geringe Wasseraufnahme von 1,3 Gew.-% aus [Igu04]. Die Firma Igus gewährleistet weiterhin ein optimales Verhalten auch bei widrigen Umweltbedingungen, wie beispielsweise mit Sand durchsetztes Seewasser. Das Material ist in der Lage, Schmutzpartikel aufzunehmen und einzuschließen ohne, dass die Gleiteigenschaften signifikant beeinträchtigt werden.

6.4.1 Spindelauslegung

Die Auslegung des Spindelgetriebes erfolgte nach [Dub19]. Um die iterative Auslegung zu vereinfachen, wurden verschiedene MATLAB-Programme genutzt.

Bei einer vollen Spindelumdrehung entsteht längs der Spindelachse eine Axialverschiebung, die der Steigung P_h entspricht. Der achsparallele Abstand zwei aufeinander folgender gleich gerichteter Flanken wird als Teilung P bezeichnet. Bei eingängigen Gewinden ist $P_h = P$. Bei dem ausgewählten Gewinde M10 x 0,75 welches zu den metrischen ISO-Feingewinden nach DIN 13 T 19 zählt, beträgt der Flankendurchmesser $d_2 = 9,58$ mm (siehe Abbildung 6-10). Der daraus resultierende mittlere Steigungswinkel α berechnet sich nach

$$\tan \alpha = \frac{P_h}{\pi d_2} \quad (6-5)$$

zu $1,43^\circ$. Der Gleitreibwert ist von mehreren Parametern wie Gleitgeschwindigkeit, Belastung und Spindeloberfläche abhängig. Die Spindel sollte möglichst eine nicht zu glatte

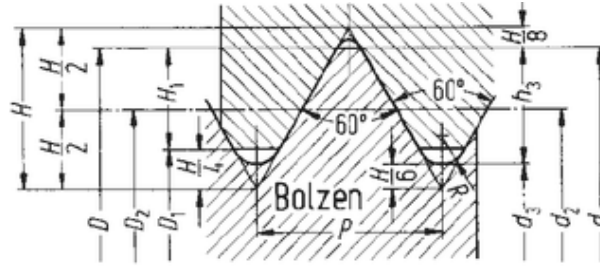


Abb. 6-10 Dimensionierung eines metrisches ISO-Gewindes nach DIN 13 T 19 [Dub19]

Oberfläche besitzen, um Stick-Slip Effekte zu vermeiden. Für den verwendeten Mutterwerkstoff Iglidur J gibt die Firma Igus einen Gleitreibwert μ von 0,18 im Trockenlauf bis 0,04 bei Betrieb in Wasser an [Igu04]. Da ein Trockenlauf bei dem Getriebe unwahrscheinlich ist, jedoch nicht ausgeschlossen werden kann, wurde für den Gleitreibwert das Mittel von 0,11 angesetzt. Der Reibwert μ' berechnet sich nach

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos(\frac{\beta}{2})} \quad (6-6)$$

Für Spitzgewinde beträgt der Flankenwinkel $\beta = 60^\circ$. Somit kann der Reibwert μ' mit 0,13 bestimmt werden. Das Spindelgetriebe ist selbsthemmend, wenn die Bedingung

$$\mu' \geq \tan(\alpha) \quad (6-7)$$

erfüllt ist. $\tan(\alpha)$ beträgt 0,03 und ist kleiner als μ' mit 0,13. Somit ist die Selbsthemmung sichergestellt. Die Gewindereibzahl ρ' wird nach

$$\rho' = \arctan(\mu') \quad (6-8)$$

mit $7,24^\circ$ bestimmt. Ausgehend von einem Ruderdrehmoment von 10 Nm resultiert eine Axialkraft F_a von 166,67 N, die am Rudermodul angreifen muss. Dabei wirkt ein Hebelarm von 60 mm an der Ruderwelle. Die Umfangskraft F_u , die auf dem halben Flankendurchmesser wirkt, erhält man mit

$$F_u = F_a \cdot \tan(\alpha + \rho') \quad (6-9)$$

Sie beträgt bei der gegebenen Gewindegeometrie und Axialkraft 25,4 N. Das Drehmoment, welches der Stellmotor in dem Modul aufbringen muss, berechnet sich nach

$$M = F_u \cdot \frac{d_2}{2} \quad (6-10)$$

zu 0,12 Nm. Das heißt, der Stellmotor muss demnach ein vergleichsweise geringes Moment M_M aufbringen, um das Ruder mit einen Ruderdrehmoment M_R von 10 Nm auslenken zu

können. Die Gesamtübersetzung i des Drehmoments beträgt gemäß

$$i = \frac{M_R}{M_M} \quad (6-11)$$

83,33. Diese Übersetzung könnte auch mit einem Schneckengetriebe realisiert werden. Jedoch können mit einem Spindelgetriebe die Lasten besser aufgenommen werden als bei einem Schneckengetriebe, bei dem nur wenige Zahnflanken tragen.

6.4.2 Wirkungsgrad

Aus der Betrachtung des Wirkungsgrads τ des Spindelgetriebes gemäß

$$\tau = \frac{\tan \alpha}{\tan(\alpha + \rho')} \quad (6-12)$$

geht hervor, dass das Getriebe mit 16,06 % sehr schlecht die mechanische Leistung umzusetzen vermag. Die Ursache dafür ist sowohl in der geringen Steigung als auch in dem schlechten Gleitreibwert zu suchen (siehe Abbildung 6-11). Allerdings hat eine größere Steigung des Gewindes keine signifikante Zunahme des Wirkungsgrads zur Folge. Geht man hingegen von optimalen Betriebsbedingungen aus, die einen Gleitreibwert von 0,04 ermöglichen, kann der Wirkungsgrad um ca. 18,5 % gesteigert werden. Der maximale Wirkungsgrad des Getriebes im Wasser beträgt dabei 34,5 %.

Die umgesetzte mechanische Leistung P_m kann mit

$$P_m = 2\pi n M \quad (6-13)$$

bestimmt werden. Die maximale Drehzahl n des Stellmotors beträgt nach Herstellerangaben $1.800 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ ($30 \text{ U} \cdot \text{s}^{-1}$). Das Einsetzen des zuvor berechneten Drehmoments von $0,12 \text{ Nm}$ in die Gleichung 6-13, liefert eine umgesetzte mechanische Leistung von 23 Watt. Bei einem Wirkungsgrad von 16,06 % gehen demnach ca. 120 Watt im Getriebe verloren. Die gesamte mechanische Leistung des Ruderstellmoduls beläuft sich demnach auf 143 Watt. Angesichts des schlechten Wirkungsgrades ist aber zu beachten, dass es sich in diesem Fall nicht um ein Bewegungsgetriebe handelt, sondern die Selbsthaltung durch eine geringe Steigung gewollt ist.

Wie in der vorangegangenen Rechnung zu erkennen ist, wird sehr viel Leistung bei der Reibung zwischen Spindel und Mutter umgesetzt. Dadurch wird die Reibpaarung erheblich belastet. Daher ist es wichtig, die zulässige Gleitgeschwindigkeit zu bestimmen und deren Einhaltung sicher zu stellen. Die Firma Igus gibt für Gleitpaarungen von Iglidur J und

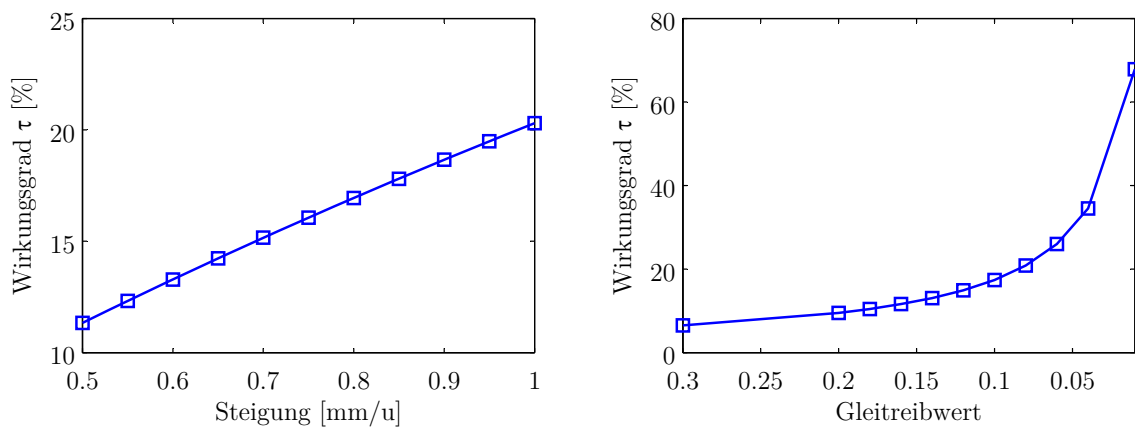


Abb. 6-11 Abhängigkeit des Wirkungsgrads von der Steigung und dem Gleitreibwert

Stahl eine maximale Gleitgeschwindigkeit für rotierende Bewegungen von 1,5 m/s an. Unter der Annahme, dass der Stellmotor maximal mit einer Drehzahl von $n = 1.800 \text{ U} \cdot \text{min}^{-1}$ arbeitet, kann die Gleitgeschwindigkeit mit Hilfe des Flankendurchmessers D_2 nach

$$v = \pi D_2 n \quad (6-14)$$

bestimmt werden. Die berechnete Gleitgeschwindigkeit für die Maximaldrehzahl beträgt demnach 0,9 m/s und liegt somit unter der zulässigen Gleitgeschwindigkeit von 1,5 m/s.

6.4.3 Festigkeitsnachweis

Die Mutter stellt in dem Spindelgetriebe bedingt durch das Material, das schwächste Glied dar. Die maximale Flächenpressung p_{zul} für Iglidur J wird mit 35 MPa angegeben. Dabei ist eine Verformung von weniger als 2,5 % anzunehmen [Igu03]. Die maximale Flächenpressung von Iglidur J ist im Vergleich zu 210 MPa für rostfreien Stahl sehr klein [Dub19]. Daher muss der Nachweis über die Festigkeit der Mutter unter den gegebenen Lasten erbracht werden. Die Nachprüfung des Muttergewindes erfolgte nach [Rol14]

Die Länge des Muttergewindes einer Bewegungsschraube ist so zu bemessen, dass die volle Tragkraft der Spindel vom Gewinde der Mutter ohne Schädigung übertragen werden kann. Dabei ist die Flächenpressung der Gewindeflanken entscheidend. Unter der Annahme einer gleichmäßigen Pressung aller Gewindegänge kann die Flächenpressung mit

$$p = \frac{F_a}{A_{\text{ges}}} \leq p_{\text{zul}} \quad (6-15)$$

berechnet werden. Die Gesamtfläche der tragenden Gewindegänge wird $A_{\text{ges}} = n A_g$ gesetzt. Die Anzahl der tragenden Gewindegänge n muss, damit die Mutter eine ausrei-

chende Tragfähigkeit besitzt, entsprechend groß sein. Die Fläche eines Ganges beträgt:

$$A_g = D_2 \pi H_1 \quad (6-16)$$

H_1 beschreibt dabei die Flankenüberdeckung, als halbe Differenz des Außendurchmessers D der Spindel und des Kerndurchmessers D_1 , gemäß

$$H_1 = \frac{D - D_1}{2} \quad (6-17)$$

(siehe Abbildung 6-10). Für ein M10 Feingewinde mit der Steigung 0,75 beträgt die Flankenüberdeckung $H_1 = 0,36$ mm. Bei dem hier vorliegenden Spitzgewinde muss jedoch der Flankenwinkel β von 60° mitbetrachtet werden, durch den sich auch die Flankenüberdeckung vergrößert [Rol14]. Die mit dem Flankenwinkel korrigierte Flankenüberdeckung H'_1 berechnet sich nach

$$H'_1 = \frac{H_1}{\cos(\frac{\beta}{2})} \quad (6-18)$$

zu 0,41 mm. Die nötige Länge des Gewindes l_g lässt sich durch Einsetzen von H'_1 in Gl.6-15 gemäß

$$l_g = \frac{F_a Ph}{p_{zul} \pi D_2 H'_1} \quad (6-19)$$

berechnen. Die nötige Gewindelänge l_g beträgt bei einer Last von 166,67 N 0,29 mm, was wiederum 0,38 Gewindegängen entspricht. Die Gewindemutter ist folglich mit einer Gesamtlänge von 25 mm hinsichtlich der Lastaufnahme sehr sicher bemessen.

6.5 Reglerstruktur

Die Ruderstellmodule in der Ruderanlage sind ein wesentlicher Bestandteil der Fahrzeugstruktur. Das Stellverhalten der Module beeinflusst das gesamte Fahrzeugverhalten. Der Einfluss der Ruderstellmodule und die damit verbundenen Reglerstrukturen soll für das Seitenruder und die Tiefenruder nachfolgend dargestellt werden. Die Realisierung der Reglerstrukturen wurde zusammen mit der Firma Enitech durchgeführt [Koe09].

Das Seitenruder ist für die Kursstabilität des Fahrzeugs verantwortlich. Der dem Winkelregler des Ruderstellmoduls überlagerte Kursregler sorgt dafür, dass das Fahrzeug einen gegebenen Kurs möglichst schnell einnimmt und hält. Dies muss bei allen Fahrzeuggeschwindigkeiten und Kursänderungen ohne großes Überspringen des Reglers möglich sein. Der in Abbildung 6-12 gezeigte Kursregler erhält seine zu regelnde Größe y über den Magnetkompass von 0° bis 359° . Der Kursistwert wird von dem Messglied G_M , welches dem druckneutralen Kompassmodul der Versuchsplattform DNS Pegel entspricht, bestimmt.

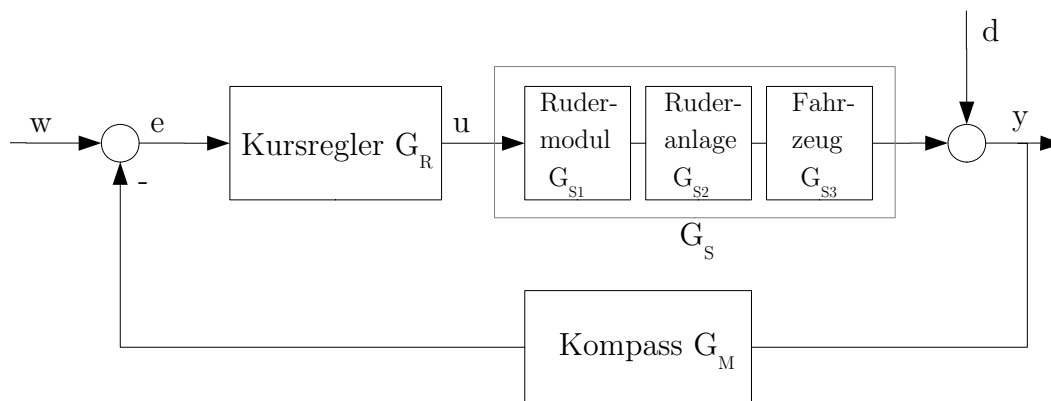


Abb. 6-12 Blockbild des Kursreglers. Die Strecke G_s besteht aus dem Rudermodul mit eigenem unterlagertem Regler, der Ruderanlage und dem Fahrzeug selbst

Der Kursregler arbeitet wie alle übergeordneten Regelstrukturen in der Versuchsplattform als digitaler Regler in einer Speicherprogrammierbaren Steuerung (kurz: SPS). Sie kann als der Leitrechner des Fahrzeugs betrachtet werden. Das Ruderstellmodul findet sich in der Strecke als G_{S1} wieder. Als Störungsgrößen d , die auf den zu regelnden Kurs wirken, gelten beispielsweise Horizontalströmungen, die das Fahrzeug in eine andere als vorgegebene Richtung drängen. Zu beachten ist jedoch, dass der Kursregler nur in der Lage ist, einen Steuerkurs zu halten, jedoch nicht einen bestimmten Zielpunkt anzufahren (siehe Abbildung 6-13). Eine auftretende Horizontalströmung kann im Fahrzeug wegen der rudimentären Navigation nicht gemessen werden. Um einen Navigationspunkt anfahren zu können, benötigt man zusätzlich den Kurs über Grund oder entsprechende globale

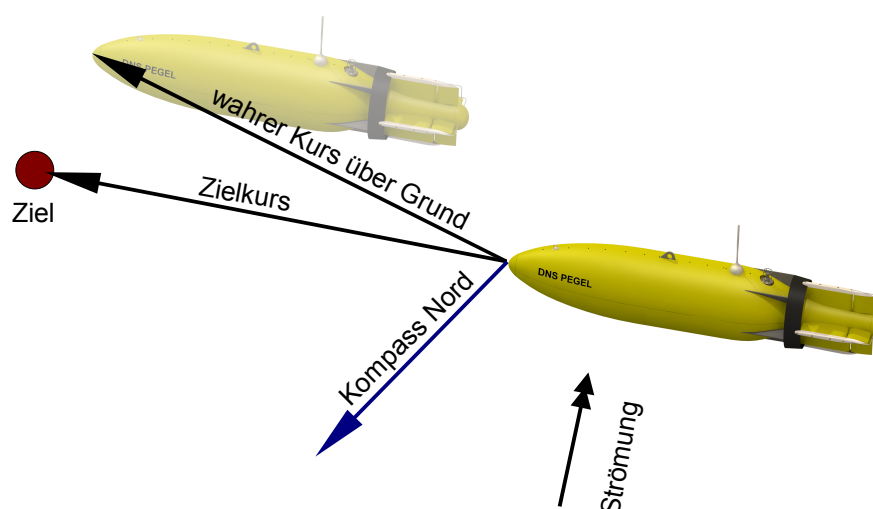


Abb. 6-13 Änderung des Kurses des Fahrzeugs durch eine Querströmung

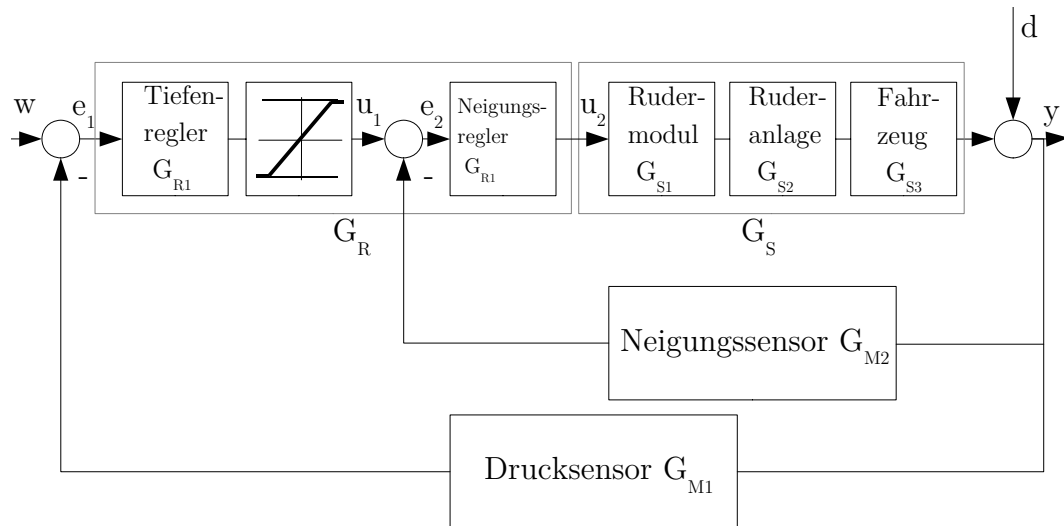


Abb. 6-14 Blockbild des Regelkreises für die Tiefe. Im Gegensatz zum Kursregler beinhaltet der Tiefenregler aus Sicherheitsgründen eine zusätzliche Neigungsbegrenzung, um den maximalen Neigungswinkel über w_2 einzustellen

Kursinformationen. Diese können nur über weitere Navigationssensoren, wie beispielsweise einem Doppler Velocity Log (DVL), Global Positioning System (GPS) oder eine Ultra Short Baseline (USBL) Navigation gewonnen werden.

Die Struktur des Tiefenreglers gestaltet sich ein wenig komplizierter (siehe Abbildung 6-14). Die Regelabweichung e wird aus dem Sollwert w und dem aus einem Drucksensor gewonnenen Istwert für die Tiefe berechnet. Da der Tiefenregler über die Tiefenruder einen pitch-Winkel (Nicken) des Fahrzeugs verursacht, welcher je nach Geschwindigkeit eine gewisse Zeit beibehalten wird, wurde aus Sicherheitsgründen im Tiefenregler eine Pitch-Winkelbegrenzung integriert. Die Informationen über den pitch-Winkel werden durch einen Neigungssensor gewonnen. Somit wird gewährleistet, dass bei geringen Tauchtiefen, in dem Erprobungsgebiet in der Ostsee maximal 40 m, das Fahrzeug immer in der Lage ist, einen horizontalen Kurs einzunehmen um nicht mit dem Grund zu kollidieren. Das Rudermodul befindet sich hier wieder in der Strecke G_s (siehe Abbildung 6-14).

Die regelungstechnischen Zusammenhänge in dem Ruderstellmodul (siehe Abbildung 6-15) werden im Folgenden näher erläutert. Der Regler für das Ruderstellmodul arbeitet nicht in der SPS, sondern im dem für das Rudermodul verantwortlichen Steller als Digitalregler in einem Mikrocontroller mit der Motorsteuerung zusammen. Der Winkelregler ist im Grunde ein Proportionalregler (kurz: P-Regler), dem jedoch die Motorsteuerung folgt (siehe Abbildung 6-15). Der Motorstrom wird von einem zusätzlichen Integralregler (PI-Regler) geregelt. Ein P-Glied als Winkelregler würde in der Lage sein, die sich durch das Getriebe als I-Glied darstellende Strecke G_s zufriedenstellend zu regeln. Dem P-Regler ist jedoch zusätzlich ein Differenzialglied (D-Glied) unterlagert, um schnell auf

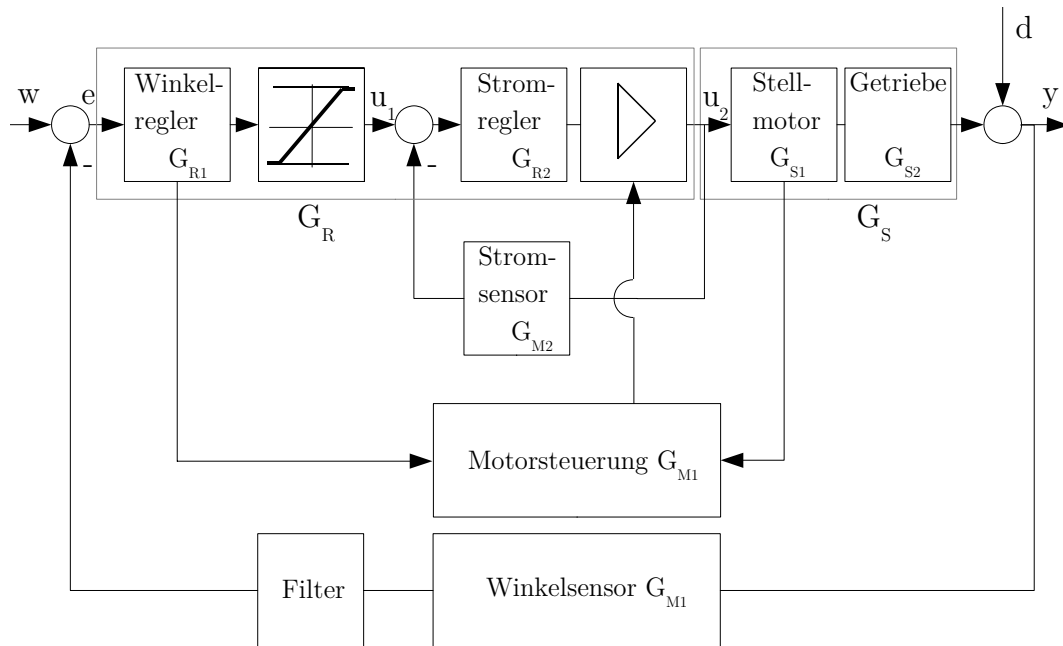


Abb. 6-15 Blockbild des Regelkreises für das Rudermodul

große Regeldifferenzen reagieren zu können. Dieser differenzielle Anteil ist jedoch nicht klassisch aufgebaut, sondern in einer speziellen Struktur realisiert (siehe Abbildung 6-16).

Der Winkelregler bezieht seine Regelabweichung e aus der Differenz zwischen dem Ruderwinkel am Ruderstellmodul und dem Winkelsollwert w des Ruders vom Kurs- bzw. Tiefenregler. Die Stellgröße u_1 aus dem Winkelregler entspricht einem Stromsollwert für Motorregelung. Er wird der folgenden Stromregelung des Ruderstellmotors zugeführt. Zuvor wird der maximale Strom eingeschränkt, um beispielsweise thermische Beschädigungen durch ungewolltes Blockieren des Ruderstellmotors zu verhindern.

Zu beachten ist, dass der Winkelregler einen adaptiven Regler darstellt, der in der Lage ist, sein Regelverhalten an die Regelbedingungen anzupassen. So beeinflussen beispielsweise die Regelgrößen des Winkelreglers auch die Motorsteuerung G_{M1} .

Der Winkelregler G_{R1} arbeitet mit vier Entscheidungsebenen. Dabei wird nicht nur der Strom geregelt, sondern auch die Motorsteuerung mit einbezogen (siehe Abbildung 6-16). Ist die Regelabweichung e größer als ein bestimmter fester Wert w_1 , wird der maximal zulässige Strom über ein P-Glied mit dem Verstärkungsfaktor K_1 freigegeben. Zusätzlich wird bei dieser Entscheidung der Motorsteuerung mitgeteilt, den Stellmotor im freilaufenden Betrieb zu betreiben. Die zweite Entscheidungsebene wird aktiviert, wenn die Regelabweichung zwar kleiner w_1 aber größer w_2 ist. In diesem Fall wird wieder ein K_2 entsprechender Strom freigegeben. Der Stellmotor wird jedoch durch die Motorsteuerung im Schrittbetrieb mit fester Drehzahl n_2 , die kleiner als die Drehzahl im freilaufenden Betrieb ist, betrieben. Die dritte Entscheidungsebene verursacht einen weiteren Schritt-

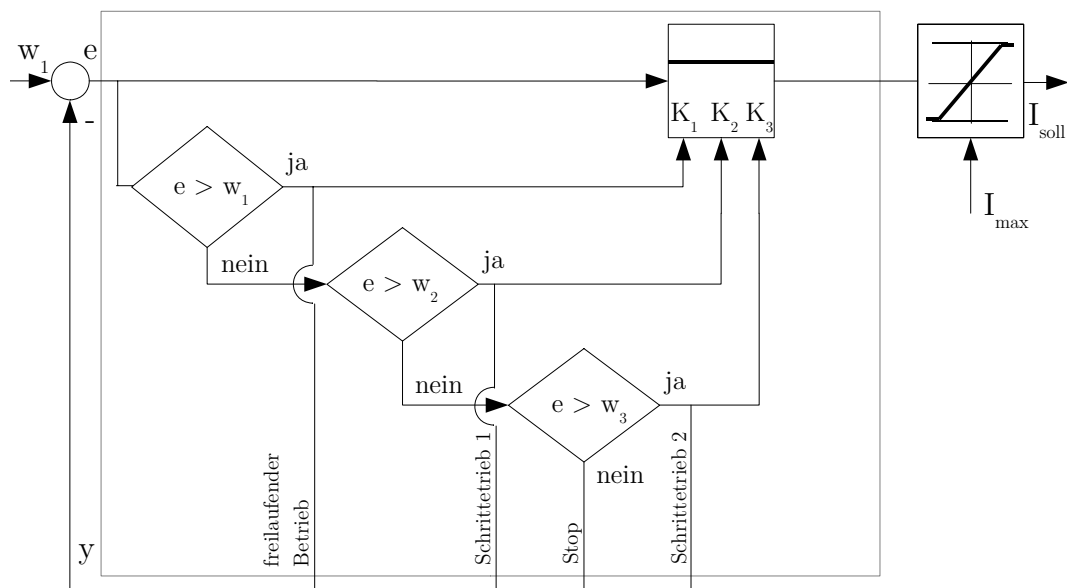


Abb. 6-16 Blockbild des Ruderwinkelreglers realisiert als digitaler Entscheidungsregler mit P-Glied

betrieb mit einer Stromverstärkung entsprechend K_3 und einer Drehzahl n_3 kleiner n_2 . Stellt sich eine Regelabweichung kleiner als w_3 ein, wird der Stellmotor abgeschaltet. Damit wird verhindert, dass das in der Strecke befindende mechanische Spiel ein ständiges Ansprechen des Reglers verursacht.

Schrittbetrieb bedeutet hier jedoch nicht den Betrieb des Ruderstellmotors als klassischen Schrittmotor. Der Verlust von Schritten muss auf jeden Fall vermieden werden. Daher wird jeder Schritt mit Hilfe der Lageerfassung überwacht. Der hier als Schrittmotorbetrieb bezeichnete Betriebsmodus beschreibt also einen elektronisch kommutierten Synchronbetrieb im Einzelschrittmodus, oder anders ausgedrückt: einen elektronisch überwachten Schrittmotorbetrieb.

Im freilaufenden Betrieb wird der Strom vom Winkelregler durch Begrenzung auf einen maximalen Wert freigegeben. Das Rudermodul arbeitet also bei kleinen Regelabweichungen immer im Schrittbetrieb. Dadurch wird ein Überspringen verhindert und eine genaue Winkelpositionierung erzielt. Diese Regelstruktur vereint sowohl den für die I-Strecke nötigen P-Regler als auch den D-Anteil, der durch die unterschiedlichen Drehzahlen der Motorsteuerung realisiert wird. So wird nur bei Regelabweichungen größer w_1 der Stellmotor mit seiner maximalen Drehzahl betrieben.

Die Stromregelung für den Ruderstellmotor (siehe Abbildung 6-17) arbeitet mit der Motorsteuerung sehr eng zusammen. Sie erfüllt im wesentlichen zwei Aufgaben. Zum einen erzeugt sie aus dem vom Winkelregler vorgegebenen Sollstrom die Regelgrößen für die zwei Strangströme. Zum anderen sorgt sie mit einem I-Glied dafür, dass der für die Solldrehzahl nötige Strom immer vorhanden ist. Die dem PI-Glied folgende Steuerung übernimmt

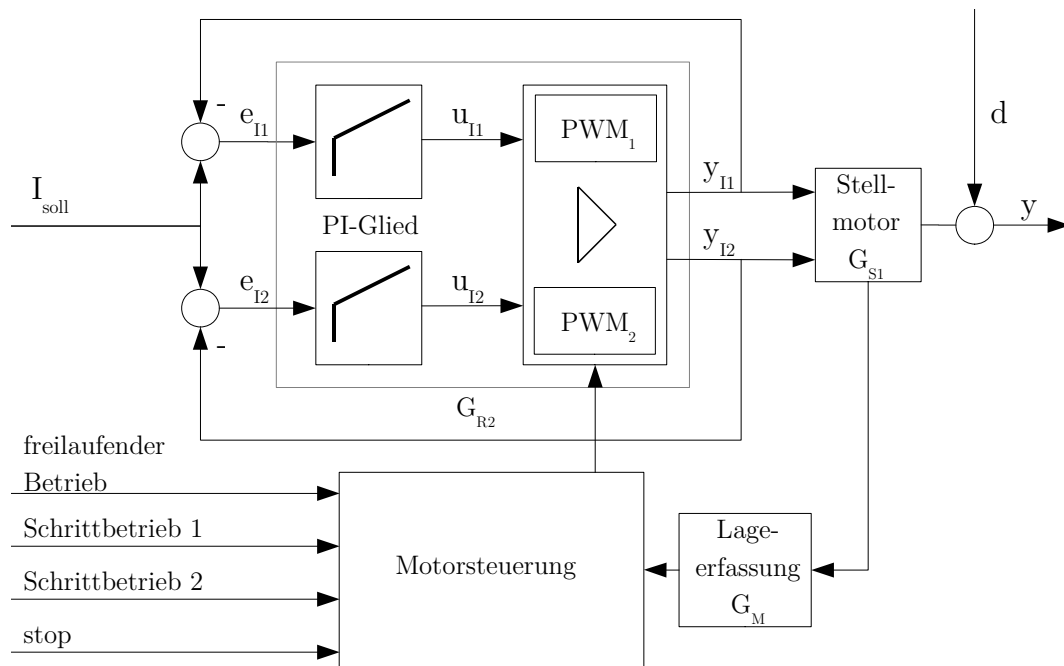


Abb. 6-17 Blockbild des Regelkreises für den Stromregler

die Verstärkung und Kommutierung der Strangströme. Die Motorsteuerung regelt wiederum die Parameter für die Pulsweitenmodulation (kurz: PWM). Die Störgröße d spiegelt das Lastmoment wieder, welches im Ruderstellmodul durch Reibung und Belastung des Getriebes entsteht (siehe Abbildung 6-17).

Mit der im Ruderstellmodul implementierten Reglerstruktur ist es möglich, den vorge-

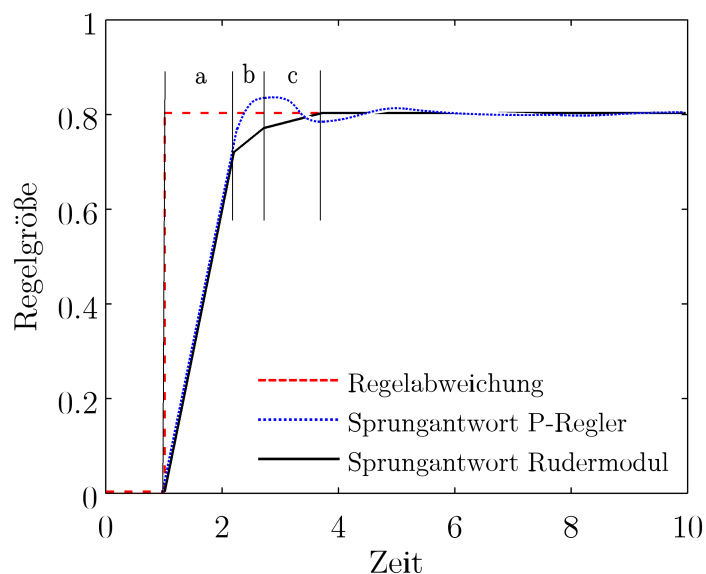


Abb. 6-18 Vergleich eines klassischen parametrisierten P-Reglers und des Winkelreglers im Ruderstellmodul

gebenen Sollwert schnell, präzise und ohne Überschwingen auch unter Last zu regeln. Abbildung 6-18 zeigt das Regelverhalten des implementierten Reglers im Vergleich zu einem klassischen P-Regler. Das durch die Motorsteuerung realisierte differenzielle Regelverhalten ist an dem schnellen Stellen des Stellmotors im freilaufenden Betrieb zu erkennen (Bereich a). Nähert sich die Regelabweichung dem Wert Null, setzt der erste Schrittmotorbetrieb ein. Dabei wird die Drehzahl des Stellmotors auf n_2 zurückgenommen und jeder Schritt einzeln überprüft (Bereich b). Wird die Regelabweichung noch kleiner, setzt der zweite Schrittbetrieb mit einer noch geringeren Drehzahl n_3 ein. Er führt die Strecke bis auf den Sollwert (Bereich c). Die im Winkelregler befindliche letzte Entscheidungsebene verhindert nun in einem bestimmten Bereich, dass sehr kleine Änderungen des Winkels des Ruderstellmoduls nicht sofort zu einem Stellwert führen. Ein klassischer P-Regler dessen Verhalten ebenfalls in Abbildung 6-18 gezeigt ist, müsste einen kleinen Verstärkungsparameter K aufweisen, um das zuvor beschriebene Verhalten zu erreichen und nicht überzuschwingen. Ein kleiner Verstärkungsfaktor kann aber bei kleinen Regelabweichungen zu einer bleibenden Regelabweichung führen, die nicht gewünscht ist. Ein zu hoher Verstärkungsfaktor würde hingegen zum Überschwingen und zur Instabilität führen.

6.6 Experimentelle Tests

Um die Leistungsfähigkeit der Ruderstellmodule sowie der gesamten Ruderanlage zu verifizieren, wurden mit der Versuchsplattform DNS Pegel weitere Tests durchgeführt. Hierzu zählten Messungen an dem Ruderstellmodul sowie Tests der Ruderanlage in einem Strömungskanal. Dabei sollte festgestellt werden, welche Rudermomente die Stellmodule im Betrieb wirklich aufbringen müssen und welche Querkräfte die Ruder in der Realität erzeugen können. Weiterhin wurde der reale Strömungswiderstand der Ruderanlage bestimmt. Die Ergebnisse wurden weiterhin mit Berechnungen eines CFD-Modells verglichen.

6.6.1 Leistungsfähigkeit des Rudermoduls

Bei der Auslegung der Ruderstellmodule wurde von einem Ruderwellenmoment von 10 Nm ausgegangen. Die Konstruktion sowie der Ruderstellmotor lassen noch höhere Momente zu. Daher wurde bei der Vermessung der Ruderstellmodule versucht, die Leistungsgrenze zu erreichen, um die Reserven für eine spätere Optimierung zu prüfen.

Die Ruderstellmodule zeigten bei der Verwendung in der Versuchsplattform keinerlei

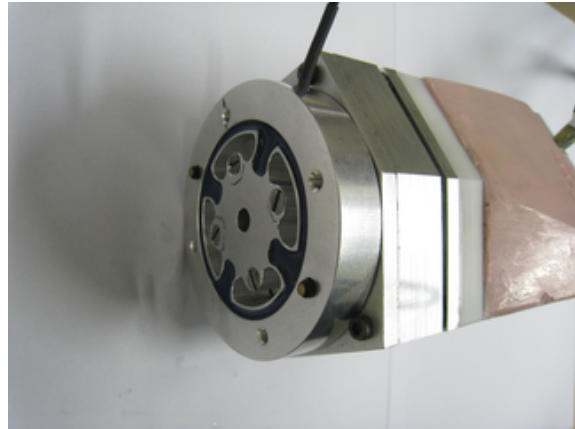
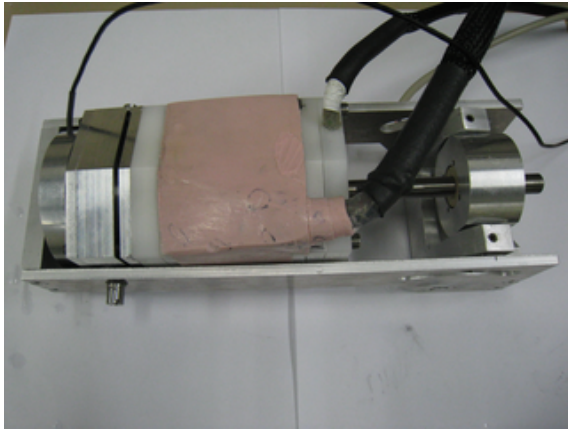


Abb. 6-19 Drehmomentsensor am Ruderstellmodul im Testaufbau zum messen des vom Ruderstellmotor aufgebrauchten Drehmoments

Auffälligkeiten. Dies liegt zum Teil an der geringen Belastung im Betrieb. Im Labor sollte hingegen den Modulen die maximale Leistung abverlangt werden. Von Interesse war hierbei die Stellgeschwindigkeit, das vom Stellmotor aufgebrauchte Drehmoment sowie der maximal aufgenommene Strom.

Das vom Stellmotor aufgebrauchte Drehmoment wurde über einen TS70 Drehmomentsensor der Firma ME-Messsystem GmbH ermittelt. Dazu wurde das hintere Lagerschild des Stellmotors so umkonstruiert, dass das entstehende Drehmoment über den Sensor in den Rahmen des Ruderstellmoduls eingeleitet wird (siehe Abbildung 6-19).

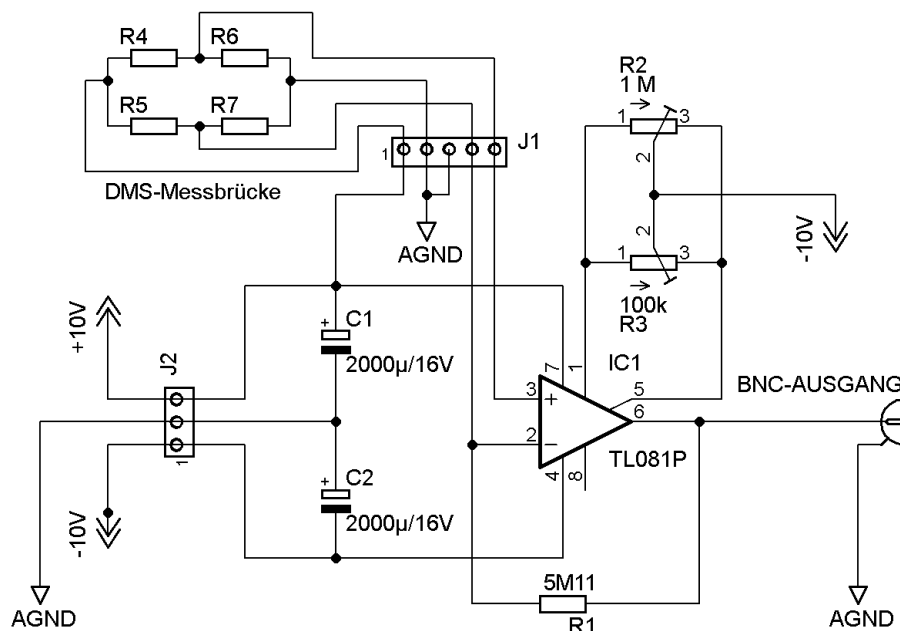


Abb. 6-20 Schaltbild des DMS-Verstärkers. Der Verstärker benötigt eine symmetrische Spannungsversorgung von $\pm 10\text{ V}$ und besitzt am Ausgang eine BNC-Buchse, um den Anschluss eines Oszilloskops zu erleichtern. Der Drehmomentsensor wird über die Kontakte an J1 verbunden

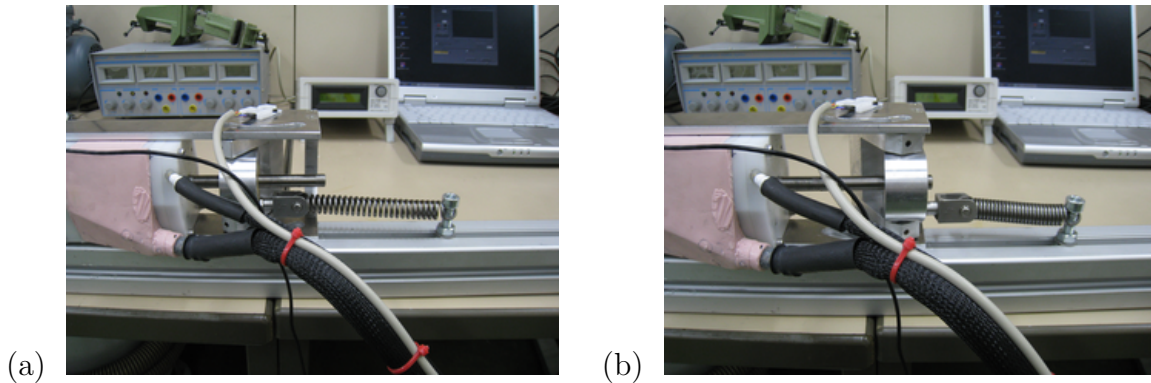


Abb. 6-21 Testaufbau zum messen des Drehmoments. Durch die Zugfeder belastetes Ruderstellmodul (a) und unbelastet (b)

Der Drehmomentsensor TS70 arbeitet mit Dehnungsmessstreifen (kurz: DMS) in einer Vollbrücke. Das Auslesen des Sensors bedarf einer speziellen Elektronik, da die Ausgangssignale der Messbrücke sehr klein sind (einige mV). Diese müssen entsprechend verstärkt werden. Die Firma ME-Messsysteme liefert zwar eine für den Sensor geeignete Auswertelektronik, die aber bei den Messungen nicht überzeugen konnte. Daher wurde für den Drehmomentsensor ein einfacher Messverstärker entworfen, der sehr gute Ergebnisse lieferte (siehe Abbildung 6-20). Der TL081 Operationsverstärker (kurz: OPV) wird nahezu als Komperator betrieben. Eine kleine Gegenkopplung mit R_1 verhindert das sofortige Übersteuern des OPVs. Der Nullpunktgleich der DMS-Brücke erfolgt über das Einstellen am OPV des Nullpunktoffset zwischen Pin 1 und Pin 7 mittels eines Potentiometers. Der Hersteller des Drehmomentensors ME-Messsysteme gibt den Ausgangswiderstand R_{DMS} des Drehmomentsensors mit $700\ \Omega$ an [Mem09]. Zusammen mit dem Gegenkopplungswiderstand R_1 von $5,11\ M\Omega$ ergibt sich eine Grundverstärkung v gemäß

$$v = \frac{R_1}{R_{DMS}} \quad (6-20)$$

von 7300.

Die Kalibrierung des Drehmomentsensors wurde mit Hilfe einer Drehmomentuhr durchgeführt. Dazu wurde mit der Drehmomentuhr ein bestimmtes Drehmoment auf den Sensor gegeben und mit dem vom Messverstärker gemessene Wert verglichen. Als Korrekturwert wurde 0.09 ermittelt. Mit diesem Wert müssen alle gemessenen Drehmomentwerte multipliziert werden, um den Messwert in Nm zu erhalten.

Im Testaufbau wurde als Last für das Ruderstellmodul eine Spiralzugfeder verwendet, die über die Gabel mit der Spindelmutter verbunden ist (siehe Abbildung 6-19). Das Ruderstellmodul vollführt bei diesem Belastungstest Winkelbewegungen von ca. 60° ausgehend von der minimalen bis hin zur maximalen Auslenkung. Eine Zugfeder bietet sich als Last an, da nach den CFD-Berechnungen das Drehmoment des Ruders quadratisch mit dem

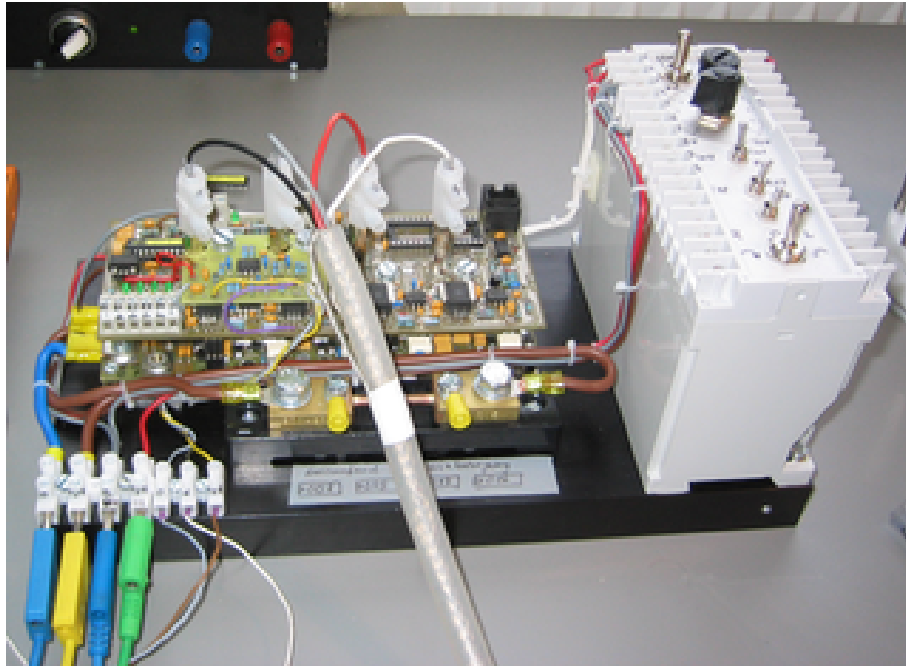


Abb. 6-22 Für die Versuche verwendete Leistungsansteuerung

Auslenkwinkel ansteigt [Ole09]. Der lineare Kraftverlauf der Feder würde bei richtiger Auslegung immer über der auf das Ruderstellmodul wirkenden Kraft durch das Ruderdrehmoment liegen. Um die reale Kraft zu simulieren, die in Folge des Ruderdrehmoments auf das Ruderstellmodul wirkt, müsste eine Zugfeder mit einer Federkonstante von 1247 N/m verwendet werden.

Die gewählte Zugfeder besitzt eine Federkonstante D von 8515 N/m. Nach dem Hooke'schen Gesetz ist die Federkraft proportional zur Verschiebung ΔL :

$$F = -D\Delta L \quad (6-21)$$

Die Feder erzeugt somit bei einer Verschiebung ΔL von 40 mm eine Gegenkraft von 340,6 N, was einem Drehmoment am Ruder von 20,44 Nm entspricht. Diese Belastungen liegen weit über den tatsächlichen und sollen das Ruderstellmodul an seine Leistungsgrenzen führen.

Alle Versuche wurden mit einem in der Versuchsplattform DNS Pegel verwendeten baugleichen Antriebssteller durchgeführt (siehe Abbildung 6-22). Um die Stromversorgung sicherzustellen, wurde ein 700 W Netzteil verwendet, welches in der Lage ist, hohe Spitzenströme zu liefern. Der Steller wird in der Versuchsplattform DNS Pegel durch eine druckneutrale Lithium-Polymer-Batterie versorgt. Je nach Ladezustand der Zellen stellt sich eine Versorgungsspannung von 20 bis 28 V ein [Koe09]. Für die Versuche im Labor wurde eine Spannung von 24 V benutzt. Der Teststeller ermöglicht den Betrieb des Rudermoduls in zwei verschiedenen Modi. Im manuellen Modus lässt sich der Sollwinkel

über ein Potentiometer einstellen. Im externen Modus kann der Sollwinkel γ_{Soll} durch eine externe Spannung $U_{\gamma_{\text{Soll}}}$ zwischen 0 und 10 V vorgegeben werden. Zu beachten ist hierbei, dass der Nullwinkel in dem Fall 5 V entspricht. Null Volt entsprechen somit -30° und 10 V einem Sollwinkel im Rudermodul von 30° . Als externe Spannungsquelle für die periodische Erzeugung der Sollwinkelvorgaben wurde ein Frequenzgenerator benutzt. Der Winkelwert des Ruderstellmoduls γ_{Ist} wird ebenfalls durch den Steller über eine Spannung $U_{\gamma_{\text{Ist}}}$ zwischen 0 und 10 V ausgegeben.

Die höchsten Beanspruchungen im Ruderstellmodul entstehen durch plötzliche und große Sollwertänderungen, beispielsweise durch eine abrupte Kursänderung des Fahrzeugs. Um dieses Verhalten zu simulieren, wurden Sprünge als Sollwertvorgabe vorgegeben, um die Reaktion zu testen.

Der Sprung von 0,7 V auf 9,1 V entspricht einer Sollwinkeländerung von $50,22^\circ$. Zur Fest-

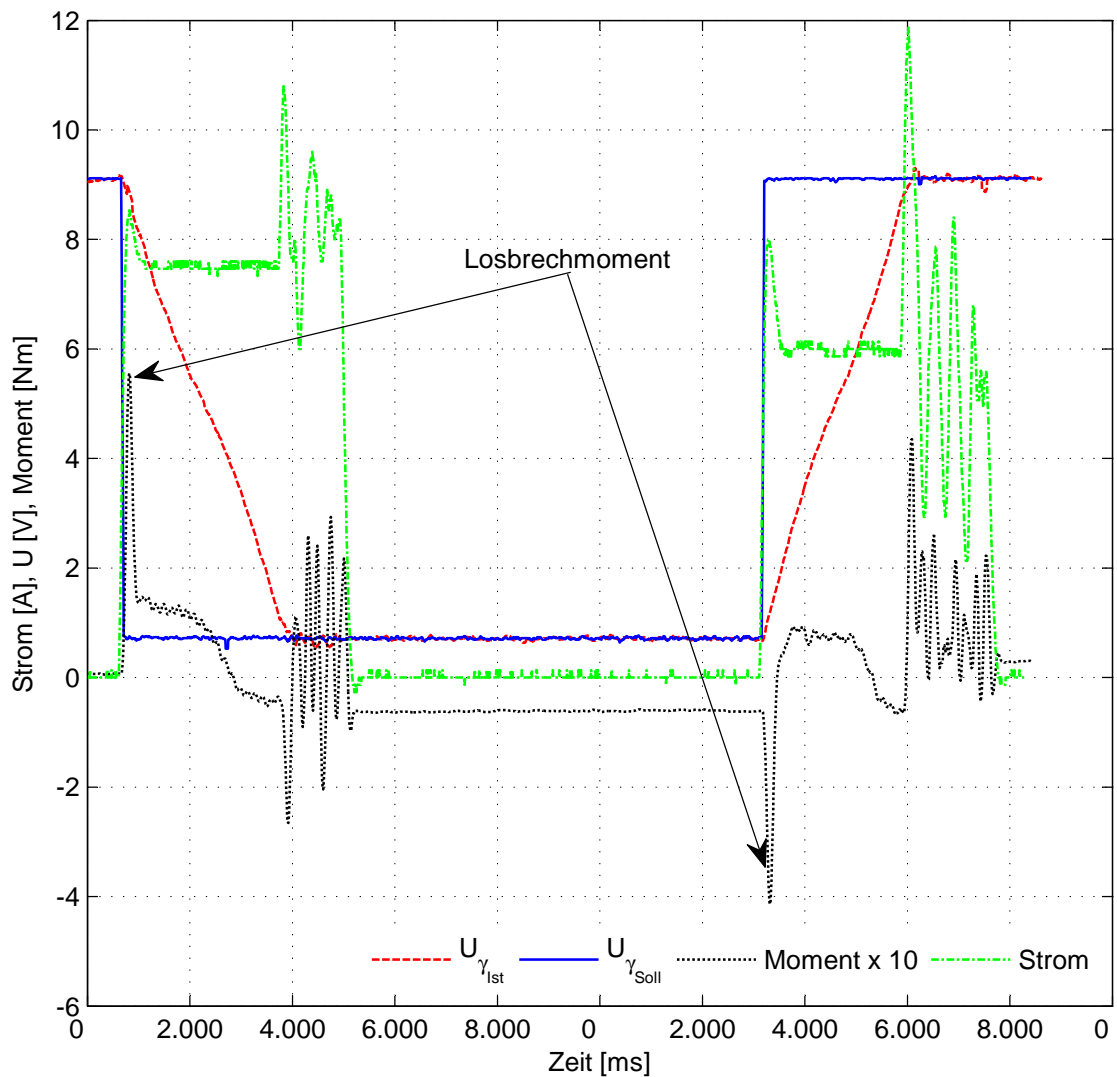


Abb. 6-23 Messwerte für das Ruderstellmodul im Leerlauf

stellung der Belastungen bei einer Richtungsumkehr wurden immer zwei Sprünge vorgegeben, in Lastrichtung und wieder zurück. Der Zeitabstand zwischen beiden Sprüngen betrug 5 Sekunden. Um den Soll- und Istwinkel vergleichen zu können, wurde der Istwinkel auch als Spannungswert gemessen. Alle Messwerte, d.h. die beiden Winkelwerte, der Strom und das Drehmoment, wurden mit Hilfe eines Vierkanaloszilloskops aufgenommen. Sowohl der Stellmotor als auch die Spindelmutter wurden zuvor ausgiebig mit Wasser benetzt, um dem Betrieb des Ruderstellmoduls unter Wasser möglichst nahe zu kommen. Um das Führungsverhalten des Ruderstellmoduls zu bestimmen, wurde zunächst eine lastfreie Messung vorgenommen (siehe Abbildung 6-23). Dabei konnte ein Reibmoment von 0,09 Nm festgestellt werden. Dieses Reibmoment bleibt auch bei Stillstand des Stellmotors erhalten, was deutlich in Abbildung 6-23 zu erkennen ist. Weiterhin ist zu erkennen, dass das Ruderstellmodul der Sprungvorgabe von 9,1 V auf 0,7 V innerhalb von 1,48 ms folgt. Nach Ablauf dieser Zeit ist keine signifikante Regelabweichung mehr zu erkennen. Deutlich ist ebenfalls das Losbrechmoment zu sehen, das benötigt wird, um die Haftreibung zwischen Spindel und Mutter zu überwinden. Im lastfreien Betrieb beträgt es durchschnittlich 0,483 Nm.

Der nötige Strom ist ebenfalls ersichtlich. Er resultiert aus dem Stromsollwert und der Begrenzung durch die Gegeninduktion. Nach dem Überwinden der Haftreibung stellt sich ein mittlerer Strom von 7,5 A ein, der bis zum Umschalten auf den Schrittmotorbetrieb konstant bleibt. Das vom Stellmotor aufgebrauchte Drehmoment nimmt bis zum Erreichen des Sollwerts charakteristisch ab.

Im Schrittmotorbetrieb nahe des Winkelsollwerts konnte ein auffälliges Ruckeln des Stellmotors festgestellt werden. Es äußert sich, wie in Abbildung 6-23 zu erkennen, in einem Schwingen des Drehmoments sowie des Stroms. Das Ruckeln ist auf das Umkehrspiel im Stellmotor zurückzuführen, welches Sprünge im Winkelistwert verursacht, die der Winkelregler auszugleichen versucht.

Bei der entgegengesetzten Sprungvorgabe von 0,7 V zurück auf 9,1 V ist nach 1,19 ms keine Regelabweichung mehr vorhanden. Diese Stellrichtung ist also geringfügig schneller. Dies zeigt sich auch an einem kleineren Losbrechmoment von 0,41 ms sowie einem kleineren Strangstrom von 6 A. Das Losbrechmoment ist erwartungsgemäß dem vorherigen Moment entgegengesetzt. Auch hier konnte wieder ein Einschwingen des Stellmotors nahe dem Winkelsollwert beobachtet werden. Die Leerlaufmessungen an dem Ruderstellmodul zeigten das erwartete Verhalten. Dies bedeutet, dass der Messaufbau für die folgenden Messungen unter Last geeignet ist.

Um das Verhalten des Ruderstellmoduls unter Last (Störverhalten) zu testen, wurde es mit der zuvor erwähnten Feder belastet (siehe Abbildung 6-24). Die Feder baut mit zunehmender Verschiebung der Spindelmutter eine Gegenkraft auf, die das Spindelhubgetriebe und den Ruderstellmotor entsprechend belastet. Unter der ansteigenden Last der Zugfeder erreicht der Winkelistwert $U_{\gamma_{\text{Ist}}}$ den Sollwert $U_{\gamma_{\text{Soll}}}$ in 1,75 ms. Auch hier ist das Umschal-

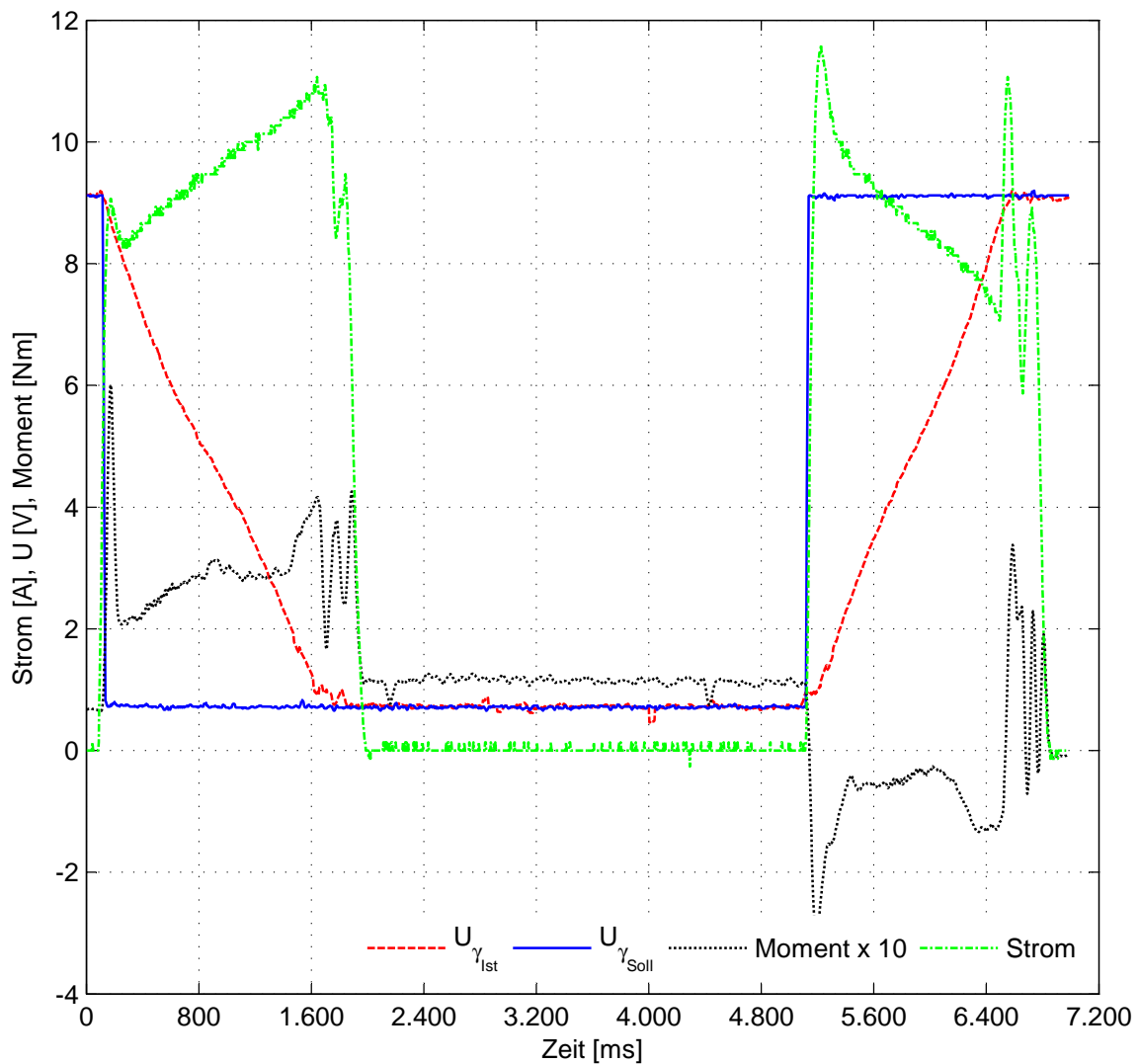


Abb. 6-24 Messwerte für das Ruderstellmodul unter Last. Dargestellt ist der Verlauf der Belastung und der darauf folgenden Entlastung

ten in den Schrittmotorbetrieb an einem Schwingen des Drehmomentes zu erkennen. Es fällt jedoch nicht so extrem wie im lastfreien Betrieb aus.

Unter Last ist ebenfalls deutlich ein Losbrechmoment ersichtlich (siehe Abbildung 6-24). Es fällt hier mit 0,56 Nm nur unwesentlich größer aus, als in dem unbelasteten Betrieb. Im weiteren Verlauf der Kurve ist deutlich der Anstieg des Drehmomentes zu erkennen. Damit einher geht ein kontinuierlicher Anstieg des Stroms. Der Verlauf des Stroms zeigt dabei ein drehmomentproportionales Verhalten. Dabei steigt er bis auf 10,93 A an. Bei voller Aussteuerung des Winkelsollwerts auf 0,7 V wird die Feder um 36,49 mm gestreckt. Dabei entwickelt sie nach Gl. 6-21 eine maximale Kraft von 310,7 N. Aus den analytischen Berechnungen im Abschnitt 6.4 ergibt sich ein maximales Drehmoment, welches der Ruderstellmotor aufbringen muss, von 0.23 Nm. Das maximal gemessene Drehmoment unter

Last beträgt 0,32 Nm. Unter Berücksichtigung des Reibmoments aus der Leerlaufmessung mit 0,092 Nm resultiert ein Lastmoment von 0,2 Nm. Dieser Messwert kommt demnach sehr nah an den analytischen Wert heran.

Deutlich ist auch der Rückgang des Drehmoments nach vollständiger Auslenkung zu beobachten (siehe Abbildung 6-24). Das ist ein Indiz für die funktionstüchtige Selbsthaltung des Getriebes. Es ist zwar ein kontinuierliches Restdrehmoment messbar, welches aber auf die Reibung der Drehmomentmeseinrichtung zurückgeführt werden kann. Das Rückstellen des Ruderstellmoduls auf den Ausgangswinkel läuft ebenfalls erwartungsgemäß ab. Nach dem Losbrechmoment, welches mit 0,3 Nm geringer ausfällt, reduziert es sich in der zuvor festgestellten charakteristischen Weise. Der Strom nimmt ebenso mit Verringerung der Verschiebung der Feder von 11,6 A auf 7,3 A ab.

Bei keiner der insgesamt 16 Messungen konnte ein Blockieren des Getriebes beobachtet werden. Dem Stellmotor gelang es immer, das nötige Moment aufzubringen, um die Mutter aus dem Lastbereich sicher herauszuführen. Der Strom ist, bedingt durch das Motorprinzip, nur ein indirekter Hinweis auf die Leistungsaufnahme des Ruderstellmoduls. An der Stromversorgung des Stellers konnte jedoch ein Maximalstrom von 8 A gemessen werden. Daraus folgt eine maximale elektrische Leistungsaufnahme von 192 W.

Im Ergebnis zeigen die Messungen, dass die Ruderstellmodule eine Kraft von 310 N ohne Einschränkungen aufbringen können. Der Anstieg der Stellzeit um 276 ms unter Last entspricht einer Zunahme von 19%. Das Rudermodule ist damit zwar überdimensioniert, aber dennoch effektiv. Durch die Leistungsreserven des Rudelstellmoduls ließen sich auch größere Ruderflächen bewegen, um eine größere Ruderwirkung zu erzielen.

6.6.2 Strömungstest und CFD-Rechnungen

Um genaue Aussagen über die Leistungsfähigkeit der Ruderanlage treffen zu können, wurden Messungen im Umlaufströmungskanal K27 der technischen Universität Berlin durchgeführt. Dazu wurde die obere Leitfläche und das obere Seitenruder entfernt und durch eine Finne aus Aluminium versehen, die mit einer Sechskomponentenwaage verbunden wurde (siehe Abbildung 6-25). Über diese Waage wurden die Widerstands- und Querkräfte der umströmten Ruderanlage gemessen. Für die Messung des Drehmoments, welches an dem Backbordhöhenruder aufgenommen wurde, kam wiederum ein Drehmomentsensor der Firma ME-Messsysteme GmbH zum Einsatz. Der Probekörper wurde mit Strömungsgeschwindigkeiten von 0 bis 4 m/s angeströmt und die Kräfte auf die Ruderanlage sowie das Rudermoment bei Ruderauslenkungen von jeweils 10°, 15° und 20° aufgenommen (siehe Abbildung 6-26).

Der Verlauf der Messwerte im Strömungskanal zeigt nicht vollständig einen erwarteten

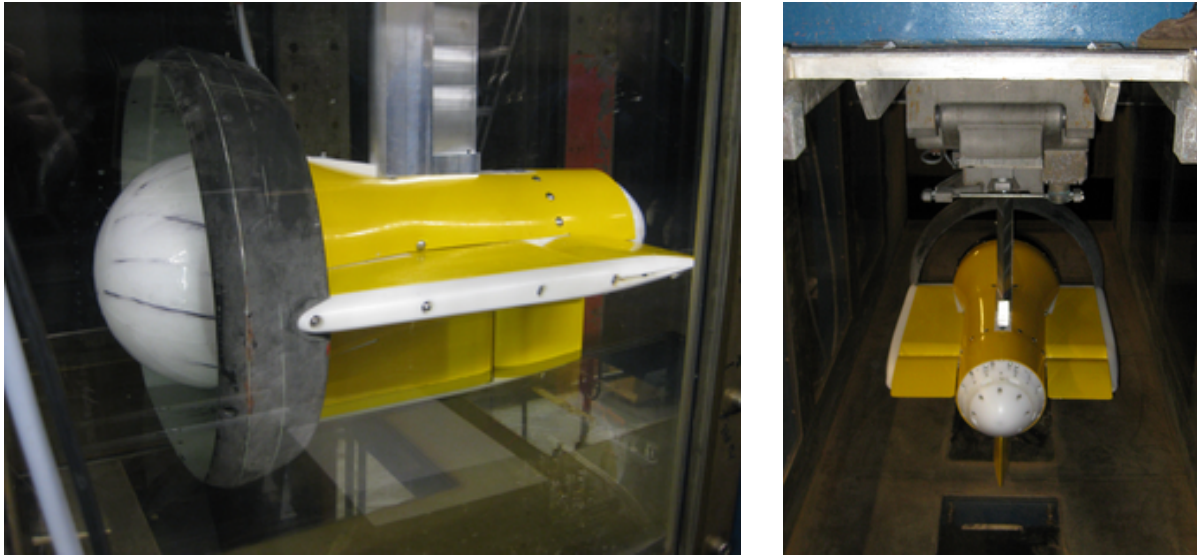
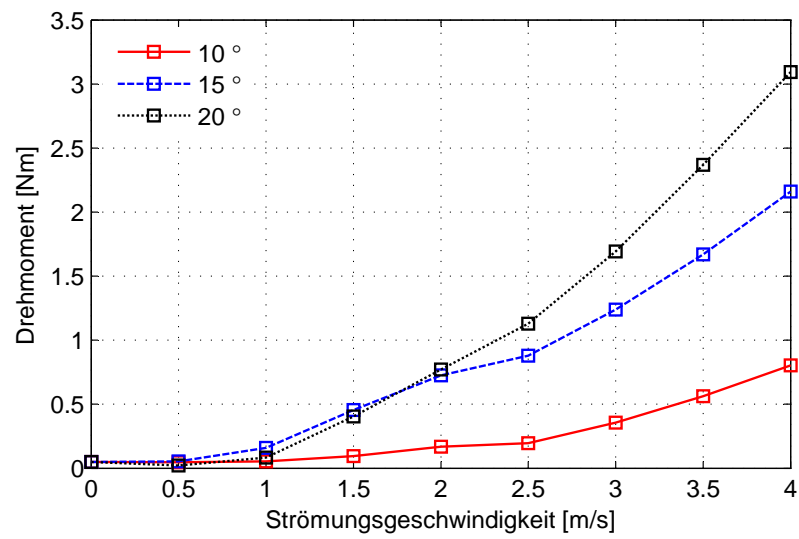


Abb. 6-25 Test der Ruderanlage im Umlaufströmungskanal der technischen Universität Berlin

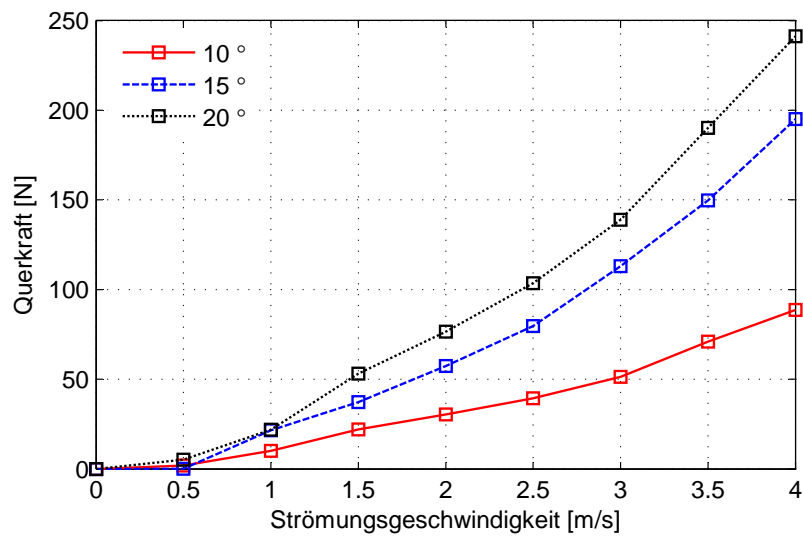
quadratischen Verlauf. Im Bereich zwischen 1,5 m/s und 2 m/s tritt ein Wendepunkt auf. Der Grund dafür ist, dass die Strömungsgeschwindigkeiten vor und nach dem Wendepunkt mit zwei verschiedenen Messgeräten bestimmt wurden. Bis 2 m/s wurde die Strömungsgeschwindigkeit mit der Laser-Doppler-Anemometrie (kurz: LDA) gemessen. Die Laser-Doppler-Anemometrie ist ein optisches Messverfahren zur präzisen Bestimmung von relativ langsamen Geschwindigkeitskomponenten in Wasserströmungen [Wie84]. Ab einer Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s konnte die in den Strömungskanal integrierte Messeinrichtung genutzt werden. Durch die unterschiedlichen Genauigkeiten der beiden Messverfahren resultiert der Wendepunkt in den Messungen.

Die gemessenen Ruderwellenmomente in Abbildung 6-26 a zeigen den erwarteten quadratischen Verlauf. Das maximale Rudermoment bei 4 m/s konnte im Strömungskanal auf 3,09 Nm bestimmt werden. Dies entspricht einer Kraft auf das Rudermodul von 51,53 N, welches ohne Probleme bewältigt werden kann. Bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 4 m/s entwickelt ein Ruder eine Querkraft von 241,3 N (siehe Abbildung 6-26 b). Bei dem Mitwirken von jeweils zwei Rudern in der Ruderanlage wird bei einer Ruderanstellung auf 20° eine Kraft von 482,6 N am Heck des Fahrzeugs ausgeübt. Da 4 m/s die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs ist, treten diese Kräfte nur selten auf. Interessanter ist das Verhalten der Ruderanlage bei der Arbeitsgeschwindigkeit des Fahrzeugs von 2 m/s. Bei dieser Geschwindigkeit beträgt das Rudermoment bei einer Auslenkung von 20° 0,77 Nm. Die durch ein Ruder erzeugte Querkraft beträgt nunmehr 76,49 N.

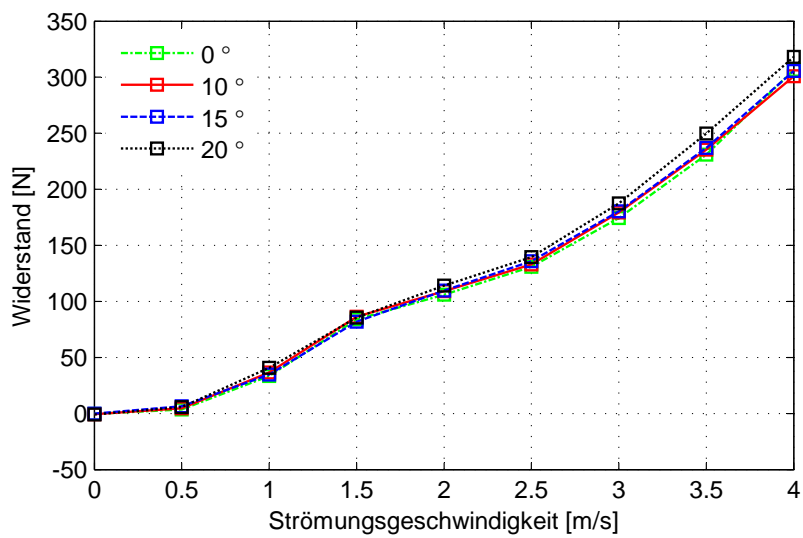
An der Vermessung der Widerstandskraft der Ruderanlage ist zu erkennen, dass bei Anstellung eines Ruders die Widerstandskraft mit 7% nur sehr gering ansteigt (Abbildung 6-26 c). Die Ruderanlage selbst erzeugt einen Strömungswiderstand von 306,6 N. Ein Ruder erzeugt demnach maximal einen Widerstand von 11,7 N. Der Gesamtwiderstand



(a)



(b)



(c)

Abb. 6-26 Ergebnisse der Tests im Strömungskanal: Gemessene Drehmomente (a), Ruderquerkräfte (b) und (c) Strömungswiderstand der Ruderanlage als Funktion der Strömungsgeschwindigkeit

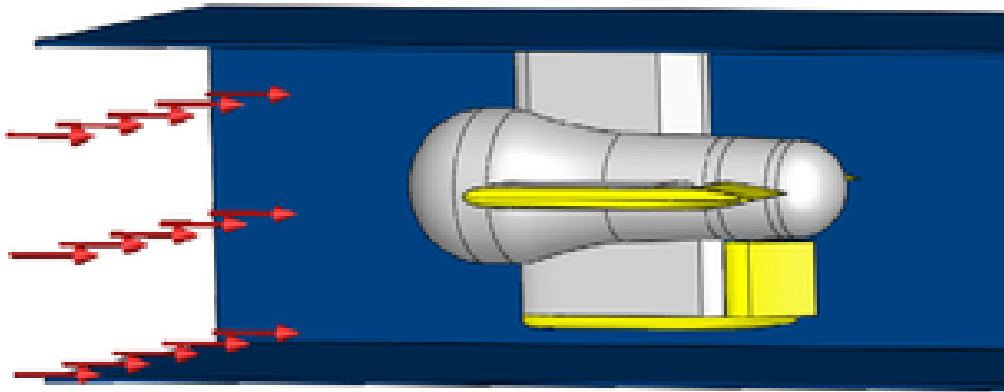
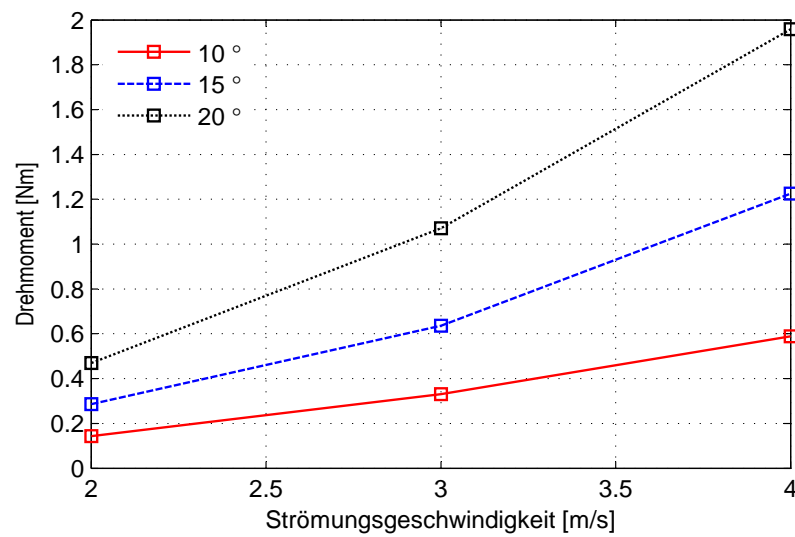


Abb. 6-27 CFD-Modell der Ruderanlage [Ole09]

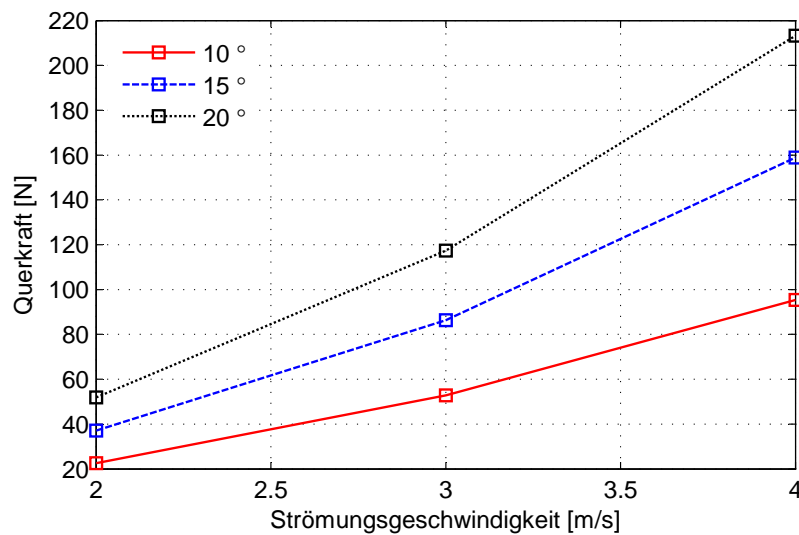
des Fahrzeugs beträgt 367,3 N [Luk10]. Somit verursacht beispielsweise das Anstellen der Seitenruder bei 4 m/s um 20° einen Widerstandszuwachs von 6,37%, der das Fahrzeug bremsen würde.

Die parallel zu den Strömungsversuchen durchgeführte Strömungssimulation der Wirkung der Ruderanlage soll möglichst einen realitätsnahen Einblick in die Strömungsverhältnisse geben. Daher wurde das CFD-Modell der Ruderanlage als Vollkörper modelliert und dreidimensional berechnet (siehe Abbildung 6-27). Bei den Berechnungen wurden die Ruder ebenfalls analog zum Test im Umlaufströmungskanal um jeweils 10°, 15° und 20° angestellt und die Kräfte und Momente ermittelt. Um den Messfehler beim Sprung von 1,5 m/s auf 2 m/s nicht mit in den Vergleich einfließen zu lassen, wurden nur Strömungsgeschwindigkeiten ab 2 m/s betrachtet. Die Ergebnisse der Rechnung sind in Abbildung 6-28 gezeigt. Es sind im Verlauf der Kurven Übereinstimmungen zu den experimentellen Messungen im Strömungskanal zu erkennen. Die berechneten Querkräfte weichen maximal um 14% von den experimentell ermittelten ab und liegen unterhalb dieser. Die gemessenen Widerstandkräfte sind höher als die mit der CFD-Rechnung ermittelten. Die Abweichungen betragen bis zu 23%. Im Vergleich sind die gemessenen Rudermomente um bis zu 33% größer als die berechneten Werte. Während die Steigung und die Verläufe der berechneten Graphen bei den Darstellungen der Quer- und Widerstandkräfte sich größtenteils sehr ähnlich sind, steigen hingegen bei den Rudermomenten die gemessenen Werte deutlich steiler an als bei den berechneten (vgl. Abbildungen 6-26 a und 6-28 a).

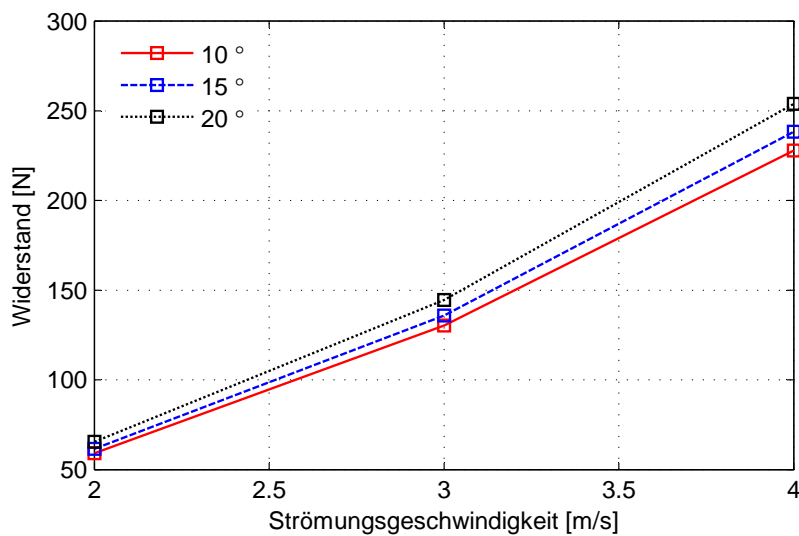
Die bei allen Berechnungen auftretenden kleineren Werte lassen sich auf die Vereinfachung der Modelloberfläche des CFD-Modells zurückführen. Das CFD-Modell besitzt eine nahezu ideale Oberfläche, die im Gegensatz zum realen Modell keine Schrauben, Bohrungen und Übergänge aufweist. Die reale Oberflächenbeschaffenheit verursacht hingegen einen zusätzlichen Reibungswiderstand. Ein weiterer Unterschied besteht in der Homogenität der Flüssigkeit, welche die Ruderanlage umströmt. Bei den Experimenten im Strömungskanal konnte nicht immer ein homogener Wasserkörper realisiert werden, der einen ge-



(a)



(b)



(c)

Abb. 6-28 Ergebnisse der CFD-Berechnung: Berechnete Drehmomente (a), Ruderquerkräfte (b) und (c) Strömungswiderstand der Ruderanlage als Funktion der Strömungsgeschwindigkeit

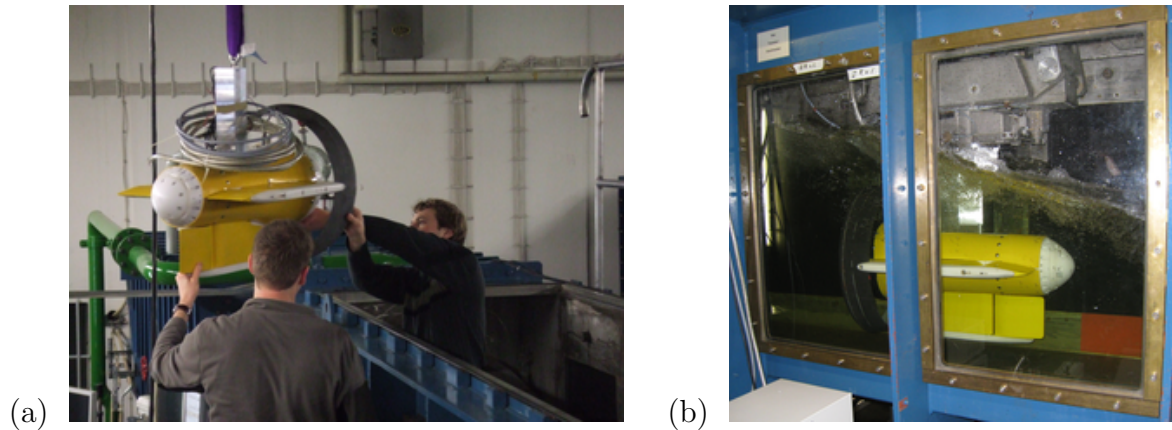


Abb. 6-29 Ruderanlage vor der Montage im Umlaufströmungskanal (a). Inhomogener Wasserkörper (b) während der Anströmung

gebenen Raum, in dem Fall den Strömungskanal, mit einer bestimmten Geschwindigkeit durchströmt. So füllte der Wasserkörper bei den Experimenten im hinteren Bereich der Ruderanlage nicht den gesamten Raum aus (siehe Abbildung 6-29 b). Dies führt zu einer Verkleinerung des Strömungsquerschnitts im Vergleich zum CFD-Modell, was eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit zur Folge hat. Höhere Strömungsgeschwindigkeiten verursachen größere Strömungswiderstände, Querkräfte und Rudermomente wie im Vergleich der gemessenen und berechneten Werte zu erkennen ist.

Mit den vorangegangenen Messungen lässt sich abschließend feststellen, dass Differenzen zwischen den experimentellen und den CFD-basierenden Messwerten bestehen, die dennoch einen Vergleich zulassen. Mit den Messungen konnte die Wirksamkeit der Ruderanlage nachgewiesen werden. Die Wirkungsweise entspricht hierbei dem analytischen Ansatz. Die CFD-Berechnungen zeigten weiterhin, dass der kritische Anstellwinkel eines Ruders, ab dem ein Abriss der Strömung erfolgt, größer 30° ist [Ole09]. Folglich kann bei der gegebenen Einschränkung des Ruderwinkels auf $\pm 30^\circ$ kein Strömungsabriss an der Ruderanlage erfolgen.

6.6.3 Feldmessungen

Im Feldversuch ist es sehr schwierig, die auf die Ruder wirkenden Kräfte und Momente zu bestimmen. Dies liegt zum einen an den beschränkten Messmöglichkeiten der eingebauten Ruderanlage, die sich nur auf die Ist- und Sollwerte beschränkt und zum anderen daran, dass die Wirkung der Ruder nur indirekt über die Vermessung des zurückgelegten Wegs und den Kurs des Fahrzeugs bestimmt werden kann.

Um die Wirkungsweise der Ruderanlage zu testen, wurden mit der DNS Pegel mehrere Missionen gefahren. Dabei galt es, nicht ein möglichst genaues Raster abzufahren sondern

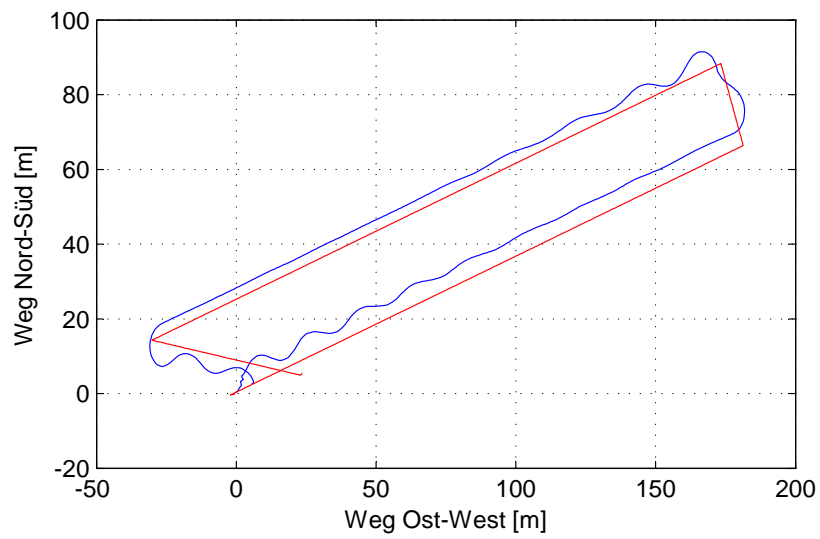
die übergeordneten Regler zu parametrisieren und zu testen. Die durchgeführten Missionen beschränkten sich zum größten Teil auf einfache Rechteckmissionen (siehe Abbildung 6-30).

Wie zuvor erwähnt, ist es nicht möglich, dem Fahrzeug global referenzierte Missionspunkte vorzugeben, sondern nur einen Kompasskurs. Die Missionsparameter bestehen demnach aus Sollvorgaben für einen Kompasskurs, einer Tiefe sowie einem Stromsollwert für den Hauptantrieb. Die einzelnen Parameter wurden dann für eine vorgegebene Zeit von dem Fahrzeug versucht einzuhalten. Daher können die Messungen nur einen groben Einblick in die reale Leistungsfähigkeit der Ruderanlage in Verbindung mit der Versuchsplattform DNS Pegel liefern. Um eine umfassende Übersicht zu bekommen, müsste die Versuchsplattform mit einer leistungsfähigen Navigation ausgestattet werden, die es erlaubt, zu jedem Zeitpunkt die globale Position und Orientierung des Fahrzeugs zu bestimmen.

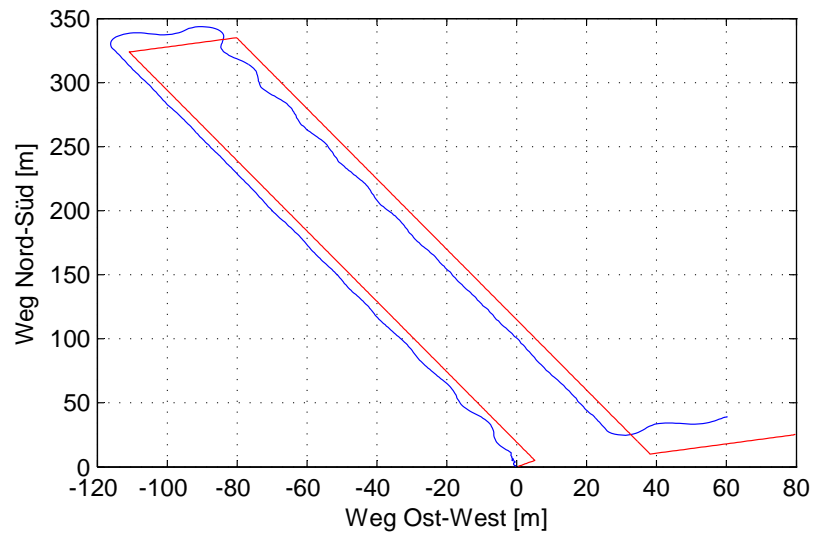
Der Mess-PC der Versuchsplattform ist in der Lage, alle zur Verfügung stehenden Daten zu speichern, so dass sie auch später für eine gezielte Auswertung zur Verfügung stehen. Im Verlauf der Seeerprobungen der Versuchsplattform DNS Pegel wurden über 20 Missionen in verschiedenen Tiefen und Geschwindigkeiten bis 8 Knoten gefahren.

Die Parametrisierung der übergeordneten Regler wurde bei den Missionsfahrten für den Tiefen- und den Kursregler einzeln vorgenommen. Der Kursregler soll das Fahrzeug möglichst schnell auf den vorgegeben Kurs bringen. Dabei ist es wichtig, dass das System möglichst nicht schwingt, um den Energieverbrauch gering zu halten.

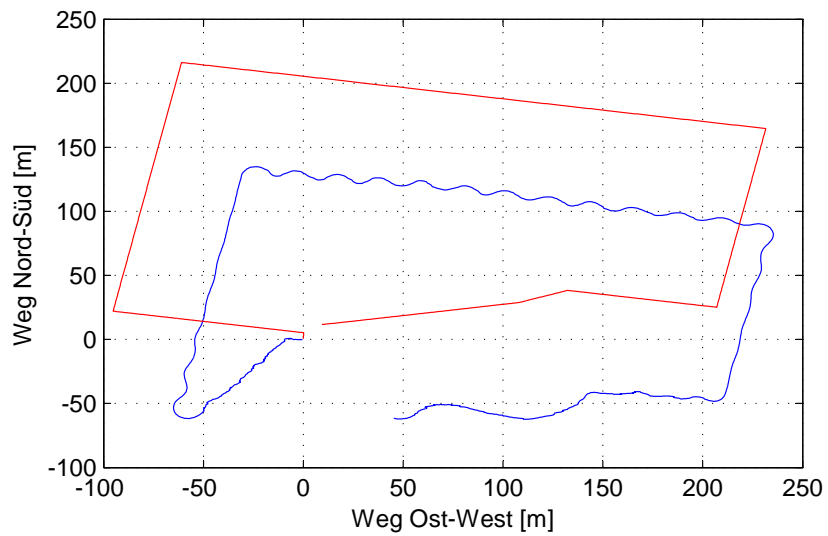
Drei ausgewählte Missionen zur Parametrisierung der Regelparameter für den Kursregler sind in Abbildung 6-30 dargestellt. Die in Abbildung 6-30 a dargestellte Mission zeigt das Kursverhalten mit den Grundeinstellungen der Regelparameter. Deutlich ist das Einschwingen des Kurses zu sehen. Weiterhin ist das Abweichen durch die fehlende globale Referenzierung der Fahrzeugposition von dem vorgegeben Kurs sichtbar. Das Fahrzeug nimmt zwar den vorgegeben Kurs ein, jedoch ist der Zeitpunkt der Kursänderung nicht bestimmbar. Mission zwei zeigt das Verhalten mit optimierten Parametern (siehe Abbildung 6-30 b). Beide Missionen wurden mit einer konstanten Geschwindigkeiten sowie Tiefe gefahren. In der dritten Mission wurden nach der erfolgreichen Reglerparametrisierung die Geschwindigkeiten variiert, um eine Aussage über das Kursverhalten bei hohen Geschwindigkeiten zu erhalten (siehe Abbildung 6-30 c). Dabei zeigte sich, dass das Fahrzeug bei Geschwindigkeiten über 6 Knoten instabil wird und sich nicht mehr zufriedenstellend regeln lässt. Die Höchstgeschwindigkeit der Versuchsplattform von 8 Knoten wurde auf dem Missionsabschnitt drei erzielt. Deutlich ist dort das Schwingen des Kurses zu erkennen. Zusätzlich wurde zu dem Schwingen des Kursreglers ein gleichzeitiges Schwingen des Tiefenreglers festgestellt, was zu einem Trudeln des Fahrzeugs führte. Das hohe Drehmoment des Hauptantriebs bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten führt zu einem Rollen des Fahrzeugs um die Längsachse. Sowohl der Kurs- als auch der Tiefenregler arbeiten in diesem Fall nicht mehr unabhängig voneinander, sondern beeinflussen sich gegenseitig.



(a)



(b)



(c)

Abb. 6-30 Kursverhalten der Versuchsplattform DNS Pegel

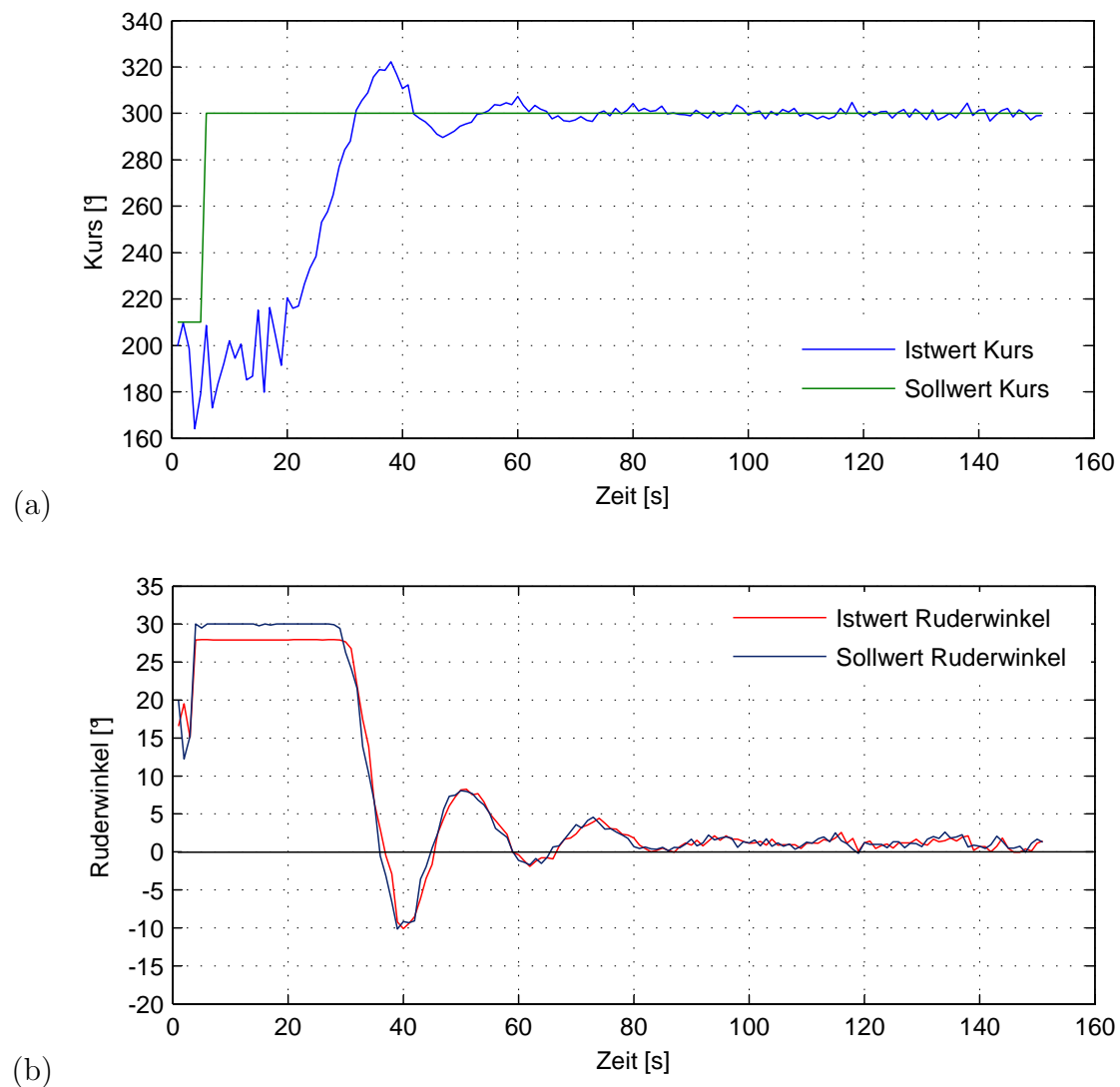


Abb. 6-31 Kursänderung des Fahrzeugs (a) sowie die Reaktion (b) des entsprechenden Ruderstellmoduls

Das Unvermögen der optimierten Regler, das Fahrzeug bei hohen Geschwindigkeiten von mehr als 6 kn auf Kurs zu halten, lässt ebenfalls auf ein strömungstechnisches Problem schließen, welches allerdings schwierig nachzuweisen ist.

Weiteres Interesse bestand darin, wie das Ruderstellmodul den Vorgaben des Kursreglers folgt. Die Parameter in der Leistungselektronik für das Ruderstellmodul wurden im Labor der Firma Enitech auf einem Versuchsstand ermittelt und fest in den Mikrocontroller programmiert. Sie mussten somit nicht mehr während der Seeerprobung angepasst werden. Abbildung 6-31 zeigt das Stellverhalten des Ruderstellmoduls bei einem Kurswechsel um 90° von 210° auf 300° . Nach der Sprungvorgabe des Kurses liefert der dem Winkelregler übergeordnete Kursregler eine Sollwertvorgabe von 30° . Das Ruderstellmodul stellt daraufhin das Ruder mit 28° an. Die Abweichung des Winkelistwertes resultiert durch eine fest programmierte Winkelbegrenzung, die verhindern soll, dass das Ruderstellmodul

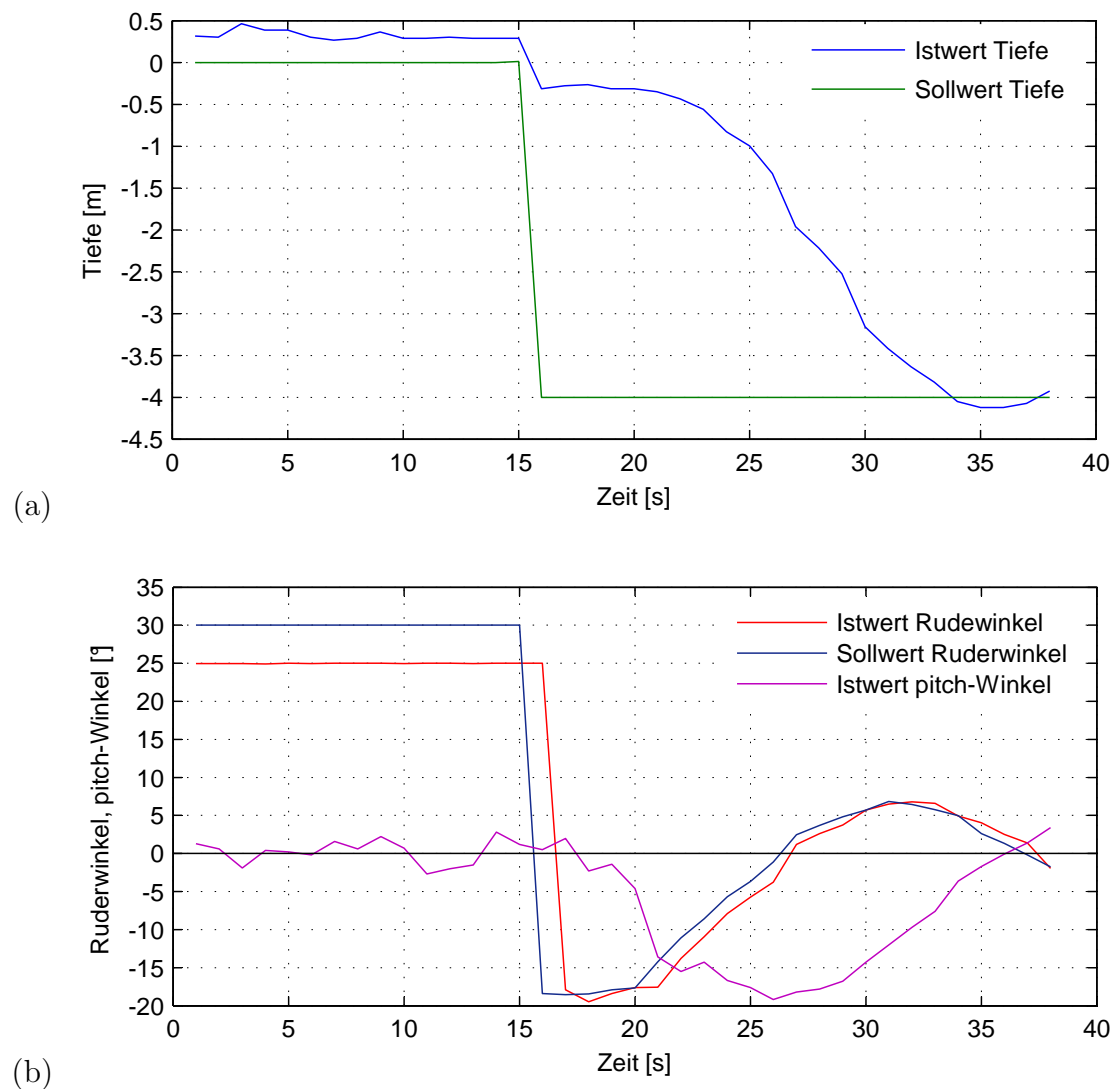


Abb. 6-32 Tiefenänderung des Fahrzeugs (a) sowie die Reaktion (b) des entsprechenden Ruderstellmoduls

mechanisch in die Begrenzung von 30° gefahren wird. Somit wird verhindert, dass das Ruderstellmodul blockiert und nicht mehr auf Steuerbefehle reagiert.

Nach 15 Sekunden hat das Fahrzeug den vorgegebenen Kurssollwert erreicht. Der Kursregler versucht daraufhin den Kurs einzuregeln, was nach weiteren 45 Sekunden erfolgt ist. Zu erkennen ist ebenfalls, dass zwischen der Vorgabe eines Winkelsollwerts durch den Kursreglers und der Reaktion des Ruders weniger als eine Sekunde liegt (siehe Abbildung 6-31 b). Die Rudermodule und somit die Ruderstellmodule folgen den Sollwerten im Vergleich zu dem Trägheitsmoment des Fahrzeug in einer ausreichenden Zeit.

Während der Missionsfahrten wurden ebenfalls Einstellungen am Tiefenregler vorgenommen. Bei dem Tiefenregler ist es außerordentlich wichtig, dass kein Überspringen des Systems auftritt, damit das Fahrzeug nahe dem Meeresboden nicht den Grund berührt. Dieser Anforderung an den Tiefenregler wird durch die Integration eines zusätzlichen Reg-

lers für die Begrenzung des pitch-Winkels des Fahrzeugs Rechnung getragen. Dieser Regler verhindert, dass das Fahrzeug nur einen bestimmten pitch-Winkel bei dem Tauchvorgang einnimmt. Wird der maximale Winkel erreicht, so wird das Höhenruder wieder zurückgestellt und eine ungewollte Grundberührung verhindert. Abbildung 6-32 b zeigt dieses Verhalten der Ruderstellmodule für das Tiefenruder. Zwar sind die beiden Tiefenruder unabhängig voneinander stellbar, jedoch wurde diese Option während der Seeerprobungen nicht genutzt.

Der Sollwertvorgabe für eine Wassertiefe von vier Metern folgt das Ruderstellmodul mit einem Anstellen des Tiefenruders auf -19° . Nach vier Sekunden und einem pitch-Winkel kleiner als -5° beginnt der Neigungsregler einzugreifen und stellt das Höhenruder zurück, um den pitch-Winkel zu verringern (siehe Abbildung 6-32). Nach 20 s ist eine Wassertiefe von vier Metern erreicht. Auch bei dem Stellverhalten der Ruderstellmodule für die

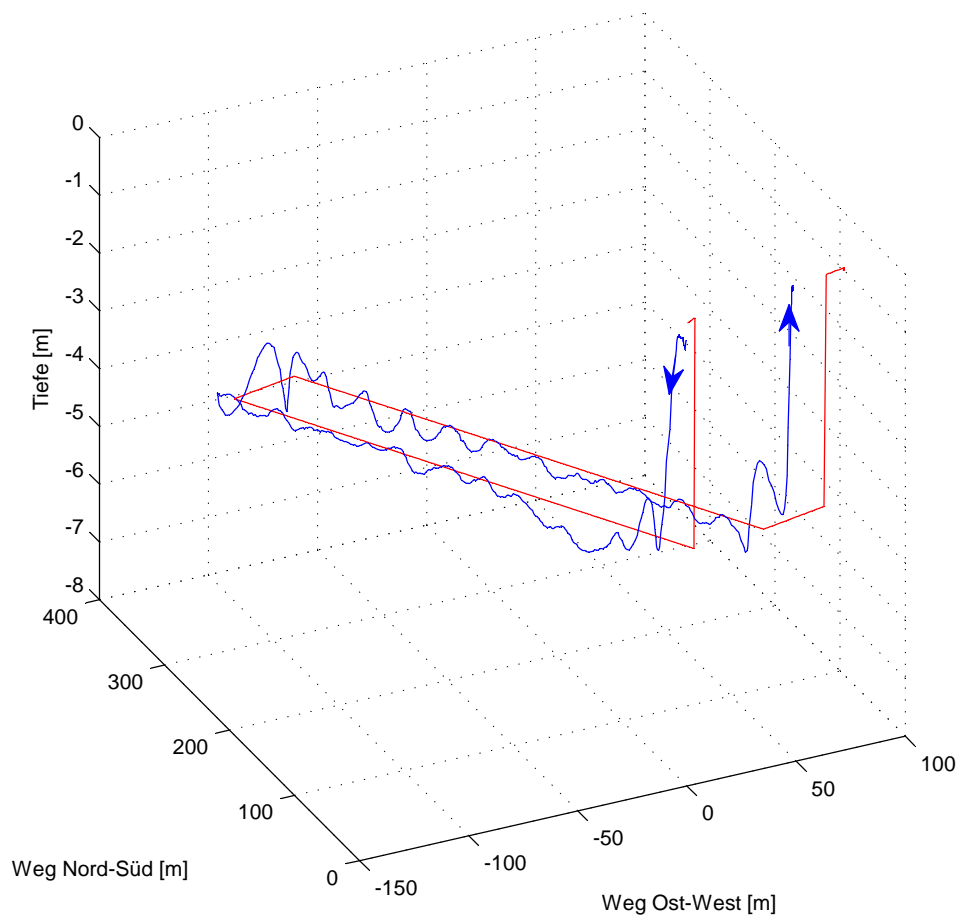


Abb. 6-33 3D-Darstellung der zweiten Missionsfahrt

Höhenruder ist zu erkennen, dass der Winkelsollwert innerhalb einer Sekunde erreicht wird.

Das Fahrverhalten der Erprobungsplattform DNS Pegel ist noch einmal in Abbildung 6-33 dreidimensional dargestellt. Der abgebildete Missionsverlauf entspricht der Mission zwei (vgl. Abbildung 6-30 b). Deutlich ist das Schwingen des Tiefenreglers zu erkennen. Die vorgegebene Tauchtiefe entspricht 4 m und die Fahrzeuggeschwindigkeit beträgt 5 kn.

Abschließend kann man sagen, dass die Versuchsplattform DNS Pegel ein hinreichend genaues Regelungsverhalten aufweist. Die auftretenden Schwingungen treten bei den Flachwasserversuchen in der Ostsee sehr prägnant zu Tage. Es kann nicht ausgeschlossen werden, dass sie auf die in vier Metern noch vorherrschenden Orbitalbewegungen der Wellen zurückzuführen sind. Für eine genauere Parametrisierung der Regler wären Versuche in tieferen Gewässern nötig.

6.7 Zusammenfassung und Ausblick

Mit dem erfolgreichen Einsatz der Ruderstellmodule in der Ruderanlage der Versuchsplattform DNS Pegel und den Messungen im Einsatz konnte nachgewiesen werden, dass ein druckneutrales Aktoriksystem einschließlich der Sensorik für einen geschlossenen Regelkreis realisierbar ist. Das Ruderstellmodul, bestehend aus einem druckneutralen Stellmotor, einem Spindelgetriebe mit geringer Steigung und einem druckneutralen Winkelsensor ist in der Lage, eine Kraft von über 340 N sicher zu erzeugen. Dabei wird eine Winkelauflösung von $0,13^\circ$ erzielt. Der Aufbau auf Basis von Titan in Kombination mit Edelstahl und POM konnte ebenfalls überzeugen. Im Einsatz zeigte das Stellmodul keinerlei Auffälligkeiten hinsichtlich Korrosion oder Beeinträchtigung der Funktion durch Verschmutzung mit Sedimenten. Die Anlenkung der Ruder kann die anfallenden Lasten ebenfalls spielend bewältigen. Das mechanische Spiel im System ist trotz mehrerer Verbindungsstellen sehr gering und kaum messbar.

Die Ruderanlage konnte den Ansprüchen genügen. Jedoch ist zu unterscheiden, ob das Fahrzeug sich an der Wasseroberfläche bewegt oder taucht. Bei Oberflächenfahrt ist die Wirkung der Ruderanlage sehr eingeschränkt. Durch den großen Radius des Hauptantriebs, der zudem nur teilweise getaucht ist, entsteht ein großer Radeffekt. Dieser Effekt führt dazu, dass das Fahrzeug an der Oberfläche auf Kursänderungsvorgaben über Steuerboard bzw. Backboard unterschiedlich reagiert. Daher war es unabdingbar, zu dem oberen Seitenruder ein weiteres Ruder am Kiel hinzuzufügen, welches das Kurshalten an der Oberfläche wesentlich verbessern konnte.

Es zeigte sich, dass das Drehmoment des Hauptantriebs ein nicht zu vernachlässigendes Rollen des Fahrzugs um die Längsachse insbesondere bei hohen Geschwindigkeiten

verursacht. Dem kann durch eine getrennte Ansteuerung der Ruderstellmodule für die zwei Höhenruder entgegengewirkt werden. Ein dem Tiefenregler unterlagerter Rollregler könnte beispielsweise das Rollen minimieren. Eine weitere Möglichkeit, diesem Problem entgegen zu wirken, besteht in der Verwendung von zwei gegenläufigen Antriebsmotoren. Die Drehmomente der beiden gegenläufigen Propeller heben sich bei richtiger Auslegung gegenseitig auf.

Die Tiefenruder entfalten ebenfalls ihr Potenzial erst im getauchten Zustand. Da die Versuchsplattform DNS Pegel jedoch für den Betrieb unter Wasser konzipiert wurde, ist ein eingeschränktes Steuerverhalten an der Wasseroberfläche vertretbar, zudem die Steuerung der Oberflächenfahrt ausschließlich durch eine Person mit Hilfe einer Fernsteuerung erfolgt.

Um eine größere Ruderwirkung zu erzielen, ist es infolge der Kraftreserven der Ruderstellmodule, ohne Weiteres möglich, die Ruder beispielsweise zu vergrößern, ohne dass Modifikationen an den Stellmodulen vorgenommen werden müssen. Dies resultiert aus

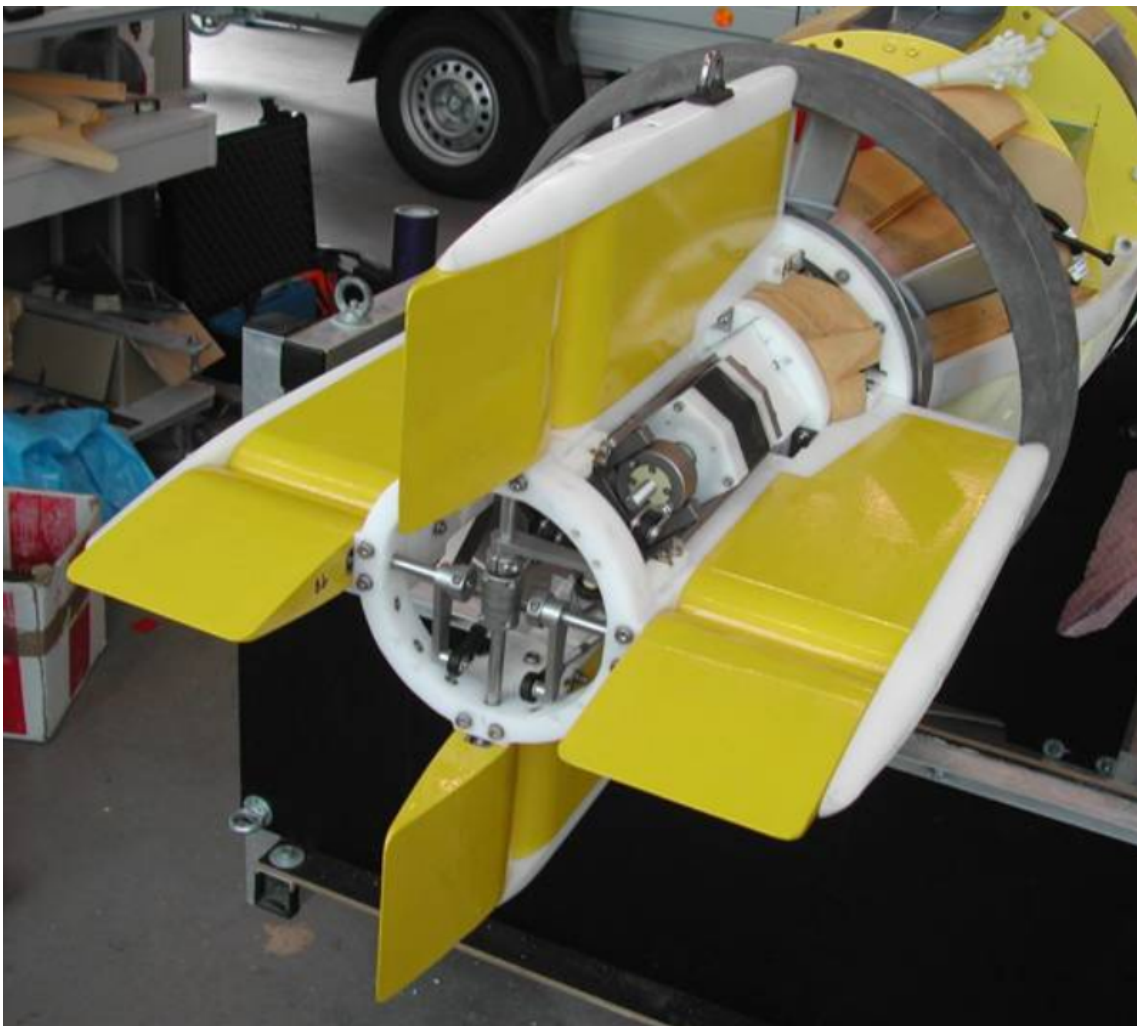


Abb. 6-34 An der Versuchsplattform DNS Pegel montierte Ruderanlage

der robusten modularen Aufbauweise der Stellmodule. In einem weiteren Umbau ist zu überlegen, ob eine zusätzliche Stabilisierung der Spindelmutter möglich ist, um die Lasten durch das Verkippen aufnehmen zu können. Eine solche Maßnahme würde das mechanische Spiel weiter reduzieren. Jedoch wird dadurch ein zusätzliches Reibelement in das Getriebe eingefügt, welches den Wirkungsgrad noch einmal verschlechtern würde. Abbildung 6-34 zeigt den Endzustand der im Einsatz befindlichen Ruderanlage.

7 Schlussbemerkung

Im Verlauf des Projekts Druckneutrale Systeme zeigte sich anhand vieler Beispiele, dass druckneutrale Komponenten auch im Gesamtsystem alle Vorteile dieser Technologie aufweisen. Für die Systemintegration der druckneutralen Komponenten wurde ein AUV konstruiert und gebaut. Diese Versuchsplattform wurde mit allen für den autonomen Betrieb nötigen Komponenten ausgerüstet. Dafür wurde ausschließlich auf die druckneutrale Technologie zurückgegriffen. Das perfekte Zusammenspiel einer Vielzahl druckneutraler Systemkomponenten in der Versuchsplattform DNS Pegel konnte in dem Projekt nachhaltig gezeigt werden. Die DNS Pegel stellt somit das weltweit einzige autonome Unterwasserfahrzeug dar, was vollständig druckneutral aufgebaut ist.

Mit dem in dieser Arbeit entwickelten Drucksensor konnte gezeigt werden, dass sich die druckneutrale Technologie auch auf Messgeräte anwenden lässt. Die druckneutrale Bauweise des Drucksensors trägt wesentlich dazu bei, die Herstellungskosten zu senken. Sie macht ihn zudem leichter und weniger stör anfälliger, da beispielsweise keine Dichtungen vorhanden sind. Bei der Herstellung des Sensors konnte auf Kunststoffe zurückgegriffen werden, die wesentlich leichter und günstiger in der Anschaffung und Bearbeitung sind. Dem Benutzer wird eine komfortable bidirektionale Kommunikationsschnittstelle geboten, die es ermöglicht, den Sensor an eigene Bedürfnisse anzupassen. So kann beispielsweise mit Hilfe eines in den Drucksensor druckneutral integrierten Mikrocontrollers die Auflösung des Sensors eingestellt werden. Der druckneutrale Drucksensor wurde, bevor er in den realen Einsatz kam, erfolgreich in einem Drucktank bis 600 bar getestet. Bei den Tiefseetests an einer CTD-Sonde bis 4.600 m Tiefe zeigte sich, dass der Sensor nach einer vorangegangenen Kalibrierung eine Genauigkeit von 0,04 % über den gesamten Messbereich aufweist und sehr gut mit dem wesentlich teuren Drucksensor in der CTD-Sonde korrespondierte. Mit dieser Genauigkeit lässt sich die Tiefe auf 2 m genau bestimmen. Einflüsse der Temperatur auf die Messwerte konnten nicht festgestellt werden. Der so realisierte Sensor bietet dank der druckneutralen Technologie ein neues, kleines und vor allem kostengünstiges Messinstrument, welches in der Meerestechnik seinesgleichen sucht.

Der druckneutrale Winkelsensor, der ebenfalls während dieser Arbeit entstanden ist, arbeitet berührungslos mit Hilfe eines magnetoresistiven Sensors. Er ist in der Lage, einen Drehwinkel beispielsweise einer Antriebswelle von 0 bis 180° in eine winkelpportionale Ausgangsspannung zu wandeln. Der Sensor bietet neben einer hohen Genauigkeit und Auflösung, die Möglichkeit, den Messbereich und den Nullwinkel über eine digitale Schnittstelle zu programmieren. Der Einsatz des Winkelsensors bei einem hydrostatischen Druck

von 600 bar zeigte, dass sich der Sensor ohne Einschränkungen der Genauigkeit oder Auflösung auch unter diesen rauen Bedingungen nutzen lässt. Durch den einfachen miniaturisierten Aufbau und die Option, den Sensor durch Programmieren anpassen zu können, erschließt dieser ein weites Feld an potentiellen Anwendungen. In der Versuchsplattform DNS Pegel wird er beispielsweise in der Ruderanlage verwendet.

Das für die Versuchsplattform DNS Pegel entwickelte variable Auftriebstrimmsystem konnte nach umfangreichen Labortests im Einsatz in der Ostsee in seiner Funktion und Leistung überzeugen. Mit einer Volumenänderung von drei Litern ist das System in der Lage, das Fahrzeug auch mit einer positiven statischen Trimmung auf- und abtauchen zu lassen. Die Einbauposition des Auftriebstrimmsystems vor dem Auftriebsschwerpunkt des Fahrzeugs ermöglicht es gleichzeitig, das Fahrzeug bei einer Tauchfahrt durch ein Neigen des Bugs in Richtung Meeresboden zu unterstützen. Die Integration der Hochdruckpumpe in den bis 600 bar druckfesten Druckkörper aus Borosilikatglas, zusammen mit dem elektrischen Antriebsmotor, führt dazu, dass die Pumpe sowie der Motor in Öl laufen und somit immer genügend Schmiermittel zur Verfügung steht. Die aus Silikon hergestellte Trimmblase ist eine einfache und zugleich effektive Möglichkeit, das Trimmvolumen außerhalb des Druckkörpers aufzunehmen. Elastische Flüssigkeitsbehälter, wie sie in dem variablen Auftriebstrimmsystem für die Schwimmbase genutzt werden, bieten sich ebenfalls als einfache Kompensatoren für Öl-kompensierte System an. Sie sind in der Herstellung wesentlich einfacher und kostengünstiger als vergleichbare kommerzielle Kompensatorsysteme. Die realisierte Trimmleistung des System beträgt 2,2 N/min.

Das variable Auftriebstrimmsystem bietet mit seinen druckneutralen Komponenten viele Einsatzmöglichkeiten. Durch das geschlossene System ist es neben der Trimmung von Unterwasserfahrzeugen auch möglich, das System adaptiv in andere meeresstechnische Instrumente einzusetzen. Ein Profilersystem ohne anfällige bewegte Teile ist nur eines der vorstellbaren Einsatzgebiete eines solchen Auftriebstrimmsystems.

Durch den erfolgreichen Einsatz der Ruderanlage in der Versuchsplattform DNS Pegel, konnte nachgewiesen werden, dass ein druckneutrales Aktoriksystem einschließlich einer druckneutralen Sensorik für einen geschlossenen Regelkreis realisierbar ist. Die in dieser Arbeit für die Ruderanlage entwickelten Ruderstellmodule bestehen aus einem druckneutralen Stellmotor, einem Spindelgetriebe mit geringer Steigung und einem druckneutralen Winkelsensor. Sie sind in der Lage, eine Kraft von über 340 N zu erzeugen und zu halten. Die Auflösung der Winkelsensoren, die den Ruderwinkel erfassen, beträgt auch unter 600 bar 0,13°. Die Konstruktion aus Titan, Edelstahl sowie modernsten Hochleistungswerkstoffen konnte ebenfalls überzeugen. Im Einsatz in der Versuchsplattform DNS Pegel während einer Vielzahl von Missionen und einem Langzeittest zeigte das Stellmodul kei-

nerlei Auffälligkeiten hinsichtlich Korrosion oder Beeinträchtigung der Funktion durch Biofouling. Die Ruderanlage konnte den Ansprüchen genügen. Ein schlechtes Kursverhalten bei Fahrten an der Wasseroberfläche führte dazu, dass ein weiteres Seitenruder am Kiel des Fahrzeugs angebracht wurde. Das Drehmoment des Hauptantriebs, welches zu einem Rollen des Fahrzeugs um die Längsachse führt, kann durch die zwei voneinander unabhängigen Höhenruder bei Bedarf kompensiert werden. Die in dieser Arbeit entwickelten Ruderstellmodule, lassen sich auch anderweitig als geregelte Aktoren einsetzen. So wäre beispielsweise ein Schwenken- und Neigenmechanismus mit zwei Modulen problemlos realisierbar.

Symbole und Abkürzungen

Symbol	Bedeutung	Einheit
a, b	Druckkoeffizienten	-
A	Ruderfläche	m ²
A _H	Hall-Koeffizient	m ³ C ⁻¹
A _i	Fläche eines getauchten Körpers	m ²
A _R	projizierte Ruderfläche	m ²
B	magnetische Induktion	T
b	Breite	m
C	Wärmekapazität	kg kJ ⁻¹ K ⁻¹
C ₁ – C ₄	Druckkoeffizienten	-
D	Rohrdurchmesser	m
D	Federkonstante	N m ⁻¹
ΔL	Verschiebung der Feder	mm
d	Dicke	m
d ₂	Flankendurchmesser	mm
F _A	Auftriebskraft	N
F _G	Gewichtskraft	N
F _i	auf einen getauchten Körper wirkende Flächenkraft	N
F _R	resultierende Kraft	N
F _u	Umfangskraft	N
F _W	Widerstandskraft	B
g	Erdbeschleunigung	m s ²
g _s	Erdbeschleunigung auf Höhe des Meeresspiegels	m s ²
H ₁	Flankenüberdeckung	mm ²
H' ₁	korrigierte Flankenüberdeckung	mm ²
H _y	magnetische Feldstärke	A m ⁻¹
h	Höhe der Wassersäule	m
I	elektrischer Strom	A

Symbol	Bedeutung	Einheit
i	Indize	-
K	Kompressionsmodul	Pa
K _H	Geometriefaktor	-
k	Proportionalitätsfaktor	-
L	Fahrzeuglänge, Länge des Schallsignals	m
l	Länge	m
M _M	Motordrehmoment	Nm
M _R	Ruderdrehmoment	Nm
M _x	Magnetisierung	A m ⁻¹
n	Drehzahl	u min ⁻¹
n _x	Pumpendrehzahl	u min ⁻¹
P	elektrische Leistung	W
P _h	Gewindesteigung	mm
P _m	mechanische Leistung	W
p	hydrostatische Druck	Pa
p _{zul}	zulässige Flächenpressung	N mm ⁻²
Q	Wärmemenge	kg m ² s ⁻²
Q _{l/min k}	Pumpenvolumenstrom	m ³ s ⁻¹
q	lineare Fehlerquadratsumme	-
R ₀	Grundwiderstand einer Hall-Probe	Ω
R _{DMS}	DMS-Ausgangswiderstand	Ω
S	Salinität	-
s	Weg der Spindelmutter	mm
t	Tiefgang des Fahrzeugs	m
T	Temperatur	°C
U _H	Hall-Spannung	V
V _K	Volumen eines getauchten Körpers	m ³
v	Gleitgeschwindigkeit	m s ⁻¹
\bar{v}	mittleren Strömungsgeschwindigkeit	m s ⁻¹
z	Wassertiefe	m

Symbol	Bedeutung	Einheit
α	Winkel	°
α_{\max}	maximaler messbarer Winkel des Winkelsensors	°
β	Flankenwinkel	°
Γ_0	Zirkulation	$\text{m}^2 \text{s}^{-1}$
γ_{Ist}	Winkelstwert des Ruderstellmoduls	°
γ_{Soll}	Winkelsollwert des Ruderstellmoduls	°
δ	spezifische Volumenanomalie des Wassers	-
ζ_A	Auftriebsbeiwert	-
ζ_W	Widerstandsbeiwert	-
$\zeta_{W,i}$	induzierte Widerstand	N
$\zeta_{W,P}$	Profilwiderstand	N
η	Wirkungsgrad	-
η_T	Pumpenwirkungsgrad	-
θ	Winkel	°
μ	Gleitreibwert	-
μ_H	Hall-Beweglichkeit	m s^{-1}
μ'	Reibwert	-
π	Kreiszahl	-
ρ	spezifische Dichte	kg m^{-3}
ρ_H	spezifischer elektrischer Widerstand	$\Omega \text{ m}$
ρ'	Gewindereibzahl	-
ϕ	geographische Breite	°

Abkürzung	Bedeutung
ABE	Autonomous Benthic Explorer
ABS	Acrylnitril-Butadien-Styrol
ADC	Analog Digital Converter
AMR	Anisotrope-Magneto-Resistiv
ARM	Advanced RISC Machine
AUV	Autonomous Underwater Vehicle, englisch für autonomes Unterwasserfahrzeug
BMWi	Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie
CAD	Computer Aided Design, englisch für Computer untergestützte Konstruktion
CFD	Computational-Fluid-Dynamics
CTD	Conductivity, Temperature, Depth, englisch für Leitfähigkeit, Temperatur, Druck
DAC	Digital Analog Converter
DGL	Differentialgleichung
DMS	Dehnungsmessstreifen
DNS	druckneutrale Systeme
DVL	Doppler Velocity Log
EEPROM	Electrically Erasable Programmable Read-Only Memory, englisch für elektrisch löschbarer programmierbarer Nur-Lese-Speicher
FEM	Finite-Elemente-Methode
FS	Full Scale, englisch für über den gesamten Messbereich
GPS	Global Positioning System, englisch für globales Positionierungssystem
HROV	Hybrid Remotely Operated Vehicle
I2C	Inter-Integrated-Circuit
IEEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers
IFM-GEOMAR	Leibniz-Institut für Meereswissenschaften an der Universität Kiel
IGR	Inkrementalgeber
IOW	Leibniz-Institut für Ostseeforschung Warnemünde

Abkürzung	Bedeutung
JTAG	Joint Test Action Group
LDA	Laser Doppler Anemometrie
LED	Light Emitting Diode, englisch für Licht emittierende Diode
MCU	Micro-Controller-Unit
MISO	Master in Slave out
MOSI	Master out Slave in
MR	Magneto-Resistiv
OPV	Operationsverstärker
PC	Personal Computer
PFA	Per-Fluor-Alkoxylalkan
POM	Poly-Oxy-Methylen
PSU	Practical Salinity Unit
PTE	Pressure Tolerant Electronics, englisch für druckneutrale Elektronik
PTFE	Poly-Tetra-Fluor-Ethylen
PTS	Pressure Tolerant Systems
PUR	Poly-Urethan
PVC	Poly-Vinyl-Chlorid
PWM	Puls-Weiten-Modulation
ROV	Remotely Operated Vehicle, englisch für ferngesteuertes Unterwasserfahrzeug
SMD	Surface-Mounted Device, englisch für oberflächenmontierbares Bauelement
SPI	Serial Peripheral Interface
SPS	Speicher Programmierbare Steuerung
UART	Universal Asynchronous Receiver Transmitter
USBL	Ultra-Short-Baseline
VBS	Variable buoyancy system
WHOI	Woods Hole Oceanographic Institution
XBT	Expendable Bathyt Thermograph

Literatur

- [Ana06] Datenblatt: Analog Devices Low Power, 16-/24-Bit Sigma-Delta ADCs AD7788/AD7789, 2006
- [Ara02] Sicherheitsdatenblatt: Aral Vitam BAF 46, 2002
- [Arg01] Internetseite: How Argos floats work <http://www.argo.ucsd.edu/FrHowArgo floats.html>, 2010
- [Arg10] Internetpräsenz des Argo-Projektes, <http://www.argo.ucsd.edu/>, 2010
- [Asm01] Austriamicrosystems, Datenblatt: AS5215 Programmable Magnetic Angle Encoder
- [Auv10] Internetseite: AUVSystemTimeline <http://auvac.org/resources/infographic/timeline/>, 2009
- [Axi10] Bildnachweis, <http://www.ifas.rwth-aachen.de/Main/Forschung/projekte/vb.html>, Abrufstand, 2010
- [Bar53] Barton O., The world beneath the sea, Crowell, 1953
- [Bar76] Barnes H., Gennari J., A Review of Pressure-Tolerant Electronics (PTE), U.S. Department of Commerce, National Technical Information Service, 1976
- [Bee34] Beebe W., Tee-Van J., et al., Half mile down, Harcourt, Brace and Company, 1934
- [Bei10] Bildnachweis, <http://www.beis.de/Elektronik/DeltaSigma/DeltaSigmaD.html>, Abrufstand, 2010
- [Bio07] B.I.O-TECH e.K., Datenblatt: Kleinmengen Durchflussmessgerät FCH-m-POM, 2007
- [Blu10] Bildnachweis, <http://defense-interaction-in/telligence-agency.org/Cyber-Security Article2.html>, Abrufstand, 2010
- [Bow08] Bowen A., Yoerger D., et al., The Nereus hybrid underwater robotic vehicle for global ocean science operations to 11,000 m depth, Storming Media, 2008
- [Bri10] Internetseite: Marine Ecosystem <http://www.britannica.com/EBchecked/topic-/365256/marine-ecosystem>, 2010

- [Bru07] Brucker A., Bernard H., et al., Durchflussmesstechnik, Oldenbourg Industrie-verlag, 2007
- [Bru10] Brust J., Waniek J., et al., Atmospheric dust particles in the deep Atlantic Ocean, 2010
- [Buc94] Burcher R., Rydill L., Concepts in submarine design, Cambridge Univ Pr, 1995
- [Can01] McCanna J., Rae G., Buoyancy system for application to submersible bodies, 2000, uS Patent 6,131,531
- [Cla09a] Clarke M., Buoyancy control as a function of the spermaceti organ in the sperm whale, Journal of the Marine Biological Association of the UK, 58 (01):27–71, 2009
- [Cla09b] Clarke M., Structure and proportions of the spermaceti organ in the sperm whale, Journal of the Marine Biological Association of the UK, 58 (01):1–17, 2009
- [Cla09c] Clarke M., Physical properties of spermaceti oil in the sperm whale, Journal of the Marine Biological Association of the UK, 58 (01):19–26, 2009
- [Cla79] Clarke M., Denton E., et al., On the use of ammonium for buoyancy in squids, Journal of the Marine Biological Association of the UK, 59 (02):259–276, 1979
- [Col99] Coleman C.O., 100 Jahre Deutsche Tiefsee-Forschung, Naturwissenschaftliche Rundschau, 52:442–445, 1999
- [Cos10] Costello M., Coll M., et al., A Census of Marine Biodiversity Knowledge, Resources, and Future Challenges, PloS one, 5 (8):e12110, 2010
- [Dee10] Internetseite: Deep Ocean Expeditions <http://www.deepoceanexpeditions.com/ships2.html>, Abrufstand, 2010
- [Dig05] Datenblatt: Paroscientific, Inc. Submersible Depth Sensors Series 8000, 2005
- [Dub19] Grote K.H., Beitz W., Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, Auflage 19, Springer, 1997
- [EOS80] UNESCO I., SCOR I., Background papers and supporting data on the practical salinity scale 1978, 1981
- [End06] Andersona T.R., Ricea T., Deserts on the sea floor: Edward Forbes and his azoic hypothesis for a lifeless deep ocean, Endeavour, 30:131–137, 2006
- [Eni08] Bildnachweis, Enitech GmbH, 2009

- [Epp90] Eppler R., Eppler R., Airfoil design and data, Springer Berlin etc, 1990
- [Era76] Erath R., Speidel M., et al., Variable buoyancy device, 1976, uS Patent 3,952,349
- [Eri01] Eriksen C., Osse T., et al., Seaglider: a long-range autonomous underwater vehicle for oceanographic research, IEEE Journal of Oceanic Engineering, 26 (4):424–436, 2001
- [Fin06] Findeisen D., Ölhydraulik: Handbuch für die hydrostatische Leistungsübertragung in der Fluidtechnik, Springer, 2006
- [Fof83] Fofonof N.P., Millard R.C.J., Algorithms for computation of fundamental properties of seawater, Technical Report, Unesco, 1983
- [Fof91] Fofonoff N., Millard R C.J., Calculation of Physical Properties of Seawater, in WHP Operations and Methods, Woods Hole Oceanographic Institution, 1991
- [Gil80] Gilbert D., Manes E., et al., Analysis of the Performance of a Pressure-Tolerant Light-Emitting Diode/Fiber Optic Cable Interface, in OCEANS, Auflage 12, 1980
- [Gou06] Gould W., Turton J., Argo-sounding the oceans, Weather, 61 (1):17–21, 2006
- [Hag04] Hagen P., Størkersen N., et al., The HUGIN 1000 military AUV system, Proc. UDT Europe 2004, 2004
- [Han95] Hanawa K., Rual P., et al., A new depth-time equation for Sippican or TSK T-7, T-6 and T-4 expendable bathythermographs (XBT), Deep-Sea Research Part I, 42 (8):1423–1451, 1995
- [Haw02] Datenblatt: Hawe Hydraulik SE Pumpenelemente Typ MPE und PE für Radialkolbenpumpen, 2002
- [Hei04] Heinrich B., Mechatronik: Grundlagen und Komponenten, Vieweg+ Teubner Verlag, 2004
- [Hol73] Holzschuh J., Center N., et al., Performance of hybrid circuit components under deep ocean pressure, OCEANS 1973, 5, 1973
- [Hon10] Bildnachweis, <http://de.digikey.com/1/1/index783.html>, Abrufstand, 2010
- [Hor02] Hornfeld W., DeepC, the AUV for Ultra-Deep Water, 2002
- [Hor05] Hornfeld W., ATLAS Underwater Vehicles Family, InWaterTec, 2005

- [Hum05] Humphrey T.C., Bose N., et al., Improving AUV Maneuverability: Development of a Collective and Cyclic Pitch Propeller, Student Poster at IEEE/OES Japan, 2005
- [Hyd10] Datenblatt: Hydro Leduc Hochdruckpumpe PB33HP, www.hydroleduc.com, 2010
- [Igu03] Selzer R., Werkstoffdatenblatt iglidur J, igus GmbH, 2005
- [Igu04] Igus Katalog: iglidur J - der Fast-and-slow motion-Spezialist, 2009
- [Ind10] Bildnachweis, <http://de.academic.ru/pictures/dewiki/68/DibujoMagnetFeld2.PNG>, Abrufstand, 2010
- [Jam10] Internetseite: Japan Agency for Marine-Earth Science and Technology <http://www.jamstec.go.jp/e/about/equipment/ships/shinkai6500.html>, Abrufstand, 2010
- [Kah90] Kaharl V., Water baby: the story of Alvin, Oxford University Press, USA, 1990
- [Kel10] Bildnachweis, <http://www.keller-druck.ch/german/homeg/hminfog.html>, Abrufstand, 2010
- [Kie09] Bildnachweis, <http://www.scinexx.de/wissen-aktuell-bild-6808-2007-07-13-9180.html>, Abrufstand, 2009
- [Kie10] Bildnachweis, <http://www.ifm-geomar.de/index.php?id=rov>, Abrufstand, 2010
- [Kir09] Kirkwood W.J., AUV Technology and Application Basics, in Tutorial OCEANS'09 IEEE Bremen, 2009
- [Koe09] Persönliche Korrespondenz, Körner G., Enitech GmbH, 2009
- [Lan09] Landmann L., Serial - Peripheral - Interface - Anwendungsentwicklung für einen magnetoresistiven Winkelsensor, Studienarbeit, Technische Universität Berlin, 2009
- [Lar06] Larsen M., The Autonomous Redundant Navigation System of an AUV for Mine Counter Measures, 2006
- [Lin94] Niebuhr J., Lindner G., Physikale Messtechnik mit Sensoren, Auflage 3, Oldenbourg, 1994
- [Llo08] Lloyd G., Vorschriften für Ruderanlagen von Unterwasserfahrzeugen, Germanischer Lloyd, 2008

- [Lon77] Lonsdale P., Clustering of suspension-feeding macrobenthos near abyssal hydrothermal vents at oceanic spreading centers, *Deep Sea Research Part II: Topical Studies in Oceanography*, 24:857–858, 1977
- [Luk10] Lück M., Aufbau druckneutraler, autonomer Unterwasserfahrzeuge für die Tiefsee, Dissertation, Technische Universität Berlin Universitätsbibliothek, 2010
- [Mae04] Maeda T., Ishiguro S., et al., Development of fuel cell AUV URASHIMA, *Mitsubishi Juko Giho*, 41 (6):344–347, 2004
- [Mag10] NXP Semiconductors Magnetoresistive angle sensor systems, 2010
- [Mat08] Matthies H., Renius K., Einführung in die Ölhydraulik, Vieweg + Teubner Verlag, 2008
- [Mau02] Mäusl R., Göbel J., Analoge und digitale Modulationsverfahren, Hüthig, 2002, ISBN 3778528866
- [Mcp09] McPhail S., Autosub6000: a deep diving long range AUV, *Journal of Bionic Engineering*, 6 (1):55–62, 2009
- [Mem09] Datenblatt: ME-Meßsysteme Drehmomentsensor TS70
- [Met09] Bildnachweis, <http://www.metallux.de>, Abrufstand, 2009
- [Mic05] Michalowski L., Magnettechnik: Grundlagen, Werkstoffe, Anwendungen, Vulkan-Verlag GmbH, 2005
- [Ner09] Bildnachweis, <http://www.who.edu/page.do?pid=10076>, Abrufstand, 2009
- [Nxp10] Bildnachweis, Internetauftritt NXP Semiconductors N.V. <http://www.nxp.com>, Abrufstand, 2010
- [Oce09] Bildnachweis, <http://www.oceanexplorer.noaa.gov/explorations/05stepstones/logs/aug15/aug15.html>, U.S. Federal Government (National Oceanic and Atmospheric Administration) Abrufstand, 2009
- [Ole09] Olenew E., Analyse Bewertung und Optimierung einer Ruderanlage für ein autonomes Unterwasserfahrzeug, Diplomarbeit, TU-Berlin, 2009
- [Par06] Parthier R., Messtechnik, Grundlagen und Anwendungen der elektrischen Messtechnik, 3, 2006
- [Pel93] Pelster B., Die Schwimmblase als hydrostatisches Organ, *Biologie in unserer Zeit*, 23 (4):254–258, 1993

- [Pew09] Bildnachweis, Pewatron AG <http://www.positek.com/Specs/p503spec.htm>, Abrufstand, 2009
- [Rad10] Bildnachweis, <http://www.hawe.de/lexikon/index.php?alfa=r&id=1660>, Abrufstand, 2010
- [Rem10] Bildnachweis, <http://www.hydroinc.com/remus6000.html>, Abrufstand, 2010
- [Rol14] Matek W., Muhs D., Roloff / Matek Maschinenelemente, Auflage 14, Vieweg, 2000
- [Rom10] Bildnachweis, <http://www.romor.ca/whatsnew.php>, Abrufstand, 2010
- [Rov10] Internetseite: ROV Committee of the Marine Technology Society <http://www.rov.org/index.cfm>, 2010
- [Rud04] Rudnick D., Davis R., et al., Underwater gliders for ocean research, Marine Technology Society Journal, 38:73–84, 2004, ISSN 0025-3324
- [Sab03] Sabuga W., Druckmessung von Kilo-bis Gigapascal, PTB-Mitteilungen, 118 (3):170–174, 2003
- [Sat10] Bildnachweis, <http://www.sub-atlantic.co.uk/Compensators-Small.html>, Abrufstand, 2009
- [Sau76] Saunders P., Fofonoff N., Conversion of pressure to depth in the ocean, Woods Hole Oceanographic Institution, 1976
- [Sau81] Saunders P., Practical conversion of pressure to depth, Journal of Physical Oceanography, 11 (4):573–574, 1981
- [Sch09] Schmidt T., Integration eines variablen Auftriebssystems in das druckneutrale Unterwasserfahrzeug DNS Pegel, Diplomarbeit, Technische Universität Berlin, 2009
- [Sei04] Seibel B., Goffredi S., et al., Ammonium content and buoyancy in midwater cephalopods, Journal of Experimental Marine Biology and Ecology, 313 (2):375–387, 2004
- [She01] Sherman J., Davis R., et al., The autonomous underwater glider Spray, IEEE Journal of Oceanic Engineering, 26 (4):437–446, 2001
- [She09] Shea D., Riggs N., et al., Prototype Development of the SQX-1 Autonomous Underwater Vehicle, Proceedings OCEANS '09 IEEE Bremen, 2009

- [Shi06] Shibuya K., Kado Y., et al., Underwater Robot with a Buoyancy Control System Based on the Spermaceti Oil Hypothesis, in 2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 3012–3017, 2006
- [Shy06] Sadasivan S., An Introduction to the ARM Cortex-M3 Processor, 2006
- [Sib98] Sibuet M., Olu K., Biogeography, biodiversity and fluid dependence of deep-sea cold-seep communities at active and passive margins, Deep-Sea Research Part II, 45 (1-3):517–567, 1998
- [Sie09] Thamsen P.U., Siekmann H.E., Strömungslehre für den Maschinenbau, Springer, 2009
- [Slo02] Bildnachweis, <http://www2.sese.uwa.edu.au/pattiara/slocum/>, Aufrufstand:, 2010
- [Smi04] Smith C., Baco A., Ecology of whale falls at the deep-sea floor, Oceanography and Marine Biology, An Annual Review, 41:311–354, 2004
- [Spa09] Bildnachweis, <http://www.spray.ucsd.edu/pub/rel/info/spraydescription.php>, Abrufstand, 2010
- [Sqx10] Bildnachweis, <http://blog.marport.com/2009/05/20/marport-engineer-presents-auv-paper-at-ieee-oceans-conference-in-bremen/>, Abrufstand, 2010
- [Sta06] Stachiw J., Peters D., et al., Ceramic external pressure housings for deep sea vehicles, 2006
- [Stm10] Bildnachweis, <http://www.st.com/stonline/index.htm>, Abrufstand, 2010
- [Sub90] Allmendinger E., Petzlaff J., Submersible vehicle system design, Chapter II Characteristics and Development of Submersibles1, 1990
- [Sus10] Bildnachweis, <http://www.sea-sun-tech.com/pressuretransmitter.html>, Abrufstand, 2010
- [Tam09] Bildnachweis, Technical Aspects of Multimodal Systems, <http://tams-www.informatik.uni-hamburg.de/applets/jython/einschritt.html>, Abrufstand, 2009
- [Thi09] Thiede C., Buscher M., et al., An overall Pressure Tolerant Underwater Vehicle: DNS Pegel, Proceedings OCEANS'09 IEEE Bremen, 2009
- [Tho78] Thomson C.W., Carpenter W.B., et al., The depths of the sea, Macmillan and co., 1873

- [Tho86] Thomson C., Murray J., Report on the scientific results of the voyage of HMS Challenger during the years 1873-76, Cramer, 1886
- [Tie02] Tietze U., Schenk C., Halbleiter-Schaltungstechnik, Springer, 2002, ISBN 3540428496
- [Tom01] Tomczak M., Godfrey J., Regional oceanography: an introduction, Oxford University Press, USA, 2001
- [Tri01] Bildnachweis, www.history.navy.mil Photo NH 96801 U.S. Navy Bathyscaphe Trieste (1958-1963) U.S. NHHC Photograph., Abrufstand, 2009
- [Tri02] Bildnachweis, www.history.navy.mil U.S. Navy Bathyscaphe Trieste (1958-1963) Photo NH 96802, Abrufstand, 2009
- [Ull81] Ullmann F., Ullmanns Encyklopädie der technischen Chemie, Verlag Chemie, 1981
- [Vit09] Datenblatt: Nautilus Marine Service GmbH VITROVEX - Deep sea flotation and instrument housing, 2009
- [Voi94] Voight J., Pörtner H., et al., A review of ammonia-mediated buoyancy in squids (Cephalopoda: Teuthoidea), Marine and freshwater behaviour and physiology, 25 (1):193–203, 1994
- [Wac09] Datenblatt: Wacker-Chemie GmbH Wacker Elastosil RT625, 2009
- [Wal85] Walcher H., Winkel-und Wegmessung im Maschinenbau, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1985
- [Web01] Webb D., Simonetti P., et al., SLOCUM: An underwater glider propelled by environmental energy, IEEE Journal of Oceanic Engineering, 26 (4):447–452, 2001
- [Wie84] Wiedemann J., Laser-Doppler-Anemometrie, Springer Berlin etc., 1984
- [Wil06] Wilson R., Bales J., Development and Experience of a Practical, Pressure-Tolerant, Lithium Battery for Underwater Use, OCEANS 2006, 1–5, 2006
- [Wor07] Worall M., Jamieson A., et al., A variable buoyancy system for deep ocean vehicles, OCEANS 2007-Europe, 1–6, 2007
- [Wor81] Worthington L., The water masses of the world ocean: some results of a fine-scale census, Evolution of physical oceanography, 42–69, 1981

- [Yoe91] Yoerger D., Bradley A., et al., The autonomous benthic explorer (ABE): An AUV optimized for deep seafloor studies, 60–70, 1991