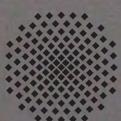


BERNHARD BUDAKER

**Auslegung von Multidomänen-Systemen
– Analyse, Modellierung und Realisierung von
mechatronischen Systemen am Beispiel einer
aktiven Knieprothese**



Herausgeber:

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

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

Prof. Dr.-Ing. Prof. e. h. Dr.-Ing. e. h. Dr. h. c. mult. Engelbert Westkämper

Bernhard Budaker

**Auslegung von Multidomänen-Systemen
– Analyse, Modellierung und Realisierung
von mechatronischen Systemen am Beispiel
einer aktiven Knieprothese**

Kontaktadresse:

Fraunhofer-Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA, Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 0711 970-00, Telefax 0711 970-1399
info@ipa.fraunhofer.de, www.ipa.fraunhofer.de

STUTTGARTER BEITRÄGE ZUR PRODUKTIONSFORSCHUNG**Herausgeber:**

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Thomas Bauernhansl
Prof. Dr.-Ing. Prof. Dr. h. c. mult. Alexander Verl
Prof. 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: 978-3-8396-0479-3

D 93

Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2012

Druck: Mediendienstleistungen des
Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB, Stuttgart

Für den Druck des Buches wurde chlor- und säurefreies Papier verwendet.

© by **FRAUNHOFER VERLAG**, 2012

Fraunhofer-Informationszentrum Raum und Bau IRB
Postfach 800469, 70504 Stuttgart
Nobelstraße 12, 70569 Stuttgart
Telefon 0711 970-2500
Telefax 0711 970-2508
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 substantiell wahrgenommen werden und so die Produktionsforschung weltweit voranbringen.

Alexander Verl

Thomas Bauernhansl

Engelbert Westkämper

Auslegung von Multidomänen-Systemen – Analyse, Modellierung und Realisierung von mechatronischen Systemen am Beispiel einer aktiven Knieprothese

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

Vorgelegt von
Dipl.-Ing. Bernhard Budaker
aus Schwäbisch Gmünd

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Alexander Verl
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Nejila Parspour

Tag der mündlichen Prüfung: 16.08.2012

Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen
und Fertigungseinrichtungen
der Universität Stuttgart
2012

Für meine Familie.

Vorwort

Diese Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Gruppenleiter der Gruppe Bewegungskontrollsysteme am Fraunhofer IPA.

Ein sehr wichtiger Forschungsbereich ist die Entwicklung von technischen Assistenzsystemen für zukünftige Produkte in den Bereichen Orthopädie und Rehabilitation.

Man verspricht sich von aktiv angetriebenen Prothesen- und Orthesen-Systemen einen großen Vorteil bezüglich Energieeffizienz beim Gehen und Adaptierbarkeit an verschiedene Umgebungssituationen.

In Kooperation mit dem Institut für Elektrische Energiewandlung (IEW) und dem Institut für Steuerungstechnik der Werkzeugmaschinen und Fertigungseinrichtungen (ISW) der Universität Stuttgart werden in verschiedenen Forschungsarbeiten und Forschungsprojekten aktiv angetriebene, mechatronische Prothesen- und Orthesen- Systeme entwickelt.

Ziel ist auf der einen Seite neue Systeme als Produktlösungen gemeinsam mit Firmen zu realisieren und somit neue Technologien für die Rehabilitation anwendbar zu machen. Auf der anderen Seite müssen Grundlagen für neue Produktentwicklungen geschaffen und Entwicklern aus den entsprechenden technischen Bereichen zugänglich gemacht werden.

Während meiner täglichen Arbeit betreue ich Studenten aus den unterschiedlichsten Fach-Disziplinen. Ich musste immer wieder feststellen, dass

die strukturierte Analyse von komplexen Systemen der Mechatronik während der Entwicklung eines der größten Herausforderungen darstellt.

Diese Arbeit schlägt ein Vorgehensmodell bei der Analyse und Auslegung von aktiven Systemen in der Prothesentechnik vor. Es werden Vorschläge für die Umsetzung solcher aktiver Systeme an Beispielen erläutert.

In einem von mir initiierten und geleitetem Forschungsprojekt „ZIM VP Entwicklung eines Prototyps eines aktiven Antriebssystems für Prothesen- und Orthesensysteme“ (gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages), welches bis Ende 2013 zusammen mit Firmen der Zulieferindustrie und der Universität Stuttgart durchgeführt wird, werden Methoden und Ideen aus dieser Dissertation in die Entwicklung des Prototyps einfließen.

Bernhard Budaker

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich für die Unterstützung meiner Familie über die gesamte Laufzeit meiner akademischen Ausbildung bedanken. Ohne Euch, wäre diese Arbeit nie möglich gewesen.

Herrn Professor Dr.-Ing. Dr. h.c. Alexander Verl danke ich für die Betreuung dieser Arbeit.

Bedanken möchte ich mich bei Frau Professor Dr.-Ing. Nejila Parspour, die mich während der Forschungsarbeiten im Bereich der Antriebstechnik für Prothesen mit Ihrem Fachwissen im Bereich elektrische Antriebe unterstützt hat und die Arbeit als Mitberichterin übernommen hat.

Ein besonderer Dank gilt Herrn Dr. Urs Schneider. Er hat mich dazu ermutigt diese Arbeit vor nun vier Jahren anzufangen und war beruflich und wissenschaftlich immer als ein beratender Freund an meiner Seite.

Zu guter Letzt möchte ich mich bei den Studenten bedanken, welche ich während meiner Tätigkeit als Doktorand betreut habe. Mit Euch konnte ich sehr interessante und zielführende Diskussionen führen.

VIELEN DANK

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wird die Konzeption, Entwicklung und energetische Analyse einer aktiv angetriebenen Knieprothese beschrieben. Die Arbeit ist Teil der Forschungsaktivitäten „Aktive Antriebe für Prothesen und Orthesen“ am Fraunhofer IPA. Die Analyse und Auslegung des Antriebsstrangs einer aktiv angetriebenen Knieprothese wird betrachtet.

Die Ableitung der technischen Anforderungen an ein aktiv angetriebenes Prothesensystem wird am Beispiel des Knieprothesensystems durchgeführt. Das Erarbeiten von Parametern für das Antriebssystem im Prothesensystem wird in Anlehnung an Motorauslegungsmethoden durchgeführt. Es werden sogenannte charakteristische Kennlinienfelder für die Bewegung am Knie definiert. Verschiedene mechanische Konzepte für die kinematische Umsetzung der aktiven Bewegung am Knie werden erarbeitet. Die Umsetzung der aktiven Bewegung mit einem EC-Motor-Getriebe-Konzept wird beschrieben.

Es werden Ansätze zur Modellierung von Multidomänen-Systemen am Beispiel der aktiv angetriebenen Knieprothese diskutiert. Hierzu wird die Modellierung der Knieprothese im Zustandsraum, mittels Bondgraphentheorie und Port-Hamilton-Methode, beschrieben. Die Simulation der aktiven Knieprothese wird anhand des Zustandsraummodells und des Port-Hamilton-Modells durchgeführt. Charakteristische Parameter des Gangzyklus werden mittels eines eigens für die Arbeit aufgebauten Prüfsystems abgeprüft und mit den Simulationsergebnissen verglichen.

Schließlich wird ein Ausblick für weitere Arbeiten auf dem Gebiet der aktiv angetriebenen Prothesensysteme gegeben.

Short Summary

In the presented work the design, development and energy analysis of an active driven knee prosthesis is described. This thesis is part of the research activities, "Active actuators for prostheses and orthoses" at the Fraunhofer IPA. The analysis and design of a drive system for active powered knee prostheses is discussed.

The derivation of technical requirements for an active prosthesis system is carried out for an active driven knee prosthesis system.

Parameters for the drive system in the active driven knee prosthesis are defined using methods from the engineering of electrical drives.

So called characteristic curves for the active motion at the knee are defined.

Different concepts for the kinematic solution of an active powered motion at the knee axis are presented. As solution for the powered motion a BLDC motor gearbox concept is described. Possible methods for the modeling of multidisciplinary systems are discussed using the example of an active knee prosthesis. Modeling of the active knee prosthesis using a state space model, the bondgraph methodology and the Port-Hamilton-Approach is described. The simulation of the active powered knee prosthesis is conducted using the state space model and the Port-Hamilton-Approach. Characteristic parameters of the gait cycle are checked using a special test system and are compared with the results of the simulations.

At last an outlook for additional research work in the field of active driven prosthesis systems is given.

Inhaltsverzeichnis

Verzeichnis der Formelzeichen und Indizes.....	XVI
Abbildungsverzeichnis	XX
Tabellenverzeichnis.....	XXIV
1. Einleitung – Notwendigkeit der Forschung.....	1
1.1. Gesellschaftliche Herausforderung	1
1.2. Technische Herausforderung und Möglichkeiten	2
1.3. Struktur der Forschungsarbeit	3
2. Das menschliche Gangsystem	7
2.1. Der natürliche Gang.....	7
2.2. Das menschliche System Knie.....	9
2.2.1. Körperebenen und Bewegungsrichtungen	9
2.2.2. Der Knochenbau – Anatomie des Kniegelenks	12
2.3. Stand der Technik – Prothesensysteme / Knieprothesen.....	13
2.3.1. Technologische Einteilung der Knieprothesen	16
3. Systematisches Vorgehensmodell für die Erarbeitung der Anforderungen an Antriebssysteme in aktiv unterstützenden Prothesen- und Orthesensystemen	18
3.1. Anwendung des systematischen Vorgehensmodells für den Fall der aktiven Knieprothese	21
3.1.1. Typische Daten einer Ganganalyse.....	21
3.1.2. Festlegung des Koordinatensystems.....	22
3.1.3. Einteilung der motorischen und generatorischen Bereiche am Kniegelenk während eines Gangzyklus	24
3.1.4. Leistungsverlauf und Energieumsatz am Knie.....	25
3.1.5. Ableitung von charakteristischen Kennlinienfeldern für die Auslegung von aktiven Prothesen- und Orthesensystemen	31
3.1.6. Berücksichtigung der Prothesengeometrie	32
3.2. Anforderungen an die Elektronik.....	33
3.2.1. Aufzubringende Leistung des Antriebs.....	34
3.3. Zusammenfassung der Anforderungen an die Prothese	35

4. Modularer Dynamik-Prüfstand.....	38
4.1. Ausgangssituation.....	38
4.2. Realisierung des Modularen Dynamik-Prüfstands.....	40
4.3. Anforderungen an die Mechanik des Prüfstands.....	40
4.4. Konzeption des modularen Dynamik-Prüfstands.....	44
4.5. Konstruktion und Aufbau des Dynamik-Prüfstands.....	48
4.6. Systematische und methodengestützte Auswahl verschiedener Kinematik-Konzepte.....	51
4.6.1. Hebelarmkonzept mit starrer Geometrie – Grundkonzept für die Systemtheoretische Betrachtung.....	54
4.6.2. Geometrische Grundlagen - Hebelarmkonzept	56
4.7. Verwendung des Dynamik-Prüfstands während des Entwicklungsprozesses	62
5. Systemtheoretische Betrachtung	63
5.1. Abstraktion des Systems – Identifikation der Teil-Systeme.....	63
5.2. Randbedingung für die Systembeschreibung	66
5.3. Explizite Beschreibung der Gangparameter.....	68
5.4. Explizite Beschreibung des geforderten Drehmoments.....	72
5.4.1. Explizite Darstellung der Winkelpositionsfunktion	74
5.5. Auswahl der Methode für die Modellierung des Systems.....	76
5.6. Zustandsraummodell.....	78
5.6.1. Grundmodell für die Modellierung in Matlab/Simulink	79
5.6.2. Zustandsdifferenzialgleichung.....	81
5.6.3. EC-Motor in der Zustandsraumdarstellung.....	83
5.6.4. Zustandsraummodell – Simulation, Validation, Verifikation	88
5.6.5. Simulation - EC-Motor-Modell.....	90
5.6.6. Simulation des Gesamtmodells im Zustandsraum.....	92
5.6.7. Ergebnisse der Simulation.....	95
5.7. Bondgraphentheorie	98
5.7.1. Der Bondgraph.....	99
5.7.2. Leistungstore (Power Ports) in einem Bondgraphen.....	104

5.7.3. Übersicht über verschiedene Leistungstore und deren Beschreibung im Bondgraph	106
5.8. Bondgraphen-Darstellung des aktiven Knieprothesensystems	108
5.8.1. Darstellung eines EC-Motors als Bondgraph.....	109
5.8.2. Modellierung einer permanenterrregten Synchronmaschine	111
5.8.3. Modellierung des Planetengetriebes	113
5.8.4. Modellierung der Hebelarmkinematik	113
5.9. Port-Hamilton-Modellierung für mechatronische Systeme.....	116
5.9.1. Theoretische Beschreibung – Hamilton Systeme.....	116
5.9.2. Zusammenfassung: Multidomänen-Modellierung	117
5.9.3. Hamilton-Gleichung	118
5.9.4. Dirac-Struktur als Basis-Element für Port-Hamilton-Systeme	119
5.9.5. Port-Hamilton-System.....	120
5.9.6. Modellierung der Knieprothese mittels Port-Hamilton-Methode	121
5.9.7. Port-Hamilton-System (PHS) für den EC-Motor.....	123
5.9.8. Überprüfung des PHS-EC-Motor-Modells.....	128
5.9.9. Port-Hamilton-System für das Gesamtsystem	131
5.9.10. Simulation mittels PHS-Modell - Ergebnisse	134
5.10. Zusammenfassung – Systemtheoretische Analyse und Simulation ...	136
5.11. Verwendung der Resultate für die Produktentwicklung	138
6. Elektromechanisches Antriebssystem.....	139
6.1. Stand der Technik – elektromechanische Antriebssysteme	139
6.1.1. Einführung Elektrische Motoren.....	140
6.1.2. Permanenterrregte Bürstenlose Gleichstrom Motoren (Permanent Magnet Brushless DC Motor Drives – PM BLDC Motors)	141
6.1.3. Funktionsweise eines Dauermagnet-Motors.....	141
6.1.4. Funktionsweise PM-BLDC-Motor	143
6.2. Auswahl des elektrischen Antriebs	145
6.2.1. Motorintegration.....	148
6.3. Getriebeeinheit	152
6.3.1. Das Planetengetriebe.....	153

6.3.2. Miniaturgewindetrieb – Trapez-Spindel.....	154
6.4. Varianten des Antriebsstrangs.....	156
7. Versuchsdurchführung.....	159
7.1. Zusammenfassung der Erkenntnisse aus den Simulationen	159
7.2. Versuche.....	160
7.2.1. Versuchsaufbau.....	160
7.2.2. Versuchsdurchführung mit dem Dynamik-Prüfstand	166
7.2.3. Versuchsdurchführung, Kegelstirnrad-Kinematik.....	169
8. System-Regelung und Sensortechnik für aktive Prothesen.....	176
8.1. Einführung: Steuerungs- oder Regelungssystem	177
8.2. Regelungssystem in elektronischen Kniesystemen.....	179
8.3. Besondere Berücksichtigung des Stand-Schwungphasen-Übergangs..	180
8.4. Sensorsysteme	185
8.4.1. Bewegungssensorik – Inertiales Navigationssystem (INS)	185
8.4.2. Ausblick: Willkürliche Steuerung von Prothesen – Elektromyografie- Sensoren (EMG)	187
9. Ergebnis und Diskussion.....	189
10. Ausblick	192
10.1. Weitere Forschungsarbeiten	193
11. Zusammenfassung.....	195
12. Summary.....	198
Anhang A – Grundlagen aus Mathematik und Physik.....	201
Anhang B – Auswahl möglicher Kinematik-Konzepte.....	210
Anhang C – Rohdaten aus Ganganalysen.....	211
Anhang D – Matlab und Simulink: Funktionen und Modelle.....	213
Literaturverzeichnis.....	218

Verzeichnis der Formelzeichen und Indizes

Lateinische Buchstaben:

M	Drehmoment
n	Drehzahl
n_0	Leerlaufdrehzahl des Motors
M_{motor}	Drehmoment des Motors an der Antriebsachse
M_{Halt}	Haltemoment des Motors
M_{kbod}	Am Kniegelenk wirkendes Drehmoment
I_0	Leerlaufstrom des Motors
v	Geschwindigkeit
s	Strecke
a	Beschleunigung
W	Arbeit
E	Energie
P	Leistung
T_{GZ}	Dauer (Zeit): Gangzyklus
S_{ds}	Doppelschrittlänge
u	Eingangsgröße
x	Systemzustand
y	Ausgangsgröße
e	Polradspannung
i	Strom (Momentanwert)
u	Spannung (Momentanwert)
T_e	Torque = Drehmoment (elektrisch) entspricht M_e
M_e	Drehmoment (elektrisch)
R	Ohmscher Widerstand

L	Induktivität (elektr. Kreis) / Drehimpuls (mech. Kreis)
B	magnetische Flussdichte
J	Trägheitsmoment
k_f	Reibungskonstante
k_e	Generatorkonstante
k_t	Drehmomentkonstante (Gleichstrommotor-Äquivalent)
k_p	Regelparameter (Verstärkung), Proportionaler Regler
k_i	Regelparameter (Verstärkung), Integrierender Regler
C	Kapazität
p	Verallgemeinerter Impuls (Port-Hamilton-Theorie)
q	Verallgemeinerte Ortskoordinate (Port-Hamilton-Theorie)
\mathcal{H}	Hamilton Funktion
$C\Phi$	Verallgemeinerte Motorkonstante

Griechische Buchstaben:

Θ	Winkelposition
ω	Winkelgeschwindigkeit
Φ	Magnetischer Fluss

Hochgestellte Indizes:

\cdot	Ableitung nach der Zeit
„Pfeil“	Vektor
*	Kennzeichnung des dualen Vektorraums

Tiefgestellte Indizes:

Bod	auf Körper-Koordinatensystem bezogene Größe
K	am Knie resultierende Größe
Max	Maximal auftretender Wert
Min	Minimal auftretender Wert
Mittel	im Mittel (bezogen auf die jeweilige Anzahl von Versuchsläufen) auftretender Wert.
Gang	Auf den menschlichen Gang bezogene Größe
0	Arbeitspunkt: „Leerlauf“ des Motors
Halt	Arbeitspunkt: „Haltepunkt“ des Motors
GZ	Gangzyklus
g	Gang
ds	Doppelschritt
e	elektrisch
m	mechanisch
L	Last
t	Torque, Größe bezogen auf das Drehmoment
f	Friction, Größe bezogen auf die Reibung
trans	translatorische Bewegung
rot	rotatorische Bewegung
Motor	auf den Motor / die Motorachse bezogen
Getriebe	auf das Getriebe / die Getriebeachse bezogen
Planet	auf das Planetengetriebe / die -achse bezogen
Spindel	auf die Spindelachse bezogen
Kegel	Größen der Kegelstirnrad-Kinematik

Abkürzungen:

AIF	Allianz Industrie Forschung
ZIM	Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand
VP	FuE-Verbundprojekte
IP	IP Schutzart – Ingress Protection (Schutz gegen Eindringen)
BLDC	Englisch: Brushless DC-Motor, Bürstenloser Gleichstrommotor
PM	Englisch: Permanent Magnet
PHS	Port-Hamilton-System
IGBT	Englisch: Insulated-Gate Bipolar Transistor
SI	Internationales Einheitensystem (französisch: Système international d'unités)

Weitere Besonderheiten bei der Notation

- Vektoren werden Fett gedruckt dargestellt.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Struktur der Dissertationsschrift.....	6
Abbildung 2: Einteilung des Gangzyklus nach [Göt06].....	8
Abbildung 3: Definition der Körperebenen nach [Got01].....	11
Abbildung 4: Bewegungsrichtung in der Sagittalebene [Got01].....	11
Abbildung 5: Anatomie des Kniegelenks (Bildquelle: [Hoc09]).....	12
Abbildung 6: Großzehprothese ca. 700 v. Chr. (Bildquelle: [Wel07]).....	14
Abbildung 7: Cheetah-Prothese, Össur (Bildquelle: [Oes12], © Copyrights by Össur hf).....	14
Abbildung 8: Unterteilung der Knieprothesen nach Bauart.....	16
Abbildung 9: Modell zur Ermittlung der technischen Anforderungen.....	20
Abbildung 10: Rohdaten aus Ganganalysen.....	22
Abbildung 11: Definition des Koordinatensystems.....	23
Abbildung 12: Quadranteneinteilung.....	24
Abbildung 13: Leistungsverlauf am Knie während eines Gangzyklus.....	27
Abbildung 14: Leistung am Knie, Quadranteneinteilung.....	28
Abbildung 15: Charakteristisches Kennlinienfeld, Knieachse.....	31
Abbildung 16: Konzeptentwicklung mittels Dynamik-Prüfstand.....	39
Abbildung 17: Integration des Dynamikprüfstands in eine komplette Beinprothese.....	43
Abbildung 18: Modularer Käfigaufbau als Testsystem nach [Bud10b].....	46
Abbildung 19: In den Dynamik-Prüfstand integrierte Antriebssysteme.....	48
Abbildung 20: Grundprinzip der Hebelarm-Kinematik nach [Bud10b].....	53
Abbildung 21: Grundprinzip der Kegelstirnrad-Kinematik nach [Bud11b].....	53
Abbildung 22: Aktive Knieprothese mit Hebelarmkonzept nach [Bud10b].....	55
Abbildung 23: Hebelarmkinematik im Körperkoordinatensystem.....	56

Abbildung 24: Kräftedreieck mit geometrischen Beziehungen	57
Abbildung 25: Verlauf der linearen Antriebskraft F_{Spindel}	61
Abbildung 26: Hubgeschwindigkeit entlang der Strecke b bei 4 km/h.....	61
Abbildung 27: Module des Prothesensystems	64
Abbildung 28: Schematische Darstellung des Energieflusses	65
Abbildung 29: Randbedingungen für die Modellierung.....	67
Abbildung 30: Vergleich Drehmomentfunktion mit Messwerten	73
Abbildung 31: Periodizität der Drehmomentfunktion.....	74
Abbildung 32: Vergleich tatsächlicher Winkelverlauf und angenäherter Winkelverlauf	75
Abbildung 33: Allgemeine Beschreibung als Zustandsgrößenmodell	79
Abbildung 34: Simulationsergebnis mit $U_{\text{Bat}} = 24 \text{ V}$	95
Abbildung 35: Versuchslauf mit einer Versorgungsspannung von $U_{\text{Bat}} = 36 \text{ V}$.	96
Abbildung 36: Bond mit Flow und Effort	101
Abbildung 37: Dynamisches Ersatzschaltbild eines Gleichstrommotors nach [Ge12].....	109
Abbildung 38: Bondgraph eines Gleichstrommotors nach [Ge12]	110
Abbildung 39: ESB eines PM BLDC in Anlehnung an [Bal05]	111
Abbildung 40: Bondgraph, PM BLDC Motor [Vaz09] (Bildquelle: [Vaz09])	112
Abbildung 41: Bondgraph für das Planetengetriebe nach [Lit11].....	113
Abbildung 42: Geometrische Zusammenhänge nach [Lit11].....	114
Abbildung 43: Bondgraph für die Hebelarmkinematik nach [Lit11]	114
Abbildung 44: Port-Hamilton-System (PHS) nach [Dui09b]	120
Abbildung 45: Knieprothese aufgeteilt in Port-Hamilton-Teilsysteme.....	122
Abbildung 46: Leerlaufdrehzahltest mittels PHS nach [Sin11].....	129
Abbildung 47: Haltemomenttest mittels PHS nach [Sin11]	130

Abbildung 48: PHS des Antriebssystems in Matlab-Simulink nach [Sin11].....	131
Abbildung 49: Simulation des PHS nach [Sin11].....	134
Abbildung 50: Prinzip der Drehmomenterzeugung	142
Abbildung 51: Ersatzschaltbild, Dauermagnetmotor	143
Abbildung 52: Prinzip des PM-BLDC-Motors	144
Abbildung 53: Prinzipielle Ansteuerung eines PM BLDC nach [Kap10].....	145
Abbildung 54: Faulhaber Motor-Getriebe-Einheit.....	149
Abbildung 55: Hebelarmkonzept mit Motoreinheit	149
Abbildung 56: 48V-Motor in Kegelstirnradgetriebe-Prototyp	150
Abbildung 57: Querschnitt durch das Planetengetriebe.....	153
Abbildung 58: Motorauslegung, mechanische Konzepte	157
Abbildung 59: Gewichtheben mit dem Dynamik-Prüfstand.....	161
Abbildung 60: Drehmomenterzeugung am Prüfstand	162
Abbildung 61: Abhängigkeit des Drehmoments vom Winkel ($m_{\text{Gewicht}}=15 \text{ kg}$)	165
Abbildung 62: Versuchsaufbau mit Kugelumlaufgetriebe.....	167
Abbildung 63: Versuchsergebnis mit 24V-System und Kugelumlauf.....	168
Abbildung 64: Die drei getesteten Antriebsvarianten	169
Abbildung 65: Versuchsdurchführung mit Dynamik-Prüfstand	170
Abbildung 66: Ergebnis der Messreihen mit verschiedenen Maximal-Strömen	171
Abbildung 67: Maximal-Drehmomente der einzelnen Messreihen	172
Abbildung 68: Gehäuseteile aus Verbundwerkstoff (hergestellt von VMR OHG)..	173
Abbildung 69: Montage des Temperaturmessfühlers	174
Abbildung 70: Grafische Darstellung eines Regelkreises	178
Abbildung 71: Regelkreis des aufrechten Gangs nach [Gil64].....	178
Abbildung 72: Konzept der zweiphasigen Regelung	182
Abbildung 73: Übergangsfunktionen für die zweiphasige Regelung.....	182

Abbildung 74: Fraunhofer IMU-System	186
Abbildung 75: Folien-EMG-Array (In Zusammenarbeit mit Contag GmbH)	187
Abbildung 76: Prototyp einer Kegelstirnrad-Kinematik-Prothese	193
Abbildung 77: Ersatzschaltbild eines EC-Motors.....	208
Abbildung 78: Normbereich des Drehmoments am Knie.....	211
Abbildung 79: Normbereich der Winkelposition am Knie	211
Abbildung 80: Gesamtmodell der Zustandsraumdarstellung nach [Sch11].....	214
Abbildung 81: Teilmodell 1: Mechanisches System [Sch11].....	215
Abbildung 82: Teilmodell 2: Bewegungssteuerung nach [Sch11].....	216
Abbildung 83: Teilmodell 4: EC-Motor-Modell nach [Sch11].....	217

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Energiebilanz der einzelnen Bereiche während des Gangzyklus	29
Tabelle 2: Anforderungen an den Dynamik-Prüfstand nach [Bud10b], [Kap10]	42
Tabelle 3: Beschreibung der Teilfunktionen [Bud10b].....	45
Tabelle 4: Spezielle Teilfunktionen für das Hebelarmkonzept [Bud10b]	47
Tabelle 5: Lösungen für die Teilfunktionen [Bud10b].....	49
Tabelle 6: Geometrische Größen für das Hebelarmkonzept.....	58
Tabelle 7: Vergleich der simulierten Parameter.....	91
Tabelle 8: Parameter für die Reglereinstellungen nach [Sch11]	93
Tabelle 9: Effort und Flow	102
Tabelle 10: Energievariablen p und q nach [Lit11]	103
Tabelle 11: Analogie zwischen den einzelnen Domänen	104
Tabelle 12: Übersicht über Leistungstore.....	107
Tabelle 13: Schnittstellenbeziehungen im Gesamt-PHS nach [Sin11]	133
Tabelle 14: Motordaten 24V-Gleichstrommaschinen nach [Kap10]	146
Tabelle 15: Parameter des verwendeten Motors.....	148
Tabelle 16: Grundbegriffe der Getriebetechnik in Anlehnung an [Bo04].....	152
Tabelle 17: Parameter des Trapezgewindetriebs.....	156
Tabelle 18: Parameter für die Versuchsdurchführung.....	164
Tabelle 19: Parameter des Kugelumlaufgetriebes	167
Tabelle 20: Ergebnis der Messreihen	172
Tabelle 21: Mathematische Grundbegriffe	202
Tabelle 22: Analogien zwischen Translation und Rotation	205
Tabelle 23: Zusammenhang Drehzahl, Frequenz und Winkelgeschwindigkeit	207
Tabelle 24: Kinematik-Konzepte nach [Bud10b], [Kap10], [Fei11], [Kat11]. ...	210

1. Einleitung – Notwendigkeit der Forschung

In dieser Arbeit werden die energetischen Aspekte bei der Auslegung von aktiv angetriebenen Prothesen für die untere Extremität betrachtet. Die Forschung auf dem Gebiet der aktiv gesteuerten, aber auch der aktiv angetriebenen Exo-Prothesen für die untere Extremität hat in den letzten zehn Jahren sehr stark zugenommen. Trotzdem stehen die Forschung und vor allem die Produktentwicklung von aktiv angetriebenen Prothesen erst am Anfang. Die Gründe für die Notwendigkeit der Forschungsarbeit auf diesem Gebiet liegen im technischen aber auch im gesellschaftlichen Bereich und werden als Motivation für diese Arbeit diskutiert.

1.1. Gesellschaftliche Herausforderung

Waren noch Anfang des 20ten Jahrhunderts die Hauptgründe für Beinamputation Kriege, so sind es heute vor allem Zivilisationskrankheiten wie zum Beispiel Diabetes, Krebs oder aber Schlaganfälle [FrSu07].

Bei vielen Krankheitsbildern kann durch eine Amputation das Fortschreiten zwar zunächst verhindert werden, jedoch sieht sich der Betroffene nach der Amputation vor neue Aufgaben gestellt. Die Fortbewegung mit Prothesen muss neu erlernt werden und in vielen Fällen resultiert dies in einer Reduktion der eigenen Mobilität und somit zwangsläufig in einen zum Teil noch schlechteren Krankheitszustand wie davor.

Neue Prothesensysteme müssen hier ein schnelleres und einfacheres Erlernen der Fortbewegung mit Prothese möglich machen. Systeme, welche an den Nutzer individuell anpassbar sind und gleichzeitig eine natürlichere Fortbewegung ermöglichen, müssen entwickelt werden.

Ein sehr wichtiger Faktor für die Notwendigkeit der Entwicklungsarbeiten im Bereich der aktiven Prothesen- und Orthesensysteme ist die Tatsache, dass Menschen immer älter werden und gleichzeitig auch bis ins hohe Alter mobil sein wollen.

Gerade für ältere Menschen mit Amputationen der unteren Extremität sind aktiv unterstützende Prothesen- und Orthesensysteme sehr wichtig. Die zusätzliche Energie, welche in Akkumulatoren gespeichert wird und anhand von elektromechanischen Wandlern in mechanische Bewegung umgesetzt werden kann, ermöglicht einen effizienteren Gang im Vergleich zu passiven Systemen.

1.2. Technische Herausforderung und Möglichkeiten

In den letzten zwei Jahrzehnten wurden sehr große Fortschritte in verschiedenen, die Prothesentechnik betreffenden, Bereichen gemacht.

Es gibt eine Vielzahl von aktiv gesteuerten elektronischen Prothesen-Systemen. Das bekannteste System stellt das C-Leg von Otto-Bock dar [Bo10]. Dieses System wurde dem Fachpublikum erstmals in Nürnberg 1997 [Mil00] präsentiert. Eine Hydraulik wird hier elektronisch gesteuert und ermöglicht somit die elektronische, adaptive Anpassung eines Dämpfers im Knie an die Umgebungssituation. Mittlerweile sind bereits verschiedene pneumatische, hydraulische oder auch magnetorheologische Prothesenknie-systeme auf dem Markt, welche elektronisch gesteuert werden.

Diese Systeme können zwar aktiv Bremssysteme betätigen und hierdurch eine Adaption an die äußere Umgebung ermöglichen, jedoch gibt es bisher lediglich ein System welches eine aktiv unterstützte Bewegung ermöglicht. Dieses System, das PowerKnee von Össur, ist ein elektromechanisches System, welches

bereits in der zweiten Generation auf dem Markt ist [Gis10]. Die erste Version war relativ groß und schwer und gab seinem Benutzer somit Randbedingungen vor, welche vor allem von älteren Menschen nicht erfüllt werden können. Die zweite Version ist bereits sehr viel kleiner und leichter und soll somit auch älteren Benutzergruppen die Möglichkeit bieten ein aktives Kniesystem zu tragen.

Eine aktive Steuerung und teilweise auch Regelung von Prothesen ist somit schon heute möglich. Neue platzsparende Steuerungs- und Regelungseinheiten machen eine Integration in Prothesen einfacher, als noch vor zehn Jahren. Wie auch bereits in [Bud11a] dargestellt bleiben die Anforderungen an die Teilkomponenten solcher aktiv angetriebener Prothesen hoch. Forschung in den Bereichen der Integration von aktiven Antriebssystemen in Prothesen und der effizienten Systemauslegung ist nach wie vor erforderlich.

1.3. Struktur der Forschungsarbeit

Die vor Ihnen liegende Arbeit beschäftigt sich mit der Auslegung eines Antriebssystems für Prothesen. Hierbei wird die Analyse, Modellierung und Simulation der Energie und des Leistungsflusses in einem elektromechanisch angetriebenen mechatronischen Prothesensystem durchgeführt.

Ein „Systematisches Vorgehensmodell für die Erarbeitung der Anforderungen an Antriebssysteme in aktiv unterstützenden Prothesen- und Orthesensystemen“ wird entwickelt. Ein Knieprothesentestsystem (Prüfstand für die Dynamik des Prothesensystems) wird aufgebaut. Verschiedene Antriebsstränge werden realisiert und miteinander verglichen.

Die Arbeit ist folgendermaßen strukturiert:

- Herleitung der **technischen Anforderungen** an ein Prothesensystem für die untere Extremität. Ein „**Systematisches Vorgehensmodell für die Erarbeitung der Anforderungen an Antriebssysteme in aktiv unterstützenden Prothesen- und Orthesensystemen**“ wird vorgestellt und am Beispiel einer aktiven Knieprothese angewandt. Hierbei werden Ganganalysedaten analysiert und in technische Anforderungsprofile überführt. (**Kapitel 2** und **Kapitel 3**)
- Auslegung eines **Dynamik-Prüfstands** für aktive Knieprothesensysteme. Hintergrund ist hierbei die Entwicklung von Antriebssystemen, welche in moderne Prothesen integriert werden können. Das Testsystem ist modular aufgebaut. Es können verschiedene Antriebssysteme integriert werden. Es werden beispielhaft zwei verschiedene Kinematik-Konzepte diskutiert und als Prototyp realisiert. (**Kapitel 4**)
- **Systemtheoretische Betrachtung** von elektromechanischen Systemen am Beispiel der aktiven Knieprothese. Verschiedene Modellierungsverfahren werden miteinander verglichen. Der Hauptfokus liegt auf der systemtheoretischen Beschreibung eines technischen Systems, welches Teilsysteme verschiedener physikalischer Domänen vereint. Hierbei wird auf die Theorie der Zustandsraumdarstellung, der Bondgraphen und der Port-Hamilton-Methode eingegangen. (**Kapitel 5**)

- Diskussion der verschiedenen Möglichkeiten für einen elektromechanischen **Antriebsstrang** in aktiv angetriebenen Prothesen. Es werden zwei verschiedene Grundkonzepte aufgebaut. Die mögliche Integration von EC-Motor-Getriebe-Kombinationen wird theoretisch und in praktischen Versuchen umgesetzt. (**Kapitel 6**)
- Die ermittelten Werte für den Antriebsstrang werden mittels eigens aufgebauter **Versuche** überprüft. Simulationsergebnisse werden mit Testergebnissen am realen Antriebsstrang verglichen. Die Simulationsmodelle werden verifiziert und validiert. (**Kapitel 7**)
- Die **Systemregelung und Sensortechnik** für aktiv angetriebene Prothesen wird diskutiert. Angefangen von der Detektion der verschiedenen Gangphasen bis hin zur Regelung des Prothesensystems auf Basis von charakteristischen Parametern werden Regelungsstrategien für aktiv angetriebene Prothesen diskutiert. Ein Sensorkonzept wird vorgestellt, welches für die zu ermittelnden Regelparameter verwendet werden kann. (**Kapitel 8**)

Die Ergebnisse dieser Forschungsarbeit werden in **Kapitel 9** diskutiert und es wird ein Ausblick für weitere Forschungs- und Entwicklungsprojekte im Bereich der aktiven Prothesensysteme sowie der Modellierung von elektromechanischen Systemen in **Kapitel 10** gegeben.

In Abbildung 1 ist ein Ablaufdiagramm dargestellt. Dieses soll dem Leser einen Überblick über den Zusammenhang der einzelnen Kapitel geben.

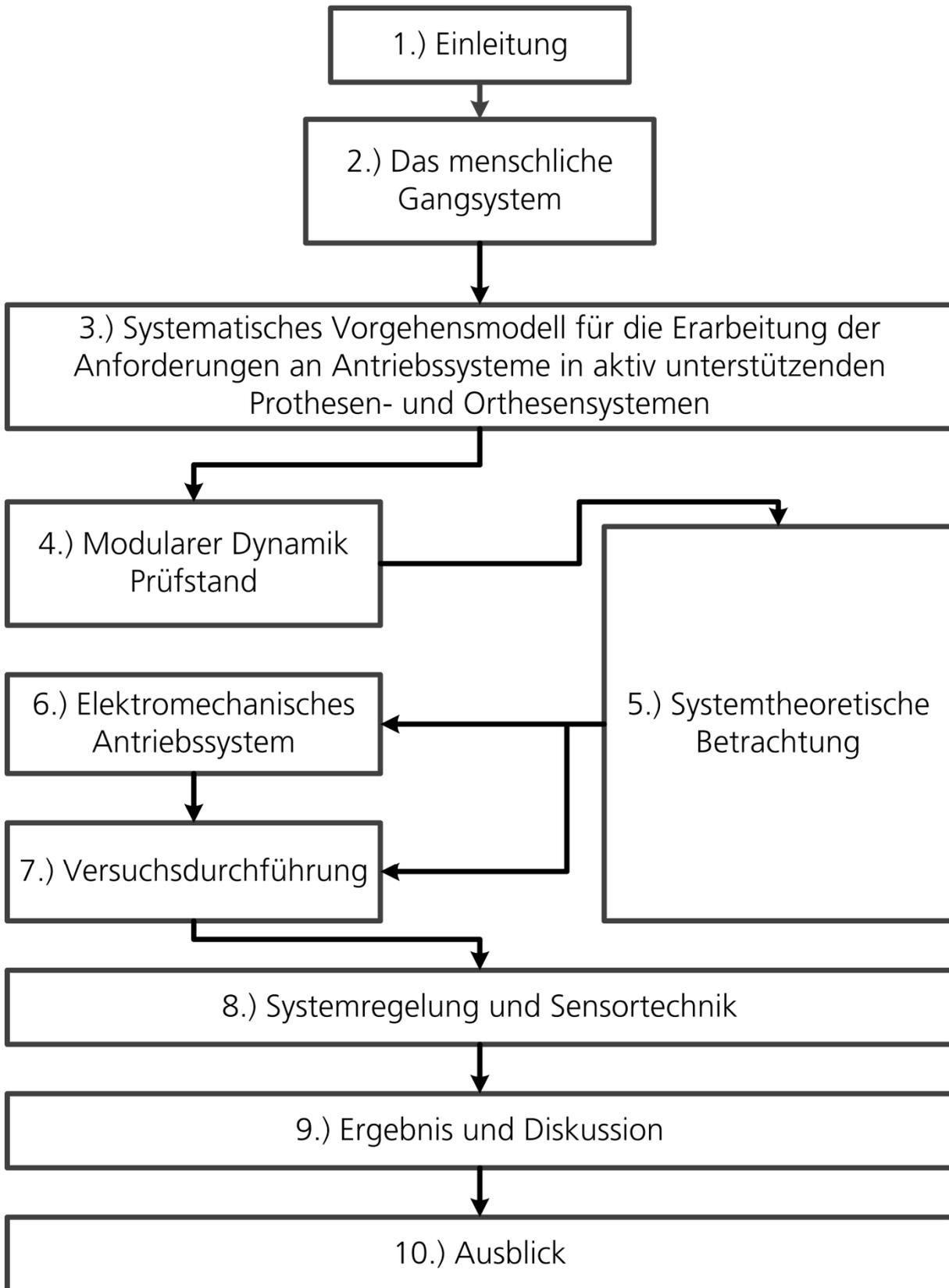


Abbildung 1: Struktur der Dissertationsschrift

2. Das menschliche Gangsystem

Der menschliche Körper kann nach [Elf54] funktionell in zwei Teilsysteme eingeteilt werden:

- Die „Passagier“- Einheit: Diese besteht aus Kopf, Hals, Rumpf und Arme und wird als HAT (Head-Arms-Trunk) bezeichnet. Diese Elemente dienen der Ausrichtung der Wirbelsäule in einer neutralen Position.
- Die „Antriebseinheit“ besteht aus Becken und den unteren Extremitäten. Sie spielen bei der Fortbewegung eine zentrale Rolle. Die komplex aufgebauten Subsysteme der unteren Extremität ermöglichen eine energieeffiziente Fortbewegung. Künstliche Systeme (Prothesensysteme) werden vor dem Hintergrund des Nachahmens dieser energieeffizienten Fortbewegung entwickelt.

In dieser Arbeit wird der Fokus auf das Teilsystem Knie gelegt. Dieses wird als isoliertes Teilsystem des Fortbewegungsapparats betrachtet. Hierfür müssen Schnittstellen mit entsprechenden Parametern definiert werden. Diese Parameter sind charakterisierende Parameter des menschlichen Ganges und werden in den nächsten Kapiteln diskutiert.

2.1. Der natürliche Gang

Jacqueline Perry hat bereits in den 70er Jahren des letzten Jahrhunderts den natürlichen Gang in Ihrer Ausarbeitung ausführlich beschrieben. Die durchgeführten Unterteilungen vom Gangzyklus in verschiedene Phasen werden in Anlehnung an [Per92] und [Göt06] auch in dieser Arbeit verwendet. Die Darstellungen erfolgen in % eines Gangzyklus.

2. Das menschliche Gangsystem

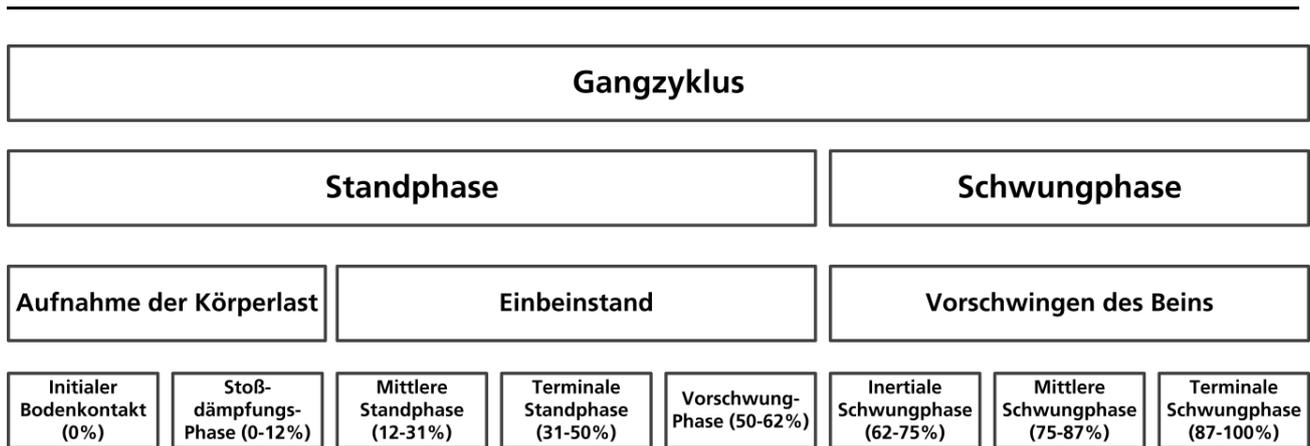


Abbildung 2: Einteilung des Gangzyklus nach [Göt06]

In Abbildung 2 ist die Einteilung des Gangzyklus dargestellt, wie Sie in [Göt06] graphisch zu finden ist. Die für den Gangzyklus charakteristischen Parameter Winkelgeschwindigkeit und Drehmoment am Knie werden in den nächsten Kapiteln relativ zu dieser Einteilung betrachtet.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Entwicklung eines aktiv unterstützenden Knieprothesensystems. Für die Antriebssystemauslegung müssen die maximalen Werte der Parameter Winkelgeschwindigkeit und Drehmoment am Knie ermittelt werden. Diese müssen sehr früh im Entwicklungszyklus berücksichtigt werden. Die feine Unterteilung in die Parameter für die einzelnen Unterphasen wird erst später im Entwicklungszyklus bei der Betrachtung des Steuerungs- und Regelungssystems verwendet.

Allerdings ist bereits bei der Antriebsauslegung auf die Einteilung in Stand- und Schwungphase sehr genau zu achten. In der Standphase wirken Drehmomente auf das Knie, welche auch für die Auslegung des Antriebssystems der Prothese zu berücksichtigen sind. Anders verhält es sich in der Schwungphase. Hier resultieren die Drehmomente am Knie vor allem durch die Massenträgheit des Unterschenkels. Im Falle eines Prothesenträgers wirkt hier also die Massenträgheit des Prothesensystems. Die Winkelgeschwindigkeit muss in

Stand- und Schwungphase gleichermaßen entsprechend dem gesunden System eingehalten werden.

2.2. Das menschliche System Knie

Um eine möglichst gute technische Abstraktion durchführen zu können muss zunächst das zu ersetzende natürliche System „Knie“ beschrieben werden. Hierzu werden grundlegende anatomische Gegebenheiten und Begriffsdefinitionen sowie Begriffserklärungen vorausgeschickt. Es wird Bezug genommen auf die in der Medizin verwendeten Begriffe. Gleichzeitig werden Bewegungsabläufe und Geometrie aus Sicht der Technik erklärt und definiert. Ziel ist den Übergang von der medizinischen Sicht in die technische Sichtweise zu ermöglichen.

2.2.1. Körperebenen und Bewegungsrichtungen

Um die Bewegungen der Gelenke aus medizinischer Sicht beschreiben zu können existiert ein allgemeingültiges Ebenensystem. Nach [Got01] werden diese Ebenen wie in Abbildung 3 dargestellt definiert.

Die einzelnen Ebenen werden als Frontal-, Sagittal- und Transversalebene bezeichnet. Die Ebenen stehen senkrecht aufeinander und bilden somit ein dreidimensionales Koordinatensystem. Um die Richtung der Bewegungen von einzelnen Gelenken eindeutig beschreiben zu können, gibt es in der Medizin eindeutige Bezeichnungen für die Richtungen. So wird zum Beispiel das Beugen eines Gelenks mit Flexion bezeichnet, wohingegen das Strecken eines Gelenks mit Extension bezeichnet wird.

In Abbildung 4 sind die möglichen Bewegungen am Knie und deren medizinische Beschreibung in der Sagittalebene dargestellt.

Die Flexion und Extension sind für die Konzeption einer Knieprothese von sehr großer Bedeutung. Sie erst ermöglichen dem Menschen sich fortzubewegen.

Neben der Flexion und Extension in der Sagittalebene spricht man von innerer und äußerer Rotation in Transversalebene und von Abduktion und Adduktion in der Frontalebene.

Das hier betrachtete Prothesensystem wird eine monoaxiale Knieachse besitzen, entsprechend wird nur auf die zwei Bewegungsrichtungen Flexion und Extension in der Sagittalebene eingegangen.

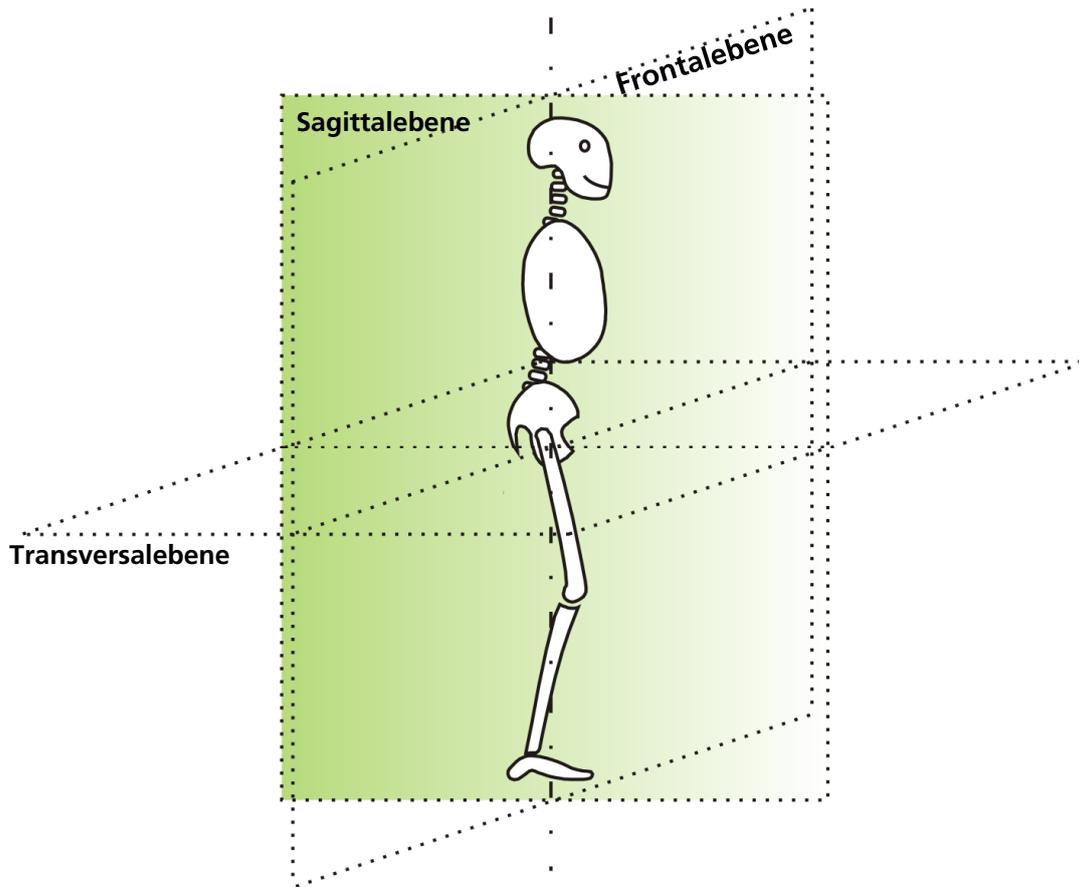


Abbildung 3: Definition der Körperebenen nach [Got01]

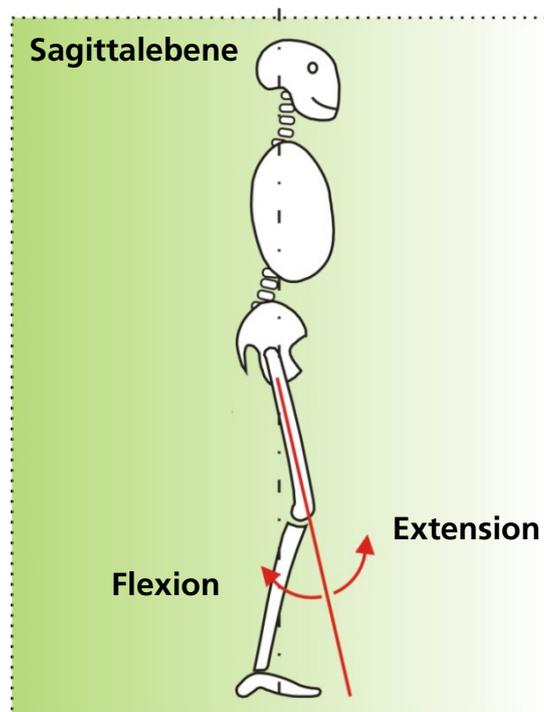


Abbildung 4: Bewegungsrichtung in der Sagittalebene [Got01]

2.2.2. Der Knochenbau – Anatomie des Kniegelenks

Das menschliche Skelett besteht nach [Gum11] aus ca. 200 Knochen. Das Kniegelenk besteht aus der Kniescheibe (oder Sesambein) und drei sogenannten Röhrenknochen: Oberschenkel, Schienbein und Wadenbein.

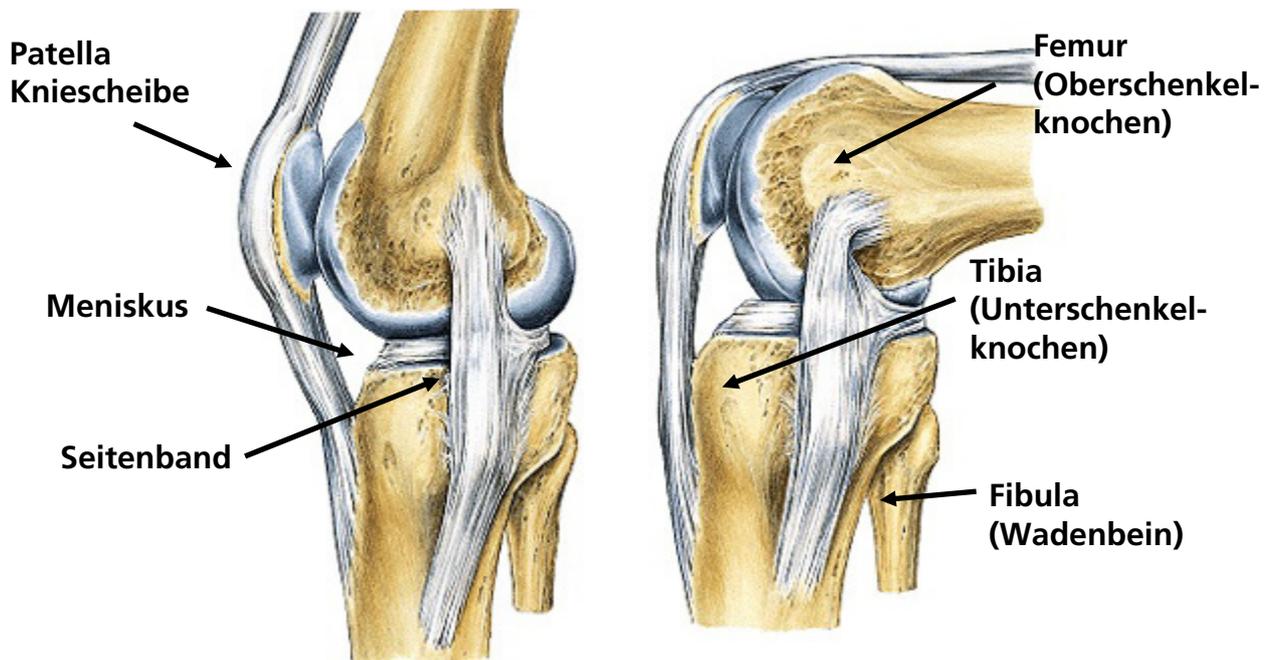


Abbildung 5: Anatomie des Kniegelenks (Bildquelle: [Hoc09])

Abbildung 5 zeigt die Anatomie des Knies unter Verwendung der grafischen Darstellung nach [Hoc09].

Die Krafterzeugung und somit auch die Drehmomentenerzeugung am Knie werden hauptsächlich durch das Zusammenspiel von Knochen und Sehnen bewirkt.

Die Kniescheibe ist mit einer Sehne verwachsen. Diese Kombination ermöglicht einen großen Hebel, der die notwendige Kraft für die Bewegung des angeschlossenen Knochens verringert.

Durch diese natürliche Konstruktion wird eine Schädigung durch Druckbelastung vermieden. Die Energie für die Fortbewegung wird durch die komplexe Struktur möglichst minimal gehalten.

Es handelt sich also um eine sehr komplexe, biologische Konstruktion, welche es ermöglicht die in Kapitel 3 diskutierten Drehmomente, Kräfte und Leistungen aufzubringen.

In der Prothesentechnik wird versucht technische Strukturen aufzubauen, welche es ermöglichen ebenfalls hohe Drehmomente, Geschwindigkeiten und Leistungen aufzubringen. Die künstlichen Strukturen sind in ihrer Komplexität relativ zu den natürlichen Systemen viel geringer. Trotzdem nähern sich diese in der Funktion immer mehr dem natürlichen Vorbild. Die Entwicklung von komplexen, mechatronischen Prothesensystemen trägt hierzu bei.

2.3. Stand der Technik – Prothesensysteme / Knieprothesen

Unter einer Prothese versteht man nach [Fle06] und [Bud10b] „ein Körperersatzteil zum Ausgleich verloren gegangener oder von Geburt an fehlender Abschnitte von Gliedmaßen“. Prothesen werden mit dem Ziel der Wiederherstellung von verlorengegangenen Fähigkeiten, wie beispielsweise dem Gehen, entwickelt.

Als rein kosmetischer Ersatz haben Prothesen eine lange Geschichte: Sie sind bereits seit etwa 3500 Jahren bekannt.

Laut [Wel07] wurde die älteste Prothese in Ägypten gefunden, es handelt sich um eine Großzehprothese aus Holz, wie sie in Abbildung 6 dargestellt ist.

Es werden seit jeher von Menschen große Anstrengungen unternommen den Verlust der Gliedmaße mittels technischen Systemen auszugleichen.

2. Das menschliche Gangsystem

Beispielsweise sind aus dem Mittelalter Prothesen-Funde bekannt. Diese sind meist einfache Holz-Konstruktionen. Eine funktionale Unterstützung während dem Gehen ist hiermit nicht möglich.



Abbildung 6: Großzehprothese ca. 700 v. Chr. (Bildquelle: [Wel07])



Abbildung 7: Cheetah-Prothese, Össur (Bildquelle: [Oes12], © Copyrights by Össur hf)

Laut [Bud10b] wird die Entwicklung komplexer Beinprothesen mit integrierten Gelenken und auch Dämpfungssystemen erst nach dem zweiten Weltkrieg vorangetrieben. Es entstand laut [Bud10b] der neue Begriff "Biomechanisches Gelenk".

In den letzten zwei Jahrzehnten wird auf dem Gebiet der Prothesen, mittels Erkenntnissen aus natürlichen Bewegungsabläufen aus der Natur, der Versuch unternommen neue effiziente Prothesen herzustellen. Ergebnisse aus der Bionik-Forschung fließen hierbei in die Entwicklung neuer Prothesensysteme ein.

Ein Beispiel für eine „High-Tech“- Prothese ist die, in Abbildung 7 dargestellte, Cheetah-Prothese von Össur. Durch die speziell ausgelegte Geometrie dieser Prothese ist es Sportlern möglich eine sehr hohe Effizienz während des Laufens auf der Ebene zu erreichen.

Die Sicherheit beim Gehen mit einer Prothese steht an erster Stelle. Wie in [Bis07] und in [Bud10b] beschrieben ist die Sicherheit abhängig von der Auswahl adäquater Passteile. Diese müssen entsprechend dem individuellen Aktivitätsniveau ausgewählt und angepasst werden.

Unter Passteil versteht man hierbei die einzelnen gelenkersetzenden Module einer Beinprothese. So ist zum Beispiel die hier betrachtete aktiv angetriebene Knieprothese im engeren Sinne ein Passteil der Beinprothese. Das Passteil ersetzt also das amputierte Knie und ist Teil der Beinprothese.

Beinprothesen werden unterschiedlich konstruktiv aufgebaut und gefertigt. Laut [Bud10b] bestehen diese aus einem Schaft sowie Form- und Passteilen.

Die Auswahl des konstruktiven Aufbaus ist Abhängig von den körperlichen Gegebenheiten und Randbedingungen wie berufliche Tätigkeit oder Freizeitgestaltung.

2.3.1. Technologische Einteilung der Knieprothesen

Es gibt eine Vielzahl von Knieprothesen, die bereits auf dem Markt erhältlich sind. Ein Überblick über diese Knieprothesen wird zum Beispiel in [Bud10b] gegeben.

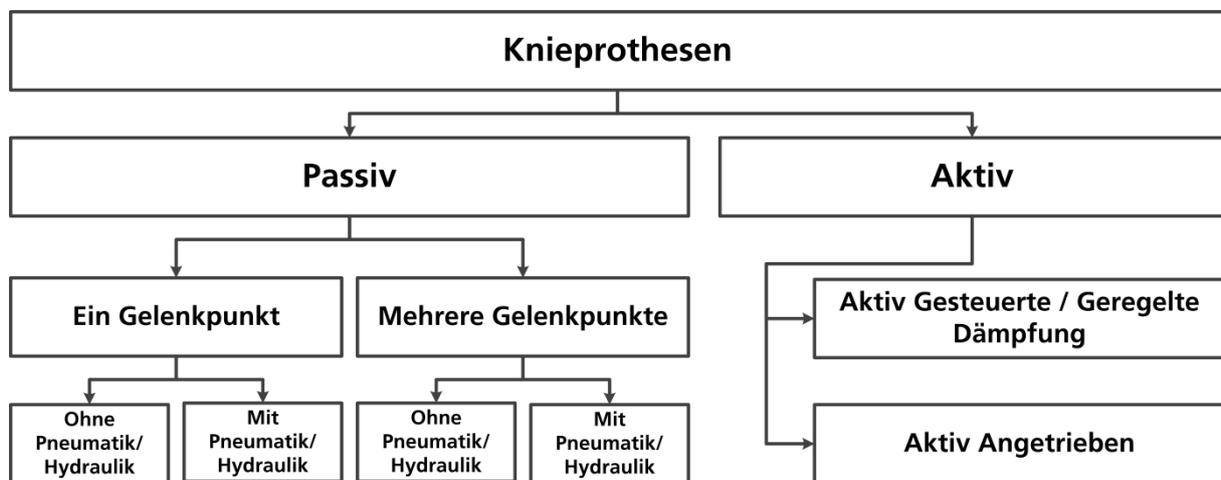


Abbildung 8: Unterteilung der Knieprothesen nach Bauart

Abbildung 8 zeigt eine mögliche Unterteilung der Knieprothesen nach der möglichen Bauart.

Die Unterteilung in passive und aktive Knieprothesen erfolgt vor dem Hintergrund der aktiven oder passiven Steuerung. Eine aktive Prothese besitzt eine elektronische Steuerungseinheit, welche aktiv den Gang beeinflussen kann. Auf einer Steuerungseinheit (Mikrocontroller) können verschiedene Parameter, wie z.B. die Dämpfungseinstellung einer elektronisch gesteuerten Hydraulik, eingestellt werden.

Mit passiven Kniegelenken ist kein aktiver Eingriff und somit keine aktiv-gesteuerte Anpassung an verschiedene Gangsituationen möglich.

Durch spezielle Konstruktionen mit Dämpfungselementen ist jedoch eine passive Anpassung an verschiedene Gangsituationen in passiven Knieprothesen möglich. Es werden spezielle Konstruktionen mit Dämpfereinheiten eingesetzt.

Im Bereich der passiven Knieprothesen kommen Gelenke mit mehreren Gelenkpunkten zum Einsatz. Dies ist wiederum im derzeitigen Stand der Technik im Bereich der aktiven Prothesen nicht der Fall.

Aktive Knieprothesen können unterschieden werden in aktiv gesteuerte bzw. aktiv geregelt gedämpfte oder aber aktiv angetriebene Prothesen.

Eine aktiv angetriebene Prothese ermöglicht die Abgabe von zusätzlicher Energie während dem Gehen. Die Energie wird in einem Akkumulator gespeichert und wird über ein Antriebssystem in Form von Bewegungsenergie an der Knieachse freigesetzt.

Aktiv angetriebene Prothesen stehen im Fokus der derzeitigen Forschungs- und Entwicklungsarbeiten und sollen dem Prothesenträger ein deutlicher energieeffizienteres Gehen mit der Prothese ermöglichen.

3. Systematisches Vorgehensmodell für die Erarbeitung der Anforderungen an Antriebssysteme in aktiv unterstützenden Prothesen- und Orthesensystemen

Bei der Herleitung der technischen Anforderungen an ein Prothesen- oder auch Orthesensystem müssen die Anforderungen aus medizinischer Sicht und aus Patientensicht in technische Parameter überführt werden. Die Schwierigkeit hierbei besteht in der „Übersetzung“ der medizinischen Sprache (Begriffe und Definitionen) in die Sprache des Ingenieurs.

Abbildung 9 zeigt schematisch das Vorgehen bei der Ermittlung der technischen Anforderungen wie es in [Bud11c] für das aktiv angetriebene Prothesensystem dargestellt ist. Wie aus der Abbildung ersichtlich kann das Vorgehen auf beliebige Prothesen- und Orthesensysteme angewandt werden. Wichtig bei der Definition des Vorgehensmodells ist, dass dieses eine technische Abstraktion des biologischen Systems ermöglicht. Die Daten für die Auslegung des technischen Systems resultieren aus diesem Vorgehensmodell und bilden die Basis bei der Entwicklung von aktiv unterstützenden Prothesen- und Orthesensystemen.

Das Vorgehensmodell für die Anforderungsdefinition beinhaltet folgende Schritte:

- 1.) Festlegung des Koordinatensystems (3.1.2):** Für alle folgenden Berechnungen (z.B. Drehmoment, Leistung, Energieverbrauch) ist es notwendig, dass ein eindeutiges Koordinatensystem definiert wird. Da im medizinischen Bereich die Koordinatensysteme in Körperebenen definiert werden, der Systementwickler allerdings meist in kartesischen Koordinatensystemen seine Berechnungen durchführt, müssen hier am Anfang des Entwicklungsprozesses klare Konventionen getroffen werden.

Wichtig ist dies besonders im Hinblick auf die Bewegungsrichtungen und die hieraus resultierende Leistungs- und Energiebereiche.

2.) Einteilung der Bereiche motorischer und generatorischer Energie

(3.1.3): Um eine Abschätzung des Energieverbrauchs und der Energierückspeisefähigkeit des Systems zu ermöglichen, müssen die motorischen und generatorischen Bereiche im Anforderungsprofil identifiziert werden.

3.) Ableitung der einzelnen Parameter für die Auslegung des Systems,

Ableitung des Leistungsverlaufs (3.1.4): Für die Auslegung des Antriebssystems müssen die Parameter an der Gelenkachse (am Antriebssystemausgang) ermittelt werden. Im Fall des Antriebssystems sind dies Drehmoment, Gelenkposition, Winkelgeschwindigkeit sowie Leistung und benötigte Energie.

4.) Ableitung eines charakteristischen Verlaufs der Drehmoment-Winkelgeschwindigkeits-Kurve für den Anwendungsfall (3.1.5):

Herleitung und Darstellung des charakteristischen Kennfeldes in Analogie zur allgemeinen Antriebstechnik.

Nach der Herleitung der einzelnen Parameter wird in den nachfolgenden Kapiteln auf die geometrischen Randbedingungen eingegangen. Die geometrischen Randbedingungen werden bewusst nicht in das Vorgehensschema aufgenommen. Das Vorgehensschema soll lediglich eine Hilfestellung bei der Parameterextraktion für den Anwendungsfall geben und bezieht sich lediglich auf die Anforderungsextraktion.

3. Systematisches Vorgehensmodell für die Erarbeitung der Anforderungen an Antriebssysteme in aktiv unterstützenden Prothesen- und Orthesensystemen

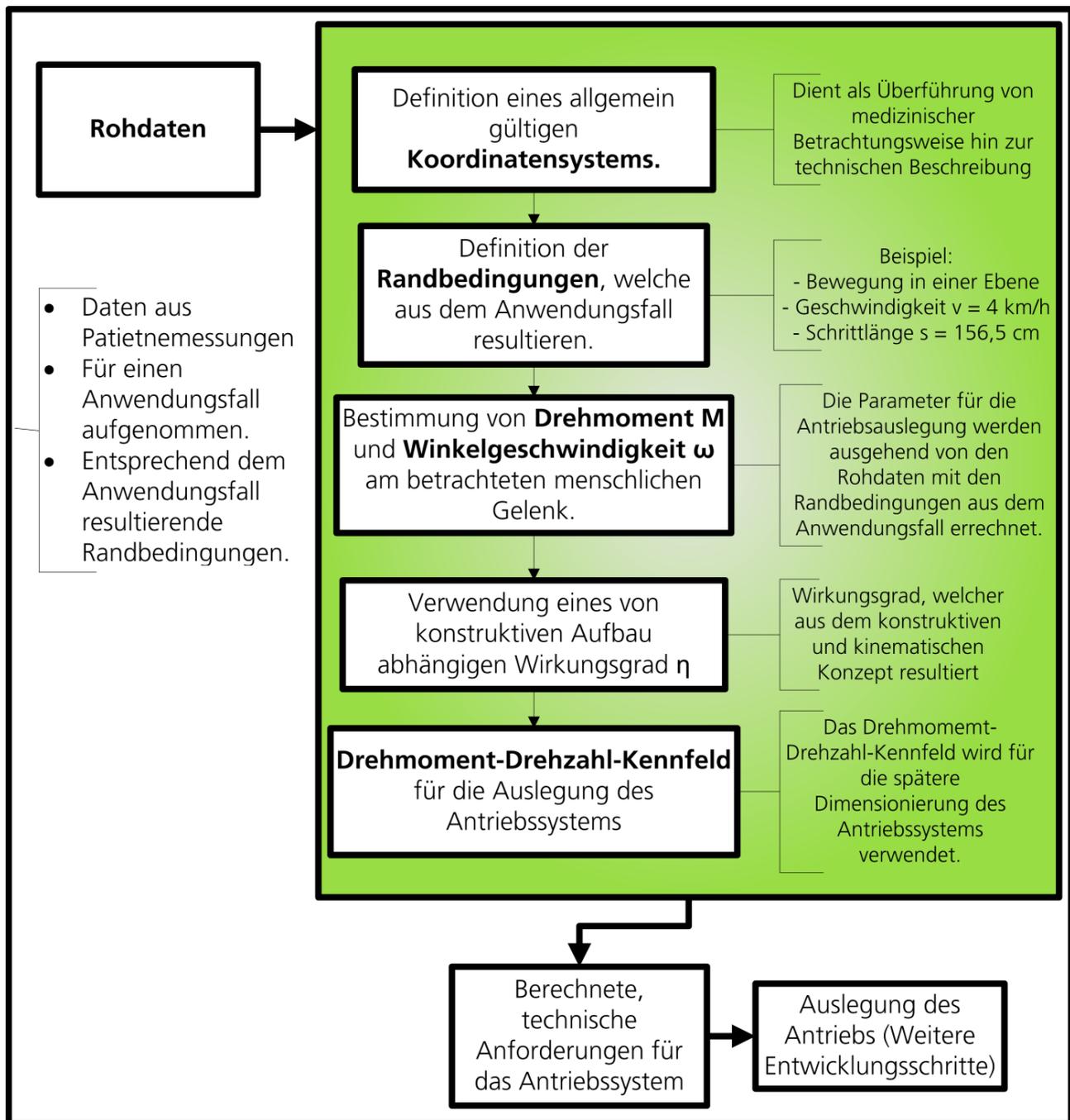


Abbildung 9: Modell zur Ermittlung der technischen Anforderungen

3.1. Anwendung des systematischen Vorgehensmodells für den Fall der aktiven Knieprothese

Das beschriebene Vorgehensmodell wird am Beispiel der Entwicklung einer aktiv angetriebenen Knieprothese eingesetzt.

Die Anforderungen an die einzelnen Module des Knieprothesensystems werden anhand von Analysen des biologischen Systems „Knie“ und anhand von Analysen von bereits existierenden Prothesensystemen durchgeführt.

Wichtig hierbei sind ebenso die Diskussionen mit Prothesenträgern sowie die Diskussionen mit den Entwicklungsabteilungen großer Prothesenhersteller.

Das hier erarbeitete Anforderungsprofil wird in verschiedenen Forschungs- und Entwicklungsprojekten bereits verwendet.

3.1.1. Typische Daten einer Ganganalyse

Die in den nachfolgenden Kapiteln durchgeführten Berechnungen und Herleitungen der erforderlichen Drehmomente, Winkelgeschwindigkeiten, Leistungen und benötigten Energien beruhen auf Messungen des Ganglabors der Universität Heidelberg.

Die Daten resultieren aus vielzähligen Messungen mit unterschiedlichen Versuchspersonen, welche im Ganglabor der Orthopädischen Universitätsklinik Heidelberg (Leitung Dr. Sebastian Wolf) erhoben wurden. Es handelt sich um normierte Daten. Die Abszisse ist hierbei immer auf einen Gangzyklus, die Ordinate auf das Körpergewicht normiert.

Bei der Herleitung der Anforderungen wird stets ein Vergleich mit Werten aus der Literatur, wie zum Beispiel [Per92], durchgeführt um die Plausibilität der Daten sicherstellen zu können.

In Abbildung 10 ist beispielhaft der Verlauf des am Knie resultierenden Drehmoments und die am Knie resultierende Winkelposition während eines Gangzyklus aufgetragen.

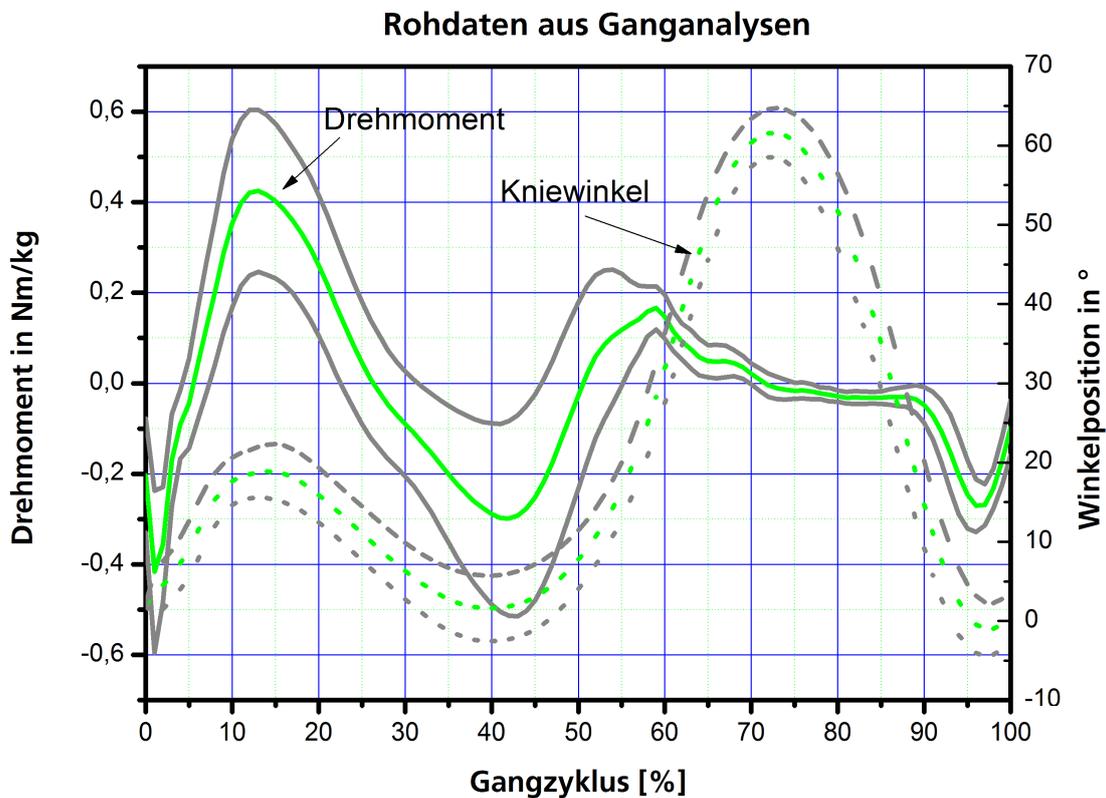


Abbildung 10: Rohdaten aus Ganganalysen

Dargestellt sind jeweils der Mittelwert des Drehmoments und der Winkelposition und der sogenannte Norm-Bereich. Es handelt sich hierbei also um gemittelte Werte aus Patientendaten von nicht amputierten Menschen.

3.1.2. Festlegung des Koordinatensystems

Alle Daten aus der Ganganalyse werden immer in den bereits eingeführten medizinischen Beschreibungen und Begriffsdefinitionen dargestellt. Für eine leichtere technische Analyse und Auslegung des Systems wird ein allgemeingültiges Koordinatensystem eingeführt.

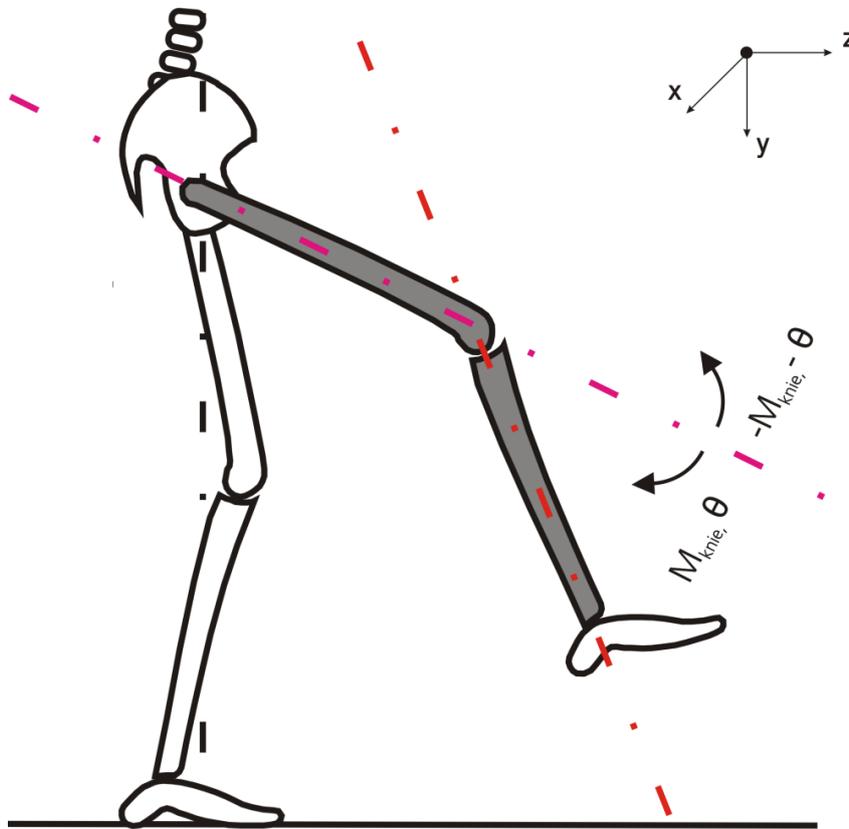


Abbildung 11: Definition des Koordinatensystems.

Abbildung 11 zeigt das für diese Arbeit verwendete Koordinatensystem. Der Winkel am Kniegelenk θ ist definiert als Winkel zwischen Ober- und Unterschenkel. Positiv ist dieser in Flexionsrichtung, negativ wird er in Extensionsrichtung definiert.

Das wirkende Drehmoment am Knie M_{kbod} ist ebenfalls in Flexionsrichtung positiv und in Extensionsrichtung negativ definiert.

Diese Festlegung ist insbesondere deshalb so wichtig, da im Folgenden der Leistungs- und Energieverlauf während eines Gangzyklus betrachtet wird. Aus diesem Leistungs- und Energieverlauf wird schließlich das Antriebssystem dimensioniert.

3.1.3. Einteilung der motorischen und generatorischen Bereiche am Kniegelenk während eines Gangzyklus

Das Kniegelenk wird für die Auslegung einer elektromechanischen Knieprothese als monozentrisches Gelenk betrachtet. Entsprechend den getroffenen Konventionen kann mittels der Analyse des auftretenden Drehmoments und der Winkelgeschwindigkeitskurven eine Einteilung der Bewegungsbereiche in generatorische und motorische Bereiche vorgenommen werden.

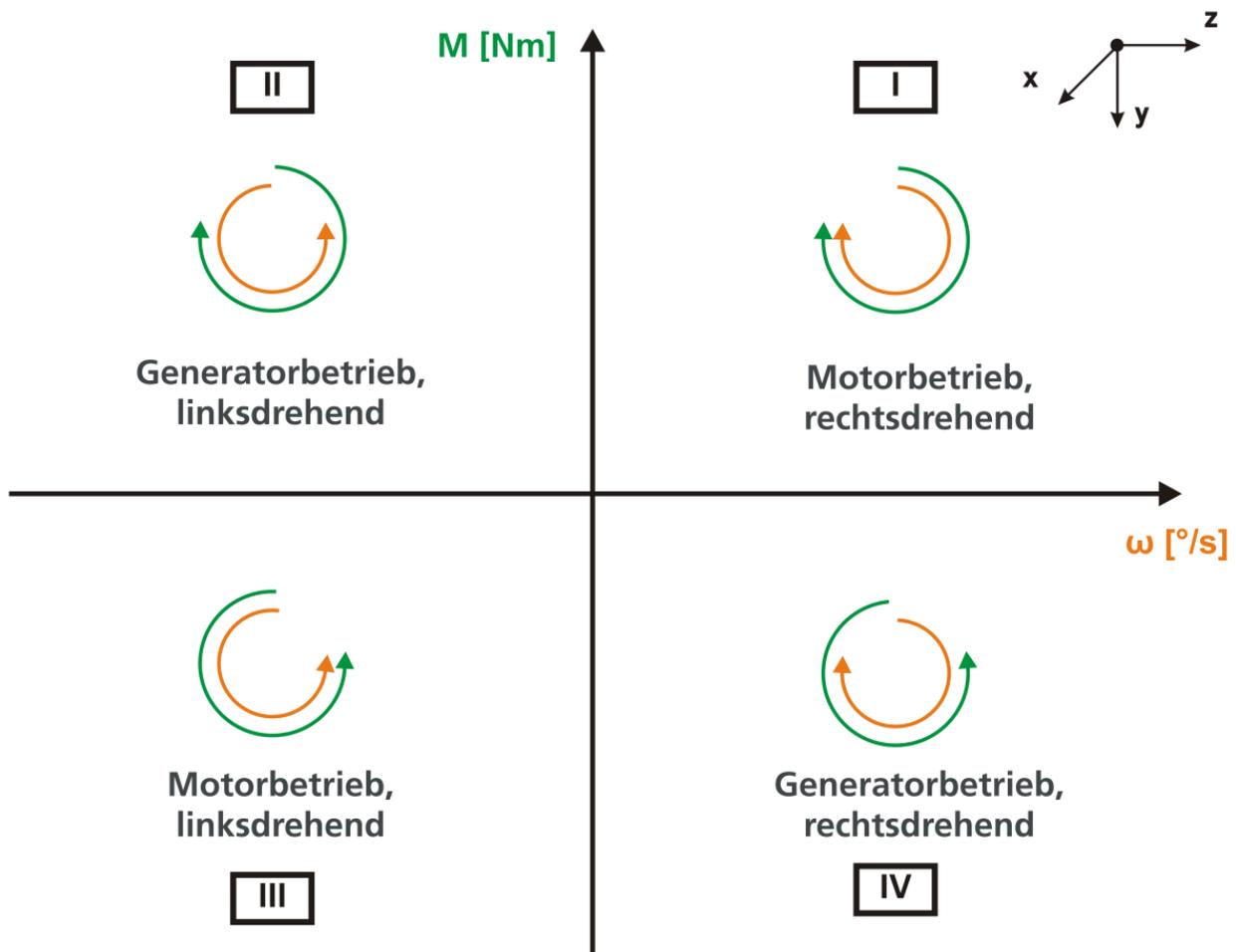


Abbildung 12: Quadranteneinteilung

Abbildung 12 zeigt eine Einteilung wie Sie ähnlich in [Fu01] für elektrische Antriebe durchgeführt wird.

Dieser Einteilung liegen folgende Überlegungen zu Grunde:

- Winkel am Kniegelenk (Zwischen Ober- und Unterschenkelachse): θ
- Eine *Flexion* entspricht einem positiven Winkel θ
- Eine *Extension* entspricht einem negativen Winkel $-\theta$
- Das am Knie wirkende Moment wird mit M_{kbod} bezeichnet
- Wird eine *Flexion* durchgeführt, so ist das Kniemoment positiv:
 $M_{\text{kbod}} > 0$
- Wird eine *Extension* durchgeführt, so ist das Kniemoment negativ:
 $M_{\text{kbod}} < 0$

3.1.4. Leistungsverlauf und Energieumsatz am Knie

Um abschätzen zu können, wie viel Leistung und Energie während eines Gangzyklus von dem technischen Antriebssystem aufgebracht werden muss und wie viel Energie rückgewonnen werden kann, müssen die einzelnen Kurven aus den Ganganalyse-Daten ermittelt werden. Hierbei ist zu beachten, dass für die Auslegung des technischen Systems rein die Energie am zu ersetzenden Körperteil betrachtet werden muss. Es wird also im Folgenden nicht auf die Gesamtenergie des Menschen während eines Gangzyklus eingegangen. Vielmehr wird das Knie als abstrahiertes System mit definierten Schnittstellen betrachtet. Als Rohdaten stehen Winkelstellung und Drehmomentenverlauf über einem Gangzyklus zur Verfügung.

Für eine „Worst-Case“-Abschätzung werden für die Leistungsbetrachtung die in Abbildung 10 maximal auftretenden Parameter verwendet.

Aus den Ganganalysedaten werden folgende Kurven ermittelt:

- Das am menschlichen Knie auftretende Drehmoment: M_{kbod}

3. Systematisches Vorgehensmodell für die Erarbeitung der Anforderungen an Antriebssysteme in aktiv unterstützenden Prothesen- und Orthesensystemen

- Der Kniewinkel während des Gangzyklus: θ_{kbod}
- Die auftretende Winkelgeschwindigkeit am Knie: ω_{kbod}
- Die resultierende Momentanleistung am Knie: P_{Knie}
- Der Energieumsatz am Knie: W_{Knie}

Hierfür werden folgende Formeln verwendet:

$$\omega = \frac{d}{dt} \theta \left[\frac{^\circ}{s} \right]$$

Formel 1: Winkelgeschwindigkeit

$$P = M \cdot \dot{\theta} \cdot \frac{\pi}{180} = M \cdot \omega \cdot \frac{\pi}{180} \text{ [W]}$$

Formel 2: Momentane Leistung

$$W = \int_{t_0}^{t_1} P \, dt \text{ [Ws]}$$

Formel 3: Energieumsatz eines Bereichs

Nach [Per92] und [Kir06] ändert sich weder der prinzipielle Verlauf des Drehmoments, noch der prinzipielle Verlauf der Winkelgeschwindigkeit bei Varianz der Ganggeschwindigkeit im Bereich zwischen $v_{\text{Gang}}=3\text{km/h}$ und $v_{\text{Gang}}=6\text{km/h}$.

Bei Annahme einer Ganggeschwindigkeit von $v_{\text{Gang}}=4\text{km/h}$ und einer Doppelschrittlänge von $s_{\text{ds}}=1,565\text{m}$ nach [MPA64] kann die Doppelschrittdauer/Gangzyklusdauer T_{GZ} mittels Formel 4 berechnet werden.

$$T_{\text{GZ}} = \frac{3,6}{v_{\text{Gang}}} \cdot s_{\text{ds}}$$

Formel 4: Doppelschrittdauer

Die Länge des Gangzyklus, was der Länge des Doppelschritts entspricht, beträgt somit $T_{GZ}=1,4085$ s.

Mittels dieser Zusammenhänge werden der Leistungsverlauf und der Energieumsatz berechnet.

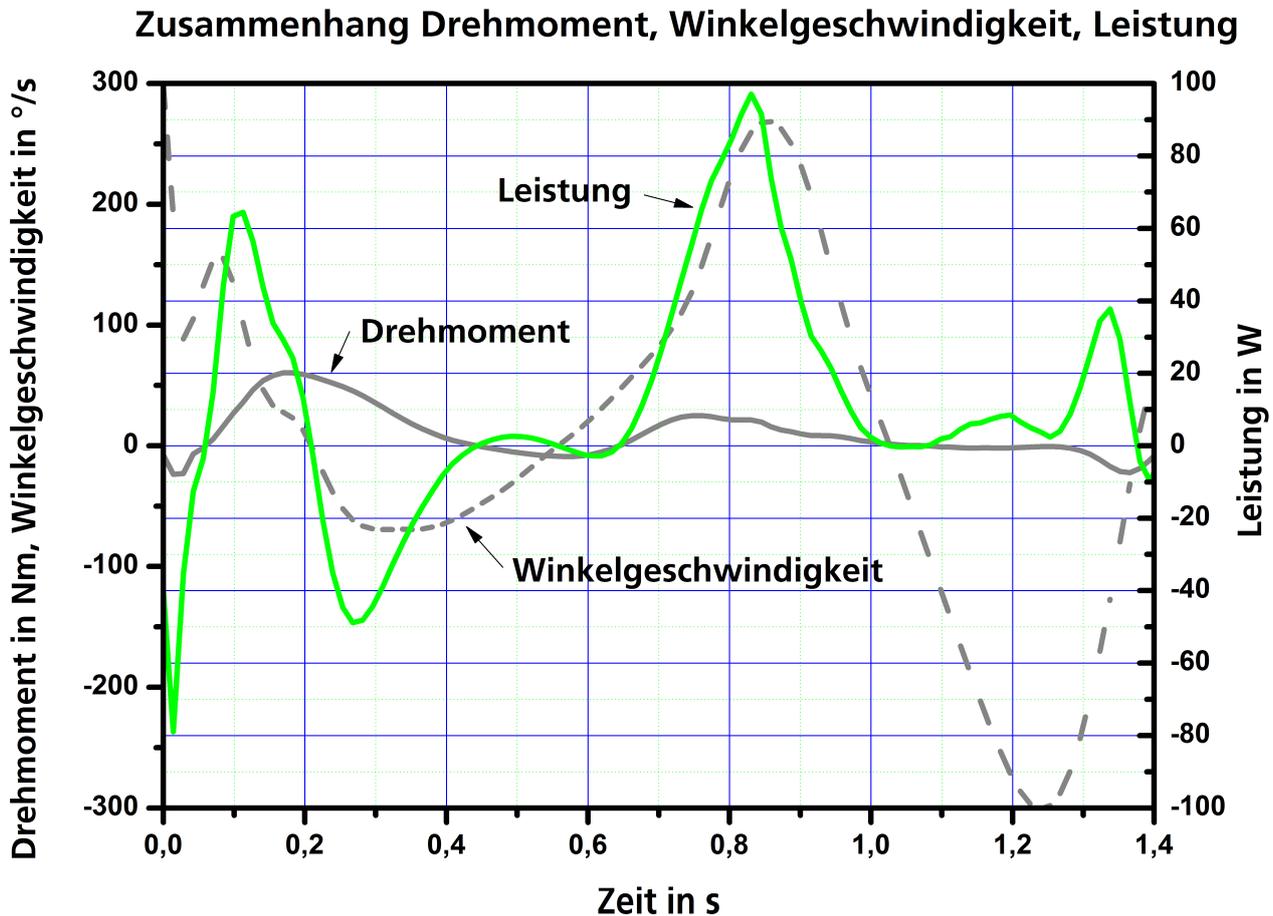


Abbildung 13: Leistungsverlauf am Knie während eines Gangzyklus

Abbildung 13 zeigt das auftretende Drehmoment M_{kbod} , die resultierende Winkelgeschwindigkeit ω_{kbod} am Knie sowie den Leistungsverlauf P_{Knie} am Knie unter Verwendung der maximal auftretenden Winkelgeschwindigkeit und des maximal auftretenden Drehmoments. Weiter ist zu erkennen, dass beim Gehen auf einer Ebene Momentanleistungen von bis zu 100W am Kniegelenk auftreten.

Diese maximal auftretende Leistung am Kniegelenk wird so auch in verschiedenen anderen Arbeiten erwähnt, wie zum Beispiel in [Don081] oder [Qin09]. Diese Darstellung erlaubt eine „Worst-Case-Abschätzung“ für die Auslegung des zu integrierenden Antriebssystems.

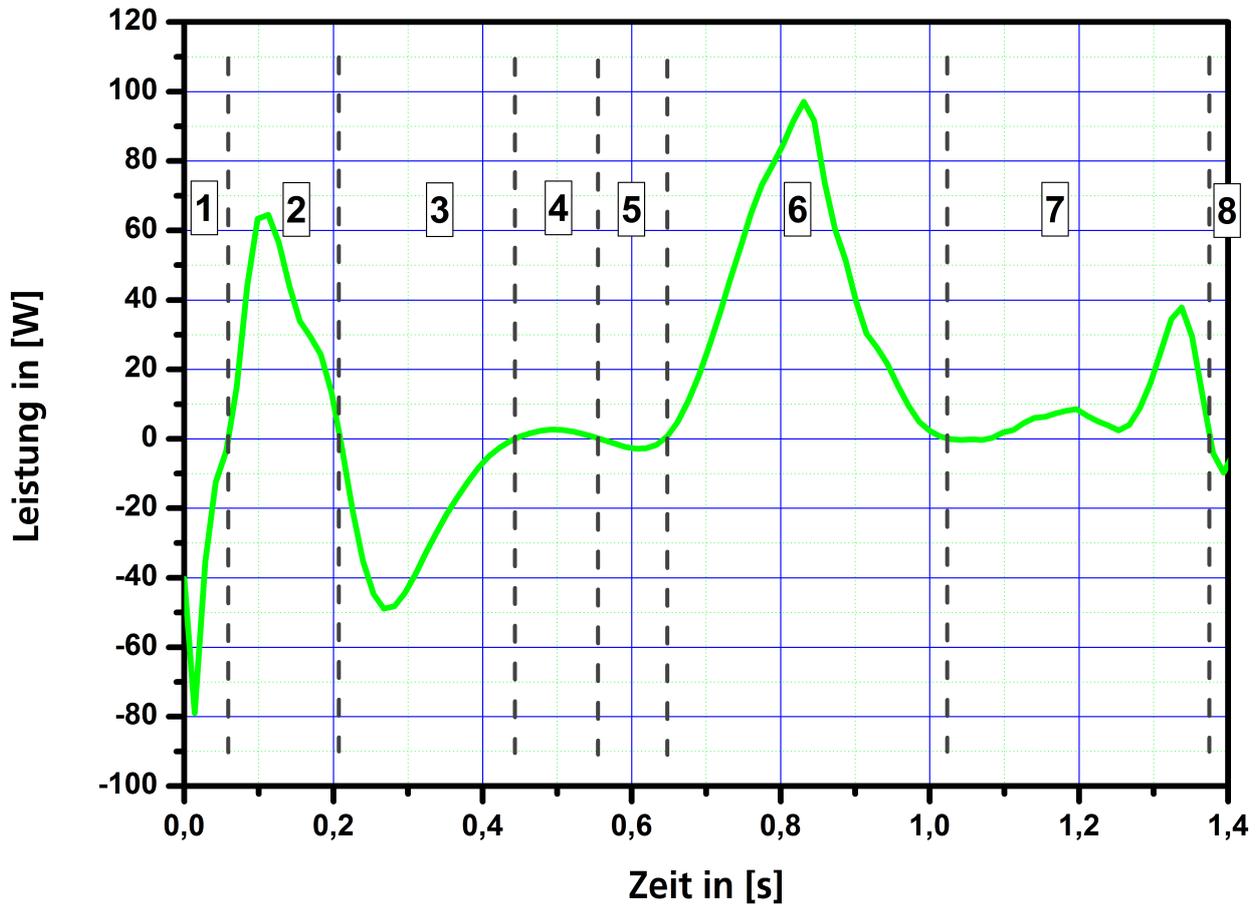


Abbildung 14: Leistung am Knie, Quadranteneinteilung

In Abbildung 14 ist die Leistung entsprechend der in Abbildung 12 definierten Quadranten eingeteilt. Aus dieser Darstellung lässt sich die Energiebilanz in den verschiedenen Bereichen des Gangzyklus für die Auslegung eines elektromechanischen Antriebssystems ableiten.

3. Systematisches Vorgehensmodell für die Erarbeitung der Anforderungen an Antriebssysteme in aktiv unterstützenden Prothesen- und Orthesensystemen

Bereich	Antriebsquadrant	Zeitbereich	Energie am Gelenk
1	IV	0,00s ... 0,06s	(-) 2,09 Ws
2	I	0,07s ... 0,19s	(+) 5,29 Ws
3	II	0,21s ... 0,44s	(-) 5,75 Ws
4	III	0,45s ... 0,55s	(+) 0,19 Ws
5	IV	0,56s ... 0,63s	(-) 0,14 Ws
6	I	0,64s ... 1,07s	(+) 15,69 Ws
7	III	1,08s ... 1,36s	(+) 3,17 Ws
8	IV	1,37s ... 1,41s	(-) 0,19 Ws
Summe	Integriert über alle Bereiche		16,33 Ws

Tabelle 1: Energiebilanz der einzelnen Bereiche während des Gangzyklus

In Tabelle 1 wird stillschweigend vorausgesetzt, dass am Kniegelenk auch Energie in das Antriebssystem zurückgespeist werden kann. Es wird also vorausgesetzt, dass Prinzipien der Energierückgewinnung beim Systemdesign berücksichtigt werden. Wird dies nicht berücksichtigt, so benötigt das künstliche Kniegelenk während eines Gangzyklus auf der Ebene ca. 25Ws an Energie.

Die benötigte Energie kann mittels einer gezielten Integration der Leistung in den einzelnen Gangphasen noch genauer betrachtet werden. Die Standphase wird hierbei definiert als der Bereich zwischen 0% und 60% des Gangzyklus, die Schwungphase als die von 61% bis 100% des Gangzyklus. Ein Vergleich mit den in [Per92] und [Sup09] erhobenen Werten zeigt, dass die hier ermittelten Werte plausibel sind.

Der Energieumsatz während des Ganges auf der Ebene kann im Falle eines nicht amputierten Menschen zum Aufladen von elektronischen Geräten verwendet werden. So wird zum Beispiel in [Qin09] ein System zur biomechanischen Energierückgewinnung diskutiert. In [Don081] wird dargestellt, dass solche Rückgewinnungssysteme mittels eines geringen zusätzlichen Energieaufwands

während dem Gang von ca. 20% eine elektrische Leistung von kontinuierlichen 7W zur Verfügung stellen können.

Im Falle einer Amputation muss diese Energie allerdings entweder vom künstlichen System oder aber von anderen Körperregionen aufgebracht werden. So wird zum Beispiel in [Wol11] dargestellt wie sich das Fehlen eines bestimmten Körperteils (z.B. Knie) auf den Energieverbrauch der anderen Körperregionen auswirkt. Hier wird gezeigt, dass zum Beispiel das Fehlen eines natürlichen Knies zunächst eine Mehrbelastung und somit höheren Energieverbrauch an der Hüfte zur Folge hat.

Mittels aktiv angetriebenen Prothesen, wie zum Beispiel dem Power Knee der Firma Össur können solche Belastungen verringert werden. Dies wird ebenfalls in [Wol11] anhand eines Vergleichs von nicht aktiv angetriebenen Prothesen mit aktiv angetriebenen Prothesen diskutiert.

Der Grund für die Notwendigkeit einer zusätzlichen, künstlichen Energiezufuhr im Falle einer Amputation liegt im Fehlen der entsprechenden Gliedmaße und der entsprechenden Muskulatur.

3.1.5. Ableitung von charakteristischen Kennlinienfeldern für die Auslegung von aktiven Prothesen- und Orthesensystemen

Aus der Definition des technischen Koordinatensystems, den Daten der Ganganalyse und den berechneten Größen M_{kbod} und ω_{kbod} werden nun charakteristische Kennlinienfelder hergeleitet. Diese Kennlinienfelder werden analog zur Auslegung von technischen Antriebssystemen aufgestellt und sollen zu einer systematischen Vorgehensweise bei der Entwicklung von aktiven Systemen in der Rehabilitation beitragen.

Charakteristisches Kennlinienfeld an der Knieachse

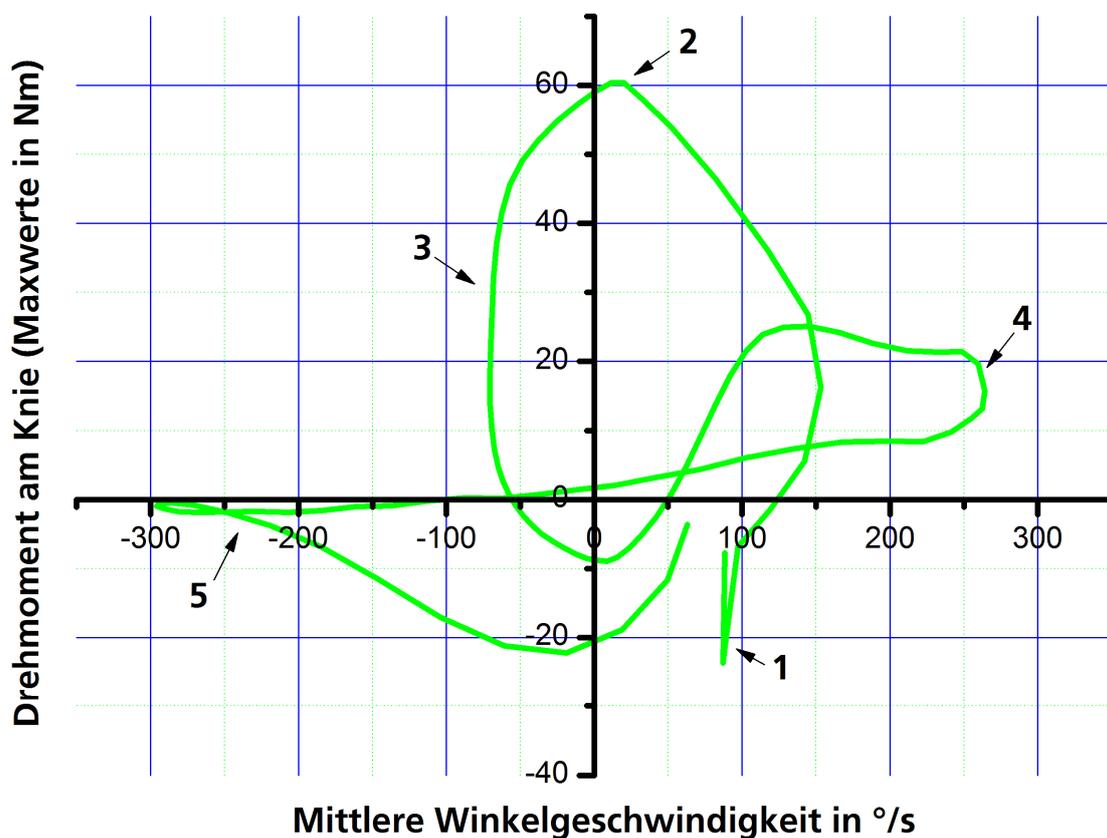


Abbildung 15: Charakteristisches Kennlinienfeld, Knieachse

Abbildung 15 zeigt das charakteristische Kennlinienfeld an einer monozentrisch angenommenen Knieachse für die Auslegung einer aktiv unterstützenden

Prothese. Für eine eindeutige Zuordnung entsprechend dem Gangzyklus sind folgende Punkte im Kennlinienfeld markiert:

- Punkt 1: Bodenkontakt; Zeitpunkt, an dem das betrachtete Bein (Bein mit Prothesenversorgung) auf dem Boden aufgesetzt wird.
- Punkt 2: Gewichtsübernahme; Körpergewicht lastet auf dem betrachteten Bein. Prothese muss das höchste Moment im Gangzyklus abgeben/aufbringen.
- Punkt 3: Vorbringen des Körperschwerpunkts
- Punkt 4: Beginn der Schwungphase; Zeitpunkt, an dem das betrachtete Bein vorgeschwungen wird und entsprechend die Anforderungen an die aufzubringende Winkelgeschwindigkeit hoch ist.
- Punkt 5: Vorschwingen des Unterschenkels.

Das charakteristische Kennlinienfeld kann mittels der Kenntnisse des Übertragungsverhaltens des mechanischen Aufbaus (Kenntnis über geometrische Daten und Effizienz) auf die Motorwelle umgerechnet werden. Für die Auslegung des künstlichen Systems kann also das charakteristische Kennlinienfeld verwendet werden.

3.1.6. Berücksichtigung der Prothesengeometrie

Das bisher verwendete charakteristische Kennlinienfeld berücksichtigt lediglich die Messdaten, welche aus Ganganalysen von nicht Amputierten resultieren. Dies kann für den Bereich der Standphase auch so angenommen werden. Insbesondere die Drehmomentwerte während der Standphase resultieren aus

der Gewichtskraft des Prothesenträgers und müssen auch von einer aktiven Prothese aufgebracht werden können.

Im Bereich der Schwungphase muss die künstliche Prothese mit Ihren Trägheitsmassenverhältnissen berücksichtigt werden. In der Schwungphase muss die Prothese sich selbst bewegen. Ähnlich wie ein angetriebenes Pendel, welches an einem Punkt festgehalten wird und aus eigener Kraft von einem Punkt A nach einem Punkt B schwingen muss, verhält sich die Beinprothese in der Schwungphase.

Es wird also folgende Unterscheidung bei der Auslegung und bei der Modellierung der Prothese durchgeführt:

- Für die **Standphase**, d.h. bis zu 60% der Gangzyklusdauer T_{GZ} , werden als Auslegungskriterium die Daten/Parameter aus der Ganganalyse verwendet.
- Für die **Schwungphase**, d.h. zwischen 60% und 100% der Gangzyklusdauer T_{GZ} , wird die Prothese mit Ihren Trägheitsmassen analysiert und ein theoretisches Modell hierfür erstellt. Es wird also explizit die Bewegung der Prothese in der Schwungphase betrachtet.

Insbesondere für das spätere Steuer- und Regelungssystem der Prothese ist diese Unterscheidung sehr wichtig. Der Übergang zwischen einer Regelung beruhend auf den Daten aus der Ganganalyse und beruhend auf den berechneten Daten aus Trägheitsmassen der realen Prothese wird mittels einer Übergangs-Funktion definiert. Ausführlich wird dieses Vorgehen in Kapitel 8 beschrieben.

3.2. Anforderungen an die Elektronik

Die integrierte Elektronik im Prothesensystem besteht im Wesentlichen aus folgenden Komponenten:

- Sensorsystem zur Erfassung der Bewegung
- Sensoren zur Erfassung der Belastung der Prothese während dem Prothesengang
- Steuerungseinheit (Integrierter Motion Controller) für die Antriebseinheit
- Zentrales Steuerungs- und Regelungssystem

Betrachtet wird der Energie- und Leistungsfluss durch die Prothese. Beispiele für mögliche Sensor- und Regelungssysteme werden in Kapitel 8 beschrieben. Die Regelung der Prothese muss verschiedene Kriterien, wie zum Beispiel ein reibungsfreier Übergang zwischen verschiedenen Zuständen, gewährleisten.

Die Integration der verschiedenen Elektronik-Subsysteme und die Auslegung der Steuerung/Regelung der Prothese gehen somit Hand in Hand.

3.2.1. Aufzubringende Leistung des Antriebs

In Kapitel 3.1.4 werden die Drehmomente und Winkelgeschwindigkeiten am Kniegelenk in einem charakteristischen Kennlinienfeld dargestellt. Die Leistungsbilanz am Kniegelenk kann entsprechend abgeleitet werden, und anhand der Kenntnisse des mechanischen Aufbaus kann eine Leistungsabschätzung für den Antrieb berechnet werden.

Wie aus den Ganganalysen zu erkennen ist, muss an der Knieachse eine maximale mechanische Leistung von $P_{\text{kbod}}=100\text{W}$ während eines Gangzyklus erreicht werden.

Für die Auslegung des Antriebs wird von Verlusten in der mechanischen Kette von kleiner 50% ausgegangen. Planetengetriebestufen besitzen beispielsweise eine Effizienz von über 90%. Bereits vor der tatsächlichen Auslegung des Antriebs kann die mechanische Antriebsleistung auf ca. $P_{\text{Motor}}=200\text{W}$ begrenzt werden.

Es werden also im Folgenden Antriebe in einer Leistungsklasse von ca. 200W betrachtet.

Ausführlich wird die Auslegung des Antriebssystems und somit auch des elektrischen Antriebs in Kapitel 6 diskutiert.

3.3. Zusammenfassung der Anforderungen an die Prothese

Für die in dieser Forschungsarbeit betrachteten Knieprothesen werden die Anforderungen entsprechend den Projektanforderungen aus dem von der AIF geförderten Projekt „ZIM VP – Entwicklung eines Prototyps eines aktiven Antriebssystems für Prothesen und Orthesen“ verwendet.

Die Knieprothese soll einem Markt gerecht werden, welcher durch eine immer älter werdende und gleichzeitig sehr mobile Welt geprägt ist. Der Fokus bei der Auslegung der Knieprothese liegt also nicht auf einer möglichst hochleistenden Antriebsanordnung, welche Ihren Einsatz in High-End-Prothesen für junge sportlich Aktive oder sogar sich im militärischen Einsatz befindlichen Prothesenträger findet, sondern auf einem System welches vor allem älteren Menschen eine Mobilität im Alltag gewährleistet.

Die Anforderungsliste ist in 11 Unterkategorien aufgeteilt:

1. **Funktionen:** Hier werden die einzelnen Funktionen der Knieprothese definiert. Es wird unterschieden in allgemeine Funktionen, Funktionen welche von mechanischer Seite erfüllt werden müssen und Funktionen welche durch die Elektronik realisiert werden müssen.
2. **Benutzerfreundlichkeit:** Gerade bei einer Knieprothese, welche vom Benutzer jeden Tag eingesetzt wird und einen wichtigen Bestandteil im Leben des Betroffenen darstellt, ist es wichtig, dass die Prothese sehr einfach einsetzbar ist. Gerade wenn man den Zielmarkt der über 60

jährigen ansprechen möchte, müssen somit die einzelnen Funktionen der Prothese entsprechend intuitiv verwendbar sein.

3. **Umgebungsbedingungen/-einflüsse:** Je nach Einsatzort und Umgebungsbedingungen muss die Prothese verschiedenen Belastungen standhalten können. So muss beispielsweise schon von vornherein klar definiert werden welche IP-Schutzklasse eingehalten werden sollen. Soll beispielsweise der Nutzer auch in die Lage versetzt werden mit der Prothese schwimmen gehen zu können oder wird der Prothesenträger später die Prothese etwa in Wüstengebieten einsetzen. All diese Aspekte werden bereits in der Spezifikationsphase festgelegt.
4. **Zielformate:** Je nach dem welcher Zielmarkt mit der Prothese beliefert werden soll, bestehen unter Umständen verschiedene Anforderungen an einzuhaltende Standards und Gesetze. Dies wird auch schon am Anfang der Entwicklungskette festgelegt und definiert. Die Preisgestaltung ist ebenfalls vom Zielmarkt abhängig und wird in den Anforderungen berücksichtigt.
5. **Automatisierung und Schnittstellen:** Schnittstellen sind auf zwei verschiedenen Ebenen zu definieren:
 - a. **Interne Schnittstellen:** Hier wird definiert, welche Schnittstellen innerhalb des mechatronischen Prothesensystems verwendet werden sollen. Es handelt sich hierbei um Schnittstellen zwischen Antriebssystem, Antriebssteuerung, Prothesenregelung und des eingesetzten Sensorsystems.
 - b. **Externe Schnittstellen:** Als externe Schnittstelle wird auf der einen Seite eine mechanische Schnittstelle definiert, welche ermöglicht verschiedene Prothesenpassteile (z.B. Fuß- oder Hüftprothese)

miteinander zu verheiraten. Auf der anderen Seite werden Schnittstellen für den Nutzer und für den Kundendienst definiert.

6. **Randbedingungen:** Die Randbedingungen, wie Dynamik oder Gewicht, werden auf Basis der Anwendungsfälle entwickelt.
7. **Platzbedarf:** Das gesamte Prothesensystem hat bedingt durch die Benutzer-Zielgruppe nur ein eingeschränktes Bauvolumen zur Verfügung. Dieses orientiert sich in diesem Fall an der maximalen Höhe des Unterschenkels eines Norm-Menschen.
8. **Ergonomie:** Die Schnittstelle zwischen Prothese und Mensch, sowie Aspekte der Bediensicherheit werden unter der Überschrift Ergonomie zusammengefasst.
9. **Ästhetik:** Hierunter fallen sehr wichtige Rahmenbedingungen wie zum Beispiel das die Form oder die Oberflächenbeschaffenheit der Prothese.
10. **Dokumentation:** Einerseits wird hier für das spätere Produkt festgelegt, welche Punkte in der Bedienungsanleitung stehen müssen, andererseits werden Messergebnisse von Versuchen während der Produktentwicklung klar festgelegt.
11. **Wirtschaftlichkeit:** Hier wird definiert, was ein im Zielmarkt zu erzielender Preis ist und wie sich dieser auf die Kosten während Entwicklung und Herstellung auswirkt.

Die vor ihnen liegende Arbeit beschäftigt sich mit methodischen Ansätzen, welche bei der Entwicklung von aktiven Prothesen ihre Anwendung finden.

4. Modularer Dynamik-Prüfstand

4.1. Ausgangssituation

In dieser Arbeit wird die Auslegung von technischen Systemen anhand Ihres Energie- und Leistungsflusses diskutiert und an einem System beispielhaft durchgeführt. Das ausgewählte technische System stellt in diesem Fall eine aktiv angetriebene Knieprothese dar.

Für die systemtheoretische Beschreibung während der Produktentstehung werden verschiedene Theorien und Methoden in Kapitel 5 diskutiert.

Um verschiedene Antriebs-Konzepte auch in realen Bedingungen testen zu können ist es allerdings notwendig Antriebssysteme auch in realen Umgebungen aufzubauen.

In anderen technischen Disziplinen, wie zum Beispiel der Fahrzeugtechnik, verwendet man für die Erprobung von neuen Antrieben und Antriebssystemen Testläufer, also real existierende Fahrzeuge, in welche die neuen Antriebssysteme integriert werden.

Bei der Entwicklung von neuen, aktiv angetriebenen Prothesensystemen stellt sich nun die Frage, ob es ähnlich wie bei der Entwicklung von Antrieben für neue Fahrzeuge, eine Möglichkeit gibt bereits sehr früh in der Entwicklungsphase eine Art Testbett aufzubauen. Ziel soll es dabei sein, verschiedene Antriebe- und Antriebssysteme in einer realen Umgebung zu testen.

Abbildung 16 stellt die grundsätzliche Idee des modularen Dynamik-Prüfstands schematisch dar. Der Prüfstand soll eine Integration von verschiedenen Antriebskonzepten ermöglichen und kann somit für die Evaluierung verschiedener Konzepte in realer Umgebung verwendet werden. Gleichzeitig werden die mechanischen Randbedingungen für alle Konzepte in realer

Umgebung festgelegt. So wird zum Beispiel eine Überschreitung des real möglichen Volumens auf diese Art und Weise vermieden.

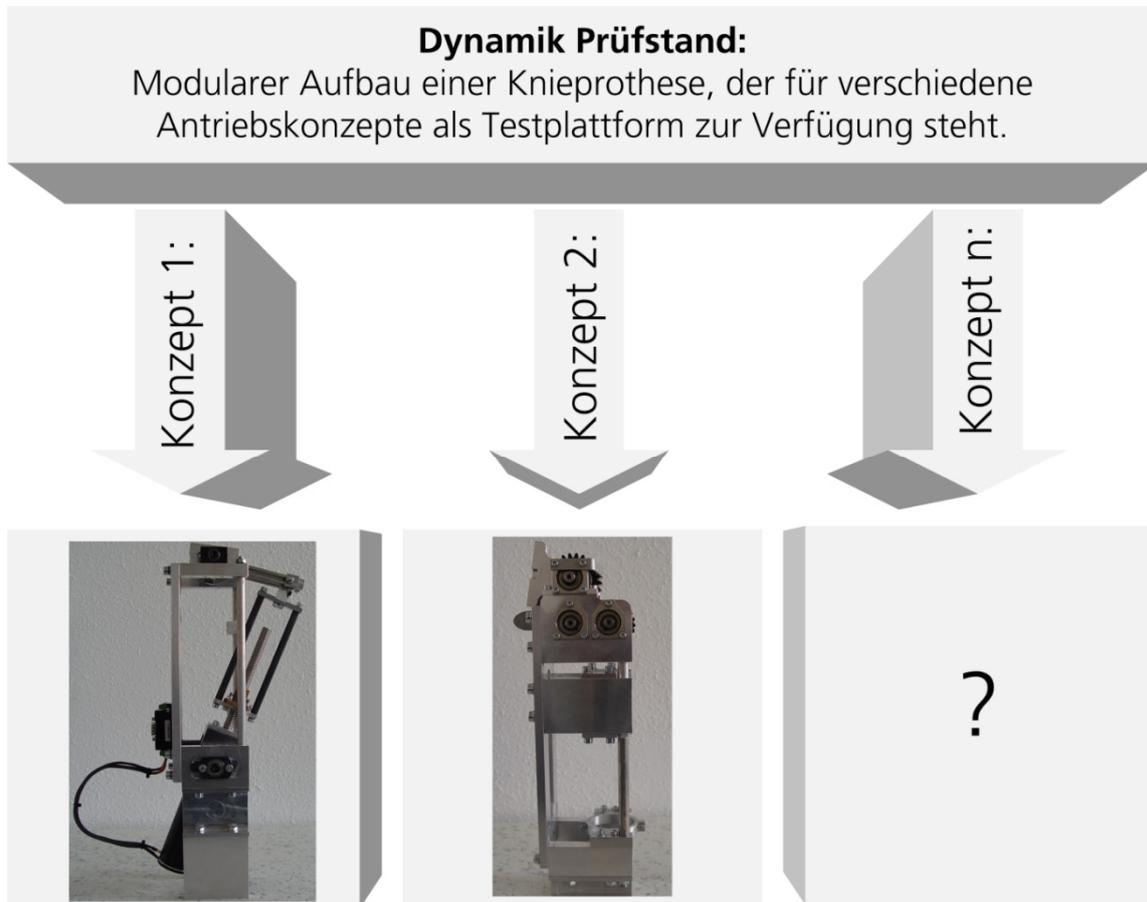


Abbildung 16: Konzeptentwicklung mittels Dynamik-Prüfstand

Es wird eine Art Käfig-Knieprothese realisiert, in welche verschiedene Antriebssysteme unter Variation verschiedener Antriebs-Getriebe-Kombinationen integriert werden können. Die Käfig-Knieprothese stellt während der Produktentwicklung einen modularen Rahmen dar, welcher mit anderen Prothesenteilen über standardisierte Schnittstellen (zum Beispiel Integration von Pyramidenschnittstellen) verbunden werden kann. Gleichzeitig soll der Käfig so ausgelegt sein, dass er das Antriebssystem maximal abstützt und der Einfluss vom Käfig-System auf das Antriebssystem möglichst minimal ist.

In der späteren Produktentstehung wird der Käfig-Aufbau dann durch einen speziell, auf den Antrieb abgestimmten Rahmen, ersetzt.

4.2. Realisierung des Modularen Dynamik-Prüfstands

Für die praktische Betrachtung von Antriebssystemen in aktiv angetriebenen Knieprothesen wird in [Bud10b] ein mechanischer Aufbau für die Testung von verschiedenen Antriebssystemen in aktiven Prothesen konzipiert, konstruiert und ausgearbeitet. Hierbei wird darauf geachtet, dass das System modular ist und somit verschiedene Antriebssystem-Konzepte integriert werden können.

Der Dynamik-Prüfstand ermöglicht die Betrachtung der kinematischen Lösung an der künstlichen Knieachse, d.h. laut [Vog97] die Betrachtung des „*wie ist der Ablauf der Bewegung am Knie*“. Gleichzeitig soll die Betrachtung der „*Ursache der Bewegung*“ möglich sein.

Es handelt sich somit laut der Definition in [Vog97] um einen Prüfstand zur Betrachtung der Dynamik des Knieprothesensystems. Dieser Prüfstand soll verschiedene elektromechanische Antriebssysteme bezüglich der Integrierbarkeit in aktiven Knieprothesen miteinander vergleichen.

4.3. Anforderungen an die Mechanik des Prüfstands

Der konstruktive Aufbau einer mechatronischen Knieprothese wird durch folgende Randbedingungen in den Freiheitsgraden eingeschränkt:

- Das System (die Knieprothese) muss als Modul in bereits bestehende Systeme (Beinprothesen) integriert werden können. Die Knieprothese selbst stellt ein Teilsystem dar, welches mit den entsprechenden Schnittstellen (bislang rein mechanische Schnittstellen) in ein Gesamtsystem integriert wird.

- Die Masse des Knieprothesensystems ist eingeschränkt. In derzeit existierenden Systemen hat die Knieeinheit eine Masse von kleiner 2kg. Abhängig von der aufbringbaren Leistung kann das aktive Knieprothesensystem eine höhere Masse aufweisen, sollte allerdings immer im Bereich bis 5kg bleiben. Gründe hierfür liegen in der aufzubringenden Dynamik des Systems.
- Das Volumen der Knieprothese darf das Volumen des Unterschenkels eines „normalen“ Menschen nicht überschreiten. Hier ist darauf zu achten, dass die Nutzergruppen für die Knieprothese am Anfang des Produktentwicklungsprozesses festgelegt werden.

In dem für diese Arbeit aufgebauten Dynamik-Prüfstand werden diese Anforderungen berücksichtigt.

In [Kap10] und [Bud10b] werden die wichtigsten Anforderungen, welche an das Knieprothesentestsystem gestellt werden, zusammengefasst.

Die in [Kap10] aufgelisteten Anforderungen gelten für die Betrachtung der Prothese beim Gehen auf der Ebene.

Anforderung	Quantifizierung	Erklärung
Körpergewicht	100 kg	Der Aufbau muss einen Menschen mit einem Körpergewicht von 100 kg tragen können. Die bei diesem Körpergewicht resultierenden Kräfte und Momente müssen von der Prothese aufgebracht werden können.
Ganggeschwindigkeit	4 km/h	Die mit der Prothese aufbringbaren Winkelgeschwindigkeiten müssen ausreichen um einen Menschen mit dieser Geschwindigkeit voranzubringen zu können.
Gewicht des Aufbaus	< 5kg	Gewicht ohne Energieversorgung und Motorsteuerung.
Maße des Aufbaus	Höhe (y) < 350 mm; Breite (z) < 180 mm; Länge (x) < 100 mm;	Durchschnittliche Höhe des Unterschenkels eines Menschen beträgt 40 cm.
Einsatzbereich	Ebene	Der Energiefluss wird beim Gehen auf einer Ebene betrachtet.

Tabelle 2: Anforderungen an den Dynamik-Prüfstand nach [Bud10b], [Kap10]

Der Prüfstand soll es ermöglichen Antriebssysteme miteinander zu vergleichen. Um dies ermöglichen zu können muss der Prüfstand über die in Tabelle 2 definierten Anforderungen hinaus folgende charakteristische Eigenschaften aufweisen:

- Geometrische Beschränkung: Das Antriebssystem darf nur eine gewisse, maximale Größe aufweisen. Diese ist einerseits durch die bereits diskutierte minimale Körpergröße der definierten Benutzergruppe und andererseits durch die restlichen Komponenten in der Prothese (Steuerungssystem, Sensorsysteme, Akkumulatoren) begrenzt. Auch der

Prothesenprüfstand muss eine maximale Größe für das Antriebssystem vorsehen.

- Mechanische Stabilität: Die zu testenden Antriebssysteme sollen möglichst ohne Einfluss von mechanischen Instabilitäten des Aufbaus getestet werden können. D.h. es ist eine maximale Abstützung des Antriebssystems im Prüfstand zu realisieren. Der Prüfstand soll während des Testablaufs beispielsweise nicht tordieren oder aber in sonstiger Weise durch das Antriebssystem verformt werden können.
- Integration bestehender Prothesenpassteile: Das Testbett soll es dem Systementwickler ermöglichen bereits existierende Passteile, wie zum Beispiel Füße, mit am Dynamikprüfstand zu integrieren.

Abbildung 17 veranschaulicht die Integration des Dynamik-Prüfstands in ein Beinprothesensystem.



Abbildung 17: Integration des Dynamikprüfstands in eine komplette Beinprothese

Der Anschluss an den Prothesenschaft (oberhalb des Dynamik-Prüfstands) und an die Fußprothese (bzw. das Adapterrohr, unterhalb des Dynamik-Prüfstands) erfolgt über entsprechende Pyramidenadapter.

4.4. Konzeption des modularen Dynamik-Prüfstands

Der Dynamik-Prüfstand wird bereits sehr früh während dem Entwicklungszyklus konzipiert. Parallel zur systemtheoretischen Betrachtung des Antriebssystems in Kapitel 5 ermöglicht der Dynamik-Prüfstand die „praktische“ Untersuchung des Antriebssystems im Labor.

Begonnen wird mit der Betrachtung eines Hebelarmtriebssystems, welches während des Gangzyklus als geometrisch starr ausgelegt wird. Hierzu muss definiert werden was „geometrisch starr“ und „geometrisch variabel“ im Kontext für das Hebelarmtriebssystem bedeutet.

- Definition für „geometrisch starr“:

Die Geometrie des mechanischen Aufbaus wird am Anfang des Versuchs festgelegt. Wie später in Kapitel 4.6.1 beschrieben, wird das Hebelarmkonzept so ausgelegt, dass die Geometrie verändert werden kann. Es können beispielsweise verschiedene Hebelarmlängen definiert werden.

„Geometrisch starr“ bedeutet, dass der Hebelarm während des Gangzyklus konstant gehalten wird und somit keine Anpassung an das erforderliche Drehmoment von der Mechanik während des Gangzyklus durchgeführt wird.

- Definition für „geometrisch variabel“:

Die Geometrie des mechanischen Aufbaus passt sich den verschiedenen Gangphasen an und bildet eine Unterstützung für den Motor während der Gangphase. Konzepte der drehmomentabhängigen Anpassung der Mechanik an die Phasen des Gangzyklus werden in [Bud10b] diskutiert. Weitere Möglichkeiten der drehmomentabhängigen Anpassung werden in [Kat11] ausführlich betrachtet.

Als weiteres elektromechanisches Antriebssystem wird die Auslegung eines Kegelstirnradgetriebe-Antriebssystems mittels des Dynamik-Prüfstands durchgeführt.

Es wird gezeigt, dass verschiedene elektromechanische Antriebssysteme mit dem Dynamik-Prüfstand getestet werden können und somit eine Grundlage für später folgende Produktentwicklungen geschaffen wird.

Tabelle 3 beschreibt die wichtigsten Teilfunktionen des modularen Dynamik-Prüfstands wie sie in [Bud10b] ausgearbeitet sind.

Teilfunktion	Beschreibung
TF1: Einstellung der Höhe des Aufbaus	<p>Die spätere Prothese hat als maximal zur Verfügung stehende Höhe die Höhe eines Unterschenkels. Je kleiner die Prothese jedoch realisiert werden kann, desto besser.</p> <p>Mittels des Versuchsaufbau soll dies berücksichtigt werden. Eine Einstellung der Höhe des dynamischen Prüfstands ist also zwingend notwendig.</p>
TF2: Einstellung der unteren Drehachse/untere Referenzachse.	<p>Die untere Drehachse soll in einem Bereich von +/- 1 cm verschiebbar sein.</p> <p>Unterschiedliche Antriebskonzepte sollen integriert werden. Unter anderem sollen Hebelarmlösungen betrachtet werden. Hierfür ist eine möglichst variable Einstellung der geometrischen Verhältnisse im System notwendig.</p>
TF3: Kinematik zur Optimierung der Antriebskraft	<p>Durch einen kinematisch günstigen Aufbau, soll die Möglichkeit einer „Momentan-Momenten-Gerechten“ Auslegung der Mechanik untersucht werden. D.h. die aufzubringenden Drehmomente/Kräfte im Antriebsstrang sollen gut durch den mechanischen Aufbau unterstützt werden. Hierfür ist eine flexibel einstellbare Geometrie der Mechanik notwendig.</p>

Tabelle 3: Beschreibung der Teilfunktionen [Bud10b]

4. Modularer Dynamik-Prüfstand

Ziel ist die Betrachtung des Antriebsstrangs und dessen Möglichkeit die entsprechenden Drehmomente an der Knieachse aufzubringen. Der Aufbau soll also eine möglichst gute Abstützung der durch das Antriebssystem aufgebrachten Kräfte und Drehmomente ermöglichen. Störeinflüsse bei der Übertragung der Kräfte, welche durch Reibung oder Verwindung des mechanischen Testaufbaus auftreten, sollen minimiert werden.

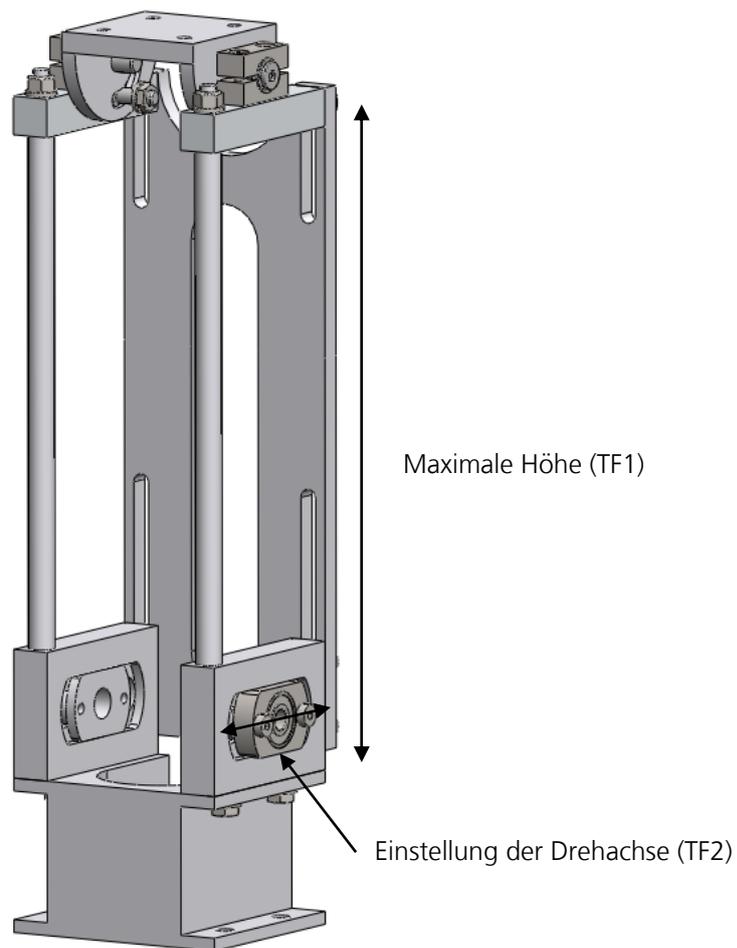


Abbildung 18: Modularer Käfigaufbau als Testsystem nach [Bud10b]

Deshalb wird eine sehr robuste Käfigkonstruktion für den Testaufbau gewählt. Abbildung 18 zeigt den Käfig des Dynamik-Prüfstands ohne ein integriertes Antriebssystem. Durch den Aufbau werden die geometrischen Randbedingungen vorgegeben und es wird eine Möglichkeit geschaffen,

Antriebskonzepte ohne aufwendige Konstruktion des Prothesengehäuses zu testen.

Um eine optimale Hebelarmgeometrie auslegen zu können, werden für den Fall des Hebelarm-Antriebskonzepts folgende zusätzliche Teilfunktionen definiert:

Teilfunktion	Beschreibung
TF3.1: Einstellung des Winkels zwischen Hebelarm und Oberschenkel	Spezielle Teilfunktion für das Hebelarmkonzept: Der Winkel zwischen dem Hebelarm und der Horizontalen soll 0° bis 90° betragen.
TF3.2: Einstellung der Länge des Hebelarms	Die Hebelarmlänge soll zwischen 2cm und 10cm einstellbar sein.

Tabelle 4: Spezielle Teilfunktionen für das Hebelarmkonzept [Bud10b]

Mit den implementierten Teilfunktionen kann der Einfluss der Variation des Hebelarms betrachtet werden.

4.5. Konstruktion und Aufbau des Dynamik-Prüfstands

In Abbildung 19 sind die aufgebauten Antriebssysteme im Prüfstand dargestellt. Der Gesamtaufbau ist durch Stellschrauben in der Höhe variierbar. Die einzelnen Achsen können in Ihrer Position verschoben werden.

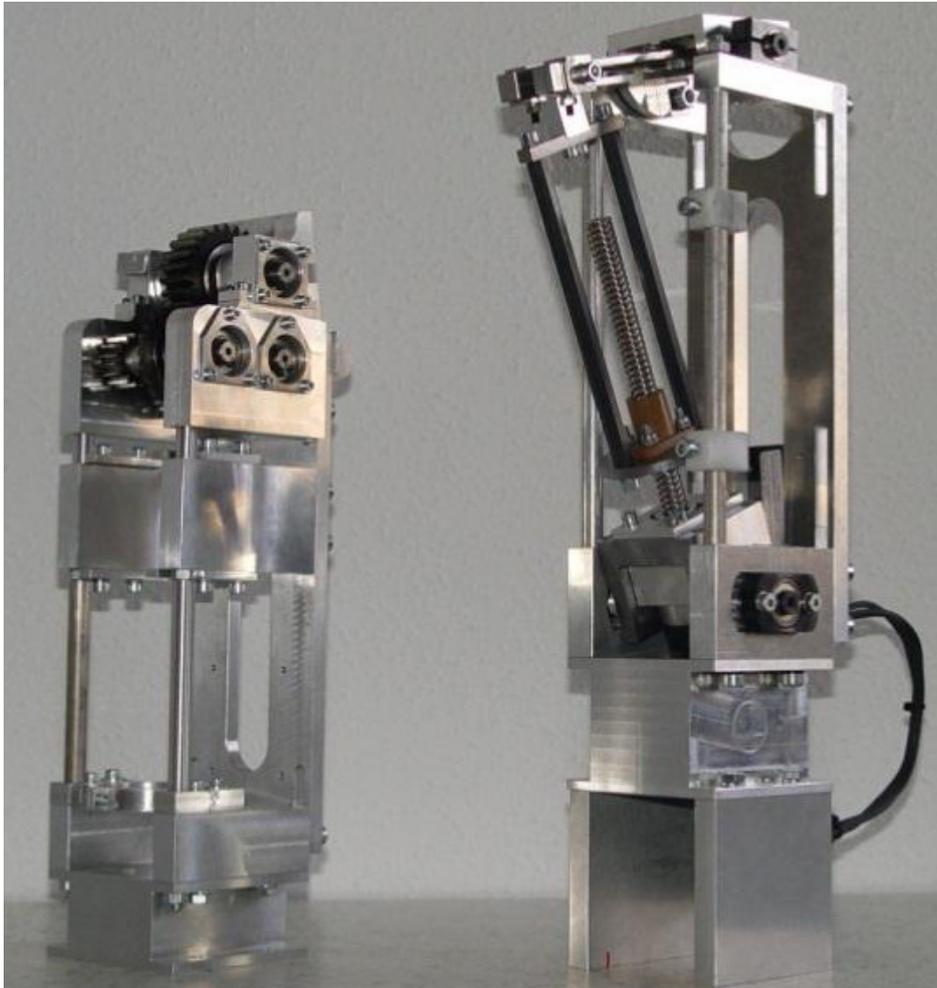


Abbildung 19: In den Dynamik-Prüfstand integrierte Antriebssysteme

In Tabelle 5 werden die Lösungen für die in Tabelle 3 definierten Teilfunktionen anhand von CAD-Skizzen erörtert. Um sicher zu stellen, dass der Aufbau den entsprechenden Kräften während des Gangzyklus (sowohl statische als auch dynamische Beanspruchung während des Gehens) standhält, wurden Festigkeitsberechnungen für den Aufbau in [Bud10b] durchgeführt.

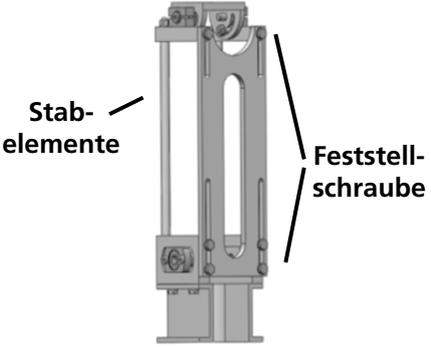
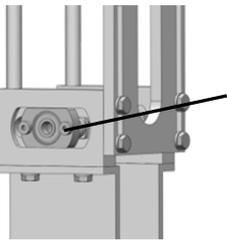
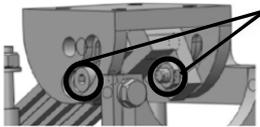
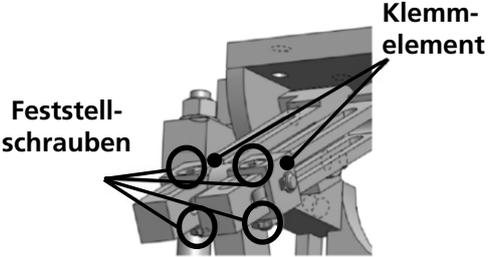
Lösung für die Teilfunktion	Skizze
<p>TF 1: Die Einstellung der Höhe des Aufbaus wird dadurch erreicht, dass man die Schrauben der Seitenplatte lösen kann und durch die Langlöcher einen Einstellbereich von 15 cm bis 25 cm zur Verfügung hat. Die Stabelemente im vorderen Bereich des Aufbaus können hierfür ausgetauscht und je nach gewünschter Höhe ersetzt werden.</p>	 <p>Stabelemente</p> <p>Feststellschraube</p>
<p>TF 2: Die untere Achse kann in ihrer Position verstellt werden, indem man die Schrauben im unteren Bereich des Mittelteils löst. Die Arretierung der Achse ist stufenlos und wird durch eine Klemmung von zwei Platten auf das Mittelteil erreicht.</p>	 <p>Feststellschrauben mit Klemmplatte</p>
<p>TF 3.1: Der Winkel für den Hebelarm wird wiederum durch eine Klemmung des Hebels an der Anschlussplatte zum Oberschenkel erreicht. Die Arretierung ist stufenlos und wird durch Festziehen der Schrauben im Innenbereich des Hebels gewährleistet. Durch die Anordnung der Langlöcher auf beiden Seiten der Anschlussplatte zum Oberschenkel wird durch die Viertel-Kreis-Geometrie der Einstellbereich von 0° bis 90° ermöglicht.</p>	 <p>Feststellschrauben</p>
<p>TF 3.2: Die Einstellung der Länge des Hebelarms wird über die beiden Klemmelemente vorgenommen. Das Lösen der beiden Schrauben ermöglicht die stufenlose Verstellung. Das Anziehen und die damit verbundene Klemmung gewährleistet eine Positionsarretierung. Die Langlöcher im Hebelarm werden so angeordnet, dass sich ein Verstellungsbereich von 2 cm bis 10 cm ergibt.</p>	 <p>Feststellschrauben</p> <p>Klemmelement</p>

Tabelle 5: Lösungen für die Teilfunktionen [Bud10b]

4. Modularer Dynamik-Prüfstand

Mit dem hier aufgebauten modularen Prüfstand besteht nun die Möglichkeit verschiedene Antriebssysteme in die Prothese zu integrieren und bezüglich Ihrer Performance zu prüfen. Der Dynamik-Prüfstand stellt somit ein wichtiges Hilfselement für den Produktentwicklungszyklus dar. Er gibt somit die Möglichkeit die in der Simulation gewonnen Kenntnisse in praktischen Versuchen zu prüfen.

4.6. Systematische und methodengestützte Auswahl verschiedener Kinematik-Konzepte

Um eine möglichst breite Auswahl an elektromechanischen Antriebskonzepten und somit Lösungsmöglichkeiten für eine elektromechanisch angetriebene aktive Prothese zu erhalten, ist es notwendig sich Gedanken über mögliche Kinematik-Konzepte zu machen.

Dieser Schritt erfolgt vor der systemtheoretischen Betrachtung (Kapitel 5) und vor der eigentlichen Antriebssystemauslegung (Kapitel 6).

Für die Erarbeitung der Kinematik-Konzepte werden Methoden aus der methodischen Produktentwicklung angewandt.

Basis für eine möglichst breite Sammlung an Konzepten sind immer Ideenfindungen, in welchen denkbare Ideen später zu einer Sammlung von möglichst vielen realisierbaren Konzepten zusammengefasst werden.

Mit Hilfe von Nutzwertanalysen werden favorisierte Konzepte definiert. Anhand von definierten Teilfunktionen, welche aus den in Kapitel 3 beschriebenen Anforderungen abgeleitet sind, werden in den Arbeiten [Bud10b], [Kap10] und [Fei11] Konzepte für die Umsetzung der Bewegung an der Knieachse ausgearbeitet.

Diese Konzepte werden anhand von definierten Kriterien bewertet. Einen Überblick über mögliche Kinematik-Konzepte befindet sich in Anhang B.

Aus der Zusammenstellung von möglichen Antriebskonzepten werden in dieser Arbeit zwei Konzepte näher betrachtet:

- Das Hebelarmkonzept nach [Bud10b]
- Das Kegelstirnradkonzept nach [Fei11]

Beide Konzepte stellen jeweils eine Lösung für die Kinematik der aktiv angetriebenen Knieprothese dar.

Beiden Konzepten werden rotatorische, elektrische Antriebe als Basis zu Grunde gelegt und beide Konzepte erfüllen die aufgestellten Anforderungen. Jedoch unterscheiden sie sich grundlegend in der Art und Weise, wie die Problemstellung gelöst ist.

Das Hebelarmkonzept beruht auf früheren Konzepten für aktive Knieprothesen, wie sie auch in [Béd04] beschrieben werden. Das Grundprinzip ist schematisch in Abbildung 20 dargestellt.

Hier wird die rotatorische Bewegung eines EC-Motors anhand eines Miniaturgewindetribs in eine translatorische Bewegung entlang einer Hubstrecke umgewandelt. Um das entsprechende Drehmoment an der Knieachse erreichen zu können wird schließlich über einen Hebelarm die translatorische Kraft wieder zurück in ein rotatorisches Drehmoment an der Knieachse M_{kbod} gewandelt.

Hauptnachteil dieses Konzeptes besteht darin, dass zwischen rotatorischer und translatorischer Bewegung hin und her gewechselt werden muss. An den Schnittstellen wird viel Energie/Leistung verloren. So muss beispielsweise in dem in [Bud10b] betrachteten Hebelarmkonzept eine Kupplung zwischen Miniaturgewindetrieb und Planetengetriebe integriert werden, welche die entstehende axiale Kraft an der Welle des Planetengetriebes abstützt.

Es stellt sich also die Frage mit welcher Antriebslösung eine rein rotatorische Umsetzung der Bewegung entlang der Antriebskette möglich ist. Eine Lösung dafür stellt die Kegelstirnradgetriebelösung nach [Fei11] dar.

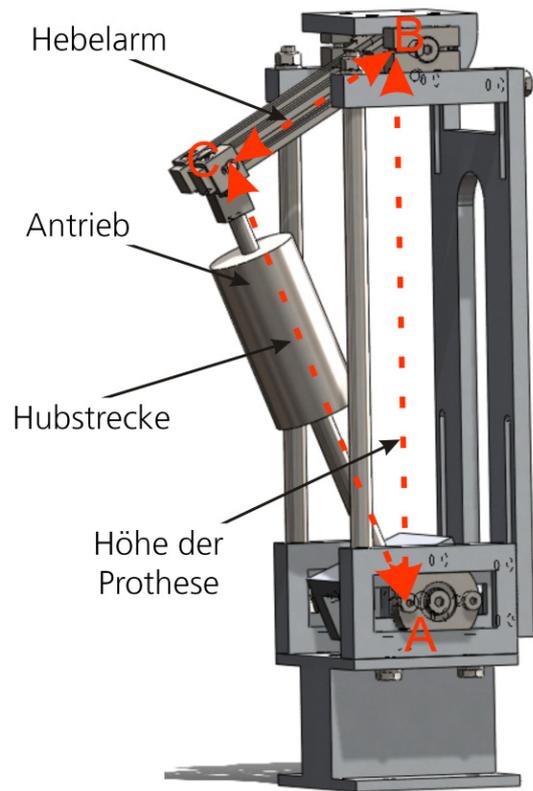


Abbildung 20: Grundprinzip der Hebelarm-Kinematik nach [Bud10b]

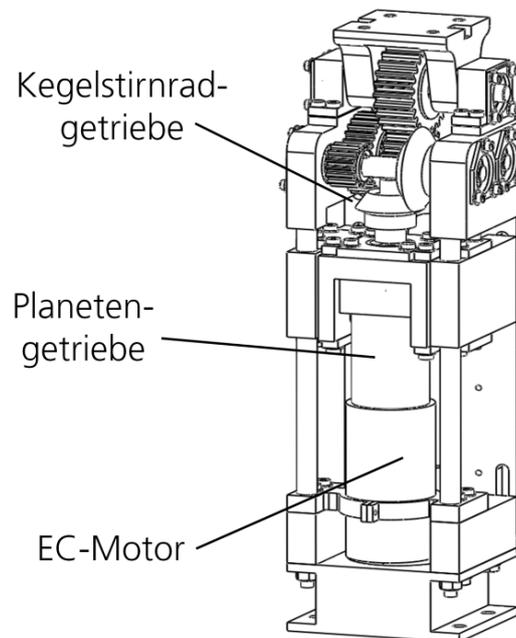


Abbildung 21: Grundprinzip der Kegelstirrad-Kinematik nach [Bud11b]

Mittels dieser Lösung wird während der kompletten Antriebskette, angefangen beim verwendeten EC-Motor bis hin zur kinematischen Umsetzung am Knie, die rotatorische Bewegungsform nicht verlassen. Abbildung 21 zeigt eine Skizze dieses Konzepts, wie sie auch in der Patentanmeldung [Bud11b] verwendet wird. Die KegelstirnradgetriebeLösung wird in Kapitel 6 näher betrachtet.

4.6.1. Hebelarmkonzept mit starrer Geometrie – Grundkonzept für die Systemtheoretische Betrachtung

Für die Systemtheoretische Betrachtung in Kapitel 5 wird für die Kinematik der aktiven Knieprothese das Hebelarmkonzept verwendet. Basis stellt auch hier der Dynamik-Prüfstand dar. Die Hebelarm-Knieprothese besteht aus folgenden Teilkomponenten:

1. Käfigaufbau / Dynamik-Prüfstand: Es handelt sich um den in Kapitel 4.4 beschriebenen Prüfstand, welcher für die verschiedenen Antriebskonzepte verwendet wird.
2. EC-/BLDC-Motor von Faulhaber: Auf die Vorteile dieses Motorkonzeptes wird in Kapitel 6 gesondert eingegangen. Dieser Motor wird vor allem auf Grund seiner sehr guten Performance (Leistung in Bezug auf Größe und Gewicht) verwendet.
3. Planetengetriebe: Es handelt sich um das zu dem EC-Motor passende Getriebe, welches von Faulhaber bezogen wird. Auch dieses wird in Kapitel 6 beschrieben.
4. Kupplung/axiales Lager: Die Kupplung wird eigens für den Aufbau nach [Bud10b] konstruiert und gefertigt. Sie ist notwendig, da am Übergang zwischen Spindelgetriebe und Planetengetriebe hohe axiale Kräfte

auftreten. Diese axialen Kräfte dürfen nicht direkt an die Motor-Planetengetriebe-Kombination weitergegeben werden.

5. Trapez-Spindelgetriebe: Dieses besteht aus Grundmodulen (Spindelstange und Nuß) und wird für das Antriebskonzept entsprechend angepasst und gefertigt.
6. Hebelarmkinematik: Die Hebelarmkinematik setzt die lineare Kraft der Trapezspindel in ein rotatorisches Drehmoment am Knie M_{kobod} um. Verschiedene Einstellungen der Winkel-Nullposition und der Hebelarmlänge sind möglich.

Das erforderliche Drehmoment am Knie M_{kobod} wird durch eine entsprechende Auslegung des Hebelarms erreicht.

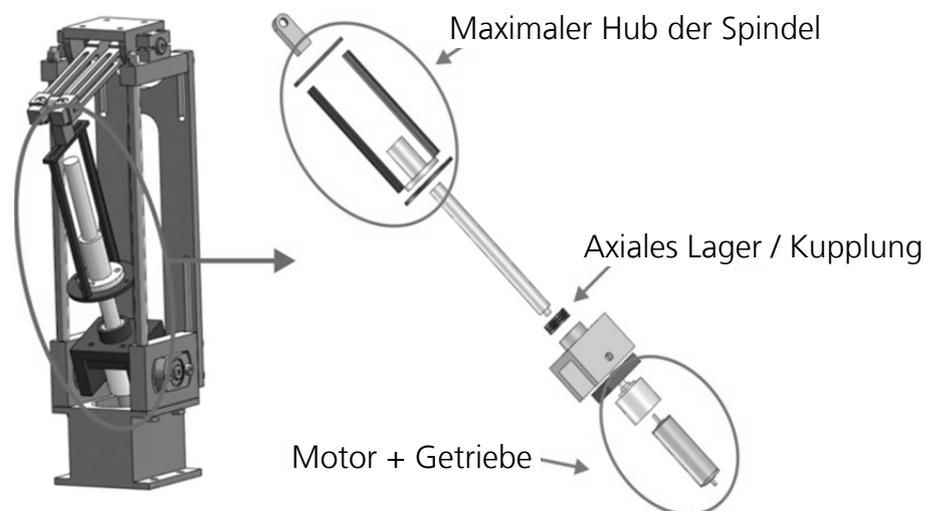


Abbildung 22: Aktive Knieprothese mit Hebelarmkonzept nach [Bud10b]

Abbildung 22 zeigt das Systemkonzept. Der Hebelarm wird über den kompletten Gangzyklusbereich geometrisch starr gehalten. Es erfolgt also keine drehmomentabhängige Anpassung der Hebelarmgeometrie.

4.6.2. Geometrische Grundlagen - Hebelarmkonzept

In Abbildung 23 wird die Bewegung der Hebelarmkinematik veranschaulicht. Wichtig ist hierbei, dass der Hebelarm a (Strecke BC) während der Bewegung relativ zum Oberschenkel konstant bleibt. Ein optimaler Winkel für die Einstellung des Hebelarms, sowie eine optimale Länge des Hebelarms wird in [Bud11d] erarbeitet.

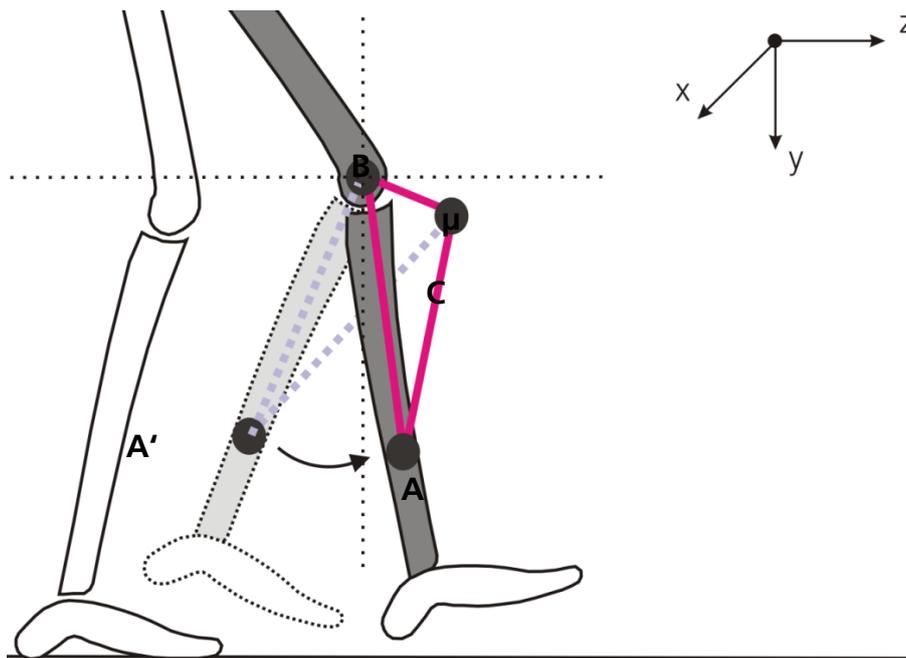


Abbildung 23: Hebelarmkinematik im Körperkoordinatensystem

Für die weitere Betrachtung der Geometrie wird ein fester Hebelarmwinkel von $\mu=21,25^\circ$ und eine Hebelarmlänge $a=\text{Strecke (BC)}=96,5\text{mm}$ verwendet. Bei den hier betrachteten Lösungen wird immer von einem monoaxialen Knie ausgegangen. Entsprechend werden Bewegungen nur in der Sagittalebene (Ebene yz) berücksichtigt.

Um die Berechnung der notwendigen Kraft des Miniaturgewindetribs (bzw. an der Spindelachse) F_{Spindel} in der Sagittalebene durchführen zu können werden die geometrischen Beziehungen in Abbildung 24 nochmals zusammengestellt.

Das Drehmoment M_{kbod} an der monoaxialen Knieachse wird durch die Beziehung in Formel 5 bestimmt.

$$\mathbf{M}_{\text{kbod}} = \mathbf{F}_{\text{kbod}} \cdot a$$

Formel 5: Drehmoment am Hebelarm

Entsprechend der geometrischen Beziehungen folgt für die aufzubringende lineare Kraft des Antriebssystems F_{Spindel} :

$$F_{\text{Spindel}} = \frac{F_{\text{kbod}}}{\sin \gamma'}$$

Formel 6: Lineare Kraft an der Antriebsachse

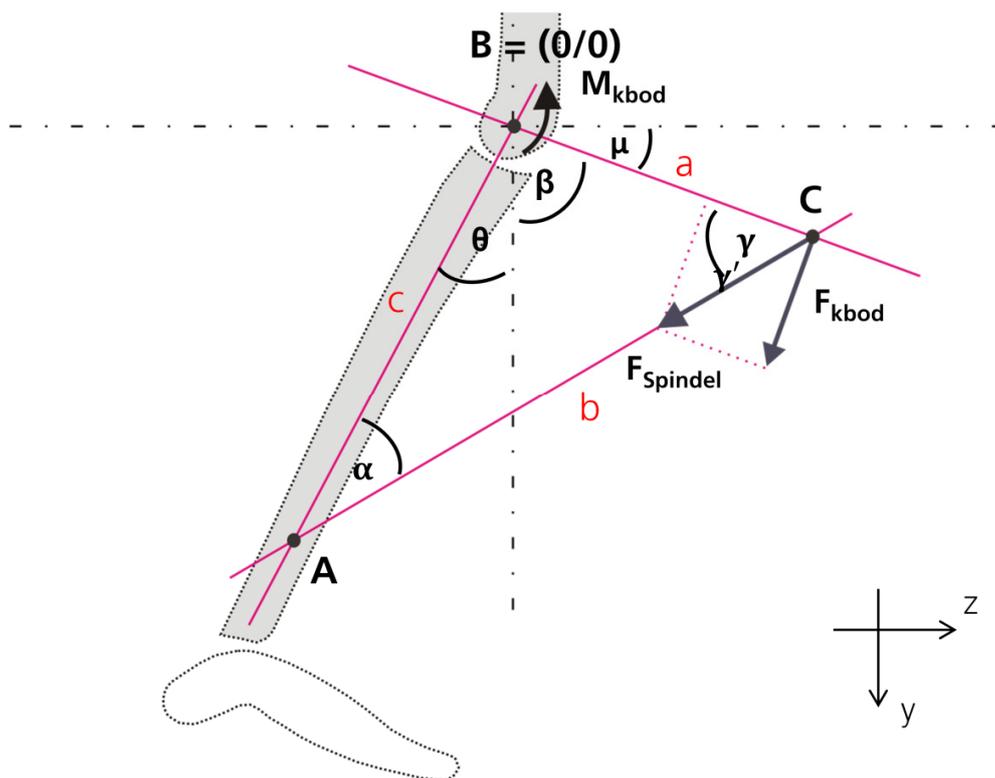


Abbildung 24: Kräfte Dreieck mit geometrischen Beziehungen

Wie aus Abbildung 23 und Abbildung 24 ersichtlich, sind die Antriebsachsenlänge b , der Winkel γ zwischen Antriebsachse b und dem

Hebelarm a , sowie der Winkel α zwischen Antriebsachse b und Strecke c (Höhe des Aufbaus) vom Kniewinkel θ_{kbod} abhängig.

Für die weitere Betrachtung wird die in [Bud10b] aufgebaute und in [Lit11] festgelegte Geometrie verwendet. Diese wird auch in den Veröffentlichungen [Bud11c] und [Bud11d] verwendet. Die geometrischen Größen sind in Tabelle 6 zusammengestellt.

Geometrische Größe	Festgelegter Wert
Koordinate des Punkte C (C_y/C_z)	$C_y = 35 \text{ mm}$ $C_z = 90 \text{ mm}$
Koordinate des Punktes A (A_y/A_z)	$A_y = c \cos(\theta_{kbod})$ $A_z = c \sin(\theta_{kbod})$
Länge des Hebelarms a (Strecke BC)	96,5 mm
Höhe des Aufbaus c (Strecke AB)	250 mm
Hebelarmwinkel μ	21,25°

Tabelle 6: Geometrische Größen für das Hebelarmkonzept

Bei der geometrischen Betrachtung ist wichtig, dass das Koordinatensystem immer in Bezug auf den Oberschenkel betrachtet wird. Wie bereits erwähnt wird die Position des Hebelarms als konstant über dem Gangzyklus betrachtet.

Um eine Aussage für die aufzubringende Kraft F_{Spindel} während eines Gangzyklus zu bekommen muss nach Formel 6 der Winkel γ' in Abhängigkeit vom Kniewinkel θ_{kbod} bestimmt werden. Hierzu wird zunächst die Hubstrecke b in Abhängigkeit von θ_{kbod} nach Formel 7 bestimmt.

$$b = \sqrt{(A_z + C_z)^2 + (A_y - C_y)^2} = \sqrt{(c \cdot \sin(\theta_{\text{kbod}}) + C_z)^2 + (c \cdot \cos(\theta_{\text{kbod}}) - C_y)^2}$$

Formel 7: Hubstrecke b in Abhängigkeit von der Kniewinkelposition

Mit Hilfe des Cosinussatzes folgt dann für den Winkel γ in Abhängigkeit vom Kniewinkel θ_{kbod} :

$$c^2 = a^2 + (c \cdot \sin(\theta_{\text{kbod}}) + C_z)^2 + (c \cdot \cos(\theta_{\text{kbod}}) - C_y)^2 - 2a \sqrt{(c \cdot \sin(\theta_{\text{kbod}}) + C_z)^2 + (c \cdot \cos(\theta_{\text{kbod}}) - C_y)^2} \cdot \cos(\gamma)$$

$$\cos(\gamma) = \frac{a^2 + (c \cdot \sin(\theta_{\text{kbod}}) + C_z)^2 + (c \cdot \cos(\theta_{\text{kbod}}) - C_y)^2 - c^2}{2a \sqrt{(c \cdot \sin(\theta_{\text{kbod}}) + C_z)^2 + (c \cdot \cos(\theta_{\text{kbod}}) - C_y)^2}}$$

Formel 8: Bestimmung von $\cos(\gamma)$

Zur besseren Lesbarkeit wird folgende Substitution eingeführt:

$$Z = (c \cdot \sin(\theta_{\text{kbod}}) + C_z)^2 + (c \cdot \cos(\theta_{\text{kbod}}) - C_y)^2$$

Formel 9: Substitution mittels Z

Somit folgt für Winkel γ und γ' :

$$\cos(\gamma) = \frac{a^2 + Z - c^2}{2a\sqrt{Z}}$$

$$\gamma = \arccos\left(\frac{a^2 + Z - c^2}{2a\sqrt{Z}}\right)$$

Formel 10: Winkel γ

$$\gamma' = 90^\circ - \arccos\left(\frac{a^2 + Z - c^2}{2a\sqrt{Z}}\right)$$

Formel 11: Winkel γ'

In Abbildung 25 ist unter Verwendung des maximalen Drehmoments $M_{\text{kbod,max}}$ und des mittleren Kniewinkelverlaufs $\theta_{\text{kbod,Mittel}}$ entsprechend den Ausführungen in Kapitel 3 die resultierende, benötigte Antriebskraft F_{Spindel} beispielhaft über einen Gangzyklus aufgetragen. Diese Kraft muss mindestens (d.h. bei einer Annahme eines Wirkungsgrads der Hebelarmkinematik von 100%) von dem Antrieb aufgebracht werden. Wie zu sehen ist, resultieren Spindelkräfte von bis zu $F_{\text{Spindel}}=680\text{N}$.

Für die Auslegung des Antriebs ist es erforderlich zusätzlich zu den Aussagen über die erforderlichen Kräfte auch Aussagen über die erforderlichen Geschwindigkeiten entlang der Antriebsachse zu machen. Die erforderlichen Antriebsgeschwindigkeiten v_b entlang der Hubstrecke b können durch entsprechende Ableitung der Formel 7 bestimmt werden. Bei einer Ganggeschwindigkeit von $v_{\text{Gang}}=4 \text{ km/h}$ resultieren linear aufzubringende Geschwindigkeiten von bis zu $v_b=0,38\text{m/s}$.

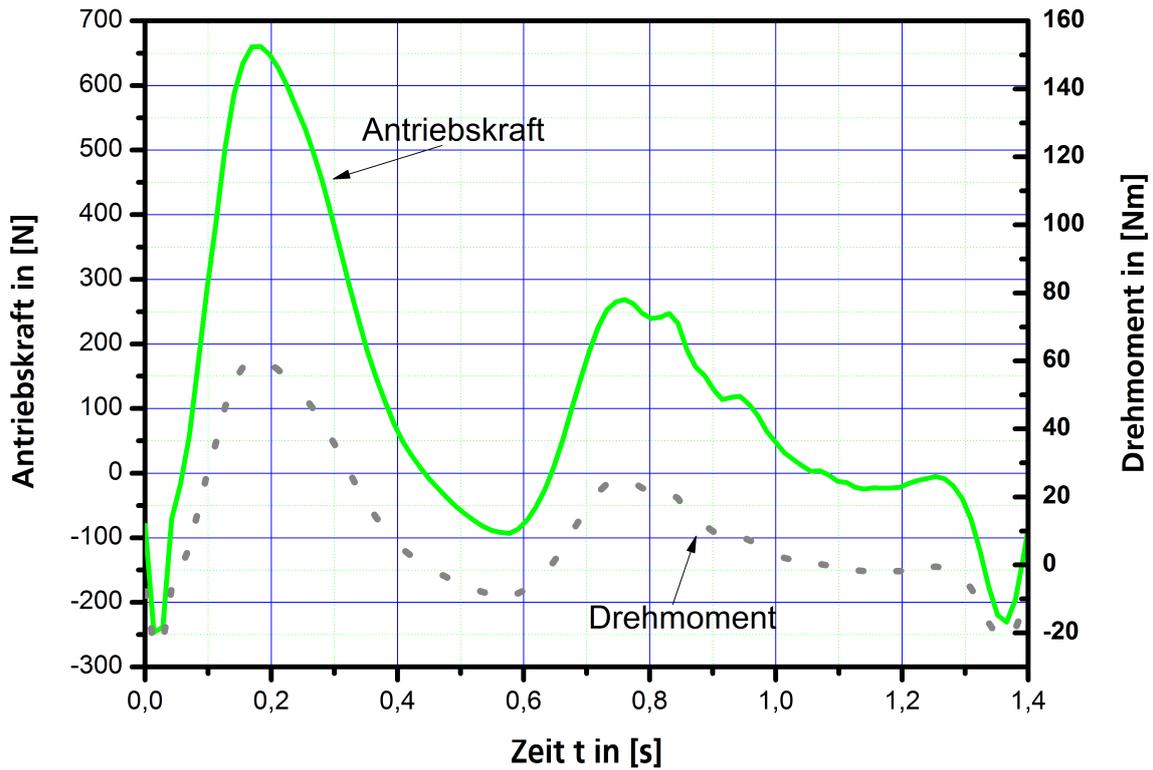
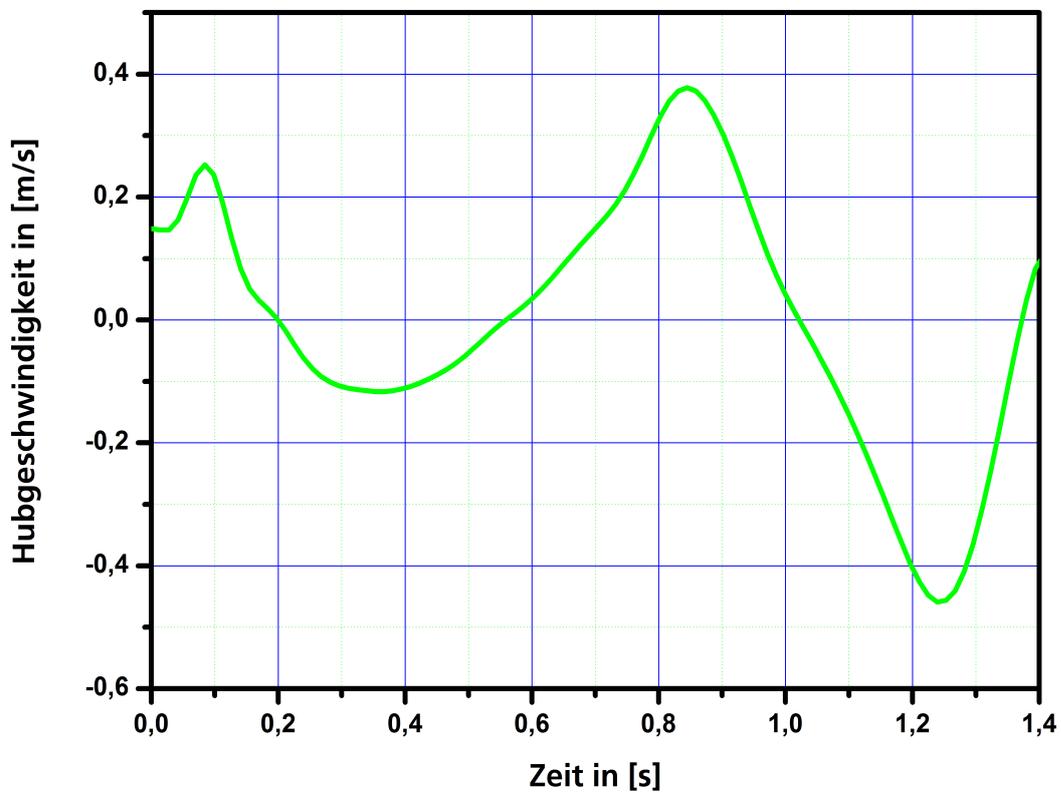
Abbildung 25: Verlauf der linearen Antriebskraft F_{Spindel} 

Abbildung 26: Hubgeschwindigkeit entlang der Strecke b bei 4 km/h

Abbildung 26 zeigt den Verlauf der Hubgeschwindigkeit v_b entlang der Antriebsachse. Die hier hergeleiteten Werte stimmen mit den Werten in [Bud10b], [Kap10] und [Lit11] überein.

4.7. Verwendung des Dynamik-Prüfstands während des Entwicklungsprozesses

Der Dynamik-Prüfstand stellt eine praktische Möglichkeit dar Antriebskonzepte für Prothesen, aber auch Orthesen der unteren Extremitäten während des Entwicklungsprozesses zu betrachten. Es können bereits sehr früh im Entwicklungsprozess komplette Antriebssysteme aufgebaut und in realer Umgebung getestet werden. Verschiedene Antriebskonzepte werden hiermit realisiert. Zwei davon, das Hebelarmkonzept und das Kegelstirnradkonzept sind in dieser Arbeit beschrieben.

Insbesondere das Hebelarmkonzept wird für die beispielhafte Diskussion der Modellierungsmöglichkeiten von mechatronischen Systemen in Kapitel 5 verwendet.

5. Systemtheoretische Betrachtung

Eine sehr wichtige Rolle bei der Auslegung von mechatronischen, aktiv angetriebenen Systemen spielt der Energie- und Leistungsfluss durch das System. Aktiv angetriebene Knieprothesen werden mit dem Ziel entwickelt einen möglichst natürlichen Gang zu erzeugen und somit die Energieeffizienz beim Gehen zu erhöhen [AuS08].

In dieser Arbeit wird ein Knieprothesen-Test-System (Kapitel 4) entwickelt, mit welchem verschiedene Antriebskonzepte und Antriebssysteme betrachtet werden können.

Das Verständnis für den Leistungs- und Energiefluss durch solch ein mechatronisches System ist von fundamentaler Bedeutung. Nur wenn der Leistungs- und Energiefluss analysiert und verstanden werden kann, können neue effiziente Systeme entwickelt werden. Für die Beschreibung des Leistungs- und Energieflusses gibt es in der Wissenschaft verschiedene Möglichkeiten. Auf einige dieser Möglichkeiten wird in diesem Kapitel eingegangen. Die Grundlagen werden kurz beschrieben und es wird schließlich dargestellt wie das Prothesensystem abstrahiert und modelliert werden kann. Die Ergebnisse aus Simulationen mit den Matlab-Modellen nach [Sch11] und [Sin11] werden beschrieben und später mit den Ergebnissen aus den Versuchsläufen mit dem Dynamik-Prüfstand verglichen und diskutiert.

5.1. Abstraktion des Systems – Identifikation der Teil-Systeme

Das mechatronische System Knie kann in der theoretischen Betrachtung auf die Module in Abbildung 27 reduziert werden.

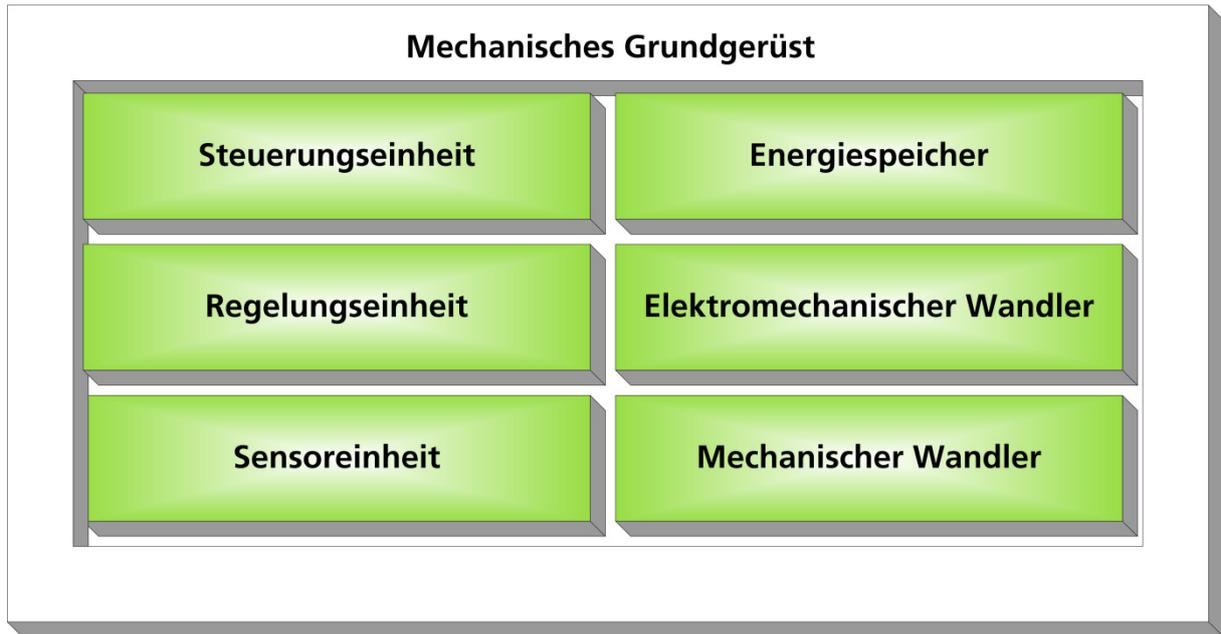


Abbildung 27: Module des Prothesensystems

Für eine möglichst energieeffiziente Auslegung des Systems ist die Betrachtung aller Systemkomponenten hinsichtlich ihres Leistungs- und Energieübertragungsverhaltens ausschlaggebend.

Entscheidend für die Modellierung des mechatronischen Systems „Prothese“ ist die Zerlegung in die einzelnen Systemmodule. Nur durch eine möglichst gute, das heißt dem Anwendungsfall entsprechende, Zerlegung des Gesamtsystems in technische Teilsysteme wird das Gesamtsystem beschreibbar und analysierbar. Die Größe der Teilsysteme hängt hierbei von der Beschreibungstiefe ab. Das heißt es kommt darauf an welche Aspekte des Teilsystems und folgend hieraus welche Aspekte des Gesamtsystems betrachtet werden sollen. Bei der hier betrachteten Knieprothese wird die Zerlegung mit dem Ziel der Analyse von energie- und leistungstragenden Modulen durchgeführt.

Für die Betrachtung des Energieflusses wird die aktiv angetriebene Prothese in folgende Teilsysteme unterteilt:

- **Energiequelle:** Akkumulator
- **Elektromechanischer Wandler:** EC-Motor
- **Mechanischer Wandler:** Planetengetriebe, direkt an EC-Motor angeflanscht.
- **Kinematische Übersetzung:** betrachtet wird die Hebelarm-Kinematik

In Abbildung 28 sind diese energietragenden Einheiten der Prothese mit Ihrer Funktion im System, wie Sie auch in [Bud10a] dargestellt sind, abgebildet.

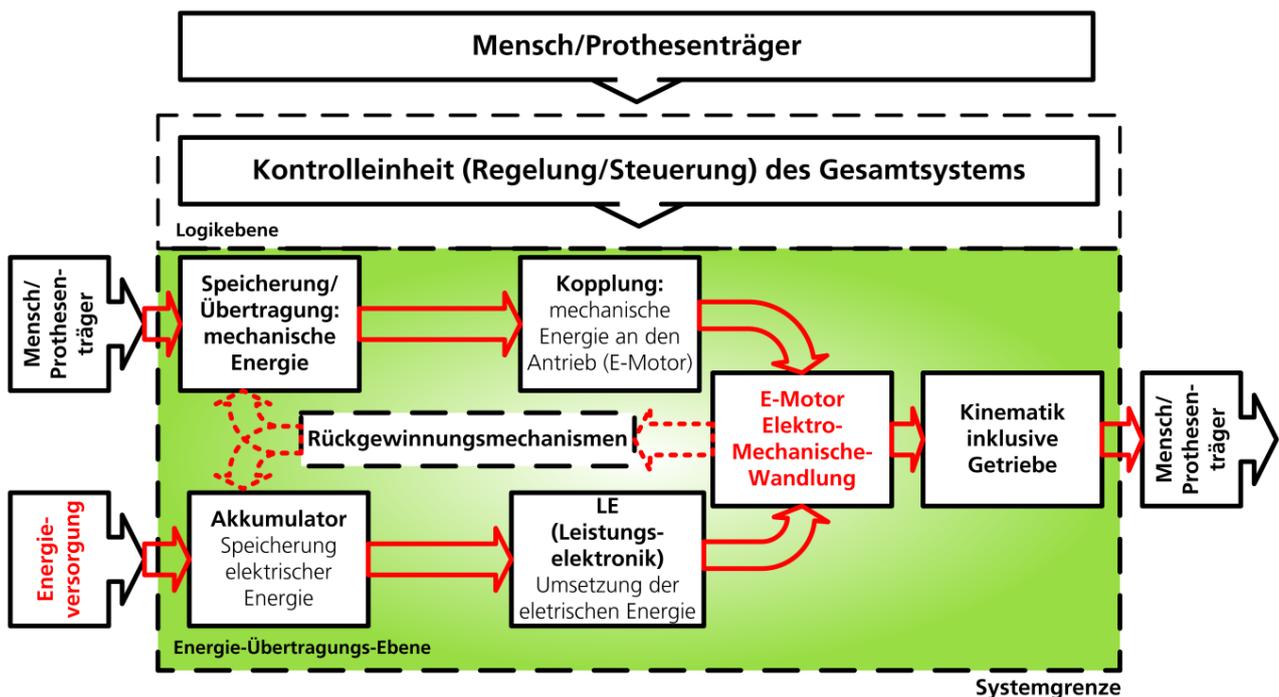


Abbildung 28: Schematische Darstellung des Energieflusses

Wie in Abbildung 28 dargestellt, müssen für die Betrachtung des Energie- und des Leistungsflusses die mechanischen und elektrischen/elektronischen Komponenten zusammenhängend betrachtet werden. Parallel zur reinen

Energiebetrachtung muss für die spätere Auslegung der Regelung der Datentransfer zwischen den Einheiten berücksichtigt werden.

Eine System-Modellierung kann auf verschiedene Art und Weise durchgeführt werden. Entscheidend ist das Ziel der Modellierung. So kann eine Zerlegung in funktionale Einheiten Sinn machen, wenn man rein die Funktion des Gesamtsystems modellieren will. Die Auslegung der Prothese wird unter der Vorgabe einen möglichst natürlichen und energetisch optimalen Gang zu erzeugen durchgeführt. Es muss also eine Beschreibungsform gefunden werden welche den in diesem Feld arbeitenden Ingenieuren die Möglichkeit gibt den Energie- und Leistungsfluss schnell und einfach darzustellen.

Es soll nicht die funktionale Betrachtung des Systems oder der Teilkomponenten in diesem Kapitel in den Vordergrund gestellt werden. Es werden vielmehr verschiedene Modellierungsansätze miteinander verglichen.

5.2. Randbedingung für die Systembeschreibung

Die Modellierung und Simulation von mechatronischen Systemen unterliegt zunächst bestimmten Randbedingungen:

- Parameter, welche für den Auslegungsprozess vorgegeben werden. D.h. Parameter und Werte, welche zum Beispiel im realen System später auftreten.
- Parameter/Werte welche das System später aufbringen soll. Diese sollen bereits in einer frühen Entwicklungsphase betrachtet und mit Zielwerten verglichen werden.

- Umwelteinflüsse und Störgrößen. Diese müssen für den Modellierungs- und Simulationsprozess bereits am Anfang identifiziert werden.
- Welche Teilsysteme sollen für die Systemauslegung betrachtet werden? Es muss festgelegt werden welche Teilsysteme zwingend erforderlich sind um das Modell möglichst realistisch abbilden zu können.

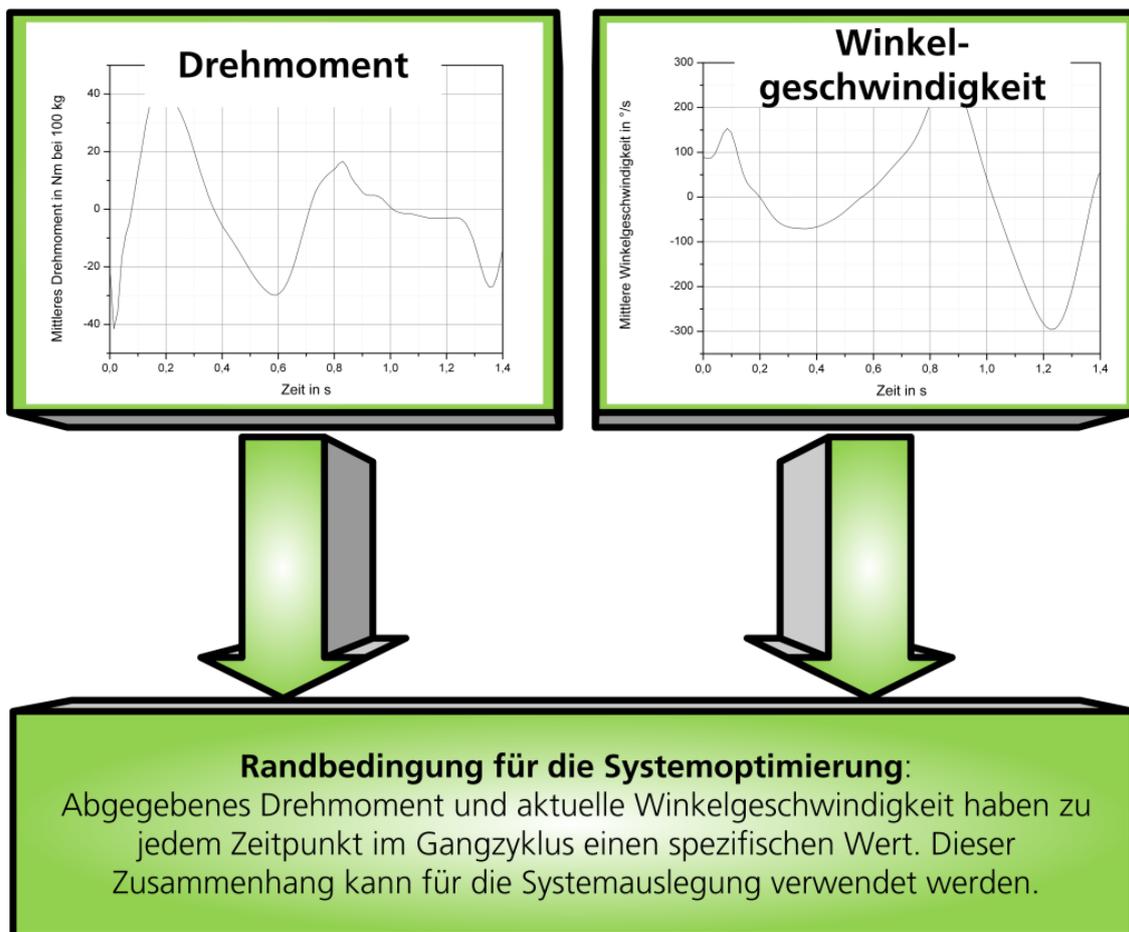


Abbildung 29: Randbedingungen für die Modellierung

Die Beschreibung des mechatronischen Systems Knieprothese unterliegt fest vorgegebenen Randbedingungen. Für die abzugebende Leistung am Knie P_{kbod} besteht ein fester Zusammenhang zwischen dem aufzubringenden Drehmoment am Knie M_{Kbod} , der Winkelgeschwindigkeit ω_{kbod} am Knie und dem Zeitpunkt $t_{\text{Gangzyklus}}$ im Gangzyklus.

Dieser Zusammenhang ist sowohl für alle Modellierungsansätze als auch für die spätere Konzeption und Konstruktion des mechatronischen Systems „Prothese“ vorgegeben.

Der in Abbildung 29 schematisch dargestellte Zusammenhang geht bei der Modellierung als Zielvorgabe ein. Der direkte Zusammenhang zwischen Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit während des Gangzyklus hat Vorteile bei der elektromechanischen Auslegung des Systems.

Beispielsweise kann durch eine vom Kniewinkel abhängige Mechanik der elektrische Teil (der Motor) des Antriebssystems für ein geringeres Abgabe Drehmoment M_{Motor} ausgelegt werden. Andererseits bedingt eine mechanisch einfachere Lösung eine leistungsmäßig höhere Auslegung des Motors. Im Detail wird auf die Auslegung in Kapitel 6 eingegangen.

Als ausschlaggebende Randbedingungen für die Systemanalyse, Systemauslegung und Modellierung sowie für die Optimierung der Prothese werden hier die Parameter Winkelgeschwindigkeit und Drehmomentverlauf im Gangzyklus verwendet.

Um möglichst früh mit der Modellierung beginnen zu können, werden für die weiteren Arbeiten eine analytische Beschreibung der Ganganalysedaten in Form von mathematischen Funktionen hergeleitet.

5.3. Explizite Beschreibung der Gangparameter

Für die Modellierung und für die spätere Vorgabe des gewünschten Verhaltens der Prothese im Steuerungs- und Regelungssystem (Kapitel 8) müssen allgemein gültige Funktionen definiert werden.

Wie bereits in Kapitel 2 und Kapitel 3 diskutiert, basieren die Auslegung und auch die spätere Steuerung/Regelung der Prothese auf den Parametern der

einzelnen Gangphasen. Diese Gangphasen können anhand der auftretenden Winkelgeschwindigkeiten und der Drehmomente zu einem bestimmten Zeitpunkt t während des Gangzyklus charakterisiert werden.

Die Kurven aus der Ganganalyse werden für die Modellierung und für die spätere Steuerung der Prothese mathematische beschrieben.

Die mathematische Annäherung (Fitting) der Kurven soll folgenden Kriterien gerecht werden:

1. Der Gangzyklus setzt sich aus wiederkehrenden Ereignissen zusammen. Die Gesamtperiode entspricht der Doppelschrittdauer T_{GZ} , wie bereits in [Formel 4] dargestellt.
2. Für die Modellierung (während der Auslegungsphase der Prothese) und für die spätere Steuerung des Systems ist eine eindeutige Beschreibung von Vorteil. Eine explizite Darstellung der Funktionen Drehmoment $M_{kbod}(t)$ und Winkel $\theta_{kbod}(t)$ am Knie in Abhängigkeit von der Zeit wird somit angestrebt.
3. Es muss eine möglichst gute Reproduktion der Gangparameter erreicht werden. Hierzu ist ein Qualitätskriterium zu definieren.

In [Sch11] werden der, in Abbildung 10 dargestellte Drehmomentenverlauf und der dargestellte Winkelverlauf, als Basis für die mathematische Darstellung verwendet.

Das Vorgehen bei der Erarbeitung der expliziten Darstellung nach [Sch11] wird im Folgenden beschrieben. Es wird hierbei Matlab als Hilfsmittel für die Bestimmung der Funktionen verwendet.

Schritt 1: Für die Betrachtung der Kurven muss zunächst eine Datenbasis in Matlab geschaffen werden. Die Daten sollen als Wertetabellen in Matlab

vorliegen. Deshalb wird als erster Schritt eine Überführung der Ganganalysedaten in eine Wertetabelle in Matlab durchgeführt.

Schritt 2: Definition einer Näherungsfunktion / generischen Funktion, welche eine Periodendauer von $T_{GZ}=2\pi/\omega_g$ besitzt. In Annäherung an eine Fourierreihenentwicklung wird folgende Funktion gewählt:

$$f(t) = a + \sum_k^n b_k \sin(k\omega_g t) + \sum_l^m c_l \cos(l\omega_g t)$$

Formel 12: Grundfunktion für die Annäherung

Mit

k ... Anzahl der Sinus-Terme

l...Anzahl der Cosinus-Terme

$\omega_g=2\pi/T_{Gz}$...Frequenz der Periodizität des Gangzyklus

Die Funktion besteht also aus k Sinus-Termen und l Cosinus-Termen, welche die Wertetabelle für das Drehmoment M_{kbod} und die Wertetabelle für die Winkelposition θ_{kbod} am Knie in entsprechende zeitabhängige Funktionen annähert.

Schritt 3: Definition eines Gütekriteriums, welches den quadratischen Abstand zwischen dem eigentlichen Funktionswert und der Annäherungsfunktion $f(t)$ definiert. Hiermit wird für die Bestimmung der einzelnen Koeffizienten der Funktion $f(t)$ eine Berechnungsvorschrift festgelegt. Die einzelnen Funktionswerte von $f(t)$ an den einzelnen Wertepunkten des Drehmoments M_{kbod} und der Winkelposition θ_{kbod} sollen einen möglichst geringen Abstand,

entsprechend einer möglich minimalen Abweichung vom tatsächlichen Wert, besitzen.

Schritt 4: Bestimmung der Koeffizienten der Funktion $f(t)$ mittels der Funktion `fminsearch` in Matlab. Das zuvor definierte Gütekriterium wird der Funktion `fminsearch` übergeben. Durch numerische Iterationen wird die Funktion $f(t)$ den Drehmomentwerten M_{kbod} und den Winkelpositionswerten θ_{kbod} angenähert.

Mittels des hier beschriebenen Vorgehens werden im Folgenden sowohl das Drehmoment als auch die Winkelposition während des Gangzyklus als explizite Funktion beschrieben.

5.4. Explizite Beschreibung des geforderten Drehmoments

Anhand der beschriebenen Methode wird das mittlere Drehmoment hier exemplarisch dargestellt. Die Werte, welche aus dem Normalbereich der Daten des Ganglabors der Universität Heidelberg entstammen, werden in eine entsprechende Wertetabelle in Matlab gewandelt.

Die Bestimmung der Koeffizienten von $f(t)$ wird mittels der beschriebenen Vorgehensweise durchgeführt. Als Ergebnis erhält man die Drehmomentfunktion in einer direkten Abhängigkeit des Zeitpunktes im Gangzyklus, welche für die späteren Simulationen und den Entwurf des Steuerungs- und Regelungssystems der Prothese verwendet werden kann.

Folgende, mittels der beschriebenen Vorgehensweise gefundene, Funktion beschreibt das Drehmoment $M_{\text{kbod}}(t)$ anhand der Superposition von jeweils 6 Cosinus- und 6 Sinus-Termen:

$$\begin{aligned}
 M_{\text{kbod}}(t) = & -0,057 + 0,0295 \sin\left(\frac{125}{88} \pi t\right) + 0,1995 \sin\left(\frac{125}{44} \pi t\right) \\
 & - 0,0303 \sin\left(\frac{375}{88} \pi t\right) + 0,0214 \sin\left(\frac{125}{22} \pi t\right) - 0,0344 \sin\left(\frac{625}{88} \pi t\right) \\
 & - 0,0016 \sin\left(\frac{375}{44} \pi t\right) + 0,0402 \cos\left(\frac{125}{88} \pi t\right) - 0,0785 \cos\left(\frac{125}{44} \pi t\right) \\
 & - 0,1186 \cos\left(\frac{375}{88} \pi t\right) - 0,0622 \cos\left(\frac{125}{22} \pi t\right) - 0,0371 \cos\left(\frac{625}{88} \pi t\right) \\
 & - 0,057 \cos\left(\frac{375}{44} \pi t\right)
 \end{aligned}$$

Formel 13: Drehmomentenfunktion $M_{\text{kbod}}(t)$ nach [Sch11]

Die Funktion $M_{\text{kbod}}(t)$ wird aus $f(t)$ mittels Festlegung der folgenden Parameter gebildet:

- Anzahl der Sinus-Terme: $k = 6$
- Anzahl der Cosinus-Terme: $l = 6$

- Frequenz der Periodizität: $\omega_g = 2\pi/T_{GZ} = 2\pi/1,4085s$
- Koeffizienten b_k (Sinus-Terme): $b_1=0,0295$; $b_2=0,1995$; $b_3=-0,0303$;
 $b_4=0,0214$; $b_5=-0,0344$; $b_6=-0,0016$
- Koeffizienten c_i (Cosinus-Terme): $c_1=0,0402$; $c_2=0,0785$; $c_3=-0,1186$;
 $c_4=0,0622$; $c_5=-0,0371$; $c_6=-0,057$

Abbildung 30 zeigt einen Vergleich der gemessenen Daten $M_{k_{bod}}$ mit der gebildeten Funktion $M_{k_{bod}}(t)$ für einen Gangzyklus mit einer Gesamtdauer von $T_{GZ}=1,4085s$.

In Abbildung 31 ist der Verlauf des explizit dargestellten Drehmoments für 3 aufeinanderfolgende Gangzyklen dargestellt. Die Periodizität der Funktion ist hier sehr gut erkennbar.

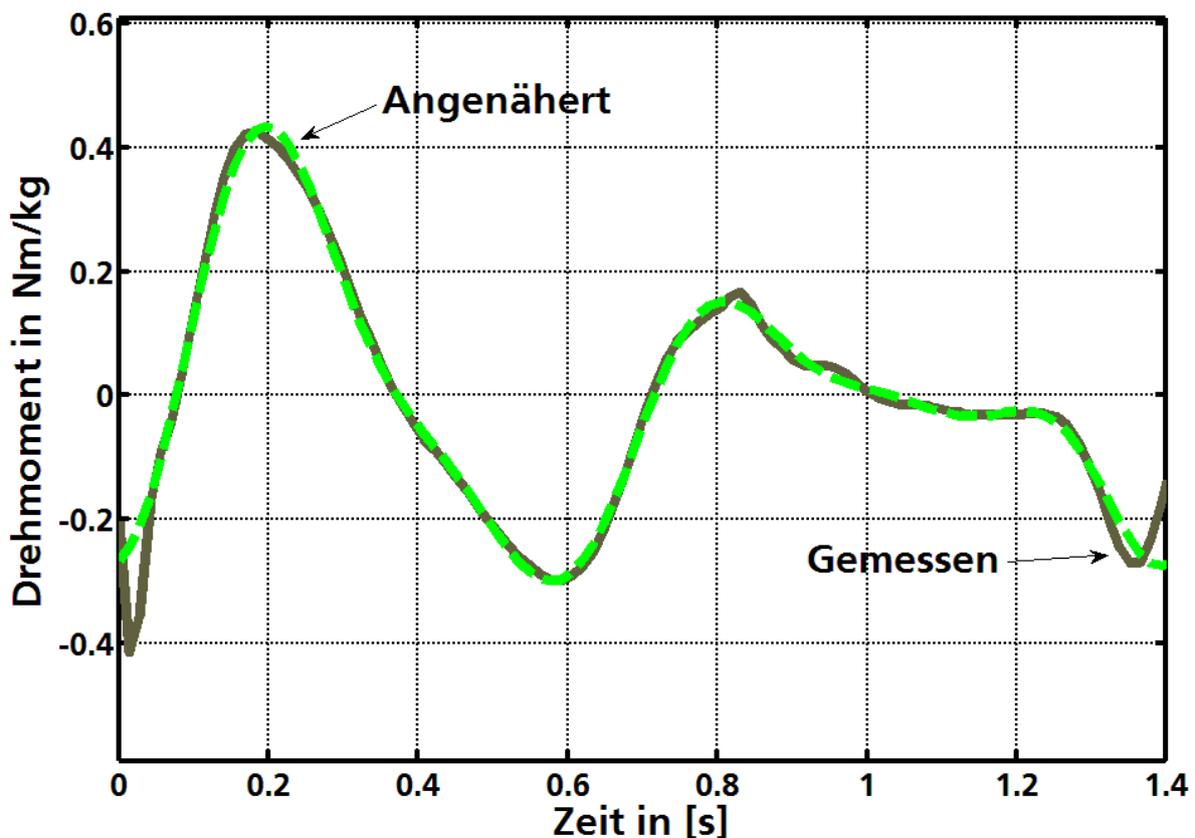


Abbildung 30: Vergleich Drehmomentfunktion mit Messwerten

Die hergeleitete Funktion für das geforderte Drehmoment wird für die spätere Modellierung und für die Überprüfung des Steuerungs- und Regelungssystems verwendet.

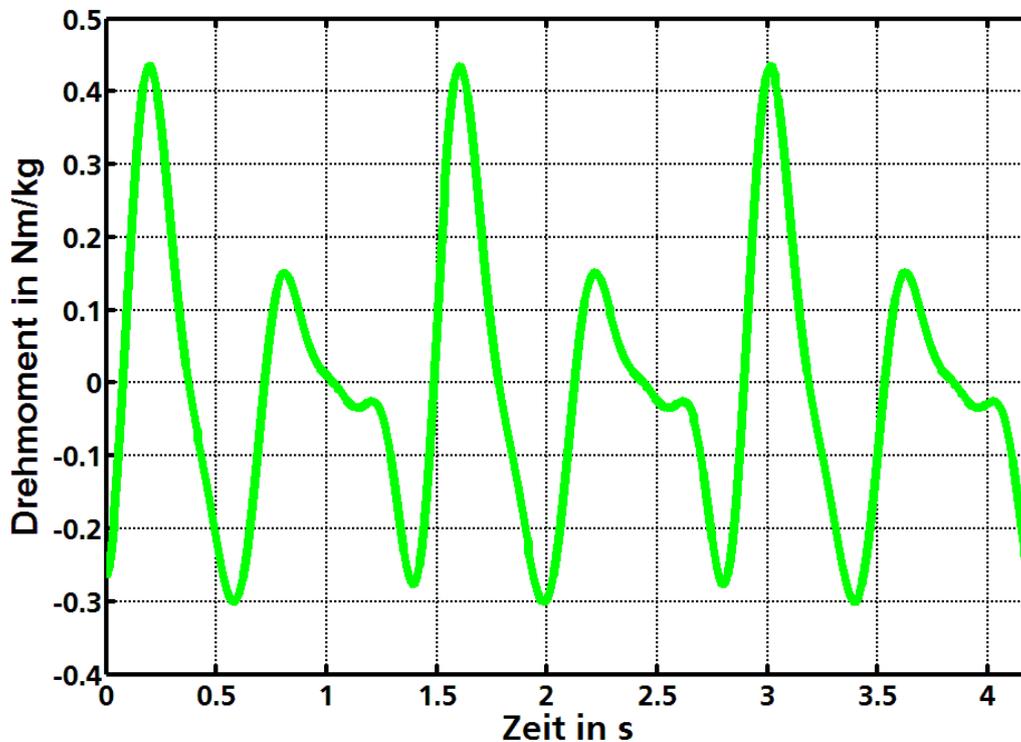


Abbildung 31: Periodizität der Drehmomentfunktion

5.4.1. Explizite Darstellung der Winkelpositionsfunktion

Die Winkelposition θ_{kbod} am Knie muss genau wie das Drehmoment am Knie explizit in Form einer mathematischen Funktion beschrieben werden.

Das weiter vorne beschriebene Verfahren wird für den Winkelpositionsverlauf angewandt.

Mittels der expliziten Beschreibung der Winkelposition in Abhängigkeit vom Zeitpunkt t kann die Modellierung der Prothese später einfacher durchgeführt werden. Für die Modellierung sind somit alle notwendigen Parameterverläufe definiert.

Folgende Funktion, bestehend aus 5 Sinus- und 5 Cosinus-Termen wurde mittels des beschriebenen Verfahrens nach [Sch11] definiert:

$$\begin{aligned} \theta_{\text{kbod}}(t) = & 0,3666 - 0,3557 \sin\left(\frac{125}{88} \pi t\right) + 0,1470 \sin\left(\frac{125}{44} \pi t\right) \\ & + 0,0947 \sin\left(\frac{375}{88} \pi t\right) + 0,0138 \sin\left(\frac{125}{22} \pi t\right) - 0,0147 \sin\left(\frac{625}{88} \pi t\right) \\ & - 0,0251 \cos\left(\frac{125}{88} \pi t\right) - 0,2774 \cos\left(\frac{125}{44} \pi t\right) - 0,0279 \cos\left(\frac{375}{88} \pi t\right) \\ & - 0,0127 \cos\left(\frac{125}{22} \pi t\right) - 0,0060 \cos\left(\frac{625}{88} \pi t\right) \end{aligned}$$

Formel 14: Explizite Darstellung des Winkelverlaufs am Knie [Sch11]

Abbildung 32 zeigt den Vergleich zwischen dem gemessenen Winkelverlauf und der Annäherung mittels der Funktion $\theta_{\text{kbod}}(t)$.

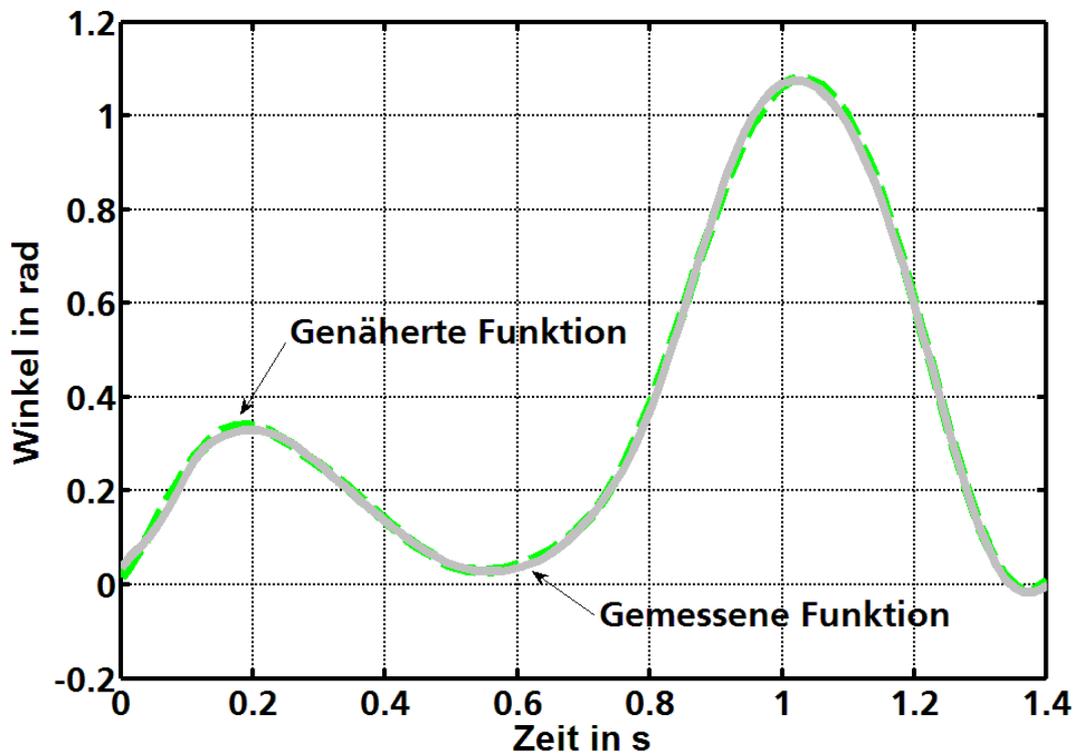


Abbildung 32: Vergleich tatsächlicher Winkelverlauf und angenäherter Winkelverlauf

Somit kann auch der Winkelverlauf als explizite Funktion für die Modellierung und die Entwicklung der Steuerungs- und Regelungssystems verwendet werden.

5.5. Auswahl der Methode für die Modellierung des Systems

Das aktiv angetriebene Knieprothesensystem stellt ein mechatronisches System dar, welches aus Teilsystemen unterschiedlicher physikalischer Domänen besteht.

Dies hat besondere Konsequenzen für die Auswahl der Modellierungsmethodik:

- Die Methodik sollte sich für alle Teilsysteme eignen. Es sollen also die verschiedenen Prothesenmodule (Antrieb, Akku, Getriebe,...) mittels der Modellierungssprache beschrieben werden können.
- Das Gesamtsystem muss in einer übersichtlichen und für den Systementwickler gut analysierbaren Darstellung beschreibbar sein. Die modellierten Teilsysteme müssen sich zu einem Gesamtsystem zusammenfassen lassen.
- Für den speziellen Fall der Entwicklung der Knieprothese soll eine Aussage über den möglichen Einsatz von Antriebssystemen getroffen werden können. Es soll also besonders Wert auf die Modellierung des elektrischen Antriebs gelegt werden. Die Parameter des Antriebs, wie zum Beispiel Polpaarzahl p , Drehmomentkonstante k_t oder die Gegeninduktionskonstante k_e , sollen einfach im Modell verändert werden können.

Ziel ist es ein Multidomänen-Ansatz zu finden, welcher die Teilsysteme der unterschiedlichen physikalischen Bereiche in einem Modell zusammenfügt.

Hierfür werden folgende Methoden betrachtet:

- **Zustandsraumdarstellung/Zustandsraummethode:** Vor allem im Bereich der Antriebstechnik stellt diese eine sehr verbreitete und bewährte Methode dar. So kann zum Beispiel bei der Modellierung des elektrischen Antriebs auf Ergebnisse aus [Bal05] aufgebaut werden.
- **Bondgraphenmethode/Bondgraphentheorie:** Bei der Recherche zu den möglichen Modellierungsmethoden hat sich diese als sehr übersichtlich und für Multidomänen-Systeme als sehr geeignet dargestellt. Des Weiteren liefert die Bondgraphentheorie die Grundlage für den Port-Hamilton-Ansatz.
- **Port-Hamilton-Methode:** Die jüngste der Modellierungsmethoden wird vor allem in der Robotik-Forschung oft eingesetzt [Dui09a]. Sie basiert auf der Bondgraphentheorie und, wie in Kapitel 5.9 gezeigt wird, eignet sie sich hervorragend für die Darstellung der aktiven Knieprothese.

Die Modellbildung und Simulation wird anhand der aufgebauten Hebelarmgetriebe-Lösung durchgeführt. Die Simulation brachte während der Produktentwicklung wichtige Erkenntnisse über den Einsatz des elektrischen Antriebs in der Knieprothese.

5.6. Zustandsraummodell

Aus systemtheoretischer Sicht stellt die aktiv geregelte und angetriebene Prothese ein zeitvariantes Regelungssystem dar. Der aufzubringende Momenten- und Winkelverlauf am Knie ist bei kontinuierlichem Gehen auf der Ebene abhängig vom betrachteten zeitlichen Augenblick. Die Prothese stellt ein Mehrgrößensystem dar.

Entsprechend diesen Festlegungen ist laut [Dor06] eine Modellbildung im Zustandsraum für die Betrachtung des Systems geeignet.

Das System Prothese wird anhand der folgenden Merkmale charakterisiert:

1. **Zeitvariabilität:** Das zu erreichende Drehmoment M_{kobod} am Knie ist eine Funktion der Zeit. Es resultiert aus den am realen Menschen durchgeführten Messungen und kann mittels geeigneter mathematischer Verfahren als Funktion der Zeit dargestellt werden. Für das künstliche System werden diese Funktionen in der Regelung des Systems hinterlegt.
2. **Mehrgrößensystem:** Das System hat zwei zu erreichende Ausgangswerte, nämlich das zu erreichende Drehmoment M_{kobod} am Systemausgang und die zu erreichende Winkelgeschwindigkeit ω am Systemausgang.

Abweichend von der Darstellung eines Systems im Bildbereich mittels Übertragungsfunktion wird ein System im Zeitbereich mittels des Zustandsvektors $\mathbf{x}(t)$ beschrieben. In Abbildung 33 ein allgemeines Beispiel für die Modellierung im Zeitbereich dargestellt.

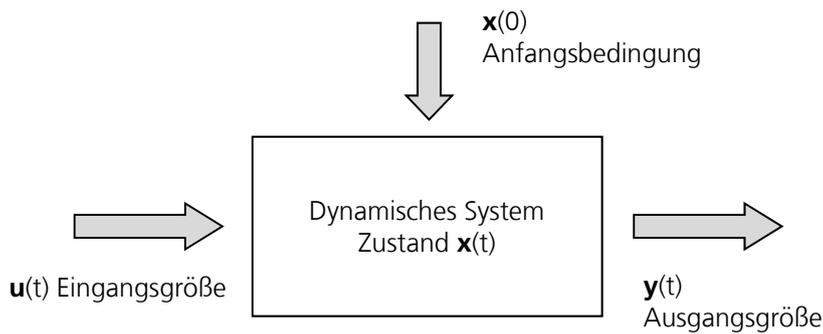


Abbildung 33: Allgemeine Beschreibung als Zustandsgrößenmodell

Somit gilt für das Prothesensystem, dass:

- Die Eingangssignale als Vektor $\mathbf{u}(t)$ beschrieben werden
- Der Systemzustand mit dem Vektor $\mathbf{x}(t)$ und
- Die Ausgangssignale mit dem Vektor $\mathbf{y}(t)$ beschrieben werden.

Bei der Modellierung eines Systems mittels Zustandsraumdarstellung wird das System anhand seiner inneren Systemgrößen beschrieben. Der Zustandsvektor $\mathbf{x}(t) = (x_1(t) \dots x_n(t))^T$ muss alle inneren Informationen über das System enthalten. Dies ist nach [Nel11] dann erfüllt, wenn man jedem Speicherelement des Systems einen Zustand zuordnet. Somit eignet sich gerade diese Beschreibungsform für die Auslegung der Prothese, da vor allem die energetisch möglichst effiziente Auslegung hier im Vordergrund stehen soll.

5.6.1. Grundmodell für die Modellierung in Matlab/Simulink

Die Betrachtung der aktiven Prothese mit Hebelarm-Kinematik wird anhand eines Matlab-Simulink-Modells in Zustandsraumdarstellung durchgeführt.

Als Simulationsmodell wird das in [Sch11] erarbeitete Modell verwendet. Eine grafische Darstellung des Modells ist in Anhang D (Abbildung 80) abgebildet.

Das Modell der Knieprothese besteht aus folgenden Hauptkomponenten:

1. Mechanisches System, im Modell als „Mechanical System“

bezeichnet: Das mechanische System beschreibt in mathematischer Form die kinematische Lösung „Hebelarm“. D.h. es wird auf das Konzept „Hebelarm“ eingegangen. In diesem Block wird die Umrechnung des geforderten Kniedrehmoments (am monoaxialen Knie) in das an der Motorwelle anliegende Drehmoment beschrieben. Für eine erste Näherung werden Steifigkeit, Spiel und die Dämpfung der mechanischen Konstruktion nicht berücksichtigt.

Folgende Beziehungen bestehen:

$$\theta_{\text{kbod}} = f(\theta_{\text{Motor}})$$

$$\theta_{\text{Motor}} = f(\theta_{\text{kbod}})$$

$$M_M = f(M_{\text{kbod}}, M_{\text{reib}}(\omega_M, M_{\text{kbod}}))$$

2. Bewegungssteuerung, im Modell als „Motion Controller“

bezeichnet: Im Simulationsblock „Bewegungssteuerung – Motion Controller“ ist die Regelung des Motors implementiert. Wie bei solchen mechatronischen Lösungen üblich, handelt es sich auch hier um eine Kaskadenregelung. Dieser Regler umfasst eine Strom-, Geschwindigkeits- und Lagereglung. Die Stellgröße ist die Referenzspannung.

In der implementierten Bremslogik wird die Referenzspannung mit einem Trägersignal verglichen um zu entscheiden, ob der Motor beschleunigt oder abgebremst werden soll.

3. Wechselrichter, im Modell als „Inverter“ bezeichnet:

Im Simulationsblock „Wechselrichter – Inverter“ werden die Spannungen der einzelnen Motorwicklungen erzeugt. Um diese berechnen zu können werden die Schaltsignale aus der Bewegungssteuerung, die induzierte

Polradspannung, der Strom in den Motorwicklungen sowie die Versorgungsspannung der Steuerung benötigt.

4. EC-Motor, im Modell als „EC-Motor“ bezeichnet:

Der EC-Motor wird anhand seiner Darstellung im Zustandsraum modelliert. Die Herleitung wird in diesem Kapitel ausführlich behandelt. Hierfür wird ein drei phasiger EC-Motor verwendet, wie er von verschiedenen Herstellern auf dem Markt bezogen werden kann und in der aktiven Prothese eingesetzt wird.

Als Zustände (also Vektor $\mathbf{x}(t)$) werden zwei der drei Phasenströme, die Winkelgeschwindigkeit und die Lage der Motorwelle gewählt. Eingänge (also Vektor $\mathbf{u}(t)$) sind die Phasenspannung aus dem Wechselrichter und die Differenz aus dem vom Motor erzeugten Moment (M_e) und dem Lastmoment (M_L).

Der Ausgangsvektor $\mathbf{y}(t)$ setzt sich zusammen aus den drei Phasenströmen, der Winkelgeschwindigkeit und der Lage der Motorwelle.

Wie bereits weiter vorne ausgeführt, dienen als Grundlage für die Auslegung des mechatronischen Systems Prothese der Verlauf von Kniewinkel θ_{kbod} und der Momentenverlauf M_{kbod} am Knie.

5.6.2. Zustandsdifferenzialgleichung

Die Beschreibung des Antriebssystems in der aktiv angetriebenen Prothese wird anhand des Zustandsraummodells beschrieben. Kern dieser Beschreibung ist die Zustandsdifferenzialgleichung.

Der Zustand eines Systems wird anhand von Differenzialgleichungen erster Ordnung beschrieben, welche die Zustandsgrößen als Variablen (x_1, x_2, \dots, x_n)

enthalten. Die hier verwendete Notation basiert auf den Beschreibungen in [Dor06].

Definitionen:

Das System wird beschrieben anhand der Zustandsdifferentialgleichung in der Form:

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u}$$

Formel 15: Zustandsdifferentialgleichung

Der Zustandsvektor \mathbf{x} des Systems ist in Form einer Spaltenmatrix dargestellt und enthält alle Zustandsgrößen:

$$\mathbf{x} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix}$$

Formel 16: Zustandsvektor

Die Matrix \mathbf{A} ist eine $[n \times n]$ – Matrix:

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & \cdots & a_{1n} \\ a_{21} & a_{22} & \cdots & a_{2n} \\ \vdots & & \cdots & \vdots \\ a_{n1} & a_{n2} & \cdots & a_{nn} \end{bmatrix}$$

Formel 17: Beziehungsmatrix \mathbf{A}

Die Eingangsgrößen des Systems werden durch den Eingangsvektor \mathbf{u} beschrieben:

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_m \end{bmatrix}$$

Formel 18: Eingangsgrößenvektor \mathbf{u}

Matrix **B** ist eine $[n \times m]$ – Matrix und gibt den Zusammenhang zwischen Zustandsänderung und Eingangsgrößen an:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{11} & \cdots & b_{1m} \\ \vdots & & \vdots \\ b_{n1} & \cdots & b_{nm} \end{bmatrix}$$

Formel 19: Beziehungsmatrix B

In gleicher Form wird auch die Ausgangsgleichung dargestellt:

$$\mathbf{y} = \mathbf{C}\mathbf{x} + \mathbf{D}\mathbf{u}$$

Formel 20: Ausgangsgleichung

Die Zustandsraumdarstellung (oder Zustandsgrößendarstellung bzw. kurz Zustandsdarstellung) wird somit aus der Zustandsdifferentialgleichung und der Ausgangsgleichung gebildet. Um das Prothesensystem bezüglich seiner Energieeffizienz simulieren zu können, wird das komplette Prothesensystem nach [Sch11] als Zustandsraummodell in Matlab-Simulink implementiert.

Angefangen bei der Darstellung des EC-Motors, welcher für die verschiedenen Prothesenvarianten verwendet wird, werden hier die Grundlagen für den Zustandsraum hergeleitet.

5.6.3. EC-Motor in der Zustandsraumdarstellung

Der für den Versuchsaufbau ausgewählte EC-Motor wird im Zustandsraum dargestellt. Der elektronisch kommutierte Motor verhält sich ähnlich wie ein Gleichstrommotor und wird aus diesem Grund häufig als Gleichstrommotor modelliert. Um jedoch bei Bedarf Verluste in dem Motor modellieren zu können, sowie einen tieferen Einblick in die Motorsteuerung zu bekommen, wird hier eine detaillierte Modellierung des EC-Motors durchgeführt.

Die hier verwendete Modellierung wird in [Bal05] ausführlich behandelt. Das Zustandsraummodell wird in dieser Arbeit für einen EC-Motor in Sternschaltung ausgeführt. Nach [Bal05] kann der EC-Motor durch folgende Gleichungen beschrieben werden:

$$u_{ab} = R(i_a - i_b) + L \frac{d}{dt}(i_a - i_b) + e_a - e_b$$

Formel 21: Klemmenspannung

$$u_{bc} = R(i_b - i_c) + L \frac{d}{dt}(i_b - i_c) + e_b - e_c$$

Formel 22: Klemmenspannung

$$u_{ca} = R(i_c - i_a) + L \frac{d}{dt}(i_c - i_a) + e_c - e_a$$

Formel 23: Klemmenspannung

Das entstehende Drehmoment am Motor wird dann anhand folgender Gleichung beschrieben:

$$M_e = k_f \cdot \omega_m + J \frac{d\omega_m}{dt} + M_L$$

Formel 24: Drehmoment des Motors

Die induzierte Polradspannung kann unter Berücksichtigung des Magnetfeldverlaufs $F(\theta_e)$ in Abhängigkeit der Winkelgeschwindigkeit ω_m angegeben werden. Es gilt somit für die einzelnen Stränge:

$$e_a = k_e \omega_m F(\theta_e)$$

Formel 25: Polradspannung

$$e_b = k_e \omega_m F\left(\theta_e - \frac{2\pi}{3}\right)$$

Formel 26: Polradspannung

$$e_c = k_e \omega_m F\left(\theta_e - \frac{4\pi}{3}\right)$$

Formel 27: Polradspannung

Der Zusammenhang zwischen elektrischem Winkel und mechanischem Winkel lässt sich anhand der Polpaarzahl angeben:

$$\theta_e = \frac{p}{2} \theta_m = Z_p \theta_m$$

Formel 28: Zusammenhang zwischen elektrischem und mechanischem Winkel

Das vom Motor erzeugte Drehmoment M_e kann somit wie folgt angegeben werden:

$$M_e = \frac{k_t}{2} \left[F(\theta_e) i_a + F\left(\theta_e - \frac{2\pi}{3}\right) i_b + F\left(\theta_e - \frac{4\pi}{3}\right) i_c \right]$$

Formel 29: Resultierendes Drehmoment am Motor

Der Magnetfeldverlauf sieht für eine blockförmige Bestromung wie folgt aus:

$$F(\theta_e) = \begin{cases} 1 & 0 \leq \theta_e \leq \frac{2\pi}{3} \\ 1 - \frac{6}{\pi} \left(\theta_e - \frac{2\pi}{3} \right) & \frac{2\pi}{3} \leq \theta_e \leq \pi \\ -1 & \pi \leq \theta_e \leq \frac{4\pi}{3} \\ -1 + \frac{6}{\pi} \left(\theta_e - \frac{5\pi}{3} \right) & \frac{5\pi}{3} \leq \theta_e \leq 2\pi \end{cases}$$

Formel 30: Magnetfeldverlauf bei Blockbestromung

Verwendet man hingegen eine sinusförmige Bestromung, so gilt für den Magnetfeldverlauf:

$$F(\theta_e) = \sin(\theta_e)$$

Formel 31: Magnetfeldverlauf bei sinusförmiger Bestromung

Hierfür werden folgende Bezeichnungen nach [Bal05] verwendet:

- Spannung zwischen Punkt a und b (Phase A): u_{ab}
- Strom zwischen Punkt a und b (Phase A): i_{ab}
- Polradspannung: e
- Widerstand der Phase: R
- Induktivität der entsprechenden Phase: L
- Trägheitsmoment der Motorwelle: J
- Reibungskonstante: k_f
- Vom Motor erzeugtes Drehmoment: T_e
- Am Motorausgang wirkendes Lastmoment: T_L
- Winkelgeschwindigkeit an der Motorwelle: ω_m
- Generatorspannungskonstante: k_e
- Magnetfeldverlauf als Funktion von θ_e : $F(\theta_e)$
- Elektrischer Winkel: θ_e
- Mechanischer Winkel: θ_m
- Polpaarzahl: Z_p
- Polzahl: p
- Drehmomentkonstante: k_t

Das zugrunde liegende Ersatzschaltbild wird in Anhang A.5 beschrieben.

Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass es sich bei den Konstanten k_e und k_t um die Gegeninduktionsspannungskonstante k_e und Drehmomentkonstante k_t handelt, welche in [Bal05] für den Gleichstrommotor definiert werden. In Formel 29 wird dies entsprechend berücksichtigt. In den Datenblättern der Motorhersteller werden ebenfalls diese Konstanten für die Charakterisierung des Motors verwendet. Die Parameter für die Simulation können also direkt aus den Datenblättern entnommen werden.

Wie bereits weiter oben beschrieben wird bei der Zustandsraumdarstellung das System durch seine Eingangsvektoren $\mathbf{u}(t)$, den Zustand $\mathbf{x}(t)$ und den Ausgangsvektor $\mathbf{y}(t)$ beschrieben.

Verwendet man die in Sternschaltung geltende Beziehung, dass gelten muss:

$$i_a + i_b + i_c = 0$$

Formel 32: Bedingung am Sternpunkt

und eliminiert nach [Bal05] eine Spannungsgleichung¹, so gilt:

$$u_{ab} = R(i_a - i_b) + L \frac{d}{dt}(i_a - i_b) + e_a - e_b$$

$$u_{bc} = R(i_a + 2i_b) + L \frac{d}{dt}(i_a + 2i_b) + e_b - e_c$$

Formel 33: Vereinfachte Spannungsgleichungen

Dann erhält man für das Zustandsraummodell der Knieprothese folgende Zustandsraumdarstellung des EC-Motors nach [Bal05] :

¹ Die Spannungsgleichungen hängen jeweils voneinander ab. Die Vereinfachung ist in Anhang A dargestellt.

$$\begin{pmatrix} i_a' \\ i_b' \\ \omega_m' \\ \theta_m' \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{R}{L} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{R}{L} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{k_f}{J} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} i_a \\ i_b \\ \omega_m \\ \theta_m \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{2}{3L} & \frac{1}{3L} & 0 \\ -\frac{1}{3L} & \frac{1}{3L} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{J} \\ 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} u_{ab} - e_{ab} \\ u_{bc} - e_{bc} \\ T_e - T_L \end{pmatrix}$$

Formel 34: Zustandsdifferentialgleichung

$$\begin{pmatrix} i_a \\ i_b \\ i_c \\ \omega_m \\ \theta_m \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} i_a \\ i_b \\ \omega_m \\ \theta_m \end{pmatrix}$$

Formel 35: Ausgangsgleichung des EC-Motors

Der EC-Motor wird in entsprechender Darstellung im Gesamtmodell der Prothese berücksichtigt. Im Anhang D (Abbildung 81) ist das Modell des EC-Motors wie in [Sch11] beschrieben und für die Betrachtung der Energieeffizienz des Hebelarmsystems verwendet dargestellt.

Der Vollständigkeit halber sei darauf hingewiesen, dass das Modell für Stern- und für Dreieckschaltung bei entsprechender Berücksichtigung der Umrechnungsvorschriften für die diskreten Elemente (R,L,C) im Ersatzschaltbild verwendet werden kann. Dies wird in [Sch11] ausführlich diskutiert und bewiesen.

5.6.4. Zustandsraummodell – Simulation, Validation, Verifikation

Ziel der Modellbildung ist, ein möglichst der Realität entsprechendes systemtheoretisches Modell des mechatronischen Systems Prothese zu bekommen. Mit diesem wird das reale System ausgelegt. Es können

Vorhersagen über das reale System gemacht werden bevor es überhaupt als Hardware-Aufbau existiert.

Das für das „Hebelarm-Konzept“ aufgestellte Modell wird bezüglich seiner Gültigkeit validiert und verifiziert.

Für die Validation und Verifikation von technischen System-Modellen gibt es nach [IEE97] folgende Definitionen:

- Validation: „Validation is the process of determining the degree to which a simulation is an accurate representation of the real world from the perspective of the intended use(s) as defined by the requirements.“
- Verification: “Verification is the process of determining that an implementation of a simulation accurately represents the developer’s conceptual description and specifications.“

In [Jan10] werden diese Definitionen sehr anschaulich erklärt. Hier wird für die Validation die Frage gestellt „Habe ich das richtige Modell gebaut“ [Jan10]. Es wird also die Frage nach dem richtigen Modell für die Anwendung gestellt. Hingegen wird für die Verifikation die Frage „Habe ich das Modell richtig gebaut (implementiert)?“, [Jan10] gestellt. Es wird also die Frage nach der richtigen Umsetzung des Modells gestellt.

Um diese zwei Fragen zu beantworten wird das Zustandsraummodell in Matlab Simulink aufgebaut und simuliert.

Die Simulation erfolgt in zwei Teilschritten:

1.) Betrachtung des EC-Motor-Modells:

Es wird zunächst überprüft, ob das Verhalten des EC-Motors vom Modell richtig dargestellt wird. Hierzu werden die einzelnen Parameter des verwendeten Motors aus den Datenblättern des Herstellers in das Modell eingegeben und signifikante Betriebspunkte, wie z.B. der

Leerlaufarbeitspunkt, werden angefahren. Die aus der Simulation resultierenden Parameter werden mit denen des Herstellers verglichen. Es soll hier also die Frage „Habe ich das Modell richtig gebaut (implementiert)?“ beantwortet werden.

2.) Betrachtung der gesamten Prothesenkinematik:

Die Simulation des Gesamtsystems wird mit den vorgegebenen Parametern aus den Ganganalysen betrieben. Hierbei werden die hergeleiteten expliziten Kurven aus Kapitel 5.3 verwendet. Ziel ist einerseits zu überprüfen, ob das „...richtige Modell gebaut?“ worden ist. Das Modell ist dann das richtige, wenn es die Auslegung der Prothese und eine Abschätzung des Leistungs- und Energiebedarfs ermöglicht.

Andererseits müssen auch hier signifikante Betriebspunkte abgeprüft werden, um die Frage beantworten zu können, ob das System auch richtig implementiert wurde.

Das Simulationsmodell wird anschließend mit dem in Hardware umgesetzten Versuchsaufbau nochmals bezüglich real resultierenden Drehmoment- und Winkelgeschwindigkeitsverläufen überprüft. Die Versuche hierzu sind in Kapitel 7 beschrieben.

5.6.5. Simulation - EC-Motor-Modell

Das Zustandsraummodell des EC-Motors kann anhand charakteristischer Arbeitspunkte des Motors überprüft werden. Als Motor für die Hebelarmkinematik wird ein Faulhaber-Motor verwendet. Es handelt sich um einen EC-Motor in Dreieckschaltung mit der Firmenbezeichnung 4490 024B. Die Motordaten werden in Kapitel 6 zusammengefasst. Die theoretische und

physikalische Beschreibung des Motors wird ebenfalls in Kapitel 6 im Rahmen der Auslegung des elektromechanischen Antriebssystems durchgeführt.

Für die Überprüfung des Modells werden folgende charakteristische Größen verwendet: **Leerlaufdrehzahl n_0** , **Leerlaufstrom I_0** , **Haltemoment M_{halt}** , **Haltestrom I_{halt}**

Der Motor wird in der Simulation von Drehzahl $n=0$ bis zur Leerlaufdrehzahl n_0 beschleunigt. Es wird hierbei kein Lastmoment angenommen.

Laut Angaben des Herstellers liegt die Leerlaufdrehzahl des betrachteten Motors bei $n_0=9550\text{rpm}$.

In der Simulation nach [Sch11] wird ein Leerlaufstrom von $n_{0,\text{sim}}=9548\text{rpm}$ erreicht. Die weiteren Ergebnisse der Simulation nach [Sch11] sind in Tabelle 7 aufgeführt.

Parameter	Datenblatt	Simulation
Leerlaufdrehzahl [rpm]	9550	9548
Leerlaufstrom [A]	0,554	0,793
Haltemoment [mNm]	2406	2419
Haltestrom [A]	101,27	100,35

Tabelle 7: Vergleich der simulierten Parameter

Das Modell des Motors erreicht also die angegebenen Parameterwerte des Herstellers sehr gut. Lediglich der Leerlaufstrom weicht ab. Betrachtet man allerdings den Verlauf des Lastmoments über den Gangzyklus, so wird klar, dass die Abweichung im Leerlaufstrom keine Auswirkung auf die Verwendbarkeit des Simulationsmodells hat. Das Modell des Motors kann für die Modellierung der Prothese verwendet werden.

5.6.6. Simulation des Gesamtmodells im Zustandsraum

Das Knieprothesensystem wird mittels des vorgestellten Modells während eines Gangzyklus simuliert. Grundlage für die Simulation liefern die Werte aus den Ganganalysen, wie in Kapitel 3 dargestellt.

Folgende Randbedingungen müssen vor der Simulation festgelegt werden:

Anfangsbedingung für die Simulation: Betrachtet wird der eingeschwungene Zustand. Dies bedeutet, der Prothesenträger befindet sich in einem Gangzyklus. Es werden keine Beschleunigungs- oder Abbremsvorgänge berücksichtigt.

Dies kann in der Simulation entweder durch Simulation mehrerer aufeinanderfolgenden Gangzyklen und der Betrachtung der jeweiligen Anfangs- und Endwerte erreicht werden. Eine weitere Möglichkeit wird in [Sch11] hergeleitet und schließlich in die Simulation implementiert. Die Anfangszustände des Systems, d.h. im konkreten Fall die Phasenströme, Winkelgeschwindigkeiten und Motorwellenposition, können so vorgegeben werden, dass sich eine Periodizität am jeweiligen Anfang und Ende des Gangzyklus einstellt. Folgende Anfangswerte werden für den Phasenstrom, die Winkelgeschwindigkeit und die Gelenksposition verwendet:

- Phasenstrom der Phase A: $i_a = 0A$
- Phasenstrom der Phase B: $i_b = 0A$
- Winkelgeschwindigkeit der Motorwelle: $\omega_m = 530 \text{ rad/s}$
- Position der Motorwelle: $\theta_m = -5.7 \text{ rad}$

Mit diesen Werten wird der eingeschwungene Zustand, d.h. der Zustand konstanten Gehens auf der Ebene realisiert.

Drehmoment-Drehzahl-Abhängigkeit: Wie bereits diskutiert, werden Drehmoment und Drehzahl als von dem zeitlichen Moment während des Gangzyklus abhängig betrachtet. Zu jedem Zeitpunkt während des Gangzyklus existieren ein bestimmtes Drehmoment und eine bestimmte Drehzahl. Diese Werte werden als Funktion während der Simulation explizit vorgegeben.

Die mechanischen Komponenten werden anhand ihres Wirkungsgrades berücksichtigt. Entsprechend [Sch11] wird das Planetengetriebe mit einem Wirkungsgrad von $\eta_{\text{Planet}}=94\%$, die Trapezspindel mit einem Wirkungsgrad von $\eta_{\text{Spindel}}=75\%$ und das Motorlager (Kupplung) mit $\eta_{\text{Kupplung}}=97\%$ berücksichtigt.

Einstellungen der Regelparameter: Die Regelparameter im Zustandsraummodell des Prothesensystems müssen für die Simulation ebenfalls festgelegt werden. Folgende Parameter werden nach [Sch11] für die Simulation verwendet:

Regler	Parameter	Wert
Stromregler	$K_{p,\text{Strom}}$	8
	$K_{i,\text{Strom}}$	3
Geschwindigkeitsregler	$K_{p,\text{Geschwindigkeit}}$	5
	$K_{i,\text{Geschwindigkeit}}$	0,1
PWM-Trägersignal	Amplitude Spitze-Spitze	48 V

Tabelle 8: Parameter für die Reglereinstellungen nach [Sch11]

Wie aus den Parametern ersichtlich, wird für die Strom-, Geschwindigkeits- und Positionsregler ein PI-Regler verwendet. Für die Referenzspannung wird eine Pulsweitenmodulation (PWM) implementiert. Dies entspricht den Zusammenhängen im real existierenden Motion-Controller für den Faulhaber Motor. Es handelt sich hierbei um ein 24V System. Der Motion-Controller gibt

also eine maximale Spannung von 24V vor. Andererseits ist der maximalmögliche Strom am Ausgang des Motioncontrollers auf $I_{\text{Motion,Ausgang}}=10\text{A}$ begrenzt. Die maximal verfügbare Leistung an der Motorwelle beträgt $P_{\text{Motor}}=201\text{W}$. Entsprechend den geforderten Leistungswerten aus Kapitel 3 und unter Berücksichtigung eines Gesamtwirkungsgrad von:

$$\eta_{\text{Gesamt}} = \eta_{\text{Motor}} \cdot \eta_{\text{Planet}} \cdot \eta_{\text{Spindel}} \cdot \eta_{\text{Kupplung}} = 0,8 \cdot 0,94 \cdot 0,75 \cdot 0,97 = 0,54$$

Formel 36: Gesamtwirkungsgrad

ist nach Formel 36 theoretisch genug Leistung im Antriebssystem vorhanden um den Anforderungen aus der Ganganalyse gerecht zu werden.

Die Simulation soll zeigen, ob mit dieser Motor-Getriebe-Kombination tatsächlich ausreichend Leistung im System vorhanden ist.

5.6.7. Ergebnisse der Simulation

Der erste Simulationsdurchlauf wird mit einer Batteriespannung von $U_{\text{bat}}=24\text{V}$ und mit einer Strombegrenzung von $I_{\text{max}}=10\text{A}$ durchgeführt. Dies entspricht der maximal möglichen Spannungs-Strom-Kombination bei der zunächst ausgesuchten Motion-Controller-Motor-Kombination von Faulhaber.

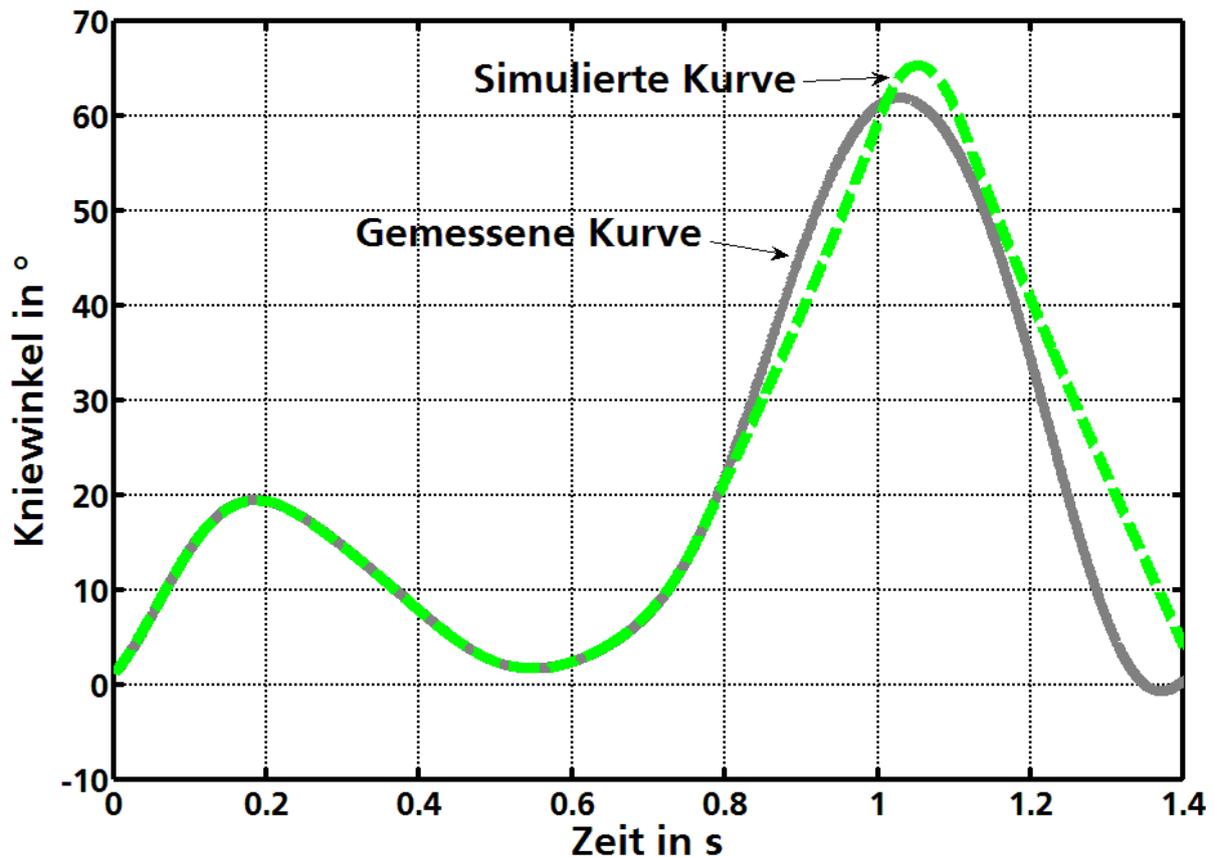


Abbildung 34: Simulationsergebnis mit $U_{\text{Bat}} = 24 \text{ V}$

Wie in Abbildung 34 erkennbar ist, kann der tatsächliche Winkelverlauf mit den angegebenen Parametern nicht erreicht werden. Vor allem im Bereich der Schwungphase kann das System die erforderliche Geschwindigkeit nicht erreichen. Wie auch später in praktischen Versuchen am Prothesensystem zu erkennen ist, liegt dies an der eingestellten Versorgungsspannung von $U_{\text{Bat}}=24\text{V}$ und der durch den Motion-Controller vorgegebenen Strombegrenzung von $I_{\text{Motor}}=10\text{A}$.

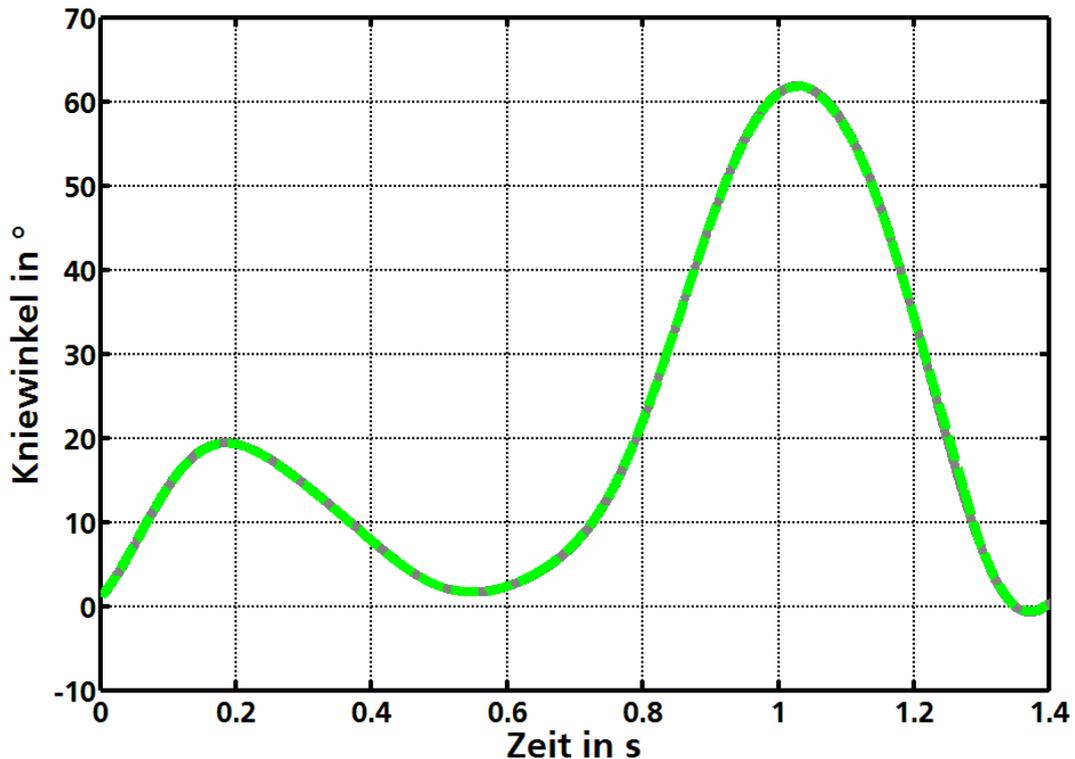


Abbildung 35: Versuchslauf mit einer Versorgungsspannung von $U_{\text{Bat}} = 36 \text{ V}$

Das Ergebnis eines zweiten Versuchslauf mit einer Versorgungsspannung von $U_{\text{Bat}} = 36 \text{ V}$ und einem maximal zulässigen Strom von $I_{\text{Motor}} = 12 \text{ A}$ ist in Abbildung 35 dargestellt.

Die Übereinstimmung zwischen der Referenzbewegung und der Simulation ist klar ersichtlich. Das Ergebnis der Simulation wird in Versuchen mit der Hebelarmkinematik bestätigt und fließt in die Produktentwicklung direkt ein. Die wichtigsten Erkenntnisse können wie folgt zusammengefasst werden:

- 1.) Die Modellierung im Zustandsraum ist für die einzelnen Prothesenkomponenten einfach zu realisieren. So gibt es im Stand der Technik durch Arbeiten wie zum Beispiel [Bal05] und [Ric09] entsprechende Modelle für EC-Motoren, welche hier verwendet werden

können. Das Zustandsraummodell ist für das Prothesensystem sehr gut realisierbar.

2.) Die Umsetzung des Zustandsraummodells in Programmen wie Matlab Simulink stellt keinerlei Schwierigkeit dar. Auch hier ist der Stand der Technik entsprechend weit vorangeschritten. Eine Modellierung mittels Zustandsraum-Theorie ist mit wenig Aufwand möglich und lässt eine frühe Abschätzung der Realisierungsmöglichkeiten während der Produktentwicklung zu.

3.) Anhand der Simulation kann eine Abschätzung der notwendigen Performance des Gesamtsystems, sowie der Teilsysteme durchgeführt werden. Im vorliegenden Fall zeigt die Simulation, dass die Versorgungsspannung und der hiermit einhergehende maximal verfügbare Strom die begrenzenden Faktoren im System sind. Es muss lediglich ein anderer Motion-Controller mit größerem Spannungs- und Strombereich verwendet werden. Diese Erkenntnisse sind insbesondere für die spätere Produktentwicklung entscheidend.

5.7. Bondgraphentheorie

Der Bondgraph, erstmals eingeführt von Paynter 1961 [HMP61], ist eine grafische Beschreibungsform für die Darstellung von Leistungsfluss-Beziehungen zwischen physikalischen Elementen. Mittels Bondgraphen können somit Port-Hamilton-Systeme graphisch dargestellt werden [Gol02]. Port-Hamilton-Systeme wurden erst viel später (anfang der 1990er Jahre) durch Maschke und van der Schaft [Mas92] für die Systembeschreibung verwendet.

Bei der Darstellung des Systems mittels Bondgraphen wird der Energiefluss durch das zu beschreibende, technische System aufgezeigt. Das technische System besteht aus Sub-Systemen, Komponenten und Elementen welche über den Austausch von Energie miteinander in Interaktion treten. So wie bei der mathematischen Beschreibung von Systemen zum Beispiel mittels der Port-Hamilton-Theorie das System nicht anhand des Information- und Datenflusses beschrieben, sondern anhand des Energie- und Leistungsflusses. Die Bondgraphentheorie beruht auf der Bestimmung des Leistungsflusses und basiert auf dem Energieerhaltungssatz. Die Theorie ist für alle physikalischen Domänen anwendbar. Der Bondgraph enthält eine einheitliche Beschreibung über alle physikalischen Domänen oder Disziplinen.

Es ist eine kompakte und übersichtliche Beschreibung komplexer Mehrkörpersysteme möglich.

Der Bondgraph wird in dieser Arbeit exemplarisch für die Hebelarmkinematik aufgestellt. Die Herleitung des Bondgraphen für die Hebelarmkinematik wird ausführlich in [Lit11] beschrieben.

5.7.1. Der Bondgraph

In einem Bondgraph werden verschiedene Elemente zur graphischen Darstellung verwendet.

Ein Bondgraph kann in folgende Elemente aufgeteilt werden:

1. **Knoten:** Idealisierte Beschreibung von Subsystemen, Komponenten und Elementen eines technischen Systems.
2. **Bond (oder Kante):** Idealer Energieaustausch zwischen Leistungstoren (sogenannte Power Port). Es wird hier keine Energie erzeugt, gespeichert oder in Form von Verlusten abgeführt. Eine Kante stellt somit eine energetische Verbindung dar, in der selbst keine Energie umgesetzt wird.
3. **Halbpfeil:** Referenzrichtung des Energieflusses

Die Knoten repräsentieren Subsysteme, Komponenten oder Elemente eines Systems.

Nach [Lit11] heißen die Anschlusspunkte, die eine energetische Verbindung von einem Knoten im Bondgraphen über eine Kante bzw. einem Bond zu einem anderen Knoten ermöglichen, Tore oder auch Port. Somit sind Tore Stellen an denen Energie in einen Knoten ein-bzw. aus diesem austreten können. Knoten können mehrere Tore besitzen und werden dann als Mehrtore oder Multiport bezeichnet. Es existieren Klassen von elementaren Mehrtoren. Diese sind für alle physikalischen Prozesse über alle Energiebereiche hinweg einheitlich eingeführt:

- Energiequellen und Senken (Beispiele: Spannungsquellen, Stromquellen)
- Energiespeicher (C- und I-Speicher)
- Verbraucher (R)

- Verlust- und verzögerungsfreie Energiekoppler und Energiewandler (Transformator, Gyrator)
- Verlust- und verzögerungsfreie Verteiler von Leistung, welche laut [HMP61] als 0- und 1-Verbindung definiert werden.

Jedem Bond wird jeweils *flow* f und *effort* e zugeordnet. Anhand dieser beiden Variablen wird der Leistungsfluss im System dargestellt. Das Produkt von *effort* e und *flow* f entspricht der Leistung. Wobei *flow* f die Größen beschreibt, die das Element durchströmen, d.h. in das Element hinein bzw. hinaus fließen. Hingegen beschreibt *effort* e die Größen, die zwischen Klemmen des Elementes auftreten können. Beide Variablen sind für verschiedene Bereiche in Tabelle 9 beispielhaft dargestellt. Es sei hier ausdrücklich darauf verwiesen, dass diese Definitionen prinzipiell frei wählbar sind. Was als *flow* und was als *effort* Größe gewählt wird, kann von dem Anwendungsfall abhängen. Beispiele für die unterschiedliche Möglichkeit der Definition von *effort* und *flow* werden in [Jan10] diskutiert.

Nach [Bor10] spricht man von sogenannten Leistungsvariablen (Power Variables), welche miteinander multipliziert die Leistung am betrachteten Tor (Port) des Systems/Elements ergeben:

$$\text{Power} = \text{Effort} \times \text{Flow}$$

Formel 37: Leistungsvariablen im Bondgraph

Effort e und flow f werden entsprechend der in [HMP61] festgelegten Konventionen im Bondgraphen ober- (links) und unterhalb (rechts) des Bonds (oder Kante) eingetragen. Abbildung 36 zeigt beispielhaft zwei Darstellungsformen eines Bonds.



Abbildung 36: Bond mit Flow und Effort

Der Halbpfeil gibt die Referenzrichtung für den Leistungsfluss an. Er gibt nicht die tatsächliche, momentane Richtung des Leistungsflusses an. Nach [Lit11] kennzeichnet der Halbpfeil eine zeitlich unveränderliche Referenzrichtung, die zu einem Zeitpunkt t mit der momentanen Richtung des Energieflusses übereinstimmen kann, wenn zu diesem Zeitpunkt t für die Leistung P gilt:

$$P(t) = e(t) \times f(t) > 0$$

Formel 38: Bedingung für die Leistungsrichtung

Die Kausalität des Systems wird erst mit der Definition eines Querstrichs für die Flow-Variable eindeutig ersichtlich. Zusätzlich zu dem Halbpfeil wurde in der Literatur [Bor10] ein Querstrich für die Richtung des Effort-Signals eingefügt. Der Querstrich wird an dem Ende des Bond eingefügt, in welche das Effort-Signal fließt.

In [Dui09a] sind die „leistungskonjugierten“ Variablen für verschiedene technische Bereiche dargestellt. Dies wird in Tabelle 9 nochmals exemplarisch aufgezeigt.

Physikalischer / technischer Bereich	Effort e	Flow f
Mechanik, Translation	Kraft: \mathbf{F} [N]	Geschwindigkeit: \mathbf{v} [m/s]
Mechanik, Rotation	Drehmoment: \mathbf{M} [Nm]	Winkelgeschwindigkeit: $\boldsymbol{\omega}$ [°/s]
Elektrotechnik, Elektrostatik	Spannung: \mathbf{U} [V]	Strom: \mathbf{I} [A]
Elektrotechnik, Magnetostatik	Magnetische Spannung \mathbf{V} [A]	Magnetische Flussänderung $\dot{\Phi}$ [Wb/s]
Hydraulik	Druck: \mathbf{p} [N/m ²]	Volumenstrom: \mathbf{Q} [m ³ /s]

Tabelle 9: Effort und Flow

Energievariablen sind für manche Darstellungen zweckmäßiger als Leistungsvariablen. Die verallgemeinerten Energievariablen werden nach Formel 39 und Formel 40 berechnet.

$$\mathbf{p}(t) = \mathbf{p}(t_0) + \int_0^t \mathbf{e}(\tau) d\tau$$

Formel 39: Verallgemeinerter Impuls

$$\mathbf{q}(t) = \mathbf{q}(t_0) + \int_0^t \mathbf{f}(\tau) d\tau$$

Formel 40: Verallgemeinerte Verschiebung

Sie werden verallgemeinerter Impuls p und verallgemeinerte Verschiebung q genannt und ergeben sich durch die Zeitintegration aus den Leistungsvariablen. Diese Definition wird auch später bei der Port-Hamilton-Theorie (Kapitel 5) beibehalten. Die Verwendung von verallgemeinerten Koordinaten geht auf den Lagrange-Formalismus (1788, Joseph Louis Lagrange) zurück. Durch die

Einführung der verallgemeinerten Koordinaten wird eine Invarianz gegenüber Koordinatentransformationen ermöglicht [Kuy08].

Beispiele für die Energievariablen verallgemeinerter Impuls p und verallgemeinerte Verschiebung/Ortskoordinate q nach [Lit11] sind in Tabelle 10 dargestellt.

Es handelt sich hierbei also um verallgemeinerte Vektoren, welche für verschiedene Domänen angegeben werden können und zur modularen Anwendung der Theorie auf Multidomänen-Systemen beiträgt.

System / physikalische Domäne	Verallgemeinerter Impuls p			Verallgemeinerte Verschiebung q		
Translatorische Mechanik	Impuls	[Ns]	p	Verschiebung	[m]	\mathbf{x}
Rotatorische Mechanik	Drehimpuls	[Nms]	L	Winkel	[rad]	θ
Elektrisches System	Magnetische Ladung	[Wb = 1 Vs]	Φ	Ladung	[As]	Q
Magnetisches System	Elektrische Ladung	[As]	Q	Magnetischer Fluss	[Wb]	Φ
Hydraulisches System	Druckimpuls	[N/m ² s]	p	Volumen	[m ³]	V_3
Thermisches System	-	-	-	Entropie	[J/K]	S
Chemisches System	-	-	-	Stoffmenge	[mol]	N

Tabelle 10: Energievariablen p und q nach [Lit11]

Da die Bewegungsgleichungen und die Analogien zwischen den verschiedenen physikalischen Domänen für die Betrachtung des Antriebssystems in der Prothese wichtig sind, werden in Tabelle 11 die Analogien zwischen den

einzelnen Domänen nochmals aufgeteilt nach effort e (bzw. verallgemeinertem Impuls) und flow f (bzw. verallgemeinerter Verschiebung) beschrieben.

	Ursprüngliche Größe	Integrationsgröße
Translatorische Mechanik	Kraft F	Impuls p
Rotatorische Mechanik	Drehmoment M	Drehimpuls L
Elektrostatik	Spannung U	Magnetische Ladung Φ
Verallgemeinert	Effort e	Verallgemeinerter Impuls p
Translatorische Mechanik	Geschwindigkeit v	Verschiebung x
Rotatorische Mechanik	Winkelgeschwindigkeit ω	Winkel θ
Elektrostatik	Strom I	Ladung Q
Verallgemeinert	Flow f	Verallgemeinerte Verschiebung q

Tabelle 11: Analogie zwischen den einzelnen Domänen

5.7.2. Leistungstore (Power Ports) in einem Bondgraphen

Ein Bondgraph besteht aus Knoten, Bonds (oder Kanten) und Halbpfeilen. Ein weiteres implizites und doch sehr wichtiges Element des Bondgraphen stellt das Leistungstor oder auch „Power Port“ dar. Die Bondgraphentheorie beruht auf der Grundidee alle Subsysteme in einem technischen System über Ihren Leistungsaustausch mit anderen Subsystemen zu verknüpfen.

Nach [Lit11] stellen alle Anschlusspunkte im Bondgraphen, welche eine energetische Verbindung von einem Knoten im Bondgraphen über eine Kante in einen anderen Knoten ermöglichen ein Leistungstor dar.

Man kann sich Tore bildlich als die Punkte vorstellen aus denen Energie aus einem Knoten aus- oder eintritt.

Klassen elementarer Mehrtore werden für alle physikalischen Domänen einheitlich definiert:

- Energiequellen und Senken (Spannungsquellen, Stromquellen)
- Energiespeicher (C- und I-Speicher)
- Verbraucher (R)
- Verlust- und Verzögerungsfreie Energiekoppler und Energiewandler (Transformator, Gyrator)
- Verlust- und Verzögerungsfreie Verteiler von Leistung (0- und 1-Verbindung)

Im Weiteren werden Beispiele für elementare Mehrtore gegeben. Die hier gegebenen Beispiele basieren auf die Ausführungen in [Lit11] und [Bor10]. Für eine detailliertere Beschreibung sei deshalb auf diese Referenzen verwiesen.

5.7.3. Übersicht über verschiedene Leistungstore und deren Beschreibung im Bondgraph

Art des Leistungstors		Symbol im Bondgraph	Pfeilrichtung (Präferenzrichtung, Kausalität)	Beispiel
Quelle	Flow wird eingepreßt	$S_f \xrightarrow{f(t)}$	Von der Quelle weg.	Stromquelle im elektrischen System.
	Effort wird eingepreßt	$S_e \xrightarrow{e(t)}$	Von der Quelle weg.	Spannungsquelle im elektrischen System.
Senke	Flow	$S_f \xleftarrow{f(t)}$	Weist auf die Senke hin. (Entgegengesetzt der Quelle)	
	Effort	$S_e \xleftarrow{e(t)}$	Weist auf die Senke hin. (Entgegengesetzt der Quelle)	
Speicher	C-Speicher (Flow)	$\xrightarrow[e=f=\dot{q}]{} C:C$	Weist auf den Speicher hin. Menge C wird gespeichert.	Es wird die Menge q gespeichert. Elektrisch: Ladung q.
	I-Speicher (Effort)	$\xrightarrow[e=p=\dot{\phi}]{} I:I$	Weist auf den Speicher hin.	Es wird die Menge p gespeichert. Elektrostatik: magnetische „Ladung“
Verbraucher	Verluste. Freie Energie	$\xrightarrow[e=f]{} R:r$	Weist auf den Verbraucher hin.	Energie geht für das System verloren. Bsp.: elektrischer Widerstand
Transformator	Flow: $f_1 = m f_2$	$\xrightarrow[1]{m} \xrightarrow[2]{TF}$	In Richtung der 2ten Größe. Das Übersetzungsverhältnis wird mit m symbolisiert.	Elektrischer Transistor
	Effort: $e_1 = m e_2$	$\xrightarrow[1]{m} \xrightarrow[2]{TF}$		Elektrischer Transformator
Modulierter Transformator		$\xrightarrow[MTF]{\downarrow m=f(\dots)}$	Übersetzungsverhältnis wird durch eine Funktion vorgegeben.	
Gyrator	$e_1 = r f_2$ $e_2 = r f_1$	$\xrightarrow[r]{GY}$	Weist in Richtung der mechanischen Wandlung.	Elektromotor.

Modulierter Gyrator	$e_1 = r f_2$ $e_2 = r f_1$		Übersetzungsverhältnis ist über Funktion r vorgegeben.	
0-Verbindung	Flow $f_1 - f_2 - f_n = 0$		Von Quelle in Richtung Senke des Systems.	Kirchhoffsches Knoten-Gesetz: Potentiale bleiben konstant.
	Effort $e_1 = e_2 = e_n$			
1-Verbindung	Flow $f_1 = f_2 = f_n$		Von Quelle in Richtung Senke des Systems	Kirchhoffsches Maschengesetz. Ströme bleiben gleich.
	Effort $e_1 - e_2 - e_n = 0$			

Tabelle 12: Übersicht über Leistungstore

Tabelle 12 zeigt exemplarisch einige Beispiele für Elemente der Leistungstore im Bondgraph. Folgende Anmerkungen sind hierzu zu machen:

- Verbraucher (R): Ist für Flow und Effort grundsätzlich gleich definiert.
- Transformator und Gyrator: Stellen Verlust- und Verzögerungsfreie Energiekoppler und Energiewandler dar. Es gilt die Annahme, dass keine Energie gespeichert wird. Energie wird auch nicht zu einem Teil irreversibel in Wärme gewandelt. Beim *Transformator* besteht ein linearer Zusammenhang zwischen den *gleichen Portgrößen*. Der *Gyrator* beschreibt die Wandlung von Energie unterschiedlicher Domänen. So kann z.B. ein Gyrator die Wandlung von elektrischer und mechanischer Energie beschreiben. Es besteht hier allerdings ein linearer Zusammenhang zwischen *ungleichen Portvariablen*.
- 0- und 1-Verbindungen: Sind verlust- und verzögerungsfreie Verbindungen. Es wird weder Energie verbraucht noch gespeichert.

5.8. Bondgraphen-Darstellung des aktiven Knieprothesensystems

In [Lit11] wird die aufgebaute Hebelarmkinematik-Variante (Kapitel 4.6.1) des aktiven Knieprothesensystems als Bondgraphen-Modell modelliert. Hierbei liegt der Fokus auf der Beurteilung der Modellierbarkeit des Prothesensystems als Bondgraph.

Die Vorgehensweise ist hierbei wie folgt:

1. Das Knieprothesensystem wird in die einzelnen Subsysteme unterteilt:
 - a. Elektro-Motor bzw. EC-Motor
 - i. Es wird zunächst ein Gleichstrommotor betrachtet
 - ii. Durch Ausnutzung der Symmetrien im Motor wird dann ein Brushless DC (BLDC) Motor ausgehend vom DC-Motor aufgebaut.
 - b. Planetengetriebe
 - c. Hebelarmkinematik
2. Die Subsysteme werden anhand der vorgestellten allgemeinen Modelle des Bondgraphen dargestellt. Beispielsweise wird ein elektrischer Widerstand mit dem in Tabelle 12 definiertem Leistungstor „Verbraucher“ modelliert.
3. Für jedes Subsystem wird so ein Bondgraph definiert. Der Hebelarmmechanismus wird hierbei unter verschiedenen Randbedingungen in [Lit11] ausführlich betrachtet.
4. Die einzelnen Bondgraphen werden dann zu einem Gesamtsystem zusammengefügt.

Es sei darauf hingewiesen, dass das Bondgraphenmodell nicht mittels Simulationswerkzeugen aufgebaut wird. Es wird die graphische Darstellung des Systems mittels Bondgraphenmethode durchgeführt.

Die Simulation des Systems erfolgt dann später (Kapitel 5.9) mittels der aus der Bondgraphentheorie abgeleiteten Port-Hamilton-Theorie. Für den interessierten Leser sei auf die sehr ausführliche Arbeit zum Thema Bondgraphenmodellierung [Lit11] verwiesen.

5.8.1. Darstellung eines EC-Motors als Bondgraph

Für alle aufgebauten Knieprothesensysteme (Kapitel 4 und Kapitel 6) wird ein elektronisch kommutierter Motor (EC-Motor) verwendet.

Es handelt sich um einen permanentenregten Synchronmotor wie er in Kapitel 6 ausführlich beschrieben wird. Dieser verhält sich nach außen wie ein Gleichstrommotor, unterscheidet sich jedoch im inneren Aufbau.

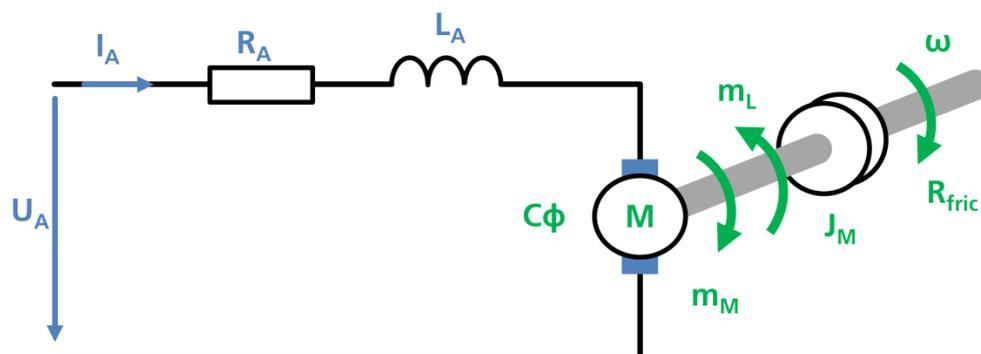


Abbildung 37: Dynamisches Ersatzschaltbild eines Gleichstrommotors nach [Ge12]

Abbildung 37 zeigt das Ersatzschaltbild eines Gleichstrommotors wie es ähnlich auch in [Lit11], [Ge12] verwendet wird. An dieser Stelle wird der Gleichstrommotor lediglich verwendet um die Vorgehensweise bei der Modellierung mittels Bondgraphenmethode darzustellen.

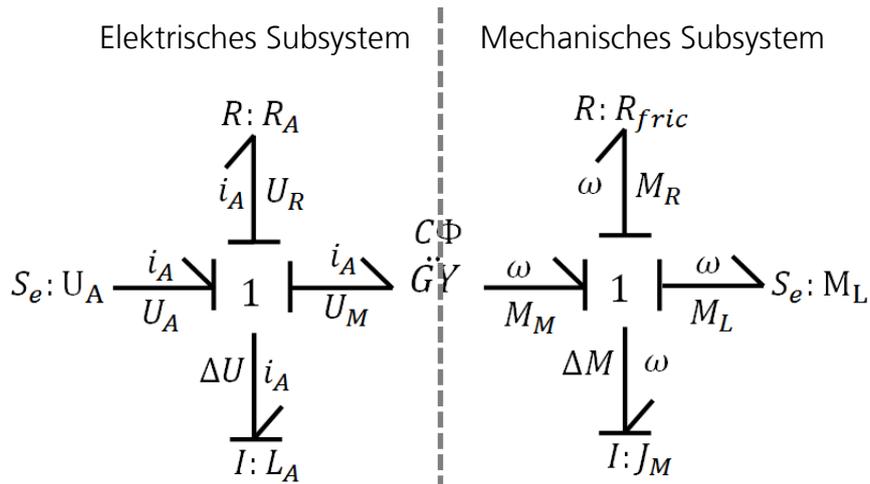


Abbildung 38: Bondgraph eines Gleichstrommotors nach [Ge12]

Aus der Darstellung in Abbildung 38 ist deutlich die Trennebene zwischen elektrischem Subsystem und mechanischem Subsystem des Gleichstrommotors ersichtlich. Über einen Gyrator (GY) wird die Transformation von elektrischer Leistung in mechanische Leistung im Modell anschaulich gemacht. Wie in Tabelle 12 dargestellt, setzt der Gyrator die leistungskonjugierten Variablen wie folgt in Beziehung zueinander:

$$\mathbf{e}_1 = \mathbf{r} \cdot \mathbf{f}_2 \quad \text{und} \quad \mathbf{e}_2 = \mathbf{r} \cdot \mathbf{f}_1$$

Formel 41: Kreuzkorrelation bei der Verwendung eines Gyrators

Im vorliegenden Fall muss die Gegeninduktionsspannung des Motors U_{ind} sowie der Ankerstrom des Motor i_A auf der elektrischen Seite mit dem erzeugten Motordrehmoment \mathbf{M}_M und der resultierenden Winkelgeschwindigkeit ω auf der mechanischen Seite in Verbindung gesetzt werden. Es besteht eine Kreuzkorrelation. Diese wird mittels des Gyrators modelliert.

$$U_{\text{ind}} = C\Phi \cdot \omega \quad \text{und} \quad i_A = C\Phi \cdot M_M$$

Formel 42: Verallgemeinerter Zusammenhang, elektrischer und mechanischer Kreis

Somit wird der Zusammenhang zwischen Gegeninduktionsspannung U_{ind} und Winkelgeschwindigkeit ω sowie der Zusammenhang zwischen Ankerstrom i_A und Motor-Drehmoment M_M modelliert. Dieser Zusammenhang wird für jeden Motor auch im Datenblatt des Herstellers angegeben. Es handelt sich um die Gegeninduktionskonstante k_e sowie die Drehmomentkonstante k_t . Die Gegeninduktionsspannungskonstante (oder Generatorspannungskonstante) k_e besitzt die Einheit V/rpm. Die Drehmomentkonstante k_t wird üblicherweise in Nm/A angegeben. Beide Konstanten wurden bereits bei der Modellierung mittels Zustandsraummodell in Kapitel 5.6 eingeführt. Bei der Verwendung der Konstanten muss darauf geachtet werden, dass sich der Motor nicht im Sättigungsbereich befindet.

5.8.2. Modellierung einer permanenterregten Synchronmaschine

Die Modellierung einer permanenterregten Synchronmaschine wird beispielsweise in [Ana09] ausführlich diskutiert.

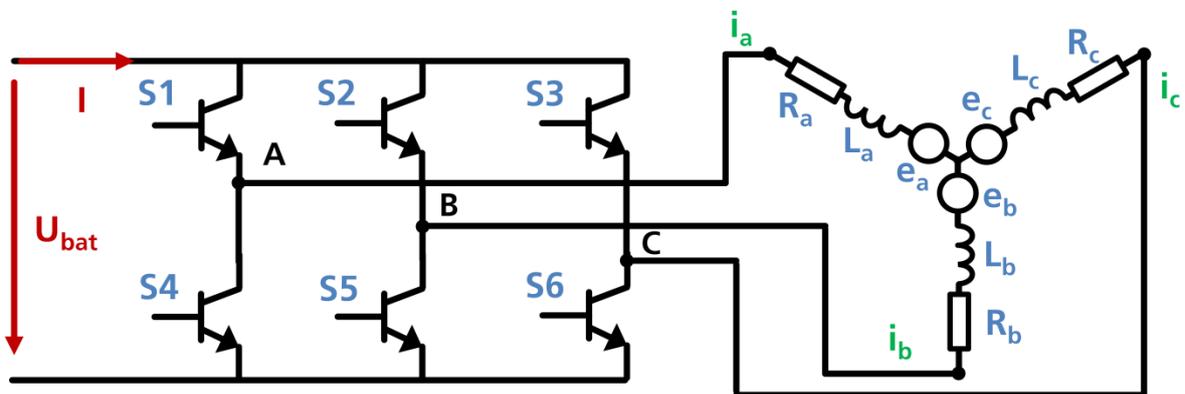


Abbildung 39: ESB eines PM BLDC in Anlehnung an [Bal05]

Wie in Abbildung 39 ersichtlich, kann man sich für die Modellierung der permanenterregten Synchronmaschine die Symmetrie der (in diesem Fall) drei Phasen zu Nutze machen. Jede einzelne Phase entspricht dem Ersatzschaltbild

einer Gleichstrommaschine. Unter Ausnutzung dieser Symmetrie wurde in [Lit11] basierend auf den Arbeiten in [Vaz09] ein Permanent-Magnetic-Brushless-DC(PM-BLDC)-Motor modelliert und soll auch entsprechend für das Bondgraphenmodell der gesamten Knieprothese verwendet werden.

Abbildung 40 zeigt den Bondgraphen des permanenterregten Synchronmotors mit kenntlich gemachtem mechanischen Teil und hervorgehobenen Phasen 1, 2 und 3.

Um den kompletten Antriebsstrang der Prothese als Bondgraph modellieren zu können müssen zusätzlich zum Motor auch noch die anderen Subsysteme des Antriebssystems sowie die kinematische Umsetzung an der Knieachse modelliert werden.

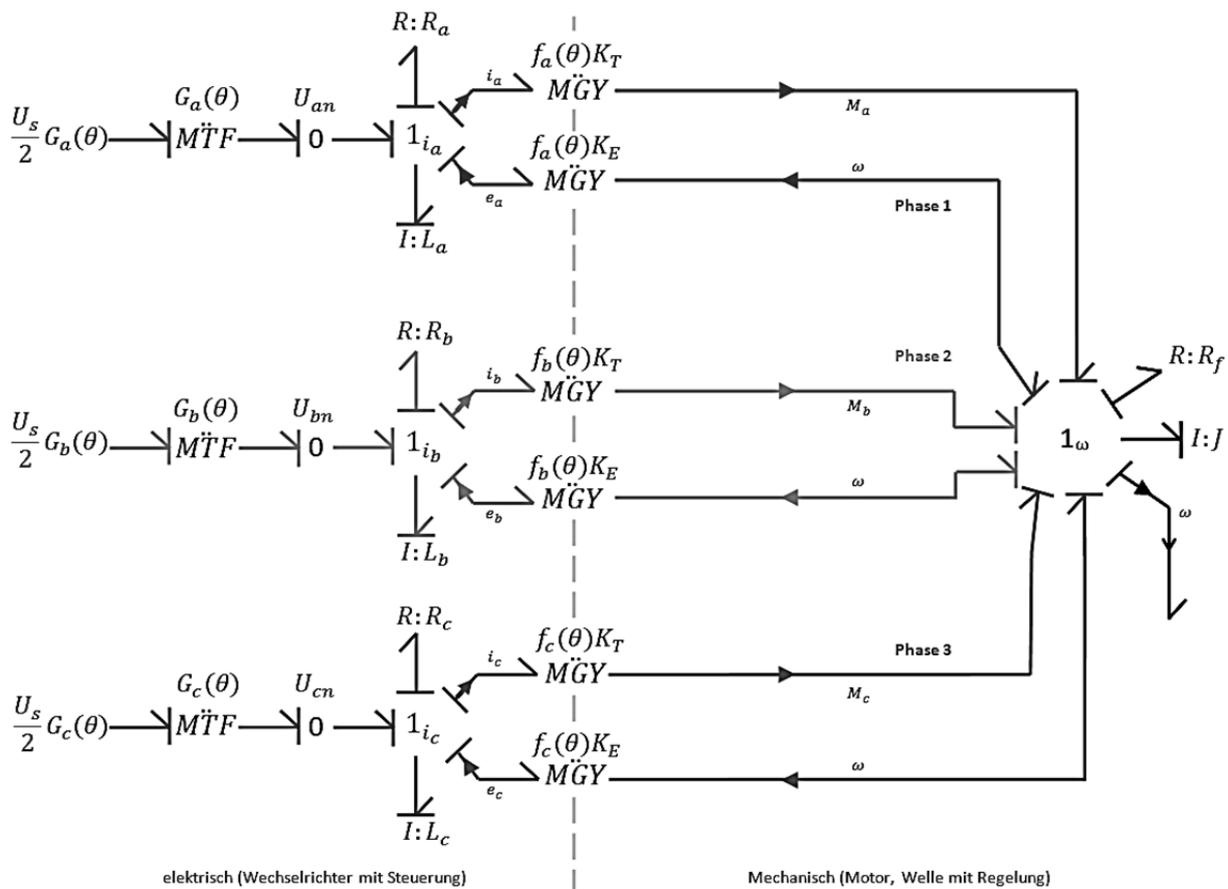


Abbildung 40: Bondgraph, PM BLDC Motor [Vaz09], (Bildquelle: [Vaz09])

5.8.3. Modellierung des Planetengetriebes

An den EC-Motor ist ein Planetengetriebe direkt an die Antriebsachse angeflanscht. Dieses Getriebe setzt lediglich die rotatorische Bewegung an der Ausgangsachse des Motors in eine rotatorische Bewegung einer anderen Winkelgeschwindigkeit und eines anderen Drehmoments um. Es handelt sich also um eine lineare Übertragung/Übersetzung der rotatorischen Bewegung.

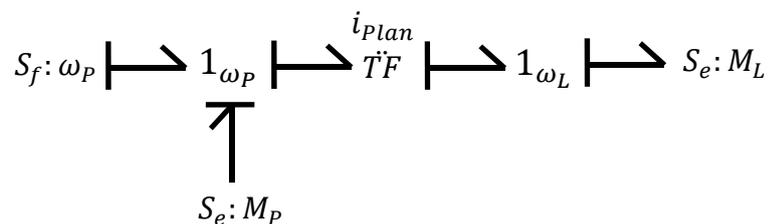


Abbildung 41: Bondgraph für das Planetengetriebe nach [Lit11]

Die physikalische Domäne „rotatorische Mechanik“ wird hier nicht verlassen. Entsprechend kann dieser Teil des Antriebssystems mittels eines Transformators modelliert werden. In Abbildung 41 ist ein vereinfachter Bondgraph nach [Lit11] für das Planetengetriebe dargestellt. Es wird ein ideales Getriebe betrachtet, welches eine Winkelgeschwindigkeit ω_p und ein Drehmoment \mathbf{M}_p am Eingang über ein Übersetzungsverhältnis i_{Plan} in eine Winkelgeschwindigkeit ω_L und ein Drehmoment \mathbf{M}_L am Ausgang umsetzt.

5.8.4. Modellierung der Hebelarmkinematik

Um die Hebelarmkinematik modellieren zu können wurden in [Lit11] verschiedene Situationen des Gangzyklus betrachtet. Die Hebelarmkinematik wird sehr ausführlich analysiert und modelliert. Hier wird lediglich das Grundmodell des Hebelarms beispielhaft gezeigt.

Der Hebelarm selbst ist eine der möglichen, in Kapitel 4 betrachteten, Varianten um eine kinematische Übersetzung der Bewegung des Antriebssystems in die Bewegung an der Knieachse zu ermöglichen.

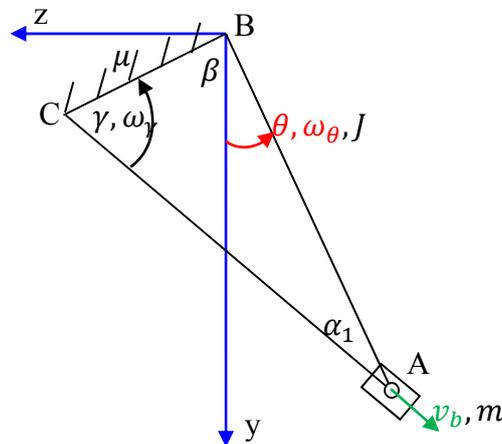


Abbildung 42: Geometrische Zusammenhänge nach [Lit11]

Abbildung 42 zeigt die geometrischen Zusammenhänge für die Hebelarmkinematik. Der Antrieb (EC-Motor mit Planetengetriebe und Trapezspindel) wird als ein Masse-Punkt in A angenommen. Der Hebelarm hat in diesem Fall eine konstante Länge (Strecke BC). Die Geschwindigkeit, mit der sich die Nuss der Trapezspindel auf und ab bewegt, \mathbf{v}_b korreliert mit der Änderung des Kniewinkels θ (Winkelgeschwindigkeit ω_θ) und mit der Änderung des Winkels γ am Hebelarm (Winkelgeschwindigkeit ω_γ).

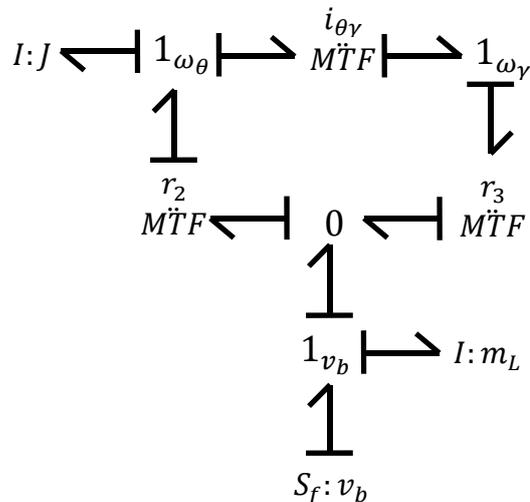


Abbildung 43: Bondgraph für die Hebelarmkinematik nach [Lit11]

Der Bondgraph für den Fall der Schwungphase und ohne Betrachtung der Verluste durch Reibung ist in Abbildung 43 dargestellt.

Im Gegensatz zu den vorhergehenden Teilsystemen muss bei der Modellierung der Hebelarmkinematik eine eingehendere Analyse der Mechanik durchgeführt werden. Die Modellierung des Übergangs von der linearen Bewegung der Trapezspindel hin zur Bewegung am Knie wird über die entsprechend modellierten Transformatoren realisiert. Die Funktionen für die modulierten Transformatoren folgen aus der Mechanik-Analyse. Da das Bondgraphen-Modell in dieser Arbeit nicht weiter verwendet wird, sei auf die Abschlussarbeit [Lit11] verwiesen.

5.9. Port-Hamilton-Modellierung für mechatronische Systeme

Eingeführt und zuerst beschrieben durch Maschke & van der Schaft im Jahre 1992 wurde die Theorie von Port-Hamilton-Systemen zuerst unter dem Titel „Port-Controlled Hamiltonian Systems“ eingeführt [Mas92]. Die Port-Hamilton-Theorie basiert auf der Bondgraphentheorie, verwendet allerdings keine graphische Darstellung zur Modellierung des Systems, sondern mathematische Gleichungen. Der Grundgedanke ist die Beschreibung eines physikalisch-technischen Systems anhand seines Leistungsflusses. Im Gegensatz hierzu wird konventionell ein System anhand seines Informationsflusses beschrieben. Anwendung fand diese Theorie vor allem bei der Auslegung von Regelungssystemen in der Automatisierungstechnik und Robotik [Dui09a].

In dieser Arbeit wird die Port-Hamilton-Theorie für die Modellierung des Energieflusses in aktiven Knieprothesen verwendet. Fokus liegt also nicht auf der Auslegung des Regelungssystems, sondern auf der Beschreibung des Leistungs- bzw. Energieflusses.

5.9.1. Theoretische Beschreibung – Hamilton Systeme

Jedes physikalische System kann anhand seines Leistungsflusses sowie seines Energieverbrauches beschrieben werden. Energie und somit die theoretische Beschreibung anhand des Energieaustausches kommt bei allen technischen Systemen in verschiedenen Formen vor. So kann Energie in einem mechanischen System beispielsweise als rotatorische oder aber translatorische Energie vorkommen und mit den entsprechenden Differentialgleichungen beschrieben werden.

In jeder dieser Formen kann die Energie oder aber die zugrunde liegende Leistung durch zwei Variablen bzw. zwei Vektoren beschrieben werden. In der

„Port-Hamilton-Theorie“ spricht man wie auch in der Bondgraphentheorie von „Leistungs-konjugierten“. Jeder dieser Vektoren sind Elemente der Vektorräume \mathcal{F} und \mathcal{F}^* . Wobei \mathcal{F}^* als der „duale“ Vektorraum zu \mathcal{F} bezeichnet wird. Das sogenannte „duale Produkt“ der leistungskonjugierten Vektoren ergibt den physikalischen Leistungsfluss. Im Allgemeinen werden diese Vektoren (die „leistungskonjugierten“ Vektoren) als „effort“= Aufwand und „flow“= Fluss bezeichnet.

5.9.2. Zusammenfassung: Multidomänen-Modellierung

Mittels des Port-Hamilton-Ansatzes kann ein System bestehend aus Subsystemen verschiedener Domänen in einer einzigen „Modellierungssprache“ beschrieben werden. Der „gemeinsame Nenner“ aller Domänen ist hierbei die Energie. Arjan van der Schaft und Dimitri Jeltsema beschreiben dies sehr ausführlich [van091]. Die Vorteile einer gemeinsamen Beschreibungsform werden in [van091] wie folgt aufgezählt:

- Physikalische Systeme können als eine Art Zusammensetzung einfacher Subsysteme betrachtet werden, welche Energie austauschen.
- Energie ist nicht an eine physikalische Domäne gebunden und ebenfalls nicht auf lineare Elemente und Systeme beschränkt.
- Energie kann als eine Art „Lingua Franca“ verwendet werden. Diese ermöglicht den wissenschaftlichen Austausch zwischen Wissenschaftlern und Ingenieuren verschiedener Disziplinen.
- Die Rolle der Energie sowie die Verbindung verschiedener Subsysteme liefert die Basis für die Anwendung verschiedener Steuerungs- und Regelungstechniken.

5.9.3. Hamilton-Gleichung

Um den Ansatz der Systembeschreibung als Hamilton- bzw. Port-Hamilton-System beschreiben zu können, muss zunächst die Hamilton-Gleichung eingeführt und erklärt werden. Van der Schaft führt die Standard Hamilton Gleichungen in [Arj06]:

$$\dot{\mathbf{q}} = \frac{\partial \mathcal{H}}{\partial \mathbf{p}}$$

Formel 43: Verallgemeinerter Ortskoordinatenvektor

$$\dot{\mathbf{p}} = -\frac{\partial \mathcal{H}}{\partial \mathbf{q}} + \mathbf{F}$$

Formel 44: Verallgemeinerter Impulsvektor

Nach [Arj06] beschreiben Formel 43 und Formel 44 die Grundgleichungen eines Hamilton Systems. Es wird hierbei ein verallgemeinerter Ortsvektor $\mathbf{q} = (q_1, \dots, q_k)^T$ und der verallgemeinerter Impuls-Vektor $\mathbf{p} = (p_1, \dots, p_k)^T$ eingeführt. Der Vektor \mathbf{F} beschreibt die verallgemeinerten Kräfte, welche von außen auf das System wirken. \mathcal{H} ist die Hamiltonfunktion. Grundgedanke des Hamilton-Ansatzes ist es, die innere Energie des Systems durch die Hamiltongleichung zu beschreiben.

$$\mathcal{H}(p, q): \mathfrak{X} \rightarrow \mathbb{R} \text{ mit } (p, q) \in \mathfrak{X}$$

Formel 45: Zuordnung der Hamiltonfunktion nach [Arj06]

Die Hamiltongleichung ordnet jedem Zustand x einen bestimmten Energiewert zu. Wobei \mathfrak{X} eine Mannigfaltigkeit ist. Anhand der gemachten Definitionen wird ersichtlich, dass die Änderung der Systemenergie anhand der Änderung der Hamiltonfunktion $\frac{d\mathcal{H}}{dt}$ bestimmt werden kann.

Die Änderung der Systemenergie wird durch folgenden Zusammenhang beschrieben:

$$\frac{d\mathcal{H}}{dt} = \frac{\partial^T \mathcal{H}}{\partial \mathbf{q}} \dot{\mathbf{p}} + \frac{\partial^T \mathcal{H}}{\partial \mathbf{p}} \dot{\mathbf{q}} = \frac{\partial^T \mathcal{H}}{\partial \mathbf{p}} \mathbf{F} = \dot{\mathbf{q}}^T \mathbf{F}$$

Formel 46: Änderung der Energie in einem Hamiltonsystem nach [Arj06]

5.9.4. Dirac-Struktur als Basis-Element für Port-Hamilton-Systeme

Das Prothesensystem besteht, wie bereits weiter vorne diskutiert, aus Teilsystemen verschiedener Disziplinen. Jedes dieser Teilsysteme wird durch ein Port-Hamilton-System dargestellt. Für die Beschreibung des kompletten Prothesensystems in der Form des Hamilton-Formalismus muss eine Struktur für die Verbindung der Teilsysteme definiert werden.

Ein wichtiger Teil der Port-Hamilton-Systeme ist die Dirac-Struktur. Anhand der Dirac-Struktur wird die Dynamik eines Systems beschrieben. Sie verbindet das Hamilton-System mit weiteren Hamilton-Systemen. Schnittstelle sind hierbei die sogenannten Ports oder Leistungstore. Die Dirac-Struktur definiert, ähnlich wie bei der Bondgraphentheorie in Kapitel 5.8, wie die einzelnen Subsysteme miteinander verbunden werden. So wird beispielsweise in [Dui09b] gezeigt, dass die 0- und 1-Verbindungen das Konzept der Dirac-Struktur erfüllen. Die Dirac-Struktur wird über einen Unterraum der Form $\mathcal{F} \times \mathcal{F}^*$ definiert. Wobei \mathcal{F} und \mathcal{F}^* Dualräume sind.

In [Dui09b] werden folgende charakteristische Eigenschaften für die Dirac-Struktur aufgeführt:

- 1.) $\langle \mathbf{e} | \mathbf{f} \rangle = 0$ (beschreibt die Leistungserhaltung)

2.) $\dim(\mathcal{D}) = \dim(\mathcal{F})$ (Dimension der Dirac-Struktur entspricht der Dimension der Vektorräume von \mathbf{e} und \mathbf{f})

Bei der ersten Gleichung ist auf die Notation zu achten. Es handelt sich um das Skalarprodukt der Vektoren \mathbf{e} und \mathbf{f} . Die Gleichung beschreibt somit die Leistungserhaltung (oder Energieerhaltung) im System. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass für die Port-Hamilton-Darstellung definiert werden muß, ob $\langle \mathbf{e} | \mathbf{f} \rangle$ als Leistung oder als Energie des Systems definiert ist. Beide Formen sind grundsätzlich möglich.

In dieser Arbeit werden \mathbf{e} und \mathbf{f} immer entsprechend der Darstellung in Tabelle 9 verwendet. Das Produkt aus \mathbf{e} und \mathbf{f} beschreibt die Leistung.

5.9.5. Port-Hamilton-System

Ein Port-Hamilton-System kann nach [Dui09b] in verschiedenen Formen dargestellt werden.

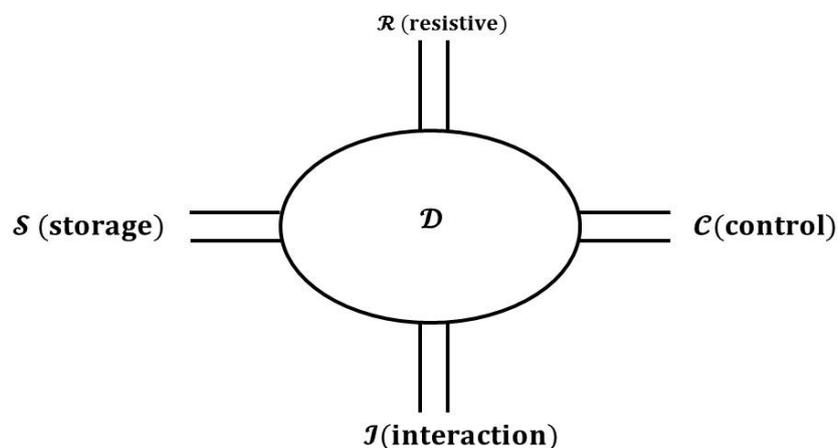


Abbildung 44: Port-Hamilton-System (PHS) nach [Dui09b]

Abbildung 44 zeigt eine grafische Möglichkeit das Port-Hamilton-System zu beschreiben. Im Mittelpunkt steht die Dirac-Struktur, welche die Leistungserhaltung im System gewährleistet. Es werden interne und externe

Ports definiert. Die internen Ports repräsentieren die Energieerhaltung im System, wenn keine Interaktion mit der Umwelt stattfindet. Die externen Ports beschreiben die Interaktion mit der Umwelt. Insgesamt muss stets die Leistungserhaltung gewährleistet sein.

Ähnlich wie bei der Zustandsraumdarstellung in Kapitel 5.6 kann ein Port-Hamilton System in einer expliziten Form als „Eingang-Zustand-Ausgang“ Port-Hamilton System mit direktem Durchgriff [Dui09b] dargestellt werden.

$$\begin{cases} \dot{x} = [J(x) - R(x)] \frac{\partial H}{\partial x}(x) + g(x)u \\ y = g(x)^T \frac{\partial H}{\partial x}(x) + [K(x) + S(x)]u \end{cases}$$

Formel 47: Explizite Darstellung von Port-Hamilton-Systemen nach [Dui09b]

Besteht keine direkte Abhängigkeit zwischen Eingang u und Ausgang y des PHS, dann gilt Formel 48.

$$\begin{cases} \dot{x} = [J(x) - R(x)] \frac{\partial H}{\partial x}(x) + g(x)u \\ y = g(x)^T \frac{\partial H}{\partial x}(x) \end{cases}$$

Formel 48: PHS ohne direkte u-y-Beziehung nach [Dui09a]

Diese Darstellungsart wird für die Knieprothese nach [Sin11] verwendet. Die einzelnen Teilsysteme werden in entsprechender Darstellung modelliert.

5.9.6. Modellierung der Knieprothese mittels Port-Hamilton-Methode

Um die Knieprothese mittels der Port-Hamilton-Methode modellieren zu können müssen zunächst die Teilsysteme identifiziert und mittels Port-Hamilton-Ansatz modelliert werden.

Betrachtet wird das Antriebssystem der elektromechanischen Knieprothese.

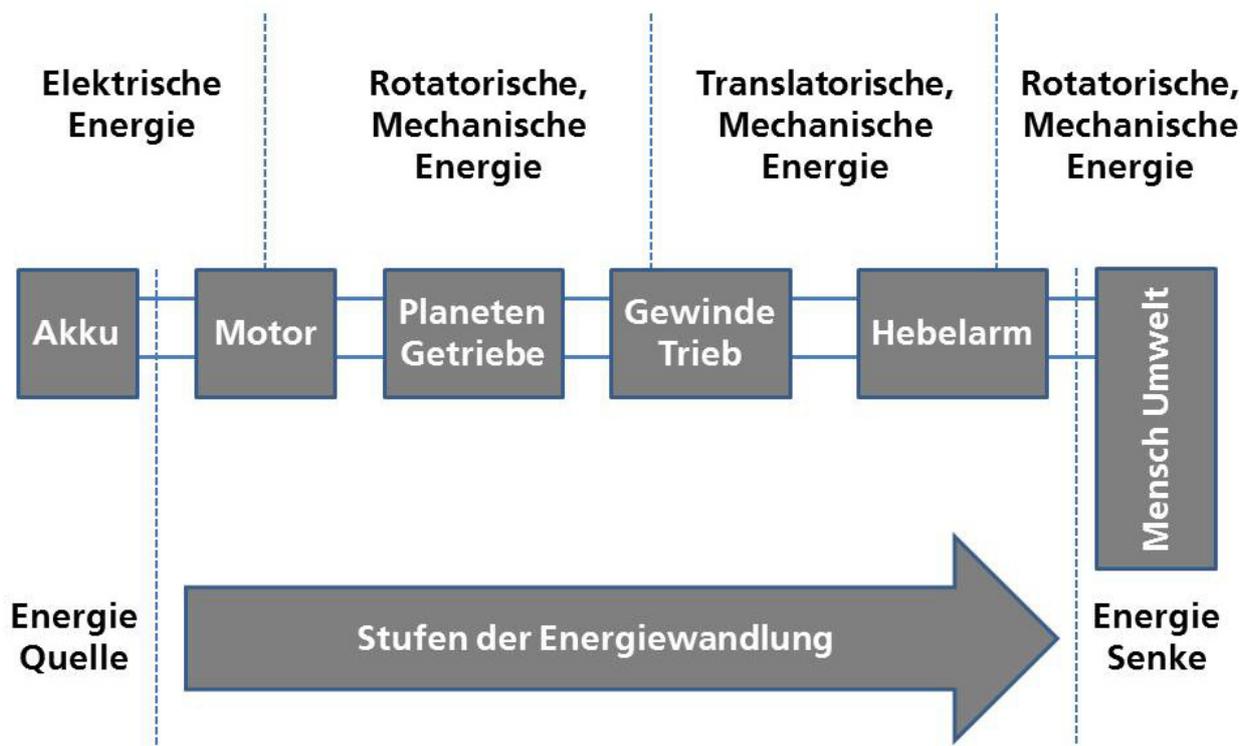


Abbildung 45: Knieprothese aufgeteilt in Port-Hamilton-Teilsysteme

Abbildung 45 zeigt das Antriebssystem aufgeteilt in die Teilsysteme Motor, Planetengetriebe, spezielle Getriebeeinheit (Trapezspindel oder Gewindetrieb) und kinematische Umsetzung (Hebelarm). An der einen Systemgrenze wird die Energie aus einer Akkumulator-Einheit bereitgestellt. Auf der anderen Seite des Systems wird die mechanische Energie an die Umgebung (den Prothesenträger) abgegeben. Zwischen den einzelnen Teilsystemen wird die Energie in mehreren Stufen von der elektrischen Energie des Akkus hin zur mechanischen Energie an der Knieachse gewandelt. Jedes einzelne Teilsystem kann mit dem Nächsten über eine Kombination aus effort \mathbf{e} und flow \mathbf{f} Variablen verbunden werden. Die jeweilige Verbindung muss im PHS als externer Port beschrieben werden.

5.9.7. Port-Hamilton-System (PHS) für den EC-Motor

Ziel ist es alle Teilsysteme als Port-Hamilton-Systeme darzustellen und später das Gesamtsystem zu einem Port-Hamilton-System zusammenzufügen. Hierzu muss von jedem Teilsystem zunächst die Hamiltonfunktion aufgestellt werden. Nach [Dui09b] wird die Gesamtenergie oder auch „Totale Energie“ der einzelnen Teilsysteme in Abhängigkeit der Zustände ermittelt. Die Zustände werden hierbei so gewählt, dass sie den verallgemeinerten Ortskoordinaten \mathbf{q} und dem verallgemeinerten Impuls \mathbf{p} entsprechen. Der Zustandsvektor \mathbf{x} setzt sich also aus den verallgemeinerten Größen \mathbf{p} und \mathbf{q} zusammen. Im Fall des Motors sind diese \mathbf{p} , \mathbf{q} , Φ und \mathbf{Q} . Hier wird zunächst der mechanische Teil des Motors betrachtet, da so das Vorgehen sehr gut veranschaulicht werden kann.

Im mechanischen Teil des Motors können, neben der Verlustenergie durch Reibung, zwei Energieformen auftreten: Die potentielle und die kinetische rotatorische, mechanische Energie. In der Hamilton-Methode wird zunächst die Hamiltonfunktion (die Energie im System) in Abhängigkeit von der verallgemeinerten Ortskoordinate \mathbf{q} (potentielle Energie \mathcal{H}_p) und des verallgemeinerten Impulses \mathbf{p} (kinetische Energie \mathcal{H}_k) bestimmt. Nach Formel 39 und Formel 40 resultieren diese aus der Integration von flow \mathbf{f} und effort \mathbf{e} .

Für den mechanischen Teil des EC-Motors gilt somit nach [Sin11]:

$$\mathcal{H}_M(\mathbf{p}, \mathbf{q}) = \overbrace{\mathcal{H}_p(\mathbf{q})}^{=0} + \mathcal{H}_k(\mathbf{p}) = \mathcal{H}_0 + \int_0^t P(\tau) d\tau = \mathcal{H}_0 + \int_0^t M \omega d\tau$$

Formel 49: Hamiltonfunktion, mechanischer Teil des EC-Motors

Unter Verwendung folgender Beziehungen:

$$\mathbf{L} \stackrel{\text{Verallgemeinerung}}{\cong} \mathbf{p}$$

Formel 50: Äquivalenz zwischen Drehimpuls und verallgemeinertem Impuls

$$\mathbf{L} = J \cdot \boldsymbol{\omega} \triangleq \mathbf{p} \rightarrow \boldsymbol{\omega} = \frac{\mathbf{p}}{J}$$

Formel 51: Drehimpuls

$$\mathbf{M} = \dot{\mathbf{L}} = \dot{\mathbf{p}}$$

Formel 52: Drehmoment-Substitution

folgt somit für den mechanischen Teil des EC-Motors die Hamiltonfunktion $\mathcal{H}_M(\mathbf{p}, \mathbf{q})$:

$$\mathcal{H}_M(\mathbf{p}, \mathbf{q}) = \mathcal{H}_k(\mathbf{p}) = \int_0^t \dot{\mathbf{p}} \frac{\mathbf{p}}{J} d\tau = \frac{\mathbf{p}^2}{2J}$$

Formel 53: Hamiltonfunktion für den mechanischen Teil

Auf die gleiche Art und Weise wird in [Sin11] der elektrische Kreis des EC-Motors modelliert. Es werden hierbei für die drei Phasen jeweils die energietragenden Elemente, im konkreten Fall also die Spulen, modelliert. Im Falle der Spulen gilt nach Tabelle 10:

$$\text{Verallg. Impuls } \mathbf{p} \xleftrightarrow{\text{Transformation Elektrisches System}} \text{Magnetischer Fluss } \Phi$$

$$\text{Verallg. Verschiebung } \mathbf{q} \xleftrightarrow{\text{Transformation Elektrisches System}} \text{Elektrische Ladung } \mathbf{Q}$$

Somit ist die Hamiltonfunktion abhängig vom magnetischen Fluss Φ und der elektrischen Ladung \mathbf{Q} .

Parallel zur Herleitung im mechanischen Fall ergibt sich die Hamiltonfunktion für den elektrischen Kreis nach [Sin11] zu:

$$\mathcal{H}_E(\Phi, Q) = \mathcal{H}_E(\Phi) = \frac{\Phi_A^2}{2L} + \frac{\Phi_B^2}{2L} + \frac{\Phi_C^2}{2L}$$

Formel 54: Hamiltonfunktion, elektrischer Kreis

Für den gesamten Motor ergibt sich somit die Hamiltonfunktion zu:

$$\mathcal{H}_{Motor}(\Phi, p) = \mathcal{H}_E(\Phi) + \mathcal{H}_k(p) = \frac{\Phi_A^2}{2L} + \frac{\Phi_B^2}{2L} + \frac{\Phi_C^2}{2L} + \frac{p^2}{2J}$$

Formel 55: Hamiltonfunktion für den EC-Motor

Um den Motor nun als ein PHS-Modell darstellen zu können müssen die Maschengleichungen für die einzelnen Phasen aufgestellt werden und nach der Änderung des Zustands (Flussänderung) $\dot{\Phi}$ aufgelöst werden. Die Maschengleichungen wurden bereits für die Modellierung im Zustandsraum in Kapitel 5.6 hergeleitet, es handelt sich um die Formel 21 bis Formel 23. Formel 56 zeigt den Zusammenhang zwischen den einzelnen Strangströmen und der Änderung des magnetischen Flusses durch die Spulen.

$$\dot{\Phi}_A = L \cdot \frac{di_A}{dt}; \dot{\Phi}_B = L \cdot \frac{di_B}{dt}; \dot{\Phi}_C = L \cdot \frac{di_C}{dt}$$

Formel 56: Zusammenhang zwischen Flussänderung und Phasenstrom

Verwendet man die Maschengleichungen, so erhält man nach entsprechender Umformung für die Flussänderung der einzelnen Spulen folgende Gleichungen:

$$\dot{\Phi}_A = L \cdot \frac{di_A}{dt} = -Ri_a + \frac{1}{3}u_{ab} - \frac{1}{3}u_{ca} - \frac{2}{3}e_a + \frac{1}{3}e_b + \frac{1}{3}e_c$$

$$\dot{\Phi}_B = L \cdot \frac{di_B}{dt} = -Ri_b + \frac{1}{3}u_{bc} - \frac{1}{3}u_{ab} + \frac{1}{3}e_a - \frac{2}{3}e_b + \frac{1}{3}e_c$$

$$\dot{\Phi}_C = L \cdot \frac{di_C}{dt} = -Ri_c + \frac{1}{3}u_{ca} - \frac{1}{3}u_{bc} + \frac{1}{3}e_a + \frac{1}{3}e_b - \frac{2}{3}e_c$$

Formel 57: Flussänderung an den einzelnen Spulen

Um das PHS aufstellen zu können müssen die Polradspannungen eingesetzt werden. Die Polradspannungen wurden bereits in Kapitel 5.6 hergeleitet. Es handelt sich um Formel 25, Formel 26 und Formel 27. Mit dem definierten Zustandsvektor \mathbf{x} , dem Eingangsvektor \mathbf{u} und dem Ausgangsvektor \mathbf{y} kann somit das PHS aufgestellt werden. Der Feldverlauf im EC-Motor ist durch Formel 30 gegeben. Zur einfacheren Darstellung werden die Feldverläufe nach [Sin11] in den einzelnen Phasen definiert.

$$F_A = F(\theta_e); F_B = F\left(\theta_e - \frac{2\pi}{3}\right); F_C = F\left(\theta_e - \frac{4\pi}{3}\right);$$

Formel 58: Definition der Feldverläufe in den Spulen

$$\mathbf{x} = \begin{pmatrix} \Phi_A \\ \Phi_B \\ \Phi_C \\ p \end{pmatrix}; \mathbf{y} = \begin{pmatrix} i_1 \\ i_2 \\ i_3 \\ \omega_M \end{pmatrix}; \mathbf{u} = \begin{pmatrix} u_{ab} \\ u_{bc} \\ u_{ca} \\ M_M \end{pmatrix}$$

Formel 59: Zustandsvektor \mathbf{x} , Ausgangsvektor \mathbf{y} , Eingangsvektor \mathbf{u}

$$\dot{x} = \begin{pmatrix} \dot{\Phi}_A \\ \dot{\Phi}_B \\ \dot{\Phi}_C \\ \dot{p} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -R & 0 & 0 & \frac{1}{3}k_e(2F_A + F_B + F_C) \\ 0 & -R & 0 & \frac{1}{3}k_e(F_A - 2F_B + F_C) \\ 0 & 0 & -R & \frac{1}{3}k_e(F_A + F_B - 2F_C) \\ \frac{k_t}{2}F_A & \frac{k_t}{2}F_B & \frac{k_t}{2}F_C & -C_v \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\partial H}{\partial \Phi_A} \\ \frac{\partial H}{\partial \Phi_B} \\ \frac{\partial H}{\partial \Phi_C} \\ \frac{\partial H}{\partial p} \end{pmatrix} \\ + \underbrace{\begin{pmatrix} \frac{1}{3} & 0 & -\frac{1}{3} & 0 \\ -\frac{1}{3} & \frac{1}{3} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{3} & \frac{1}{3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}}_{=g(x)} \begin{pmatrix} u_{ab} \\ u_{bc} \\ u_{ca} \\ M_M \end{pmatrix}$$

Formel 60: Zustandsgleichung des PHS nach [Sin11]

$$g(x)^T = \begin{pmatrix} \frac{1}{3} & -\frac{1}{3} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{3} & -\frac{1}{3} & 0 \\ \frac{1}{3} & 0 & -\frac{1}{3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Formel 61: Matrix $g(x)$

$$y = \begin{pmatrix} \frac{1}{3} & -\frac{1}{3} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{1}{3} & -\frac{1}{3} & 0 \\ \frac{1}{3} & 0 & -\frac{1}{3} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{\partial H}{\partial \Phi_A} \\ \frac{\partial H}{\partial \Phi_B} \\ \frac{\partial H}{\partial \Phi_C} \\ \frac{\partial H}{\partial p} \end{pmatrix}$$

Formel 62: Ausgangsgleichung des PHS nach [Sin11]

Das hier hergeleitete und dargestellte Port-Hamilton-System wird in [Sin11] für die Analyse des Antriebssystems in ein entsprechendes Matlab-Simulink-Modell überführt. Für das Planetengetriebe, den Gewindetrieb und die Hebelarmkinematik werden in [Sin11] auf die hier dargestellte Art und Weise Port-Hamilton-Systeme hergeleitet und jeweils ein Matlab-Simulink-Modell erstellt.

5.9.8. Überprüfung des PHS-EC-Motor-Modells

Wie bereits bei der Modellierung und Simulation des EC-Motors mittels Zustandsraummethode in Kapitel 5.6.4 wird auch hier das Port-Hamilton-System des EC-Motors überprüft. Es werden hierzu die Betriebspunkte Leerlauf und Haltemoment betrachtet.

Wie auch bei der Simulation mittels des Zustandsraum-Modells werden die Parameter eines Faulhaber-Motors, dem Motor mit der internen Bezeichnung 4490 H024B, verwendet.

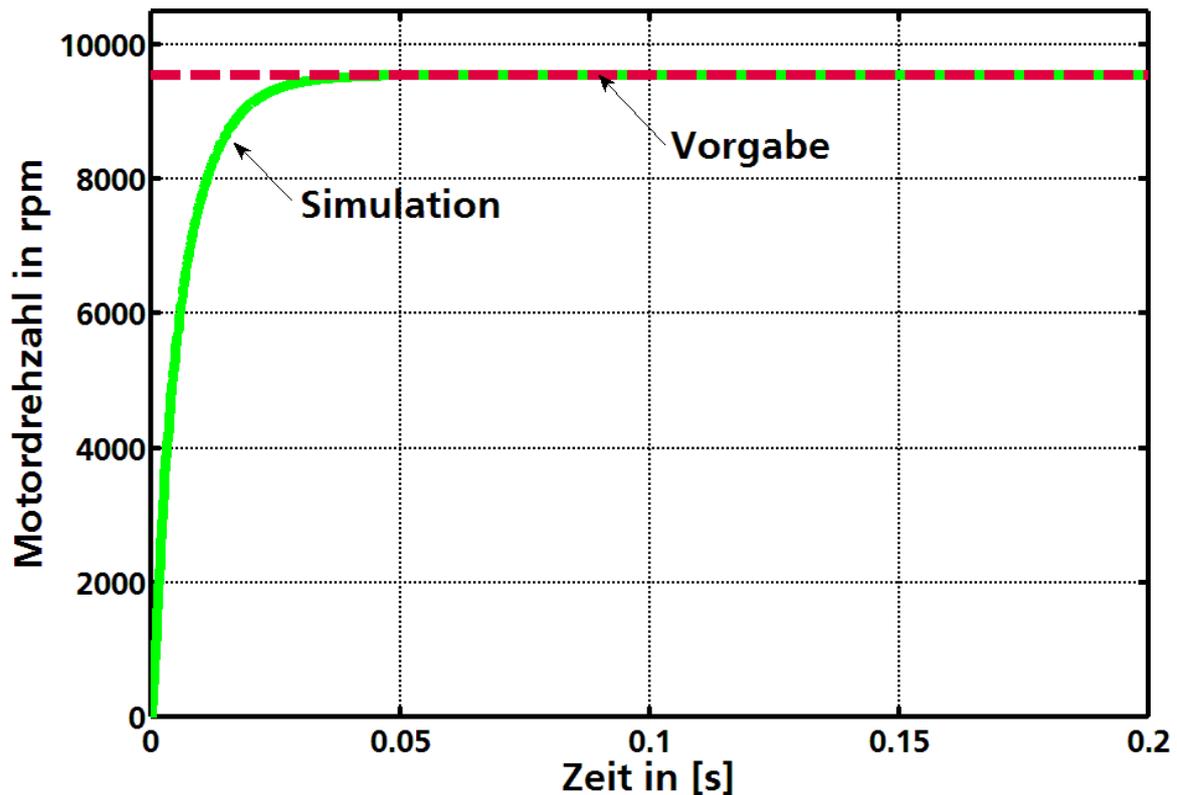


Abbildung 46: Leerlaufdrehzahltest mittels PHS nach [Sin11]

Abbildung 46 zeigt das Ergebnis der Simulation des Leerlaufpunktes. Der Motor wird hierbei aus der Ruhe heraus bis auf seine Leerlaufdrehzahl beschleunigt. Wie aus der Abbildung zu sehen ist, erreicht das Modell die entsprechende Leerlaufdrehzahl von $n_{\text{Leer}}=9541$ 1/min.

Abbildung 47 zeigt den Test des Haltemoments nach [Sin11]. Hierfür wird ein PI-Regler verwendet, welcher die Drehzahl des Motors auf null herunterregelt. Dies wird durch stetiges Erhöhen des Lastmoments erreicht. Wie die Abbildung zeigt, wird das Haltemoment entsprechend dem Datenblatt erreicht.

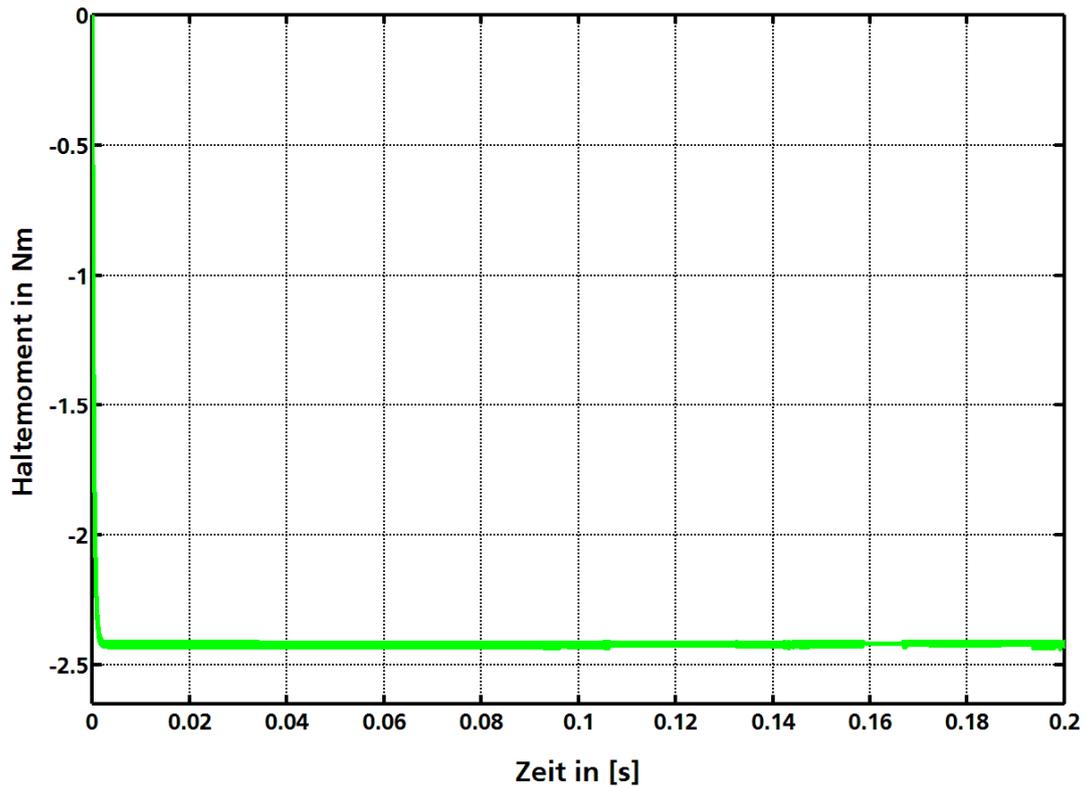


Abbildung 47: Haltemomenttest mittels PHS nach [Sin11]

Die vom Hersteller angegebenen Werte werden durch das Modell entsprechend nachgebildet. Das EC-Motor-Modell kann also für die weiteren Versuche verwendet werden.

5.9.9. Port-Hamilton-System für das Gesamtsystem

Wie bereits weiter vorne erwähnt wird das Port-Hamilton-System für das gesamte Antriebssystem aus den einzelnen Port-Hamilton-Systemen der Teilsysteme zusammengesetzt. Hierfür wird eine entsprechende Struktur benötigt.

Ziel bei der Modellierung ist die Darstellung des Leistungs- und Energietransfers durch das Antriebssystem. Entsprechend erfolgt die Interaktion der einzelnen Teilsysteme immer über die leistungskonjugierten Variablen flow \mathbf{f} und effort \mathbf{e} . Diese müssen an jeder Schnittstelle (an jedem Port) entsprechend definiert werden.

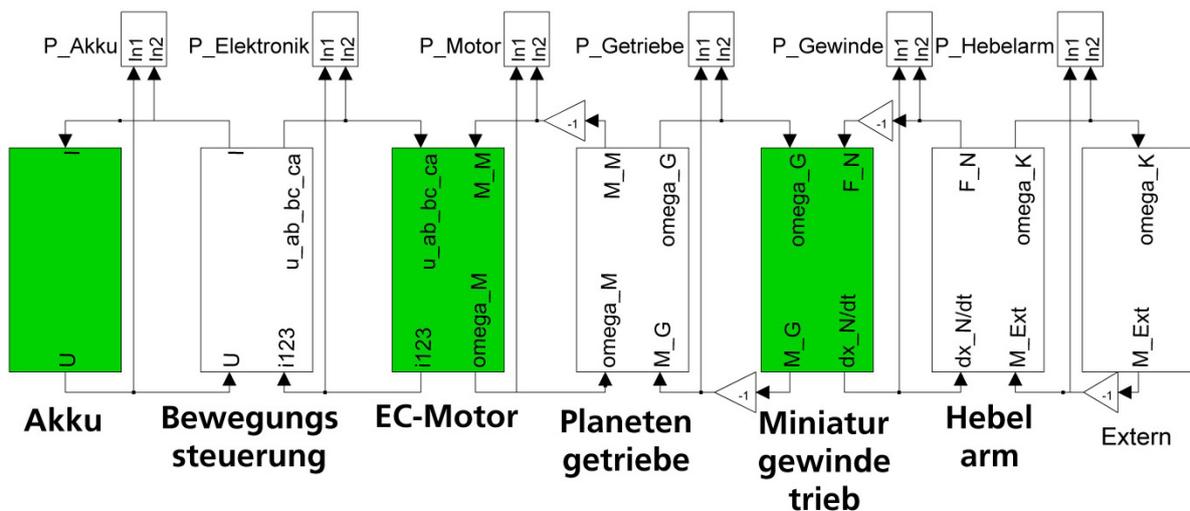


Abbildung 48: PHS des Antriebssystems in Matlab-Simulink nach [Sin11]

Abbildung 48 zeigt die Struktur des Gesamtsystems wie es in Matlab-Simulink in [Sin11] aufgebaut wird. Neben den eigentlichen Komponenten EC-Motor, Planetengetriebe, Miniaturgewindetrieb und Hebelarmkinematik werden hier noch die Bewegungssteuerung, der Akku und das extern wirkende Drehmoment als Simulationsblock eingeführt. Die Bewegungssteuerung wird aus dem Zustandsraummodell nach [Bal05] (Kapitel 5.6.1) verwendet. Sie ist nicht in die

Energiebetrachtung eingebunden. Der Akkumulator wird als optimale Spannungsquelle modelliert. Das externe Drehmoment stellt lediglich die Belastung durch das wirkende Drehmoment am Knie dar.

Neben der richtigen Wahl der effort- und flow- Vektoren muss, ähnlich wie bei der Kausalitätsbetrachtung bei Bondgraphenmodellen, hier die Richtung des Leistungsflusses durch entsprechende Wahl der Vorzeichen festgelegt werden. Im Motorbetrieb fließt beispielsweise Leistung/Energie in den Motor hinein. An derselben Schnittstelle fließt jedoch aus dem Akku Leistung/Energie raus. Diese Beziehungen sind in Anlehnung an [Sin11] für alle Schnittstellen in Tabelle 13 zusammengefasst. Das System wird von links nach rechts, das heißt von der Bewegungssteuerung bis hin zur Umsetzung der Bewegung an der Knieachse, beschrieben.

	Linke Seite	Rechte Seite
Schnittstelle zwischen Bewegungssteuerung und EC-Motor		
effort e	$U_{ab,bc,ca,l} = U_{ab,bc,ca,r}$	
flow f	$-i_{1,2,3,l} = i_{1,2,3,r}$	
Schnittstelle zwischen EC-Motor und Planetengetriebe		
effort e	$-M_{Motor,l} = M_{Motor,r}$	
flow f	$\omega_{Motor,l} = \omega_{Motor,r}$	
Schnittstelle zwischen Planetengetriebe und Gewindetrieb		
effort e	$-M_{Getriebe,l} = M_{Getriebe,r}$	
flow f	$\omega_{Getriebe,l} = \omega_{Getriebe,r}$	
Schnittstelle zwischen Gewindetrieb und Hebelarmkinematik		
effort e	$-F_{N,l} = F_{N,r}$	
flow f	$\dot{x}_{N,l} = \dot{x}_{N,r}$	
Schnittstelle zwischen Hebelarmkinematik und Umgebung		
effort e	$-M_{Kbod,l} = M_{Kbod,r}$	
flow f	$\omega_{Kbod,l} = \omega_{Kbod,r}$	

Tabelle 13: Schnittstellenbeziehungen im Gesamt-PHS nach [Sin11]

5.9.10. Simulation mittels PHS-Modell - Ergebnisse

Das Antriebssystem in der Darstellung als Port-Hamilton-System wird in [Sin11] komplett in Matlab-Simulink für einen Gangzyklus simuliert. Ziel ist hierbei die Betrachtung der Auslegung des Antriebssystems für eine aktiv angetriebene Knieprothese. Insbesondere sollen die Simulationen einen Aufschluss über den zu verwendenden Antrieb und die notwendigen Leistungs- und Energiewerte geben.

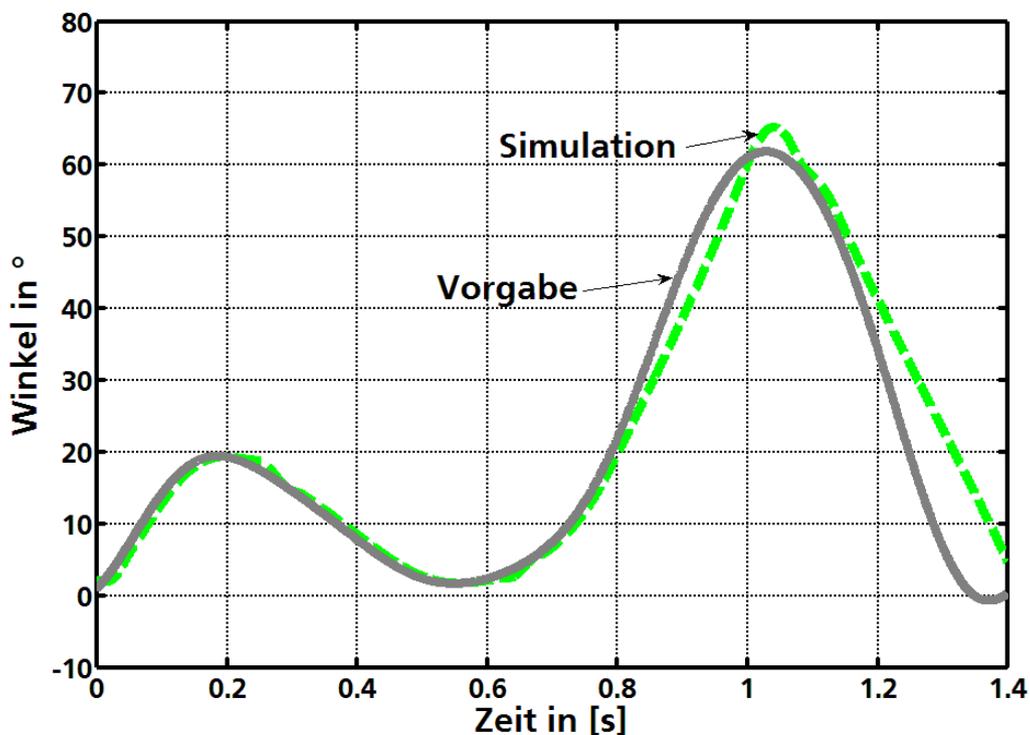


Abbildung 49: Simulation des PHS nach [Sin11]

Abbildung 49 zeigt den Verlauf eines Gangzyklus unter Verwendung der Parameter des 24V-Motors (Faulhaber 4409er-Serie). Die maximale Batteriespannung beträgt hier $U_{\text{bat,max}}=24\text{V}$, der Strom am Eingang ist auf $I_{\text{max}}=10\text{A}$ begrenzt. Wie bereits bei der Simulation mittels Zustandsraumdarstellung in Kapitel 5.6 ist auch hier die Abweichung zwischen

Sollwertkurve $\theta_{\text{kbod,soll}}$ und dem tatsächlichen Verlauf des Kniewinkels θ_{kbod} zu sehen. Der Grund hierfür liegt, wie bereits weiter vorne diskutiert in der zu geringen Leistung im System. Erhöht man die Spannung auf $U_{\text{bat}}=36\text{V}$ und lässt einen maximalen Strom von $I_{\text{Max}}=12\text{A}$ zu, so wird die Sollwertkurve, wie auch bereits bei der Simulation in Kapitel 5.6 gezeigt, erreicht.

5.10. Zusammenfassung – Systemtheoretische Analyse und Simulation

Im gesamten Kapitel 5 wird die Modellierung des Systems mittels drei verschiedener Ansätzen diskutiert:

- 1.) Modellierung des Systems mittels Zustandsraummodell.
- 2.) Modellierung des Systems mittels Bondgraphentheorie.
- 3.) Modellierung des Systems mittels Port-Hamilton-Theorie.

Die Bondgraphentheorie dient hierbei der Schaffung der Grundlagen für die Anwendung der Port-Hamilton-Methode.

Die Simulation des Systems erfolgt mit den Matlab-Simulink-Modellen nach [Sch11] und [Sin11]. Ziel ist es auf der einen Seite zu zeigen, welche Möglichkeiten existieren um ein mechatronisches Antriebssystem für Prothesen bereits in der frühen Produktentwicklungsphase ohne Aufbau eines realen Modells testen zu können. Auf der anderen Seite sollen für den konkreten Fall Hilfsmittel für die Systemauslegung bereit gestellt und angewendet werden.

Folgende Ergebnisse können aus den durchgeführten Simulationen gezogen werden:

- 1.) Modellierung und Verwendbarkeit der Modelle: Die Modellierung im Zustandsraummodell kann als eine Art „Stand der Technik“ betrachtet werden. Modelle für einzelne Komponenten des Antriebssystems, wie zum Beispiel den EC-Motor, sind in der Literatur ausführlich beschrieben. Die aus der Bondgraphentheorie abgeleitete Port-Hamilton-Theorie eignet sich sehr gut für die Modellierung von komplexen mechatronischen Systemen. Sie wird in jüngster Literatur im Bereich Robotik diskutiert und stellt eine sehr gute Methode dar, komplexe Multidomänen-Systeme zu modellieren.

2.) Ergebnisse der Simulationen: Wie bereits bei der Modellierung und Simulation im Zustandsraum deutlich wird, erfüllt ein 24V-Hebelarmkinematik-System die Anforderungen an ein aktives Antriebssystem für Knieprothesen nicht. Dies wird durch die Modellierung und Simulation mit dem PHS bestätigt. Die Simulationen (Im Zustandsraum und als PHS) mittels erhöhter System-Spannung (36V) und erhöhter Strombegrenzung (12 A) ergibt sehr gute Ergebnisse.

Der Wirkungsgrad der Hebelarm-Antriebslösung ist relativ niedrig. Aus der Betrachtung des Energieverbrauchs in [Sin11] resultiert ein Gesamtwirkungsgrad über den Gangzyklus von 25 %. Dies ist vor allem auf zwei Ursachen zurück zu führen:

- a. Der Motor besitzt einen optimalen Betriebspunkt im Bereich der Nenndrehzahl. Während des Gangzyklus durchläuft das Antriebssystem nahezu den kompletten Drehmoment- und Drehzahlbereich. Dies wird anhand der Betrachtung der charakteristischen Kurve (Kapitel 3) deutlich. Das nachfolgende Antriebssystem (Planetenge triebe mit Hebelarm-Kinematik) ermöglicht kein „Halten des Motors im optimalen Drehmoment-Drehzahlpunkt“. Der Motor muß also auf der einen Seite während der Standphase ein sehr hohes Drehmoment bei einer sehr geringen Drehzahl aufbringen. Auf der anderen Seite wird während der Schwungphase eine hohe Drehzahl bei niedrigem Drehmoment abgefragt.
- b. Das zunächst verwendete Antriebssystem, das Hebelarmkinematik-Antriebssystem, transformiert zwischen rotatorischer und

translatorischen Bewegungsform hin und her. Während dieser Transformationen treten hohe Verluste auf.

5.11. Verwendung der Resultate für die Produktentwicklung

Die Erkenntnisse aus den Simulationen fließen in die Auslegung des elektromechanischen Antriebssystems in Kapitel 6 ein und werden für weitere Produktentwicklungen im Orthopädietechnik-Bereich verwendet.

Grundsätzlich werden Versuche mit höheren Systemspannungen ($U_{\text{bat}}=36\text{V}$ und $U_{\text{bat}}=48\text{V}$) und einer höheren Strombegrenzung $I_{\text{Max}}=20\text{ A}$ durchgeführt. Zusätzlich zur Hebelarmkinematik-Lösung werden Lösungen mit speziellen Kugelumlaufspindeln und die (zum Patent angemeldete) Lösung mittels Kegelstirnradgetriebe betrachtet.

6. Elektromechanisches Antriebssystem

Die aktiv angetriebene Prothese ist mit einem elektromechanischen Antriebssystem ausgestattet. Die Herleitung der Anforderungen an das Antriebssystem der aktiven Knieprothese wird in Kapitel 3 ausführlich beschrieben. Anhand dieser Anforderungen wird in Abhängigkeit des gewählten Kinematik-Konzeptes die Motor-Getriebe-Kombination für die aktiv angetriebene Knieprothese ausgelegt.

Folgende Konzepte werden betrachtet:

- 1.) Als erstes Kinematik-Konzept wird die in Kapitel 4.6.1 bereits eingeführte Hebelarm-Kinematik analysiert.
- 2.) Basierend auf dem Hebelarmkonzept werden weitere Versuche mit einer Kugelumlaufspindel (als Ersatz für das Trapez-Spindel-Getriebe) durchgeführt.
- 3.) Als finales Konzept wird das Kinematik-Konzept mit Kegelstirnradgetriebe betrachtet. Dieses Konzept dient als Grundlage für weitere Produktentwicklungen und ist als Patent eingereicht [Bud11b].

In allen Varianten wird ein elektrisch kommutierter Motor kombiniert mit einem Planetengetriebe verwendet. Die Auswahl des Motors richtet sich nach der, für das jeweilig diskutierte Kinematik-Konzept benötigten Drehzahl und dem benötigten Drehmoment am Motorausgang.

6.1. Stand der Technik – elektromechanische Antriebssysteme

Elektromechanische Antriebssysteme werden für eine Vielzahl von technischen und Lösungen verwendet. Zur Integration eines elektrischen Antriebs in ein mechatronisches Prothesensystem muss dieser den Anforderungen aus Kapitel 3 gerecht werden.

In diesem Abschnitt wird ein kurzer Überblick über mögliche elektromechanische Antriebssysteme gegeben. Es wird schließlich eine Elektromotor-Typ ausgewählt und verschiedene Getriebekombinationen werden diskutiert.

6.1.1. Einführung Elektrische Motoren

Elektrische Maschinen sind Energiewandler, die im Motorbetrieb mit elektrischer Energie gespeist werden und diese in mechanische Energie umwandeln. Dabei werden sie mit Gleichstrom oder mit ein- oder dreiphasigem Wechselstrom versorgt. Im Generatorbetrieb wird mechanische Energie in elektrische Energie umgewandelt. Je nach Ausführung des Motors handelt es sich bei der mechanischen Energie um rotatorische oder translatorische Bewegungsenergie. Die hierzu charakteristischen Parameter der Bewegungsenergie sind in Anlehnung an [Sch07] in Anhang A.3 zusammenfassend dargestellt. Der bewegte Teil einer elektrischen Maschine wird als Läufer, der feststehende Teil als Stator bezeichnet. Derjenige Teil einer Maschine, in dem Spannung induziert wird, wird als Anker bezeichnet. Beispielsweise trägt bei der Gleichstrommaschine der Läufer die Bezeichnung Anker.

In der Literatur, wie zum Beispiel in [Fu01] oder aber auch [Sch07], werden die elektrischen Maschinen und Antriebe in verschiedene Untergruppen je nach physikalischem Prinzip wie folgt unterteilt:

Gleichstrommaschine; Asynchronmaschine; Synchronmaschine; Elektronisch
Kommutierte Maschinen (Electronically Commutated Motor: EC-Motor);
Transversalflussmaschine.

Im Folgenden wird auf die Gruppe der elektronisch kommutierten Motoren (EC-Motoren) näher eingegangen.

6.1.2. Permanenterregte Bürstenlose Gleichstrom Motoren (Permanent Magnet Brushless DC Motor Drives – PM BLDC Motors)

Vor allem im Bereich der Kleinmotoren bis 1KW, aber auch im Bereich der elektrischen Antriebssysteme in Fahrzeugen (Stichwort Elektromobilität) hat sich die permanenterregte bürstenlose Gleichstrommaschine durchgesetzt. Die Eignung von bürstenlosen Gleichstrommotoren in komplexen medizinischen Systemen, wie zum Beispiel einem Herzunterstützungssystem, wird in [Par96] eindrucksvoll beschrieben.

Der Vorteil dieser Motoren liegt auf der einen Seite im hohen Wirkungsgrad (Wirkungsgrade bis zu 89% sind Stand der Technik) und auf der anderen Seite in der einfachen Integrierbarkeit in mechatronische Systeme.

Hinzu kommt, dass durch den sehr großen Fortschritt im Bereich der Mikrocontrollertechnik in den vergangenen zwei Jahrzehnten ein Hauptnachteil, der relativ große regelungstechnische Aufwand für die Ansteuerung solcher Motoren, praktisch nicht mehr vorhanden ist.

Heutige Motorenhersteller bieten, entweder bereits im Motorgehäuse integriert oder aber als komplette Module, Lösungen für die Ansteuerung solcher Motoren an.

6.1.3. Funktionsweise eines Dauermagnet-Motors

Auf einen Stromdurchflossenen Leiter, welcher sich in einem Magnetfeld mit konstanter Flussdichte **B** befindet, wirkt die Lorentzkraft (Formel 63).

$$\mathbf{F} = L \cdot \mathbf{I} \times \mathbf{B}$$

Formel 63: Lorentzkraft

Besteht nach [Bo04] dieser Leiter aus mehreren Spulen N , welche jeweils eine Breite b und eine Gesamtlänge L haben und um eine Achse rotierend gelagert sind, so wird ein Drehmoment \mathbf{M}_e nach Formel 64 erzeugt.

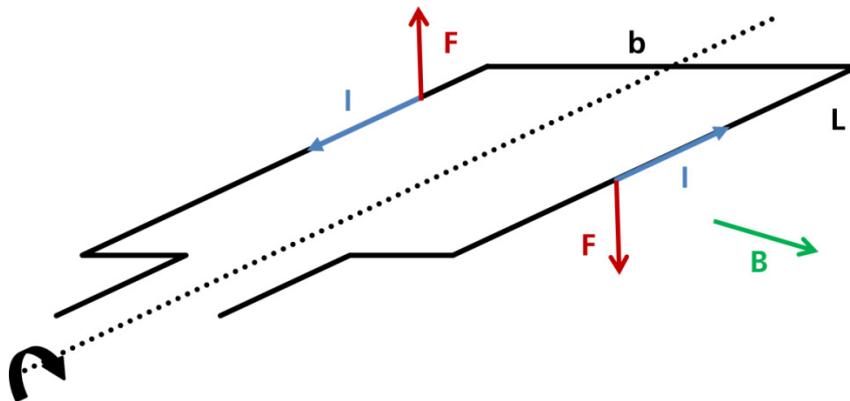


Abbildung 50: Prinzip der Drehmomenterzeugung

$$M_e = NBbLI = k_t \cdot I$$

Formel 64: Drehmoment, Dauermagnetmotor

Die Größen N , B , L und b sind vom Aufbau des Motors abhängig und können somit zu der in Kapitel 5 bereits eingeführten, Drehmomentkonstante k_t zusammengefasst werden. In Abbildung 50 wird das Prinzip der Drehmomenterzeugung schematisch dargestellt. Wichtig ist hierbei, dass der Strom in technischer Richtung definiert ist.

Da sich die Spule in einem Feld mit konstanter Flussdichte B dreht, wird entsprechend dem Induktionsgesetz eine Gegenspannung U_{ind} induziert. Diese Spannung ist abhängig von dem durch die Spule eingeschlossenen magnetischen Fluss und ändert sich mit der Winkelgeschwindigkeit. Es gilt somit der in Formel 65 dargestellte Zusammenhang.

$$U_{\text{ind}} = k_e \omega$$

Formel 65: Gegeninduktionsspannung

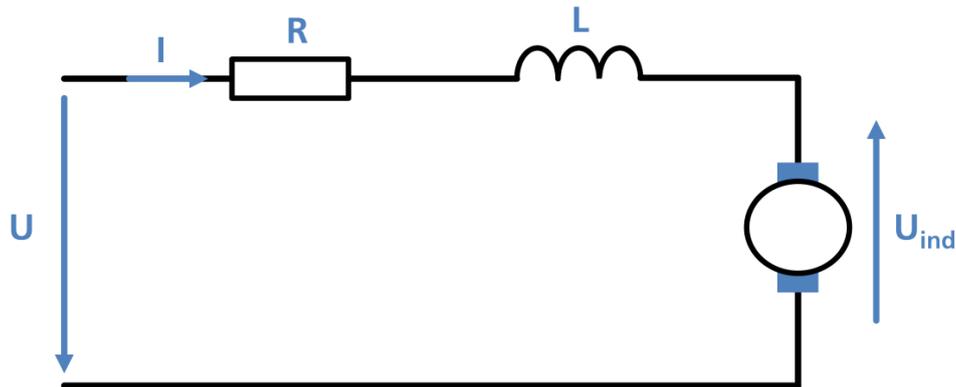


Abbildung 51: Ersatzschaltbild, Dauermagnetmotor

Verwendet man die aus dem Ersatzschaltbild resultierenden Beziehungen für den Strom I , so ergibt sich eine Drehzahl-Drehmoment-Beziehung nach Formel 66:

$$M_e = \frac{k_t}{R} (U - k_e \omega)$$

Formel 66: Zusammenhang, Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie nach [Bo04]

Es besteht also ein linearer Zusammenhang zwischen Drehmoment und Drehzahl. Dieser Zusammenhang wird in der Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie dargestellt. Eine Änderung der angelegten Spannung resultiert in einer parallelen Verschiebung der Kennlinie.

6.1.4. Funktionsweise PM-BLDC-Motor

Abbildung 52 zeigt den inneren Aufbau eines PM-BLDC-Motors im Querschnitt. Der Stator ist wie bei einer Synchronmaschine aufgebaut. Im vorliegenden Fall handelt es sich um einen 3 phasigen Stator mit jeweils 2 Wicklungen.

Auf dem Rotor sind 4 Permanentmagnete aufgebracht. Es handelt sich somit um eine Maschine mit der Polpaarzahl 2 oder eine 4 polige Maschine.

Das Drehfeld des Stators wird im Gegensatz zu einer Drehstrommaschine mittels einer entsprechenden Treiberschaltung erzeugt. Diese Treiberschaltung nennt man Wechselrichter. Sie ist für die Umwandlung des Gleichstroms in einen Wechselstrom mit entsprechender Phasenzahl zuständig.

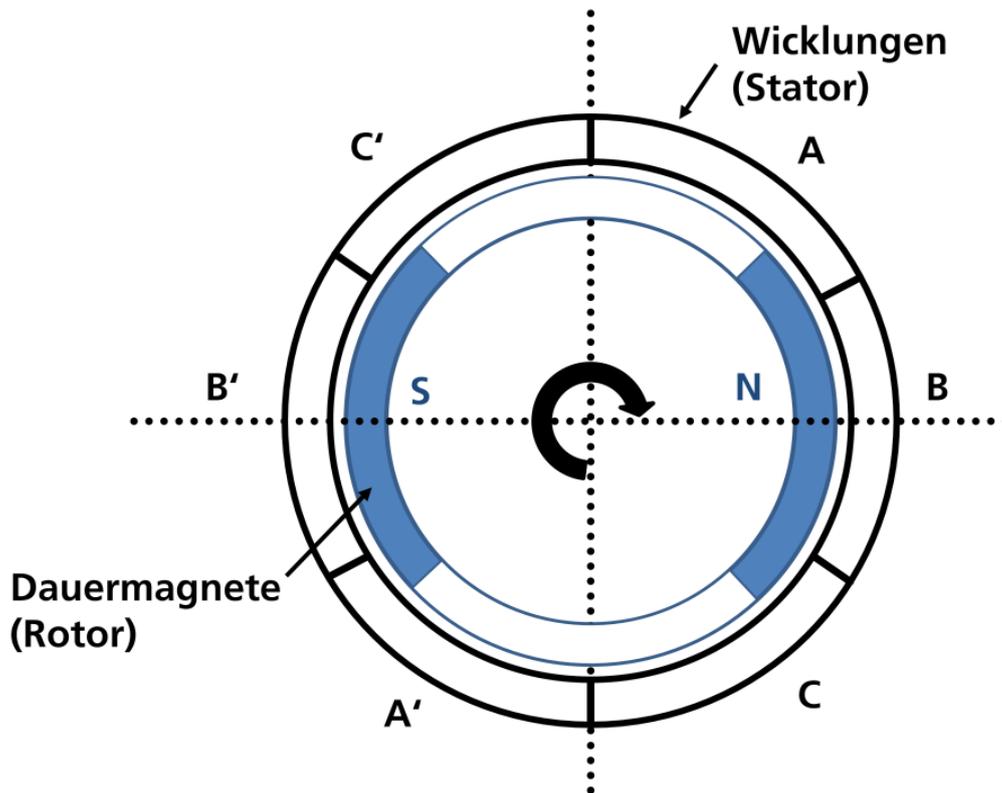


Abbildung 52: Prinzip des PM-BLDC-Motors

Abbildung 53 zeigt einen Wechselrichter bestehend aus 3 Halbbrücken mit jeweils 2 Leistungsschaltern. Im Falle von Motoren bis einigen wenigen kW werden diese Leistungsschalter an Hand von Leistungs-MOSFETs realisiert. Werden mittels des Wechselrichters Leistungen von mehreren kW, wie zum Beispiel in der automobilen Antriebstechnik, geschaltet, so verwendet man Bipolartransistoren mit isolierter Gate-Elektrode. Sogenannte Insulated-gate bipolar transistors oder IGBTs.

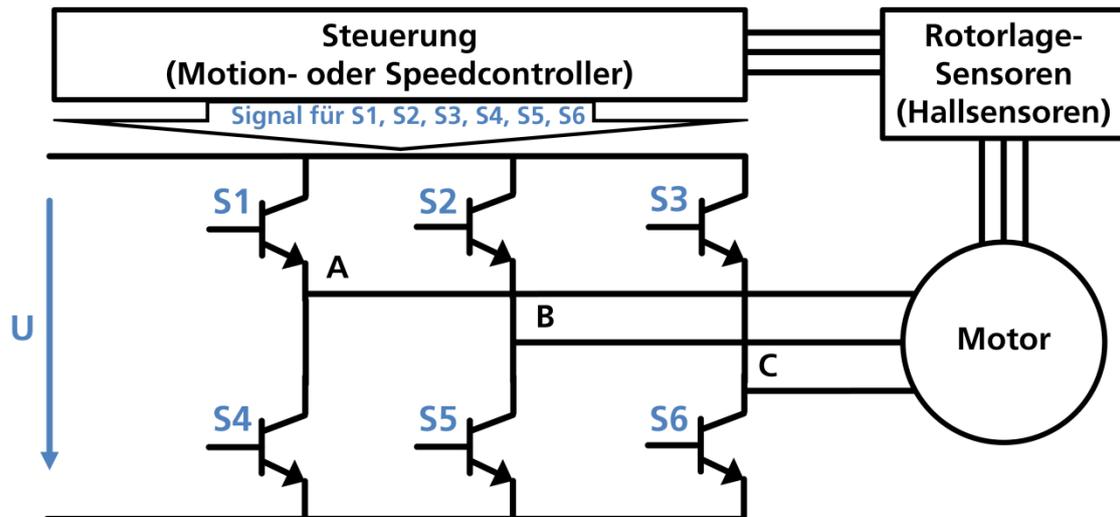


Abbildung 53: Prinzipielle Ansteuerung eines PM BLDC nach [Kap10]

Die Ansteuerung des Wechselrichters wird über Mikrocontroller realisiert und muss auf den eingesetzten Motor abgestimmt sein. Hierbei ist die verwendete Ansteuerung von der eingesetzten Sensorik ebenso wie von der Art der Anwendung abhängig.

Sehr häufig wird für die Antsteuerung ein PWM-(Puls-Weiten-Modulations)-Signal verwendet. Bei der Pulsweitenmodulation bestimmt die Länge der Einschaltzeit (Pulsweite) die effektiv an der einzelnen Phase anliegende Spannung.

Für die Bestimmung der Signale S1 bis S6 werden am Motor häufig Hallsensoren entlang des Rotors angebracht. Man verwendet hierbei das Prinzip eines Inkrementalgebers.

6.2. Auswahl des elektrischen Antriebs

Ausschlaggebend für die Auswahl eines elektrischen Antriebs ist die entsprechende Drehmomententwicklung bei der während des Gangzyklus auftretenden Winkelgeschwindigkeit. Der Motor soll bei möglichst geringem

Gewicht und entsprechend Kapitel 3.3.1 kleinem Bauraum ein möglichst hohes Drehmoment bei entsprechender Winkelgeschwindigkeit aufzeigen.

Motordaten	Einheit	Motor 1	Motor 2	Motor 3
Nennspannung	V	24	24	24
Leerlaufdrehzahl	min ⁻¹	7580	4300	6700
Leerlaufstrom	mA	137	200	240
Nenn-drehzahl	min ⁻¹	6930	3250	6100
Nennmoment	mNm	170	40	110
Anhaltemoment	mNm	2280	1640	1250
Grenzdrehzahl	min ⁻¹	12000	10000	n.a.
Nennleistung	W	123,4	13,6	70,27
Kennliniensteigung	min ⁻¹ / mNm	3,33	26,3	5,4
Motorgewicht	g	480	400	400
Motorlänge	mm	71	70	64
Motordurchmesser	Mm	40	42	38
Spezifisches Moment	mNm/kg	354,17	100	275
	mNm/cm ³	0,95	0,21	0,76
Spezifische Leistung	W/kg	257,08	34	175,66
	W/cm ³	0,69	0,07	0,48

Tabelle 14: Motordaten 24V-Gleichstrommaschinen nach [Kap10]

Tabelle 14 zeigt eine Auswahl von 24V-Gleichstrommotoren verschiedener Hersteller. Wie aus dieser Zusammenstellung nach [Kap10] zu sehen ist, variieren die Motor-Kenndaten sehr stark je nach Hersteller und Auslegungskriterium. Ein sehr wichtiges Kriterium für die Auslegung des Antriebsstrangs ist die Steigung

der Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie. Aus ihr kann man ablesen, wie stark die Drehzahl bei Erhöhung des Last-Drehmoments einbricht.

Für die weitere Betrachtung des Antriebsstrangs wird auf folgende Motorparameter besonderen Wert gelegt:

Leistung des Motors: Der Motor ist im jetzigen Prothesenaufbau der einzige Energiewandler, welcher aktiv mechanische Energie erzeugt. Charakterisiert wird diese momentan zur Verfügung stehende Energie über die Leistungsklasse des Motors.

Maximales Drehmoment: Während der frühen Standphase im Gangzyklus wird ein sehr hohes Drehmoment an der Knieachse gefordert. Ohne mechanische Abstützung muss der elektrische Antrieb dieses Drehmoment aufbringen. Konzepte der mechanischen Abstützung für die hohen Drehmomente in der Standphase werden beispielsweise in den Arbeiten von Thomas Sugar [Bha04], [van09], [Sug07] diskutiert.

Ziel in dieser Arbeit ist es das Drehmoment mit dem Antriebssystem aufzubringen, ohne zusätzliche mechanische, pneumatische oder hydraulische Auffangmechanismen zu implementieren.

Maximale Drehzahl: Während der Schwungphase wird die maximal mögliche Geschwindigkeit des Antriebssystems benötigt. Der Motor muss auf diese Drehzahl ausgelegt sein. Insbesondere bei der Auslegung der Getriebereinheit muss hierauf Rücksicht genommen werden. Bei sehr hohen Übersetzungen muss der Motor eine entsprechend hohe Drehzahl ermöglichen.

Für die beschriebenen Varianten des Antriebsstrangs müssen die resultierenden Antriebsparameter im Systemen abhängig von den in Tabelle 15 beschriebenen Motorparameter näher analysiert werden.

Parameter [Einheit]	Wert	Erklärung
Abgabeleistung des Motors: $P_{\text{Motor,Max}}$ [W]	201	... gibt die maximal zur Verfügung stehende Leistung am Ausgang des Motors an.
Stromkonstante: k_i [A/Nm]	0,042	... gibt den Zusammenhang zwischen aufgenommenem Strom und abgegebenem Drehmoment bei konstanter Spannung (Nennspannung) an.
Drehmomentkonstante: k_t [A/mNm]	23,83	...gibt den Zusammenhang zwischen Strom I und Drehmoment M_e an.
Generatorspannung s-konstante: k_e [mV/rpm]	2,495	..gibt den Zusammenhang zwischen Spannung und Drehzahl an.
Drehzahlkonstante: k_n [rpm/V]	401	...gibt den Zusammenhang zwischen Drehzahl und Spannung an.
Steigung der n-M-Kennlinie: $\Delta n/\Delta M$ [rpm/mNm]	4,0	... gibt den Zusammenhang zwischen der Änderung der Drehzahl Δn bei Belastung mittels eines Drehmoment ΔM an.
Maximales Dauerdrehmoment: $M_{\text{Motor,Max}}$ [Nm]	191,8	...gibt das maximal zulässige Drehmoment im Dauerbetrieb an.
Maximale Drehzahl: $n_{\text{Motor,Max}}$ [rpm]	1600 0	... gibt die maximal zulässige Drehzahl im Dauerbetrieb an.
Anhaltmoment: $M_{\text{Motor,H}}$ [Nm]	2406	... theoretisches Anhaltmoment des Motors bei ausreichender Versorgung mittels Strom durch die Leistungselektronik.

Tabelle 15: Parameter des verwendeten Motors

6.2.1. Motorintegration

Für alle in dieser Arbeit diskutierten Antriebsstrangkonzepte (Hebelarm- und Kegelstirnradtriebkonzepte) werden elektronisch kommutierte Motoren als Versuchsobjekte verwendet. Es handelt sich um Motoren der Baureihe 4490 der Firma Faulhaber, die Parameter der 24V-Variante sind in Tabelle 15 aufgelistet.

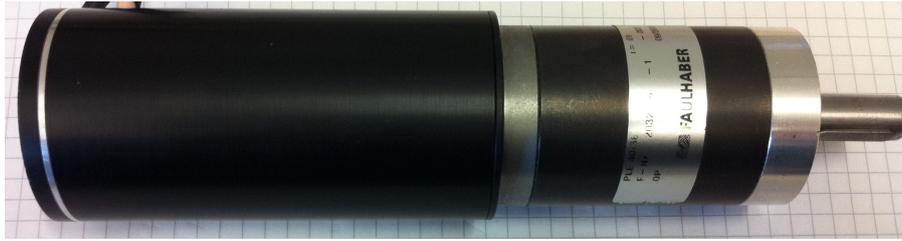


Abbildung 54: Faulhaber Motor-Getriebe-Einheit

Abbildung 54 zeigt einen 24V-Motor mit aufgeflosschtem Planeten-Getriebe. Der Motor besitzt eine Länge von 90mm.

Zusammen mit der Planetengetriebeeinheit, der Sensoreinheit und der Anschlussachse hat das Antriebssystem eine Länge von 177,4 mm.

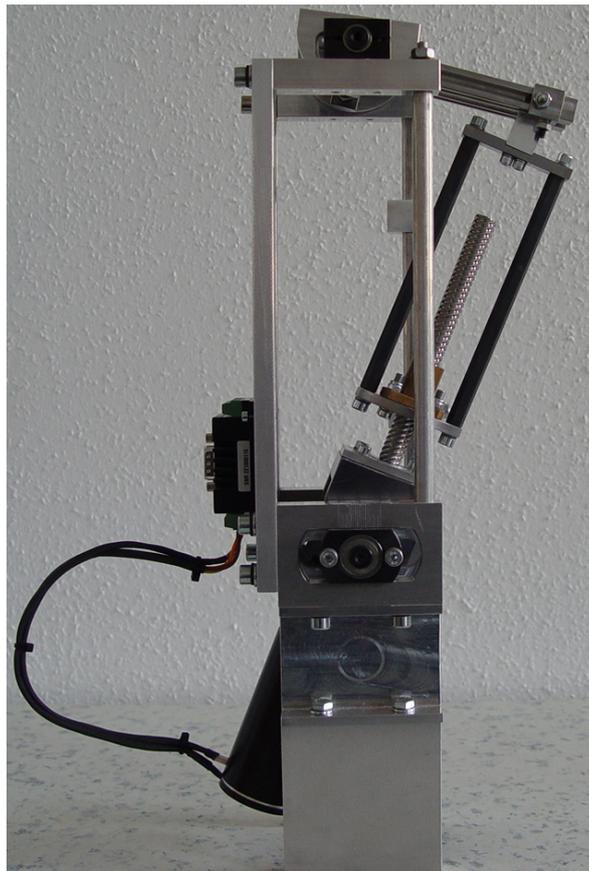


Abbildung 55: Hebelarmkonzept mit Motoreinheit

In Abbildung 55 ist der Motor integriert in den Dynamik-Prüfstand mit Hebelarm-Kinematik zu sehen. Abbildung 56 zeigt eine 48V-Variante integriert in einer derzeit in Entwicklung befindlichen Prothese mit Kegelstirnradgetriebe nach [Bud11b].



Abbildung 56: 48V-Motor in Kegelstirnradgetriebe-Prototyp

Bei der Auswahl des Motors ist die geforderte Leistung im System ausschlaggebend. Wie in den vorangegangenen Kapiteln diskutiert, benötigt man an der Knieachse, und somit am Systemausgang, eine maximale Leistung von $P_{\text{kbody,max}}=100\text{W}$.

Um genug Leistungsreserven im System bereitzustellen, wird für den Versuchsaufbau ein Motor mit einer maximalen Abgabeleistung von $P_{\text{motor,max}}=200\text{W}$ ausgesucht.

Auf folgende Punkte wird bei der Auslegung des Motors besonders Wert gelegt:

- A. Das charakteristische Kennlinienfeld am Systemausgang muss den in Kapitel 3 hergeleiteten Anforderungen entsprechen.

B. Die möglichen Drehzahlen und Drehmomente des Motors sollen unter zwei Gesichtspunkten betrachtet werden:

- a. Normalbetrieb
- b. Kurzzeitige Überlastung

C. Der maximal zulässige Strom der zur Verfügung stehenden Leistungselektronik soll das Erreichen des maximalen Drehmoments während der Schwungphase ermöglichen.

Die Punkte A und B sind mittels der Vorarbeiten der vorangehenden Kapitel leicht realisierbar. Die Auslegung des maximalen Stroms der Leistungselektronik muss jedoch ausführlicher betrachtet werden. Insbesondere Konzepte der kurzzeitigen Überlastung des Motors durch einen Grenzstrom, der weit über dem maximal zulässigen Strom im Normalbereich des Motors liegt, müssen analysiert werden. Praktische Versuche, welche in Kapitel 7 beschrieben sind, sind hier notwendig.

6.3. Getriebeeinheit

Bei allen hier diskutierten Antriebsstrang-Möglichkeiten wird direkt nach dem Motor ein Planetengetriebe eingesetzt. Dieses wird, je nach Konzept, mit einem Miniaturgewindetrieb (Trapezspindel) oder aber Kegelstirnradgetriebe kombiniert. Entsprechend werden die technischen Grundlagen eingeführt. Für weitere Details sei auf entsprechende Literatur, wie zum Beispiel [Bo04] verwiesen. Um die Getriebeeinheiten beschreiben zu können, sind in Anlehnung an [Bo04] in Tabelle 16 grundlegende Begriffe erklärt.

Begriff	Erklärung
Räderwerke	Mechanismen, welche für die Übertragung/Umformung von Drehbewegungen eingesetzt werden.
Kegelradgetriebe	Ein- und Ausgangswelle besitzen sich überschneidende Wellen
Stirn- oder Antriebskegelrad	Bezeichnung für das größere Getrieberad.
Ritzel	Bezeichnung für das kleinere Getrieberad.
Stirnradgetriebe	Die Verzahnung des Getriebes ist auf axialen Linien parallel zur Wellenachse ausgeführt
Schrägradgetriebe	Die Zähne des Getriebes sind auf einer Spirale entlang der Achse geschnitten.
Doppelschrägverzahnung	Die Zähne des Getriebes sind auf zwei entgegengesetzten Spiralen geschnitten. Diese Verzahnung ermöglicht entgegen dem Schrägradgetriebe einen axialen Schub.
Planetenrad	Zahnräder auf den umlaufenden (äußeren) Achsen.
Sonnenrad	Zahnräder auf der inneren Achse.
Hohlrad	Äußerer Ring mit Verzahnung. Planetenräder wälzen sich hierauf ab.

Tabelle 16: Grundbegriffe der Getriebetechnik in Anlehnung an [Bo04]

6.3.1. Das Planetengetriebe

Das Planetengetriebe besteht aus einem Sonnenrad, mehreren Planetenrädern, einem Hohlrad und einem Planetenträger. Ein entsprechender Aufbau ist in Abbildung 57 abgebildet. Die einzelnen Räder sind entsprechend einem Stirnradgetriebe axial verzahnt. Das Getriebe ermöglicht eine rein rotatorische Umformung einer Bewegung. Das vom Hersteller angegebene Übersetzungsverhältnis gibt die Relation zwischen der Winkelgeschwindigkeit am Eingang und der Winkelgeschwindigkeit am Ausgang des Getriebes an.

$$i_{\text{Planet}} = \frac{\omega_{\text{Eingang}}}{\omega_{\text{Ausgang}}}$$

Formel 67: Übersetzungsverhältnis am Planetengetriebe

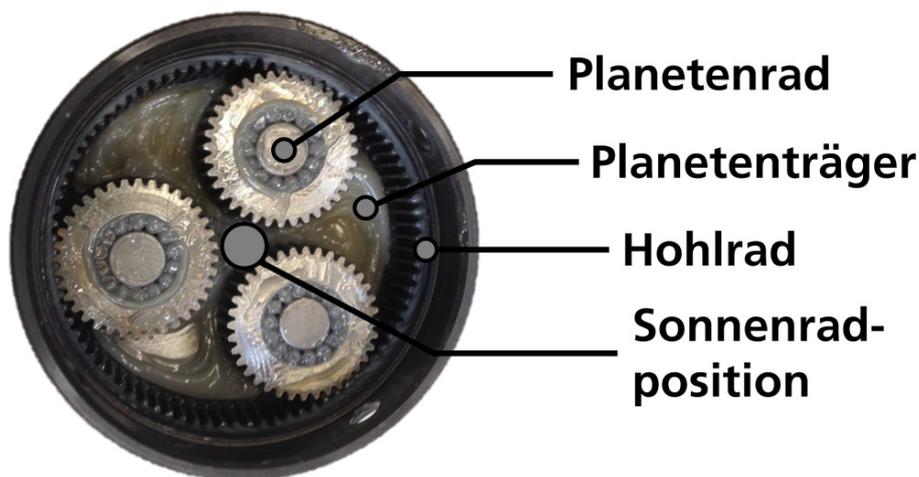


Abbildung 57: Querschnitt durch das Planetengetriebe

Planetengetriebe besitzen sehr hohe Wirkungsgrade. Ein Gesamtwirkungsgrad von 94% ist keine Seltenheit.

In der Auslegung des Antriebssystems wird der Wirkungsgrad über die Leistungserhaltung berücksichtigt.

$$i_{\text{Planet,Moment}} = \frac{M_{\text{Ausgang}}}{M_{\text{Eingang}}}$$

Formel 68: Drehmomentenübersetzung eines Planetengetriebes

$$\eta_{\text{Planet}} = \frac{P_{\text{Ausgang}}}{P_{\text{Eingang}}} = \frac{i_{\text{Planet,Moment}}}{i} = \frac{M_{\text{Ausgang}} \cdot \omega_{\text{Ausgang}}}{M_{\text{Eingang}} \cdot \omega_{\text{Eingang}}}$$

Formel 69: Wirkungsgrad eines Planetengetriebes

In Formel 69 wird der Wirkungsgrad über das Verhältnis zwischen Eingangs- und Ausgangsleistung bestimmt.

6.3.2. Miniaturgewindetrieb – Trapez-Spindel

Um für das Konzept der Hebelarm-Kinematik eine translatorische Bewegung (v_{Spindel}) und somit auch Kraftwirkung (F_{Spindel}) realisieren zu können muss das rotatorische Drehmoment der Motor-Planetengetriebeeinheit (M_{Spindel}) umgeformt werden.

Eine sehr einfache und vor allem auch kostengünstige Möglichkeit stellt ein Trapezgewindetrieb oder auch Trapez-Spindel-Getriebe dar.

Charakterisiert wird ein solcher Spindeltrieb durch die Spindelsteigung p_{Spindel} . Sie gibt an welche Strecke s pro Spindelumdrehung zurückgelegt wird.

Für die translatorische Geschwindigkeit der Spindel-Mutter entlang der Spindel kann somit Formel 70 aufgestellt werden.

$$v_{\text{Spindel}} = p_{\text{Spindel}} [\text{m}] \cdot n_{\text{Eingang}} \left[\frac{1}{\text{min}} \right] = p_{\text{Spindel}} \cdot n_{\text{Eingang}} \cdot 60 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Formel 70: Geschwindigkeit der Spindel-Mutter

Die Kraftwirkung am Ausgang des Gewindetriebs ist von dem Wirkungsgrad der Spindel abhängig.

$$\eta_{\text{Spindel}} = \frac{1 - \mu_{\text{pps}} \cdot \tan(d_{\text{Spindel}})}{1 + \frac{\mu_{\text{pps}}}{\tan(d_{\text{Spindel}})}}$$

Formel 71: Wirkungsgrad der Trapezspindel nach [Kap10]

Je nachdem, ob Motor- oder Generatorbetrieb vorliegt, können über den Leistungserhalt folgende Gleichungen für die Kraft-Drehmoment-Umformung aufgestellt werden:

$$\text{Motorbetrieb: } P_{\text{rot}} \cdot \eta_{\text{Spindel}} = P_{\text{trans}}$$

$$\text{Generatorbetrieb: } P_{\text{rot}} \cdot \eta_{\text{Spindel}} = P_{\text{trans}}$$

Formel 72: Leistungserhaltung am Miniaturgewindetrieb

$$\omega_{\text{Spindel}} = 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{Eingang}}$$

Formel 73: Winkelgeschwindigkeit der Spindelnuss

Verwendet man die Beziehungen aus Formel 70 und Formel 73, so erhält man für die Spindelkraft F_{Spindel} Formel 74.

$$\text{Motorbetrieb: } F_{\text{Spindel}} = \frac{M_{\text{Spindel}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \eta_{\text{Spindel}}}{P_{\text{Spindel}}}$$

$$\text{Generatorbetrieb: } F_{\text{Spindel}} = \frac{M_{\text{Spindel}} \cdot 2 \cdot \pi}{P_{\text{Spindel}} \cdot \eta_{\text{Spindel}}}$$

Formel 74: Spindelkraft F_{Spindel}

Parameter	Einheit	Wert
Spindelsteigung p_{spindel}	m	0,018
Druchmesser Gewindestange	m	0,012
Anzahl der Gewindegänge		6
Gewindewellenführungswinkel	°	25,522
Dynamischer Reibwert		0,13
Berechneter Wirkungsgrad (nach Formel 71)		0,74

Tabelle 17: Parameter des Trapezgewindetriebs

Für das Hebelarm-Kinematik-Konzept wird ein Trapezgewindetrieb der Firma Mitsumi verwendet. In Tabelle 17 sind die wichtigsten Größen des verwendeten Gewindetriebs zusammengefasst.

6.4. Varianten des Antriebsstrangs

Wie bereits in den vorangegangenen Kapiteln diskutiert, werden für die Knieprothese zwei mechanische Aufbauten realisiert.

Ein Hebelarmkonzept, welches über den Umweg der translatorischen Kraft, die entsprechenden Drehmomente und Drehzahlen am Knie aufbringt, und ein Kegelstirnradkonzept welches die Bewegung am Knie ohne Umweg über eine translatorische Bewegung ermöglicht, werden betrachtet.

Ausgehend von den theoretischen Berechnungen der geforderten Leistung an der Knieachse wird die Leistungsklasse des Motors festgelegt.

Die maximal erforderlichen Drehmomente und Drehzahlpunkte der charakteristischen Kurven aus der Ganganalyse werden in Versuchen nachgeprüft.

Für die Auslegung des elektrischen Motors ist wichtig, dass das maximale Drehmoment nur sehr kurzzeitig auftritt. Der Betrieb mit maximalem Drehmoment ist nicht als Dauerbetriebspunkt auszulegen. Bei einer Gangzykluslänge von $T_{Gz}=1,4s$ bedeutet dies, dass das geforderte maximale Drehmoment lediglich für $t_{Drehmoment,Max}=0,07s$ während eines Gangzyklus abgefragt wird. Entsprechend können also Versuche mit einem kurzzeitigen Strom der über dem Maximalwert von $I_{Motor,Max}=10A$ liegt durchgeführt werden. Wichtig ist hierbei die Betrachtung der Temperatur während der Versuche. Diese Erkenntnis bietet einen entsprechenden Spielraum für die Auslegung der Leistungselektronik im Hinblick auf den maximal notwendigen Strom.

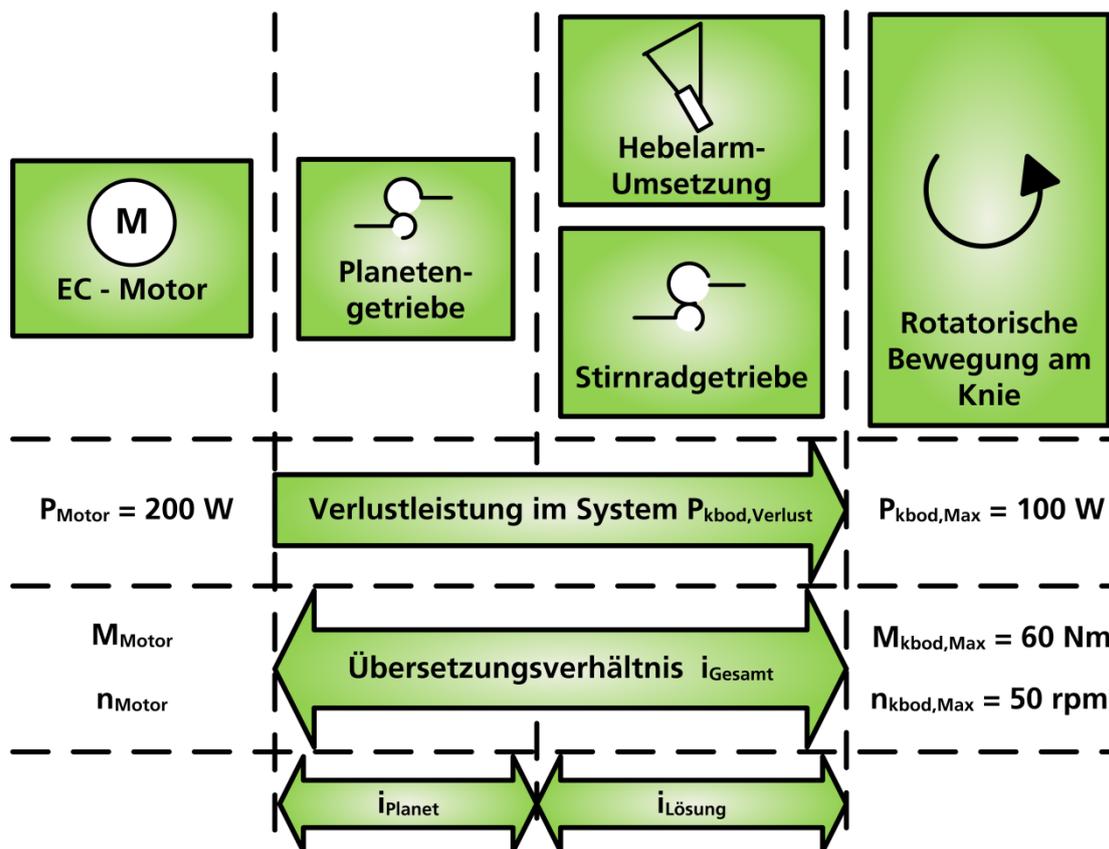


Abbildung 58: Motorauslegung, mechanische Konzepte

Sowohl bei der Hebelarmkinematik als auch bei der Kegelstirnradkinematik wird direkt nach dem EC-Motor ein Planetengetriebe integriert. Dies ist schematisch in Abbildung 58 dargestellt. Das Grundsystem sieht ein Übersetzungsverhältnis am Planetengetriebe von $i_{\text{Planet}}=9:1$ vor. Da es ohne Veränderung des Bauraums möglich ist Übersetzungsverhältnisse von bis zu $i_{\text{Planet}}=25:1$ zu realisieren, wird in den Versuchen (Kapitel 7) ebenfalls ein Planetengetriebe mit dieser Übersetzung verwendet. Ausgelegt wird das Gesamtsystem für die Extremfälle „maximales Drehmoment“ $M_{\text{kbod,Max}}$ während der Standphase und „maximale Drehzahl“ $n_{\text{kbod,max}}$ während der Schwungphase.

Im Falle der Kegelstirnradgetriebe-Lösung setzt sich das Übersetzungsverhältnis wie folgt zusammen:

$$i_{\text{Gesamt}} = i_{\text{Planet}} * i_{\text{Kegel}}$$

Formel 75: Übersetzungsverhältnis des Gesamtsystems

Berücksichtigt man das Übersetzungsverhältnis des „Standard“-Planetengetriebes $i_{\text{Planet}}=9:1$ und das Übersetzungsverhältnis der „Kegelstirnradgetriebe-Kinematik“ von $i_{\text{Kegel}}=5:1$ so errechnet sich das Gesamtübersetzungsverhältnis i_{Gesamt} zu:

$$i_{\text{Gesamt,Kegel}} = \frac{9}{1} \cdot \frac{5}{1} = \frac{45}{1}$$

Formel 76: Gesamtübersetzungsverhältnis der Kegelstirnradgetriebe-Kinematik

Somit steht der Umrechnungsfaktor für das Gesamtsystem in der Kegelstirnradvariante fest. Verwendet man ein Planetengetriebe mit einer Übersetzung von $i_{\text{Planet}}=25:1$ so resultiert ein Gesamtübersetzungsverhältnis von $i_{\text{Gesamt}}=125:1$.

7. Versuchsdurchführung

In Kapitel 5 wird das Verhalten des Prothesensystems mit Hilfe verschiedener Modellierungs- und Simulationsverfahren analysiert. Mittels des aufgebauten Dynamik-Prüfstands aus Kapitel 4 können die Ergebnisse aus den Simulationen überprüft werden.

7.1. Zusammenfassung der Erkenntnisse aus den Simulationen

Die Simulation mittels Zustandsraummodell und die Simulation mittels Port-Hamilton-Methode zeigen, dass das Antriebssystem mit integriertem EC-Motor und entsprechendem Motion-Controller mit einer Versorgungsspannung von $U_{\text{bat}}=24\text{V}$ und einem maximalen Strom von $I_{\text{Max}}=10\text{A}$ unterdimensioniert ist.

Die Begrenzung der maximalen Stromaufnahme auf $I_{\text{max}}=10\text{A}$ führt dazu, dass dem Motor nicht genügend Leistung zu Verfügung steht um die Winkelpositionskurve nachfahren zu können. Das maximal zu erreichende Drehmoment $M_{\text{kbod,Max}}$ wird nicht erreicht. Im Schwungphasenbereich entsteht relativ zur gewünschten Winkelpositionskurve eine Abweichung, welche darauf schließen lässt, dass auch im Schwungphasenbereich das Drehmoment zu langsam aufgebaut wird.

Eine Erhöhung des Spannungsbereichs auf $U_{\text{bat}}=36\text{V}$ sowie eine Erhöhung des maximalen Stroms auf $I_{\text{max}}=12\text{A}$ ermöglichen laut Simulation die Zielerreichung.

Um das Ergebnis der Simulationen verifizieren zu können werden verschiedene Versuche durchgeführt.

Angefangen wird mit einem 24V-System um die Ergebnisse der Simulation in der Praxis zu bestätigen. Es wird überprüft, ob die realen Tests die gleichen Ergebnisse wie die Simulationen bringen.

Für die derzeit laufende Produktentwicklung wird das Simulationsmodell ebenfalls verwendet. Es sei hier darauf hingewiesen, dass dort ein entsprechend höheres Spannungsniveau bereits realisiert wird.

7.2. Versuche

Entsprechend den technischen Anforderungen aus Kapitel 3 soll das Prothesensystem ein maximales Drehmoment von $M_{\text{kbod,Max}}=60\text{Nm}$ und eine maximale Drehzahl an der monoaxialen Knieachse von $n_{\text{kbod,Max}}=50\text{rpm}$ ermöglichen.

Da der Fokus dieser Arbeit auf der Auslegung des Antriebssystems für das aktive Knieprothesensystem sowie auf der beispielhaften Modellierung von mechatronischen Systemen liegt, werden keine Probandentests durchgeführt.

Auch ist an dieser Stelle zu erwähnen, dass Probandentests in einer so frühen Entwicklungsphase von sehr hohen Sicherheitsvorkehrungen begleitet werden müssen und somit einen sehr hohen zeitlichen und finanziellen Aufwand mit sich bringen.

Die Versuche mit dem Dynamik-Prüfstand sollen es ermöglichen ohne Probandentests die Prothesen-Antriebssysteme bezüglich der Erfüllung der Zielparameter zu testen.

7.2.1. Versuchsaufbau

Der in Kapitel 4 vorgestellte Dynamik-Prüfstand ermöglicht die Integration der verschiedenen Antriebssysteme und kann mittels definierter Schnittstellen wie ein Prothesenpassteil in das gesamte Beinprothesensystem integriert werden.

Um die Performance der Antriebssysteme testen zu können, muss das Prothesensystem mit entsprechenden Drehmomenten belastet werden.

Die Idee ist nun mit der aktiven Knieprothese eine Art „Krafttraining“ durchzuführen.

Die Prothese wird in Richtung Knieachse starr an einem roboterarm befestigt. Der Roboterarm wird am Fraunhofer IPA für dynamische Prothesentests verwendet, dient aber im vorliegenden Fall lediglich zur Fixierung des Dynamik-Prüfstands in entsprechender Position.

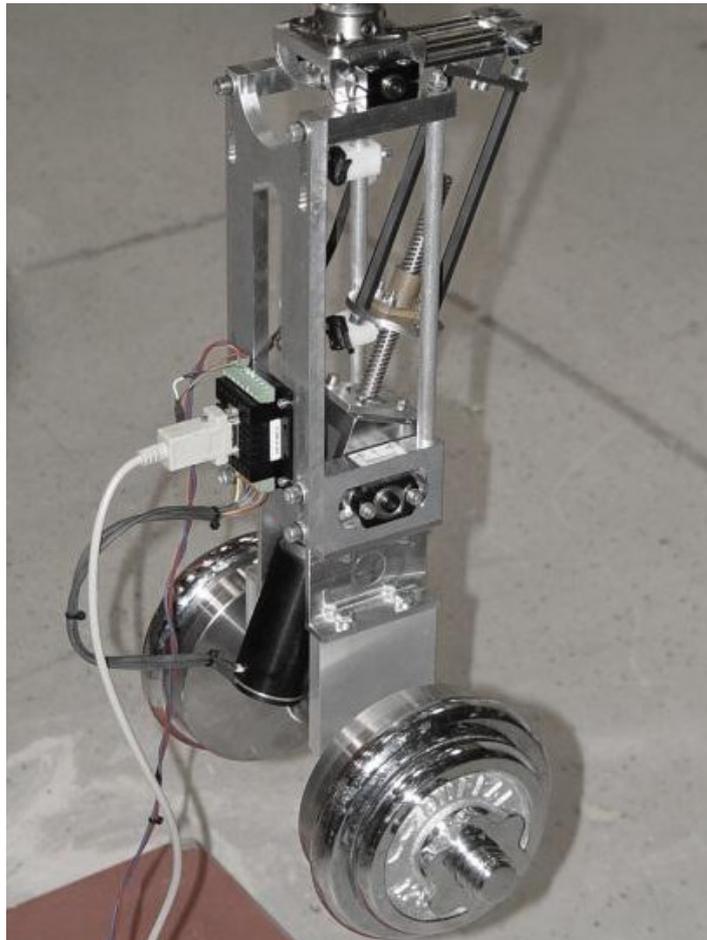


Abbildung 59: Gewichtheben mit dem Dynamik-Prüfstand

Abbildung 59 zeigt ein Foto des Versuchsaufbaus. Um das geforderte Drehmoment an der Knieachse erzeugen zu können wird eine Hantel (Gewicht) am Fußende der Prothese so angebracht, dass bei entsprechender Auslegung ein Drehmoment an der künstlichen Knieachse entsteht. Dieses wird so gewählt,

dass ein maximales Drehmoment von $M_{k,bod}=60Nm$ an der Knieachse in entsprechender Winkelstellung auftritt.

Die Skizze in Abbildung 60 stellt die geometrischen Zusammenhänge dar. Mit dem Antriebssystem wird ein bestimmter Zielwinkel angefahren. Es entsteht ein Drehmoment an der Knieachse. Da sich bei allen drei Lösungen die Kraftentwicklung für jede Winkelstellung gleich darstellt, kann so das maximal mögliche Drehmoment abgeprüft werden. Das Drehmoment $M_{k,bod}$ resultiert aus dem erzeugten Drehmoment $M_{Gewicht}$ und dem Drehmoment $M_{Prüfstand}$, welches der Prüfstand selbst bei der Drehung um die Knieachse in B erzeugt.

$$M_{k,bod} = M_{Gewicht} + M_{Prüfstand}$$

Formel 77: Drehmomenterzeugung am Prüfstand

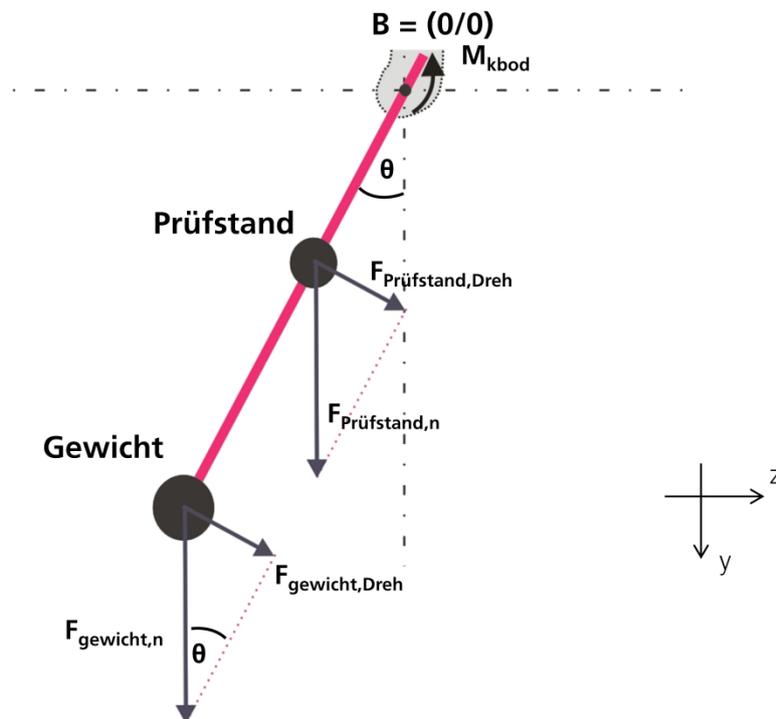


Abbildung 60: Drehmomenterzeugung am Prüfstand

Die Teildrehmomente $M_{Gewicht}$ und $M_{Prüfstand}$ entstehen durch die Kräfte $F_{Gewicht,Dreh}$ und $F_{Prüfstand,dreh}$. Diese werden in den Masseschwerpunkten der Hantel (Gewicht)

und des Prüfstands angreifend angenommen. Der Abstand zwischen Hantelstange und Drehpunkt B wird als d_{Gewicht} bezeichnet. Der Abstand zwischen dem Schwerpunkt des Prüfstands und dem Drehpunkt B wird als $d_{\text{Prüfstand}}$ bezeichnet.

$$F_{\text{Gewicht},n} = m_{\text{Gewicht}} \cdot g$$

$$F_{\text{Prüfstand},n} = m_{\text{Prüfstand}} \cdot g$$

Formel 78: Normalkräfte am Prüfstand

Mit dem Zusammenhang aus Formel 78 gilt für die Kräfte in den Schwerpunkten:

$$F_{\text{Gewicht,Dreh}} = m_{\text{Gewicht}} \cdot g \cdot \sin(\theta)$$

$$F_{\text{Prüfstand,Dreh}} = m_{\text{Prüfstand}} \cdot g \cdot \sin(\theta)$$

Formel 79: Kraftentwicklung am Prüfstand

Unter Verwendung der Abstände d_{Gewicht} und $d_{\text{Prüfstand}}$ der Schwerpunkte zum Drehpunkt B berechnet sich das Gesamtdrehmoment M_{kbod} in Punkt B nach Formel 80.

$$\begin{aligned} M &= M_{\text{Gewicht}} + M_{\text{Prüfstand}} \\ &= m_{\text{Gewicht}} \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot d_{\text{Gewicht}} + m_{\text{Prüfstand}} \cdot g \cdot \sin(\theta) \cdot d_{\text{Prüfstand}} \\ &= (m_{\text{Gewicht}} \cdot d_{\text{Gewicht}} + m_{\text{Prüfstand}} \cdot d_{\text{Prüfstand}}) \cdot g \cdot \sin(\theta) \end{aligned}$$

Formel 80: Drehmoment am Prüfstand in Punk B

Folgende Parameter können aus den CAD-Daten ermittelt werden und werden für die Auswertung der Versuche verwendet:

Parameter	Beschreibung	Wert	Einheit
m_{Prüfstand}	Auf den Schwerpunkt bezogene Masse des Prüfstands		
	... bei der Version „Trapezspindel“	3594	g
	... bei der Version „Kugelumlauf“	3942	g
	... bei der Version „Kegelstirnrad“	4928	g
m_{Gewicht}	Für den Versuch eingesetztes Gewicht an der Hantelstange	variabel	g
d_{Prüfstand}	Abstand zwischen dem Schwerpunkt des Prüfstands und dem Drehpunkt B		
	...bei der Version „Trapezspindel“	236,2	mm
	...bei der Version „Kugelumlauf“	222,2	mm
	...bei der Version „Kegelstirnrad“	121,5	mm
d_{Gewicht}	Abstand zwischen Schwerpunkt der Hantelstange und dem Drehpunkt B	420	mm

Tabelle 18: Parameter für die Versuchsdurchführung

Wie aus Tabelle 18 ersichtlich, wird das Gewicht an der Hantel variiert um eine Einschätzung über die Leistungsfähigkeit der jeweiligen Lösung zu bekommen.

Verwendet man das maximal mögliche Gewicht an der Hantel von $m_{\text{Gewicht}}=15\text{kg}$, so ergeben sich folgende Zusammenhänge für die einzelnen Antriebsvariationen:

$$M_{\text{kbod}}(\theta_{\text{kbod}})|_{\text{Trapezspindel}} = 70,13 \cdot \sin(\theta_{\text{kbod}}) \text{ [Nm]}$$

$$M_{\text{kbod}}(\theta_{\text{kbod}})|_{\text{Kugelumlauf}} = 70,38 \cdot \sin(\theta_{\text{kbod}}) \text{ [Nm]}$$

$$M_{\text{kbod}}(\theta_{\text{kbod}})|_{\text{Kegelstirnrad}} = 67,67 \cdot \sin(\theta_{\text{kbod}}) \text{ [Nm]}$$

Formel 81: Drehmoment bei einer Hantelmasse von 15 kg

Hierbei wird eine Erdbeschleunigung von $g=9,81\text{m/s}^2$ verwendet.

Wie aus Formel 81 und auch aus der beispielhaften Darstellung der Kurven in der Abbildung 61 ersichtlich wird, sind die Unterschiede im Kurvenverlauf sehr gering. Für alle Versuche kann ein Zielwinkel θ_{kbod} von mindestens 60° als erste Näherung angenommen werden.

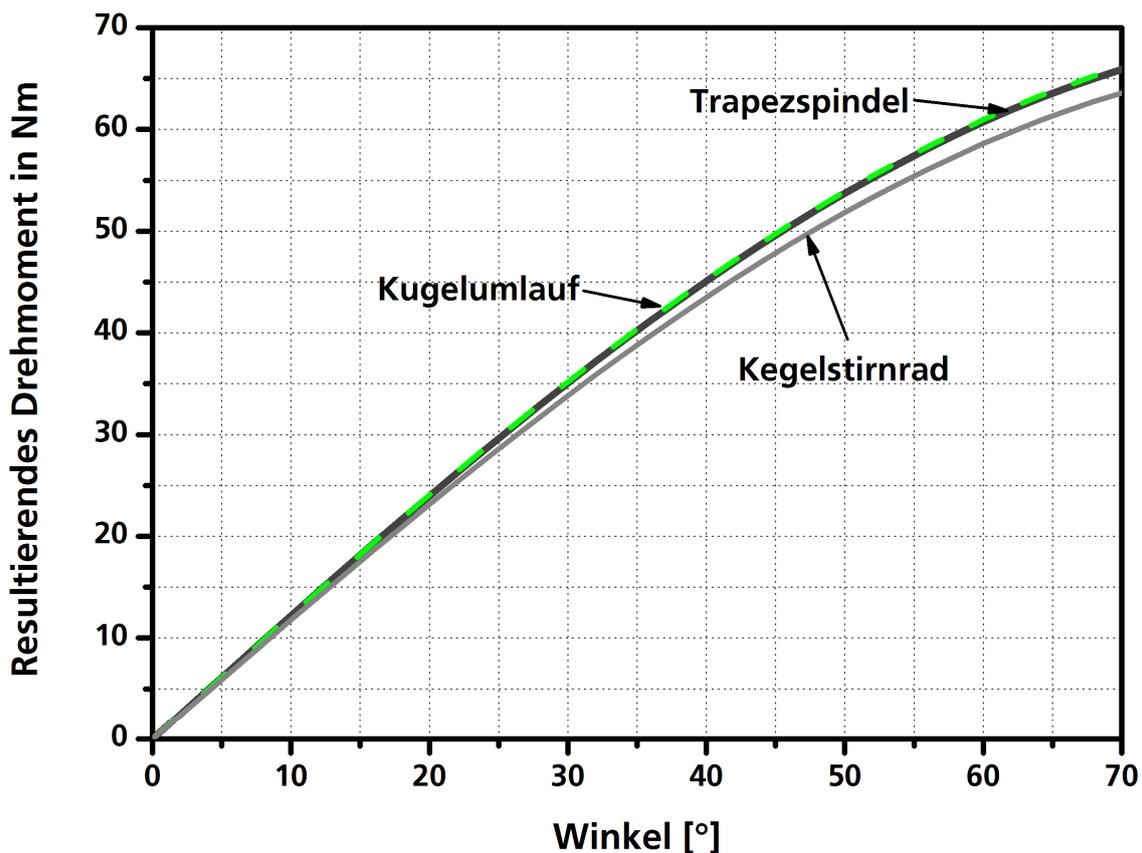


Abbildung 61: Abhängigkeit des Drehmoments vom Winkel ($m_{\text{Gewicht}}=15 \text{ kg}$)

7.2.2. Versuchsdurchführung mit dem Dynamik-Prüfstand

Die Versuche sollen zeigen, ob es möglich ist ein entsprechendes Drehmoment M_{kbod} an der Knieachse zu erreichen. Die Versuche werden jeweils mit konstanter Geschwindigkeitsvorgabe durchgeführt. Im Maximalfall beträgt diese $n_{\text{Motor}}=100\text{rpm}$.

Bei der Durchführung der Versuche wird in zwei Stufen vorgegangen:

1. Stufe: Überprüfung der Ergebnisse aus der Simulation: Die Simulation hat gezeigt, dass bei der 24V-Antriebssystem-Lösung nicht ausreichend Leistung vorhanden ist um das Drehmoment entsprechend erzeugen zu können. Dies soll in praktischen Versuchen verifiziert werden. Es wird eine Begrenzung der Eingangsspannung von $U_{\text{Bat}}=24\text{V}$ und eine Strombegrenzung auf $I_{\text{Max}}=10\text{A}$ vorgenommen.

2. Stufe: Verwendung eines 48V-Systems: Es wird ein Speed-Controller verwendet, mit welchem es möglich ist eine Eingangsspannung von bis zu $U_{\text{Bat}}=48\text{V}$ und einen maximalen Strom von bis zu $I_{\text{Max}}=16\text{A}$ bereitzustellen. Die Spannung am Eingang wird allerdings auf $U_{\text{Bat}}=32\text{V}$ für die Versuche begrenzt. Damit sollen Aussagen für die spätere Produktentwicklung möglich sein.

Für die Hebelarmkinematik wird, um einen technologischen Vergleich zu erhalten, ein Aufbau mit Kugelumlaufgetriebe der Firma Bosch-Rexroth anstatt des Miniaturgewindetriebs (Trapezspindel) getestet. Die Parameter der Kugelumlaufspindel sind nach [Fei11] in Tabelle 19 zusammengefasst. Die Kugelumlaufspindel wird anstelle des in Kapitel 6 beschriebenen Miniaturgewindetriebs in den Dynamik-Prüfstand montiert.

Abbildung 62 zeigt den Aufbau mit Kugelumlaufgetriebe als mögliche Variante einer Hebelarmkinematik.

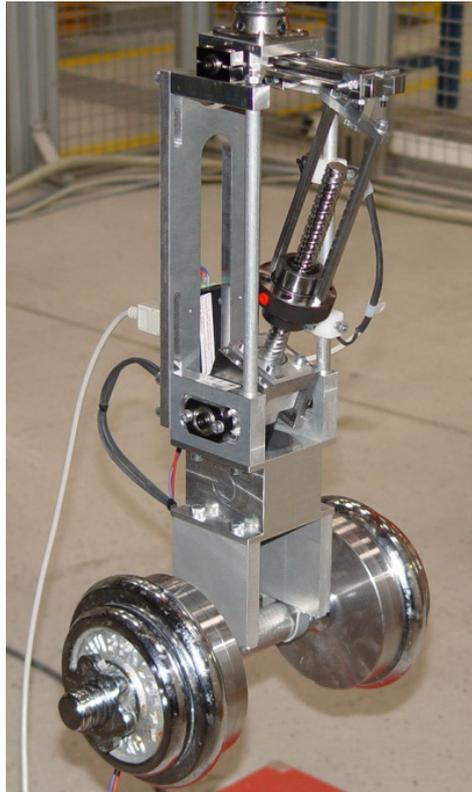


Abbildung 62: Versuchsaufbau mit Kugelumlaufgetriebe

Parameter	Einheit	Wert
Nenn Durchmesser der Spindel	mm	16
Spindelsteigung p	mm	16
Gesamtlänge der Spindel	mm	168
Gewindelänge	mm	156
Durchmesser der Mutter	mm	58

Tabelle 19: Parameter des Kugelumlaufgetriebes

Abbildung 63 zeigt beispielhaft einen Versuch mit dem Kugelumlaufgetriebe. Die Eingangsspannung wird auf $U_{\text{Bat}}=24\text{V}$ beschränkt. Der hier maximal zulässige Strom beträgt $I_{\text{Max}}=10\text{A}$. Die Winkelposition wird mittels des

Inkrementalgebers des Motors und mit einem an dem Versuchsaufbau angebrachten Winkelmesser gemessen.

Es wird eine maximale Winkelposition von $M_{\text{kbod,max}}=42,92^\circ$ erreicht. Verwendet man die in Abbildung 61 dargestellten Zusammenhänge, so bekommt man ein resultierendes Drehmoment an der Knieachse von $M_{\text{kbod}}=48,89 \text{ Nm}$.

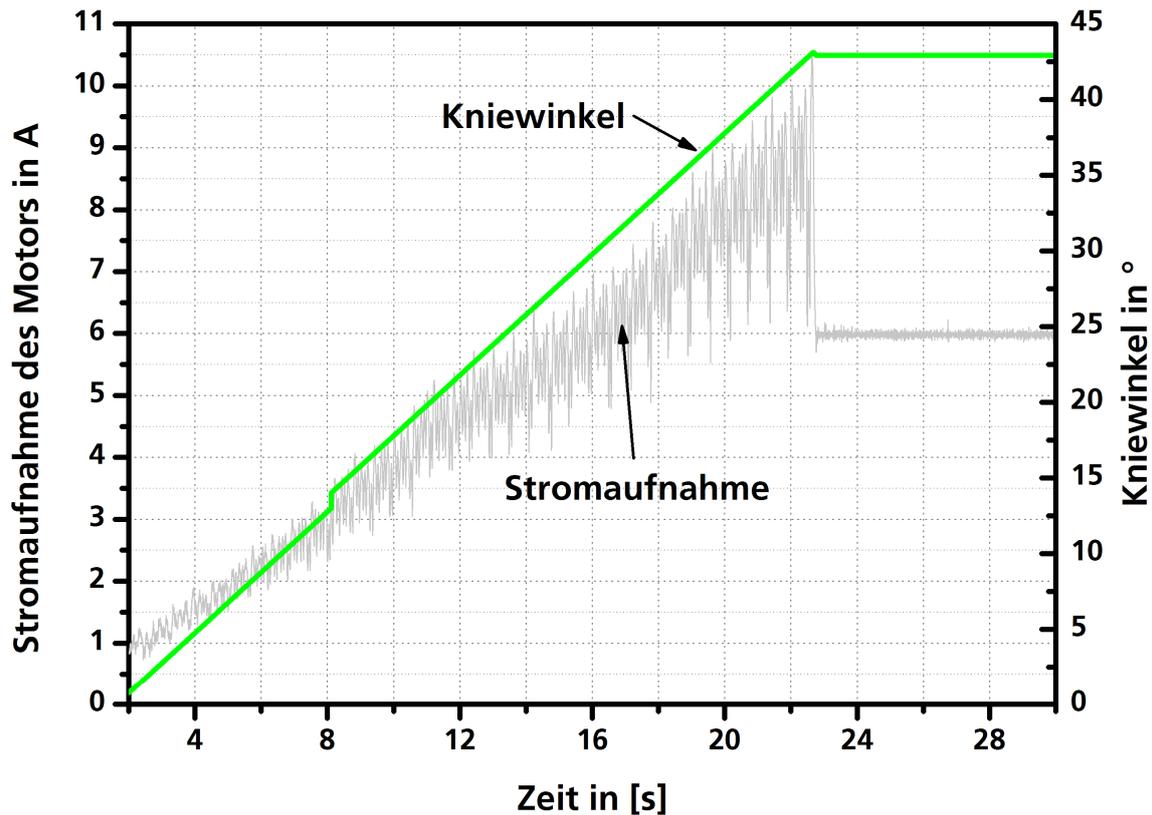


Abbildung 63: Versuchsergebnis mit 24V-System und Kugelumlauf

Der maximale Drehmomentpunkt kann mit einer 24V-Antriebslösung in Kombination mit der Kugelumlaufspindel-Getriebe-Kombination nicht erreicht werden.



Abbildung 64: Die drei getesteten Antriebsvarianten

Die gleichen Versuche mittels Trapezspindelgetriebe und Kegelstirnradgetriebe zeigen sogar noch schlechtere Ergebnisse. Mit der TrapezspindelgetriebeLösung wird ein maximales Drehmoment an der Knieachse von $M_{kbod}=38,7\text{Nm}$ und mit dem Kegelstirnradgetriebe sogar nur $M_{kbod}=10,98\text{Nm}$ erreicht.

7.2.3. Versuchsdurchführung, Kegelstirnrad-Kinematik

Als Produktlösung wird eine Knieprothese mit Kegelstirnradgetriebe-Antriebseinheit nach [Bud11b] angestrebt. Diese Produkt-Lösung enthält als Antriebseinheit eine Kombination aus einem EC-Motor und einer entsprechend abgestimmten Kegelstirnradgetriebe-Kinematik.

Abbildung 65 zeigt Versuche mit dem Dynamik-Prüfstand, welche die Performance der Antriebseinheit prüfen sollen. Für die Versuche wird hier ein 48V-Motor von Faulhaber verwendet.

Um eine Aussage über die bereitzustellende Leistung im System und über das, mit der Antriebssystem-Kombination, erreichbare Drehmoment an der Knieachse zu bekommen werden fünf verschiedene Messreihen durchgeführt.

Bei jeder Messreihe wird die Batteriespannung auf $U_{\text{Bat,max}}=32\text{V}$ begrenzt. Die Versuche werden mit einer konstanten Drehzahl von $n_{\text{Motor}}=50\text{rpm}$ durchgeführt. Der am Eingang des Motors anliegende Strom I_{Bat} wird jeweils auf einen bestimmten Wert begrenzt.

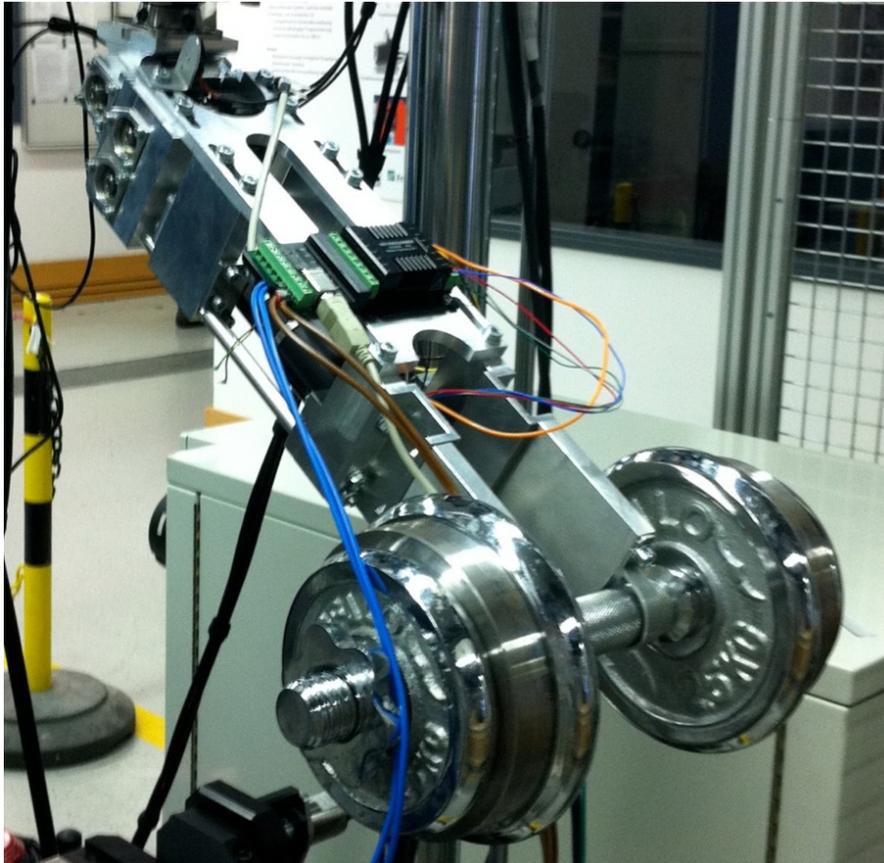


Abbildung 65: Versuchsdurchführung mit Dynamik-Prüfstand

Entsprechend dem Zusammenhang in Formel 64 wird bei den Messreihen abhängig vom anliegenden Strom ein maximales Drehmoment $M_{\text{kbod,max}}$ an der Knieachse erzeugt. Dieses Drehmoment kann mittels dem in Abbildung 61 und Formel 81 dargestellten Zusammenhang zwischen Winkelposition und Drehmoment aus dem gemessenen Winkel θ_{kbod} bestimmt werden.

Abbildung 66 zeigt das Ergebnis der einzelnen Messreihen. Ordnet man die Ergebnisse der Messreihen dem entsprechenden Drehmoment zu, so wird ersichtlich dass Messreihe 5 die maximal Anforderungen aus Kapitel 3 erfüllt.

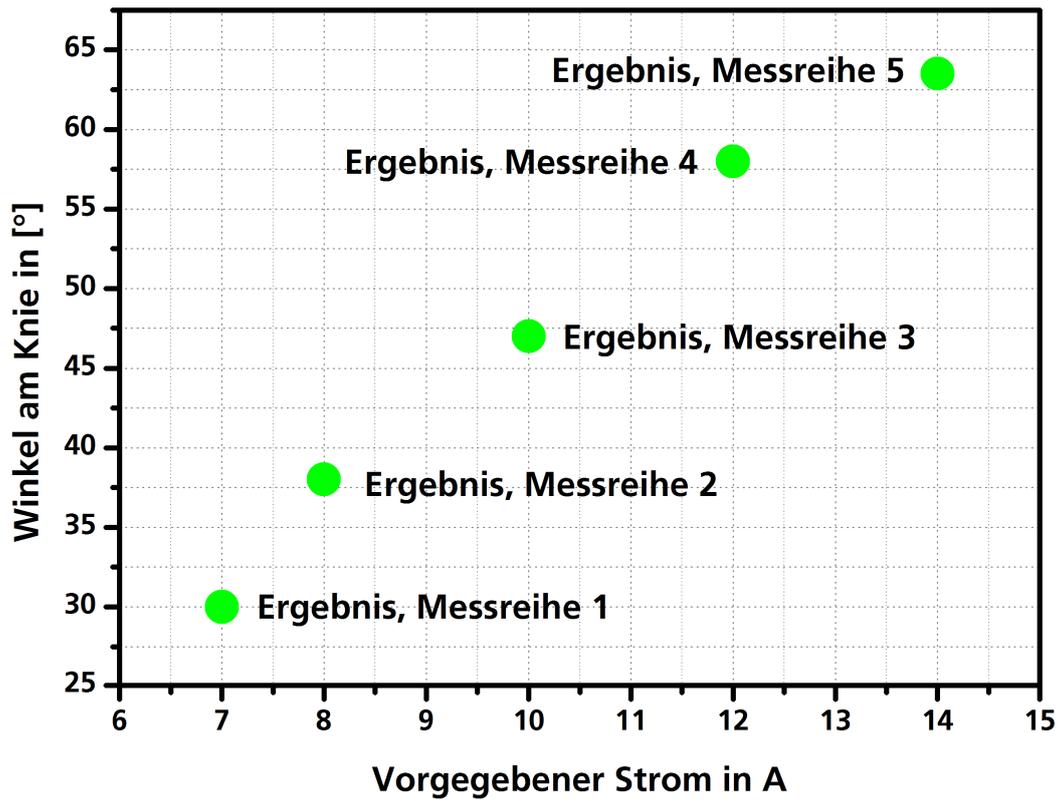


Abbildung 66: Ergebnis der Messreihen mit verschiedenen Maximal-Strömen

In Abbildung 67 sind die Messreihen entsprechend dem jeweilig erreichten Drehmoment aufgetragen. Zum Vergleich sind das maximale Drehmoment aus der Mittelwertkurve $M_{\text{kbod,Mittel}}$ und das maximale Drehmoment aus der Maximalwertkurve $M_{\text{kbod,Max}}$ aus Kapitel 3 dargestellt.

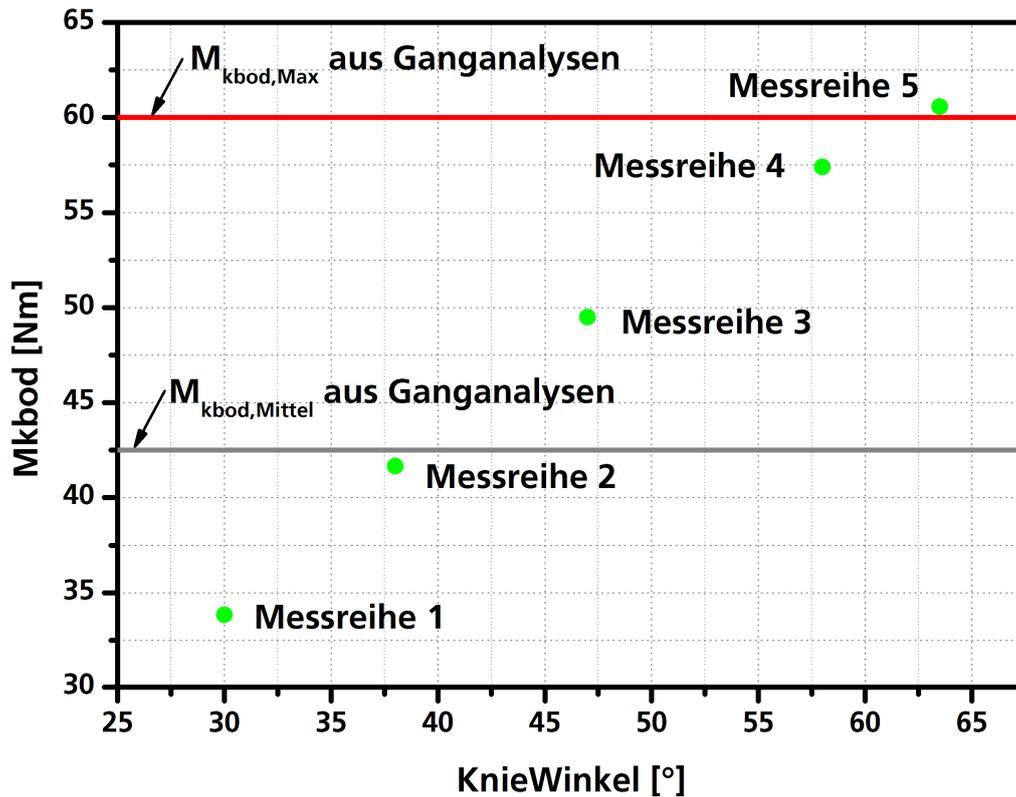


Abbildung 67: Maximal-Drehmomente der einzelnen Messreihen

Wie aus der Darstellung in Abbildung 67 und den Werten in Tabelle 20 ersichtlich wird, kann der Maximalwert des Drehmoments erreicht werden. Betrachtet man den mittleren Drehmomentverlauf während des Gangzyklus, so ist dieser bereits mit einem Strom von $I_{\text{Bat}}=10\text{A}$ problemlos erreichbar.

Messreihe	Vorgegebener Motorstrom I_{Bat}	Gemessener Kniewinkel θ_{kbod}	resultierendes Drehmoment M_{kbod}
1	7 A	30°	33,83 Nm
2	8 A	38°	41,66 Nm
3	10 A	47°	49,49 Nm
4	12 A	58°	57,38 Nm
5	14 A	63,5°	60,56 Nm

Tabelle 20: Ergebnis der Messreihen

Für das spätere Produkt wird eine spezielle Motor- und Getriebelösung der Firma KAG und eine spezielle Gehäuse-Werkstoff-Kombination der Firma VMR verwendet. Aus Gründen der Geheimhaltung wird hier auf die Details des Motor und der Werkstoffkombination nicht eingegangen.

In Abbildung 68 sind leere Gehäuseeinheiten der Firma VMR dargestellt. Diese sind von der Firma VMR in verschiedenen Materialkombinationen aufgebaut.

Die Konstruktion des Systems muss vor allem an den Schnittstellen zwischen Gehäuse und Antriebssystemaufnahme so gestaltet werden, dass eine gute Übertragung der Bewegung des Antriebs hin zur Bewegung an der Knieachse möglich ist.

Durch eine spezielle Materialzusammensetzung ist dies in diesem Fall gelungen.



Abbildung 68: Gehäuseteile aus Verbundwerkstoff (hergestellt von VMR OHG)

Der aufgebaute Prototyp wird, wie auch die davor aufgebauten Antriebssysteme, mittels der in diesem Kapitel beschriebenen Versuchsmethodik getestet.

Da das Antriebssystem komplett in ein Gehäuse eingebettet ist, werden zusätzlich zu Motorstrom, Spannung und Winkelposition auch die Temperatur im Gehäuse und die einzelnen Phasenströme gemessen.

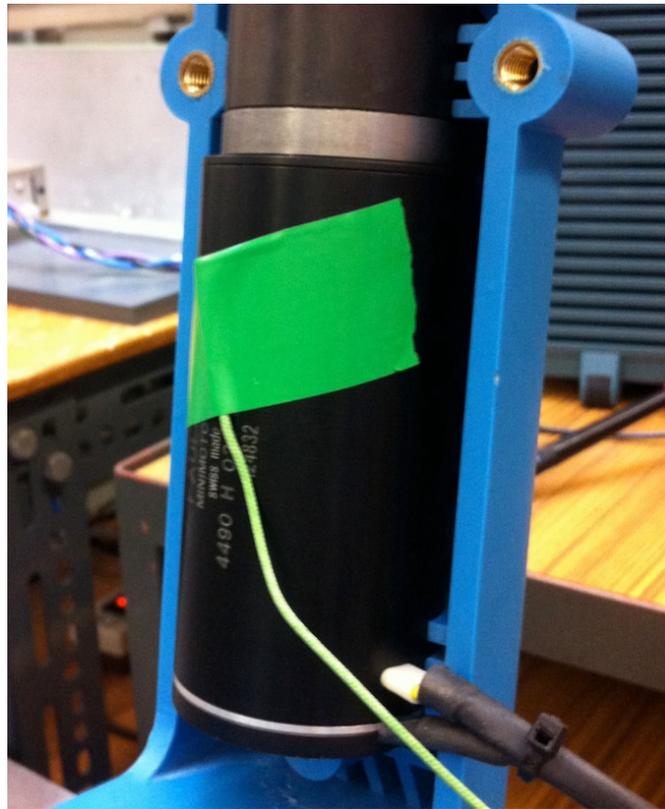


Abbildung 69: Montage des Temperaturmessfühlers

Die Messung der Temperatur im Innern der Prothese ist in Abbildung 69 gezeigt. Ein Temperaturmessfühler wird direkt auf das Motorgehäuse geklebt. Die Messungen werden bei geschlossenem Gehäuse durchgeführt.

Für die spätere Produktlösung wird ein Betrieb mit einem 36V-Akkumulator angestrebt. Die maximale Batteriespannung während den Versuchen wird auf $U_{\text{Bat}}=36\text{V}$ und der Maximale Strom auf $I_{\text{Bat,Max}}=16\text{A}$ begrenzt. Diese Begrenzung wird an der verwendeten, regelbaren Spannungs- und Stromquelle eingestellt. Dem Motion Controller steht somit nicht mehr Leistung zur Verfügung als im späteren Akkumulator-Betrieb.

Bei ersten Versuchen konnte gezeigt werden, dass ausreichend Leistung im System für ein Erreichen der Anforderungen vorhanden ist.

Die Temperatur hat sich während sechs aufeinanderfolgenden Messreihen nur um 2° C erhöht.

Die Auslegung des Antriebssystems für eine aktiv angetriebene Knieprothese ist erfolgreich abgeschlossen. Das hier gezeigte Kegelstirnradgetriebe wird für eine Produktlösung verwendet.

8. System-Regelung und Sensortechnik für aktive Prothesen

Neben der Auslegung eines möglichst energieeffizienten Antriebssystems muss für die Prothese auch ein entsprechend gutes und effizient arbeitendes Regelungssystem entworfen werden.

In diesem Kapitel wird ein Überblick über mögliche Steuerungs- und Regelungsarten gegeben. Mögliche Sensorsysteme werden vorgestellt. Diese Sensorsysteme werden am Fraunhofer IPA entwickelt und kommen in verschiedenen Prothesen- und Orthesen-Systemen zum Einsatz.

Nach [Dor06] ist ein Regelungssystem definiert als die „Verbindung von Komponenten, so dass sich eine Systemkonfiguration mit einer gewünschten Systemantwort ergibt“. Im Fall der Knieprothese soll sich während einem Gangzyklus, abhängig von der Gangphase, also dem Zeitpunkt im Gangzyklus und abhängig vom erforderlichen Drehmoment ein bestimmter Gelenkwinkel an der Knieachse einstellen. Die Prothese soll den in Kapitel 3 diskutierten Winkel- und Drehmomentenverlauf nachempfinden können. Das Ziel ist es eine natürliche Fortbewegung mit der Prothese zu ermöglichen.

Das System Prothese muss bestimmten vorgegebenen Werten folgen. Die Abweichung von den vorgegebenen Werten soll möglichst gering sein. Eine falsche Winkelstellung zur falschen Zeit im Gangzyklus kann hierbei verheerende Folgen, wie zum Beispiel stolpern oder sogar ein Stürzen des Prothesenträgers, bewirken. Die Abweichung zwischen einer (gewünschten) Soll-Antwort und der (tatsächlichen) Ist-Antwort muss möglichst gering sein. Im Falle eines Regelungssystems spricht man von der Regelabweichung E . Wie klein diese Regelabweichung beim jeweiligen System sein darf kommt auf den Anwendungsfall an. Bei der betrachteten Prothese muss dem Prothesenträger beispielsweise eine gewisse „Sicherheit“ während der Standphase vom System

gegeben werden. Diese Sicherheit äußert sich in einer Abweichung in der Gelenkposition, die kleiner ein Grad an der Knieachse ist.

Auf der anderen Seite muss das Regelungssystem eine gewisse Elastizität im Gelenk nachempfinden. Die Prothese soll ein natürliches Ganggefühl vermitteln.

8.1. Einführung: Steuerungs- oder Regelungssystem

In der Literatur unterscheidet man zwischen Systemen mit Rückkoppelung(en) und Systemen ohne Rückkopplung(en).

Bei Systemen ohne Rückkopplung spricht man von Steuerungssystemen. Hier wird eine Führungsgröße w in einem Stellglied vorgegeben und in eine Stellgröße y umgerechnet. Im Falle einer Steuerung errechnet sich das Ausgangssignal direkt aus dem Eingangssignal. Es existiert also keine Rückkopplung.

Ein System wird nach [Gil64] Regelsystem, Regelung oder auch geregeltes System genannt, wenn es zwei Voraussetzungen erfüllt:

- 1.) Das System enthält eine Leistungsverstärkung
- 2.) Das System enthält eine Rückkopplung

Vor allem die Rückkopplung im System ist im Falle der aktiv angetriebenen Prothese wichtig. Abbildung 70 zeigt den Versuch einer grafischen Beschreibung des Regelkreises. Wichtig ist hierbei, dass die Abfolge an Vorgängen bei Regelungssystemen innerhalb einem geschlossenen Kreis ablaufen. Der Ausgang ist somit mit dem Eingang gekoppelt.

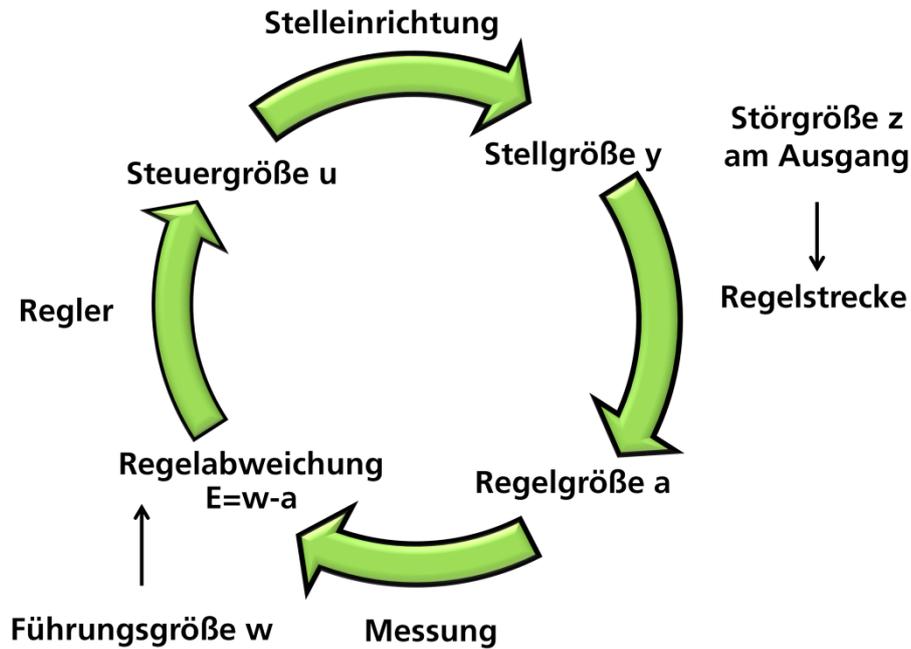


Abbildung 70: Grafische Darstellung eines Regelkreises

Betrachtet man das natürliche System Mensch, so handelt es sich auch hier um einen geschlossenen Regelkreis. In [Gil64] wird als Beispiel der Mechanismus der aufrechten Haltung des Menschen verwendet.

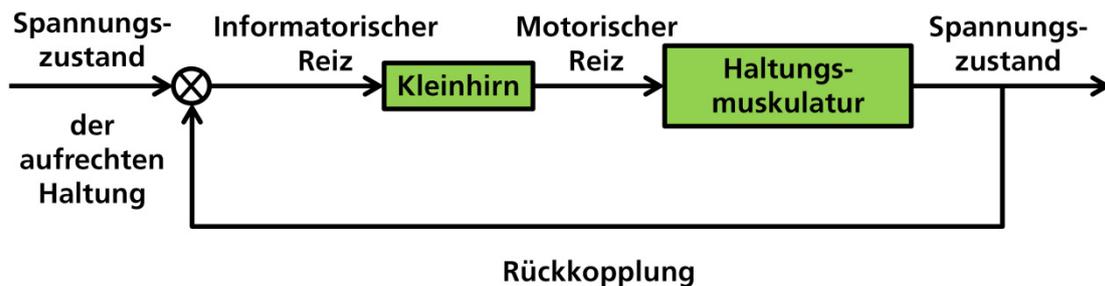


Abbildung 71: Regelkreis des aufrechten Gangs nach [Gil64]

Der Mensch selbst ist hier das Regelungssystem. Über die verschiedenen Bereiche in Rückenmark, Kleinhirn und Großhirn werden die Informationen über den Spannungszustand weitergeleitet und verarbeitet. Entsprechend wird dann der Spannungszustand „nachgeregelt“.

Im Falle der aktiv angetriebenen Knieprothese muss es, wie im natürlichen Fall, eine Rückkopplung geben. Es soll deshalb eine Regelung in der aktiven Knieprothese vorgesehen werden.

8.2. Regelungssystem in elektronischen Kniesystemen

In mehreren wissenschaftlichen Arbeiten (z.B.: [Hug03] [Yua11]) und in Produkten auf dem Markt (wie z.B. dem Rheo-Knie (Össur)) wird eine sogenannte „finite-state“-Regelung von Prothesen verwendet. Hierbei wird der Gangzyklus in definierte Unterphasen unterteilt und diesen Phasen wird jeweils ein Zustand (=“state“) zugeordnet. Ausgehend von in der Literatur mehrfach untersuchten Unterphasen des Ganges [Per92], werden dann verschiedene Regler für die Prothese umgesetzt. Es wird entweder jedem der sieben, in Kapitel 2 definierten Unterphase ein Zustand zugeordnet oder die Phasen werden in drei Unterphasen für die Standphase und zwei Unterphasen für die Schwungphase aufgeteilt.

Wichtig ist hierbei welche Regelgröße verwendet wird und wie entsprechend die Führungsgröße ermittelt werden kann.

Für die hier entwickelte Knieprothese wird ebenfalls eine zustandsabhängige Regelung angestrebt. Allerdings wird bei der Erkennung der einzelnen Zustände, im Gegensatz zu den meisten Prothesen auf dem Markt, ein ausschließlich auf Inertialsensorik basierendes Erkennungssystem verwendet. Dies bedeutet, dass die einzelnen Zustände in der Gangphase mittels des Sensorsystems erkannt werden und es wird die entsprechende Führungsgröße, in unserem Fall der phasenabhängige Kniewinkel θ_{kbody} , dem Regelungssystem zur Verfügung gestellt.

Das Sensor- und das Regelungssystem wird in Forschungsarbeiten [Har08] implementiert, welche parallel zu dieser Arbeit durchgeführt werden. Es wird jedoch in diesem Kapitel auf die wichtigsten Aspekte bei der Entwicklung des Regelungssystems eingegangen.

Über die zustandsorientierte Regelung hinaus werden innovative Verfahren für die Regelung von Beinprothesen zum Beispiel in [Tor10] beschrieben.

Mittels des sogenannten CPG = Central Pattern Generator - Verfahrens werden eine Reihe von Referenz-Kniewinkeln während des Gehens generiert. Es werden mittels eines von biologischen Systemen abgeleiteten neuronalen Netzwerks künstlich Führungsgrößen erzeugt, und diese werden dann für die Regelung der Prothese verwendet. Beim sogenannten APC (= Adaptive Proportional Control) – Verfahren wird die Gehgeschwindigkeit bei der Einstellung der Dämpfung am Knie verwendet. Die Dämpfung wird je nach Geschwindigkeitsprofil weicher oder härter. Es stellt sich eine Proportionalität zwischen Gehgeschwindigkeit und Dämpfungseinstellung am Knie ein.

Vorteil des CPG-Verfahrens ist sicherlich, dass es sich mit künftigen EMG- und EEG-Sensorsystemen sehr leicht kombinieren lässt und somit einen sehr interessanten Ansatz für zukünftige Produktentwicklungen darstellt.

8.3. Besondere Berücksichtigung des Stand-Schwungphasen-Übergangs

Für die in Kapitel 6 beschriebene Kegelstirnrad-Knieprothese wird nach [Bar11] ein zustandsorientiertes Regelungsverfahren entwickelt.

Der Schwerpunkt liegt auf einer Regelstrategie, welche als Sensorsystem ein inertiales Navigationssystem, bestehend aus Gyroskopen und Beschleunigungssensoren, verwendet. Das Sensorsystem dient hierbei der Unterscheidung zwischen den verschiedenen Unterphasen des Ganges.

Wichtig bei der Betrachtung der Regelung der Prothese ist der Übergang zwischen Stand- und Schwungphase in Hinblick auf die Drehmomentenentwicklung.

Wie bereits bei der Herleitung der Anforderungen in Kapitel 3 diskutiert, müssen für Stand- und Schwungphase verschiedene Parameterwerte verwendet werden. Die Prothese soll den natürlichen Gang des Menschen möglichst gut nachbilden. In der Standphase resultieren die Drehmomente an der Knieachse aus der Bodenreaktionskraft. Somit können für die Standphase entsprechende Parameter $M_{k,bod}$ und ω_{kbod} aus den Messungen der Ganganalyse abgeleitet werden.

Die Drehmomentwerte können allerdings nicht für die Schwungphase verwendet werden, da hier die Prothese, wie bereits bei der Modellierung betrachtet, sich wie eine Art freischwingendes Pendel verhält.

Es müssen für die Schwungphase berechnete Werte basierend auf den Trägheitsmomenten und der Geometrie der Knieprothese angesetzt werden.

Das Konzept der zweiphasigen Regelung der aktiv angetriebenen Knieprothese [Bar11] ist in Abbildung 72 schematisch dargestellt.

Zwischen den zwei Bereichen (Stand- und Schwungphase) wird eine Übergangsfunktion eingeführt.

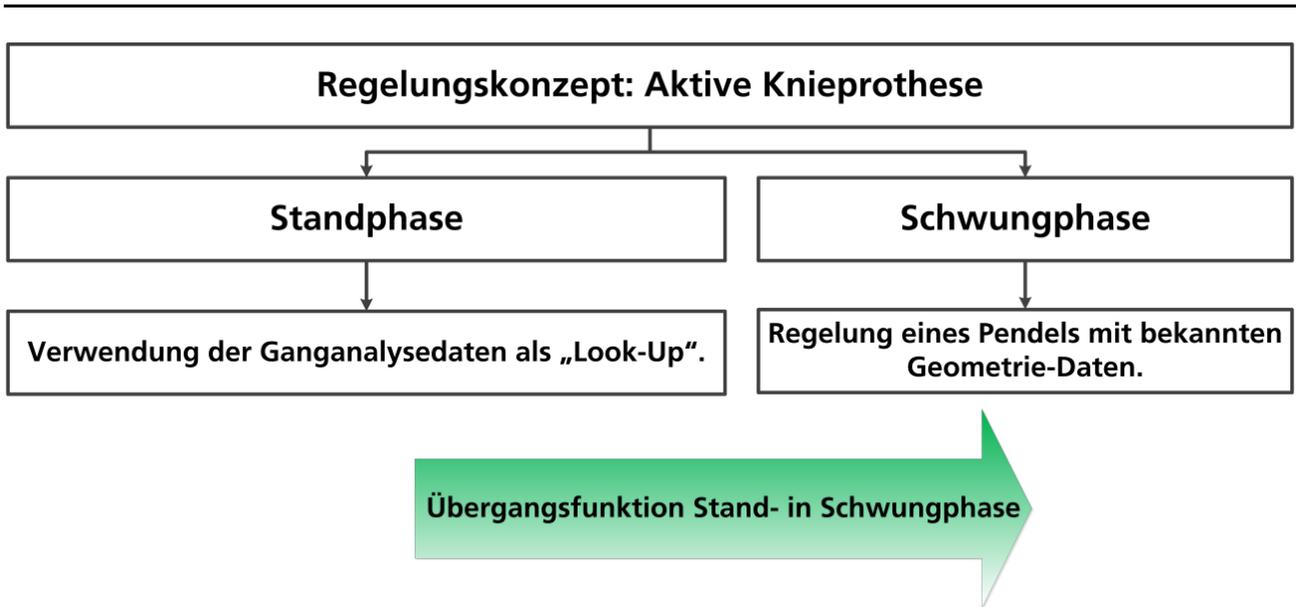


Abbildung 72: Konzept der zweiphasigen Regelung

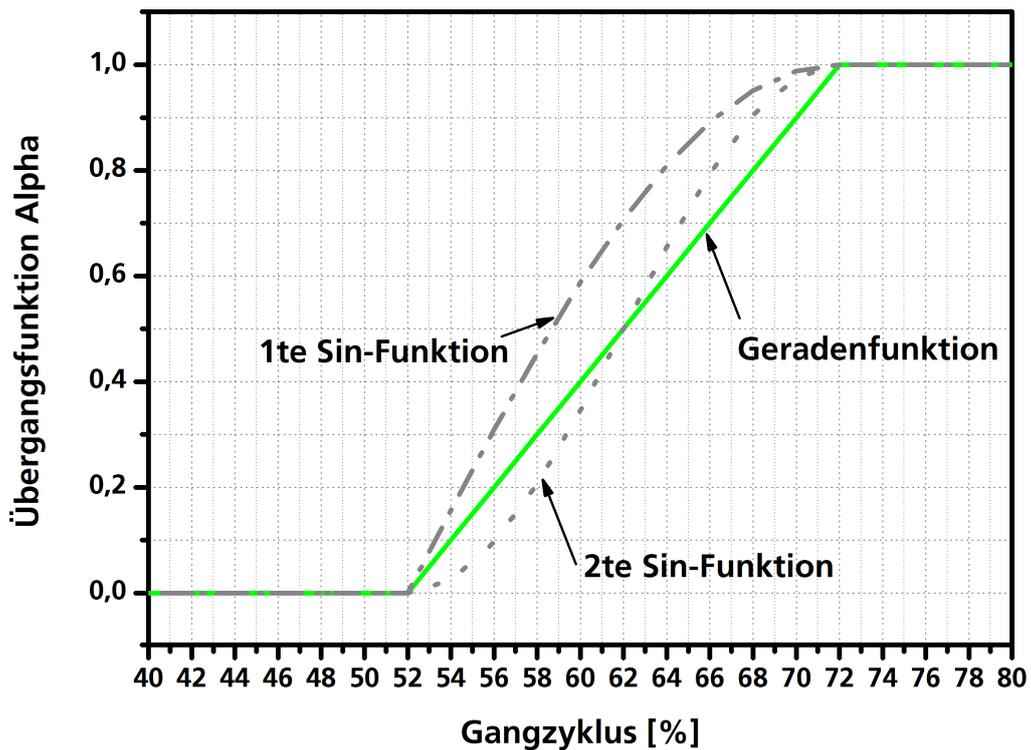


Abbildung 73: Übergangsfunktionen für die zweiphasige Regelung

Abbildung 73 zeigt mögliche Übergangsfunktionen, welche in einem Bereich von 52% bis 72% des Gangzyklus angesetzt werden. Hierbei sind die Übergangsfunktionen nach Formel 82 definiert.

$$\alpha_{\text{Gang}}(t) = \begin{cases} 0 & \text{für } 0\% < t \leq 52\% \\ \beta(t) & \text{für } 52\% < t < 72\% \\ 1 & \text{für } 72\% \leq t \leq 100\% \end{cases}$$

Formel 82: Gewichtungsfunktion Alpha

In Abbildung 73 sind für die Übergangsfunktion folgende Beispiele eingezeichnet:

1. Variante: Geradenfunktion: $\beta(t) = \frac{1}{20}t - \frac{52}{20}$

2. Variante: 1te Sin – Funktion: $\beta(t) = \sin\left(\frac{\pi}{20}t - \frac{52\pi}{20}\right)$

3. Variante: 2te Sin – Funktion: $\beta(t) = 0,5 \cdot \sin\left(\frac{\pi}{20}t - \frac{22\pi}{20}\right) + 0,5$

Formel 83: Variationen der Übergangsfunktionen

Die Übergangsfunktionen werden mit dem Ziel eingesetzt, einen für den Prothesenträger möglichst natürlich wirkenden Übergang zwischen Standphase und Schwungphase zu erreichen.

Bislang wird eine Geradenfunktion mit verschiedenen Steigungen in Versuchen verwendet. Die Gewichtungsfunktion $\alpha_{\text{Gang}}(t)$ wird auf den Verlauf des Drehmoments nach [Bar11] in der Regelung und der Modellierung angewandt.

$$M_{\text{Gang}} = \alpha_{\text{Gang}}(t) \cdot M_{\text{Prothese}} + (1 - \alpha_{\text{Gang}}(t)) \cdot M_{\text{kbod}}$$

Formel 84: Drehmoment während eines Gangzyklus

Formel 84 zeigt den Zusammenhang für die Bestimmung eines Last-Drehmoments an der Knieachse M_{Gang} während des Gangzyklus. Das durch das Drehmoment der Prothese erzeugte Drehmoment wird mit M_{Gang} bezeichnet. M_{kbod} resultiert aus den in Kapitel 3 beschriebenen Werten.

Das Verfahren der gangphasenabhängigen Verwendung des Last-Drehmoments wird auch in Kapitel 5 bereits eingesetzt um eine möglichst realistische Aussage über den Leistungs- und Energiefluss zu erreichen.

8.4. Sensorsysteme

Das Prothesensystem benötigt unterschiedliche Führungsgrößen θ_{kbod} in Abhängigkeit von dem Zustand, in dem sich das System und der Prothesenträger befinden.

Die Führungsgröße kann entweder proportional zu einem Muskel-Signal bestimmt werden, was allerdings sehr viel Erfahrung im Bereich der Signalgenerierung, Verarbeitung und Auswertung voraussetzt. Elektromyographie-Sensorik (EMG) ermöglicht diese Prothesensteuerung.

Ein anderes Verfahren ist das Erkennen von Gangphasen durch Bewegungssensorik. Hier wird durch Kombination von verschiedenen Bewegungssensoren und entsprechender Auswertung der Sensordaten die Führungsgröße abhängig vom Bewegungszustand ermittelt.

8.4.1. Bewegungssensorik – Inertiales Navigationssystem (INS)

Um das Regelungssystem für die aktiv angetriebene Knieprothese möglichst modular, d.h. unabhängig von tatsächlich verwendeten Antriebs- und/oder Bremssystemen zu halten, wird eine IMU (Inertial-Measurement-Unit) oder auch INS (Inertiales Navigations System) für die Erkennung der Gangphasen verwendet.

Das Entwickeln von IMU-Einheiten und der dazugehörigen Algorithmen sind Gegenstand der Forschung in der Abteilung „Orthopädie und Bewegungssysteme“ des Fraunhofer IPA. In [Har08] wird eine dieser Einheiten beispielsweise als Teil eines Ganganalyse-Systems verwendet.

Das Fraunhofer IPA-IMU-System besteht aus Drehratensensoren, Beschleunigungs-sensoren sowie Drucksensoren (barometrischer Druck) und Magnetfeldsensoren.



Abbildung 74: Fraunhofer IMU-System

Abbildung 74 zeigt eine IMU-Einheit der ersten Generation.

Es sind mehrere Generationen von Sensorsystemen entwickelt worden. Die Unterschiede bestehen im Wesentlichen im Parameterbereich der einzelnen Sensoren. Beispielsweise besitzt das ältere Sensorsystem einen Messbereich von bis zu $370^\circ/s$, mit dem neueren ist die Detektion einer Drehrate von bis zu $1200^\circ/s$ möglich.

Mittels dieser Sensor-Systeme ist es nach [Ros11] möglich zwischen den einzelnen Gangphasen zu unterscheiden und über dies hinaus verschiedene Bewegungszustände, wie beispielsweise Sitzen, Stehen, Fahrradfahren oder Gehen zu unterscheiden. Damit kann die entsprechende Führungsgröße für die Knieprothese ermittelt werden. Die Generierung der entsprechenden Sollwertkurven wird beispielsweise in [Bar11] durchgeführt.

8.4.2. Ausblick: Willkürliche Steuerung von Prothesen – Elektromyografie-Sensoren (EMG)

Das ultimative Ziel in der Prothesenentwicklung ist die Steuerung einer aktiv angetriebenen Prothese nur durch Gedanken. Das heißt die Führungsgröße soll nur durch das Vorstellen einer Bewegung an die Gliedmaße übertragen werden. Das künstliche System Prothese soll wie das natürliche System, also zum Beispiel das Knie, bewegt werden können. Eine willkürliche Steuerung der Prothesen wird bereits seit den 1970er Jahren in verschiedenen wissenschaftlichen Arbeiten, wie zum Beispiel in [Mye81] oder in [Mye83], diskutiert.

Ein wichtiger Schritt auf dem Weg dorthin ist die Detektion von Muskelsignalen. Dies kann beispielsweise über Elektromyografie (EMG) erfolgen. Am Fraunhofer IPA wird an EMG-Systemen für Prothesen geforscht, welche eine Detektion der Muskelsignale an der Hautoberfläche ermöglichen.



Abbildung 75: Folien-EMG-Array (In Zusammenarbeit mit Contag GmbH)

Abbildung 75 zeigt ein EMG-Sensor-Array welches ein Teilergebnis des Projektes ZIM VP „Entwicklung des Prototyps eines aktiven Antriebssystems für Prothesen und Orthesen“ ist. 16 Silber-Kontaktflächen, die auf ein Foliensubstrat aufgebracht sind, dienen hier der Detektion von Muskelsignalen an der Hautoberfläche.

Das Sensorsystem ist nicht invasiv. Die Abnahme der Signale kann an der Hautoberfläche erfolgen und der Prothesenträger muss keine schmerzhaften, operativen Eingriffe über sich ergehen lassen.

Derzeit sind solche EMG-Sensor-Systeme noch im Forschungsstadium. Erste Ergebnisse zeigen allerdings, dass es möglich ist Steuerungssignale zu generieren. In Kombination mit aktiv angetriebenen Prothesen ist damit die Grundlage für eine natürliche, willkürlich kontrollierbare Bewegung mit Prothesen möglich.

9. Ergebnis und Diskussion

Da es sich bei dem betrachteten aktiven Knieprothesensystem um ein komplexes mechatronisches System handelt, welches aus Teilsystemen verschiedener physikalischer Domänen zusammengesetzt ist, wird die Ergebnisdarstellung und -Diskussion in mehrere Teilergebnisse aufgeteilt.

Folgende Ergebnisse entstanden während den letzten vier Jahren Forschungsarbeit an diesem Thema:

- 1.) Das Anforderungsprofil für aktiv angetriebene Knieprothesen.
- 2.) Das Vorgehensschema für die Auslegung von aktiven Prothesensystemen.
- 3.) Die Systemtheoretische Betrachtung einer aktiv angetriebene Knieprothese. Die Modellierung erfolgte mittels folgenden Ansätzen:
 - a. Modellierung im Zustandsraum
 - b. Modellierung als Bondgraphen-Modell
 - c. Modellierung mittels der Port-Hamilton-Methode
- 4.) Der Dynamik-Prüfstand für die Integration von Antriebssystemen.
- 5.) Das Regelungskonzept und die Integration von Sensorsystemen für aktiv angetriebene Knieprothese.

All diese Teilergebnisse sind notwendig um einen strukturierte, methodisch gestützte Entwicklung von aktiv angetriebenen Prothesen zu ermöglichen. Die Teilergebnisse fließen derzeit in die Entwicklungsarbeiten im AIF-Forschungsprojekt „ZIM VP Entwicklung des Prototyps eines aktiven Antriebssystem für Prothesen und Orthesen“ ein.

Ergebnis 1: Anforderungsprofil für aktiv angetriebene Knieprothesen.

Das Anforderungsprofil für eine aktiv angetriebene Knieprothese wurde anhand von geometrischen Daten sowie anhand von Ganganalysedaten aufgestellt. Für die Auslegung des Antriebssystems wurde ein charakteristisches Kennlinienfeld (Abbildung 15) in Anlehnung an die Kennlinienfelder von elektrischen Antrieben aufgestellt. Eine Abschätzung der Anforderungen bezüglich Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit ist somit grafisch möglich. Die erarbeitete Methodik wird bereits in anderen Forschungsprojekten verwendet.

Ergebnis 2: Vorgehensschema für die Auslegung von aktiven Prothesensystemen.

Die Auslegung von aktiv angetriebenen Prothesensystemen erfordert zunächst Kenntnisse über den Anwendungsfall und die sich hieraus ergebenden Randbedingungen. Die Hauptaufgabe bei der Herleitung der Anforderungen an ein Prothesensystem besteht, wie auch bei vielen anderen medizintechnischen Systemen, in der Übersetzung der Anforderungen aus medizinischer Sicht in technische Anforderungen. Abbildung 9 zeigt das Vorgehensschema, wie es in dieser Arbeit ausgearbeitet und für die Knieprothese angewendet wird.

Ergebnis 3: Systemtheoretische Betrachtung. Modellierung der Prothese.

In Kapitel 4 wird das Multidomänen-System „Prothese“ mittels verschiedener Verfahren modelliert. Ziel ist eine von den physikalischen Domänen unabhängige Darstellung des Gesamtsystems zu erreichen. Im Fokus steht hierbei die energetische Betrachtung der mechatronischen Systeme.

Das System wird als Zustandsraummodell, Bondgraph und als Port-Hamilton-System modelliert. Die anschließende Simulation gibt, in dem speziellen Fall der Prothese, eine Einschätzung über die notwendige elektrische Leistung am

Eingang des Systems. Mit der Simulation kann die Auslegung für Leistungselektronik und Antrieb durchgeführt werden.

Ergebnis 4: Dynamikprüfstand für die Integration von Antriebssystemen.

Aktiv angetriebene Knieprothesensysteme müssen entsprechend dem Stand der Technik in das Gesamtprothesensystem (Beinprothesensystem) im späteren Produktstadium integriert werden. Um Antriebssysteme für aktiv angetriebene Prothesen möglichst früh während des Entwicklungsprozesses unter realen Randbedingungen testen zu können, wird ein Dynamik-Prüfstand konzipiert, konstruiert und aufgebaut.

Mittels dieses Prüfstands können Antriebssysteme unter den geometrischen Randbedingungen konzipiert, aufgebaut und getestet werden.

Es wurden drei verschiedene Antriebssysteme in dem Versuchsaufbau während dieser Arbeit getestet: ein Hebelarm-Kinematik-Konzept und ein Kegelstirnrad-Kinematik-Konzept. Das Kegelstirnrad-Kinematik-Konzept wurde zum Patent angemeldet.

Ergebnis 5: Regelungskonzept für aktiv angetriebene Knieprothesen.

Ein möglichst natürlicher und energieeffizienter Gang ist sehr stark vom verwendeten Regelungskonzept und somit von den einsetzbaren Sensoren abhängig.

Die Basis für den Entwurf der Regelung bilden auch hier die Daten aus der Ganganalyse. Ein Regelungskonzept wurde entwickelt, welches in der Standphase direkt auf die Daten aus der Ganganalyse zugreift. In der Schwungphase muss ein mechanisches Modell der Prothese im Regler hinterlegt werden.

10. Ausblick

Die vorgelegte Arbeit beschreibt die Modellierung und Auslegung eines aktiven Prothesensystems für die untere Extremität.

Die Ergebnisse dieser Arbeit sollen für künftige Forschungs- aber auch Entwicklungsarbeiten eine Hilfestellung bei der strukturierten Auslegung von Antriebssystemen in der Rehabilitation bieten.

Aktive Prothesensysteme machen für den Nutzer nur dann Sinn, wenn diese auch einen entsprechenden Vorteil relativ zu rein passiven Systemen haben. Hierzu ist es notwendig die aktiven Systeme in Hinblick auf Ihre Energieeffizienz zu untersuchen. Während des Entwicklungsprozesses müssen diese Überlegungen bereits sehr früh, nämlich in die Konzeptionsphase, einfließen. Wichtig in diesem Zusammenhang ist die Kombination von energieeffizienten Antrieben auf der einen Seite und Leichtbaukonzepten in Verbindung mit neuen Materialien auf der anderen Seite.

In aktuell laufenden Forschungsprojekten werden diese Teilaspekte betrachtet und entsprechende Prothesenkonzepte umgesetzt.

Abbildung 76 zeigt ein Beispiel für die Realisierung des in dieser Arbeit ausgearbeiteten Kegelstirnradkonzeptes in einem nur aus Verbundwerkstoff gefertigten mechanischen Grundgerüst. Bei der Entwicklung von neuen Prothesensystemen ist es wichtig den Fokus speziell auf die Antriebssystem-Integration zu legen. In diesem Zusammenhang ist die Betrachtung der Übertragung der mechanischen Leistung ein wichtiger Aspekt.

Es existieren im Stand der Technik bereits sehr gute elektrische Antriebe, welche eine hohe Leistung und eine gute Kombinierbarkeit mit Planetengetrieben verschiedenster Übersetzungsverhältnisse ermöglichen. Wichtig ist dabei die kinematische Umsetzung der Bewegung an der Knieachse.



Abbildung 76: Prototyp einer Kegelstirnrad-Kinematik-Prothese

10.1. Weitere Forschungsarbeiten

Mit dem hier vorgestellten und zum Patent angemeldeten Konzept ist es, über die derzeitige realisierte monoaxiale Knieachse hinaus, möglich eine Polyzentrik in der Knieachse zu realisieren. Es ist hiermit zum ersten Mal möglich ein aktiv angetriebenes Knieprothesensystem mit einem polyzentrischen Gelenk auszustatten. Wie dies im konkreten Fall mechanisch gelöst wird, muss in weiteren Arbeiten konzipiert und realisiert werden.

Im Bereich der Regelung des Systems werden derzeit neue Verfahren entwickelt, welche im Rahmen verschiedener Forschungsprojekte realisiert werden. Abgeleitet von Erfahrungen im Bereich der Werkzeugmaschinen [Ver08], [Al11], werden auch im Bereich der Prothesentechnik neue Verfahren für die Regelung von aktiven Prothesen immer wichtiger. Wie bereits in Kapitel 8 diskutiert, müssen die Übergänge zwischen den einzelnen Zuständen des Gangzyklus möglichst den natürlichen Übergängen entsprechen. Hilfreich sind hierbei Verfahren der „Hardware in the Loop-Simulation“, wie sie für den Bereich der Werkzeugmaschinen beispielsweise in [Al11] beschrieben werden.

Über dies hinaus sollen neue, integrierte Sensorsysteme es möglich machen Prothesensysteme willkürlich zu steuern.

Vor dem Hintergrund, dass immer mehr Prothesensysteme elektronisch gesteuert werden, stellt sich natürlich auch die Frage der Kombinierbarkeit von solchen Systemen. Auch hier müssen neue Forschungsprojekte initiiert werden, welche Möglichkeiten der Integration von verschiedenen, aktiven Prothesenteilsystemen in ein Gesamtsystem aufzeigen.

11. Zusammenfassung

Die Optimierung des Energie- und Leistungsflusses in technischen Systemen stellt eine der größten Herausforderungen des 21ten Jahrhunderts dar. Hierbei wird es immer wichtiger, Systeme, welche aus Teilsystemen unterschiedlicher technisch-physikalischer Disziplinen bestehen, als Ganzes zu analysieren und zu optimieren.

Der Energiefluss in einem mechatronischen System besteht aus elektrischen und mechanischen Energieträgern. Jeder dieser Energieträger wird für die Energieberechnung in seiner eigenen physikalischen Disziplin beschrieben. Trotzdem muss das mechatronische System als Ganzes bezüglich seines Energietransfers betrachtet werden.

In der vorliegende Arbeit wird die Konzeption, Entwicklung und energetische Analyse eines speziellen mechatronischen Systems beschrieben: einer aktiv angetriebenen Knieprothese. Die Arbeit ist Teil der Forschungsaktivitäten „Aktive Antriebe für Prothesen und Orthesen“ am Fraunhofer IPA. Die Forschungsaktivitäten in diesem Bereich sind in verschiedene Teilaspekte, wie zum Beispiel die Arbeit an neuen Sensorsystemen oder aber Regelungskonzepten für Prothesen, aufgeteilt. Die vor ihnen liegende Arbeit beschäftigt sich mit der Auslegung und der Analyse des Antriebsstrangs.

Das Tragen einer Beinprothese stellt für den Amputierten eine hohe psychologische aber auch physiologische Herausforderung dar. Aufgabe der technischen Wissenschaften ist es, die physiologischen Herausforderungen für den Prothesenträger so gering wie möglich zu halten. In den letzten 20 Jahren

halten gerade in der Prothesenentwicklung Innovationen aus der Robotik und Informationstechnik Einzug.

Eines der Ziele bei Entwicklungen von neuen, mechatronischen Prothesen ist die Verbesserung der Energieeffizienz der Systeme. Der Gang mit einer Beinprothese benötigt zwischen 10% und 60% mehr Energie als der Gang eines Nichtamputierten [Wat76]. Der Mehraufwand an Energie hat mehrere Gründe, wie zum Beispiel die schlechte Anpassung der Prothesen an unterschiedliche Untergründe oder die fehlende Muskulatur bei bisherigen rein passiven Prothesen. Auch Mikrocontroller gesteuerte Bremsgelenke bringen keine zusätzliche Energie beim Gehen auf. Die Energie muss rein durch den Prothesenträger aufgebracht werden.

Ziel bei der Entwicklung von neuen Prothesen ist es anhand der Nachbildung des natürlichen Gangs eine bessere Energieeffizienz zu erreichen. Grundlage für die Auslegung aktiver Beinprothesen müssen also Daten sein, welche aus Ganganalysen von nichtamputierten Menschen erhoben wurden.

Die vor Ihnen liegende Arbeit beschäftigt sich in den ersten Kapiteln mit der Ableitung der Anforderungen an ein Prothesensystem aus Literaturdaten und Ganganalysen. Es wird Wert auf eine möglichst technisch abstrahierte Darstellung gelegt. So wird zum Beispiel ein technisches Koordinatensystem ausgehend von den medizinischen Körperebenen eingeführt um die Beschreibung der kinetischen und kinematischen Größen zu vereinfachen.

Ein Systematisches Vorgehensmodell für die Erarbeitung der Anforderungen an Antriebssysteme in aktiv angetriebenen Prothesen- und Orthesensystemen wird

erarbeitet. Es wird hierbei der Versuch unternommen das menschliche Antriebssystem ähnlich wie ein technisches Antriebssystem zu beschreiben. Das Vorgehensmodell soll für zukünftige Produktentwicklungen eine Orientierungshilfe geben.

Ein Versuchsaufbau mit mehreren kinematischen Konzepten wird für die Betrachtung des Enerigetransfers in dem mechatronischen System „Prothese“ aufgebaut und für die Versuche während dieser Arbeit verwendet.

Es wird auf verschiedene Modellierungsmöglichkeiten für mechatronische Systeme eingegangen. Schließlich wird ein Simulationsmodell in Matlab-Simulink implementiert. Der Ansatz der Port-Hamilton-Methode und die graphische Darstellung des Energieflusses in mechatronischen Systemen mittels Bondgraph wird diskutiert.

Ein EC-Motor mit verschiedenen Getriebe-Konzepten wird ausgelegt. Es wird gezeigt, dass mit dem heutigen Stand der Technik in der elektromechanischen Antriebstechnik verschiedene Lösungsmöglichkeiten für aktiv angetriebene Prothesen existieren. Diese unterscheiden sich jedoch in der Realisierung der kinematischen Kette (Antriebssystemausführung) sehr stark.

Schließlich werden die Ergebnisse der Forschungsarbeit diskutiert und es wird ein Ausblick für weitere Forschung auf diesem Gebiet gegeben.

12. Summary

The optimization of the energy and power flow in technical systems represents one of the biggest challenges of the 21st century.

To analyze and optimize systems which consist of subsystems of different technical and physical disciplines becomes more important.

The flow of energy in a mechatronic system consists of electrical, mechanical and information technology components.

Each of these energy carriers is normally described in his own physical discipline and each discipline has got its own way of representing the energy in mathematical and graphical language.

Nevertheless, the energy transfer in a mechatronic system has to be considered for the whole system in one "technical language".

In the presented work the design, development and energy analysis of a specific mechatronic system is described: An actively driven knee prosthesis.

This thesis is part of the research activities, "Active actuators for prostheses and orthoses," at the Fraunhofer IPA.

The research activities in this area consist of various aspects like the development of new sensor systems or new control strategies for active prostheses. In this thesis the analysis and development of a powertrain for an actively driven prosthesis is discussed.

Wearing a leg prosthesis is a high psychological but also physiological challenge. The task of technical sciences is to keep the physiological challenges for the amputees (who wear the prosthesis) as low as possible.

New developments mainly in the field of robotics and information technology enabled new innovations in the field of electronic prosthetic devices. Electronic prosthetic legs have been established on the market.

One of the goals in the development of new mechatronic prostheses is to improve the energy efficiency of the system. Amputee walking (walking with prosthesis) costs between 10% and 60% more energy than normal walking [Wat76]. The extra energy has several reasons, such as poor adaptation of the prosthesis to different surfaces. The aim is to achieve a better energy efficiency of the prosthesis system by developing a "natural walking" prosthesis system. Basis for the development of active leg prostheses has to be data that have been collected from gait analysis of non-amputees.

In the first chapters the requirements for actively driven knee prosthesis are derived using data from literature and data from gait analyses. The focus is in describing the parameters from a technical point of view. For example a technical coordinate system is implemented transferring the medical described gait data from medical body planes into technical coordinates.

A "systematic model for the development of requirements for drive systems in actively driven prostheses and orthoses" is being developed. The natural human drive system is described similar to technical drive systems. For example characteristic curves for the description of drive parameters are presented.

The aim of the model is to provide guidance for future product development.

A test rig with several kinematic concepts is presented. The analysis of energy transformation in the mechatronic prosthesis-system is conducted using this test rig.

Different ways of modeling a mechatronic system are discussed. A simulation model in Matlab Simulink is implemented and tested. The Port-Hamilton and Bondgraph approach for modeling a mechatronic prosthesis is discussed.

The development of a drive system consisting of an BLDC-motor and different gearhead-concepts is implemented. It is shown, that state of the arte in electric drive systems is suitable for the realization of active driven knees. Different solutions are presented which differ mainly in the solution of the kinematic chain.

At the end the results of the research work are discussed and an outlook for future development work is given.

Anhang A – Grundlagen aus Mathematik und Physik

Für ein besseres Verständnis der aufgeführten Theorien in dieser Arbeit, vor allem im Bereich der Systemtheorie, sollen hier Grundlagen aus der Mathematik und Physik dem Leser möglichst einfach dargestellt werden. Für die mathematischen Definitionen und Erklärungen sei auf [Bro08] verwiesen. Grundlagen der Physik werden zum größten Teil aus [Vog97] und [Pau95] verwendet.

A.1 Tabellarische Erklärung mathematischer Grundbegriffe

Begriff	Erklärung
Euklidischer Raum	Der Euklidische Raum ist ein definierter Raum einer Dimension n , in welchem die Gesetze der Euklidischen Geometrie gelten.
Mannigfaltigkeit	Eine Mannigfaltigkeit kann als ein topologischer Raum definiert werden, welcher lokal einem Euklidischen Raum gleicht.
Kausalität	(kausal [lat.]: ursächlich, dem Prinzip der Kausalität entsprechend)... bezeichnet die Beziehung zwischen Ursache (A) und Wirkung (B), betrifft also die Abfolge aufeinander bezogener Ereignisse und Zustände. Eine Ursache A geht einer Wirkung B zeitlich voraus. Wobei B niemals eintritt, ohne das A vorausgegangen ist. [Bro98]
Multidomänen	Mit Multidomänen Systemen werden in dieser Arbeit Systeme bestehend aus Teilsystemen unterschiedlicher physikalischer Domänen bezeichnet. Entsprechend ist ein elektro-mechanisches System ein Multidomänen-System besteht aus einem elektronischen und mechanischem Teilsystem.
Transponierte Matrix	Abkürzung T ... eine Matrix in der relativ zur ursprünglichen Matrix die Zeilen- und Spaltenvektoren vertauscht sind.
Rang einer Matrix	Abkürzung rang oder rg ... Rang einer Matrix. Laut [Bro08], „ist in einer Matrix A die größte Anzahl r der linear unabhängigen Spaltenvektoren stets gleich der größten

	Anzahl der linear unabhängigen Zeilenvektoren.“ Diese Zahl r wird mit Rang bezeichnet.
Dimension einer Matrix	Abkürzung $\dim \dots$ Wird entsprechend [Dui09b] für die Bezeichnung der Dimension eines Vektorraums verwendet.
Rechts-System	Als Rechtssystem wird nach [Emb09] ein System aus drei dreikomponentigen Vektoren a , b und c mit der Eigenschaft, dass $a \wedge b$ und c einen spitzen Winkel bilden. Das Spatprodukt ist positiv. Ein Beispiel für ein Rechtssystem ist die dreidimensionale Standardbasis.

Tabelle 21: Mathematische Grundbegriffe

A.2 Dirac-Struktur

In Anlehnung an [Sin11] und an [Dui09b] werden hier in kompakter Form die wichtigsten Definitionen für eine Dirac-Struktur dargestellt. Die Dirac-Struktur wird benötigt um Subsysteme in Port-Hamilton-Systemen miteinander zu verbinden. Sie ist ein elementarerer Teil der Port-Hamilton-Systeme. Im konkreten Fall werden über die Dirac-Struktur die Subsysteme des mechatronischen Knieprothesensystems miteinander verbunden. Beispiele für Dirac-Strukturen sind die 0- und 1-Verbindungen, sowie die Transformatoren und Gyrotoren in der Bondgraphen-Theorie.

Die Diracstruktur stellt die Leistungserhaltung des Systems über alle Ports sicher. Die Zuordnung der einzelnen flow- und effort-Vektoren zu einem Systemzustand x wird mit Hilfen von Abbildungen von e und f auf die Diracstruktur \mathfrak{D} durchgeführt.

Nach [Dui09b] sei \mathcal{F} ein linearer Raum von flow-Vektoren für den gilt:

$$f \in \mathcal{F} ; \text{ mit } \mathcal{F} = \mathbb{R}^k$$

Weiter sei nach [Dui09b] \mathcal{E} ein dualer, linearer Vektorraum von effort-Vektoren, für den gilt:

$$\mathbf{e} \in \mathcal{F}^* ; \text{ mit } \mathcal{E} := \mathcal{F}^*$$

Die flow-Vektoren seien als Spaltenvektoren und die effort-Vektoren seien als Zeilenvektoren definiert.

Der Totale Raum (=Raum aller flow und effort-Vektoren des Systems) ist dann:

$$\mathcal{F} \times \mathcal{F}^*$$

Dieser entspricht allen möglichen Port-Variablen. Die Leistung des Systems ist definiert als:

$$P = \langle \mathbf{e} | \mathbf{f} \rangle \text{ mit } (\mathbf{f}, \mathbf{e}) \in \mathcal{F} \times \mathcal{F}^*$$

Definition der Dirac-Struktur nach [Dui09b]:

Die Dirac Struktur des Vektorraums $\mathcal{F} \times \mathcal{F}^*$ ist ein Unterraum $\mathcal{D} \subset \mathcal{F} \times \mathcal{F}^*$ für den gilt:

- 1.) $\langle \mathbf{e} | \mathbf{f} \rangle = 0$ (beschreibt die Leistungserhaltung)
- 2.) $\dim(\mathcal{D}) = \dim(\mathcal{F})$ (Dimension der Dirac-Struktur entspricht der Dimension der Vektorräume von \mathbf{e} und \mathbf{f})

Es werden die Abbildungen E und F definiert, welche die Abbildung von einem Vektorraum in einen anderen Vektorraum repräsentieren:

$$\mathbf{F}: \mathcal{F} \rightarrow \mathcal{D} ; \mathbf{F}^*: \mathcal{D}^* \rightarrow \mathcal{F}^* ; \mathbf{E}: \mathcal{F}^* \rightarrow \mathcal{D} ; \mathbf{E}^*: \mathcal{D}^* \rightarrow \mathcal{F}^{**}$$

Die einzelnen Abbildungen beschreiben, wie die einzelnen Vektoren effort \mathbf{e} und flow \mathbf{f} auf die Dirac-Struktur abgebildet werden.

Im linearen Fall handelt es sich um Matrizen für die folgende Zusammenhänge gelten:

$$\begin{aligned} \mathbf{E}\mathbf{F}^T + \mathbf{F}\mathbf{E}^T &= \mathbf{0} \\ \text{rang}(\mathbf{F}|\mathbf{E}) &= \dim \mathcal{F} \end{aligned}$$

Die Dirac-Struktur kann hierbei mathematisch wie folgt definiert werden:

$$\mathfrak{D} = \{(\mathbf{f}, \mathbf{e}) \in \mathcal{F} \times \mathcal{F}^* \mid \mathbf{F}\mathbf{f} + \mathbf{E}\mathbf{e} = \mathbf{0}\}$$

$$\mathfrak{D} = \{(\mathbf{f}, \mathbf{e}) \in \mathcal{F} \times \mathcal{F}^* \mid \mathbf{f} = \mathbf{E}^*\lambda, \mathbf{e} = \mathbf{F}^*\lambda, \lambda \in \mathfrak{D}^*\}$$

Um eine mehr anschauliche Darstellung der Dirac-Struktur zu bekommen, wird diese in Abhängigkeit von Ihren Aus- und Eingängen in [Sin11] dargestellt.

$$\mathfrak{D} = \{(\mathbf{f}, \mathbf{e}) \in \mathfrak{F} \times \mathfrak{F}^* \mid \mathbf{f} = \mathbf{J}\mathbf{e} + \mathbf{G}\lambda, \mathbf{G}^T\mathbf{e} = \mathbf{0}\};$$

$$\mathfrak{D} = \left\{ \left(\begin{pmatrix} f^1 \\ f^2 \end{pmatrix}, \begin{pmatrix} e^1 \\ e^2 \end{pmatrix} \right) \mid \begin{pmatrix} f^1 \\ f^2 \end{pmatrix} = \mathbf{J} \begin{pmatrix} e^1 \\ e^2 \end{pmatrix} \right\}$$

Die Dirac-Struktur stellt die Leistungserhaltung im Teilsystem sicher. Die Summe aller möglichen (über die Dirac-Struktur definierten) Kombinationen von flow und effort muss für eine Dirac-Struktur Null ergeben.

A.3 Zusammenstellung der Analogie zwischen Translation und Rotation

Translation		Rotation	
Beschleunigung	$\mathbf{a} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$	Winkelbeschleunigung	$\boldsymbol{\alpha} = \dot{\boldsymbol{\omega}} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}^2} \right]$
Geschwindigkeit	$\mathbf{v} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	Winkelgeschwindigkeit	$\boldsymbol{\omega} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$
Weg / Strecke	s [m]	(ebener) Winkel	θ [rad]
Kraft	$\mathbf{F} = m \cdot \mathbf{a}$ $\left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2} = \text{N} \right]$	Drehmoment	$\mathbf{M} = \mathbf{J} \cdot \boldsymbol{\alpha}$ $\left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2} = \text{Nm} \right]$
Impuls	$\mathbf{p} = m \cdot \mathbf{v}$ $\left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}} = \text{N} \cdot \text{s} \right]$	Drehimpuls	$\mathbf{L} = \mathbf{J} \cdot \boldsymbol{\omega}$ $\left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}} \right]$
Masse	m [kg]	Trägheitsmoment	J [kg · m ²]
Leistung	$P = \mathbf{F} \cdot \mathbf{v}$ $\left[W = \frac{J}{s} \right]$	Leistung	$P = \mathbf{M} \cdot \boldsymbol{\omega}$ $\left[W = \frac{J}{s} \right]$
Kin. Energie	$E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \mathbf{v}^2$ $\left[J = \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2} \right]$	Rot. Energie	$E_{\text{rot}} = \frac{1}{2} \cdot J \cdot \boldsymbol{\omega}^2$ $\left[J = \frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2} \right]$

Tabelle 22: Analogien zwischen Translation und Rotation

Drehmoment in Abhängigkeit von Kraft und Abstandsvektor:

$$\mathbf{M} = \mathbf{r} \times \mathbf{F}$$

Über diesen Zusammenhang wird eine Verbindung zwischen rotatorischen und translatorischer Mechanik geschaffen. Der Abstandsvektor r , der Kraftvektor F und der Drehmomentvektor M bilden hierbei ein Rechts-System.

A.4 Bestimmung von Winkelgeschwindigkeiten, Umlauffrequenz und Drehzahl

Hier werden der Zusammenhang zwischen der Winkelgeschwindigkeit, der Drehzahl, der Umlauffrequenz und die Umrechnung in verschiedene Einheiten dargestellt. Gestartet wird hierbei mit der Definition für den Winkel im Bogenmaß nach [Pau95]:

Winkel im Bogenmaß \triangleq Bogenlänge eines Einheitskreises

$$\alpha = \frac{b \text{ ... Bogenlänge}}{r \text{ ... Radius}}$$

$$\text{"Einheit": } 1 \text{ Radiant} = 1 \text{ rad} = \frac{1\text{m}}{1\text{m}}$$

$$\text{"Winkel im Vollkreis": } 2 \pi \text{ rad} \triangleq 360^\circ$$

$$\text{„Umrechnung“: } 1 \text{ rad} \triangleq \frac{360^\circ}{2\pi} \approx 57,3^\circ$$

Für die Winkelgeschwindigkeit in SI-Einheit gilt:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f \quad ; \quad \vec{\omega} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

mit $f \left[\frac{1}{\text{s}} = \text{Hz} \right]$... Umlauffrequenz

Zusammenhang zwischen der Umlauffrequenz f und der Drehzahl n in SI-Einheit:

$$1 \text{rpm} = \frac{1}{\text{min}} = \frac{1}{60 \cdot \text{s}} \triangleq \frac{1}{60} \text{ Hz}$$

!!!: Nach Din 1301 wird Hz nicht für die Drehzahl verwendet. Entsprechend wird die Einheit Hz auch nicht in dieser Arbeit verwendet.

Beispiele für die Zusammenhänge der einzelnen Größen sind in Tabelle zusammengestellt:

Drehzahl n [rpm]	Umlauffrequenz $f \left[\frac{1}{s} = \text{Hz} \right]$	Winkelgeschwindigkeit		
		$\omega \left[\frac{\text{rad}}{s} \right]$	$\omega \left[\frac{^\circ}{s} \right]$	$\omega \left[\frac{^\circ}{\text{min}} \right]$
1	$1/60 = 0,01667$	0,105	6	360
60	1	$2 \pi = 6,283$	360	21600
9,549	0,159	1	57,296	3437,75
0,162	0,0027	0,017	1	60
0,00278	$4,63 \cdot 10^{-5}$	0,00029	0,01667	1

Tabelle 23: Zusammenhang Drehzahl, Frequenz und Winkelgeschwindigkeit

A.5 Herleitung der Maschengleichungen nach Formel 34 :

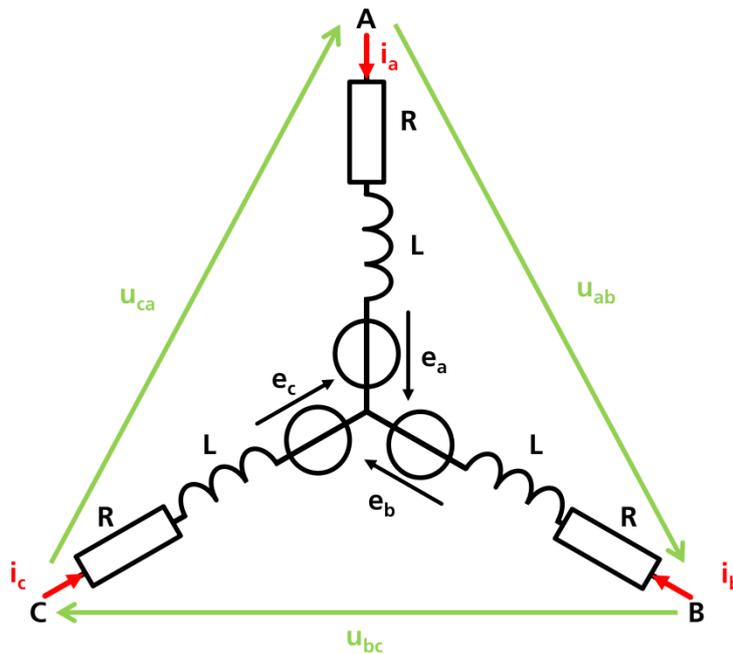


Abbildung 77: Ersatzschaltbild eines EC-Motors

Nach dem in Abbildung 77 dargestellten Ersatzschaltbild gelten für die Maschen-gleichungen in Formel 21, Formel 22 und Formel 23. Mittels der Sternpunktbedingung können diese Formeln vereinfacht werden.

$$u_{ab} = R(i_a - i_b) + L \frac{d}{dt} (i_a - i_b) + e_a - e_b$$

$$u_{bc} = R(i_b - i_c) + L \frac{d}{dt} (i_b - i_c) + e_b - e_c$$

Bedingung für den Sternpunkt:

$$i_a + i_b + i_c = 0$$

Vereinfachung der Maschengleichungen:

$$i_c = -i_a - i_b$$

$$\begin{aligned}u_{bc} &= R(i_b - i_c) + L \frac{d}{dt}(i_b - i_c) + e_b - e_c \quad \stackrel{\text{Sublimation von } i_c}{\cong} \quad R(i_b - (-i_a - i_b)) \\ &+ L \frac{d}{dt}(i_b - (-i_a - i_b)) + e_b - e_c \\ &= R(2i_b + i_a) + L \frac{d}{dt}(2i_b + i_a) + e_b - e_c \\ &= R(i_a + 2i_b) + L \frac{d}{dt}(i_a + 2i_b) + e_b - e_c\end{aligned}$$

Somit sind u_{ab} und u_{bc} lediglich von den Strömen i_a und i_b abhängig.

Anhang B – Auswahl möglicher Kinematik-Konzepte

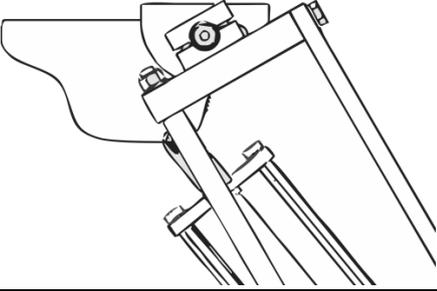
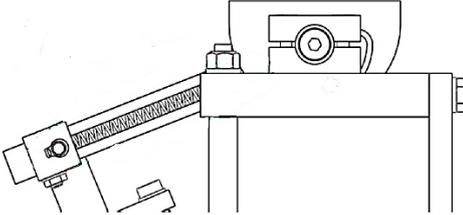
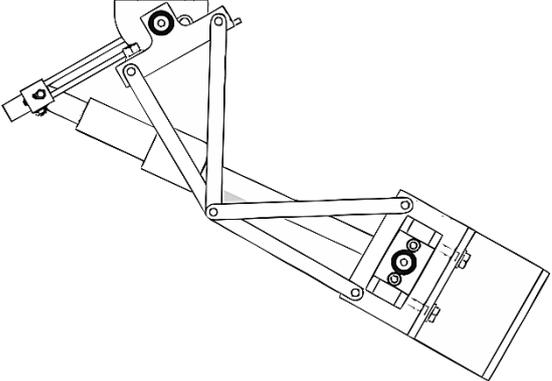
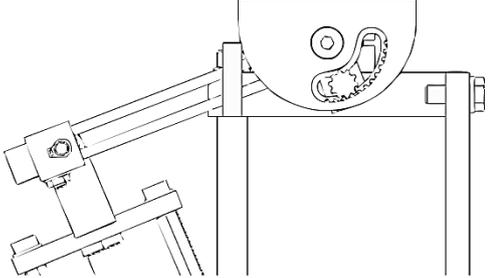
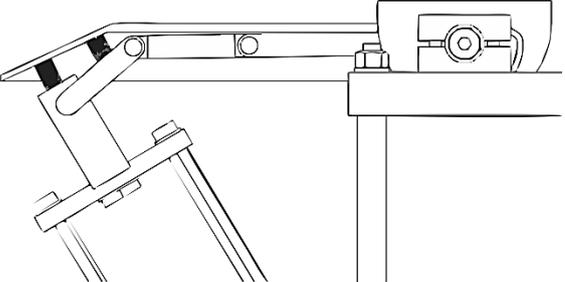
Kinematik-Konzept	Skizze
<p>Hebelarmkinematik mit Kurvenscheibe.</p> <p>Der Angriffspunkt der Hebelarmkinematik wird während dem Gang mittels einer Kurvenscheibe nachgefahren.</p>	
<p>Hebelarmkinematik mit Federnachstellung.</p> <p>Der Angriffspunkt wird mit einem Federelement während dem Gangzyklus nachgeführt. Somit wird ein variabler Hebelarm realisiert.</p>	
<p>Klappkinematik.</p> <p>Der komplette Antriebsstrang ist in eine Art „Klapp-Kinematik“ montiert. Abhängig von der Winkelstellung an der Knieachse wird die Beschleunigung durch den sich verkürzenden Aufbau größer.</p>	
<p>Motorische Hebelarmstellung.</p> <p>Durch einen zweiten E-Motor wird die Lage des Hebelarms während der Gangphase verändert. Hiermit ist eine von der Gangphase abhängige Anpassung des Hebelarms möglich.</p>	
<p>Mehrgelenks-Hebelarm.</p> <p>Der Hebelarm wird hierbei so gestaltet, dass mehrere Gelenke durch eine entsprechende Federführung während dem Gangzyklus die Hebelarmposition ändern.</p>	

Tabelle 24: Kinematik-Konzepte nach [Bud10b], [Kap10], [Fei11], [Kat11].

Anhang C – Rohdaten aus Ganganalysen

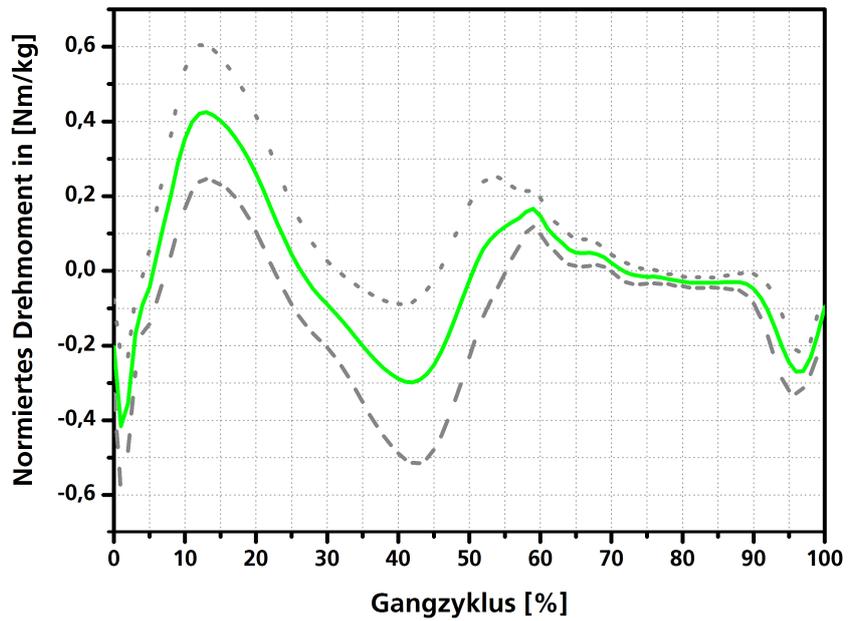


Abbildung 78: Normbereich des Drehmoments am Knie

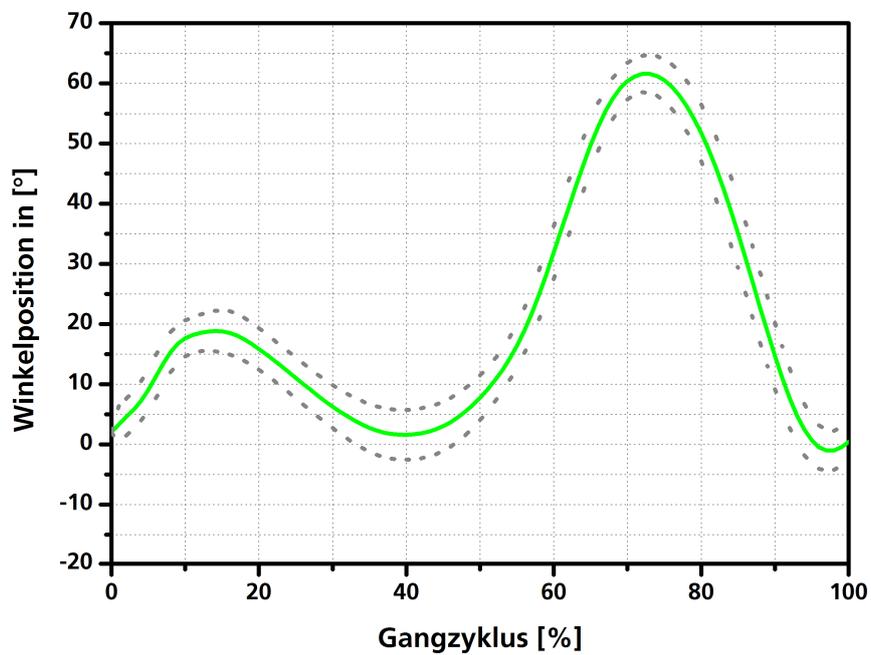


Abbildung 79: Normbereich der Winkelposition am Knie

Die in dieser Arbeit hergeleiteten Anforderungskurven basieren auf den Drehmoments- und Winkelpositionskurven des Ganglabors der Orthopädischen Universitätsklinik Heidelberg (Leitung Dr. Sebastian Wolf).

Anhang D – Matlab und Simulink: Funktionen und Modelle

D.1 Simulink-Modelle der Zustandsraum-Modellierung nach Kapitel 5

In Abbildung 80 wird das Gesamtmodell gezeigt. Dieses setzt sich zusammen aus:

1. Teilmodell 1: Modell der Mechanik (Mechanical System) entsprechend Abbildung
2. Teilmodell 2: Modell der Bewegungssteuerung (Motion Controller) entsprechend Abbildung
3. Teilmodell 3: Modell des Wechselrichters (Inverter)
4. Teilmodell 4: Modell des EC-Motors (EC Motor) entsprechend Abbildung

Bemerkung zu Teilmodell 3 (Wechselrichter oder Inverter): Dieser ist hier nicht abgebildet. Es handelt sich hierbei um eine reine if-else-Entscheidung für die Bestimmung der Spannungen an den einzelnen Phasen. Um die Spannungswerte zu berechnen werden die Polradspannungen, sowie die Batteriespannung (Versorgungsspannung der Steuerung) benötigt.

Das Modell des EC-Motors wird in [Bal05] sehr ausführlich diskutiert.

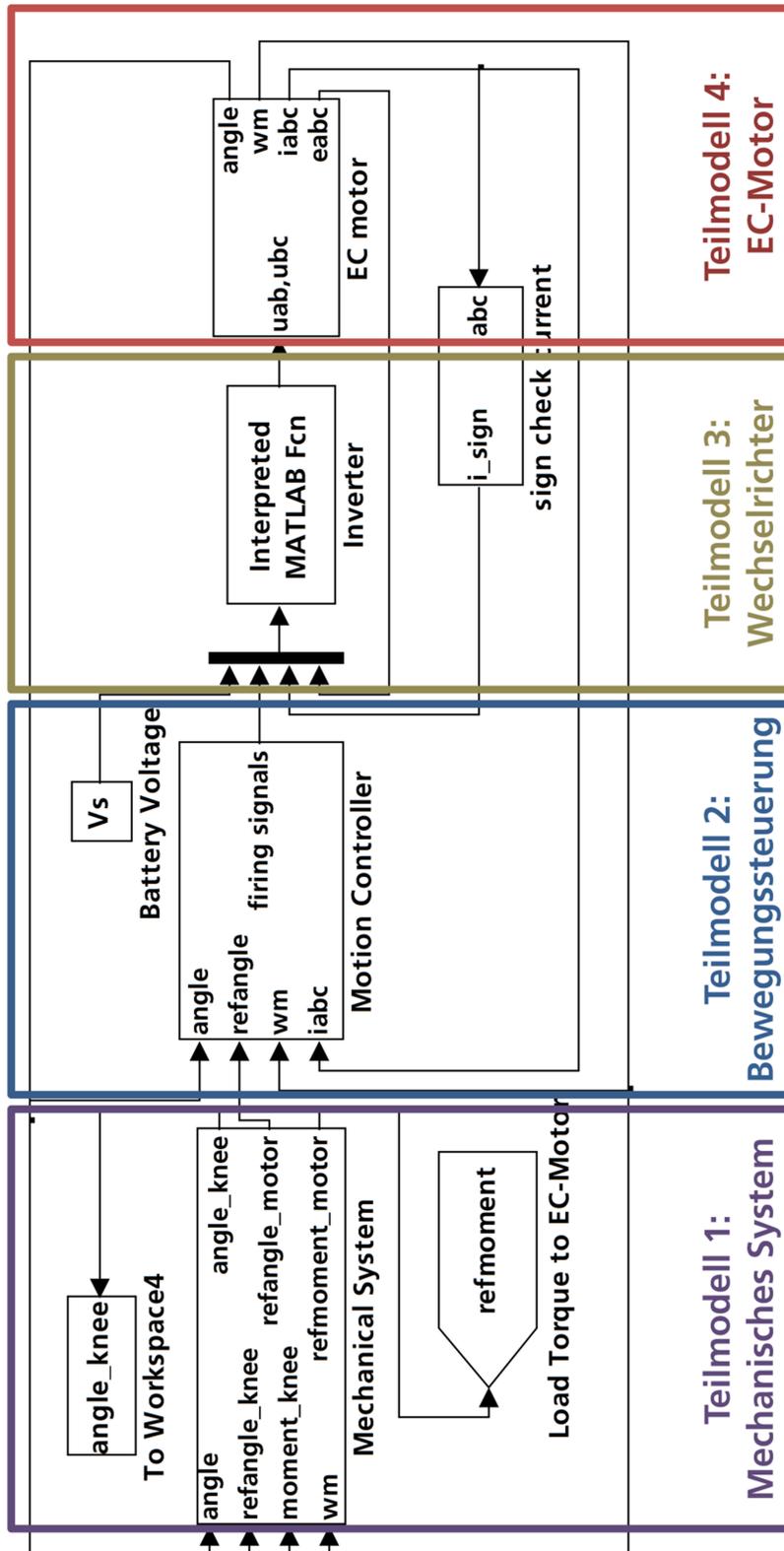


Abbildung 80: Gesamtmodell der Zustandsraumdarstellung nach [Sch11]

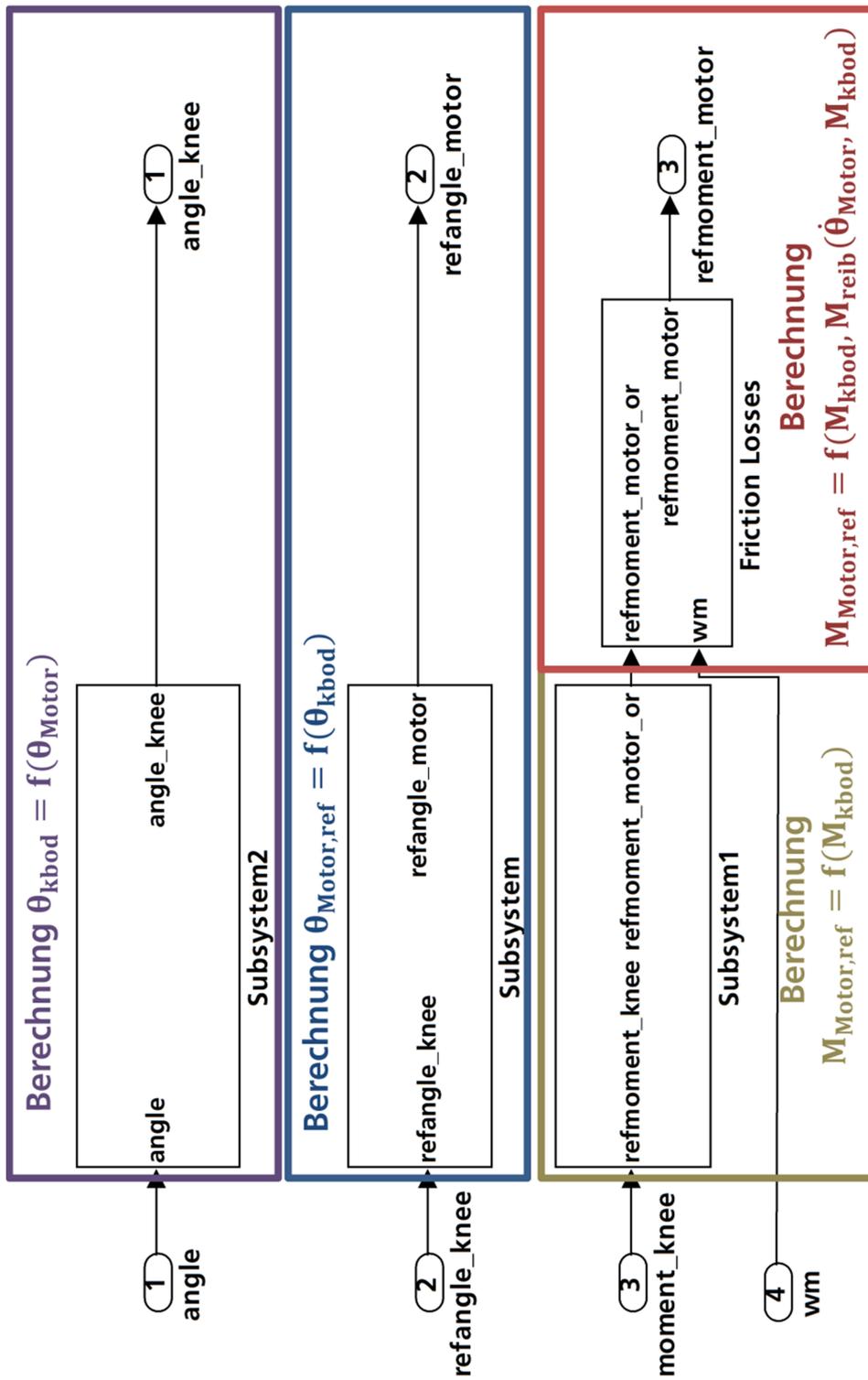


Abbildung 81: Teilmodell 1: Mechanisches System [Sch11]

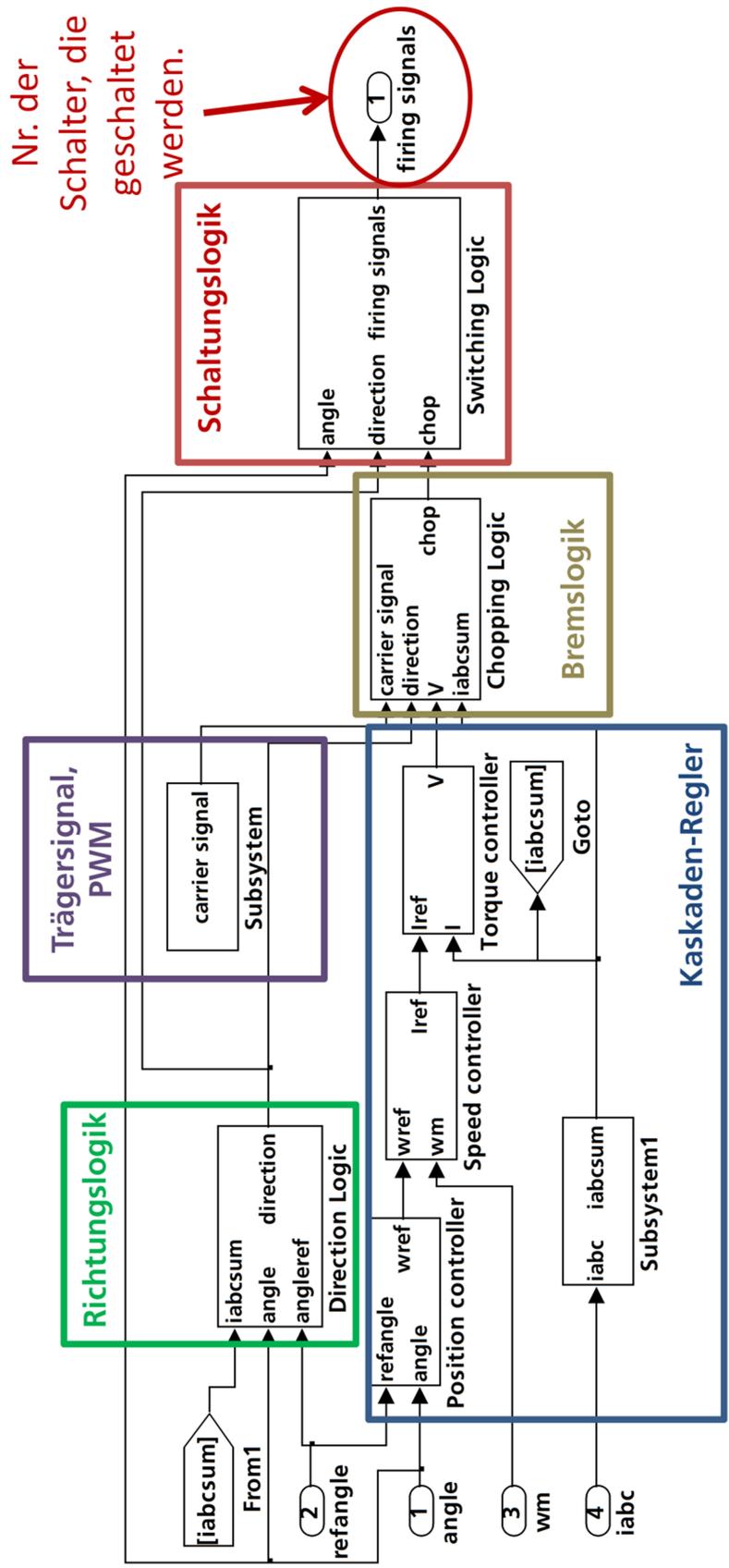


Abbildung 82: Teilmodell 2: Bewegungssteuerung nach [Sch11]

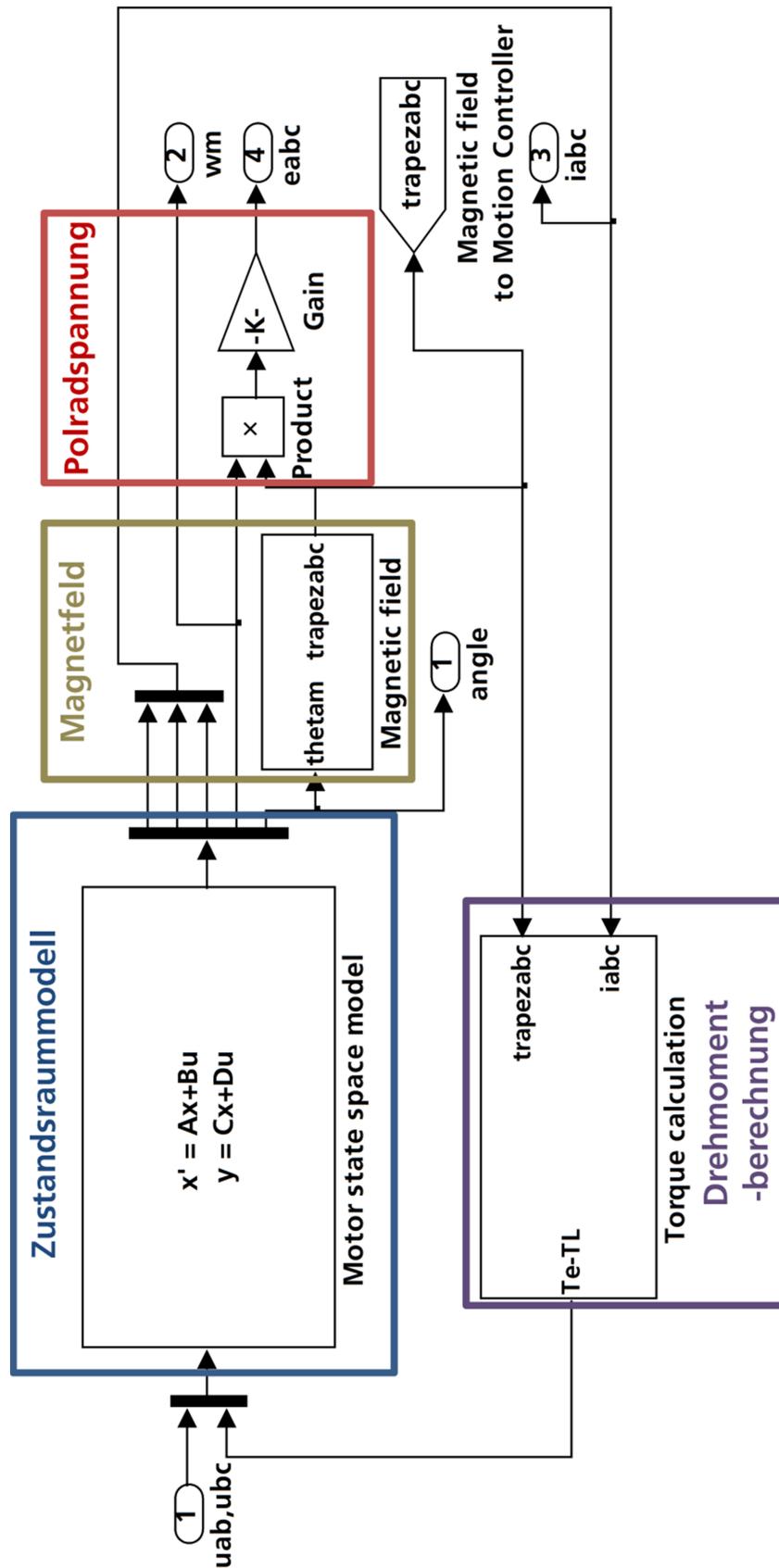


Abbildung 83: Teilmodell 4: EC-Motor-Modell nach [Sch11]

Literaturverzeichnis

- [Al11] Altintas, Y.; Verl, A.; Brecher, C.; Uriarte, L.; Pritschow, G. (2011). Machine tool feed drives. *In: CIRP Annals - Manufacturing Technology 60 (2011), Nr. 2, S. 779 - 796.*
- [AuS08] Au, S. K.; Herr, H. M. (2008). Powered Ankle-Foot Prosthesis. *In: IEEE Robotics & Automation Magazine (2008), Nr. 9, S. 52 - 59.*
- [Bal05] Baldursson, S. (2005). *Bldc motor modelling and control - a matlab/simulink implementation.* Göteborg (S), Chalmers University of Technology, Master-Thesis, 2005.
- [Bar11] Barho, M. (2011). *Regelungskonzept für eine aktiv angetriebene Beinprothese.* Stuttgart, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2011.
- [Béd04] Bédard, S.; Roy, P.-O. (2004). *Patentnr. PCT/CA2004/002035.* USA.
- [Bha04] Bharadwaj, K.; Hollander, K. W.; Mathis, C. A.; Sugar, T. G. (2004). Spring over muscle (SOM) actuator for rehabilitation devices. *In: Proceedings of the 26th Annual International Conference of the IEEE EMBS (2004), S. 2726-2729.*
- [Bis07] Bischoff, H.-P.; Heisel, J.; Locher, H. (2007). *Praxis der konservativen Orthopädie (1. Aufl.).* Stuttgart: Thieme, 2007.
- [Bo04] Bolton, W. (2004). *Bausteine mechatronischer Systeme (3. Aufl.).* München: Pearson Studium, 2004.
- [Bor10] Borutzky, W. (2010). *Bond Graph Methodology - Development and Analysis of Multidisciplinary Dynamic System Models.* London: Springer, 2010.
- [Bro98] Brockhaus. (1998). *Der Brockhaus in fünfzehn Bänden (Bd. 7 (Is - Kon)).* Leipzig ; Mannheim: Brockhaus, 1998.
- [Bro08] Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.; Musiol, G.; Muehlig, H. (2008). *Taschenbuch der Mathematik (5. Aufl.).* Frankfurt: Deutsch, 2008.
- [Bud11a] Budaker, B. (2011). Effizienter Gehen. *In: MED engineering (2011), Nr. 9-10, S. 32-36.*
- [Bud11b] Budaker, B.; Feiler, T.; Hovy, L. (2011). *Patentnr. DE 10 2011 116 751.3.* , angemeldet am 24.10.2011, Deutschland.

-
- [Bud11c] Budaker, B.; Philipp, K.; Parspour, N.; Schneider, U. (2011). Model Based Design of Drive Systems for Active Driven Prostheses and Orthoses. *Technically Assisted Rehabilitation TAR 2011, 3rd European Conference (2011)*. Berlin.
- [Bud10a] Budaker, B.; Schneider, U.; Parspour, N.; Verl, A. (2010). Mechatronische Systeme in der Prothesen- und Orthosenentwicklung - Aktive Systeme in der Orthopädie und deren Anforderungen an die Komponentenentwicklung. *Internationales Forum Mechatronik 2010*. Winterthur.
- [Bud10b] Budaker, P. (2010). *Konzeption, Konstruktion und Aufbau einer Mechanik für eine aktive Knieprothese*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 2010.
- [Bud11d] Budaker, P.; Budaker, B.; Schwarz, O.; Schneider, U. (2011). Optimierung des Angriffshebels in aktiv angetriebenen Prothesen. *BMT 2011, 44. DGBMT Jahrestagung (2011)*. Rostock.
- [Don081] Donlean, J.; Li, Q.; Naing, V.; Hoffer, J.; Weber, D.; Kuo, A. (2008). Biomechanical Energy Harvesting: Generating Electricity During Walking with Minimal User Effort. *In: Science (2008)*, Nr. 319, S. 807 - 810.
- [Dor06] Dorf, R. C.; Bishop, R. H. (2006). *Moderne Regelungssysteme* (10. Aufl.). München: Pearson Studium, 2006.
- [Dui09a] Duindam, V.; Stramigioli, S. (2009). *Modeling and Control for Efficient Bipedal Walking Robots - A Port-Based Approach*. Berlin ; Heidelberg: Springer, 2009.
- [Dui09b] Duindam, V.; Macchelli, A.; Stramigioli, S.; Bruyninckx, H. (2009). *Modeling and Control of Complex Physical Systems. The Port-Hamiltonian Approach*. Berlin ; Heidelberg: Springer, 2009.
- [Elf54] Elftman, H. (1954). The functional structure of the lower limb. In: W. P. Klopsteg PE (Hrsg.), *Human Limbs and Their Substitues*. (S. 411-436). New York: McGraw-Hill Book Co., 1954.
- [Emb09] Embacher, F.; Oberhuemer, P. (2009). *Mathe Online*. Abgerufen am 01. Februar 2012 von Mathematisches Lexikon (Buchstabe R): www.mathe-online.at/mathint/lexikon/r.html

- [Fei11] Feiler, T. (2011). *Entwurf und Ausarbeitung eines Antriebskonzepts für aktiv angetriebene Knieprothesen*. Bachelor-Thesis, Hochschule Furtwangen University, Maschinenbau und Verfahrenstechnik, Furtwangen, 2011.
- [Fle06] Fleischhauer, M.; Heimann, K. D.; Hinkelmann, U. (2006). *Leitfaden Physiotherapie in der Orthopädie und Traumatologie*. München: Urban & Fischer Elsevier, 2006.
- [FrSu07] Frost&Sullivan. (2007). *U.S. Lower Extremity Prosthetics Markets N 132 - 54*. Palo Alto (USA): Frost and Sullivan, 2007.
- [Fu01] Fuest, K.; Döringer, P. (2000). *Elektrische Maschinen und Antriebe* (5. Aufl.). Braunschweig/Wiesbaden: Friedrich Vieweg & Sohn, 2000.
- [Ge12] Geitner, G.-H.: Bondgraph Bibliothek für Matlab/Simulink: BG V.2.1; Abgerufen am 1.02.2012: http://eiwzg.et.tu-dresden/ae2_files/ae_8_1.thm
- [Gil64] Gille, J.; Pelegrin, M.; Decaulne, P. (1964). *Lehrgang der Regelungstechnik* (1. Aufl.). Berlin: Verlag Technik, 1964.
- [Gis10] Gissurarson, S. G. (2010). The power knee - The first active knee. *Medtec Innovation Theatre 2010*. Stuttgart.
- [Gol02] Golo, G. (2002). *Interconnection Structures in Port-Based Modeling: Tools for Analysis and Simulation*. University of Twente. Twente: Twente University Press, 2002.
- [Got01] Gottlob, A. (2001). *Differenziertes Krafttraining: mit Schwerpunkt Wirbelsäule*. München: Urban & Fischer, 2001.
- [Göt06] Götz-Neumann. (2006). *Gehen Verstehen, Ganganalyse in der Physiotherapie* (2. Aufl.). Stuttgart: Thieme, 2006.
- [Gum11] Gumpert, N. (2011). Medizin Online / Anatomie Lexikon / Knochen Abgerufen am 31. Januar 2012 von (dr-gumpert.de): www.dr-gumpert.de/html/knochen.html
- [Hug03] Hee, H.; Wilkenfeld, A. (2003). User-adaptive control of a magnethorheological prosthetic knee. In: *Industrial Robot: An International Journal* (2003), Nr. 1 (3), S. 42-55.
- [Hoc09] Hochmuth, Dieter. (2009). *Golf-Physio-Trainer*. (SportMed-Prof) Abgerufen am 31. August 2010 von Anatomie Knie Hinten: <http://www.sportmed-prof.com/sportmed/anatomie-knie-hinten.php?log=1>

-
- [IEE97] IEEE. (1997). IEEE Trial-Use Recommended Practice for Distributed Interactive Simulation - Verification, Validation, and Accreditation. *IEEE Std 1278.4*. I.C. Society.
- [Jan10] Janschek, K. (2010). *Systementwurf mechatronischer Systeme* (1. Aufl.). Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
- [Kap10] Kappes, P. (2010). *Auslegung eines elektromechanischen Antriebssystems für aktiv angetriebene Prothesen*. Darmstadt, Hochschule Darmstadt, Diplomarbeit, 2010.
- [Kat11] Katkow, A. (2011). *Konzeption und konstruktive Ausarbeitung eines Teilmoduls für den Prüfstand einer aktiven Knieprothese*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Bachelor-Thesis, 2011.
- [Kir06] Kirtley, C. (2006). *Clinical Gait Analysis* (1. Aufl.). Churchill Livingstone, 2006.
- [Kuy08] Kuypers, F. (2008). *Klassische Mechanik* (8. Aufl.). Regensburg: Wiley-VCH Verlag, 2008.
- [Qin09] Li, Q.; Naing, V.; Donelan, J. M. (2009). Development of a biomechanical energy harvester. *In: Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation (2009), Nr.6 (22)*.
- [Lit11] Litwa, C. (2011). *Modellierung des Energieflusses in einer aktiv angetriebenen Knieprothese*. München, Hochschule für Angewandte Wissenschaften FH München, Master-Thesis, 2011.
- [Mas92] Maschke, B. M.; van der Schaft, A. J. (1992). Port-Controlled Hamiltonian Systems: Modelling origins and system theoretic properties. (M. Fliess, Hrsg.) *In: Proceedings IFAC Symp. Nolcos, Bordeaux (1992), S. 282-288*.
- [Mil00] Milde, L. (Mai 2000). Technik muss Menschen dienen - Innovationen bei Beinprothesen. *In: Gesundheitsprofi (2000), Nr. 05/2000, S. 21 - 23*.
- [MPA64] Murray, M. P.; Drought, A.; Kory, R. C. (1964). Walking Patterns of Normal Men. *In: The Journal of Bone and Joint Surgery (1964), Nr. 46, S. 335-360*.
- [Mye83] Myers, D. R.; Moskowitz, G. D. (1983). Active EMG-controlled A/K prosthesis. Control aspects of prosthetics and orthotics. *In: Proceedings of the IFAC Symposium (1983)*.

- [Mye81] Myers, D. R.; Moskowitz, G. D. (1981). Myoelectric Pattern Recognition for Use in the Volitional Control of Above-Knee Prostheses. *In: IEEE Transaction on Systems, Man and Cybernetics (1981)* , S. 296-302.
- [Nel11] Nelles, O. (2011). *Mess- und Regelungstechnik 2*. Siegen, University of Siegen, Vorlesungsskript, 2011.
- [Oes12] Össur. (2012). *Sport Füße*. Abgerufen am 12.02.2012 Von Össur Firmen Homepage: <http://www.ossur.de/Pages/7062> abgerufen
- [Bo10] Otto Bock. (2010). *Hightech für mehr Lebensqualität*. Abgerufen am 24.07.2010 Von Firmen Homepage Otto Bock: www.ottobock.com/cps/rde/xchg/ob_com_de/850.html
- [Par96] Parspour, N. (1996). *Bürstenlose Gleichstrommaschine mit Fuzzy-Regelung für ein Herzunterstützungssystem*. Technische Universität Berlin, Elektrotechnik. Berlin: Shaker Verlag, 1996.
- [Pau95] Paus, H. J. (1995). *Physik in Experimenten und Beispielen*. Leipzig: Fachbuchverlag Leipzig, 1995.
- [HMP61] Paynter, H. M. (1961). *Analysis and Design of Engineering Systems*. Cambridge, Massachusetts: MIT Press Cambridge, 1961.
- [Per92] Perry, J. (1992). *Norm und Pathologie des menschlichen Ganges*. München Jena: Urban & Fischer Elsevier, 1992.
- [Ric09] Richter, J. (2009). Systemmodellierung eines bürstenlosen Gleichstrommotors mit Drehzahlregelung. Berlin: Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, 2009.
- [Har08] Rosenberg, H. v. (2008). Vorstellung eines Inertialen Messsystem für die medizinische Ganganalyse. *Internationales Forum Mechatronik, Winterthur Schweiz (2008)*, (S. 126-133).
- [Ros11] Rosenberg, H. v.; Budaker, B.; Barho, M. (2011). Realtime gait phase detection with an inertial measurement unit for lower limb prostheses. *BMT 2011 45. DGBMT Jahretagung (2011)*. Freiburg.
- [Sch07] Schröder, D. (2007). *Elektrische Antriebe - Grundlagen*. München: Springer, 2007.
- [Sch11] Schweizer, C. (2011). *Modellierung des Energieflusses einer aktiv angetriebenen Beinprothese mittels Zustandsraumdarstellung*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Studienarbeit, 2011.

-
- [Sin11] Singer, R. (2011). *Modellierung und Simulation des Leistungsflusses in einer aktiv angetriebenen Knieprothese mittels Port-Hamilton-Methode*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Bachelor-Thesis, 2011.
- [Sug07] Sugar, T. G.; He, J.; Koeneman, E. J.; Koeneman, J. B.; Herman, R. (2007). Design and Control of RUPERT: A Device for robotic upper extremity repetitive therapy. *In: IEEE Transactions on neural systems and rehabilitation engineering (2007)*, Nr. 15, S. 336-346.
- [Sup09] Sup, F. C. (2009). *A powered self-contained knee and ankle prosthesis for near normal gait in transfemoral amputees*. Nashville, Vanderbilt University, Faculty of the Graduate School, PhD-Thesis, 2009.
- [Tor10] Torrealba, R.; Pérez-D'Arpino, C.; Cappelletto, J.; Fermín-León, L.; Fernández-Lopéz, G.; Grieco, J. C.(2010). Through the Development of a Biomechatronic Knee Prosthesis for Transfemoral Amputees: Mechanical Design and Manufacture, Human Gait Characterization, Intelligent Control Strategies and Test. *In: IEEE International Conference on Robotics and Automation (2010)* .
- [van091] van der Schaft, A.; Jeltsema, D. (2009). Port-Hamiltonian Systems: From Geometric Network Modeling to Control. Delft, *HYCON-EECI Graduate School on Control, Vorlesung: Module 13* .
- [Arj06] van der Schaft, A. (2006). Port-Hamiltonian systems: an introductory survey. *In: Proceedings of the International Congress of Mathematicians (2006)* .
- [van09] van Ham, R.; Sugar, T. G.; Vanderborght, B.; Hollander, K. W.; Lefeber, D. (2009). Compliant Actuator Designs - Review of actuators with passive adjustable Compliance / Controllable Stiffness for Robotic Applications. *In: IEEE Robotics and Automation Magazine (2009)* , Nr.3, S. 81-94.
- [Vaz09] Vaz, A.; Dhimi, S.; Trivedi, S. (2009). Bond Graph Modeling and Simulation of Three phase PM BLDC. *In: Proceedings of the 14th National Conference on Machines and Mechanisms (NaCoMM09) (2009)* , S. 1-6.
- [Ver08] Verl, A.; Sawodny, O.; Hafla, A.; Dietmair, A. (2008). Potenziale der modellbasierten Regelungstechnik in der industriellen Steuerungstechnik von Werkzeugmaschinen und Robotern. *In: Tagungsband Fertigungstechnisches Kolloquium (2008)*, S. S.29 - 79.

- [Vog97] Vogel, H. (1997). *Gerthsen Physik* (19. Aufl.). Berlin: Springer, 1997.
- [Wat76] Waters, R. L.; Perry, J.; Antonelli, D.; Hislop, H. (1976). Energy cost of walking of amputees: the influence of level of amputation. *In: The Journal of Bone & Joint Surgery (1976)*, Nr. 58, S. 42-46.
- [Wel07] Welt Online. (2007). *www.welt.de* (Axel Springer AG)
Abgerufen am 31. August 2010 von Welt Online:
<http://www.welt.de/wissenschaft/article12546953/Aelteste-Prothese-der-Welt-an-Mumie-entdeckt.html>
- [Wol11] Wolf, S. (2011). Instrumented 3D-Gait Analysis in Clinical Applications. *Medtect Innovation Theatre 2011*. Stuttgart.
- [Yua11] Yuan, K.; Zhu, J.; Wang, Q.; Wang, L. (2011). Finite-State Control of Powered Below-Knee Prosthesis with Ankle and Toe. *In: Preprints of the 18th IFAC World Congress (2011)*, S. 2865-2870.

In der vorliegenden Arbeit wird die Konzeption, Entwicklung und energetische Analyse einer aktiv angetriebenen Knieprothese beschrieben. Die Arbeit ist Teil der Forschungsaktivitäten »Aktive Antriebe für Prothesen und Orthesen« am Fraunhofer IPA. Die Analyse und Auslegung des Antriebsstrangs einer aktiv angetriebenen Knieprothese wird betrachtet. Es wird ein grundsätzliches Vorgehen bei der Auslegung von aktiven Systemen im Bereich der Prothetik und Orthetik an Hand einer aktiv angetriebenen Knieprothese erarbeitet.

ISBN 978-3-8396-0479-3



FRAUNHOFER VERLAG