

**Entwicklung eines elektromechanischen
Antriebssystems für Gehroboter in
Anlehnung an biologische Prinzipien**
Diplomarbeit

Torsten Siedel

Ingenieurwesen
Fachbereich Allgemeiner Maschinenbau
9. Semester

Rheinische Fachhochschule Köln

University of Applied Science

Fachbereich Allgemeiner Maschinenbau



Entwicklung eines elektromechanischen Antriebssystems für
Gehroboter in Anlehnung an biologische Prinzipien

Diplomarbeit vorgelegt von: Torsten Siedel

1.Prüfer: Prof. Dr. L. Zunker

2.Prüfer: Dipl.-Ing. D. Lukac

Köln, Wintersemester 2008/09

Danksagung

Hiermit möchte ich mich bei allen Kollegen des Neurorobotiklabors der Humboldt-Universität zu Berlin für die großartige Zusammenarbeit bedanken. Insbesondere Mario Lühmann, Christian Benckendorff, Matthias Kubisch und Thomas Lobig waren mir bei der Entwicklung des Antriebssystems eine große Hilfe.

Dem Leiter des Neurorobotiklabors und langjährigen Freund Dr. Manfred Hild verdanke ich nicht nur die Möglichkeit, die vorliegende Arbeit an der Humboldt-Universität zu Berlin anfertigen zu dürfen, sondern auch eine bereits seit vielen Jahren währende, hervorragende Unterstützung. Sein bemerkenswerter Einsatz war maßgeblich entscheidend für meinen bisherigen Werdegang.

Seitens der Rheinischen Fachhochschule Köln danke ich Prof. Dr. Zunker für die Betreuung meiner Diplomarbeit, Unterstützung in fachlichen und politischen Angelegenheiten und die kritische Durchsicht der Arbeit. Auch Herrn Dipl.-Ing. Lukac danke ich dafür, die Aufgabe des Zweitprüfers übernommen zu haben.

Durch die mehrjährige Arbeit in der Robotikgruppe von Prof. Dr. Frank Pasemann am Fraunhoferinstitut AIS (heute IAIS) wurde mir die Möglichkeit gegeben, meine Kenntnisse in der Gehrobotik weiter zu vertiefen. Für die ausgezeichnete Unterstützung von Prof. Dr. Frank Pasemann und seinem Team möchte ich mich recht herzlich bedanken, insbesondere auch deswegen, weil sie mir bis heute bei neuen Projekten jederzeit mit „Rat und Tat“ hilfreich zur Seite stehen.

Durch die Rechercharbeiten über Antriebssysteme ist der Kontakt zur Firma HighTec und dessen Inhaber Dr. Rolf Strothmann entstanden. Im Gespräch mit ihm ergab sich eine interessante Kooperation, in deren Verlauf sich vielversprechende Resultate in der Antriebstechnik erzielen ließen. Für die hervorragende Teamarbeit möchte ich mich an dieser Stelle bei Dr. Rolf Strothmann ebenfalls herzlich bedanken.

Für die Durchsicht und Korrekturvorschläge der vorliegenden Arbeit seitens Dr. Man-

fred Hild, Christian Benckendorff, Thomas Lobig sowie meiner Freundin Cornelia Stetten, danke ich allen vielmals. Die Qualität dieser Diplomarbeit konnte durch ihre Hilfe weiter angehoben werden.

Inhaltsverzeichnis

Danksagung	ii
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	2
1.2 Zielsetzung	3
1.3 Aufbau der Arbeit	4
2 Grundlagen	5
2.1 Antriebsprinzipien	5
2.1.1 Pneumatische Antriebe	5
2.1.2 Hydraulische Antriebe	7
2.1.3 Elektrische Antriebe	8
2.2 Biologische Muskeln	11
2.2.1 Kontraktion	11
2.2.2 Muskelarten	12
2.2.3 Aufbau und Funktion des Skelettmuskels	13
2.3 Theoretische Muskelmodelle	15
3 Stand der Forschung	19
3.1 Laufroboter	19
3.1.1 Achtbeinige Laufroboter	20
3.1.2 Sechsbeinige Laufroboter	23
3.1.3 Vierbeinige Laufroboter	25
3.1.4 Humanoide Roboter	27
3.2 Stationäre Systeme	31
4 Entwicklung des Antriebskonzeptes	35
4.1 Biologische Mechanismen	35
4.2 Technische Mechanismen	37
4.3 Technische Umsetzung	38

5	Auswahl der Komponenten	43
5.1	Elektromechanische Komponenten	43
5.1.1	Antrieb	43
5.1.2	Sensor	45
5.2	Mechanische Komponenten	49
5.2.1	Getriebe	49
5.2.2	Überlastkupplung	54
5.2.3	Drehelastizität	55
5.2.4	Leistungseinkopplung	59
5.2.5	Stufenloses Getriebe	60
5.3	Elektronische Komponenten	61
5.3.1	Motorsteuerung	61
5.3.2	Sensorelektronik	64
6	Getriebeentwicklung	66
6.1	Funktionsweise des TumblingGears	67
6.2	Verzahnung	70
6.2.1	Abrollverhalten der Verzahnung	70
6.2.2	Ersatzverzahnung	72
6.2.3	Zahnflankenprofil	73
6.2.4	Herstellung der Verzahnung	75
6.2.5	Belastbarkeit der Verzahnung	77
6.3	Dimensionierung der Lager	80
6.4	Unwuchtsausgleich	82
6.5	Überlastkupplung	87
6.6	Resultate der Getriebeentwicklung	89
7	Aufbau eines Testantriebs	92
7.1	Aufbau eines Antriebsstrangs	92
7.2	Aufbau des Gesamtantriebs	95
7.3	Experimente	96
7.3.1	Statisches Experiment	97
7.3.2	Dynamisches Experiment	99
8	Zusammenfassung	102
9	Ausblick	105

Eidesstattliche Erklärung	106
Lebenslauf	107
Literaturverzeichnis	109
Abbildungsverzeichnis	113
Tabellenverzeichnis	115

Kapitel 1

Einleitung

In der Biologie sind sämtliche Erscheinungsformen des Laufens perfekt an die Umgebung angepasst. Das ermöglichte die Fortbewegung in verschiedensten Situationen und führte dazu, dass unterschiedlichste Lebewesen die Erde bevölkern konnten [PC05].

Laufroboter werden häufig bezüglich ihrer Morphologie nach biologischen Vorbildern konzipiert, die ihrerseits in den Jahrtausenden der Evolution ein Höchstgrad an Effizienz erreicht haben. Die evolutionäre Selektion lässt den Schluss zu, dass die Lokomotion der Laufroboter der ihrer biologischen Vorbilder ähneln sollte, um so ebenfalls ein effizientes Fortschreiten zu ermöglichen.

Im Beispiel der Säugetiere werden Bewegungen durch Muskeln, Sehnen, Gelenke sowie eine „intelligente“ Steuerung ermöglicht, deren Eigenschaften sich im Wesentlichen nur geringfügig mit denen technischer Antriebe überschneiden. Auch der Fortbewegungsapparat von Insekten, Reptilien und Fischen ähnelt nur wenig den technisch hergestellten Mechanismen. Diese Umstände erfordern ein Umdenken in der Antriebstechnologie für Laufroboter.

Die vorliegende Arbeit wurde im NRL (Neurorobotiklabor) am Lehrstuhl KI (Künstliche Intelligenz) der Humboldt-Universität zu Berlin verfasst. Sie vereint die Erfahrungen aus vorangegangenen Robotikprojekten wie z. B. dem Laufroboter Oktavio, der in Abschnitt 3.1.1 näher beschrieben wird. Beim Entwurf, der Fertigung und im Praxistest dieser Projekte zeigte sich, dass die Aktuatorik und die damit verbundene Sensorik ein äußerst facettenreiches Themengebiet darstellt, das ein hohes Maß an Entwicklungspotenzial bietet. Es ergaben sich klare Zielrichtungen für die Weiterentwicklung neuer Antriebssysteme, um die aktuatorischen Fähigkeiten von Laufrobotern stetig zu verbessern.

1.1 Motivation

Die in Laufrobotern verwendeten Antriebssysteme sind zumeist nur geringfügig bis garnicht auf die Erfordernisse ausgelegt, die beim Antrieb des Gehapparates anfallen. Dazu zählen beispielsweise Energieeffizienz, periodische Belastbarkeit, hohe Kurzzeitbelastbarkeit, niedriges spezifisches Gewicht und Volumen, geräuscharmer Lauf und dergleichen mehr. Zwar existieren mittlerweile Laufmaschinen, die einen Teil dieser Erfordernisse leisten; dies geschieht jedoch häufig zu Lasten anderer damit verbundener Nachteile. Des Weiteren werden in manchen Robotikprojekten Antriebssysteme verwendet, die sich den Erfordernissen wie z. B. einem niedrigen spezifischen Gewicht und Volumen bei hohen Abtriebsleistungen annähern. Solche Vorteile werden jedoch durch „hochgezüchtete“ konventionelle Bauweisen und Prinzipien teuer erkauft.

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen des EU-Projektes ALEAR (engl. *Artificial Language Evolution on Autonomous Robots*). In diesem Projekt sollen unter anderem humanoide Laufroboter entstehen, die aus kostengünstigen und bewährten Einzelteilen bestehen. Aus dieser Vorgabe – wie auch durch vorangegangene Projekte – ergab sich der Ansporn, ein speziell angepasstes Antriebssystem für diese Laufmaschinen zu entwickeln. Dessen Funktionsweise soll durch eine neuartige Verbindung der zur Verwendung stehenden Bauteile einen hohen Anteil der erwünschten Fähigkeiten abdecken.

Die Antriebseigenschaften von Laufmaschinen mit unterschiedlichen Morphologien beziehen sich lediglich auf die Dimensionierung der Antriebe. Dabei bleiben die grundlegenden Prinzipien unberührt, wodurch sich die vorliegende Entwicklung auf Laufmaschinen unterschiedlichster Morphologie auslegen lässt. Hierdurch soll ein Mehrwert für künftige Robotikprojekte geschaffen werden, dessen mechanische Realisierung auch bei unterschiedlichen Größen und Morphologien auf den gleichen robusten und kostengünstigen Prinzipien basiert und der Gehapparat des Roboters dennoch eine hohe Leistungsbereitschaft aufweist.

1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, ein neuartiges Antriebssystem zu entwickeln, dessen Eigenschaften an die Erfordernisse in Laufrobotern angepasst ist. Dafür wird die Entwicklung des Antriebssystems unter anderem an biologischen Vorbildern ausgerichtet. Das Hauptaugenmerk liegt auf einer robusten und energieeffizienten Funktionsweise des Antriebssystems. Für dessen Betrieb soll eine leicht zu transportierende und einfach zu ladende Energiequelle genutzt werden.

Da Laufroboter mobile Systeme darstellen, müssen deren Antriebe den gesamten Roboter – und das bedeutet auch sich selbst – fortbewegen. Unter Berücksichtigung der Anzahl der Antriebe, mit denen Laufroboter ausgestattet sind, bekommt dieses Merkmal eine besondere Bedeutung. So besitzt zum Beispiel der humanoide Roboter Qrio [Gep04] (von Sony) 38 Freiheitsgrade (DOF, engl. *Degrees of Freedom*) und der Roboter ASIMO [H⁺01] 26 DOF. Daraus ergibt sich, dass für einen energieeffizienten Aufbau des Antriebssystems das Verhältnis von Abgabeleistung zu Gewicht (P/m) möglichst hoch ausfallen sollte, wobei die mechanische Leistung durch ein hohes Abtriebsmoment bei niedrigen Drehzahlen charakterisiert wird.

Hierbei ist es zulässig, dass der Antrieb in kleinere Massen aufgeteilt wird, die dezentral an den jeweiligen Gliedmaßen der Laufmaschine angebracht werden können. Das ermöglicht es, den Antrieb einer Gelenk- und Skelettstruktur anzupassen, um dadurch den zur Verfügung stehenden Bauraum bestmöglich auszunutzen. Dies hat zudem den Vorteil, dass sich die Massenträgheiten der Gliedmaßen durch die günstigeren Positioniermöglichkeiten kleiner Module verringern lassen.

Antriebe von Laufrobotern unterliegen häufig impulsartigen Belastungseinflüssen, wie z. B. durch Stürze oder Kollisionen mit Hindernissen. Deshalb kann nicht gewährleistet werden, dass die Antriebe immer innerhalb ihrer Lastgrenze beansprucht werden. Ein Überlastschutz ist somit ein relevantes Merkmal für einen robusten Aufbau des Antriebssystems, um die Ausfallsicherheit im Betrieb gewährleisten zu können.

Da nicht jeder DOF eines Laufroboters mit gleich starken Antrieben ausgestattet werden muss, ist ein in Größe und Leistung einfach skalierbarer Aufbau des Antriebssystems als abschließendes Merkmal für die Konzeption erforderlich.

1.3 Aufbau der Arbeit

In der vorliegenden Arbeit wird die systematische Entwicklung eines durch die Zielsetzung charakterisierten Antriebssystems erläutert.

Grundlegend wird neben der Betrachtung technischer Antriebsprinzipien gleichermaßen auf biologisch-theoretische Muskelmodelle eingegangen. Anschließend werden unterschiedliche Laufroboter hinsichtlich ihrer Antriebsprinzipien vorgestellt und deren Eigenschaften diskutiert.

Mithilfe der vorangegangenen Analyse wird im nächsten Teil der Arbeit ein umsetzbares Antriebskonzept entwickelt. Die zur Verwirklichung dieses Konzeptes zur Auswahl stehenden Komponenten werden im Folgenden verglichen sowie eine Auswahl der für das Antriebssystem geeigneten Komponenten getroffen.

Anschließend wird auf die Neuentwicklung eines speziell für das Antriebssystem geeigneten Antriebsmoduls eingegangen. Dessen Eigenschaften haben sich hinsichtlich des Vorhabens als überaus gewinnbringend erwiesen. Da es sich hierbei um eine Neuentwicklung handelt, wird der Aufbau detailliert erläutert.

Im letzten Teil der Arbeit wird die Umsetzung der zuvor entwickelten Antriebskonzepte in einem ersten Prototypen erläutert. Um die Funktionsweise des Antriebssystems vorzustellen, wurden mit diesem Prototypen erste Experimente durchgeführt. Hier wird deren Ablauf beschrieben und im Anschluss daran werden die Resultate diskutiert. Abschließend erfolgt eine Analyse der Funktionen des Antriebssystems und ein Vergleich mit der ursprünglichen Zielsetzung.

Kapitel 2

Grundlagen

Als Grundlage für die spätere Konzeptentwicklung des Antriebssystems wird in diesem Kapitel ein Überblick relevanter technischer und biologischer Funktionsprinzipien gegeben.

2.1 Antriebsprinzipien

Es gibt heutzutage eine Vielzahl verfügbarer Antriebssysteme. Ihre Hauptaufgabe ist stets gleichbleibend: Gespeicherte potenzielle Energie bei Aktivierung in rotatorische oder translatorische Bewegungsenergie umzuwandeln, um dadurch physische Arbeit zu verrichten. Dabei sind für die Auswahl des Antriebssystems verschiedene Kriterien, wie z. B. das Verhältnis von n/M oder v/F , Größe, Gewicht, Art der Energiequelle und dergleichen mehr, entscheidend für den Einsatz in einem Laufroboter. Um eine rasche Einsatzfähigkeit des Antriebssystems gewährleisten zu können, werden ausschließlich gängige Antriebe vorgestellt, die in breiter Auswahl kommerziell verfügbar sind.

2.1.1 Pneumatische Antriebe

Pneumatische Antriebe zeichnen sich besonders durch ihre Robustheit und einen einfachen Aufbau aus. Sie werden z. B. im Maschinenbau, der Lebensmittelindustrie, im Bauwesen aber auch in vielen weiteren Gebieten eingesetzt. Zum Betrieb wird Pressluft benötigt, die i. d. R. in als Puffer dienenden Behältern zwischengespeichert wird. Zur Steuerung der Aktuatorik dienen Ventile, welche die Luftzufuhr vom Pressluftbehälter zum Pneumatikkolben öffnen oder unterbrechen. Wenn Druckluft in den Zylinder strömt, steigt der Innendruck relativ zum Umgebungsdruck an und der Kolben fährt aus. Die Rückstellung geschieht entweder durch den gleichen Vorgang auf der gegenüberliegenden Seite des Kolbens oder durch eine Rückstellfeder. Die Verwendung eines kompressiblen Mediums (Luft) hat erhöhte elastische Eigenschaften des Antriebes zur Folge. Dies be-

deutet also eine verminderte Steifheit des Antriebes.

Da die zum Betrieb nötigen Dichtungen zwischen Kolben und der Innenwand des Zylinders beim Betrieb Reibkräfte hervorrufen, unterliegt dieses Antriebssystem dem *Stick Slip Effekt* (von engl. *stick* „haften“ und *slip* „gleiten“). Dieser Effekt tritt insbesondere beim Anfahren oder bei geringen Geschwindigkeiten auf. Die Beziehung der Reibkraft der Lager und Dichtungen zur Verfahrgeschwindigkeit ist in der Stribeckkurve dargestellt (siehe Abb. 2.1).

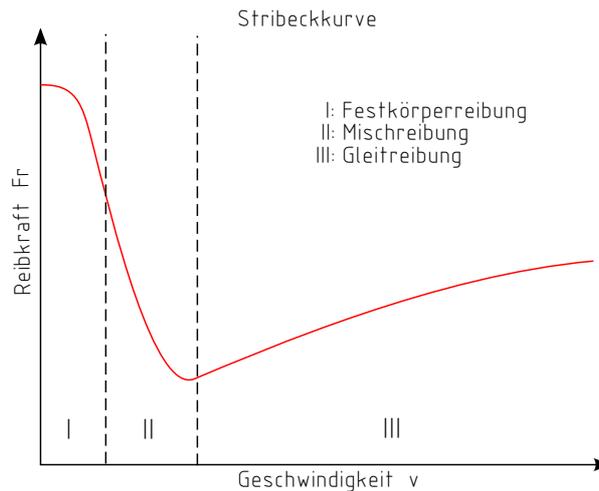


Abbildung 2.1: Darstellung des *Stick Slip Effekts* anhand der Stribeckkurve mit Unterteilung in drei Arbeitsbereiche. Quelle: Eigene Darstellung in Anlehnung an [M⁺03, S. 512]

Es gibt drei grundlegende Bauweisen pneumatischer Antriebe: Hubkolben mit translatorischer Bewegung, Drehkolben mit rotatorischer Bewegung und Druckluftmotoren, ebenfalls mit rotatorischer Bewegung. Als weitere Bauweise finden pneumatische Muskeln, wie in Abb. 2.2 links zu sehen, zunehmend Verwendung ([CH96], [DL02], [CNQ01]). In diesem Prinzip wird eine translatorische Kontraktion nicht wie bei einem Druckluftzylinder mittels Kolben ausgeführt, sondern durch einen Elastomer-Gewebeslauch. Dessen Durchmesser vergrößert sich bei Befüllung mit Pressluft, wobei gleichzeitig eine Verringerung in der Länge erfolgt.

Da dieses Prinzip keine Führungsdichtungen benötigt, tritt kein *Stick Slip Effekt* auf. Ferner wird dank einer elastischen Verbindung zwischen den Montagepunkten eine höhere Ausfallsicherheit als bei konventionellen Pneumatikantrieben garantiert. Da Pneumatikmuskeln aber nur Zugkräfte ausüben können, sind für eine Vor- und Rückbewegung mindestens zwei dieser Aktuatoren je Gelenk notwendig (Abb. 2.2 rechts).

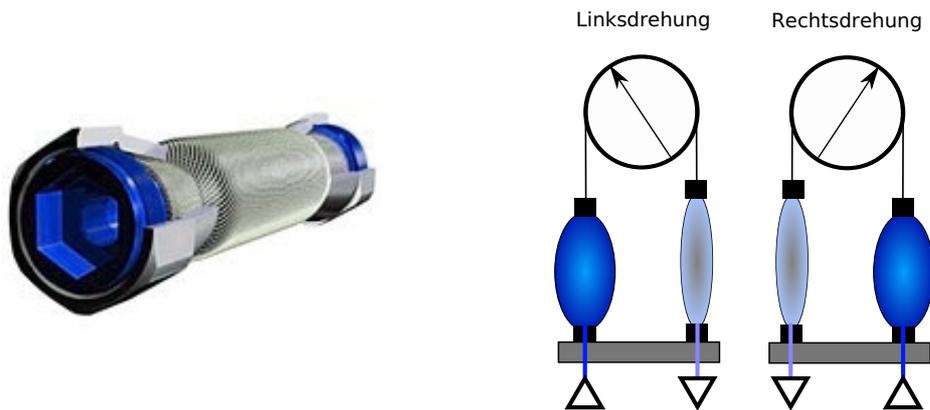


Abbildung 2.2: Links: Schnittdarstellung eines pneumatischen Muskels der Firma FESTO. Quelle: [Fes08]
 Rechts: Schematischer Aufbau eines mit Pneumatikmuskeln getriebenen Gelenks (in Linksdrehung und in Rechtsdrehung dargestellt).

2.1.2 Hydraulische Antriebe

Hydraulische Systeme finden häufig Anwendung in Pressen, Baumaschinen, Flugzeugen und insbesondere dort, wo niedrige Geschwindigkeiten und hohe Kräfte bei begrenztem Bauraum erforderlich sind. Aufbau und Funktionsweise hydraulischer Antriebe gleichen in vielerlei Hinsicht denen pneumatischer Antriebe:

- Sie zeichnen sich durch eine kompakte Bauweise aus.
- Beide Systeme nutzen ein Fluid als Energieträger, welches in Kompressoren auf Arbeitsdruck gebracht wird.
- Für den Transport des Fluids von der Energiequelle zum Aktuator sind Schlauch- oder Rohrleitungen erforderlich.
- Es sind translatorische wie auch rotatorische Bewegungen möglich.
- Zur Aktivierung werden Ventile genutzt.
- Sie unterliegen ebenfalls dem *Stick Slip Effekt*.

Unterschiede zu pneumatischen Systemen sind: (1) sehr hohe Kolbenkräfte; (2) Nutzung eines inkompressiblen Fluids (Hydraulikflüssigkeit); (3) dadurch wird kein Druckbehälter benötigt. Die Inkompressibilität des Fluids führt zu einer Inelastizität bzw. hohen Steifheit dieser Antriebe.

Die Nutzung von Hydraulikflüssigkeit begrenzt durch ihre im Vergleich zur Luft hohe Viskosität die Strömungsgeschwindigkeiten in den Leitungen. Daraus folgt eine herabgesetzte Kolbengeschwindigkeit, da die Leitungsquerschnitte aufgrund der hohen Arbeitsdrücke niedrig gehalten werden müssen. Darüber hinaus ist eine Rückleitung des Fluids zu einem Reservoir notwendig, wohingegen Pressluft einfach in die Umwelt entweichen kann.

2.1.3 Elektrische Antriebe

Elektrische Antriebe werden in zahlreichen Anwendungsgebieten eingesetzt. Dies liegt zum einen an ihrer, je nach Funktionsweise kostengünstigen Herstellung und zum anderen daran, dass diese Antriebe elektrische Energie zum Betrieb nutzen. Diese ist einfach durch elektrische Leiter zu übertragen und bietet viele Möglichkeiten der Speicherung, wie z. B. in Batterien oder Kondensatoren.

Ein weiterer Vorteil liegt in der einfachen Ansteuerung von elektrischen Antrieben. Heutzutage werden nahezu alle Steuer- und Regelsysteme mittels elektrischer Schaltkreise realisiert. Für die Steuerung von Elektromotoren ist kein Wechsel der Energiebasis nötig, was sich sowohl auf den Wirkungsgrad des Gesamtsystems, als auch auf die reduzierte Komplexität der Steuerungen positiv auswirkt.

Elektrische Antriebe sind allgemein in drei Bauarten unterteilt:

Gleichstrommotor Auf einem Läufer (Abb. 2.3 links) befinden sich mehrere Spulen, die so platziert sind, dass sie im Magnetfeld, welches im Stator erzeugt wird, durch die Lorentzkraft ein Drehmoment ausüben. Die Spulen werden von außen durch Schleifkontakte (Kommutator und Bürsten) mit Strom versorgt und sind so geschaltet, dass beim Drehen des Läufers das in den Spulen erzeugte Feld lotrecht zum Erregerfeld ausgerichtet wird. Das Erregerfeld kann entweder durch Permanentmagneten (permanenterregt) oder durch Spulen (elektrisch erregt) induziert werden. Der Gleichstrommotor kann – wie auch in den beiden folgenden Bauarten – als Generator genutzt werden und dadurch mechanische in elektrische Energie umwandeln.

Der durch den Schleifkontakt zwischen den Bürsten und dem Kommutator fließende Strom kann zu Funkenbildung (Bürstenfeuer) führen. Dies bewirkt einen mechanischen Verschleiß des Kommutators sowie der Bürsten und führt darüber

hinaus auch zu hochfrequenten Störungen, die der Motor im Betrieb in das Netz zurückspeist. Diese Probleme umgeht der bürstenlose Gleichstrommotor (siehe Abb. 2.3 rechts), engl. *brushless direct current*, BLDC. Er ist an das im folgenden Punkt erklärte Prinzip der Synchronmaschine angelehnt und besitzt keine Schleifkontakte. Hier sind die drehfelderzeugenden Spulen am Stator angebracht. Zur Erzeugung des Erregerfeldes werden Permanentmagnete eingesetzt, die sich am Rotor befinden. Nachteil dieses Prinzips ist die aufwendigere Steuerungselektronik, durch die ein Drehfeld erzeugt werden muss.

Synchronmotor Die Wirkungsweise der Synchron-, wie auch der Asynchronmaschine beruht auf einem durch den Ständer induzierten magnetischen Drehfeld, welches durch Drehstrom hervorgerufen wird [LBL93]. Am Läufer befinden sich zur Felderzeugung entweder Permanentmagnete oder elektrische Spulen. Im zweiten Fall ist ein Schleifringkontakt zur Stromübertragung vom Stator zum Rotor notwendig. Dieser entwickelt, anders als der Kommutator der Gleichstrommaschine, auf Grund eines nicht wechselnden Magnetfeldes kein Bürstenfeuer und ist, da keine elektrische Arbeit verrichtet wird, nur gering von Strom durchflossen. Der Läufer dreht sich mit der gleichen Drehzahl wie das Magnetfeld, das ihn antreibt. Wird ein Drehmoment vom Läufer abgegriffen, entsteht eine Phasenverschiebung (Polradwinkel) vom Rotor zum nun voreilenden Magnetfeld. Sobald der Motor wieder lastfrei arbeitet, verringert sich der Polradwinkel bis hin zum Ausgangswert.

Asynchronmotor Der Asynchronmotor nutzt zur Erzeugung des Erregerfeldes im Rotor befindliche, kurzgeschlossene Spulen. Durch das von außen induzierte Drehfeld wird in den Rotorspulen ein Stromfluss hervorgerufen, der wiederum ein Magnetfeld erzeugt. Die Stärke dieses Feldes hängt von der Drehzahldifferenz (Schlupf) zwischen Drehfeld und Rotordrehzahl ab. Erhöht sich der Schlupf, steigen die Feldstärke im Läufer und somit auch dessen Drehmoment an. Dies hat zur Folge, dass sich eine exakte Motordrehzahl bei schwankender Belastung nur schwer realisieren lässt.

I. d. R. werden alle diese Motoren als Rotationsantriebe ausgelegt. Der Nenndrehzahlbereich mittelgroßer und kleiner Elektromotoren liegt im Bereich von ca. 2.000 bis 20.000 min^{-1} bei vergleichsweise geringem Drehmoment. Dieser Drehzahlbereich ist für viele Anwendungsfälle zu hoch und bedarf einer Übersetzung. Diese kann durch verschiedenste Getriebe stattfinden, die zudem auch eine Änderung der Bewegungsart z. B. vom Rotatorischen ins Translatorische mittels Gewindespindel ermöglichen. Im Abschnitt 3.1 wird eine Übersicht der gängigen Bauweisen mit deren Eigenschaften gegeben.

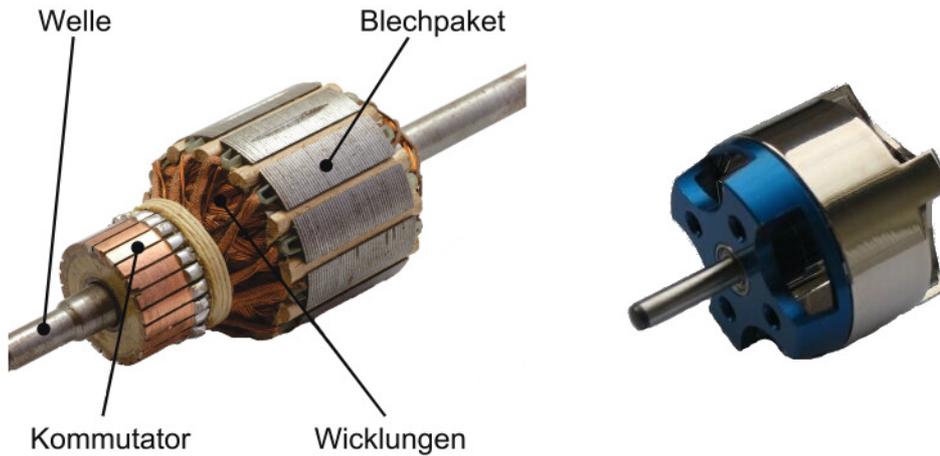


Abbildung 2.3: Links: Übersichtsdarstellung des Läufers eines Gleichstrommotors.

Quelle: [Gle08]

Rechts: BLDC-Motor in Glockenankerausführung. Quelle: [VS-08]

Um den Einsatz von Getrieben zu umgehen, können sog. *Torquemotoren* eingesetzt werden, die ein hohes Drehmoment bei niedriger Drehzahl erzeugen können. Hier wird wieder das Prinzip des Synchronmotors angewandt, jedoch mit dem Unterschied, dass eine Vielzahl an Polpaaren vorhanden sind. Daraus ergibt sich eine verringerte Nenndrehzahl, da sich der Rotor bei einer elektrischen Periode nur um 360° je Polpaarzahl weiterdreht. Das Drehmoment dieses Motors wird durch

$$M = cA_1 \hat{B}_\delta D_i^2 \cdot l_i \quad (2.1)$$

ermittelt. Da der Ankerstrombelag A_1 , die Induktion im Luftspalt \hat{B}_δ , das Bohrungsvolumen $D_i^2 \cdot l_i$ sowie der Ankerstrom begrenzt sind, lässt sich eine Steigerung des Drehmoments M vor allem durch eine Anpassung des Durchmesser-/Längenverhältnis erzielen, das somit, verglichen mit Standardausführungen, einen deutlich größeren Durchmesser aufweist [GF07, S. V34].

Eine weitere Bauform der Elektromotoren sind die Linearantriebe. Ein Beispiel hierfür sind Magnetschwebbahnen wie der Transrapid [SJM05]. Aber auch im Maschinenbau finden Linearantriebe dank ausgereifter Steuerungstechnik zunehmend Verwendung. Der Aufbau eines solchen Antriebes kann – im Falle des Synchronprinzips – als ein an einer Geraden abgewickelter Synchronmotor betrachtet werden, wobei auf einer fest installierten Schiene die bewickelten Anker nebeneinander angeordnet sind. Auf dieser befindet sich der Läufer, der mit einem das Erregerfeld erzeugenden Permanentmagneten

bestückt ist. Der Läufer richtet seine Position nach dem durch die Spulen in der Schiene hervorgerufenen Magnetfeld aus. Diese Antriebe zeichnen sich besonders durch eine hohe Dynamik, Spielfreiheit und ihren verschleißarmen Betrieb aus.

2.2 Biologische Muskeln

In Flora und Fauna gibt es ein mannigfaltiges Angebot an Bewegungsmechanismen, die auf den verschiedensten Kraft erzeugenden Strukturen beruhen [NW05], in denen gleich technischen Antrieben potenzielle in kinetische Energie umgewandelt wird. Im folgenden Abschnitt wird auf Art und Funktion der in Menschen und Säugetieren vorkommenden Muskeln eingegangen und deren Funktionsweise anhand theoretischer Modelle erläutert.

Bei Menschen und Säugetieren wird die Bewegungsenergie durch Muskeln erzeugt. So besitzt etwa der menschliche Körper über 600 Skelettmuskeln, die fast die Hälfte des gesamten Körpergewichts ausmachen. Die Muskeln sind nicht nur Antrieb, sondern auch Bestandteil des Skeletts, da sie die Gelenke über Sehnen zusammenhalten und somit dem Körper zusätzliche Stabilität verleihen.

Muskeln werden durch Nervenreize stimuliert und führen daraufhin ausschließlich kontraktile Bewegungen aus. Folglich sind zur Bewegung eines Körpergelenks mit *einer* Rotationsachse mindestens zwei, häufig jedoch mehr Muskeln vorhanden.

Muskeln dienen jedoch nicht allein dem Bewegungsapparat von Menschen und Säugetieren, sondern auch weiteren Funktionen dieser Lebewesen. Dazu gehört z. B. die lebenswichtige Herzmuskulatur, welche das Blut im Körper zirkulieren lässt, Muskeln für die Magen-Darm-Aktivität oder die Mimik bildende Gesichtsmuskulatur und dergleichen mehr.

2.2.1 Kontraktion

Kontraktionen werden durch vom Gehirn ausgehende Aktionspotenziale, die mittels der Nerven zum Muskel weitergeleitet werden, ausgelöst. Die drei grundlegenden Kontraktionsarten sind die *isotonische*, die *isometrische* und die *isokinetische* Kontraktion.

Die *isotonische* (spannungsgleiche) Kontraktion hat keine Veränderung der Muskelspannung in Abhängigkeit der Muskellänge zur Folge. Das bedeutet, dass sich der Muskel bei gleichbleibender Last verkürzt.

Die *isometrische* (längengleiche) Kontraktion bewirkt einen statischen Krafteinfluss des Muskels. Hierbei wird keine Längenänderung des Muskels hervorgerufen. Sie ist auch als Haltekraft zu bezeichnen.

Bei der *isokinetischen* (gleichschnellen) Kontraktion wird ein dynamischer Krafteinfluss auf einen Widerstand ausgeübt, bei dem sich die Muskellänge mit gleichbleibender Geschwindigkeit verringert.

2.2.2 Muskelarten

Hinsichtlich Anatomie und Funktion können Muskeln in Skelettmuskeln, Herzmuskeln und die glatte Muskulatur unterteilt werden. Für willkürlich gesteuerte Bewegungen des Körpers eines Lebewesens sind die Skelettmuskeln verantwortlich. Die Herzmuskulatur ist für eine konstante, periodische Bewegung zuständig und nicht willkürlich steuerbar. Ebenso unwillkürlich steuerbar sind die Bewegungen der glatten Muskulatur, die beispielsweise für die Darmaktivität oder das Fokussieren der Augen entscheidend sind. Davon vor allem die Skelettmuskulatur in Verbindung mit der Bewegung des jeweiligen Lebewesens steht, wird in dieser Arbeit lediglich dieser Muskeltyp in Augenschein genommen.

Anatomisch betrachtet lassen sich Skelettmuskeln in *spindelförmige*, *mehrköpfige*, *federförmige* und *mehrbäuchige* Muskeln, wie in Abb. 2.4 zu sehen, unterteilen. Form und Anordnung des Muskels ist abhängig von seinen Anforderungen. Zudem bilden alle drei Muskeltypen in Verbindung mit dem Skelett antagonistische Systeme. Dies bedeutet, dass ein Gelenk mit mindestens zwei Muskeln verbunden ist, die eine entgegengesetzte Drehrichtung des Gelenks bewirken.

Spindelförmige Muskeln sind Bewegungsmuskeln, deren Aufbau aus einem mittig liegenden Muskelbauch besteht, der sich zu seinen beiden Enden hin verjüngt. Dieser Muskel zeichnet sich durch eine geringe Anzahl an Muskelfasern aus, die parallel zur Längsachse des Muskels verlaufen. Zu ihnen zählen auch die mehrköpfigen Muskeln wie z. B. der zweiköpfige Armbeuge-Muskel (*Musculus biceps brachii*) oder der Schenkelbeuger-Muskel (*Musculus biceps femoris*). Hier setzen die Muskelköpfe an verschiedenen Stellen des Skelettes an.

Die gefiederten Muskeln lassen sich in einfach und doppelt gefiederte Muskeln aufteilen. Sie sind vorwiegend für die Bewegungen im Rumpfbereich zuständig und haben,

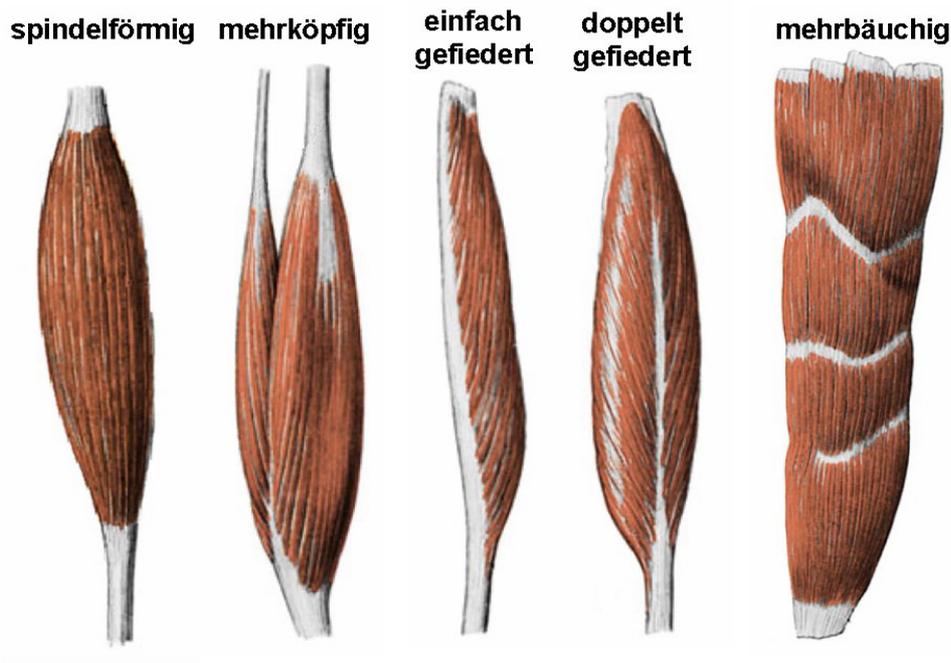


Abbildung 2.4: Darstellung verschiedener Anatomien des Skelettmuskels. Quelle:[BD03]

dank ihrer flächigen Verbindung mit Sehnen und Skelett auch eine stabilisierende Wirkung. Darüber hinaus ist zu bemerken, dass seine Kraft abhängig von seiner Fiederung ist.

Mehrbäuchige Muskeln haben wie der einfache spindelförmige Muskel nur einen Muskelkopf, aber mehrere Muskelbäuche, die durch Sehnen miteinander verbunden sind. Sie bilden z. B. die gerade Bauchmuskulatur (*Musculus rectus abdominis*) des Menschen.

2.2.3 Aufbau und Funktion des Skelettmuskels

Der Skelettmuskel ist von einer elastischen Muskelhülle aus Bindegewebe umschlossen und an den Enden mit Sehnen verbunden (siehe Abb. 2.5). Er besteht aus mehreren Muskelfaserbündeln (Sekundärbündel), die wiederum von Bindegewebe zusammengehalten werden. Zwischen den Bündeln verlaufen Blutgefäße und Nervenleitungen. Die Muskelfasern bestehen ihrerseits aus einem Bündel längs gerichteter Myofibrillen, die den kontraktiellen Teil des Muskelgewebes ausmachen. Die Myofibrillen werden aus dicken (Myosinfilamente) und dünnen (Aktinfilamente) Myofilamenten gebildet.

Die grundlegenden Einheiten eines Muskels stellen die Sarkomere (Abb. 2.6) als Bestandteil der Myofibrillen da. Sie sind ca. 2 μm lang und 10 nm dick. Ein Sarkomer besteht

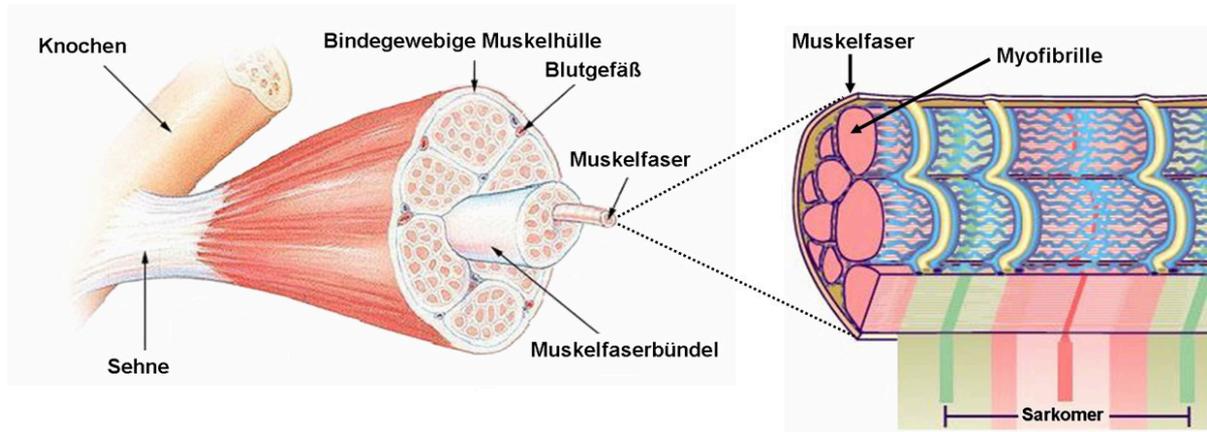


Abbildung 2.5: Makroskopischer (links) und mikroskopischer (rechts) Aufbau des Skelettmuskels. Quellen:[Mus08] [SA08]

hauptsächlich aus drei kontraktile Proteinen, den Aktinen, Myosinen und Titinen, die zusammen eine fadenartige Struktur ergeben. Das Myosin hat ein büschelartiges Aussehen, wobei einzelne Myosinausleger – bestehend aus Myosinhals und Myosinkopf – an einem Aktinfilament anhaften. Durch eine Art Nickbewegung des Myosinkopfes bewegt sich der Myosinstrang in die Aktinfilamente hinein und verkürzt so das gesamte Sarkomer. Die Kräfte des Sarkomers sind nicht in jeder Position gleich, da, wenn das Myosin im Aktinfilament zu weit gewandert ist und an dessen Ende anstößt, oder bei einer zu starken Streckung wegen zu vieler nicht anhaftender Myosinköpfe die Kräfte sinken. Diese Effekte haben ein nichtlineares Kraft-Längen-Verhältnis des Muskels zur Folge.

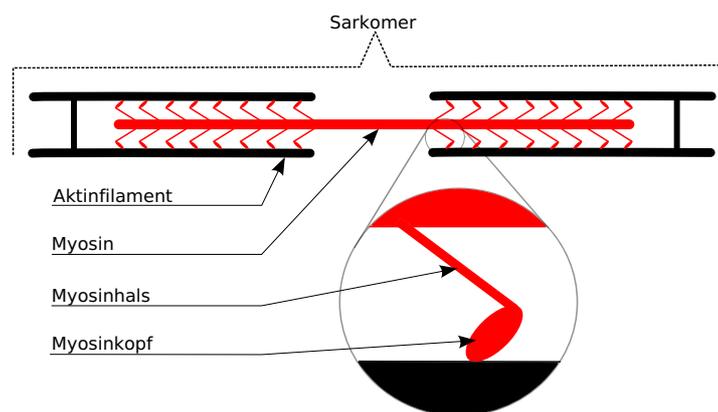


Abbildung 2.6: Vereinfachte Darstellung eines Sarkomers mit vergrößerten Myosinausleger. Abbildung in Anlehnung an [SA08]

2.3 Theoretische Muskelmodelle

Um die Funktionsweise von Muskeln zu verstehen, vorherzusagen und das Verhalten zu replizieren, wurden abstrahierte mechanische Modelle entworfen, die den Muskel entweder in seiner makroskopischen oder in seiner mikroskopischen Arbeitsweise erklären.

Ein bekanntes Muskelmodell wurde 1957 von F. Huxley entwickelt und 1971 überarbeitet. Es beschreibt die muskuläre Arbeitsweise auf mikroskopischer Ebene. Dafür werden die chemischen und mechanischen Vorgänge in einem einzelnen Sarkomer betrachtet und anschließend auf den gesamten Muskel extrapoliert. Dieses Muskelmodell ist ein sehr realistisches Abbild des biologischen Muskels. Da dieser in seiner Arbeitsweise jedoch hochgradig nichtlinear ist und bei näherer Betrachtung eine komplexe Verhaltensstruktur aufweist, ist das Modell nach Huxley auch entsprechend umfangreich.

Ein weiteres grundlegendes Modell lieferte 1938 A. V. Hill, der die mechanische Arbeitsweise des Muskels auf makroskopischer Ebene erklärt. Hier wird der biologische Muskel als *Blackbox* betrachtet, die Signale erhält und daraus einen Output generiert ([WW90], [Hen06]). Dafür werden nach einfachen Prinzipien arbeitende Komponenten, die seriell und parallel verschaltet den mechanischen Eigenschaften des biologischen Muskels ähneln, verwendet. Dieses Modell wird aufgrund seiner einfachen Implementation häufig genutzt, kann jedoch tiefer gehende Verhaltensweisen wie Ermüdung oder das Spannungsverhalten bei schnellen Muskelkontraktionen nicht abbilden.

Da die vorliegende Arbeit einen pragmatischen Ansatz verfolgt, wird im Folgenden das Muskelmodell nach Hill näher betrachtet und dessen anwendungsbezogene Übertragung in verschiedene technische Komponenten abgebildet.

Muskelmodell nach Hill

Grundlegend entsteht der Output des Modells nach Hill gleich dem des biologischen Muskels durch eine lineare kontraktile Bewegung. Der Gesamtaufbau des Modells besteht aus drei Elementen:

- Kontraktilen Element (CE engl. *contractile element*)
- Serielles Element (SE engl. *series element*), kräftiger ausgelegt
- Paralleles Element (PE engl. *parallel element*), schwächer ausgelegt

SE und PE repräsentieren passive elastische Verbindungen des Muskels wie dessen Sehne, weiches Bindegewebe sowie den inaktiven Teil der Muskelfasern. Das CE stellt die

aktiven, Kraft erzeugenden Muskelfasern dar. Abb. 2.7 zeigt zwei klassische Verbindungsarten dieser Elemente. Häufig werden, wie in Abb. 2.7 a, CE und SE seriell hintereinander geschaltet, wobei das PE parallel zu diesen liegt.

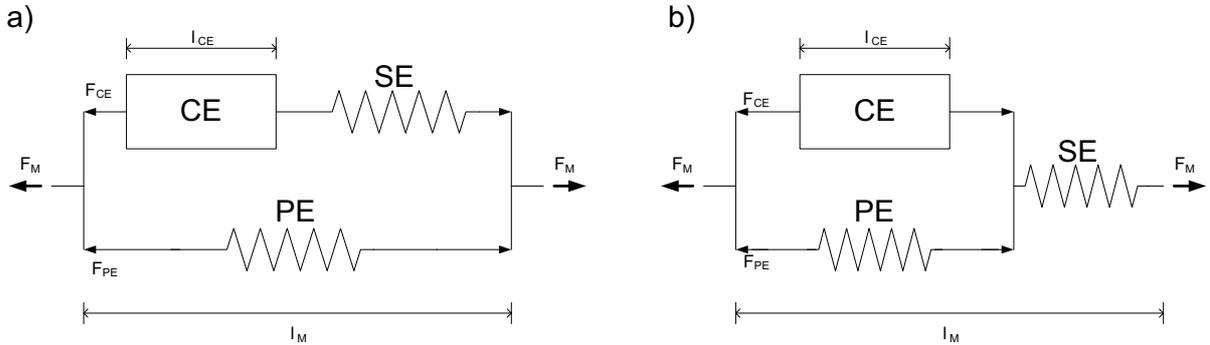


Abbildung 2.7: Übliche Anordnungen der Module des Hill-Modells. Links ist das SE mit dem PE parallel geschaltet und rechts in Reihe. Abbildung in Anlehnung an [WW90]

Die Eigenschaften des CE lassen sich sowohl durch die Kraft-Längen- wie auch durch die Kraft-Geschwindigkeits-Beziehung darstellen. Da diese Beziehungen nicht die eigentlichen Muskelfunktionen abbilden, sondern den Muskel nur als Blackbox betrachten, zählt dieses Modell auch zu den semianalytischen Modellen. Die Kraft-Längen-Funktion wie auch die weiteren Gleichungen zum Hill-Modell stellen sich nach [WW90] folgendermaßen dar:

$$F_{Fl} = e^{-0,5((l_{CE}/l_o - 1,05)/0,19)^2} \quad (2.2)$$

l_0 steht für die Ruhelänge des CE und l_{CE} für dessen aktuelle Länge. Die Kraft-Geschwindigkeits-Funktion wird folgendermaßen ermittelt:

$$F_{Fv} = \frac{0,1433}{0,1074 + e^{-1,409 \cdot \sinh(\frac{3,2 \cdot v_{CE}}{v_{max}} + 1,6)}} \quad (2.3)$$

v_{CE} ist die Kontraktionsgeschwindigkeit und v_{max} die maximal für den Muskel zu erreichende Geschwindigkeit, die sich wie folgt berechnen lässt:

$$v_{max} = 0,5(U + 1) \cdot v_0 \quad (2.4)$$

U ist die gegebene Aktivierung und v_0 die darauf bezogene Maximalgeschwindigkeit.

Die Konstanten, welche bei der Berechnung der Kraft-Längen- und Kraft-Geschwindigkeits-Beziehung angegeben werden, sind für alle Muskeln gleich [WW90].

Die Ermittlung der Kraft-Längen-Beziehungen der passiven Elemente (PE und SE) geschieht mit folgenden Formeln:

$$F_{SE} = \frac{F_{SEmax}}{e^{SE_{sh}} - 1} \cdot e^{\frac{SE_{sh} \cdot \Delta L_{SE}}{\Delta L_{SEmax}} - 1} \quad (2.5)$$

$$F_{PE} = \frac{F_{PEmax}}{e^{PE_{sh}} - 1} \cdot e^{\frac{PE_{sh} \cdot \Delta L_{PE}}{\Delta L_{PEmax}} - 1} \quad (2.6)$$

F_{SE} und F_{PE} stellen die an den Elementen liegenden Kräfte dar. Deren Begrenzung ist durch die maximalen Kräfte F_{SEmax} und F_{PEmax} angegeben. Die Längenänderung der Komponenten wird durch ΔL_{SE} und ΔL_{PE} angegeben. Für die Einbindung muskelabhängiger Parameter werden SE_{sh} und PE_{sh} einbezogen (sh = engl. *shape*).

Aus den nun vorhandenen Berechnungsgrundlagen lassen sich die resultierenden Muskelkräfte wie folgt berechnen:

$$F_{CE} = F_{Fv}(v_{CE}) \cdot F_{Fl}(l_{CE}) \cdot F_{max} \cdot U \quad (2.7)$$

F_{max} stellt die maximale, durch das CE erzeugbare Kraft dar.

Bei der meist angewandten Reihenschaltung von CE und SE (siehe Abb. 2.7 a) sind die Kräfte in beiden Komponenten gleich groß.

$$F_{CE-SE} = F_{CE} = F_{SE} \quad (2.8)$$

Somit ergibt sich die absolute Muskelkraft (F_m) der beiden parallelen Kräfte.

$$F_m = F_{CE-SE} + F_{PE} \quad (2.9)$$

Das durch die Muskelkraft eines Muskels am Gelenk entstehende Drehmoment ist noch abhängig vom orthogonalen Abstand (r_G) der Muskelsehne zur Gelenkachse.

$$M_m = F_m \times r_G \quad (2.10)$$

Da für die Bewegung eines Gelenks mindestens zwei Muskeln vorhanden sind, wird das absolute Drehmoment des Gelenks durch die Summe aller einzelnen Muskelmomente berechnet. Dabei arbeiten zwei Muskeln generell gegeneinander, was das Moment am Gelenk reduziert, aber dessen Steifigkeit bei erhöhter Aktivierung steigen lässt.

$$M_{ges} = \sum_{i=1}^n M_{m,i} \quad (2.11)$$

Dank dieser Abstrahierung ermöglicht das Muskelmodell nach Hill eine einfache Nachbildung des Skelettmuskels.

Kapitel 3

Stand der Forschung

In diesem Teil der Arbeit werden bestehende Laufroboter, beginnend beim Achtbeiner bis hin zum humanoiden Roboter, sowie auch stationäre Systeme bzw. Einzelantriebe vorgestellt und analysiert. Das Hauptaugenmerk liegt dabei auf deren inhärenten Antriebsprinzipien.

3.1 Laufroboter

Die Entwicklung von Laufmaschinen richtet sich in nahezu allen Fällen nach den Vorbildern der Natur. Hier eröffnet sich ein mannigfaltiges Feld an biomechanischen Lösungsmöglichkeiten dieser Fortbewegungsart.

Sowohl Säugetiere und Reptilien wie auch Insekten besitzen, in rund 80 % der rezenten Fälle, Beine zur Fortbewegung. Die Anzahl dieser Gliedmaßen variiert stark je nach Art des Lebewesens. So besitzen Lebewesen, die sich gehend oder laufend fortbewegen, mindestens zwei Beine, die achsensymmetrisch zum Körper liegen. Es können im Beispiel eines Tausendfüßlers jedoch auch eine Vielzahl solcher Beinpaare sein.

Seit den neunziger Jahren des 20. Jahrhunderts begann das Interesse an Laufrobotern anzuwachsen [RT05]. Die Einsatzbereiche beibehalter Roboter sind klar denen radgetriebener überlegen. Dies liegt vor allem an der Unabhängigkeit von einem ebenen Untergrund und der hohen Manövrierfähigkeit solcher Systeme. Allerdings ist die Entwicklung und Ansteuerung von Laufmaschinen deutlich komplexer als bei radgetriebenen Systemen.

Die gehende Fortbewegungsweise wird in *statisch* stabiles und *dynamisch* stabiles Laufen unterteilt [RT05].

Statisch stabiles Laufen zeichnet sich durch mindestens drei Füße aus, die auf dem

Boden aufliegen. Die Projektion des Körperschwerpunktes liegt hierbei innerhalb des durch die Auflagepunkte der Füße aufgespannten Polygons. Diese Eigenschaft hat zur Folge, dass der Körper zu jedem Zeitpunkt einen stabilen Stand aufweist. Eine solche Gangart ist i. d. R. bei Vier-, Sechs- oder Mehrbeinern in der Natur zu beobachten.

Sobald nur noch zwei, einer oder gar keine Auflagepunkte vorhanden sind, wird vom *dynamisch* stabilen Laufen ausgegangen, was bedeutet, dass sich der Körper, statisch betrachtet, in einem instabilen Zustand befindet.

Im Folgenden werden verschiedene Laufroboter vorgestellt, die je nach Anzahl der Beinpaare entweder das *statisch* stabile, oder – die Paradedisziplin – das *dynamisch* stabile Gehen zur Fortbewegung nutzen. Insbesondere wird hier auf die dazu genutzten Antriebssysteme der Roboter eingegangen.

3.1.1 Achtbeinige Laufroboter



Abbildung 3.1: Achtbeiniger Laufroboter namens *Oktavio* in Ruheposition bzw. M-Stellung.

Die Laufmaschine *Oktavio* ist ein modularer achtbeiniger Laufroboter in Ultraleichtbauweise mit dezentralen Rechenkernen. Er ist 130 cm lang, 100 cm breit, 35 cm hoch und wiegt 14,5 kg. Sein Gerüst besteht aus kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff (CFK – C für lat. *Carbon*) in Stecksystembauweise. Jedes Bein stellt ein Modul dar, das alle zur Funktion nötigen Komponenten, wie Antriebe, Sensoren, Batterien und Steuerelektronik beinhaltet. Die Beine sind mittels Flansch schraublos elektronisch und mechanisch mit

dem Körper, der lediglich die physische und elektrische Verbindung darstellt, gekoppelt.

Jedes Bein (siehe Abb. 3.2) hat fünf Gelenke, wovon drei motorgetriebene DOF darstellen. Die zwei weiteren Gelenke befinden sich am Fuß. Eines davon ist horizontal angeordnet und über zwei Riementriebe mit dem Oberkörper verbunden, wodurch es zwangsgeführt ist. Dieses Gelenk stellt sicher, dass der Fuß stets parallel zum Körper und somit auch näherungsweise parallel zum Boden geführt wird. Das fünfte Gelenk ist vertikal am Fuß platziert und gewährleistet die freie Drehbarkeit der Fußsohle, wodurch Reibung durch das Voranschreiten bei Bodenkontakt des Fußes vermieden wird.

Angetrieben wird Oktavio durch insgesamt 18 DC-Getriebemotoren (DC = Gleichspannung, engl. *direct current*). Jeweils einer befindet sich im vertikalen Schultergelenk, im horizontalen Schultergelenk sowie im Kniegelenk. Der Antrieb im horizontalen Schultergelenk verfügt über ein Planetengetriebe; die beiden anderen über jeweils ein Stirnradgetriebe.

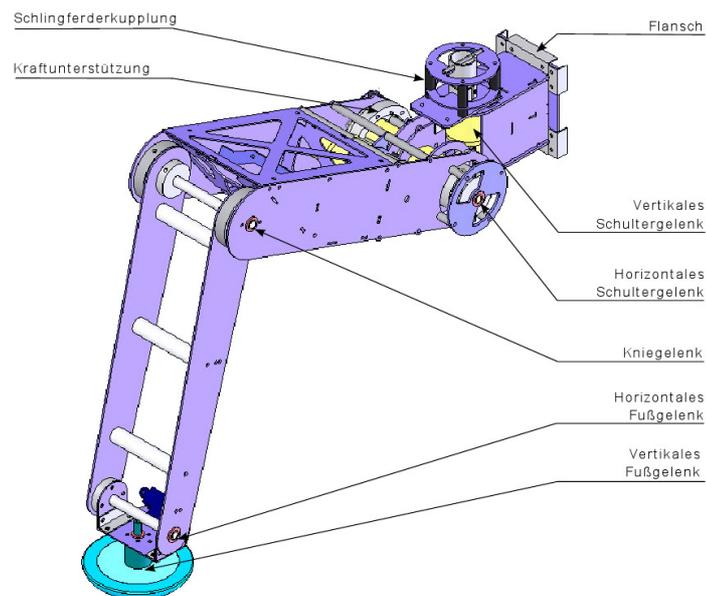


Abbildung 3.2: Konstruktionsdarstellung eines Beines des Laufroboters Oktavio. Es sind die fünf Gelenke wie auch Flansch, Schlingfederkupplung und Kraftunterstützung gekennzeichnet.

Alle Antriebe sind durch Schlingfederkupplungen gegen Überlastung gesichert. Diese Kupplung ermöglicht das Nachgeben des jeweiligen Gelenkes bei Überschreiten des maximalen Langzeitdrehmomentes des Getriebes bis hin zum maximalen Kurzzeitdrehmoment. Die zur Überlastung des Getriebes führende kinetische Energie wird in einer Dreh-

feder zwischengespeichert und bei Entlastung des Gelenks wieder als Bewegungsenergie abgegeben (siehe Abb. 3.3).

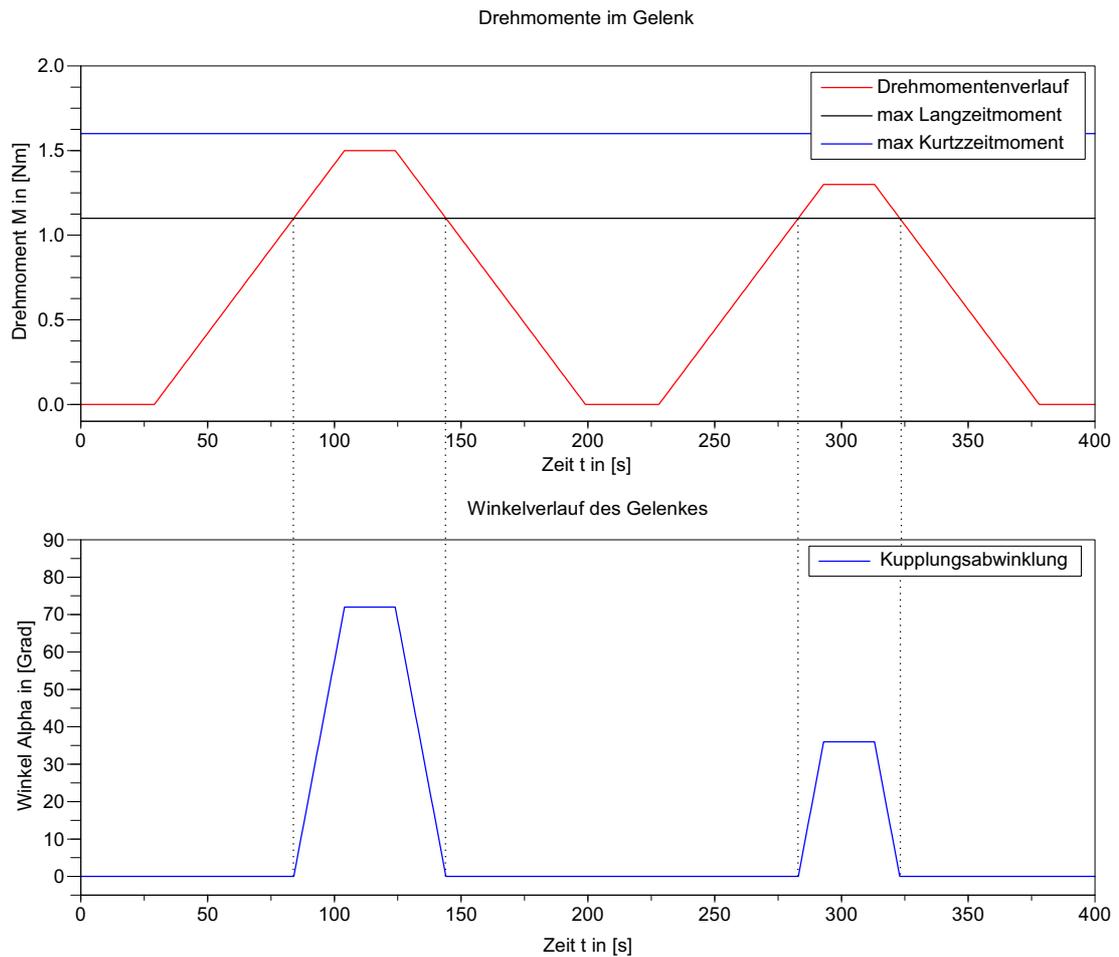


Abbildung 3.3: Im oberen Graphen ist eine von außen einwirkende Momentenbelastung schematisch dargestellt und der Arbeitsbereich der Kupplung gekennzeichnet. Im unteren Graphen ist der daraus abgeleitete Kupplungswinkel dargestellt.

Darüber hinaus wird das horizontale Schultergelenk, welches wegen seiner Anordnung mit das am meisten belastete ist, durch eine vorgespannte Drehfeder derart unterstützt, dass der Roboter in Ruheposition näherungsweise kraftlos verharren kann. Die Vorspannung ist je nach Nutzlast einstellbar.

Allgemein dient Oktavio der Erforschung neuronaler Regelmechanismen, als deren Vorbilder Insekten dienen. Da der Roboter modular aufgebaut ist, besteht die Möglichkeit, Topologien mit unterschiedlich vielen Beinen zu realisieren. Dafür ist lediglich ein neuer Körper mit der gewünschten Anzahl an Flanschen notwendig, an die sich die erforderlichen Beine anstecken lassen.

3.1.2 Sechsbeinige Laufroboter

Die am Forschungszentrum für Informatik Karlsruhe (FZI) in mehreren Generationen entwickelte Laufmaschine *Lauron III* (siehe Abb. 3.4) [GSB01], ist ein weiteres interessantes Roboterprojekt. Als Vorbild für Lauron III dient die, aus dem Hause der Phasmiden stammende, sechsbeinige Stabheuschrecke.

Der Roboter ist 70 cm lang, 70 cm breit und hat eine maximale Bodenfreiheit von 36 cm. Er wiegt 18 kg, wobei eine zusätzliche Beladung mit bis zu 10 kg möglich ist. Seine Höchstgeschwindigkeit beträgt $0,3 \text{ m/s}^{-1}$ ($1,08 \text{ km/h}^{-1}$). Die gesamte Laufmaschine besitzt 18 DOF, wobei jedes Bein mit drei davon ausgestattet ist. Die Gelenke werden durch DC-Getriebemotoren angetrieben und durch eine zentrale Energiequelle (24 V, 2.5 Ah) mit Strom versorgt. Die Getriebemotoren sind mittels Seilzüge oder Zahnriemen mit dem anzutreibenden Gelenk verbunden, was einerseits den Vorteil der platzsparenden Anbringung bietet und andererseits eine in diese Übertragung einzubettende weitere Übersetzungsstufe ermöglicht, wodurch der eigentliche Getriebemotor weniger Übersetzungsstufen benötigt und dadurch leichter wird.

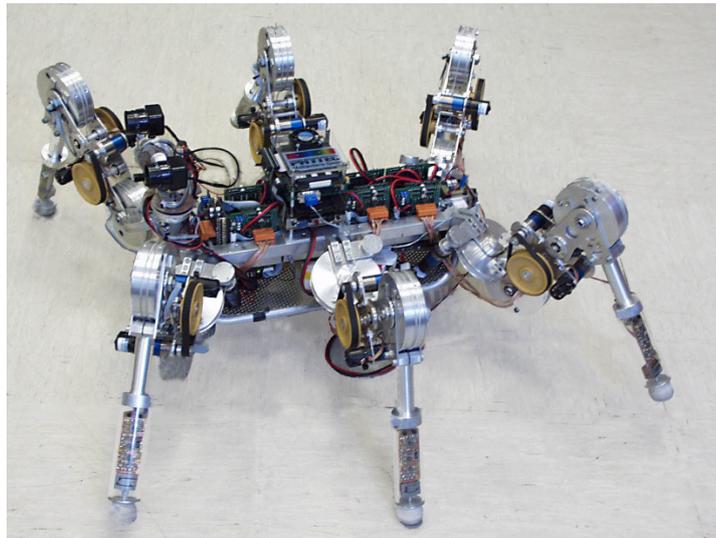


Abbildung 3.4: Darstellung des Laufroboters Lauron III. Quelle: [Lau08]

Eine Besonderheit von Lauron ist die durch die Stabheuschrecke inspirierte Architektur des Schultergelenks [CB95]. Diese ermöglicht eine, allein durch die Morphologie der Beine hervorgerufene günstige Bewegungstrajektorie, bei der durch das Bewegen des geneigten Schultergelenks der Fuß schräg auf den Boden aufsetzt, allmählich Kraft und Vorschub ausübt und dann wieder vom Boden abhebt.

Aufgrund des hohen Eigengewichts von Lauron III stellt diese Laufmaschine eine eher langsame Variante der existierenden Laufroboter dar.

Eine weitere am FZI entwickelte sechsbeinige Laufmaschine ist der Roboter *AirBug* (in Abb. 3.5 zu sehen), dessen Morphologie, wie bei Lauron III, an die Stabheuschrecke angelehnt ist [KAB02]. Der Körper von AirBug ist 85 cm lang, 60 cm breit und 25 cm hoch. Jedes seiner Beine besteht aus drei Segmenten: Coxa 9,4 cm lang, Femur 47 cm lang und Tibia 55 cm lang. Der gesamte Aufbau wiegt 31 kg.

AirBug wird durch insgesamt 48 Pneumatikmuskeln (wie in Abschnitt 2.1.1 beschrieben) angetrieben, die antagonistisch angeordnet sind. Die Muskeln werden mit 6 bar Druckluft betrieben, wofür – da AirBug nicht über einen Kompressor oder Pressluftbehälter verfügt – eine Leitung zu einer externen Druckluftquelle notwendig ist. Die elektropneumatische Ansteuerung geschieht mittels digitaler Pneumatikventile, die mit einer Steuerelektronik verbunden sind. Um die von den Antrieben ausgeübte Kraft zu messen, ist in jedem Muskel ein Drucksensor integriert. Zur Umrechnung des Drucks in Zugkraft wird hier nach dem McKibben-Prinzip [CH96] verfahren:

$$F = K_p \cdot P \cdot (l - l_{min}) \quad (3.1)$$

P ist der Innendruck des Pneumatikmuskels, K_p eine Konstante, die vom verwendeten Muskeltyp und dessen Steifigkeit abhängig ist, l die unbelastete Ausgangslänge des Muskels und l_{min} die Länge des Muskels bei maximaler Kontraktion.

Durch die nun bekannte Zugkraft kann leicht auf das Drehmoment im Gelenk geschlossen werden, wobei r_h der Rollendurchmesser ist, auf dem das Zugseil der Pneumatikmuskeln aufliegt.

$$M = (K_p \cdot P \cdot (l - l_{min})) \times r_h \quad (3.2)$$

Zur Winkelmessung der einzelnen Gelenke besitzt AirBug optische Absolutenkoder (beschrieben in Kapitel 3.2, Sensoren) mit einer Auflösung von 0,4 Grad.

Durch die Einbindung pneumatischer Muskeln in diese Maschine konnten Gelenkkräfte, Geschwindigkeit der Gliedmaßen und Ausfallsicherheit gegenüber elektrischen Antrieben, wie bei Lauron III, gesteigert werden. Hinzu kommen die elastischen Feder- und Dämpfungseigenschaften der Pneumatikmuskeln, die dem Roboter elementare Vorteile



Abbildung 3.5: Links: Sechsheiniger Laufroboter namens AirBug, ausgerüstet mit pneumatischen Muskeln. Quelle: [KAB02]

Rechts: Nahaufnahme eines Beins des Roboters AirBug. Zu sehen ist die Muskelstruktur am Oberschenkel, Seilzüge und die zur Steuerung der Muskeln nötigen Ventile und Pneumatikschläuche.

Quelle: [KAB02]

im Antriebssystem verschaffen. Jedoch ist AirBug an eine externe Pressluftquelle gebunden und besitzt somit nur einen geringen Aktionsradius. Darüber hinaus ist die Nutzung pneumatischer Systeme – wie im Abschnitt 2.1.1 bereits erwähnt – sehr geräuschintensiv.

3.1.3 Vierbeinige Laufroboter

Im AI-Labor der Universität Zürich (AI, engl. *artificial intelligence*) wird seit mehreren Jahren das Laufen als Fortbewegung an vierbeinigen Laufrobotern, wie dem in Abb. 3.7 links dargestellten Laufroboter, erforscht [S⁺07].

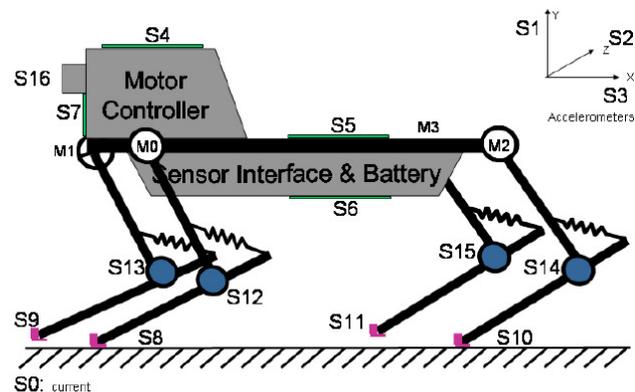
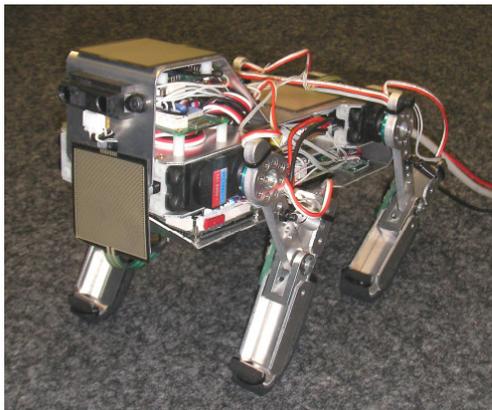


Abbildung 3.6: Im linken Bild ist der vierbeinige „Dog robot“ des Robotiklabors der Universität Zürich abgebildet. Auf der rechten Seite ist der Roboter schematisch dargestellt mit Kennzeichnung der Sensoren (S) und Motoren (M). Quelle: [S⁺07]

Diese Roboter zeichnen sich insbesondere durch einen simplen Aufbau der Beine aus. Jedes dieser Gliedmaßen besteht aus zwei Segmenten, die durch einen einzelnen Servomotor angetrieben werden. Die Antriebe befinden sich am Rumpf des Roboters und sind durch ihre Abtriebswellen fest mit dem oberen Segment des jeweiligen Beines verbunden. Beide Segmente eines Beines wiederum sind durch ein horizontales Gelenk mit einer Zugfeder verbunden. Die Feder ist in der Art angebracht, dass das untere Beinsegment zum oberen hin in einer gestreckten Position gehalten wird.

Steht der Roboter auf dem Boden, so winkeln sich die unteren Beinsegmente bis zum Gleichgewichtszustand zwischen den Federkräften und der Gewichtskraft des Aubaues an. Im Falle einer periodischen Laufbewegung werden die Stöße beim Aufsetzen jedes Beines am Boden durch die gefederten Beingelenke teilweise kompensiert. Dabei wird kinetische in potenzielle Energie umgewandelt und in den Zugfedern bis zum Abheben des Beines vom Boden, ähnlich eines Feder-Masse-Schwingers, gespeichert.

Bewegt der Roboter seine Beine in einer Frequenz, die der Eigenfrequenz des Feder-Masse-Systems gleich kommt, so kann eine große Schrittweite der Beine bei verhältnismäßig niedrigen motorischen Energieaufwand erreicht werden. Dies zeigt den hohen Nutzen bereits einfach aufgebauter Elastizitäten im Vorbewegungsapparat.

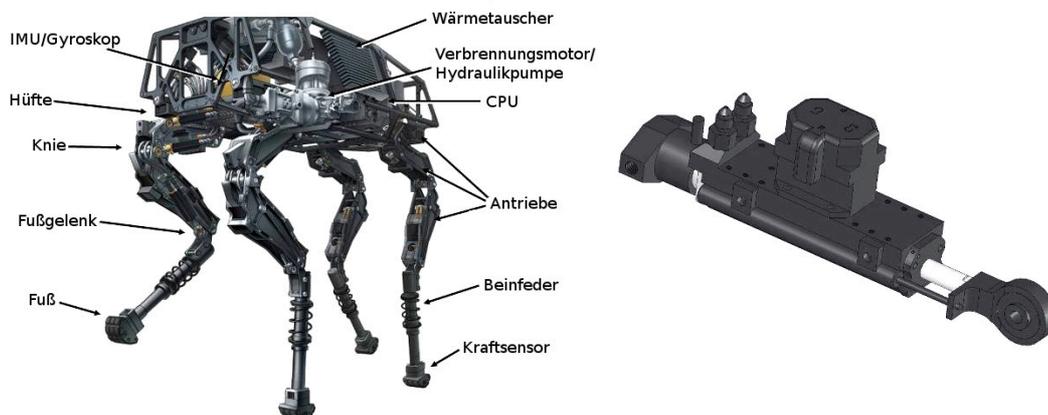


Abbildung 3.7: Links: Gesamtaufbau des Laufroboters *BigDog* mit Kennzeichnung wesentlicher Komponenten. Quelle: [R⁺08]

Rechts: Darstellung eines Hydraulikantriebes von *BigDog* mit Positionssensor an der linken Seite und Ventil auf der Oberseite.

Quelle: [BPR05]

Eine wesentlich komplexere Laufmaschine ist *BigDog* (Abb. 3.7 links) von Boston Dynamics ([BPR05], [R⁺08]). Dieser Roboter wurde für den Außeneinsatz im schwierigen Gelände und zum Transport von im Vergleich zum Körpergewicht hohen Lasten entwickelt. BigDog zeichnet sich insbesondere durch seinen extrem stabilen Gang aus, sowie durch die Fähigkeit, schwierige Hindernisse, wie z. B. Geröllhaufen, Eisflächen und starke Anstiege sicher zu überwinden. Seine Höchstgeschwindigkeit beträgt auf ebener Fläche 2 m/s^{-1} ($7,2 \text{ km/h}^{-1}$) und bei Laborbedingungen bis zu $3,1 \text{ m/s}^{-1}$ ($11,16 \text{ km/h}^{-1}$).

BigDog ist 110 cm lang, 30 cm breit, 100 cm hoch und wiegt unbeladen 109 kg. Jedes seiner vier Beine hat fünf DOF: Zwei in der Hüfte, ein Kniegelenk, ein Fußgelenk sowie eine passive Linearführung, die sich am Fuß befindet. Diese Lineareinheit ist durch eine Druckfeder vorgespannt und kann Stöße, die beim Auftreten des Fußes entstehen, kompensieren und die so gespeicherte Energie anschließend wieder abgeben.

Das Antriebsprinzip dieser Laufmaschine basiert auf einen doppelseitig wirkenden Hydraulikkolben mit verbesserten Gleiteigenschaften, wie in Abb. 3.7 rechts zu sehen. Alle Antriebe im Roboter sind gleich aufgebaut und verfügen über einen Positionssensor, einen Drucksensor wie auch ein servogetriebenes Hydraulikventil.

Zur Aufbereitung des für die Antriebe benötigten Hydraulikdruckes besitzt BigDog einen eingebauten Zweizylinder- und 15 PS starken Verbrennungsmotor, der mit einer Hydraulikpumpe verbunden ist. Der Verbrennungsmotor besitzt eine Wasserkühlung, dessen Wärmetauscher sich an der Seite des Roboters befindet.

Die Laufmaschine BigDog ist dank ihres hydraulischen Antriebssystems äußerst resistent gegenüber Schäden durch äußere Überlastung der Aktoren. Dank des federnden Fußaufbaus und einer ausgeklügelten Ansteuerung ist es ihr möglich, hohe Geschwindigkeiten zu erreichen und dennoch stabil zu laufen. Um jedoch die verwendeten Antriebssysteme beherrschen zu können, ist ein Höchstmaß an Präzision bei der Fertigung der Antriebs- teile sowie eine Vielzahl zum Betrieb wichtiger Komponenten, wie z. B. Kompressor, Verbrennungsmotor, Wärmetauscher, Ventile und dergleichen mehr notwendig. Nachteilig ist auch die hohe Lärmbelästigung, die der Verbrennungsmotor zur Folge hat.

3.1.4 Humanoide Roboter

Die im Neurorobotiklabor (NRL) an der Humboldt-Universität zu Berlin entwickelten humanoiden Laufroboter der A-Serie (Abb. 3.8) basieren auf einem Baukastensystem

des Herstellers ROBOTIS. Dieses System stellt eine einfach zu verwendende und kostengünstige Grundlage für den Bau verschiedenster Experimentalroboter dar. Für die Realisierung der A-Serie wurde das Baukastensortiment um weitere Module erweitert. Dazu gehören beispielsweise die Accelboards, von denen je acht Stück in einem A-Serie-Roboter integriert sind. Sie stellen die Grundlage der Ansteuerung dieser Roboter dar und verfügen für die Lageregelung über je einen 2D-Beschleunigungssensor. Darüber hinaus ist der Kopf mit einer CCD-Kamera ausgestattet, dessen Bilddaten in einem, am Rücken platzierten PocketPC ausgewertet werden. In Ausgangsposition ist ein A-Serie-Roboter 43 cm hoch und wiegt inkl. PocketPC 2,4 kg.

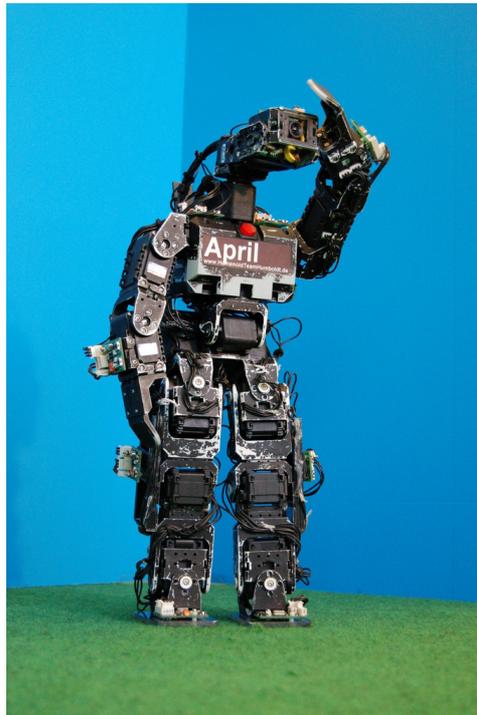


Abbildung 3.8: Humanoider Laufroboter der A-Serie namens *April*.
Foto: Matthias Kubisch

Ein A-Serie-Roboter besitzt 21 digitale Servomotoren, die direkt mit dem jeweils zu treibenden Gelenk verbunden sind (siehe Abb. 3.9 und Tabelle 3.1). Durch diese Bauweise sind keine weiteren leistungsübertragenden Getriebe, wie Zahnriemen oder Seilzüge notwendig. In jedem Servomotor ist ein Winkelsensor in Form eines Potenziometers eingebaut, der – wegen der direkten Verbindung – zugleich die Position des getriebenen Gelenkes bestimmt.

Die nötige elektrische Energie bezieht dieser Roboter aus drei am Körper verteilten

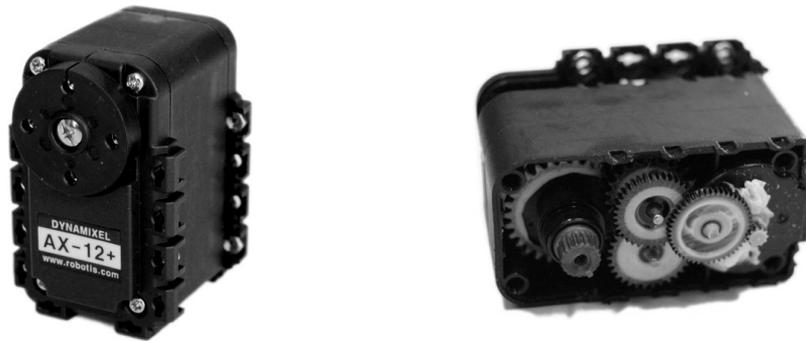


Abbildung 3.9: Links: Digitaler Servomotor Dynamixel AX-12 (Hersteller ROBOTIS).
Foto: Matthias Kubisch
Rechts: Servomotor AX-12 mit geöffneten Getriebedeckel und darunter liegendem Stirnradgetriebe aus Kunststoffzahnradern.
Foto: Matthias Kubisch

	AX-12
Gewicht in [g]	55
Arbeitsbereich in [°]	300
Max. Haltedrehmoment in [Ncm] bei 10V	165
Rotationsgeschwindigkeit in [Sek./60°]	0,196
Spannung in [V]	7 - 10
Max. Stromaufnahmen in [mA]	900
Auflösung in [°]	0,35
Arbeitstemperatur in [°C]	-5 ~ +85

Tabelle 3.1: Spezifikationen des Servomotors: Dynamixel AX-12

Litium-Polymer-Akkumulatoren, die zum Tausch und Wiederaufladen einfach aus ihren Halterungen herausgezogen werden können.

Im Laufe dieses Robotikprojektes wurden dank der Verwendung eines Baukastensystems unnötig komplexe Baugruppen durch einfache, auf den Roboter abgestimmte Teile ausgetauscht. Die Integration der hier beschriebenen Servomotoren als Antriebs- und Sensorsystem erfreut sich in vielen Robotikprojekten großer Beliebtheit. Dies liegt nicht nur am kompakten und leicht zu verbauenden Design, sondern auch an der einfachen Ansteuerung dieses Antriebs.

Einer der am weitesten entwickelten humanoiden Roboter ist ASIMO von Honda (Abb. 3.10). Seit 1986 liegt der Fokus der Roboterentwicklung bei Honda auf der Realisierung bipedaler Laufmaschinen [HO07]. Vor der Entwicklung von ASIMO, der sich mittlerweile in der zweiten Generation befindet, entstanden insgesamt zehn zweibeinige



Abbildung 3.10: Humanoider Laufroboter ASIMO von HONDA. Quelle: [Asi08]

Laufroboter in verschiedenen Evolutionsstufen, um die zweibeinige Fortbewegung zu verstehen und nachzubilden.

ASIMO ist 130 cm hoch und wiegt 52 kg. Er kann auf glatten Untergrund bis zu $0,8 \text{ m/s}^{-1}$ (3 km/h^{-1}) schnell laufen, wobei er kurzzeitig mit beiden Beinen vom Boden abhebt. Ferner ist er in der Lage, dank seiner feingliedrigen Hand Gegenstände zu greifen und zu manipulieren.

Insgesamt 34 DOF sind über die Gliedmaßen der neuesten Version dieses Roboters verteilt. Davon befinden sich je sechs Freiheitsgrade in den Beinen. Zum Antrieb der Gelenke werden Getriebemotoren, bestehend aus BLDC-Motoren und Harmonic Drive Getrieben verwendet. Diese Antriebskombination weist eine hohe Leistungsdichte sowie einen guten Wirkungsgrad auf. Speziell das Getriebe ist aufgrund seiner Funktionsweise in der Lage, große Drehmomente im Vergleich zum Eigengewicht abgeben zu können, was ein erfolgsentscheidendes Merkmal für die Funktion eines humanoiden Roboters darstellt.

ASIMOs differenzierte Lokomotion basiert auf einer langen Entwicklungszeit und der Bereitstellung großer finanzieller Mittel. Hier kommen kostspielige Antriebsprinzipien wie das Harmonic Drive zum Einsatz, deren Nutzung jedoch Projekten mit geringerem finanziellen Spielraum verwehrt bleibt. Da es sich hier um eine starre Antriebskette handelt, muss die in jeder Schwingungsperiode des Laufens auftretende

Energie durch die Motoren neu erzeugt werden. Diese Eigenschaft zeigt, dass auf der einen Seite auf hoch effiziente Antriebssysteme Wert gelegt wurde. Andererseits wird dabei verschwenderisch mit der erzeugten mechanischen Energie umgegangen.

3.2 Stationäre Systeme

Die nachfolgend erläuterten Projekte weisen genauso wie die zuvor beschriebenen Laufroboter erwähnenswerte Antriebsprinzipien auf. Dabei handelt es sich um einen stationären Roboterarm mit einem innovativen Antriebskonzept, sowie um zwei isoliert aufgebaute Antriebssysteme, die für die vorliegende Arbeit von Interesse sind.

Das folgende Projekt wurde an der technischen Universität Darmstadt entwickelt. Es handelt sich dabei um einen bionischen Roboterarm, der hinsichtlich hoher Positioniergenauigkeit, niedrigem Eigengewicht und redundanter elastischer Antriebe konzipiert wurde [K⁺05].

Jedes Gelenk wird hierbei durch zwei Getriebemotoren angetrieben (siehe Abb. 3.11 links). Einer davon stellt den Hauptantrieb des jeweiligen Gelenks dar und ist für schnelle Bewegungen des Armes zuständig. Dieser ist durch einen Seilzug mit dem zu treibenden Segment des Armes verbunden. Die beiden Seile, die von der Abtriebsrolle des Motors zum Gelenk verlaufen, sind, wie in Abb. 3.11 links zu sehen, durch seriell angeordnete Federn erweitert. Dadurch sind die Armsegmente elastisch mit den jeweiligen Motor verbunden. Der zweite Motor ist für langsame und exakte Bewegungen des Roboterarmes zuständig. Dieser Antrieb wird bei Erreichen eines durch den ersten Motor angefahrenen Zielwinkels mittels einer Elektromagnetkupplung (siehe Abb. 3.11 rechts) zugeschaltet und führt durch seine hohe Übersetzung die Feinausrichtung durch. Dieser Motor kann wesentlich leistungsschwächer ausgelegt werden, da der Hauptantrieb die Haltearbeit übernimmt.

Um das Gewicht des Roboterarmes zu senken, wurden die Seilenden nicht mit der Seillaufrolle des jeweiligen Gelenks verbunden, sondern bis zum jeweiligen Ende beider Armsegmente geführt und an dieser Stelle am Gerüst befestigt. Wird nun der Roboterarm durch eine Zuladung belastet, so werden die Armsegmente nicht auf Biegung, sondern nur auf Druck und die Seile auf Zug beansprucht. Diese Belastungen sind einfacher durch die vorliegende Gerüstbauweise abzuführen als Biegebeanspruchungen. In diesem Projekt wird eindrucksvoll gezeigt, wie mit einfachen Mitteln eine hohe Antriebsgüte erreicht werden kann. Zudem wurde hier der Unfallschutz durch die Ein-

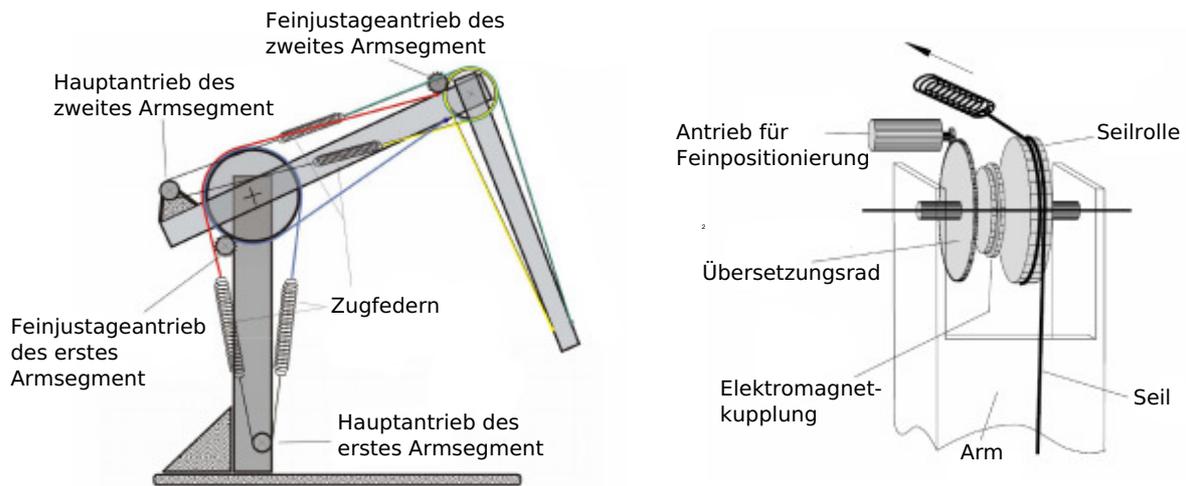


Abbildung 3.11: Links: Darstellung der Basismechanismen des biomechanischen Roboterarmes der Universität Darmstadt. Quelle: [K⁺05]
 Rechts: Aufbau des hybriden Antriebssystems des Roboterarms (Draufsicht). Quelle: [K⁺05]

kopplung von Elastizitäten im Antriebsstrang gegenüber Standard-Industrierobotern deutlich erhöht. Auch konnte dank der Seilzugtechnik und der Seilverläufe das Gewicht bei gleichbleibender Stabilität um bis zu 50% gegenüber Standardbauweisen reduziert werden [SK05].

In Abb. 3.12 links ist ein Linearantrieb zu sehen, der für die Verwendung in Laufmaschinen entwickelt wurde, aber auch in der Industrie zum Einsatz kommen kann [PK04]. Die Hauptkomponenten des Antriebes sind ein rotatorischer Servomotor, eine Kugelumlaufgewindespindel, Linearführungen mit einem Schlitten sowie eine federgelagerte Aufhängung dieses Schlittens.

Die Übersetzung der hohen Motordrehzahl in eine langsame lineare Bewegung geschieht durch die Gewindespindel. Da diese als Kugelumlaufvariante ausgelegt ist, sind die Verluste an dieser Stelle gering. Zudem gewährleistet diese Komponente einen spielfreien Lauf des damit verbundenen Schlittens. Dieser besteht aus zwei Segmenten. Eines ist mit der Mutter, die auf der Gewindespindel läuft, fest verbunden, und eines überträgt durch vorgespannte Druckfedern die Kraft vom ersten Segment auf das zu treibende Gelenk.

In Abb. 3.12 rechts ist zu sehen, wie sich die Federaufhängung bei verschiedenen Belastungen verhält. Ähnlich wie bei dem oben beschriebenen Roboterarm können durch diese Federaufhängung Stöße absorbiert sowie kinetische Energie gespeichert

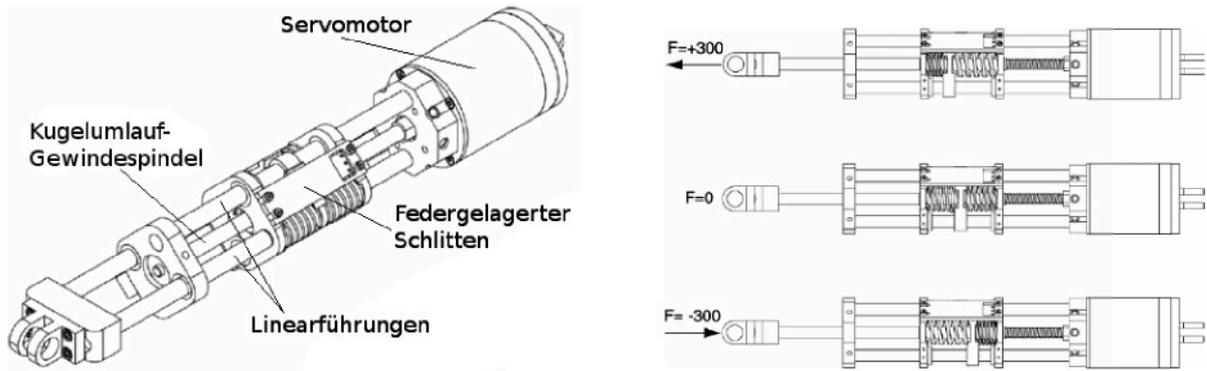


Abbildung 3.12: Links: Konstruktionszeichnung eines linearelastischen Antriebes für Laufmaschinen. Quelle: [PK04]
 Rechts: Darstellung dieses Antriebes in drei Belastungssituationen: Zug, unbelastet, Druck. Quelle: [PK04]

und wieder abgegeben werden. Jedoch ist dieser Aufbau aufgrund seines Gewichts für die Verwendung in mobilen Robotern weniger geeignet. Auch die Kosten eines solchen Antriebs sind wegen der hochpreisigen Einzelteile ein Faktor, der einer Verwendung im vorliegenden Projekt entgenspricht.

Im Robotikinstitut der Carnegie Mellon Universität Pittsburgh wurde die Einbettung einer dynamisch anpassungsfähigen Elastizität in den Antrieb eines Gelenkes vorgenommen [HCR05]. Als elastische Elemente wurden zwei Plattfedern genutzt (siehe Abb. 3.13), die mit einem Seilzugsystems verbunden sind.

Dieser Aufbau wird durch zwei Antriebe gesteuert. Einer ist für die Position des zu treibenden Gelenkes zuständig und einer reguliert die Vorspannung der Plattfedern und gibt somit die Steifheit des Gelenkes vor. Die elastischen Fähigkeiten des Antriebssystems werden durch eine komplexe Seilzugmechanik geprägt, um die Steifheit des Gelenks einstellen zu können. Dabei zeigt sich, dass Seile zur Kraftübertragung ein geeignetes Mittel darstellen. Wäre die vorliegende Mechanik mittels Riementriebe oder Zahnradgetriebe realisiert worden, so kann vermutet werden, dass der Aufbau weit weniger „schlank“ ausgefallen und zudem evtl. spielbehaftet wäre.

Die in Augenschein genommenen Projekte zeigen eine Vielzahl an Bauweisen von Antriebssystemen für Laufroboter. Darüber hinaus kann auch durch häufig zur Anwendung gekommene Bauweisen und Prinzipien auf wichtige Eckpunkte wie etwa die Notwendigkeit der Elastizität im Antriebsstrang geschlossen werden.

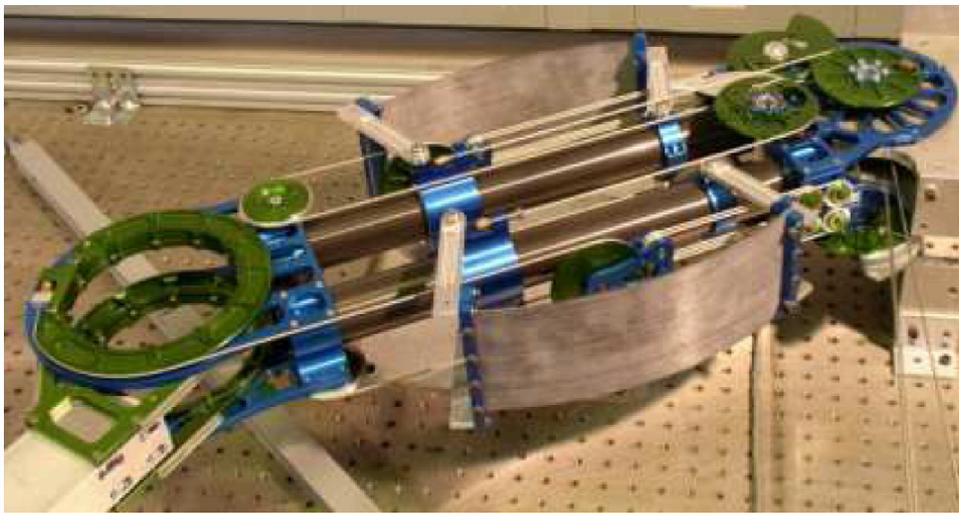


Abbildung 3.13: Bild einer Antriebsmechanik, mit deren Hilfe die Gelenksteifigkeit eines Gelenks dynamisch eingestellt werden kann. Quelle: [HCR05]

Kapitel 4

Entwicklung des Antriebskonzeptes

Auf Grundlage der vorangegangenen Betrachtung verschiedener Laufroboter und ihrer Antriebssysteme sowie stationärer Systeme wird nun ein neuartiges Antriebskonzept entworfen. Die Entwicklung des Konzeptes orientiert sich dabei an der Zielsetzung der vorliegenden Arbeit. Dafür werden die im Kapitel 2 (Grundlagen) erläuterten technischen und biologischen Prinzipien herangezogen. Es werden die Vor- und Nachteile beider Disziplinen erläutert und verglichen. Mittels der daraus entstehenden Resultate kann das Konzept für das zu entwickelnde Antriebssystem komplettiert werden.

4.1 Biologische Mechanismen

Auf Seiten der biologischen Antriebssysteme zeigt sich eine hervorragende Verschmelzung zwischen der Krafterzeugung, dem elastischen Verhalten wie auch der skelettalen Verbindung. Darüber hinaus ist das Kraft-Längen-Verhältnis des Skelettmuskels, wie im Hillschen Muskelmodell abgebildet, so ausgeprägt, dass in dem Bereich, in dem der Muskel seine Hauptarbeit leistet, auch die höchste Kraft zur Verfügung steht. Dagegen ist in den Randbereichen, die seltener genutzt werden und nicht mit großer Kraft ausgelegt sein müssen, die muskuläre Leistungsbereitschaft geringer. Dies zeigt, dass Muskeln ideal an ihre Aufgaben angepasst sind und dadurch kleiner und leichter ausfallen können, als wenn sie in allen Arbeitspunkten die gleiche Leistung bereitstellen müssten.

Zudem weisen biologische Antriebssysteme keinen „toten Gang“ (auch Getriebe-spiel genannt) auf, der in vielen industriellen Antrieben eine Begleiterscheinung ist. Statt dessen sind die biologischen Antriebe durch ihr viskoelastisches Verhalten geprägt, dessen Elastizitätswert durch höhere oder niedrigere Vorspannung der gegensätzlich arbeitenden Muskeln erhöht oder gesenkt werden kann. Um z. B. rasche oder kräftige Bewegungen auszuführen, werden nur die Muskeln aktiviert, deren Kontraktion eine

Bewegung in die gleiche (gewünschte) Richtung haben. Die entgegengesetzten Muskeln sind nicht unter Spannung und hemmen somit auch nicht die Bewegung (siehe auch Gleichung 2.11 \rightarrow große Summanden eines gleichen Vorzeichens). Wird jedoch eine langsame, präzise Bewegung benötigt, stehen alle Muskeln des betrachteten Gelenks unter Spannung. Durch leichte Differenzen der Aktivierungsstärke verschiedener Muskeln kann eine Bewegung mit hoher Steifigkeit ausgeführt werden. Die dabei erreichten Momente sind jedoch durch das gegensätzliche Arbeiten der einzelnen Muskeln geringer.

Ferner haben Muskeln und Sehnen durch ihre Elastizität den Vorteil, kinetische Energie speichern zu können. Diese Eigenschaft tritt besonders bei der Fortbewegung zutage, da es sich hier um periodische Bewegungen, ähnlich dem physikalischen Federmassependel, handelt. Besonders die Sehnen besitzen Wirkungsgrade von bis zu 90%. Solche Bänder befinden sich beispielsweise in der Fußregion des Kängurus. Die Energierückgewinnung bei dessen Lauf kann somit von Schritt zu Schritt, bei einer Geschwindigkeit von $7,8\text{m/s}^{-1}$, bis zu 65% betragen [Nac01].

Grundsätzlich zeigt sich auch, dass die Lasten eines Gelenkes sich auf mehrere parallel angeordnete Muskeln oder sogar Muskelgruppen verteilen. Als Beispiel hierfür besteht der Armbeuge-Muskel (*Musculus biceps brachii*) aus dem, im Abschnitt 2.2.2 beschriebenen, mehrköpfigen Skelettmuskel, der seinerseits aus zwei Muskelfaserbündeln besteht, die auf einer Seite mit der gleichen Sehne verbunden sind. Die Verteilung der Lasten ist vorteilhaft für eine homogene Einleitung der Zugspannungen auf das Skelett. Sie erweiterte auch die Bewegungseigenschaften des Gelenks durch Kombination verschieden ausgeprägter Muskeln.

Ein Nachteil vieler biologischer Antriebsmechanismen ist die Kurzzeitermüdung. Diese tritt abhängig von Muskeltyp und -belastung früher oder später auf und kann eine gleichbleibende Leistungsabgabe unterbinden. Zudem hängt diese Eigenschaft auch davon ab, wie trainiert der Muskel ist.

Auch muss der Organismus die für die Muskeln benötigte Energie selber durch Umwandlung der in der Nahrung enthaltenen Energie bereitstellen. Von der Nahrungsaufnahme bis zum Bereitstehen der Energie für die Muskeln kann dieser Vorgang, abhängig von Art der Nahrung und des Verdauungssystems, von ca. 20 min bis zu mehreren Stunden dauern.

4.2 Technische Mechanismen

Ein Vorteil technischer Mechanismen ist, im Vergleich zu biologischen Mechanismen, deren sehr geringe Kurzzeitermüdung. Dies gilt, wenn die Antriebe innerhalb ihrer Leistungsgrenzen genutzt werden und sich z. B. nicht zu stark erhitzen.

Da die für den Antrieb bereit zu stehende Energie nicht von einem lebenden Organismus erzeugt werden muss, ist es möglich, eine lokale Energiequelle entweder zu wechseln oder neu zu befüllen. Je nach Art der Energie und des Speichers kann ein Wechsel oder das Aufladen des Speichers schnell erfolgen. Dies ist besonders für den Dauereinsatz von Vorteil.

Häufig sind technische Antriebe starr mit den zu treibenden Teilen verbunden. Das hat zum einen die Folge, dass durch eine *reine* Steuerung eine gewünschte Position angefahren werden kann, ohne dass eine Positionsrückmeldung notwendig ist. Zum anderen werden ungewünschte Schwingungserscheinungen vermieden oder treten nur im erhöhten Frequenzbereich auf. Jedoch ergibt sich dadurch der Nachteil, dass, wenn die Bewegung periodisch (schwingend) ist, ein hoher Energieeinsatz nötig wird. Grund dafür ist, dass die zur Schwingung nötige Energie abhängig vom Aufbau der Gerätschaft in jeder Periode vom Antrieb neu erzeugt werden muss.

Viele technische Antriebe, wie z. B. Elektromotoren, Pneumatikzylinder und Hydraulikzylinder können Kräfte oder Momente in zwei Bewegungsrichtungen ausüben. So ist für ein Gelenk nur ein Antrieb notwendig. Dadurch kann ein Antrieb gleicher Leistungsstärke eingespart werden.

Sobald Getriebe als Verbindungsglied oder zur Übersetzung zwischen Antrieb und Abtrieb geschaltet werden, kann es abhängig von Aufbau und Qualität des Getriebes zum, meist unerwünschten, „toten Gang“ kommen. Dieser ist durch einen Sprung in Winkel oder Länge bei Lastwechsel gekennzeichnet (siehe Abb. 4.1). Soll der Antrieb beispielsweise eine Last in einem instabilen Zustand balancieren, müssen häufig kleine Ausgleichsbewegungen gemacht werden, die sich im Bereich des Lastwechsels befinden. Das kurzzeitige Anfahren mit Richtungswechsel des Antriebes benötigt eine hohe Leistung, da bei jeder Beschleunigung die Trägheit des Antriebsstranges überwunden werden muss.

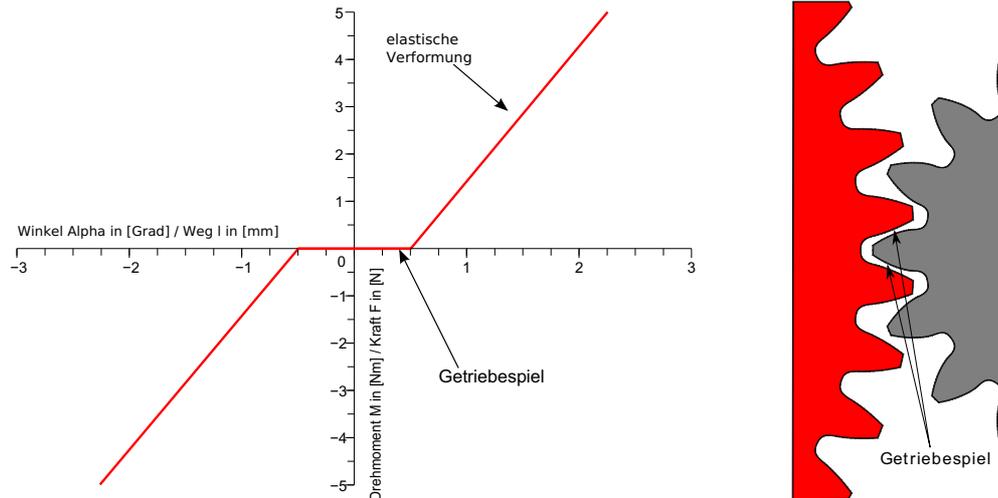


Abbildung 4.1: Links: Schematischer Momenten-/Kraftverlauf beim Getriebeispiel im Lastwechselbereich. Rechts: Abbildung eines Zahnradpaares, in dem auf das Getriebeispiel verwiesen ist.

4.3 Technische Umsetzung

Durch Betrachtung der Erfordernisse für das zu entwickelnde Antriebssystem können die folgenden Vorteile aus biologischen und technischen Antrieben gewonnen werden.

Vorteile biologischer Antriebe:

- Elastizitäten im Antriebsstrang
- Einstellbare Steifigkeit
- Spielfrei
- Verteilte Lasten
- Nichtlineares Kraft-Positionsverhältnis

Vorteile technischer Antriebe:

- Geringe Ermüdungserscheinungen
- Schnell zuführbare Energie
- Können Kräfte und Momente in gegensätzliche Richtungen ausüben

Hinsichtlich der unerwünschten Eigenschaft, dass Antriebe mit einer translatorischen Hauptbewegung mehr Platz benötigen, da sie für ihre Bewegung einen gewissen Raum brauchen, der nicht anderweitig genutzt werden kann, scheiden diese Antriebe für die Verwendung im Antriebssystem aus. Im Anschluss werden also nurmehr rotatorisch arbeitende Antriebe betrachtet. Zudem ist eine rotatorische Hauptbewegung durch das Antriebssystem herzustellen, was zur Folge hat, dass die Umwandlung einer translatorischen in eine rotatorische Bewegung bei der Verwendung von Linearantrieben entfällt.

Um Spielfreiheit zu gewährleisten, können Direktantriebe genutzt werden, die bei der Verwendung ohne Getriebe jedoch zwangsweise koradial mit dem zu treiben Gelenk verbunden sein müssen. Es besteht auch die Möglichkeit, sehr präzise gefertigte und somit kostenintensive Getriebe in Verbindung mit einem Motor als *Einzelantrieb* für ein Gelenk zu nutzen. Da der hohe Kostenpunkt nicht der Zielsetzung entspricht, wird eine weitere Variante vorgestellt. In ihr beruht Spielfreiheit auf der parallelen Anordnung mehrerer Antriebsstränge, die zur Leistungswandlung und Leistungsübertragung Getriebe nutzen. Durch Überlagerung phasenverschobener Lastwechselbereiche kann, wie in Abb. 4.2 dargestellt, Spielfreiheit gewährleistet werden.

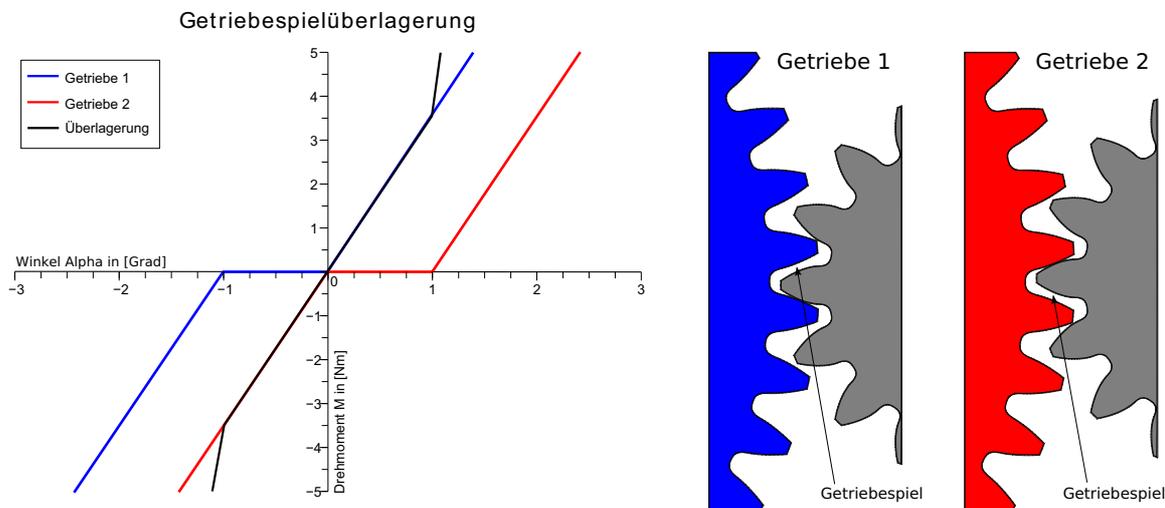


Abbildung 4.2: Links: Schematischer Momentenverlauf im Lastwechselbereich bei Überlagerung zweier Getriebe mit Getriebespiel. Rechts: Abbildung zweier Zahnradpaare, in denen auf die Verteilung des Getriebespiels verwiesen ist, wie es im Punkt 0,0 im Graphen links vorherrscht.

Ist jedes dieser Antriebsmodule noch dazu mit einer Drehelastizität verbunden, können dem Gesamtantrieb elastische Eigenschaften verliehen werden. Durch asynchrone

Bewegungen der einzelnen Antriebsmodule werden deren Drehelastizitäten mehr oder weniger unter Vorspannung gesetzt. Infolgedessen können Effekte aus der Positionüberlagerung der einzelnen Antriebsstränge und dadurch resultierend ein zusätzliche Übersetzungseffekt genutzt werden (siehe Abb. 4.3). Das bedeutet z. B., dass bei zwei parallel geschalteten Antriebssträngen und Stillstand eines Antriebsstranges sowie Drehung des Zweiten, sich die Hauptabtriebswelle mit der halben Drehgeschwindigkeit des zweiten Antriebsstranges bewegt.

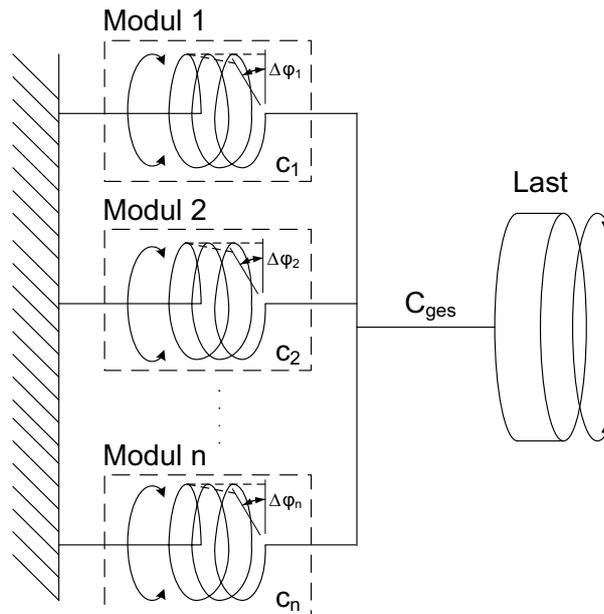


Abbildung 4.3: Schematischer Aufbau parallelgeschalteter Antriebsmodule mit Drehelastizitäten.

Die durch Parallelschaltung entstehende Elastizitätskonstante C_{ges} lässt sich durch die Einzelelastizitäten c wie folgt berechnen:

$$C = \frac{M_{max}}{\varphi_{max}} \quad (4.1)$$

$$C_{ges} = \sum_{i=1}^n c_i \quad (4.2)$$

Durch die Einbindung mehrerer Antriebsstränge wird zudem die am Gelenk erforderliche Last auf verschiedene Bereiche des Skelettes verteilt. Da im Allgemeinen rotatorische Antriebe in jeder Winkelposition das gleiche Moment aufbringen können, kann eine

„Nichtlinearisierung“ durch ein nachgeschaltetes Getriebe erzeugt werden.

Das aus den vorangegangenen Einzelfunktionen entwickelte Antriebskonzept ist in Abb. 4.4 grafisch dargestellt. Im linken Strukturbaum ist der Gesamtaufbau des Antriebssystems, von der Robotersteuerung bis zum zu treibenden Gelenk, aufgelistet. Im rechten Teil der Abbildung wird ein parallel geschalteter Antriebsstrang näher betrachtet. Grundsätzlich können beliebig viele Antriebsstränge zusammenschaltet werden. Dies ermöglicht es, mit standardisierten Modulen das gesamte Antriebssystem hinsichtlich seiner Leistung einfach skalieren zu können. Außerdem ergibt sich daraus die Möglichkeit, die einzelnen Antriebsstränge, die jeweils im Vergleich zu einem großen Antriebsstrang ein geringeres Volumen einnehmen, besser verlagern zu können.

Das Antriebssystem verfügt über eine Steuerelektronik, die imstande ist, Sensorwerte auszulesen und die Motoren durch ein Leistungsmodul anzusteuern. Sie kann Signale von einer übergeordneten Robotersteuerung empfangen oder an sie senden.

Jeder Antriebsstrang beinhaltet einen Motor, welcher die gespeicherte Energie in kinetische Energie umwandelt. Dieser ist zur Drehzahlwandlung mit einem Getriebe verbunden. Um das Getriebe vor einer Überlastung zu schützen, ist ihm eine Überlastkupplung nachgeschaltet. Um die Position jedes einzelnen Antriebsstranges zu erfassen, befindet sich an dieser Stelle ein Winkelsensor, der die Positionswerte an die Steuerelektronik übermittelt. Im Anschluss daran befindet sich eine Drehelastizität, zur Speicherung kinetischer Energie wie auch um das Getriebeispiel durch Phasenverschiebung aufheben zu können. Der Abtrieb stellt zugleich die Verbindungskomponente aller Antriebsmodule dar und koppelt die einzelnen Leistungen auf einen nachfolgenden Abtriebsstrang ein.

Da nicht in allen Laufmaschinengelenken stark nichtlineare Verhaltensweisen benötigt werden, kann an dieser Stelle zwischen der Einbindung eines stufenlosen Getriebes (siehe Abb. 4.4 Strang a) oder einer direkten Verbindung (siehe Abb. 4.4 Strang b) gewählt werden.

Der Abtrieb des Antriebssystems ist direkt mit dem zu treibenden Robotergelenk und einem Winkelsensor verbunden. Durch die Einbindung der beschriebenen Drehelastizitäten kann durch die Winkeldifferenz von Antriebsmodul φ_{Mod} zu Abtrieb φ_{Ab} mittels des Hookschen Gesetzes auf das Drehmoment jedes Modules M_{Mod} , wie auch auf das Abtriebsmoment M_{Ab} des Gesamtmoduls geschlossen werden.

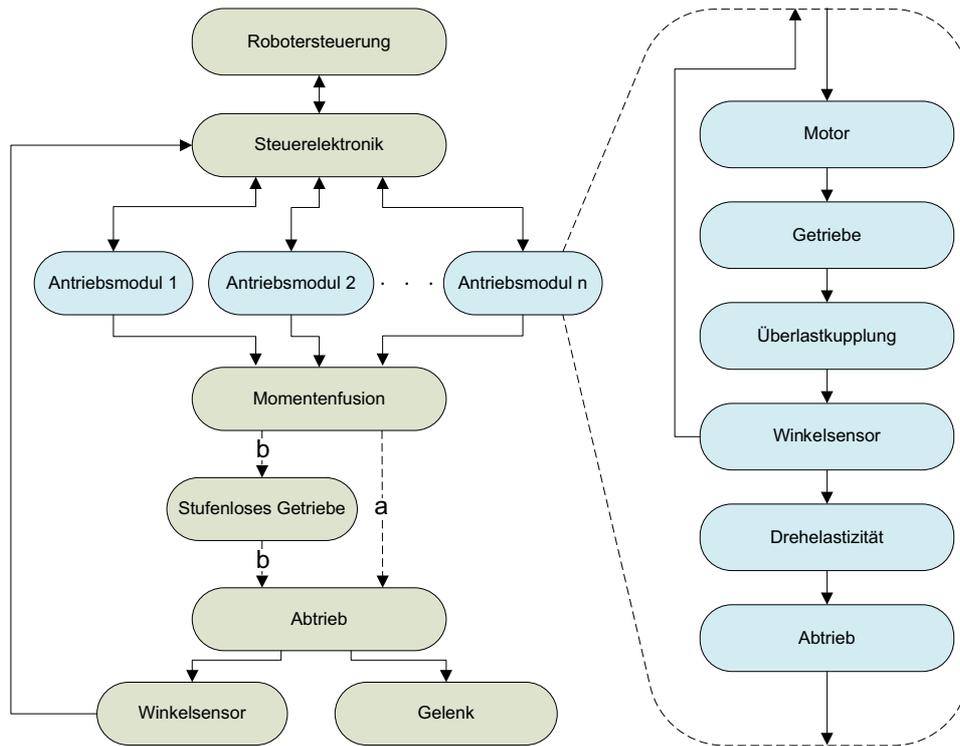


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung des Antriebssystems. Links die gesamte Funktionskette und rechts der verdeutlichte Aufbau eines mehrfach parallelgeschalteten Moduls.

$$M_{Mod,i} = (\varphi_{Mod,i} - \varphi_{Ab,i})c_i \quad (4.3)$$

$$M_{Ab} = \sum_{i=1}^n M_{Mod,i} \quad (4.4)$$

Um die in der Zielsetzung aufgelisteten weiteren Eigenschaften des Antriebssystems erfüllen zu können, wird im folgenden Kapitel eine Auswahl in Frage kommender Einzelkomponenten aufgelistet und verglichen. Die Komponenten, die sich für geeignet herausstellen, werden in den nachfolgenden Kapiteln für den Gesamtantrieb in Kombination gesetzt.

Kapitel 5

Auswahl der Komponenten

Die Auswahl der geeigneten Einzelkomponenten des Antriebssystems wird nicht nur aus der isolierten Betrachtung der einzelnen Elemente, sondern auch aus ihrer Kombinationsfähigkeit untereinander resultieren. So müssen beispielsweise, wie die vorangegangene Betrachtung zeigte, alle mechanischen wie auch elektromechanischen Komponenten in ihrer Arbeitsweise auf rotatorische Bewegungen ausgerichtet sein. Aber auch das elektronische Leistungsmodul wird in Abhängigkeit des gewählten Antriebsprinzips ausgelegt.

5.1 Elektromechanische Komponenten

Diese Komponenten verbinden elektronische mit mechanischen Eigenschaften. Zu ihnen werden das Antriebsprinzip und die Sensoren gezählt. Sie stehen auch in Verbindung mit den elektronischen Schnittstellen und stellen Daten bereit oder empfangen Signale. Auf der mechanischen Seite ist darauf zu achten, dass die Komponenten ein niedriges Gewicht und günstige Abmaße haben.

5.1.1 Antrieb

Die Qualitäten der einzelnen Antriebsprinzipien sind in der Tabelle 5.1 sowohl hinsichtlich ihrer Nutzung für Laufroboter, wie auch auf die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit bezogen, vereinfacht dargestellt. Die Gegenüberstellung der einzelnen Prinzipien dient der Hilfestellung bei der Auswahl des Antriebsprinzips für das zu entwickelnde Antriebssystem.

Pneumatische wie auch hydraulische Antriebsprinzipien zeichnen sich durch ihre gute Ausfallsicherheit, großen Momente und hohe Leistungsdichte, wie in Tabelle 5.1 aufgelistet, aus. Jedoch sind sie besonders wegen ihres aufwendig aufzubereitenden Arbeitsmediums, wie auch der umständlichen Steuerung durch Ventile, für den Einsatz

	<i>Pneumatikzylinder</i>	<i>Pneumatikmuskel</i>	<i>Hydraulikantriebe</i>	<i>DC-Motoren</i>	<i>BLDC-Motoren</i>	<i>Direktantriebe</i>
Leistungsdichte	●●●	●●●●	●●●●	●●	●●●	●●
Kraft/Moment	●●●	●●●	●●●●	●	●	●●
Niedrige Komplexität	●●●	●●	●	●●●	●●●	●●●●
Einfache Energiebereitstellung	●●	●●	●	●●●●	●●●●	●●
Regelgüte	●	●●	●●●	●●●	●●●●	●●●●
Robust	●●●	●●●●	●●●	●	●●	●●●
Niedriger Steueraufwand	●	●	●	●●●●	●●●	●●●
Niedriger Preis	●●	●●●	●	●●●	●●●	●
Wirkungsgrad	●●	●●●	●●	●●●	●●●●	●●●●

Tabelle 5.1: Qualitativer Vergleich der für das Antriebssystem relevanter Eigenschaften, dargestellter Antriebe.

● = schlecht, ●● = mittel, ●●● = gut, ●●●● = sehr gut

im zu entwickelnden Antriebssystem ungeeignet.

Elektromotoren haben hingegen den Vorteil, dass sie, gleich ihrer Ansteuerung, mit elektrischer Energie arbeiten und somit eine verlustbehaftete Energieumwandlung entfällt. Dazu sind sie häufig als rotatorische Antriebe ausgelegt, was den Vorgaben des Antriebssystems entgegen kommt.

Somit kommen noch DC-Motoren, BLDC-Motoren wie auch Direktantriebe infrage. DC-Motoren bedürfen keine aufwendige Steuerelektronik, jedoch sind sie hinsichtlich ihrer Leistungsdichte nicht so kompakt wie BLDC-Motoren und arbeiten nicht so effizient wie BLDC-Motoren oder Direktantriebe. Dazu kommen die durch den Kommutator verursachten Verschleißerscheinungen und Störsignale.

Direktantriebe dagegen kommen, wie die BLDC-Motoren, ohne Kommutator aus, benötigen jedoch eine etwas komplexere Ansteuerungselektronik. Dieser Nachteil kann jedoch hinsichtlich der hervorzuhebenden Ausfallsicherheit, Regelgüte und Wirkungsgrad in Kauf genommen werden.

Der Direktantrieb ist wegen seines besseren Verhältnisses von M/n und dem dadurch nicht zwangsweise benötigten Übersetzungsgetriebe anwendungsfreundlicher. Sein hohes Moment resultiert jedoch entweder aus einem großen Motordurchmesser, da das Haltemoment quadratisch mit dem Radius des Motors zunimmt oder aus hohen magnetischen Kräften, wie bereits im Abschnitt 2.1.3 erwähnt. Diese werden durch hohe elektrische Ströme erzeugt. Da Akkumulatoren mit hoher Energiedichte wie z. B. Litiumionen- oder Litiumpolymerakkumulatoren hinsichtlich der zu beziehenden Ströme begrenzt sind, wie auch der zur Verfügung stehende Bauraum, sind hier BLDC-Motoren zu bevorzugen. Hinzu kommt der erhöhte Leitungsverlust hervorgerufen durch die gesteigerten Motorströme.

Der BLDC-Motor ist entgegen dem Direktantrieb ein in kleinen Baugrößen von ca. 20 mm Außendurchmesser standardisiertes Produkt, das in einer großen Sortimentbreite kostengünstig angeboten wird. Daneben sind seine Grundkomponenten (siehe Abb. 5.1) auch einzeln gut beziehbar. Dadurch lässt sich dieser Motortyp ideal auf eine spezielle Anwendung hin anpassen.

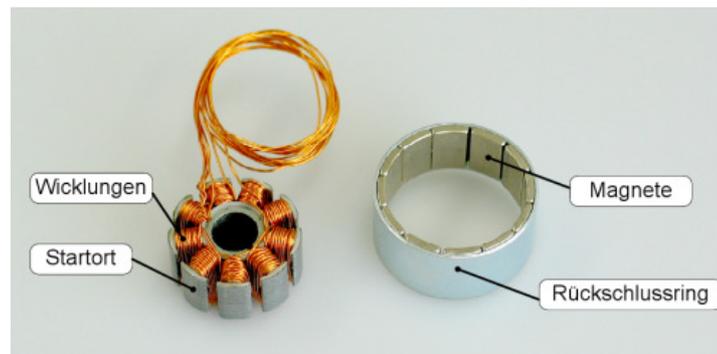


Abbildung 5.1: Abbildung der grundlegenden Komponenten eines BLDC-Motors

Da das Verhältnis von M/n noch ungeeignet für den Antrieb ist, muss ein Getriebe für die nötige Übersetzung nachgeschaltet werden. Dieses, wie auch die Auswahl der geeigneten Motorsteuerung, wird in den Abschnitten 5.2.1 und 5.3.1 erläutert.

5.1.2 Sensor

Sensoren werden an zwei Stellen des Antriebs zur Winkelmessung benötigt. Diese befinden sich an der Position des zu treibenden Gelenks und nach jedem Getriebe (siehe Abb. 4.4). Um den mechanischen Aufwand gering zu halten, ist es sinnvoll, dass die Sensoren einen Hohlachsaufbau aufweisen. Ansonsten müssten sie an den Enden der zu

messenden Gelenke und Wellen angebracht werden, was sich besonders im Gelenksbereich aufwendig darstellen würde. Um nach Inbetriebnahme des Antriebes den Sensor nicht kalibrieren zu müssen, ist es ebenfalls von Vorteil, wenn die Sensoren den Absolutwert bereitstellen. Drei Sensorprinzipien kommen in die nähere Betrachtung:

- Optische Sensoren
- Potenziometer
- Kapazitive Sensoren

Optische Sensoren arbeiten im Allgemeinen mit einer Lichtquelle, die auf eine gerasterte Scheibe oder Band strahlt. Bei dem in Abb. 5.2 dargestellten System ist ein Bandmaßstab, der mit einem Strichgitter bedruckt ist, eingesetzt. Trifft der Lichtstrahl auf einen lichtdurchlässigen Bereich, strahlt er anschließend auf einen lichtempfindlichen Widerstand (Fotowiderstand). Wird der Bandmaßstab relativ zur Lichtquelle bewegt, wird der Lichtstrahl unterbrochen. Das Ergebnis ist ein digitales Signal, das bei einreihigen Streifengittern eine inkrementelle Positionsmessung zulässt. Wird ein absoluter Messwert benötigt, werden mehrere verschiedene Streifengitter untereinander (wie in Abb. 5.2 zu sehen) angelegt. Zur Abtastung jedes einzelnen Streifengitters ist je ein Fotowiderstand nötig. Durch die Codierung der Streifengitter untereinander kann dann auf die absolute Position geschlossen werden.

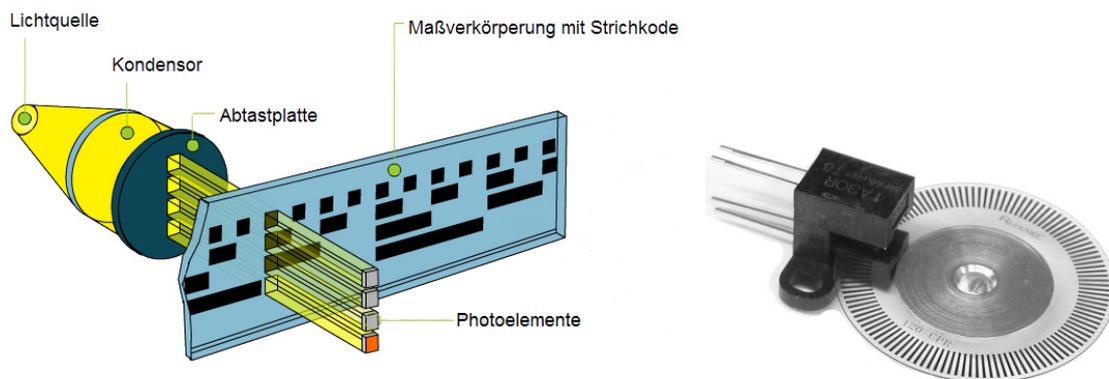


Abbildung 5.2: Links: Abbildung der Grundkomponenten eines optischen Positionssensors. Quelle: [Hei08]. Rechts: Aufbau eines einfachen optischen Drehgebers mit Rasterscheibe und Abtastkopf. Quelle: [Opt08].

Analog zum hier dargestellten linearen Messaufbau, können die Streifengitter auch in einer Kreisbahn zur Winkelmessung verlaufen. Um einen großen Messbereich und eine hohe Auflösung in Winkel oder Länge absolut zu erfassen, werden viele Fotowiderstände

und Streifengitter mit hoher Streifendichte benötigt. Dadurch wird die Herstellung des Sensors aufwendig und kostenintensiv.

Potenzimeter stellen die Positionsinformation in Form eines analogen und somit absoluten Widerstandswertes bereit. Sie bestehen aus einer Widerstandsfläche, die an ihren Enden mit einer Spannungsquelle verbunden ist (siehe Abb. 5.3).

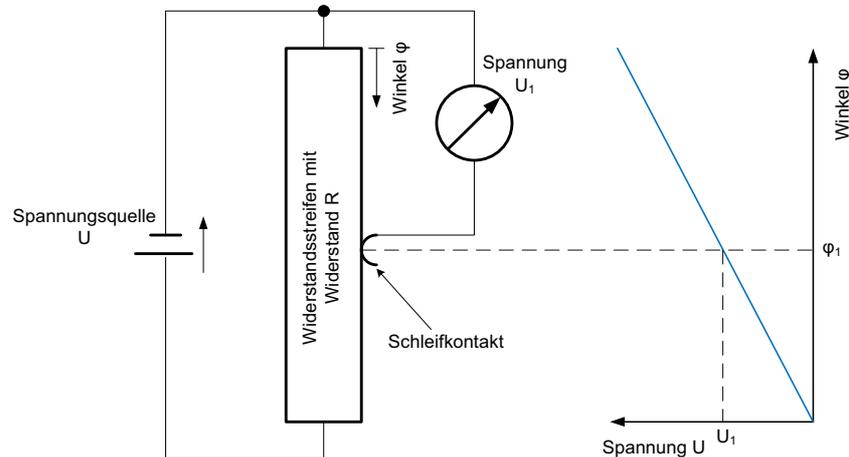


Abbildung 5.3: Prinzipdarstellung eines Potenziometers. Links ist der grundlegende Aufbau schematisch dargestellt und rechts der zum Winkel proportionale Spannungsverlauf.

Durch Abgreifen einer Spannung mittels Schleifkontakt kann mit der Spannungsteilerregel [LBL93, S. 26]

$$\frac{U}{U_1} = \frac{R}{R_1} \implies \frac{U}{U_1} = \frac{\varphi}{\varphi_1} \quad (5.1)$$

auf die momentane Position des Schleifers geschlossen werden. Allgemein stellen Potenziometer eine günstige Alternative zu optischen Drehgebern dar. Durch mechanische Abtastverfahren unterliegen Potenziometer jedoch einem Verschleiß der Widerstandsfläche. Dieser kann u. a. zu positionsabhängigen Aussetzen des Signals und Nichtlinearisierung des Widerstandsstreifen führen. Um diesen Eigenschaften vorzubeugen, werden hochwertige Widerstandsmaterialien auf Kunststoffbasis verwendet, wodurch der Preis eines langlebigen Potenziometers wieder ansteigt. Darüber hinaus sind diese Sensoren als Hohlachsausführung verfügbar, wobei der Hohlachsdurchmesser bei Standardartikeln meist im Bereich von 6 mm liegt und somit zu klein für die vorliegende Anwendung ist.

Kapazitive Sensoren bestehen aus einem oder mehreren einstellbaren Kondensatoren. Die Änderung der Kapazität eines Kondensators ist abhängig von dessen Aufbau. Für Drehgeber sind Plattenkondensatoren von Vorteil. Dessen Kapazität lässt sich nach folgender Gleichung berechnen [LBL93, S. 46 ff.]:

$$C = \frac{\epsilon_0 \epsilon_r A}{d} \quad (5.2)$$

Die Komponente ϵ_r ist eine materialspezifische Dielektrizitätszahl des Isolators, der zwischen den Kondensatorplatten liegt. ϵ_0 ist die Dielektrizitätskonstante des Vakuums, A die wirksame Plattenfläche und d der Abstand beider Kondensatorflächen. Die Kapazität, die gleichzeitig das Messsignal darstellt, lässt sich einfach durch Veränderung des Abstandes der Kondensatorplatten oder durch Änderung der wirksamen Oberfläche regulieren.

In dem von Dr. Manfred Hild und Christian Benckendorf entworfenen kapazitiven Sensor wird über die Änderung der wirksamen Plattenfläche von zwei Plattenkondensatoren eine winkelabhängige Kapazität erzeugt. Abb. 5.4 zeigt die zwei Basiselemente des Sensors. Auf dem linken Element sind die Anschlüsse zur auswertenden Elektronik angebracht. Das rechte Element dient zur Übertragung und Regelung der Kapazitäten und wird mit der zu messenden Achse / Welle verbunden. Dieses Element benötigt keine Verbindungen mit der Auswertelektronik, wodurch die Ausfallsicherheit durch nicht nötige Leitungen enorm gesteigert werden kann. Im eingebauten Zustand liegen die beiden Elemente mit den Kupferseiten zueinander koradial. Dazwischen befindet sich eine Isolatorschicht, die das Dielektrikum der Kondensatoren darstellt.

Durch das Vorhandensein zweier Kondensatoren und ihre Anordnung ist es möglich, volle 360° absolut zu erfassen. Da beide Teile aus standardisiertem Leiterplattenmaterial bestehen, ist eine anwendungsbezogene Auslegung, wie z. B. als Hohlchsausführung, einfach zu realisieren. Da die erzeugten Kapazitäten im Femtofaradbereich (10^{-15} Farad) liegen, ist dieser Sensor anfällig gegenüber äußeren Einflüssen und wird daher durch zwei geerdete Flächen, die links und rechts von den Basiselementen liegen, isoliert.

Der Aufbau dieses Sensors besteht aus einfachen Teilen, die in Eigenfertigung hergestellt werden können. Dieser Vorteil gepaart mit einem nahezu verschleißfreien Arbeiten des Sensors, sowie dem niedrigen Kostenpunkt ist ausschlaggebend für den Einsatz dieses Sensorprinzips im vorliegenden Antriebssystem.

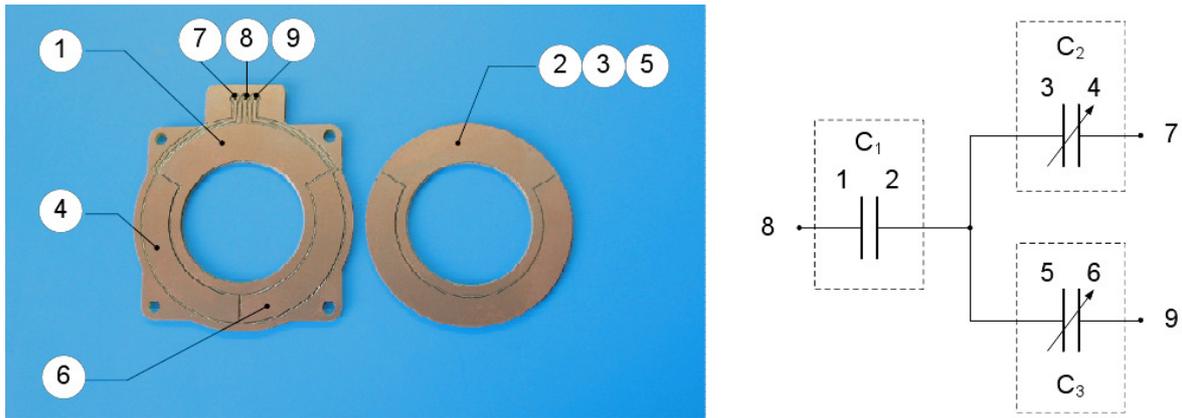


Abbildung 5.4: Das Bild links zeigt die zwei Basiselemente des kapazitiven Sensors und die Anordnung seiner Kondensatorflächen. Auf der rechten Seite ist Verbindung der einzelnen Kapazitäten als Schaltplan dargestellt.

5.2 Mechanische Komponenten

Zu den mechanischen Komponenten gehören: das Getriebe, die Überlastkupplung, die Drehelastizität, Leistungseinkopplung und das stufenlose Getriebe. Bei der Auswahl dieser Komponenten steht als sehr wichtiger Faktor ihre Leichtbautaughlichkeit im Vordergrund. Da jedoch auch hohe Kräfte und Momente in diesen Teilen erzeugt oder übertragen werden sollen, dafür jedoch eine gewisse Materialanhäufung notwendig ist, sind hier Kompromisse einzugehen. Die Auswahl des passenden Konstruktionsprinzips z. B. aus dem Leichtbau [Kle07], wie auch neue Funktionsweisen helfen das Gesamtgewicht gering zu halten.

5.2.1 Getriebe

Das Getriebe stellt eine für das zu entwickelnde Antriebssystem erfolgsentscheidende Antriebskomponente dar. Das liegt zum einen daran, da es aus Erfahrung einen wesentlichen Gewichtsanteil des Gesamtantriebes darstellt und zum anderen, hinsichtlich des am Abtrieb möglichen Drehmomentes, als „Nadelöhr“ im Antriebsstrang betrachtet werden kann. Zudem bildet das Getriebe einen erheblichen Kostenpunkt des Antriebssystems. Da ein passives Anlaufen des Getriebes möglich sein soll, ist hier ebenfalls auf eine niedrige Selbsthemmung zu achten. Folgende standardisierte Getriebetypen werden im Folgenden verglichen:

- Stirnradgetriebe
- Planetengetriebe

- HarmonicDrive-Getriebe

Hinzu kommt ein neuer Getriebetyp: *TumblingGear* (eigene Namensgebung), das Anfang des Jahres 2008 zum Patent angemeldet wurde und seither in enger Zusammenarbeit mit dem Patentinhaber (Dr. Rolf Strothmann) im NRL entwickelt wird. Das Funktionsprinzip sowie erste Funktionsmuster werden im Kapitel 6 eingehend beschrieben.

Das Stirnradgetriebe ermöglicht eine Übersetzung von Drehzahl und Drehmoment mittels Stirnzahnräder. Eine Übersetzungsstufe besteht aus zwei Stirnzahnrädern mit verschiedenen Zähnezahlen. Die Übersetzung i ergibt sich durch die Zähnezahlen der Zahnräder [M⁺03, S. 669].

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (5.3)$$

Die am meisten verwendete Zahnform ist die Evolventenverzahnung, die durch das Bezugsprofil nach DIN 867 bestimmt wird. Die maximale Übersetzung in einer Stufe ist durch eine Untergrenze der Profilüberdeckung begrenzt. Die Profilüberdeckung ϵ_α kennzeichnet hierbei wieviele Zähne gleichzeitig im Eingriff sind. In Berücksichtigung der Toleranzen und Verformungen soll ϵ_α möglichst $\geq 1,25$ nicht unterschreiten [M⁺03, S. 670]. Dies gewährleistet eine gleichförmige Kraft- und Bewegungsübertragung. Sind größere Übersetzungen notwendig, werden, wie in Abb. 5.5, mehrere Getriebestufen hintereinander geschaltet.

Die Gesamtübersetzung ergibt sich bei mehreren Getriebestufen wie folgt [F⁺99]:

$$i_{ges} = \frac{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \cdot \dots}{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot \dots} \quad (5.4)$$

oder

$$i_{ges} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \cdot \dots \quad (5.5)$$

Jede Übersetzungsstufe hat einen Leistungsverlust zur Folge und benötigt Platz für die zusätzlichen Zahnräder und Lagerungen. Diese Getriebevariante ist wegen ihres einfachen Aufbaues und der dafür benützten Standardkomponenten einfach zu integrieren. Dagegen spricht jedoch der massereiche und großvolumige Aufbau bezüglich der



Abbildung 5.5: Das Bild zeigt ein dreistufiges Stirnradgetriebe mit, für einen ruhigen Lauf sorgenden, schrägverzahnten Stirnrädern. Auf der rechten Seite befindet sich der Motor mit einem kleinen Ritzel und auf der linken Seite ist das große Abtriebsrad zu sehen. Quelle: [Get08]

erlangten Übersetzung und dem möglichen Abtriebsdrehmoment. Üblicherweise ist der Aufbau dieses Getriebetyps nicht radialsymmetrisch, was darüber hinaus gegen eine platzsparende Anordnung der benachbarten Komponenten spricht.

Entgegen dem Stirnradgetriebe weist das Planetengetriebe einen radialsymmetrischen Aufbau auf. Das Planetengetriebe gehört zur Sorte der Umlaufgetriebe [GF07, S. B23]. Die Übersetzung geschieht hier, je nach ihrer jeweiligen Höhe, in einer oder in mehreren Stufen. Eine Stufe (siehe Abb. 5.6) besteht aus dem vom Motor angetriebenen Sonnenrad, den momentübertragenden Planetenrädern, die durch einem Planetenträger gelagert sind, und aus einem mit dem Gehäuse verbundenen Hohlrad. Es besteht auch die Möglichkeit, den Planetenträger mit dem Gehäuse zu verbinden und das Hohlrad als Abtrieb zu nutzen. Auch hier findet die Evolventenverzahnung Verwendung. Als Besonderheit weist das Hohlrad basierend auf der Evolventenverzahnung eine konkave Zahnflankenform auf. Der Überdeckungsgrad ϵ_α ist bezüglich des Planetenrades auf der Eingriffsseite mit dem Hohlrad höher als am Sonnenrad. Auf diese Weise geschieht die Auslegung anhand des Überdeckungsgrades am Arbeitspunkt zwischen Sonnenrad und Planetenrad.

Ein Vorteil dieses Getriebes ist das erhöhte Drehmoment. Dies beruht auf der parallelen Kraftübertragung vom Sonnenrad auf mehrere Planetenräder. Um einen ruhigen Lauf zu gewährleisten, wird das Planetengetriebe in größeren Abmessungen mit schrägverzahnten Zahnrädern ausgerüstet. Wie auch das Stirnradgetriebe ist

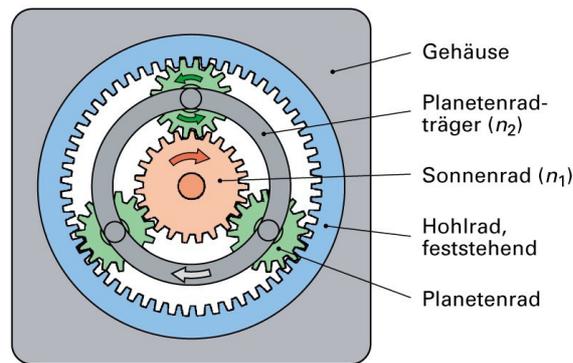


Abbildung 5.6: Das Bild zeigt die Bauteile einer Getriebestufe eines Planetengetriebes.
Quelle: [B⁺96]

das Planetengetriebe spielbehaftet und benötigt für hohe Übersetzungen mehrere, verlustbehaftete Getriebestufen.

Abhilfe kann das Harmonic Drive bringen. Durch dieses Getriebe sind bei kleinen Getrieben Übersetzungen von 1:30 bis 1:200 und bei größeren Varianten von 1:100 bis 1:300 möglich [HD08]. Der in Abb. 5.7 dargestellte Aufbau besteht aus einer elliptischen Stahlscheibe mit einem aufgeschumpften Wälzlager, einer verformbaren Stahlbüchse mit Außenverzahnung und einem starren Hohlrads mit Innenverzahnung.



Abbildung 5.7: In diesem Bild sind die nebeneinander gestellten Einzelteile des Harmonic Drive Getriebe zu sehen. Quelle: [HD08]

Die Übersetzung geschieht durch eine mit Motordrehzahl fortlaufenden, elliptischen Verformung der außenverzahnnten Stahlbüchse. Diese passt exakt in das starre Hohl-

rad, wobei sich hierbei zwei gegenüberliegende Berührungspunkte ausbilden. Durch die Zähnezahldifferenz von Stahlbüchse zu Hohlrads ergibt sich die Getriebeübersetzung. Bei einer Differenz von zwei Zähnen bewegt sich die Stahlbüchse bei einer Umdrehung des Motors bzw. der elliptischen Stahlscheibe um diese zwei Zähne weiter. Zur besseren Veranschaulichung ist die Funktionsweise in Abb. 5.8 grafisch dargestellt.



Abbildung 5.8: Darstellung der Funktion des Harmonic Drive Getriebes durch vier Motorpositionen. Quelle: [HD08]

So ergibt sich folgende Formel für die Übersetzung dieses Getriebes:

$$i = \frac{z_H}{z_S - z_H} \quad (5.6)$$

z_H ist die Zähnezahl des starren Hohlrades und z_S die der außenverzahnten Stahlbüchse. Da das Hohlrad immer mehr Zähne hat als die Stahlbüchse, ist das Ergebnis immer negativ. Das bedeutet, dass bei der Übersetzung ein Drehrichtungswechsel erfolgt, wie auch aus Abb. 5.8 ersichtlich ist.

Das Harmonic Drive ist hinsichtlich der Leistungsdichte ein herausragendes Getriebe. Dazu ist es spielfrei und hat einen hohen Wirkungsgrad, was wiederum eine geringe Selbsthemmung mit sich bringt. All diese Faktoren müssen jedoch teuer erkauft werden. Der hohe Preis (ca. 5–6 mal teurer als ein vergleichbares Planetengetriebe) beruht z. B. auf der komplizierten Herstellung der außenverzahnten Stahlbüchse, die zum einen sehr gute elastische Eigenschaften aufweisen muss, zum anderen aber auch eine hohe Härte für die Verzahnung benötigt. Der dafür verwendete, hochlegierte Stahl wird unter Vakuum vergossen und ist schwer zu bearbeiten. Der spielfreie Lauf und der hohe Wirkungsgrad resultieren aus einer sehr präzisen Fertigung der Einzelteile. Da die Anschaffung dieses Getriebes hinsichtlich seines hohen Kostenpunktes ungeeignet ist, wird ein weiteres Getriebe betrachtet.

Da die Spielfreiheit sowie das hohe Abtriebsmoment beim Harmonic Drive aus der hier notwendigen hohen Fertigungsqualität resultieren, kommt an dieser Stelle

ein neuer Getriebetyp in Betrachtung. Das TumblingGear besitzt eine ähnliche Funktionsweise wie das Harmonic Drive, kann jedoch mit geringerem Fertigungsaufwand hergestellt werden. Daher ist zu erwarten, dass dieses neue Getriebe im Rahmen der finanziellen Möglichkeiten des Projektes liegt, und dennoch hervorragende Eigenschaften für das Antriebssystem bietet sowie ein hohes Maß an Entwicklungspotenzial beinhaltet. In Kapitel 6 werden die Funktionsweise wie auch der Aufbau dieses Getriebetyps ausführlich beschrieben und die Vor- und Nachteile anschließend unter anderem mit dem Harmonic Drive verglichen. Auf dieser Grundlage kann eine Entscheidung über die Verwendbarkeit im vorliegenden Projekt getroffen werden.

5.2.2 Überlastkupplung

Zum Schutz des Getriebes vor zu hohen Drehmomenten wird in das Antriebssystem eine Überlastkupplung integriert. Dies hat die Aufgabe, beim Überschreiten einer Drehmomentgrenze die Verbindung von Getriebe zum Gelenk zu unterbrechen und damit Schäden zu vermeiden. Drei Kupplungsprinzipien werden zu diesem Zweck miteinander verglichen:

- Schlingfederkupplung
- Rutschkupplung
- Einrastkupplung (eigene Namensgebung)

Die *Schlingfederkupplung* ist, wie im Abschnitt 3.1.1 bereits beschrieben, eine energiespeichernde Kupplung. Ihr Abwicklungsgrad ist durch eine eingebaute Feder begrenzt. Vom ihrem Effekt als Energiespeicher abgesehen, hat sie den Vorteil, dass sie zu einem festen Ausgangswinkel zurückfedert. Dies ermöglicht die Nutzung eines Drehgebers, der sich vor der Kupplung befindet. Der entscheidende Nachteil, der auch dazu führt, dass dieses Prinzip nicht zur Verwendung kommt, ist das hohe Federgewicht wie auch der benötigte Bauraum.

Die *Rutschkupplung* basiert auf einer kraftschlüssigen Verbindung und ist in Form einer Lamellenkupplung einfach und kompakt zu verwirklichen. Dafür werden mindestens zwei Scheiben (Lamellen), die durch eine Feder aufeinander gedrückt werden, verwendet. Das übertragbare Drehmoment M_{Rk} kann in Abhängigkeit des Rauheitswertes μ_r der beiden Lamellenoberflächen, des Lamellendurchmessers r_{Lam} , der Federkraft F_F und der Anzahl der Lamellenpaare i_L durch das Coulomb'sche Reibungsgesetz ermittelt

werden. Die Rutschkupplung bietet jedoch keine Rückstelleigenschaft oder Arretierung zwischen An- und Abtrieb.

$$M_{Rk} = F_F \cdot \mu_r \cdot r_{Lam} \cdot i_L \quad (5.7)$$

Diese Eigenschaft in Verbindung mit einem kompakten Aufbau bietet die *Einrastkupplung*. Sie besteht aus einem inneren Kupplungsrad, das an mehreren Stellen gleicher Teilung Kerben besitzt (siehe Abb. 5.9). In diese Kerben werden mittels kleiner Druckfedern Stahlkugeln gedrückt, die an Führungslöchern des Außenrings sitzen. Die Stahlfedern können über eine Stiftschraube mehr oder weniger vorgespannt werden. Überschreitet das Drehmoment zwischen Kupplungsrad und Außenring die eingestellte Drehmomentgrenze, so werden die Kugeln in die Führungslöcher gedrückt und das Kupplungsrad kann sich bis zur nächsten Kerbe frei drehen. Das übertragbare Drehmoment M_{Ek} kann durch die Anzahl der Einraststellen i_K (Kugel + Kerbe), den Radius des Kupplungsrades r_{Kr} sowie über die Federkraft F_F variiert werden und wird wie folgt berechnet.

$$M_{Ek} = F_F \cdot r_{Kr} \cdot i_K \quad (5.8)$$

Aufgrund des platzsparenden Aufbaus und der praktischen Einrastfunktion wird dieses Kupplungsprinzip als Bestandteil für das Antriebssystem genutzt.

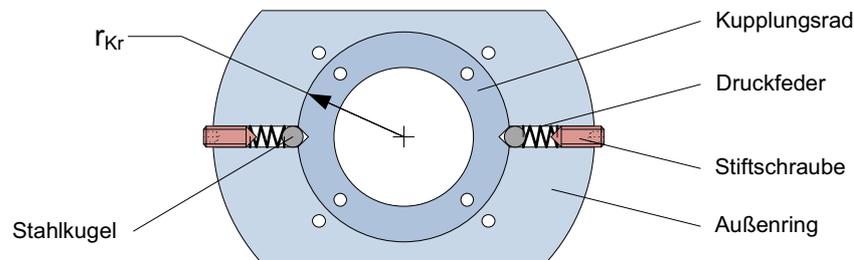


Abbildung 5.9: Schematischer Aufbau der Einrastkupplung mit zwei gegenüberliegenden Einraststellen und Kennzeichnung der Einzelteile

5.2.3 Drehelastizität

Die hervorzuhebenden Kennzeichen der Drehelastizität sind eine dämpfungsarme Federcharakteristik und somit eine effiziente Energiespeicherung. Hinzu kommen noch ein gewichts- und volumensparender Aufbau sowie die Möglichkeit, die Komponente einfach

mit der Kupplung und dem Abtrieb verbinden zu können. Auf diese Eigenschaften hin werden drei Drehfedern verglichen:

- Elastomerefeder
- Spiralfeder
- Schenkelfeder

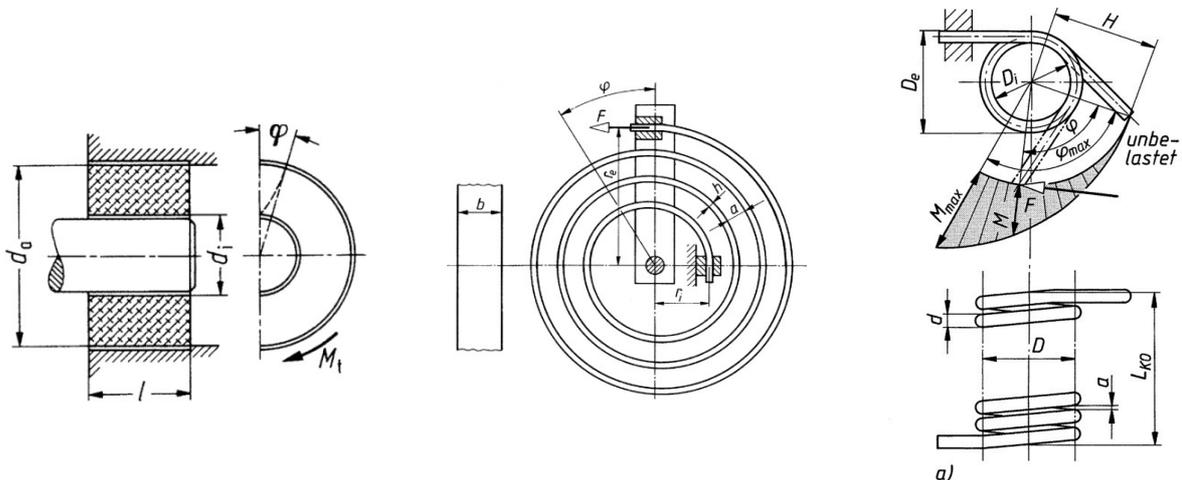


Abbildung 5.10: Darstellung drei relevanter Drehfedertypen. Links: Elastomerefeder, mitte: Spiralfeder, rechts: Schenkelfeder. Quellen: [GF07, S. G51, G57] [M⁺03, S. 286]

Vorteil aller drei Federn ist, dass die Funktion in einem Teil bereitgestellt werden kann, was den Fertigungsaufwand und die Komplexität dieser Einheit niedrig hält.

Die *Elastomerefeder* ist meist mit einem stoffschlüssig verbundenen Innen- und Außenring zu beziehen. Beide Ringe lassen sich einfach z. B. durch eine Presspassung mit der Überlastkupplung und dem Abtrieb verbinden. Zwei wesentliche Punkte sprechen jedoch gegen einen Einsatz dieser Drehfedern. Zum einen unterliegen die meisten Elastomere einer niedrigen Alterungsbeständigkeit und zum anderen treten bei stetiger Belastung dieses Werkstoffes Relaxationseffekte auf. Dadurch ist nach längerer Lasteinwirkung eine gleichbleibende Federkonstante nicht mehr zu gewährleisten.

Die *Spiralfeder* und die *Schenkelfeder* bestehen aus Federstahl und unterliegen somit *dauerhaft* dem Hookschen Gesetz. Da diese Drehfedern ähnlich aufgebaut sind und befestigt werden können, kann eine Auswahl über die geeignetere Feder anhand einer Gewichtsberechnung nach [GF07, S. G51] vorgenommen werden. Folgende Parameter werden für die Entwurfsberechnung angenommen:

- $M_{t,zul} = 5 \text{ Nm}$ (Maximaldrehmoment der Feder)
- $\alpha_{zul} = 90^\circ$ (Abwinklungsgrad bis zum Erreichen des Maximaldrehmoment der Feder)
- $t = 3 \text{ mm}$ (Streifendicke der Spiralfeder)
- $\sigma_{b,zul} = 270 \text{ Nmm}^{-2}$ (Biegefestigkeit des Federstahls 1.4310 nach DIN EN 10088)
- $E = 210000 \text{ Nmm}^{-2}$ (Elastizitätsmodul von Stahl)
- $\rho = 7900 \text{ kg/m}^3$ (Dichte von Stahl)

Das Gewicht der Spiralfeder wird durch drei Berechnungsschritte ermittelt. Zuerst wird mittels der Formel

$$M_{t,zul} = \frac{bt^2}{6} \sigma_{b,zul} \quad (5.9)$$

nach Umstellen der Gleichung die Federbreite b berechnet.

$$b = \frac{6 \cdot M_{t,zul}}{t^2 \sigma_{b,zul}} = \frac{6 \cdot 5000 \text{ Nmm}}{3^2 \text{ mm}^2 \cdot 270 \text{ Nmm}^{-2}} = 12,35 \text{ mm} \quad (5.10)$$

Als nächster Schritt kann mit der Formel für die zulässige Abwinklung der Feder

$$\alpha_{zul} = \frac{2l\sigma_{b,zul}}{t \cdot E} \quad (5.11)$$

durch Umstellen die Länge des Federstahlbandes l ermittelt werden.

$$l = \frac{\alpha_{zul} t \cdot E}{2\sigma_{b,zul}} = \frac{(\pi/2) \cdot 3 \text{ mm} \cdot 210000 \text{ Nmm}^{-2}}{270 \text{ Nmm}^{-2} \cdot 2} = 1833 \text{ mm} \quad (5.12)$$

Im letzten Schritt wird durch das nun ermittelbare Volumen des Federstahls in Verbindung mit der Dichte von Stahl ρ die Federmasse m berechnet.

$$m = t \cdot b \cdot l \cdot \rho = 0,0030 \text{ m} \cdot 0,01235 \text{ mm} \cdot 1,833 \text{ m} \cdot 7900 \text{ kgm}^3 \quad (5.13)$$

$$m = \mathbf{0,2926kg}$$

Gleichermaßen wird die Masse der Schenkelfeder überschlägig in drei Schritten ermittelt. Durch die Formel für das zulässige Drehmoment

$$M_{t,zul} = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_{b,zul} \quad (5.14)$$

lässt sich durch Umstellen der Drahtdurchmesser d ermitteln.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{t,zul} 32}{\pi \sigma_{b,zul}}} = \sqrt[3]{\frac{5000 \text{Nmm} \cdot 32}{\pi \cdot 270 \text{Nmm}^{-2}}} = 5,76 \text{mm} \quad (5.15)$$

Die Formel für die zulässige Abwinklung α_{zul} beinhaltet die Drahtlänge l

$$\alpha_{zul} = \frac{2l\sigma_{b,zul}}{d \cdot E} \quad (5.16)$$

nach der im folgenden Schritt umgestellt wird.

$$l = \frac{\alpha_{zul} d \cdot E}{2\sigma_{b,zul}} = \frac{(\pi/2) \cdot 5,76 \text{mm} \cdot 210000 \text{Nmm}^{-2}}{270 \text{Nmm}^{-2} \cdot 2} = 3518 \text{mm} \quad (5.17)$$

Auch hier ergibt sich die Federmasse durch das Volumen des Federstahldrahtes, das sich wiederum durch den Drahtdurchmesser d und die Drahtlänge l in Verbindung mit der Dichte von Stahl wie folgt ergibt.

$$m = (d/2)^2 \cdot l \cdot \rho = (0,00576 \text{m}/2)^2 \cdot 3,518 \text{m} \cdot 7900 \text{kgm}^3 \quad (5.18)$$

$$m = \mathbf{0,2306kg}$$

Das Ergebnis zeigt, dass das Federgewicht der Schenkelfeder gegenüber der Spiralfeder bei gleichen Rahmenbedingungen um 620 g und somit ca. 21 % geringer ist. Diesem Resultat zur Folge ist die Spiralfeder unter den betrachteten Drehfedern für die Verwendung im zu entwickelnden Antriebssystem am geeignetsten.

5.2.4 Leistungseinkopplung

Um die in den einzelnen Antriebsmodulen eines Antriebssystems erzeugten mechanischen Leistungen zu verbinden, bedarf es einer leistungsübertragenden Komponente. Die Rahmenbedingungen sind auch hier ein geringer Bauraum, niedriges Gewicht und ein einfacher Aufbau. Dazu kommt noch, dass die zu übertragenden Strecken je nach Positionierung der einzelnen Antriebsmodule variieren können und somit die Längenanpassung der leistungsübertragenden Komponenten einfach zu realisieren sein sollte. Da die einzelnen Antriebsmodule achsparallel zur Gelenkachse angebracht werden und somit kein Winkelgetriebe nötig ist, wird von einer Leistungsübertragung durch eine Welle abgesehen. Die hier betrachteten Übertragungssysteme sind:

- Stirnradgetriebe
- Zahnriementrieb
- Seilzug

Alle drei Übertragungsarten ermöglichen eine zusätzliche Übersetzung von Drehzahl und Drehmoment nach dem Getriebe, der Überlastkupplung und der Drehfeder.

Die Leistungsübertragung über ein Stirnradgetriebe ist durch eine hohe Steifheit gekennzeichnet. Dazu ist die Übertragung winkelunabhängig, d. h. dass eine gleichgerichtete Drehung in eine Richtung beliebig lang fortgeführt werden kann. Ungünstig ist das durch das Stirnradgetriebe entstehende Getriebespiel wie auch der hohe Platzbedarf dieses Prinzips. Ebenfalls ist eine Anpassung an die Länge des Übertragungsweges nur durch Einbindung eines dritten Stirnrads stufenlos möglich, das nicht auf der Verbindungslinie der zu übertragenden Strecke liegt.

Diese Problematik kann durch Verwendung eines Zahnriementriebs mit einer Spannrolle gelöst werden. Bei Anwendung eines schlupffreien Riemenprofils würde zudem auch kein Getriebespiel auftreten. Der Platzbedarf eines Zahnriementriebs ist entgegen eines Stirnradgetriebes ebenfalls niedriger. Zahnriementriebe eignen sich zwar zur Übertragung größerer Leistungen, jedoch nicht großer Momente. Entweder ist bei einem kleinen Riemen ein großer Riemenraddurchmesser erforderlich, um die Zugkräfte auf den Riemen zu senken, oder der Riemen ist solider auszuführen. Beide Möglichkeiten schlagen sich jedoch negativ auf das Gewicht nieder.

Da die nötige Abwinklung bei Gelenken von Laufrobotern begrenzt ist, muss der

Antrieb nicht zwangsweise einen unbegrenzten Drehbereich besitzen. Aus dieser Eigenschaft heraus können auch Seilzüge zur Verwendung kommen. Diese können somit direkt mit Seillaufrollen am jeweiligen Antriebsmodul wie auch an der Seillaufrolle des Gelenks angebracht werden. Sie müssen i. d. R. nur einen Drehbereich von ca. 270° ermöglichen. Vorteil eines Seilzugs sind die sehr hohen, über das Seil übertragbaren Kräfte. Zudem kann das Seil ohne großen Aufwand auf die Anwendung hin abgelängt und mit Aluklemmhülsen konfektioniert werden. Ist ein Drehmoment von 5 Nm durch einen Seilzug mit einem Rollendurchmesser von 50 mm zu übertragen, so würde eine Kraft von 200 N auf das Seil wirken. Bei einem zweifachen Sicherheitsfaktor würde der Seildurchmesser $0,7\text{ mm}$ betragen [Fei08]. Als Seile kommen für diese Lasten sog. Feinseile in Frage. Diese zeichnen sich durch eine hohe Dichte an Einzellitzen aus, wodurch sie auch für geringere Biegeradien geeignet sind.

In Betrachtung dieser Eigenschaften ist ein Seilzug auf Basis von Feinseilen in Vergleich mit dem Stirnradgetriebe und dem Zahnriementrieb am geeignetsten für die Leistungsübertragung und kann somit als weitere Komponente in das Antriebssystem integriert werden.

5.2.5 Stufenloses Getriebe

Die Funktionsweise des stufenlosen Getriebes bewirkt ein nichtlineares Momenten-/Winkelverhältnis. Dieses kann an das jeweilige Gelenk angepasst werden. Die Funktion wird durch zwei ovale Räder erzeugt, die je nach Abwinklung wie in Abb. 5.11 eine andere Übersetzung von Antrieb zu Abtrieb aufweisen.

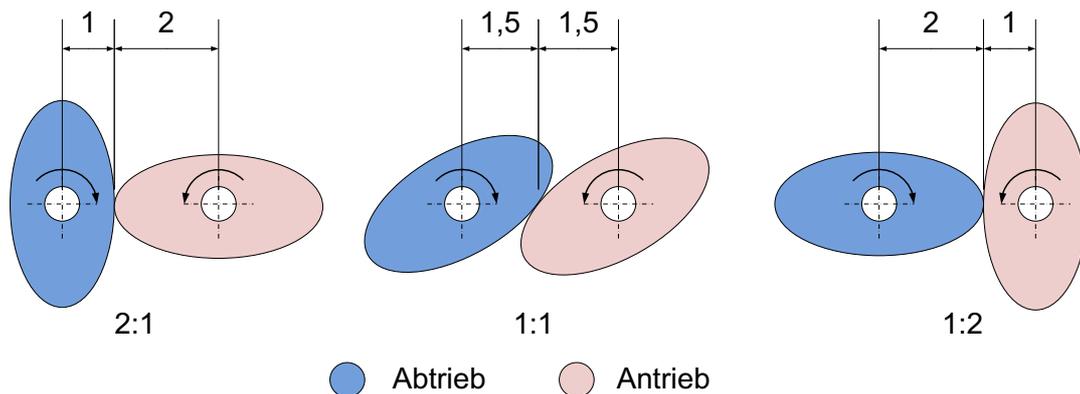


Abbildung 5.11: Darstellung der Funktionsweise des stufenlosen Getriebes durch drei Positionen mit unterschiedlicher Übersetzung

Da der Aufbau dieser Komponente, bis auf die ovalen Räder, dem Seilzug des leistungsübertragenden Moduls ähnelt und Konsistenz in den Lösungswegen gewahrt wer-

den sollte, werden auch hier Seile zur Kraftübertragung genutzt. Dies ist besonders von Vorteil, um den Konstruktions- und Fertigungsaufwand gering zu halten.

5.3 Elektronische Komponenten

Zum Ansteuern des BLDC-Motors und zum Messen der Kapazität des Winkelsensors bedarf es elektronischer Komponenten. Im Folgenden wird eine Auswahl verschiedener Realisierungsmöglichkeiten gegeben, woraufhin Vor- und Nachteile abgewogen werden und daraufhin eine Auswahl des geeigneten Prinzips getroffen werden kann. Beide Elektronikkomponenten sind mit der übergeordneten Robotersteuerung verbunden und können Signale z. B. für das Motordrehmoment erhalten oder Messwerte senden.

5.3.1 Motorsteuerung

Um einen BLDC-Motor effizient ansteuern zu können, ist es nötig seine Rotorposition zu kennen. Die Erfassung der Lage des Rotors kann durch drei verschiedene Prinzipien erfolgen:

- Einbindung eines Hall-Sensors
- Messung der Stromanstiegsänderung (INFORM-Verfahren nach Schrödel)
- Messung der relativen Induktivitätsänderung über die Motorspannung (VirtuHall)

Die Winkelmessung mittels *Hall-Sensor* wird durch einen Dauermagneten, der mit dem Rotor des Motors verbunden wird, und einem Magnetfeldsensor (Hall-Sensor) ermöglicht. Wird der Hall-Sensor von einem Strom durchflossen und das durch den Dauermagneten erzeugte Magnetfeld senkrecht dazu ausgerichtet, liefert der Sensor eine Spannung. Dreht sich der Dauermagnet, so nimmt auch die Spannung des Hall-Sensors bis zu einem Umkehrpunkt ab. Daraus lässt sich auf die Position des Magneten und somit auch auf die des Rotors schließen. In Abb. 5.12 wird ein schematischer Aufbau dieses Prinzips verdeutlicht.

Da die Positionserfassung durch den Hall-Sensor eine hohe Auflösung liefert, lässt sich der Motor effizient und korrekt ansteuern. Dies gilt selbst bei Stillstand des Motors, da der Sensor auch dann eine Spannung liefert, wenn das Magnetfeld konstant ist.

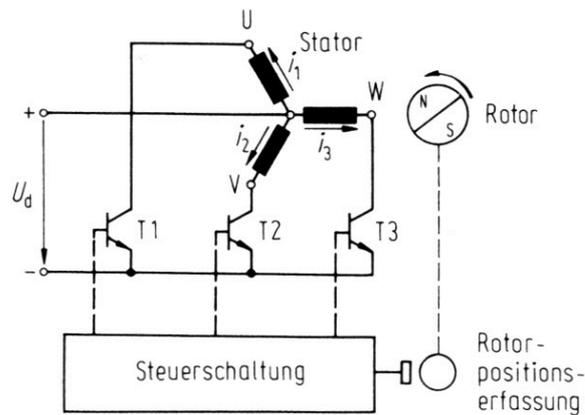


Abbildung 5.12: Darstellung einer Prinzipschaltung für die elektronische Kommutierung eines BLDC-Motors mittels Hall-Sensor. Quelle: [GF07, S. V33]

Die Ansteuerung über die *Stromanstiegsänderung* kommt ohne zusätzliche am Motor angebrachte Teile aus. Für diese Positionsmessung werden zur Strommessung sog. Shuntwiderstände in den Stromkreis eingebaut. Da dieses Prinzip auf einen Stromfluss angewiesen ist, liefert es im Stillstand des Motors kein Signal. Zudem ist die Positionsaufösung durch eine herabgesetzte Messfrequenz wegen der notwendigen Signalfilterung gering.

Eine exakte Positionsaufösung und somit effiziente Ansteuerung des Motors ermöglicht die Winkelmessung durch das VirtuHall-Prinzip. Dieses Verfahren ist von Dr. Rolf

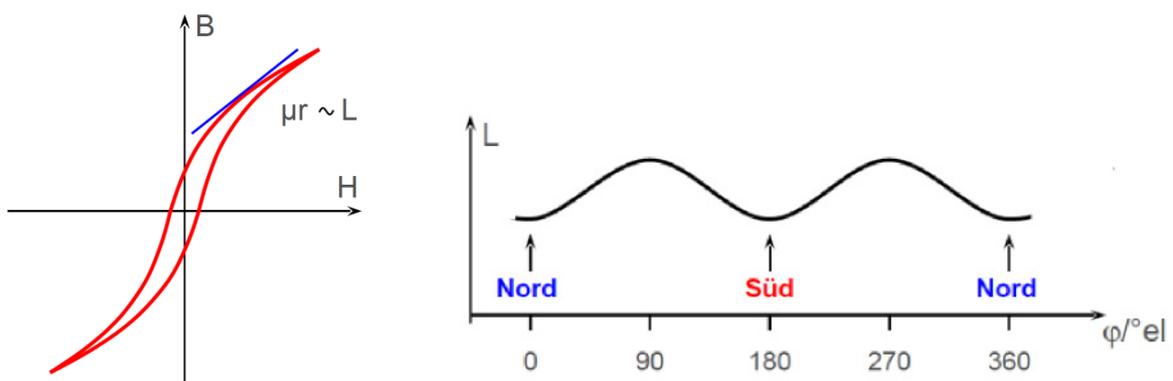


Abbildung 5.13: Links ist die Hysteresekurve des Eisenkerns eines Startors zu sehen. Rechts ist die Abhängigkeit der Induktivität vom Rotorwinkel dargestellt. Quelle: [Str08]

Strothmann patentiert und wird über die Firma ELMOS AG in Zusammenarbeit mit Dr. Rolf Strothmann entwickelt.

Der zur Positionsmessung herangezogene physikalische Effekt basiert auf der Flussänderung im Eisenkern des Stators bei Drehung des Rotors (siehe Abb. 5.13 links) [Str08]. Diese wiederum hat eine Änderung der Induktivitäten der Motorstränge zur Folge. Wie in Abb. 5.13 rechts zu sehen, sind die Änderungen der Induktivitäten der Motorstränge abhängig vom Rotorwinkel und können somit nach unterschiedlichen Filterprozessen zur Positionsmessung herangezogen werden.

Zur Messung der *Induktivitäten* ist dieses Prinzip auf einen in Sternschaltung bewickelten Motor angewiesen. Die durch den Sternpunkt miteinander verbundenen Wicklungen ergeben eine induktive Messbrücke. In bestimmten PWM-Schaltzuständen (PWM: Pulsweitenmodulation) (siehe Abb. 5.14) können die Induktivitäten durch Messung des Sternpunktpotenzials bestimmt werden.

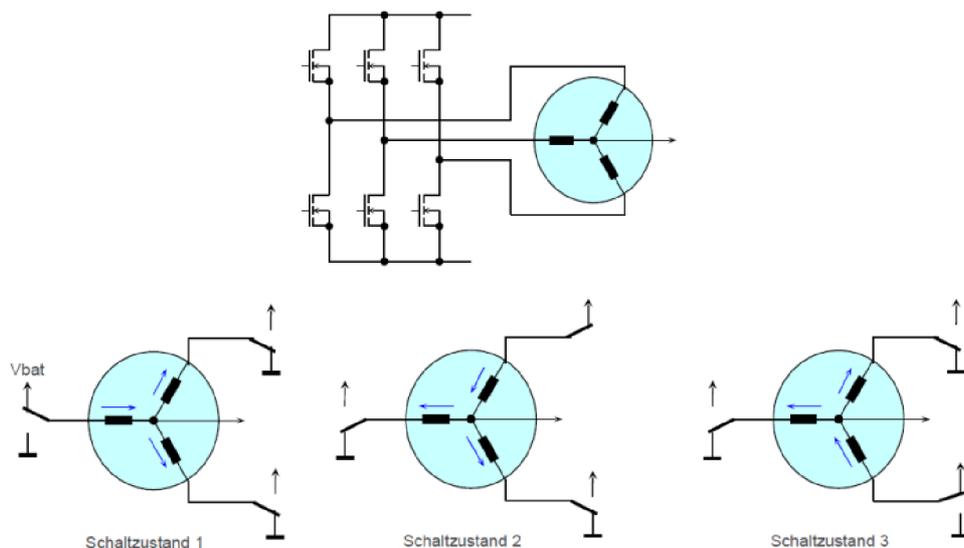


Abbildung 5.14: In der oberen Grafik, ist der Aufbau der Schaltbrücken von VirtuHall dargestellt. Im unteren Teil des Bildes, sind die drei Schaltzustände veranschaulicht. Quelle: [Str08]

Die Induktivitäten können auch im Stillstand des Motors gemessen werden. Dadurch ist mittels VirtuHall eine korrekte Ansteuerung auch bei nicht drehenden Motor und darüber hinaus auch bei Generatorbetrieb oder mechanischer Drehung gegen die Arbeitsrichtung möglich. Insbesondere der für dieses Prinzip nicht nötige Sensor am Motor sowie eine exakte Rotorwinkelmessung in allen Arbeitsbereichen lassen eine Anwendung von VirtuHall zur Motorregelung im Antriebssystem zu.

Da die Positionsdaten des Motors durch die Messung mit dem VirtuHall-Prinzip in jedem Betriebszustand vorliegen, kann der Messwert auch unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung für die Positionsmessung des Abtriebes des Getriebes genutzt werden. Da es sich hierbei jedoch um ein inkrementelles Messverfahren handelt, ist ein Kalibrieren nach dem Einschalten notwendig. Jedoch wird in Anbetracht der Vorteile von VirtuHall gegenüber den zuvor betrachteten Ansteuerungsverfahren das erstere für das zu entwickelnde Antriebssystem bevorzugt.

5.3.2 Sensorelektronik

Um das im Kapitel 3 (Elektromechanische Komponenten) gewählte Sensorprinzip nutzen zu können, wird eine elektronische Komponente benötigt, mit der sich die einzelnen Kapazitäten des Sensors messen lassen. Durch die Studienarbeit von Christian Benckendorff und Thomas Lobig wurden bereits Erfahrungen mit einer derartigen Komponente gesammelt [BL08].

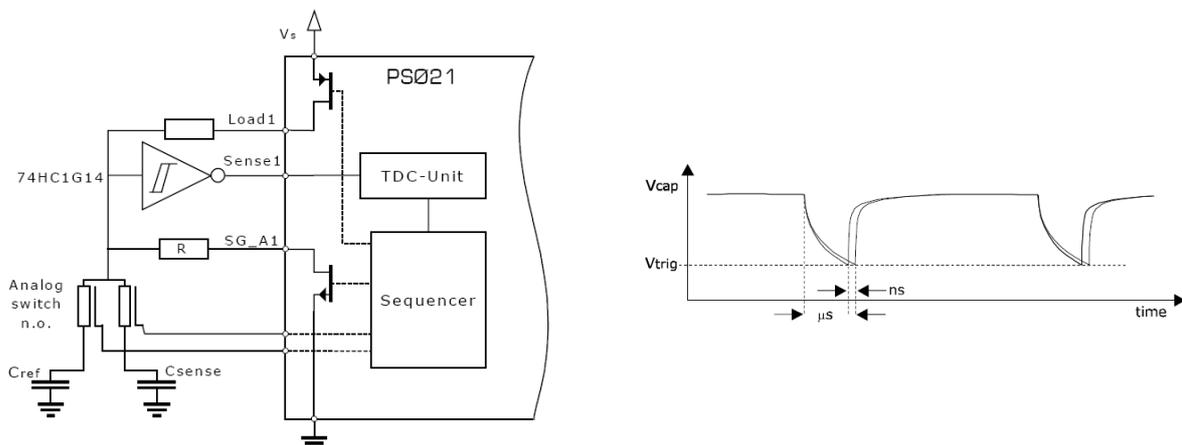


Abbildung 5.15: Links: Schaltungsaufbau mit einem *Picostrain*-Mikrochip zur Messung einer Sensorkapazität C_{sense} zur Basis einer Referenzkapazität C_{ref} . Quelle: [Aca]

Rechts: Lade- und Entladekurve einer Kapazität mittel des *Picostrain*-Mikrochip. V_{cap} steht für die maximale Ladespannung und V_{trig} für die Spannung, ab der der Kondensator als entladen gilt. Es sind zwei Kurven abgebildet (Referenzkapazität und Sensorkapazität) durch deren zeitlichen Versatz ns beim Entladen auf die Sensorkapazität geschlossen werden kann. Quelle: [Aca].

Als Grundkomponente der Elektronik wurde ein *Universal Transducer-Interface* (UTI) verwendet, durch das sich eine Kapazität messen lässt. In der weiterführenden Arbeit von Christian Benckendorff an dem im Antriebssystem verwendeten Sensor wird ein

neuer Baustein verwendet. Es handelt sich hierbei um einen *Picostrain* PS021 der Firma Acam [Aca], zu dem ein möglicher Schaltungsaufbau in der Abb. 5.15 links zu sehen ist.

Um eine Kapazität zu messen, wird durch den *Picostrain* eine Spannung zwischen den jeweiligen Kondensatorplatten des Sensors angelegt (siehe Abb. 5.15 rechts). Dadurch baut sich ein elektrisches Feld zwischen den Platten auf. Anschließend werden die Kondensatorplatten über einen Widerstand im Chip miteinander verbunden, wodurch sich der Kondensator entlädt. Anhand der Zeit, die der Entladevorgang benötigt, kann auf die Kapazität des Kondensators geschlossen werden.

Mittels des *Picostrain*-Mikrochip kann eine Kapazität mit einer Frequenz von bis zu 15 kHz ermittelt werden. Zudem ist es möglich, bis zu vier Kapazitäten mit einem *Picostrain*-Mikrochip zu erfassen. Dadurch können die Kapazitäten von zwei der im Kap. 5.1.2 erläuterten Sensoren ausgelesen werden.

Kapitel 6

Getriebeentwicklung

Ende 2007 wurde von Dr. Rolf Strothmann das TumblingGear, ein neues Getriebeprinzip mit ähnlichen Eigenschaften wie die des Harmonic Drives, erfunden (siehe Abschnitt 5.2.1) und Anfang 2008 zum Patent angemeldet. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden erstmals Prototypen dieses Getriebes angefertigt, die insbesondere auf die Erfordernisse des zu entwickelnden Antriebssystems hin ausgelegt wurden.

Auf die Entwicklung und den Aufbau dieses Getriebes soll im Folgenden detailliert eingegangen werden. Im Abschluss dieses Kapitels wird ein Überblick der Resultate der Neuentwicklung gegeben und dessen Eigenschaften mit denen des Harmonic Drive wie auch dem Stirnrad- und Planetengetriebe verglichen.

Das TumblingGear wurde im Rahmen dieser Arbeit in drei Prototypenstufen entwickelt. Um das Grundprinzip zu testen, wurde im ersten Schritt ein einfacher, in Abb. 6.1 zu sehender Funktionsaufbau angefertigt. Dieser besteht aus ABS-Kunststoffteilen die im *Rapidprototypingprinzip* hergestellten wurden. Der Aufbau besitzt kein Getriebegehäuse, damit die Funktion gut ersichtlich ist. Zum Antrieb des Getriebes dient ein DC-Getriebemotor mit einer Übersetzung von 1:14.

In der zweiten Stufe wurde eine miniaturisierte Getriebevariante entwickelt, die bereits durch einen BLDC-Motor angetrieben wurde (siehe Abb. 6.2). In dieser Entwicklungsstufe zeigte sich, dass die Integration eines BLDC-Motors in das Getriebe äußerst platzsparend ausfällt. Dieser Vorteil ergab sich dadurch, dass der Motor in der Mitte des Getriebes eingebaut werden konnte und sich nicht wie in der Phase zuvor, dahinter befindet. Ebenfalls hat sich in dieser Entwicklungsstufe gezeigt, dass die Auslegung der Verzahnung ausschlaggebend für die Funktion des Getriebes ist.

In der dritten Phase wurde eine angepasste Verzahnung entworfen, und auf Basis dieser

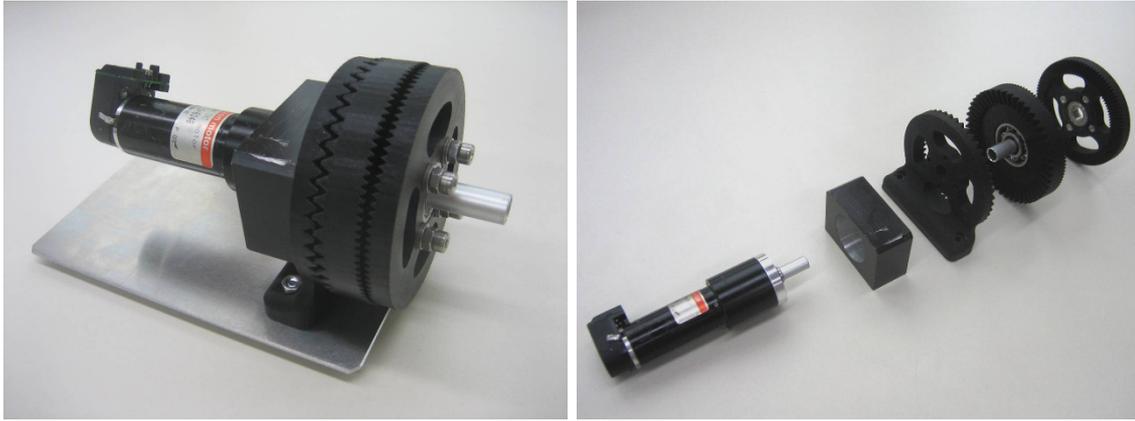


Abbildung 6.1: Links: Erste Entwicklungsstufe des TumblingGears (montiert).
 Rechts: Demontierte Darstellung. Links unten im Bild ist der antreibende Getriebemotor zu sehen und rechts oben das Abtriebsrad des TumblingGears.

das Getriebe in Verbindung mit einem ebenfalls angepassten BLDC-Motor konstruiert. Dieser Antrieb wurde in Größe und Leistung den Erfordernissen des zu entwickelnden Antriebssystems angepasst. Die Komponenten dieser Getriebeversion wurden aufgrund eines gestiegenen Anspruchs an Material und Fertigungspräzision nicht mehr in der Rapid-Prototyping-Werkstatt des Neurorobotiklabors der Humboldt-Universität zu Berlin angefertigt, sondern bei der Maschinenbaufirma Maraschnow in Auftrag gegeben. Da diese Entwicklungsstufe alle bisherigen Ergebnisse in ihrem Aufbau vereint, werden die Funktionsweise sowie die Details der Konstruktion anhand des, zu diesem Zeitpunkt in der Fertigung befindlichen Prototypen, im Folgenden näher erläutert.

6.1 Funktionsweise des TumblingGears

Das TumblingGear arbeitet, ebenso wie das Harmonic Drive, auf Basis eines Gleitkeilmehanismus. Einer der wesentlichen Unterschiede ist, dass das TumblingGear kein flexibles Zahnrad besitzt und in Folge dessen auch kein ovales Spezialkugellager benötigt. Die Hauptkomponenten (siehe Abb. 6.3) des TumblingGears sind: das Getriebegehäuse, der BLDC-Stator (bewickelt), der BLDC-Läufer mit den Dauermagneten, die Motorlagerung, das Ständerrad, das Taumelrad mit Taumellager und das Abtriebsrad mit dem zugehörigen Abtriebslager.

Die Übersetzung wird in *einer* Getriebestufe erzeugt. Das Taumelrad ist durch das Taumellager, welches um den Taumenwinkel α_t zur Hauptachse des Getriebes geneigt ist, verbunden. Durch das Taumellager ist das Taumelrad bezüglich seines Drehwinkels

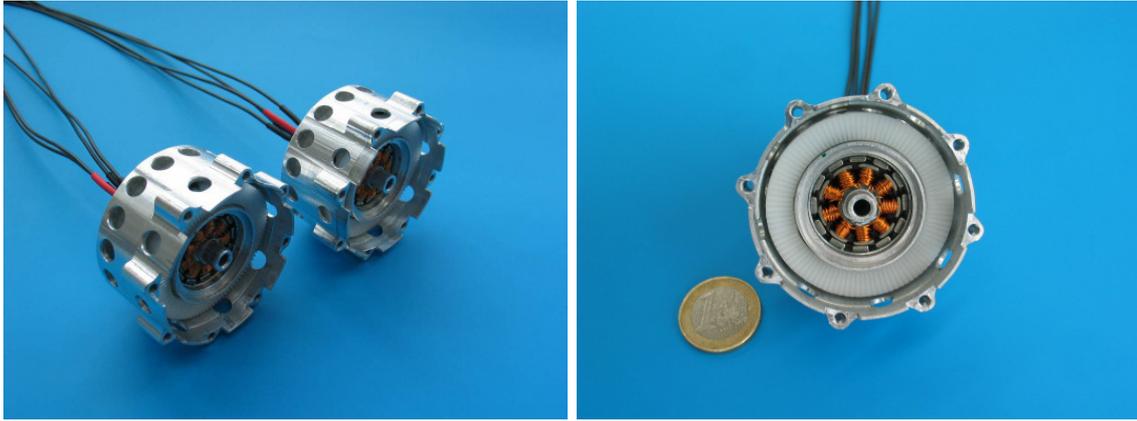


Abbildung 6.2: Links: Abbildung des TumblingGears, ohne Abtriebsrad in der zweiten Entwicklungsstufe (zwei gleiche Getriebe).
Rechts: Draufsicht eines Getriebes in dessen Mitte sich, zum Antrieb ein BLDC-Motor befindet.

vom BLDC-Rotor entkoppelt. Dadurch wird bei laufendem Rotor auf das Taumelrad nur der um die Hauptachse rotierende Taumelwinkel übertragen. Das Ständerrad, das Taumelrad und das Abtriebsrad besitzen eine stirnseitige Verzahnung, wobei das Taumelrad beidseitig verzahnt ist.

Die Übersetzung des TumblingGears setzt sich aus drei einzelnen Übersetzungsfaktoren zusammen: (1) die Übersetzung auf Seiten des Ständerrades, zwischen Ständerrad und Taumelrad, (2) die Übersetzung von Taumelrad zu Abtriebsrad und (3) die Überlagerung der beiden vorangegangenen Faktoren.

Dreht sich der Motor um eine Umdrehung, so dreht sich das Taumelrad bezogen auf das Gehäuse um den Faktor U_S weiter, der sich aus den Zähnezahlen des Ständerrades z_S und des Taumelrades auf der Ständerradseite $z_{T,S}$ wie folgt ergibt:

$$U_S = \frac{z_S}{z_{T,S}} - 1 \quad (6.1)$$

Werden das Abtriebsrad und das Taumelrad isoliert betrachtet, so dreht sich das Abtriebsrad um den Faktor U_A bei einer Motorumdrehung weiter, wenn der Drehwinkel des Taumelrades hinsichtlich des Gehäuses unverändert bleibt. Dieser Faktor ist abhängig von der Zähnezahl des Abtriebsrades z_A und des Taumelrades auf der Abtriebsseite $z_{T,A}$ und berechnet sich folgendermaßen:

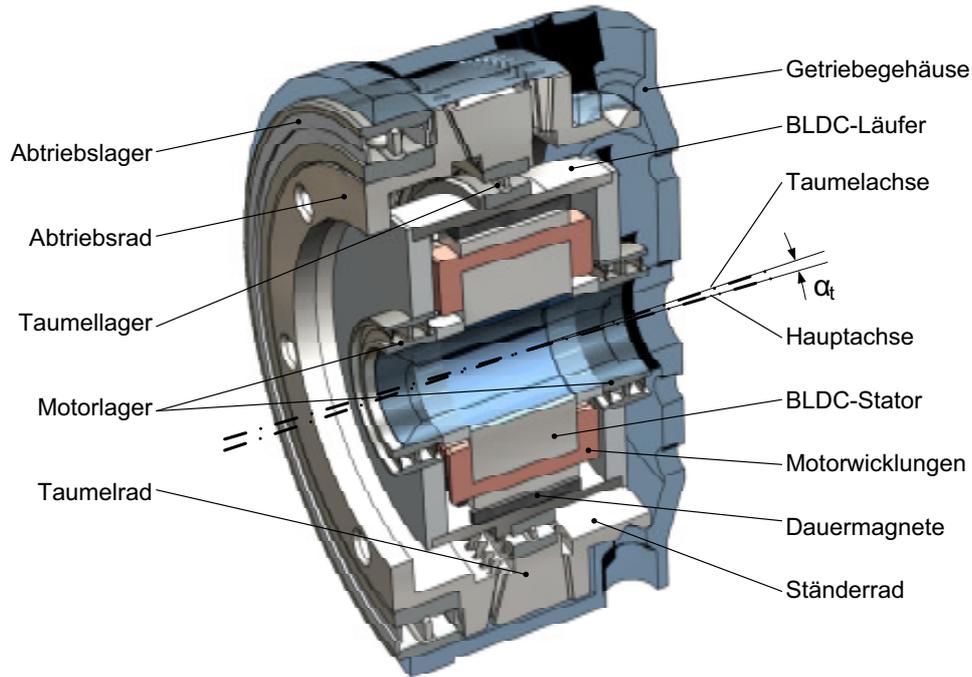


Abbildung 6.3: Darstellung der Funktionskomponenten des TumblingGears. Ebenfalls ist die Taumelachse gekennzeichnet, die um die Hauptachse rotiert.

$$U_A = 1 - \frac{z_{T,A}}{z_A} \quad (6.2)$$

Überlagern sich die beiden Übersetzungen, so wird der Faktor U_S von U_A abgezogen, da das Taumelrad bei einer Umdrehung des Motors sich in die entgegengesetzte Richtung dreht wie das Abtriebsrad bei einer Motorumdrehung. Dazu kommt der dritte Faktor,

$$U_{ue} = \frac{z_{T,A}}{z_A} \quad (6.3)$$

der sich durch die Überlagerung der beiden einzelnen Übersetzungsfaktoren ergibt. Daraus kann der gesamte Übersetzungsfaktor U_{ges} bei einer Motorumdrehung gebildet werden.

$$U_{ges} = \left[\left(1 - \frac{z_{T,A}}{z_A} \right) - \left(\frac{z_S}{z_{T,S}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{z_{T,A}}{z_A} \right) \right] \quad (6.4)$$

Um die Gesamtübersetzung i_{ges} zu erhalten wird, diese Formel vereinfacht. Da von in-

teresse ist wieviele Umdrehungen der Motor durchführen muss um eine Umdrehung am Abtrieb zu erzeugen wird zusätzlich der Kehrwert gebildet, wodurch sich schließlich folgende Formel ergibt:

$$i_{ges} = \frac{z_{T,S} \cdot z_A}{z_{T,S}(z_A - z_{T,A}) + z_{T,A}(z_{T,S} - z_S)} \quad (6.5)$$

Die Zähnezahlen des Ständerrades und des Taumelrades auf der Ständerseite sind in der Konstruktion gleich groß ($z_{T,S} = z_S = 100$). Die Zähnezahl des Taumelrades auf der Abtriebsseite ist um eins höher als die Zähnezahl des Abtriebsrades ($z_{T,A} = 100$, $z_A = 99$). Werden diese Werte in die Formel für die Gesamtübersetzung i_{ges} eingesetzt, so ergibt sich eine Übersetzung von -99 . Das bedeutet, dass der Motor 99 Umdrehungen ausführen muss, damit sich der Abtrieb um eine Umdrehung weiterdreht. Das Minus vor der 99 zeigt, dass die Drehrichtung des Abtriebes entgegengesetzt der des Motors ist.

Wird nur das Übersetzungsverhältnis zwischen Taumelrad und Abtriebsrad geändert, sind bei gleicher Baugröße und ähnlichem Modul der Verzahnung nur geringe Änderungen der Gesamtübersetzung möglich. Wird jedoch eine Zähnezahldifferenz zwischen Ständerrad und Taumelrad erzeugt, so ergibt sich durch die Überlagerung der einzelnen Übersetzungen ein nach oben offenes Übersetzungsfeld. Zudem ist es auch möglich, die Drehrichtung durch passende Wahl der Einzelübersetzungen zu ändern.

6.2 Verzahnung

Der Geometrie der Verzahnung wie auch der Zahnflankenform liegen gängige Verzahnungsprinzipien zugrunde. Zur Herleitung und Berechnung wurden geometrische Verfahren sowie eine Software für die Form- und Festigkeitsberechnung herangezogen.

6.2.1 Abrollverhalten der Verzahnung

Das Abrollen des Taumelrades am Ständerrad oder am Abtriebsrad kann mit einem an einem festen Kegelrad umlaufenden weiteren Kegelrad verglichen werden. Das allgemeine Differenzialgetriebe kommt dieser Darstellung nahe. Hierbei ist die Drehachse des festen Kegelrades um 90° zur Drehachse des umlaufenden Kegelrades geneigt, wobei der Winkel im Falle des TumblingGears zwischen Drehachse des umlaufenden Rades (Taumelrad) und z. B. des Ständerrades nur um den allgemein sehr kleinen Taumelwinkel geneigt ist. Aus dieser grundlegenden Betrachtung heraus kann eine Kegelradverzäh-

nung (siehe Abb. 6.4) als Basis für die Zahngeometrie der Zahnräder des TumblingGears herangezogen werden.

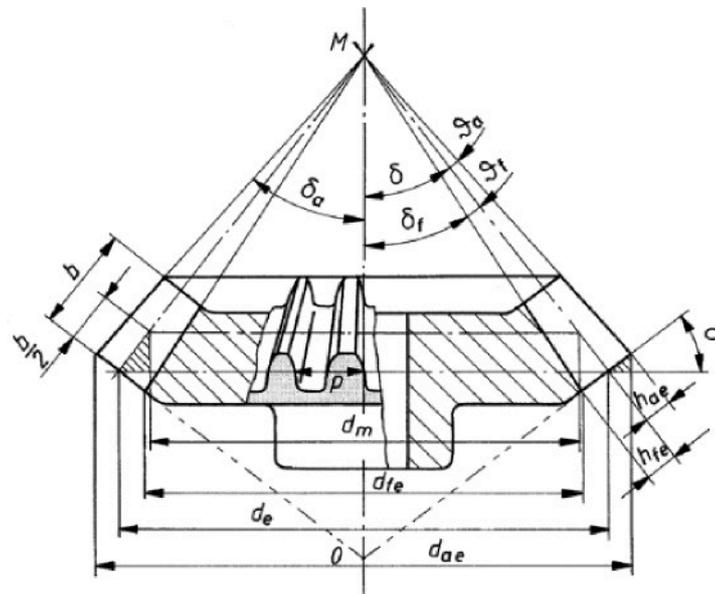


Abbildung 6.4: Darstellung eines einzelnen Kegelrades mit bemessungsspezifischer Kennzeichnung. Quelle: [M⁺03, S. 716]

In Abb. 6.5 ist die Anordnung der drei Zahnräder (Ständerrad, Taumelrad, Abtriebsrad) weiter verdeutlicht. Es ist zu sehen, dass durch die Neigung des Taumelrades um den Taumelwinkel α_t der Verzahnungseingriff zwischen Ständer- sowie Taumelrad auf der einen Seite liegt und der zwischen Taumel- und Abtriebsrad auf der anderen Seite.

Dreht sich der Rotor um 180° , so wechseln die Seiten der Verzahnungseingriffe. Wie bei einem Kegelradgetriebe schneiden sich auch hier die Konturlinien der Verzahnungen in einem gemeinsamen Schnittpunkt in der Mitte des Getriebes. Da die Zähnezahlen und somit auch die Durchmesser d_{e1} und d_{e2} von Ständer- zu Taumelrad gleich sind, ergibt sich eine nahezu plane Verzahnung zu den Stirnseiten der Zahnrädern. Zwischen Taumelrad und Abtriebsrad jedoch besteht eine Zähnezahldifferenz, wobei das Taumelrad einen Zahn mehr besitzt. Hierdurch ist der Zahnraddurchmesser d_{e3} geringfügig kleiner als der des Taumelrades d_{e2} . So ergibt sich zusammen mit der vorgegebenen Taumelraddicke eine zur Planfläche der Zahnräder geneigte Verzahnung.

Das Taumelrad weist dabei auf der Abtriebsseite eine trichterförmige Verzahnung auf, wohingegen das Abtriebsrad eine kegelförmige Verzahnung besitzt. Daher kann angenommen werden, dass das Taumelrad an dieser Stelle eine Kegelhohlradverzahnung besitzt.

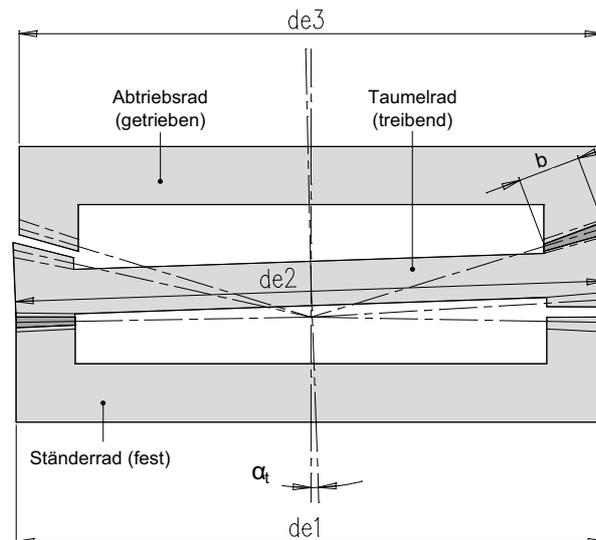


Abbildung 6.5: Schematische Darstellung der Zahnradanordnung des TumblingGears. An den dunkelgrauen Flächen findet das Kämmen der Verzahnungsseiten statt.

6.2.2 Ersatzverzahnung

Als Zahnflankenprofil wird die Evolventenverzahnung herangezogen. Diese besitzt eine gerade Eingriffslinie, wodurch die Kräfte auf die Zahnräder unabhängig von deren Drehwinkel sind. Hinzu kommt, dass die Evolventenverzahnung beim Abrollen zweier Zahnradflanken, anders als z.B. bei Zykloidverzahnung, unempfindlich gegenüber Toleranzen im Achsabstand ist. Da durch axiales Verschieben der drei Zahnräder des TumblingGears der Profilabstand und somit auch das Getriebeispiel eingestellt werden kann, ist dieser Vorteil der Evolventenverzahnung maßgebend für dessen Einsatz.

Das Profil der Evolventenverzahnung wird bei einem Kegelrad zur Mitte des Rades hin kleiner. Das heißt auch, dass nur für einen bestimmten Punkt auf der Zahnbreite ein vorgegebenes Modul gegeben ist. Um die Verzahnung auf Basis eines vorgegebenen Moduls konstruieren zu können, wird dieses Modul meist für die Zahnbreitenmitte angegeben. Um die Verzahnung auslegen zu können, wird, wie in Abb. 6.6 dargestellt, ein Ersatzstirnradpaar grafisch abgeleitet. Das ermöglicht die Auslegung der Verzahnungen anhand standardisierter Berechnungsverfahren für die Stirnradverzahnung.

Das zeichnerische Ableitungsverfahren lässt sich auf die Zahnräder des TumblingGear übertragen (Abb. 6.7). Auf der Verzahnungsseite zwischen Ständerrad und Taumelrad ergibt sich, wegen des geringen Taumelwinkels und der gleichen Durchmesser-Verhältnisse, ein extrem großes Ersatzstirnradpaar. Beide Ersatzstirnräder besitzen

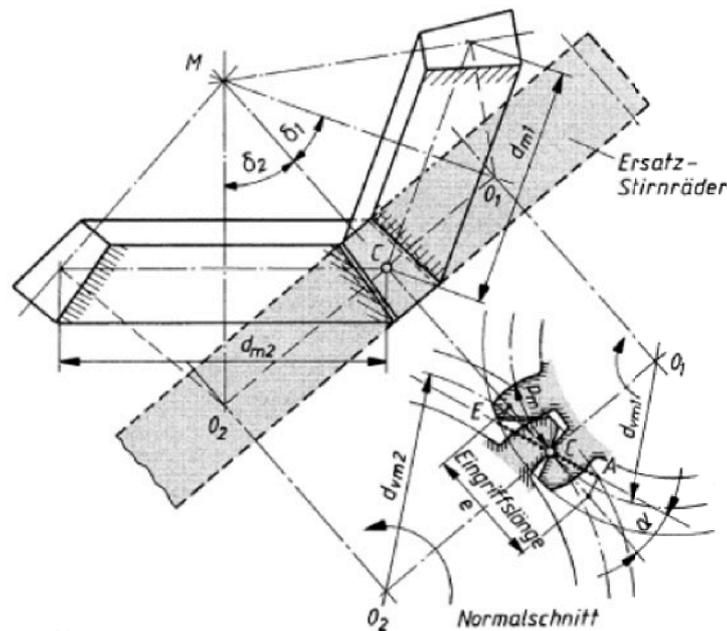


Abbildung 6.6: Ein einstufiges Kegelradgetriebe, aus dessen geometrischen Gegebenheiten ein Ersatzstirnräderpaar (grau schraffiert) abgeleitet wird. Quelle: [M⁺03, S. 716]

5729,86 Zähne bei einem Modul von 0,5. Sie haben einen Teilkreisdurchmesser von 2864,93 mm. Die Konstruktion des Ersatzstirnräderpaars für die Verzahnung zwischen Taumelrad und Abtriebsrad ergibt, wie in Abb. 6.7 zu sehen, eine Stirnräder-Hohlradpaarung. Grund hierfür ist die Verzahnung auf der Taumelradseite, die trichterförmig nach innen geneigt ist.

6.2.3 Zahnflankenprofil

Das Bezugsprofil nach DIN 867 der Evolventenverzahnung für Stirnräder, das allgemein im Maschinenbau angewandt wird (DIN 3960) weist einen Eingriffswinkel von 20° auf ([M⁺03, S. 669 ff.], [GF07, S. G120, G121]). Das bedeutet, dass die Umfangskräfte der Zahnräder durch die schräge Eingriffslinie zugleich eine Radialkraft erzeugen, welche die Zahnräder auseinander drückt. Im Falle des TumblingGears hat diese Radialkraft, da sie an beiden gegenüberliegenden Zahneingriffspunkten entsteht ein Kippmoment auf das Taumellager zur Folge. Dieses Lager ist in der vorliegenden Getriebestufe als Rillenkugellager ausgeführt. Solche Lager können Axial- sowie Kippkräfte nur begrenzt aufnehmen. Betrachtet man die Verlustleistung P_V an diesem Lager,

$$P_V = n_M \cdot r_L \cdot F_{aL} \cdot \mu_r \quad (6.6)$$

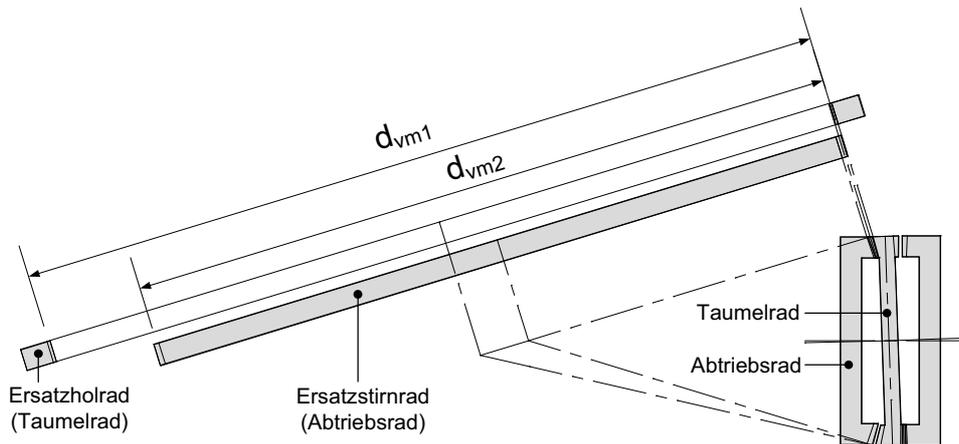


Abbildung 6.7: Rechts unten sind die drei Zahnräder des TumblingGears abgebildet. Für die Verzahnung zwischen Taumel- und Abtriebsrad wird das dazugehörige Ersatzstirnradpaar anhand des allgemeinen Konstruktionsweges gebildet.

$$F_{aL} = \frac{F_r \cdot \cos \sigma \cdot r_Z}{r_L} \quad (6.7)$$

so ist gut zu erkennen, dass wegen der hohen Motordrehzahl n_M , mit der der Innenring des Taumellagers läuft (bis zu 5000 min^{-1}), bereits geringe Lagerkräfte F_{aL} zu nennenswerten Verlusten führen können. Der Wert für die Rollreibung des Lagers μ_r kann im Bereich von 0,01 bis 0,02 angenommen werden.

Um diesen ungünstigen Eigenschaften entgegen zu wirken, wird der Eingriffswinkel α der Evolventenverzahnung reduziert. Dadurch sinkt die Radialkraft auf die Verzahnung und somit auch die Last auf das Taumellager. Ferner senkt sich durch diese Änderung auch der Winkel der Betriebseingriffslinie (siehe Abb. 6.9), was eine gesteigerte Verzahnungsüberdeckung zur Folge hat. Steigt die Überdeckung, nehmen die durch die Verzahnung übertragbaren Radialkräfte proportional zu. Dadurch wird gleichermaßen das Abtriebsdrehmoment des Getriebes gesteigert.

Die Auslegung der Verzahnung des Ersatzstirnradpaares wurde mit dem Programm KISSOFT der KISSOFT AG [Kis08] vorgenommen. Hierdurch konnten rasch die Ersatzstirnradpaare simuliert werden. Auch Anpassungen wie z. B. einen reduzierten Eingriffswinkel sowie Zahnfuß- und Zahnkopfspiel konnten hier durchgeführt werden. Der Eingriffswinkel wurde an beiden Zahnradpaarungen auf 8° herabgesetzt. Ein weiteres Absenken des Eingriffswinkels hätte zur Folge, dass ein spielfreier Lauf nur noch durch größere axiale Justagemöglichkeit der Zahnräder einstellbar wäre. Dies ist

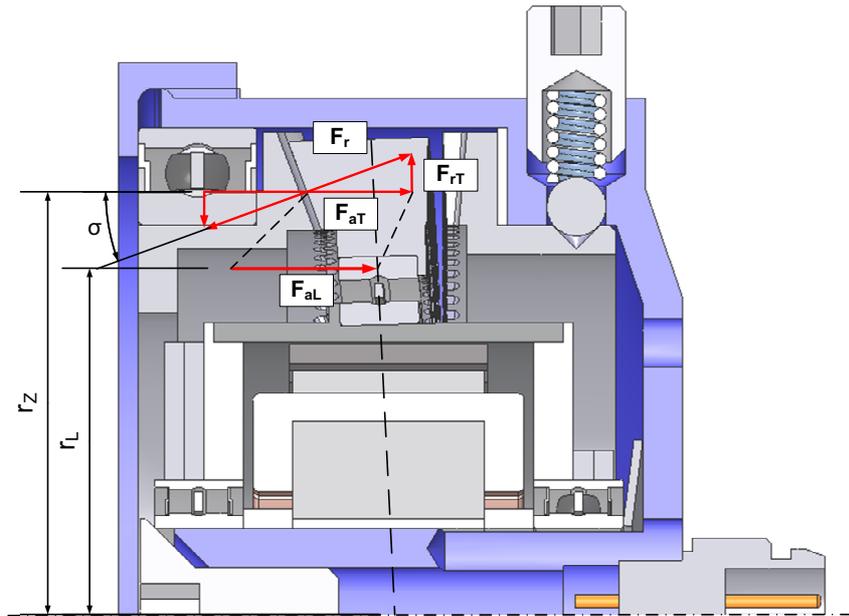


Abbildung 6.8: In der halbierten Schnittdarstellung sind die Längskraft auf das Taumel-lager sowie die verursachenden Kräfte eingetragen.

jedoch durch das einzuhaltende Spiel im Zahnfuß und Zahnkopf der Verzahnungen nicht möglich. Andernfalls wäre es nötig, die Fertigungstoleranzen soweit herabzusetzen, dass eine wirtschaftliche Fertigung nicht mehr möglich ist.

6.2.4 Herstellung der Verzahnung

Die für das TumblingGear ausgelegten Verzahnungen sind durch die speziellen Erfordernisse somit nicht mit Standardwerkzeugen herzustellen. Durch die Software KISSsoft konnten die Zahnflankenkonturen auf Basis der Ersatzstirnradpaare erzeugt werden. Diese wurden weiterhin zum Formschleifen der für die Herstellung der Zahnräder benötigten Werkzeuge genutzt. In Abb. 6.9 ist ein Ausschnitt der Zahnflankenkonturen des Ersatzstirnradpaares für Verzahnung zwischen Taumel- und Abtriebsrad zu sehen.

Da die Verzahnung des Taumelrades auf der einen Seite nach innen geneigt ist, kann die Herstellung nicht durch ein kontinuierliches Fräsverfahren für Kegelräder geschehen. Die sonst dafür verwendeten Werkzeuge und Maschinen sind allgemein nicht für das Fertigen von Kegelhohlrädern geeignet. Eine Anfertigung der benötigten Spezialfräser und die Anpassung der Verzahnungsfräsmaschine ist im momentanen Entwicklungsstand des Getriebes aus Kosten- und Zeitgründen noch nicht gerechtfertigt. Aus diesem Grund wird ein nicht kontinuierliches Herstellungsverfahren angewandt. Die Zahnkonturen

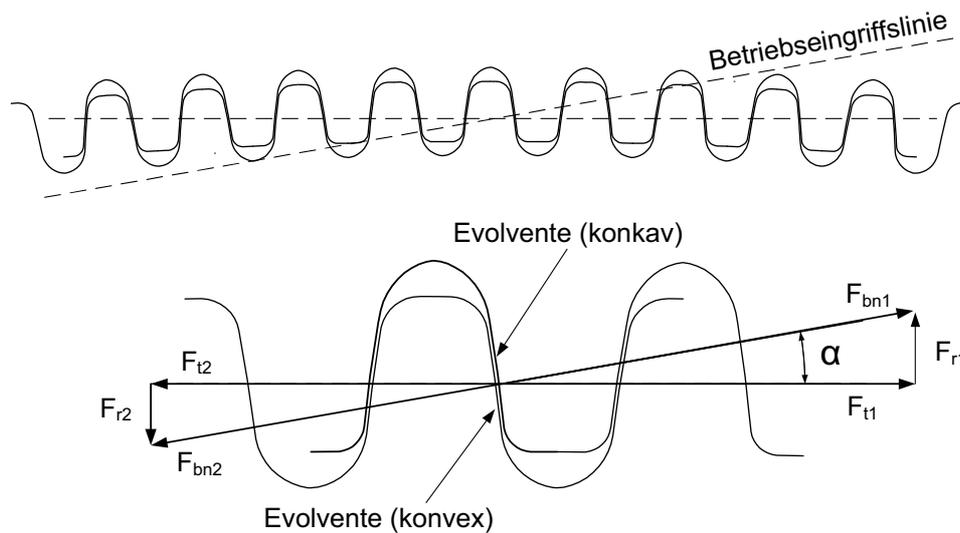


Abbildung 6.9: Im oberen Bereich ist ein Ausschnitt der Verzahnung zwischen Taumel- und Abtriebsrad mit der Betriebseingriffslinie zu sehen. Im unteren Teil der Abb. sind zwei Zähne mit deren Hauptkräften vergrößert dargestellt.

werden mit Profilscheibenfräsern auf einer 5-Achs CNC Fräsmaschine hergestellt. Die Profilscheibenfräser besitzen als Zahnkontur die Negativform der im Programm Kisssoft erzeugten Zahnflankenprofile. Dazu besitzen die Scheibenfräser einen ausreichend großen Durchmesser, damit bei der Herstellung des Kegelhohlrades der Fräsdorn nicht die Zahnköpfe berührt.

Die Zähne des Scheibenfräses sind logarithmisch hinterschleifen. Durch diese Technik ist es möglich, das Werkzeug bei abgenutzten Schneiden nachzuschleifen, ohne das Zahnprofil nachzubearbeiten. Zudem ist die seitlich weiterführende Fräserkontur, neben der negativen Zahnform mit einem Freiwinkel von 20° abgesetzt. Dadurch besteht nicht die Gefahr, dass der Fräser an diesen Stellen beim Verzahnungsfräsen ungewollt Material abträgt.

Der Fräsvorgang läuft schrittweise ab. Als erstes wird der Scheibenfräser am Anfang der in Abb. 6.10 zu sehenden Fräsbahn positioniert. Danach durchläuft er mit dem Verzahnungsprofil das Material und stellt so eine linke und rechte Zahnkontur je eines Zahnes des Zahnrades her. Ist dieser Fräsvorgang abgeschlossen, wird der Scheibenfräser durch eine Rückstellbewegung wieder an den Anfangspunkt der Fräsbahn gefahren. Danach wird das Zahnrad um die Zahnteilung weiter gedreht und der Fräsvorgang startet von Neuem. Dieser Ablauf muss pro Zahn einmal durchlaufen werden, um die gesamte Verzahnungsseite herzustellen.

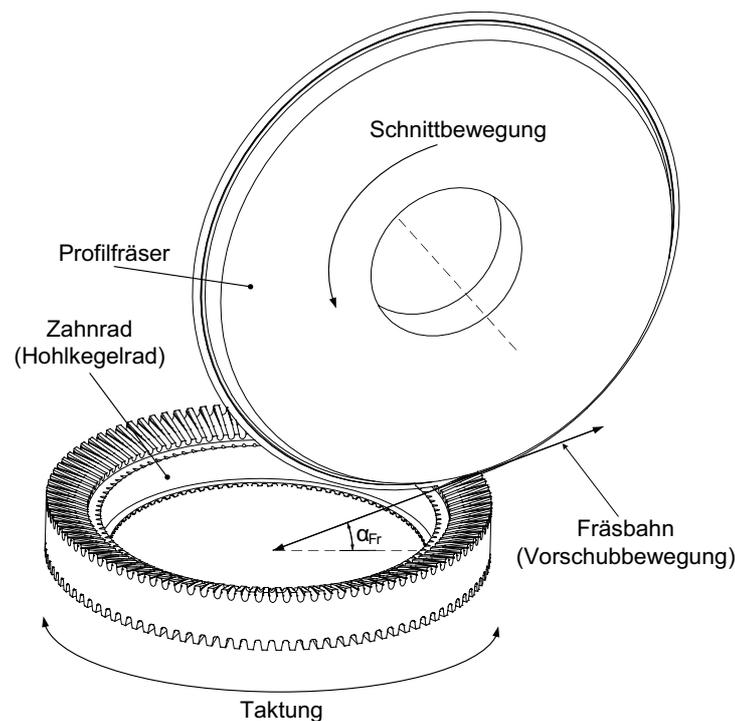


Abbildung 6.10: Darstellung des Fertigungsablaufes der Verzahnungen durch einen Profilscheibenfräser.

Dieses Herstellungsverfahren bewirkt, dass die Verzahnungslücken zwischen den Zähnen nach innen nicht kontinuierlich abnehmen. Das sollte jedoch bei einer idealen Kegelradverzahnung der Fall sein. Durch eine nach innen hin zunehmend positive Profilverschiebung ([M⁺03, S. 670 ff.], [GF07, S. G121, G122]) und durch das ebenfalls nach innen hin zunehmende Absenken der Zahnköpfe kann dem entgegengewirkt werden. Andernfalls würden die Verzahnungen nur am äußeren Rand der Zahnräder tragen.

6.2.5 Belastbarkeit der Verzahnung

Alle Zahnräder des TumblingGears bestehen aus ETG 100. Es handelt sich hierbei um einen gut zerspanbaren Automatenstahl mit sehr hoher Festigkeit, die insbesondere durch Ziehen unter erhöhter Temperatur erreicht wird [ETG08]. Die Zugfestigkeit von ETG 100 beträgt ca. 1030 Nmm^{-2} . Durch die hohe Festigkeit können die durch die Verzahnung übertragenen Kräfte weiter gesteigert werden. Zudem kann durch die gute Zerspanbarkeit eine hohe Oberflächengüte gewährleistet werden, wodurch die Reibung beim Abwälzen der Zähne aneinander gering ist.

Unter Einbeziehung der Werkstoffkennwerte, der graphischen Herleitung der Ersatzstirnradpaare und der Eingriffsbedingungen, ergeben sich folgende Verzahnungsfaktoren

der Ersatzräder (Berechnung mit Kisssoft):

Ersatzstirradpaar 1			
Bezeichnung	Einheit	Taumelrad 1	Ständerrad
Zähnezahl $[z]$		5729,86	5729,86
Zahnbreite $[b]$	mm	5	5
Modul $[m]$		0,5	
Eingriffswinkel $[\alpha]$	Grad	8	
Bemessungsleistung $[P]$	W	4608	
Bemessungsdrehzahl $[n]$	min^{-1}	40	40
Umfangskraft $[F_t]$	N	767,9	
Radialkraft $[F_r]$	N	107,9	
Teilkreisdurchmesser $[d_m]$	mm	2864,93	2864,93
Drehmoment $[M]$	Nm	1100	1100
Verformungssicherheit $[S_s]$		2,46	2,46
Zahnbruchsicherheit $[S_b]$		2,73	2,73
Ersatzstirradpaar 2			
		Abtriebsrad	Taumelrad 2
Zähnezahl $[z]$		337,44	384,86
Zahnbreite $[b]$	mm	5	5
Modul $[m]$		0,5	
Eingriffswinkel $[\alpha]$	Grad	8	
Bemessungsleistung $[P]$	W	471,24	
Bemessungsdrehzahl $[n]$	min^{-1}	50	43,8
Umfangskraft $[F_t]$	N	1066,8	
Radialkraft $[F_r]$	N	149,9	
Teilkreisdurchmesser $[d_m]$	mm	168,72	192,43
Drehmoment $[M]$	Nm	90	102,6
Verformungssicherheit $[S_s]$		1,88	1,58
Zahnbruchsicherheit $[S_b]$		2,09	1,75

Tabelle 6.2: Auflistung der geometrischen Größen und Belastungsfaktoren der einzelnen Ersatzstirnräder.

Die Auswertung stellt eine Überprüfung der Verzahnungsfestigkeits- und ihrer Sicherheiten dar. Nun werden die von der Verzahnung der Ersatzstirnräder übertragbaren Umfangskräfte $[F_t]$ auf die im TumblingGear verwendeten Teilkreisdurchmesser der

Zahnräder angewendet. Dadurch kann die Belastungsgrenze bei gegebenen Sicherheiten ermittelt werden. (Tabelle: 6.2). Die Sicherheitsfaktoren der Verzahnungsgeometrie bleiben hierbei gleich und müssen deshalb in der Umrechnung nicht berücksichtigt werden.

Kegelradpaar 1			
Bezeichnung	Einheit	Taumelrad 1	Ständerrad
Zähnezahl $[z]$		100	100
Zahnbreite $[b]$	mm	5	5
Modul $[m]$		0,5	
Eingriffswinkel $[\alpha]$	Grad	8	
Umfangskraft $[F_t]$	N	767,9	
Radialkraft $[F_r]$	N	107,9	
Teilkreisdurchmesser $[d_m]$	mm	45	45
Drehmoment $[M]$	Nm	17,28	17,28
Verformungssicherheit $[S_s]$		2,46	2,46
Zahnbruchsicherheit $[S_b]$		2,73	2,73
Kegelradpaar 2			
		Abtriebsrad	Taumelrad 2
Zähnezahl $[z]$		99	100
Zahnbreite $[b]$	mm	5	5
Modul $[m]$		0,5	
Eingriffswinkel $[\alpha]$	Grad	8	
Umfangskraft $[F_t]$	N	1066,8	
Radialkraft $[F_r]$	N	149,9	
Teilkreisdurchmesser $[d_m]$	mm	44,55	45
Drehmoment $[M]$	Nm	23,76	24,00
Verformungssicherheit $[S_s]$		1,88	1,58
Zahnbruchsicherheit $[S_b]$		2,09	1,75

Tabelle 6.4: Auflistung der geometrischen Größen und Belastungsfaktoren der einzelnen Kegelräder des TumblingGears.

Die Belastbarkeit der Gesamtanordnung der Zahnräder richtet sich nach dem schwächsten Glied in der Übersetzungsstufe. In Anbetracht der Belastungsdaten in der Tabelle 6.4 wäre das, mit einer Belastbarkeit von 17,28 Nm, die Verzahnung zwischen Ständerrad und Taumelrad. Zu berücksichtigen sind jedoch die, gegenüber des

Kegelradpaares 2, erhöhten Sicherheitsfaktoren dieser Verzahnung. Gleicht man diese Faktoren einander an, so sind keine nennenswerten Unterschiede der einzelnen Maximalbelastungen der Kegelradpaare vorhanden. So ist anzunehmen, dass die gesamte Übersetzungsstufe einer Belastung von 20 Nm bei einer zweifachen Sicherheit stand hält.

6.3 Dimensionierung der Lager

Das TumblingGear beinhaltet vier Kugellager. Zwei dieser Kugellager bilden die Lagerung des Läufers vom BLDC-Motor. Das Taumellager verbindet einerseits das Taumelrad mit dem Läufer und entkoppelt andererseits das Taumelrad von der Drehung des Läufers. Das vierte Kugellager befindet sich an der Abtriebsseite des TumblingGears und lagert das Abtriebsrad. Hinzu kommt ein axiales Gleitlager, das beim Eingreifen der Überlastkupplung die Reibung zwischen Getriebegehäuse und Ständerrad verringert.

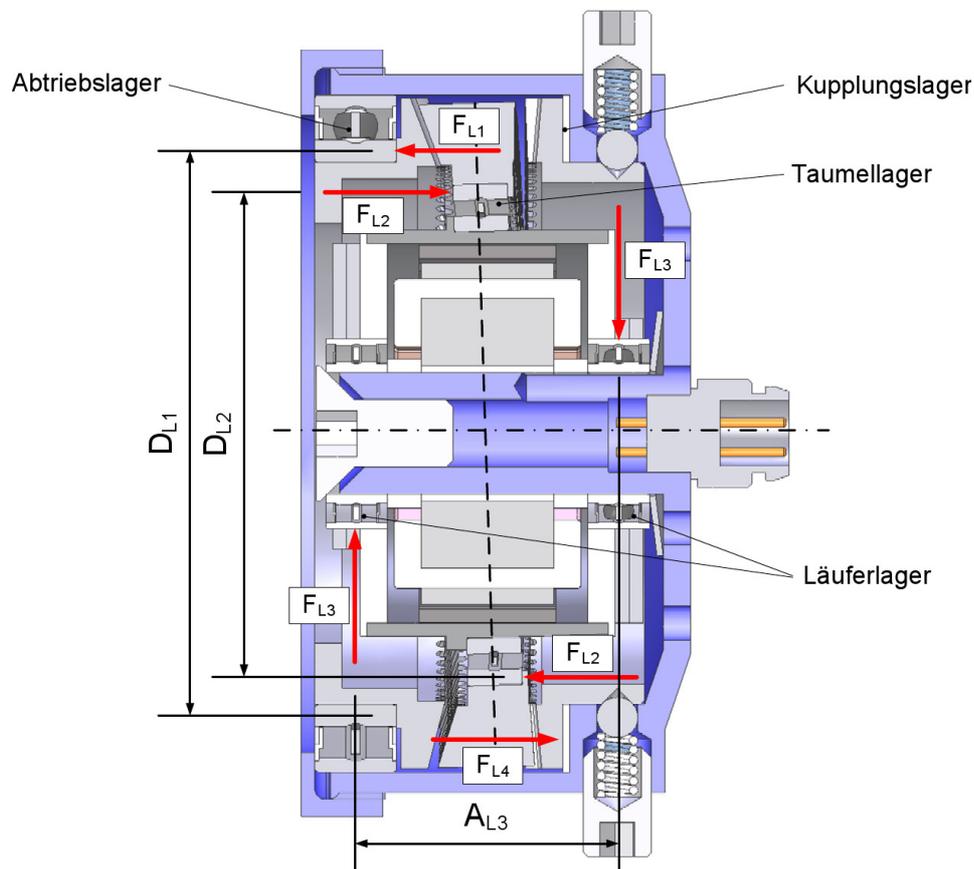


Abbildung 6.11: Schnittdarstellung des TumblingGears mit eingetragenen Lagerkräften und deren Hebelstrecken.

Die in Abb. 6.11 zu sehenden Läuferlager werden durch die Kippbelastung des Taumel-

rades, hervorgerufen durch die Radialkräfte der Kegelradverzahnungen, radial mit der Kraft F_{L3} belastet. Die Radialkraft F_{L3} lässt sich einfach berechnen, weil die Summe des verursachenden Moments und des Lagermoments 0 sein muss.

$$M_T = M_{L3} \implies 2 \cdot F_r \cdot \frac{d_m}{2} = 2 \cdot F_{L3} \cdot \frac{A_{L3}}{2} \quad (6.8)$$

Hierbei ist F_r die Radialkraft der Kegelradverzahnung, die wegen des gleichen Eingriffswinkels der beiden Kegelradpaare identisch ist. Für die Radialkraft kann der Mittelwert aus den zwei Werten in Tabelle 6.4, $130N$, angenommen werden. Die Radialkraft des Läuferlagers kann nun durch Umstellen der obigen Gleichung ermittelt werden.

$$F_{L3} = \frac{2 \cdot F_r \cdot \frac{d_m}{2}}{A_{L3}} = \frac{130N \cdot 0,045m}{0,02m} = \mathbf{292,5N} \quad (6.9)$$

Die Lagerkräfte des Taumelrades F_{L2} sind ebenfalls von den Radialkräften der Kegelradverzahnungen abhängig. Sie können auf die gleiche Weise berechnet werden, wie die Lagerkräfte F_{L3} .

$$M_T = M_{L2} \implies 2 \cdot F_r \cdot \frac{d_m}{2} = 2 \cdot F_{L2} \cdot \frac{D_{L2}}{2} \quad (6.10)$$

$$F_{L2} = \frac{2 \cdot F_r \cdot \frac{d_m}{2}}{D_{L2}} = \frac{130N \cdot 0,045m}{0,03m} = \mathbf{195N} \quad (6.11)$$

Der Unterschied bei dieser Belastung ist, dass es sich nicht um eine Radiallast handelt, sondern um ein Kippmoment auf das Lager. Dieses ist ein Rillenkugellager, weshalb eine solche Belastung ungünstig ist und nur ein Bruchteil der möglichen Axiallast des Lagers betragen sollte. Da keine eindeutigen Lastgrenzen für eine Kipplast auf das verwendete Lager vorhanden sind, wird die Widerstandsfähigkeit des Lagers im Langzeittest empirisch ermittelt.

Das Abtriebslager wird durch die punktuelle Radialkraft, der Verzahnung des zweiten Kegelradpaares, belastet. Das bedeutet, dass das Lager axial durch die umlaufende Kraft F_{L1} beansprucht wird. Da der Durchmesser des Lagerinnenringes D_{L1} näherungsweise gleich dem Teilkreisdurchmesser des Kegelrades am Abtrieb ist, ist auch die Lagerkraft F_{L1} näherungsweise gleich der Radialkraft der Verzahnung F_r und beträgt somit $130N$. Auch dieses Lager ist ein Rillenkugellager und muss wegen der ungeeigneten Belastung, gleich dem Taumellager, stärker ausgelegt werden als es bei einer gleich großen Radiallast bedürfte. Außerdem kann es auch durch äußere Einwirkungen belastet werden, durch einen Seilzug beispielsweise, und ist auch deshalb solider auszuführen.

In Tabelle 6.5 sind die Daten der auf Basis der vorrangegangenen Berechnung gewählten Lager [SBN08] aufgelistet.

Lager	Läuferlager	Taumellager	Abtriebslager
Bezeichnung	679 2Z	61706 2RU	61708 2RS
Innendurchmesser d in [mm]	9	30	40
Außendurchmesser D in [mm]	14	35	50
Breite b in [mm]	4,5	4	6
Tragzahl dynamisch C_r in [N]	919	1143	2516
Tragzahl statisch C_{0r} in [N]	468	947	2233
Dichtungsart	2Z	2RU	2RS
Lagerbelastung			
Belastungsart	dynamisch	dynamisch	statisch
Krafteinwirkung	radial	axial	axial
Lagerkraft F_L in [N]	292,5	195	130

Tabelle 6.5: Auflistung der Lagerabmaße und maximalen Belastungen.

Die Tragzahlen der gewählten Lager liegen teilweise erheblich über den gegebenen Belastungen. Dadurch ist ein Versagen der Lager durch ungünstige Belastungen sehr unwahrscheinlich. Zudem ist die Wahl der Kugellager stark abhängig von den geometrischen Gegebenheiten im TumblingGear.

Das Kupplungslager zwischen Ständerrad und Getriebegehäuse besteht aus einem PTFE-Ring (PTFE: Polytetrafluorethylen, gebräuchlich: Teflon). Der Ring ist fest in das Getriebegehäuse eingepasst und dient bei Kupplungsaktivität als Anlaufscheibe für das Ständerrad. Die Last auf den PTFE-Ring ist gleich der Lagerbelastung des Abtriebslagers und beträgt somit maximal 130N. Der Ring ist so ausgelegt, dass er die axiale Last durch Verteilung auf eine große Lagerfläche gut aufnehmen kann.

Die Lager sind, bis auf das leicht zu fertigende Kupplungslager, Katalogartikel des Großanbieters SBN-Wälzlager [Lag08]. Das gewährleistet eine langfristige Verfügbarkeit dieser Teile.

6.4 Unwuchtsausgleich

Die Funktion des TumblingGears basiert im Wesentlichen auf einer „taumelnden“ Scheibe (Taumelrad). Diese Taumelbewegung verschiedener Teile hat mehrere Unwuchten zur

Folge, was im Betrieb zu Vibrationen führt. Vier Teile des TumblingGears verursachen im Betrieb Trägheitskräfte, die eine Getriebeunwucht bewirken. Hinzu kommt, dass bei dem Rückschlussring des BLDC-Läufers und dem inneren Lagerring Fliehkräfte durch den nicht radialsymmetrischen Aufbau und die hohe Drehzahl entstehen. Dies verstärkt zusätzlich die Gesamtunwucht des Getriebes. Für den Ausgleich der Unwuchtkräfte dienen vier Ausgleichsmassen, die sich paarweise links und rechts des Läufers befinden.

Die Bemessung der Ausgleichsmassen kann durch Betrachtung der einzelnen Trägheits- und Fliehkräfte, wie in Abb. 6.13 dargestellt, geschehen. Zu sehen ist ein in der Mitte liegender Taumelring, der um den Taumelwinkel α_t zur Hauptachse geneigt ist. Wird dieser in der Mitte, durch die Schnittlinie gekennzeichnet, geteilt, so ergeben sich zwei einzelne Massenschwerpunkte (rot dargestellt). Rotiert der Ring um die Hauptachse, entstehen an beiden Masseschwerpunkten die Fliehkräfte F_{rU} .

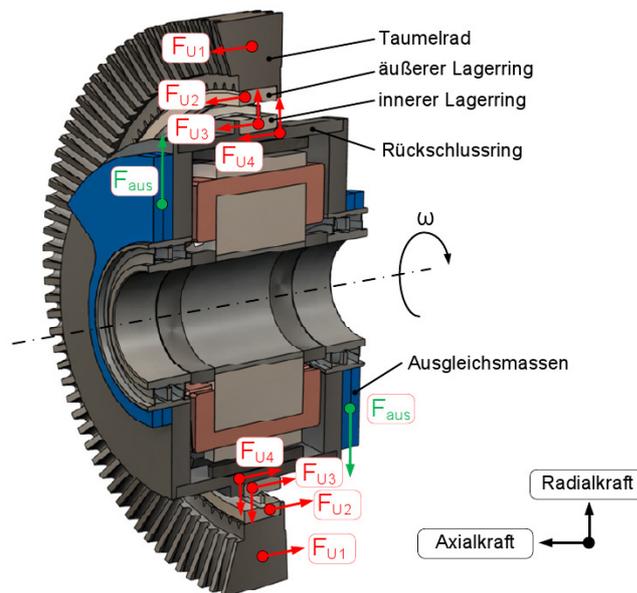


Abbildung 6.12: Schnittdarstellung der Teile des Läuferbereichs des TumblingGears. Gekennzeichnet sind die unwuchtverursachenden Teile und deren Unwuchtkräfte (rot) sowie die Ausgleichsmasse (grün).

$$F_{rU} = m_U \cdot \omega_M^2 \cdot r_U \quad (6.12)$$

Würde der Ring nicht um den Taumelwinkel α_t geneigt sein, würden sich diese Fliehkräfte der beiden Masseschwerpunkte aufheben. Jedoch entsteht durch die Neigung ein Drehmoment, bezogen auf den Mittelpunkt des Taumelrings.

$$M_{rU} = F_{rU} \cdot l_U \quad (6.13)$$

Durch die Pendelbewegung der beiden Masseschwerpunkte m_U entsteht des weiteren eine Axialkraft F_{aU} .

$$F_{aU} = m_U \cdot \omega_M^2 \cdot l_U \quad (6.14)$$

Aus dieser Kraft wirkt durch den Hebelarm R_U ein weiteres Drehmoment M_{aU} auf den Mittelpunkt des Aufbaus.

$$M_{aU} = F_{aU} \cdot r_U \quad (6.15)$$

Die Summe beider Drehmomente ergibt das Unwucht erzeugende Drehmoment M_U , das verdoppelt werden muss, da nur eine Taumelringhälfte betrachtet wurde.

$$M_U = (M_{aU} + M_{rU}) \cdot 2 \quad (6.16)$$

Da die beiden Ausgleichsmassen nicht zur Hauptachse hin geneigt sind, entstehen lediglich zwei Fliehkräfte F_{rA} .

$$F_{rA} = m_A \cdot \omega_M^2 \cdot r_A \quad (6.17)$$

Das Ausgleichsdrehmoment ergibt sich durch die Fliehraft F_{rA} und den Hebelarm l_A .

$$M_A = F_{rA} \cdot l_A \cdot 2 \quad (6.18)$$

Um die Unwucht auszugleichen, bedarf es eines gleich großen, entgegengesetzten Drehmoments M_A (grün).

$$M_U = -M_A \quad (6.19)$$

wählen. Die geometrischen Daten wie auch die Massen der vier unwuchterzeugenden Teile sind in der Tabelle 6.6 aufgelistet. Die Rotationsgeschwindigkeit ω_M kann durch die Gleichstellung der Unwuchtmomente und der Ausgleichsmomente herausgekürzt werden und ist somit nicht von Relevanz. Als Zwischenergebnis wird für jedes Teil ein Unwuchtsfaktor K_U angegeben. Durch die Summe dieser Faktoren kann der Abstand r_A und die Größe der Ausgleichsmassen ermittelt werden.

	Taumelrad	Außenring Taumellager	Innenring Taumellager	Rückschlussring
Masse m in [g]	31,76	3,98	3,46	22,48
Abstand r_U in [mm]	13,86	11,40	9,91	0,28
Abstand l_U in [mm]	0,48	0,40	0,35	0,61
Axiale Unwucht K_{aU} in [gmm ²]	213,10	18,07	11,88	1,92
Radiale Unwucht K_{rU} in [gmm ²]	0	0	11,88	1,92
Gesamtunwucht K_U in [gmm ²]	213,10	18,07	23,76	3,84

Tabelle 6.6: Auflistung der Kräfte und Momente, die zur Unwucht im TumblingGear führen. Die ermittelten Ausgleichsgrößen sind ebenfalls dargestellt.

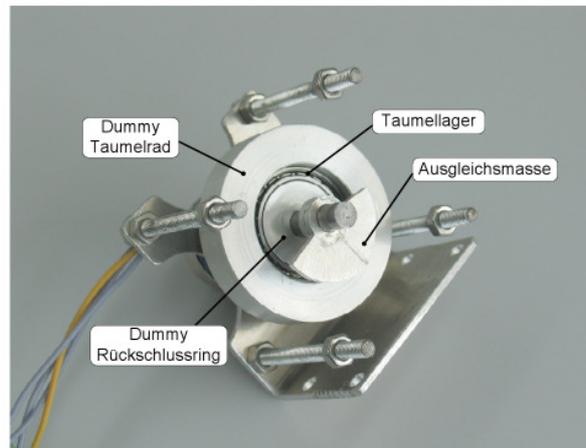


Abbildung 6.14: Abbildung eines Testaufbaus, in dem die Berechnung der Ausgleichsmassen im Versuch geprüft wird.

Die Summe aller Unwuchten ergibt einen Unwuchtsfaktor $K_{U_{ges}}$ von 258,77 gmm².

Durch die Vorgabe des Abstands l_A von dem Schwerpunkt der Ausgleichsmasse zum Drehpunkt von 11,5 mm und einem iterativ ermittelten Abstand r_A von 5,9 mm ergibt sich eine Ausgleichsmasse von 1,86 g je Seite.

Zur Prüfung dieses Rechenschemas wurde ein Testaufbau hergestellt (siehe Abb. 6.14). Jedes der unwuchterzeugenden Teile wurde hier in seiner Dimensionierung den Verhältnissen des TumblingGears angeglichen. Es war ein nahezu vibrationsfreier Lauf festzustellen, wodurch das Resultat des Rechenweges bestätigt wurde.

Die links und rechts vom Läufer liegenden Ausgleichsmassen sind zweigeteilt. Durch gegensätzliches Drehen der einzelnen Teile kann der Abstand r_A eingestellt werden. Das ist besonders dann wichtig, wenn die hergestellten Teile nicht exakt die im Konstruktionsprogramm ermittelten Massen aufweisen.

6.5 Überlastkupplung

Zum Schutz der Getriebeteile, insbesondere der Zahnräder, vor zu hoher Belastung ist eine Überlastkupplung in das TumblingGear integriert. Diese funktioniert nach dem, im Abschnitt 5.2.2 (Überlastkupplung) erläuterten Prinzip der Einrastkupplung. Dafür befinden sich, wie in Abb. 6.15 links zu sehen, 20 Einrastmechanismen im Getriebe. Diese ermöglichen ein Verdrehen des Ständerrades gegenüber dem Getriebegehäuse beim Überschreiten der eingestellten Lastgrenze.

Jeder Einrastmechanismus besteht aus einer Stiftschraube, einer Druckfeder und einer Stahlkugel. Die Stiftschraube ist, um den Bauraum bestmöglich ausnutzen zu können, innen hohl. In diesem Hohlraum befindet sich die Druckfeder, die wie in Abb. 6.15 dargestellt, mit der Federkraft F_F gegen die Stahlkugel drückt. Dadurch drückt wiederum die Stahlkugel mit der gleichen Kraft gegen eine Kerbe, von denen sich 20 Stück radialsymmetrisch an einem Absatz des Ständerrades (Kupplungsring) befinden.

Das Kupplungsmoment eines Einrastmechanismus lässt sich durch die Federkraft F_F , den Kerbwinkel und den Außenradius r_K des Kupplungsringes ermitteln. Da der Kerbwinkel 90° beträgt, ist, von der Reibwirkung abgesehen, die Tangentialkraft F_T auf den Kupplungsring gleichgroß der Federkraft F_F . Das Kupplungsmoment eines Einrastmechanismus lässt sich dadurch wie folgt ermitteln:

$$M_K = F_F \cdot r_K \quad (6.21)$$

Das Gesamtkupplungsmoment ergibt sich aus der Summe der Einrastmechanismen.

$$M_{K,ges} = \sum_{n=1}^i M_{K,i} \quad (6.22)$$

Durch Drehen der Stiftschrauben können die Federkräfte F_F und somit auch das Kupplungsmoment $M_{K,ges}$ eingestellt werden.

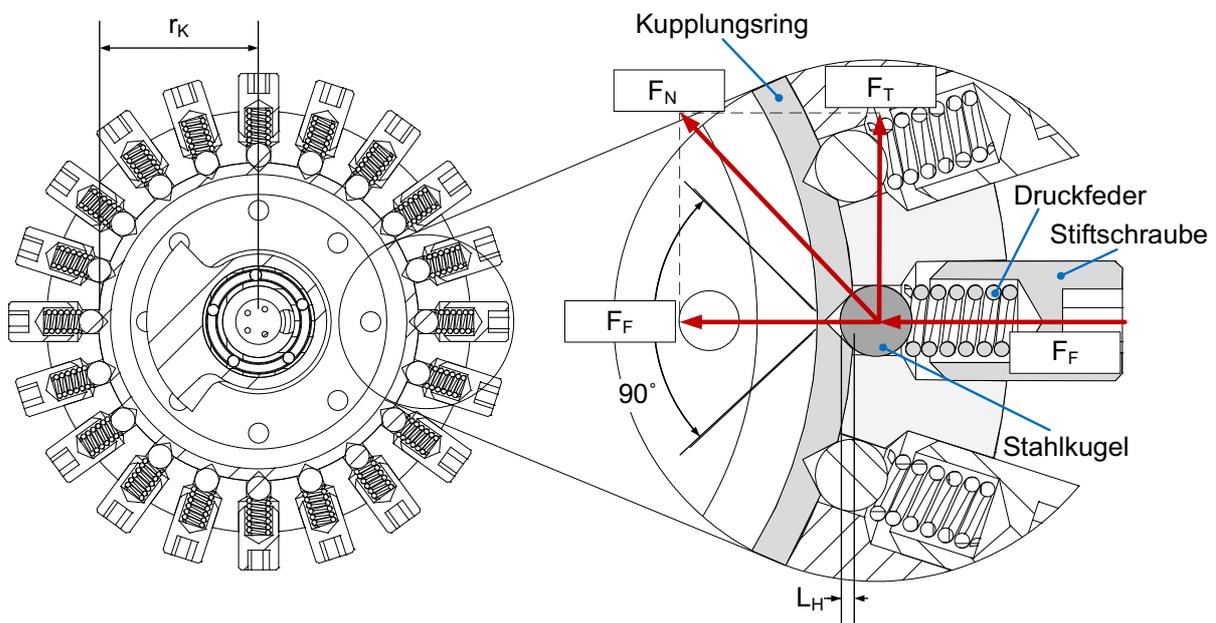


Abbildung 6.15: Konstruktionszeichnung der Überlastkupplung des TumblingGears. Dargestellt in einer Schnittdarstellung des Kupplungsbereiches mit zusätzlicher Vergrößerung einer Kupplungseinheit. In der Vergrößerung ist das Kräfteparallelogramm eines Einrastmechanismus dargestellt.

Bei der Einstellung der Federkräfte ist darauf zu achten, dass die Feder nicht derart weit zusammengedrückt wird, dass eine Bewegung der Stahlkugel um den Weg L_H nicht mehr möglich ist. Andernfalls kann es zu einem Blockieren der Kupplung kommen, wodurch der Getriebeschutz durch die Überlastkupplung nicht mehr gewährleistet werden kann.

6.6 Resultate der Getriebeentwicklung

In den einzelnen Entwicklungsstufen zeigte sich, dass das TumblingGear im Vergleich zu konventionellen Stirnrad- oder Planetengetrieben in Hinsicht auf das mögliche Abtriebsmoment durch ein geringes Volumen von ca. 80 cm^3 und ein niedriges Gewicht von nur 240 g hervorsticht. Grund hierfür war u. a. die hervorragende Integrationsmöglichkeit des BLDC-Motors in die Getriebemitte. Dadurch konnte die Baulänge des TumblingGears von 30 mm, im Vergleich zu herkömmlichen Getriebemotoren, entscheidend verkürzt werden. Außerdem kann die Rotorlagerung des BLDC-Motors ebenfalls zur Lagerung von Getriebekomponenten genutzt werden, wodurch sich die Anzahl der benötigten Teile reduzieren ließ. Für das niedrige Gewicht des Getriebes ist vorwiegend das Arbeitsprinzip verantwortlich, zu dessen Funktion nur drei Zahnräder nötig sind. Der Aufbau des TumblingGears zeichnet sich zudem durch einen effizienten Kraftfluss, von der Montagegestelle bis zum Abtrieb, aus, der im großen Abstand zur Hauptachse des Getriebes verläuft (siehe Abb. 6.16). Die Materialspannungen sind somit hinsichtlich des Abtriebsmoments vergleichsweise gering. Zudem ist die Länge des Kraftflusses gering, genauso wie die Anzahl der Teile, die er durchläuft. So bleibt die Materialmenge, die von größeren Spannungen durchzogen wird, ebenfalls gering. Diese Eigenschaft ist auch im Harmonic Drive zu finden, wodurch auch dieses Getriebe ein gutes leistungspezifisches Gewicht aufweist. Jedoch durchläuft hier der Kraftfluss ein Zahnrad, das flexibel ist und dadurch einen Engpass darstellt.

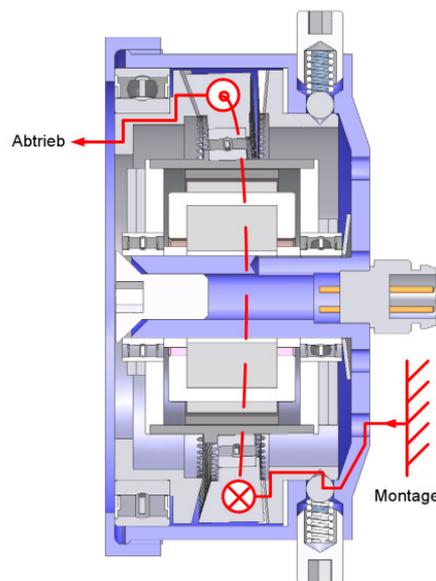


Abbildung 6.16: Darstellung des Kraftflusses von der Montagegestelle bis zum Abtrieb im TumblingGear (Schnittdarstellung).

Durch den nicht radialsymmetrischen Aufbau des Läuferbereichs des Getriebes ist ein Unwuchtsausgleich notwendig. Dieser wurde erst in der dritten Entwicklungsstufe in das Getriebe integriert. Beide Vorgängerversionen weisen somit noch erhöhte Vibrationen im Betrieb auf.

Der Abtrieb des TumblingGears erfolgt über eine Kreisscheibe, in der sich kreisförmig platzierte Gewinde befinden. Durch diese Montagestelle können Seillaufrollen für die Krafteinkopplung des Antriebssystems oder Federelemente ohne großen Teileaufwand montiert werden. Zudem kann der Abtrieb des TumblingGears gleichzeitig als Lager für zu treibende Teile genutzt werden, wodurch eine Integration dieses Antriebs einfach vorgenommen werden kann und zudem nachfolgende Lager eingespart werden können.

	<i>TumblingGear</i>	<i>Harmonic Drive</i>	<i>Planetengetriebe</i>	<i>Stirnradgetriebe</i>
Leistungsdichte	●●●●	●●●	●●	●
Abtriebsmoment	●●●●	●●●	●●	●
Wirkungsgrad	●●●●	●●●●	●●	●●
Übersetzungsfeld je Übersetzungsstufe	●●●●	●●●	●	●
Niedrige Herstellungskosten	●●●	●	●●●	●●●●
Spielfrei	●●●●	●●●●	●●	●
Vibrationsarm	●●	●●●●	●●●●	●●●●

Tabelle 6.7: Qualitativer Vergleich der für das zu entwickelnde Antriebssystem relevanten Eigenschaften verschiedener Getriebetypen.

● = schlecht, ●● = mittel, ●●● = gut, ●●●● = sehr gut

Insbesondere das hohe Abtriebsmoment beim geringen Eigengewicht weist auf eine gute Eignung für das zu entwickelnde Antriebssystem hin. Auch weitere Aspekte wie die niedrige Gehäuselänge und die integrierte Überlastkupplung sowie die gute Integrationsmöglichkeit des BLDC-Motors sind Eigenschaften, durch die das TumblingGear konventionellen Getrieben überlegen ist. Zur besseren Veranschaulichung werden die aus den Prototypen entstammenden Resultate in der Tabelle 6.7 zwischen Harmonic Drive, Planetengetriebe und Stirnradgetriebe qualitativ verglichen.

Fazit

Durch den Vergleich aus Tabelle 6.7 wie auch aufgrund zuvor genannter Vorteile wird ersichtlich, dass das TumblingGear in Verbindung mit einem BLDC-Motor eine geeignete Antriebskomponente für das zu entwickelnde Antriebssystem ist. Um jedoch nähere Spezifikationen angeben zu können, sind nach Fertigstellung der dritten Version dieses Antriebs Belastungstests durchzuführen. Jedoch zeigt sich bereits jetzt, dass dieses neu entwickelte Getriebe neben der Verwendung im vorliegenden Projekt in einem breiten Anwendungsfeld eingesetzt werden kann. Insbesondere in Bereichen, bei denen hohe Abtriebsmomente bei niedrigem Gewicht und kleinem Bauraum benötigt werden, ist das TumblingGear zusammen mit einem BLDC-Motor eine sinnvolle Antriebsvariante.

Kapitel 7

Aufbau eines Testantriebs

Um die in den vorangegangenen Kapiteln diskutierten Prinzipien des Antriebssystems testen zu können, wurde ein erster Prototyp des Antriebssystems angefertigt. Dieser vereint das Prinzip parallel angeordneter Antriebsstränge in Verbindung mit Drehelastizitäten. Für die Winkelmessung sind kapazitive Sensoren im Teststand vorbereitet. Diese Drehgeber funktionieren nach dem im Abschnitt 5.1.2 erläuterten und ausgewählten Prinzip. Ebenfalls verfügt jeder Antriebsstrang über eine Überlastkupplung um auch dessen Funktionsweise erproben zu können.

Der Prototyp wurde als stationäre Einheit entwickelt. Die Einzelteile sind so angeordnet, dass Einstellungen und Änderungen an einzelnen Funktionseinheiten vereinfacht vorgenommen werden können. Eine Gewichts- und Volumenreduktion wird erst nach Erprobung dieses Testantriebs vorgenommen.

Zuerst wird der Aufbau eines einzelnen Antriebsstrangs erläutert und im Anschluss der des gesamten Testantriebs. Im letzten Abschnitt werden erste Testergebnisse, die mittels eines isolierten Testaufbaus erlangt wurden, diskutiert.

7.1 Aufbau eines Antriebsstrangs

Der Prototyp des Antriebssystems besteht aus vier baugleichen Antriebssträngen (siehe Abb. 7.1). Jeder Strang besitzt einen Elektromotor mit nachgeschaltetem Getriebe, einem Winkelsensor, einer Überlastkupplung, einem drehelastischen Element und einem Abtriebsrad.

Getriebemotor

Da das TumblingGear zum Zeitpunkt der Entwicklung des Prototypen noch nicht einsatzfähig war, wurden als Ersatz ein DC-Getriebemotor verwendet. Es handelt sich hier-

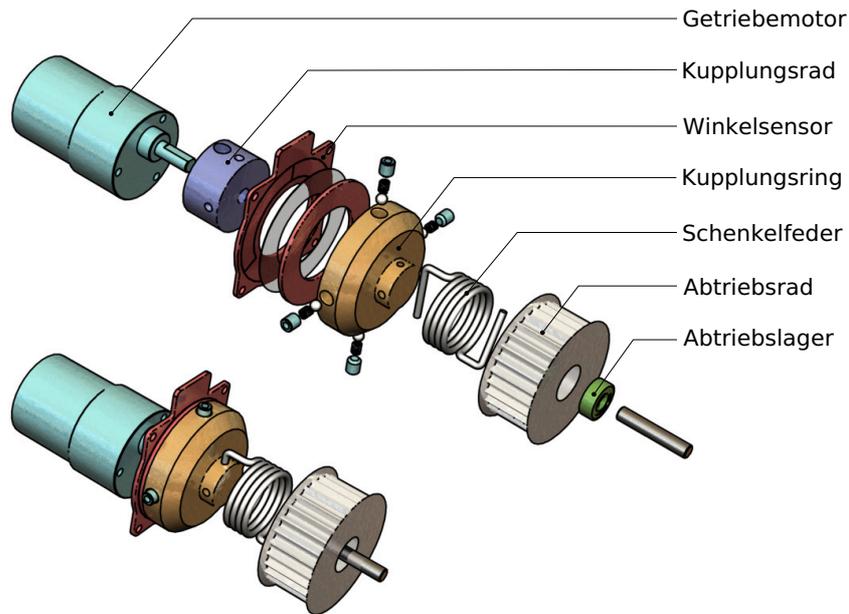


Abbildung 7.1: Aufbau eines Antriebsstranges mit Kennzeichnung wichtiger Einzelteile bzw. Teilegruppen. Darstellung in Explosionsansicht und darunter montiert.

bei um einen RB-35, der wahlweise mit der Übersetzung 1:50 oder 1:100 eingebaut werden kann. Dieser Getriebemotor zeichnet sich insbesondere durch einen geräuscharmen Lauf, sowie durch seinen geringen Stückpreis aus der im niedrigen zweistelligen Bereich liegt. Die Spezifikationen der RB-35 Getriebemotoren sind in der Tabelle 7.1 aufgelistet.

RB-35 Getriebemotor (Nennspannung: 12V)			
Übersetzung	Leerlaufdrehzahl	Leistungsaufnahme	max. Drehmoment
1 : 50	120 min ⁻¹	1,22 W	0,9 Nm
1 : 100	59 min ⁻¹	1,23 W	1,8 Nm

Tabelle 7.1: Technische Daten der RB-35 Getriebemotoren. Quelle: [RB-]

Für Tests mit reduzierter Selbsthemmung des Antriebssystems ist die niedrigere Übersetzung von 1:50 geeignet, wohingegen bei höheren Lasten der RB-35 mit 1:100 eingesetzt werden kann. Da beide Typen die gleiche Bauform besitzen, reduziert sich der Konstruktionsaufwand für die Montage der Getriebemotoren.

Winkelsensor

Der kapazitive Winkelsensor arbeitet nach der im Abschnitt 5.1.2 vorgestellten Funktionsweise. Die Sensorplatte, an der die Messwerte abgegriffen werden, ist an der Grundplatte des Gesamtaufbaus federgelagert befestigt. Die Lagerung ermöglicht ein axiales Verschieben der Sensorplatte und wird durch Druckfedern gegen die zweite Sensorplatte

gedrückt. Dadurch wird unabhängig von Lagefehlern des Kupplungsring ein gleichbleibender Abstand sichergestellt. Die zweite Sensorplatte ist mit dem Kupplungsring der Überlastkupplung verbunden und hat somit die Winkelposition des Abtriebes des RB-35 vor der Drehfeder und nach der Überlastkupplung, wie in Abb. 4.4 dargestellt. Zwischen den Sensorplatten befindet sich ein PTFE-Ring, der einerseits als Dielektrikum dient und andererseits für eine geringe Gleitreibung zwischen den Platten sorgt. Der Sensor kann 360° absolut erfassen. Wird ein höherer Abwinklungsbereich benötigt, kann beim Übergang zu einer neuen Umdrehung inkrementell verfahren werden.

Überlastkupplung

Die Überlastkupplung arbeitet nach dem im Abschnitt 5.2.2 erläuterten Prinzip der Einrastkupplung. Im Testaufbau ist das Kupplungsrad mit dem Abtrieb des RB-35 verbunden und der Außenring mit der Schenkelfeder sowie dem Winkelsensor.

Zur Momentenübertragung dienen vier Einrastmechanismen. Die Druckfedern und deren Führungen sind so bemessen, dass ein Kupplungsmoment von 0 bis zu 2Nm eingestellt werden kann. Da die Einrastmechanismen radialsymmetrisch angeordnet sind, verdreht sich der Außenring immer um 90° , bis die Kupplung wieder einrastet.

Da der Außenring der Überlastkupplung nicht separat axial geführt wird, ist zu beachten, dass die Schenkelfeder den Außenring immer gegen das Kupplungsrad drückt. Andernfalls kann es dazu kommen, dass sich bei Eingreifen der Kupplung der Außenring verschiebt und ein Einrasten bei weiterem Verdrehen nicht mehr automatisch funktioniert.

Drehelastizität

Im Testaufbau können Schenkelfedern, die als drehelastisches Element dienen, mit verschiedenen Federraten eingebaut werden. Die Federn unterscheiden sich geometrisch nur durch die Anzahl ihrer wirksamen Federwindungen. Der Federdrahtdurchmesser beträgt 2,5 mm.

Schenkelfedern			
Windungen	max. Abwinklung	max. Drehmoment	Federrate
2	$39,59^\circ$	1,56Nm	$0,039\text{Nm}/^\circ$
4,5	$89,01^\circ$	1,56Nm	$0,018\text{Nm}/^\circ$
7	$138,43^\circ$	1,56Nm	$0,011\text{Nm}/^\circ$

Tabelle 7.2: Technische Daten der Schenkelfedern, die für den Einsatz im Testaufbau des Antriebssystems vorgesehen sind. Quelle: [Gut08]

Die Federn werden vor der Montage axial über ihren elastischen Bereich hinaus gedehnt, damit im entspannten Zustand ein Abstand zwischen den Windungen besteht. Dadurch dient die Schenkelfeder im eingebauten Zustand – neben ihrer Hauptaufgabe als Drehelastizität – gleichzeitig zum Andrücken des Kupplungsaußenringes gegen das Kupplungsrad. Auf diese Weise wird das korrekte Arbeiten der Kupplung sichergestellt.

Die Schenkelfedern werden an ihren, nach innen gebogenen, Federenden (Schenkeln) in die senkrecht zur Hauptdrehachse liegende Bohrung des Kupplungsringes und des Abtriebsrades geschoben (siehe Abb. 7.1). Jeder Feder wird mit einer quer zum jeweiligen Schenkel liegenden Stiftschraube gegen Verrutschen gesichert.

7.2 Aufbau des Gesamtantriebs

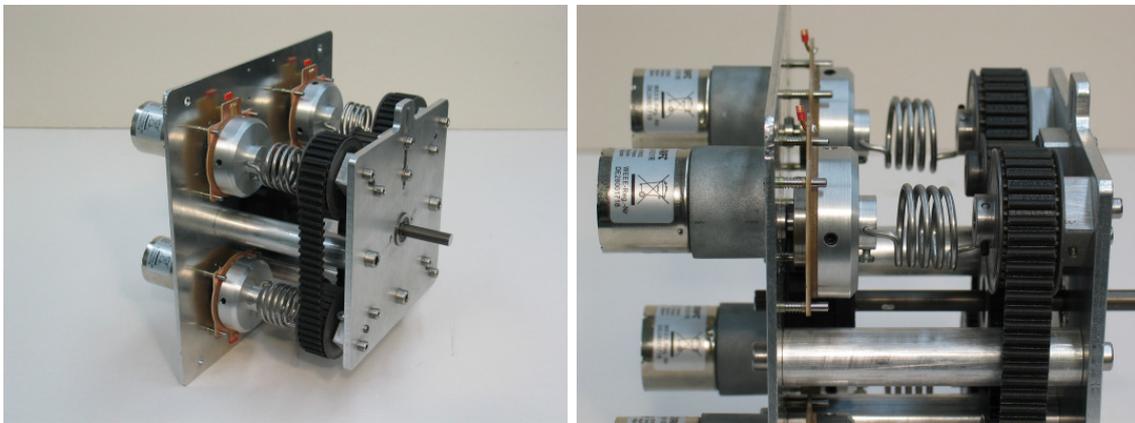


Abbildung 7.2: Links: Foto des realen Testaufbaus. Rechts: Ein Antriebsstrang in Nahaufnahme.

Der Prototyp besteht aus vier einzelnen Antriebssträngen, die um eine Hauptabtriebswelle herum angeordnet sind. Die Antriebsstänge sind zwischen zwei Aluminiumplatten befestigt, die wiederum Montagebohrungen für eine universelle Befestigung an Testapparaten besitzen. Die Platten sind durch drei Abstandsbolzen miteinander verbunden (siehe Abb. 7.3). Die Länge dieser Bolzen ist abhängig von der Windungszahl der Schenkelfedern. Werden Federn mit mehr oder weniger Windungen verbaut, wodurch sie länger bzw. kürzer sind, so muss lediglich die Länge der Bolzen angepasst werden.

Die Abtriebswelle ist mit einem Winkelsensor verbunden, wodurch die Position des getriebenen Gelenks ermittelt werden kann. Der Sensor hat die gleiche Funktions- und Bauweise wie die der einzelnen Antriebsstränge.

Die Leistungseinkopplung von den Abtrieben der einzelnen Antriebsstränge auf die Hauptabtriebswelle geschieht in diesem Prototypen noch über einen Zahnriemenantrieb (siehe Abb. 7.3). Durch dessen Einsatz ist für Testzwecke der Winkelbereich des Antriebssystems nicht begrenzt.

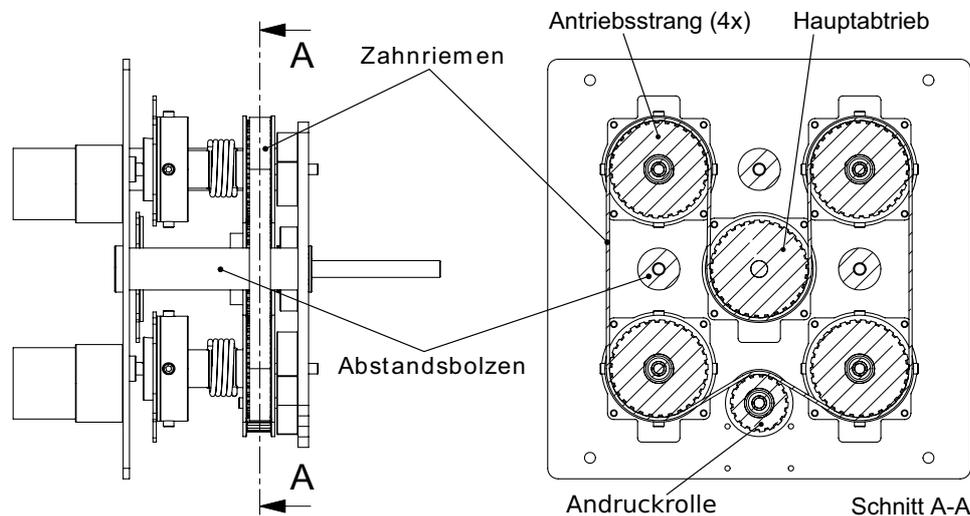


Abbildung 7.3: Darstellung des Riemenverlaufes im Prototypen des Antriebssystems (links Seitenansicht, rechts Vorderansicht im Schnitt A-A).

Der verwendete Zahnriemen und die dazugehörigen Riemenräder besitzen eine Zahngeometrie, die einen schlupffreien Lauf gewährleistet. Wie in Abb. 7.3 rechts zu sehen, verläuft der Zahnriemen außen an den Abtriebsrädern der Antriebsstränge entlang, wird an der Oberseite durch eine Andruckrolle gespannt und überträgt durch seinen Verlauf durch die Mitte des Antriebs die Leistung auf die Hauptabtriebswelle. Damit der Zahnriemen die Leistung an diese Welle abgeben kann, besitzt er eine beidseitige Verzahnung.

7.3 Experimente

Mit Hilfe des Testantriebs wurden zwei Experimente durchgeführt, die im Folgenden erläutert werden. Beim ersten Experiment handelt es sich um eine statische Analyse der Leistungsaufnahme der Motoren und des durch den Antrieb erzeugten Stillstandsmoments. Das zweite Experiment zeigt das Schwingungsverhalten des Antriebs bei unterschiedlich starker Vorspannung der einzelnen Antriebsstränge. Für beide Versuchsdurchführungen wurden RB-35 Getriebemotoren mit einer Übersetzung von 1:50 und Schenkelfedern mit 4,5 Windungen (siehe Tabelle 7.2) verwendet.

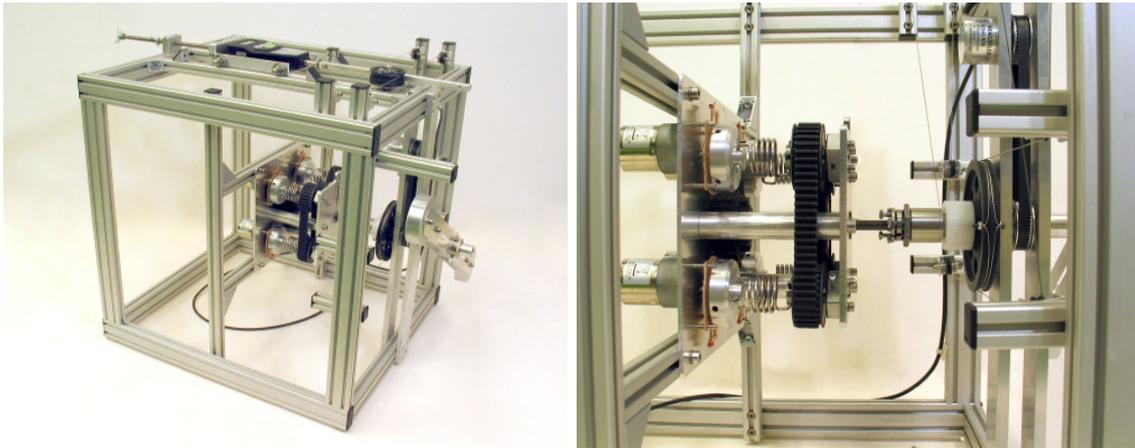


Abbildung 7.4: Links: Foto des kompletten Antriebsteststands mit eingebautem Testantrieb. Rechts: Nahaufnahme des Testantriebs im Antriebsteststand.

Beide Experimente wurden mit einem Antriebsteststand durchgeführt (siehe Abb. 7.4 links), in dem der Testantrieb eingebaut wurde. Hierbei wurde die Hauptabtriebswelle des Testantriebs mit der Messwelle des Antriebsteststands verbunden (siehe Abb. 7.4 rechts). Die Messwelle wiederum kann mit unterschiedlichen Messapparaturen, wie z. B. einem Drehgeber, Beschleunigungssensoren oder einer Messeinrichtung zur Drehmomenterfassung verbunden werden. Des Weiteren besteht die Möglichkeit, an die Messwelle verschiedene Lasten, wie z. B. rotatorische Trägheitsmassen oder Pendelmassen anzubringen.

7.3.1 Statisches Experiment

In diesem Experiment soll der Verlauf des Abtriebsmoments des Testantriebs bei steigender Leistungsaufnahme der Motoren gezeigt werden, in Anlehnung an die isometrische Kontraktion, die im Abschnitt 2.2.1 erläutert ist. Der Test wird in vier Schritte unterteilt. Im ersten wird einer der vier Motoren mit einer Spannungsquelle verbunden, bei der anschließend die Spannung von 0 V bis auf 12 V gesteigert wird. Dabei wird die Drehmomentzunahme sowie die Höhe des Motorstromes aufgenommen. Im zweiten Schritt wird ein weiterer Motor mit der Spannungsquelle verbunden und der Versuch wiederholt. In der letzten Versuchsdurchführung sind alle vier Motoren des Testantriebes mit der Spannungsquelle verbunden.

Für die Durchführung des Versuchs wird die Messwelle des Antriebsteststands mit der Messeinrichtung zur Drehmomenterfassung verbunden, wodurch gleichzeitig ein Verdrehen der Welle blockiert wird. Die Spannung wird in 1V-Schritten an der

Spannungsquelle erhöht und der Stromfluss durch ein Strommessgerät angezeigt. Das Abtriebsmoment wird an der Messapparatur des Antriebsteststands abgelesen und, wie auch der Stromfluss, nach jeder Spannungssteigerung notiert. Das dabei entstandene Diagramm ist in Abb. 7.5 zu sehen.

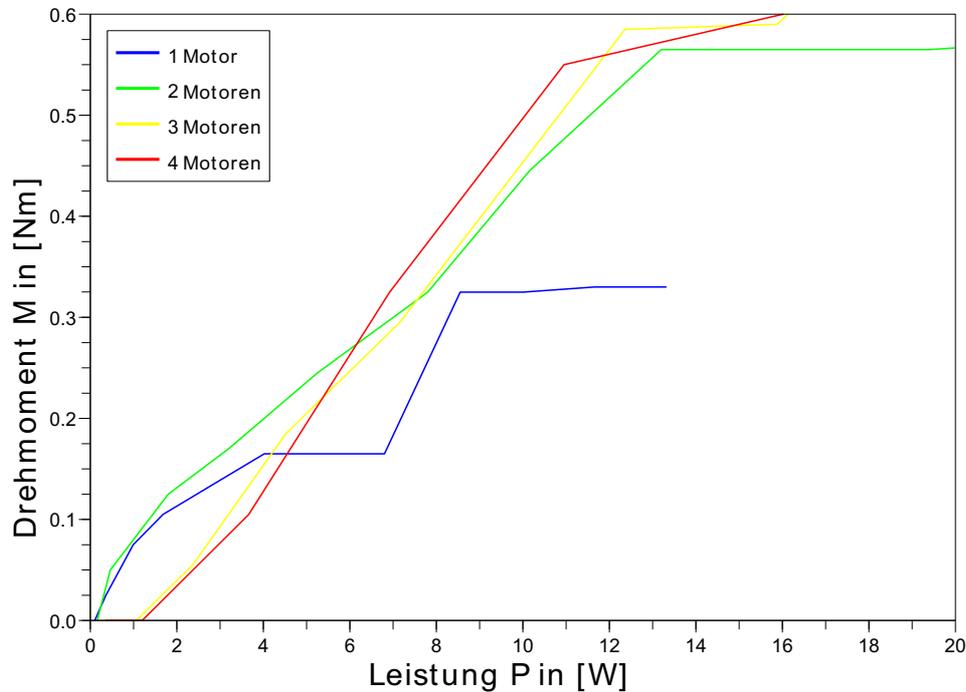


Abbildung 7.5: Abbildung der Drehmomentsteigerung bei Erhöhung der elektrischen Leistung unter Einbindung von einem bis vier Motoren.

Durch dieses Diagramm wird ersichtlich, dass zum Erreichen eines Haltemoments bis ca. $0,3 \text{ Nm}$ die Einbindung von zwei Motoren am energiesparendsten ist. Bei $0,1 \text{ Nm}$ können so gegenüber der Nutzung von vier Motoren etwa 2 Watt eingespart werden. Dieser Effekt lässt sich so erklären, dass für die Überwindung antriebsinterner Reibungen je Antriebsstrang eine Mindestleistung erforderlich ist. Auf diesen Effekt sind auch die ungleichmäßigen Kurvenverläufe zurückzuführen. Wird nur ein Antrieb zur Erzeugung eines Haltemoments eingesetzt, so ist die für die Überwindung der Reibung notwendige Leistung gering. Dank der parallelen Anordnung der Antriebsstränge unter Einbindung der Drehelastizitäten kann jeder Antrieb autark ein Haltemoment an die Hauptabtriebswelle übertragen. Werden höhere Haltemomente erforderlich, ist es, wie in Abb. 7.5 zu sehen, am effizientesten, alle vier Motoren anzusteuern. Am Punkt $0,55 \text{ Nm}$ lassen sich so ebenfalls 2 Watt , gegenüber der Nutzung von nur zwei Antrieben, einsparen. Zudem kann das maximale Haltemoment durch die Nutzung aller vier Antriebe gesteigert werden.

Des Weiteren weisen die Motoren einen leistungsabhängigen Wirkungsgrad auf. Dieser hat sein Maximum, abhängig vom Motortyp, nährungsweise bei mittlerer Leistung und nimmt bei hohen, wie auch niedrigen Leistungen ab. Auch hier wird offensichtlich, dass abhängig vom nötigen Haltemoment die elektrische Leistung auf unterschiedlich viele Motoren verteilt werden sollte, um den Gesamtantrieb immer in einem effizienten Arbeitsbereich betreiben zu können.

7.3.2 Dynamisches Experiment

Durch dieses Experiment soll das Schwingungsverhalten des Testantriebs bei unterschiedlich stark vorgespannten Antriebssträngen, gezeigt werden. Zur Versuchsdurchführung werden zwei Motorpaare gebildet, deren Kabel unterschiedlich gepolt mit einer Spannungsquelle verbunden werden. Dadurch sind die Drehrichtungen der zwei Motorpaare entgegengesetzt, weshalb sie die Drehelastizitäten gegensätzlich vorspannen. Da sich die internen Drehmomente kompensieren, erzeugt der Testantrieb bei dieser Ansteuerung kein Abtriebsmoment.

Für dieses Experiment wird die Messwelle des Antriebteststands mit einem hochauflösenden Drehgeber verbunden, sowie mit einer radialsymmetrischen Masse, die ein rotatorisches Trägheitsmoment darstellt. Für die dynamische Messung ist die Messwelle, anders als im vorigen Experiment, nicht blockiert, wodurch der Testantrieb frei drehen kann.

Im nächsten Schritt wird die Messwelle in eine Ausgangsposition von 155° (siehe Abb. 7.6) gebracht. Anschließend wird sie kurzzeitig gegen einen Anschlag auf $127,5^\circ$ ausgelenkt und zum Zeitpunkt 100 ms losgelassen. Dieser Versuch wurde mit vier verschiedenen Spannungen von 0 V, 2 V, 6 V und 10 V wiederholt und zeigt die im Graphen 7.6 abgebildeten Kurvenverläufe.

Die vier unterschiedlichen Kurvenverläufe zeigen bei erster Betrachtung Eigenschaften freier gedämpfter Schwingungen, die auf die Formel für derartige Schwingungen

$$y = \hat{y}_0 \cdot e^{-\delta t} \sin \omega t \quad (7.1)$$

zurückzuführen sind [Kuc04, S. 207]. Hierbei steht y für die Position des Pendels, \hat{y}_0 für die Amplitude des ersten Ausschlags, δ für den Abklingkoeffizienten, t für die Zeit und ω für die Kreisfrequenz der gedämpften Schwingung. Des Weiteren zeigt sich

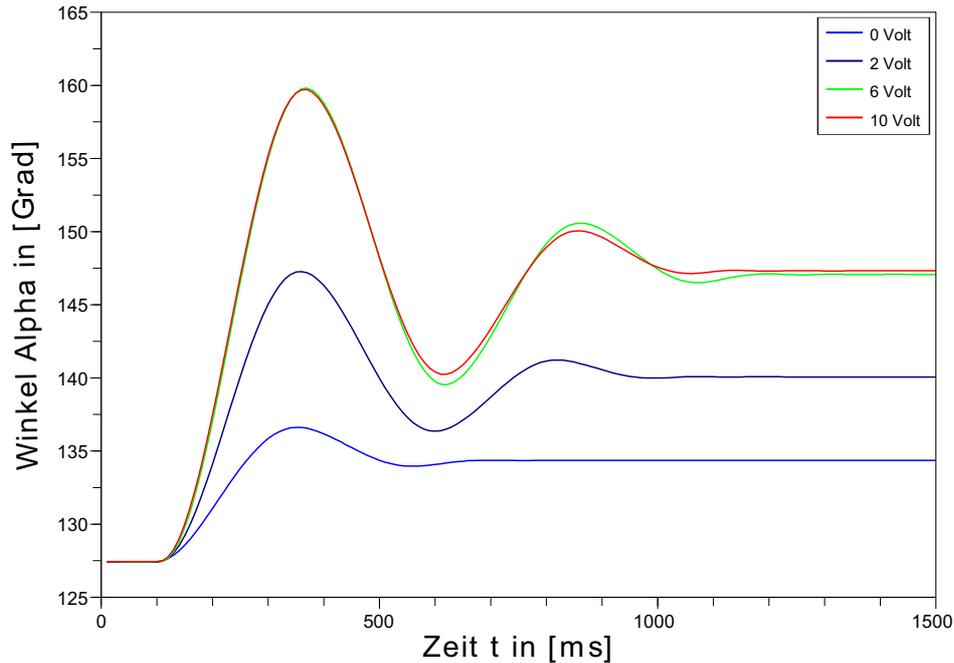


Abbildung 7.6: Abbildung der Schwingungsverläufe der Abtriebswelle bei unterschiedlich stark, durch die Motoren, vorgespannten Drehfedern.

eine Verlagerung des Winkels, der nach jeder abgeklungenen Schwingung eingenommen wird. Dies kann durch die unterschiedlichen Aktivierungsstärken aller Antriebsstränge erklärt werden. Ist die an die Motoren angelegte Spannung niedrig, können diese bei Auslenkung der Abtriebswelle anlaufen, wodurch die Federspannungen gering bleiben und folglich sich ein hoher Wert für δ und ein niedriger für \hat{y}_0 einstellt. Wird die Motorspannung erhöht, verringert sich das Anlaufen des Motorpaares, das der Auslenkung entgegen arbeitet. Ein vollständiger Stillstand dieses Motorpaares stellt sich bereits bei 6 V ein. Bei dieser Spannung weist zudem die Schwingung die niedrigste Dämpfung und Schwingungsfrequenz auf. Eine Spannungserhöhung über 6 V hat lediglich eine geringfügige Zunahme der Dämpfung zur Folge. Dieser Effekt kann auf die erhöhten antriebsinternen Reibkräfte zurückgeführt werden.

Das Experiment hat gezeigt, dass sich der Testantrieb und somit auch das grundlegende Antriebskonzept bezüglich der Schwingungs- und Dämpfungseigenschaften mit biologischen, antagonistisch arbeitenden Muskelantrieben (wie in den Abschnitten 2.2 und 4.1 beschrieben) vergleichen lässt. Diese Eigenschaften können durch Vorspannung/Kontraktion einzelner Antriebssegmente beeinflusst werden. Generell ist bei der Auswahl der Getriebemotoren für das Antriebssystem darauf zu achten, dass diese in

der Lage sind, mindestens die Winkelgeschwindigkeit ω der hervorgerufenen Schwingung erzeugen können. Dadurch wird sichergestellt, dass die Federwirkung des getriebenen Gelenks auch im dynamischen Fall beherrschbar bleibt und z. B. ein Mitlaufen wie in der 0V-Kurve in Abb. 7.6 der Getriebemotoren und somit eine Dämpfung der Schwingung erzeugt werden kann.

Kapitel 8

Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit war es, ein neuartiges Antriebssystem zu entwickeln, dessen Eigenschaften an die Erfordernisse des Gehapparates von Laufmaschinen ausgerichtet ist. Das Antriebskonzept wurde unter anderem an biologische Vorbilder angelehnt, um eine effiziente Funktion und eine natürliche Lokomotion der damit ausgerüsteten Laufroboter zu gewährleisten. Für diese Aspekte sollte das Antriebssystem folgende Eigenschaften aufweisen:

- Robuster Aufbau
- Energieeffiziente Funktion
- Einfach bereitzustellende Energie
- Gutes Verhältniss von Leistung zu Gewicht
- Hohes Abtriebsmoment
- Schutz vor mechanischer Überlastung
- In Größe und Leistung einfach skalierbar

Der robuste Aufbau des Antriebssystems ist im wesentlichen durch die integrierte Einrastkupplung charakterisiert. Diese schützt Seilzüge, Drehelastizitäten und Getriebe vor Beschädigung durch mechanische Überlastung. Zudem zeichnet sich der gesamte Antriebsaufbau durch einen günstigen Kraftfluss (fern der Drehachse), beginnend bei der Montagestelle der TumblingGears über die Schenkelfedern und Seilzüge bis hin zum zu treibenden Gelenk aus. Hierdurch können Spannungsspitzen in den drehmomentübertragenden Teilen verringert werden.

Die energieeffiziente Funktion des Antriebssystems wird durch mehrere Punkte

des Antriebskonzepts erfüllt. Als wichtigster Aspekt ist hier der antagonistische Antriebsaufbau zu nennen, der von biologischen Vorbildern abgeleitet wurde. Dank diesem können einzelne Antriebsstränge je nach benötigter Leistung zu- oder abgeschaltet werden, wodurch der Gesamtantrieb immer in einem günstigen Arbeitsbereich der einzelnen Motoren „gefahren“ werden kann. Diese Eigenschaft wird durch das Experiment in Abschnitt 7.3.1 für den statischen Fall bestätigt. Hinzu kommt, dass durch die elastischen Elemente der Antriebsstränge kinetische Energie, die bei der periodischen Bewegung des Gehapparates auftritt, zwischengespeichert werden kann. Dank der niedrigen Verluste durch die Schenkelfedern, kann ein hoher Anteil der gespeicherten Energie wieder an den Gehapparat zurückgeführt werden. Zudem ist die energieeffiziente Funktion des Antriebssystems durch die Nutzung eines BLDC-Motors als Energiewandler gegeben, der bei niedrigem Eigengewicht ein hohe Leistung abgeben kann und auch einen hohen Wirkungsgrad im Vergleich zu den sonst verwandten Motoren aufweist. Ebenso trägt die Nutzung des neuentwickelten TumblingGears zum Aspekt der Energieeffizienz bei, da dieses Getriebe mit nur einer Übersetzungsstufe auskommt, wodurch verhältnismäßig wenig Energie an dieser Stelle in mechanische Reibung übergeht. Auch ist die Herstellung des TumblingGears günstiger als die des artverwandten Harmonic Drives.

Da weder pneumatische noch hydraulische Antriebe in dem vorliegenden Projekt benützt werden, sind auch keine ineffizienten Energiewandlungen oder Aufbereitungen notwendig. Die BLDC-Motoren können mit einer Niederspannung betrieben werden, die z. B. von einem Lithium-Polymer-Akkumulator bereitgestellt wird. Diese Sorte von Akkumulatoren ist klein, leicht zu wechseln und verfügt über eine hohe Energiedichte, wodurch sich die Bereitstellung der Energie für den Antrieb einfach gestaltet.

Durch die Neuentwicklung des TumblingGears in Verbindung mit einem BLDC-Motor wird ein gutes Verhältnis von Abtriebsleistung zu Antriebsgewicht ermöglicht. Insbesondere das in der Zielsetzung geforderte hohe Abtriebsmoment kann durch die Funktionsweise und den Aufbau des TumblingGears ermöglicht werden. Im Vergleich mit Planeten- oder Stirnradgetrieben gleicher Übersetzung und Höhe des maximalen Abtriebsmomentes zeigte sich, dass das TumblingGear nur bis zu einem Drittel dieser konventionellen Getriebe wiegt. Dank dieser Gewichtseinsparung kann das durch die nachfolgenden Komponenten, wie z. B. der Schenkelfeder oder dem Seilzugsystem, anfallende Gewicht ausgeglichen werden. Zudem kann die zur Verfügung stehende Abtriebsleistung durch das stufenlose Getriebe den Bereichen, in denen ein erhöhtes Abtriebsmoment erforderlich ist angepasst werden.

Zur Skalierung des Antriebssystems lässt sich im einfachsten Fall die Anzahl der Antriebsstränge variieren, um häufig gleiche Teile oder Baugruppen nutzen zu können. Als nächste Stufe kann eine weitere Übersetzung durch die Seilzüge vorgenommen werden, wodurch das Drehzahl-Drehmomentenverhältnis den Erfordernissen des jeweiligen Gelenks angeglichen werden kann. In einer letzten Stufe besteht die Möglichkeit die Übersetzung und Belastbarkeit des TumblingGears anzugleichen. Dabei wird leistungsabhängig auch ein stärkerer oder schwächerer BLDC-Motor benötigt.

Fazit

Diese Arbeit zeigt, dass durch die Verbindung unterschiedlicher technischer Mittel ein Antriebssystem entworfen werden konnte, das in seiner Funktionsweise mit dem antagonistischen Muskelprinzip aus der Biologie vergleichbar ist. Zudem konnten die in der Zielsetzung aufgelisteten Erfordernisse, die für den Gehapparat von Laufmaschinen erforderlich sind, erfüllt werden.

Das entwickelte Antriebssystem weist ein modulares System mit verschiedenen Modulen auf, die seriell oder parallel miteinander verbunden sind. Jedes dieser Module übernimmt eine oder mehrere Aufgaben des Antriebssystems. Alle zusammen ergeben ein umfangreiches Eigenschaftsprofil. Dies ermöglicht die Anpassung des Antriebssystems an verschiedene Anforderungen in Laufmaschinen.

Kapitel 9

Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der mechanischen Realisierung eines antagonistisch arbeitenden Antriebssystems für Laufroboter. Die in Abschnitt 7.3 durchgeführten Experimente mit einem ersten Prototypen dieses Antriebssystems lassen auf ein umfangreiches Potenzial bei der Ansteuerung dieses Antriebs schließen.

Die parallel zu dieser Diplomarbeit angefertigte Masterarbeit von Vishal Paltel [Pat08] beschäftigt sich insbesondere mit Verfahrensweisen zur Ansteuerung antagonistisch arbeitender Antriebe. Hier wird gezeigt, dass sich durch die Verhaltensweisen solcher Antriebe für Laufroboter ein breites Feld an Ansteuervarianten erschließen lassen. Dabei sind umfangreiche Simulationen und Berechnungen erforderlich. Es wurden bereits einfache Antriebssysteme wie die des Laufroboters Oktavio (siehe Abschnitt 3.1.1) durch derartige Ansteuerungen betrieben, jedoch wird in diesem Fall das erzeugte Antriebsverhalten durch einen einfachen Getriebemotor ausgeführt und somit nur simuliert. Im Rahmen des EU-Projektes ALEAR ist geplant, solche Ansteuerungen in Verbindung mit dem in dieser Arbeit beschriebenen, realen antagonistischen Antriebssystem zu verwenden. Dabei können die Resultate beider Arbeiten genutzt werden, um ein effizientes und natürliches Laufen der im Projekt ALEAR geplanten Laufroboter zu ermöglichen.

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe.

Berlin, 13. November 2008

Unterschrift

Literaturverzeichnis

- [Aca] ACAM (Hrsg.): *PICOSTRAIN – Innovation Front-End for Strain Gages*. Acam. – o.V.
- [Asi08] <http://asimo.honda.com>
- [B⁺96] BRAUN, H. u. a.: *Fachkunde Metall*. 52. Auflage. Europa Lehrmittel, 1996
- [BD03] BENNINGHOFF, A. ; DRENCKHAHN, D.: *Anatomie: Makroskopische Anatomie, Histologie, Embryologie, Zellbiologie, volume 1*. Urban & Fischer, 2003
- [BL08] BENCKENDORFF, C. ; LOBIG, T.: *Alternative Gelenksteuerung für Roboter*, Humboldt-Universität zu Berlin, Studienarbeit, 2008
- [BPR05] BUEHLER, M. ; PLAYTER, R. ; RAIBERT, M.: Robots Step Outside. In: *Int. Symp. Adaptive Motion of Animals and Machines (AMAM)*, Ilmenau, Germany (2005)
- [CB95] CRUSE, H. ; BARTLING, Ch.: Movement of Joint Angles in the Legs of a Walking Insect, *Carausius morosus*. In: *Journal of Insect Physiology* (1995)
- [CH96] CHOU, C. ; HANNAFORD, B.: Measurement and modeling of McKibben pneumatic artificial muscles. In: *IEEE Transaction on Robotics and Automation* (1996)
- [CNQ01] COLBRUNN, R. ; NELSON, G. ; QUINN, R.: Modeling of braided pneumatic actuators for robotic control. In: *IEEE 1964 Proceedings of the 2001 IEEEIRSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems Mani, Hawaii, USA*, (2001)
- [DL02] DAERDEN, F. ; LEFEBER, D.: Pneumatic Artificial Muscles: Actuators for Robotics and Automation. In: *European Journal of Mechanical and Environmental Engineering* (2002)
- [ETG08] www.swiss-steel.com
- [F⁺99] FISCHER, U. u. a.: *Tabellenbuch Metall*. 41. Auflage. Europa Lehrmittel, 1999
- [Fei08] www.goltz-seile.de
- [Fes08] www.festo.de

- [Gep04] GEPPERT, L.: Qrio, the robot that could. In: *IEEE Spectrum* (May 2004)
- [Get08] <http://de.wikipedia.org/wiki/Stirnradgetriebe>
- [GF07] GROTE, K.-H. ; FELDHUSEN, J.: *Dubbel: Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Auflage. Springer, 2007
- [Gle08] <http://de.wikipedia.org/wiki/Gleichstrommaschine>
- [GSB01] GASSMANN, B. ; SCHOLL, K.-U. ; BERNS, K.: Locomotion of LAURON III in Rough Terrain. In: *Int. Conference on Advanced Mechatronics, July 2001, Como, Italy* (2001)
- [Gut08] GUTEKUNST (Hrsg.): *Gutekunst Federnkatalog 07/08*. Gutekunst, 2008. – o.V.
- [H⁺01] HIROSE, M. u. a.: Development of humanoid robot ASIMO. In: *In Workshop on Exploration towards Humanoid Robot Applications at IROS, Hawaii* (2001)
- [HCR05] HURST, J. ; CHETNUTT, J. ; RIZZI, A.: *An Actuator with Mechanically Adjustable Series Compliance*, 2005
- [HD08] www.harmonicdrive.de
- [Hei08] www.heidenhain.de
- [Hen06] HENNING, B.: *Analyse und Vergleich von Muskelmodellen zum Einsatz in der Mehrkörperdynamiksimulation.*, Technische Universität Darmstadt, Diplomarbeit, 2006
- [HO07] HIROSE, M. ; OGAWA, K.: Honda humanoid robots development. In: *Philosophical Transactions of the Royal Society A* (2007)
- [K⁺05] KLUG, S. u. a.: Design and Application of a 3 DOF Bionic Robot Arm. In: *Proc. AMAM 2005* (2005)
- [KAB02] KERSCHER, T. ; ALBIEZ, J. ; BERNS, K.: Joint Control of the Six-Legged Robot AirBug Driven by Fluidic Muscles. In: *RoMoCo '02, Proceedings of the Third International Workshop on Robot Motion and Control* (2002)
- [Kis08] www.kissoft.ch
- [Kle07] KLEIN, B.: *Leichtbaukonstruktionen: Berechnungsgrundlagen und Gestaltung*. 7. Auflage. Vieweg, 2007
- [Kuc04] KUCHLING, H.: *Taschenbuch der Physik*. 18. Auflage. Fachbuchverlag Leipzig, 2004
- [Lag08] www.sbn.de

- [Lau08] <http://www.fzi.de/ids/Galerie.html>
- [LBL93] LINDNER, H. ; BRAUER, H. ; LEHMANN, C.: *Taschenbuch der Elektrotechnik und Elektronik*. Fachbuchverlag Leipzig-Köln, 1993
- [M⁺03] MUHS, D. u. a.: *Roloff / Matek: Maschinenelemente*. 16. Auflage. Springer, 2003
- [Mus08] <http://de.wikipedia.org/wiki/Sarkomer>
- [Nac01] NACHTIGALL, W.: *Biomechanik: Grundlagen, Beispiele, Übungen*. 2. Auflage. Vieweg, 2001
- [NW05] NACHTIGALL, W. ; WISSER, A.: *Biologisches Design*. Springer, 2005
- [Opt08] www.roboternetz.de/wissen/index.php/Sensorarten
- [Pat08] PATEL, V.: *Neuro-Control in the Sensorimotor Loop Multi-Modal Motor Control for a Modular Walking Machine*, Fachhochschule Bonn-Rhein-Sieg, Masterarbeit, Eingereicht 2008
- [PC05] PFEIFFER, F. ; CRUSE, H.: *Autonomes Laufen*. Springer, 2005
- [PK04] PRATT, J. ; KRUPP, B.: Series Elastic Actuators for legged robots. In: *Proceedings of SPIE-The International Society for Optical Engineering* (2004)
- [R⁺08] RAIBERT, M. u. a.: BigDog, the Rough-Terrain Quadruped Robot. In: *Proceedings of the 17th World Congress The International Federation of Automatic Control Seoul, Korea* (2008)
- [RB-] *RB-35 Gear Motor Series. : RB-35 Gear Motor Series*
- [RT05] ROSSMANN, T. ; TROPEA, C.: *Bionik, Aktuelle Forschungsergebnisse in Natur-, Ingenieur- und Geisteswissenschaft*. Springer, 2005
- [S⁺07] SCHMITZ, A. u. a.: Adaptive Control of Dynamic Legged Locomotion. In: *Proc. Workshop on Concept Learning in Embodied Agents, ICRA* (2007)
- [SA08] SCHÖNI-AFFOLTER, F.: *Morphologie: Muskelapparat Aufbau*. September 2008. – www.unifr.ch/anatomy/elearningfree/allemand/biochemie/muskel/kontraktion/d-kontraktion.php
- [SBN08] SBN WÄLZLAGER (Hrsg.): SBN Wälzlager, 2008. – www.sbn.de
- [SJM05] SCHACH, R. ; JEHLE, P. ; NAUMANN, R.: *Transrapid und Rad-Schiene-Hochgeschwindigkeitsbahn*. Springer, 2005

- [SK05] STRYK, O. ; KLUG, S.: *Übertragung der Funktionsprinzipien eines biologischen Armmodells auf das ingenieurmäßige Konzept eines „bionischen“ Roboters*, 2005
- [Str08] STROTHMANN, Dr. R.: *VirtuHall und die Integration von Logik und Leistung*. 2008.
– Bildschirmpräsentation
- [VS-08] www.vs-modelltechnik.de
- [WW90] WINTERS, J. M. ; WOO, S. L-Y.: *Anatomie: Multiple Muscle Systems*. Springer, 1990

Abbildungsverzeichnis

2.1	Stribeckkurve	6
2.2	Festomuskel	7
2.3	DC-Motor	10
2.4	Muskelarten	13
2.5	Muskelaufbau	14
2.6	Sarkomer	14
2.7	Hill-Modell	16
3.1	Oktavio	20
3.2	Oktaviobein	21
3.3	Schlingfederkupplung unter Belastung	22
3.4	Lauron III	23
3.5	AirBug	25
3.6	<i>Robot Dog</i>	25
3.7	BigDog	26
3.8	A-Serie	28
3.9	Dynamixel AX-12	29
3.10	Asimo	30
3.11	Roboterarm	32
3.12	Linearelastischer Antrieb	33
3.13	Isolierter Aufbau eines elastischen Gelenkantriebes	34
4.1	Getriebeispiel	38
4.2	Überlagerung	39
4.3	Parallelgeschaltete Drehfedern	40
4.4	Antriebsschema	42
5.1	BLDC-Motorkomponenten	45
5.2	Funktionsprinzip optischer Sensoren	46
5.3	Funktionsprinzip eines Potenziometers	47
5.4	Kondensatorplatten	49
5.5	Stirnradgetriebe	51
5.6	Planetengeräte	52

5.7	Harmonic Drive Komponenten	52
5.8	Harmonic Drive Prinzip	53
5.9	Einrastkupplung	55
5.10	Drehfedern	56
5.11	Stufenloses Getriebe	60
5.12	Prinzipschaltung mit Hall-Sensor	62
5.13	VirtuHall Funktionsprinzip	62
5.14	Schaltzustände von VirtuHall	63
5.15	Schaltungsaufbau mit <i>Picostrain</i> -Mikrochip	64
6.1	Funktionstest des TumblingGears	67
6.2	TumblingGear, zweite Entwicklungsstufe	68
6.3	Grundkomponenten des TumblingGears	69
6.4	Kegeckrad	71
6.5	Zahnradanordnung	72
6.6	Ersatzstirnradpaar allgemein	73
6.7	Ersatzstirnradpaar TumblingGear	74
6.8	Taumellagerbelastung	75
6.9	Zahnflankenkontur	76
6.10	Fräsvorgang	77
6.11	Lagerkräfte	80
6.12	Unwuchtskräfte	83
6.13	Funktionsweise des Unwuchtsausgleichs	85
6.14	Testaufbau Unwuchtsausgleich	86
6.15	Konstruktionszeichnung der Überlastkupplung	88
6.16	Kraftfluss im TumblingGear	89
7.1	Einzelner Antriebsstrang Prototyp	93
7.2	Foto des Testaufbaus	95
7.3	Riemenverlauf im Prototypen	96
7.4	Antriebsteststand	97
7.5	Statisches Experiment	98
7.6	Dynamisches Experiment	100

Tabellenverzeichnis

3.1	Spezifikationen des Servomotors: Dynamixel AX-12	29
5.1	Bewertung relevanter Antriebseigenschaften	44
6.2	Belastungsfaktoren Ersatzstirnräder	78
6.4	Belastungsfaktoren der Kegolverzahnungen des TumblingGears	79
6.5	Lagerdaten TumblingGears	82
6.6	Auflistung der Unwuchsfaktoren im TumblingGear	86
6.7	Qualitative Bewertung der Getriebeeigenschaften	90
7.1	RB-35 Getriebemotor	93
7.2	Schenkelfedern	94