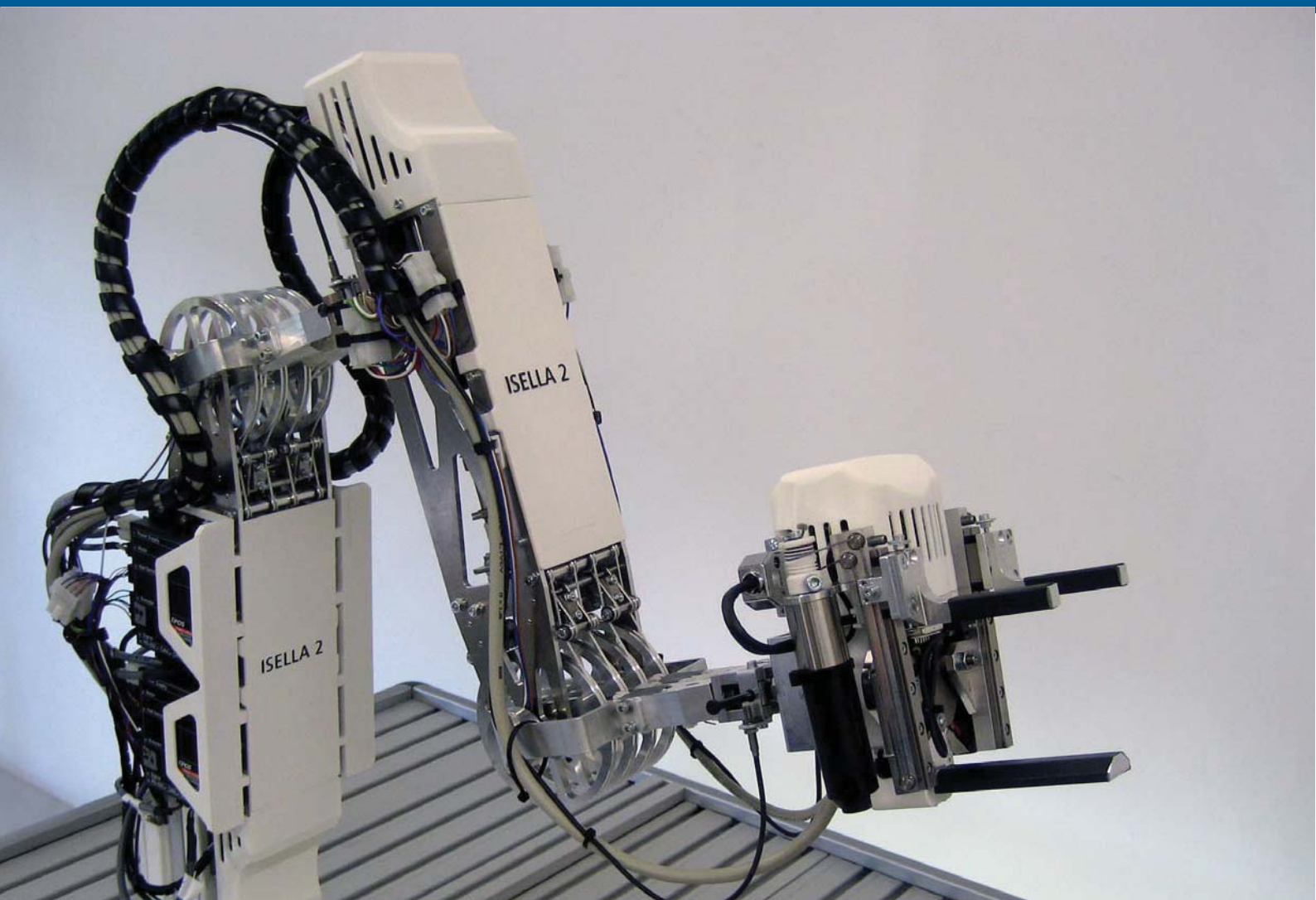


ARNE ROST

Untersuchung von Antrieben mit Kunststoff-Faserseilen für den Einsatz in Leichtbau-Gelenkarmrobotern



Herausgeber:

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl

Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. Prof. e.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper

Arne Rost

**Untersuchung von Antrieben mit
Kunststoff-Faserseilen für den Einsatz
in Leichtbau-Gelenkarmrobotern**

Kontaktadresse:

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 07 11 9 70-00, Telefax 07 11 9 70-13 99
info@ipa.fraunhofer.de, www.ipa.fraunhofer.de

STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG**Herausgeber:**

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl
Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl
Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. Prof. e.h. Dr.-Ing. E.h. Dr. h.c. mult. Engelbert Westkämper

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart
Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF) der Universität Stuttgart
Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW)
der Universität Stuttgart

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie;
detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

ISSN: 2195-2892

ISBN: 978-3-8396-0568-4

D 93

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2013

Druck: Mediendienstleistungen des Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB, Stuttgart
Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.

© by **FRAUNHOFER VERLAG**, 2013

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB
Postfach 80 04 69, 70504 Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 07 11 9 70-25 00
Telefax 07 11 9 70-25 08
E-Mail verlag@fraunhofer.de
URL <http://verlag.fraunhofer.de>

Alle Rechte vorbehalten

Dieses Werk ist einschließlich aller seiner Teile urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die über die engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes hinausgeht, ist ohne schriftliche Zustimmung des Verlages unzulässig und strafbar. Dies gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen sowie die Speicherung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Warenbezeichnungen und Handelsnamen in diesem Buch berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Bezeichnungen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und deshalb von jedermann benutzt werden dürften. Soweit in diesem Werk direkt oder indirekt auf Gesetze, Vorschriften oder Richtlinien (z.B. DIN, VDI) Bezug genommen oder aus ihnen zitiert worden ist, kann der Verlag keine Gewähr für Richtigkeit, Vollständigkeit oder Aktualität übernehmen.

GELEITWORT DER HERAUSGEBER

Produktionswissenschaftliche Forschungsfragen entstehen in der Regel im Anwendungszusammenhang, die Produktionsforschung ist also weitgehend erfahrungsbasiert. Der wissenschaftliche Anspruch der „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ liegt unter anderem darin, Dissertation für Dissertation ein übergreifendes ganzheitliches Theoriegebäude der Produktion zu erstellen.

Die Herausgeber dieser Dissertations-Reihe leiten gemeinsam das Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA und jeweils ein Institut der Fakultät für Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik an der Universität Stuttgart.

Die von ihnen betreuten Dissertationen sind der marktorientierten Nachhaltigkeit verpflichtet, ihr Ansatz ist systemisch und interdisziplinär. Die Autoren bearbeiten anspruchsvolle Forschungsfragen im Spannungsfeld zwischen theoretischen Grundlagen und industrieller Anwendung.

Die „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ ersetzt die Reihen „IPA-IAO Forschung und Praxis“ (Hrsg. H.J. Warnecke / H.-J. Bullinger / E. Westkämper / D. Spath) bzw. ISW Forschung und Praxis (Hrsg. G. Stute / G. Pritschow / A. Verl). In den vergangenen Jahrzehnten sind darin über 800 Dissertationen erschienen.

Der Strukturwandel in den Industrien unseres Landes muss auch in der Forschung in einen globalen Zusammenhang gestellt werden. Der reine Fokus auf Erkenntnisgewinn ist zu eindimensional. Die „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ zielen also darauf ab, mittelfristig Lösungen für den Markt anzubieten. Daher konzentrieren sich die Stuttgarter produktionstechnischen Institute auf das Thema ganzheitliche Produktion in den Kernindustrien Deutschlands. Die leitende Forschungsfrage der Arbeiten ist: Wie können wir nachhaltig mit einem hohen Wertschöpfungsanteil in Deutschland für einen globalen Markt produzieren?

Wir wünschen den Autoren, dass ihre „Stuttgarter Beiträge zur Produktionsforschung“ in der breiten Fachwelt als substanziell wahrgenommen werden und so die Produktionsforschung weltweit voranbringen.

Alexander Verl

Thomas Bauernhansl

Engelbert Westkämper

Untersuchung von Antrieben mit Kunststoff-Faserseilen für den Einsatz in Leichtbau-Gelenkarmrobotern

Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Arne Rost
aus Greifswald

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. mult. Alexander Verl
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Karl-Heinz Wehking

Tag der mündlichen Prüfung: 26. Februar 2013

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen
und Fertigungseinrichtungen (ISW)
der Universität Stuttgart

2013

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter der Abteilung Roboter- und Assistenzsysteme des Fraunhofer-Instituts für Produktionstechnik und Automatisierung (IPA) in Stuttgart-Vaihingen.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. mult. Alexander Verl für die Übernahme des Hauptberichts, seine jederzeit wohlwollende Unterstützung und seine wertvollen Ratschläge, die maßgeblich zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Karl-Heinz Wehking möchte ich für die freundliche Übernahme des Mitberichts und sein konstruktives und zielführendes Feedback danken.

Aus dem Kreis der ehemaligen Kollegen möchte ich Herrn Dipl.-Ing. Martin Hägele M.S. für die gute thematische Einbettung der Arbeit danken. Herrn Dipl.-Ing. Kai Pfeiffer danke ich für die stets gute, konstruktive und zielführende Zusammenarbeit, die eine wichtige Voraussetzung für das Gelingen dieser Arbeit war. Mein besonderer Dank gilt allen ehemaligen Kollegen, der mechanischen Werkstatt, dem Elektrolabor und allen mitwirkenden StudentInnen, die zum Gelingen dieser Arbeit direkt oder indirekt beigetragen haben. Herrn Dipl.-Kfm. Dipl.-Inf. Nikolaus Blümlein und Herrn Dr.-Ing. Christian Connette danke ich hierbei insbesondere für die anregenden fachlichen Gespräche zum Thema.

Für die sorgfältige Durchsicht der Manuskripte und die daraus entstandenen wertvollen Anregungen möchte ich mich herzlich bei Herrn Dr.-Ing. Harald Staab, Herrn Dr.-Ing. Dipl.-Wirtsch.-Ing. Dennis Fritsch, Herrn Dr.-Ing. Arnold Puzik, Herrn Dr.-Ing. Andreas Pott, Frau Luzia Schuhmacher M.A. und Herrn Fried Schmidt M.A. bedanken.

Meinen Eltern Peter und Regina danke ich von Herzen für Ihre kontinuierliche Unterstützung während meines bisherigen Werdegangs. Von ganzem Herzen bedanken möchte ich mich bei meiner Verlobten Zoe, die mir mit großer Geduld während des gesamten Promotionszeitraums zur Seite stand. Ihnen widme ich diese Arbeit.

Esslingen, im April 2013

Arne Rost

Short summary

The first objective of this work is to determine usability and long-term capabilities of high-strength synthetic fiber ropes, e.g. High Modulus Polyethylene (HMPE), used with high bending radii for the DoHelix-Muscle and the Strand Muscle Actuator (StMA). The second objective of this work is to analyze the existing concepts and to derive a concept for a new, improved rope actuator, addressing service robotic's needs. The third objective of this work is to develop a lightweight jointed-arm robot, which makes use of this newly developed actuation concept and validates the results found before.

The analysis shows, that most research concerning high-strength synthetic fiber ropes is done for maritime usage scenarios and it reveals a research gap regarding small diameters and small bending radii. A strong need for an experimental setup is identified. At the same time, lightweight jointed-arm robots are a significant cost factor for service robotic applications. New, biologically inspired actuation concepts are a promising approach to reduce costs and to enhance the system's capabilities. Following this path, an up to now not yet addressed research field for a bidirectional rope based actuator is identified. The QuadHelix-Drive, a new rope based actuator for robotic applications, is generated and a calculation method together with a three-dimensional CAD-model are presented. In a next step, experimental design and experimental strategy for parallel testing of different rope-based actuation systems are developed. Subsequently, the DoHelix-Muscle, the StMA and the QuadHelix-Drive are integrated into a newly designed testing facility for rope kinematic actuators, which fits the needs identified before. Long-term durability tests and short-term load tests with different rope materials and payloads are carried out.

Based on these results, the targeted lightweight jointed-arm is developed. A biologically inspired modular design approach, using two modules with two degrees of freedom (DoF) combined with a gripper, is chosen to execute a service robotics pick-and-place scenario with a prototypic 4-DoF-jointed-arm robot. Finally, areas for future optimizations of the QuadHelix-Drive concept and the developed lightweight jointed-arm robot together with possible follow-up research projects are outlined.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	xi
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Problemstellung	2
1.3 Zielsetzung	3
1.4 Vorgehensweise	4
2 Grundlagen	5
2.1 Begriffsdefinitionen	5
2.2 Kunststoff-Faserseile	7
2.2.1 Seile als Kraftübertragungskomponenten	7
2.2.2 Kunststoff-Faserseile in technischen Anwendungen	8
2.2.3 Stand der Forschung für Hochleistungskunststoff-Faserseile	13
2.3 Leichtbau-Gelenkarmroboter	18
2.3.1 Stand der Technik	19
2.3.2 Antriebe für Leichtbau-Gelenkarmroboter	22
2.3.3 Stand der Forschung für muskelähnliche Antriebe	24
2.4 Muskelähnliche Seilzugantriebe mit Kunststoff-Faserseilen	24
2.4.1 DoHelix-Muskel	27
2.4.2 Verdrill-Muskel / Strand-Muscle Actuator	31
2.5 Schlussfolgerungen	33
3 Analyse bestehender Ansätze und Ableitung von Anforderungen	34
3.1 Untersuchung einer DoHelix-Konzeptstudie	34
3.1.1 Eigenschaftsbestimmung Konzeptstudie	36
3.1.2 Identifizierte Schwachstellen	39
3.2 Analyse muskelähnlicher Antriebe	41
3.2.1 Analyse des DoHelix-Muskels	41
3.2.2 Analyse des Verdrill-Muskels / Strand-Muscle Actuators	46
3.2.3 Gegenüberstellung der muskelähnlichen Antriebe	50
3.3 Ableitung von Anforderungen	53
3.3.1 Anforderungen an einen bidirektional-wirkenden Seilzugantrieb	53
3.3.2 Anforderungen an die Versuchsanordnung	55
3.3.3 Anforderungen an das Zielsystem	57
3.4 Schlussfolgerungen	58

4	Konzept für einen bidirektional-wirkenden Seilzugantrieb	60
4.1	Konzepterstellung	60
4.2	Mathematische Darstellung	63
4.3	Mechanischer Entwurf für einen Freiheitsgrad	68
4.3.1	Komponentenbetrachtung	68
4.3.2	Konstruktive Auslegung	69
4.4	Schlussfolgerungen	72
5	Versuche zur Dauerhaltbarkeit von Antrieben mit Kunststoff-Faserseilen	73
5.1	Versuchsplanung und Versuchsstrategie	73
5.1.1	Versuchsplanung	73
5.1.2	Versuchsstrategie	77
5.2	Aufbau der Versuchsanordnung	82
5.2.1	Konzeptentwurf, Auslegung und Komponenten	82
5.2.2	Realisierung der einzelnen Versuchsaufbauten	86
5.2.3	Realisierung der Steuerungssoftware	96
5.3	Versuchsdurchführung zur Ermittlung der Antriebseigenschaften	98
5.3.1	Versuche DoHelix-Muskel Variante A	98
5.3.2	Versuche DoHelix-Muskel Variante B	100
5.3.3	Versuche QuadHelix-Antrieb Variante B	105
5.3.4	Versuche Verdrill-Muskel / Strand-Muscle Actuator	111
5.4	Versuchsauswertung	117
5.4.1	Ergebnisse	117
5.4.2	Beobachtete Störgrößen	127
5.5	Schlussfolgerungen	129
6	Realisierung des Zielsystems mit bidirektional-wirkenden Seilzugantrieben	130
6.1	Entwicklung eines 2-Freiheitsgrade-Moduls	130
6.1.1	Konzeptentwurf	130
6.1.2	Dimensionierung und Auslegung	132
6.1.3	Realisierung	140
6.2	Realisierung eines Leichtbau-Gelenkarmroboters	142
6.2.1	Konzeptentwurf	142
6.2.2	Integration der Teilkomponenten	143
6.2.3	Realisierung	148
6.3	Eigenschaften des Leichtbau-Gelenkarmroboters	149
6.4	Schlussfolgerungen und Optimierungspotentiale	157
7	Zusammenfassung und Ausblick	159
7.1	Zusammenfassung	159
7.2	Diskussion und Ausblick	161
	Literaturverzeichnis	163

Abkürzungsverzeichnis

Verwendete Abkürzungen:

3D	drei-dimensional
C++	Objektorientierte, standardisierte Programmiersprache
CAD	Computer Aided Design; = rechnerunterstützte(r) Entwurf / Konstruktion
CAN-Bus	Controlled Area Network Bus; = Asynchrones, serielles Bussystem
CANopen	Auf CAN basierendes Kommunikationsprotokoll
CNT	Carbon Nano Tube; = Kohlenstoff-Nanoröhrchen
DC	direct current; = Gleichstrom
DoF	Degree of Freedom; = Freiheitsgrad
EAP	elektroaktive Polymere
EG	Eigengewicht
FEA	Finite Elemente Analyse
FGL	Formgedächtnislegierung; = Shape memory alloy (SMA)
GF	Gewichtungsfaktor
GUI	Graphical User Interface; = Grafische Benutzeroberfläche
HMPE	High Modulus Poly Ethylene; = Hochmolekulares Polyethylen
IFT	Institut für Fördertechnik und Logistik der Universität Stuttgart
IPA	Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung
ISELLA	Intrinsically Safe, Energy-efficient, Lightweight and Low-cost Arm; = Sicherer, energieeffizienter und preiswerter Leichtbauarm
LCP	Liquid Crystal Polymer; = Flüssigkristallpolymere
LGR	Leichtbau-Gelenkarmroboter

MATLAB	Programm zur Lösung mathematischer Probleme mit grafischer Ergebnisdarstellung
NL	Nutzlast
PA	Polyamid
PBO	Polyphenylen-2,6-benzobisoxazol; ein Kunststoff-Fasermaterial
PE	Polyethylen
PES	Polyester (-gruppe)
PP	Polypropylen
PTP	Point to Point; = Sequentielles Abfahren von Punktkoordinaten im Raum
RW	Reichweite
StMA	Strand-Muscle Actuator; = Muskelfaser-Aktuator
TCP	Tool Center Point; = Referenzpunkt im Werkzeug
VV	Verdrill-Verhältnis
ZZ	Zyklenzahl

Verwendete Formelzeichen:

$\alpha_{j,k}$	Winkel
$\beta_{j,k}$	Winkel
$\delta(x)_{j,k}$	Differenz / Varianzbereich
$\eta_{j,k}$	Wirkungsgrad
$\mu_{j,k}$	Reibungskoeffizient
$\omega_{j,k}$	Winkelgeschwindigkeit
$\phi_{j,k}$	Winkeländerung
$\sigma_{j,k}$	Standardabweichung
$\theta_{j,k}$	Winkelbeschleunigung
$F_{j,k}$	(Zug-)kraft
$I_{j,k}$	elektrische Stromstärke
$K_{j,k}$	Kontraktion

$L_{j,k}$	Länge
$M_{j,k}$	Moment
$P_{j,k}$	Leistung
$S_{j,k}$	Kraft im Massenschwerpunkt
$U_{j,k}$	elektrische Spannung
$a_{j,k}$	Beschleunigung
$d_{j,k}$	Durchmesser
$e_{j,k}$	Einflussgröße
$h_{j,k}$	Hebelarm
$i_{j,k}$	Getriebeübersetzung
$m_{j,k}$	Masse
$n_{j,k}$	Drehzahl
$r_{j,k}$	Radius
$s_{j,k}$	Bogenlänge
$u_{j,k}$	Mittelwert
$v_{j,k}$	Geschwindigkeit
$x_{j,k}$	Weg
$y_{j,k}$	Zielgröße
$z_{j,k}$	Störgröße
Index j:	D = DoHelix-Muskel, I = ISELLA, Q = QuadHelix-Antrieb, QM = QuadHelix-Modul, V = Verdrill-Muskel / StMA
Index k:	0 = Ausgangslänge, a = Abstand, D = Dauer(-last), DR = Drehfreiheitsgrad, el = elektrisch, G = Getriebe, ges = gesamt, Gr = Greifer, h = Halt, H = Helix, i = Zahl, i. DoF = i. Freiheitsgrad, L = Leerlauf, L(i) = Durchmesser Lager, M = Motor, min = minimal, max = maximal, Mo = Modul, Mt = Mittelträger, N = Nenn, R(i) = Durchmesser Rolle, S = Seil, SB = Seilbreite, SH = Seilhöhe, T = Translation, U = Umlenkung, vor = Vorspannung, W = (Wickel-)Welle, Z = Zuladung

1 Einleitung

1.1 Motivation

In den 1980er Jahren beginnt mit der Identifizierung neuer Anwendungsfelder und einer stetig besser werdenden Sensorik, welche den Einsatz von Robotern nah am Menschen in unstrukturierten Umgebungen ermöglicht, die Entwicklung des Forschungsgebiets der Servicerobotik. Die gewerbliche und die private Anwendung von Servicerobotern gewinnen zunehmend an Bedeutung, [Häg09]. Für diese neu entstehenden Einsatzfelder der Robotik müssen kleinere Antriebssysteme und Tragstrukturen entwickelt werden, da hier andere Anforderungen im Vergleich zu klassischen Industrieroboterlösungen bestehen, [SHW04, Ros07, HBK⁺11]. Ein möglichst geringer Energiebedarf des Antriebs, eine hohe Effizienz bei der Nutzung der elektrischen Energie, eine geringe Eigenmasse der Tragstruktur und niedrige Kosten des Gesamtsystems sind einige der relevanten Anforderungen. Gleichzeitig sinken die Anforderungen an die Steifigkeit der Struktur, wenn der Positionsregelkreis der angetriebenen Struktur über ein übergeordnetes Sensorsystem geschlossen wird, wie z.B. eine Kamera mit einer angeschlossenen Bildverarbeitung, [SK08]. Zur Adressierung der veränderten Anforderungen werden Anstrengungen unternommen, Antriebe mit geeigneten Leistungsdaten zu entwickeln, [SK08, S. 1338ff; S. 1402ff]. Biologische Vorbilder, wie z.B. der menschliche Arm und dessen Muskel- und Sehnenapparat, werden diesem veränderten Bedarf am ehesten gerecht.

Ein möglicher Ansatz zur Adressierung der Anforderungen kombiniert daher Kraftübertragungskomponenten in Form von hochfesten Kunststoff-Faserseilen mit elektrischen Kleinantrieben, um kraftvolle, leichte und energieeffiziente Antriebe für biologisch-inspirierte Robotersysteme zu generieren, [SSH07, Suz07]. In der Robotik dient der Elektromotor, z.B. als Gleichstrommotor, häufig in Verbindung mit einem hochuntersetzenden Getriebe dem Antrieb von Industrie- und Servicerobotersystemen, [Bru07]. Parallel dazu gibt es im Bereich der Seiltechnologie seit den 1980er Jahren leichte, hochfeste Kunststoff-Faserseile, die hohe Seilkräfte bei minimaler Dehnung, hoher Bruchlast und hoher Wechselbiegebelastbarkeit ertragen, [Bar09, St.09, SVC09, Weh09]. Vergleicht man ein Kunststoff-Faserseil und einen elektrischen Kleinmotor, wie in Abb. 1.1 auf der nächsten Seite dargestellt, mit den Leistungsdaten des menschlichen Muskel- und Sehnenapparats, so erkennt man das Potential für einen Antrieb, bei dem beide Komponenten technisch vereint sind, [BR00, Max10]. So könnten aktive Unterstüt-

zungssysteme für den Menschen, wie z.B. Orthesen, oder leichte und kraftvolle Robotersysteme, wie z.B. ein Manipulator, mit einem solchen Antrieb realisiert werden, [SSH07, SK08, S. 773].

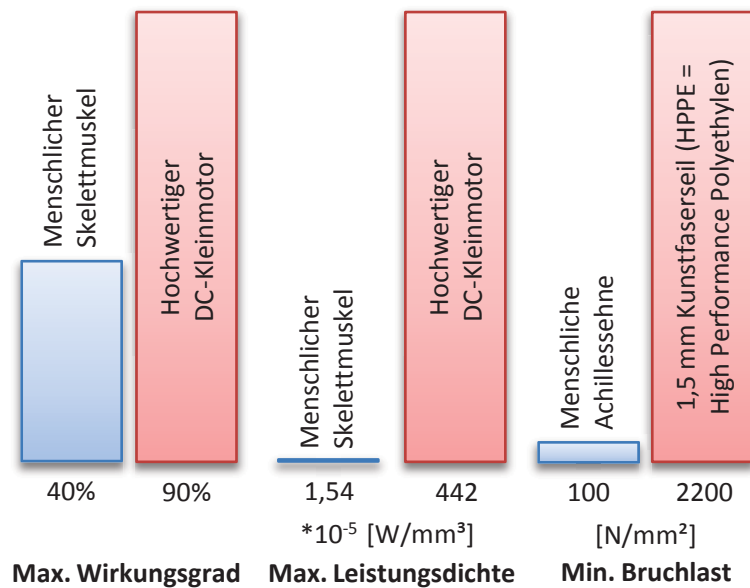


Abbildung 1.1: Vergleich menschlicher Muskel und Sehnen mit technisch verfügbaren Komponenten

1.2 Problemstellung

Die Idee, den von der Natur inspirierten “DoHelix”-Muskel in der Robotik zum Einsatz zu bringen, ist der Ausgangspunkt dieser Dissertation, [Sta06, SK08, S. 1395ff]. Ein dünnes, hochflexibles und hochfestes Kunststoff-Faserseil wird bei diesem Antriebskonzept auf einer an einen Elektromotor angeflanschten dünnen Welle aufgewickelt, [SSH07]. Das Seil läuft hierbei von zwei entgegengesetzten Enden zur Welle hin, sodass das Aufwickeln des Seils in Form einer doppelten Helix, ähnlich einem DNA-Strang, erfolgt. Durch die diametrale Auf- und Abwicklung kompensieren sich die Zugkräfte in den Seilen, sodass die Wickelwelle biegeentlastet ist. Mit dieser Entlastung sollte es möglich sein, sehr dünne Wellendurchmesser zu wählen, was bei gleichbleibendem Motormoment eine Erhöhung der Kräfte im Seil bewirkt. Das Konzept, dargestellt in Abb. 1.2 auf der nächsten Seite, bietet somit bei geringem Antriebseigengewicht und niedrigen Kosten für die Kraftübertragungskomponenten eine Alternative zu bestehenden Antrieben, [SS07].

Bis dato existieren allerdings keine belastbaren Daten zur Dauerhaltbarkeit der zur Verwendung vorgesehenen hochfesten Kunststoff-Faserseile bei diesen engen Biegeradien. Weiterhin gibt es keine bestehende Versuchsanordnung oder prototypische Realisierung, welche die Konzeptidee exemplarisch zum Einsatz bringt und so eine Funktions- und Leistungsverifikation ermögli-

chen würde. Ein vom Wirkprinzip her verwandtes Konzept, der Verdrill-Muskel bzw. Strand Muscle Actuator wurde bisher hauptsächlich auf Reibungseffekte bei der Umlenkung und unter regelungstechnischen Gesichtspunkten untersucht, [PBC09, PBC10, WMH⁺10]. Hier fehlen ebenfalls Kennwerte dieses Muskels zur Dauerhaltbarkeit unter Last, um diese im Folgenden mit dem DoHelix-Muskel vergleichen zu können.

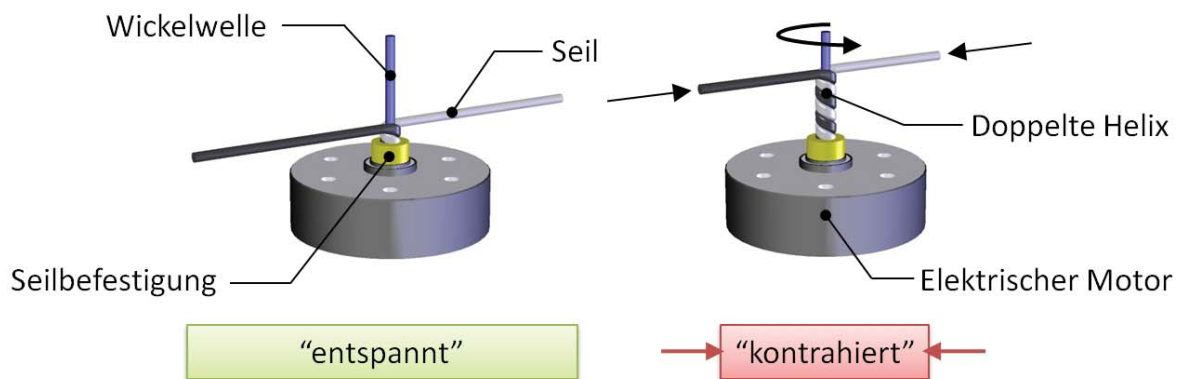


Abbildung 1.2: Funktionsweise des technischen Muskels "DoHelix" bei Kontraktion

1.3 Zielsetzung

Das erste Ziel dieser Dissertation ist es, die Einsatztauglichkeit und die Dauerhaltbarkeit des DoHelix-Muskels bei Verwendung von Wickelwellen mit geringem Durchmesser zu bestimmen, da für die bei dieser Aufwicklung auftretenden engen Seilbiegeradien keine belastbaren Kenndaten vorliegen, [WFK⁺05, S. 65]. Die Untersuchung zur Dauerhaltbarkeit dieses Seilzugantriebs soll in einer zu entwickelnden experimentellen Versuchsanordnung durchgeführt werden, um kritische Auslegungsparameter identifizieren zu können. Gleichzeitig soll der artverwandte Verdrill-Muskel / StMA untersucht und dem DoHelix-Muskel gegenübergestellt werden, [Suz07, WMH⁺10]. Es soll als zweites Ziel aufbauend auf dieser Untersuchung des DoHelix-Muskels ein höher integriertes Antriebskonzept generiert werden, um bereits identifizierte und im Verlauf der Arbeit offengelegte Schwachstellen des DoHelix-Muskels zu überwinden. Das dritte Ziel dieser Arbeit ist, grundlegende Erkenntnisse über den Einsatz des dann vorliegenden Antriebs mit Kunststoff-Faserseilen in einem Gelenkarmroboter zu gewinnen. Für dieses Zielsystem soll der funktionsfähige Prototyp eines Leichtbau-Gelenkarmroboters auf Basis des zu entwickelnden Seilzugantriebs realisiert und die Einsatztauglichkeit des generierten Antriebskonzepts damit überprüft werden.

1.4 Vorgehensweise

In Kapitel 2 wird zu Beginn der Arbeit die thematische Ausgangssituation betrachtet. Dies umfasst die Grundlagen zu Kunststoff-Faserseilen, zu Leichtbau-Gelenkarmrobotern und zu Seilzugantrieben mit Kunststoff-Faserseilen. In Kapitel 3 werden die bestehenden Konzepte näher analysiert. Der Einsatz des DoHelix-Muskels wird am Fallbeispiel untersucht und darauf aufbauend Anforderungen an einen zu entwickelnden Antrieb abgeleitet. Weiterführend werden die Anforderungen an eine Versuchsanordnung zur Durchführung von Dauerhaltbarkeitsuntersuchungen und an eine prototypische Realisierung eines Leichtbau-Gelenkarmroboters mit Seilzugantrieben definiert. In Kapitel 4 wird das Konzept für einen bidirektional-wirkenden Seilzugantrieb auf Basis des DoHelix-Muskels entwickelt und dargestellt. Dies umfasst die Konzepterstellung, die mathematische Repräsentation, den mechanischen Entwurf für einen rotatorischen Freiheitsgrad und die Komponentenauswahl für eine prototypische Realisierung. In Kapitel 5 wird nach Erstellung eines Versuchsplans eine geeignete Versuchsanordnung zur experimentellen Ermittlung der Eigenschaften der Antriebskonzepte entwickelt und aufgebaut werden. Daran anschließend werden in dieser Versuchsanordnung Dauer- und Belastungsversuche zu den bestehenden Antriebskonzepten durchgeführt werden. So bietet diese Versuchsanordnung die Möglichkeit, verschiedene Auslegungen zu betrachten und die Haltbarkeit der einzelnen Komponenten über einen längeren Zeitraum zu untersuchen. Die Auswertung der Ergebnisse bietet Platz für Schlussfolgerungen und Ansätze zur Entwicklung des Zielsystems. Mit dem bidirektionalen Seilzugantrieb wird in Kapitel 6 das Zielsystem, ein Leichtbau-Gelenkarmroboter, entworfen und realisiert. Abschließend werden die resultierenden Eigenschaften dieser prototypischen Realisierung mit bestehenden Ansätzen verglichen werden. Kapitel 7 gibt eine kurze Zusammenfassung und einen Ausblick auf mögliche Folgethemen.

2 Grundlagen

Zu Beginn dieses Kapitels werden die für das Thema der Arbeit relevanten Begriffe definiert. Im Anschluss daran wird das Seil als Kraftübertragungskomponente näher erläutert. Das Kunststoff-Faserseil und seine heutige Nutzung in technischen Anwendungen werden darauffolgend betrachtet sowie Schwerpunkte der aktuellen Forschung für die relevanten Hochleistungskunststoff-Faserseile abgegrenzt. Im anschließenden Abschnitt wird ein Überblick gegeben über den Stand der Technik und Forschung von Leichtbau-Gelenkarmrobotern, insbesondere mit seil- oder seilähnlichen Antrieben sowie die heute verfügbaren und derzeit in der Forschung befindlichen muskelähnlichen Antriebe kurz beschrieben. Daran anknüpfend werden die Seilzugantriebe erläutert, die mit Kunststoff-Faserseilen muskelähnliche Stellbewegungen durchführen. Zum Ende des Kapitels werden die Schlussfolgerungen aus dem Stand der Technik für das Thema gezogen.

2.1 Begriffsdefinitionen

Die im Rahmen der Arbeit verwendeten Begriffe werden im Folgenden definiert.

Serviceroboter

Ein Serviceroboter ist nach einer im Jahr 1994 von Schraft aufgestellten Definition wie folgt charakterisiert:

“Ein Serviceroboter ist eine frei programmierbare Bewegungseinrichtung, die teil- oder vollautomatisch Dienstleistungen verrichtet. Dienstleistungen sind dabei Tätigkeiten, die nicht der direkten industriellen Erzeugung von Sachgütern, sondern der Verrichtung von Leistung für Menschen und Einrichtungen dienen.” [SHW04]

In [Häg09] wird diese Definition aufgegriffen und erweitert. Die Erweiterung der Definition besteht dabei in einer Klassifikation der Serviceroboter durch Unterscheidung ihrer Anwendungsfelder. Hierbei wird zwischen den Servicerobotern für den Privatanwender und den professionellen Einsatz von Servicerobotern in Industrie und Gewerbe unterschieden. Serviceroboter können als stationäre oder mobile autonome Systeme zum Einsatz kommen.

Modularer Leichtbau-Gelenkarmroboter

Eine serielle Roboterkinematik ist definiert als eine Kette von Bauteilen, die über Gelenke miteinander verbunden sind. Hierbei beginnt diese Kette an einer Basis und endet an einem Endeffektor, [SK08, S. 72]. Ein modularer Leichtbau-Gelenkarmroboter ist eine aus mehreren Einzelmodulen aufgebaute, serielle Roboterkinematik. Mindestens zwei eigenständige Module werden hierbei zu einem Roboterarm verbunden. Besitzen die einzelnen Module z.B. zwei Freiheitsgrade, so ergibt sich für einen Manipulator aus drei Modulen eine Summe von sechs Freiheitsgraden. Leichtbau bedeutet im Rahmen dieser Arbeit ein Gesamtsystemgewicht von weniger als 30 kg. Im Allgemeinen sind Leichtbau-Gelenkarmroboter auf Anwendungen ausgelegt, bei denen ein gutes Nutzlast-zu-Eigengewicht-Verhältnis und ein geringes Eigengewicht eine wichtige Rolle spielen, so z.B. der Leichtbauroboter (LBR) des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt, der seit einigen Jahren in mobilen Robotersystemen und insbesondere für Applikationen in der Raumfahrt zum Einsatz kommt, [Ver97, ASHO⁺07]. Die modulare Auslegung eines solchen Gelenkarmroboters gewährt einen preiswert herstellbaren, mehrfach reproduzierbaren Aufbau mit hoher Rekonfigurabilität für unterschiedliche Anwendungsfälle, [SK08, Tsc09, S. 914ff].

Seilzugantrieb

Ein Seilzugantrieb nutzt für die Kraftübertragung vom Antrieb hin zur gewünschten Wirkstelle bzw. Abtrieb ein oder mehrerer Seile. Ein weit verbreiteter, industriell eingesetzter seilzugbasierter Antrieb sind Winden, die auf eine Seiltrommel ein- oder mehrlagig Kunstfaser- oder Stahldrahtseile aufwickeln und in einer Richtung tangential von der Seiltrommel weg hin zu einem Wirkpunkt führen. Beispiele für Seilzugantriebe sind Winden zum Start von Segelflugzeugen, Winden in einem Kran zum Heben von Lasten, Winden auf Fischereischiffen zum Einholen der Netze und Winden in Aufzugsystemen zum Transport von Lasten. Beispiele für aktuelle Robotersysteme mit Seilzugantrieben sind der Roboterarm “WAM” von Barrett Technologies, [Roo06], der “SHERPA-Actuator” von Olaru, [OKP09], der “BioRob” der Technischen Universität Darmstadt, [KLS⁺08], der seilzugbasierte Portalroboter “IPAnema” des Fraunhofer IPA, [PMV10], und eine im Rahmen des “Dexmart”-Projektes entwickelte, mit Seilzügen betriebene Roboterhand, [WMH⁺10].

Nutzlast und Eigengewicht

Die maximale Nutzlast eines Gelenkarmroboters ist die im verfügbaren Arbeitsraum des Roboters bei maximaler Auslenkung, Geschwindigkeit und Beschleunigung an seinem Endeffektor (TCP) bewegbare Masse, z.B. eines Gussbauteils, welches von Punkt A nach Punkt B bewegt werden soll. Ebenfalls möglich ist die Angabe der maximalen Nutzlast in Abhängigkeit von diesen Größen, d.h. höhere maximale Nutzlast bei niedrigeren Verfahrensgeschwindigkeiten und umgekehrt. Das Eigengewicht eines Roboters schließt die Grundstruktur des Roboters, die

verbauten Antriebe, die mechanischen Übertragungselemente, die Motorregelungskomponenten und die verbaute Sensorik ein. Ein Nutzlast-zu-Eigengewicht-Verhältnis ($\frac{NL}{EG}$) von 1:1 bedeutet, dass der betrachtete Gelenkarmroboter das Äquivalent seiner Eigenmasse im Erdschwerefeld bewegen kann. Nicht eingeschlossen sind hierbei, je nach Antriebsart, der Schaltschrank mit dem Netzteil zur Stromversorgung für die Elektromotoren bzw. der Kompressor zur Druckluftherzeugung für die Pneumatik-Antriebe oder ähnlich geartete Komponenten zur Antriebsversorgung des jeweiligen Roboters. Für den autonomen und / oder mobilen Einsatz eines Roboters müssen diese Komponenten dem Eigengewicht hinzugerechnet werden.

2.2 Kunststoff-Faserseile

In diesem Abschnitt wird auf den Stand der Technik heutiger Kunststoff-Faserseile eingegangen. Die Betrachtung von Seilen als Kraftübertragungskomponenten im Allgemeinen bildet den Anfang. In einem zweiten Teil wird die momentane Verwendung von Kunststoff-Faserseilen in technischen Anwendungen aufgezeigt. Im dritten Teil wird der Stand der Forschung beim Einsatz von Hochleistungskunststoff-Faserseilen detaillierter betrachtet.

2.2.1 Seile als Kraftübertragungskomponenten

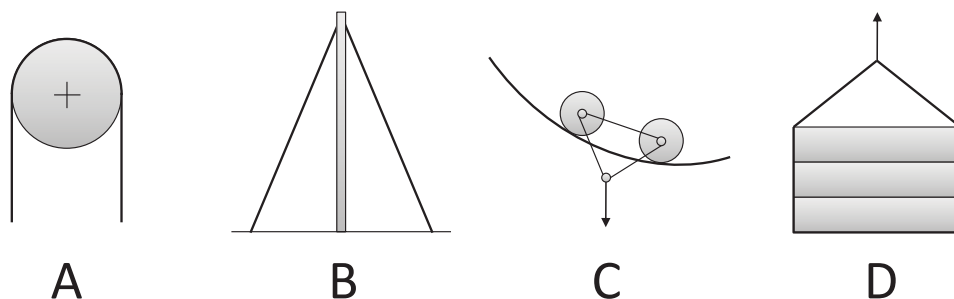


Abbildung 2.1: Einteilung von Seilen nach ihrem Verwendungszweck [WFK⁺05]

Seile als Kraftübertragungskomponenten in technischen Systemen werden seit langer Zeit eingesetzt. Zum Heben von schweren Lasten, zum Ziehen von Schiffen gegen den Strom, zur Herstellung von Fischereinetzen, in frühen militärischen Systemen wie Katapulten und insbesondere im Schiffsbau zum Abspannen von Masten, für die Takelage und für die Segel wurden und werden Seile verwendet. Während bis ins 19. Jahrhundert nur Naturseile, wie z.B. Seile aus Hanf, Henequen, Weidenbast, Jute, Leinen, Bambusfasern, Baumwolle, Kokos, Flachs, Manila oder Sisal verfügbar waren, gibt es seit dem 19. Jahrhundert Stahlseile für die unterschiedlichsten Anwendungen, was z.B. pionierhaft im Brückenbau durch Seguin demonstriert wurde, [DIN05, DIN08, Cot09]. Seit Ende der 1930er Jahre sind neben diesen Naturfaser- und

Stahlseilen chemisch hergestellte Fasern aus Polyamid (PA, Handelsname: Nylon) verfügbar. Zusätzlich zu den rein chemisch hergestellten Kunststoff-Faserseilen existieren Mischformen, so genannte Hybride, die z.B. einen Kunstfaserkern haben und eine Stahldrahtummantelung aus mehreren Drähten aufweisen.

Seile werden allgemein in vier Klassen unterteilt, wie es in Abb. 2.1 nach [WFK⁺05] dargestellt ist: Das laufende Seil (A), das stehende Seil (B), das Tragseil (C) und das Anschlagseil (D). Laufende Seile werden z.B. in Fördersystemen, wie Aufzügen und Seiltrommeln, eingesetzt. Stehende Seile werden z.B. bei der Abspannung von Brücken und Masten genutzt. Tragseile kommen z.B. in Seilbahnen und Fördereinrichtungen zum Einsatz. Anschlagseile sind z.B. Lastschlaufen zum Heben von Lasten in Containerterminals, [St.09]. Der Schwerpunkt der zu betrachtenden Seile in dieser Arbeit liegt auf den laufenden Seilen. Detaillierte Kategorisierungen von Drahtseilen sind in DIN EN 12385-2 zu finden, in der Konstruktionsklassen zur Auslegung von Drahtseilen und notwendige Datenblätter enthalten sind, vgl. [DIN08]. Da im Verlauf der Arbeit insbesondere enge Biegeradien mit dünnen Wickelwellen betrachtet werden sollen, fallen Stahldrahtseile aufgrund ihrer im Vergleich zu Natur- und Kunststoff-Faserseilen deutlich geringeren Flexibilität und den geringeren Biegeradien aus dem Betrachtungsrahmen. Der Hauptfokus wird auf Kunststoff-Faserseile und deren Eigenschaften gelegt, vgl. [DIN05].

2.2.2 Kunststoff-Faserseile in technischen Anwendungen

Überblick über Kunststoff-Faserseile

Kunststoff-Faserseile werden aus synthetisch in einem chemischen Prozess produzierten Fasern hergestellt. Grundsätzlich werden Kunststoff-Faserseile in geschlagene und geflochtene Faserseile unterteilt. Hierbei werden verschiedene Aufbauarten unterschieden: Trossenschlagseile, Kabelschlagseile, Rundgeflechtseile, Spiralflechtseile, Kernmantelgeflechtseile, Quadratgeflechtseile, Atlastaue, Herkulestaue und Schlangentaue, vgl. [VDI90]. Jede dieser Aufbauarten weist unterschiedliche Querschnitts- und Flechtungsformen auf. Bei den drei letztgenannten handelt es sich um hybride Seile, die aus einer Kombination von Stahldrahtseilen und Kunststoff-Faserseilen bestehen. Je nach Anwendungszweck kommen diese Aufbauarten zum Einsatz, so z.B. die geflochtenen Kunststoff-Faserseile für Abschleppseile, Segelsport, Klettersport, Bergseile und Schifffahrt. Die VDI-Richtlinie 2500 gibt hierfür umfassende Vorgaben für die Beschreibung, Auswahl und Bemessung von Faserseilen, [VDI90]. Neben dem Einsatz im Sportbereich kommen Kunststoff-Faserseile in immer mehr technischen Anwendungen zum Einsatz. Die unterschiedlichen Einsatzszenarien stellen verschiedene Anforderungen an den Aufbau und die Auslegung der Seile. Polyamid (PA), Polypropylen (PP), Polyethylen (PE) und andere Kunstfasern sind bereits seit Jahrzehnten verfügbar, Aramide, Flüssigkristallpolymere (LCP) und hochmolekulare Polyethylene (HMPE) stellen den momentanen Stand der Technik dar. Ins-

besondere Hochleistungskunststoff-Faserseile und ihre mit Stahldrahtseilen konkurrenzfähigen Eigenschaften eröffnen neue Möglichkeiten der industriellen Anwendung.

Hochleistungskunststoff-Faserseile

Tabelle 2.1: Beispiele für am Markt verfügbare Kunststoff-Faserseile [Bar09]

	Spez. Masse	Zähigkeit	UV-Beständigkeit
Bezeichnung	[g/cm ³]	[N/mm ²]	[-]
HMPE	0,97	3.600	Exzellent
LCP	1,40	2.300	Begrenzt
Aramid	1,45	2.500-4.000	Begrenzt
zum Vergleich: Polyamid	1,14	900-950	Gut

Synthetisch hergestellte Hochleistungsfasern können in drei Bereiche eingeordnet werden: Polymerfasern, Carbonfasern und anorganische Fasern, [SVC09]. Für dynamische Anwendungen sind nach [SVC09] Polymerfasern am geeignetsten und werden deshalb intensiv betrachtet. Die polymerbasierten Hochleistungsfasern sind im Inneren im Gegensatz zu regulären Polyethylenfasern aus langen, linearen atomaren Ketten aufgebaut, die in axialer Richtung verlaufen. Weitere Unterschiede sind ein deutlich höheres Molekulargewicht und eine weitaus höhere Kristallinität. Dieser Aufbau ermöglicht eine deutlich höhere Zähigkeit und ein höheres Elastizitätsmodul als bei anderen Kunstfasern. Durch diese unidirektionale Orientierung und die langen, nicht unterbrochenen atomaren Ketten sinkt gleichzeitig die Seillängung, was den Einsatz in technischen Systemen weiter begünstigt. Im industriellen Maßstab werden bisher Aramidfasern, High Modulus Polyethylene (HMPE), auch High Performance Polyethylene (HPPE) oder hochfestes Polyethylen (HFPE) genannt, und Flüssigkristallpolymere (Liquid Crystal Polymer, LCP) eingesetzt [SVC09]. In Tab. 2.1 sind einige aus [Bar09] entnommene am Markt verfügbare Hochleistungskunststoff-Faserseile mit einigen relevanten Eigenschaften aufgelistet.

Haupteinsatzfelder von Hochleistungskunststoff-Faserseilen

Beginnend mit dem Einsatz im Sport- und Kleinfischereibereich und den dort verwendeten dünnen Seildurchmessern werden zunehmend industrielle Anwendungen erschlossen. Der bisherige industrielle Einsatz von Hochleistungskunststofffasern in technischen Anwendungen erfolgt oft aus der Motivation heraus, Seile in verschiedenen Anwendungen handhabbarer zu machen. So wurden in jüngerer Zeit Rundschlingen und Tragschlaufen aus Stahl zum Heben von schweren Lasten, die bis dato nur von mehreren Personen gemeinsam getragen werden konnten, durch Rundschlingen aus HMPE-Fasern ersetzt, sodass eine Person allein in der Lage ist, solch eine Schlinge zu tragen, [St.09]. Eine weitere wichtige Motivation ist die Erhöhung der maximalen Zuladung, so z.B. beim Einsatz von HMPE für überaus lange, auf Kabeltrommeln aufgewickelte Seile, wie bei Tiefwasserinstallationsarbeiten oder bei vertikalen Liftanwendungen. Bei

Verwendung von HMPE-Faserseilen erhöht sich hier die mögliche Zuladung mit zunehmender Kabellänge deutlich. So verbleibt z.B. bei einer Tiefe von 3000 m durch das Eigengewicht der bisher verwendeten Stahlseile nur die Hälfte der möglichen Zuladung, die mit aktuellen HMPE-Faserseilen möglich ist, [SVC09]. Kranhersteller und Minenbetreiber sind daran interessiert, diese Seilmaterialien für ihre Anwendungszwecke nutzbar zu machen und damit die Zuladung ihrer Kranfahrzeuge und Liftgondeln zu erhöhen. Neben Schleppkabeln, Ankerleinen und Netzen in der Fischerei-, Schiffs- und Offshore-Industrie, zum Ziehen von Lasten im Forstbereich und zum Verlegen von Tiefseekabeln kamen durch Verbesserungen der Eigenschaften auch neue Anwendungen wie Haltegurte in der Luft- und Raumfahrt, Kran- und Bergbauanwendungen in den Fokus des Nutzungsinteresses mit dem Ziel, die bis dato verwendeten Stahlseile zu ersetzen, [SVC09, Bar10].

Umlenkung und Vorspannung eines Kunststoff-Faserseils

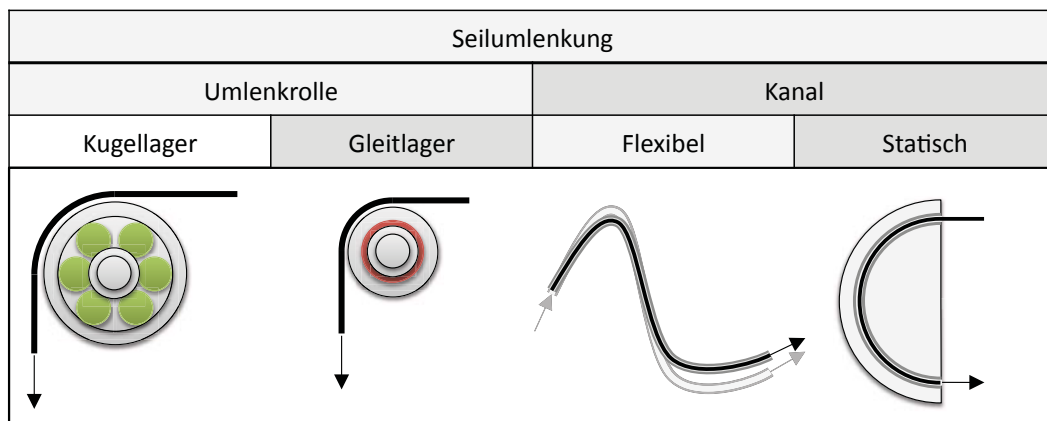


Abbildung 2.2: Umlenkungsarten für laufende Seile

Von Bedeutung für den Einsatz eines Kunststoff-Faserseils sind die korrekte Seilführung, die Art der Umlenkung und die Art der Seilvorspannung, [WFK⁺05]. Abb. 2.2 gibt einen Überblick über mögliche Umlenkungsarten für laufende Seile. Während die linke Seite der Abbildung die Umlenkung eines Seils mit verschiedenartig gelagerten Umlenkrollen zeigt, gibt die rechte Seite die Umlenkung von Seilen durch einen Kanal mit variablem oder konstantem Biegeradius wieder, was z.B. von Palli für Kunststoff-Faserseile auf die dabei auftretenden Reibungseffekte untersucht wurde, [PBC09, PBC10]. Gelagerte Umlenkrollen weisen im Vergleich zu Kanälen eine niedrigere Haftreibung auf, während Gleitkanäle die deutlich platzsparendere Bauform bieten, [SK08, S. 357]. Je nach Anwendung muss hier lösungsspezifisch abgewogen werden. Mischbauformen aus Gleitkanälen und gelagerten Umlenkrollen sind daher ebenfalls in Verwendung, [SK08, S. 357]. Aktuelle Ansätze zur Gestaltung einer Roboterhand mit dem Verdrill-Muskel / StMA-Konzept setzen auf eine Umlenkung des Seils ohne Umlenkrollen in Gleitkanälen, vgl. [PBC09, PBC10, WMH⁺10]. Für den resultierenden Wirkungsgrad des Seilantriebs sind

neben der fachgerechten Auslegung die innere und die äußere Seilreibung, die Reibung der Umlenkungslagerung und die Reibung etwaiger Dichtungen von Bedeutung, [Fey00, WFK⁺05]. Hierbei werden die Reibungsarten in Haft-, Gleit-, Roll-, Wälz- und Bohrreibung unterschieden, [WJMV09]. Der dynamische Gleitreibwert eines kleineren Kunststoffgleitlagers in Kombination mit einer dünnen Stahlwelle liegt zwischen $\mu = 0,08 - 0,15$, [Igu08, S. 2.3]. Untersuchungen zum Einfluss der Reibung auf die Seilkraft an Umlenkungspunkten von Palli und aus [Fey00, S. 285] entnommene Daten bestätigen diese Werte, [PBC09, PBC10]. Im Rahmen dieser Arbeit wird der Fokus auf Umlenkrollen mit Kunststoffgleitlagern gelegt, da diese bei geringer Masse einfach dimensionierbar und integrierbar sind und bei geringem Bauraumbedarf eine reibungsarme und kostengünstige Umlenkungsauslegung ermöglichen, [Igu08, WJMV09].

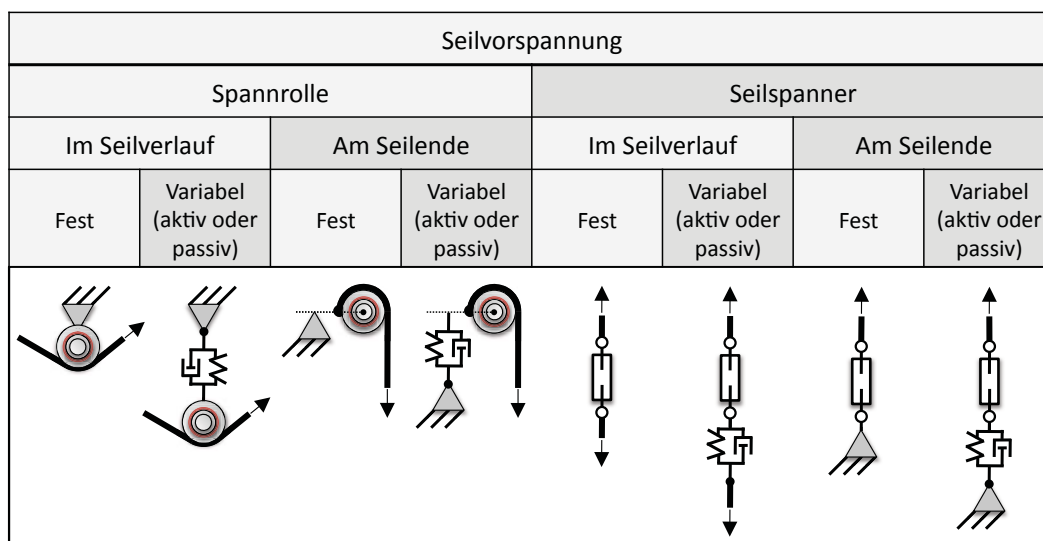


Abbildung 2.3: Möglichkeiten der Seilvorspannung

Das Halten einer Seilvorspannung zur Straffung und Führung eines Kunststoff-Faserseils über eine oder mehrere Umlenkrollen kann auf verschiedene Arten realisiert werden, vgl. Abb. 2.3. Über Spannrollen ist es möglich im Seilverlauf oder am Seilende eine fest eingestellte oder eine variable Seilvorspannung zu realisieren. Die variable Seilvorspannung kann hierbei passiv durch ein Feder-Dämpfer-Element oder aktiv durch einen zusätzlichen Stellantrieb aufgebracht werden. Eine weitere Methode ist das Vorspannen des Seils durch einen Seilspanner, der ebenfalls im Seilverlauf oder am Seilende eine fest eingestellte oder eine variable Seilvorspannung erzeugt. Ein Seilspanner kann hierbei eine Spannschiene, ein Spannschlitten, eine Spannwinde oder ein ähnliches Maschinenelement sein, [WJMV09]. Es ist möglich die variable Vorspannung passiv durch ein Feder-Dämpfer-Element oder aktiv durch einen zusätzlichen Stellantrieb zu generieren. Da die Anzahl der Antriebe im Rahmen dieser Arbeit auf das notwendige Minimum beschränkt werden soll, werden ausschließlich feste oder passiv variable Vorspannungselemente verwendet.

Tabelle 2.2: Eigenschaften von Seilmaterialien; *Handelsnamen kursiv* [Bar09, Sei12]

Material	Einheit	GF	HMPA / Aramid (Kevlar)	PA (Nylon)	HMPE (Dyneema)	PP (Hostalen)
Zugfestigkeit	[N/mm ²]	■■■■	2.200 - 4.000	700 - 1.000	2.500 - 3.600	200 - 750
Bruchdehnung	[%]	■■■	2,4 - 3,4	15 - 27	3 - 4	13 - 30
Schädigungs- temperatur	[°C]	■■■	250 - 350	80 - 180	70 - 135	80
Knotenfestigkeit	[%]	■	30 - 40	40 - 65	35 - 50	50 - 60
Wasseraufnahme	[%]	■	2,0 - 7,0	1,0 - 7,0	0	0
Festigkeitsverlust (Feuchtigkeit)	[%]	■	0 bis 20	5 bis 15	0	0
Abriebfestigkeit	[-]	■■■■	mangelhaft	sehr gut	sehr gut	befriedigend
Glattheit	[-]	■	niedrig	mittel	hoch	hoch
Kriechneigung	[-]	■	keine	niedrig	bei hoher Last	unter Last
UV- Beständigkeit	[-]	■■■	schlecht	gut	sehr gut	schlecht
Beständigkeit gegen Laugen	[-]	■	gut	gut	sehr gut	sehr gut
Beständigkeit gegen Säuren	[-]	■	gut	gut	sehr gut	sehr gut
Beständigkeit gegen Benzin & Öl	[-]	■	sehr gut	gut	sehr gut	sehr gut
Material	Einheit	GF	PES (Diolen)	LCP (Vectran)	PBO (Zylon)	Hanf (Naturseil)
Zugfestigkeit	[N/mm ²]	■■■■	850 - 1.300	2.300	4.000	310 - 390
Bruchdehnung	[%]	■■■	5 - 10	3,3	2,5 - 3,5	1,6 - 2,7
Schädigungs- temperatur	[°C]	■■■	120 - 180	200	500	-
Knotenfestigkeit	[%]	■	50 - 60	30 - 50	35 - 50	-
Wasseraufnahme	[%]	■	0,4 - 2,0	0 - 1,0	0,6 - 2,0	8 - 10
Festigkeitsverlust (Feuchtigkeit)	[%]	■	0	0	0	-
Abriebfestigkeit	[-]	■■■■	sehr gut	gut	mangelhaft	-
Glattheit	[-]	■	mittel	niedrig	hoch	-
Kriechneigung	[-]	■	sehr niedrig	keine	keine	-
UV- Beständigkeit	[-]	■■■	sehr gut	schlecht	schlecht	mittel
Beständigkeit gegen Laugen	[-]	■	gut	sehr gut	sehr gut	gut
Beständigkeit gegen Säuren	[-]	■	gut	sehr gut	gut	mittel
Beständigkeit gegen Benzin & Öl	[-]	■	sehr gut	sehr gut	sehr gut	-

Übersicht über verfügbare Seilmaterialien

Mögliche Seilmaterialien für seilzugbasierte Antriebssysteme sind in Tab. 2.2 dargestellt, [Bar09, Sei12]. Einige Materialien werden bereits zu Beginn ausgeschlossen. So sind Stahldrahtseile und -bänder für diese Arbeit nicht geeignet, da diese die entsprechend geringen Biegeradien und engen Wicklungen bzw. Verdrillungen nicht verformungsfrei tolerieren würden. Für den Einsatz als Antriebsseil in einem technischen System werden die verschiedenen Eigenschaften der Seile nach ihrer Wichtigkeit bewertet. GF in Tab. 2.2 steht hierbei für Gewichtungsfaktor. Die Gewichtung dient der Vorauswahl und der Selektion geeigneter Materialien. Dreifach gewichtet sind hierbei die Zugfestigkeit und die Abriebfestigkeit, die entscheidend für das Potential eines Antriebs mit Kunststoff-Faserseilen sind. Doppelt gewichtet sind Bruchdehnung, Schädigungstemperatur und UV-Beständigkeit, da auch sie einen relevanten Einfluss auf die Auslegung eines zu entwickelnden Antriebskonzepts haben. Die Materialien LCP und PBO fallen wegen ihrer schlechten UV-Beständigkeit aus den zu untersuchenden Materialien und damit aus dem Betrachtungsrahmen. In der Entwicklung befindliche höchstfeste CNT-Kunststoff-Faserseile könnten zu den zugfestesten verfügbaren Materialien werden, [Inm12]. So sind erste Testfasern ähnlich reißfest wie HMPE- oder Aramid-Kunststoff-Faserseile. Einige wenige getestete Fasern überstiegen das Zugfestigkeitsniveau der momentan besten Kunststoff-Faserseile sogar um bis zu 50%. Ein weiterer Vorteil von preiswert am Markt verfügbaren CNT-Kunststoff-Faserseilen ist die geringere Reduktion der Zugfestigkeit durch Knoten, die bereits durch Tests nachgewiesen werden konnte. HMPE, PES, PP, PA und Aramid müssen in Versuchen zur Dauerhaltbarkeit untersucht und das geeignetste Material für den späteren Einsatz herangezogen werden. Zusätzlich dazu sollen Seile aus einer starken Naturfaser, z.B. aus Hanf, in spätere Dauerversuche einbezogen werden, um eine Vergleichsbasis zu erhalten.

2.2.3 Stand der Forschung für Hochleistungskunststoff-Faserseile

Ein wichtiger Forschungsschwerpunkt ist seit circa 30 Jahren der Einsatz von Hochleistungskunststoff-Faserseilen in verschiedenen maritimen Anwendungen. Hauptgründe hierfür sind reduzierte Kosten von Kunststoff-Faserseilen im Vergleich zu Stahldrahtseilen, verbesserte Sicherheit und erleichterte Handhabung durch wesentlich leichtere und nicht-korrozierende Seile, [Fos05, GSC08]. Am Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der Universität Stuttgart durchgeführte Versuche lassen darauf schließen, dass Konstruktionen mit HMPE-Faserseilen solchen mit Stahlseilen als Kraftübertragungskomponenten unter bestimmten Bedingungen überlegen sind, [SVC09, Weh09]. Zur Auslegung von Kunststoff-Faserseilen für technische Anwendungen wurden Untersuchungen zur Dauerhaltbarkeit, zur Resistenz gegen Abreibung, zur ertragbaren Zugkraft im Seil, zur Wärmeentwicklung im Seil und zur Biegeweichselastizität durchgeführt, [SNL03, STM⁺04, SBL05, Flo08, Slo09].

Biegewechselfestigkeit

Die Biegewechselfestigkeit als wichtiges Kriterium für die Einsatzfähigkeit von Kunststoff-Faserseilen wurde in mehreren Forschungsprojekten untersucht, [SNL03, SBL05, SVC09]. Zyklische Untersuchungen zur Biegewechselfestigkeit ergaben weiterhin, dass z.B. 12-fach geflochtene HMPE-Kunststoff-Faserseile unter zyklischer Last zunächst langsam verschleifen und dann gegen Ende ihrer Seillebensdauer meist in Form einer extensiven Seilverlängerung auf ihr baldiges Versagen hinweisen. Dies wird auf die erhöhte Erwärmung in der Hauptbiegezone und auf den dadurch verstärkten Kriecheinfluss von HMPE-Kunststoff-Faserseilen zurückgeführt. So nimmt die Kriechneigung mit zunehmender Temperatur zu, während die Zugbelastbarkeit abnimmt, [SBL05, VB06]. Der Einfluss von Beschichtungen auf die Biegewechselfestigkeit ist ebenfalls Gegenstand aktueller Forschung. Trotz exzellenter Biegewechselfestigkeitseigenschaften von HMPE wird insbesondere für Tiefseeinstallationen eine weitere Steigerung der Biegewechselfestigkeit überprüft. Untersuchungen des IFT zeigen, dass die Zyklenzahl bis zum Versagen um bis zu Faktor 3 mit entsprechenden Oberflächenbeschichtungen gesteigert werden kann, [SVC09]. Weiterhin ergaben Untersuchungen zur Biegewechselfestigkeit bei 12-fach geflochtenen Seilen mit 40 mm Durchmesser aus LCP und HMPE bei einem identischen Dauerversuch eine große Bandbreite der erreichbaren Zyklenzahlen von Seilen verschiedener Hersteller, trotz nominal gleichem Seilmaterial, gleichem Aufbau und gleichen Versuchsbedingungen. Weiterhin belegen diese Tests den sehr relevanten Einfluss des Seilumlenkungs-zu-Seildurchmesser-Verhältnisses $d_{j,U}/d_{j,S}$ auf die Dauerhaltbarkeit, [SBL05].

Reibung und Kriechen

Reibung kann in Faserseilen sowohl lokal zwischen den einzelnen Fasern als auch global zwischen der in Kontakt stehenden Oberfläche des Seils und entsprechenden externen Flächen auftreten. Interne Reibung wird verursacht durch Scherbewegungen, axiale Kompression, Überschneidungen, Unterschiede im Reibkoeffizienten, externe Zuladung oder auch Schwankungen im Feuchtegehalt des Seils, [SVC09]. Der Einfluss der Wärmeentwicklung auf die Seillebensdauer durch Effekte wie innere Seilreibung, Reibverschleiß, Hysterese, Gleitreibung und der Einfluss von Seilschmierung werden in [Slo09, PBC10] untersucht. Die vielfältigen und untereinander abhängigen Parameter stellen große Herausforderungen an die Entwicklung von Testaufbauten, die später belastbare Aussagen zu spezifischen praxisnahen Anwendungen ermöglichen sollen. Die interne Reibung von HMPE-Fasern ist sehr niedrig im Vergleich zu anderen synthetisch hergestellten Fasern. Hauptursache hierfür ist der niedrige interne Reibungskoeffizient von $\mu_{HMPE} = 0,08 - 0,12$, welcher auch ohne zusätzliche Beschichtungen eine hohe Zyklenzahl für HMPE-Faserseile in Abriebtests ermöglicht, [Slo09]. Mit entsprechenden Beschichtungen ist eine weitere Erhöhung der Standzeiten und Zyklenzahl erreichbar. Die externe Reibung hängt maßgeblich vom Reibpartner und den entsprechenden Kontaktflächen des Seils ab. Partikeleintrag in das Seil kann hierbei den Verschleiß erhöhen. Gleichzeitig besitzen HMPE-Faserseile

eine hohe Schneidresistenz, was sie für Sicherheitstextilien und deren Entwicklung interessant macht, [SVC09].

Das Kriechen eines HMPE-Kunststoff-Faserseils unter konstanter Last bis hin zum Seilriss ist nach [VB06] in drei Phasen unterteilbar: Reversibles, primäres Kriechen als erste Phase zu Beginn, irreversibles, plastisches Kriechen als zweite Phase über ca. 80% der Dauer und die sich unter konstant aufgebrachter Last selbst verstärkende dritte Phase, gekennzeichnet durch ein finales Brechen der molekularen Ketten und damit einhergehend einer deutlichen Längung des Seils bis zum Riss. Gegenstand aktueller Forschung bei HMPE-Kunststoff-Faserseilen sind Untersuchungen zum Längungsverhalten, was Rückschlüsse auf die verbleibende Lebensdauer mit Hilfe eines Seil-Management-Systems zulassen würde, [SVC09].

Dauerfestigkeit und Seillebensdauer

Die Dauerfestigkeit unter Zug ist stark beeinflusst durch interne Faserinteraktionen, wie Scherung, Abschneidung, axiale Kompression und Knickung. Die Dauerfestigkeit und Zyklenzahl unter Zug von HMPE-Faserseilen liegt deutlich über der von Stahlseilen unter gleichen Belastungen, [SVC09]. So wurden Methoden zur Verbesserung der Lebensdauer von Kunststoff-Faserseilen beim Lauf über Rollen für Kunststoff-Faserseile mit 18 mm Durchmesser untersucht, [SNL03]. Dies wurde allerdings nur für große Seilumlenkungs-zu-Seildurchmesser-Verhältnisse $d_{j,U}/d_{j,S}$ betrachtet und offenbart ein noch zu bearbeitendes Forschungsgebiet für kleinere $d_{j,U}/d_{j,S}$ -Verhältnisse im Bereich 10:1 bis 1:1, insbesondere für spiralförmige Wicklungen. Zugversuche mit unterschiedlichen $d_{j,U}/d_{j,S}$ -Verhältnissen für 12-fach geflochtene HMPE-Kunststoff-Faserseile mit 22 mm Durchmesser und feststehendem Umlenk-/Reibungspunkt ergaben eine gute Abriebfestigkeit von HMPE, [STM⁺04]. Aramidfaserseile und LCP-Seile besitzen eine höhere Zugbelastbarkeit als Stahlseile, können aber nicht mit der hohen Zyklenzahl unter Last von HMPE-Faserseilen konkurrieren. Einzig PET-Seile erreichen deutlich höhere Zyklenzahlen als HMPE-Faserseile, dies allerdings nur bei niedrigeren Zuladungen im Verhältnis zur maximalen Zugfestigkeit im Vergleich zu HMPE-Seilen, [SVC09]. 12-fach geflochtene HMPE-Kunststoff-Faserseile mit 25 mm Durchmesser und deren Dauerhaltbarkeit im Einsatz wurden untersucht, wobei die Verdrillung als kritischer Faktor identifiziert wurde, der die Lebensdauer reduziert, [Flo08]. In ähnlichen Versuchen wurde eine Reduktion der Zugfestigkeit eines geflochtenen Kunststoff-Faserseils aus HMPE um ca. 7% bei einer Verdrillung von einer Umdrehung pro Meter festgestellt, [DO07].

Die Zertifizierung und die Erarbeitung von Austauschkriterien für HMPE-Faserseilanwendungen sind ebenfalls Gegenstand aktueller Forschungsanstrengungen, da hier nicht auf 175 Jahre Anwendungserfahrung, wie im Bereich der Stahldrahtseile, zurückgegriffen werden kann. Einige Kriterien für HMPE-Kunststoff-Faserseile können von bereits bekannten Anwendungen wie dem Festmachen von Tankschiffen, dem Fixieren von Hochseeinstallationen

und den dabei auftretenden Randbedingungen abgeleitet bzw. übernommen werden, [SVC09]. Synthetische Faserseile bieten zusätzliche Optionen der Betriebsüberwachung: Eine visuelle Inspektion der Abreibung, [Weh09], die Überwachung der Seillängung, Restfestigkeitstests während des Lebenszyklus, die Leitfähigkeitsüberwachung durch leitfähige Elemente, die Einbringung gefärbter Fasern in inneren Schichten zur Überwachung der Abreibung, die optische Überwachung per Kamera, [Weh09], die akustische Überwachung des E-Moduls, die Messung der Durchmesseränderung, die Nutzung eines Seil-Management-Systems, die Einarbeitung von optischen Fasern und weitere analytische Messverfahren, [SVC09].

In [Sch04, Weh09] wird die von Feyrer entwickelte Formel für die Berechnung der Seillebensdauer angegeben mit

$$\lg N = b_0 + (b_1 + b_4 \lg \frac{D}{d}) (\lg \frac{Sd_0^2}{d^2 S_0} - 0,4 \lg \frac{R_0}{1770}) + b_2 \lg \frac{D}{d} + b_3 \lg \frac{d}{d_0} + \frac{1}{b_5 + \lg \frac{l}{d}} \quad (2.1)$$

wobei N die Anzahl der Wechselbiegezyklen, d den nominalen Seildurchmesser in mm, D den Umlenkungsdurchmesser in mm, S die Zugkraft im Seil, R_0 die nominale Zugbelastbarkeit in N/mm², l die Biegelänge für $l > 15 * d$ und b_i die Konstanten für die Berechnung der erreichbaren Wechselbiegezyklen darstellen. Der Standardrechnungsansatz von Feyrer gilt uneingeschränkt für Stahldrahtseile, da eine sehr große Anzahl von Einzelversuchen in den letzten Jahrzehnten durchgeführt worden sind, wodurch die Koeffizienten b_0 bis b_5 für Stahldrahtseile sehr genau berechenbar sind.

Für hochfeste Kunststoff-Faserseile gilt der Berechnungssatz von Feyrer nach der Formel 2.1 grundsätzlich auch, allerdings ist die Anzahl der Versuche zur Bestimmung der Koeffizienten b_0 bis b_5 für hochfestes Fasermaterial bisher im Vergleich zu Stahldrahtseilen außerordentlich gering. Somit ist bis jetzt nur für wenige einzelne Fälle der Nachweis möglich gewesen, dass diese Formel für hochfeste Faserseile ebenfalls Gültigkeit hat. Die Betrachtung dieser Feyrer-Formel muss also sehr zurückhaltend durchgeführt werden, weil dafür eine große Anzahl an langlaufenden Biegeversuchen durchzuführen wären, was im Rahmen dieser Arbeit zeitlich nicht leistbar ist.

Winden

Seilwinden, wie z.B. Seiltrommelwinden und Capstan-Winden, und deren Anpassung an die neuen Seilmaterialien sind ebenfalls ein Feld aktueller Forschung. So werden durch den Bedarf an Winden insbesondere für Tiefseeinstallationen Anstrengungen zur Anpassung der Technologie an die neuen Kunststoff-Faserseile unternommen, [SVC09, DLMS09]. Hier sind die resultierenden Winden durch das wesentlich niedrigere Eigengewicht der Kunststoff-Faserseile bei gleicher Zugbelastbarkeit des Seils im Vergleich zu Stahldrahtseilen deutlich leichter, kompakter und damit einfacher in mobile Systeme integrierbar, [DLMS09, PMV10]. Ein Beispiel für die Nutzung von Seiltrommelwinden in Kombination mit Hochleistungskunststoff-Faserseilen

ist das Forschungsprojekt “IPAnema”, dessen Schwerpunkt die Erforschung einer hochdynamischen, seilzugbasierten Parallelkinematik mit einfach rekonfigurierbaren Windenpositionen ist, [Pot07, PM09, PMV10].

Forschungsbedarf

Tabelle 2.3: Bisher untersuchte Eigenschaften laufender Stahldraht- und Kunststoff-Faserseile nach [WFK⁺05]

Parameter mit Einfluss auf die Seillebensdauer	Stahldrahtseile	Kunststoff-Faserseile
Seilkonstruktion	■ ■ ■ ■ □	■ □ □ □
Seildurchmesser	■ ■ ■ ■ ■	■ □ □ □
Schlaglänge	■ ■ ■ ■ □	■ □ □ □
Werkstoff Drähte / Fasern	■ ■ □ □	■ □ □ □
Festigkeit Drähte / Fasern	■ ■ ■ ■ ■	□ □ □ □
Scheibendurchmesser	■ ■ ■ ■ ■	■ □ □ □
Rillenform	■ ■ □ □	□ □ □ □
Schrägzug	■ ■ ■ ■ □	□ □ □ □
Biegelänge	■ ■ ■ ■ ■	■ □ □ □
Schmierung / Imprägnierung	■ ■ ■ ■ □	□ □ □ □
gut untersucht: ■ ■ ■ ■ ■ / noch nicht untersucht: □ □ □ □		

Wie in [WFK⁺05] auf Seite 65 festgestellt wird: “... werden die Parallelen aber auch die Defizite der hochfesten Faserseile zu laufenden Stahldrahtseilen aufgezeigt, die im Wesentlichen aus fehlenden experimentellen Reihenuntersuchungen resultieren und einen breiten Einsatz von hochfesten, laufenden Faserseilen in sicherheitsrelevanten Anwendungen aber auch komplexen Materialflusssystemen derzeit praktisch noch verhindern. Um solche verbesserten Maschinenelemente “Faserseile” in der Breite der Anwendungen einsetzen zu können, sind Untersuchungen notwendig zu denen Zug- und Zugschwellversuche auch mit verschiedenen Endverbindungen, Dauerbiegeversuche, Treibfähigkeitsversuche aber auch weitergehende Versuche mit besonderen mechanischen Beanspruchungen und unterschiedlichen Umgebungsbedingungen unbedingt notwendig.” Diese Feststellung, die obige Übersicht über den Stand der Forschung und die aus [WFK⁺05] entnommene und in Tab. 2.3 dargestellte Tabelle über den Forschungsstand bei Hochleistungskunststoff-Faserseilen verdeutlichen die Notwendigkeit der anwendungsnahen Untersuchung der im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Kunststoff-Faserseile für bestehende und zu entwickelnde seilzugbasierte Antriebssysteme im Bereich der Servicerobotik. Für die Parameter Seildurchmesser, Wickelwellendurchmesser, Seilmaterial, Verdrillung und Dauerhaltbarkeit unter Last sollen im Rahmen dieser Arbeit nähere Erkenntnisse für den Einsatz im späteren Zielsystem gewonnen werden.

2.3 Leichtbau-Gelenkarmroboter

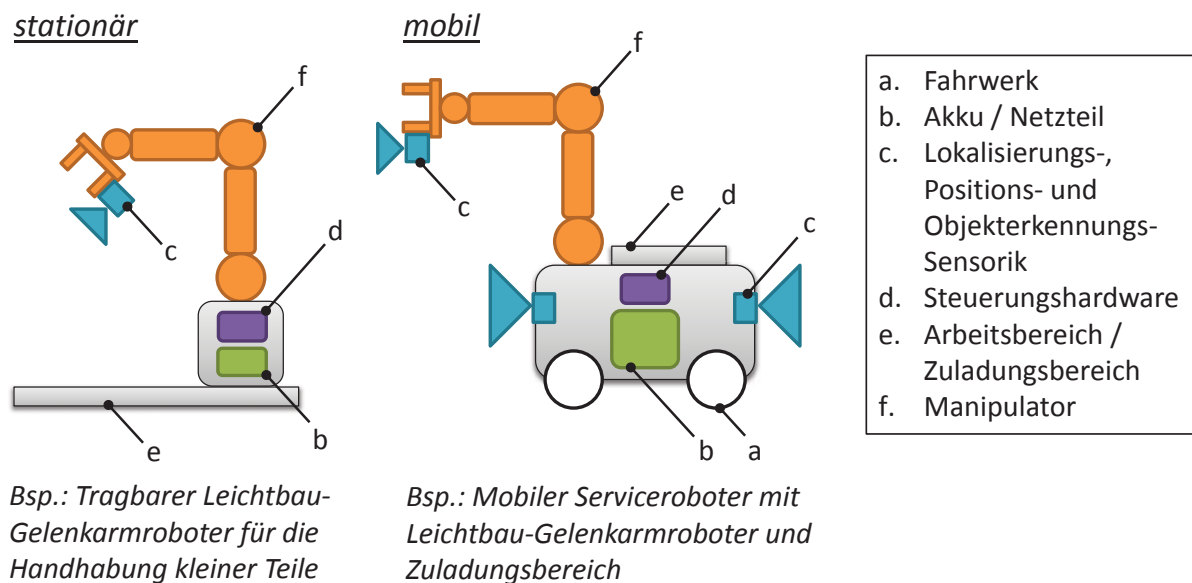


Abbildung 2.4: Aufbau eines stationären oder mobilen Serviceroboters mit LGR

Zum Aufbau eines autonomen Serviceroboters mit einem Manipulator / Gelenkarm, wie er in Abb. 2.4 für den stationären und mobilen Einsatz dargestellt ist, werden verschiedene Hardware-Komponenten benötigt: Ein Grundrahmen inklusive Verbindungsschnittstelle zur Umgebung, z.B. ein Radfahrwerk (a), eine autonome oder stationäre Energieversorgung, z.B. durch einen Akku oder ein Netzteil (b), Sensoren zur Wahrnehmung der Umgebung, z.B. Laserscanner oder 3D-Kameras (c), ein oder mehrere Steuerungs-PC(s) / dezentrale Motorregler inklusive Verkabelung (d), ein Funktions- oder Arbeitsbereich (e), z.B. zum Transport von Material, und ein Manipulator / Gelenkarm (f) mit einer an den gewünschten Anwendungsfall angepassten Anzahl an Freiheitsgraden. Betrachtet man die anfallenden Hardwarekosten zur Realisierung eines solchen Robotersystems sind insbesondere der Manipulator, die externe und interne Sensorik des Systems und etwaige Energiespeicher, z.B. auf Lithium-Ionen-Basis, Kostentreiber eines Servicerobotersystems, [HBK⁺11]. Hierbei kann der vollständige Manipulator / Gelenkarm inklusive zugehöriger Steuerung einen hohen Anteil der Hardwarekosten des Gesamtsystems ausmachen, vgl. Willow Garage “PR2” vs. “PR2SE” [Wil12].

Serviceroboter benötigen Manipulatoren mit einer je nach Aufgabenstellung unterschiedlichen Anzahl an Freiheitsgraden, die der Interaktion mit der Umgebung dienen. Es existiert ein wachsender Bedarf an Leichtbau-Gelenkarmrobotern (LGR) für stationäre und mobile autonome Serviceroboter, die bei möglichst niedrigem Eigengewicht eine adäquate Nutzlast dynamisch bewegen können, [HBK⁺11]. Diese Gelenkarmroboter wiederum benötigen möglichst effiziente Antriebe und sollten modular aufgebaut sein, um Herstellungskosten zu senken, Skalierbar-

keit zu gewährleisten, effizient mit begrenzt verfügbarer Energie umzugehen und eine einfache Rekonfiguration zu ermöglichen, [SK08, Tsc09, S. 984].

2.3.1 Stand der Technik

Am Markt verfügbare LGR

Die am Markt verfügbaren Manipulatoren sind meist erfolgreiche Kommerzialisierungen umfangreicher Forschungsprojekte. Ein Beispiel hierfür ist der leistungsfähige Leichtbau-Gelenkarmroboter “LBR 1-3” des DLR, der von der Kuka AG kommerzialisiert und beispielhaft im mobilen Serviceroboter “Justin” eingesetzt wird, [Ver97, AS02, ASHO⁺07]. Ein weiteres Beispiel ist der modular gestaltete “LWA I-III”, der von der Schunk GmbH weiterentwickelt und exemplarisch im mobilen Serviceroboter “Care-O-bot® 3” zum Einsatz gebracht wird, [Tsc09, RCF⁺09]. Während diese beiden LGR mit bis zu 7 Freiheitsgraden ausgestattet sind, gibt es auch Beispiele für LGR mit weniger Freiheitsgraden, die für spezielle Anwendungsfälle ausreichend sind. So wird der im Rahmen eines Forschungsprojektes des BMBF entstandene “BioRob”, vgl. [KSM06, KLS⁺08], mit je nach Variante 3 oder 4 Freiheitsgraden von der BioRob GmbH kommerzialisiert und in mobilen Robotern zum Einsatz gebracht, [Bio11]. Tab. 2.4 gibt einen beispielhaften Überblick über diese und einige weitere am Markt verfügbaren LGR, [Roo06, ASHO⁺07, KLS⁺08, Tsc09, Uni10, Kin12, Igu12]. RW steht hier für Reichweite, EG für Eigengewicht, NL für Nutzlast, WG für Wiederholgenauigkeit und VP für Verkaufspreis mit Stand Februar 2012, [The12].

Robotersysteme mit LGR in der Forschung

An Universitäten und Forschungseinrichtungen existieren darüber hinaus eine Vielzahl prototypischer bzw. im Forschungsstadium befindlicher Realisierungen für LGR als Einzelsysteme oder in vollständigen Roboterkinematiken integriert. Tab. 2.5 gibt einen Überblick über einige beispielhafte Robotersysteme mit ihrem jeweiligen Forschungsschwerpunkt und dem verwendeten Antriebskonzept. Die Mensch-Roboter-Kooperation mit möglichst direkter Interaktion in unstrukturierter Umgebung ist hierbei ein wichtiger Forschungsschwerpunkt. Derzeit existieren zwei relevante Entwicklungsansätze für neue Antriebskonzepte, um eine sichere Mensch-Roboter-Kooperation in unstrukturierten Umgebungen zu ermöglichen. Der erste Ansatz sind Antriebe und Tragstrukturen, die mechanisch steif sind und die über entsprechende Sensorik im Roboter, z.B. einen oder mehrere in der kinematischen Kette integrierte(n) Kraft-Momenten-Sensor(en), eine nachgiebige Interaktion realisieren können, [ASHO⁺07, FRN⁺10]. Der zweite Ansatz sind Roboter, deren Antriebe und teilweise auch Tragstruktur intrinsisch nachgiebig gestaltet werden, [Roo06, KLS⁺08, JS10, GMGS10].

Tabelle 2.4: Beispiele von am Markt verfügbaren LGR

Hersteller / Name	Land und Jahr	Antriebskonzept	Kennwerte	Vorteile	Nachteile
Kuka AG "LBR 3 / (LBR 4+)"	Deutschland 2007 / (2010)	Eigenentwicklung "Robo-drive" mit Harmonic-Drive Getrieben	7 DoFs RW=1,5 m EG=14 / (16) kg NL=14 / (7) kg WG: +/- 0,05 mm	F-M-Sensorik in jedem DoF; Positions-, Momenten- und Impedanzregelung; Programmierung durch Demonstration; bestes NL-zu-EG-Verhältnis	VP: ca. 75-100 T€; Wartung aufwändiger (u.a. durch hohen Integrationsgrad)
Schunk GmbH "LWA 3"	Deutschland 2010	Elektromotor mit Harmonic-Drive Getrieben	7 DoFs RW=1,7 m EG=18 kg NL=10 kg WG: +/- 0,1 mm	Positionsregelung; Robuster, modularer Aufbau; hohe Genauigkeit; gutes NL-zu-EG-Verhältnis;	VP: ca. 75 T€; Keine integrierte Kraft-Momenten-Sensorik in den Gelenken;
Barrett Technology "WAM 4-DoF"	USA 1992 / 2006	Elektromotoren mit Seilwinden und Stahlkabeln	4 DoFs RW=1,0 m EG=25 kg NL=4 kg WG: +/- 0,1 mm	Nicht selbsthemmend, da Seile als Kraftübertragungskomponenten; geeignet für Telemanipulation; ohne Schutzzaun betreibbar	VP: ca. 75 T€; Niedriges NL-zu-EG-Verhältnis; eher ungeeignet für mobile Systeme
Tetra GmbH "BioRob X4-SR 4"	Deutschland 2009	Elektromotoren mit Seilen, Federn und Piezoaktoren;	4 DoFs RW=0,98 m EG=5 kg NL=2 kg WG: +/- 0,1 mm	Seriell gekoppeltes, nachgiebiges Antriebskonzept; Positionsregelung; ohne Schutzzaun betreibbar	VP: ca. 37 T€; niedrigere Zuladung bei voller Dynamik
Universal Robots "UR-6-85-5-A"	Dänemark 2008	Elektromotoren mit Getrieben	6 DoFs RW=0,85 m EG=18 kg NL=5 kg WG: +/- 0,1 mm	Ohne Schutzzaun betreibbar;	VP: ca. 23 T€; keine Kollisionserkennung; nur mittleres NL-zu-EG-Verhältnis;
Kinova "Jaco"	Kanada 2009	Elektromotoren mit Getrieben	6 DoFs RW=0,90 m EG=5 kg NL=1,5 kg WG: n.b.	Unbegrenzte Drehfreiheitsgrade; Vertrieb mit 3-Finger-Greifer; niedriger Energiebedarf	VP: ca. 42,5 T€; Niedriges NL-zu-EG-Verhältnis; Wärmeentwicklung begrenzt Greifer-Nutzzeiten
Igus GmbH "Robolink"	Deutschland 2011	Schrittmotoren mit Kunststoff-Faserseilen	4 /5 DoFs Kennwerte je nach Aufbau WG: +/- 1 mm	Modularer Aufbau, geringes Eigengewicht der bewegten Komponenten;	Hohes EG der Antriebsbasis; keine Kollisionserkennung

Tabelle 2.5: Beispiele von Robotersystemen mit LGR in der Forschung

Träger / Bezeichnung	Land und Jahr	Antriebskonzept	Forschungs- schwerpunkt	Quelle
DFG-Projekt, “Armar III”	Deutschland, 2007	Servomotoren mit Harmonic-Drive- Getrieben und nicht-elastischen Seilzügen; Kugelumlaufspindeln und Schneckenräder	Humanoider Roboter für den Haushalt, SFB 588 des BMBF	[Bru07]
EU-Projekt, “iCub”	EU, seit 2004	Elektromotoren mit Standardgetrieben und nicht-elastischen Seilzügen	Humanoider Kindroboter für Kognitionsforschung	[TVLC09, FRN ⁺ 10]
Bionic Learning Network / Festo AG & Co. KG, “Airic’s Arm”	Deutschland, 2007	pneumatische / fluidische McKibben-Aktoren	Biologisch inspirierte pneumatische & fluidische Systeme	[Fes07]
Fraunhofer IPA & Festo AG & Co. KG, “Bionischer- Handlings- Assistent”	Deutschland, 2010	Druckluftkammern und Seilzugsensoren	Generative Fertigungsverfahren und pneumatische Systeme	[Fes11]
EU-Projekt, “EcceRobot”	EU, seit 2009	Antagonistisch wirkende elastische und nicht-elastische Kunststoff-Faserseile mit Elektromotoren und Getrieben	Biologisch inspirierter, nachgiebig gestalteter humanoider Roboter	[JS10, PSJH10]
Universität Standford, “OpenArm2.0”	USA, 2011	Schrittmotoren mit teils elastischem, teils nicht-elastischem Antriebsstrang mit Seilzügen	Reduktion der Kosten für nachgiebige Armkinnenmatiken	[QAN11]
Universität Tokio, “Kotaro”	Japan, 2007	Redundant angeordnete, antagonistisch wirkende Elektromotoren mit Getrieben und Winden mit nicht-elastischen Kunststoff-Faserseilen	Redundanter Muskelapparat für humanoide Roboter nah am menschlichen Vorbild	[NNU ⁺ 07]

Nach DIN 10218 ist ein Gelenkarmroboter für den Einsatz nah am Menschen und den Betrieb ohne Schutzzaun geeignet, wenn er eine Kraft am TCP von $F < 150 \text{ N}$ und eine Endeffektorgeschwindigkeit von $v < 250 \text{ mm/s}$ und eine mechanische Leistung von $P < 80 \text{ W}$ im Betrieb erbringt, [DIN09]. Für einen Serviceroboter ist ein preiswerter Manipulator mit möglichst gutem Nutzlast-zu-Eigengewicht-Verhältnis ($\frac{NL}{EG}$) und einer an den Anwendungsfall angepassten Wiederholgenauigkeit notwendig. Der in einem LGR vorzusehende Antrieb muss diesen Anforderungen auf Komponentenebene gerecht werden. So sollte ein LGR-Antrieb eine hohe Stellkraft bzw. volumen- und massebezogene Drehmomentdichte bei gleichzeitig kompakten Abmaßen und niedrigen Komponentenkosten vorweisen, [SK08, S. 984]. Forschungsbedarf ergibt sich folglich für Antriebssysteme mit passenden Eigenschaften, [HBK⁺11]. Neben der Weiterentwicklung von existierenden Antriebskonzepten, wie z.B. hochdrehenden Elektromotoren und daran angeflanschten, hochübersetzenden Getrieben, vgl. [ASHO⁺07, Tsc09], werden zunehmend muskelähnliche Antriebskonzepte untersucht, die sich am biologischen Vorbild orientieren, vgl. [NNU⁺07, KLS⁺08, JS10, PSJH10, WMH⁺10].

2.3.2 Antriebe für Leichtbau-Gelenkarmroboter

Tabelle 2.6: Überblick am Markt verfügbarer Antriebskonzepte für LGR, Teil 1


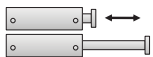
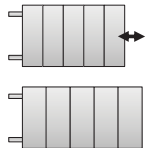

Bezeichnung & Schema	Funktion	Wandlung & Wirkungsgrad	Wichtigste Vor- und Nachteile
 <p>Rotatorischer / Linearer Elektromotor [Fau09, Max10]</p>	Ein stehendes und ein bewegtes, in einer Spule induziertes Magnetfeld erzeugen eine Rotations- oder Linearbewegung	elektrische Energie zu mech. Energie η hoch (bis zu $> 90\%$) F über x konstant	<ul style="list-style-type: none"> + Hoher Wirkungsgrad + Unterbrechungsfreie Drehmomentabgabe + Hohe Leistungsdichte + Preiswerter, einfacher Aufbau + Regelbarkeit - Antriebe mit hohem η mit höheren Kosten verbunden - Getriebe für niedrige Drehzahlen und hohe Drehmomente notwendig
 <p>Pneumatik [Hau07]</p>	Kompressor erzeugte, aufbereitete Druckluft bewegt über Ventile einen Hubzylinder oder treibt einen Druckluftmotor an	Druckluftenergie zu mech. Energie η mittel (60%) F über x konstant	<ul style="list-style-type: none"> + Preiswerter, einfacher Aufbau + Hohe Arbeitsgeschwindigkeiten - Nachteile eines stark kompressiblen und ausströmenden Arbeitsmediums - Drucklufterzeugung und Druckluftaufbereitung notwendig - Regelbarkeit

Tabelle 2.7: Überblick am Markt verfügbarer Antriebskonzepte für LGR, Teil 2

Bezeichnung & Schema	Funktion	Wandlung & Wirkungsgrad	Wichtigste Vor- und Nachteile
 <p>Hydraulik [Hau07]</p>	<p>Eine Hydraulikflüssigkeit überträgt Energie von der Hydraulikpumpe (Antriebsmaschine) zum Hubkolben (Arbeitsmaschine)</p>	<p>Energie in Hydraulikflüssigkeit zu mech. Energie η mittel (60%) F über x konstant</p>	<p>+ Sehr hohe Stellkräfte + Stufenlose Geschwindigkeitseinstellung - Nachteile eines kompressiblen Arbeitsmediums - Filtrierung - Hydraulikpumpe und -leitungen notwendig - Regelbarkeit</p>
 <p>Piezo-elektrischer (Stapel-) Aktor [Phy09]</p>	<p>Direkter Piezo-Effekt: Gerichtete Verformung erzeugt mikroskopische Dipole innerhalb des Materials, Ladungsverschiebung führt zu veränderter Spannung; inverser Effekt wird genutzt für Piezo-Aktor</p>	<p>Energie aus gerichteter Längenänderung zu elektr. Energie und umgekehrt η mittel bis hoch (60-70%) F über x abnehmend</p>	<p>+ Positioniergenauigkeit < 10 nm + Hohe Stellkräfte bis $> 10^5$ N + Hohe Beschleunigungen $> 10^5$ g + Im statischen Zustand geringer Energiebedarf - Stapelaktor bietet nur kleine Stellwege < 1 mm - Hohe Betriebsspannungen - Spröde - Hohe Kosten - Hysterese</p>
 <p>McKibben Aktor [Fes09]</p>	<p>Pneum./ hydrost. Kontraktionsschlauch Funktion: Kontraktionsschlauch mit hochfester Faserumspinnung verkürzt sich bei Druckerhöhung</p>	<p>E. aus Druckdifferenz zu mech. E η niedrig bis mittel F über x abnehmend</p>	<p>+ Hohe Stellkräfte + Einfacher Aufbau - Nur Zugkräfte - Max. 25% Nutzverkürzung - Nachteile eines stark kompressiblen Arbeitsmediums - Drucklufterzeugung und Druckluftaufbereitung notwendig</p>

Den Kern eines LGRs oder einer ähnlichen Roboterkinematik bildet die Kombination aus Tragstruktur, Sensorik und Aktorik. LGR zur Manipulation benötigen für autonome Einsatzszenarien mit begrenzt verfügbarer Energie kraftvolle und energieeffiziente Antriebe. In Tab. 2.6 und Tab. 2.7 werden die wichtigsten momentan am Markt verfügbaren Antriebssysteme für die Servicerobotik dargestellt und ihre jeweiligen Vor- und Nachteile genannt. Hierbei steht F für die Kraft, x für den Weg und η für den Wirkungsgrad. Verbrennungskraftmaschinen sind wegen ihrer Lärm-, Hitze- und Abgasentwicklung und den damit verbundenen Einschränkungen beim Einsatz in Innenbereichen nicht berücksichtigt. Einen weiterführender Überblick über Elektromotortypen, wie z.B. Servomotoren, Mikromotoren, DC-Kleinstmotoren und Schrittmotoren,

als auch über verschiedene Getriebetypen, wie z.B. Stirnradgetriebe, Planetenradgetriebe und Harmonic-Drive-Getriebe ist in [Bar00] enthalten. Die im Rahmen dieser Arbeit näher betrachteten Seilzugantriebe sind ausführlich in Abschnitt 2.4 beschrieben.

2.3.3 Stand der Forschung für muskelähnliche Antriebe

Tab. 2.8 und Tab. 2.9 geben einen Überblick über die in der Forschung befindlichen muskelähnlichen Antriebskonzepte, die für Antriebe in der Servicerobotik in der näheren Zukunft von Bedeutung sein könnten. W_{max} steht für die maximal verfügbare Energiedichte pro Volumeneinheit. Die Dehnung $\frac{\Delta x}{L_0}$ steht hier für die maximal mögliche Längenänderung bezogen auf die Ausgangslänge L_0 , mit der eine Hubbewegung durchgeführt werden könnte. σ_{max} für die maximal erreichbare Spannung im Material. ZZ ist die nach aktuellem Erkenntnisstand maximal erreichbare Zyklenzahl bei gegebener Last (wenn bekannt). Einige erste Applikationen der Antriebskonzepte sind bereits am Markt verfügbar, wie z.B. für thermische FGLs und EAPs. Belastbare Daten zur Dauerhaltbarkeit der verschiedenen Antriebskonzepte unter x%-Last liegen nur in wenigen Fällen, wie z.B. bei thermischen FGLs, vor. Die Änderung der %-Belastung der Antriebe bewirkt signifikante Unterschiede in den maximal erreichbaren Lastspielen. Um Antriebe effektiv in LGR und andere Roboterkinematiken integrieren zu können, müssen belastbare Daten zum Verhalten dieser unter realistischen Einsatzbedingungen vorliegen. Alle hier beschriebenen muskelähnlichen Antriebskonzepte, inklusive der im nächsten Abschnitt folgenden Seilzugantriebe, werden in Abschnitt 3.2.3 zur genaueren Betrachtung und Ableitung von Anforderungen gegenübergestellt.

2.4 Muskelähnliche Seilzugantriebe mit Kunststoff-Faserseilen

Der zu untersuchende Lösungsansatz im Rahmen dieser Arbeit sind muskelähnliche Seilzugantriebe mit Kunststoff-Faserseilen für den Einsatz in Leichtbau-Roboterkinematiken. Scialino gibt verschiedene Beispiele für dafür geeignete Transmissions- und Antriebsarchitekturen, vgl. [SK08, S. 348]. Staab, Würtz und Suzuki erachten den Einsatz des DoHelix-Muskels bzw. des Verdrill-Muskels / StMAs im Bereich von Roboterarmen, -händen und -beinen von teilautonomen oder autonomen Systemen als sinnvoll, [SSH07, Suz07, WMH⁺10]. Hierzu zählen auch aktive Orthesen und Prothesen sowie autonome Laufsysteme. Sowohl Staab, vgl. Abschnitt 3.1, als auch Suzuki haben hierzu eine Armkinematik als Konzeptentwurf vorgelegt, [SSH07, Suz07]. Jedes Einsatzszenario stellt dabei unterschiedliche Anforderungen an das Gesamtsystem. Die Grundlagen der beiden hier betrachteten Antriebe mit Kunststoff-Faserseilen sind im Folgenden kurz beschrieben. Eine detailliertere Analyse folgt in Kap. 3.

Tabelle 2.8: Vergleich muskelähnlicher Antriebskonzepte in der Forschung, Teil 1, in Anlehnung an [Koh02, MVA⁺04, CLHF08]

Antriebskonzept	W_{max}	$\max. \frac{\Delta x}{L_0}$	σ_{max}	Max. ZZ (bei %-Last)	Vorteile	Nachteile
[Einheit]	[kJ/m ³]	[%]	[N/mm ²]	[-]	[-]	[-]
Skelettmuskel Säugetier	40	40	0,35	$> 10^9$	Hohe Längenänderung; Einstellbare, variable Steifigkeit; mittlerer Wirkungsgrad (40%); sehr hohe Dauerhaltbarkeit (durch Regeneration); hochintegriertes System;	Nicht technisch verfügbar; begrenzter Temp.-Arbeitsbereich; Energieverbrauch beim statischen Halten einer Last
Ionische Polymer-Metall-Verbindungen	5,5	3,3	15	-	Niedrige Versorgungsspannung (< 10 V)	Niedriger Wirkungsgrad; Energieverbrauch beim statischen Halten einer Last
Dielektrische EAP (Silikon / Acryl)	750 (Silikon) / 3400 (Acryl)	120 (Silikon) / 380 (Acryl)	3.2 (Silikon) / 7.7 (Acryl)	$> 10^7$ (bei 5%-Last)	Sehr hohe Längenänderung; sehr hohe Energiedichte; mittlerer bis hoher Wirkungsgrad (25-90%)	Hohe Versorgungsspannungen (> 1 kV); nachgiebig; Vorspannungsmechanismus notwendig = Zusatzmasse und Zusatzvolumen; Kapselung notwendig
Elektrisch aktivierte Flüssigkristallpolymere	20	4	-	-	Hoher Wirkungsgrad (75%); schnelle Aktivierung;	Nur kleine Längenänderung; hohe Versorgungsspannungen (> 1 kV); Kriechen im Material;
Thermisch aktivierte Flüssigkristallpolymere	56	45	0,45	-	Hohe Längenänderung;	Niedriger Wirkungsgrad (< 5%); langsame Aktivierung (Ausnahme: sehr dünn); Kriechen im Material; Wärmeabfuhr notwendig

Tabelle 2.9: Vergleich muskelähnlicher Antriebskonzepte in der Forschung, Teil 2, in Anlehnung an [Koh02, MVA+04, CLHF08]

Antriebskonzept	W_{max}	$\max. \frac{\Delta x}{L_0}$	σ_{max}	Max. ZZ (bei %-Last)	Vorteile	Nachteile
[Einheit]	[kJ/m ³]	[%]	[N/mm ²]	[-]	[-]	[-]
Carbon Nanotubes (Röhrenverbund)	40	1	27	Nach $140 \cdot 10^3$ → $\frac{2}{3} \cdot \sigma_{max}$	Niedrige Versorgungsspannung; großer Temp.-Arbeitsbereich;	Nur sehr kleine Längenänderung; Wirkungsgrad (noch) niedrig; Röhrenverbund ($W_{max} = 40 \text{ kJ/m}^3$) \ll Einzelröhre ($W_{max} = 30.000 \text{ kJ/m}^3$); Kostenintensiv;
Ferromagnetische FGLs (SMAs)	100	10	9	-	Hohe Stellraten (> 100 Hz); hoher Wirkungsgrad;	Aufwändige Auslegung & nur zwei Zustände (kontrahiert / entspannt); Zusatzmasse und Zusatzbaureaum für notwendige Magnete; kostenintensiv; nur unidirektional;
Thermische FGLs (SMAs)	10.000	8	200	$0,3 \cdot 10^3$ (bei 5%-Last) 10^7 (bei 0,5%-Last)	Sehr hohe Leistungsdichte (> 100 kW/kg); hohe Stellkraft;	Aufwändige Auslegung & nur zwei Zustände (kontrahiert / entspannt); Dauerhaltbarkeit bei hohen Spannungsamplituden im Material niedrig; hohe Heizleistung notwendig; niedriger Gesamtwirkungsgrad; Temperaturabhängigkeit;
Leitfähige Polymere	1000	12	34	$28 \cdot 10^3$ - $800 \cdot 10^3$	Niedrige Versorgungsspannung; hohe Energiedichte;	Niedriger Wirkungsgrad (< 18%); langsam (mehrere Hz max.); Kapselung notwendig; niedrige Dauerhaltbarkeit;
Ferroelektrische Polymere	1000	7	45	-	Hohe Energiedichte; hohe Steifigkeit (400 MPa); mittlerer bis hoher Wirkungsgrad	Hohe Versorgungsspannungen (> 1 kV); Herstellung aufwändig; unbekannte Dauerhaltbarkeit; begrenzter Temp.-Arbeitsbereich; Kapselung notwendig;

2.4.1 DoHelix-Muskel

Das von Staab präsentierte Konzept eines technischen Muskels setzt sich aus drei zentralen Komponenten zusammen: einem Elektromotor, einer dünnen, an diesem Motor angeflanschten Welle und einem hochflexiblen Seil, das mittig am Wellenansatz befestigt wird, [SSH07, SS07]. Wird der Elektromotor in Bewegung gesetzt, wickeln sich die beiden Seilenden des mittig befestigten Seils gleichmäßig in einer doppelten Helix nebeneinander liegend auf die Wickelwelle auf. Die von der Welle wegführenden Seilenden stehen sich hierbei, wie in Abb. 1.2 dargestellt, diametral gegenüber. Durch das Aufwickeln wird das Seil verkürzt und der Muskel “kontrahiert”. Das patentierte Konzept bietet einige Vorteile, [Sta06]. Es ist skalierbar bezüglich des Bauraums, der zu bewegenden Zuladung und damit der zu erreichenden Zugkraft im Seil sowie der Kosten und der Qualität, die maßgeblich von der Wahl des Elektromotors abhängen. Dieses Konzept wandelt elektrische Energie effizient in mechanische Bewegungsenergie um, was für autonome Robotersysteme mit elektrischer Energieversorgung von Vorteil ist. Hiermit könnten Manipulatoren und Roboterarme mit gutem $\frac{NL}{EG}$ -Verhältnis und niedrigen Hardwarekosten entwickelt werden. Drehzahl und Drehmoment der Wickelwelle können je nach Anwendungsfall mit ein- oder zweistufigen, idealerweise direkt an den Motor angeflanschten Getrieben mit hohem Wirkungsgrad angepasst werden, z.B. um einen langsameren, dafür kraftvolleren Antrieb zu generieren, vgl. Tab. 3.4 in Abschnitt 3.2.1.

Mathematische Grundlagen DoHelix-Muskel

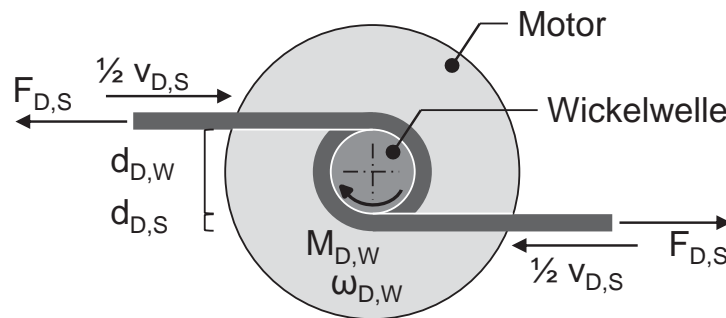


Abbildung 2.5: Aufwicklung des Seils auf die Welle beim DoHelix-Konzept

In Abb. 2.5 ist die Wickelwelle des DoHelix-Muskels von oben betrachtet zu sehen. Hierbei ist $F_{D,S}$ die Kraft in den beiden Seilenden, $v_{D,S}$ die Aufwickelgeschwindigkeit des Seils auf der Welle, $d_{D,W}$ der Durchmesser der Wickelwelle, $d_{D,S}$ der Durchmesser des aufgewickelten Seils, $M_{D,W}$ das an der Wickelwelle anliegende Drehmoment der Antriebseinheit, $\omega_{D,W}$ die Winkelgeschwindigkeit der Wickelwelle und $n_{D,W}$ die Drehzahl der Wickelwelle.

Mit [SSH07, SS07] folgt für die Kraft im Seil bei der Kontraktion des DoHelix-Muskels während der doppelhelixförmigen Aufwicklung

$$F_{D,S} = \frac{1}{(d_{D,W} + d_{D,S})} \cdot M_{D,W}. \quad (2.2)$$

Für die Aufwickelgeschwindigkeit $v_{D,S}$ resultiert

$$v_{D,S} = \omega_{D,W} \cdot (d_{D,W} + d_{D,S}) = 2 \cdot \pi \cdot n_{D,W} \cdot (d_{D,W} + d_{D,S}). \quad (2.3)$$

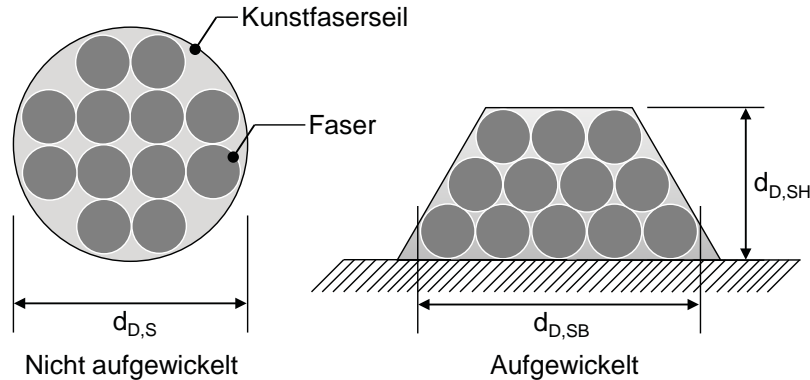


Abbildung 2.6: Seil deformation bei der Aufwicklung in Anlehnung an [SS07]

Der Hubweg des jeweiligen Aufbaus und die korrekte Aufwicklung des Seils sind abhängig von mehreren Größen. Der Seildurchmesser, der Wickelwellendurchmesser, die Geometriedaten des Gesamtaufbaus und weitere mechanische Einflussfaktoren sind zu berücksichtigen. Die Abplattung des aufgewickelten Seils durch die Vorspannkraft, die Änderung des Wickelwinkels auf beiden Seiten der Welle während des Aufwicklungsvorgangs und damit verbunden die Änderung der Steigung der Wicklung sind die wichtigsten dieser zu beachtenden Faktoren. Hinzu kommen menschliche Einflussfaktoren, wie z.B. die Reproduzierbarkeit der exakten Seillänge bei verschiedenen Aufbauten durch die manuelle Verknotung der Endanbindungen. In [SS07] werden ein mathematisches Modell für die Verformung des Seils und daraus resultierende Richtlinien zur Auslegung des DoHelix-Muskels entwickelt. Im Zustand “nicht aufgewickelt”, d.h. bei einem frei laufenden Seil, kann man bei der Höhe und Breite des Seils vom Nennwert $d_{D,S}$ ausgehen. Bei der Aufwicklung findet jedoch bei den hier verwendeten sehr kleinen Seildurchmessern eine Seilabflachung von ca. 20% bei der Seilhöhe $d_{D,SH}$ und gleichzeitig eine Zunahme der Auflagefläche des Seils auf der Welle von ca. 20% bei der Seilbreite $d_{D,SB}$ statt.

Berücksichtigt man die Seil deformation bei der Aufwicklung, wie sie in Abb. 2.6 dargestellt ist, ergibt sich nach [SS07] für die Bogenlänge s_D einer Helixwicklung

$$s_D = 2\pi \sqrt{\left(\frac{(d_{D,W} + d_{D,SH})}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{D,SB}}{\pi}\right)^2} \quad (2.4)$$

mit dem Wellendurchmesser $d_{D,W}$, der durch die Aufwicklung abgeflachten Seilhöhe $d_{D,SH}$ und der größeren Seilbreite $d_{D,SB}$.

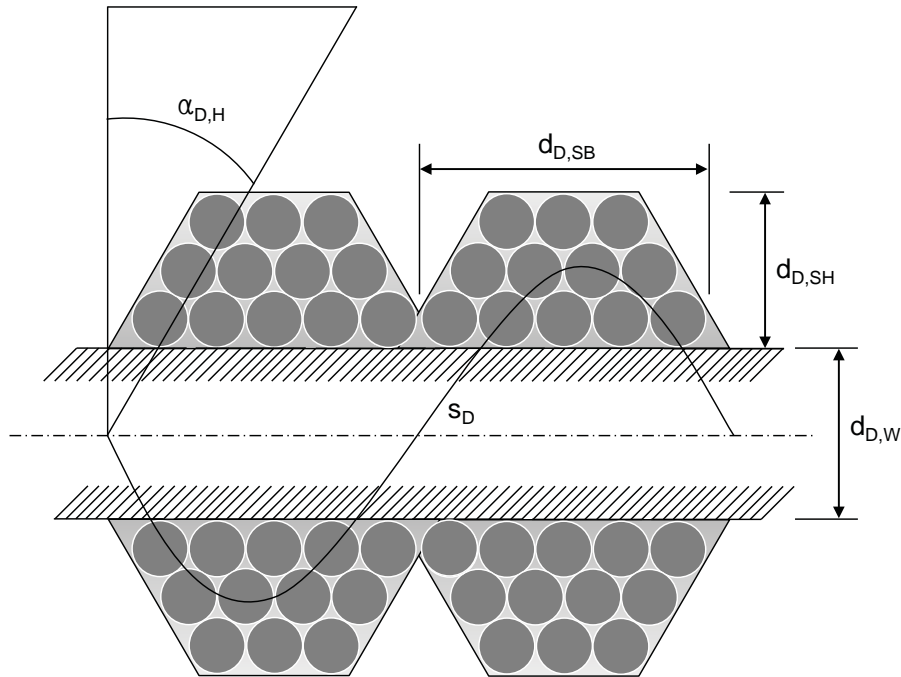


Abbildung 2.7: Bogenlänge und Helixwinkel in Anlehnung an [SS07]

Der ideale Steigungswinkel der Aufwicklung des Kunststoff-Faserseils entspricht nach [SS07] dem Helixwinkel und ergibt sich zu

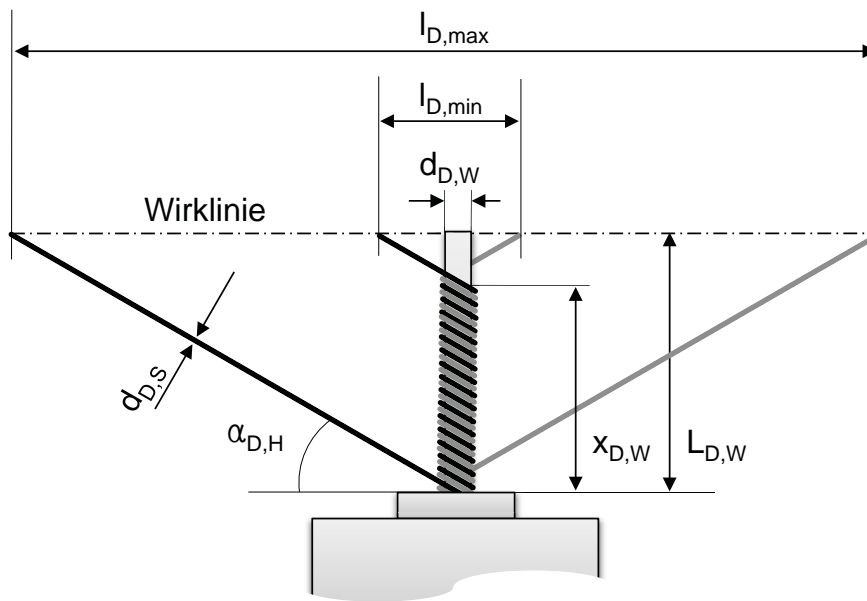
$$\alpha_{D,H} = \arctan\left(\frac{2d_{D,SB}}{(d_{D,W} + d_{D,SH})\pi}\right). \quad (2.5)$$

Wenn $d_{D,S}$ bekannt ist, dann kann man den Steigungswinkel $\alpha_{D,H}$ so wählen, dass er sich bei der Aufwicklung nicht ändert. Vorteilhaft ist dies, weil keine Wickelhilfe notwendig ist, solange das Seil gespannt bleibt, und nur eine minimale Reibung beim Aufwicklungspunkt mit den jeweiligen Nachbarwicklungen auftritt.

Mit dem Helixwinkel $\alpha_{D,H}$, vgl. Abb. 2.7, und der Bogenlänge s_D lässt sich die minimal notwendige Länge der Wickelwelle $L_{D,W}$ des DoHelix-Muskels bei Vorgabe des gewünschten Hubweges der Last / Zuladung $x_{D,Z}$ auf der senkrecht zur Welle verlaufenden Wirklinie zu

$$L_{D,W} = d_{D,SB} \frac{x_{D,Z}}{\cos(\alpha_{D,H}) \cdot s_D} \quad (2.6)$$

berechnen, vgl. Abb. 2.8. Der momentane Punkt der Aufwicklung auf der Welle wird mit $x_{D,W}$ angegeben, gemessen vom Startpunkt der Aufwicklung am Wellenansatz aus.

Abbildung 2.8: Länge der Wickelwelle $L_{D,W}$ und Gesamtmuskellänge $l_{D,max}$

Die senkrecht zur Welle gemessene, maximal mögliche Kontraktion $K_{D,max}$ des DoHelix-Muskels ist

$$K_{D,max} = \frac{l_{D,min}}{l_{D,max}} \quad (2.7)$$

mit der parallel zur Wirklinie gemessenen maximalen Muskellänge $l_{D,max}$ und der vollständig aufgewickelten, minimalen Muskellänge $l_{D,min}$. Es kann eine maximale Kontraktion von ca. 85% der Ausgangslänge des Muskels, je nach Aufbau und Auslegung, erreicht werden. Weitere Details zur Auslegung sind in den angegebenen Veröffentlichungen enthalten.

Auslegungsvarianten und Konzepte zum DoHelix-Muskel

Die Veröffentlichungen zum Thema umfassen die Grundlagen zur Auslegung eines DoHelix-Muskels, geben verschiedene Möglichkeiten zur Integration des Antriebskonzepts in ein technisches System mit Los- und Festlagerpositionen vor, wie es in Abb. 2.9 dargestellt ist, und gehen vom Betrieb des DoHelix-Muskels mit sehr dünnen Wellen und Seilen im Bereich von jeweils ca. 1,5 mm aus. Einzig die doppelhelix-förmige Wicklung garantiert eine Kompensation der Kräfte, die auf die Welle wirken und ermöglicht so die korrekte Funktion des Muskels ohne Wellenbruch. Realisierungen oder belastbare Untersuchungen des Konzepts mit verschiedenen Seilmaterialien unter Einsatzbedingungen liegen nicht vor.

In [SSH07] definierte Anforderungen an die zu verwendenden Seile sind:

- Hohe Zugfestigkeit
- Minimale Dehnung
- Hoher Widerstand gegen Abrieb

Diese und weitere Anforderungen sind in Tab. 2.2 in Form einer Gewichtung aufgegriffen und werden im weiteren Verlauf berücksichtigt.

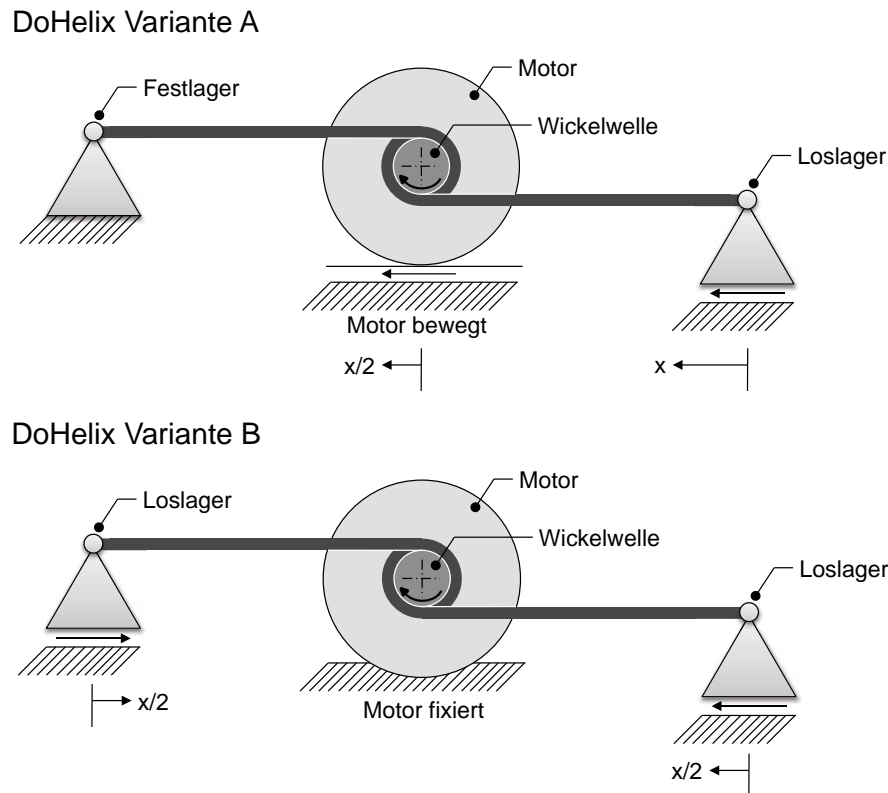


Abbildung 2.9: Zwei Varianten des DoHelix-Muskels: oben Variante A, unten Variante B

2.4.2 Verdrill-Muskel / Strand-Muscle Actuator

Ein seit langem bekanntes, von Suzuki für die Robotik weiterentwickeltes (Strand-Muscle Actuator = StMA) und unter anderem von Würtz et al. (Verdrill-Muskel) unter regelungstechnischen Aspekten dargestelltes Konzept eines einfach aufgebauten, seilzugbasierten technischen Muskels setzt sich im Kern aus drei Komponenten zusammen: einem rotatorischen Antrieb, wie z.B. ein Elektromotor, einem an diesen Motor angeflanschten Befestigungsstück und zwei parallelen Seilen, die mittig am Befestigungsstück arretiert werden, [Suz07, WMH⁺10]. Wird der Elektromotor in Bewegung gesetzt, verkürzen sich die Seile, indem sie sich verdrillen und dadurch zum Motor hin eine Zugkraft aufgebaut wird. Diese nichtlineare, endliche axiale Verkürzung wird z.B. beim Verdrahten eines Zaunes oder zur Bewegung der Finger in einer Roboterhand genutzt, [WMH⁺10]. Die maximale Steigung der Verdrillung $\alpha_{V,max}$ liegt nach [WMH⁺10] bei

$$\alpha_{V,max} = \tan^{-1} \frac{\pi(r_V)}{z_V(r_{V,S})} \quad (2.8)$$

wobei r_V für den Mittelpunktsabstand des verdrehten Seils zur Mittelachse, z_V für die Anzahl der zu verdrehten Seile und $r_{V,S}$ für den Radius des Seilquerschnitts steht.

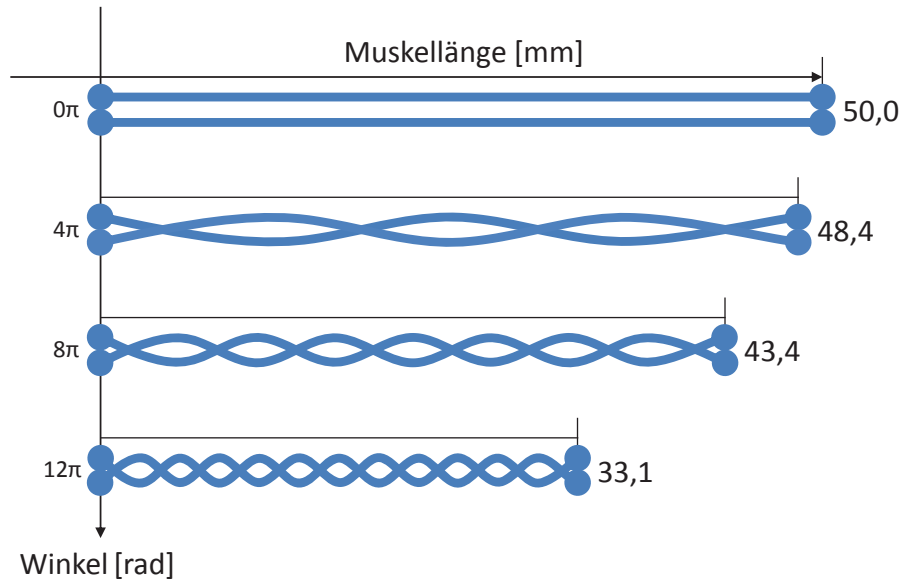


Abbildung 2.10: Funktionsweise des Verdrell-Muskels / StMA (Quelle: [WMH⁺10])

Für zwei sich verdrehten Seile, für die $r_V = r_{V,S}$ gilt, d.h. die Seile liegen direkt aneinander ohne Zwischenraum an, ergibt sich ein maximaler Verdrellwinkel von ca. $57,5^\circ$ und eine maximale Verkürzung auf ca. 54% der Ausgangslänge der Seile. Je mehr Seile miteinander verdreht werden, desto kleiner wird der Winkel, d.h. desto geringer ist die maximale Verkürzung des resultierenden Muskels. Abb. 2.10 zeigt die Verdrellung von zwei Seilen von 0 bis 12π und die damit einhergehende Wegänderung $\Delta x_{V,Z}$ von 50,0 mm auf 33,1 mm.

Die Zugkraft $F_{V,Z}$ des Muskels berechnet sich nach Würtz [WMH⁺10] zu

$$F_{V,Z} = \frac{M_{V,M}}{r_V \tan(\alpha_V)} \quad (2.9)$$

wobei $M_{V,M}$ für das Motormoment des Antriebs und α_V für den aktuellen Verdrellwinkel steht. Im Falle eines direkt an den Motor angeflanschten Getriebes wird in obiger Formel statt $M_{V,M}$ das verfügbare Getriebeabtriebsmoment $M_{V,G}$ verwendet.

Der maximal mögliche Hub $\Delta x_{V,Z}$ des Verdrell-Muskels / StMAs lässt sich vereinfacht mit

$$\Delta x_{V,Z} = L_{V,0}(1 - \cos(\alpha_V)) \quad (2.10)$$

berechnen, wobei $L_{V,0}$ hier für die Ausgangslänge der Seile steht.

2.5 Schlussfolgerungen

Roboterkinematiken für mobile Anwendungen, wie z.B. ein Manipulator, müssen bei möglichst niedrigem Eigengewicht möglichst hohe Nutzlasten mit ausreichender Wiederholgenauigkeit bewegen können. Dafür sind Antriebe von hoher Effizienz und mit anforderungsspezifischen Eigenschaften notwendig. Die Kombination von am Markt verfügbaren, leistungsdichten und kompakten elektrischen Kleinantrieben mit seit einiger Zeit verfügbaren Hochleistungskunststoff-Faserseilen, die bei gleicher Zugfestigkeit wie Stahldrahtseile eine deutlich niedrigere Masse, eine höhere Flexibilität und niedrigere Kosten aufweisen, stellt einen vielversprechender Ansatz für muskelähnliche Antriebe dar, mit denen elektrische Energie möglichst effizient in eine mechanische Bewegung umgesetzt werden kann.

Forschungsbedarf besteht im Bereich der Eigenschaften und insbesondere der Dauerhaltbarkeit der zu verwendenden Kunststoff-Faserseile bei den hier vorgesehenen Einsatzparametern, wofür eine geeignete Versuchsanordnung aufgebaut und praxisnahe Untersuchungen durchgeführt werden müssen. So gibt es bis dato keine Untersuchungen zur spiralförmigen Aufwicklung von Hochleistungskunststoff-Faserseilen bei hohen Biegeradien, insbesondere mit einem Verhältnis des Seil- zu Wickelwellendurchmessers von 1:1 bis 1:10. Der hier zum Vergleich herangezogene Verdrill-Muskel / StMA muss ebenfalls hinsichtlich seiner relevanten Eigenschaften untersucht, dem DoHelix-Muskel gegenübergestellt und bewertet werden.

Leichtbau-Gelenkarmroboter sind kostenintensive, mechatronische Systeme und stellen kritische Komponenten in der Entwicklung neuer Serviceroboter dar. Das auf dem DoHelix-Muskel oder einem neuen Seilzugantrieb aufbauende Zielsystem dieser Arbeit muss daher neben der Überprüfung des Antriebskonzepts an sich das zweite Ziel haben, einen preiswert herzustellenden Leichtbau-Gelenkarmroboter mit gutem NL/EG-Verhältnis zu generieren.

3 Analyse bestehender Ansätze und Ableitung von Anforderungen

In diesem Kapitel werden die existierenden Ansätze für muskelähnliche Antriebskonzepte untersucht und darauf aufbauend Anforderungen für die drei Schwerpunkte dieser Arbeit abgeleitet. Die von Staab [SSH07] präsentierte Konzeptidee für einen Leichtbauarm mit DoHelix-Muskeln wird auf konzeptionelle und konstruktive Schwachstellen hin überprüft. Die vorgestellten, seilzugbasierten Antriebe werden im Anschluss daran einer Analyse unterzogen und anschließend anderen muskelähnlichen Antrieben gegenübergestellt. Dieses Kapitel endet mit der Ableitung der resultierenden Anforderungen an einen zu entwickelnden bidirektionalen Antrieb, an eine zur Überprüfung der Eigenschaften der zu untersuchenden Antriebskonzepte geeignete Versuchsanordnung und an das Zielsystem in Form eines Leichtbau-Gelenkarmroboters (LGR).

3.1 Untersuchung einer DoHelix-Konzeptstudie

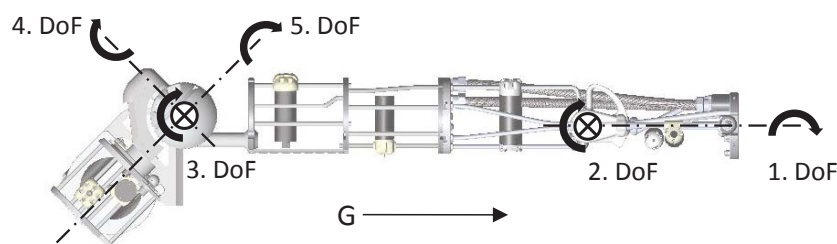


Abbildung 3.1: Freiheitsgrade des ISELLA 1

Hier wird eine Konzeptstudie untersucht, die den antagonistischen Einsatz von unidirektionalen DoHelix-Muskeln in einem LGR vorsieht, [SSH07]. Dieser Entwurf eines LGRs orientiert sich am menschlichen Arm und dessen Schultergelenk. Für diesen Roboterarm wurde ein 3D-CAD-Modell erstellt, wie es in Abb. 3.2 dargestellt ist. Die verbauten DoHelix-Muskeln sollen, ähnlich den menschlichen Muskeln, nach dem Agonist-Antagonist-Prinzip die fünf Freiheitsgrade dieses Roboterarms betreiben. So gibt es jeweils mindestens einen Beuger (Agonist) und einen Strecker (Antagonist), um einen rotatorischen Freiheitsgrad anzutreiben.

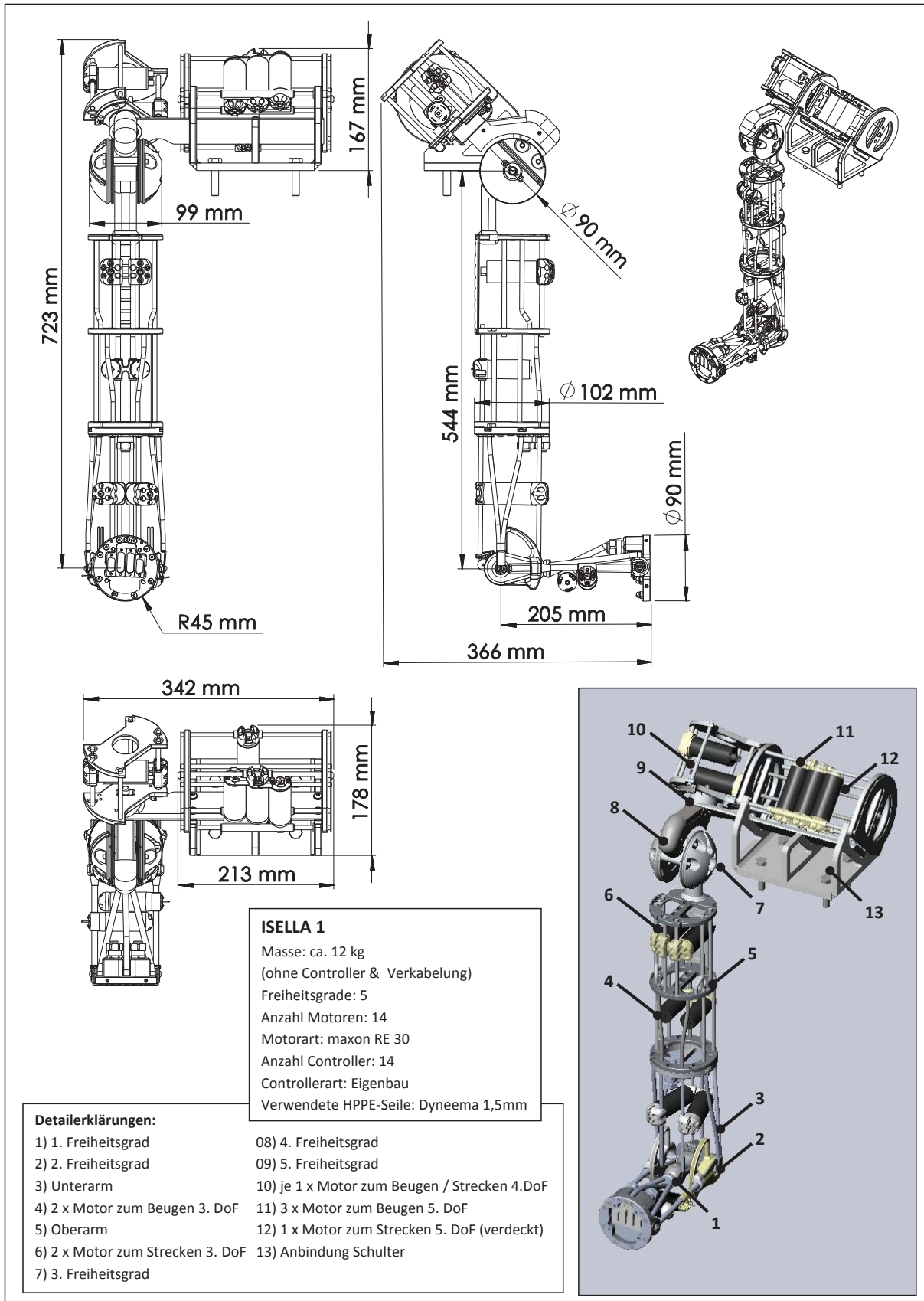


Abbildung 3.2: ISELLA 1 Konzeptstudie: Arm mit 5 DoFs

Da nicht in jeder Raumrichtung die gleiche Kraft notwendig ist, werden wie auch beim menschlichen Vorbild diejenigen Muskeln schwächer ausgelegt, die mit der Schwerkraft arbeiten. Für die Bewegung gegen die Schwerkraft werden im Gegenzug mehrere Muskeln parallel vorgesehen. Insgesamt verfügt der ISELLA 1 Konzeptentwurf deshalb über 14 DoHelix-Muskeln zum Betrieb von fünf Freiheitsgraden. Abb. 3.1 zeigt die fünf Freiheitsgrade des Roboterarms und die Richtung der Schwerkraft G .

3.1.1 Eigenschaftsbestimmung Konzeptstudie

Ein einfaches Szenario zur Bestimmung relevanter Systemeigenschaften der ISELLA-Konzeptstudie wird generiert. Hierbei soll eine Zuladung im TCP statisch bei maximaler Auslenkung des Arms gehalten werden. Die auftretenden Seilkräfte beim Halten dieser statischen Last orthogonal zur Schwerkraft werden bestimmt, um Schwachstellen im Konzept identifizieren zu können. Hierfür wird der Roboterarm, der nur als 3D-CAD-Modell vorliegt, virtuell mit einem Greifer und einer kleinen, darin befindlichen Zuladung versehen, denen zusammen eine Gesamtmasse von $m = 2,5 \text{ kg}$ zugewiesen wird. Die betrachtete Achse ist der Drehfreiheitsgrad des Arms, um welchen im Einsatzfall die höchsten statischen und dynamischen Antriebsmomente aufgebracht werden müssten und somit auch die höchsten Seilkräfte entstehen würden. Für die Konzeptstudie liegen keine belastbaren Werte über die Massenträgheiten und Massenschwerpunkte der Verkabelung, der geplanten Motorregler und etwaiger anderer im Falle einer Realisierung ebenfalls vorhandener Komponenten vor. Da die Endposition der Auslenkung des Arms als statische Gleichgewichtslage angenommen wird, kann ohne Massenträgheitsmomente oder Schwingungseinflüsse vereinfacht über das statische Kräftegleichgewicht gerechnet werden. Die im dynamischen Betrieb auftretenden Kräfte würden erwartungsgemäß oberhalb der hier statisch berechneten Kräfte liegen, was bei den Schlussfolgerungen zu berücksichtigen ist.

Die beiden in Abb. 3.3 dargestellten DoHelix-Muskelpaare, die am 3. Freiheitsgrad der nach vorne gerichteten Hebe- und Senkbewegung des Arms dienen, befinden sich beim Konzeptentwurf im Oberarmbereich. Sie werden im Oberarm mitbewegt und rotieren diesen um das kugelförmige Schultergelenk, wie in Abb. 3.4 zu erkennen ist. Hierbei sind jeweils zwei Muskeln parallel in Betrieb und teilen sich die auftretende Last. Der Arm wird orthogonal zur Schwerkraft ausgelenkt, ähnlich einem nach vorne ausgestreckten menschlichen Arm. Die zwei parallel arbeitenden DoHelix-Muskeln des 3. Freiheitsgrads des Schultergelenks kontrahieren sich für diese 90° Drehung, indem sie ein $d_{D,S} = 1,5 \text{ mm}$ dünnes HMPE-Seil jeweils auf eine direkt an den Motor angeflanschte Welle mit Durchmesser $d_{D,W} = 1,5 \text{ mm}$ der Länge $L_{D,W} = 10,5 \text{ mm}$ aufwickeln. Die zwei dafür genutzten Motoren haben die in Tab. 3.1 aufgelisteten Kenndaten. S_{Arm} steht hierbei für die resultierende Kraft im Schwerpunkt des Arms. Die für die Analyse aus dem 3D-CAD-Modell extrahierten Geometriedaten sind in Tab. 3.2 aufgelistet.

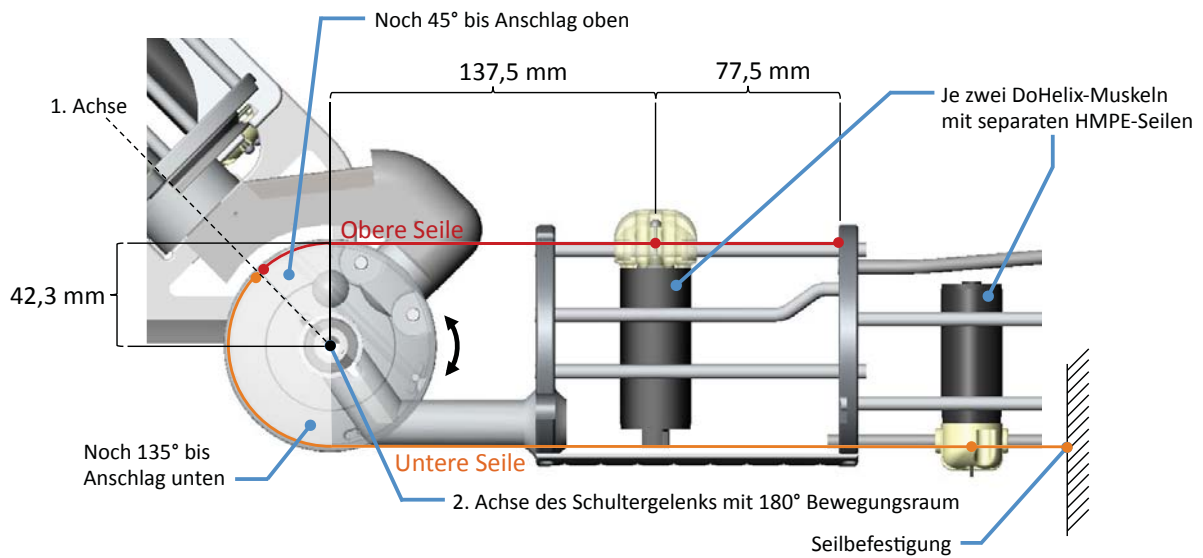


Abbildung 3.3: Interne Hebelverhältnisse am 3. Freiheitsgrad des Schultergelenks

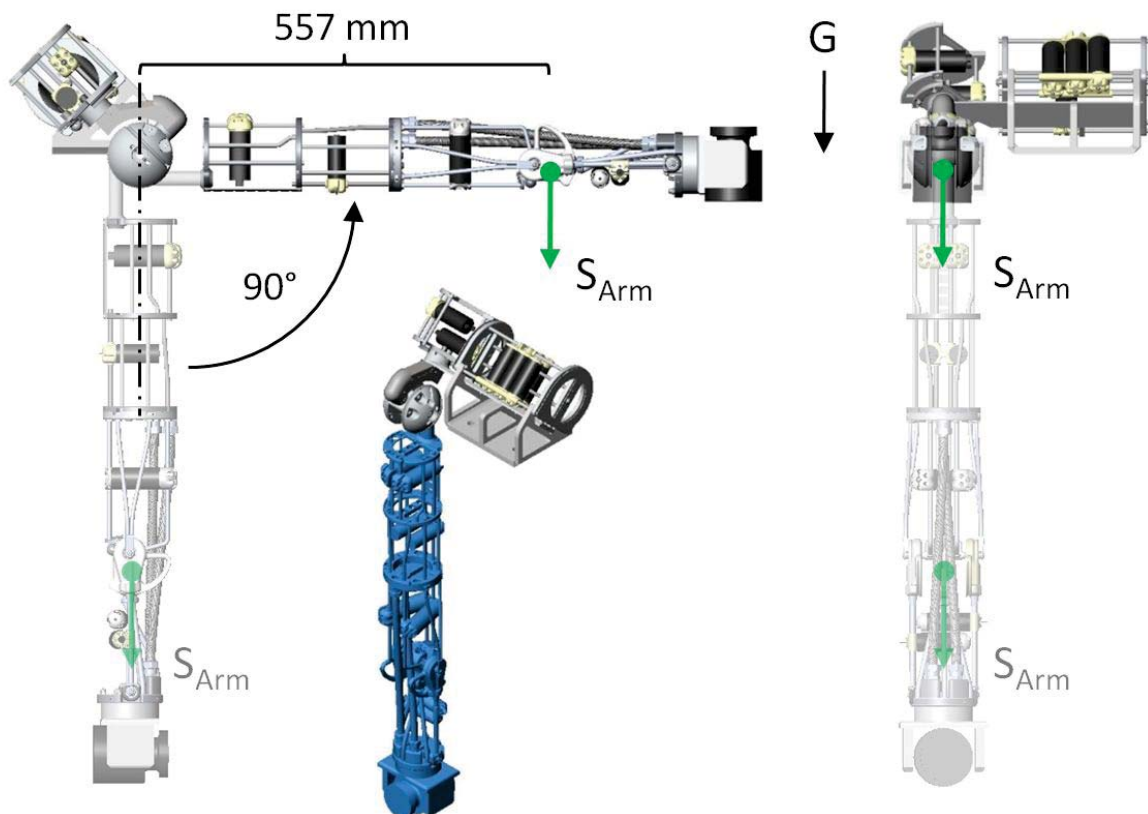


Abbildung 3.4: Statische Auslenkung um 90° am 3. Freiheitsgrad

Tabelle 3.1: Motorkennndaten der in der Konzeptstudie vorgesehenen Antriebe

Gleichstrommotor 24 V	Variable	Wert	Einheit
Nennspannung	$U_{D,N}$	24	[V]
Leerlaufdrehzahl	$n_{D,L}$	8810	[1/min]
Leerlaufstrom	$I_{D,L}$	0,164	[A]
Nenndrehzahl	$n_{D,N}$	8050	[1/min]
Nennmoment (max. Dauerdrehmoment)	$M_{D,M}$	0,085	[Nm]
Nennstrom (max. Dauerbelastungsstrom)	$I_{D,D}$	3,44	[A]
Haltemoment	$M_{D,Mh}$	1,02	[Nm]
Max. Wirkungsgrad	$\eta_{D,M}$	0,87	[-]

Tabelle 3.2: Aus dem CAD-Modell extrahierte Kinematikdaten am 3. Freiheitsgrad des ISELLA

Bezeichnung	Variable	Wert	Einheit
DoHelix-Wellendurchmesser	$d_{D,W}$	1,5	[mm]
DoHelix-Wellenlänge	$L_{D,W}$	10,5	[mm]
DoHelix-HMPE-Seildurchmesser	$d_{D,S}$	1,5	[mm]
Hebelarm DoHelix-Muskel 3. DoF	$h_{I,3}$	42,3	[mm]
Schwenkbereich des Arms	$\alpha_{I,3}$	90	[°]
Winkel Motorebene zu Horizontale	$\beta_{I,3}$	90	[°]
Masse der bewegten Armeile (inkl. Greifer & Zuladung)	$m_{I,3}$	6,79	[kg]
Hebelarm Massenschwerpunkt (inkl. Greifer & Zuladung)	$l_{I,3}$	557	[mm]

Mit den Motor- und Geometriedaten lässt sich das notwendige Moment berechnen, das die Motoren jeweils an ihrem Abtrieb aufbringen müssten, um den Arm inkl. der 2,5 kg des Greifers und der Nutzlast auf der ausgelenkten 90°-Position stationär zu halten. In diesem eingependelten Zustand sind dann infolgedessen die Seilkräfte in den zwei DoHelix-Muskel-Seilen einfach zu berechnen. Hierbei wird das Momentengleichgewicht $M_{I,3ges}$ um die dritte Achse im Schultergelenk bestimmt durch: Zwei DoHelix-Muskeln, die jeweils mit der Kraft $F_{I,3}$ pro Muskel und dem Hebelarm $h_{I,3}$ ein Haltemoment um die Achse aufbringen, und dem Hebelarm des Armschwerpunkts $l_{I,3}$ der dort wirkenden Kraft im Masseschwerpunkt $S_{I,3}$ des Arms, die sich aus dem Eigengewicht des Arms im Schwerfeld der Erde und der darauf wirkenden Erdbeschleunigung zusammensetzt.

$$\sum M_{I,3ges} = 0 : 2 \cdot F_{I,3} \cdot h_{I,3} - S_{I,3} \cdot l_{I,3} = 0 \quad (3.1)$$

Mit $S_{I,3} = m_{I,3} \cdot g$ resultiert für $F_{I,3}$:

$$F_{I,3} = \frac{m_{I,3} \cdot g}{2} \cdot \frac{l_{I,3}}{h_{DI,3}} \quad (3.2)$$

Mit Gl. 2.2 folgt für das an jeder Motoreinheit aufzubringende statische Moment $M_{I,3}$ am 3. Freiheitsgrad:

$$M_{I,3} = F_{I,3} \cdot (d_{D,W} + d_{D,S}) \quad (3.3)$$

Tabelle 3.3: Wirkende und resultierende Größen am 3. Freiheitsgrad

Bezeichnung	Variable	Wert	Einheit
Erdbeschleunigung	g	9,81	[N/kg]
Massenschwerpunktskraft 3. DoF	$S_{I,3}$	66,6	[N]
Aufzubringende Haltekraft eines Muskels	$F_{I,3}$	438,6	[N]
Aufzubringendes Moment an einem Motorabtrieb	$M_{I,3}$	1,32	[Nm]

3.1.2 Identifizierte Schwachstellen

1. - Unterdimensionierte Auslegung der DoHelix-Muskeln

Die Muskel-Auslegung der Konzeptstudie ist für den untersuchten Freiheitsgrad unterdimensioniert. Am 3. Freiheitsgrad müsste pro Muskel ein statisches Moment von 1,32 Nm aufgebracht werden, um den Arm in dieser ausgelenkten Position zu halten. Dies liegt um mehr als Faktor 20 über dem maximalen Dauerdrehmoment der geplanten Motoren ohne Getriebe. Da das Haltemoment pro Motor bei ca. 1 Nm liegt, ist diese Auslegung auch unter Berücksichtigung eines kurzzeitigen Betriebs der Motoren im Überlastbereich nicht sinnvoll. Der Arm könnte in dieser Achsrichtung sein Eigengewicht inklusive 2,5 kg für einen Greifer und eine Zuladung nicht tragen. Gleiches gilt in abgeschwächter Form für den 5. Freiheitsgrad. Drehmomentstärkere Motoren für die DoHelix-Muskeln oder eine entsprechend veränderte Getriebeübersetzung müssten folglich für beide Freiheitsgrade verwendet werden. Die konstruktive Auslegung und damit die Anforderungen an das Zielsystem dieser Arbeit müssen dies berücksichtigen.

2. - Sehr hohe Seilzugkräfte bei minimalem $\left(\frac{d_{D,U}}{d_{D,S}}\right)$

Die spezifischen Seilzugkräfte sind sehr hoch bei einem gleichzeitig sehr niedrigen Verhältnis des Umlenkungsdurchmessers zum Seildurchmesser $\left(\frac{d_{D,U}}{d_{D,S}}\right)$. Die in der ISELLA-Konzeptstudie gewählten Wellendurchmesser der geplanten DoHelix-Muskeln sind mit 1,5 mm sehr dünn. Das 1,5 mm dünne Seil wird mit sehr engen Biegeradien aufgewickelt. Die daraus resultierende Dauerhaltbarkeit des Antriebssystems ist unbekannt. Versuche in einer zu entwickelnden Versuchsanordnung mit einer 1,5 mm Welle, einem 1,5 mm Seil und bis zu 440 N Kräfteinwirkung im aufzuwickelnden Seil müssen durchgeführt werden, um zu zeigen, wie hoch die Dauerhaltbarkeit dieser Auslegung ist. Diese Werte werden im Folgenden in die Definition der Anforderungen an die Versuchsanordnung aufgenommen.

3. - Niedriges Nutzlast-zu-Eigengewicht-Verhältnis ($\frac{NL}{EG}$) und komplexe Regelungsarchitektur

Ein niedriges Nutzlast-zu-Eigengewicht-Verhältnis ($\frac{NL}{EG}$) und ein hoher Aufwand für den Entwurf einer Regelungsarchitektur aufgrund einer hohen Anzahl von Antrieben sind zu erwarten. Nicht berücksichtigt bei der Massenberechnung der bewegten Teile des Arms ist die Verkabelung aller Motoren, die aufgrund der Anzahl der Motoren das Gewicht des Arms nochmals steigern würde. Sämtliche Motorregler sind hierbei extern außerhalb des Arms und müssten für den Einsatz in einem mobilen Robotersystem mitgeführt werden. Dies wäre bei 14 anzusteuernenden Motoren ein erhebliches Zusatzgewicht und ein großer, dafür benötigter, zusätzlicher Bauraum, der das Nutzlast-zu-Eigengewicht-Verhältnis ($\frac{NL}{EG}$) des Gesamtsystems deutlich verschlechtern würde. Des Weiteren würde die Architektur zur Regelung von fünf Freiheitsgraden mit 14 Motoren aufwändig und die Anforderungen an die Hardware entsprechend höher, was in der Konsequenz mehr Leistungsaufnahme, damit größere Steuerungen und folglich mehr Zusatzmasse bedeuten würde. Ein möglicher Lösungsansatz hierfür ist die Reduktion der Anzahl der verbauten Muskeln durch bidirektional wirkende Antriebe. Dies würde zu einer Vereinfachung des Systems führen. Hierfür muss ein geeignetes, weiterentwickeltes Antriebskonzept generiert werden. Diese Forderung wird für die Definition der Anforderungen an das zu entwickelnde Antriebskonzept berücksichtigt.

4. - Eigenschaften des Kunststoff-Faserseils

Nicht näher untersuchte Hysterese-Effekte im Kunststoff-Faserseil sind vorhanden. Die durch Staab [SS07] eingeführten Berechnungsgrundlagen zur Deformation des Kunststoff-Faserseils bei der doppelhelix-förmigen Aufwicklung gehen von der Annahme aus, dass die Dehnbeanspruchung und die Elastizität des Kunststoff-Faserseils gleich Null sind. Suzuki [Suz07] zeigt für das Verdrill-Muskel / StMA-Konzept Hysterese-Effekte bezüglich wirkender Seilkraft und resultierender Seillängung auf, die von [PBC10] bestätigt und weiter untersucht werden. Die dort verwendeten Seilmaterialien sind mit denen in [SS07, SSH07] bzw. mit den in der ISELLA-Konzeptstudie geplanten Seilmaterialien vergleichbar. Diese Effekte müssen näher untersucht werden, da sie Auswirkungen auf die korrekte Aufwicklung des DoHelix-Muskels und den resultierenden Hubweg haben können. Diese Feststellung wird für die Definition der Anforderungen an die Versuchsanordnung und für die Versuchsstrategie berücksichtigt.

5. - Fehlwicklungen, Wellenlänge und Wellenbruch

Defekte durch Fehlwicklungen und zu kurze, bruchgefährdete Wickelwellen sind zu erwarten. Bei der DoHelix Auslegungsvariante A nimmt der Steigungswinkel der Aufwicklung kontinuierlich bis $\alpha_{D,H} = 0^\circ$ ab, um dann in einen Bereich $\alpha_{D,H} < 0^\circ$ zu Fehlwicklungen zu führen. Beim ISELLA-Konzeptentwurf beginnt die Aufwicklung mit $\alpha_{D,H} = 0^\circ$, was nach wenigen Umdrehungen zu Fehlwicklungen und damit verbunden höchst wahrscheinlich zu Wellenbrüchen

führen würde. Die momentan vorgesehenen Wickelwellen sind mit $L_{D,W} = 10,5 \text{ mm}$ Länge bei $d_{D,W} = 1,5 \text{ mm}$ Durchmesser nach Gl. 2.4, Gl. 2.5 und Gl. 2.6, aufgelöst nach $l_{D,max}$, nur zur Aufwicklung von ca. 66 mm Kunststoff-Faserseil der Stärke 1,5 mm in der Lage. Damit ließe sich der 3. Freiheitsgrad insgesamt nur um maximal ca. $89,4^\circ$ drehen, der 5. Freiheitsgrad um ca. $94,5^\circ$. Beide Wickelwellen müssten zur Erreichung der jeweilig vorgesehenen Rotationswinkel der Gelenke länger sein, womit sie aber im für die Auslegungsvariante A kritischen Bereich für die Biegebelastung durch die jeweilige Motorschlittenmasse wären und brechen würden, vgl. Analyse in Abschnitt 3.2.1. Eine weitere Bruchgefahr resultiert aus der festen Verbindung der DoHelix-Muskeln untereinander am 3. und 5. Freiheitsgrad, wodurch bei ungleichmäßiger Aufwicklung eines Muskels eine ungleichmäßige Kraftverteilung auf die jeweils anderen Wickelwellen resultieren würde, was wiederum zum Bruch führen kann. Hier muss das Antriebskonzept konzeptionell weiterentwickelt werden.

3.2 Analyse muskelähnlicher Antriebe

3.2.1 Analyse des DoHelix-Muskels

Die Grundausslegung des DoHelix-Muskels wird in [SSH07, SS07] beschrieben. Es werden mathematische Formeln zur Dimensionierung angegeben. Mit den in Gl. 2.2 und Gl. 2.3 dargestellten Formeln lassen sich DoHelix-Muskeln für Robotersysteme auslegen. Drei Beispiele hierfür sind in Tab. 3.4 dargestellt. Die volumenbezogene, maximale Drehmomentdichte $\Phi_{D,max}$ für das jeweilige Konzept-Auslegungsbeispiel wird berechnet zu

$$\Phi_{D,max} = \frac{M_{D,W}}{V_{D,ges}} \quad (3.4)$$

mit dem maximal verfügbaren Drehmoment an der Wickelwelle $M_{D,W}$ und dem Bauraum $V_{D,ges}$ des gesamten Antriebsaufbaus. Die maximal mögliche Spannung $\sigma_{D,max}$ im Material wird beim DoHelix-Muskel im Bereich des Kunststoff-Faserseils bei maximal anliegendem Drehmoment der Wickelwelle erreicht. Bezogen auf den Seilquerschnitt und die Verteilung der Zugkraft $F_{D,S}$ auf zwei separate Seilbereiche ergibt sich die maximale Spannung zu

$$\sigma_{D,max} = \frac{F_{D,S}}{2 \cdot \left(\frac{d_{D,S}}{2}\right)^2 \pi} \quad (3.5)$$

Bei Verwendung eines HMPE-Kunststoff-Faserseils, vgl. Tab. 2.2, mit $\sigma_{zulässig, 1,5 \text{ mm}} = 2200 \frac{N}{\text{mm}^2}$ und max. $F_{D,S} = 1309 \text{ N}$ entspricht dies mit $\sigma_{D,max} = 370 \frac{N}{\text{mm}^2}$ einer ca. 17% Nennbelastung eines 1,5 mm Seils. Die maximal erreichbare Dehnung des DoHelix-Muskels zur späteren

Gegenüberstellung mit anderen Antrieben wird gleichgesetzt mit der maximal möglichen Kontraktion $K_{D,max}$, die für diese Auslegungsvariante bei ca. 85% der Ausgangslänge liegt.

Tabelle 3.4: Auslegungsbeispiele für den DoHelix-Muskel

Größe	Formelzeichen	[Einheit]	Bsp. 1: Gleichstrom- motor	Bsp. 2: Gleichstrom- motor + Getriebe	Bsp. 3: Gleichstrom- motor + Getriebe (vgl. Kap. 5 / Reihe 1&2)
Masse des Motors [Max10, S. 81]	$m_{D,M}$	[kg]	0,238 (RE-30)	0,238 (RE-30)	0,271 (EC-PM30)
Wirkungsgrad Motor	$\eta_{D,M}$	[-]	0,86	0,86	0,89
Max. Drehzahl Motor	$n_{D,M}$	[1/min]	12000	12000	25000
Dauerdrehmoment Motor (24 V)	$M_{D,M}$	[Nm]	0,085	0,085	0,12
Haltemoment Motor (24 V)	$M_{D,MH}$	[Nm]	1,020	1,020	3,180
Masse Getriebe [Max10, S. 240]	$m_{D,G}$	[kg]	-	0,194 (GP32C)	0,260 (GP42C)
Wirkungsgrad Getriebe	$\eta_{D,G}$	[-]	-	0,7	0,9
Getriebeübersetzung	$i_{D,G}$	[-]	-	66:1	4,3:1
Max. Drehzahl Getriebe	$n_{D,G}$	[1/min]	Motordrehzahl	8000	8000
Max. Abtriebsmoment Wickelwelle	$M_{D,W}$	[Nm]	0,085	3,927 [Getriebe: max. 6 Nm]	0,464 [Getriebe: max. 15 Nm]
Gesamtwirkungsgrad	$\eta_{D,ges}$	[-]	0,86	0,60	0,80
Gesamtmasse Antrieb	$m_{D,ges}$	[kg]	0,326	0,520	0,619
Gesamtvolumen Antrieb	$V_{D,ges}$	[m ³]	$5,9 \cdot 10^{-5}$	$9,3 \cdot 10^{-5}$	$11,3 \cdot 10^{-5}$
Durchmesser Welle / Seil	$d_{D,W}/d_{D,S}$	[mm]	1,5 / 1,5	1,5 / 1,5	1,5 / 1,5
Max. Drehzahl Wickelwelle	$n_{D,W}$	[1/s]	200	2	31
Dauerhaft erreichbare max. Zugkraft	$F_{D,S}$	[N]	28 N	1309 N	155 N
Max. Aufwickelgeschwindigkeit	$v_{D,S}$	[mm/s]	3770 mm/s	38 mm/s	584 mm/s
Max. volumenbezog. Drehmoment- /Nutzenergiedichte	$\Phi_{D,max}$	[kJ/m ³]	1,45	42,16	4,13
Max. mögliche Spannung im Seil	$\sigma_{D,max}$	[N/mm ²]	8	370	44

Die Kraft im Seil bleibt bei allen DoHelix Auslegungsvarianten über den gesamten Hubweg konstant. Mit einer zusätzlich vorgeschalteten Getriebeübersetzung und / oder mit abnehmendem

Wickelwelldurchmesser sinkt die Verfahrgeschwindigkeit des Muskels während die erreichbare maximale Seilkraft dabei stetig ansteigt. Der Durchmesser der Wickelwelle bestimmt zusammen mit der Drehzahl der Wickelwelle die erreichbare Stellgeschwindigkeit für den Hub des Aktors. Von [SS07] wird aufgezeigt, dass die Länge der Wickelwelle, die Abplattung des Seils bei der Aufwicklung und der Abstand der Wirklinie des Muskels zum Wellenansatz entscheidend sind für die Funktionserfüllung des DoHelix-Muskels. An dieser Stelle ist eine Schwäche des DoHelix-Konzepts zu erkennen: Da nur einlagig gewickelt werden kann, ist die Länge der DoHelix-Wickelwelle entscheidend für den Hubweg und insbesondere die korrekte Aufwicklung. Überschreitet die Wickellänge $x_{D,W}$ auf der Welle die Wirklinie des Aktors, kommt es zu Fehlwickelungen und damit verbunden zum potentiellen Bruch der Wickelwelle, vgl. Abb. 2.8. Ist hierbei gleichzeitig das Ende der Wickelwelle $L_{D,W}$ erreicht, sind eine korrekte und fehlerfreie Aufwicklung nicht mehr gewährleistet und Fehlfunktionen inklusive Wellenbruch möglich.

DoHelix Variante A

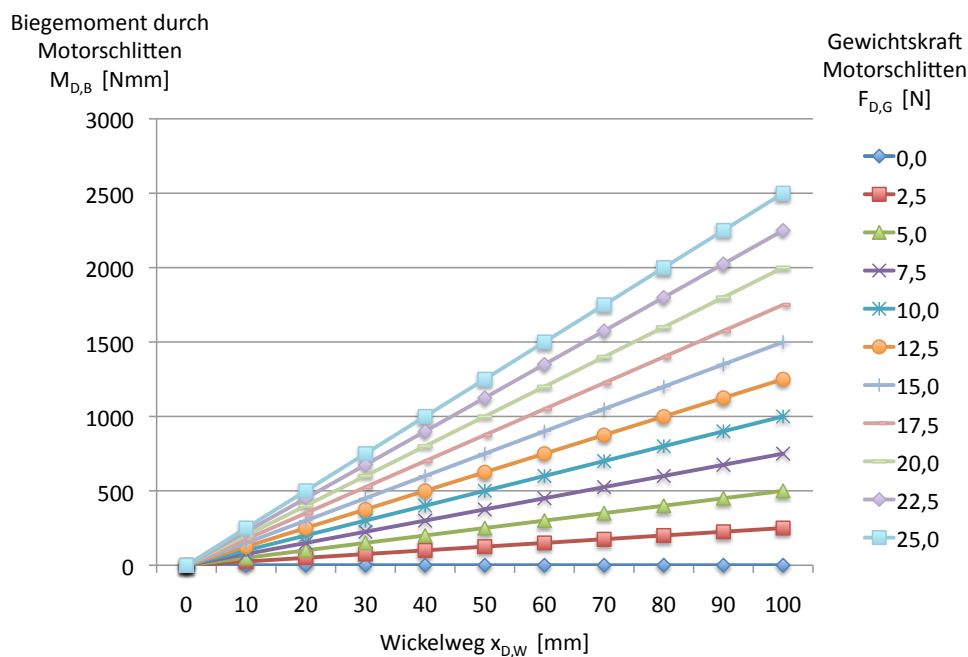


Abbildung 3.5: DoHelix Variante A: Biegemoment $M_{D,B}$ durch vertikal bewegten Motorschlitten in Abhängigkeit vom Wickelweg $x_{D,W}$

Bei der DoHelix Variante A kann es, wie im Abschnitt 3.1 für die Konzeptstudie eines LGR beschrieben, zum Bruch der Welle durch die Biegebelastung der Motorschlittenmasse kommen. Die entgegengesetzt von der Welle wegführenden Seile halten beim DoHelix-Konzept die durch die Last auf die Welle wirkenden Kräfte im Gleichgewicht. Allerdings entsteht dadurch auch eine in Richtung der Versatzbewegung des Motors feste Einspannung der Wickelwelle am aktuellen Punkt der Aufwicklung. Bei Variante B ist dies unkritisch, da der Motorschlitten dort fest fi-

xiert ist, bei Variante A hingegen entsteht durch diese Einspannung eine der Gewichtskraft des Motorschlittens entsprechende Dauerbiegebelastung auf die Welle. Bei hochdynamischen Anwendungen wird sich diese Kraft zusätzlich noch durch die Trägheitsmomente der Motorschlittenmasse verstärken. Hierfür muss ein Sicherheitsbeiwert $S_{D,B}$ für DoHelix Variante A eingeführt werden. Für die hier betrachteten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen wird ein Sicherheitsbeiwert von $S_{D,B} = 3$ als ausreichend erachtet. Die Belastung durch eine Torsionsspannung in der Welle wird ebenfalls berechnet, bleibt aber auch bei dünnen Wellen deutlich im unkritischen Bereich und wird hier daher nicht berücksichtigt.

Tabelle 3.5: DoHelix Variante A: Berechnungsgrundlagen für Biegebelastung durch Motorschlitten

Größe	Formelzeichen / Formel	Einheit
Wellendurchmesser	$d_{D,W}$	[mm]
Aktuelle Länge des Wickelwegs	$x_{D,W}$	[mm]
Zugfestigkeit der verwendeten Wellen	$R_m (= 2390)$	[N/mm ²]
Vertikal wirkende Gewichtskraft des Motorschlittens	$F_{D,G}$	[N]
Durch Motorschlitten induziertes Biegemoment	$M_{D,B} = F_{D,G} \cdot x_{D,W}$	[Nmm]
Widerstandsmoment der Welle gegen Biegung	$W_{D,B} = \frac{\pi}{32} \cdot d_{D,W}^3$	[mm ³]
Resultierende Biegespannung	$\sigma_{D,B} = \frac{M_{D,B}}{W_{D,B}}$	[N/mm ²]
Sicherheitsbeiwert für die Auslegung	$S_{D,B}$	[-]
Maximal zulässige Biegespannung	$\sigma_{D,Z} = \frac{R_m}{S_{D,B}}$	[N/mm ²]

Berechnungen zur Wellenbiegung, vgl. Tab. 3.5, zeigen, dass bei der DoHelix Variante A, bei der sich der Motorschlitten die Hälfte des Hubwegs mitbewegt, eine statische und dynamische Kompensation der Motorschlittenmasse durch eine entsprechende Gegenkraft erfolgen muss, da sonst z.B. bei einem Wellendurchmesser von 2 mm die Gefahr des Wellenbruchs und die Unterschreitung eines vorgegebenen Sicherheitsbeiwerts $S_{D,B} = 3$ schon bei Wickelwellenlängen $x_{D,W} > 20$ mm besteht, vgl. Abb. 3.5 und Abb. 3.6. In einer späteren Versuchsanordnung wird dies für Auslegungsvariante A berücksichtigt und muss gegebenenfalls durch geeignete konstruktive Maßnahmen kompensiert werden.

Der technisch interessante, im Rahmen dieser Arbeit untersuchte Bereich des DoHelix-Konzepts bezüglich des Seilumlenkungs- zu Seildurchmesser-Verhältnisses $d_{D,U}/d_{D,S}$ liegt folglich bei 10:1 bis 1:1. Das zu untersuchende minimale Verhältnis wird auf 1:1 festgelegt. Bei diesem Verhältnis wird bereits ein sehr hoher Seilverschleiß erwartet und nur DoHelix Variante B ist in der Lage, diese Wicklungen ohne Gefahr eines Wellenbruchs und ohne konstruktive Änderungen zu bewältigen. Das zu betrachtende maximale Verhältnis von 10:1 ergibt sich aus dem momentanen Stand der Seiltechnik, in dem ab diesem Bereich zumindest Untersuchungen zur Dauerhaltbarkeit von HMPE-Seilen bei klassischer Aufwicklung vorliegen, vgl. z.B. [SVC09]. Die Anforderungen an die Versuchsgestaltung mit dem DoHelix-Konzept nach Variante A und B werden entsprechend festgelegt.

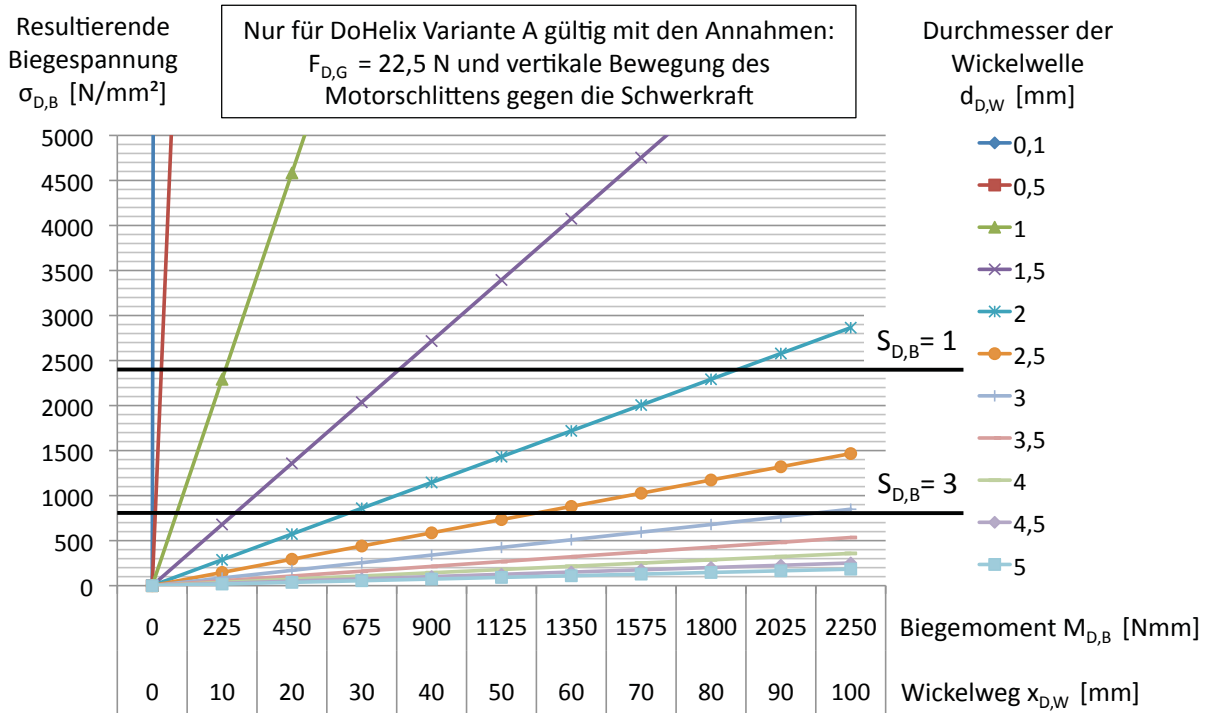


Abbildung 3.6: DoHelix Variante A: Resultierende Biegespannung $\sigma_{D,B}$ in Abhängigkeit vom Durchmesser der Wickelwelle $d_{D,W}$ und dem Wickelweg $x_{D,W}$

DoHelix Variante B

Bei der DoHelix Variante B kann durch die Umlenkung eines der Seilenden in die gleiche Wirkrichtung wie die des anderen Seilendes ein konstruktiv einwandfreier Aufbau realisiert werden. Da hier der Motorschlitten nicht mitbewegt werden muss, ist bei korrekter Umlenkung des Seils kein Wellenbruch, auch nicht bei sehr dünnem Wellendurchmesser, zu erwarten. Hier begrenzen einzig der zunehmende Verschleiß des Seils und die minimalen Unterschiede bei der Seilführung auf beiden Seiten der Welle den minimalen Wellendurchmesser. Die resultierenden Eigenschaften des DoHelix-Muskels ähneln der charakteristischen Bewegung eines unidirektionalen, pneumatischen Hubzylinders. Die Abhängigkeitsmatrix in Tab. 3.6 stellt die zu untersuchenden Zusammenhänge für beide DoHelix Varianten basierend auf den bekannten Formeln anhand eines Beispiels dar. Dafür wird angenommen, dass die maximale Eingangsdrehzahl $n_{D,M} = 8000 \frac{1}{\text{min}}$ ist, welches der Drehzahlgrenze der mit der Übersetzung $i = 4,3$ bzw. $i = 10$ verwendeten, direkt angeflanschten Getriebe entspricht. Weiterhin wird ein Motormoment $M_{D,M} = 0,12 \text{ Nm}$ und eine Aufwicklung mit 7 Umdrehungen ($=14\pi$) der Welle angenommen. Die Bogenlänge und der Steigungswinkel pro Spalte werden berechnet. Es ergibt sich eine Übersicht über die Eigenschaften des Antriebskonzepts, wie z.B. die maximal erreichbare Seilkraft, der maximal erreichbare Hubweg der Zuladung und die maximal erreichbare Aufwickelgeschwindigkeit. Erwartet wird, dass das Verhältnis zwischen Wellen- und Seildurchmesser einen maßgeblichen Einfluss auf die

Dauerhaltbarkeit hat, den es zu bestimmen gilt. Für den Einsatz in technischen Systemen ist die Dauerhaltbarkeit als resultierende Eigenschaft zu untersuchen.

Tabelle 3.6: Abhängigkeitsmatrix des DoHelix-Muskels

Größe	Variable	Einheit	#1	#2	#3	#4	#5	#6	#7	#8	#9
Seildurchmesser	$d_{D,S}$	[mm]	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Wellendurchmesser	$d_{D,W}$	[mm]	10	5	1,5	10	5	1,5	10	5	1,5
Zusätzliche Getriebeübersetzung	i	[-]	1	1	1	4,3	4,3	4,3	10	10	10
Wirkungsgrad Motor zu Wickelwelle	η	[-]	1	1	1	0,9	0,9	0,9	0,7	0,7	0,7
Drehzahl Wickelwelle	$n_{D,W}$	[1/s]	133	133	133	31	31	31	13	13	13
Max. erreichbare Seilkraft	$F_{D,S}$	[N]	10	18	40	40	71	155	73	129	280
Max. erreichbare Aufwickelgeschwindigkeit	$v_{D,S}$	[m/s]	9,63	5,45	2,51	2,24	1,27	0,58	0,96	0,55	0,25
Max. erreichbarer Hubweg (Zuladung)	$x_{D,Z}$	[mm]	556	314	145	556	314	145	556	314	145

3.2.2 Analyse des Verdrill-Muskels / Strand-Muscle Actuators

Der Verdrill-Muskel, auch Strand-Muscle Actuator (StMA) genannt, stellt neben dem DoHelix-Muskel ein weiteres Konzept zum Antrieb von Leichtbaukinematiken mit biologisch inspirierten technischen Muskeln dar. Die zu erzielende Kraft im Seil wird bei diesem Konzept durch das Verdrillen zweier oder mehrerer Seile erreicht. Die durch die Verdrillung entstehende Verkürzung der Seile bewirkt eine hohe Kraft in axialer Richtung, die mit zunehmender Verdrillung stark abnimmt, bis der maximale Verdrillwinkel $\alpha_{V,max}$ erreicht ist. Verdrillt man die Seile weiter, kommt es zu Verdrillungen höherer Ordnung, d.h. über die erste Verdrillung des Seils legen sich weitere Verdrillungen, die das Seil zusätzlich beanspruchen. Dieses Konzept wird seit 1997 von Suzuki in der Robotik eingesetzt und untersucht, [Suz07].

Tab. 3.7 zeigt zwei Auslegungsbeispiele für den Verdrill-Muskel. Zur Berechnung werden die Gleichungen 2.8, 2.9 und 2.10 verwendet. Für eine gewählte maximale Verdrillung $\alpha_{V,max} \leq 37^\circ$ und damit einen maximalen Hubweg von $\Delta x_{V,Z} \leq 10 \text{ mm}$ ergibt sich rechnerisch für Beispiel 1 eine mindestens verfügbare Kraft direkt am Abtrieb von $F_{V,Z} \geq 150 \text{ N}$.

Tabelle 3.7: Auslegungsbeispiele für den Verdrill-Muskel /StMA

Größe	Formelzeichen	[Einheit]	Bsp. 1: Gleichstrommotor ohne Getriebe (vgl. Kap. 2.4.2)	Bsp. 2: Gleichstrommotor mit Getriebe (vgl. Kap. 5. / Reihe 5)
Masse Motor [Max10, S. 81]	$m_{V,M}$	[kg]	0,238 (RE-30)	0,271 (EC-PM30)
Wirkungsgrad Motor	$\eta_{V,M}$	[-]	0,86	0,89
Max. Drehzahl Motor	n_{VM}	[1/min]	12000	25000
Dauerdrehmoment Motor	$M_{V,M}$	[Nm]	0,085	0,12
Masse Getriebe [Max10, S. 240]	$m_{V,G}$	[kg]	-	0,260 (GP42C)
Wirkungsgrad Getriebe	$\eta_{V,G}$	[-]	-	0,9
Getriebeübersetzung	$i_{V,G}$	[-]	-	4,3:1
Max. Drehzahl Getriebe	$n_{V,G}$	[1/min]	Motordrehzahl	8000
Max. Abtriebsmoment Verdrillung	$M_{V,max}$	[Nm]	0,085	0,464 [Getriebe: max. 15 Nm]
Gesamtwirkungsgrad	$\eta_{V,ges}$	[-]	0,86	0,80
Gesamtmasse Antrieb	$m_{V,ges}$	[kg]	0,326	0,531
Gesamtvolumen Antrieb	$V_{V,ges}$	[m ³]	$5,9 \cdot 10^{-5}$	$11,3 \cdot 10^{-5}$
Radius Seil / Radiusabstand zur Mittelpunktslinie	$r_{V,S} / r_{V,m}$	[mm]	0,75 / 0,75	0,75 / 0,75
Max. Drehzahl Verdrillung	$n_{V,D}$	[1/s]	200	31
Ausgangslänge der Seile	$L_{V,0}$	[mm]	50	218
Gewählter max. Verdrillwinkel	$\alpha_{V,max} \leq x^\circ$	[-]	37	35
Resultierende mind. verfügbare Zugkraft mit Randbedingungen	$F_{V,Z}$	[N]	≥ 150 N für $\alpha_{V,max} \leq 37^\circ$ d.h. $\Delta x_{V,Z} \leq 10$ mm	≥ 884 N für $\alpha_{V,max} \leq 35^\circ$ d.h. $\Delta x_{V,Z} \leq 40$ mm
Theoretisch max. möglicher Hubweg	$\Delta x_{V,Z}$	[mm]	23	101

Für eine gewählte maximale Verdrillung $\alpha_{V,max} \leq 35^\circ$ und damit einen maximalen Hubweg von $\Delta x_{V,Z} \leq 40 \text{ mm}$ resultiert für Beispiel 2 eine mindestens verfügbare Kraft direkt am Abtrieb von $F_{V,Z} \geq 884 \text{ N}$. Die bei der Verdrillung der Seile entstehende zusätzliche Übersetzung nimmt mit zunehmendem Verdrillwinkel exponentiell ab. Abb. 3.7 verdeutlicht dies für die Zugkraft im Verhältnis zum Verdrillwinkel bei Auslegungsbeispiel 1. Der maximal mögliche Hubweg und damit die maximale Kontraktion des Verdrill-Muskels / StMA berechnet sich in Abhängigkeit vom Verdrillwinkel mit Formel 2.10.

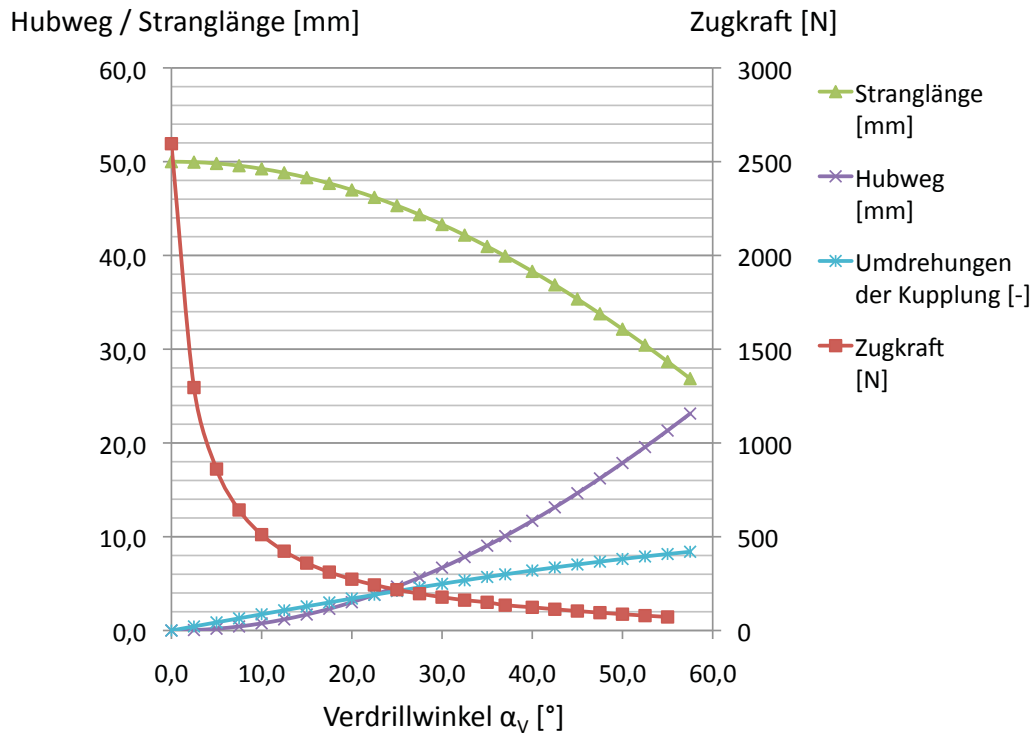


Abbildung 3.7: Verdrill-Muskel Auslegungsbeispiel 1: Hubweg und Zugkraft aufgetragen über den Verdrillwinkel

Der in Abb. 3.8 dargestellte Verlauf zeigt exemplarisch das Verhältnis von Kraft zu Anfangskraft des Verdrill-Muskels, basierend auf den Berechnungsvorgaben aus [Suz07, WMH⁺10], abhängig vom aktuellen Verdrillwinkel und damit abhängig von der aktuellen Länge im Bezug auf die Anfangslänge. Die zugrunde liegenden Werte sind in Tab. 3.7 gelistet. Die verfügbare Kraft nimmt beim Verdrill-Muskel exponentiell über den Weg ab. Der maximale Hubweg, d.h. die maximal mögliche Verkürzung, beträgt bei einem Verdrill-Muskel / StMA bestehend aus zwei eng aneinander liegenden Seilen ca. 46% der Ausgangslänge der beiden Seile und zeigt einen nicht-linearen Verlauf. Die theoretisch erreichbaren Werte für die maximale Seilkraft müssen in einer geeigneten Versuchsanordnung auf ihre Belastbarkeit überprüft werden. Analytisch zu erkennen ist, dass sowohl Hubweg als auch Hubgeschwindigkeit des Konzepts unter denen des DoHelix-Muskels liegen, während bei geringen Verdrillwinkeln höhere Kräfte als im DoHelix-

Muskel erreicht werden können. Hierbei ist zu beachten, dass die Kraft des Verdrill-Muskels / StMAs im Gegensatz zum DoHelix-Muskel nichtlinear über den Weg abnimmt. Die resultierenden Eigenschaften des Verdrill-Muskels sind der Funktionsweise des fluidischen McKibben-Aktors ähnlich, [SHW04, Fes09], wobei sich dieser im Gegensatz zum Verdrill-Muskel nur um ca. 25% verkürzen kann.

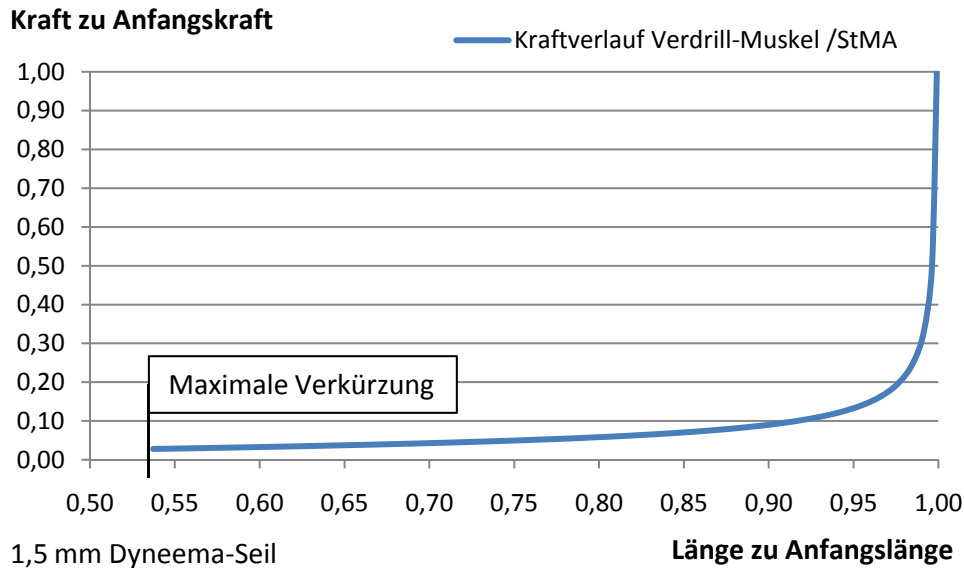


Abbildung 3.8: Kraftverlauf des Verdrill-Muskels / StMAs über die Muszellänge in Bsp. 2 aus Tab. 3.7

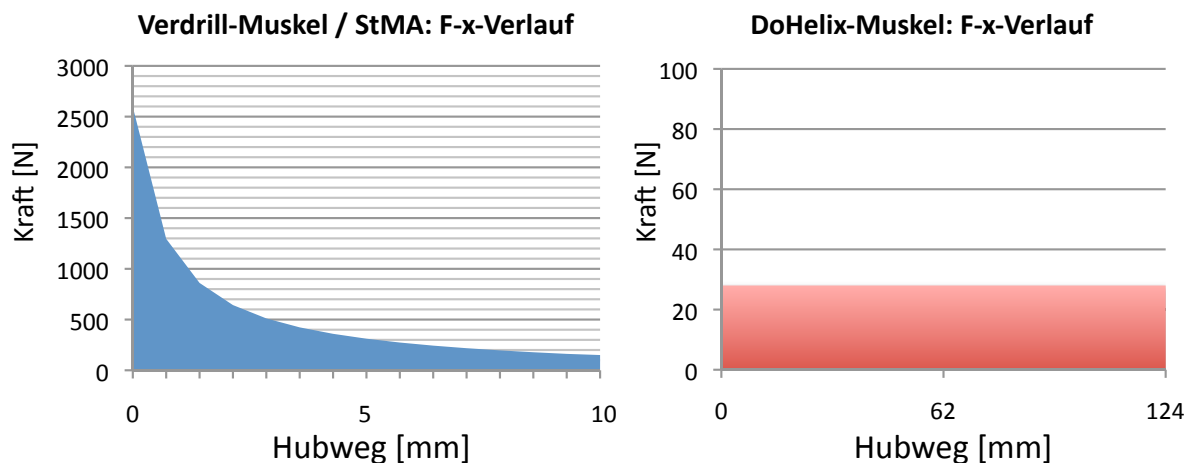


Abbildung 3.9: Vergleich Verdrill-Muskel / StMA (Bsp. 1) mit DoHelix-Muskel (Bsp. 1)

Abb. 3.9 zeigt den direkten Vergleich des DoHelix-Muskels Bsp.1 aus Tab. 3.4 und des Verdrill-Muskels / StMA Bsp. 1 aus Tab. 3.7 unter gleichen Randbedingungen, d.h. gleicher verwendeter Motor und sechs Umdrehungen des Motors ($=12\pi$) zur Generierung einer Hubbewegung.

Die verrichtete mechanische Arbeit ist nahezu identisch, der Verlauf der Kraft über den resultierenden Hubweg mit $x_{V,Z} = 10 \text{ mm}$ und $x_{D,Z} = 124 \text{ mm}$ jedoch deutlich unterschiedlich. Die volumenbezogene maximale Nutzenergiegedichte $\Phi_{Z,max}$ des Verdrill-Muskels, vgl. Formel 3.4, ist für den Vergleich der Antriebskonzepte bei identischem Motor und identischen Kunststoff-Faserseilen vergleichbar mit dem Wert des DoHelix-Muskels. Die maximal mögliche Spannung $\sigma_{V,max}$ im Material wird beim Verdrill-Muskel ebenso wie beim DoHelix-Muskel im Seil bei maximal wirkender Zugkraft erreicht, vgl. Formel 3.5. Äquivalent zum DoHelix-Muskel Bsp. 2 wird für den Vergleich die maximal mögliche Spannung hier mit der zu Beginn der Kontraktion kurzfristig anliegenden Kraft $F_{V,S} = 2200 \text{ N}$ zu $\sigma_{V,max} = 622 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ berechnet, was einer 28%-Nennbelastung eines sich verdrillenden 1,5 mm HMPE-Kunststoff-Faserseils mit $\sigma_{zulässig, 1,5 \text{ mm}} = 2200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ maximaler Zugbelastbarkeit entsprechen würde.

Die weiteren Eigenschaften des Verdrill-Muskels / StMAs werden wie beim DoHelix-Muskel maßgeblich vom verwendeten Seilmaterial beeinflusst. So müssen der Verschleiß, die Hysterese, die Dauerhaltbarkeit bei geringem und maximalem Verdrillwinkel und die dabei erreichbaren Seilkräfte und Hubwege in einer Versuchsanordnung untersucht werden. [PBC09] definiert 100.000 erreichte Arbeitszyklen bis zum Verschleiß der Seile als Grundlage für ein praxistaugliches Antriebssystem, macht jedoch keine näheren Angaben zu den dazu durchgeführten Versuchen. [Suz07] regt in seiner Diskussion an, für den praktischen Einsatz weiterführende Untersuchungen, insbesondere der Kunststoff-Faserseile, durchzuführen. Für die Umsetzung des Zielsystems im Rahmen dieser Arbeit werden diese 100.000 Arbeitszyklen als ausreichend angesehen, für einen etwaigen späteren industriellen Einsatz gilt es deutlich höhere Zyklengrenzen festzulegen und zu erreichen. Die dafür notwendigen sehr zeitintensiven Dauerlaufversuche würden den Rahmen der vorliegenden Arbeit allerdings übersteigen. Diese Feststellungen werden als weitere Anforderungen für die durchzuführenden Versuche aufgenommen.

3.2.3 Gegenüberstellung der muskelähnlichen Antriebe

Abb. 3.10 zeigt die Gegenüberstellung der in Abschnitt 2.2.3 aufgelisteten muskelähnlichen Antriebe mit den geschilderten seilzugbasierten Antrieben und dem McKibben-Aktor. Hierfür werden die Daten der Auslegungsbeispiele aus Tab. 3.4 und Tab. 3.7 und für den McKibben-Aktor aus [TMA09] verwendet. Die vorgestellten muskelähnlichen Antriebe zeichnen sich durch unterschiedliche Eigenschaften aus. Elektrische Antriebe und pneumatische Muskeln sind unter Berücksichtigung aller Randbedingungen nach Tavakoli gleichwertig, was ihr Verhältnis von nutzbarer mechanischer Energie zu Gesamtsystemgewicht bei bidirektionaler Bewegung angeht, [TMA09]. Einige der Konzepte, wie z.B. CNT-Aktoren, [Inm12, CLHF08], sind noch im Bereich der Grundlagenforschung während andere Konzepte, wie z.B. FGL, [Koh02, SCA06, Kra12],

bereits in ersten Anwendungen zum Einsatz kommen. Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Untersuchung der Antriebe mit Kunststoff-Faserseilen.

Während der DoHelix-Muskel und der Verdrill-Muskel / StMA elektrische Energie direkt in mechanische Bewegungsenergie umwandeln, nutzen der Pneumatik-Zylinder, der Hydraulik-Zylinder und der McKibben-Aktor einen Stoffstrom, der von einem Kompressor oder einer Hydraulikpumpe erzeugt wird, zur Generierung einer mechanischen Stellbewegung. Der von Tavakoli durchgeführte direkte Vergleich pneumatischer McKibben-Aktoren mit elektrischen Antrieben liefert die relevante Erkenntnis, dass die Unidirektionalität des McKibben-Aktors für die Gesamteffizienz meist nicht berücksichtigt wird und des Weiteren die Zusatzmasse der Peripherie für die Steuerung, Durchleitung und Aufbewahrung des kompressiblen Antriebsmediums dafür sorgt, dass das Verhältnis Nutzenergie zu Masse des Gesamtsystems nicht besser ist als bei einer Lösung mit einem elektrischen Antriebsmotor und einer elektrischen Spannungsversorgung, [TMA09]. Dies gilt insbesondere für mobile Robotersysteme.

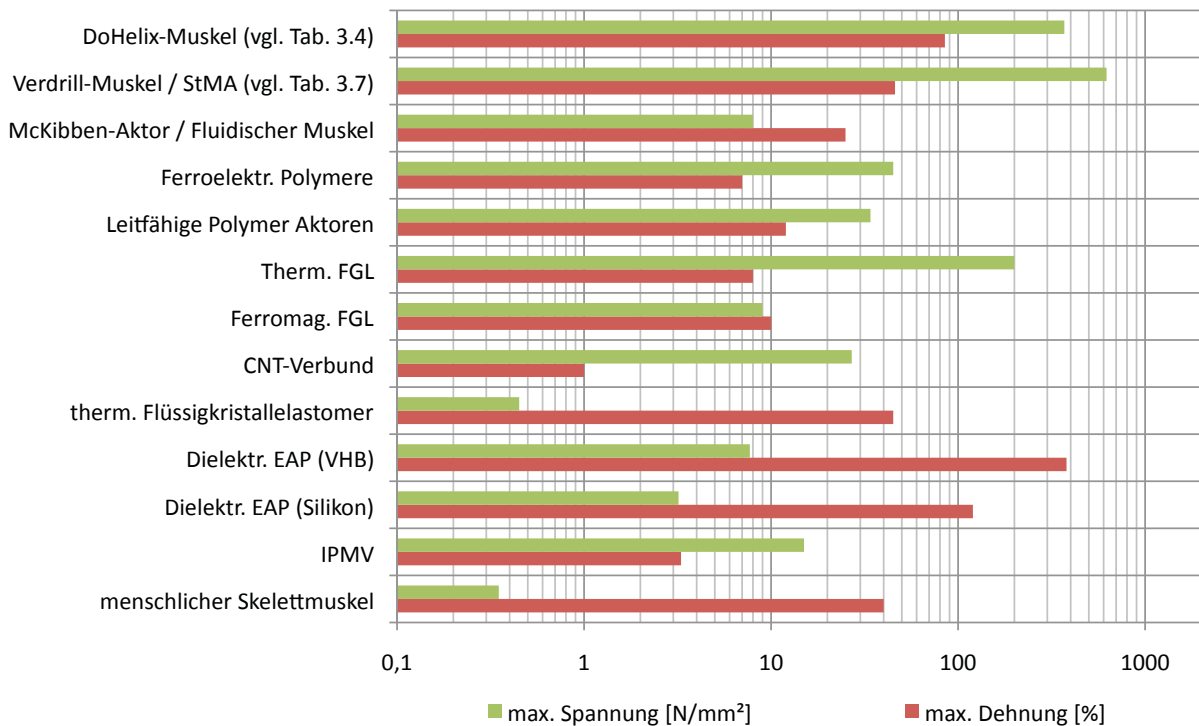


Abbildung 3.10: Vergleich ausgewählter Eigenschaften muskelartiger Antriebe, [Koh02, MVA⁺04, CLHF08]

Palli stellt fest, dass seilzugbasierte Antriebssysteme zwei wichtige Herausforderungen mit sich bringen: Die nur unidirektionale Wirkrichtung der biegeschlaffen Kraftübertragungskomponente Seil kombiniert mit einer möglichst effizienten Auslegung der Umlenkung der Seile zum Wirkort hin, [PBC10]. Bestehende Lösungsansätze für Seilzugantriebe, wie im Stand der Technik und in der Analyse beschrieben, nutzen zwei Aktoren bzw. einen Aktor und ein Rückstellelement

pro Freiheitsgrad, um eine bidirektionale Bewegung zu realisieren. Sciliano definiert diese als “Single-acting actuators” bzw. “Double-acting actuators”, vgl. [SK08, S. 349]. Im Bereich der Pneumatik gibt es bidirektionale Antriebe in Form von Hubzylindern. Ein einzelner bidirektional wirkender Antrieb würde auch bei seilzugbasierten Antrieben eine höhere Effizienz bei der Nutzung begrenzt verfügbarer Energie ermöglichen. Diese Effizienzsteigerung wäre unter anderem an einem verbesserten Nutzlast-zu-Eigengewicht-Verhältnis ($\frac{NL}{EG}$) ablesbar. Die bidirektionale Wirkungsweise wird daher als Anforderung für das zu entwickelnde seilzugbasierte Antriebskonzept aufgenommen.

Der menschliche Muskel als bio-chemischer Aktor wird zum Vergleich herangezogen. Aufbauend auf Staab [SSH07], Schraft / Festo [SHW04, Fes09] und Würtz / Suzuki [Suz07, WMH⁺10] zeigt Abb. 3.11 den Verlauf der Kraft ausgewählter Aktoren bei einer Wirkbewegung. Die maximal verfügbare Kraft ist hierbei normiert auf die Kraft zu Beginn der Wirkbewegung. Beim DoHelix-Muskel bleibt bei einem konstanten Wickelwinkel die verfügbare Kraft während der Verkürzung des Muskels ebenso wie beim Pneumatik- und Hydraulikzylinder konstant. Die beim McKibben-Aktor verfügbare Stellkraft nimmt prinzipbedingt mit zunehmender Verkürzung stark ab. Beim Verdrill-Muskel / StMA verringert sich die Kraft mit zunehmender Verdrillung prinzipbedingt noch stärker, wobei die maximal erreichbare Verkürzung höher ist als beim McKibben-Aktor. Die Eigenschaften des menschlichen Muskels liegen in einem mittleren Bereich zwischen denen des DoHelix-Muskels und des McKibben-Aktors.

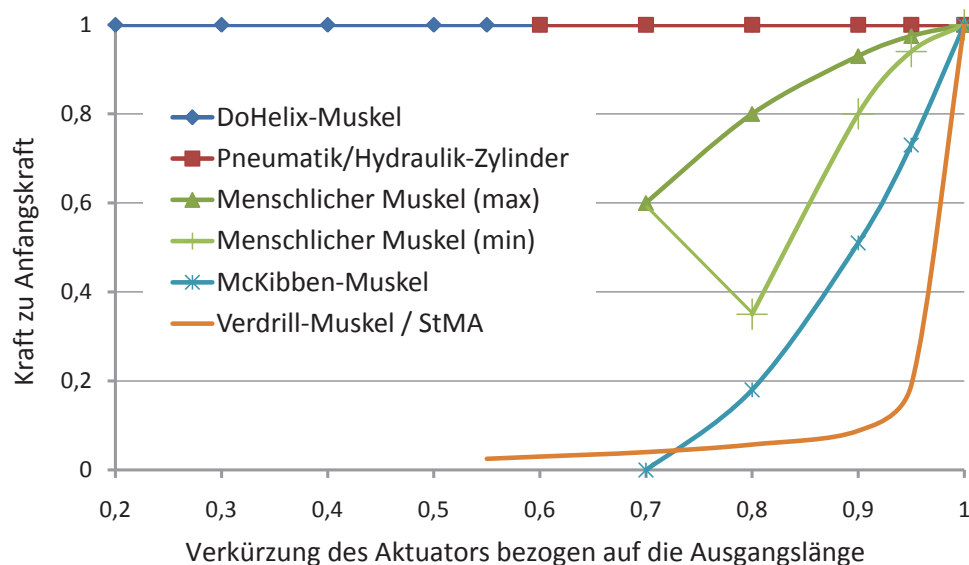


Abbildung 3.11: Vergleich muskelähnlicher Antriebe aufbauend auf [SSH07]

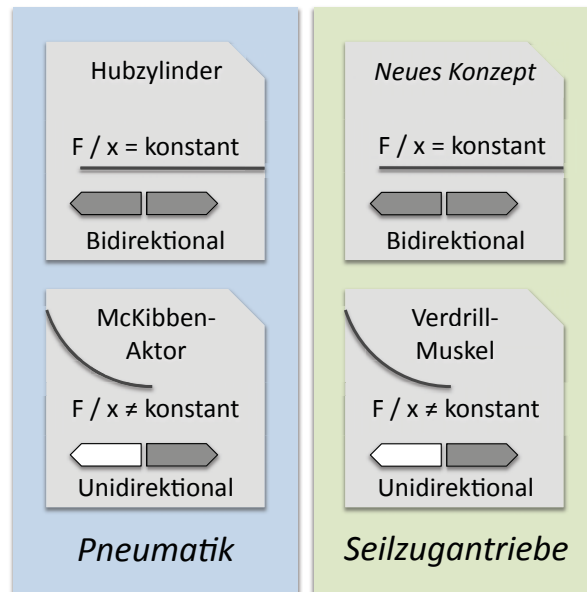


Abbildung 3.12: Ansatz für die Entwicklung eines neuen seilzugbasierten Antriebskonzepts

Aus den identifizierten Herausforderungen ergibt sich ein bisher nicht adressiertes und im Rahmen dieser Arbeit zu untersuchendes Spannungsfeld, wie es in Abb. 3.12 dargestellt ist. Das Konzept für einen bidirektional wirkenden Antrieb, der über den Hubweg eine konstante Kraft aufbringen kann, wird als Entwicklungsziel identifiziert. Das seilzugbasierte DoHelix-Konzept wird als Entwicklungsgrundlage ausgewählt, da es bei einer unidirektionalen Bewegung eine konstante Kraft über den Hubweg aufbringen kann und vielfältig variierbare Parameter für die Konzeptentwicklung bietet. Die Untersuchung der Antriebe mit Kunststoff-Faserseilen und des darauf aufbauenden neuen Konzepts, das in Kap. 1 als Ziel formuliert und in Kap. 2 für den hier betrachteten Einsatzbereich als noch unbekannt festgestellt wird, soll nach Entwicklung des bidirektionalen Konzepts in Kap. 4 im darauf folgenden Kap. 5 in einer Versuchsanordnung untersucht und abschließend für ein LGR-Zielsystem in Kap. 6 realisiert werden.

3.3 Ableitung von Anforderungen

3.3.1 Anforderungen an einen bidirektional-wirkenden Seilzugantrieb

Aufbauend auf den in diesem und dem vorangegangenen Kapitel gefundenen Herausforderungen lassen sich funktionale Anforderungen an ein bidirektional-wirkendes Antriebskonzept auf Basis des DoHelix-Muskels am Beispiel der Auslegung eines Drehfreiheitsgrades ableiten.

1. Funktionale Anforderung: Kompakte Bauweise

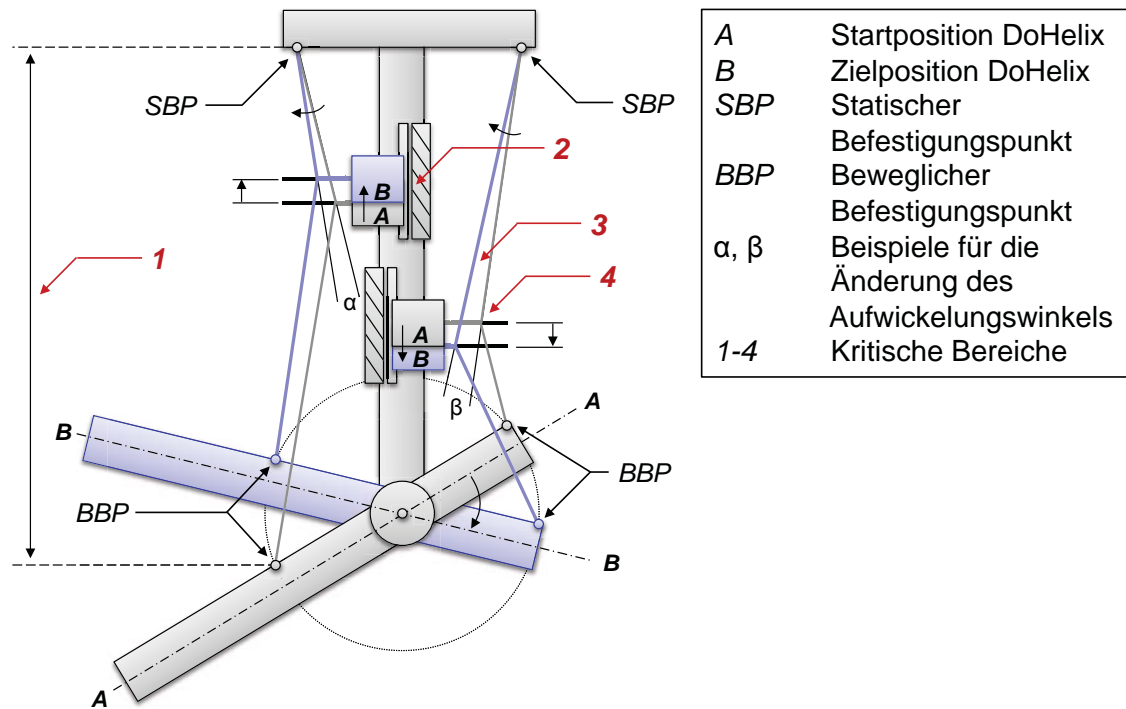


Abbildung 3.13: Rotationsbewegung eines Freiheitsgrads, der durch zwei entgegengesetzte DoHelix-Muskeln angetrieben wird (Agonist - Antagonist)

Die DoHelix-Antriebsauslegung, wie sie in Abb. 3.13 dargestellt und in der in Abschnitt 3.1 untersuchten Konzeptstudie vorgesehen wird, benötigt einen zu großen Bauraum (1), um als kompaktes Antriebssystem verbaut werden zu können. Zur Vermeidung von Wickelfehlern und damit ungewollten Sprüngen in den Kräften, die auf die Wickelwelle wirken, muss beim DoHelix-Konzept ein bestimmter Wickelwinkel $\alpha_{D,W}$ mit festgelegter Toleranz eingehalten werden (3), vgl. auch [Suz07]. Dies wird in der bestehenden Auslegung durch weit auseinander liegende Befestigungspunkte des Kunststoff-Faserseils erreicht. Durch diesen weitspannenden Aufbau ändert sich der Wickelwinkel nur minimal und die Steigungsänderung der Aufwicklung bleibt in einem tolerierbaren Bereich, vgl. die Winkel α und β in der Abb. 3.13. Die Beseitigung dieser weitspannenden Auslegung und die Erhöhung der Kompaktheit des Gesamtsystems ist der erste Ansatzpunkt für die Konzeptentwicklung.

2. Funktionale Anforderung: Bidirektionale Bewegung mit nur einem Antrieb

Für Robotersysteme mit den bis dato beschriebenen muskelähnlichen Antrieben, vgl. Suzuki [Suz07], Staab [SSH07], Kratz [Kra12], Klug [KLS⁺08], Olaru [OKP09], Chalon [CWH10], Jovanovic [JS10] und Würtz [WMH⁺10], werden stets zwei sich entgegenwirkende Aktuatoren benötigt, um einen Drehfreiheitsgrad in beide Richtungen nach dem Agonist-Antagonist-Prinzip antreiben zu können. Alternativ wird mit einem Feder-/Dämpfer-Element gearbeitet, das dem

Aktor passiv entgegenwirken soll. Hierbei muss der Aktor gegen das Feder-/Dämpfer-Element arbeiten und der Wirkungsgrad und die maximal erreichbare Kraft am Drehfreiheitsgrad reduzieren sich. Der Vorteil der einstellbaren Steifigkeit des Gelenks wird durch eine Erhöhung der Komplexität des Aufbaus erkauft. In beiden Fällen erhöht sich die Gesamtmasse des mechatronischen Systems, da Komponenten wie Motor, Getriebevorstufe, Welle, Motorcontroller, Daten- und Leistungskabel in zweifacher Ausführung oder alternativ zusätzliche Federn und Dämpferelemente benötigt werden, vgl. Abb. 3.13 (2), (4). Durch den komplexeren Grundaufbau erhöht sich meist auch die Komplexität der notwendigen Steuerungsarchitektur, vgl. [JWK10]. Die Reduktion auf nur einen, bidirektional wirkenden Antrieb wird, mit Rückblick auf Abschnitt 3.2.3, als Anforderung an ein neu zu entwickelndes Antriebskonzept festgelegt.

In Tab. 3.8 sind die Anforderungen an ein zu entwickelndes Antriebskonzept, resultierend aus der Analyse in den vorangegangenen Abschnitten, dargestellt. F steht hierbei für eine Festforderung, W für eine Wunschforderung.

Tabelle 3.8: Anforderungen an das zu entwickelnde bidirektionale Antriebskonzept

Nr.	F/W	Anforderung	Begründung / Verweis
1.1	F	Kompakte Bauweise	1. Funktionale Anforderung
1.2	F	Korrekte Seilführung	1. Funktionale Anforderung
1.3	F	Bidirektionale Bewegung mit einem Antrieb	2. Funktionale Anforderung
1.4	W	Skalierbarkeit	DoHelix-Eigenschaft erhalten
1.5	F	Konstante Kraft im Seil	DoHelix-Eigenschaft erhalten
1.6	F	Temp. (Seilerwärmung) < Temp. (Arbeitsgrenze des Seilmaterials)	Einsatzparameter identifizieren
1.7	W	Hohe masse- und volumenbezogene Drehmomentdichte	DoHelix-Eigenschaft erhalten
1.8	W	Hoher Wirkungsgrad	DoHelix-Eigenschaft erhalten

3.3.2 Anforderungen an die Versuchsanordnung

Aufbauend auf den in diesem und dem vorangegangenen Kapitel gefundenen Schlussfolgerungen lassen sich die Anforderungen an die Versuchsanordnung ableiten. Die Grundvoraussetzung für ein bidirektionales, seilzugbasiertes Antriebssystem auf Basis des DoHelix-Muskels ist die Untersuchung der Dauerhaltbarkeit der doppelhelix-förmigen Aufwicklung von Kunststoff-Faserseilen bei engen Biegeradien. Hier liegen keine belastbaren Kennwerte vor. Da im Bereich der bis dato vorgesehenen HMPE-Kunststoff-Faserseile, die ein integraler Bestandteil des DoHelix-Konzepts sind, die Wissensbasis im Vergleich zu Stahlseilen klein ist, bedarf es hier erhöhter versuchstechnischer Anstrengungen. Der Bereich der Seilumlenkung muss hierfür betrachtet und bestehende Gestaltungsrichtlinien für Seilzugsysteme müssen berücksichtigt werden, vgl. [DIN74a, DIN74b, VDI90, Fey00, WFK⁺05, Bun09].

Tabelle 3.9: Anforderungen an die zu realisierende Versuchsanordnung

Nr.	F/W	Kategorie	Anforderung	Begründung
1.1	F	Konstruktion	Modularer Aufbau einzelner Reihen	Rekonfigurierbarkeit
1.2	F		Verwendung möglichst vieler Zukaufteile	Budget und Reproduzierbarkeit
1.3	W		Geringe Geräuschbelastung der Umgebung	Arbeitsschutz
2.1	F	Versuchsaufbau	Vorspannkraft/Zuladung variabel: $> 25 \text{ kg}$ bzw. $> 250 \text{ N}$	Breiter Testbereich
2.2	F		Hubweg der Zuladung: $> 0,5 \text{ m}$	Breiter Testbereich
2.3	F		Änderungsbereich für Wickelwinkel: $> 25^\circ$	Breiter Testbereich
2.4	F		Parallele Testreihen: > 4	Reduktion der Versuchsdauer, Reproduzierbarkeit
2.5	F		Tests verschiedener Verhältnisse von Seil-zu-Wellendurchmesser von 1:1 bis 1:10	Zielgebiet
2.6	F		Tests verschiedener Seilmaterialien	Zielgebiet
2.7	F		Einfache Integration aller Antriebskonzepte möglich	Rekonfigurierbarkeit
2.8	W		Austausch / Wartung einzelner Reihen während des Betriebs	Rekonfigurierbarkeit
2.9	F		Seildurchmesser zwischen 1 bis 2 mm	Zielgebiet
2.10	F		Durchmesser der Wickelwelle zwischen 1 bis 10 mm	Zielgebiet
2.11	F		Vertikaler Aufbau	G als Gegenstellkraft nutzbar
3.1	F	Kinematik	Motorleistung / Reihe $\leq 250 \text{ W}$ bei Last $m = 20 \text{ kg}$, $x = 0,25 \text{ m}$ und $t = 1 \text{ s}$	Vergleichbarkeit
3.2	F		Bewegungsprofil = Alternierende Rampenfunktion	Vergleichbarkeit
3.3	F		Dauerversuche mit max. 0,5 Hz	Vergleichbarkeit
4.1	F	Signal & Sensorik	Dynamische Kraftmessung $> 350 \text{ N}$	Für die Auswertung
4.2	F		Positionsmessung mit Messbereich $> 500 \text{ mm}$ und Auflösung $< 1 \text{ mm}$	Für die Auswertung
4.3	F		Aufzeichnung der Motordaten	Für die Auswertung
4.4	W		Bedienung / Datenauswertung mittels handelsüblichem PC	Budget
5.1	F	Sicherheit	Versuchsstand ist gegen Zugriff / Eingriff von außen geschützt	Arbeitsschutz
5.2	F		Not-Aus-Schalter, Selbstständiges Abschalten bei Störung	Arbeitsschutz
5.3	F		Temperaturüberwachung der Motoren (Überlastschutz)	Arbeitsschutz

Die Auslegung der jeweiligen Versuchsreihe sollte hierbei nach Wehking möglichst vergleichbar mit dem späteren Anwendungsfall gestaltet werden, damit eine hohe Belastbarkeit der Versuchsergebnisse gegeben ist, vgl. auch Tab. 2.3 bzw. [WFK⁺05, S.65].

Nach Francois werden Dauerversuche zur Haltbarkeit von Kunststoff-Faserseilen in der Praxis nicht zuletzt durch Fehlfunktionen der Versuchsanordnung beeinflusst, z.B. durch Versuchstopps bei hoher Zuladung, [Fra05]. Diese Fehlerquellen müssen auf ein Minimum reduziert werden. Hierauf wird bei der Definition der Versuchsanordnung insbesondere geachtet. Die Versuchsanordnung soll die Variation der wichtigsten Einflussgrößen für einen Antrieb mit Kunststoff-Faserseilen ermöglichen. Gleichzeitig soll eine Vergleichbarkeit und Reproduzierbarkeit der Ergebnisse gewährleistet sein.

Tavakoli empfiehlt für den Vergleich von muskelähnlichen Antrieben mit elektrischen Motoren und Getrieben die Betrachtung der maximal realisierbaren Hubkraft und des maximal realisierbaren Hubwegs einer solcherart angetriebenen Kinematik bzw. äquivalent den Vergleich der Abtriebsdrehmomente eines resultierenden Freiheitsgrads, [TMA09]. Dies wird für die Ableitung der Anforderungen an die Versuchsanordnung und an das Zielsystem aufgenommen. Der von Suzuki skizzierte experimentelle Aufbau eines von Verdrill-Muskeln betriebenen Freiheitsgrades wird zur Integration in die Versuchsanordnung herangezogen, [Suz07]. Zur besseren Vergleichbarkeit des Verdrill-Muskels / StMAs mit dem DoHelix-Muskel wird als Anforderung für die Dauerversuche die Verwendung der gleichen Seilmaterialien und Motoren festgelegt. Die mit diesen Randbedingungen erarbeitete Anforderungsliste für einen zu entwickelnden Seilaktorprüfstand ist in Tab. 3.9 dargestellt. F steht hierbei für eine Festforderung, W für eine Wunschforderung.

3.3.3 Anforderungen an das Zielsystem

Der als bestehender Forschungsschwerpunkt beschriebene Bereich der Leichtbau-Gelenkarmroboter wird als Grundlage für das Zielsystem dieser Dissertation ausgewählt. Die Anforderungen an das Zielsystem, einen LGR, der den bidirektionalen Antrieb mit Kunststoff-Faserseilen exemplarisch zum Einsatz bringt, werden abgeleitet. Die Randbedingungen zu den Anforderungen werden aus den Szenarien einer aktuellen Studie entnommen, vgl. [HBK⁺11]. Der LGR soll für autonome Robotersysteme und den Einsatz nah am Menschen qualifiziert werden, weshalb DIN 10218 beachtet wird, [DIN09]. Die zusammengefassten Anforderungen sind in Tab. 3.10 dargestellt.

Tabelle 3.11: Anforderungen an das Zielsystem

Nr.	F/W	Kategorie	Anforderung	Begründung
1.1	F	Grund- konstruktion	Modularer Aufbau des Roboters	Reduzierte Kosten, Rekonfigurierbarkeit
1.2	F		Belastungsgerechte Leichtbaustruktur	Reduzierte Masse, hohe Energieeffizienz
2.1	F	Gelenkarm- roboter	Eigengewicht LGR < 10 kg, Nutzlast X-Z-Ebene im TCP > 5 kg	Gutes NL-zu-EG-Verhältnis
2.2	W		Kraft F_{TCP} < 150 N	DIN 10218-konform
2.3	F		Armreichweite > 0,5 m	Szenarioanforderung
2.4	F		Pro Antriebsmodul zwei Freiheitsgrade	Erhöhte Drehmomentdichte
2.5	F		Winkelgeschwindigkeit pro Freiheitsgrad = 50 °/s	DIN 10218-konform
2.6	F		Wiederholgenauigkeit TCP < 5 mm	Szenarioanforderung
2.7	W		Leistungsaufnahme (Netz) im Betrieb < 80 Watt	DIN 10218-konform
2.8	W		Steuerung über handelsüblichen PC	Reduzierte Kosten
3.1	F	Greifer	Eigengewicht Greifer < 3 kg, Nutzlast: > 2 kg	Gutes NL-zu-EG-Verhältnis
3.2	W		Greifarten: > 2	Flexibilität
4.1	F	Sicherheit	Selbstständiges Abschalten bei Störung, Not-Aus-Schalter	Grundlegende Sicherheitsanforderung
4.2	F		Endanschlagssensorik für alle Freiheitsgrade	Grundlegende Sicherheitsanforderung
4.3	F		Einsatz nah am Menschen	DIN 10218-konform
4.4	F		Temperaturüberwachung der Motoren (Überlastschutz)	Grundlegende Sicherheitsanforderung

3.4 Schlussfolgerungen

Mit den identifizierten Schwachstellen der bestehenden DoHelix-Konzeptstudie und der detaillierten Analyse des DoHelix- und des Verdrill-Muskels lässt sich ein Entwicklungsschwerpunkt für ein bidirektionales Antriebssystem, aufbauend auf dem DoHelix-Muskel identifizieren. Die Praxistauglichkeit und Leistungsdichte des DoHelix-Konzepts ließe sich im Vergleich zu anderen bidirektional-wirkenden Antrieben steigern, wenn die bidirektionale Bewegung eines Freiheitsgrads mit nur einem Motor auch bei diesem Antrieb möglich wäre. Es soll daher im nächsten Kapitel ein Konzept für die bidirektionale Bewegung aufbauend auf dem DoHelix-Konzept entwickelt und anschließend den anderen zu untersuchenden Antrieben mit Kunststoff-Faserseilen in Versuchen gegenübergestellt werden.

Hierfür muss eine geeignete Versuchsanordnung für Antriebe mit Kunststoff-Faserseilen realisiert werden. Die Anforderungen an die zu realisierende Versuchsanordnung resultieren aus zu überprüfenden Annahmen zur Auslegung und Gestaltung der beschriebenen Konzepte und aus notwendigen Randbedingungen zu den Dauerhaltbarkeitsversuchen, wie z.B. die Vergleichbarkeit zu ermöglichen und eine hohe Rekonfigurierbarkeit der Aufbauten zu gewährleisten. Der identifizierte Untersuchungsbedarf zu den Antrieben mit Kunststoff-Faserseilen wird in Kap. 5 angegangen.

Das zu gestaltende Zielsystem eines Leichtbau-Gelenkarmroboters soll die Einsatztauglichkeit des generierten Konzepts belegen und der Validierung der hier definierten Anforderungen dienen. Die resultierenden Eigenschaften des LGRs mit diesem Antriebskonzept, wie z.B. die masse- und volumenbezogene Drehmomentdichte, die maximale Winkelgeschwindigkeit der Gelenke, der Wirkungsgrad des Antriebssystems, die Pose-Wiederholgenauigkeit und die Leistungsaufnahme sollen anhand eines Szenariobeispiels verdeutlicht werden. Kap. 6 wird die Anforderungen an die Realisierung des Zielsystems aufgreifen und umsetzen. Die Lösung dieser bestehenden Aufgaben ist der Kern dieser Arbeit.

4 Konzept für einen bidirektional-wirkenden Seilzugantrieb

In diesem Kapitel wird die Grundstruktur eines bidirektional-wirkenden Seilzugantriebs mit Kunststoff-Faserseilen entwickelt und beschrieben, mathematisch dargestellt und für einen Freiheitsgrad exemplarisch konstruktiv umgesetzt. Hierbei werden die Grundlagen für die Auslegung von Seilantrieben, vgl. Abschnitt 2.2.2, und die Grundlagen zum Aufbau des DoHelix-Muskels, vgl. Abschnitt 2.4.1, verwendet.

4.1 Konzepterstellung

Der hier dargestellte Lösungsansatz zur Überwindung der Herausforderungen aus Abschnitt 3.3.1 besteht aus zwei grundlegenden Erweiterungen des DoHelix-Konzepts, [RP09, Ros10b, RV10]. Die erste Erweiterung ist der Ansatz der doppelten Nutzung der Wickelwelle, d.h. zwei DoHelix-Wicklungen werden an den beiden Enden der Welle am Flanschansatz und an der Wellenspitze jeweils entgegengesetzt gestartet, vgl. Abb. 4.1 Markierungen (5) und (6). Dies ist die Grundvoraussetzung für einen bidirektional-wirkenden Antrieb. Damit die Wicklungen auf dem Wellenschaft stets sauber nebeneinander und einlagig erfolgen können, muss dieser erste Lösungsaspekt mit einer zweiten Lösungskomponente ergänzt werden. Die stets vorhandene Rotation der Welle zur Aufwicklung des Seils wird genutzt, um eine axiale Verschiebung des Auf- und Abwicklungspunkts zu erreichen. Hierfür wird ein Translationselement in die Welle integriert, so z.B. in Form einer Gewindeschnecke (2) auf der Welle und einer Zahnstange oder einer Spindelmutter (3), als dazu passendem äußeren Gegenstück. Um stets eine einlagige Aufwicklung zu gewährleisten, wird das Modul der Schnecke-Zahnstange- bzw. Schnecke-Spindelmutter-Kombination exakt an die Steighöhe der Doppelhelix-Wicklung und den Seil- und Wellendurchmesser angepasst, sodass der Auf- und Abwicklungspunkt stets an der gleichen Stelle im Raum liegt. Die auf- bzw. abgewickelten Seile laufen dann auf einem gemeinsamen Drehrad (8) oder mit einer weiteren Umlenkung auf einem linear geführten Schlitten zusammen und können so eine bidirektionale Bewegung realisieren. Die Umlenkung der Seile erfolgt über

gelagerte Umlenkrollen. Dies gewährleistet einen kompakten Aufbau des Antriebskonzepts bei gleichzeitig konstanter und berechenbarer Reibung in den Umlenkpunkten. Drei Möglichkeiten, die axiale Verschiebung der Antriebseinheit durchzuführen, werden generiert. Sie werden im Folgenden im Konzept dargestellt. In den drei Abbildungen steht die gestrichelte Linie jeweils für die Achse der beiden Drehräder. Die Umlenkungspunkte sind vereinfacht dargestellt.

Variante A: Motor fixiert, Umlenkpunkte beweglich

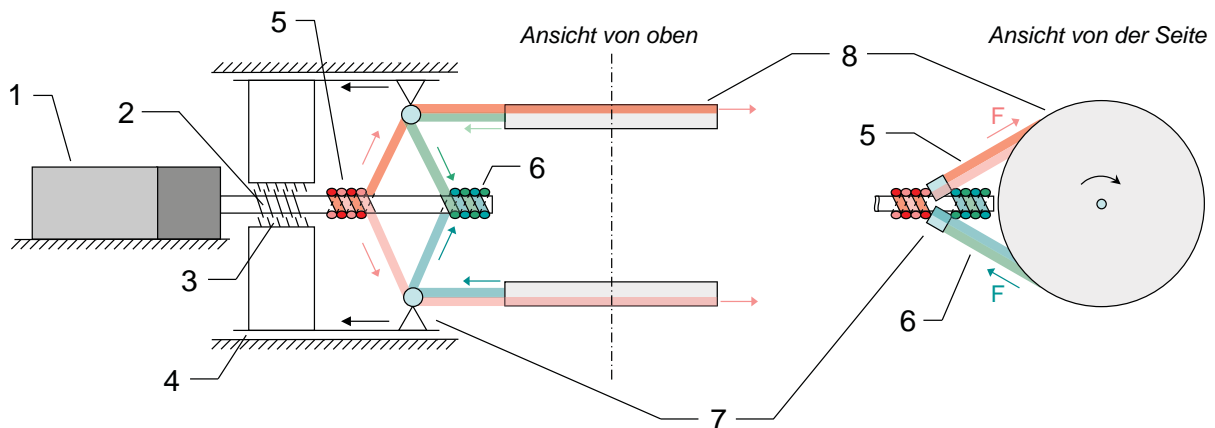


Abbildung 4.1: QuadHelix Konzept Variante A

Bei der Auslegungsvariante A, wie in Abb. 4.1 dargestellt, verschiebt sich die Zahnstange (3) mit den Umlenkrollen (7) zusammen als eine Einheit auf einer Axialführung (4), während die fixierte Motoreinheit (1) mit der Wickelwelle fest verbunden ist und folglich die Schnecke (2) ortsfest im Raum rotiert.

Variante B: Motor beweglich, Umlenkpunkte fixiert

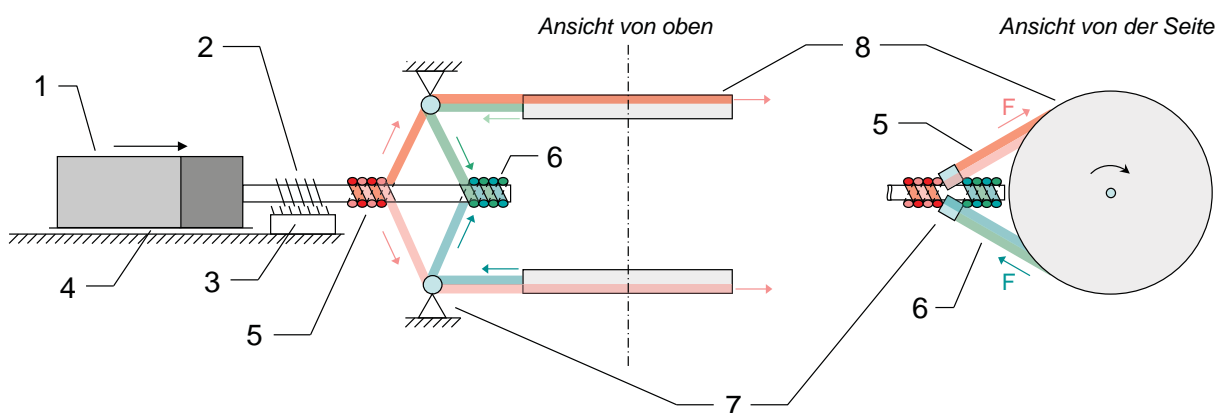


Abbildung 4.2: QuadHelix Konzept Variante B

Bei der Auslegungsvariante B, wie in Abb. 4.2 dargestellt, sind die Zahnstange oder Spindel-mutter (3) und die Umlenkrollen (7) fixiert. Hier bewegt sich stattdessen die Antriebseinheit (1) und mit dieser die Wickelwelle und die Schnecke (2) auf einer Axialführung (4).

Variante C: Motor fixiert, Umlenkpunkte fixiert, Längenänderung in der Welle

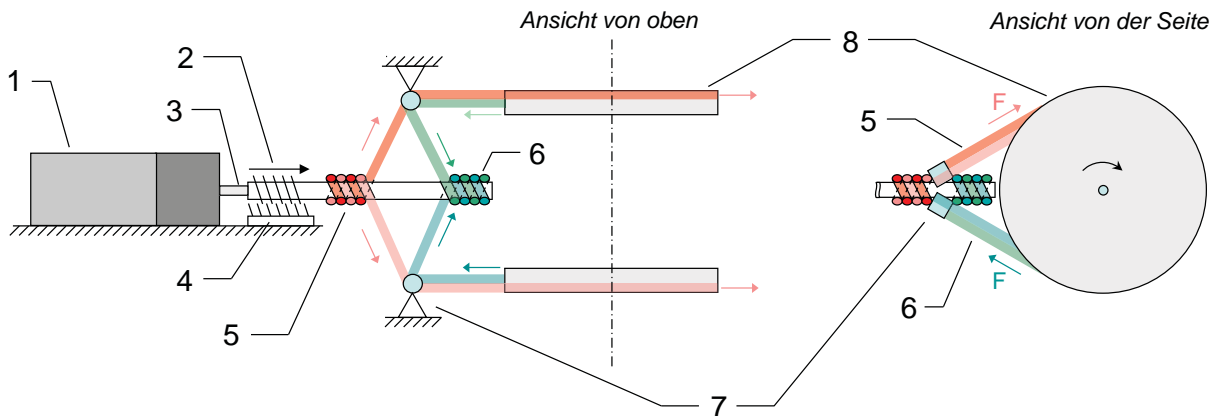


Abbildung 4.3: QuadHelix Konzept Variante C

Bei der Auslegungsvariante C, wie in Abb. 4.3 dargestellt, sind sowohl Antriebseinheit (1), Zahnstange / Spindel-mutter (4) als auch die Umlenkrollen (7) fixiert. Hier sorgt eine sich verkürzende Welle (3) für die Ausgleichsbewegung. Die Schnecke (2) ist hierbei auf dem bewegten Bereich der sich verkürzenden Welle befestigt und garantiert so die korrekte Auf- und Abwicklung der beiden DoHelix-Wicklungen.

Tabelle 4.1: Eigenschaften der Varianten A, B, C

Variante	Variante A	Variante B	Variante C
Motoreinheit	fest	bewegt	fest
Wickelwelle	fest	bewegt	bewegt
Axiales Verschiebeelement	bewegt	fest	fest
Umlenkpunkte	bewegt	fest	fest
Vorteile	Antriebsmasse fest	Umlenkpunkte fest, gleichbleibende Winkel	Antriebsmasse und Umlenkpunkte fest
Nachteile	Verschiebung der Umlenkpunkte verändert Abstand zu Drehgelenk, damit ungewollte Winkeländerungen; Stick-Slip-Effekte möglich	Antriebsmasse axial bewegt	Konstruktiver Aufbau des axialen Wellenversatzes innerhalb der Welle anfällig und komplex

Tab. 4.1 fasst die konstruktive Auslegung aller drei Varianten zusammen und nennt kurz einige Vor- und Nachteile. Variante C bietet die niedrigsten bewegten Massen, während Variante A viele bewegte Komponenten aufweist. Variante A ist einfacher zu realisieren als Variante C, da keine hochbelastbare, sich in sich verkürzende Welle vorgesehen werden muss. Stattdessen ändern sich bei Variante A durch die mitbewegte Seilführung die Umschlingungswinkel der Seilführungsrollen und damit die Kraft im Seil in Abhängigkeit von der auftretenden Reibung. Bei nicht exakt eingestellter und nicht spielfreier Lagerung der Seilführungsumlenkung können hierdurch Stick-Slip-Reibungseffekte in der Umlenkungslagerung auftreten. Variante B weist etwas mehr bewegte Komponenten als Variante C auf, jedoch ist hier die Umlenkung fest arretiert, die Umschlingungswinkel somit konstant und es ist keine aufwändig konstruierte Welle wie bei Variante C notwendig. Einziger Nachteil ist die translatorisch langsam bewegte Masse des Antriebs, die bei hochdynamischen Anwendungen beachtet werden muss. Da dieser Versatz aber nur die Steigungshöhe des aufzuwickelnden Seil kompensieren muss, erfolgt die Versatzbewegung des Antriebs in axialer Richtung deutlich langsamer als die rotatorische oder lineare Stellbewegung des Abtriebs am Dreh- bzw. Linearfreiheitsgrad. Variante B bietet somit einen guten Kompromiss aus wenigen und axial nur langsam bewegten Komponenten und einem einfachen und somit preiswerten konstruktiven Aufbau. Variante B wird daher im Detail ausgearbeitet. Da es sich um einen in zwei Richtungen wirkenden Doppel-Helix-Antrieb handelt, wird das Konzept fortan mit “QuadHelix-Antrieb” bezeichnet.

4.2 Mathematische Darstellung

Die Auslegung eines Drehfreiheitsgrads mit QuadHelix-Antrieb wird beispielhaft für die Variante B mathematisch beschrieben. Um das maximal verfügbare Drehmoment $M_{Q,DR}$ am Abtrieb des Drehfreiheitsgrad zu erhalten, wird zunächst das Getriebeabtriebsmoment an der Welle $M_{Q,G}$ des Motors bestimmt. Hierfür wird das maximal verfügbare Dauerdrehmoment des elektrischen Motors $M_{Q,M}$ mit der Getriebeübersetzung $i_{Q,G}$ des angeflanschten Getriebes und dessen Wirkungsgrad $\eta_{Q,G}$ multipliziert, [Max10].

$$M_{Q,G} = M_{Q,M} \cdot i_{Q,G} \cdot \eta_{Q,G} \quad (4.1)$$

Die maximale Drehzahl der QuadHelix-Welle $n_{Q,W}$ berechnet sich aus der maximalen Getriebeeingangsdrehzahl $n_{Q,G}$ dividiert durch die Getriebeübersetzung.

$$n_{Q,W} = \frac{n_{Q,G}}{i_{Q,G}} \quad (4.2)$$

Das maximal verfügbare Drehmoment an der Wickelwelle ist geringfügig niedriger. So wird ein Teil des Getriebeabtriebsmoments für die Translation der Motoreinheit durch die Versatzmechanik genutzt. Dieser Anteil variiert je nach Art und Wirkungsgrad der Versatzmechanik, der mit dem Antriebsschlitten bewegten Masse und der räumlichen Ausrichtung des gesamten Antriebssystems relativ zur wirkenden Schwerkraft.

Mit $M_{Q,T} = f(\vec{G}, m_{ges,Antriebsschlitten}, \eta_{Versatzmechanik})$ ergibt sich für das real verfügbare Drehmoment an der Wickelwelle

$$M_{Q,W} = M_{Q,G} - M_{Q,T} \tag{4.3}$$

Die Größe von $M_{Q,T}$ hängt beim QuadHelix-Konzept von der jeweiligen konstruktiven Umsetzung ab. Die Randbedingungen für die Reduktion des Getriebeabtriebsmoments durch die Versatzmechanik gelten für alle Auslegungsvarianten. Für das Worst-Case-Szenario "Versatz entgegengesetzt zur wirkenden Schwerkraft G" wird hier für die weiteren Berechnungen $M_{Q,T} = 0,1 \cdot M_{Q,G}$ angenommen.

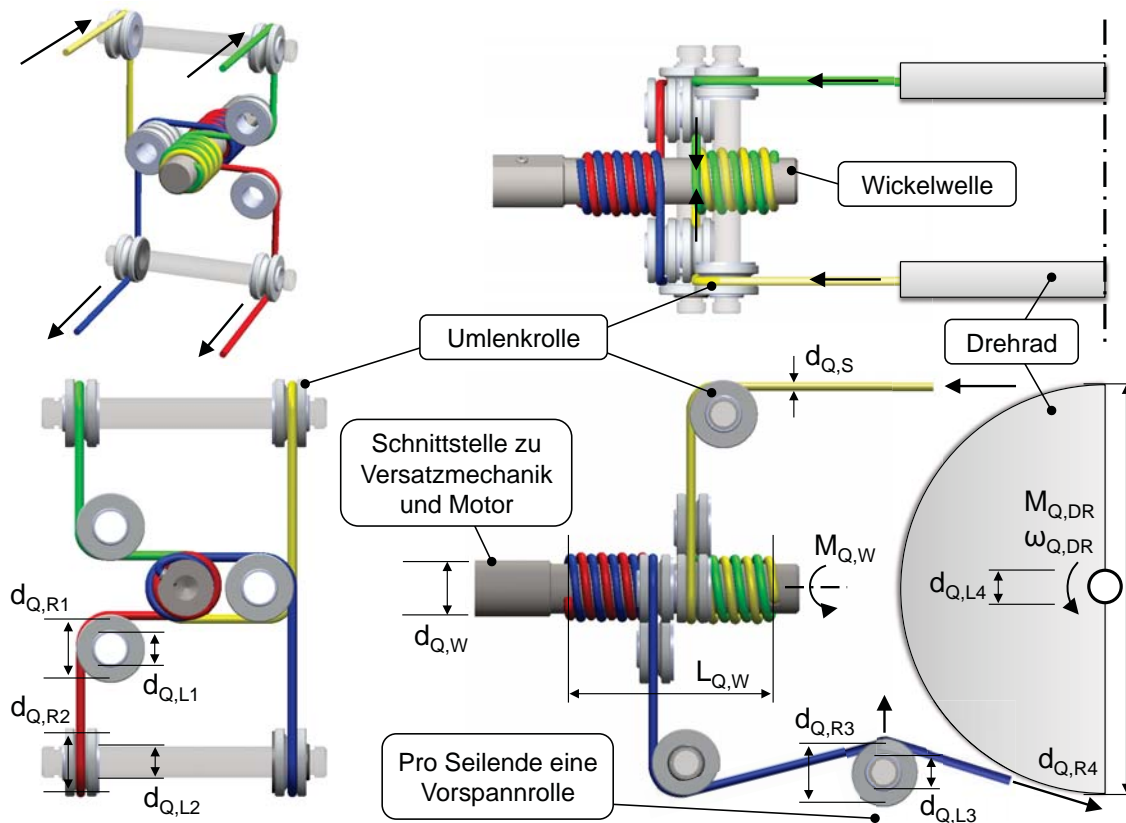


Abbildung 4.4: QuadHelix-Umlenkung mit geometrischen Größen

Aufbauend auf den Formeln aus Kap. 2.4.1 und Formel 4.3 berücksichtigend ergibt sich für die resultierende maximale Zugkraft im Seil an der Wickelwelle

$$F_{Q,W} = \frac{1}{(d_{Q,W} + d_{Q,S})} \cdot M_{Q,W} \quad (4.4)$$

mit Wellendurchmesser $d_{Q,W}$ und der Seilquerschnittshöhe $d_{Q,S}$.

In Abb. 4.4 sind die Umlenkrollen mit ihrer räumlichen Anordnung zur Führung des Seils zu erkennen. Die Wickelwelle hat in dieser Auslegungsvariante zwei Bohrungen, durch die jeweils am Beginn des Aufwicklungsbereichs ein Kunststoff-Faserseil durchgeführt und mittig arretiert wird. Eine doppelte Umlenkrolle auf der einen Seite der Wickelwelle und zwei einzelne Umlenkrollen auf der anderen Seite der Wickelwelle sorgen dafür, dass das Seil zu weiter außen sitzenden Führungsrollen umgelenkt wird. Von diesen Führungsrollen wird das Seil zu den Drehrädern des Rotationsfreiheitsgrades hin weitergeleitet. Zwischen den Führungsrollen und den Drehrädern befinden sich jeweils Spannrollen zur Vorspannung des Seils. Für die beschriebene QuadHelix-Auslegung nach Variante B gibt es pro Wirkrichtung und hier je Seilende jeweils vier relevante Umlenkungen. Die erste ist die Umlenkung $\alpha_{Q,S1} = 90^\circ$ an der Umlenkrolle direkt neben der Wickelwelle. Die zweite ist die Umlenkung $\alpha_{Q,S2} = 110^\circ$ an der Führungsrolle. Die dritte ist die Umlenkung $\alpha_{Q,S3} = 40^\circ$ durch die Vorspannrolle. Die vierte Umlenkung $\alpha_{Q,S4} = 220^\circ$ entspricht dem Anliegen des Seils auf dem Drehrad mit bis zu ca. 220° Umschlingung, abhängig von der jeweiligen Winkelstellung. Am Ende dieser Umlenkung ist das Seilende fest mit diesem Drehrad verbunden.

Für die Berechnung der gesamten Seilkraftverluste von der Wickelwelle bis zum Abtrieb der Drehradachse hin wird im Folgenden pro Zugrichtung eins der beiden Seilenden von der Welle bis zum Drehrad hin betrachtet. Die Berechnung der Seilkraftverluste im Falle eines ausschließlichen Gleitens des Kunststoff-Faserseils über alle Umlenkpunkte kann mit der Euler-Eytelweinschen Formel

$$F_{Q,S(n+1)} = F_{Q,S(n)} \cdot e^{-\mu_{Q,S} \cdot \alpha_{Q,S(n)}} \quad (4.5)$$

berechnet werden, wobei $F_{Q,S(n+1)}$ für die Kraft im Seil nach der n-ten Umlenkrolle, $F_{Q,S(n)}$ für die Kraft im Seil vor der n-ten Umlenkrolle, $\alpha_{Q,S(n)}$ für den Umschlingungswinkel des Seils und $\mu_{Q,S}$ für den Gleitreibungskoeffizienten der Reibpartner steht, [BK86, PBC09]. Diese für den QuadHelix-Antrieb in [RV10] verwendete Berechnung ermöglicht eine erste Abschätzung der auftretenden Seilkraftverluste.

Eine genauere Berechnung wird mit den Formeln von Feyrer durchgeführt, [Fey00, S. 285]. So wird der Seilkraftverlust von Seiltrieben berechnet zu

$$\frac{\Delta F_{Q,ges}}{d_{Q,S}^2} = \frac{\Delta F_{Q,SR}}{d_{Q,S}^2} + \frac{\Delta F_{Q,L}}{d_{Q,S}^2} + \frac{\Delta F_{Q,D}}{d_{Q,S}^2} \quad (4.6)$$

mit dem summierten Seilkraftverlust des Seiltriebs $\frac{\Delta F_{Q,ges}}{d_{Q,S}^2}$, dem Zugkraftverlust infolge Seilreibung $\frac{\Delta F_{Q,SR}}{d_{Q,S}^2}$, dem Zugkraftverlust infolge Lagerreibung $\frac{\Delta F_{Q,L}}{d_{Q,S}^2}$ und dem Verlust durch die Reibung von Dichtungen $\frac{\Delta F_{Q,D}}{d_{Q,S}^2}$.

Hierbei berechnet sich der Zugkraftverlust infolge von Seilreibung zu

$$\frac{\Delta F_{Q,SR}}{d_{Q,S}^2} = \left(\frac{d_{Q,R(n)}}{d_{Q,S}}\right)^{-1,33} \cdot (c_0 + c_1 \frac{F_{Q,S(n)}}{d_{Q,S}^2}) \quad (4.7)$$

mit dem Durchmesser der Seilrille der n-ten Umlenkrolle $d_{Q,R(n)}$, dem Nenndurchmesser des Seils $d_{Q,S}$, der Kraft im Seil vor der n-ten Umlenkrolle $F_{Q,S(n)}$ und den Konstanten c_0 und c_1 . Die letztgenannten Konstanten werden für den hier vorliegenden Anwendungsfall aus [Fey00, S. 284] entnommen. Da dort nicht explizit die Konstanten für Kunststoff-Faserseile, sondern nur für Drahtseile mit Kunststoff-Fasereinlagen angegeben sind und keine andere verfügbare Literaturquelle hierzu Angaben macht, werden für die Berechnung im Rahmen dieser Arbeit die für den vorliegenden Fall ungünstigsten verfügbaren Konstanten $c_0 = 7,63$ und $c_1 = 0,372$ verwendet.

Es wird weiterhin die resultierende Normalkraft, abhängig vom Seilablenkungswinkel, bestimmt. Abb. 4.5 zeigt die resultierenden Normalkraft $F_{Q,N(n)}$ in der Seilrolle von

$$F_{Q,N(n)} = 2 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{Q,S(n)}}{2}\right) \text{ für } \alpha \leq 180^\circ. \quad (4.8)$$

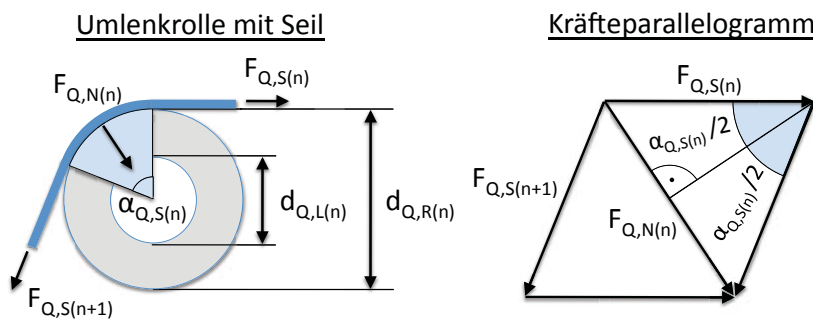


Abbildung 4.5: Kräfte an der Seilrolle

Der Zugkraftverlust infolge von Lagerreibung berechnet sich zu

$$\frac{\Delta F_{Q,L(n)}}{d_{Q,S}^2} = \frac{\mu_{Q,L(n)} \cdot d_{Q,L(n)}}{d_{Q,R(n)}} \cdot \frac{F_{Q,S(n)}}{d_{Q,S}^2} \cdot F_{Q,N(n)} \quad (4.9)$$

mit dem Reibungskoeffizienten des n-ten Lagers $\mu_{Q,L(n)}$, dem Durchmesser der n-tes Lagers $d_{Q,L(n)}$ und dem Seilablenkungswinkel an der n-ten Umlenkrolle $\alpha_{Q,S(n)}$.

Für die Berechnung der Lagerreibung der verbauten Kunststoffgleitlager wird, wie in Abschnitt 2.2.2 beschrieben, der höchste vom Hersteller angegebene und ebenfalls in [Fey00] zu findende Reibungskoeffizient von $\mu_{Q,L(n)} = 0,15$ verwendet, [Igu08].

Der Zugkraftverlust infolge Reibung von Dichtungen ist für diese Auslegung zu vernachlässigen und entfällt, da keine Dichtungen verbaut werden. Mit diesen Annahmen lässt sich für die QuadHelix-Auslegung ein Abtriebsdrehmoment an der gemeinsamen Achse der beiden Drehräder von

$$M_{Q,DR} = F_{Q,DR} \cdot (d_{Q,RA} + d_{Q,S}) \quad (4.10)$$

bestimmen.

$F_{Q,W} = 2 \cdot F_{Q,S}$ und $F_{Q,DR} = 2 \cdot F_{Q,ges4}$, vgl. Tab. 4.2, repräsentieren hierbei die jeweilig resultierende Gesamtkraft an der Welle bzw. am Drehrad. Die real wirkende Kraft im Seil verteilt sich hierbei bei gleichmäßiger Aufwicklung und konstruktiv einwandfreier Umsetzung jeweils auf zwei Seile pro Zugrichtung.

Mit der QuadHelix-Übersetzung $i_{Q,DR}$ zwischen Wickelwelle und Drehrad von

$$i_{Q,DR} = \frac{d_{Q,RA} + d_{Q,SH}}{d_{Q,W} + d_{Q,SH}} \quad (4.11)$$

und Gleichung 4.2 ergibt sich für die Drehradzahl

$$n_{Q,DR} = \frac{n_{Q,W}}{i_{Q,DR}} \quad (4.12)$$

Mit der Drehzahl des Drehrades aus 4.12 ergibt sich im Folgenden für die Winkelgeschwindigkeit der Drehräder

$$\omega_{Q,DR} = 2\pi \cdot n_{Q,DR} \quad (4.13)$$

Die Länge des in Abb. 4.4 dargestellten Aufwicklungsbereichs $L_{Q,W}$ zum abwechselnden Auf- und Abwickeln der zwei integrierten DoHelix-Seile hängt maßgeblich von zwei Parametern ab: Dem gewünschten maximal zu erreichenden Stellwinkel der Drehräder $\alpha_{Q,DR}$ und der QuadHelix-Übersetzung $i_{Q,DR}$.

Der maximal zu erreichende Stellwinkel des Drehrads $\alpha_{Q,DR}$ wird je nach Anwendungsszenario ausgewählt. Hierbei kann bei entsprechend mehrfacher Umschlingung des Drehrades und einer in der Länge angepassten Wickelwelle auch ein Stellbereich von größer als 360° für den Stellwinkel an einem Drehrad erreicht werden.

Damit ergibt sich der Aufwicklungsbereich $L_{Q,W}$ zu

$$L_{Q,W} = x_{Q,W} + 4 \cdot d_{Q,SB} \quad (4.14)$$

mit der Wickellänge der Welle

$$x_{Q,W} = 2 \cdot i_{Q,DR} \cdot d_{Q,SB} \cdot \left(\frac{\alpha_{Q,DR}}{360^\circ}\right) \quad (4.15)$$

Hierbei wird auf eine Restumschlingung der Wickelwelle durch das Seil bei Erreichen von $\alpha_{Q,DR}$ von größer als 2π pro Zugrichtung geachtet, sodass die Kanten der Bohrung, die das Seil durch die Wickelwelle führt, das Seil nicht schädigen können. Es wird folglich pro Zugrichtung die in Wickelrichtung axiale Steighöhe des durch die Aufwicklung abgeflachten Seils von $2 \cdot d_{Q,SB}$ addiert.

Mit diesen Berechnungsgrundlagen lässt sich ein mechanischer Entwurf gestalten.

4.3 Mechanischer Entwurf für einen Freiheitsgrad

4.3.1 Komponentenbetrachtung

Vor der Ausgestaltung des mechanischen Entwurfs gilt es zunächst geeignete Antriebsmotoren zu identifizieren. Die betrachteten seilzugbasierten Antriebskonzepte lassen sich mit einer großen Anzahl von am Markt verfügbaren und in den verschiedensten Bauformen und Baugrößen erhältlichen Elektromotoren realisieren. Die Art und Größe des Motors muss daher dem Einsatzszenario angepasst werden. Hierbei stehen das erreichbare Dauerdrehmoment und der Wirkungsgrad des Motors im Vordergrund, um einen möglichst leistungsstarken und energieeffizienten Antrieb zu erhalten. Da das hier zu betrachtende Haupteinsatzfeld die Servicerobotik ist und hier autonome Systeme in hohem Maß mit Gleichspannungsantrieben aufgebaut werden, sind elektrische Kleinantriebe im Bereich von 12 bis 48 V mit einem Eigengewicht von deutlich unter einem Kilogramm im Fokus der Betrachtung. Der Einsatz von Gleichspannungsantrieben hat bei autonomen Serviceroboter-Systemen den Vorteil, dass Gleichstrom aus Akkumulatoren nicht transformiert werden muss und somit ein hoher Wirkungsgrad bei der Energienutzung erhalten bleibt. Motoren der Firmen Maxon und Faulhaber werden in mechatronischen Systemen dieser Größenordnung in großer Stückzahl verbaut. Beide Hersteller bieten quantitativ belastbare Kenndaten zu ihren Motoren und werden deshalb in die Betrachtung aufgenommen. Es werden nur Motoren berücksichtigt, die einen Wirkungsgrad größer 0,8 haben, d.h. 80% der elektrisch zugeführten Energie in Bewegungsenergie umwandeln können. Bei beiden Herstellern werden 24 V-Motoren aus dem gesamten Produktspektrum ausgewählt, [Fau09, Max10]. Zur

Auswahl geeigneter Antriebsmotoren wird die masse- und volumenbezogene Drehmomentdichte berechnet. So lassen sich die Antriebe herausfiltern, mit denen sich in der zu entwickelnden Versuchsanordnung und in einer späteren prototypischen Realisierung eines neuen Antriebskonzepts möglichst effiziente Gesamtsysteme aufbauen lassen. Die “EC-powermax”-Reihe des Herstellers Maxon wird für den Einsatz im Rahmen dieser Arbeit als am geeignetsten identifiziert, vgl. Abb. 4.6.

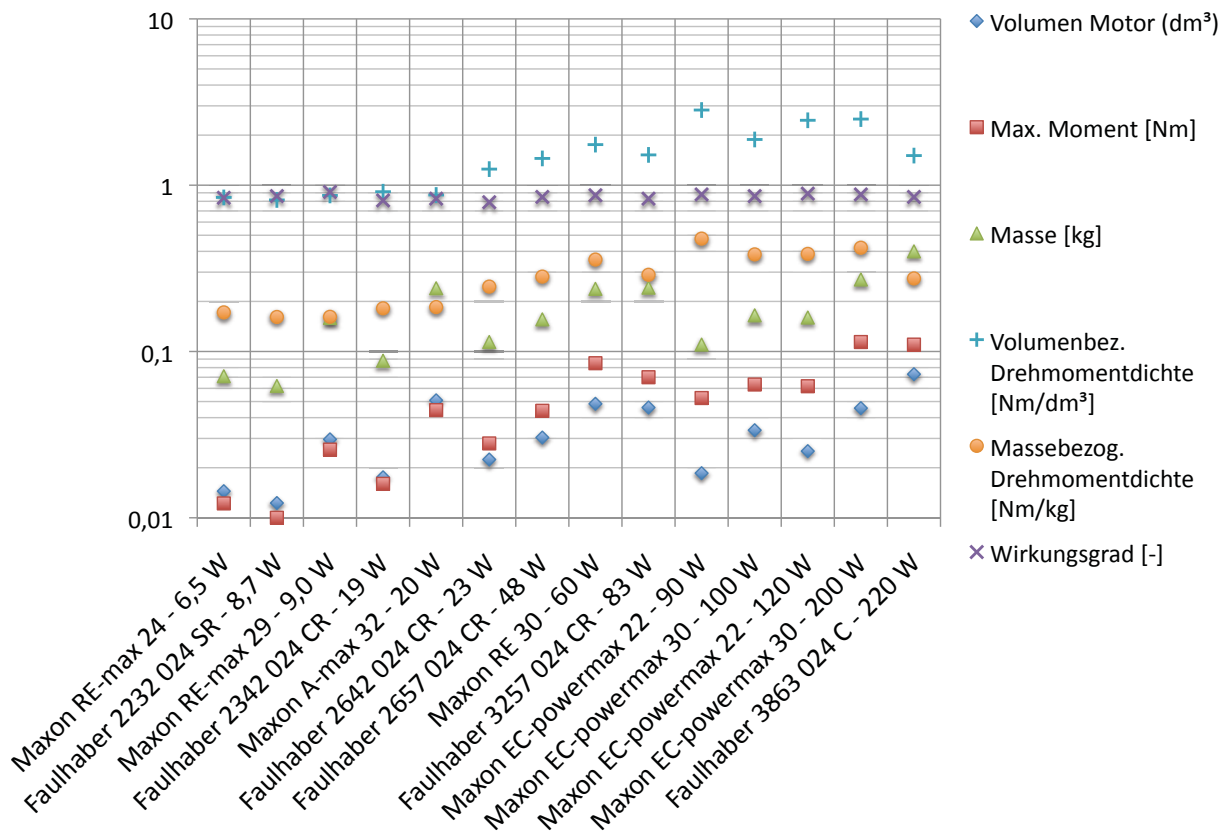


Abbildung 4.6: Auswahl geeigneter Gleichstrommotoren

Tab. 4.2 gibt die Berechnungsdaten eines Auslegungsbeispiels mit dem Motor “Maxon EC-powermax 30 - 200 W” und einem direkt angeflanschten Getriebe mit der Übersetzung $i_{Q,G} = 66 : 1$, aufbauend auf den Formeln aus Abschnitt 4.2.

4.3.2 Konstruktive Auslegung

Im Folgenden wird ein QuadHelix-Antrieb nach Variante B modelliert. In Abb. 4.7 auf Seite 72 ist der Entwurf des 3D-CAD-Modells dargestellt. Der Entwurf enthält einen Kleinantrieb mit direkt angeflanschem Getriebe mit einer niedrigen Übersetzung (1), eine Wickelwelle mit 6 mm Durchmesser (2), eine Versatzmechanik, bestehend aus einer Schnecke (3) und einer Zahnstange (7) sowie einem Lagerbock mit Kunststoffgleitlager (8). Zwei HMPE-Kunststoff-Faserseile (4)

mit einem Seildurchmesser von 1,5 mm und einer minimalen Bruchlast von 2200 N und zwei nebeneinander angeordnete, miteinander verbundene Drehräder mit 100 mm Durchmesser (5) sind weitere enthaltene Komponenten.

Tabelle 4.2: Berechnung des max. Abtriebmoments am Drehfreiheitsgrad eines QuadHelix-Antriebs

FZ	$M_{Q,M}$	$i_{Q,G}$	$\eta_{Q,G}$	$M_{Q,G}$	$\eta_{Q,T}$	$M_{Q,W}$
Wert	0,114	66:1	0,7	5,27	0,9	4,74
Einheit	[Nm]	[-]	[-]	[Nm]	[-]	[Nm]
FZ	$d_{Q,W}$	$d_{Q,S}$	$d_{Q,Sh}$	$F_{Q,W}$	$\mu_{Q,L}$	$F_{Q,S}$
Wert	0,006	0,00150	0,00125	632	0,15	316
Einheit	[m]	[m]	[m]	[N]	[-]	[N]
FZ	$d_{Q,L1}$	$d_{Q,R1}$	$\alpha_{Q,S1}$	$\Delta F_{Q,L1}$	$\Delta F_{Q,SR1}$	$F_{Q,ges1}$
Wert	0,0045	0,008	90	38	55	224
Einheit	[m]	[m]	[°]	[N]	[N]	[N]
FZ	$d_{Q,L2}$	$d_{Q,R2}$	$\alpha_{Q,S2}$	$\Delta F_{Q,L2}$	$\Delta F_{Q,SR2}$	$F_{Q,ges2}$
Wert	0,0045	0,010	110	25	29	170
Einheit	[m]	[m]	[°]	[N]	[N]	[N]
FZ	$d_{Q,L3}$	$d_{Q,R3}$	$\alpha_{Q,LS3}$	$\Delta F_{Q,L3}$	$\Delta F_{Q,SR3}$	$F_{Q,ges3}$
Wert	0,0045	0,008	40	10	29	131
Einheit	[m]	[m]	[°]	[N]	[N]	[N]
FZ	$d_{Q,L4}$	$d_{Q,R4}$	$\alpha_{Q,S4}$	$\Delta F_{Q,L4}$	$\Delta F_{Q,SR4}$	$F_{Q,ges4}$
Wert	0,006	0,100	220	2	1	127
Einheit	[m]	[m]	[°]	[N]	[N]	[N]
FZ	$F_{Q,DR}$	$M_{Q,DR}$	$i_{Q,DR}$	$\eta_{Q,L}$	$\eta_{Q,SR}$	$\eta_{Q,ges}$
Wert	255	25,4	13,3:1	0,76	0,64	0,40
Einheit	[N]	[Nm]	[-]	[-]	[-]	[-]

Die Motoreinheit kann sich auf einer Linearführung (6) vor- und zurückbewegen, während die Kunststoff-Faserseile durch 8 fest im Raum angeordnete, gelagerte Umlenkrollen (9) zum Drehrad hin geführt werden. Als Gleitschienenführungen und Umlenkrollenlager werden hochbelastbare, kompakte und preiswerte Kunststoffgleitlager verwendet. Die vier Vorspannrollen sind in dieser Darstellung nicht enthalten. Sie befinden sich zwischen den Umlenkrollen und den Drehrädern. All diese Elemente zusammengefasst bilden einen beispielhaften Aufbau für den QuadHelix-Antrieb nach Variante B. Dreht sich der Motor nun im Uhrzeigersinn, wird die obere DoHelix-Wicklung aufgewickelt und der Drehfreiheitsgrad gegen den Uhrzeigersinn rotiert. Gleichzeitig wird die zweite, untere DoHelix-Wicklung abgewickelt, während der Auf- und Abwicklungspunkt ortsfest im Raum verharret.

Tabelle 4.3: Beispielrechnungen für den QuadHelix-Antrieb

Motoreinheit (Beispiele)		Bsp. 1: Bürstenloser Gleichstrommotor, 200 W, 24 V		Bsp. 2: Bürstenloser Gleichstrommotor, 200 W, 48 V	
Umsetzungsart		Rotatorisch (vgl. Kap. 6)		Linear (vgl. Kap. 5 / Reihe 4)	
Seildurchmesser	$d_{Q,S}$	1,5	[mm]	1,5	[mm]
Wickelwelldurchmesser	$d_{Q,W}$	6	[mm]	5	[mm]
Drehraddurchmesser	$d_{Q,RA}$	100	[mm]	-	[mm]
Getriebeeingangsdrehzahl	$n_{Q,G}$	8000	[1/min]	8000	[1/min]
Wickelwelldrehzahl	$n_{Q,W}$	121	[1/min]	1860	[1/min]
Drehraddrehzahl	$n_{Q,DR}$	9	[1/min]	-	[1/min]
Winkelgeschwindigkeit Drehrad	$\omega_{Q,DR}$	55	[°/s]	-	[°/s]
Max. Stellwinkel Drehrad	$\alpha_{Q,DR}$	220	[°]	-	[°]
Dauerdrehmoment Motorabtrieb	$M_{Q,M}$	0,114	[Nm]	0,120	[Nm]
Dauerdrehmoment Getriebeabtrieb	$M_{Q,G}$	5,27	[Nm]	0,46	[Nm]
Dauerdrehmoment Wickelwelle	$M_{Q,W}$	4,74	[Nm]	0,42	[Nm]
Dauerdrehmoment Drehrad	$M_{Q,DR}$	25,4	[Nm]	-	[Nm]
Wirkungsgrad Getriebe	$\eta_{Q,G}$	0,7	[-]	0,9	[-]
Getriebeübersetzung Antrieb zu Abtrieb	$i_{Q,G}$	66:1	[-]	4,3:1	[-]
Übersetzung Wickelwelle zu Drehrad	$i_{Q,DR}$	13,3:1	[-]	-	[-]
Kraft im Seil an Wickelwelle	$F_{Q,W}$	632	[N]	64	[N]
Max. Gesamtumschlingung	$\alpha_{Q,U}$	920	[°]	360	[°]
Kraft im Seil Rotatorisch / Linear	$F_{Q,DR} / F_{Q,Z}$	255	[N]	43	[N]
Masse Antriebsschlitten	$m_{Q,M}$	0,8	[kg]	0,85	[kg]
Masse Antrieb	$m_{Q,A}$	1,5	[kg]	1,0	[kg]
Max. elektrische Leistungsaufnahme	P_{el}	~ 5 A x 24 V bei max. $M_{Q,DR}$	[W]	~ 5 A x 48 V bei max. $F_{Q,Z}$	[W]
Dimensionen	L x B x T	450 x 40 x 100	[mm ³]	350 x 40 x 100	[mm ³]
Max. volumenbezog. Drehmomentdichte	$\Phi_{Q,V}$	14,1	[$\frac{Nm}{dm^3}$]	3,1	[$\frac{Nm}{dm^3}$]
Max. massebezog. Drehmomentdichte	$\Phi_{Q,m}$	16,9	[$\frac{Nm}{kg}$]	4,3	[$\frac{Nm}{kg}$]

In der Tab. 4.3 sind zwei Auslegungsbeispiele für den QuadHelix-Antrieb dargestellt, die anhand der im Abschnitt 4.2 genannten Formeln berechnet werden. Beide Auslegungen sind für den

Einsatz eines 1,5 mm Kunststoff-Faserseils vorgesehen, wobei für Bsp. 1 bei Bedarf auch 2 mm Kunststoff-Faserseile verwendet werden könnten, vorbehaltlich einer Anpassung des Moduls der Versatzmechanik. Die resultierende Kraft im Seil teilt sich, wie beim DoHelix-Konzept auch, auf zwei Enden des gleichen, mittig eingespannten Seils auf, wodurch die lokale Belastung des Seils im Bereich der Umlenkrollen reduziert wird im Vergleich zu einer nicht-DoHelix-förmigen Aufwicklung mit nur einem Seilende. Das Bsp. 1 aus Tab. 4.3 zeigt einen QuadHelix-Antrieb, wie er für die Realisierung in Kap. 6 eingesetzt wird, das Bsp. 2 zeigt den QuadHelix-Antrieb für den Einsatz in der Versuchsanordnung, wie im folgenden Kap. 5 beschrieben.

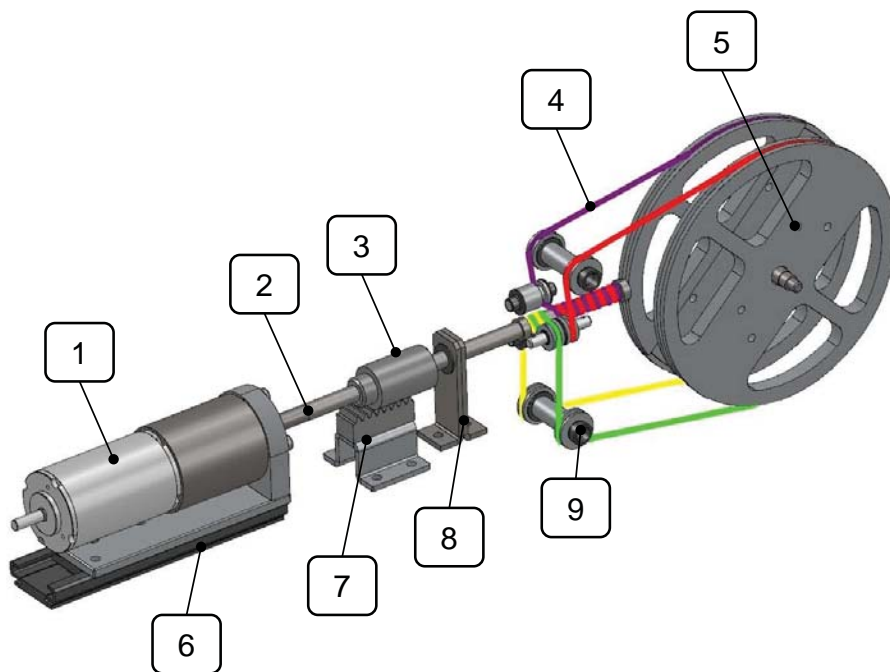


Abbildung 4.7: Bidirektionales Antriebssystem "QuadHelix" - 3D-CAD-Darstellung

4.4 Schlussfolgerungen

Mit dem generierten QuadHelix-Antriebskonzept kann die bidirektionale Bewegung eines Freiheitsgrads mit einem seilzugbasierten Antrieb realisiert werden. Das Konzept erfüllt somit die Anforderungen aus Kap. 3. In der Versuchsanordnung muss in Dauerversuchen festgestellt werden, ob durch die kompakte Bauweise eine Abnahme der Dauerhaltbarkeit im Vergleich zum DoHelix-Muskel bewirkt wird. Die etwaige Höhe dieser Abnahme muss festgestellt und in Relation zu den gewonnenen Vorteilen gesetzt werden. Die korrekte Funktionsweise und die Auslegung des Antriebskonzepts muss des Weiteren in der Versuchsanordnung überprüft und bei positiver Tauglichkeit im Zielsystem für das ausgewählte Szenario realisiert werden.

5 Versuche zur Dauerhaltbarkeit von Antrieben mit Kunststoff-Faserseilen

In diesem Kapitel wird die Versuchsanordnung zur Untersuchung von Antrieben mit Kunststoff-Faserseilen ausgearbeitet und deren Umsetzung im Versuchsfeld des Instituts detailliert beschrieben. Versuche zur Dauerhaltbarkeit der Kunststoff-Faserseile beim Einsatz in den in Kap. 2 und Kap. 3 erläuterten DoHelix- und Verdrill-Muskeln und dem in Kap. 4 dargestellten QuadHelix-Antrieb werden durchgeführt. Im Versuchsbetrieb werden relevante Parameter variiert, die Reaktion der einzelnen Aufbauten daraufhin untersucht und Messungen zur Dauerhaltbarkeit verschiedener Auslegungsvarianten der einzelnen Konzepte getätigt. Die Auswertung der Versuchsdaten wird anschließend vorgenommen und Erkenntnisse für die Entwicklung und den Betrieb der seilzugbasierten Antriebe abgeleitet.

5.1 Versuchsplanung und Versuchsstrategie

5.1.1 Versuchsplanung

Zielsetzung

Die experimentellen Untersuchungen der DoHelix-, QuadHelix- und Verdrill-Muskel-Konzepte in ihren verschiedenen Ausprägungen und mit unterschiedlichen Einflussparametern soll durchgeführt werden. Hierfür wird jeweils eine Reihe pro Muskel- bzw. Antriebskonzept für Dauerversuche in der Versuchsanordnung vorgesehen. Zusätzlich dazu sollen beim DoHelix-Konzept die Varianten A und B verglichen werden. Es resultieren daher vier aufzubauende Reihen plus zwei zusätzliche Reihen als Reserve. Im Kerninteresse steht die Betrachtung der Dauerhaltbarkeit der Kunststoff-Faserseile beim Einsatz dieser seilzugbasierten Antriebskonzepte. Die Einflussgrößen, die Störgrößen und die Zielgrößen für den Versuchsaufbau werden identifiziert. Aufbauend darauf wird die Versuchsstrategie für jede Reihe entwickelt.

Systemanalyse

Auf jedes technische System wirken im Betrieb verschiedene Einfluss-, Stör- und Zielgrößen, wie in Abb. 5.1 dargestellt. Die hier relevanten Größen für einen Seilaktorprüfstand werden identifiziert und benannt.

Einflussgrößen

In Tab. 5.1 sind die Einflussgrößen e_{ri} dargestellt, wie sie in den vorangegangenen Kapiteln identifiziert worden sind. Die mögliche, erwartete Abweichung wird zusätzlich angegeben.

- Gezielt variiert werden neun Einflussgrößen: e_{r1} bis e_{r9}
- In Abhängigkeit vom Aufbau bzw. während des Versuchs ändern sich 4 definierte Größen: e_{r10} bis e_{r13}
- Konstant gehalten werden fünf Einflussgrößen: e_{r14} bis e_{r17} und e_{v1}

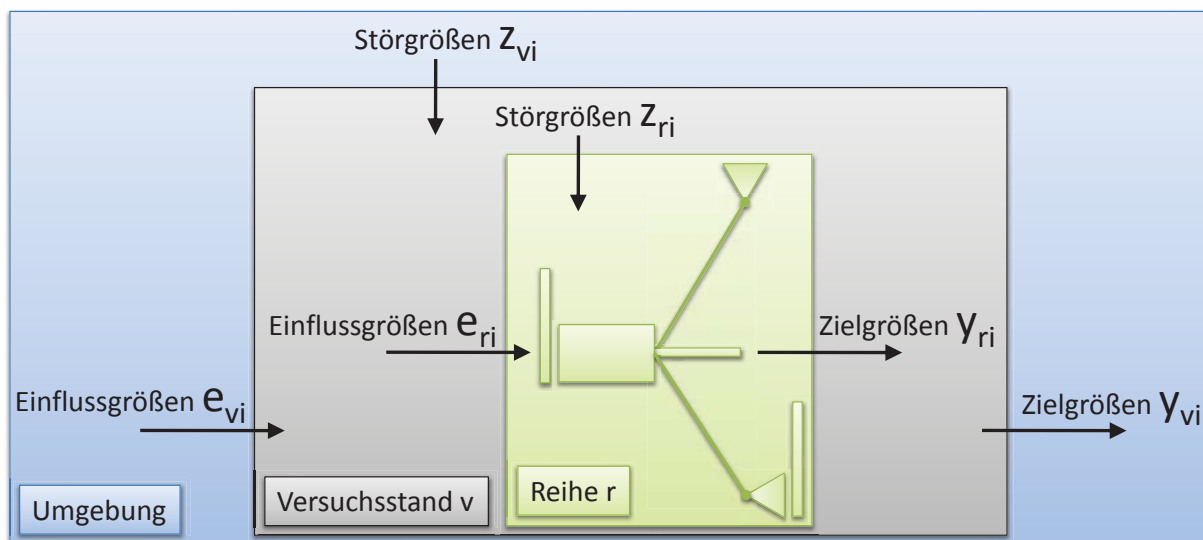


Abbildung 5.1: Systemübersicht Seilaktorprüfstand

Störgrößen

In Tab. 5.2 sind Störgrößen dargestellt, die auf die Versuchsanordnung wirken. Diese Größen umfassen die auftretende Reibung aller mechanischen Elemente, auftretende Verschiebungen und Durchbiegungen, mögliche Schwingungen, veränderliche Umgebungsparameter und sonstige unbekannte Störgrößen. In Abhängigkeit vom Aufbau ändern sich 8 Störgrößen: z_{r1} bis z_{r6} und z_{r8} bis z_{r9} . Möglichst konstant bzw. niedrig gehalten werden sollen drei Störgrößen: z_{r7} , z_{v1} , z_{v2} .

Tabelle 5.1: Einflussgrößen auf das System

Einflussgröße	Bezeichnung	Verwendete Variable	Varianzbereich	Einheit	Vorgabe	Erwartete Abweichung
e_{r1}	Seildurchmesser	$d_{j,S}$	1 - 2	[mm]	fix	reduziert durch Seil-Abflachung
e_{r2}	Wellendurchmesser bzw. Verdrillverhältnis	$d_{j,W}$ bzw. $\frac{L_{V,0}}{2rv}$	0 - 10 bzw. 218/6	[mm]	fix	keine Abweichung
e_{r3}	Seilmaterial	-	6 Arten	[-]	fix	evtl. Qualitätsschwankungen
e_{r4}	Seilvorspannung durch Zuladung	$F_{j,Vor}$	0 - 500	[N]	fix	$F_{j,S}$ abhängig von \bar{v} , \bar{a}
e_{r5}	Schmierung	-	mit / ohne	[-]	fix	keine Abweichung
e_{r6}	Wickel- / Verdrillwinkel	α_j/α_V	0 - 60	[°]	variabel / fix (je nach Reihe)	abhängig von div. Einflussgrößen
e_{r7}	Anzahl Wicklungen	$2\pi * x$	0 - 30	[-]	fix	keine Abweichung
e_{r8}	Vorgabe Motordrehzahl	$n_{j,M}$	0 - 200	[1/s]	variabel	variiert in Toleranzbereich
e_{r9}	Vorgabe Motorbeschleunigung	$a_{j,M}$	0 - 200	[1/s ²]	variabel	variiert in Toleranzbereich
e_{r10}	Motorencoderstellung	-	0 - 360	[°]	fix	Folgefehler < 5%
e_{r11}	Umschlingungswinkel inneres Seil	$\alpha_{j,Ui}$	0 - 450	[°]	variabel	variiert in Toleranzbereich
e_{r12}	Umschlingungswinkel äußeres Seil	$\alpha_{j,Ua}$	0 - 360	[°]	variabel	variiert in Toleranzbereich
e_{r13}	Schrägzug	-	-10 - 10	[°]	variabel	variiert zwischen -10° und 10°
e_{r14}	Flechtungsart	-	8-fach, 12-fach	[-]	fix	keine Abweichung
e_{r15}	Seiloberflächenbeschichtung	-	mit / ohne	[-]	fix	keine Abweichung
e_{r16}	Litzenanzahl	-	6	[-]	fix	keine Abweichung
e_{r17}	Elektrische Spannung	U	47,5- 48,5	[V]	fix	variiert in Toleranzbereich
e_{v1}	UV-Einwirkung	-	ja / nein	[-]	fix	keine Abweichung

Tabelle 5.2: Störgrößen auf das System

Störgröße	Bezeichnung	Varianzbereich	Einheit
z_{r1}	Innere und äußere Seilreibung	je nach Aufbau	[-]
z_{r2}	Reibung in den Motor-/Zuladungsführungen	je nach Aufbau	[-]
z_{r3}	Gleitreibung / Rollreibung in den Umlenkrollen	je nach Aufbau	[-]
z_{r4}	Wellenbiegung	0 bis 5	[mm]
z_{r5}	Durchbiegung der Struktur der Reihe	0 bis 10	[mm]
z_{r6}	Verschiebung von Umlenkpunkten	je nach Aufbau	[mm]
z_{r7}	Schwingungen	je nach Aufbau	[Hz]
z_{r8}	Stromunterbrechung	An / Aus	[-]
z_{r9}	Unbekannte Störgröße(n)	je nach Aufbau	[-]
z_{v1}	Umgebungstemperatur	15 - 30	[°C]
z_{v2}	Relative Luftfeuchtigkeit	20 - 80	[%]

Zielgrößen

Die in der Systemanalyse festgelegten Zielgrößen des Systems sind in Tab. 5.3 dargestellt. y_{r1} bis y_{r3} werden berechnet aus den Einzelversuchen, y_{r4} bis y_{r10} sind gemessene Maximalwerte. Die Anforderungen an die Versuchsanordnung aus Kap. 3 und eine möglichst hohe Vergleichbarkeit der Ergebnisse der einzelnen Versuchsreihen definieren diese Zielgrößen. So wird insbesondere ein für alle Versuchsreihen gleicher Zuladungsbereich mit einem Schlitten mit variabler Masse dynamisch betrachtet und dessen Kennwerte wie Hubweg, Hubgeschwindigkeit und Hubbeschleunigung gemessen, um einen Vergleich der Kenndaten der Konzepte in den einzelnen Reihen der Versuchsanordnung zu ermöglichen.

Tabelle 5.3: Zielgrößen

Zielgröße y_{rj}	Bezeichnung	Variable	Varianzbereich	Einheit
y_{r1}	Erreichte Zyklenzahl bis zum Seilriss eines Testaufbaus (Mittelwert)	z	$0 - 2 * 10^6$	[-]
y_{r2}	Minimale Kraft im Seil	min. $F_{j,S}$	0 - 500	[N]
y_{r3}	Maximale Kraft im Seil	max. $F_{j,S}$	0 - 500	[N]
y_{r4}	Laufzeit einer Versuchsanordnung (Mittelwert der Einzeltests)	t	0 - 1000	[h]
y_{r5}	Max. Hubweg der Zuladung	max. $x_{j,Z}$	0 - 1000	[mm]
y_{r6}	Max. Hubgeschwindigkeit der Zuladung	max. $v_{j,Z}$	0 - 1000	[mm/s]
y_{r7}	Max. Hubbeschleunigung der Zuladung	max. $a_{j,Z}$	0 - 1000	[mm/s ²]
y_{r8}	Max. Stromstärke	max. I_j	-8 - 8	[A]

Zusammenhänge und Wechselwirkungen

Die Belastbarkeit der Versuchsdaten und Vergleichbarkeit der Versuchsergebnisse sollen durch folgende Ansätze der statistischen Versuchsplanung gewährleistet werden:

- Der Vergleich von identischen Versuchen einer Versuchsanordnung auf Konsistenz, d.h. Wiederholung von Versuchspunkten
- Die Randomisierung: Durchmischung bzw. Um- und Rückbau von verschiedenen Versuchsanordnungen zur Erkennung von schleichenden Systemveränderungen
- Die Gegenüberstellung der Auslegungskonzepte mit einer Prüfung der Plausibilität der Ergebnisse

Zur Reduktion des Einflusses zufälliger Störungen werden Tests in einer bestimmten Versuchsanordnung mehrfach wiederholt. Für die Berechnung der Mittelwerte und der dazugehörigen Standardabweichung vom Mittelwert pro Fahrt der jeweiligen Versuchsanordnung bis zum Seilriss werden die folgenden Formeln der statistischen Versuchsplanung verwendet, vgl. Formeln in [Ame02]. Bei der späteren Auswertung wird die Standardabweichung nur bei $m > 3$ Wiederholungen angegeben, da sonst nur Stichproben vorliegen. Für die Schätzung der Standardabweichung $\sigma \{z\}$ der m Einzelwerte ergibt sich zunächst

$$\sigma \{z\}^2 = \frac{1}{m-1} \cdot \sum_{n=1}^m (y_{rj}(n) - \bar{y}_{rj})^2. \quad (5.1)$$

Der Mittelwert \bar{y}_{rj} der Wiederholungen ergibt sich aus

$$\bar{y}_{rj} = \frac{1}{m} \cdot \sum_{n=1}^m y_{rj}(n). \quad (5.2)$$

Die Standardabweichung des Mittelwerts $\sigma \{\bar{y}_{rj}\}$ sinkt gegenüber der Standardabweichung des Einzelwerts $\sigma \{z\}$ für eine wachsende Anzahl von m Wiederholung auf

$$\sigma \{\bar{y}_{rj}\} = \frac{1}{\sqrt{m}} \cdot \sigma \{z\}. \quad (5.3)$$

5.1.2 Versuchsstrategie

Im Folgenden werden die Versuchsmatrizen für die vier zu testenden Reihen aufgebaut. Zwei zusätzliche Reihen, die Reihen 3 und 6, werden anderweitig eingesetzt bzw. sind als Reservereihen vorgesehen. Die Nomenklatur sieht wie folgt aus: “R” steht für die Reihe, in welcher der Versuch durchgeführt wird, “T” und “B” für den jeweiligen Testaufbau mit festgelegten Parametern und “V” für den einzelnen Versuch mit einem Einzelwert als Ergebnis. “T” steht hierbei für Dauerversuche bis zum Seilriss im jeweiligen Aufbau, “B” steht für Belastungsversuche mit

kontinuierlicher Steigerung der Vorspannkraft im Seil durch Erhöhung der Zuladung bis zur maximal möglichen Belastung, die mit den vorgegebenen Geschwindigkeits- und Beschleunigungswerten im Versuchsstand fahrbar ist.

Reihe 1 - DoHelix Variante A

Der in Tab. 5.4 dargestellte Dauerversuchsplan für Reihe 1 sieht einen konstanten Seildurchmesser von 1,5 mm vor. Der Wellendurchmesser wird zwischen 1,5 mm und 5 mm variiert, insbesondere mit 1,5 mm-Welle und 1,5 mm-Seil zur Überprüfung der Dauerhaltbarkeit der im ISELLA 1 verbauten Muskeln. Als Seilmaterial wird 12-fach geflochtenes HMPE-Kunststoff-Faserseil gewählt. Die niedrigste Seilvorspannung von 16 N resultiert aus der Masse der bewegten Komponenten der gesamten Auslegung, wie z.B. dem Führungsschlitten für die Zuladung im hinteren Bereich, dem Stahldrahtseil im hinteren Bereich und den Verbindungselementen, wie z.B. Karabiner und Ösen, siehe Abb. 5.2. Die weiteren Stufenschritte der Vorspannkraft resultieren aus der sukzessiven Zuladung von jeweils zusätzlich 1,5 kg im hinteren Zuladungsbereich. Mit den Karabinern wird das Kunststoff-Faserseil des vorderen Bereichs mit dem Stahldrahtseil des jeweiligen Zuladungsbereichs verbunden, welches den Zuladungsschlitten vertikal auf und ab bewegt. Das zu betrachtende Kunststoff-Faserseil wird in Reihe 1 nicht geschmiert oder geölt. Der Wickelwinkel $\alpha_{D,H}$, vgl. Abb. 2.7, variiert zwischen 0 und ca. 20° bei der DoHelix Variante A. Bei jedem Versuch werden zwei Startwicklungen (4π) auf die Welle gewickelt. Im Anschluss daran bewegt sich die Aufwicklung um 7 Wicklungen (14π) vor und zurück. Weiterhin vorgegeben werden die Werte für die Motordrehzahl und -beschleunigung.

Tabelle 5.4: Dauerversuchsplan Reihe 1

Variable	$d_{D,S}$	$d_{D,W}$	Mat.	$F_{D,Vor}$	Schm.	$\alpha_{D,H}$	$2\pi * x$	$n_{D,M}$	$a_{D,M}$
Einfluss	e_{r1}	e_{r2}	e_{r3}	e_{r4}	e_{r5}	e_{r6}	e_{r7}	e_{r8}	e_{r9}
Einheit	[mm]	[mm]	-	[N]	-	[°]	-	[1/s]	[1/s ²]
T1	1,5	5	HMPE	16	Ohne	0-20°	7	75	83, $\bar{3}$
T2	1,5	5	HMPE	33	Ohne	0-20°	7	75	83, $\bar{3}$
T3	1,5	5	HMPE	45	Ohne	0-20°	7	75	83, $\bar{3}$
T4	1,5	5	HMPE	59	Ohne	0-20°	7	75	83, $\bar{3}$
T5	1,5	1,5	HMPE	59	Ohne	0-20°	7	75	83, $\bar{3}$

Reihe 2 - DoHelix Variante B

Der in Tab. 5.5 dargestellte Dauerversuchsplan für Reihe 2 sieht den Einsatz von 1 mm und 1,5 mm Seilen vor. Die Wellendurchmesser bei diesem Aufbau werden zwischen 1 mm und 10 mm variiert. Somit kann mit der Kombination 1,5 / 1,5 und der Kombination 1 / 10 der gesamte in der Analyse identifizierte Bereich des Seil-zu-Welle-Verhältnisses untersucht werden. Als Seilmaterial kommt zunächst HMPE zum Einsatz. Im weiteren Verlauf sind Versuche mit

alternativen Materialien vorgesehen, wie z.B. Aramid. Wie bei Reihe 1 resultiert die niedrigste Seilvorspannung aus der Masse der verbauten, sich mitbewegenden Komponenten. Unter anderem durch die integrierte Kraftmesszelle unterhalb des Wegmessungsreflektors wird diese Grundvorspannung um einige Newton erhöht im Vergleich zu Reihe 1. Im späteren Verlauf dieser Versuchsreihe werden des Weiteren Versuche zur Schmierung des Seils durchgeführt werden. Da beim DoHelix-Muskel nach Variante B der Motor fest installiert ist und zwei Umlenkpunkte für eine saubere Auf- und Abwicklung entlang des Wellenschaftes sorgen, beträgt der Wickelwinkel $\alpha_{D,H}$ konstant ca. 20° . Es werden bei jedem Versuch zwei Startwicklungen (4π) auf die Welle gewickelt. Im Anschluss daran bewegt sich die Aufwicklung um 7 Wicklungen (14π) vor und zurück. Weiterhin vorgegeben werden die Werte für die Motordrehzahl und -beschleunigung.

Tabelle 5.5: Dauerversuchsplan Reihe 2

Variable	$d_{D,S}$	$d_{D,W}$	Mat.	$F_{D,Vor}$	Schm.	$\alpha_{D,H}$	$2\pi * x$	$n_{D,M}$	$a_{D,M}$
Einfluss	e_{r1}	e_{r2}	e_{r3}	e_{r4}	e_{r5}	e_{r6}	e_{r7}	e_{r8}	e_{r9}
Einheit	[mm]	[mm]	-	[N]	-	[°]	-	[1/s]	[1/s ²]
T1	1,5	5	HMPE	23	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T2	1,5	5	HMPE	50	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T3	1,5	5	HMPE	68	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T4	1,5	5	HMPE	84	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T5	1,5	1,5	HMPE	68	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T6	1,5	1,5	HMPE	84	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T7	1,5	10	HMPE	68	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T8	1	10	HMPE	68	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T9	1,5	1,5	HMPE	84	Mit	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T10	1,5	1,5	Aramid	68	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T11	1,5	1,5	Hanf	68	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T12	1,5	1,5	PES	68	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
T13	1,5	5	PES	68	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$

Tabelle 5.6: Belastungsversuchsplan Reihe 2

Variable	$d_{D,S}$	$d_{D,W}$	Mat.	$F_{D,Vor}$	Schm.	$\alpha_{D,H}$	$2\pi * x$	$n_{D,M}$	$a_{D,M}$
Einfluss	e_{r1}	e_{r2}	e_{r3}	e_{r4}	e_{r5}	e_{r6}	e_{r7}	e_{r8}	e_{r9}
Einheit	[mm]	[mm]	-	[N]	-	[°]	-	[1/s]	[1/s ²]
B1	1	1,5	HMPE	0-max	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
B2	1,5	1,5	HMPE	0-max	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
B3	1	5	HMPE	0-max	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
B4	1,5	5	HMPE	0-max	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
B5	1	10	HMPE	0-max	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$
B6	1,5	10	HMPE	0-max	Ohne	20°	7	75	83, $\bar{3}$

In Reihe 2 werden zusätzlich zu den Dauerversuchen, bei denen ein Versuch mit konstanter Last bis zum Riss des Seils läuft, Versuche zur maximal möglichen Zuladung für eine bestimmte Auslegungsvariante durchgeführt. Hierbei wird bei Reihe 2 der Seildurchmesser von 1 mm bis 1,5 mm und der Wellendurchmesser von 1,5 mm bis 10 mm variiert. Tab. 5.6 zeigt diesen Belastungsversuchsplan.

Reihe 4 - QuadHelix

Tabelle 5.7: Dauerversuchsplan Reihe 4

Variable	$d_{Q,S}$	$d_{Q,W}$	Mat.	$F_{Q,Vor}$	Schm.	$\alpha_{Q,H}$	$2\pi * x$	$n_{Q,M}$	$a_{Q,M}$
Einfluss	e_{r1}	e_{r2}	e_{r3}	e_{r4}	e_{r5}	e_{r6}	e_{r7}	e_{r8}	e_{r9}
Einheit	[mm]	[mm]	-	[N]	-	[°]	-	[1/s]	[1/s ²]
T1	1,5	5	HMPE	29	Ohne	0°	6	75	83, $\bar{3}$
T2	1,5	5	HMPE	40	Ohne	0°	6	75	83, $\bar{3}$
T3	1,5	5	HMPE	50	Ohne	0°	6	75	83, $\bar{3}$
T4	1,5	5	HMPE	65	Ohne	0°	6	75	83, $\bar{3}$
T5	1,5	5	HMPE	65	Ohne	0°	6	75	166, $\bar{6}$
T6	1	5	HMPE	65	Ohne	0°	6	75	83, $\bar{3}$
T7	1	5	HMPE	80	Ohne	0°	6	75	83, $\bar{3}$
T8	1	5	HMPE	65	Ohne	0°	6	75	166, $\bar{6}$
T9	1	5	HMPE	50	Ohne	0°	6	75	83, $\bar{3}$

Tabelle 5.8: Belastungsversuchsplan Reihe 4

Variable	$d_{Q,S}$	$d_{Q,W}$	Mat.	$F_{Q,Vor}$	Schm.	$\alpha_{Q,H}$	$2\pi * x$	$n_{D,M}$	$a_{D,M}$
Einfluss	e_{r1}	e_{r2}	e_{r3}	e_{r4}	e_{r5}	e_{r6}	e_{r7}	e_{r8}	e_{r9}
Einheit	[mm]	[mm]	-	[N]	-	[°]	-	[1/s]	[1/s ²]
B1	1	5	HMPE	0 bis max.	Ohne	0°	6	75	83, $\bar{3}$
B2	1,5	5	HMPE	0 bis max.	Ohne	0°	6	75	83, $\bar{3}$

Der in Tab. 5.7 dargestellte Dauerversuchsplan für Reihe 4 sieht den Einsatz von 1 mm und 1,5 mm HMPE-Kunststoff-Faserseilen vor. Der Wellendurchmesser bei diesem Aufbau wird bewusst mit einer höher verschleißenden Auslegung gewählt. So ist mit einem 5 mm Wellendurchmesser eine überschaubare Versuchsdauer bei gleichzeitig mehrfacher Wiederholung der Einzelversuche im Rahmen dieser Arbeit möglich. Gleichzeitig ist bei diesem Durchmesser die Vergleichbarkeit mit Reihe 1, 2 und 5 gegeben. Die resultierende Kraft im Seil wird, vergleichbar mit Reihe 2, über eine integrierte Kraftmesszelle und der resultierende Hubweg der Zuladung über einen Laserdistanzmesser und einen Reflektor im Hubbereich über die gesamte Versuchsdauer gemessen. Bei der QuadHelix Auslegungsvariante B verschiebt sich der Motor axial, um stets eine saubere Auf- und Abwicklung auf dem Wellenschaft zu gewährleisten. Daher beträgt

der Wickelwinkel $\alpha_{Q,H}$ stets 0° . Die durchzuführenden Belastungsversuche zum QuadHelix-Antrieb sind in Tab. 5.8 dargestellt.

Reihe 5 - Verdrill-Muskel

Der in Tab. 5.9 dargestellte Dauerversuchsplan für die Reihe 5 variiert den eingesetzten Seildurchmesser zwischen 1 mm und 1,5 mm. Da es keine Wickelwelle wie beim DoHelix-Konzept gibt, ist beim Verdrill-Muskel / StMA-Konzept das Verhältnis der Seile zum Abstand der beiden zu verdrillenden Seile angegeben. Weiterhin kommt HMPE in Form eines 12-fach geflochtenen Seils zum Einsatz. PES und Aramid als Seilmaterial werden im weiteren Verlauf ebenfalls getestet. Die Seilvorspannungswerte von 33 N, 58 N, 109 N und 209 N resultieren aus der Masse des Führungsschlittens im hinteren Bereich und einer jeweilig ergänzten Zuladung. Das Seil wird nicht geschmiert. Die Anzahl der Verdrillungen um 2π wird variiert zwischen 20, 25 und maximal 30 in einem Hubzyklus beginnend bei unverdrillten Seilen. Die Motorgeschwindigkeit und -beschleunigung werden wie in Reihe 1 und 2 vorgegeben.

Tabelle 5.9: Dauerversuchsplan Reihe 5

Variable	$d_{V,S}$	Verdrill- verhältnis	Mat.	$F_{V,Vor}$	Schm.	α_V	$2\pi * x$	$n_{V,M}$	$a_{V,M}$
Einfluss	e_{r1}	e_{r2}	e_{r3}	e_{r4}	e_{r5}	e_{r6}	e_{r7}	e_{r8}	e_{r9}
Einheit	[mm]	[mm]	-	[N]	-	[°]	-	[1/s]	[1/s ²]
T1	1,5	218/6	HMPE	33	Ohne	$< 45^\circ$	30	75	$83, \bar{3}$
T2	1,5	218/6	HMPE	33	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$
T3	1,5	218/6	HMPE	209	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$
T4	1,5	218/6	HMPE	109	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$
T5	1,5	218/6	HMPE	109	Ohne	$< 35^\circ$	25	75	$83, \bar{3}$
T6	1	218/6	HMPE	109	Ohne	$< 35^\circ$	25	75	$83, \bar{3}$
T7	1	218/6	HMPE	109	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$
T8	1,5	218/6	HMPE	58	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$
T9	1	218/6	HMPE	58	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$
T10	1	218/6	HMPE	33	Ohne	$< 45^\circ$	30	75	$83, \bar{3}$
T11	1,5	218/6	PES	58	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$
T12	1,5	218/6	Aramid	58	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$
T13	1,5	218/6	Hanf	58	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$

Tabelle 5.10: Belastungsversuchsplan Reihe 5

Variable	$d_{V,S}$	Verdrill- verhältnis	Mat.	$F_{V,Vor}$	Schm.	α_V	$2\pi * x$	$n_{V,M}$	$a_{V,M}$
Einfluss	e_{r1}	e_{r2}	e_{r3}	e_{r4}	e_{r5}	e_{r6}	e_{r7}	e_{r8}	e_{r9}
Einheit	[mm]	[mm]	-	[N]	-	[°]	-	[1/s]	[1/s ²]
B1	1,5	218/6	HMPE	0-max	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$
B2	1	218/6	HMPE	0-max	Ohne	$< 27,5^\circ$	20	75	$83, \bar{3}$

In Reihe 5 werden zusätzlich zu den Dauerversuchen, bei denen ein Versuch bis zum Riss des Seils läuft, ebenfalls Versuche bis zur maximal möglichen Zuladung für eine bestimmte Auslegungsvariante durchgeführt. Hierbei wird bei Reihe 5 der Seildurchmesser zwischen 1 mm und 1,5 mm variiert. Tab. 5.10 zeigt diesen Belastungsversuchsplan.

5.2 Aufbau der Versuchsanordnung

5.2.1 Konzeptentwurf, Auslegung und Komponenten

Konzeptentwurf für einen Seilaktorprüfstand

Aufbauend auf den Anforderungen aus Abschnitt 3.3.2 wird zur Realisierung einer Versuchsanordnung für Antriebe mit Kunststoff-Faserseilen eine modulare, sechsstufige Struktur aus Strebenprofilen mit zwei Bereichen entwickelt, [RPHV08].

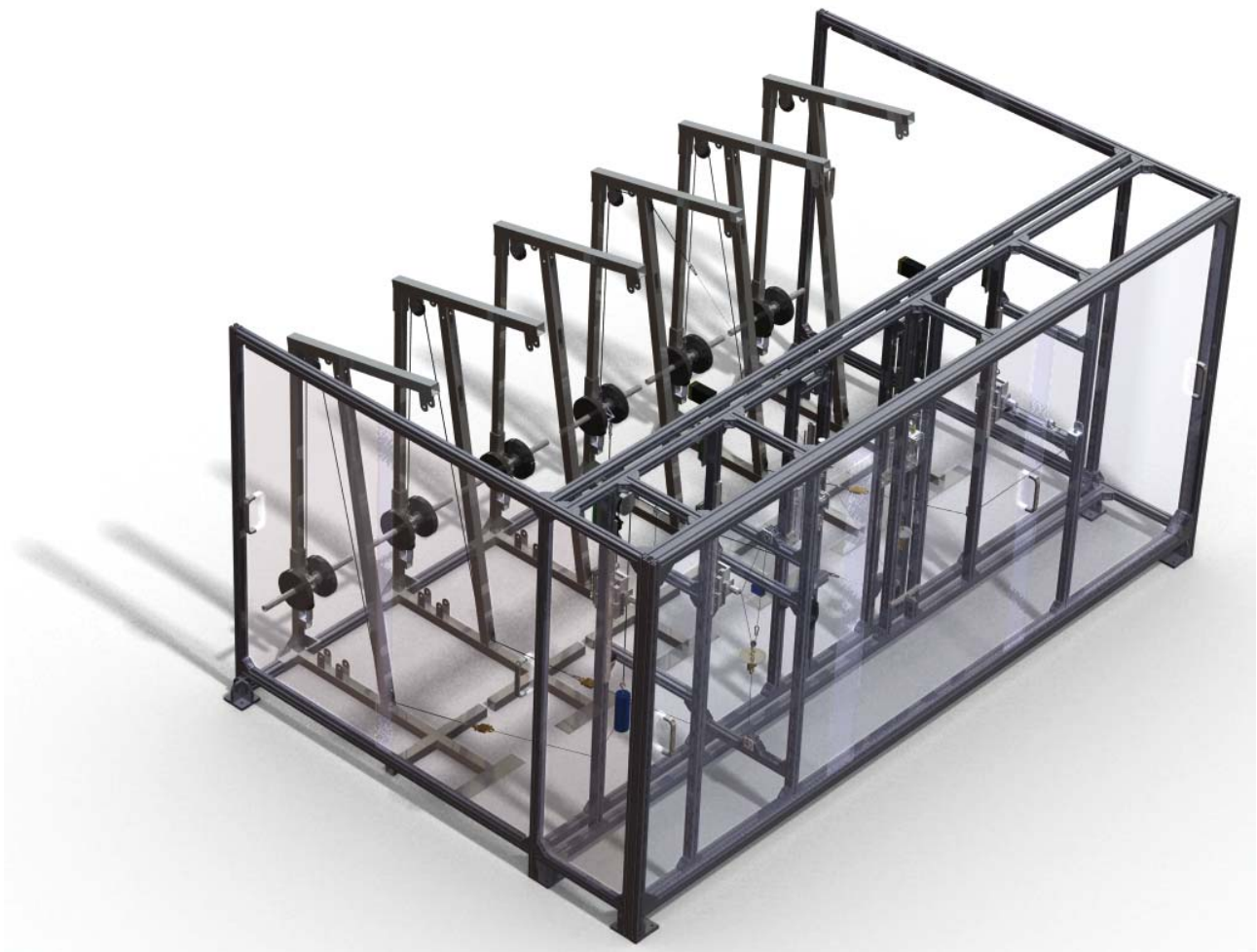


Abbildung 5.2: 3D-CAD-Modell des Seilaktorprüfstands

Der vordere Bereich dient dem Aufbau des jeweiligen Seilzugantriebs, während im hinteren Bereich ein Gestell mit vertikalem Linearschlitten installiert wird, auf dem beliebige Zuladungen montiert werden können. Die parallel aufgebauten sechs Reihen ermöglichen den gleichzeitigen Betrieb mehrerer Antriebsaufbauten nebeneinander. Für die mechanische Grundkonstruktion des Versuchsstands mittels verschiedener Strebenprofile wird ein virtuelles 3D-Modell erzeugt. Abb. 5.2 auf der vorherigen Seite zeigt das finale 3D-CAD-Modell des Seilaktorprüfstands.

Auslegung der Mechanik und Sensorik

Mit den Anforderungen aus Kap. 3, dem Last- und Trägheitsmoment am Motor und am Motorschlitten und unter Vernachlässigung von Reibungsverlusten in der Vertikalführung ergibt sich der Motor “EC-powermax 30” der Firma Maxon mit 200 Watt Maximalleistung und einem GP 42 C Getriebe mit einer Drehzahlübersetzung von 4,3:1 als geeigneter Antrieb für ein möglichst breites Spektrum an Auslegungsvarianten für alle Reihen. Die jeweilige Auslegungsvariante setzt sich zusammen aus einem spezifischen Seil- und Wellendurchmesser und bestimmt damit maßgeblich die Hubgeschwindigkeit und die maximale Kraft im Seil, vgl. auch Abb. 3.6. Zur besseren Vergleichbarkeit der Dauerversuche in den verschiedenen Reihen untereinander wird das gleiche Geschwindigkeits- und Beschleunigungsprofil zur Motoransteuerung für die Versuche in Reihe 1, 2 und 5 verwendet, vgl. Abb. 5.3. Lediglich in Reihe 4 wird der vorgegebene Wert zu Testzwecken variiert. Die Daten hierzu sind entsprechend bei jedem Versuchsplan aufgeführt. Der Motor muss beim Absenken der Last aktiv eine Verzögerung bewirken, um die Zuladungslast abzubremesen. Dies ist nur mit einer 4-Quadranten-Steuerung möglich. Die entstehenden Ströme beim Generatorbetrieb des Muskels müssen vom elektrischen System aufgenommen werden. Hierfür wird eine entsprechende Schaltung im Schaltschrank vorgesehen und realisiert.

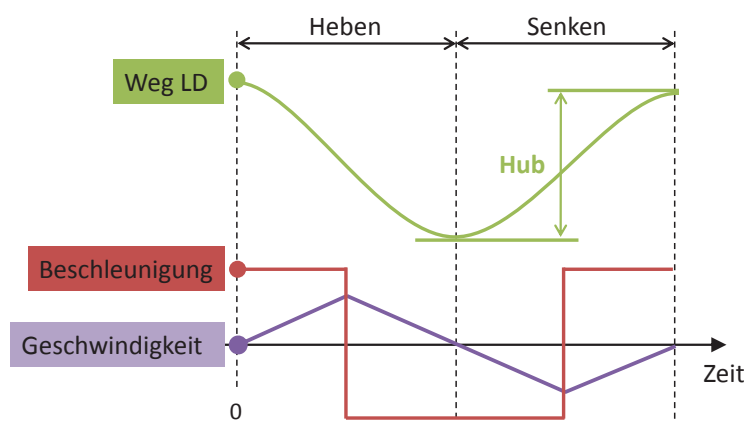


Abbildung 5.3: x , v , a über die Zeit t : Ablauf eines Hubzyklus einer DoHelix-/QuadHelix-Prüfreihe mit gleichmäßig beschleunigter Bewegung

Alle sechs Reihen des Versuchsstands sind über einen CAN-Bus mit 1 Mbit/s miteinander verbunden, vgl. Abb. 5.4. Jeweils zwei der Reihen werden im Schaltschrank von einem Netzteil der Firma Siemens mit 48 V DC Ausgangsspannung und 20 Ampere Versorgungsstrom gespeist. Hierbei kann das Netzteil kurzfristig bis zu 60 Ampere zur Verfügung stellen. In jeder Reihe ist eine 4-Quadranten-Positioniersteuerung der Firma Maxon die zentrale Schnittstelle. Dieser Controller versorgt den jeweiligen Motor bei 48 V DC Gleichspannung mit dauerhaft maximal 10 Ampere Strom und liest über den auf der Motorwelle hinten angeflanschten Motorencoder und über die internen Hall-Sensoren des Motors die aktuelle Position der Motorabtriebswelle aus. Gleichzeitig erhält der Controller von einem Abstandsmesser der Firma Sick Wegmessdaten zur aktuellen Position des jeweiligen Aufbaus.

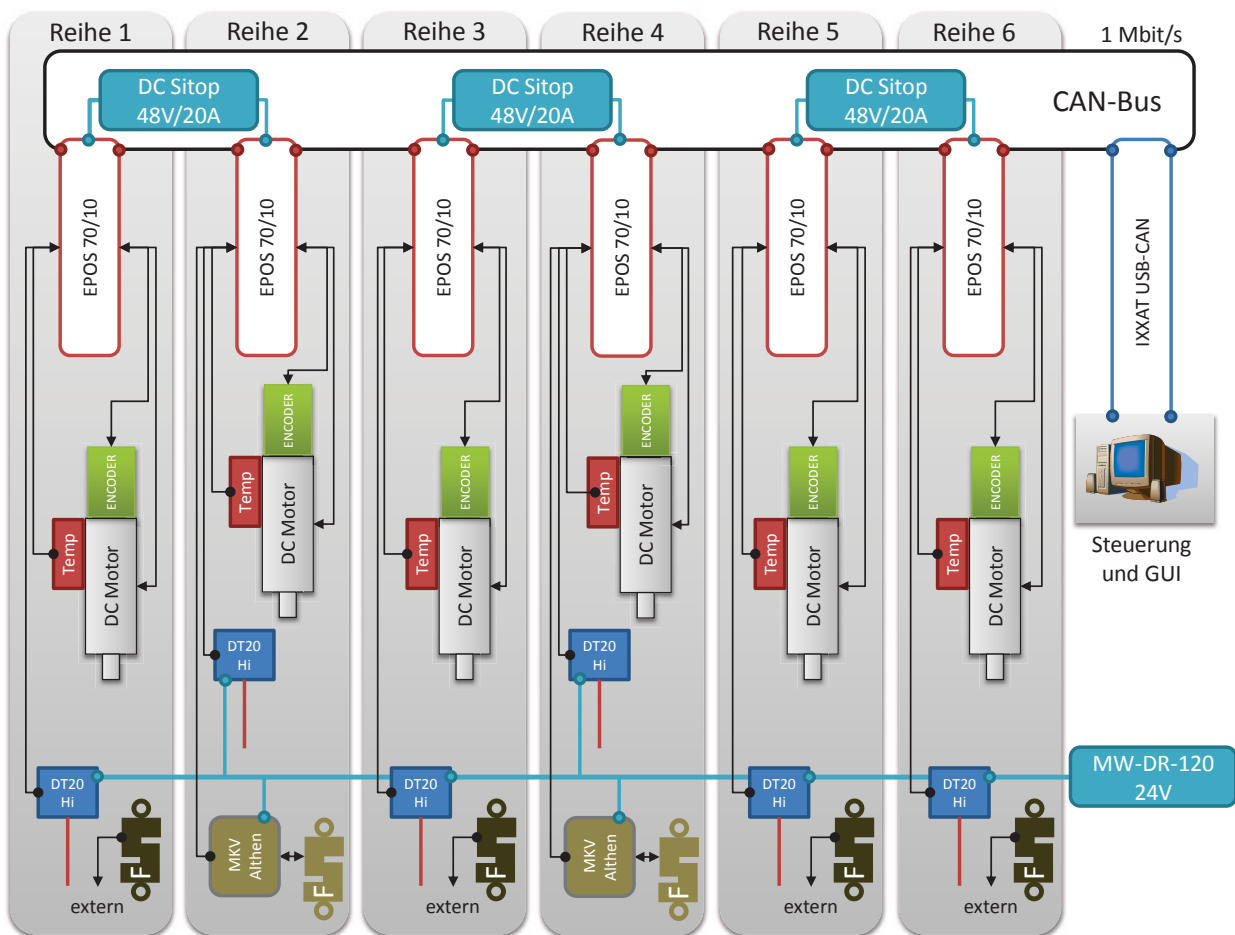


Abbildung 5.4: Übersicht Seilaktorprüfstand Sensorik und Spannungsversorgung

Ein Temperatursensor liest die aktuelle Temperatur des Motors aus und meldet dies ebenfalls an den Motorcontroller. In Reihe 2 und Reihe 4 ist zusätzlich dazu ein Kraftmesssystem der Firma Althen verbaut, das Informationen über die aktuelle Seilspannung an den Motorcontroller übergibt. Aus Kostengründen wird die Kraftmessung im Seil in den restlichen Reihen mit einem externen, schnell wechselbaren Kraftmesssystem durchgeführt. Die Spannungsversorgung

des Laserlichtlaufzeit-basierten Wegmesssystems erfolgt separat, um Rückkopplungseffekte und Spannungsschwankungen bei Überlast zu vermeiden und so ein qualitativ hohes Messergebnis zu erhalten.

Tabelle 5.11: Ausgewählte Komponenten für den Seilaktorprüfstand

Komponente	Bezeichnung	Anzahl	Kenndaten
Struktur	Aluminium-Strebenprofil	-	45 x 45 mm Querschnitt
Zuladebereich	Handelsübliches Sportgerät zum Anheben von Gewichten	6	Zuladung maximal 60 kg pro Reihe; inkl. Zugseile + verschiedene Gewichte
Umhausung	6 mm Acrylglasscheiben	-	Schall- und Eingriffsschutz
Motor	Bürstenloser Gleichstrommotor mit 200 Watt Maximalleistung	6	D = 30 mm; m = 0,271 kg; M = 0,12 Nm; n = 25000 1/min max;
Getriebe	Planetengetriebe mit Übersetzung i = 4,3:1	6	D = 42 mm; m = 0,260 kg; M = max. 15 Nm; n = 8000 1/min max;
Controller	Dezentrale Motorregler mit CAN-Schnittstelle	6	U = 11 - 70 VDC; m = 0,33 kg; I(cont) = 10 A; Ein: 8 digital; 2 analog; Aus: 4 digital
Elektr. Puffer	Elektr. Puffer zur Umwandlung induzierter Ströme in Umgebungswärme	6	passend zum Motorregler
Encoder	Motorencoder	6	500 Impulse, 3 Kanal, direkt auf Motorwelle befestigt
Wellen	Schneidstempel nach DIN 9861	Variabel	Durchmesser 1 mm bis 10 mm als DoHelix-Wellen
Netzteil	Modulares Netzteil	3	Geregelte Laststromversorgung; Eingang: 3 AC 400 - 500 V; Ausgang DC 48 V / 20 A
Wegmessung	Laserdistanzmessgerät	6	Laserdistanzmesser mit Messbereich 100 - 600 mm; mit Display
Kraftmessung	Zug-/Druck-Wägezelle inkl. DMS-Messverstärker	2	Messbereich 100 kg/1000 N; U = 24 VDC (Reihe 2 und Reihe 4)
Mech. Puffer	Mech. Auffangpuffer für Zuladung	6	70 x 70 x 35 mm
Datenschnittstelle	Schnittstelle CAN-zu-PC/USB	1	Anbindung des Seilaktorprüfstands an einen Steuerungs-PC über USB-Port

Die Versorgung der Kraftmessverstärker in Reihe 2 und Reihe 4 übernimmt ebenfalls das separate Netzteil der Firma Meanwell, welches der gesamten Sensorik 24 V DC Gleichspannung zur Verfügung stellt. Ein Steuerungs-PC, der neben dem Versuchsstand installiert wird, ist über eine USB-zu-CAN-Schnittstelle an den CAN-Bus angebunden. Über diesen PC werden die Daten der einzelnen Reihen ausgelesen und Steuerungsbefehle an die einzelnen Reihen gesandt.

Komponenten für die Realisierung

Tab. 5.11 gibt einen Überblick über die für die Teilbereiche ausgewählten Komponenten. Der Versuchsstand wird aus einem 45 x 45 mm² Strebenprofil aufgebaut. Diese Struktur kann die statischen und dynamisch auftretenden Kräfte ohne Verschraubung im Boden aufnehmen. Um möglichst einfach und variabel unterschiedliche Kräfte im Seil einstellen zu können, werden handelsübliche Fitnessstationen adaptiert und im hinteren Zuladungsbereich verwendet. Die Vorteile dieses Ansatzes sind die niedrigen Kosten und die gute Funktionserfüllung. Der gesamte Versuchsstand ist mit bruchfestem Acrylglas umhaust, welches den ungewollten Eingriff in den Versuchsstand verhindert sowie als Schallschutz dient. Zur Ansteuerung der sechs Motoren und als Schnittstelle für die Sensorik dient pro Reihe bzw. pro Motor ein passender Motorcontroller. Am Motor-/Getriebeabtrieb wird in jeder Reihe eine für den DoHelix-Muskel entwickelte Wellenkupplung angebracht. Diese erlaubt die Variation der Wellendurchmesser und die einfache, mittige Befestigung des aufzuwickelnden Seils. Für die DoHelix-Wellen werden Schneidstempel verwendet, die in vielen Durchmessern erhältlich und aus legiertem Kaltarbeitsstahl hergestellt sind. Dies garantiert bei hoher Festigkeit gleichzeitig eine adäquate Zähigkeit. Bei abrupten Kraftsprüngen, z.B. einem Seilriss, soll so ein Bruch der Welle bei dünnen Wellendurchmessern verhindert werden. Für die Ausgangskonfiguration wird in jeder Reihe der Motor mit einem Haltewinkel auf einem Schlitten von 120 x 160 mm² montiert, der vertikal verfahrbar ist. Der Schlitten inklusive Motor, Getriebe, Wellenkupplung, Welle, Encoder, Temperatursensor und Verkabelung hat eine Masse von ca. 2 kg. Ein zusätzlich installierter Puffer am unteren Ende der vertikalen Schlittenführung fängt den Schlitten bei einem Seilriss auf. Für die Umlenkung der Seile werden im hinteren Bereich der Reihe die bereits vorhandenen Umlenkrollen verwendet, während im vorderen Bereich kugelgelagerte Umlenkrollen der Firma Harken verwendet werden, die sonst im Segelsportbereich zum Einsatz kommen.

5.2.2 Realisierung der einzelnen Versuchsaufbauten

Aufbau DoHelix-Muskel Variante A

Die in Abb. 5.5 schematisch und in Abb. 5.6 als 3D-CAD-Modell dargestellte Reihe 1 wird aufgebaut. Es gibt einen vorderen Aktorbereich und einen hinteren Zuladungsbereich. Im Aktorbereich befindet sich der DoHelix-Muskel (7). Das obere Ende des durchgehenden Seils (3)

ist hierbei mit dem Rahmen des Versuchsstands verbunden (9), während das untere Ende des Seils über mehrere Umlenkrollen (2) in den hinteren Bereich zur Zuladung (1) läuft. Wenn sich das Seil auf der DoHelix-Welle aufwickelt, wandert der Motorschlitten linear nach oben, während im hinteren Bereich der Ladeschlitten mit etwaiger Zuladung ebenfalls nach oben bewegt. Zur Überwachung der Spannung im Seil ist eine Kraftmesszelle (4) in die Reihe integriert.

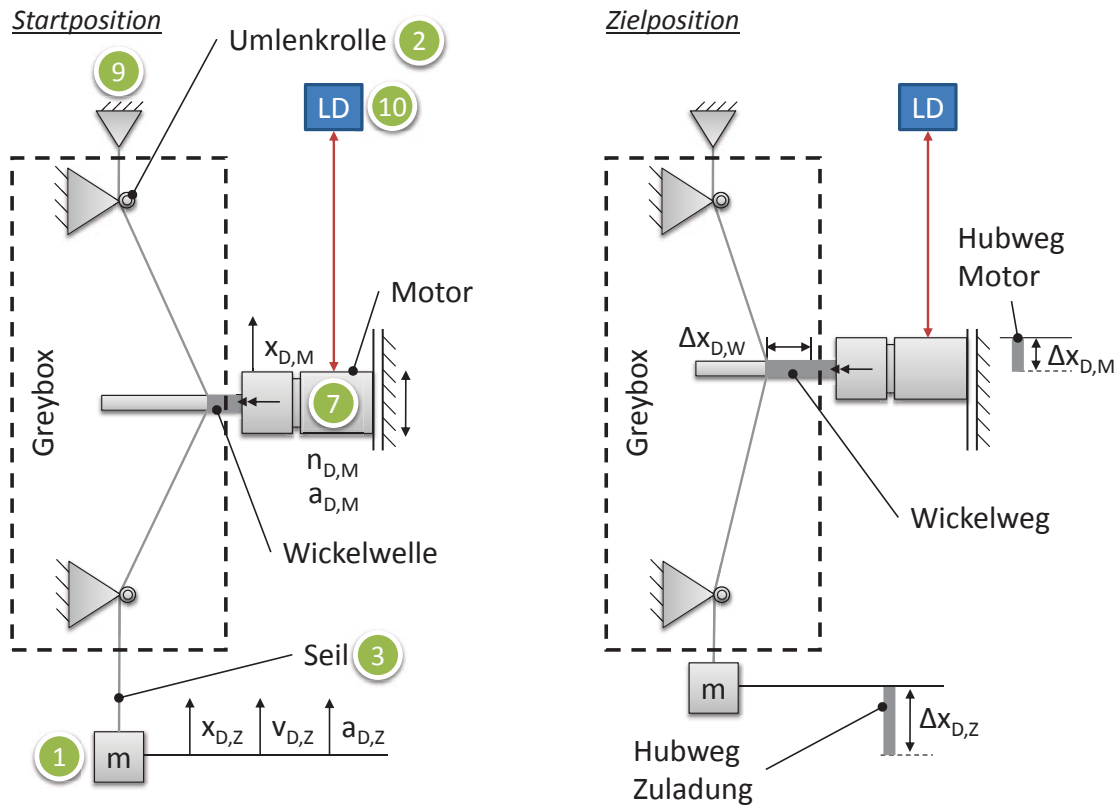


Abbildung 5.5: Schema Reihe 1 - DoHelix A

Der Bremschopper (8) sorgt dafür, dass bei der durch die Gewichtskraft der Zuladung im hinteren Bereich verursachten gegenläufigen Rückstellbewegung des DoHelix-Motors keine zu hohen Ströme induziert werden. Das über eine Umlenkrolle (11) mit dem Motorschlitten verbundene Gegengewicht für den Motorschlitten (5) verhindert den Bruch von sehr dünnen Wellen, da die Kräfte auf die Welle zwar konzeptbedingt durch die beiden Seilenden kompensiert werden, nicht aber die Kräfte auf die Welle durch das Eigengewicht des Motorschlittens. Zur Ansteuerung des Motors ist in jeder Reihe ein separater Motorcontroller (6) installiert. Zur Auswertung und Überwachung wird der zurückgelegte Weg des Motorschlittens mittels eines Laserdistanz-Messsystems (10) überwacht. Als Reflektor wird hier die Oberseite des Motorschlittens verwendet. Zu beachten ist hierbei, dass der Wegsensor nur den Hubweg des Motors misst und somit der Hubweg der Zuladung konzeptbedingt doppelt so groß ist.

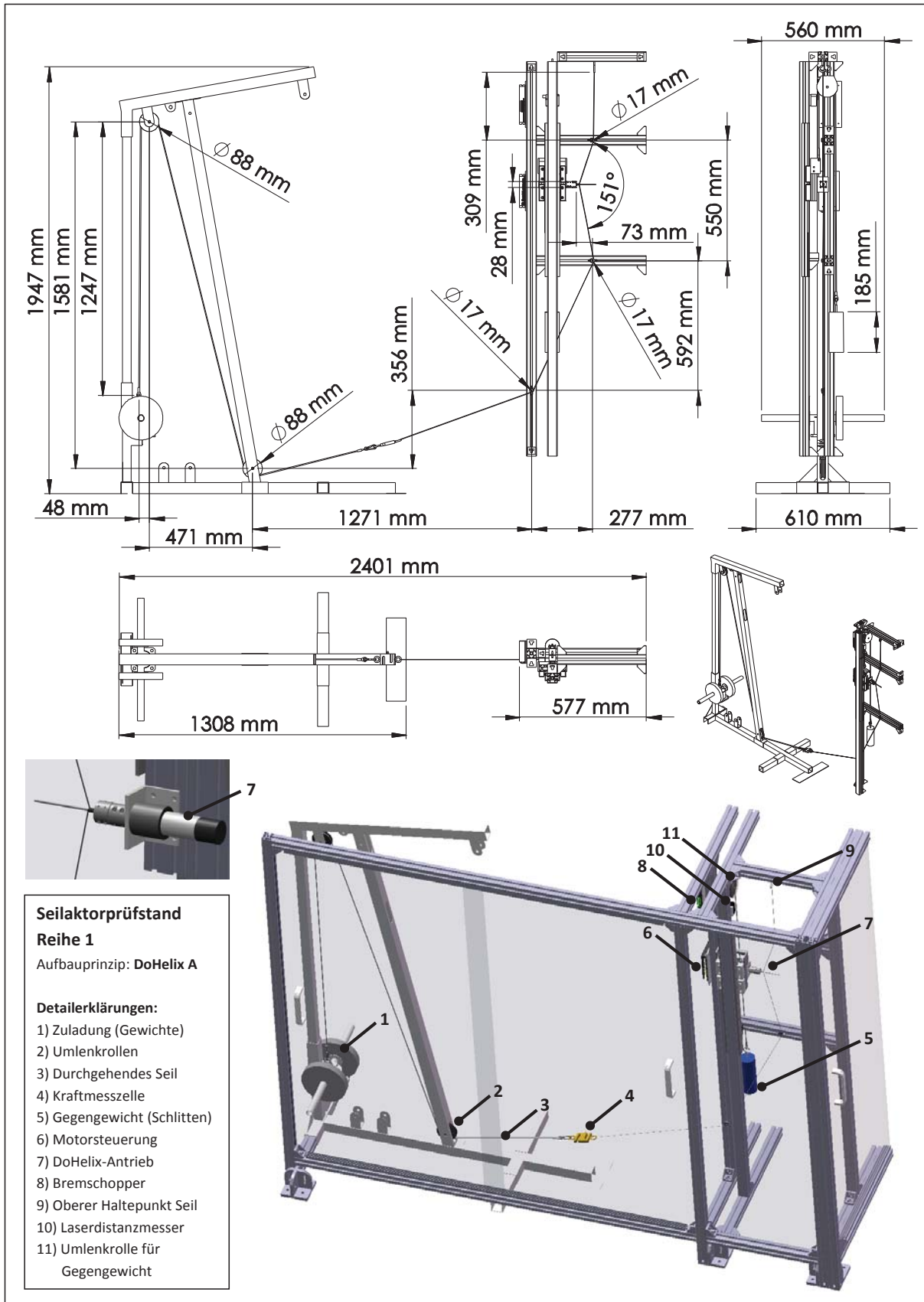


Abbildung 5.6: 3D-CAD-Modell Reihe 1 - DoHelix Variante A

Aufbau DoHelix-Muskel Variante B

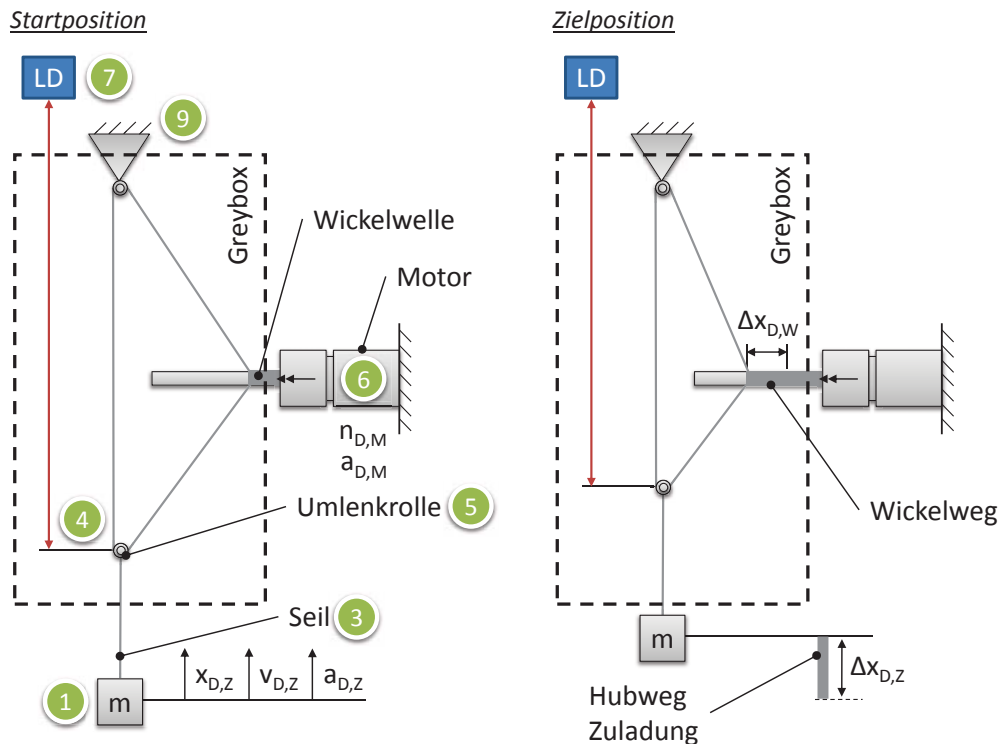


Abbildung 5.7: Schema Reihe 2 - DoHelix B

Die Auslegung der in Abb. 5.7 schematisch und in Abb. 5.8 im 3D-CAD-Modell dargestellten Reihe 2 erfolgt gemäß der Variante B des DoHelix-Muskels. In diesem Fall bewegt sich der DoHelix-Muskelantrieb (6) in der Mitte nicht mit. Eine untere (5) und eine obere (9) Umlenkrolle sorgen hierbei für die korrekte Bewegung eines inneren Seils ähnlich einem Flaschenzug. Die Enden des inneren Seils sind hinter den beiden Umlenkrollen mit einem Verbindungselement zu einem geschlossenen Seildreieck verknüpft. Bei Aufwicklung des Seils verkürzt sich das Seil gleichmäßig und rollt über die untere und obere Umlenkrolle ab. Hierdurch reduziert sich der zurückgelegte Weg der Zuladung im hinteren Bereich um die Hälfte, während sich die im Seil erreichbaren Kräfte bei gleich gebliebenem Antrieb verdoppeln. Die untere, im Raum frei beweglich aufgehängte Umlenkrolle besitzt eine Öse, an der das äußere Seil (3) befestigt wird. Die Kraftmesszelle (4) wird hierbei entweder im Seil oder direkt unterhalb der Öse befestigt. Zwischen Kraftmesszelle und Öse wird hierbei ein runder Reflektor (4) befestigt, der zur Positionsmessung den Strahl des Laserdistanz-Messgerät (7) zurückwirft. Der hintere Zuladungsbereich ist identisch mit dem Aufbau der anderen Reihen und beinhaltet neben den Umlenkrollen (2) auch die Halterung für die Zuladung (1). Es sind ein Motorcontroller (8) zur Ansteuerung und ein Bremschopper (10) zur Kompensation überschüssiger Motorströme integriert. Die Versorgung der Kraftmesszelle (11) ist fest in der Reihe verbaut. In Abb. 5.7 ist der Bereich der Aufwicklung schematisch mit den dazugehörigen Variablen dargestellt.

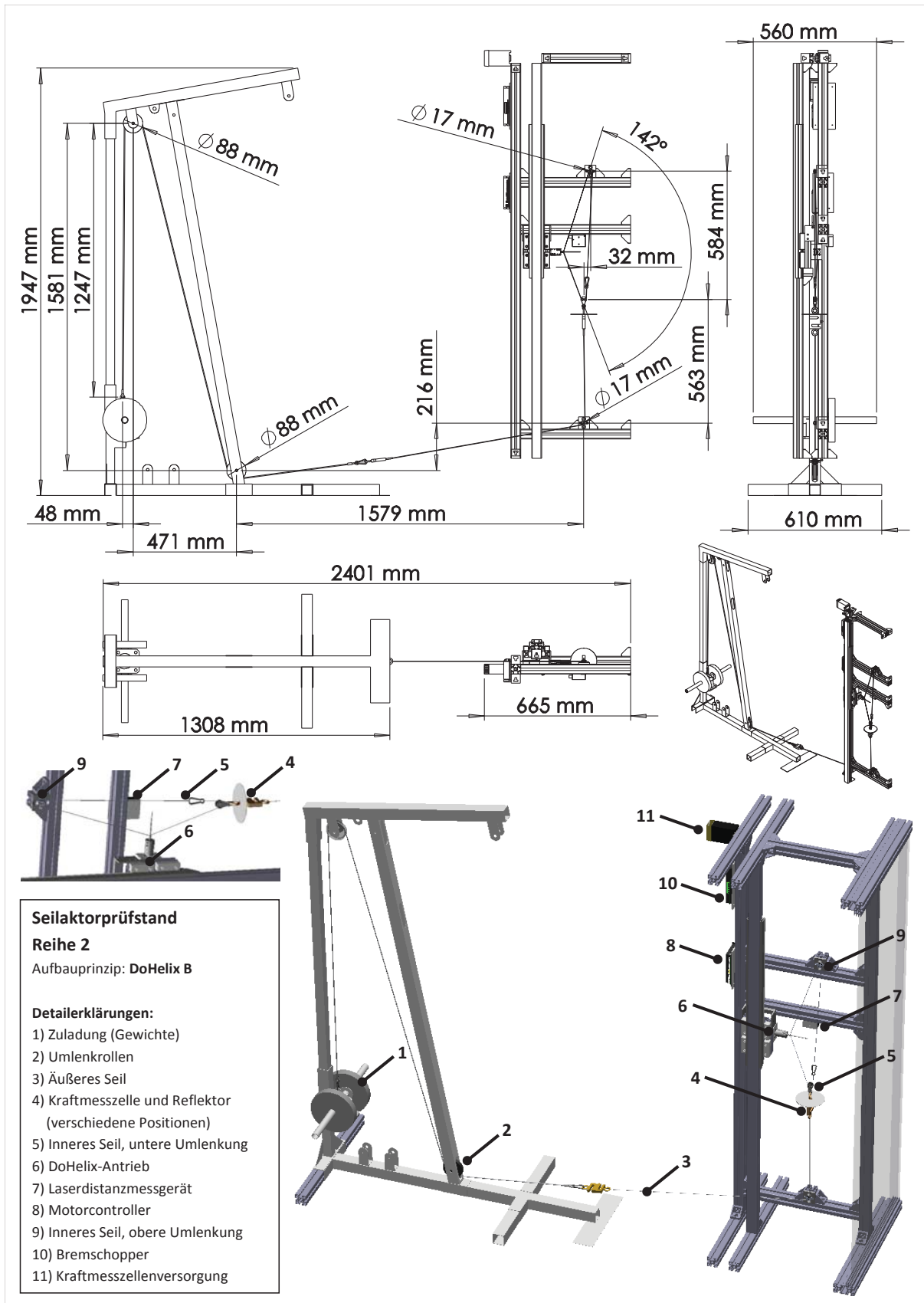


Abbildung 5.8: 3D-CAD-Modell Reihe 2 - DoHelix Variante B

Aufbau QuadHelix-Antrieb Variante B

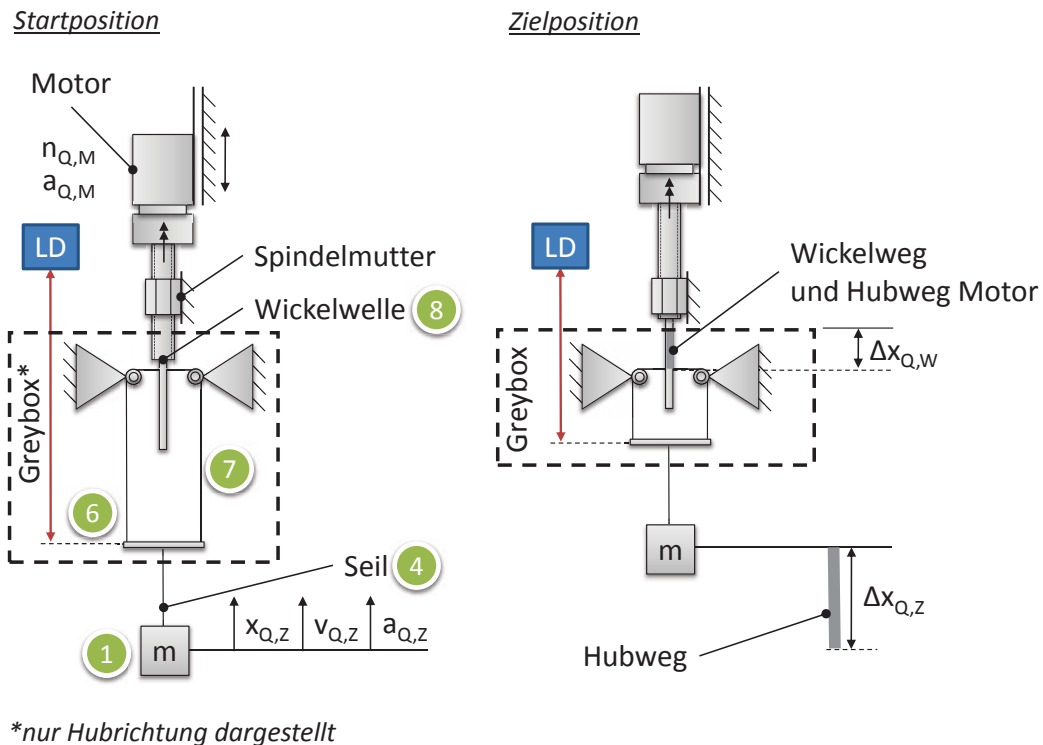


Abbildung 5.9: Schema Reihe 4 - QuadHelix B für lineare Hubbewegungen

Die in Abb. 5.9 schematisch und in Abb. 5.10 im 3D-CAD-Modell dargestellte Reihe 4 wird mit dem QuadHelix-Antrieb für lineare Hubbewegungen nach Auslegungsvariante B bestückt. Da der QuadHelix-Antrieb im Gegensatz zum DoHelix-Muskel / Verdrill-Muskel in beide Bewegungsrichtungen eine Kraft aufbringen kann, wird auch der hintere Bereich des Versuchsstands neu verkabelt und ein zusätzliches Seil für die Gegenbewegung vorgesehen. Die Zuladung (1) wird gegen die Schwerkraft vom oberen Seil (4) angehoben, welches über mehrere Umlenkrollen (2), (5) zum vorderen Bereich führt und dort vom QuadHelix-Antrieb auf- und abgewickelt wird. Gleichzeitig wird dem QuadHelix-Prinzip entsprechend das untere Seil (3) mit ab- und aufgewickelt und zieht so den Zuladungsbereich mit der Schwerkraft wieder nach unten. Da im oberen Seil mit dieser Auslegung die deutlich höheren Kräfte im Seil zu erwarten sind, sind in diesem Seil die Kraftmesszelle und ein Reflektor (6) für die Wegmessung per Laserdistanzmessgerät integriert. Die bewegliche Motoreinheit verschiebt sich gegenüber einer feststehenden Spindelmutter und dem feststehenden Umlenkungsbereich, der ohne Drehrad und Spannrollen ausgelegt wird, vgl. Bsp. 2 aus Tab 4.3. In beiden Seilen sind Seilspanner (7) durch Karabiner eingebunden, die zur Vorspannung des Seils genutzt werden. Die Seile für beide Zugrichtungen laufen auf der Wickelwelle des QuadHelix-Antriebs (8) zusammen und sind dort befestigt.

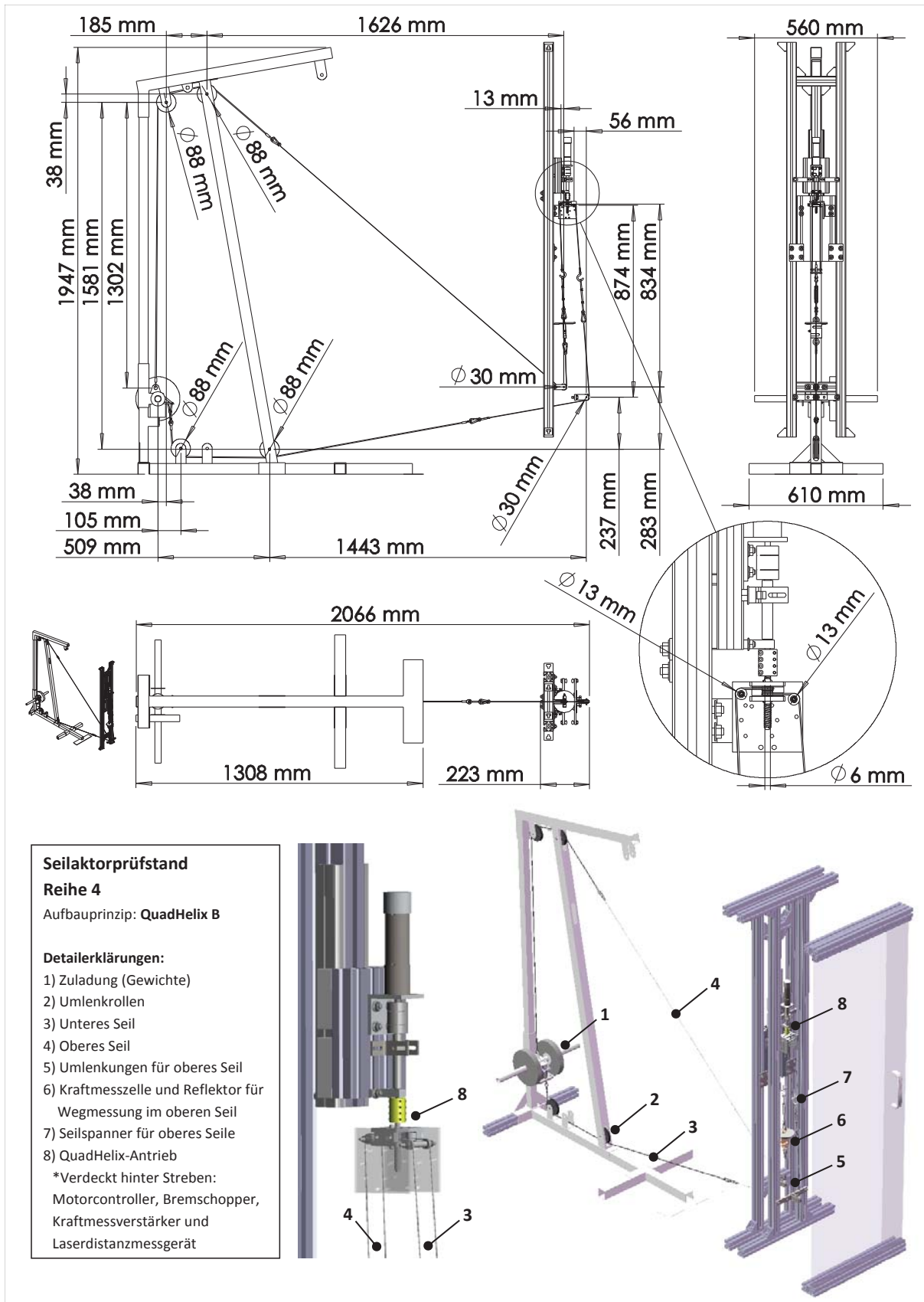


Abbildung 5.10: 3D-CAD-Modell Reihe 4 - QuadHelix Variante B

Aufbau Verdrill-Muskel / StMA

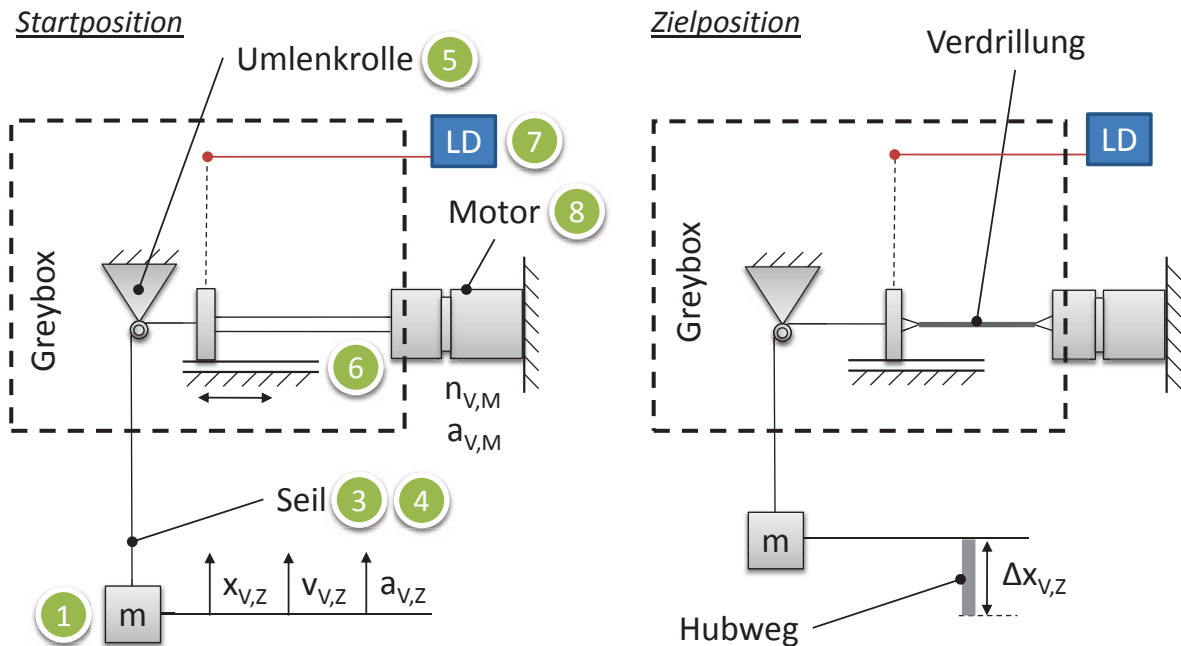


Abbildung 5.11: Schema Reihe 5 - Verdrill-Muskel / StMA

Die in Abb. 5.11 schematisch und in Abb. 5.12 im 3D-CAD-Modell dargestellte Reihe 5 wird ebenfalls neu ausgelegt. Es wird der Verdrill-Muskel aufgebaut, wie er in Abschnitt 2.4.2 beschrieben ist. Der Aufbau orientiert sich hierbei an bestehenden experimentellen Testaufbauten des Verdrill-Muskels / StMAs, [Suz07, WMH⁺10]. Der hintere Bereich mit Zuladung (1), Umlenkrollen (2) und dem standardmäßig verbauten Stahlseil (3) ist hierbei identisch zu den anderen Reihen des Versuchsstands. Analog zu Reihe 1 ist hier zur Überprüfung der Seilvorspannung und der auftretenden Seilkräfte unter Last eine externe Kraftmesszelle (4) im Seil integriert. Im vorderen Bereich der Versuchsreihe ist eine doppelt befestigte, stabile Umlenkrolle mit 31 mm Umlenkungsdurchmesser installiert. Sie ist ausgelegt, Kräften mit bis zu 500 N standzuhalten. Davor ist auf einer Profilschiene ein Gleitschlitten (6) befestigt, an dem das von hinten kommende Seil endet. Auf dem Schlitten ist eine Seilhalterung angebracht, die identisch zur Seilhalterung am Motor ist, sodass zwei Seile parallel eingespannt werden können. Das Laserdistanzmessgerät (7) misst auf die Kante dieses Schlittens und somit direkt die Verkürzung des sich verdrillenden Seils. Die Motoreinheit mit Wellenkupplung (8) ist identisch zu den anderen Reihen, lediglich der Wellenschaft wurde entfernt. Im hinteren Bereich ist der Motorcontroller angebracht (9).

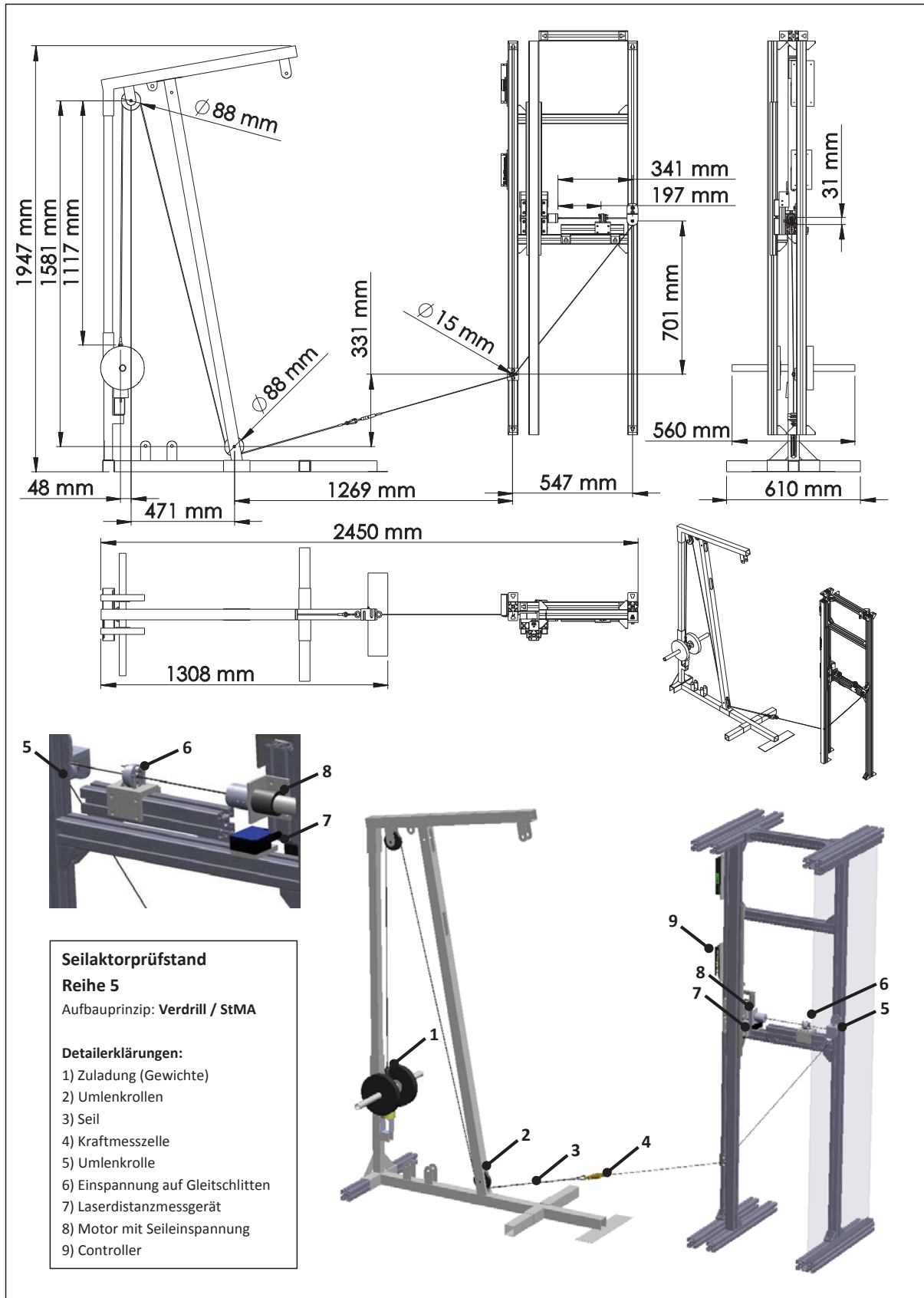


Abbildung 5.12: 3D-CAD-Modell Reihe 5 - Verdrill-Muskel / StMA

Realisierung der Versuchsanordnung

Mit Abschluss der Auslegung erfolgt die Anschaffung und die Fertigung aller benötigten Hardwarekomponenten und der Aufbau des Versuchsstands im Versuchsfeld des Fraunhofer IPA. Nach Fertigstellung des Aufbaus und der Realisierung der beschriebenen Reihen stellt sich der Versuchsstand wie in Abb. 5.13 dar. In der Abbildung von links nach rechts gehend sind die Reihen 1 bis 6 zu erkennen. Reihe 3 und Reihe 6 werden im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter verwendet. Auf der rechten Seite neben dem Versuchsstand befindet sich der Steuerungs- und Auswertungs-PC. Hinter diesem an der rückseitigen Wand ist der Schaltschrank aufgestellt.



Abbildung 5.13: Realisierter Seilaktorprüfstand

In Abb. 5.14 ist exemplarisch die Reihe 4 des realisierten Versuchsstands näher dargestellt. Zu erkennen ist der vertikal angeordnete QuadHelix-Antrieb mit Umlenkungsbereich.



Abbildung 5.14: Beispiel: Reihe 4 - Realisierter bidirektionaler-wirkender Seilzugantrieb

5.2.3 Realisierung der Steuerungssoftware

Neben dem mechanischen und elektrischen Aufbau des Versuchsstands wird parallel dazu eine geeignete Benutzeroberfläche zur Steuerung und Kontrolle der Dauerversuche erstellt. Diese grafische Benutzeroberfläche (GUI) wird dem mechanischen Grundaufbau nachempfunden. Für jede real existierende Versuchsreihe wird eine vertikale Reihe in der GUI geschaffen, die einen schnellen Überblick über die gesamte Reihe und deren momentanen Status bietet. Die Eingabe aller mechanischen Versuchsparameter, die Überwachung des aktuellen Zustands des jeweiligen Motorreglers, die Dateispeicherung und die Echtzeit-Beobachtung aller relevanten Versuchsdaten sind so möglich.

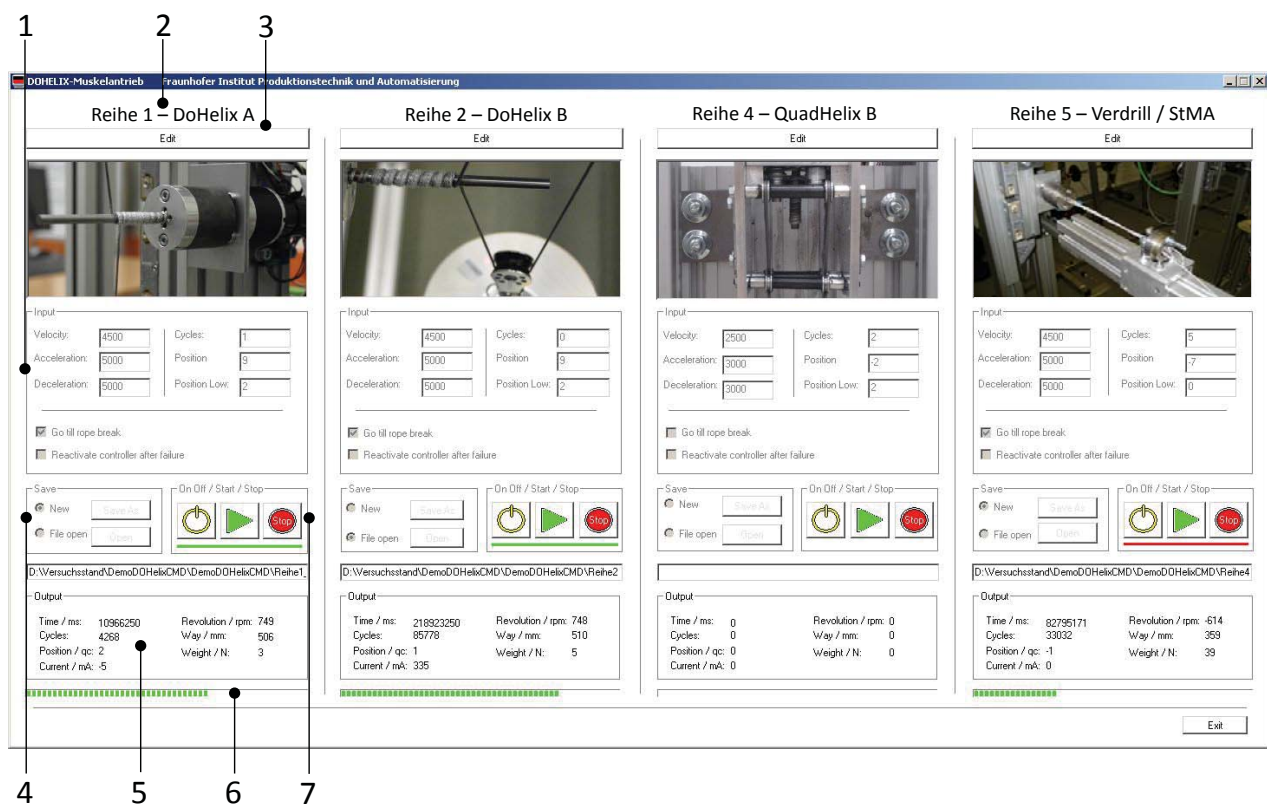


Abbildung 5.15: Grafische Benutzeroberfläche des Seilaktorprüfstands

Der in Abb. 5.15 links abgebildete Eingabebereich für Reihe 1 mit dem DoHelix-Muskel nach Variante A wird hier exemplarisch beschrieben. Durch Drücken der “Edit”-Schaltfläche (3), z.B. in Reihe 1, werden die Eingabemöglichkeiten der jeweiligen Reihe aktiviert (2). Dies soll ungewollte Fehlbedienung verhindern. Im “Input”-Bereich (1) können Eingaben zur Geschwindigkeit des Motors, zum Beschleunigungs- und Verzögerungsverhalten des selbigen und zu den zu fahrenden Zyklen gemacht werden. Hierbei wird zwischen dem Anfahren einer vorher festgelegten Zyklenzahl, z.B. 10.000 Zyklen, oder der kontinuierlich wiederholten Bewegung des Motors bis zum Seilriss unterschieden. Dies wird über die “Go till rope break”-Schaltfläche

erreicht. Zusätzlich zur Zyklenzahl kann im “Input”-Bereich die Anzahl der Wicklungen, die sich bei Versuchsstart bereits auf der Welle befinden soll, über die Schaltfläche “Position low” eingegeben werden. Die Schaltfläche “Position” gibt die Anzahl der ab der Startposition aufzuwickelnden Wicklungen an. Im “Ein/Aus”-Bereich (7) wird über die Schaltfläche “On/Off” der Controller der jeweiligen Reihe aktiviert und deaktiviert. Über die Schaltflächen “Start” und “Stopp” kann der Versuch mit den im Input-Bereich eingegebenen Werten gestartet bzw. auch zwischendurch gestoppt werden. Ein unter diesen Schaltflächen befindlicher Statusbalken zeigt den Status des Controllers an. Rot steht hierbei für inaktiv, grün blinkend für “Standby” und dauerhaft grün leuchtend für aktiv. Der “Save”-Bereich (4) erlaubt die Anlage einer Protokolldatei über die Schaltflächen “New” und “Save as”, während die Schaltfläche “File open” und “Open” das Weiterführen einer bereits bestehenden Protokolldatei ermöglicht. Dies ist besonders bei Unterbrechungen der Versuche von großer Bedeutung, da so die Daten intern chronologisch korrekt weiterprotokolliert werden können. Unterhalb dieses Bereichs wird zur visuellen Bestätigung der Pfad des Speicherortes der Protokolldatei dargestellt. Der “Output”-Bereich der GUI (5) zeigt die seit dem Start des Versuchs verstrichene Zeit, die bis dato erreichte Zyklenzahl und diverse Messgrößen aus dem Versuchsstand in Echtzeit an. So werden die Position des Motors, der aktuelle Motorstrom und die Motordrehzahl angegeben. Zusätzlich dazu sind die Messdaten des verbauten optischen Wegmesssystems und die Daten der (wenn vorhandenen) Kraftmesszelle in Echtzeit dargestellt. Diese Daten dienen der Überwachung der korrekten Funktionsweise des Versuchsstands und der Abschätzung der noch verbleibenden Versuchsdauer. Hierfür wurde auch der Aktivitätsbalken (6) als unterstes Element der Benutzerschnittstelle integriert. Er visualisiert durch kontinuierliche Veränderung, dass die Versuchsreihe noch aktiv ist und ein Versuch läuft. Es ist ein paralleler, fortlaufender Versuchsbetrieb aller Reihen gleichzeitig möglich. Der automatische Stopp einer Reihe bei Seilriss ermöglicht des Weiteren den Versuchsbetrieb 24 Stunden an 7 Tagen pro Woche ohne Überwachungsperson. Die direkte Einbindung der Motorregler erlaubt den Dauerbetrieb der GUI ohne die Nutzung der Motoren-Herstellersoftware, bei der die Versuche sonst gestoppt werden müssten. Die Anzeige aller versuchsrelevanten Daten hilft bei der schnellen Fehlererkennung bei manuellem Betrieb. Die automatische Fortsetzung der Protokolldatei, z.B. nach einem Neustart, vermeidet Fehler durch die Falscheingabe des Dateinamens und verhindert so das Überschreiben bereits bestehender Versuchsdaten. Die Erstellung einer kontinuierlich fortgeschriebenen Protokolldatei für jeden Dauer- oder Belastungstest gewährleistet im Anschluss eine korrekte Auswertung.

5.3 Versuchsdurchführung zur Ermittlung der Antriebseigenschaften

5.3.1 Versuche DoHelix-Muskel Variante A

Dauerversuche

Der für Reihe 1 aufgestellte Dauerversuchsplan wird abgearbeitet. Es werden pro Versuchsaufbau mindestens zwei Versuche mit gleichen Parametern gefahren. Die Ergebnisse sind dargestellt in Tab. 5.12 auf der nächsten Seite. Die Zielgrößen und deren Variablen sind detailliert in Tab. 5.3 auf Seite 76 beschrieben. Hierbei werden die Versuche T1 bis T4 ohne Änderungen des Versuchsaufbaus durchgeführt, einzig die Masse der Zuladung wird sukzessive erhöht. Die Gesamtlaufzeit aller Dauerversuche in Reihe 1 beträgt 588 Stunden, was nur einen Bruchteil der für die statistische Belastbarkeit nach Feyrer notwendigen Versuche darstellt. Die Wickelwelle mit 1,5 mm Durchmesser bei Versuch T5 ist bei Seilriss jeweils gebrochen, während die 5 mm Wickelwelle nach einem Versuchsdurchlauf von T1-T4 weiter nutzbar sind. Zu erkennen ist die Abnahme der erreichbaren Zyklen bei erhöhter Zuladung und damit verbunden höheren Kräften im Seil.

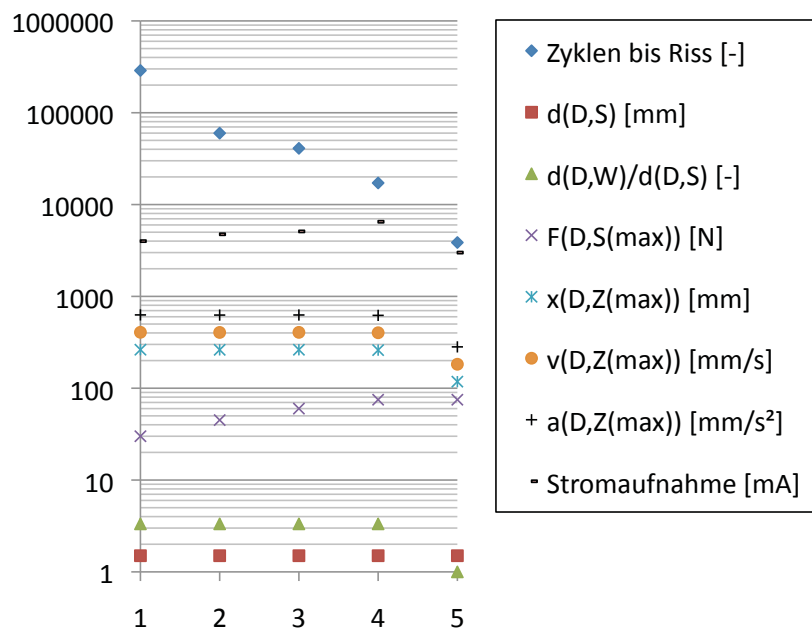


Abbildung 5.16: Gemittelte Messwerte in Reihe 1, Dauerversuche T1-T5

In Abb. 5.16 sind die gemittelten Messwerte der fünf unterschiedlichen Testaufbauten T1-T5 zur DoHelix-Variante A grafisch dargestellt. Zusätzlich dazu werden der Durchmesser der Wickelwelle und das Verhältnis der Durchmesser von Wickelwelle und Kunststoff-Faserseil angegeben.

Tabelle 5.12: Gemittelte Messwerte der Dauerversuche in Reihe 1

Nr.	Variable	ZZ	max.	t	max.	max.	max.	max.
	Zielgröße	\bar{y}_{r1}	\bar{y}_{r3}	\bar{y}_{r4}	\bar{y}_{r5}	\bar{y}_{r6}	\bar{y}_{r7}	\bar{y}_{r8}
	Einheit	[-]	[N]	[h]	[mm]	[mm/s]	[mm/s ²]	[A]
T1	V1-2	288.428	30	206	263	407	629	4,0
T2	V1-2	59.931	45	43	262	405	626	4,8
T3	V1-2	40.947	60	30	263	406	627	5,1
T4	V1-2	17.191	75	12	260	402	621	6,5
T5	V1-2	3.862	75	3	118	182	282	3,0

In Abb. 5.17 sind beispielhaft einige Versuchsergebnisse dargestellt. Die linke Aufnahme in der Abbildung zeigt den aufgrund der Belastungen erwarteten Standardfall für das Versuchsende: Den Verschleiß des Seils und den Riss im mittleren Bereich der Aufwicklung. Die mittlere Aufnahme zeigt einen Ausnahmefall: Den Wickelfehler bei dünner Welle, der zu einer sofortigen Verbiegung der Welle und damit zum Versagen des Systems führt. Die rechte Aufnahme zeigt den seltenen Fall des Ausfalls der Stromversorgung während der Hubphase: Hierbei fällt der DoHelix-Muskel Variante A zurück auf seine Ausgangsposition. Ist die Abwicklung hierbei am Ende angelangt, wirkt eine kurze, hohe Schneidkraft an der Austrittskante der Halterung auf das Seil, die zum Seilschnitt und damit zum vorzeitigen Versuchsende führen kann. Dieses Verhalten ist kritisch für eine potentielle Anwendung.

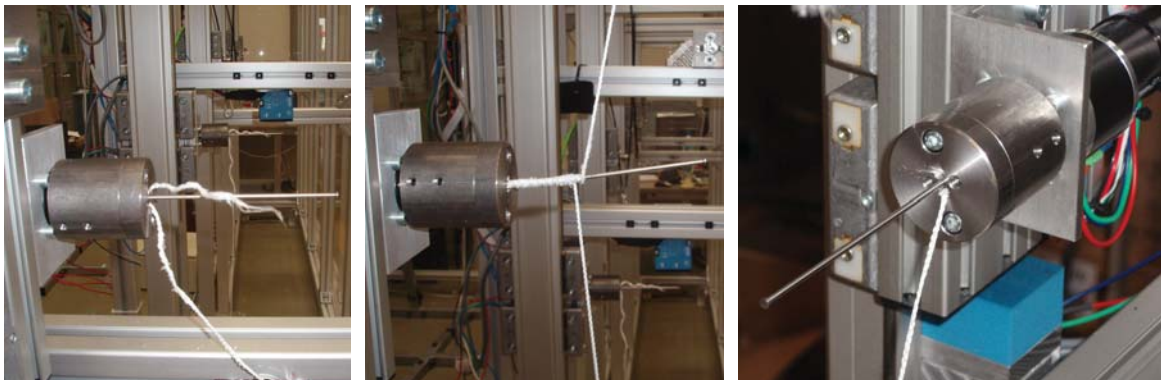


Abbildung 5.17: Beispielaufnahmen der Versuche in Reihe 1

Beispiel für DoHelix Variante A: Dauerversuch R1-T1-V1

Der Hubweg schwankt um $\pm 1,5$ mm bei diesem Aufbau für den DoHelix-Muskel Variante A, vgl. Abb. 5.18. Zu beachten ist, dass in Reihe 1 aus konstruktiven Gründen nur der Motorschlittenweg ($=\frac{x_{D,Z}}{2}$) gemessen wurde, d.h. um den Hubweg der Zuladung zu erhalten, wird der gemessene Wert mit 2 multipliziert.

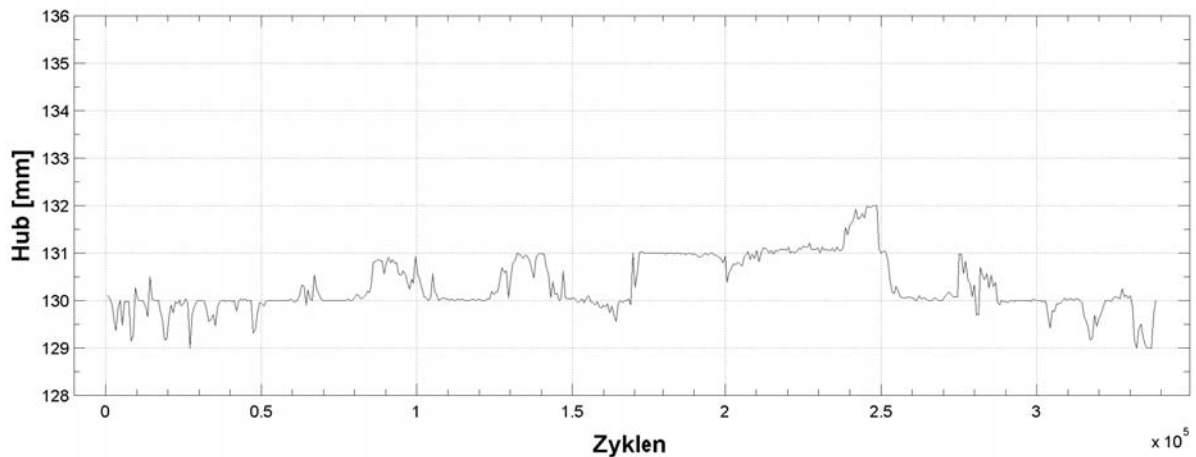


Abbildung 5.18: Dauerversuch R1-T1-V1: Hubweg am Motorschlitten aufgetragen über alle Zyklen des Einzelversuchs

5.3.2 Versuche DoHelix-Muskel Variante B

Dauerversuche

Tabelle 5.13: Gemittelte Messwerte der Dauerversuche in Reihe 2

Nr.	Variable	ZZ	$\sigma\{\bar{y}_{r1}\}$	min.	max.	t	max.	max.	max.	max.
	Zielgröße	\bar{y}_{r1}	-	$F_{D,S}$	$F_{D,S}$	\bar{y}_{r4}	$x_{D,Z}$	$v_{D,Z}$	$a_{D,Z}$	I_D
Einheit	[-]	[-]	[-]	[N]	[N]	[h]	[mm]	[mm/s]	[mm/s ²]	[A]
T1	V1-3	1.010.447	-	13	33	646	133	209	329	3,1
T2	V1-5	199.490	6.883	40	65	142	133	209	328	3,9
T3	V1-2	147.966	-	48	94	105	132	208	326	4,3
T4	V1-4	92.016	4.960	65	104	65	131	206	325	4,9
T5	V1-2	26.633	-	50	88	19	71	111	174	3,0
T6	V1-4	20.398	407	72	90	14	70	109	172	3,2
T7	V1-2	341.931	-	42	102	242	242	381	600	6,8
T8	V1-2	517.599	-	42	108	366	239	375	590	6,9
T9	V1-4	55.295	2.500	73	91	39	66	103	162	3,4
T10	V1-4	817	11	50	93	1	59	92	145	2,3
T11	V1-4	168	10	52	90	0	63	98	155	2,3
T12	V1-4	6.089	150	50	95	4	57	90	142	2,5
T13	V1-3	28.938	-	50	95	20	127	199	314	4,0

Der für Reihe 2 aufgestellte Dauerversuchsplan wird abgearbeitet. Hierbei wird jeder Versuch mindestens zweimal gefahren, bei geringerer Versuchslaufzeit bzw. soweit im Rahmen der Arbeit möglich, vier- bis fünfmal, um eine statistische Belastbarkeit der Ergebnisse zu erhalten. Die Standardabweichung $\sigma\{\bar{y}_{r1}\}$ wird bei Versuchen mit $m > 3$ Wiederholungen zusätzlich

angegeben. Die gemittelten Messwerte sind in Tab. 5.13 dargestellt. Hierbei dient der Versuchsaufbau T9 der Untersuchung des Einflusses eines Schmiermittels auf die Dauerhaltbarkeit des Seils. T10-T13 dienen der Untersuchung der Haltbarkeit der in Abschnitt 4.3.1 identifizierten Seilmaterialien. Die Zielgrößen und deren Variablen sind detailliert in Tab. 5.3 auf Seite 76 beschrieben. Die Gesamtlaufzeit aller Dauerversuche in Reihe 2 beträgt 4657 Stunden, was nur einen Bruchteil der für die statistische Belastbarkeit nach Feyrer notwendigen Versuche darstellt. Zu erkennen ist, wie bereits in Reihe 1, die Abnahme der erreichbaren Zyklen bei erhöhter Zuladung bzw. höheren Kräften im Seil.

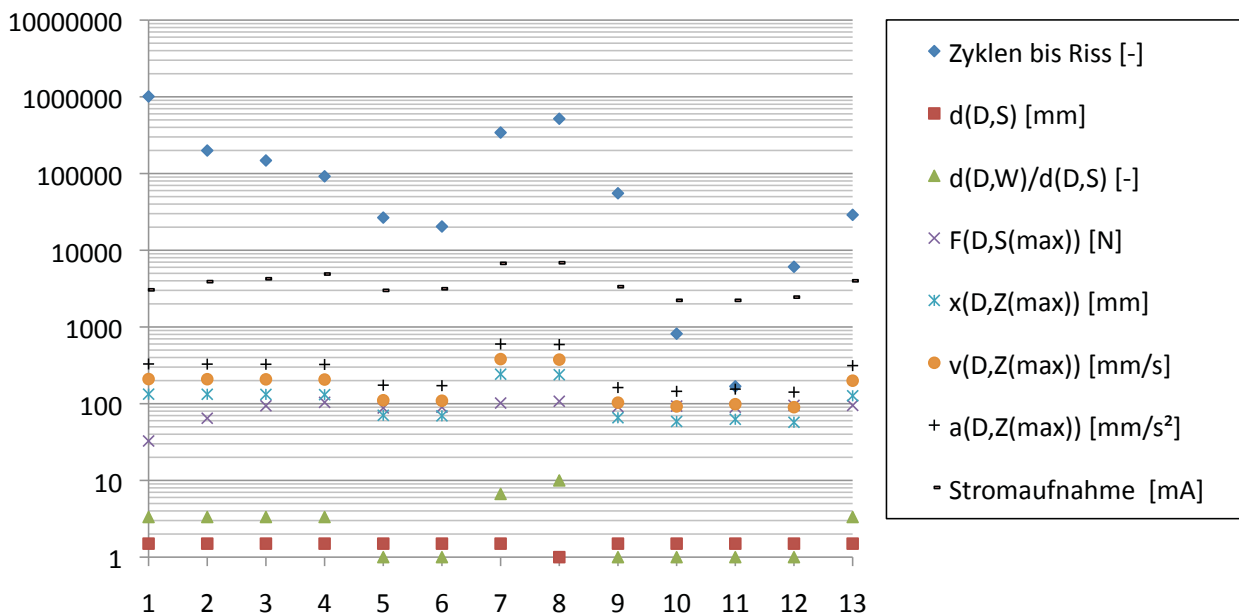


Abbildung 5.19: Gemittelte Messwerte in Reihe 2, Dauerversuche T1-T13

In Abb. 5.19 sind die gemittelten Messwerte der dreizehn unterschiedlichen Testaufbauten T1-T13 zur DoHelix-Variante B grafisch dargestellt. Zusätzlich dazu werden der Durchmesser der Wickelwelle und das Verhältnis der Durchmesser von Wickelwelle und Kunststoff-Faserseil angegeben. In Abb. 5.20 sind beispielhaft einige Versuchsergebnisse dargestellt. Die linke Aufnahme in der Abbildung zeigt den erwarteten Standardfall für das Versuchsende: Den Verschleiß des Seils und den Ermüdungsriß im mittleren Bereich der Aufwicklung. Die mittlere Aufnahme zeigt ein bereits aufgerauhtes, noch intaktes Seil während eines Versuchs. Die rechte Aufnahme zeigt den Laserdistanzmesser und die Scheibe des Reflektors zur Wegmessung während eines Versuchs. Anders als bei Reihe 1 treten über alle Dauerversuche hinweg in Reihe 2 keine Wickelfehler, keine Wellenbrüche und bei kurzfristigem Ausfall der Versorgungsspannung keine Schnittfehler und damit vorzeitige Versuchsabbrüche auf, da die Motoreinheit bei Variante B fest fixiert ist.

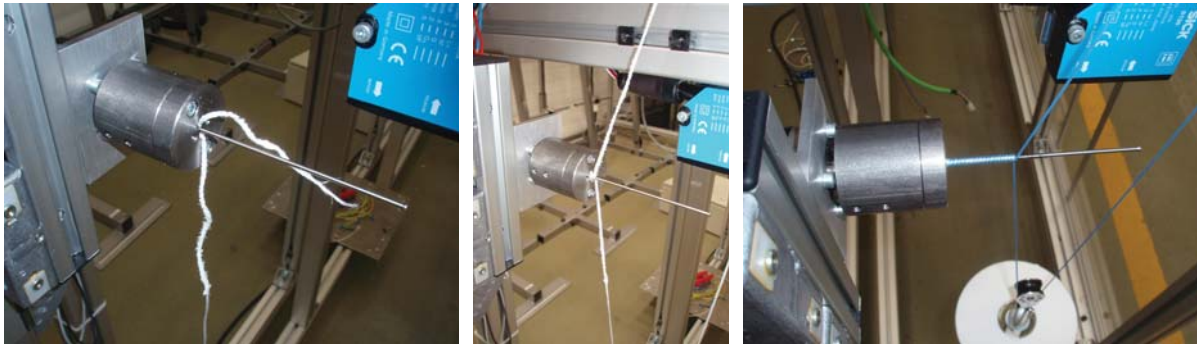


Abbildung 5.20: Beispielaufnahmen der Versuche in Reihe 2

Belastungsversuche

Der für Reihe 2 aufgestellte Belastungsversuchsplan wird abgearbeitet. Jeder Versuch umfasst 4.000 Zyklen mit zunehmender Zuladung. Die Messwerte der zusätzlich zu den Dauerversuchen durchgeführten Belastungsversuche sind in Tab. 5.14 dargestellt. Für jeden Versuchsaufbau werden zwei Versuche gefahren. Die Zielgrößen und deren Variablen sind detailliert in Tab. 5.3 auf Seite 76 beschrieben.

Tabelle 5.14: Gemittelte Messwerte der Belastungsversuche in Reihe 2

	Variable	max. Zuladung	max. $F_{D,S}$	max. $x_{D,Z}$	max. I_D
	Zielgröße	-	\bar{y}_{r3}	\bar{y}_{r5}	\bar{y}_{r8}
Nr.	Einheit	[kg]	[N]	[mm]	[A]
B1	V1-2	34,0	365	60	6
B2	V1-2	27,5	305	65	6
B3	V1-2	13,0	170	127	5
B4	V1-2	13,0	165	131	5
B5	V1-2	5,7	85	241	4
B6	V1-2	4,4	80	245	4

Beispiel für DoHelix Variante B: Belastungsversuch R2-B1-V1

In Abb. 5.21 ist beim Belastungsversuch R2-B1-V1 für DoHelix Variante B eine leichte Abnahme des Hubwegs mit zunehmender Zuladung bis hin zur für diesen Aufbau maximalen Zuladung von 34 kg zu erkennen. Die Varianz der Seilkraft ist bei asymmetrisch verteilter Zuladung auf dem Gewichtsschlitten im hinteren Bereich des Versuchsstands höher, vgl. Abb. 5.23, was durch zusätzliche Reibungseffekte in der vertikalen Zuladungsführung infolge eines höheren Kippmomentes auf den Schlitten zu erklären ist. Abb. 5.22 zeigt die ansteigende Stromaufnahme parallel dazu.

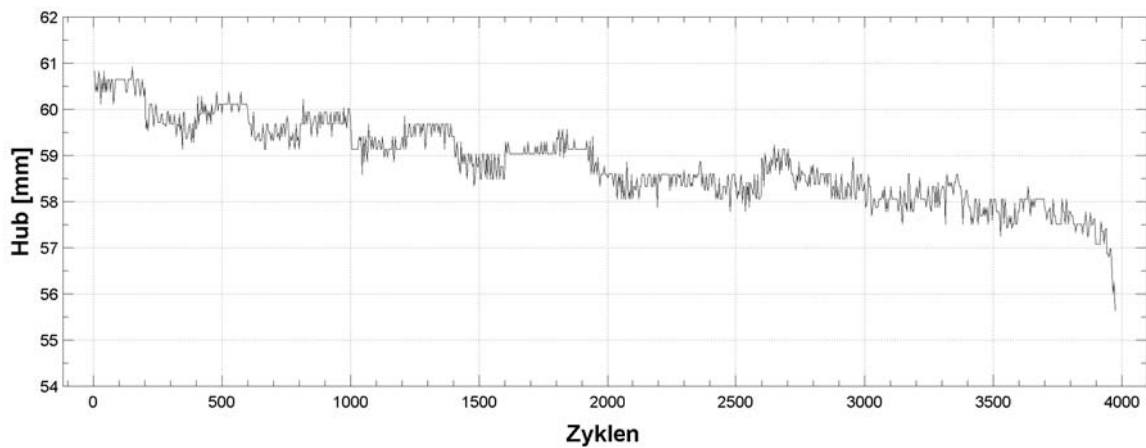


Abbildung 5.21: Belastungsversuch R2-B1-V1: Resultierender Hubweg der Zuladung über Zyklen des Einzelversuchs

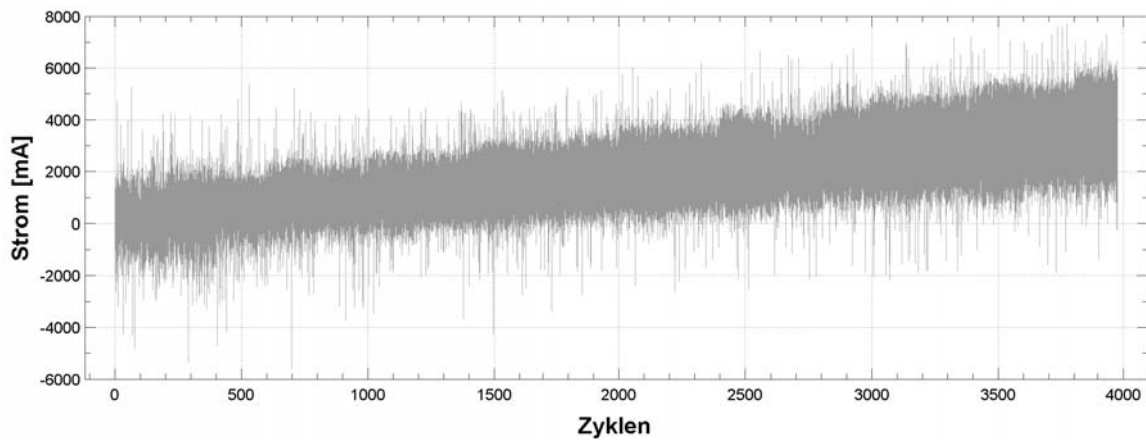


Abbildung 5.22: Belastungsversuch R2-B1-V1: Gemessener Motorstrom über Zyklen des Einzelversuchs

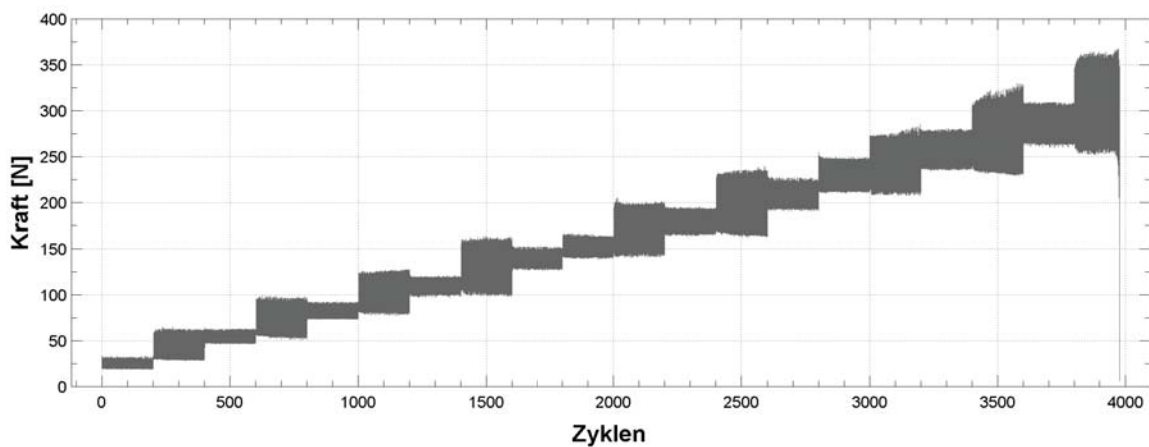


Abbildung 5.23: Belastungsversuch R2-B1-V1: Gemessener Kraftverlauf über Zyklen des Einzelversuchs

Untersuchung der Wärmeentwicklung im Kunststoff-Faserseil für DoHelix Variante B

Aufgrund der hohen Laufstabilität und Wiederholbarkeit der Versuchsergebnisse wird die DoHelix Variante B in Reihe 2 dazu genutzt, die Wärmeentwicklung im Seil beim DoHelix-Konzept während der Versuche mit einer Wärmebildkamera zu betrachten, vgl. Abb. 5.24. Hierfür werden die Belastungsversuche parallel mit einer Wärmebildkamera überwacht, da hier die höchsten Kräfte im und der höchste Verschleiß am Kunststoff-Faserseil auftreten. Für die Auswertung werden Messpunkte definiert, bei denen in allen Versuchen an der gleichen Position im Raum die Temperatur T ausgelesen wird. Diese variiert für Abb. 5.24 im Bereich zwischen 19 - 35 °C. Auf eine möglichst konstante Umgebungstemperatur und eine geringe Luftzirkulation wird geachtet und Versuche bei Feststellung von Störeinflüssen, z.B. stark schwankender Temperatur oder Zirkulation, gegebenenfalls wiederholt. Abb. 5.25 zeigt die Wärmeentwicklung im Kunststoff-Faserseil für verschiedene Verhältnisse von $d_{D,S}$ zu $d_{D,W}$, wie sie in den Belastungsversuchen R2-B1 bis R2-B4 getestet wurden. Es wird jeweils die gleiche Zuladung $m_{D,Z}$ verwendet. Die Versuche enden jeweils bei der Versuchsdauer $t = 255$ s. Abb. 5.26 zeigt die Temperatur im Seil bei den identischen Belastungsversuchen gemessen an Messpunkt 1, aufgetragen über die zunehmende Zuladung.

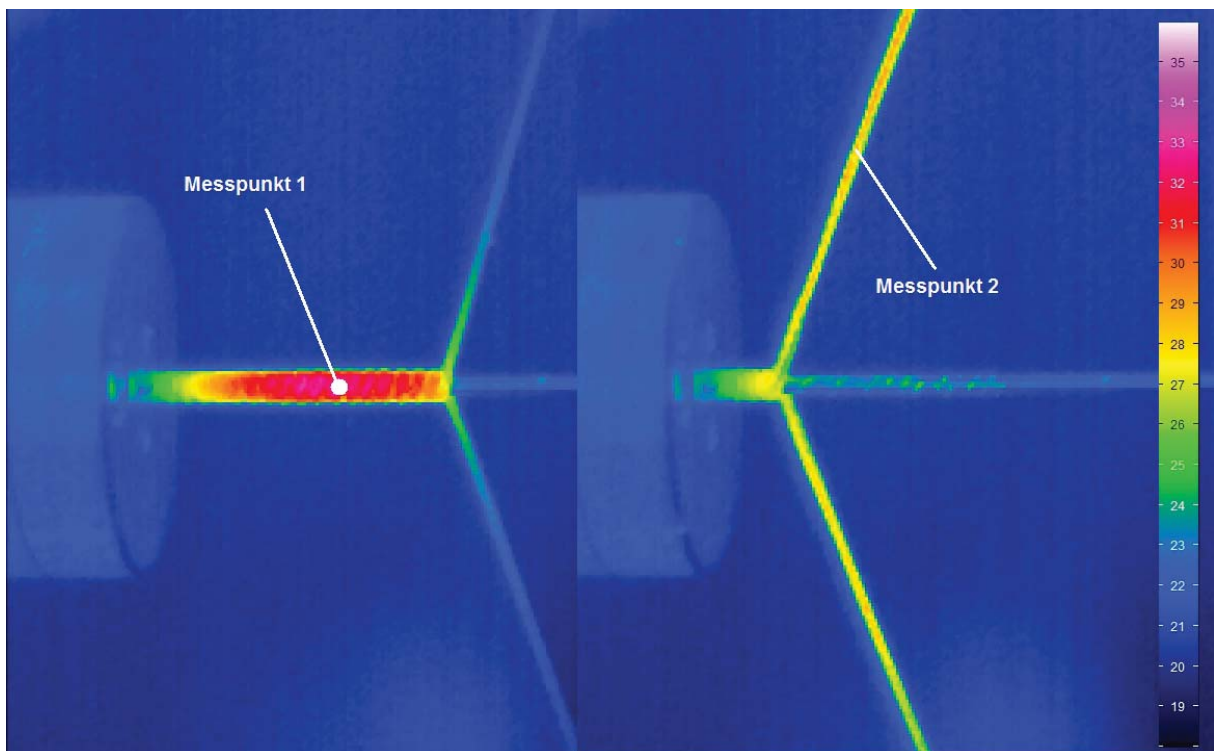


Abbildung 5.24: Wärmeentwicklung im Kunststoff-Faserseil bei der DoHelix Variante B

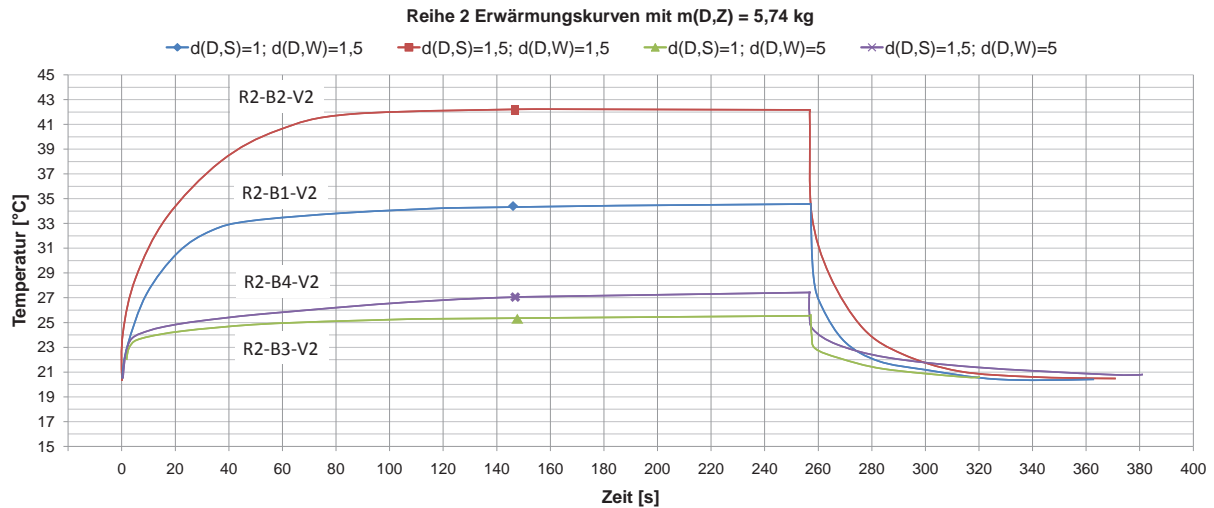


Abbildung 5.25: Erwärmungskurven für das Kunststoff-Faserseil in Reihe 2 bei konstanter Zuladung $m_Z = 5,74 \text{ kg}$

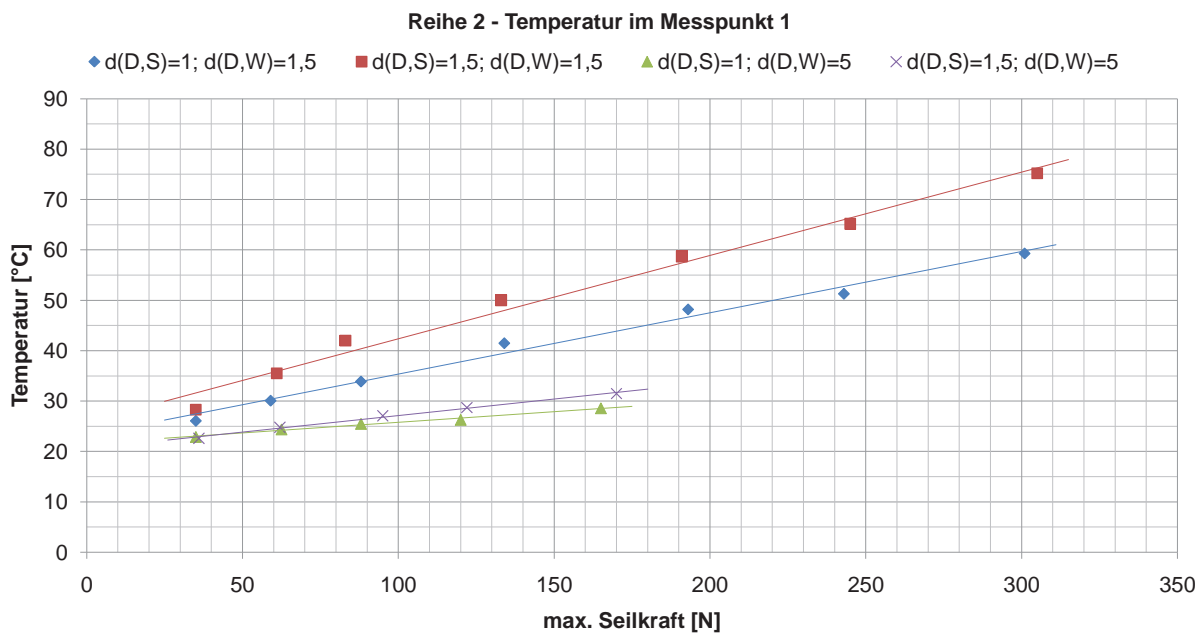


Abbildung 5.26: Temperatur in Abhängigkeit von Seil- zu Wellendurchmesser und zunehmender Zuladung in Reihe 2

5.3.3 Versuche QuadHelix-Antrieb Variante B

Dauerversuche

Der für Reihe 4 aufgestellte Dauerversuchsplan wird abgearbeitet. Hierbei wird jeder Versuch mindestens viermal wiederholt. Die Messergebnisse sind in Tab. 5.15 dargestellt. Die Zielgrößen und deren Variablen sind detailliert in Tab. 5.3 auf Seite 76 beschrieben. Die Gesamtlaufzeit

aller Dauerversuche in Reihe 4 liegt bei 2156 Stunden, was nur einen Bruchteil der für die statistische Belastbarkeit nach Feyrer notwendigen Versuche darstellt.

Tabelle 5.15: Gemittelte Messwerte der Dauerversuche in Reihe 4

Variable	ZZ	$\sigma\{\bar{y}_{r1}\}$	min. $F_{Q,S}$	max. $F_{Q,S}$	t	max. $x_{Q,Z}$	max. $v_{Q,Z}$	max. $a_{Q,Z}$	max. I_Q	
Zielgröße	\bar{y}_{r1}	-	\bar{y}_{r2}	\bar{y}_{r3}	\bar{y}_{r4}	\bar{y}_{r5}	\bar{y}_{r6}	\bar{y}_{r7}	\bar{y}_{r8}	
Nr.	Einheit	[-]	[-]	[N]	[N]	[h]	[mm]	[mm/s]	[mm/s ²]	[A]
T1	V1-10	164.451	14.477	20	33	109	116	198	336	2,3
T2	V1-7	124.131	10.580	30	48	80	115	197	335	2,7
T3	V1-4	63.364	4.812	43	62	41	116	197	336	3,6
T4	V1-4	18.288	534	58	82	12	117	199	338	4,5
T5	V1-4	20.018	2.936	53	86	10	116	270	630	4,5
T6	V1-6	18.168	2.193	55	83	12	111	189	323	4,0
T7	V1-5	11.869	1.751	69	93	8	111	190	323	4,5
T8	V1-6	23.869	4.222	52	87	11	111	259	604	4,4
T9	V1-4	28.459	2.397	45	64	19	112	191	324	3,5

In Abb. 5.27 sind die gemittelten Messwerte der neun unterschiedlichen Testaufbauten der Dauerversuche T1-T9 zur QuadHelix-Variante B grafisch dargestellt. Zusätzlich dazu werden der Durchmesser der Wickelwelle und das Verhältnis der Durchmesser von Wickelwelle und Kunststoff-Faserseil angegeben.

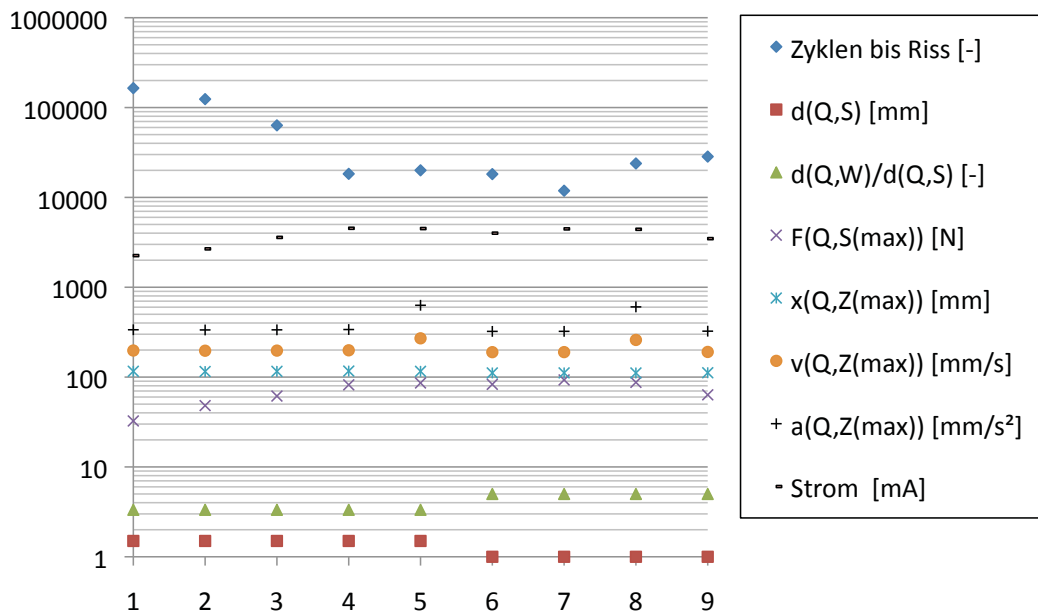


Abbildung 5.27: Gemittelte Messwerte in Reihe 4, Dauerversuche T1-T9

In Abb. 5.28 sind beispielhaft einige Versuchsergebnisse dargestellt. Die linke Aufnahme zeigt einen Dauerversuch mit noch niedriger Zyklenzahl. Im Versuch auf der rechten Aufnahme ist das Seil für die Hubbewegung der Zuladung gegen die Schwerkraft auf der Belastungsseite gerissen und der Dauerversuch damit beendet.



Abbildung 5.28: Beispielaufnahmen der Dauerversuche zum QuadHelix-Antrieb in Reihe 4

Nähere Betrachtung einzelner Zyklen

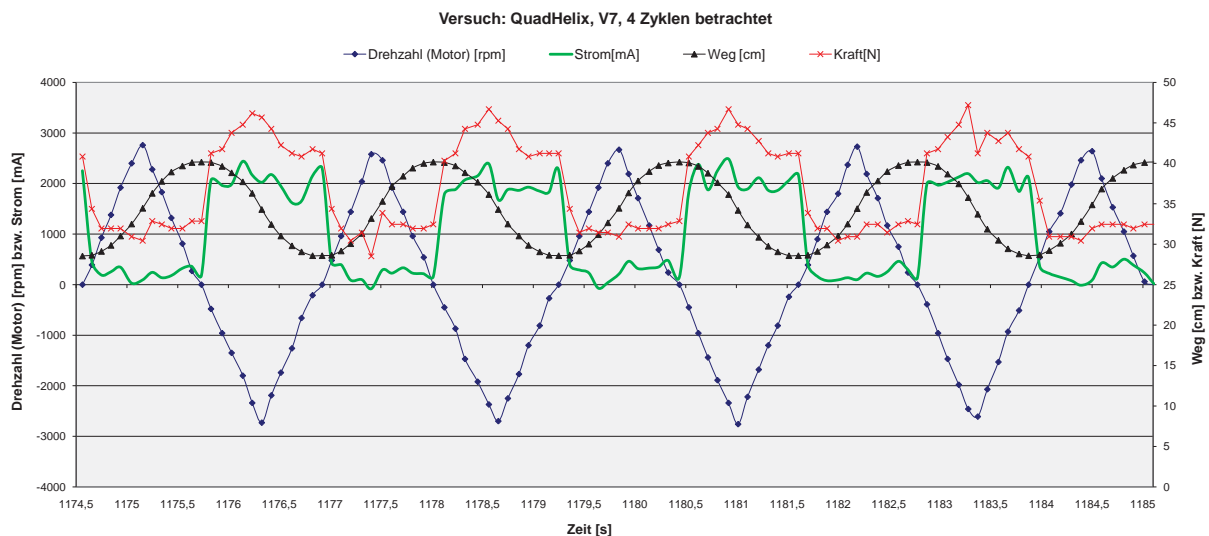


Abbildung 5.29: Datenauswertung im Detail: Betrachtung von vier Zyklen des Dauerversuchs R4-T2-V7

Einzelne Zyklen des Dauerversuchs R4-T2-V7 werden im Detail mit dem vorgegebenen v-t-Diagramm der Versuchsplanung verglichen. Da die Bewegung der Zuladung im Prüfstand in Richtung der Schwerkraft erfolgt, reduzieren sich in diesem Aufbau die notwendigen Kräfte und damit auch der Stromfluss in der Absenkphase deutlich. In der Hubphase hingegen, wie auch in Abb. 5.29 zu erkennen, steigen die benötigte Kraft im Seil zum Heben der Zuladung und damit verbunden die Stromaufnahme stark an. Die Motordrehzahl zeigt in diesem Aufbau den in Abb.

5.3 dargestellten Verlauf für die Auf- und Abwicklung. Der zurückgelegte Weg der Zuladung wird gemessen und pendelt im Beispiel zwischen den Werten 285 mm und 400 mm, was einem Hubweg von 115 mm entspricht. Alle in Reihe 4 durchgeführten Dauerversuche enden mit einem Riss einer oder beider Seile, die für die Hubbewegung der Zuladung verwendet werden, da hier durch die konstruktive Anordnung des Versuchs die höchsten Kräfte im Seil auftreten.

Belastungsversuche

Der für Reihe 4 aufgestellte Belastungsversuchsplan wird abgearbeitet. Die gemittelten Messwerte der durchgeführten Belastungsversuche sind in Tab. 5.16 dargestellt. Die Zielgrößen und deren Variablen sind detailliert in Tab. 5.3 auf Seite 76 beschrieben.

Tabelle 5.16: Messwerte der Belastungsversuche in Reihe 4

	Variable	max. Zula- dung	max. $F_{Q,S}$	max. $x_{Q,Z}$	max. I_Q
	Zielgröße	-	\bar{y}_{r3}	\bar{y}_{r5}	\bar{y}_{r8}
Nr.	Einheit	[kg]	[N]	[mm]	[A]
B1	V1-4	8,6	120	113	5
B2	V1	8,6	120	117	6

Beispiel für den QuadHelix Variante B: Belastungsversuch: R4-B1-V2

Bei dem in Abb. 5.30 dargestellten Belastungsversuch R4-B1-V2 bleibt der Hubweg beim QuadHelix-Antrieb über die gesamte Versuchsdauer weitgehend konstant. Der Hubweg schwankt hierbei um +/- 1 mm bei 112 mm Gesamthub, während die Zuladung kontinuierlich erhöht wird, vgl. Abb. 5.31 mit der Darstellung des Kraftverlaufs im Seil. Dies bestätigt die Umsetzungen der geforderten Charakteristika aus Kap. 3.

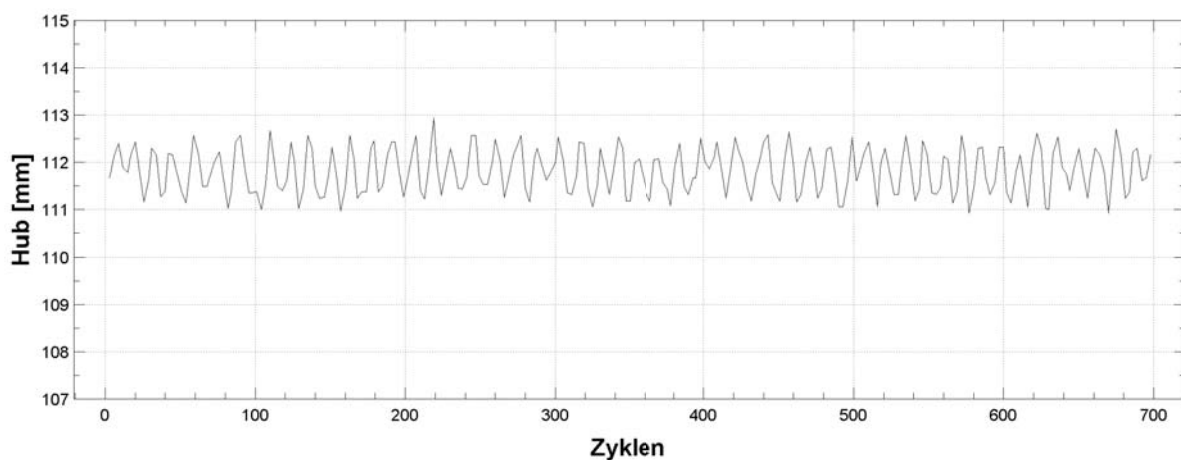


Abbildung 5.30: Belastungsversuch R4-B1-V2: Hubweg der Zuladung über Zyklen

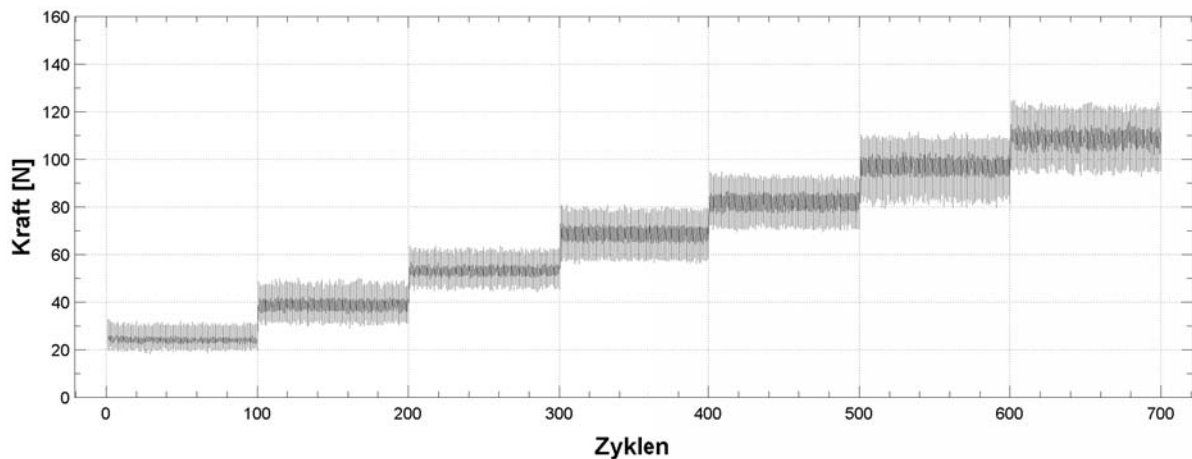


Abbildung 5.31: Belastungsversuch R4-B1-V2: Kraftverlauf über Zyklen

Untersuchung der Wärmeentwicklung im Kunststoff-Faserseil für QuadHelix Variante B

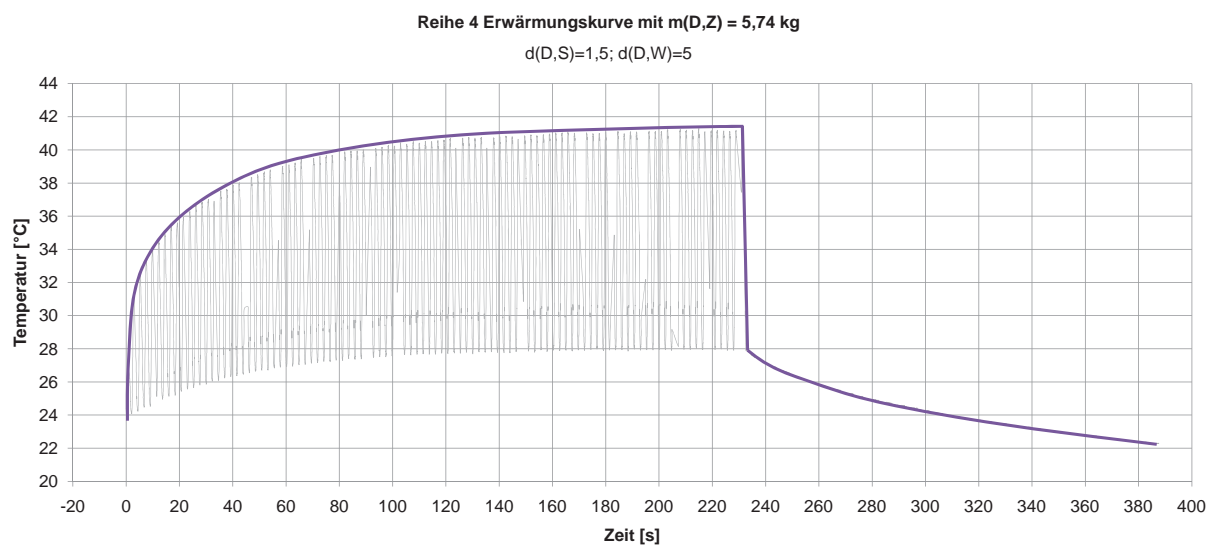


Abbildung 5.32: Erwärmungskurve Reihe 4: R4-B2-V1

Analog zu den Untersuchungen zur Wärmeentwicklung beim DoHelix-Konzept wird die Wärmeentwicklung der Kunststoff-Faserseile beim QuadHelix-Antrieb untersucht. Hierfür wird der Versuch R4-B2-V1 zusätzlich mit einer Wärmebildkamera betrachtet, vgl. Abb. 5.33. Es werden für die Untersuchung die gleiche Vorgehensweise und die gleichen Randbedingungen wie bei DoHelix-Variante B in Reihe 2 verwendet bzw. angenommen, vgl. Abschnitt 5.3.2. Die Maßeinheit in der Abb. 5.33 ist die Temperatur T , hier im Bereich zwischen 20 - 44 °C. Eine konstante Zuladung $m_{D,Z} = 5,74 \text{ kg}$ wird verwendet. Es werden 100 Hubzyklen im gleichmäßigen Versuchsverlauf näher beobachtet. Alle 10 Sekunden wird eine 5-Sekunden-Sequenz mit

der Wärmebildkamera aufgenommen. Bei der Versuchsdauer $t = 230$ s enden die Versuchsfahrten. Abb. 5.32 zeigt die Wärmeentwicklung im Kunststoff-Faserseil für $d_{D,S} = 1,5$ mm und $d_{D,W} = 5$ mm, wie im Belastungsversuch R4-B2-V1 getestet.

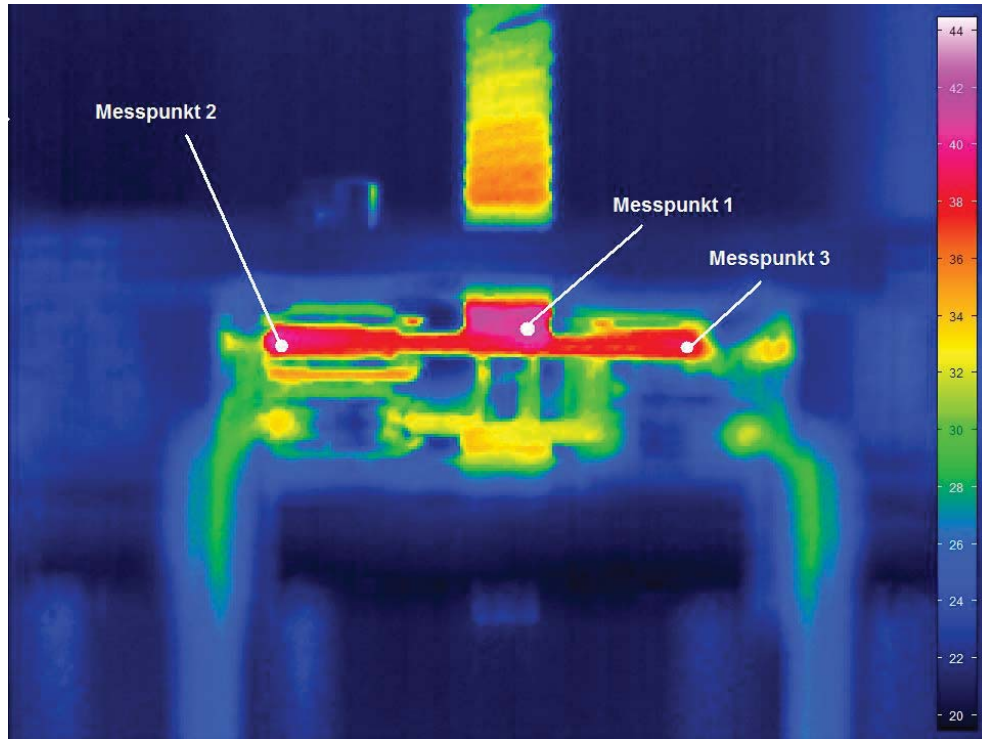


Abbildung 5.33: R4-B2-V1: Wärmeentwicklung im Kunststoff-Faserseil in Reihe 4

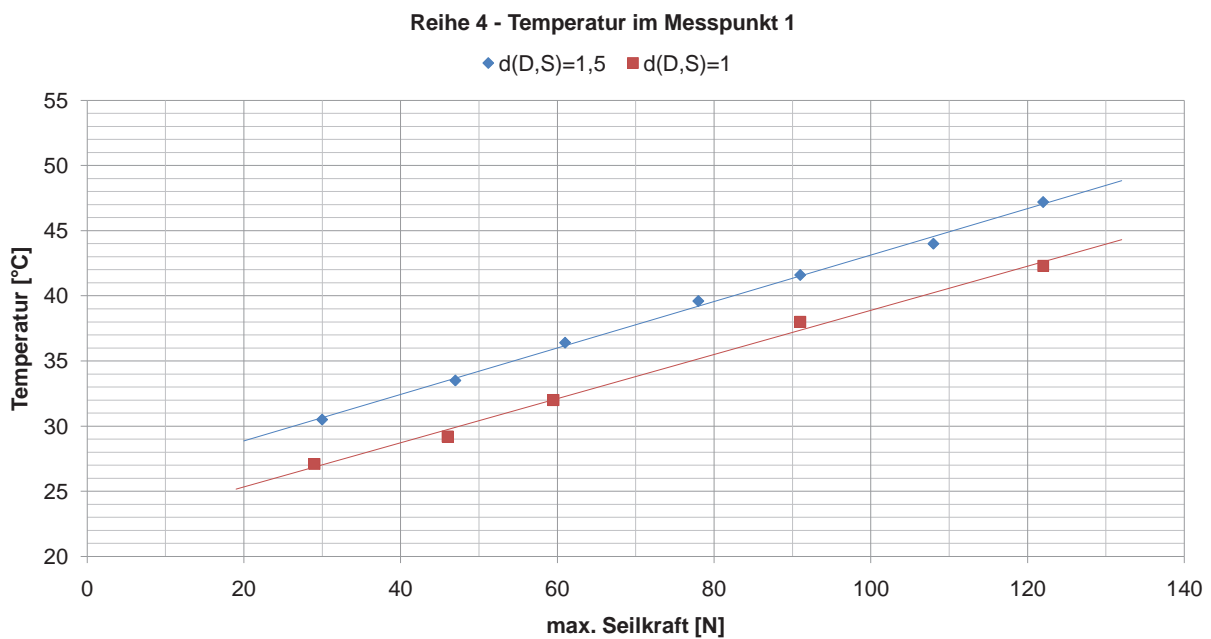


Abbildung 5.34: Temperatur in Abhängigkeit vom konstruktiven Aufbau, dem Seildurchmesser und der zunehmenden Kraft im Seil in Reihe 4; B1 = 1 mm und B2 = 1,5 mm

Abb. 5.34 zeigt die Temperatur im Seil bei den Belastungsversuchen R4-B1 und R4-B2 gemessen am Messpunkt 1, aufgetragen über die zunehmende Zuladung. Die gemessenen Temperaturen in allen Dauer- und Belastungsversuchen zum QuadHelix-Antrieb in Reihe 4 des Prüfstands bleiben im für HMPE-Kunststoff-Faserseile unkritischen Bereich. Nichtsdestotrotz muss bei der Auslegung eines QuadHelix-Antriebs mit niedrigem $\frac{d_{D,W}}{d_{D,S}}$ -Verhältnis, kleinen Umlenkrollendurchmessern neben der Wickelwelle, geringem Abstand dieser Umlenkrollen zur Wickelwelle und mit gleichzeitig hohen Kräften im Kunststoff-Faserseil auf eine sehr gute Wärmeabfuhr geachtet werden, sodass die Arbeitstemperatur des HMPE-Materials nicht überschritten wird.

5.3.4 Versuche Verdrill-Muskel / Strand-Muscle Actuator

Dauerversuche

Tabelle 5.17: Messwerte der Dauerversuche zum Verdrill-Muskel / StMA in Reihe 5

	Variable	ZZ	$\sigma\{\bar{y}_{r1}\}$	min. $F_{V,S}$	max. $F_{V,S}$	t	max. $x_{V,Z}$	\varnothing $v_{V,Z}$	Zyklus- zeit	max. I_V
	Zielgröße	\bar{y}_{r1}	-	\bar{y}_{r2}	\bar{y}_{r3}	\bar{y}_{r4}	\bar{y}_{r5}	\bar{y}_{r6}	-	\bar{y}_{r8}
Nr.	Einheit	[-]	[-]	[N]	[N]	[h]	[mm]	[mm/s]	[s]	[A]
T1	V1-3	3.549	361	24	40	5	79	30	5,2	2,1
T2	V1-3	170.284	15.897	24	42	200	30	14	4,2	1,0
T3	V1-3	3.263	295	206	221	4	24	11	4,2	1,6
T4	V1-3	10.839	191	107	123	13	25	12	4,2	1,2
T5	V1-3	4.675	34	107	123	6	38	16	4,7	1,3
T6	V1-3	11.733	1.127	107	119	15	24	10	4,7	1,0
T7	V1-4	27.937	6.279	106	119	33	17	8	4,2	1,0
T8	V1-3	98.582	1.322	52	72	116	25	12	4,2	1,1
T9	V1-3	122.101	5.769	52	72	143	17	8	4,2	1,1
T10	V1-3	46.070	1.946	27	43	67	39	15	5,2	1,0
T11	V1-3	15.408	1.264	52	72	18	16	8	4,2	1,0
T12	V1-3	17.536	1.934	52	72	21	16	8	4,2	1,0
T13	V1-3	146	38	52	72	< 1	26	12	4,2	1,0

Der für Reihe 5 aufgestellte Dauerversuchsplan wird abgearbeitet. Zur Untersuchung des Verdrill-Muskels / StMAs werden insgesamt 13 verschiedene Versuchsaufbauten getestet. Jeder Versuchsaufbau wird hierbei mindestens dreimal wiederholt. Die Messergebnisse der Dauerversuche sind in Tab. 5.17 dargestellt. Die Zielgrößen und deren Variablen sind detailliert in Tab. 5.3 auf Seite 76 beschrieben. Die Gesamtlaufzeit aller Dauerversuche in Reihe 5 beträgt 1958 Stunden, was nur einen Bruchteil der für die statistische Belastbarkeit nach Feyrer notwendigen Versuche darstellt. Im Vergleich zum DoHelix- und QuadHelix-Konzept sind bei gleicher Motoreingangsdrehzahl und -beschleunigung ein deutlich kleinerer maximaler Hubweg $x_{V,Z}$ und

eine kleinere maximale Geschwindigkeit $v_{V,Z}$ der Zuladung festzustellen. Aus den Messwerten lässt sich die durchschnittliche Hubgeschwindigkeit $\varnothing v_{V,Z}$ und die Zykluszeit einer vollständigen Ver- und Entdrillung extrahieren. Gleichzeitig ist die Stromaufnahme niedriger als beim DoHelix-Konzept. Zu beachten ist, dass der Hubweg hierbei anders als beim DoHelix-Konzept nicht konstant ist. Er verläuft nichtlinear und nimmt sowohl über die Zahl der Belastungszyklen als auch über einen zunehmenden Verdrillwinkel, d.h. eine zunehmende Anzahl an Umdrehungen des Motors, ab.

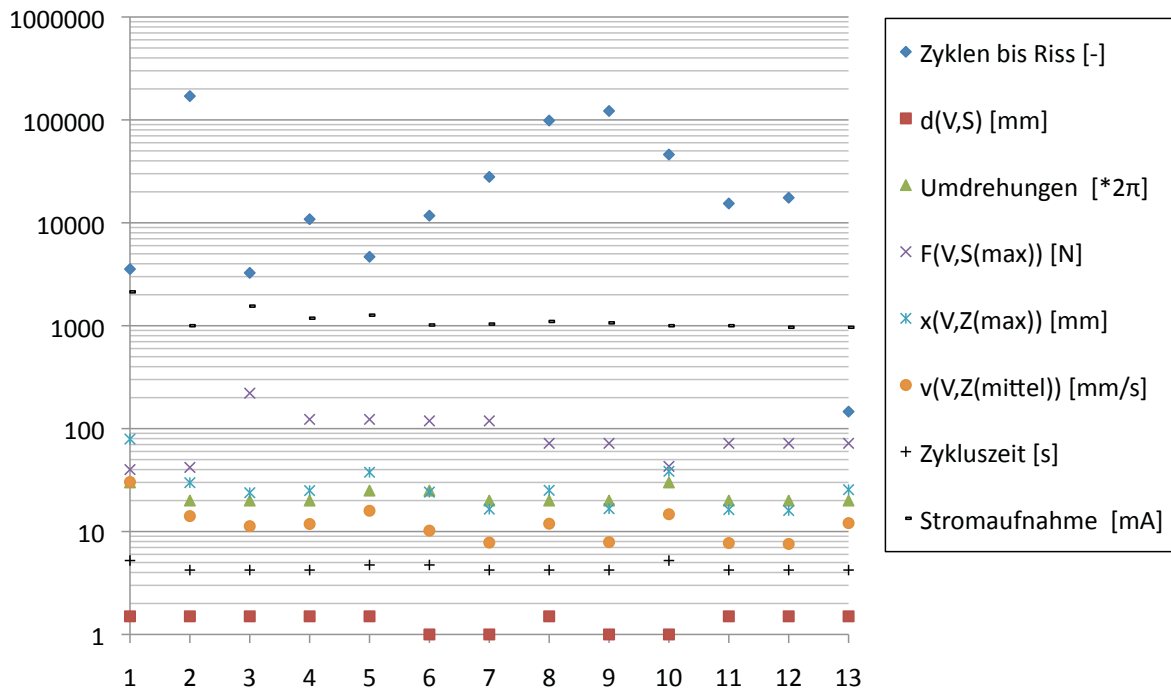


Abbildung 5.35: Messwerte Reihe 5, T1-T13

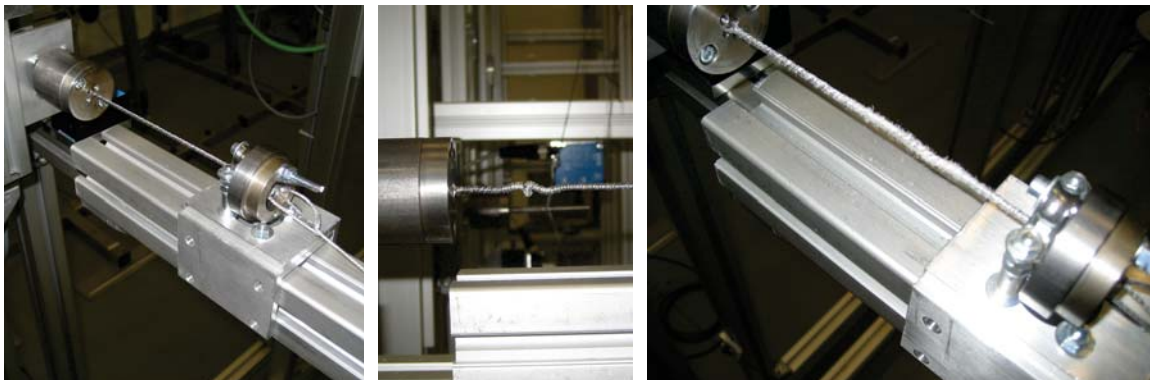


Abbildung 5.36: Beispielaufnahmen der Versuche zum Verdrill-Muskel / StMA in Reihe 5

In Abb. 5.35 sind die gemittelten Messwerte der 13 unterschiedlichen Testaufbauten der Dauerversuche T1-T13 zum Verdrill-Muskel / StMA grafisch dargestellt. Zusätzlich dazu werden

der Durchmesser des Kunststoff-Faserseils und die Zykluszeit einer vollständigen Ver- und Entdrillung angegeben.

Beim Verdrill-Konzept / StMA kann es beim Überschreiten des maximalen Verdrillwinkels $\alpha_{V,max}$ im Lauf der Zeit zur zunehmenden plastischen Verdrillung des Seils kommen. Im Betrieb kann hierdurch dann eine oder mehrere Verdrillungen 2. Ordnung hervorgerufen werden, wie es in Abb. 5.36 in der Mitte dargestellt ist. Diese verursachen Sprünge in der Seilkraft und im Hubweg und reduzieren in der Folge die Dauerhaltbarkeit des Seils zusätzlich. Im linken Bild ist eine Verdrillung zu Beginn eines Versuchs, im rechten Bild kurz vor dem Ende eines Versuchs, dargestellt.

Nähere Betrachtung einzelner Zyklen

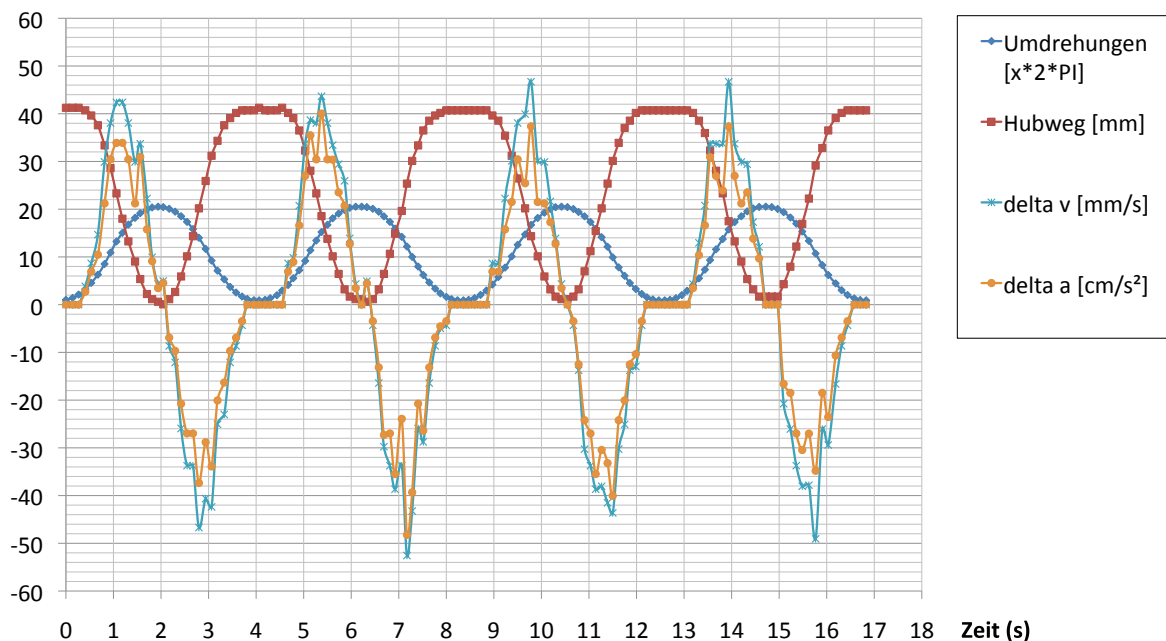


Abbildung 5.37: Datenauswertung im Detail: Betrachtung von vier Zyklen beim Verdrill-Muskel / StMA im Dauerversuch R5-T2-V1

Einzelne Zyklen des Dauerversuchs R5-T2-V1 werden im Detail betrachtet. Das in Abb. 5.3 qualitativ dargestellte Geschwindigkeits- und Beschleunigungsprofil wird mit den Werten der Versuchsplanung hier identisch zum DoHelix-Muskel bzw. QuadHelix-Antrieb zur Motoransteuerung vorgegeben. Beim Verdrill-Muskel / StMA resultiert in diesem Versuch ein etwas längeres Plateau im Verlauf des Hubwegs, was auf den nicht-linearen Hubwegverlauf bei Start und Ende der Verdrillung zurückzuführen ist. Die höchsten Geschwindigkeiten und Beschleunigungen treten bei der Hälfte des Hubwegs auf, vgl. Abb. 5.37. Da die Geschwindigkeit der Hubbewegung im Gegensatz zu den anderen Konzepten nicht linear verläuft, wird in der Abbildung die Änderung der Geschwindigkeit bzw. der Beschleunigung dargestellt. Für die Auswertung

wird die mittlere Geschwindigkeit über einen vollständigen Hubzyklus angegeben. Bei diesen zu Beginn des Versuchs aufgenommenen Daten ist die Abnahme des Hubwegs im Verlauf des Gesamtversuchs zu erkennen. So reduziert sich der Hubweg zu Beginn von R5-T2-V1 bereits in diesen vier Hubzyklen um ca. 2 mm. Abb. 5.38 zeigt weiterführend den typischen Verlauf der Hubwegabnahme über den gesamten Versuch am Beispiel von Dauerversuch R5-T8-V2.

Beispiel für den Verdrill-Muskel / StMA: Dauerversuch R5-T8-V2

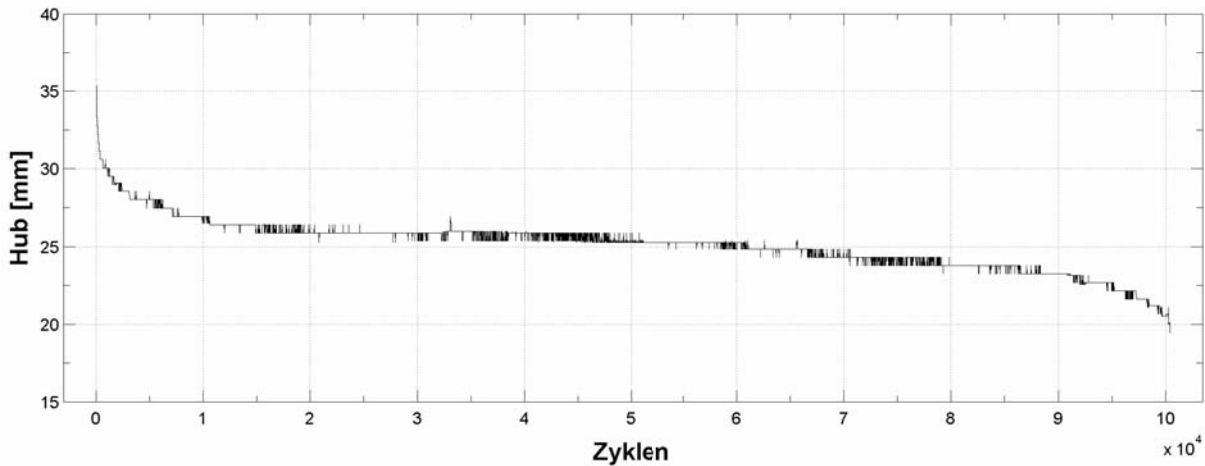


Abbildung 5.38: R5-T8-V2: Maximaler Hubweg der Zuladung dargestellt über die Zyklen

In Abb. 5.38 ist ein typischer Versuchsverlauf zum Verdrill-Muskel / StMA am Beispiel von Dauerversuch R5-T8-V2 dargestellt. Es tritt keine Verdrillung 2. Ordnung auf, da der maximale Verdrillwinkel nicht überschritten wird. Eine starke Abnahme des Hubwegs zu Beginn ist zu erkennen, gefolgt von einer Stabilisierung über einen weiten Bereich mit wieder steigender Abnahme am Ende des Versuchs bei abnehmender Festigkeit des Kunststoff-Faserseils.

Belastungsversuche

Tabelle 5.18: Messwerte der Belastungsversuche in Reihe 5

	Variable	max. Zuladung	max. $F_{V,S}$	max. $x_{V,Z}$	max. I_V
	Zielgröße	-	\bar{y}_{r3}	\bar{y}_{r5}	\bar{y}_{r8}
Nr.	Einheit	[kg]	[N]	[mm]	[A]
B1	V1-2	46,5	489	38	3
B2	V1-2	26,7	288	28	1

Der für Reihe 5 aufgestellte Belastungsversuchsplan wird abgearbeitet. Die Ergebnisse der zusätzlich zu den Dauerversuchen durchgeführten Belastungsversuche sind in Tab. 5.18 darge-

stellt. Die Zielgrößen und deren Variablen sind detailliert in Tab. 5.3 auf Seite 76 beschrieben. Für jeden Versuchsaufbau werden zwei Versuche gefahren. Mit zunehmender Zuladung nimmt der Verschleiß bei der Verdrillung ebenfalls signifikant zu.

Beispiel für den Verdrill-Muskel / StMA: Belastungsversuch R5-B1-V1

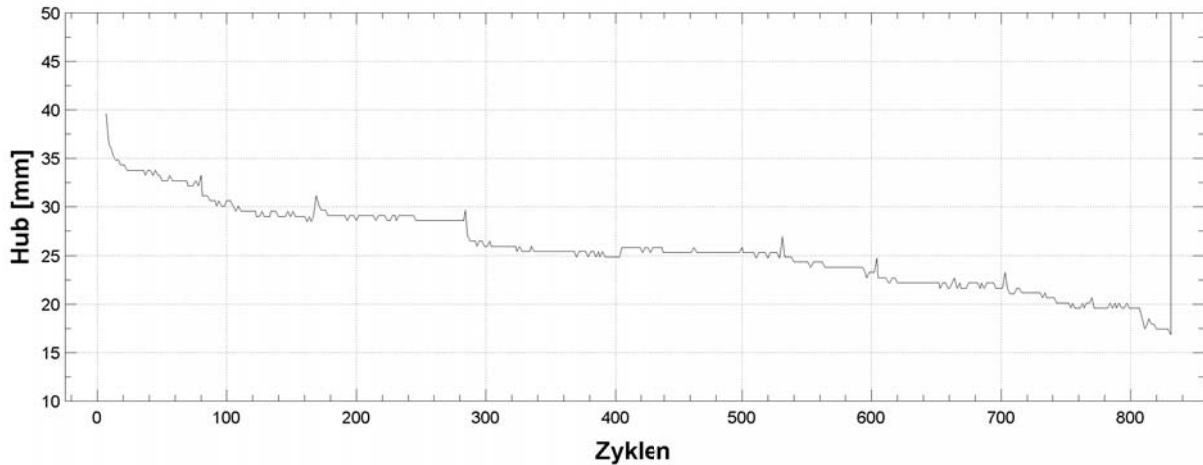


Abbildung 5.39: R5-B1-V1: Hubweg der Zuladung über Zyklen

Im Belastungsversuch R5-B1-V1 wird im Versuchsstand der dort aufgebaute Verdrill-Muskel der Länge 218 mm um 40π , was 20 Umdrehungen der Welle entspricht, verdrillt. Die Zuladung wird kontinuierlich gesteigert und pro Stufe werden 100 Zyklen gefahren und dokumentiert. Die Zuladung wird nach den ersten 100 Zyklen um 2,5 kg, für alle weiteren Stufen um 5 kg erhöht. Hierbei wird eine Kraftmessung im Seil durchgeführt und das Verhalten der gesamten Versuchsstandsreihe beobachtet. Festzustellen ist, dass der Muskel wie theoretisch berechnet bei sehr kleinem Hub hohe Kräfte bewirken kann. Der Verschleiß im Seil nimmt mit steigender Zuladung und damit steigender Kraft deutlich zu. So wird im Versuch die Zuladung bis auf maximal 46,5 kg erhöht, was inklusive mitbewegter Führung und Anbauteilen eine Kraft von 489 N im 1,5 mm-HMPE-Kunststoff-Faserseil bewirkt. Mit steigender Last ist eine zunehmende Beanspruchung aller Versuchsstandskomponenten zu erkennen. Es empfiehlt sich für die axiale Motorlagerung und die Umlenkungen nicht über 50 kg im Versuchsstand dynamisch zu bewegen, da sonst die Auslegungsgrenze überschritten wird. Gleichzeitig bewirkt der letzte Durchlauf bei ca. 800 Zyklen des durchgehend mit einem 1,5 mm-HMPE-Kunststoff-Faserseil durchgeführten Versuchs bei 46,5 kg am Ende ein Versagen des Seils, welches zum Seilriss und damit Versuchsende führt. In Abb. 5.40 ist der vom Laserdistanzmesser aufgenommene Weg dargestellt. Man erkennt die einzelnen Stufen des Belastungstests, bei denen die Zuladung und damit die Kraft im Seil erhöht wird. Parallel dazu wird die Stromaufnahme des antreibenden Motors dargestellt. Diese steigt wie erwartet mit zunehmender Zuladung. Ebenfalls zu erkennen ist auch hier eine deutliche Verkürzung des möglichen Hubwegs des Muskels bei steigender Zu-

ladung, wie er bereits in Abb. 5.39 dargestellt ist. Die niedrige Zyklenzahl von ca. 800 Zyklen, bei der ein Versagen eintritt, zeigt die starke Korrelation von wirkender Zugkraft im Seil und erreichbarer Zyklenzahl beim Verdrill-Muskel. Die Stromaufnahme, aber auch der erreichbare Hubweg, sind dabei deutlich niedriger als bei DoHelix Variante B. Entsprechende quantitative Vergleiche der Versuchsergebnisse sind im nächsten Abschnitt dargestellt.

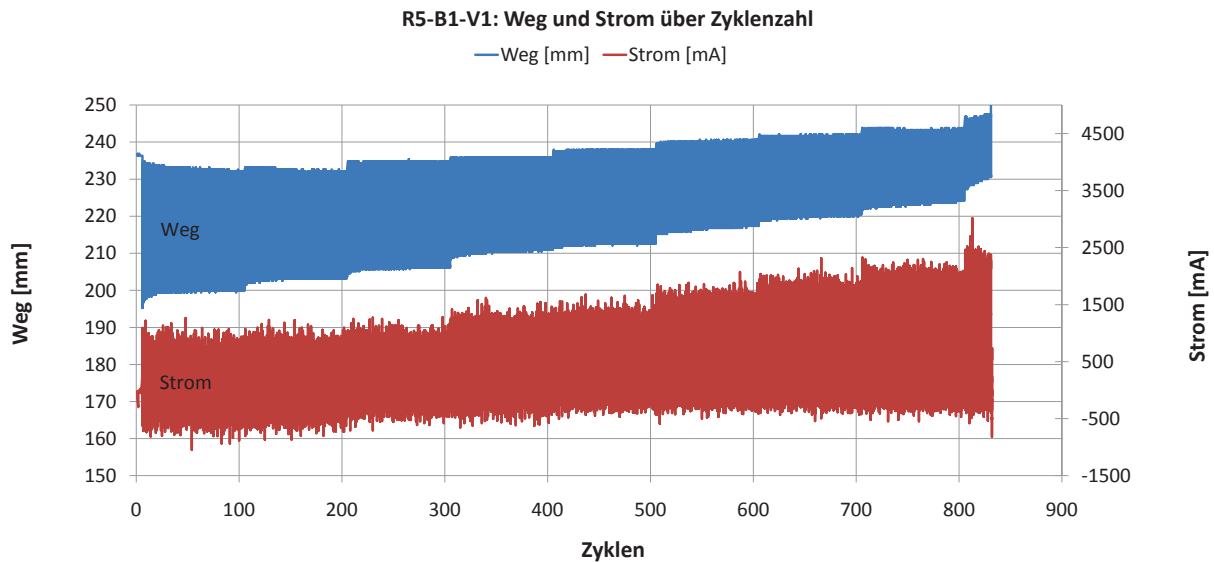


Abbildung 5.40: R5-B1-V1: Gemessener Weg und Strom in direkter Korrelation

Untersuchung der Wärmeentwicklung im Kunststoff-Faserseil für den Verdrill-Muskel / StMA

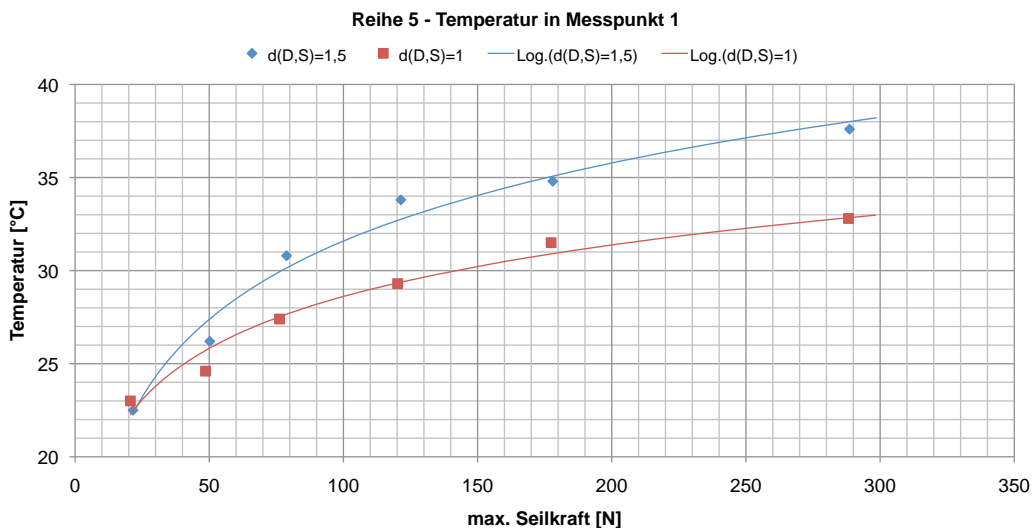


Abbildung 5.41: Temperatur in Abhängigkeit von Seildurchmesser und zunehmender Zuladung in Reihe 5

Reihe 5 wird dazu genutzt, die Wärmeentwicklung im Seil beim Verdrill-Muskel / StMA während der Versuche mit einer Wärmebildkamera zu betrachten, vgl. Abb. 5.42. Die Temperatur T schwankt in Abb. 5.42 im Bereich zwischen 21 - 30 °C. Für die Untersuchung werden die gleiche Vorgehensweise und gleichen Randbedingungen wie bei DoHelix-Variante B in Reihe 2 und QuadHelix-Variante B in Reihe 4 verwendet bzw. angenommen, vgl. Abschnitt 5.3.2. Abb. 5.41 zeigt die Temperatur im Seil bei den Belastungsversuchen R5-B1 und R5-B2 gemessen an Messpunkt 1 aufgetragen über eine zunehmende Zuladung.

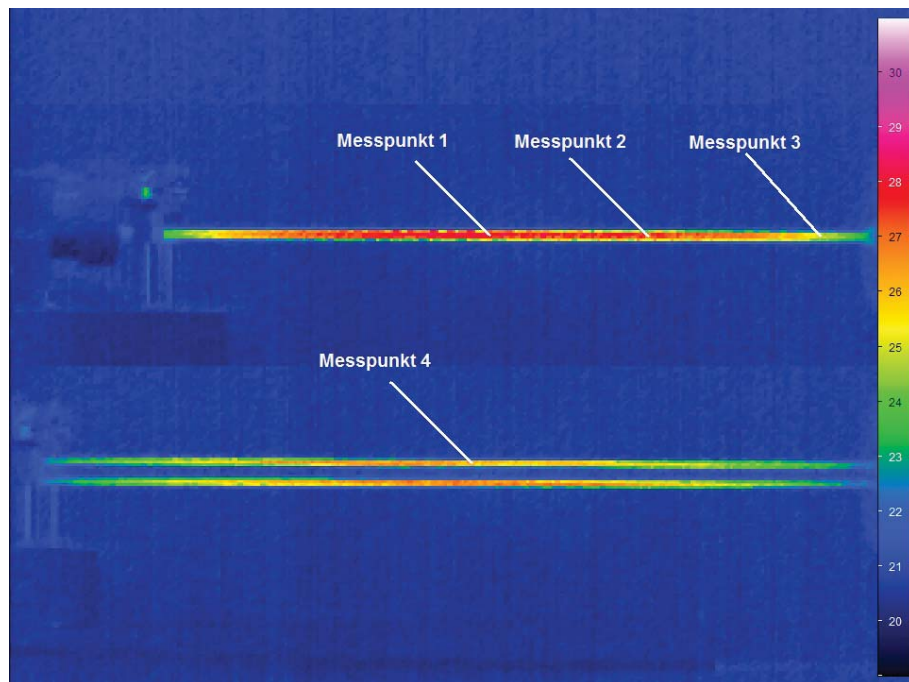


Abbildung 5.42: Wärmeentwicklung im Kunststoff-Faserseil bei der Verdrillung / StMA; Oben: verdrillt; Unten: unverdrillt

5.4 Versuchsauswertung

5.4.1 Ergebnisse

Ergebnis (1) - Alle Konzepte: Korrelation Seilkraft $F_{D,S}$ und Zyklenzahl $u[z]$

Aus den Dauerversuchen in allen Reihen geht konzeptunabhängig eine eindeutige Korrelation zwischen der real im Seil wirkenden Kraft und der erreichbaren Zyklenzahl bis zum Riss des Seils hervor. Je größer die statische Vorspannkraft durch die Zuladung und damit auch die während der Versuche resultierende dynamische Kraft im Seil bezogen auf die minimale Bruchlast des Seils ist, desto geringer ist die erreichbare Zyklenzahl. Die Ergebnisse der Versuche R1-T1 bis R1-T4 zeigen dies beispielhaft auf. Hier sinkt bei zunehmender Vorspannkraft und damit

zunehmend höheren dynamischen Kräften im Seil während des Versuchs die Dauerhaltbarkeit um bis zu zwei 10er-Potenzen. Die Wahl des geeigneten Seildurchmessers bei gleichzeitiger Berücksichtigung der minimalen Bruchlast des Seils ist folglich ein entscheidender Faktor für die belastungsgerechte Auslegung eines seilzugbasierten Antriebs. Das Ergebnis (1) bestätigt hiermit Erkenntnisse aus Versuchen zu Stahldrahtseilen.

Ergebnis (2) - DoHelix / QuadHelix: Korrelation Durchmesser Wickelwelle / Seil ($\frac{d_{D,W}}{d_{D,S}}$) und Dauerhaltbarkeit

Aus den Dauerversuchen in Reihe 1 und Reihe 2 zum DoHelix-Konzept geht eine eindeutige Korrelation zwischen $\frac{d_{D,W}}{d_{D,S}}$ und der Dauerhaltbarkeit hervor. Aufbauten mit einem Verhältnis von 1:1 verschleifen deutlich schneller als Aufbauten mit einem Verhältnis von 10:1. Der Abfall ist exemplarisch für die Versuche R2-T3, R2-T5 und R2-T8 in Tab. 5.19 quantitativ dargestellt. Das Ergebnis (2) bestätigt hiermit Erkenntnisse aus Versuchen zu Stahldrahtseilen.

Tabelle 5.19: Korrelation Wickelwellen- zu Seildurchmesser

Variable	Material	$d_{D,S}$	$d_{D,W} / \mathbf{VV}$	z	$F_{D,Vor}$	max. $F_{V,S}$
Einheit	[-]	[mm]	[mm]	[-]	[N]	[N]
R2-T5	HMPE	1,5	1,5	23.013	68	88
R2-T3	HMPE	1,5	5	121.188	68	94
R2-T8	HMPE	1	10	517.599	68	108

Ergebnis (3) - DoHelix: Bewertung der Auslegung des ISELLA 1 - Konzepts

Der Aufbau R1-T5 ist identisch mit dem Aufbau der Seilzugantriebe im ISELLA 1 Konzeptentwurf. Eine 1,5 mm-Welle wickelt hierbei ein 1,5 mm-HMPE-Kunststoff-Faserseil bei einer statisch wirkenden Vorspannkraft von 59 N auf. Trotz dieser im Versuchsstand deutlich niedrigeren Kraft gegenüber der in den ISELLA 1-Seilen zu erwartenden und in Kap. 3 berechneten Kraft von max. 440 N pro Seilzugantrieb, vgl. Analyseergebnis 2 aus Abschnitt 3.1, ist der Versuch im Durchschnitt bereits nach 3.862 Zyklen zu Ende. Mit der in der ISELLA 1 - Auslegung ca. 7,5-fach höheren Seilkraft wäre ein noch schnellerer Verschleiß zu erwarten und somit ein dauerhafter und wartungsarmer Betrieb des Roboterarms nicht möglich.

Ergebnis (4) - Alle Konzepte: Eignung verschiedener Seilmaterialien für Aufwicklung mit hohen Biegeradien

Die in Abschnitt 2.2.3 aufgeführten Seilmaterialien werden auf ihre Eignung zur Aufwicklung mit hohen Biegeradien hin überprüft. Hierbei wird in Reihe 2 in einem mechanisch unveränderten Aufbau einzig das Material des verwendeten Seils variiert. R2-T5, R2-T10, R2-T11 und R2-T12 werden hierbei für das DoHelix-Konzept als Vergleichsaufbauten herangezogen. R5-T8, R5-T11 und R5-T12 dienen für das Verdrill-Muskel / StMA-Konzept als Vergleichsaufbauten.

Das Ergebnis ist in Tab. 5.20 dargestellt. Das Ergebnis bestätigt die Vorauswahl von HMPE als im Rahmen dieser Arbeit geeignetstem Material für die Aufwicklung mit hohen Biegeradien. Bemerkenswert ist das bessere Abschneiden von Aramid beim Einsatz im Verdrill-Muskel / StMA gegenüber dem Einsatz im DoHelix-Konzept, was sich mit den Vorversuchsergebnissen aus [PBC09] deckt. Da das Material bei beiden Muskel-Konzepten aber weit hinter der erreichbaren Zyklenzahl bis Riss von HMPE zurückbleibt, wird dieses Ergebnis hier nicht tiefergehend betrachtet. Dass in diesem Aufbau der Verdrill-Muskel / StMA höhere Standzeiten als der DoHelix-Muskel aufweist, liegt einzig an der Wahl von $\frac{d_{D,W}}{d_{D,S}} = 1$ für den DoHelix-Muskel zur Begrenzung der maximalen Versuchsdauer für die Versuche mit dem DoHelix-Konzept, die sonst um ca. Faktor 10 länger gelaufen wären, vgl. Ergebnis (2).

Tabelle 5.20: Ergebnis der Versuche mit unterschiedlichen Seilmaterialien

Variable	Material	$d_{D,S}$	$d_{D,W} / \mathbf{VV}$	z	$F_{D,Vor}$	max. $F_{V,S}$
Einheit	[-]	[mm]	[mm]	[-]	[N]	[N]
R2-T5	HMPE	1,5	1,5	23.013	68	88
R2-T10	Aramid	1,5	1,5	817	68	93
R2-T11	Hanf	1,5	1,5	168	68	90
R2-T12	PES	1,5	1,5	6.089	68	95
R5-T8	HMPE	1,5	218/6	98.582	58	72
R5-T11	PES	1,5	218/6	15.408	58	72
R5-T12	Aramid	1,5	218/6	17.536	58	72

Ergebnis (5) - DoHelix / QuadHelix: Einfluss von Schmierung

Der Einfluss eines Schmiermittels zur Reduktion der äußeren und inneren Reibung im Seil und damit zur Steigerung der erreichbaren Zyklenzahl wird separat untersucht. Zum Vergleich werden die Versuche R2-T6 und R2-T9 herangezogen. R2-T6 erreicht ohne Schmierung des Seils bei sonst gleichen Versuchsbedingungen und unverändertem Versuchsaufbau eine durchschnittliche Zyklenzahl von 20.398 Zyklen. R2-T9 erreicht mit einem jeweils vor Versuchsbeginn mindestens 15 Minuten in handelsüblichem Schmieröl eingelegten Seil eine mittlere Zyklenzahl von 55.295 Zyklen. Somit erhöht sich die erreichbare Zyklenzahl ca. um den Faktor 2,7. Für den späteren Einsatz empfiehlt sich daher die Schmierung des zu verwendenden HMPE-Kunststoff-Faserseils zur Optimierung der Wärmeabfuhr und Reduktion der Reibung zwischen den einzelnen Fasern. Hierbei ist die hohe Widerstandsfähigkeit des HMPE-Materials gegenüber Wasser bzw. Öl von Vorteil.

Ergebnis (6) - DoHelix A und B: Wärmeentwicklung im Seil

Beim DoHelix-Konzept wird im Versuchsstand nur bei einem D/d-Verhältnis von 1:1, d.h. Durchmesser Wickelwelle = 1,5 mm zu Durchmesser Seil = 1,5 mm und einer Kraft im Seil

von $F > 300$ N ein Temperaturwert von 70°C , gemessen an der Seiloberfläche im mittleren Wicklungsbereich und ohne Schmierung, überschritten. Dies bestätigt den erhöhten Verschleiß dieser Auslegung, wie sie im ISELLA 1-Konzept vorgesehen wäre. Bereits bei der Nutzung einer Welle von 5 mm Durchmesser sinkt dieser Wert deutlich. Ca. 40°C wären dann an der Oberfläche des Seils bei ca. 300 N Kraft im Seil zu erwarten. Dies bewegt sich unterhalb der in den Anforderungen gesetzten Grenze von 70°C für HMPE-Kunststoff-Faserseile. Für die spätere Realisierung im Zielsystem wird ein Mindestwellendurchmesser von $d_{Q,W} = 6\text{ mm}$ bei der Verwendung eines Seils mit $d_{Q,S} = 1,5\text{ mm}$ vorgesehen. Die Temperaturentwicklung im Verdrill-Muskel / StMA bleibt unkritisch und ebenfalls unter der gesetzten Grenze von 70°C an der Seiloberfläche für HMPE-Kunststoff-Faserseile.

Ergebnis (7) - DoHelix Variante B und Verdrill-Muskel / StMA: Vergleich der Belastungsversuche

Sowohl zum DoHelix-Konzept in Reihe 2 als auch zum Verdrill-Konzept in Reihe 5 werden Belastungsversuche durchgeführt. Da der Verdrill-Muskel / StMA konzeptbedingt eine deutlich höhere Anfangskraft bewirkt als der DoHelix-Muskel, können nur die im Versuchsstand erreichten maximalen Werte beider Konzepte miteinander verglichen werden. Versuch R2-B1-V1, vgl. Abb. 5.40, erreicht max. 34 kg Zuladung mit dem vorhandenen Aufbau. Versuch R5-B1-V1, vgl. Abb. 5.40, erreicht 46,5 kg, wobei rechnerisch eine höhere Zuladung mit bis 90 kg möglich wäre, der Versuchsstands Aufbau dafür aber nicht ausgelegt ist. Beide Versuche werden an dieser Stelle in Tab. 5.21 miteinander verglichen.

Vorteil des Verdrill-Muskels / StMAs gegenüber dem DoHelix-Muskel ist eine geringere Stromaufnahme bei höheren erreichbaren Anfangskräften, Nachteile sind die im Vergleich zum DoHelix-Muskel deutlich niedrigeren erreichbaren Zyklen bis zum Seilriss, der nichtlineare Zusammenhang von Hubweg, Kraft und Verdrillwinkel, der geringere Maximalhubweg und die starke nichtlineare Abnahme des Hubwegs als Folge einer konzept- und materialbedingten Seilverkürzung.

Tabelle 5.21: Vergleich Belastungsversuche DoHelix B- / Verdrill-Muskel

Parameter	R2-B1-V1	R5-B1-V1	Einheit
Zuladung	34,0	> 46,5	[kg]
max. Kraft im Seil $F_{j,S}$	365	489	[N]
max. Hubweg $x_{j,Z}$ Beginn	60,5	40,0	[mm]
max. Hubweg $x_{j,Z}$ Ende	57,0	17,5	[mm]
Abnahme $x_{j,Z}$ über Zyklen	5,8	56,2	[%]
Korrelation $x_{j,Z}$ und $F_{j,S}$ über $\alpha_{D,H}$ bzw. α_V	konstant	nichtlinear	[-]
max. Stromaufnahme I_j	6.0	2.5	[A]
Erreichbare Zyklen bis Seilriss	> 4.000	800	[-]

Ergebnis (8) - DoHelix Variante B und Verdrill-Muskel / StMA: Vergleich der Dauerversuche

Neben dem Vergleich der Belastungsversuche werden auch die Dauerversuche beider Konzepte verglichen. Hierfür werden die beiden Testaufbauten R2-T3 und R5-T8 jeweils gemittelt miteinander verglichen, wie in Tab. 5.22 dargestellt. Während $\frac{d_{D,W}}{d_{D,S}} = 3,33$ einen Faktor mit höherem, zu erwartenden Seilverschleiß für das DoHelix-Konzept darstellt, wird mit dem dahinter stehenden Verhältnis von Wellendurchmesser $d_{D,W} = 5$ mm zu Seildurchmesser $d_{D,S} = 1,5$ mm ein ungefähr gleich großer Bauraum eingenommen wie beim Verdrill-Muskel mit dem Seildurchmesser $d_{V,S} = 1,5$ mm und dem Abstand der Seile $d_{V,a} = 6$ mm. Beide Aufbauten werden daher miteinander verglichen.

Tabelle 5.22: Vergleich Dauerversuche DoHelix B- / Verdrill-Muskel

Parameter	R2-T3	R5-T8	Einheit	R2-T8	R5-T9	Einheit
Seildurchmesser $d_{D,S}$	1,5	1,5	[mm]	1	1	[mm]
Wellendurchmesser $d_{D,W} / VV$	5	218/6	[mm] / [-]	10	218/6	[mm] / [-]
Vorspannkraft $F_{D,Vor}$	68	58	[N]	68	58	[N]
max. Kraft im Seil $F_{j,S}$	94	72	[N]	108	72	[N]
Zyklen z des Testaufbaus	147.966	98.582	[-]	517.599	122.101	[-]
max. Hubweg $x_{j,Z}$ Beginn	132,0	35	[mm]	241,0	26	[mm]
max. Hubweg $x_{j,Z}$ Ende	131,0	20	[mm]	238,3	17	[mm]
Abnahme $x_{j,Z}$ über Zyklen	1,0	42,8	[%]	1,1	34,6	[%]
Korrelation $F_{j,S}$ und $x_{j,Z}$ über $\alpha_{D,H}$ bzw. α_V	jeweils konstant	jeweils nicht- linear	[-]	jeweils konstant	jeweils nicht- linear	[-]
max. Stromaufnahme I_j	4,3	1,1	[A]	6,9	1,1	[A]

Die Zuladung ist ungefähr identisch, die resultierende dynamische Kraft im Seil beim DoHelix Variante B etwas höher als beim Verdrill-Muskel / StMA. Vorteile des DoHelix nach Variante B sind eine längere Dauerhaltbarkeit, ein 3,8-facher Hubweg, eine konstante Zugkraft über den Hubweg, ein konstanter Zusammenhang zwischen Wickelwinkel und Aufbau und eine sehr geringe Abnahme des Hubwegs über die Zyklenzahl. Der Verdrill-Muskel / StMA hat zwar eine geringere Stromaufnahme, verliert aber durch die starke Abnahme des Hubwegs sowohl über

den Verdrillwinkel als auch über die Zyklenzahl und die zusätzliche, konzeptbedingte Abhängigkeit der maximal erreichbaren Kraft im Seil vom Verdrillwinkel wieder an Einsatztauglichkeit. Wiegt man qualitativ die Vorteile und Nachteile der Konzepte ab, so ist der DoHelix-Muskel das einfacher auszulegende und belastbarer vorherzusagende, seilzugbasierte Antriebskonzept mit einer im Vergleich zum Verdrill-Muskel / StMA höheren Dauerhaltbarkeit. Für sehr kompakte mechatronische Systeme mit nur geringem Hubweg und gleichzeitigem Bedarf an hoher Anfangskraft, wie z.B. Roboterhänden, empfiehlt sich aber in jedem Fall die Betrachtung und Gegenüberstellung beider Konzepte.

Ein zusätzlicher Vergleich der Testaufbauten R2-T8 und R5-T9, ebenfalls in Tab. 5.22 enthalten, unterstützt die getätigten Feststellungen. Der Wellendurchmesser von 10 mm bedingt hier eine weiter erhöhte Dauerhaltbarkeit des DoHelix-Muskels bei gleichzeitig niedrigerer Übersetzung, was einen höheren Energiebedarf bei gleichzeitig höheren max. Geschwindigkeiten und max. Beschleunigungen bewirkt. Der Verdrill-Muskel / StMA wird hier nicht ausgelastet, was einen um Faktor 6,3 niedrigeren Energiebedarf bewirkt. Gleichzeitig liegen die Dauerhaltbarkeit aber um Faktor 4,2 und der theoretische Hubweg um Faktor 9,3 niedriger als beim DoHelix-Aufbau. Mit der Abnahme des Hubwegs über die Zyklenzahl um bis zu 34,6% reduziert sich der reale Hubweg im Testaufbau R5-T9 im Vergleich zum theoretischen Hubweg zusätzlich.

Ergebnis (9) - DoHelix / QuadHelix: Einfluss des Durchmessers der Umlenkrollen und der Lagerungsart

Vergleicht man Versuche zum DoHelix- und QuadHelix-Konzept mit gleichem Seil- und Wellendurchmesser aus Reihe 2 und Reihe 4, wie in Tab. 5.23 dargestellt, direkt miteinander, ist eine Reduktion der Dauerhaltbarkeit feststellbar. Die sehr kompakte räumliche Umlenkung und eine Gegenbiegung ($> 120^\circ$) durch die erste Umlenkrolle bewirkt einen höheren Verschleiß bei sonst gleichen Versuchsparametern und -verläufen. Dieser Faktor liegt bei den zu vergleichenden Versuchen im Mittel zwischen 3,0 und 6,6. Der Hubweg ist etwas geringer, da konstruktionsbedingt im Prüfstand nur 6 Wicklungen ($=12\pi$) auf die Wickelwelle der Reihe 4 (QuadHelix B) gewickelt werden können, im Gegensatz zu 7 Wicklungen ($=14\pi$) bei der Reihe 2 (DoHelix B). Die Reduktion der Dauerhaltbarkeit kann durch eine Erhöhung des Verhältnisses zwischen Seil- und Umlenkrollendurchmesser kompensiert werden. So tritt der Seilriss bei Versuchsende hier ausschließlich bei den Umlenkrollen und nicht, wie aus den Ergebnissen zum DoHelix-Muskel in Reihe 2 zu erwarten wäre, im Bereich der DoHelix-Wickelwelle auf. Der erhöhte Verschleiß resultiert hier des Weiteren aus der Verwendung von Kunststoff-Gleitlagern zur Lagerung der Umlenkrollen beim QuadHelix-Antrieb in Reihe 4. So gleitet das jeweilige Zugseil in einigen Fällen über die zu Beginn stehende oder nur langsam drehende Umlenkrolle, was den Verschleiß erhöht und sich in den erreichten Zyklenzahlen sichtbar widerspiegelt. In Reihe 2 beim DoHelix-Muskel sind dem gegenüber durchweg größere, kugelgelagerte Umlenkrollen verbaut, die eine geringere Lagerreibung aufweisen.

Tabelle 5.23: Vergleich Dauerversuche DoHelix B / QuadHelix B

Parameter	Var.	R2-T1	R4-T1	R2-T2	R4-T3	R2-T3	R4-T4	Einheit
Seildurchmesser	$d_{j,S}$	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	[mm]
Wellendurchmesser	$d_{j,W}$	5	5	5	5	5	5	[mm]
Umlenkrollendurchmesser und Lagerungsart	$d_{j,U}$	17 mm mit Kugellager	12 mm mit Gleitlager	17 mm mit Kugellager	12 mm mit Gleitlager	17 mm mit Kugellager	12 mm mit Gleitlager	[-]
Vorspannkraft	$F_{j,Vor}$	23	29	50	50	68	65	[N]
max. Kraft im Seil	$F_{j,S}$	33	33	65	62	94	82	[N]
Erreichte Zyklenzahl	z	1.010.447	164.451	187.709	63.364	121.188	18.288	[-]
max. Hubweg	$x_{j,Z}$	133,2	116,0	132,6	115,8	132,0	116,7	[mm]
max. Stromaufnahme	I_j	3,1	2,3	3,9	3,6	4,3	4,5	[A]

Ergebnis (10) - QuadHelix: Verluste bei Belastungsversuchen durch zusätzliche Reibung

Durch die in Ergebnis (9) festgestellten Faktoren reduziert sich ebenfalls die beim Belastungstest erreichbare Zuladung.

Tabelle 5.24: Vergleich Belastungsversuche DoHelix B / QuadHelix B

Parameter	Variable	R2-B4-V1	R4-B2-V1	Einheit
Seildurchmesser	$d_{D,S}$	1,5	1,5	[mm]
Wellendurchmesser	$d_{D,W}$	5	5	[mm]
max. Zuladung	$m_{Q,Z}$	13,0	8,7	[kg]
Umlenkrollendurchmesser und Lagerungsart	$d_{Q,U}$	17 mm mit Kugellager	12 mm mit Gleitlager	[-]
max. Kraft im Seil	$F_{j,S}$	165	120	[N]
max. Hubweg Beginn	$x_{j,Z}$	133,5	117	[mm]
max. Hubweg Ende	$x_{j,Z}$	130,0	116	[mm]
Abnahme $x_{j,Z}$ über Zyklen	-	2,6	0,9	[%]
Korrelation $x_{j,Z}$ über $\alpha_{D,H}/\alpha_V$	-	konstant	konstant	[-]
max. Stromaufnahme	I_j	6,0	6,0	[A]

Die höhere Reibung bei der Umlenkung reduziert die maximal erreichbare Kraft im Seil zum Anheben der Zuladung, was in Tab. 5.24 zu erkennen ist. Nichtsdestotrotz liegt diese Kraft für den QuadHelix-Antrieb hier um Faktor 2,8 über der dauerhaft verfügbaren und berechneten Kraft. Dies entspricht dem kurzfristig verfügbaren Überlastbereich des DoHelix-Muskelantriebs bzw. des QuadHelix-Antriebs bei geeignetem Elektromotor und bei ausreichender Stromversorgung unter Berücksichtigung eines erhöhten Seilverschleißes und einer erhöhten Erwärmung von Motor und Kunststoff-Faserseil.

Ergebnis (11) - QuadHelix: Wärmeentwicklung im Umlenkungsbereich

Die Erwärmungskurven zeigen einen ähnlichen Verlauf wie beim DoHelix-Konzept Variante B. Die gemessenen Temperaturwerte an der Oberfläche des Kunststoff-Faserseils liegen etwas höher als beim DoHelix-Konzept, bleiben aber klar unter der definierten Grenze von 70°C. Im Bereich der Umlenkrollen tritt zusätzlich zur Wicklungswelle interne und externe Reibung im und am Seil auf. Für zukünftige Realisierungen sind ausreichend groß dimensionierte Umlenkrollen mit $d_{Q,U} \geq 8 \cdot d_{Q,S}$ mit einer leichtgängigen Lagerung mit niedrigem Reibungskoeffizienten $\mu_0 \leq 0,10$ vorzusehen. So erhöhen sich die Dauerhaltbarkeit und die erreichbaren Kräfte im Seil bei gleichzeitiger Reduktion der Temperatur an der Seiloberfläche und im Seil.

Ergebnis (12) - DoHelix: Quervergleich mit der Abhängigkeitsmatrix

Tabelle 5.25: Quervergleich der Abhängigkeitsmatrix des DoHelix-Muskels (für Variante B) mit den Versuchsergebnissen aus Reihe 2

Größe	Variable	Einheit	#4 (R2-T7)	#5 (R2-T4)	#6 (R2-T6)
Seildurchmesser	$d_{D,S}$	[mm]	1,5	1,5	1,5
Wellendurchmesser	$d_{D,W}$	[mm]	10	5	1,5
Zusätzliche Getriebeübersetzung	i	[-]	4,3	4,3	4,3
Wirkungsgrad Motor zu Wickelwelle	η	[-]	0,9	0,9	0,9
Drehzahl Wickelwelle	$n_{D,W}$	[1/s]	31	31	31
Max. berechnete Seilkraft	$F_{D,S}$	[N]	40	71	155
Max. gemessene Seilkraft im Versuch (*1/2)	$F_{D,S}^*$	[N]	51	52	45
Max. möglicher, berechneter Hubweg der Zuladung	$x_{D,Z}$	[mm]	556	314	145
Max. gemessener Hubweg (*2) im Versuch	$x_{D,Z}^*$	[mm]	484	263	139
Max. gemessene Stromaufnahme	I_j	[A]	6,8	4,9	3,2
Mittlere Zyklen bis Seilriss	z	[-]	341.931	92.016	20.398

Die in Kap. 3 für den DoHelix-Muskel berechnete Abhängigkeitsmatrix wird stichprobenartig für Auslegung #4 bis #6 überprüft. Es ist festzustellen, dass die tatsächlich gemessene, maximal verfügbare Kraft im Seil für Testaufbau R2-T7 höher ist als zunächst theoretisch berechnet. Dies lässt auf das in Ergebnis (10) erwähnte Überlastpotential der verwendeten Motoren schließen, was an der hohen Stromaufnahme ($> 5 \text{ A}$) abzulesen ist. Weiterhin ist zu erkennen, dass für die Tests R2-T4 und R2-T6 die Versuchsauslegung nicht ausgereizt wurde, d.h. noch höhere Kräfte im Seil bzw. eine höhere Zuladung möglich gewesen wären. Die Abweichung im gemessenen Hubweg erklärt sich aus dem geometrischen Aufbau der einzelnen Versuche mit DoHelix Variante B in Reihe 2. Diese bedingt auch die Verdopplung der Kraft bei gleichzeitiger Halbierung des Hubwegs. Die erreichten Zyklen bis Seilriss stehen im Einklang mit den Feststellungen aus Ergebnis (2).

Ergebnis (13) - QuadHelix B: Vergleich mit den anderen Konzepten

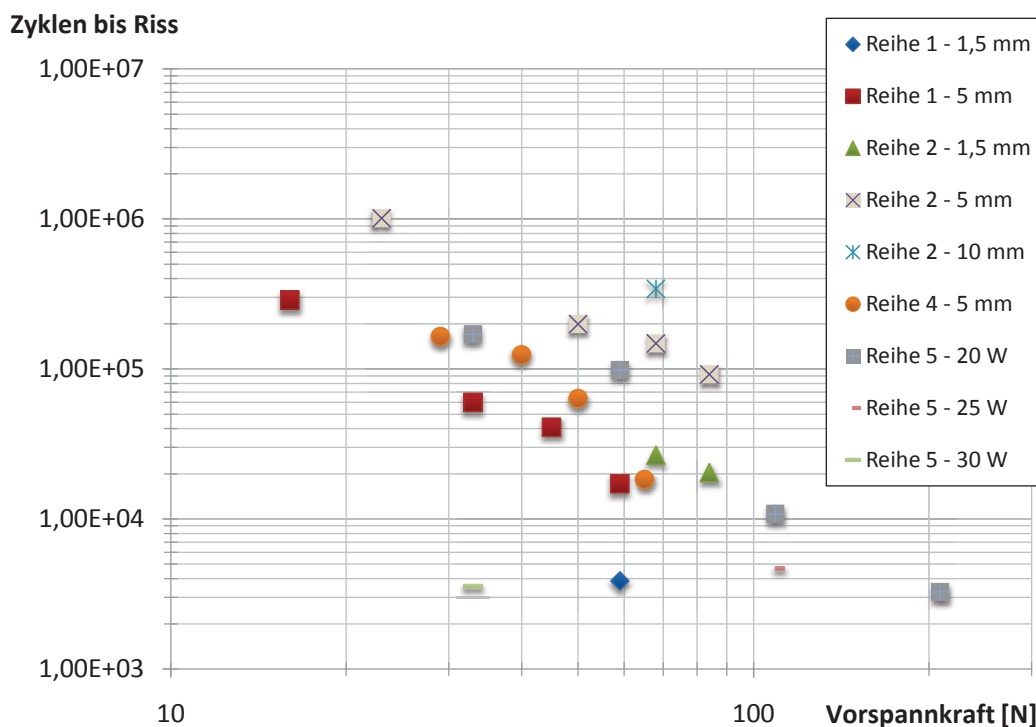


Abbildung 5.43: Vergleich der Ergebnisse aller Reihen - Zyklenzahl über Vorspannkraft

In Abb. 5.43 und Abb. 5.44 sind die Versuchsergebnisse aller durchgeführten Dauerversuche, die ein HMPE-Kunststoff-Faserseil mit 1,5 mm Seildurchmesser verwenden, dargestellt. Hierbei wurde dieses Seil in Reihe 1 (DoHelix A) mit einer 1,5 mm und einer 5 mm Welle aufgewickelt. In Reihe 2 (DoHelix B) wurden eine 1,5 mm, eine 5 mm und eine 10 mm Wickelwelle getestet. Beide Aufbauten wickelten jeweils 7 DoHelix-Wicklungen auf die Wickelwelle. In Reihe 4 (QuadHelix B) wurde konstruktionsbedingt eine 5 mm Welle mit 6 DoHelix-Wicklungen getes-

tet. Die Tests in Reihe 5 (Verdrill-Muskel / StMA) verdrillen das Kunststoff-Faserseil 20, 25 bzw. 30 Umdrehungen im Rahmen der Dauerversuche.

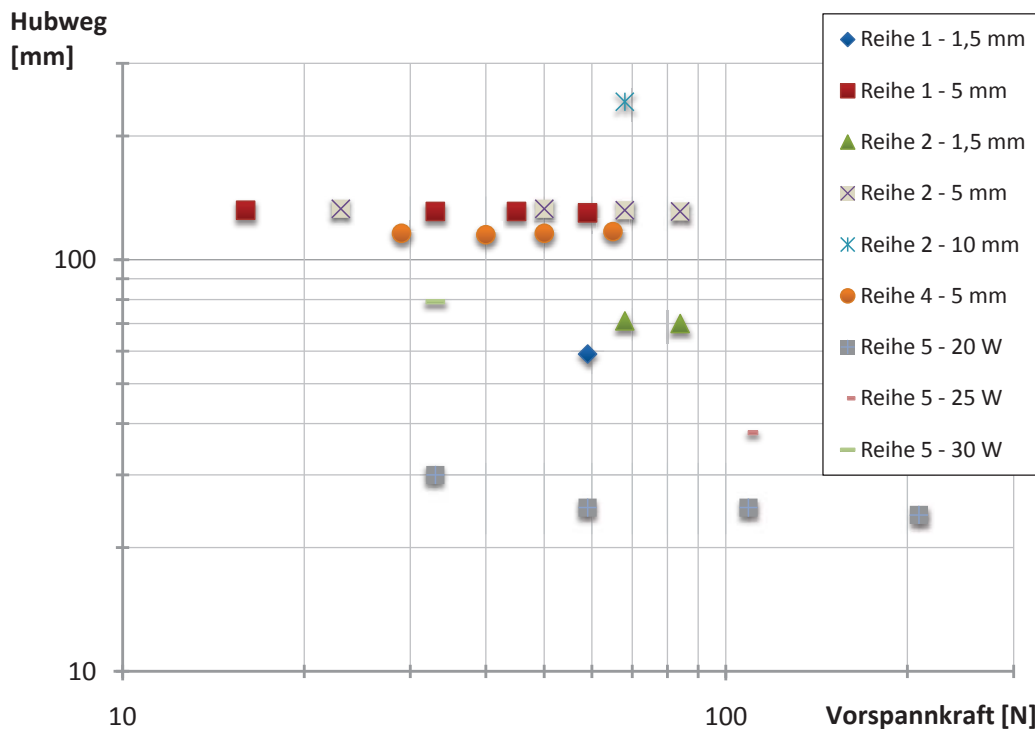


Abbildung 5.44: Vergleich der Ergebnisse aller Reihen - Hubweg über Vorspannkraft

In Abb. 5.43 ist zu erkennen, dass bei gleichem Wickelwellendurchmesser $d_{j,W} = 5 \text{ mm}$ die Versuche in Reihe 2 zum DoHelix B höhere Standzeiten erreichen als die Versuche in Reihe 4 zum QuadHelix B. Diese wiederum erreichen höhere Standzeiten als die Versuche in Reihe 1 zum DoHelix A. Die Versuche in Reihe 5 zum Verdrill-Muskel / StMA liegen im mittleren Bereich dazwischen. Da der QuadHelix B auf der DoHelix Variante B basiert und die in den vorangegangenen Ergebnissen festgestellten Faktoren eine Reduktion der erreichbaren Zyklenzahlen bewirken, stimmt diese Trendlinie mit den bisherigen Feststellungen überein. Hier gilt es für spätere Realisierungen durch die Integration einer reibungsarmen Umlenkung die Dauerhaltbarkeit auf das Niveau von DoHelix B anzuheben. Bereits mit der vorliegenden Auslegung der Reihe 4 zeigt das entwickelte Konzept die Potentiale für seinen Einsatz auf, da die erreichten Zyklen hier nahezu auf dem Haltbarkeitsniveau des Verdrill-Muskel / StMAs sind, es diesem aber die bidirektionale Bewegungsmöglichkeit und die unter Ergebnis (8) beschriebenen Vorteile voraus hat. Weiterhin zeigt Abb. 5.44 bei Betrachtung der gleichen Versuche, dass alle auf dem DoHelix- und QuadHelix-Konzept beruhenden Versuchsaufbauten einen von der im Seil wirkenden Kraft nahezu unabhängigen und konstanten Hubweg aufweisen, der deutlich über dem des Verdrill-Muskels / StMA-Konzepts liegt, wie es bereits in der Analyse in Kap. 3 aufgezeigt wird.

Ergebnis (14) - DoHelix / QuadHelix: Möglicher Austauschindikator

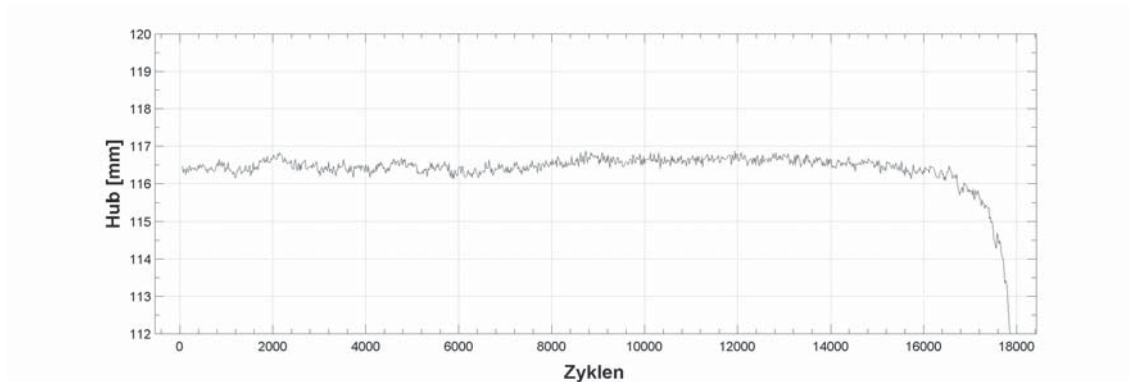


Abbildung 5.45: R4-T4-V2: Hubweg der Zuladung über Zyklen

Der Hubweg beim DoHelix-Muskel und beim QuadHelix-Antrieb schwankt in einem engen Toleranzbereich, ist mit den gegebenen Formeln einfach zu berechnen und ist auch in der Praxis leicht zu messen. Bei höheren Seilkräften tritt mit fortschreitendem Verschleiß des Kunststoff-Faserseils gegen Ende eines Dauerversuchs häufig eine sehr deutliche Änderung des Hubwegs auf, wie in Abb. 5.45 am Beispiel des Dauerversuchs R4-T4-V2 zu erkennen ist. Dieses Verhalten des Kunststoff-Faserseils, welches auf die dritte Phase des Kriechens, vgl. Abschnitt 2.2.3, schließen lässt, ist allerdings nicht bei allen Versuchen so deutlich zu beobachten. Trotzdem ist dies ein möglicher Austauschindikator für potentielle, seriennahe Antriebssysteme, der im Rahmen weiterer Arbeiten untersucht werden sollte.

5.4.2 Beobachtete Störgrößen

Die in Tab. 5.26 dargestellten Störgrößen sind im Rahmen der Versuche festgestellte Abweichungen von den Vorgaben. Die jeweils darauf folgende Einflussbewertung der spezifischen Störgröße und etwaige Konsequenzen für die Dauerversuche sind ebenfalls in der Tabelle enthalten.

Die innere und äußere Seilreibung z_{r1} und z_{r2} lassen sich für die Versuche nur indirekt über die erreichten Zyklen bis Seilriss feststellen. Die Reibung in den Umlenkrollen z_{r3} ist in Reihe 4 für den Umlenkungsbereich im Vergleich zu Reihe 2 feststellbar. Die Wellenbiegung z_{r4} tritt nur für Reihe 1 auf und wird durch die Installation eines Gegengewichts neutralisiert. Die Durchbiegung der Struktur des Versuchsstands z_{r5} wird, insbesondere für Reihe 5, durch die Einschränkung der maximalen Zuladung auf 50 kg auf < 3 mm begrenzt. Die Verschiebung von Umlenkpunkten z_{r6} wird, soweit möglich, beobachtet und gegebenenfalls durch Anpassung des Versuchsstands und Versuchswiederholung neutralisiert. Selbiges gilt für etwaige auftretende Schwingungen z_{r7} . Stromunterbrechungen z_{r8} stellen nur für Reihe 1 ohne Gegengewicht ein Problem dar und werden entsprechend auf ein Minimum reduziert.

Tabelle 5.26: Störgrößenübersicht in Reihe 1, 2, 4 und 5

#	Störgröße	Reihe	Ursache	Einflussbewertung
z_{r9}	Seilabplattung	1,2,4	Fasern des Kunststoff-Faserseils legen sich unter Krafteinwirkung eng an die Wickelwelle an	berücksichtigt
z_{r7}	Schwingungen	alle	Massereiche Elemente in der Seilkette, z.B. die Kraftmesszelle in Reihe 2 als Teil des Seilzugapparats, schwingen bei schneller Seilaufwicklung	im Rahmen der Versuche als unkritisch bewertet
z_{r9}	Knoten löst sich	alle	Palstek-Knoten als gut zu lösender und sicherer Knoten bei sehr hohen Belastungen durch glatte Oberfläche der HMPE-Seile durchrutschgefährdet	Änderung der Knotenart auf "Doppelter Achterknoten"
z_{r9}	Zuladungsschlitten kippt und neigt sich in engen Grenzen	alle	Durch asymmetrische Zuladung und durch den exzentrischen Befestigungspunkt des Seils am Zuladungsschlitten kommt es zu einer höheren Varianz der Seilkraft, vgl. z.B. R1-B1-V1	berücksichtigt
z_{r9}	Beim Aufwickeln dreht sich das wellenabgängige Seil leicht	1,2	Das Aufwickeln des Seils beim DoHelix-Konzept bewirkt eine minimale Seilverdrehung	im Rahmen der Versuche als unkritisch bewertet
z_{r9}	Wickelwelle zeigt unrunder Lauf	1,2	Bohrung in Halterung inkorrekt	Halterungstausch
z_{r9}	Wickelwelle zeigt unrunder Lauf bis hin zum Wellenbruch	1	DoHelix A: Der Aufwicklungspunkt auf der Wickelwelle wirkt wie ein virtuelles Festlager für die vertikal bewegliche Motorschlittenmasse; Bei Nichtkompensation der Motorschlittenmasse kommt es zu hoher Wechselbiegebelastung der Welle und zum Wellenbruch	Gegengewicht in Reihe 1 zur Kompensation der Motorschlittenmasse
z_{r9}	Wickelwelle zeigt unrunder Lauf	1,2	DoHelix B: Ungleiche Wickelwinkel auf den beiden Seiten der Welle bewirken ungleichmäßigen Seilabgang und damit eine Wechselbiegebelastung auf die Welle	Korrekte Positionierung und Befestigung der Umlenkrollen
z_{r9}	Zu klein dimensionierte Umlenkrolle	2	Obere Umlenkrolle in Reihe 2 zu klein dimensioniert, hoher Verschleiß und durch Versagen des Lagers evtl. vorzeitiges Versuchsende (vgl. R2-T1-V3, R2-T2-V7); Hintere Umlenkrolle bei Reihe 5 anfangs ebenfalls unterdimensioniert;	Versuch bei Umlenkrollenverschleiß nicht gewertet; Umlenkrolle getauscht und Versuch wiederholt
z_{r9}	Ungenau Wegmessung	2,5	DoHelix B: Der Laserreflektor bewegt sich nicht vollständig kollinear zum messenden Laserstrahl	berücksichtigt
z_{r5}	Durchbiegung des Rahmens	2,5	Durch sehr hohe Zuladungen, z.B. bei Belastungstests, biegt sich der Rahmen des Versuchsstands minimal durch	berücksichtigt

Bei den (zunächst) unbekanntem oder schwer einzuschätzenden Störgrößen $z_{r,9}$ wird jeweils eine operative Lösung im Betrieb angestrebt, so z.B. für die Seilverbindung durch Anpassung der Knotenart. Die beobachteten Störgrößen werden auf ihren Einfluss auf das Ergebnis hin geprüft. Bei etwaig festgestellten Abweichungen werden konstruktive oder softwareseitige Anpassungen vorgenommen und der betroffene Versuch wiederholt.

5.5 Schlussfolgerungen

Das DoHelix-Konzept Variante A ist aufgrund der Kombination aus dynamisch bewegtem Motorschlitten und dünner Wickelwelle zu fragil, um in einem mechatronischen System auf Dauer zuverlässig eingesetzt zu werden. Das DoHelix-Konzept Variante B hingegen bildet, insbesondere wenn die beiden von der Welle wegführenden Seilenden hin zu einem gemeinsamen Wirkpunkt geführt werden und so eine Konstruktion mit halben Hubweg und doppelter Kraft im Vergleich zu Variante A entsteht, ein robustes, praxistaugliches, unidirektionales Antriebssystem mit konstantem Hubweg und konstanter Kraft. Lediglich die nur unidirektionale Wirkweise verhindert den Einsatz im Zielsystem.

Der Verdrill-Muskel / StMA erweist sich als kraftvoller, aber auch im Vergleich zum DoHelix-Muskel Variante B mit den hier betrachteten Kunststoff-Faserseilen weniger standfester Seilzugantrieb mit komplexerer Auslegung und einem nichtlinearen Kraft- und Verschleißverhalten. Insbesondere die Verkürzung des Hubwegs im Betrieb und die konzeptbedingte Kraftabnahme verhindern den Einsatz dieses Antriebs im Zielsystem im Rahmen dieser Arbeit.

Für die Gestaltung des QuadHelix-Antriebs sollte unter Berücksichtigung der Temperaturentwicklung im Seil und des Seilverschleißes in Folge von hohen Biegeradien und etwaiger Gegenbiegung des Seils durch mehrere Umlenkrollen hintereinander ein minimales Verhältnis für den Durchmesser der Wickelwelle zu dem des Seils von $\frac{d_{D,W}}{d_{D,S}} \geq 4$ und für den Durchmesser der Umlenkrollen zu dem des Seils von $\frac{d_{D,U}}{d_{D,S}} \geq 8$ gewählt werden. Die zu erwartende Dauerhaltbarkeit und damit die erreichbaren Zyklen folgen aus der im Mittel anliegenden Kraft im Seil bezogen auf die maximale Seilzugfestigkeit und aus der normgerecht gestalteten Umlenkungsauslegung und Seilbefestigung. Die einwandfreie Funktionsweise des QuadHelix-Antriebs kann mit den Versuchen in Reihe 4 belegt werden. Der entwickelte QuadHelix-Antrieb Variante B bietet auf der Basis des DoHelix-Muskels Variante B die Möglichkeit des bidirektionalen Betriebs eines Freiheitsgrades mit im Vergleich zum Verdrill-Muskel und DoHelix-Muskel guter Haltbarkeit bei korrekter Umlenkungsauslegung. Der QuadHelix-Antrieb Variante B wird daher als Antrieb für das Zielsystem der Arbeit, einen modular aufgebauten Leichtbau-Gelenkarmroboter, ausgewählt.

6 Realisierung des Zielsystems mit bidirektional-wirkenden Seilzugantrieben

In diesem Kapitel wird der Anwendungsfall “Leichtbau-Gelenkarmroboter”, vgl. Abschnitt 2.3, für die Nutzung des bidirektional-wirkenden QuadHelix-Antriebs, vgl. Abschnitt 4.3, dargestellt und prototypisch in einer labortechnischen Umsetzung validiert. Hierfür werden die in Abschnitt 3.3.3 definierten Anforderungen aufgegriffen und eine Realisierung entsprechend der Zielsetzung mit diesem Antriebskonzept entwickelt. Die Entwicklungsmethodik ist hierbei an das V-Modell nach VDI-Richtlinie 2206 angelehnt. Ein modularer Aufbau des Robotersystems wird vorgesehen, um eine hohe Rekonfigurierbarkeit zu erreichen, ein möglichst breites Anwendungsspektrum zu adressieren und eine gleichzeitig preiswerte Realisierung zu generieren. Es wird, aufbauend auf dem mechanischen Entwurf für einen QuadHelix-Antrieb mit einem Freiheitsgrad, ein 2-Freiheitsgrade-Modul entwickelt. Aus der Kombination mehrerer dieser Module lassen sich Roboterkinematiken mit vier, sechs oder mehr Freiheitsgraden ableiten. Im Rahmen dieser Arbeit wird zur Validierung der Eigenschaften des QuadHelix-Antriebskonzepts ein 4-Freiheitsgrade-Roboterarm, bestehend aus zwei Modulen, generiert. Dieser wird ergänzt durch ein Greifsystem, sodass sich im Labor ein einfaches Handhabungsszenario realisieren lässt. Abschließend werden die resultierenden Eigenschaften dieses Zielsystems untersucht und bewertet.

6.1 Entwicklung eines 2-Freiheitsgrade-Moduls

In diesem Abschnitt wird der Konzeptentwurf, die Dimensionierung und Auslegung und die Realisierung eines 2-Freiheitsgrade-Moduls mit zwei QuadHelix-Antrieben beschrieben.

6.1.1 Konzeptentwurf

Bestehende modulare Systeme in der Servicerobotik, vgl. Kap. 2, besitzen Grundelemente mit einem oder zwei Freiheitsgraden, mit denen sich komplexe, zusammengesetzte Kinematiken, wie z.B. ein LGR, eine Schwenkeinheit oder ein mobiler Roboter aufbauen lassen. Basierend auf

dem entwickelten Lösungsansatz, vgl. Abschnitt 4.1, wird ein solches Grundelement entwickelt, bei dem zwei QuadHelix-Antriebe für die Rotation von zwei Freiheitsgraden genutzt werden.

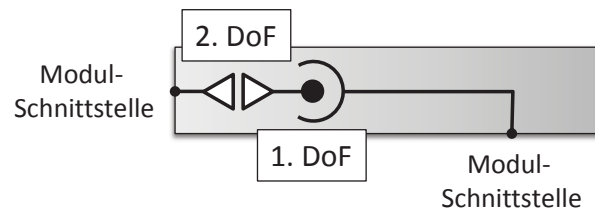


Abbildung 6.1: Konzeptentwurf für ein 2-Freiheitsgrade-Modul

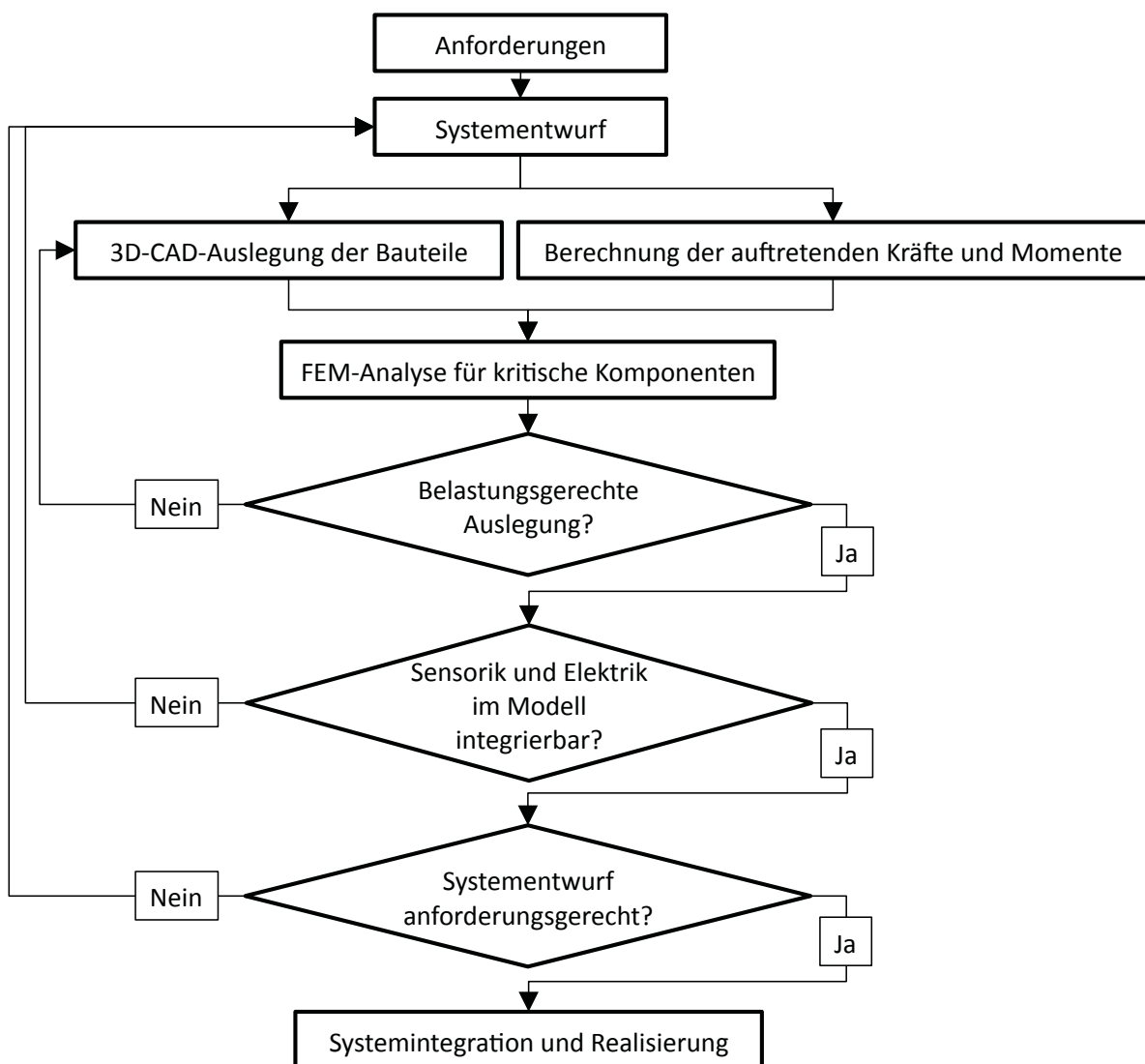


Abbildung 6.2: Umsetzungsstrategie für ein Modul

Ziel ist eine kompakte Antriebseinheit in Form eines Moduls, welches über eine belastungsgerechte Struktur verfügt, eine hohe Drehmomentdichte aufweist und gleichzeitig preiswert

herzustellen ist. Zur Verdeutlichung der biomechanischen Orientierung des verbauten Antriebssystems wird für die Dimensionierung des Moduls ein dem menschlichen Unterarm ähnlicher Bewegungsraum vorgesehen und die Kinematik dahingehend ausgelegt. Abb. 6.1 zeigt den resultierenden Konzeptentwurf. Als Grundlage für die Entwicklung dienen die in Abschnitt 3.3.3 festgelegten Anforderungen an die prototypische Realisierung des Zielsystems. Das Flussdiagramm in Abb. 6.2 zeigt die Umsetzungsstrategie zur Überführung der Anforderungen in eine geschlossene Funktionsstruktur bis hin zur Realisierung.

6.1.2 Dimensionierung und Auslegung

Der menschliche Unterarm vereinfacht betrachtet über zwei rotatorische Freiheitsgrade. Der erste Freiheitsgrad dient zur Drehung der Hand mit einem Rotationsbereich von bis zu 180° , der zweite Freiheitsgrad mit ebenfalls bis zu 180° Rotationsbereich ermöglicht das Beugen und Strecken des Unterarms. Für den Entwurf werden zwei Modulschnittstellen, eine im hinteren Bereich des Moduls und eine an der Stirnseite im vorderen Bereich, vorgesehen. Die beiden umzusetzenden Freiheitsgrade werden seriell angeordnet und weisen sich schneidende Gelenkachsen auf, vgl. Abb. 6.1. Die zu generierende Tragstruktur wird nach den Regeln des konstruktiven Leichtbaus ausgestaltet, d.h. eine angepasste Werkstoffauswahl, eine optimale Werkstoffausnutzung durch eine möglichst genaue Abschätzung der Belastungen und eine Gewichtsreduktion durch gezielte Veränderung der Werkstückgeometrie, vgl. [Ros06], werden angestrebt.

Die Vorgaben durch die Biomechanik des menschlichen Unterarms werden der technischen Realisierbarkeit bezüglich erreichbarer Drehwinkel, möglicher Drehkinematiken und möglichst optimaler Seilführung, gegenübergestellt. Es werden darauf aufbauend die Teilbereichsentwürfe im CAD-Modell vorgenommen, vgl. Abb. 6.3. Es wird ein Modul entworfen, in dem zwei QuadHelix-Antriebe in Längsrichtung nebeneinander verschiebbar auf zwei Motorschlitten vorgesehen sind. Der erste Freiheitsgrad des resultierenden Moduls nutzt die addierten Drehmomente der beiden QuadHelix-Antriebe, während der zweite Freiheitsgrad die Differenzbewegung der beiden Antriebe zur Rotation verwendet. Die Verdrehkinematik im vorderen Bereich orientiert sich am Aufbau des menschlichen Ellenbogens.

3D-CAD-Auslegung der Bauteile

Nach Generierung der Rahmenstruktur (1) und Grundplatte (2) wird eine Verdrehkinematik (3) ausgewählt, deren Tragarme (4) realisiert und passende Stellräder (5) für den QuadHelix-Antrieb erstellt. Zwei Modulschnittstellen (6) werden entsprechend des Konzeptentwurfs vorgesehen. Die Versatzmechanik (7), der Motorschlitten (8), die Motorführung (8), die Motorhalterungen (9), die Wellenkupplungen (10), die Gegenlager (12) sowie eine an das Szenario angepasste Motorauswahl (9) werden aus dem 1. Konzeptentwurf, vgl. Abschnitt 4.3, übernommen.

Entsprechend der Ergebnisse aus Kap. 5 wird ein minimales Verhältnis für den Durchmesser der Wickelwelle zu dem des Seils von $\frac{d_{D,W}}{d_{D,S}} = 4$ gewählt. Mit dem zu verwendenden 12-fach geflochtenen "Dyneema SK75" 1,5 mm-HMPE-Kunststoff-Faserseil mit $2200 \frac{N}{mm^2}$ Zugfestigkeit ergibt sich ein Wickelwellendurchmesser (11) von ≥ 6 mm und eine Umlenkungsauslegung entsprechend der Berechnungen aus Kapitel 4. Die sonstigen Antriebsdaten sind identisch mit den Daten aus Tab. 4.3, Bsp. 1. Die Seilvorspannung wird über einstellbare Spannrollen (14) realisiert. Die absolutmessende Gelenksensorik mit einem analogen Ausgangssignal in Form eines Spannungswerts wird jeweils am Tragarm über eine Halterung so befestigt, dass der Mittelpunkt des Sensors auf der Rotationsachse der Drehräder sitzt. Die Endanschlagssensorik für die Motorschlitten der beiden QuadHelix-Antriebe und für die beiden Steuerstifte der Verdrehkinematik (16) wird integriert. Ein Beispiel für den Lösungsraum, der im Rahmen dieses Gestaltungsprozesses entsteht, ist eine für den 1. Prototypen zunächst nicht realisierte alternative Auslegung des 2. Freiheitsgrads. So kann, je nach Einsatzziel der resultierenden Gesamtkinematik, ein Seildifferential statt einer Verdrehkinematik im vorderen Bereich des Moduls vorgesehen werden, welches beide QuadHelix-Antriebsseiten, wie in Abb. 6.4 dargestellt, verbindet.

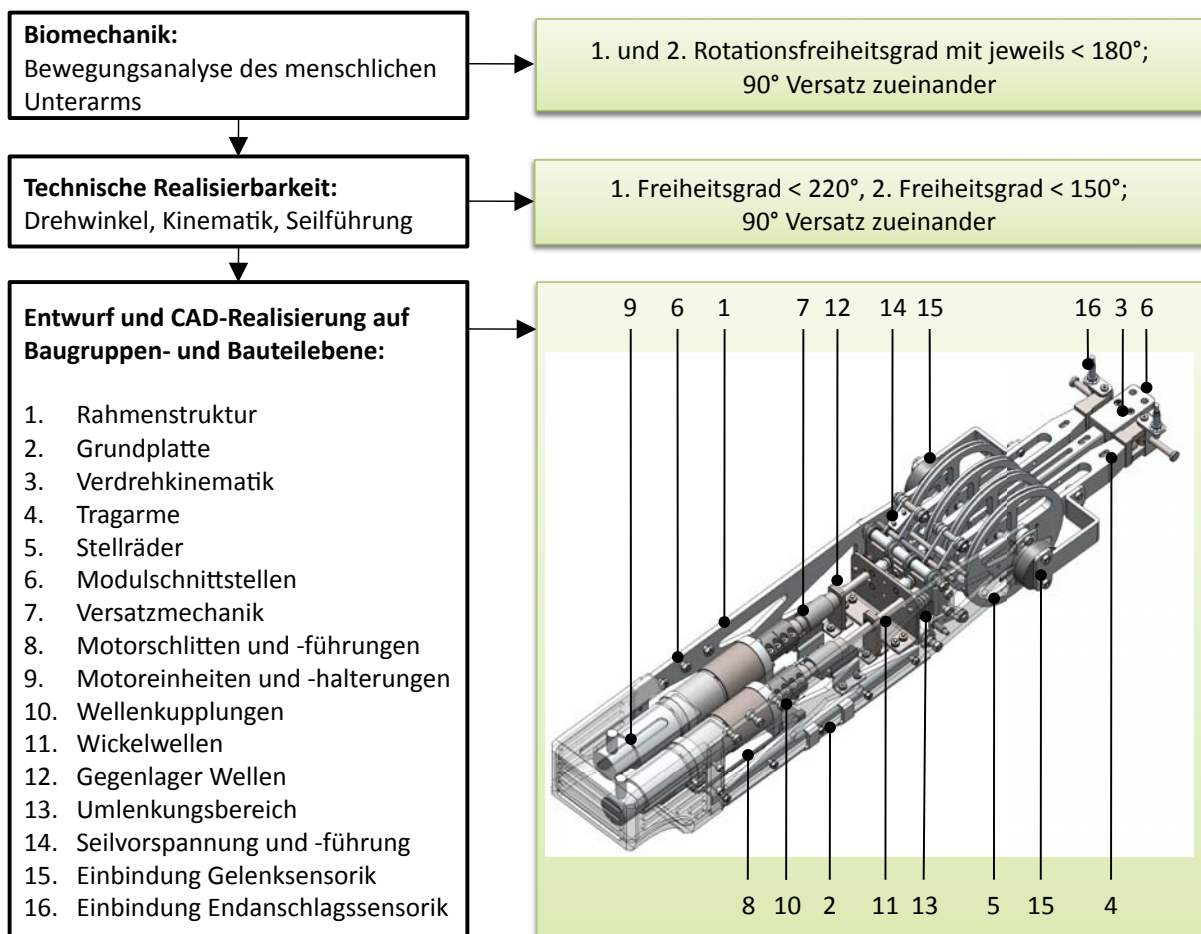


Abbildung 6.3: Entwurf auf Baugruppen- und Bauteilebene

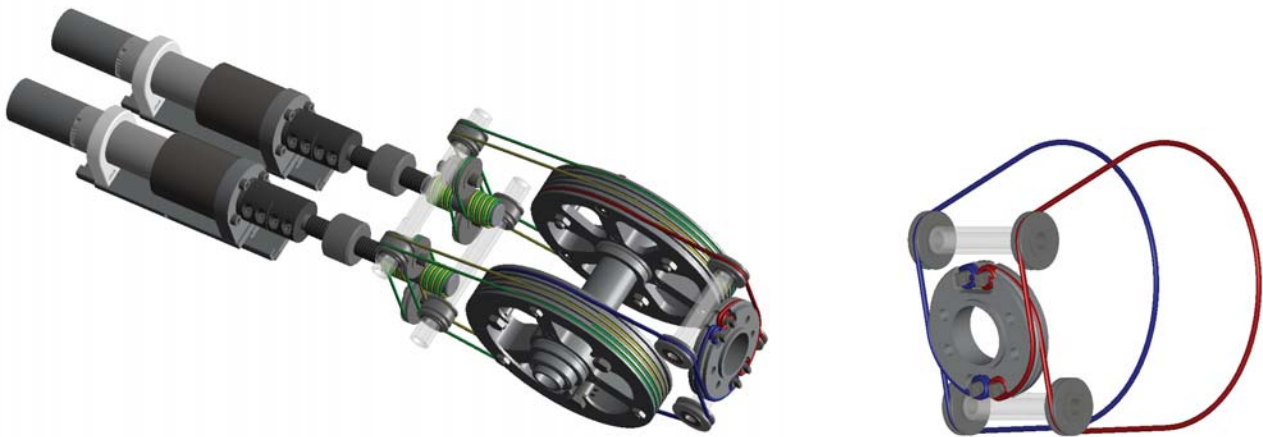


Abbildung 6.4: Beispiel für Lösungsalternativen im Gestaltungsprozess: Seildifferential zur Realisierung des 2. Freiheitsgrads; links mit QuadHelix-Antrieben, rechts freigeschnitten

Finite-Elemente-Analyse für kritische Komponenten

Für die Finite-Elemente-Analyse (FEA) wird ein Aufbau bestehend aus einem 4-DoF-Gelenkarmroboter, einem Greifer und einer Zuladung als Simulationsbasis angenommen. Für die Auslegung der Tragstruktur wird von der Verbindung von maximal zwei Modulen zu einem LGR ausgegangen. Für das Zielsystem wird ein Verhältnis von idealerweise 1:1 von Nutzlast zu Eigengewicht angestrebt. Da ein 2-Freiheitsgrade-Modul mit den dazugehörigen zwei Motorreglern im Modell auf ca. 4,5 Kilogramm kalkuliert wird, wird die dynamisch zu bewegende Last im Arbeitspunkt (TCP) des resultierenden Arms auf die zweifache Modulmasse von 9 kg festgelegt. Die Struktur des am höchsten belasteten Moduls wird daher so dimensioniert, dass eine Zuladung von 9 kg im Arbeitspunkt des zu integrierenden, die Zuladung haltenden Greifers ohne dauerhafte Verformung der Struktur bei Bewegung mit maximaler Dynamik toleriert wird. Das vom TCP weiter entfernte Modul, welches als Oberarmmodul genutzt und welches direkt mit einer Basisplattform verbunden wird, muss im Vergleich zum Unterarmmodul die höheren Kräfte und Momente antriebsseitig aufbringen und gleichzeitig strukturell ertragen. Daher wird die FE-Analyse für dieses Modul durchgeführt. Einschränkend ist festzuhalten, dass die Module die dynamische Bewegung der maximalen Zuladung nur bei Nutzung der beiden 1. Freiheitsgrade des Ober- und Unterarmmoduls realisieren können, da der 2. Freiheitsgrad bei beiden Modulen konzeptbedingt ein niedrigeres Drehmoment aufweist.

Zur belastungs- und kraftflussgerechten Gestaltung und Überprüfung der Auslegung werden systemkritische Komponenten des Arms entsprechend der Umsetzungsstrategie der Finite-Elemente-Analyse unterzogen. Hierbei werden die im realen Fall zu erwartenden Maximalkräfte,

multipliziert mit einem Auslegungsfaktor, angenommen und dabei die Dehnungsbeanspruchung und auftretenden Spannungen im Material betrachtet. Als Ergebnis dieser Analyse wird die Auslegung und die geometrische Gestaltung der Bauteile verändert und optimiert und die Materialauswahl, z.B. der Wellen für die Umlenkrollen, durchgeführt. Abb. 6.6 zeigt exemplarisch für den hier durchgeführten Gestaltungs- und Dimensionierungsprozess die FEA für den Mittelträger am Drehfreiheitsgrad des Oberarmmoduls, der eine der hochbelastetsten Komponenten im Arm darstellt.

Tabelle 6.1: Daten FE-Analyse: Hebelverhältnisse für Oberarmmodul

Bezeichnung	Variable	Wert	Einheit
FEA-Hebelarm Last zu Mittelträger (max.)	$h_{GA,Mt}$	510	[mm]
FEA-Hebelarm Greifer zu Mittelträger (max.)	$h_{GA,Gr}$	440	[mm]
FEA-Hebelarm Unterarmmodul zu Mittelträger (max.)	$h_{GA,Mo}$	140	[mm]

Der Mittelträger des Oberarmmoduls wird im CAD-Modell mit dem in Abb. 6.5 dargestellten L-förmigen Träger verbunden, der das an die Modulschnittstelle des Oberarmmoduls angeflanschte Unterarmmodul, den Greifer und die maximal mögliche Zuladung virtuell repräsentiert. Die angesetzten FEA-Kräfte sind die im jeweiligen Schwerpunkt der Komponenten wirkenden bzw. resultierenden Gewichtskräfte multipliziert mit einer 1,5-fachen Erdbeschleunigung für die dynamische Bewegung und einem minimalen Sicherheitsfaktor von 1,2. Dies ergibt die um den Auslegungsfaktor (AF) 1,8 gesteigerten, angenommenen FEA-Kräfte für die Analyse, wie sie in Tab. 6.1 und Tab. 6.2 festgehalten sind. Die Bewegung der maximal möglichen Zuladung im äußersten Punkt des Arbeitsraums mit $a_{GA,max} = 1,5$ g, bei einer im realen Robotersystem aufgrund des zu niedrigen Antriebsmoments des 2. Drehfreiheitsgrads nicht gleichzeitig möglichen maximalen Verdrehung der Seitenträger, wird angenommen. In der Folge sind die Steuerstifte der Seitenträger und der Mittelträger für die Analyse maximal belastet.

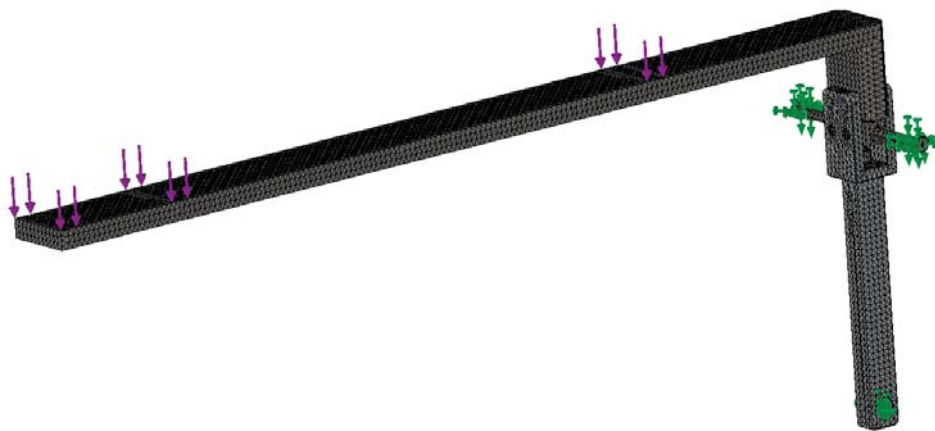


Abbildung 6.5: FE-Analyse: Vernetzter Mittelträger des Oberarmmoduls mit L-Träger, Lagerpunkten und Angriffspunkten der wirkenden Kräfte

Tabelle 6.2: Daten FE-Analyse: Kräfte auf Mittelträger mit $g = 9,81 \frac{N}{kg}$, $a_{GA,max} = 1,5 \text{ g}$, $SF = 1,2$, Volumenkörpervernetzung, Elementgröße = $3,2 \text{ mm}$, Toleranz = $0,16 \text{ mm}$, Knoten = 105.076, Elemente = 64.377

Bezeichnung	Variable	Wert	Einheit	Res. Kraft	Einheit	AF	FEA-Kraft	Einheit
Masse Last im Schwerpunkt →Result. Kraft * AF →FEA-Kraft	$m_{GA,L}$	6,5	[kg]	64	[N]	1,8	115	[N]
Masse externer Greifer im Schwerpunkt→Result. Kraft * AF →FEA-Kraft	$m_{GA,Gr}$	2,5	[kg]	25	[N]	1,8	44	[N]
Masse Unterarmmodul im Schwerpunkt→Result. Kraft * AF →FEA-Kraft	$m_{GA,Mo}$	4	[kg]	39	[N]	1,8	71	[N]

Das Ergebnis der FEA wird verschiedenen Vergleichsspannungen gegenübergestellt. In Abb. 6.6 sind die Vergleiche mit 700 MPa und 150 MPa abgebildet. Mit diesen Vergleichsspannungen wird eine Überprüfung der Dimensionierung und eine belastungsgerechte Materialwahl aufbauend auf der Gestaltänderungsenergiehypothese (GEH) nach von Mises durchgeführt, vgl. [WJMV09, S. 39] zur detaillierten Vorgehensweise.

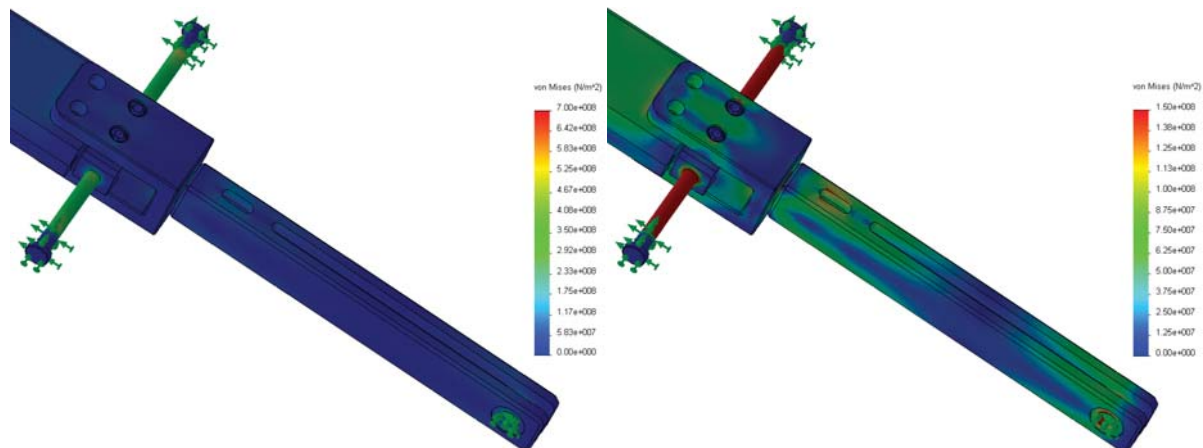


Abbildung 6.6: FE-Analyse: Mittelträger; Vergleichsspannung links = 700 MPa, Vergleichsspannung rechts = 150 MPa

Als Steuerstifte der Seitenträger werden hochfeste und gleichzeitig zähe Stahlstifte ausgewählt. Die Halterungen dieser Stahlstifte werden ebenfalls aus Stahl gefertigt. Alle anderen Komponenten können aus einer Aluminiumlegierung hergestellt werden, da hier deutlich niedrigere Spannungen im Material auftreten und die Bauteilgeometrie entsprechend der Belastungen optimiert wird. Die so erreichte, belastungsgerechte Gestaltung der Komponenten ermöglicht die Realisierung einer angepassten Leichtbaustruktur.

Integration der Sensorik und Elektrik

Im nächsten Schritt wird die Sensorik integriert und die Elektrik für ein 2-Freiheitsgrad-Modul ausgelegt. Als zentrale Schnittstelle für jedes Modul werden zwei Motorregler ausgewählt, die über mehrere analoge und digitale Ein- und Ausgänge verfügen, [Max05]. Jeder Motorregler verfügt über einen eingebauten Stromregler (PI), einen Drehzahlregler (PI) und einen Positionsregler (PID) zur Ansteuerung der Motoren. Pro Regler sind vier digitale Ausgänge sowie zwei analoge (2^{10} bit Auflösung bei 0-5 V) und sechs digitale Eingänge vorhanden. Als Schnittstellen stehen ein CAN-Bus und eine RS232-Schnittstelle zur Verfügung. Firmenseitig wird eine Funktionsbibliothek vom Hersteller zur Verfügung gestellt, mit der Geschwindigkeits- oder Positionswerte via CAN-Bus oder RS232 von einem externen PC an die Steuerung übermittelt werden können. Der CAN-Bus wird zur Ansteuerung ausgewählt und mit Hilfe des CANopen-Protokolls die Kommunikation zwischen den Motorreglern und dem PC etabliert.

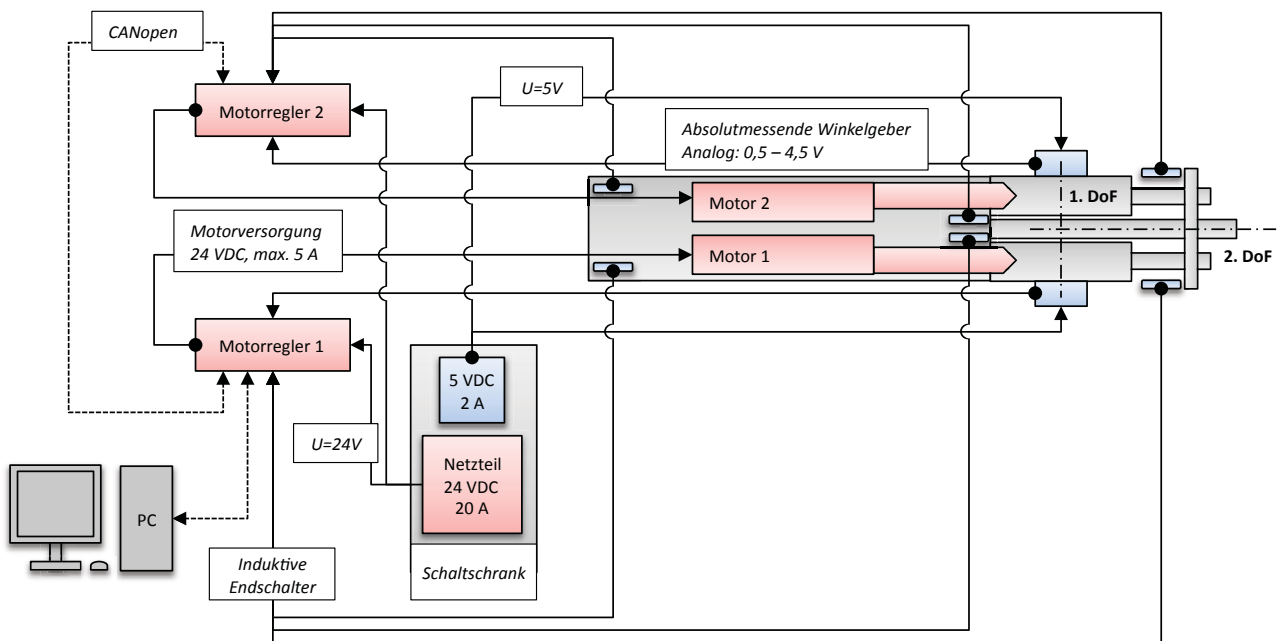


Abbildung 6.7: Spannungsversorgung und Verkabelung eines 2-Freiheitsgrade-Moduls

Zur Verhinderung von Kollisionen des Motorschlittens mit der Grundstruktur und zur Begrenzung der Rotationsbewegung des zweiten Freiheitsgrads werden induktive Endschalter integriert. Je ein Sensor sitzt axial vor und hinter dem Motorschlitten und vor dem mechanischen Endanschlag des zweiten Freiheitsgrads. Pro Modul sind so insgesamt sechs Induktivsensoren verbaut. Pro Motorregler werden hierfür drei digitale Eingänge belegt. Auf jeder Seite des Moduls wird ein absolut messender Winkelgeber vorgesehen. Dieser liefert einen Spannungswert zwischen 0,5 V und 4,5 V, wobei jeder Wert einer Winkelstellung zugeordnet ist. An jedem Motorregler wird hierfür ein analoger Eingang belegt. Mit Hilfe der beiden absolut messenden Winkelgeber kann die Winkelstellung am ersten Freiheitsgrad direkt ausgelesen wer-

den. Durch das direkte Auslesen der Winkelstellung am Gelenk können störende Einflüsse der Kraftübertragungskette im Seil von der Wickelwelle hin zum Drehgelenk ausgeschaltet werden. Die Winkelstellung des zweiten Freiheitsgrads wird aus der Differenz der beiden Sensoren am ersten Freiheitsgrad und den bekannten kinematischen Daten berechnet. Die Versorgung der Motorregler erfolgt über ein Netzteil mit 24 V Ausgangsspannung und maximal 20 A Versorgungsstrom, das für die Versorgung von zwei Modulen ausreicht. Die Winkelgeber werden zur Reduktion von Störeinflüssen über ein separates Netzteil mit 5 V versorgt. Die resultierende Spannungsversorgung und Verkabelung ist in Abb. 6.7 dargestellt.

Resultierende Kennwerte

Für das Oberarm- (OA) und das Unterarmmodul (UA) ergeben sich die in Tab. 6.3 dargestellten Kennwerte mit jeweils zwei 100 Watt bzw. zwei 200 Watt Gleichstrommotoren. Das maximal verfügbare Drehmoment am 1. Freiheitsgrad resultiert aus dem kombinierten Moment beider QuadHelix-Antriebe, vgl. auch Tab. 4.3. Selbiges gilt für das Drehmoment am 2. Freiheitsgrad, wobei hier bei Einsatz der Drehkinematik gilt: $M_{QM,2.DoF} \leq 0,14 \cdot M_{QM,1.DoF}$. Bei Einsatz z.B. eines Seildifferentials würde bei größerem Bauraumbedarf des Moduls insgesamt ein maximaler Wert von $M_{QM,2.DoF} \leq 0,48 \cdot M_{QM,1.DoF}$ resultieren. Dieser Wert für das Seildifferential folgt aus dem Durchmesser des Drehrades für den 2. Freiheitsgrad, das mit optimaler Ausnutzung des Bauraums mit ca. 48 % der Größe der QuadHelix-Drehräder dimensioniert werden kann. Beide Verhältnisse ergeben sich aus der rein geometrischen Betrachtung der jeweiligen Kinematik. Je nach Anwendungsfall gilt es hier zu priorisieren, ob eine kompakte Bauweise oder ein höheres Drehmoment am 2. Freiheitsgrad wichtiger für das jeweilige Einsatzszenario ist. Für das Zielsystem im Rahmen dieser Dissertation wird die Verdrehkinematik als biomechanisch inspirierte Umsetzung mit kompakter Bauweise ausgewählt und betrachtet. Die Motorleistung wird an die aufzubringenden Kräfte angepasst, d.h. das Unterarmmodul kann im Verhältnis zum Oberarmmodul schwächer dimensionierte Motoren erhalten, um der Zielsetzung des LGRs mit "9 kg bewegt im TCP" bei möglichst niedrigem Eigengewicht gerecht zu werden. So reduziert sich die Leistungsaufnahme im Betrieb und gleichzeitig die Masse des Unterarms um ca. 0,5 kg, während die Effizienz des Gesamtsystems steigt. Als Ergebnis der letzten Auslegung entsteht das finale 3D-CAD-Modell für ein 2-Freiheitsgrade-Modul mit zwei parallel angeordneten QuadHelix-Antrieben. In Abb. 6.8 ist es dargestellt. Zu erkennen ist, dass die Struktur dem konstruktiven Leichtbau entsprechend möglichst belastungsgerecht und kraftflussoptimiert gestaltet wurde und die Sensorik entsprechend integriert ist. Für den anforderungsgerechten, finalen Entwurf werden abschließend die resultierenden Kennwerte berechnet.

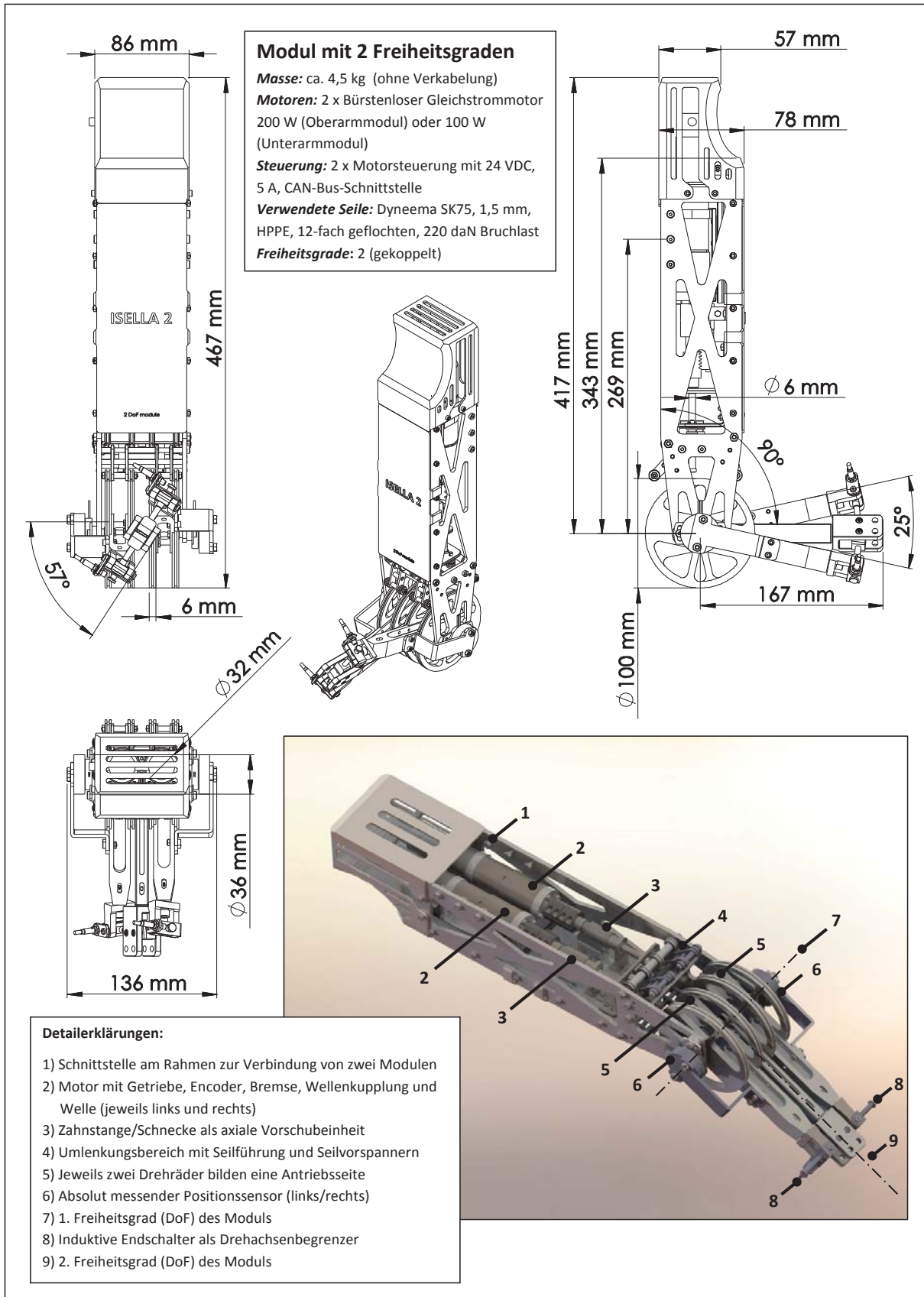


Abbildung 6.8: QuadHelix-Modul mit 2 Freiheitsgraden

Tabelle 6.3: Kennwerte der 2-Freiheitsgrade-Module

Kennwerte pro Antrieb / pro Modul	Variable	Oberarm- modul mit 2 x 200 Watt Motoren (OA)	Unterarm- modul mit 2 x 100 W Motoren (UA)	Einheit
Seildurchmesser	$d_{Q,S}$	1,5	1,5	[mm]
Wickelwellendurchmesser	$d_{Q,W}$	6	6	[mm]
Drehraddurchmesser	$d_{Q,R}$	100	100	[mm]
Max. Wickellänge	$x_{Q,W}$	31	31	[mm]
Max. axiale Geschwindigkeit der Motorschlitten	$v_{Q,T}$	4	5	[mm/s]
Motor Nennmoment	$M_{Q,M}$	0,114	0,063	[Nm]
Wirkungsgrad Getriebe	$\eta_{Q,G}$	0,7	0,7	[-]
Getriebeübersetzung	$i_{Q,G}$	66:1	51:1	[-]
Max. Drehmoment Wickelwelle	$M_{Q,W}$	4,7	2,0	[Nm]
Max. Kraft im Seil an einer Wickelwelle	$F_{Q,W}$	632	270	[N]
Max. Kraft im Seil an einem Drehrad	$F_{Q,R}$	255	109	[N]
Max. Drehwinkel 1. DoF Modul	$\alpha_{QM,1.DoF}$	220	220	[°]
Max. Drehwinkel 2. DoF Modul	$\beta_{QM,2.DoF}$	135	135	[°]
Max. Winkelgeschwindigkeit 1. DoF Modul	$\omega_{QM,1.DoF}$	55	71	[°/s]
Max. Drehmoment 1. DoF Modul	$M_{QM,1.DoF}$	50,7	21,7	[Nm]
Max. Drehmoment 2. DoF Modul	$M_{QM,2.DoF}$	7,1	3,0	[Nm]
Bauraumvolumen Modul LxBxT	V_{QM}	584 x 86 x 100	564 x 86 x 100	[mm ³]
Masse Modul	m_{QM}	4,5	4,0	[kg]
Max. volumenbez. Drehmomentdichte 1. DoF	$\Phi_{QM,V}$	10,1	4,5	$[\frac{Nm}{dm^3}]$
Max. massebez. Drehmomentdichte 1. DoF	$\Phi_{QM,m}$	11,3	5,4	$[\frac{Nm}{kg}]$

6.1.3 Realisierung

Es wird die Auswahl der Komponenten für die Systemintegration vorgenommen. Am Markt verfügbare Bauteile werden geprüft und verglichen. Tab. 6.4 gibt eine Übersicht über die ausgewählten Bauteile zur Realisierung eines Moduls. Die in Tab. 6.4 dargestellten Komponenten, wie z.B. Motoren, Sensoren und Kunststoff-Fasenseile, werden zugekauft. Von den 3D-CAD-Bauteilen werden technische Zeichnungen abgeleitet und diese in der Fertigung umgesetzt. Die Erstmontage eines Moduls dauert ca. einen Personentag. Zwei Prototypen eines Moduls, je einmal mit 100 Watt- und einmal mit 200 Watt-Motoren, werden mit den angelieferten und gefertigten Komponenten aufgebaut.

Tabelle 6.4: Ausgewählte Komponenten für ein 2-Freiheitsgrade-Modul

Komponente	Bezeichnung	Anzahl	Wichtigste Kenndaten
Struktur	Aluminiumrahmen	-	Aus 4 mm Certal-Platten / Vollmaterial
	Querstreben und Wellen	17	Aus Silberstahl für Kraftumlenkung
	Umhausung	2	Rapid Prototyping Kunststoff
	Umlenkrollen	24	Aluminium-Drehteile
	HMPE-Kunststoff-Faserseil	1	SK75, 1,5 mm Durchmesser, 100 m Rolle, 220 daN (= 2200 N)
	Lager	57	diverse Kunststoffgleitlager
	Motorschlitzen	2	Führungsschiene mit Kunststoffschlitzen
	Wellenkupplung	2	Geteilte Schalenkupplung
	Axialer Motorversatz	2	Zahnstange und Schnecke
Variante OA: Antriebe Oberarmmodul	Gleichstrommotor, 200 W, bürstenlos	2	D = 30 mm; m = 0,271 kg; M = 0,114 Nm; n = 25000 1/min max;
	Planetengetriebe, i = 66:1	2	D = 32 mm; m = 0,194 kg; M = max. 6 Nm; n = 8000 1/min max;
Variante UA: Antriebe Unterarmmodul	Gleichstrommotor, 100 W, bürstenlos	2	D = 30 mm; m = 0,165 kg; M = 0,063 Nm; n = 25000 1/min max;
	Planetengetriebe, i = 51:1	2	D = 32 mm; m = 0,194 kg; M = max. 6 Nm; n = 8000 1/min max;
Elektronik, Sensorik	Motorregler	2	V(cc) = 11-24 VDC; m = 0,17 kg; I(cont) = 5 A; Ein: 6 digital; 2 analog; Aus: 4 digital
	Motorencoder	2	Scancon 2RMHF-500
	Motorbremse	2	24 VDC, 0,1 Nm, auf Motorwelle
	Induktive Endanschlag-Sensoren	6	BES 516-3044-G-E4-C-PU-02 und BES 516-3005-G-E4-C-PU-02
	Winkelmesser	2	ASM PRAS20-360-U6-CW-A300 und PRMAG20
	Verkabelung	-	Leistungs-, Hallsensor-, Signal-, Winkelsensor- und Induktivsensor-Kabel

Das fertig montierte Modul ist in Abb. 6.9 ohne Welle, Seile und Abdeckung dargestellt. Das Modul mit 100 Watt-Motoren hat hierbei eine verkürzte Kunststoffabdeckung am hinteren Ende des Moduls, da hier die Motor-Getriebe-Bremse-Encoder-Kombination eine kürzere Baulänge aufweist. Davon abgesehen sind beide realisierten Module identisch. Die abschließende Verkabelung und Inbetriebnahme wird im Rahmen der weiteren Integration beim Aufbau des Gelenkarmroboters durchgeführt.

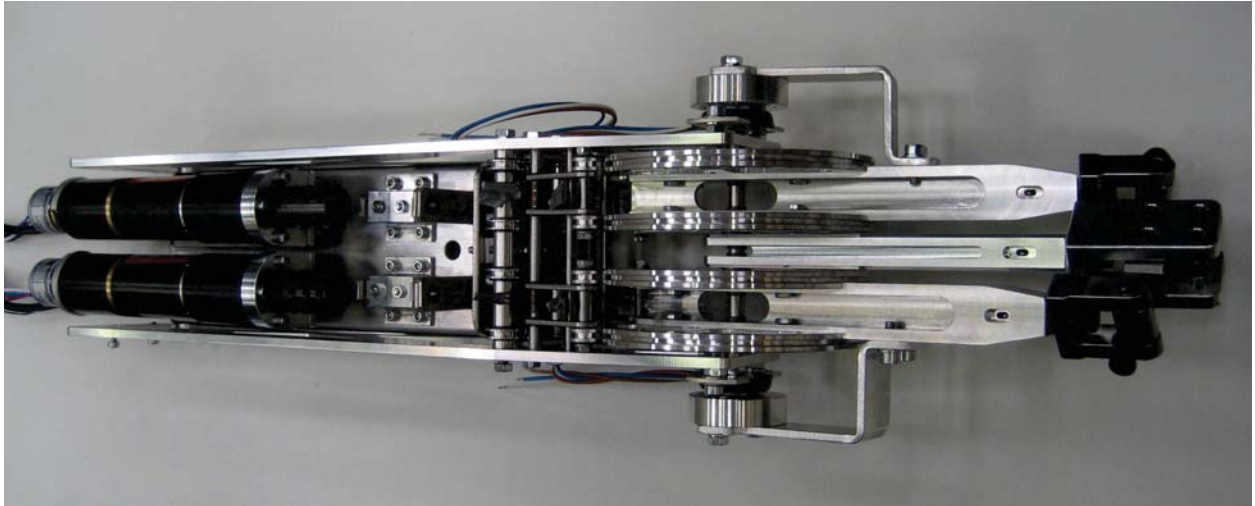


Abbildung 6.9: Montiertes 2-Freiheitsgrade-Modul ohne Wellen, Seile und Abdeckung

6.2 Realisierung eines Leichtbau-Gelenkarmroboters

6.2.1 Konzeptentwurf

Das Ziel der Realisierung im Rahmen dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Leichtbau-Gelenkarmroboters (LGRs), der das neu entwickelte bidirektionale Antriebskonzept entsprechend der bisherigen Ergebnisse prototypisch zum Einsatz bringt, vgl. Abb. 2.4.

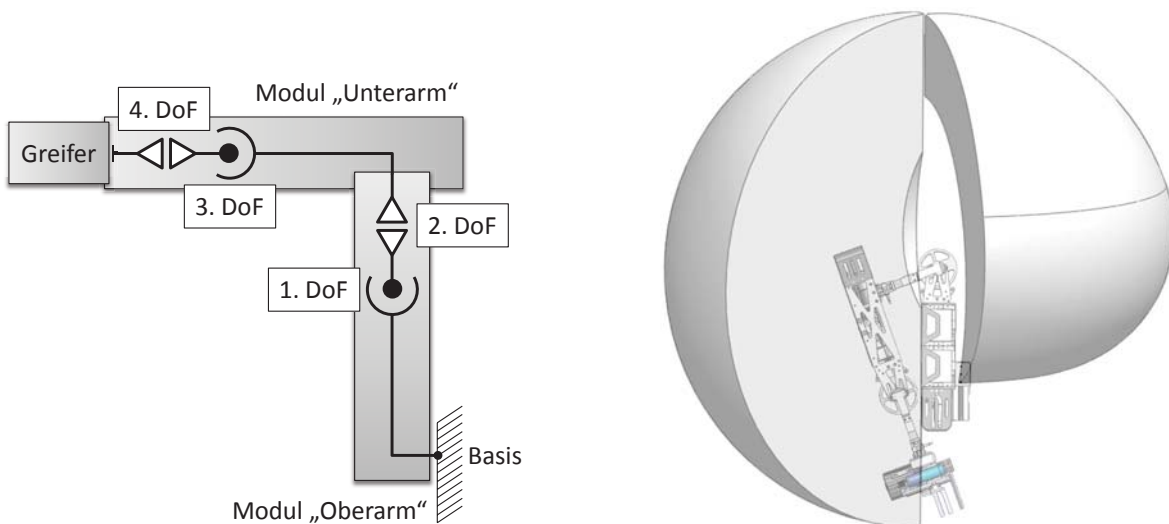


Abbildung 6.10: Links: Kinematikentwurf für einen 4-Freiheitsgrad-Gelenkarmroboter; Rechts: Seitenansicht des resultierenden 3D-Arbeitsraums

Hierfür wird eine Kinematik mit vier Freiheitsgraden als ausreichend zur Demonstration typischer Fähigkeiten eines Roboterarms erachtet, vgl. Tab. 2.4. Mit vier Freiheitsgraden lässt

sich bei serieller, 90° versetzter Anordnung zweier Module ein System aufbauen, welches einen dreidimensionalen Arbeitsraum aufweist, vgl. Abb. 6.10 rechts. Mit Hilfe eines am Ende dieses Roboterarms ergänzten Greifers wird ein vereinfachtes “Pick and Place” Handhabungs-Szenario dargestellt, bei dem ein Objekt aufgehoben, im Raum bewegt und wieder abgelegt werden kann. Hierfür werden die im vorangegangenen Entwicklungszyklus entworfenen 2-Freiheitsgrad-Module verwendet. Ein leistungsstärkeres Modul mit 200 Watt-Motoren wird hierbei den “Oberarm” bilden, während ein Modul mit kleineren 100 Watt-Motoren den “Unterarm” nachbildet. Die Module werden so miteinander verbunden, dass ein am Ende des “Unterarm”-Moduls befestigter Greifer mit seinem Tool Center Point (TCP) ein Objekt greifen kann. Der Greifer stellt hierbei den Endeffektor dar. Abb. 6.10 links verdeutlicht den Systementwurf.

6.2.2 Integration der Teilkomponenten

Mechanische Integration

Der Schwerpunkt der mechanischen Konstruktion für den 4-Freiheitsgrade-Gelenkarmroboter liegt auf der Herstellung einer geeigneten Verbindung zwischen zwei 2-Freiheitsgrade-Modulen, der Optimierung und Anbindung eines externen Greifers, der Konstruktion einer Roboterbasis und der Einbindung eines Schaltschranks. Da die Modulentwicklung bereits unter der Vorgabe der Verbindung von mindestens zwei Modulen erfolgt ist, reduziert sich der Aufwand für diesen Teilentwurf. In Abb. 6.12 ist der LGR ohne Verkabelung dargestellt.

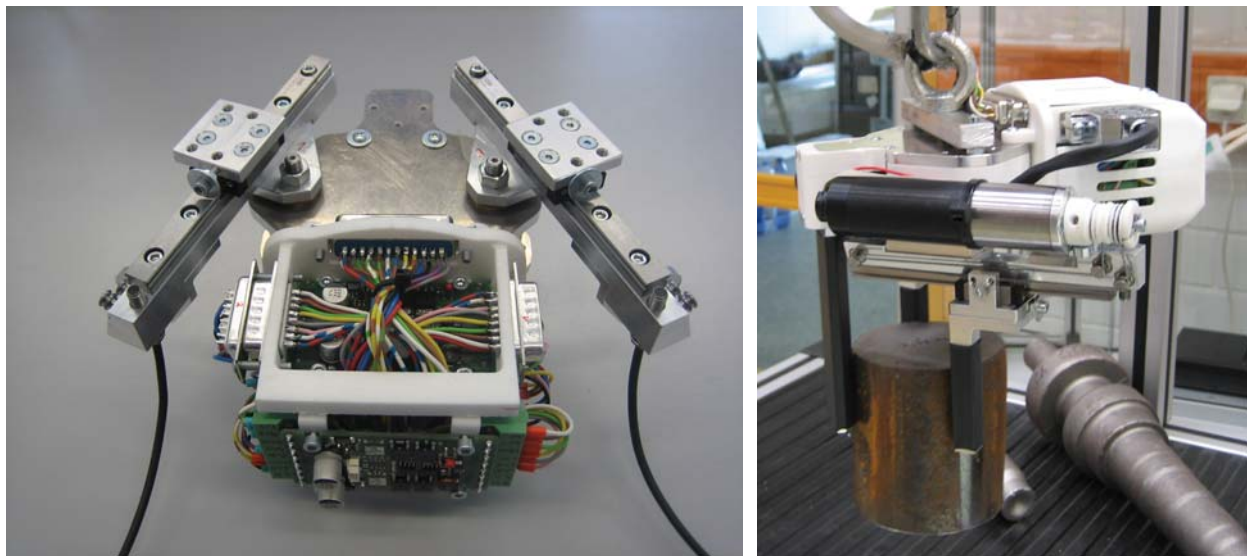


Abbildung 6.11: Externer Greifer: Links noch im Aufbau befindlich mit Sicht auf die verbauten Platinen, rechts fertiggestellt beim Test-Greifen eines Stahlzylinders

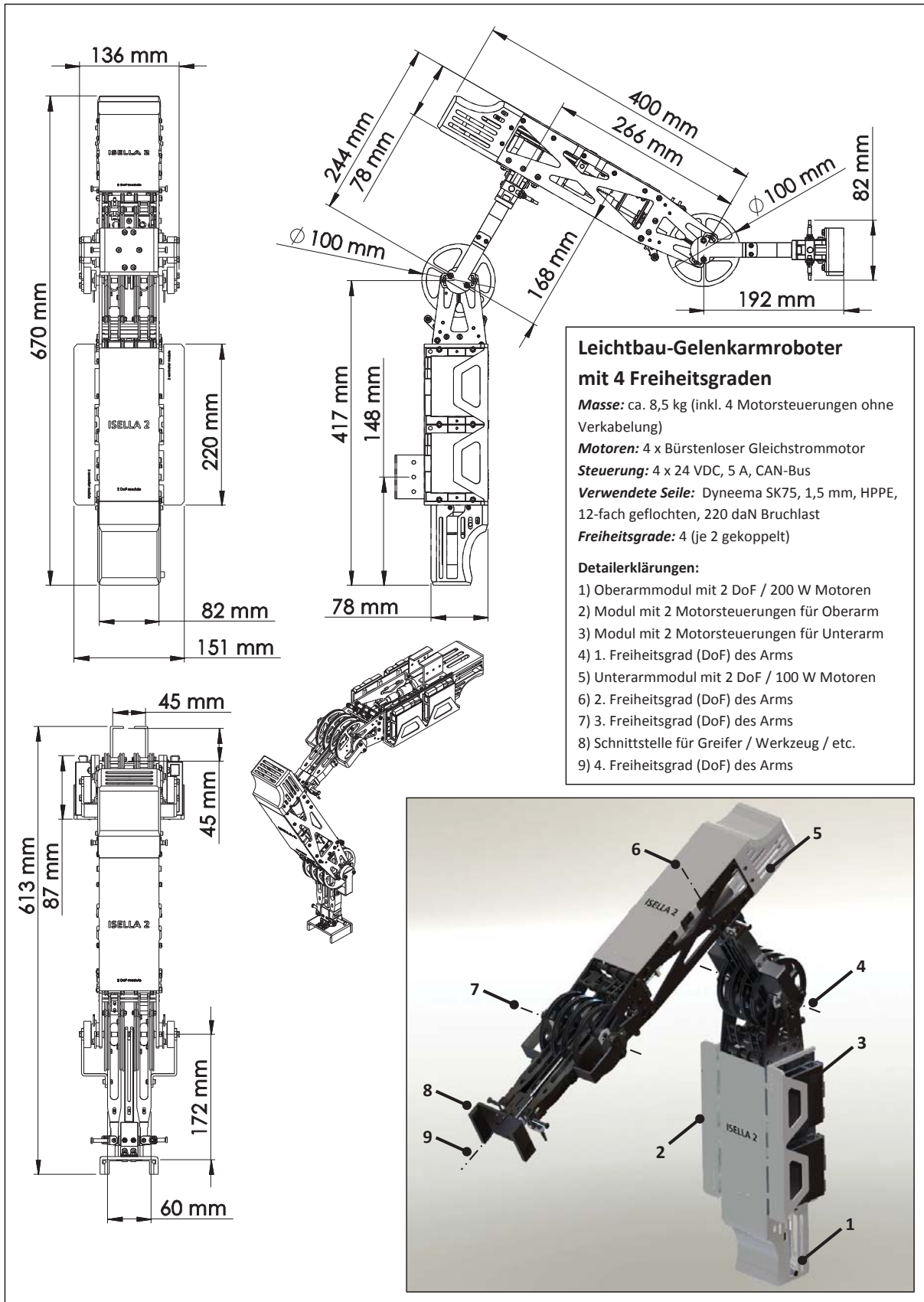


Abbildung 6.12: Aufbau eines LGRs mit 4 Freiheitsgraden

Zur Handhabung von Objekten benötigt der Roboterarm einen zusätzlichen Greifer. Dieser muss kompakt sein, eine dem Szenario entsprechende Greifkraft aufweisen, ein geringes Eigengewicht besitzen und gut in das Robotersystem zu integrieren sein. Der am Fraunhofer IPA entwickelte Greifer II wird hierfür als Basis ausgewählt. Die Teilezahl des bestehenden Greifers wird durch konstruktive Verbesserungen reduziert, die Steuerungselektronik integriert und der resultierende IPA Greifer III an der mechanischen Schnittstelle des Unterarmmoduls angeflanscht, vgl. [Mue09]. In Abb. 6.11 ist der für den LGR optimierte Greifer dargestellt. Bei einer Eigenmasse von ca. 2,5 kg kann der Greifer mit den drei verschiedenen Griffarten "3-Finger-Zentrisch", "3-Finger-Parallel" und "2-Finger-Parallel" Objekte bis zu einer Masse von 9 kg sicher greifen und halten.

Gestaltung der Sensorik und Elektrik des Leichtbau-Gelenkarmroboters

Der Entwurf für die Stromversorgung des Gelenkarmroboters baut auf der Gestaltung des 2-Freiheitsgrade-Moduls auf.

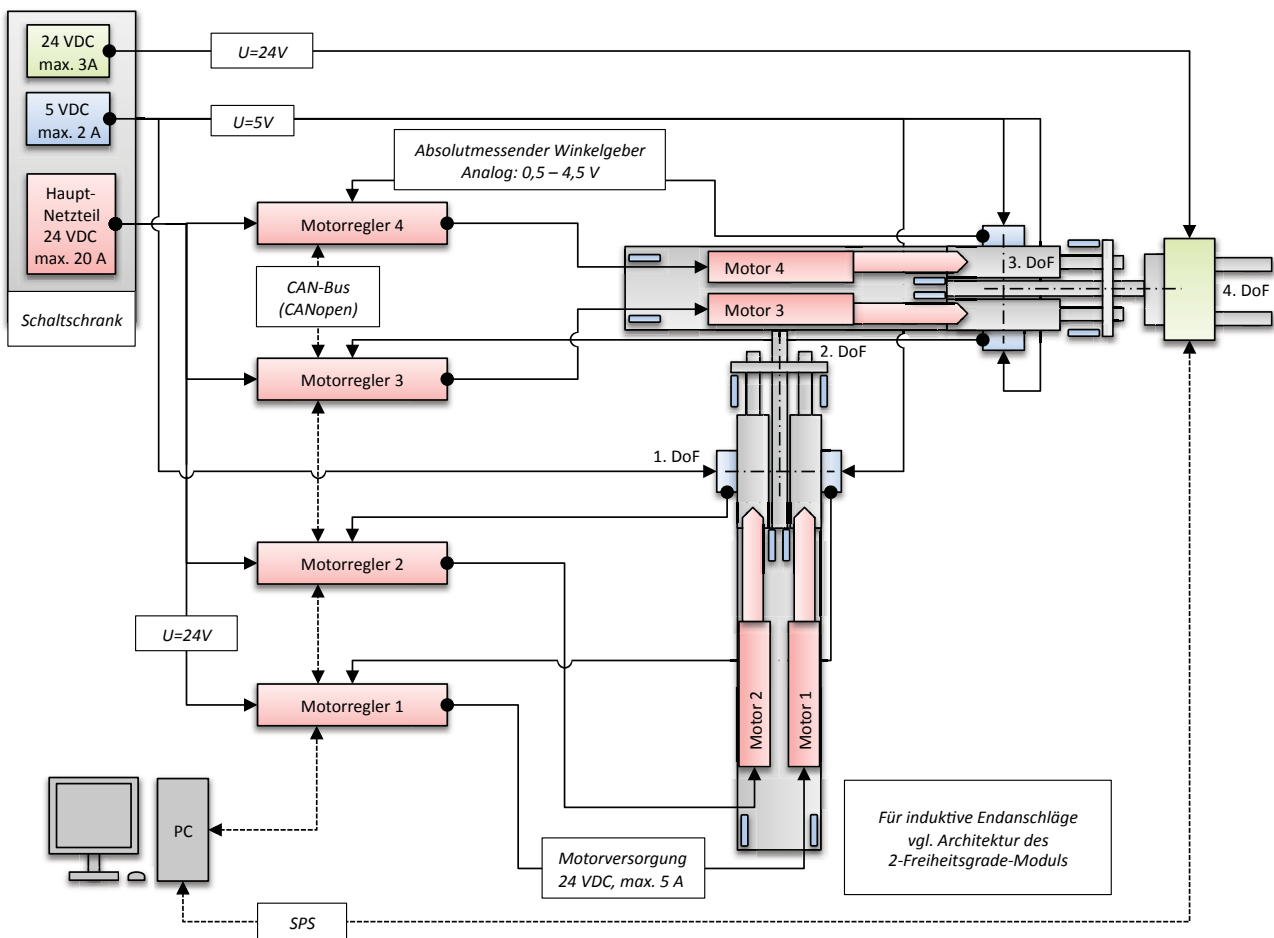


Abbildung 6.13: Spannungsversorgung und Verkabelung des 4-DoF-LGRs

Die dort bereits beschriebenen Komponenten werden hier ebenfalls verwendet. Zusätzlich zu den bestehenden Komponenten wird der Schaltschrank um ein 24 V DC-Netzteil erweitert, welches den Greifer mit einer Stromstärke von max. 3 Ampere versorgt. Während die beiden Module via CAN-Bus miteinander verbunden werden, wird der Greifer über eine separate speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) eingebunden, die direkt mit dem Steuerungs-PC kommuniziert. Für mögliche Folgesysteme könnte hier eine Einbindung des Greifers oder anderer Endeffektoren über den CAN-Bus vorgesehen werden. Abb. 6.13 stellt den beschriebenen Aufbau dar. Die Versorgung der induktiven Endanschläge ist aus Gründen der Übersichtlichkeit hier weggelassen worden und kann bei Bedarf aus Abb. 6.7 entnommen werden.

Realisierung der Regelung des LGRs

Für den 4-DoF-Gelenkarmroboter wird eine Regelung entworfen und umgesetzt, wie sie in Abb. 6.14 dargestellt ist, vgl. [Man09].

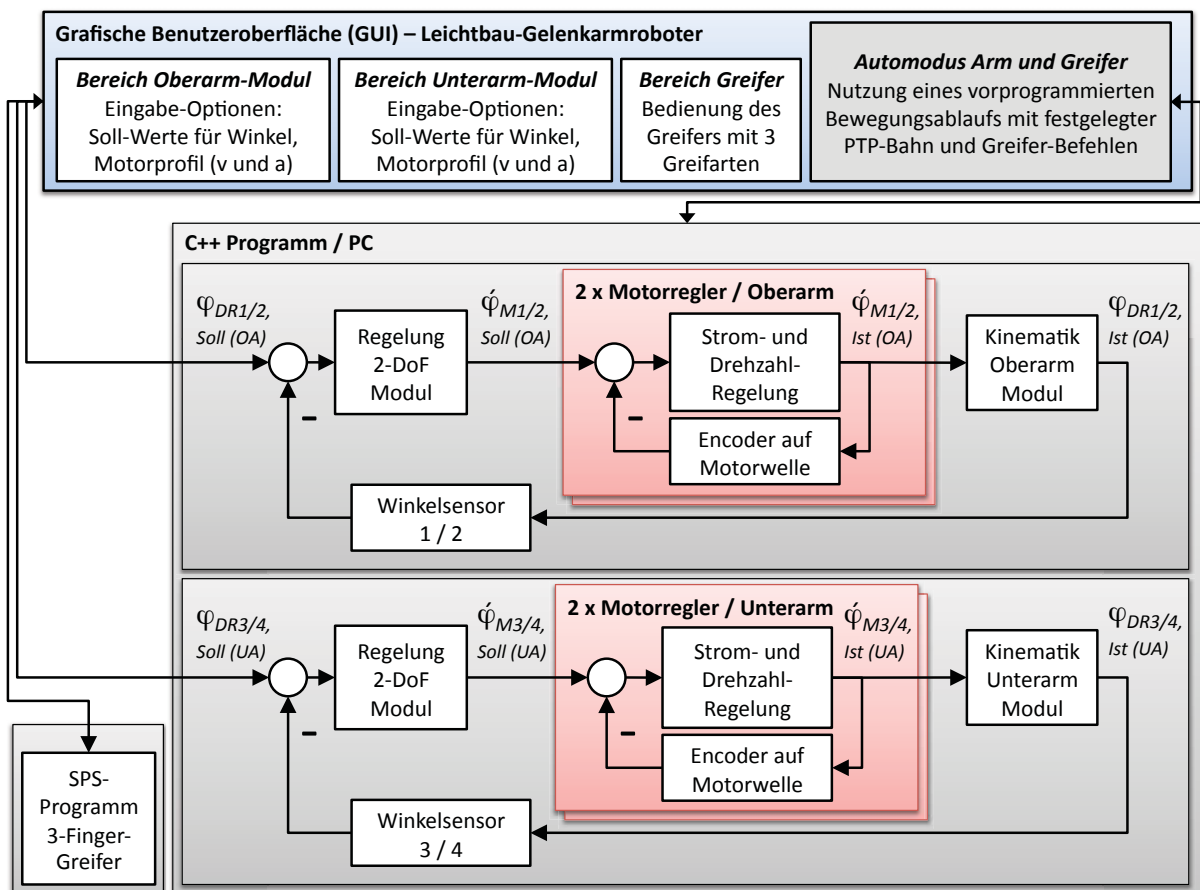


Abbildung 6.14: Reglerstruktur des 4-DoF-Leichtbau-Gelenkarmroboters

Ein in der Programmiersprache C++ geschriebenes Programm nutzt die Motorregler inklusive der dafür verfügbaren Programmibliotheken und bildet darauf aufbauend eine kaskadierte Re-

gelung. Für die vier inneren Regelschleifen der einzelnen Motorregler misst der auf der jeweiligen Motorwelle befindliche Motorencoder die momentane Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle. Die einzelnen Motorregler passen den jeweiligen Drehzahl-Ist-Wert auf den vom vorgeschalteten Regler vorgegebenen Soll-Wert an und übernehmen so die Drehzahlregelung der Motoren. Durch die resultierenden Motorstellbewegungen der QuadHelix-Antriebsmotoren ändern sich die gemessenen Winkel an den Drehrädern des QuadHelix-Antriebs. Die momentane Winkelstellung der Drehräder wird mit dem jeweils pro Antrieb extern befestigten, absolut messenden Winkelsensor bestimmt. Der Ist-Wert des jeweiligen Winkelsensors wird von der äußeren Regelschleife mit dem vorgegebenen Soll-Wert verglichen. Der auf dem externen Steuerungs-PC laufende Modul-Regler führt daraufhin einen Abgleich des Ist- und des Soll-Wertes für die einzelnen Winkelstellungen durch und gibt den inneren Schleifen der einzelnen Motorregler einen Soll-Wert für die Winkelgeschwindigkeit vor, was den Regelkreis schließt. Der Soll-Wert für den Stellwinkel wird durch die GUI vorgegeben, entweder durch eine manuelle Benutzereingabe oder ein vorher definiertes PTP-Programm, welches vorgegebene Punkte im Raum abfährt. Da die Rotation des 2. Drehfreiheitsgrads beider verbauten 2-DoF-Module jeweils aus der Differenzbewegung zweier QuadHelix-Drehräder resultiert, wird hier vom Lageregler zunächst die notwendige mathematische Transformation durchgeführt und dann an die beiden beteiligten Motorregler der zur Erreichung des Ist-Wertes am 2. Drehfreiheitsgrad notwendige Wert vorgegeben. Die Ansteuerung des Greifers wird in die GUI eingebunden. Hierbei stellt die Eingabemaske in der GUI des Gelenkarmroboters die Schnittstelle zur EtherCAT-basierten SPS-Steuerung des Greifers dar.

Gestaltung der Benutzeroberfläche

In Abb. 6.15 ist die grafische Benutzeroberfläche zur Bedienung des LGRs abgebildet. Es gibt fünf Hauptbereiche: Oberarmmodul (1), Unterarmmodul (2), Bedienung des Greifers (3), Anwendungskontrolle (4) und den Bereich für die Nutzung von vorprogrammierten Bewegungsabläufen von Arm und Greifer (9). Für die Bedienung des Oberarmmoduls (1) und des Unterarmmoduls (2) gibt es mehrere Eingabe- und Statusfelder. Die zu fahrende Soll-Geschwindigkeit und Soll-Beschleunigung der Motoren kann jeweils pro Modul in einem Eingabefeld (5) vorgegeben werden. Weiterhin kann ausgewählt werden, welcher Motor auf welche Position fahren soll (6). Hierbei können sowohl einzelne als auch beide Motoren pro Modul absolut bewegt werden. Der Eingabebereich ist für den Versuchsaufbau des LGRs zwischen 20° und 120° eingeschränkt, pro Modul maximal möglich sind 0° bis 200° . Im Statusbereich Winkelstellung (7) wird der aktuelle Betriebsmodus und die aktuelle Absolutposition jedes Motors angezeigt. Der Statusbereich der induktiven Endanschläge (8) gibt an, ob sich einer der sechs Endanschläge eines Moduls in der Detektionszone befindet, d.h. der Endanschlag erreicht ist. Der Eingabebereich für die automatischen Modi ist unterteilt in drei verschiedene Bewegungsabläufe des LBRs im Arbeitsraum und in zwei vorprogrammierte Abläufe für Handhabungs-Szenarien (9).

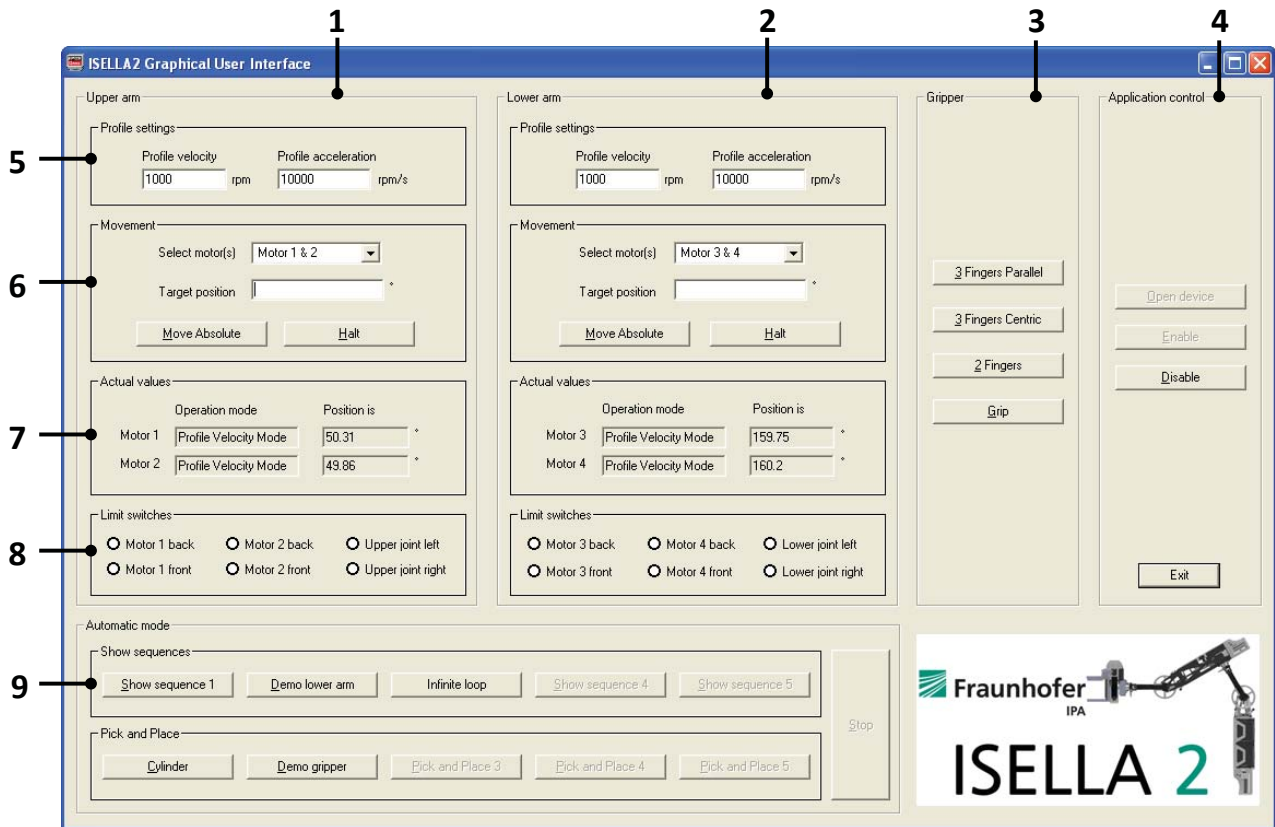


Abbildung 6.15: Grafische Benutzeroberfläche (GUI) des Leichtbau-Gelenkarmroboters

6.2.3 Realisierung

Die beiden realisierten 2-DoF-Module werden miteinander verbunden. Das Oberarmmodul ist hierbei nach Variante A aus Tab. 6.4 auf Seite 141 aufgebaut, das Unterarmmodul nach Variante B. Der parallel dazu entwickelte 3-Finger-Greifer wird an der Schnittstelle des Unterarmmoduls befestigt. Die Module und der Greifer werden nach dem in Abb. 6.13 auf Seite 145 dargestellten Schema verkabelt. Als Basis für Handhabungsoperationen, Versuche und für Demonstrationen dient eine $1,5 \times 1,5 \text{ m}^2$ große, quaderförmige Grundplattform. Abb. 6.16 zeigt den resultierenden 4-Freiheitsgrade LGR mit 3-Finger-Greifer, wie er im Versuchsfeld aufgebaut ist, vgl. auch [Koh10, Cor10]. Auf der rechten Seite der Abbildung ist die Ausführung des Handhabungsszenarios bei der Aufnahme eines Drehteils zu erkennen. Die Masse des hier gestalteten LBRs liegt bei ca. 9,5 kg, wobei 8,5 kg auf die beiden Module und ca. 1 kg auf die externe Verkabelung entfallen. Der Greifer als angeflanschte und austauschbare Zusatzkomponente ist Teil der Zuladung des Gelenkarmroboters und wiegt 2,5 kg. Der Schaltschrank ist in die quaderförmige Basis integriert, der Steuerungs-PC inklusive Monitor wird neben der Basis platziert und in Betrieb genommen.

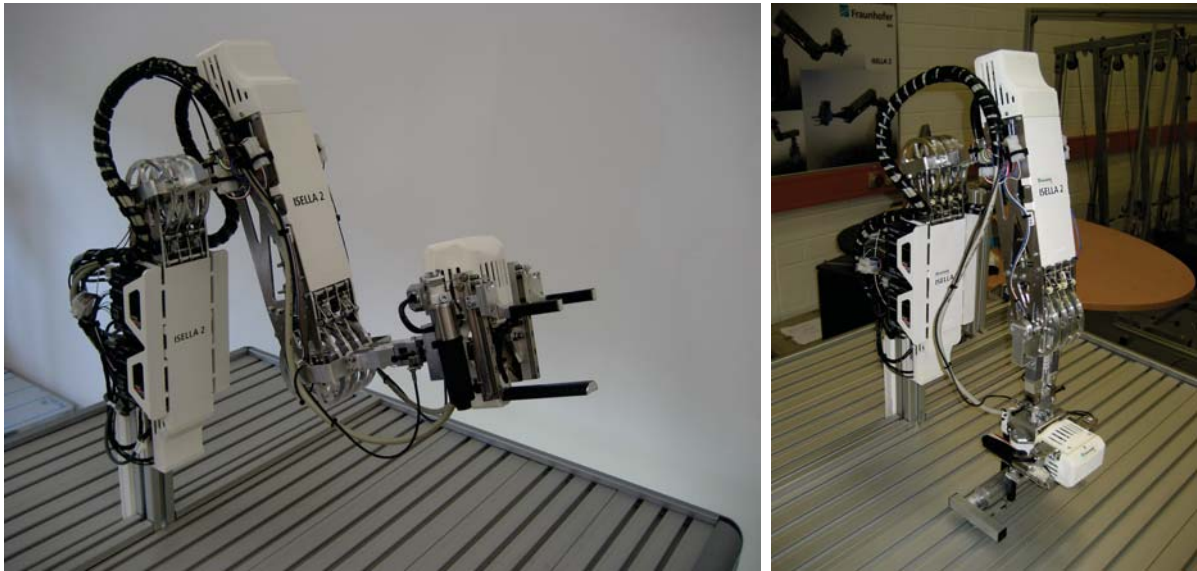


Abbildung 6.16: Realisierter 4-DoF-LGR mit bidirektionalen Seilzugantrieben und 3-Finger-Greifer

6.3 Eigenschaften des Leichtbau-Gelenkarmroboters

Kenndaten einer Achse des LGRs bei variabler Zuladung und Dynamik

Zur Feststellung der realen Eigenschaften des LGRs und zur Überprüfung der Annahmen der Auslegung werden verschiedene Testfahrten mit dem realisierten Zielsystem durchgeführt.

Daten zur max. Auslenkung des 1.DoFs:

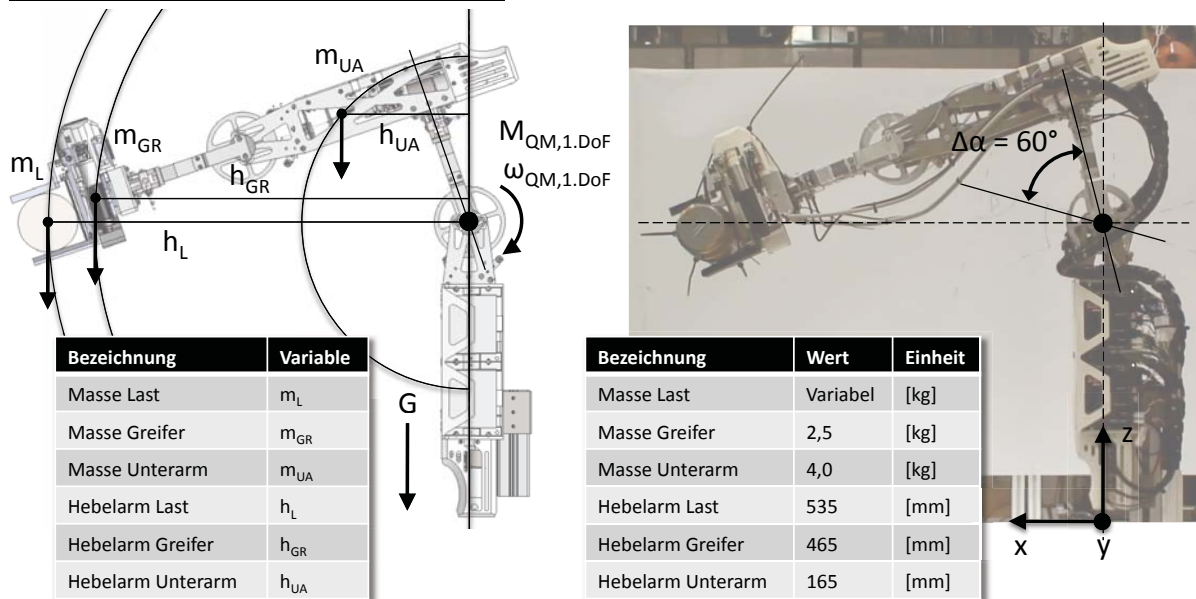


Abbildung 6.17: Testszenario: Rotation um 1. DoF mit zunehmender Zuladung und variablem ω , dann statisches Halten in max. Auslenkung des 1. DoFs

Messfahrten mit variabler Zuladung mit unterschiedlicher Dynamik am ersten Freiheitsgrad des Arms werden durchgeführt. Dieser im Oberarm lokalisierte 1. Freiheitsgrad (1. DoF) ermöglicht die Bewegung des gesamten Arms durch den parallelen Einsatz von zwei QuadHelix-Antrieben in der X-Z-Ebene, vgl. Abb. 6.17. Die in den Tests angefahrne Zielposition des Oberarmmoduls $\alpha_{QM,1.DoF} = 100^\circ$ entspricht der maximal möglichen Auslenkung des Arms orthogonal zur Schwerkraft, d.h. die Last wird am äußeren Rand des Arbeitsraums bewegt. Da nicht alle Massenträgheitsmomente eindeutig bestimmbar sind, so z.B. die gesamte Verkabelung des Arms nicht modelliert ist, wird ein quasi-statischer Grenzfall im Bereich des maximalen Drehmoments des Antriebsmoduls zur Bestimmung der realen Eigenschaften herangezogen, die Äquivalenz von träger und schwerer Masse nutzend. Hierbei soll der Gelenkarm die vorgegebene Zielposition der maximalen Auslenkung bei maximaler Motordrehzahl mit möglichst maximaler Last anfahren und anschließend in der Lage sein, diese Last statisch zu halten. Der höchste erreichbare Wert entspricht dem Haltemoment am 1. DoF des Oberarmmoduls und erlaubt damit einen Vergleich mit den berechneten Kenndaten. Die relevanten Daten zur Zielposition sind in Tab. 6.5 enthalten. m_i steht für die jeweilige Masse, h_i für den zur Erdbeschleunigung orthogonalen Hebelarm der im Schwerpunkt der Masse resultierenden Kraft. Die drei Teilmassen Last, Greifer und Unterarm-Modul werden unterschieden.

Die maximal mögliche Winkelgeschwindigkeit $\omega_{QM,1.DoF}$ des 1. DoFs des Oberarmmoduls wird bei maximaler Motordrehzahl $n_{Q,M} = 8.000 \frac{1}{min}$ erreicht, welche durch die maximale Eingangsdrehzahl für das verbaute Getriebe $n_{Q,G}$ vorgegeben ist. Es werden für alle Versuche trapezförmige Geschwindigkeitsprofile mit maximal möglicher Motorbeschleunigung und -verzögerung $a_{Q,M} = 10.000 \frac{1}{s}$ abgefahren, wobei die Motorgeschwindigkeit variiert wird. Hierfür wird die Motordrehzahl bei jeder Zuladung in mehreren Durchläufen von 1.000 bis $8.000 \frac{1}{min}$ gesteigert, vgl. Abb. 6.19 und Abb. 6.18. Die Zuladung wird sukzessive von $m = 2500$ g auf 9900 g erhöht. Die einzelnen Durchläufe werden mehrfach wiederholt und der Mittelwert gebildet.

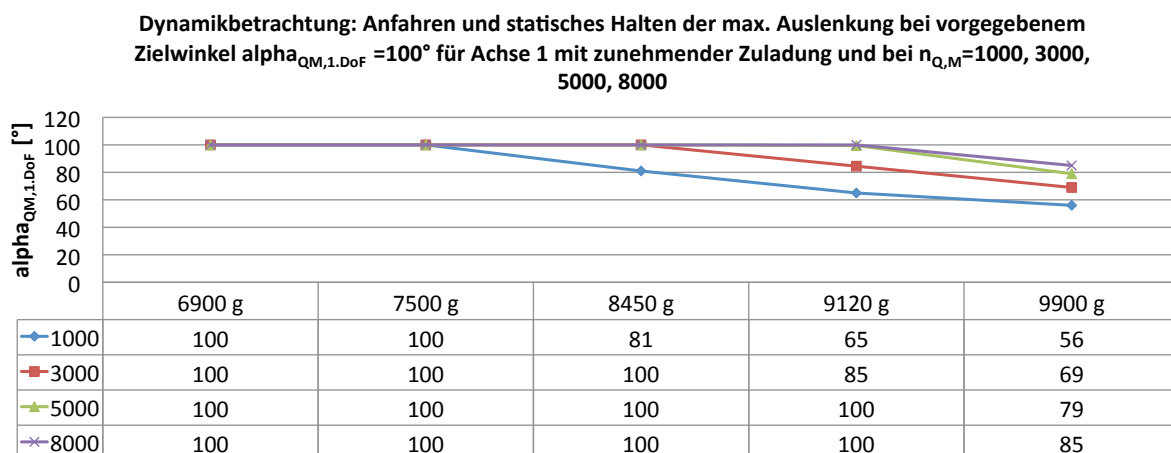


Abbildung 6.18: Anfahren der Zielposition mit unterschiedlicher Zuladung und Dynamik

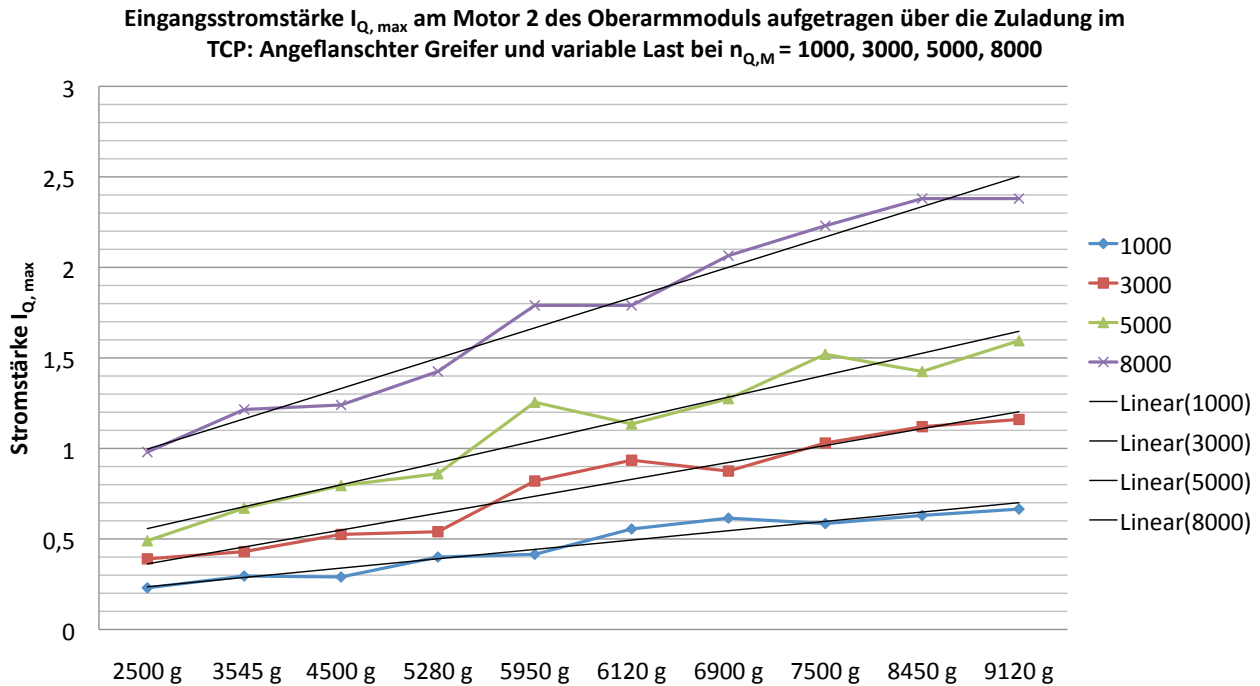


Abbildung 6.19: Eingangsstromstärke am Motor 2 des Oberarmmoduls, aufgetragen über eine variable Zuladung bei unterschiedlicher Dynamik

Der realisierte 4-Freiheitsgrad-Gelenkarmroboter ist in der X-Z-Ebene in der Lage, eine maximale Zuladung im Greifer von $m = 9120 \text{ g}$ mit maximaler Dynamik des 1. DoFs gegen die Schwerkraft bei maximal möglicher Motordrehzahl $n_{Q,M} = 8000 \frac{1}{\text{min}}$ zu bewegen und anschließend mit gestrecktem Unterarmmodul und bei maximaler Distanz zur Drehachse des Oberarmmoduls statisch zu halten, vgl. Abb. 6.17. Hierbei bringt das Oberarmmodul an der Zielposition für den statischen Grenzfall ein Mindestmoment von $M_{QM,1.DoF} \geq 52,6 \text{ Nm}$ auf, welches größer sein muss als das notwendige Moment zum Anfahren der Position und zum anschließenden Halten aller Komponenten gegen die Schwerkraft. So können die Motoren bei einer Drehzahl von $n_{Q,M} \leq 5000 \frac{1}{\text{min}}$ und einer Zuladung von $m = 9120 \text{ g}$ nicht mehr genug Drehmoment entwickeln, um den Arm in diese maximale Auslenkung zu bewegen. Dies stimmt mit den Motorkenndaten überein. Das wirkende Moment wird berechnet zu

$$M_{QM,1.DoF} \geq M_{QM,Halt} = (m_L \cdot h_L + m_{GR} \cdot h_{GR} + m_{UA} \cdot h_{UA}) \cdot g. \quad (6.1)$$

Pro QuadHelix-Antrieb wird folglich ein maximales Moment an der Achse des 1. DoFs von mindestens $M_{Q,DR} \geq 26,3 \text{ Nm}$ erzeugt. Diese Ergebnisse gelten bei ausschließlicher Bewegung in der X-Z-Ebene. Für den 2. Freiheitsgrad reduziert sich das Moment am Freiheitsgrad rechnerisch auf $M_{QM,2.DoF} = 7,4 \text{ Nm}$. Mit einem Seildifferential als Alternativlösung wäre hier ein berechnetes Drehmoment von $M_{QM,2.DoF} = 25,2 \text{ Nm}$ bei etwas breiterer Bauweise der Module möglich.

Tabelle 6.5: Resultierende Daten zum 1. DoF des LGRs

Bezeichnung	Variable	Wert	Einheit
Max. Winkelgeschwindigkeit 1. DoF Oberarm-Modul	$\omega_{QM,1.DoF}$	55	[°/s]
Max. Drehmoment 1. DoF Oberarm-Modul (gemessen)	$M_{QM,1.DoF}$	52,6	[Nm]
Max. massebez. Drehmomentdichte 1. DoF (gemessen)	$\Phi_{QM,m}$	10,5	[$\frac{Nm}{kg}$]
Max. elektrische Leistungsaufnahme des Moduls	$P_{QM,el}$	115	[Watt]
Max. mechanisch umgesetzte Leistung des Moduls	$P_{QM,mech}$	46	[Watt]
Resultierender Wirkungsgrad	$\eta_{Q,Ges}$	0,4	[-]

Rechnet man die bei maximaler Dynamik erreichten Drehmomentwerte über die während der Durchläufe kontinuierlich gemessene Stromstärke $I_{Q,max}$ am Motoreingang des 2. Motors des Oberarmmoduls mit den in Kap. 4 gegebenen Formeln und den vom Motorhersteller angegebenen Daten zurück, so ergeben sich für diesen Aufbau veränderte Werte für die Lagerverluste und die Seilreibung nach Freyer. In diesem Testszenario weist das Antriebsmodul rückgerechnet geringere Lagerverluste durch die Seilumlenkung als in Kap. 4 angenommen auf, mit einem hier berechneten Reib-/Gleitwert von ca. $\mu = 0,08 - 0,10$ und einen Koeffizienten für die Seilreibung von ca. $c_1 = 0,1$. Dies entspricht im Falle des Gleitwerts dem unteren Bereich der Herstellerangaben. Der resultierende Wirkungsgrad dieser QuadHelix-Umlenkungsauslegung liegt damit bei ca. $\eta_{Q,U} = 0,7$. Das Potential der 200 Watt-Motoren wird aufgrund der maximal möglichen Drehzahl der Getriebe nicht voll ausgeschöpft, sodass hier auch schwächere Motoren mit geringerer Leistungsabgabe und dafür optimiertem Nennarbeitspunkt möglich wären. Die von einem Motor aufgenommene elektrische Leistung $P_{Q,el} = U \cdot I_{Q,max}$ berechnet sich zu ca. 58 Watt bei maximal möglicher Dynamik des LGRs und einer Zuladung von $m = 9120$ g. Die in der Folge mechanisch umgesetzte Leistung $P_{Q,mech} = \omega_{Q,DR} \cdot M_{Q,DR}$ berechnet sich mit dem hier bestimmten Drehmoment des QuadHelix-Antriebs von $M_{Q,DR} \geq 26,3$ Nm und der maximal gefahrenen Winkelgeschwindigkeit $\omega_{Q,DR} = 55^\circ/\text{s}$ bei $n_{Q,M} = 8000 \frac{1}{\text{min}}$ zu ca. 23 Watt. Der Wirkungsgrad des Systems liegt damit bei ca. $\eta_{Q,Ges} = 0,4$.

Ein maximales Nutzlast-zu-Eigengewicht-Verhältnis des LGRs von $\frac{NL}{EG} = \frac{9,1}{9,5}$ ergibt sich in der X-Z-Ebene bei maximaler Dynamik mit $n_{Q,M} = 8000 \frac{1}{\text{min}}$. Es reduziert sich für den gesamten Arbeitsraum und den 2. Freiheitsgrad des Moduls mit dem Faktor 0,14 für die Verdrehkinematik bzw. 0,48 für das Seildifferential. Im gesamten Arbeitsraum sind folglich mit dem vorliegenden Aufbau mit der Verdrehkinematik bei ungünstigster Winkelstellung der Achsen ca. 1,3 kg bzw. 4,4 kg bei alternativen Modulen mit einem Seildifferential mit maximaler Dynamik verfahrbar.

Leistungsaufnahme eines Handhabungsszenarios bei Nutzung aller Achsen

Es wird das PTP-Handhabungsszenario "Cylinder" des LGRs zur Messung der Leistungsaufnahme während eines komplexen Bewegungsablaufs genutzt, der alle Achsen inklusive Greifer zum Einsatz bringt. Die Zuladung im Greifer wird hierbei gezielt variiert. Für das erste Sze-

nario muss der Arm nur die Masse $m_{GR} = 2,5 \text{ kg}$ des Greifers bewegen. Im zweiten Szenario muss zusätzlich eine Zuladung im Greifer von $m_L = 0,7 \text{ kg}$, im dritten Szenario eine Zuladung im Greifer von $m_L = 1,7 \text{ kg}$ bewegt werden. 4,2 kg bewegter Masse an der Endschnittstelle des LGRs stellen die Obergrenze für die Zuladung in dem abgefahrenen Arbeitsraum bei den hier verwendeten Motordrehzahlen dar. Tab. 6.6 gibt eine Übersicht über die verwendeten Parameter.

Tabelle 6.6: Ablauf PTP-Programm “Cylinder”: Schritte (a) bis (n) mit jeweiliger Soll-Motordrehzahl und jeweiligen Soll-Stellwinkeln der Drehräder; zwischen (d) und (e) wird ein Objekt gegriffen, zwischen (k) und (l) wieder abgelegt

Parameter	$n_{Q,M}$	$\varphi_{DR,1}$	$\varphi_{DR,2}$	$\varphi_{DR,3}$	$\varphi_{DR,4}$
[Einheit]	[1/min]	[°]	[°]	[°]	[°]
a	1000	48	48	150	150
b	5000	40	40	65	65
c	5000	37	37	70	70
d	5000	37	37	76	76
e	5000	45	45	76	76
f	3000	110	110	180	180
g	1000	102	118	168	192
h	1000	118	102	192	168
i	1000	110	110	180	180
j	3000	45	45	73	73
k	1000	38	38	73	73
l	1000	40	40	68	68
m	1000	50	50	65	65
n	5000	50	50	160	160

Alle Messungen beginnen im ausgeschalteten Zustand des Robotersystems. Der Steuerungs-PC und der Monitor sind nicht in die Messung eingeschlossen. Als Erstes wird jeweils der Schaltschrank des Roboterarms eingeschaltet (1). Es werden ca. 21 Watt Leistungsaufnahme gemessen. Im nächsten Schritt wird der Greifer initialisiert, die CAN-Steuerung initiiert und die GUI gestartet. Dadurch verändert sich die Leistungsaufnahme nur minimal. Bei der Aktivierung des Arms und damit verbunden der vier verbauten Motorregler steigt die Leistungsaufnahme auf ca. 32 Watt (2). Das Handhabungs-Szenario wird anschließend über die GUI gestartet (3). Hierbei beträgt die Leistungsaufnahme im Mittelwert aller 10 Messungen maximal 56 Watt gemessen beim dritten Szenario. Nach der Durchführung des Szenarios (4) wird das System in umgekehrter Reihenfolge wieder deaktiviert (5,6). In der Abb. 6.20 ist die gemessene elektrische Leistungsaufnahme des Gelenkarmroboters dargestellt. Die Messungen, insbesondere die steilen Flanken der Leistungsaufnahme zu Beginn eines jeden Handhabungsszenarios, vgl. Schritt (f), welche eine Hubbewegung der Zuladung mit Rotation des 1. Freiheitsgrads um 65°

in der X-Z-Ebene widerspiegeln, stimmen mit den Ergebnissen der vorangegangenen Messungen und Berechnungen überein. Die Winkelgeschwindigkeit des 1. DoFs des LGRs für Schritt (e) $\omega_{QM,1.DoF} = 20,5^\circ/s$ resultiert aus $n_{Q,M} = 3.000 \frac{1}{min}$, das mindestens aufzubringende Moment nach Formel 6.1 zu Beginn von Schritt (e) am 1. DoF muss $M_{QM,1.DoF} \geq 26,8 Nm$ sein und damit ist die mechanisch zu verrichtende Leistung mindestens $P_{Q,mech} = \omega_{Q,DR} \cdot M_{Q,DR} \geq 9,6 W$. Mit dem bereits identifizierten Wirkungsgrad des Moduls $\eta_{Q,Ges} = 0,4$ ergibt sich für die elektrische Leistungsaufnahme ein Wert von $P_{QM,el} = \frac{P_{QM,mech}}{\eta_{Q,Ges}} \geq 24 W$, was dem gemessenen Sprung bei der elektrischen Leistungsaufnahme bei Punkt (3) entspricht und die bisherigen Ergebnisse bestätigt.

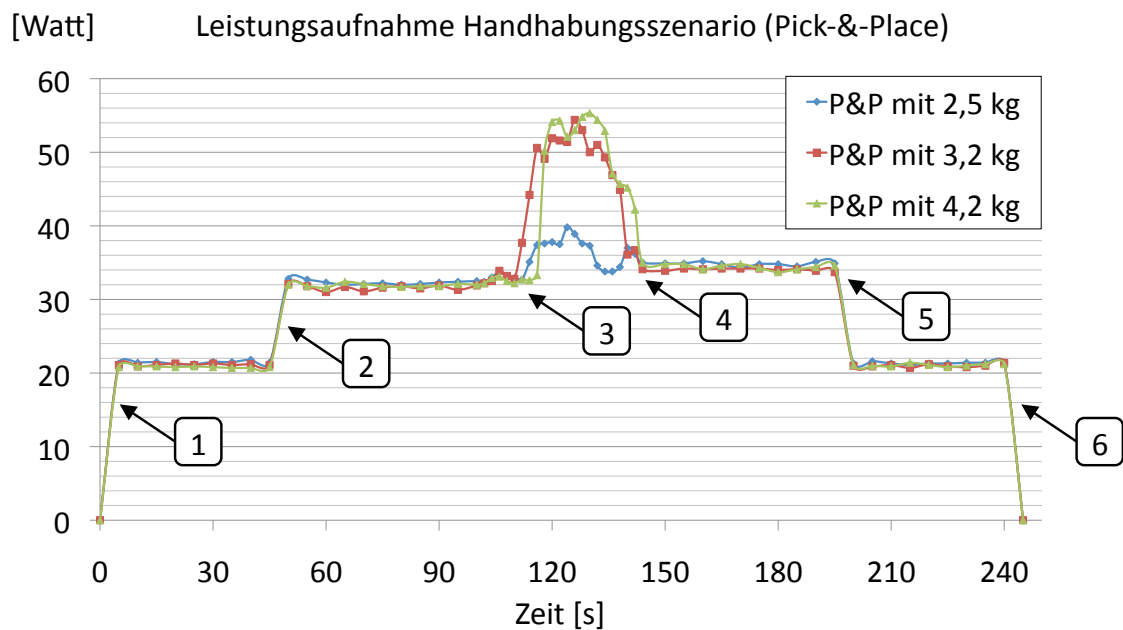


Abbildung 6.20: Leistungsaufnahme LBR im Betrieb mit 3 Testszenarien

Pose-Wiederholgenauigkeit

Die Pose-Wiederholgenauigkeit des Zielsystems wird bestimmt. Zur Überprüfung der Pose-Wiederholgenauigkeit des LGRs werden die Bewegungen mit Hilfe eines Lasertrackers "Leica Absolute Tracker AT901" überwacht und vermessen, vgl. [DIN99, Lei08].

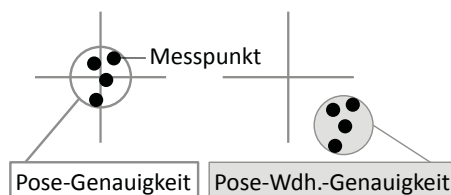


Abbildung 6.21: Messung der Pose-Wiederholgenauigkeit (rechts)

Pro Freiheitsgrad des Roboterarms werden mehrere Messfahrten für eine fest vorgegebene Winkeländerung wiederholt. Das Basiskoordinatensystem des LGRs ist hierbei wie in Abb. 6.22 zu erkennen definiert.



Abbildung 6.22: Messung der Pose-Wiederholgenauigkeit

Tabelle 6.7: Messung der Pose-Wiederholgenauigkeit für alle Achsen und mit unterschiedlichen Drehwinkeln; Achsen 1, 3, 4 mit $n=10$, Achse 2 mit $n=3$ Wiederholungen

Messung der Pose-Wiederholgenauigkeit	Achse	$\Delta Winkel$	$\sigma(x)$	$\sigma(y)$	$\sigma(z)$	Einheit
Rotation des Oberarms	1	45°	0,40	1,05	0,65	[mm]
Schwenk des Oberarms	2	15°	0,66	2,66	1,11	[mm]
Rotation des Unterarms	3	60°	0,26	0,22	0,49	[mm]
Schwenk des Unterarms	4	10°	0,17	0,45	0,32	[mm]
Max. Standardabweichung für gemessene Wiederholgenauigkeit	-	-	0,66	2,66	1,11	[mm]

Es resultieren drei Werte für die Standardabweichung der Pose-Wiederholgenauigkeit in x, y und z-Richtung, vgl. Tab. 6.7. Die Anforderungen aus Kap. 3 werden erfüllt. Allerdings bleibt festzuhalten, dass der LGR bei hochdynamischen Bewegungen zum Überschwingen neigt. Dieser zu erwartende Malus infolge der Leichtbaustruktur könnte durch geeignete Regelkonzepte und Bahnplanungsalgorithmen reduziert werden, wie z.B. mit dem Ansatz von Jäntschi et al., [JWK10]. Lösungsansätze bzw. bereits erfolgte Umsetzungen hierfür sind dokumentiert in Tab. 2.5. Pose-Genauigkeitsabweichungen könnten z.B. mit den Konzepten des “Visual Servoing” und “Visual Tracking” angegangen werden, [SK08, S. 563] und [HMA⁺10, S. 314].

Wirkungsgrad des Antriebssystems

Der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{Q,Ges}$ des QuadHelix-Antriebssystems von der elektrischen Leistungsaufnahme bis zur mechanischen Wirkleistungsabgabe lässt sich für das Zielsystem des Leichtbau-Gelenkarmroboters wie folgt berechnen:

$$\eta_{Q,Ges} = \eta_{Q,M} \cdot \eta_{Q,G} \cdot \eta_{Q,T} \cdot \eta_{Q,U} \quad (6.2)$$

Hierbei steht $\eta_{Q,M}$ für den Wirkungsgrad des Elektromotors, $\eta_{Q,G}$ für den Wirkungsgrad des verwendeten Getriebes, $\eta_{Q,T}$ für den Wirkungsgrad der Versatzmechanik und $\eta_{Q,U}$ für den Wirkungsgrad der Umlenkungsmechanik.

Tabelle 6.8: Wirkungsgrad QuadHelix-Konzept im Rahmen des Zielsystems

Wirkungsgrad	Variable	Wert	Summe	Erläuterungen	Quelle
Elektromotor	$\eta_{Q,M}$	0,9	Antriebseinheit 0,63	Bürstenlose Kleinantriebe	[Fau09, Max10]
Standard-Getriebe	$\eta_{Q,G}$	0,7		2-stufiges Plane- tenradgetriebe	[Fau09, Max10]
Versatzmechanik	$\eta_{Q,T}$	0,9	QuadHelix- Konzept 0,63	Spindelmutter und Schnecke	[WJMV09]
Umlenkungsmechanik	$\eta_{Q,U}$	0,7		Kunststoffgleitlager und Umlenkrollen	Berechnung & Messung Zielsystem
Gesamtwirkungsgrad	$\eta_{Q,Ges}$	0,4			

Der Wert für die Umlenkungsmechanik liegt bei der Messung im Zielsystem in einem günstigeren Bereich als zunächst in Kap. 4 theoretisch berechnet. Grund hierfür könnte im Falle der Kunststoffgleitlager die Annahme des höchsten vom Hersteller angegebenen Reibwertes von $\mu = 0,15$ für die initiale Berechnung und damit bedingt die höchsten rechnerisch möglichen Reibungsverluste sein, welche in der Praxis mit den günstigeren, ebenfalls vom Hersteller angegebenen Werten von $\mu = 0,08 - 0,10$ eher übereinstimmen. Weiterhin wird für die initiale Berechnung der Seilreibung nach Freyer in Kap. 4 zunächst aus Mangel an Daten ebenfalls der höchste und damit ungünstigste Wert von $c_1 = 0,372$ angenommen, der im realen System rückgerechnet bei einem Wert von ca. $c_1 = 0,1$ liegt. Der Gesamtwirkungsgrad des LBR-Antriebsstrangs liegt bei $\eta_{Q,Ges} = 0,4$.

Vergleich mit anderen Ansätzen

Das Zielsystem wird anderen LGRs mit 4 Freiheitsgraden gegenüber gestellt, vgl. Tab. 6.9. Die Daten zu den Vergleichssystemen sind den Entwickler-/Herstellerangaben entnommen.

Tabelle 6.9: Vergleich mit anderen 4-DoF Leichtbau-Gelenkarmrobotern ([Roo06, Bar06, Bio11])

Bezeichnung	Variable	Einheit	4-DoF LGR "ISELLA 2"	"BioRob-X4"	"WAM 4-DoF"
Freiheitsgrade	f	[-]	4	4	4
Masse	m	[kg]	9,5	5	25
Zuladung bei max. Dynamik / Arbeitsraum	m	[kg]	1,3	1	4
Zuladung bei max. Dynamik / X-Z-Ebene	m	[kg]	9	2	4
Reichweite ab 1.DoF	l	[mm]	550	700	900
Leistungsaufnahme (nominal)	P_{el}	[W]	32	15	28
Pose- Wiederholgenauigkeit	-	[mm]	< 3 mm	< 0,1 mm	< 0,1 mm
Gelenkwinkel	α_i	[°]	220 / 135 / 220 / 135	300 / 244 / 230 / 230	300 / 225 / 315 / 230
Gelenkmomente	$M_{i,DoF}$	[Nm]	50 / 7 / 21 / 3	3 / 7 / 5 / 2	-
Versorgungsspannung	U	[V]	24	12 - 28	24 - 80
Relevante Zusatzcharakteristika	-	-	HK (Prototyp) < 15 T€	Aktive, elastische Gelenke; VP = ca. 37 T€	Teleoperation; VP = ca. 75 T€

6.4 Schlussfolgerungen und Optimierungspotentiale

Das realisierte Zielsystem stellt die erste, voll funktionsfähige Umsetzung eines mit bidirektional-wirkenden, seilzugbasierten QuadHelix-Antrieben betriebenen modularen Leichtbau-Gelenkarmroboters dar, der Kunststoff-Fasenseile zur Kraftübertragung einsetzt. Solange keine selbsthemmende Versatzmechanik für den QuadHelix-Antrieb verbaut oder Motoren mit selbsthemmenden Getrieben genutzt werden, ist ein solcher Arm bei offenen Motorbremsen manuell frei beweglich. Einige Ansatzpunkte zur Optimierung können durch die Umsetzung identifiziert werden. So ist eine einfach zu realisierende Steigerung der im TCP bewegten Zuladung auf ca. 4,4 kg mit maximaler Dynamik im gesamten Arbeitsraum möglich, wenn ein Seildifferential für den 2. Freiheitsgrad der in Kap. 6 realisierten Module genutzt wird, wie es im Gestaltungsprozess bereits im 3D-Modell entwickelt wurde, vgl. Abb. 6.23. Die geringe Pose-Wiederholgenauigkeit am 2. Freiheitsgrad des Moduls lässt sich durch Optimierung der Gelenksensorik deutlich steigern, die als Schwachstelle des Regelkreises identifiziert wird, indem die Winkelsensorik jeden Freiheitsgrad eines Moduls direkt misst.

So besteht Potential zur Optimierung des Zielsystems unter regelungstechnischen Aspekten hin zu geringerem Überschwingen und höheren Pose-Genauigkeiten. Für das Antriebskonzept aus Kap. 4 lässt sich eine vereinfachte Umlenkungsauslegung ableiten, vgl. Abb. 6.23, die eine geringere Gesamtumlenkung bewirkt und damit potentiell weniger Transmissionsverluste aufweist. Die Herstellungskosten (HK) für den im Rahmen dieser Arbeit realisierten LGR liegen für den realisierten Prototyp deutlich unter den Verkaufspreisen (VP) der gegenübergestellten Robotersysteme. Mit der Ergänzung einer geschlossenen Hülle besteht die Möglichkeit der Zertifizierung nach DIN 10218. Zusammenfassend konnte die Funktionsfähigkeit des Antriebskonzepts in einem für stationäre und mobile Anwendungen in der Servicerobotik geeigneten Handhabungsszenario mit Einschränkungen bei der Pose-Wiederholgenauigkeit und der maximalen Zuladung bei maximaler Dynamik demonstriert werden.

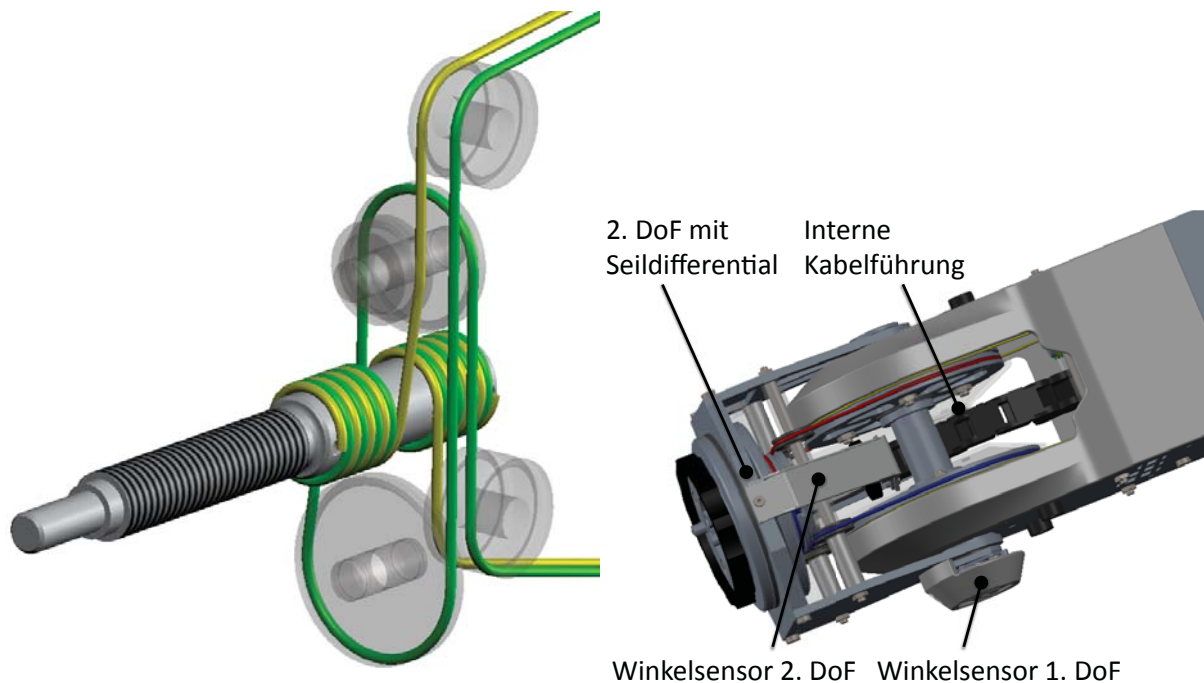


Abbildung 6.23: Durch die Realisierung in Kap. 6 identifiziertes, weiterführendes Optimierungspotential beim Antriebskonzept: Vereinfachte Umlenkungsauslegung; Identifiziertes Optimierungspotential beim Modulentwurf: Seildifferential am 2. DoF statt Verdrehkinematik, damit eine direkte Messung der Winkelstellung aller Gelenke und eine interne Kabelführung möglich wird.

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Zusammenfassung

Das erste Ziel der vorliegenden Arbeit war die Bestimmung der Einsatztauglichkeit und Dauerhaltbarkeit von hochfesten Kunststoff-Faserseilen bei deren Aufwicklung mit engen Biegeradien auf dünnen Wickelwellen im Rahmen des Einsatzes im technischen DoHelix-Muskel. Aufbauend auf dieser Untersuchung und der Untersuchung ähnlicher Antriebskonzepte sollte als zweites Ziel ein neues Konzept für einen Seilzugantrieb mit für die Servicerobotik geeigneten Charakteristika generiert werden. Dieser Antrieb sollte als drittes Ziel der Arbeit prototypisch in einem Leichtbau-Gelenkarmroboter (LGR) zum Einsatz gebracht werden.

Die Grundlagenbetrachtung zeigte, dass hochfeste Kunststoff-Faserseile mit solch engen Biegeradien bis dato nicht zum Einsatz kommen. Weiterhin konnte festgestellt werden, dass nur wenige Untersuchungen zu dünnen, hochfesten Kunststoff-Faserseilen mit Durchmessern zwischen 1 mm und 2 mm beim Einsatz als laufende Seile durchgeführt wurden. Der Bedarf für experimentelle Reihenuntersuchungen hierzu wurde abgeleitet. Gleichzeitig wurde verdeutlicht, dass viele verschiedene Ansätze für Leichtbau-Gelenkarmroboter und deren Antriebe existieren, diese aber zumeist kostenintensiv sind und daher einen Großteil der Hardwarekosten eines mobilen oder stationären Serviceroboters ausmachen.

Eine tiefere Analyse zeigte die Grenzen der bisherigen Auslegung des DoHelix-Muskels und eines ersten dazu erstellten Konzeptentwurfs für einen LGR auf. Der DoHelix-Muskel wurde in der Folge dem artverwandten Verdrill-Muskel bzw. StMA-Konzept und weiteren, in der Forschung befindlichen muskelähnlichen Antriebskonzepten gegenübergestellt. Auf diesen Analysen aufbauend konnte ein bis dato nicht adressierter Bereich für die Entwicklung eines neuen, bidirektional-wirkenden Antriebskonzepts mit Seilzügen identifiziert werden. Die Analysephase abschließend konnten Anforderungen an den Konzeptentwurf, die Versuchsanordnung und das Zielsystem abgeleitet werden.

Im Rahmen der Generierung des auf dem DoHelix-Muskel aufbauenden, bidirektional-wirkenden QuadHelix-Antriebskonzepts wurden verschiedene Auslegungsvarianten vorgestellt. Für die Variante B, die sich durch ortsfeste Umlenkungspunkte auszeichnet, wurden die Berechnungsgrundlagen angegeben und der mechanische Entwurf für einen rotatorischen Freiheitsgrad

ausgestaltet. Eine Beispielrechnung zur Auslegung mit zugehörigem 3D-CAD-Modell des rotatorischen Freiheitsgrads wurde erstellt und präsentiert.

Die Untersuchungen zur Praxistauglichkeit und Dauerhaltbarkeit dieses neu generierten QuadHelix-Antriebs und der bereits bestehenden DoHelix- und Verdrill-Muskeln bedurften einer geeigneten Testumgebung. Nach der Erstellung eines Versuchsplans und einer Versuchsstrategie für einen mehrreihigen Prüfstand, der das parallele Testen von mehreren Antrieben mit Kunststoff-Faserseilen gleichzeitig erlaubt, wurde der Aufbau dieses neuen Seilaktorprüfstands angegangen. Die Realisierung der einzelnen Versuchsaufbauten konnte in der Folge umgesetzt werden. Bei der Versuchsdurchführung wies der DoHelix-Muskel nach Variante B bei den unidirektionalen Antrieben die höchste Einsatztauglichkeit und Dauerhaltbarkeit auf, vgl. Ergebnisse in Abb. 5.43 auf Seite 125. Zu beachten ist hierbei, dass eine Verallgemeinerung dieser ersten Ergebnisse für die Lebensdauerberechnung nach dem Standard von Feyrer nur mit einer deutlich höheren Anzahl an Versuchsdurchläufen möglich ist. Nichts desto trotz konnte im Rahmen der Versuchsauswertung festgestellt werden, dass der DoHelix-Muskel nach Variante B dem nach Variante A und im Bezug auf den zu realisierenden Anwendungsfall eines Leichtbau-Gelenkarmroboters auch dem Verdrill-Muskel / StMA überlegen ist. Die korrekte Funktionsweise und Einsatztauglichkeit des bidirektionalen QuadHelix-Antriebs wurde, mit Abstrichen bei der erreichten Zyklenzahl infolge der verwendeten Umlenkungsauslegung, vgl. Ergebnisse in Kap. 5.4 auf Seite 117, bestätigt. Optimierungspunkte der Auslegung konnten hier identifiziert und für die Gestaltung des Zielsystems aufgenommen werden.

Für die Realisierung des Zielsystems eines Leichtbau-Gelenkarmroboters mit 4 Freiheitsgraden wurde, zur Steigerung der Rekonfigurierbarkeit und zur Reduzierung der Herstellungskosten, ein biologisch-inspiriertes Modul mit zwei Gelenkachsen entwickelt, das zwei parallel angeordnete QuadHelix-Antriebe nach Variante B zum Einsatz bringt. Hierbei wird das Drehmoment am 1. Freiheitsgrad durch beide Antriebe parallel erzeugt und am 2. Freiheitsgrad durch die Differenzbewegung der beiden Antriebe weiterführend genutzt. Mit einer Verdrehkinematik oder einem Seildifferential lässt sich darauf aufbauend der 2. Freiheitsgrad antreiben. Zwei dieser Module, kombiniert mit einem am Fraunhofer IPA entwickelten Greifer, ergaben das Zielsystem, mit welchem eine Handhabungsoperation demonstriert werden konnte. Der generierte Gelenkarmroboter weist bei Herstellungskosten von unter 15 T€ adäquate Charakteristika für den Einsatz in der Servicerobotik auf, wobei Optimierungspotentiale für die Pose-Wiederholgenauigkeit und die Auslegung des 2. Freiheitsgrads erkannt werden konnten. Das generierte Zielsystem validierte ergänzend zum Versuchsstand mit kontinuierlichem Betrieb die Einsatztauglichkeit der DoHelix- und QuadHelix-Antriebskonzepte, vgl. Kapitel 6.3 auf Seite 149. Es konnte aufgezeigt werden, dass hochfeste Kunststoff-Faserseile bei Einsatz mit engen Biegeradien in Kombination mit Elektromotoren unter den im Rahmen dieser Arbeit getroffenen Annahmen leistungsstarke Antriebssysteme für den Einsatz in der Servicerobotik bilden können.

7.2 Diskussion und Ausblick

Beim Konzeptentwurf für den QuadHelix-Antrieb in Kapitel 4 bauen die Berechnungsgrundlagen für die Reibung an und in den Kunststoff-Faserseilen auf Konstanten auf, die zunächst in einem realen Versuch ermittelt werden müssen. Hier gibt es bis dato keinerlei Reihenuntersuchung von empirischer Belastbarkeit, die diese Konstanten für größere Anwendungsbereiche bereitstellen würde. Hier sollten weiterführende Untersuchungen angesetzt und die hier getätigten Annahmen durch andere Einsatzszenarios verifiziert werden.

Der Einsatz hochfester Kunststoff-Faserseile zur Kraftübertragung in mechatronischen Systemen ermöglicht die Transmission von hohen Kräften auch über längere Distanzen hin zu einem Rotations- oder Linearfreiheitsgrad. Eine anwendungsoptimierte Auslegung ermöglicht eine hohe masse- und volumenbezogene Leistungsdichte der resultierenden Freiheitsgrade bei gleichzeitig niedrigen Trägheitsmassen der Kraftübertragungskomponenten und erlaubt damit hochdynamische Anwendungen, wie es z.B. von Pott aufgezeigt wird, [PMV10]. Hierbei ist zu beachten, dass die Umlenkungsmechanik je nach Umlenkungsausführung und -lagerung die Dauerhaltbarkeit und den Gesamtwirkungsgrad nachhaltig beeinflusst, vgl. Ergebnisse (9), (10) und (11) in Kapitel 5.4 auf Seite 117. Des Weiteren ergibt sich eine verkürzte Lebensdauer bei höheren Kräften im Kunststoff-Faserseil, bezogen auf die maximal mögliche Zugbelastbarkeit des verwendeten Seils, vgl. Ergebnis (1) in Kap. 5.4. Die exakte Größe dieser Eigenschaften lässt sich momentan nur in Versuchsmessungen bestimmen, vgl. die Ergebnisse (2), (8) und (13). Vorausgesetzt diese Daten sind vorhanden, kann die Methode Feyrer dann ggf. auch für hochfeste Faserseile im Anwendungsbereich der Robotertechnik verwendet werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde nur der Bereich der HMPE-Kunststoff-Faserseile mit 1 bis 2 mm Seildurchmesser intensiv betrachtet. Sowohl die statistische Belastbarkeit als auch die Breite der Untersuchungen ist nur für den speziellen Anwendungsfall im Zielsystem dieser Arbeit repräsentativ.

Ein möglicher Austauschindikator für Kunststoff-Faserseile in mechatronischen Antrieben könnte die tertiäre Phase der resultierenden Kriechvorgänge bei Belastung des Kunststoff-Faserseils sein, die sich durch deutliche Zunahme der Seillängung und deutliche Abnahme der Zugbelastbarkeit des Seils bemerkbar macht, vgl. Ergebnis (14) aus Kap. 5.4. Durch die Arbeit von Palli et al. wurde aufgezeigt, dass Antriebe mit Kunststoff-Faserseilen verschiedene Seilmaterialien unterschiedlich stark verschleifen, [PBC09, PBC10]. Dies konnte durch die vorliegende Arbeit für die untersuchten Antriebe, vgl. [SSH07, Suz07], bestätigt und erweitert werden. Weiterführende Vergleichsversuche zur Dauerhaltbarkeit neuester Hybrid-Seile, die aus einer Kombination verschiedener Kunstfasermaterialien bestehen, stellen daher ein weiteres lohnendes Thema für mögliche Folgearbeiten dar.

Für das Zielsystem dieser Arbeit, dargestellt in Kapitel 6, ist eine Steigerung des $\frac{NL}{EG}$ -Verhältnisses im gesamten Arbeitsraum bei voller Dynamik durch die Integration eines Seildifferentials möglich und wird, wie in Abschnitt 6.4 beschrieben, als sinnvoll erachtet. Eine noch umfassendere Beurteilung der Güte des QuadHelix-Antriebskonzepts im Vergleich zu existierenden Antrieben für LGRs wäre mit einem Robotersystem aus drei Modulen und sechs Freiheitsgraden realisierbar, da mit momentan vier Freiheitsgraden noch nicht alle möglichen Szenarien für Roboterarmbewegungen im Arbeitsraum abgedeckt werden können. Es besteht Optimierungsbedarf bei der hier verwendeten Gelenksensorik und der darauf aufbauenden Regelung. So könnte durch die direkte Messung der Gelenkwinkel beider Freiheitsgrade eines Moduls durch jeweils einen Sensor die Pose-Wiederholgenauigkeit deutlich gesteigert werden. Mit einer vereinfachten und höher integrierten Gesamtauslegung, vgl. Kap. 6.4, wäre eine Steigerung des QuadHelix-Wirkungsgrads erzielbar. Zu erreichen wäre dies über eine verbesserte Positionierung und Dimensionierung der Umlenkrollen, durch die Integration der Vorspannelemente in den anzutreibenden Drehfreiheitsgrad, durch die Kombination und Verschmelzung der Versatzmechanik und der Wickelwellenlagerung und durch die optimale Abstimmung der Motorregler auf die Leistungsaufnahme der Antriebe, vgl. auch [Ros10a]. Die regelungstechnischen Ansätze dieser Arbeit bieten Potential zur Optimierung, so z.B. durch Integration der in der Einleitung beschriebenen übergeordneten Positionsregelkreise, z.B. in der Form eines den TCP des LGRs erfassenden Kamerasystems. Es ließe sich weiterhin eine Kraft-Drehmoment-Regelung für den LGR generieren mit dem Ziel, eine aktiv gesteuerte Nachgiebigkeit der Struktur zu erreichen, wie es z.B. von [ASHO⁺07] dargestellt wird. Eine detaillierte Betrachtung der Steifigkeit der Struktur des LGRs mit dem Ansatz der gezielten Nutzung der statischen und dynamischen Nachgiebigkeiten, wie es z.B. in [FRN⁺10, PSJH10, GMGS10] aufgezeigt wird, wäre ein anderer, möglicher nächster Schritt. Eine weiterführende Untersuchung erster Ergebnisse des Einsatzes des DoHelix- und QuadHelix-Antriebskonzepts für aktive Orthesen und Prothesen, vgl. [RV10], stellt einen zusätzlichen Ansatzpunkt für zukünftige Arbeiten dar.

Literaturverzeichnis

- [Ame02] AMENT, C.: *Eine Einführung in die Statistische Versuchsplanung: SFB 570 - Distortion Engineering*. Bremen, Univ., Fachgebiet Mess-, Steuerungs- und Regelungstechnik, 2002
- [AS02] ALBU-SCHÄFFER, A.: *Regelung von Robotern mit elastischen Gelenken am Beispiel der DLR-Leichtbauarme*, München, Technische Univ., Fak. für Elektrotechnik und Informationstechnik, Diss., 2002
- [ASHO⁺07] ALBU-SCHAEFFER, A. ; HADDADIN, S. ; OTT, Ch. ; STEMMER, A. ; WIMBÖCK, T. ; HIRZINGER, G.: The DLR lightweight robot: design and control concepts for robots in human environments. In: *Industrial robot: An International Journal* 34 (2007), Nr. 5, S. 376–385
- [Bar00] BARTH, O.: *Miniaturisierter Schrittantrieb mit Piezoaktoren und Harmonic Drive Getriebe*, Stuttgart, Univ., Fak. Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik, Diss., 2000
- [Bar06] BARRETT TECHNOLOGY INC.: *WAM-Arm User's Guide*. Cambridge, USA, Firmenschrift, 2006
- [Bar09] BARRY CORDAGE LTD.: *Technical Properties of Synthetic Fibres: Document No. 080315E*. Firmenschrift, 2009
- [Bar10] BARRY CORDAGE LTD.: *High Strength Synthetic Fiber Rope Compared to Wire Rope for Helicopter Longline Applications*. Firmenschrift, 2010
- [Bio11] BIOROB GMBH: *BioRob - der klügere Roboter gibt nach*. Darmstadt, Firmenschrift, 2011
- [BK86] BEITZ, W. ; KÜTTNER, K.-H.: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. 15. Auflage. Berlin; Heidelberg; New York : Springer, 1986
- [BR00] BOTTINELLI, R. ; REGGIANI, C.: Human skeletal muscle fibres: molecular and functional diversity. In: *Progress in Biophysics and Molecular Biology* 73 (2000), Nr. 2-4, S. 195–262
- [Bru07] BRUDNIOK, S.: *Methodische Entwicklung hochintegrierter mechatronischer Systeme am Beispiel eines humanoiden Roboters*, Karlsruhe, Univ., Fak. für Maschinenbau, Diss., 2007

- [Bun09] BUNSELL, A. R.: *Handbook of Tensile Properties of Textile and Technical Fibres*. Bd. 91. 1. Oxford u. a. : CRC Press and Woodhead Publishing, 2009
- [CLHF08] CHEN, L. Z. ; LIU, C. H. ; HU, C. H. ; FAN, S. S.: Electrothermal actuation based on carbon nanotube network in silicone elastomer. In: *Applied Physics Letters* 92 - 263104 (2008)
- [Cor10] CORBAN, M.: Fertigungsautomatisierung: "Green" von Beginn an - Ideengeber Rüssel. In: *Industrieanzeiger* 132 (2010), S. 18–20
- [Cot09] COTTE, M. J.: The invention of the cable made of numerous thin iron wires: Marc Seguin & Co, 1821-1825. In: RIDGE, I. M. L. (Hrsg.): *Innovative ropes and rope applications: A celebration of 175 years of wire rope; Proceedings of the OIPEEC conference 2009 / 3rd International Stuttgart Ropedays*. Stuttgart, Germany, 18-20 March 2009, S. 47–58
- [CWH10] CHALON, M. ; WIMBÖCK, T. ; HIRZINGER, G.: Torque and Workspace Analysis for Flexible Tendon Driven Mechanisms. In: IEEE (Hrsg.): *ICRA 2010 International Conference on Robotics and Automation*. Anchorage, USA, May 3-8 2010, S. 1175–1181
- [DIN74a] *Norm DIN 15020 Teil 1 1974-02: Hebezeuge - Grundsätze für Seiltriebe - Berechnung und Ausführung*, 1974
- [DIN74b] *Norm DIN 15020 Teil 2 1974-04: Hebezeuge - Grundsätze für Seiltriebe - Überwachung im Gebrauch*, 1974
- [DIN99] *Norm DIN EN ISO 9238 1999-05: Industrieroboter - Leistungskenngrößen und zugehörige Prüfmethoden*, 1999
- [DIN05] *Norm DIN EN ISO 1968 2005-08: Faserseile und Tauwerk - Begriffe*, 2005
- [DIN08] *Norm DIN EN ISO 12385-2 2008-06: Stahldrahtseile - Sicherheit - Teil 2: Begriffe, Bezeichnungen und Klassifizierung*, 2008
- [DIN09] *Norm DIN 10218-1 2009-07: Industrieroboter - Sicherheitsanforderungen - Teil 1*, 2009
- [DLSM09] DIETZ, P. ; LOHRENGEL, A. ; SCHWARZER, T. ; M., Wächter: Problems related to the design of multi-layer drums for synthetic and hybrid ropes. In: RIDGE, I. M. L. (Hrsg.): *Innovative ropes and rope applications: A celebration of 175 years of wire rope; Proceedings of the OIPEEC conference 2009 / 3rd International Stuttgart Ropedays*. Stuttgart, Germany, 18-20 March 2009, S. 125–138
- [DO07] DAVIES, P. ; O'HEAR, N.: Reduction in braided rope strength due to twist. In: IEEE (Hrsg.): *OCEANS 2007 - Europe Proceedings*. Aberdeen, Scotland, 18-21 June 2007, S. 1–6

- [Fau09] FAULHABER GMBH UND CO. KG: *Antriebssysteme*. Schönaich, Firmenschrift, 2009
- [Fes07] FESTO AG UND CO. KG: *Airic's Arm*. Denkendorf, Firmenschrift, 2007
- [Fes09] FESTO AG UND CO. KG: *Fluidic Muscle DMSP / MAS*. Esslingen, Firmenschrift, 2009
- [Fes11] FESTO AG UND CO. KG: *Bionischer-Handling-Assistent*. Esslingen, Firmenschrift, 2011
- [Fey00] FEYRER, K.: *Drahtseile: Bemessung, Betrieb, Sicherheit*. 2. Auflage. Berlin; Heidelberg; New York : Springer, 2000
- [Flo08] FLORY, J.: Assessing Strength Loss of Abraded and Damaged Fiber Rope. In: MTS/IEEE (Hrsg.): *OCEANS 2008 MTS/IEEE Kobe Techno-Ocean*. Kobe, Japan, 8-11 April 2008, S. 1–12
- [Fos05] FOSTER, G.P.: High modulus fibers bring new strengths to ropes. In: MTS/IEEE (Hrsg.): *OCEANS 2005 Proceedings*. Washington, USA, 17-23 September 2005, S. 1963–1971
- [Fra05] FRANCOIS, M.: Fibre ropes for Station-keeping: Engineering properties and qualification procedures. In: MTS/IEEE (Hrsg.): *OCEANS 2005 Proceedings*. Washington, USA, 17-23 September 2005, S. 1–7
- [FRN⁺10] FUMAGALLI, M. ; RANDAZZO, M. ; NORI, F. ; NATALE, L. ; METTA, G. ; SANDINI, G.: Exploiting Proximal F/T Measurements for the iCub Active Compliance. In: IEEE/RSJ (Hrsg.): *IROS 2010 International Conference on Intelligent Robots and Systems*. Taipei, Taiwan, 18-22 October 2010, S. 1870–1875
- [GMGS10] GREBENSTEIN, M. ; M.CHALON ; G.HIRZINGER ; SIEGWART, R.: Antagonistically Driven Finger Design for the Anthropomorphic DLR Hand Arm System. In: IEEE-RAS (Hrsg.): *Humanoids 2010 - International Conference on Humanoid Robots*. Nashville, USA, December 6-8 2010, S. 609–616
- [GSC08] GILMORE, J. ; STENVERS, D. ; CHOU, R.: Some recent developments of rope technologies - Further enhancements of high performance ropes. In: *OCEANS 2008 Proceedings*. Quebec, Kanada, 15-18 September 2008, S. 1–7
- [Häg09] HÄGELE, M.: *World Robotics: Service Robots 2009*. 1. Frankfurt/Main : IFR Statistical Department, 2009
- [Hau07] HAUN, M.: *Handbuch Robotik: Programmieren und Einsatz intelligenter Roboter*. 1. Berlin; Heidelberg; New York : Springer, 2007

- [HBK⁺11] HÄGELE, M. ; BLÜMLEIN, N. ; KLEINE, O. ; BENGEL, M. ; CONNETTE, C. ; FISCHER, J. ; GRAF, B. ; HÖPF, M. ; JACOBS, T. ; PFEIFFER, K. ; ROST, A. ; WÖLTJE, K.: *Wirtschaftlichkeitsanalysen neuartiger Servicerobotik-Anwendungen und ihre Bedeutung für die Robotik-Entwicklung: EFFIROB eine Analyse der Fraunhofer-Institute IPA und ISI im Auftrag des BMBF*. Stuttgart : Fraunhofer, 2011
- [HMA⁺10] HOFFMANN, M. ; MARQUES, H. G. ; ARIETA, A. H. ; SUMIOKA, H. ; LUNGARELLA, M. ; PFEIFER, R.: Body Schema in Robotics: A Review. In: IEEE/CIS (Hrsg.): *IEEE Transactions on Autonomous Mental Development* Bd. 2. Redmond, USA, 2010, S. 304–324
- [Igu08] IGUS GMBH: *Polymer.gleitlager/...7.2008...* Köln, Firmenschrift, 2008
- [Igu12] IGUS GMBH. *Robolink 4-Achs-Gelenkarm*. <http://www.igus.de> (13.02.2012)
- [Inm12] INMAN, M. ; TECHNOLOGY REVIEW (Hrsg.). *Superstrong Carbon-Nanotube Fibers*. <http://www.technologyreview.com/nanotech/19730/> (13.02.2012)
- [JS10] JOVANOVIĆ, K. ; SVETOZAREVIĆ, B.: *Humanoid robot model with antagonistic drives*. Proc. 54th ETRAN Conference, Donji Milanovac, June 2010
- [JWK10] JÄNTSCH, M. ; WITTMEIER, S. ; KNOLL, A.: Distributed Control for an Anthropomorphic Robot. In: IEEE/RSJ (Hrsg.): *IROS 2010 International Conference on Intelligent Robots and Systems*. Taipei, Taiwan, October 18-22 2010, S. 5466–5471
- [Kin12] KINOVA. *JACO Robot Manipulator*. <http://www.robotshop.com/eu/advanced-robotic-manipulators.html> (13.02.2012)
- [KLS⁺08] KLUG, S. ; LENS, T. ; v. STRYK, O. ; MÖHL, B. ; KARGUTH, A.: Biologically Inspired Robot Manipulator for New Applications in Automation Engineering. In: VDI-VERLAG (Hrsg.): *ROBOTIK 2008: Leistungsstand - Anwendungen - Visionen - Trends* VDI Berichte, 2008, S. 235–238
- [Koh02] KOHL, M.: *Entwicklung von Mikroaktoren aus Formgedächtnislegierungen*, Karlsruhe, Univ., Fak. für Maschinenbau, Habilitation, 2002
- [Koh10] KOHLHAMMER, K.: Roboterarm im Leichtbau. In: *Automationspraxis - Innovative Handhabungs- und Spannsysteme* (2010), Nr. 1-2, S. 13
- [Kra12] KRATZ, R. *The Lara Project: Shape Memory Alloys - Challenges and Options*. <http://www.thelaraproject.com/Lara.html/> (13.02.2012)
- [KSM06] KLUG, S. ; STRYK, O. v. ; MÖHL, B.: Design and Control Mechanisms for a 3 DOF Bionic Manipulator. In: IEEE/RAS-EMBS (Hrsg.): *BIOROB 2006 1st IEEE/RAS-EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics*. Pisa, Italy, 20-22 February 2006, S. 450–454

- [Lei08] LEICA GEOSYSTEMS: *Leica Absolute Tracker - ASME B89.4.19-2006 Specifications*. Firmenschrift, 2008
- [Man09] MANSFELD, N.: *Steuerung eines modularen Leichtbauroboterarms*, Heilbronn, Hochschule, Bachelorarbeit, 2009
- [Max05] MAXON MOTOR AG: *Epos 24/5 Positioning Controller*. Sachseln, Schweiz, Firmenschrift, 2005
- [Max10] MAXON MOTOR AG: *Hochpräzise Antriebe und Systeme: Programm 09/10*. Sachseln, Schweiz, Firmenschrift, 2010
- [Mue09] MUELLER, A.: *Planung, Realisierung und Inbetriebnahme der Steuerungsarchitektur eines modularen Leichtbauroboterarms mit flexiblem Greifer*. Stuttgart, Univ., Institut für Industrielle Fertigung und Fabrikbetrieb (IFF), Diplomarbeit, 2009
- [MVA⁺04] MADDEN, J. D. W. ; VANDESTEEG, N. A. ; ANQUETIL, P. A. ; MADDEN, P. G. A. ; TAKSHI, A. ; PYTEL, R. Z. ; LAFONTAINE, S. R. ; WIERINGA, P. A. ; HUNTER, I. W.: Artificial Muscle Technology: Physical Principles and Naval Prospects. In: *IEEE Journal Of Oceanic Engineering* 29 (2004), Nr. 3, S. 706–728
- [NNU⁺07] NAKANISHI, Y. ; NAMIKI, Y. ; URATA, J. ; MIZUUCHI, I. ; INABA, M.: Design of Tendon Driven Humanoid's Lower Body Equipped with Redundant and High-Powered Actuators. In: IEEE/RSJ (Hrsg.): *IROS 2007 International Conference on Intelligent Robots and Systems*. San Diego, USA, Oct 29 - Nov 2 2007, S. 3623–3628
- [OKP09] OLARU, I. M. C. ; KRUT, S. ; PIERROT, F.: Novel mechanical design of biped robot SHERPA using 2 DOF cable differential modular joints. In: IEEE/RSJ (Hrsg.): *IROS 2009 International Conference on Intelligent Robots and Systems*. St. Louis, USA, 10-15 October 2009, S. 4463–4468
- [PBC09] PALLI, G. ; BORGHEGAN, G. ; C., Melchiorri: Tendon-based Transmission Systems for Robotic Devices: Models and Control Algorithms. In: IEEE (Hrsg.): *ICRA 2009 International Conference on Robotics and Automation*. Kobe, Japan, 12-17 May 2009, S. 4063–4068
- [PBC10] PALLI, G. ; BORGHEGAN, G. ; C., Melchiorri: Friction and Visco-Elasticity Effects in Tendon-based Transmission Systems. In: IEEE (Hrsg.): *ICRA 2010 International Conference on Robotics and Automation*. Anchorage, USA, 3 - 8 May 2010, S. 3890–3895
- [Phy09] PHYSIK INSTRUMENTE (PI) GMBH UND CO. KG: *Piezo Nano Positioning: Inspirationen 2009*. Karlsruhe/Palmbach, Firmenschrift, 2009

- [PM09] POTT, A. ; MEYER, C.: Automated handling of concrete elements using wire robots: Winches operated in a coordinated fashion open up new streamlining potentials. In: *BFT international* 75 (2009), Nr. 7, S. 28–31
- [PMV10] POTT, A. ; MEYER, C. ; VERL, A.: Large-scale assembly of solar power plants with parallel cable robots. In: *ISR/ROBOTIK 2010, Proceedings for the joint conference of ISR 2010 (41st International Symposium on Robotics) und ROBOTIK 2010 (6th German Conference on Robotics)*. München, Germany, 7-9 June 2010, S. 1–6
- [Pot07] POTT, A.: *Analyse und Synthese von Werkzeugmaschinen mit paralleler Kinematik*, Duisburg-Essen, Univ., Fak. für Ingenieurwissenschaften, Diss., 2007
- [PSJH10] POTKONJAK, V. ; SVETOZAREVIC, B. ; JOVANOVIC, K. ; HOLLAND, O.: Control of Compliant Anthropomorphic Robot Joint. In: *ICNAAM 2010 International Conference of Numerical Analysis and Applied Mathematics*. Rhodos, Griechenland, 2010, S. 1271–1274
- [QAN11] QUIGLEY, M. ; ASBECK, A. ; NG, A.Y.: A Low-Cost Compliant 7-DOF Robotic Manipulator. In: *ICRA 2011 International Conference on Robotics and Automation*. Shanghai, China, 9-13 May 2011, S. 6051–6058
- [RCF⁺09] REISER, U. ; CONNETTE, C. ; FISCHER, J. ; KUBACKI, J. ; BUBECK, A. ; WEISSHARDT, F. ; JACOBS, T. ; PARLITZ, C. ; HÄGELE, M. ; VERL, A.: Care-O-bot® 3 - creating a product vision for service robot applications by integrating design and technology. In: *IROS 2009 International Conference on Intelligent Robots and Systems*. St. Louis, USA, 10-15 October 2009, S. 1992–1998
- [Roo06] ROOKS, B.: The harmonious robot. In: *Industrial robot: An International Journal* 33 (2006), Nr. 2, S. 125–130
- [Ros06] ROST, A.: *Konstruktiver Leichtbau im Serviceroboterbau*, Darmstadt, Technische Univ., Institut für Mechatronische Systeme im Maschinenbau (IMS), Bachelorarbeit, 2006
- [Ros07] ROST, A.: *Genauigkeitssteigerung bei der spanenden Bearbeitung mit Industrierobotern durch Adaption der Bearbeitungsprogramme*, Darmstadt, Technische Univ., Institut für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen (PTW), Diplomarbeit, 2007
- [Ros10a] ROST, A.: Die nächste Generation des ISELLA-Konzepts - Energieeffiziente, seilzugbasierte Antriebsmodule für die Automatisierungstechnik. In: *Fraunhofer IPA Interaktiv* (2010), Nr. 3, S. 28–29

- [Ros10b] ROST, A.: QuadHelix - ein energieoptimierter, kostengünstiger Stellantrieb. In: WESTKÄMPER, E. (Hrsg.): *Inspiration Robotik: Aktuelle Technologien für den Maschinenbau. Fraunhofer IPA Technologieforum* Bd. F 199. Stuttgart, 24. März 2010, S. 88–105
- [RP09] ROST, A. ; PFEIFFER, K.: *DPMA Patent-Nr. 10 2009 017 503.2: Aktor*, 15. April 2009
- [RPHV08] ROST, A. ; PFEIFFER, K. ; HÄGELE, M. ; VERL, A.: Concept and development of a testing facility for a rope kinematic actuator. In: IFR (Hrsg.): *ISR 2008 39th International Symposium on Robotics*. Seoul, South Korea, 15-17 October 2008, S. 232–235
- [RV10] ROST, A. ; VERL, A.: The QuadHelix-Drive - An Improved Rope Actuator for Robotic Applications. In: IEEE (Hrsg.): *ICRA 2010 International Conference on Robotics and Automation*. Anchorage, USA, 3 - 8 May 2010, S. 3254–3259
- [SBL05] SLOAN, F. ; BULL, S. ; LONGERICH, R.: Design modifications to increase fatigue life of fiber ropes. In: MTS/IEEE (Hrsg.): *OCEANS 2005 Proceedings* Bd. 1. Washington, USA, 18-23 September 2005, S. 829–835
- [SCA06] SELDEN, B. ; CHO, K. ; ASADA, H.: Segmented shape memory alloy actuators using hysteresis loop control. In: *Smart Materials and Structures* 15 (2006), Nr. 2, S. 642–652
- [Sch04] SCHÖNHERR, S.: *Einfluss der seitlichen Seilablenkung auf die Lebensdauer von Drahtseilen beim Lauf über Seilscheiben*, Stuttgart, Univ., Fak. Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik, Diss., 2004
- [Sei12] SEILE UND NETZE GMBH. *Eigenschaften von Kunstfaserseilen*. <http://www.seilfrey.de/html/Produkte/textilseile.cfm> (13.02.2012)
- [SHW04] SCHRIFT, R. D. ; HÄGELE, M. ; WEGENER, K.: *Service-Roboter-Visionen*. München , Wien : Hanser, 2004
- [SK08] SCILIANO, B. ; KHATIB, O.: *Handbook of Robotics*. Berlin; Heidelberg : Springer, 2008
- [Slo09] SLOAN, F.: Damage mechanisms in synthetic fibre ropes. In: RIDGE, I. M. L. (Hrsg.): *Innovative ropes and rope applications: A celebration of 175 years of wire rope; Proceedings of the OIPEEC conference 2009 / 3rd International Stuttgart Ropedays*. Stuttgart, Germany, 18-20 March 2009, S. 259–271
- [SNL03] SLOAN, F. ; NYE, R. ; LIGGETT, T.: Improving bend-over-sheave fatigue in fiber ropes. In: IEEE (Hrsg.): *OCEANS 2003 Proceedings* Bd. 2. San Diego, USA, 22-26 September 2003, S. 1054–1057

- [SS07] STAAB, H. ; SONNENBURG, A.: Studies and guidelines on the design of the "DoHelix" technical muscle. In: ACTA-PRESS (Hrsg.): *IASTED 2007 13th International Conference on Robotics and Applications*. Würzburg, Germany, August 29-31 2007, S. 82–87
- [SSH07] STAAB, H. ; SONNENBURG, A. ; HIEGER, C.: The DoHelix-muscle: A novel technical muscle for bionic robots and actuating drive applications. In: IEEE (Hrsg.): *CASE 2007 International Conference on Automation Science and Engineering*. Scottsdale, USA, September 22-25 2007, S. 306–311
- [St.09] ST.GERMAIN, G. F. D.: High performance synthetic roundslings. In: RIDGE, I. M. L. (Hrsg.): *Innovative ropes and rope applications: A celebration of 175 years of wire rope; Proceedings of the OIPEEC conference 2009 / 3rd International Stuttgart Ropedays*. Stuttgart, Germany, 18-20 March 2009, S. 59–70
- [Sta06] STAAB, H.: *DPMA Patent-Nr. 10 2006 012 431 B4: Aktor*, 17. März 2006
- [STM⁺04] SHUTO, Y. ; TOKUNAGA, Y. ; MRIYA, T. ; KAGOYAMA, T. ; HARA, S. ; YAMAKAWA, K.: Abrasion degradation of wire rope and synthetic fiber rope. In: MTS/IEEE (Hrsg.): *TECHNO-OCEAN 2004* Bd. 4. Kobe, Japan, 9-12 November 2004, S. 1918–1922
- [Suz07] SUZUKI, M.: Complex and Flexible Robot Motions by Strand-Muscle Actuators. In: ZHANG, Houxiang (Hrsg.): *Climbing and Walking Robots: Towards New Applications*. Vienna, Austria : Itech Education and Publishing, 2007, S. 546ff
- [SVC09] SMEETS, P. J. H. M. ; VLASBLOM, M. P. ; C., Weis J.: Latest improvements in HMPE rope design for steel wire rope applications. In: RIDGE, I. M. L. (Hrsg.): *Innovative ropes and rope applications: A celebration of 175 years of wire rope; Proceedings of the OIPEEC conference 2009 / 3rd International Stuttgart Ropedays*. Stuttgart, Germany, 18-20 March 2009, S. 99–114
- [The12] THE ROBOT SHOP. *Robots at your service*. <http://www.robotshop.com/> (13.02.2012)
- [TMA09] TAVAKOLI, M. ; MARQUES, L. ; ALMEIDA, A. T. d.: A Comparison Study on Pneumatic Muscles And Electrical Motors. In: IEEE (Hrsg.): *ROBIO 2008 International Conference on Robotics and Biomimetics*. Bangkok, Thailand, 21-26 February 2009, S. 1590–1594
- [Tsc09] TSCHAKAROW, R.-K.: *Entwurf, Auslegung und Umsetzung eines Systems neuartiger Gelenkmodule für rekonfigurierbare Leichtbau-Gelenkarmroboter*, Bremen, Univ., Fachbereich für Physik und Elektrotechnik, Diss., 2009

- [TVLC09] TSAGARAKIS, N. G. ; VANDERBORGHT, B. ; LAFFRANCHI, M. ; CALDWELL, D. G.: The Mechanical Design of the New Lower Body for the Child Humanoid robot 'iCub'. In: IEEE/RSJ (Hrsg.): *IROS 2009 International Conference on Intelligent Robots and Systems*. St. Louis, USA, 11-15 October 2009, S. 4962–4968
- [Uni10] UNIVERSAL ROBOTS: *UR-6-85-5-A User Manual*. Odense, Dänemark, Firmenschrift, 2010
- [VB06] VLASBLOM, M. P. ; BOSMAN, M. R. L.: Predicting the Creep Lifetime of HMPE Mooring Rope Applications. In: MTS/IEEE (Hrsg.): *OCEANS 2006 Proceedings*. Boston, USA, 18-21 September 2006, S. 1–10
- [VDI90] *Norm VDI 2500 1990-04: Faserseile - Beschreibung, Auswahl, Bemessung*, 1990
- [Ver97] VERL, A.: *Methoden und Realisierungen zur nichtlinearen Gelenkregelung des DLR-Leichtbauroboters*, Bochum, Ruhr-Univ., Diss., 1997
- [Weh09] WEHKING, K.-H.: State-of-the-art and future development in research and science in rope technology at the Institute of Mechanical Handling and Logistics at the University of Stuttgart. In: RIDGE, I. M. L. (Hrsg.): *Innovative ropes and rope applications: A celebration of 175 years of wire rope; Proceedings of the OIPEEC conference 2009 / 3rd International Stuttgart Ropedays*. Stuttgart, Germany, 18-20 March 2009, S. 33–46
- [WFK⁺05] WEHKING, K.-H. ; FREYER, K. ; KLÖPFER, A. ; MOLL, D. ; VERREET, R. ; VOGEL, W. ; WINTER, S.: *Kontakt & Studium*. Bd. 673: *Laufende Seile: Bemessung und Überwachung*. 3. Auflage. Renningen : expert, 2005
- [Wil12] WILLOW GARAGE: *PR 2 - Robot for Research and Innovation*. Palo Alto, USA, Firmenschrift, 2012
- [WJMV09] WITTEL, H. ; JANNASCH, D. ; MUHS, D. ; VOSSIEK, J.: *Roloff/Matek Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung*. 19. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2009
- [WMH⁺10] WÜRTZ, T. ; MAY, C. ; HOLZ, B. ; NATALE, C. ; PALLI, G. ; MELCHIORRI, C.: The Twisted String Actuation System: Modeling and Control. In: IEEE (Hrsg.): *AIM 2010 International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. Montréal, Canada, 6-9 July 2010, S. 1215–1220

Die vorliegende Arbeit untersucht Antriebe mit Kunststoff-Faserseilen für den Einsatz in Leichtbau-Gelenkarmrobotern. Zu Beginn werden muskelähnliche Seilzugantriebe mit Kunststoff-Faserseilen betrachtet und aufbauend auf der Analyse dieser Aktuatoren ein neues Konzept für einen bidirektional-wirkenden Seilzugantrieb generiert. Im weiteren Verlauf werden in einer eigens dafür entwickelten mehrreihigen Versuchsanordnung die verschiedenen Antriebskonzepte in Dauerlauf- und Belastungsversuchen gegenübergestellt und verglichen. Abschließend wird basierend auf diesen Ergebnissen das neu generierte, bidirektionale QuadHelix-Antriebskonzept in einem modularen Leichtbau-Gelenkarmroboter mit vier Freiheitsgraden prototypisch im Bereich der Servicerobotik zum Einsatz gebracht und validiert.

ISBN 978-3-8396-0568-4



FRAUNHOFER VERLAG