
Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge
der Technischen Universität Braunschweig

Linearaktuatoren mit elektrischer Leistungsversorgung **- Phase 1 -**

Vorläufiger Abschlussbericht über ein Entwick-
lungsprojekt, gefördert unter dem Az: 31707 von
der Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Prof. Dr. Ludger Frerichs & Dipl.-Ing. Zhenan Zhang

Januar 2017

Projektkennblatt
der
Deutschen Bundesstiftung Umwelt



Az	31707	Referat	24	Fördersumme	316.787 €
----	--------------	---------	-----------	-------------	------------------

Antragstitel	Untersuchung des Emissionsminderungs- und Effizienzsteigerungspotentials beim Einsatz von Linearaktuatoren mit elektrischer Leistungsversorgung in mobilen Arbeitsmaschinen
---------------------	--

Stichworte	Elektrische Linearaktorik, Kommunaltechnik
-------------------	--

Laufzeit	Projektbeginn	Projektende	Projektphase(n)
27 Monate	04.07.2014	30.09.2016	1

Bewilligungsempfänger	Technische Universität Braunschweig Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge Prof. Dr. Ludger Frerichs Langer Kamp 19a 38106 Braunschweig	Tel 0531 391-2670 Fax 0531 391-5951	Projektleitung Prof. Dr. Ludger Frerichs Bearbeiter: Zhenan Zhang
------------------------------	--	--	--

Kooperationspartner	Institut für Elektrische Maschinen, Antriebe und Bahnen, Hans-Sommer Str. 66, 38106 Braunschweig Hako GmbH, Hamburger Str. 209-239, 23840 Bad Oldesloe OSWALD Elektromotoren GmbH, Benzstraße 12, 63897 Miltenberg
----------------------------	---

Zielsetzung und Anlass des Vorhabens

Im Bereich der mobilen Maschinen ist ein Trend zum Einsatz elektrischer Antriebe zu beobachten. Die elektrischen Antriebe werden dabei für rotatorische Fahr- und Arbeitsfunktionen auf den Maschinen eingesetzt. Lineare Bewegungen nennenswerter Kraftdichte und Leistung werden jedoch weiterhin hydraulisch realisiert. Nachteilig dabei ist, dass zum Betrieb umweltschädliches Hydrauliköl benötigt wird und dass Hydrauliksysteme insbesondere im Teillastbereich einen schlechten Wirkungsgrad aufweisen. Durch die zusätzliche Elektrifizierung der linearen Aktuatoren wird ein erhebliches Potential zur Emissionsreduzierung und Effizienzsteigerung auf Gesamtmaschinenebene bei gleichzeitiger Verbesserung der Prozessqualität gesehen. Vor diesem Hintergrund sollen im Rahmen des Projekts anhand zweier Beispiele aus der Kommunaltechnik (Betrieb eines Mähbalkens und Verstellung eines Führungsarms am Kehrvorsatz) Linearaktuatoren nennenswerter Kraftdichte mit elektrischer Energieversorgung entwickelt und erprobt werden.

Darstellung der Arbeitsschritte und der angewandten Methoden

Zu Beginn erfolgen eine Anforderungsanalyse inklusive gezielter Messungen an den ausgewählten Beispielsystemen, die Strukturierung der Ergebnisse und die Bildung von Lösungsgruppen. Darauf aufbauend wird jeweils ein Linearaktor für zwei der identifizierten Lösungsgruppen ausgelegt, als Versuchsmuster aufgebaut und an einem Versuchsstand erprobt. Parallel wird das mögliche Einsparpotential für reale bzw. gemessene Fahr- bzw. Lastzyklen entsprechender Maschinen simulationsgestützt abgeschätzt und anhand der Messungen am Ausgangssystem und an den Versuchsmustern validiert. Hierzu sind geeignete Simulationsmodelle aufzubauen.

Ergebnisse und Diskussion

In der ersten Phase des Forschungsprojekts lag der Fokus vor allem auf der Substitution hydraulischer Stelleinheiten durch elektrische Linearaktuatoren. Durch die stark unterschiedlichen erreichbaren Leistungsdichten der beiden Technologien war vor allem die technische Realisierbarkeit passiv luftgekühlter, elektrischer Linearaktuatoren mit sehr großer Leistungsdichte Gegenstand der Forschung. Nach der Ermittlung der Anforderungen an die Stellaktorik wurde ein elektrischer Linearaktor mit einer äußerst hohen Kraftdichte von 58 kN/m^2 bei einer mittleren Maximalschubkraft von 2983N mit einem Krafftrippel von 15,63% und einem Verfahrensweg von 120mm entwickelt. Die gegebenen Anforderungen führten zu einem Motorkonzept mit feststehendem Innenteil (Stator) und bewegtem Außenteil (Läufer). Der geringe Bauraum im Stator erforderte den Einsatz einer neuen Technologie zur Verbindung der Spulen, die im Zuge des Projektes unter mehreren Fertigungsmöglichkeiten ausgewählt wurde. Das Ultraschallschweißen bietet hier die beste Lösung um die Kupferspulen miteinander zu verbinden. Um sich den Platz für die Lagerung im Motor sparen zu können, wurde eine sehr innovative Gleitlagertechnologie gewählt. Die Lagerung konnte so konstruiert werden, dass die Gleitfläche im Luftspalt zwischen Stator und Läufer liegt. Die thermische Auslegung zeigte, dass die Maschine in Wärmeklasse H ausgeführt sein muss, damit Sie unter den gegebenen Randbedingungen einer passiven Luftkühlung und der Trennung von Halte- und Betriebs-

kraft thermisch dauerhaft für das Arbeitsprofil ist. Dabei zeigte sich, dass sich die Temperatur der Wicklungsisolation bis auf 16° C der spezifizierten Maximaltemperatur der Wärmeklasse H annähert (statischer Endwert). Kurzzeitige höhere Temperaturen sind möglich und müssen durch Überwachung der Wicklungstemperatur vermieden werden. Die thermische Belastung der Permanentmagnete wirkt sich zum einen Prinzip bedingt negativ auf die Schubaubeite aus und zum anderen besteht bei stärkerer Belastung durch höhere Ströme in den Wicklungen die Gefahr, dass sich diese irreversibel entmagnetisieren. Daher ist das Potential einer Kraftdichtesteigerung im vorgegebenen Bauraum vollständig ausgeschöpft. Der stromlose Betrieb des Aktuators im Prüfstand weist bei geringer Verfahrensgeschwindigkeit einen gleichmäßigen und leichtgängigen Bewegungsverlauf auf. Für die Konkurrenzfähigkeit elektrischer Antriebe gegenüber konventionellen Lösungen und die universelle Integration in verschiedene Anwendungen ist die Kraftdichte des Gesamtsystems aus Aktuator und angeschlossener Kinematik entscheidend. Trotz hoher Kraftdichte des entwickelten Aktuators ist ein direkter Austausch mit dem hydraulischen Zylinder bauraummäßig nicht ohne weiteres möglich. Dieses Problem wurde mittels einer einfachen Hebelarmübersetzung gelöst.

Als weiterer Linearantrieb wurde der Antrieb eines Mähbalkens elektrifiziert. Im konventionellen System wird die rotatorische Antriebsleistung eines Hydromotors über einen Kurbeltrieb in translatorische Abtriebsleistung der Schneidklinge gewandelt. Der in Phase 1 entwickelte elektrische Antrieb nutzt dagegen das Prinzip der Resonanz eines schwingenden Linearaktuatorsystems. Zur Identifikation der erforderlichen Messerkraft wurde ein mobiler Prüfstand aufgebaut. Auf Basis der Analyse der Messergebnisse wurden Parametergrößen für die Simulationsuntersuchung einer prozessoptimalen Auslegung des Systems gewonnen. Anschließend wurden Kenngrößen des elektrischen Mähbalkens mit Hilfe von Simulationen des Feder-Mähbalken-Systems unter Berücksichtigung realistischer Szenarien ausgelegt. Mit diesen Daten konnte eine tubulare permanentmagneterregte Synchronmaschine mit einer Kraftdichte von 20,61kN/m², einer Schubkraft von 1513N und einem Fahrweg von 84mm ausgelegt werden. Für die Entwicklung entscheidend war die Anforderung bzgl. des zulässigen Läufergewichtes, weshalb ein Innenläuferkonzept gewählt wurde. Bei der Magnetkreisauslegung wurde darauf geachtet, eine möglichst glatte Schubkraft zu erzeugen, so dass Störansregungen durch den Betrieb der Maschine minimiert werden. Die Gestaltung der Maschine als Innenläufer hat aus thermischer Sicht den Vorteil, dass die Wärmequellen außen liegen. Hier kann die entstehende Wärme gut über einen Kühlkörper an die Umgebung abgeführt werden. Mit einem thermischen Ersatzmodell konnte gezeigt werden, dass die Vergrößerung der Kühlfläche durch den gewählten Kühlkörper ausreicht, um die Maschine thermisch sicher betreiben zu können. Neben der Konstruktion des elektrischen Mähbalkens ist ein stationärer Prüfstand zur Erprobung der Funktionalität und Optimierung der dynamischen Performance aufgebaut worden. Nach der Inbetriebnahme konnten die oszillierende Bewegung und der krafteffiziente Resonanzbetrieb des elektrifizierten Mähbalkens durch geeignete Regelstrategien realisiert werden.

Auf Basis von gemessenen Fahr- und Arbeitszyklen realer Einsätze ist eine systematische Analyse hinsichtlich der unterschiedlichen Fahr- und Arbeitsprofile durchgeführt worden. Parallel wurde ein Simulationsmodell einer elektrifizierten Kehrmaschine aufgebaut, das die Fahr- und die Prozessantriebe abbildet. Die ermittelten Energieverbräuche und Kohlendioxidemissionen wurden mit gemessenen Verbräuchen im Feld verglichen. Der Vergleich der simulierten Komplettelektrifizierung mit dem aktuellen Ist-Zustand offenbart großes Potential zur Absenkung des Energieverbrauchs und vor allem der lokalen CO₂-Emissionen. In dem hier betrachteten Anwendungsfall des Gesamtsystems Kehrmaschine hat sich gezeigt, dass die Potentiale von elektrischen Linearaktoren in mobilen Maschinen bisher kaum genutzt werden. Daher war es für dieses Projekt von großem Interesse, in wie fern die gewonnenen Erkenntnisse der projektbezogenen Linearaktoranwendungen auch auf andere Anwendungen und Maschinen übertragen werden können. Hierzu wurde im Rahmen einer Recherche identifiziert, welche Arbeitsantriebe verschiedenster Maschinen ebenfalls von den Vorteilen der Elektrifizierung profitieren können und welche Anforderungen sich hinsichtlich der Dimensionierung bzw. Skalierung des Antriebes ergeben..

Öffentlichkeitsarbeit und Präsentation

Zhang, Z., Frerichs, L.: Linear actuators with electric power supply, 73. International LAND. TECHNIK Conference, 06.-07. Nov. 2016, Hannover

Fazit

Für einen Verstellaktuator und einen oszillierenden Aktuator wurde jeweils ein elektrischer Direktantrieb ausgelegt, als Versuchsmuster aufgebaut und dessen Funktion an Versuchsständen erprobt. Die oszillierende Bewegung und der krafteffiziente Resonanzbetrieb des elektrifizierten Mähbalkens wurden erfolgreich realisiert. Dabei zeigte sich, dass die Dynamik des Systems den gestellten Anforderungen entspricht. Herausforderungen für den Verstellaktuator waren die eingeschränkte Leistungsdichte und daraus resultierend die Integration in bestehende Baugruppen. In weiteren Arbeiten sollte die Funktionsintegration elektrischer Aktoren untersucht werden, um dem begrenzten Bauraum mobiler Maschinen Rechnung zu tragen.

Inhaltverzeichnis

Projektkennblatt	2
Inhaltverzeichnis	1
Abbildungsverzeichnis	3
Tabellenverzeichnis	7
Zusammenfassung	8
1. Einleitung	9
1.1 Ausgangssituation.....	9
1.2 Zielsetzung.....	11
2 Darstellung der Arbeitsschritte	14
3 Elektrifizierung des Verstellaktuators für Kehrsystem	16
3.1 Anforderungsermittlung.....	17
3.2 Messung Maximale Haltelast – Aureißversuch.....	18
3.3 Messung Betätigungslast im Einsatz	21
3.4 Erste Maschinenauslegung des Verstellaktuators	23
3.5 Integrationsstudie.....	25
3.6 Finale Maschinenauslegung des Verstellaktuators.....	28
3.7 Konstruktion und Fertigung des Verstellaktuators	35
3.8 Inbetriebnahme und Test am Prüfstand.....	39
4 Elektrifizierung des oszillierenden Aktuators für Mähbalken (elektrischer Mähbalkens) ..	45
4.1 Konventioneller Kommunalmähbalken	45
4.2 Idee und Vorgehen	45
4.3 Ermittlung der Antriebskraft am konventionellen Mähbalken	46
4.4 Konzept und Systemauslegung des elektrischen Mähbalkens.....	49
4.5 Entwicklung und Fertigung des elektrischen Mähbalkens und des zugehörigen Prüfstands.....	52
4.6 Entwicklung Rapid Control Prototyping System und Zielfunktionen	56
4.6.1 Hardware- und Softwareaufbau	56
4.6.2 Zielfunktionen Entwicklung und Prüfstanduntersuchung.....	60
4.7 Grob- und Feinauslegung des Resonanzmotors	66
4.8 Simulationsmodell Resonanzmotor	76
4.9 Konstruktion und Fertigung des Resonanzmotors.....	79
5 Effizienzbewertung vollständiger Elektrifizierung der Kehrmaschine	80
5.1 Idee und Vorgehen	81

5.2	Leistungsmessung und Einsatzdatenerfassung	81
5.2.1	Leistungsmessung	82
5.2.2	Einsatzdatenerfassung.....	84
5.3	Analyse der erfassten Zyklen und Generierung eines durchschnittlichen Fahrzyklus	89
5.4	Modellabbildung der vollständigen elektrifizierten Kehrmaschine	93
5.5	Simulationsergebnisse und Identifikation Einsparpotential	94
6	Identifikation Anwendungspotential	97
7	Fazit	101
8	Literaturverzeichnis	103

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Exemplarisches kommunales Trägerfahrzeug mit möglichen angebauten und angehängten Arbeitsgeräten.....	11
Abbildung 2-2: Im Rahmen des Projekts zu betrachtenden Anbaugeräte Besenvorsatz mit Verstellzylindern (links) und Mähwerk mit Messerbalken (rechts)	13
Abbildung 2-1: Übersichtsschaubild zum Lösungsansatz und zum geplanten Vorgehen	14
Abbildung 3-1: Hako Citymaster 1600	17
Abbildung 3-2: Schwenkantrieb Besenarm	18
Abbildung 3-3: Ausreißversuch Besenarm	19
Abbildung 3-4: Abmessungen Besenarm	20
Abbildung 3-5: Lastverlauf Messdose Ausreißversuch, gesamt und Ausschnitt.....	21
Abbildung 3-6: Integration Winkelsensor zur Aufzeichnung der Stellposition des Hydraulikzylinders	22
Abbildung 3-7: Darstellung des Zylinderhubs (x) und der Stellkraft (F)	23
Abbildung 3-8: Zusammenhang Hebelarmlänge Aktuatorlast und -baugröße	26
Abbildung 3-9: a) ohne Hebel, b) mit Hebelübersetzung	27
Abbildung 3-10: Angepasster Lastfall für den Aktuator mit Hebelübersetzung.....	28
Abbildung 3-11: Schubkraftverlauf über den Hub mit Mittelwertangabe	29
Abbildung 3-12: Segmentierung und Schrägung der Magnetringe	29
Abbildung 3-13: Einfluss des Schrägungswinkels auf Schubkraftverlauf	30
Abbildung 3-14: Mittlere Schubkraft in Abhängigkeit von der Stromdichteverlauf	31
Abbildung 3-15: Felddbild bei maximaler Stromdichte.....	31
Abbildung 3-16: Flussdichteverteilung bei maximaler Stromdichte.....	31
Abbildung 3-17: Separation des Lastspiels in einzelne Schwenkvorgänge	33
Abbildung 3-18: Modell für die thermische Kontrollrechnung	33
Abbildung 3-19: Ergebnis der thermischen Kontrollrechnung für 665 N	34
Abbildung 3-20: Kennlinie des Magnetmaterials.....	34
Abbildung 3-21: Ergebnis der thermischen Kontrollrechnung für 849 N	35
Abbildung 3-22: Verlauf des statischen Temperaturendwert im Hot-Spot	35
Abbildung 3-23: Verbindungen Ultraschallgeschweißt und isoliert	36
Abbildung 3-24: Gleitlagerelemente (blau) zwischen den einzelnen Magneten	37
Abbildung 3-25: Sator mit Edelstahlmantel und der Kolbenstange aus Kupfer (rechts)	37
Abbildung 3-26: links: Halbschalen ohne Magnete und Stützrohr; rechts: komplett montierter und fertig bearbeiteter Läufer mit Magneten und Stützrohr außen	38

Abbildung 3-27: Motor komplett fertig montiert	39
Abbildung 3-28: IMAB-Prüfstand Schaltschrank mit Bedieneinheit	40
Abbildung 3-29: CAD-Modell der Antriebseinheit des IMAB-Prüfstands	41
Abbildung 3-30: Neuer Kurbeltrieb in der Prüfstandumgebung	41
Abbildung 3-31: Verstellaktuator in der Prüfstandumgebung	42
Abbildung 3-32: Parametrierung des Stromreglers.....	43
Abbildung 3-33: Parametrierung des Stromreglers.....	44
Abbildung 4-1: Konventioneller Mähbalken (ESM Mähbalken Kommunal "C" 103.) im realen Einsatz [39]	45
Abbildung 4-2: Vorgehen zur Elektrifizierung des konventionellem Mähbalkens	46
Abbildung 4-3: Prüfstand und Feldmessung zur Ermittlung der Antriebskraft des konventionellen kommunalen Mähbalkens	47
Abbildung 4-4: Aufbau und Messkonzept des konventionellen kommunalen Mähbalkens	47
Abbildung 4-5: Durchschnittlicher Verlauf der Antriebskraft des elektrischen Mähbalkens	49
Abbildung 4-6: Alternative Basismodelle des Feder-Massen-Systems	49
Abbildung 4-7: Max. Anregungskraft des Resonanzmotors für variierende Äquivalente Dämpfungskonstante und Masse der schwingenden Teile	50
Abbildung 4-8: Äquivalente Dämpfungskonstante der Messung zur Antriebskraftermittlung	51
Abbildung 4-9: Anregungskraft für variierende Massen und Gleitreibung Verhältnis mit angepasster Frequenz.....	52
Abbildung 4-10: Schematische Darstellung des Ein-Feder-Masse-Systems und des elektrifizierten Mähbalkens.....	53
Abbildung 4-11: Mechanismus des Mähbalkens für lineare Bewegung mit Schwalben Schwanzführung	54
Abbildung 4-12: Aufbau der Anpresseinrichtung [36]	54
Abbildung 4-13: Schematische Darstellung der Belastungseinheit für den elektrischen Mähbalken Prüfstand [36].....	55
Abbildung 4-14: Aufgebauter elektrische Mähbalken und zugehörige Prüfstand	55
Abbildung 4-15: Aufgebaute Belastungseinheit, Anpresseinrichtung, Profilschienen Führungselemente	56
Abbildung 4-16: Aufbau des Rapid Control Prototyping Systems zur Funktionsentwicklung	57
Abbildung 4-17: Komponenten des Prüfstands und zugehörigen RCP System [37]	58
Abbildung 4-18: Bedienungsoberfläche vom Controldesk (links), Bedienungsoberfläche vom DRIVE (rechts).....	59
Abbildung 4-19: Regelungsstruktur des elektrischen Mähbalkens für Zielfunktionsentwicklung	60
Abbildung 4-20: Oszillierende Bewegung des Resonanzmotors bei Frequenz- und Amplitudenänderung.....	61

Abbildung 4-21: Oszillierende Bewegung des Resonanzmotors mit Federn bei Frequenz- und Amplitudenänderung.....	61
Abbildung 4-22: Resonanz-Verhalten bei konstanter Amplitude des Lagesignal und veränderlicher Frequenz.....	62
Abbildung 4-23: Strom bei konstanter Amplitude des Lagesignals und veränderlicher Frequenz.....	63
Abbildung 4-24: Amplitude im Resonanzbetriebs mittels Stromregelung bei unterschiedlichen Kraft-Frequenz-Verhältnissen.....	63
Abbildung 4-25: Resonanz-Verhalten (mit Mähbalken) bei konstanter Amplitude der Anregungskraft und veränderlicher Frequenz.....	64
Abbildung 4-26: Elektrische Kraft im Resonanzbetrieb (mit Mähbalken) bei konstanter Amplitude des Lagesignals und veränderlicher Frequenz.....	65
Abbildung 4-27: Amplitude des Resonanzbetriebs (mit Mähbalken) mittels Stromregelung bei unterschiedlichen Kraft-Frequenz-Verhältnissen.....	66
Abbildung 4-28: Sammleranordnung der Permanentmagneten.....	67
Abbildung 4-29: Optimierung Resonanzaktuator bezüglich seines Läufergewichts.....	68
Abbildung 4-30: Optimierung Resonanzaktuator bezüglich seines Kraftrippels.....	69
Abbildung 4-31: Optimierung Resonanzaktuator bezüglich seines Kraftrippels.....	70
Abbildung 4-32: Kraftverlauf des Resonanzaktuators nach Geometrieoptimierung.....	71
Abbildung 4-33: Breitenvariation der Endpole im Läufer.....	71
Abbildung 4-34: Polbreitenoptimierung der Endpole des Läufers.....	72
Abbildung 4-35: Ergebnis Variation der Polbreite.....	73
Abbildung 4-36: Kraftverlauf bei maximaler Stromdichte.....	73
Abbildung 4-37: Temperaturendwert am Hotspot bei variiertem Übergangskoeffizient.....	75
Abbildung 4-38: Modellanpassung mit vereinfachtem Kühlkörper.....	75
Abbildung 4-39: Thermisches Modell mit Temperaturverteilung im stationären Zustand.....	76
Abbildung 4-40: Simulierter Sollwertsprung bei maximaler Geschwindigkeit.....	76
Abbildung 4-41: Simulationsverlustmodell.....	77
Abbildung 4-42: Kennlinie für die Wirbelstromverluste.....	77
Abbildung 4-43: Wirkungsgrad des elektrischen Linear Motor (PMSLM) im Gesamtsystem.....	78
Abbildung 4-44: Läufer montiert mit Wellenenden links und rechts.....	79
Abbildung 4-45: Motor montiert.....	80
Abbildung 5-1: Idee und Vorgehen für die Elektrifizierung einer Kehrmaschine und die Effizienzbewertung.....	81
Abbildung 5-2: Fahrtriebmoment.....	83
Abbildung 5-3: Antriebsmoment des Sauggebläses.....	84
Abbildung 5-4: Antriebsmoment Kehrbesen.....	84
Abbildung 5-5: Datenaufzeichnung Einsatzdaten eines Tages.....	87

Abbildung 5-6: Gewählte Besen- und Motordrehzahlen während einer Einsatzwoche	88
Abbildung 5-7: Geschwindigkeitsverteilung der Arbeitsfahrt.....	89
Abbildung 5-8: Geschwindigkeitsverteilung der Transportfahrt	90
Abbildung 5-9: Beschleunigung, Verteilung bei Arbeitsfahrt.....	91
Abbildung 5-10: Beschleunigung, Verteilung bei Transportfahrt.....	91
Abbildung 5-11: Verteilung der Steigungen	91
Abbildung 5-12: Arbeitszustanden der Arbeitsaggregaten	92
Abbildung 5-13: Geschwindigkeit des generierten durchschnittlichen Fahrzyklus.....	92
Abbildung 5-14: Steigung des generierten durchschnittlichen Fahrzyklus	92
Abbildung 5-15: Modellstruktur der vollständigen elektrifizierten Kehrmachine	93
Abbildung 5-16: Aufgebautes Modell der vollständigen elektrifizierten Kehrmachine.....	93
Abbildung 5-17: Betriebspunktverteilung des Traktions-E-Motors.....	94
Abbildung 5-18: Betriebspunktverschiebung in den optimalen Bereich für den Verstellaktuator	95
Abbildung 5-19: Verifikation der Simulation des Fahrtriebs mit gemessenen Daten	95
Abbildung 5-20: SOC-Verbrauch und Wirkungsgrad der vollständigen elektrifizierten Kehrmachine	96
Abbildung 5-21: Einsparungen bzgl. Energie, CO ₂ -Emissionen und Kosten durch das vollständig elektrifizierte Konzept.....	97
Abbildung 6-1: Idee und Vorgehen für Identifikation Anwendungspotential	98
Abbildung 6-2: Beispiel der identifizierten Linearfunktion mit Anwendungspotential	100
Abbildung 6-3: Vergleich der identifizierten Linearfunktionen mit Anwendungspotential.....	100

Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Eigenschaften Schwenkzylinder Besenarm	18
Tabelle 3-2: Anforderungen aus der Anwendung für die Maschinenauslegung	23
Tabelle 3-3: Festlegungen für die Maschinenauslegung	24
Tabelle 3-4: Ergebnis Maschinenauslegung mit einer Auslegekraft von 5 kN	24
Tabelle 3-5: Anforderungen aufgrund der Integrationsanalyse.....	28
Tabelle 3-6: Maschinenkennwerte/-parameter	32
Tabelle 4-1: Systemauslegung des Feder-Masse-Systems	52
Tabelle 4-2: Anforderungen aus der Anwendung für die Maschinenauslegung	66
Tabelle 4-3: Maschinenkennwerte/-parameter Resonanzaktuator	73
Tabelle 5-1: Betriebsstunden- und Funktionszähler einer Arbeitswoche	85
Tabelle 5-2: Mittlere Betätigung der Besenverstellung	86
Tabelle 5-3: Auswertung Einsatzdaten einer Stadt.....	88
Tabelle 6-1: Beispiele für Bewertungskriterien	98
Tabelle 6-2: Beispiel für recherchierte technische Daten der Linearfunktionen verschiedenen Maschine.....	99

Zusammenfassung

Der technologische Fortschritt in der Elektromobilität bietet für Kleinkehrmaschinen das Potential für eine umweltfreundlichere Konzeptionierung. Die Abkehr von Dieselmotoren hin zu elektrischen Antriebskonzepten ermöglicht gerade in belasteten Innenstadtbereichen eine Reduktion von Abgas- und Lärmemissionen. Die Realisierung einer ölfreien Maschine durch den vollständigen Ersatz von hydraulischen durch elektrische Antriebssysteme schließt zudem die Gefahr von umweltgefährdenden Ölhavarien aus. Die bisher auf mobilen Maschinen implementierte elektrische Antriebsleistung wird nur zur Versorgung rotatorischer Verbraucher und nicht zur direkten Erzeugung linearer Bewegungen verwendet. Dies liegt daran, dass bisher für den rauen mobilen Einsatz geeignete Linearaktuatoren kaum verfügbar sind. Die für stationäre Anwendungen konzipierten Lösungen (z.B. rotatorischer Motor mit Spindeltrieb) werden in der derzeit verfügbaren Form den Anforderungen für den Dauerbetrieb im mobilen Einsatz nicht gerecht. Eine vollständige Elektrifizierung des Gesamtsystems ist ohne diese Herausforderung zu überwinden nicht möglich. Deshalb ergibt sich die technologische Herausforderung, die robusten und zudem mit hoher Kraftdichte gestaltbaren Hydraulikzylinder durch elektrische Linearaktuatoren zu ersetzen.

Der gesamte Arbeitsumfang des Projektes wird auf zwei Phasen aufgeteilt. In der bereits abgeschlossenen Phase 1 erfolgte die Anforderungsanalyse an zwei ausgewählten Beispielsystemen (der Verstellaktor eines Kehrsystems und der oszillierende Aktuator eines Mähbalkens). Darauf aufbauend wurde jeweils ein Linearaktor ausgelegt, als Versuchsmuster aufgebaut und dessen Funktion an Versuchständen erfolgreich erprobt. Parallel ist das Einsparpotential für reale Einsatzprofile der Versuchsmaschine simulationsgestützt abgeschätzt worden. Diese Abschätzung hat ein erhebliches Einsparpotential für die vollständige Elektrifizierung offengelegt.

Eine Weiterentwicklung der Aktuatoren und eine Übertragung der Ergebnisse vom Versuchsstand auf eine reale Maschine sollen in der zweiten Phase des Gesamtprojektes erfolgen. Zur vollständigen Erfüllung der Anforderungen werden in der 2. Phase kombinierte elektromechanische Lösungen an die E-Maschine angestrebt. Die Baugruppe des Verstellaktors wird auf Basis der neuen Lösung konstruktiv überarbeitet, gefertigt und in die Versuchsmaschine integriert. Der in Phase 1 aufgebaute elektrische Mähbalken soll in Phase 2 weiterentwickelt werden. Parallel ist die Versuchsmaschine mit der notwendigen elektrischen Leistungsversorgung auszurüsten. Zuletzt sind alle elektrifizierten Aktuatoren im realen Einsatz unter möglichst praxisnahen Bedingungen in einem Versuchsprogramm zu testen und Optimierungspotenziale aufzuzeigen. Mit den dann neu erfassten Daten ist eine erweiterte Simulation zur Aussage des Einsparpotentials durchzuführen.

Nach Durchführung der Phase 2 sind wesentliche Voraussetzungen für die Darstellung eines „ölfreien“ kommunalen Fahrzeugs als Kehrmaschine und für den Mäheinsatz geschaffen worden. Neben den schon bekannten rotatorischen Funktionen können dann auch Linearfunktionen mit elektrischen Linearaktuatoren, die für den rauen Einsatz in mobilen Maschinen konzipiert sind, realisiert werden. Darüber hinaus kann der energetische Nutzen einer vollständig elektrifizierten Kommunalmaschine beziffert werden.

Dieses Projekt wurde von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt gefördert (AZ. 31707). Als Kooperationspartnern sind Institut für Elektrische Maschinen, Antriebe und Bahnen an TU Braunschweig, Hako GmbH und OSWALD Elektromotoren GmbH.

1. Einleitung

1.1 Ausgangssituation

Im Bereich der mobilen Maschinen, wie z. B. Land-, Bau- oder Kommunalmaschinen, und der zugehörigen Anbaugeräte werden zur Erzeugung linearer Bewegungen in der Regel Hydraulikzylinder eingesetzt, die sich aufgrund ihrer hohen Kraft- und Leistungsdichte sowie ihrer Robustheit seit Jahren bewährt haben. Nachteilig ist jedoch, dass zum Betrieb der Hydraulikzylinder zum einen umweltschädliches Hydrauliköl benötigt wird, das beim Einsatz angebaute oder angehängte Geräte bei regulären Kuppelvorgängen oder bei Beschädigungen der Leitungen in die Umwelt austreten kann, und zum anderen die zur Energieversorgung der Zylinder ebenfalls benötigten Hydrauliksysteme insbesondere im Teillastbereich einen schlechten Wirkungsgrad aufweisen, was sich negativ auf den Kraftstoffverbrauch bzw. den CO₂-Ausstoß der Maschinen auswirkt. Gerade für den Betrieb mobiler Arbeitsmaschinen in innerstädtischen Einsatzfällen spielt zudem die Lärmbelastung ebenfalls eine große Rolle, insbesondere in Fußgängerzonen und in den frühen Morgen- oder späten Abendstunden.

Parallel ist bei mobilen Maschinen neben der Optimierung der bestehenden hydraulisch-mechanischen Antriebstechnik ein zunehmender Trend zum Einsatz elektrischer Antriebe zu beobachten. Die elektrischen Antriebe werden dabei sowohl für Fahr- wie auch Arbeitsfunktionen auf den Maschinen selbst oder auf angehängten bzw. angebauten Geräten eingesetzt. Vorteilhaft ist hierbei neben der effizienten Betriebsweise eine hohe Flexibilität des Antriebs hinsichtlich der Anordnung und Regelbarkeit der Komponenten. Beispiele für Lösungen mit diesel-elektrischen Fahrtrieben sind das Projekt „Eltrac“ [1], bei dem bereits in den 90er Jahren der Prototyp eines Traktors mit einem entsprechenden Fahrtrieb aufgebaut wurde, oder der Versuchsmähdrescher der Universität Hohenheim, mit dem ein hydrostatischer und diesel-elektrischer Fahrtrieb verglichen wurden [2]. Ein ähnlicher Vergleich wurde auch anhand eines selbstfahrenden Rübenvollernters an der TU Dresden [3] durchgeführt. Bei diesem Fahrzeug kam das Antriebssystem „PowerMELA“ [4] zum Einsatz, das speziell für mobile Maschinen entwickelt wurde und das zum Beispiel auch auf dem PistenBully 600 E+ zur Versorgung des Fahr- und Fräsantriebs eingesetzt wird [5]. Zwei Prototypen mit einem diesel-elektrischen Einzelradantrieb mit je vier Radnabenmotoren sind die selbstfahrende Feldspritze E-Rogator von Agco [6] oder der von der TU Dresden umgerüstete Bergtraktor Rigitrac [7]. Ebenfalls dem Bereich der elektrischen Fahrtriebe kann ein von der DBU gefördertes Projekt zur Elektrifizierung der Hinterachse an einem selbstfahrenden Feldhäcksler [8] zugeordnet werden. In Serie verfügbare Beispiele aus dem Baumaschinenbereich sind der Radlader 644K Hybrid der Firma John Deere mit diesel-elektrischem Fahrtrieb [9] oder ein Bagger der Firma Komatsu mit hybrid-elektrischen Drehwerksantrieb [10]. Während bei Flurförderfahrzeugen elektrische Antriebe seit langem zum Stand der Technik gehören, werden auch in diesen Anwendungen verstärkt hybrid-elektrische Antriebe mit dem Potential zur Energiezwischenspeicherung eingesetzt, wie z.B. im Hybrid-Gabelstapler Still RX 70 [11] oder bei Portalstaplern im Containerumschlag [12].

Sollen Nebenantriebe an den Fahrzeugen, wie Lüfter oder Kühlmittelpumpen, oder durch Traktoren gezogene oder an diesen angebaute Geräte elektrisch versorgt werden, so kommen entweder Zapfwellengeneratoren (wie z.B. [13]) oder ins Getriebe integrierte Generatorsysteme, wie beim Terra+ [14] und Ergopower [15] Getriebe der Firma ZF oder beim Traktor 6210RE von John Deere [16], dem Nachfolger der E Premium-Baureihe, zum Einsatz. Teilweise lassen sich diese Systeme zusätzlich mit Energiespeichern kombinieren, sodass sich ein Hybridantrieb ergibt [15].

Prototypische Beispiele für Geräte, welche die seitens des Traktors bereitgestellte elektrische Leistung nutzen, sind eine Fahrantriebsunterstützung an einem gezogenen Abschiebewagen [17] oder Kartoffelroder [18], die Versorgung ausgewählter Antriebe auf einer Sämaschine [19] oder einer Rundballenpresse bzw. Press-Wickel-Kombination [20] oder der Antrieb eines Mähauflbereiters [21] und eines Schwaders [22] in der Grünfütterernte. Bereits in Serie verfügbar ist hingegen ein Düngerstreuer der Firma Rauch [23].

Beispiele für elektrifizierte Arbeitsantriebe an selbstfahrenden Maschinen sind die Untersuchungen an einer Dreschtrommel mit funktionsintegriertem Antrieb an der TU Dresden [24] oder die ebenfalls von der DBU unterstützten Arbeiten an der TU München zur Elektrifizierung des Vorsatz- und Einzugsantriebs an einem selbstfahrenden Feldhäcksler [25], [26].

Allen genannten Beispielen ist allerdings gemein, dass die auf den Maschinen implementierte elektrische Antriebsleistung nur zur Versorgung rotatorischer Verbraucher, wie z. B. des Fahrantriebs, und nicht zur Erzeugung linearer Bewegungen mit nennenswerter Leistung bzw. Kraftdichte verwendet wird. Die Erzeugung linearer Bewegungen wird bis dato ausschließlich über hydraulische Systeme realisiert. Lediglich selten benötigte und nicht direkt in den Arbeitsprozess bzw. Leistungsfluss integrierte Stellfunktionen, wie z. B. die Verstellung von Leitblechen und der Gegenschneide im Feldhäcksler oder die Korbverstellung im Mähdrescher, werden mit elektro-mechanischen Spindelantrieben realisiert.

Dies liegt vornehmlich daran, dass bisher noch keine für den mobilen Einsatz geeigneten Linearaktuatoren mit nennenswerter Leistung bzw. Kraftdichte und elektrischer Leistungsversorgung existieren. Im stationären Bereich sind zwar eine Vielzahl von Lösungen vorhanden (Linearmotoren, Spindel- oder Kugelantriebe, ...), diese werden jedoch aufgrund ihrer Bauweise den Anforderungen eines mobilen Einsatzes (Robustheit gegenüber Verschmutzung, Vibrationen und Stößen sowie Bauraum-, Gewichts- und Leistungsbeschränkungen) nicht gerecht. Für Linearaktuatoren in mobilen Arbeitsmaschinen lassen sich u.a. drei Funktionsbereiche erkennen:

- 1) Aktuatoren mit sehr hoher Kraftdichte, großen absoluten Kräften, jedoch geringer Dynamik
- 2) Aktuatoren mit mittlerer Kraftdichte, mittleren absoluten Kräften und hoher Dynamik
- 3) Aktuatoren für lineare oszillierende Bewegungen

Die unter 1) genannten Aktuatoren entsprechen weitgehend dem, was sich heute mit hydrostatischen Systemen darstellen lässt. Durch einen elektrischen Direktantrieb ist dieses Feld nicht zu erreichen. Hier wird die Kombination von Elektroantrieb und hydraulischer Wandlung benötigt. Vorteilhaftige Bauweisen ergeben sich, wenn elektrische und hydraulische Energiewandlung in einem hermetischen Gehäuse vereinigt werden können, sodass höchste Dichtheit des Systems gewährleistet ist. Solch ein Aktuator wurde von beiden Instituten gemeinsam im Rahmen eines Industrieprojektes als hochintegriertes System mit Kraft-Haltfunktion entwickelt. Entsprechende Systeme sind bspw.

- Wirkungsgradverbesserung des gesamten Antriebssystems im Vergleich zu herkömmlichen Hydrauliksystemen und damit Verringerung des Primärenergiebedarfs
- Ölfreiheit der Schnittstelle zur Anbindung der Aktuatoren bzw. der Anbaugeräte und damit Vermeidung von Ölaustritt bei regulären Kuppelvorgängen
- Ölfreiheit des gesamten Antriebssystems und Vermeidung von Ölaustritt bei Beschädigung, Zusammenstößen, Unfällen
- Verringerte Geräuschemissionen gegenüber herkömmlichen hydraulischen Aktuatoren bzw. Antriebssystemen insbesondere im innerstädtischen Bereich
- Verbesserung der Arbeits- und Prozessqualität aufgrund der feinfühlig und hochdynamischen Regelbarkeit elektrischer Antriebe (z. B. verringerter/geregelter Bodendruck bei Mähwerken mit geringerer Beschädigung der Grasnarbe oder geregelter Besenbodenandruck für konstantes Kehrergebnis einer Kehrmaschine)

Zusätzlich werden mit dem Vorhandensein der genannten Linearaktuatoren sowohl auf Anbaugeräte- als auch auf Gesamtmaschinenebene rein elektrische Antriebskonzepte und damit völlig neue Maschinenstrukturen umsetzbar, die hinsichtlich des Einsparpotentials, der Emissionsreduzierung und der Prozessqualität weit über bisherige Ansätze hinausgehen.

Zur tatsächlichen Höhe möglicher Wirkungsgradverbesserungen und Einsparungen können zum Zeitpunkt der Antragstellung noch keine Aussagen getroffen werden, da entsprechende Aktuatoren bisher noch nicht existieren bzw. untersucht wurden. Aus diesem Grund wird im Rahmen der Antragstellung ein zweiphasiges Konzept angestrebt.

In der ersten Phase sollen Versuchsmuster entsprechender Linearaktuatoren aufgebaut und zur Validierung eines Simulationsmodells herangezogen werden, mit dem wiederum für reale Lastzyklen auf Ebene des Gesamtantriebsstrangs das Einsparpotential bestimmt werden kann.

Die Motivation des Projektkonsortiums generiert sich aus dem Ansatz, gerade im Zentrum unserer Städte die derzeit durch verbrennungsmotorisch angetriebene Kommunalmaschinen emittierten Geräusch- und Abgasemissionen wesentlich zu senken. Dies kann durch den Einsatz von Maschinen mit einem rein batterie-elektrischen Antriebskonzept erreicht werden. Zu diesem Antriebskonzept zählen neben dem Fahrtrieb alle Antriebsaggregate für den Arbeitsbetrieb, die als wesentlichen Bestandteil die im Rahmen des vorliegenden Antrags betrachteten translatorischen Aktuatoren beinhalten.

Der Fokus liegt auf Aktuatoren, die auf Anbaugeräten im kommunalen Bereich eingesetzt werden. Beispiele für entsprechende Anbaugeräte, die im Rahmen des Projekts betrachtet werden, sind Reinigungs- bzw. Kehrvorrichtungen sowie Mähwerke (s. Abbildung 2-2), wie sie an entsprechenden Trägerfahrzeugen (s. Abbildung 2-1) montiert werden.



Abbildung 2-2: Im Rahmen des Projekts zu betrachtenden Anbaugeräte Besenvorsatz mit Verstellzylindern (links) und Mähwerk mit Messerbalken (rechts)

Die erste konkrete Zielsetzung des Projekts ist es, technische Lösungen für Linearaktuatoren nennenswerter Leistung bzw. Kraftdichte mit elektrischer Energieversorgung für mobile Maschinen zu schaffen. Dies umfasst in der Projektphase 1 für die gewählten Beispielanwendungen (vgl. Abbildung 2-2) sowohl die Auslegung und Fertigung zweier Versuchsmuster als auch deren Erprobung und die Analyse von Optimierungspotenzialen auf stationären Versuchsständen. Beide Konstruktionen der Aktuatoren waren komplette Neuentwicklungen. Daher konnte konstruktiv auf nur wenig Vorhandenes zurückgegriffen werden. Auch die Auswahl und der Einsatz neuer Materialien und Technologien brachten für Elektromaschinenbau einen großen Wissensgewinn mit sich.

Parallel sollen als zweite Zielsetzung der Projektphase 1 das Einsparpotential an Kraftstoff bzw. CO₂ sowie das grundsätzliche Einsatzpotential bestimmt werden. Hierzu ist ein Simulationsmodell der elektrifizierten Gesamtmaschine aufgebaut worden, das mittels Messungen am Fahrzeug in Serienkonfiguration und an den aufgebauten Versuchsmustern validiert wurde. Anhand realer Fahr- und Lastzyklen konnte das Einsparpotential an Kraftstoff ermittelt werden. Eine zusammenfassende Beschreibung der Ergebnisse der Projektphase 1 sind in den folgenden dargestellt.

2 Darstellung der Arbeitsschritte

In der ersten Projektphase wird zur Zielerreichung folgender Lösungsansatz verfolgt

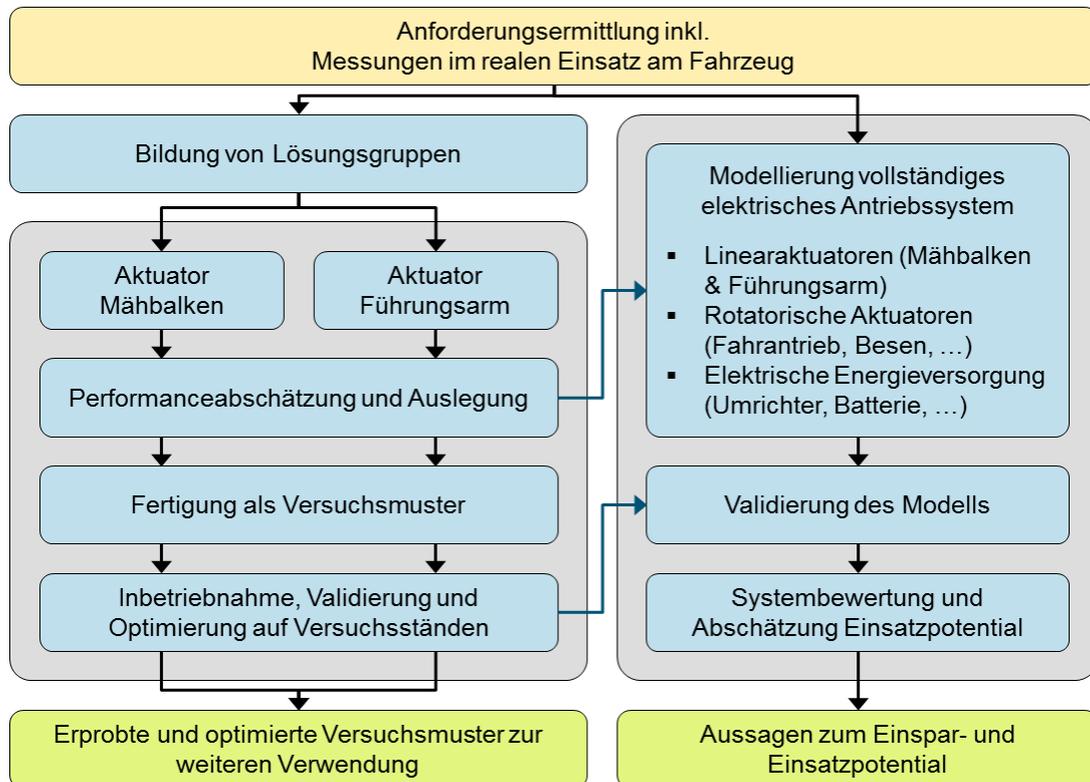


Abbildung 2-1: Übersichtsschaubild zum Lösungsansatz und zum geplanten Vorgehen

Im Rahmen einer Anforderungsanalyse werden zu Projektbeginn Anforderungen an die Linearaktuatoren mobiler Maschinen ermittelt und definiert. Dies erfolgt zweigliedrig. Zum einen werden konkret für die beiden betrachteten Aktuatoren zu erreichende Anforderungen wie Maximalkräfte und -geschwindigkeiten, Bauräume oder Gewichte definiert. Diese Punkte werden durch Messungen an den beiden zu betrachtenden Aktuatoren am Fahrzeug bzw. im realen Einsatz ergänzt, um die notwendigen Grundlagen zu deren zyklen- und einsatzgerechten Auslegung und zur abschließenden Validierung des aufzubauenden Simulationsmodells zu schaffen. In diesem Zusammenhang ist im Wesentlichen zu erfassen, wie sich je nach Anwendungsfall (hier Reinigen und Mähen) typische Arbeitsspiele des Gesamtfahrzeugs inklusive der entsprechenden Strecken- und Zeitanteile (vgl. Anfahrt, Arbeiten, Pausen, Abfahrt) darstellen und welche Kraft- und Geschwindigkeitsanforderungen während des Arbeitsbetriebs mit welcher Häufigkeit an den Aktuatoren auftreten. Hier ist wiederum die Aufzeichnung der zeitlichen Abfolge von Grund- und stochastisch auftretenden Spitzenlasten von Interesse, um beispielsweise die thermische Überlastfähigkeit der elektrischen Maschinen optimal ausnutzen zu können. Das benötigte Versuchsfahrzeug zur messtechnischen Ausrüstung und zur Durchführung der Messungen sowie bereits vorliegende nutzbare Informationen und Daten werden seitens Hako bereitgestellt. In der optiona-

len zweiten Projektphase wird dieses Fahrzeug zudem um die aufgebauten Aktuatoren erweitert und zur Durchführung der geplanten Arbeiten verwendet.

Parallel wird eine primär qualitative Anforderungsanalyse durchgeführt, die nicht nur auf den gewählten Anwendungsfall „Anbaugeräte in der Kommunaltechnik“ beschränkt ist, sondern z.B. auch Land- und Baumaschinen sowie deren Arbeitsgeräte einbezieht. Aktuatoren mit grundsätzlich ähnlichen Anforderungen werden in diesem Zusammenhang zu Lösungsgruppen zusammengefasst, um so zum einen Anwendungsbereiche zu identifizieren, in denen die entwickelten Linearaktuatoren ebenfalls eingesetzt werden könnten (Aufdecken eines zusätzlichen Einsatz- und Absatzpotentials) und um zum anderen Gruppen aufzudecken, die ein ebenfalls hohes Potential zur Elektrifizierung haben aber weitergehende technische Lösungen erfordern (Ansatzpunkte für zukünftige Arbeiten).

Zwei Lösungsgruppen werden bereits zum jetzigen Zeitpunkt in den folgenden Bereichen gesehen (vgl. Funktionsbereiche 2 und 3 nach Seiten 10). Diese beiden konkreten Fälle sollen deshalb als Beispiel dienen.

- Linearaktuatoren mit mittleren bis hohen Kraft- und Dynamikanforderungen, wie zum Verstellen von Führungsarmen an Kehr- bzw. Besenvorsätzen eingesetzt
- Hochfrequent arbeitenden Aktuatoren, wie zum Betrieb eines Mähbalkens erforderlich

Beide Aktuatoren sind unter Einbeziehung der erforderlichen Ansteuerung bzw. Umrichtertechnik auszulegen, als Prototyp in Hardware aufzubauen, in Betrieb zu nehmen, zu erproben und zu optimieren. Bei den elektrischen Linearantrieben findet sich dabei eine Vielzahl möglicher Topologien, die hinsichtlich des Anforderungsprofils zu untersuchen sind. Es kann praktisch jede Bauart rotierender Maschinen in einen Linearmotor umgewandelt werden. Dabei sind sowohl cartesische als auch tubulare Linearmaschinen mit unterschiedlicher Ausprägung des Translators (Außenläufer, Innenläufer) möglich. Die Vielfalt wird zudem durch die Kombinationsmöglichkeit der elektrischen Energiewandler mit mechanischen Momenten/Kraft Wandlern noch erweitert. In dem vorliegenden Projekt muss daher eine Vorauswahl besonders aussichtsreicher Lösungen erfolgen, damit die zu untersuchende Lösungsvielfalt auf einen ökonomisch vertretbaren Umfang beschränkt werden kann.

Bei den Direktantrieben erscheinen besonders die cartesischen und tubularen Topologien mit Permanentmagnet-Erregung als besonders gut geeignet. Zielführend sind zudem Wicklungsausführungen, die minimale oder gar keine Wickelkopfausladung aufweisen. Während die tubularen Maschinen prinzipbedingt keinen Wickelkopf haben, bieten sich für die cartesischen Ausführungsformen Zahnspulenwicklungen an. Hier wurden in Vorarbeiten bereits an rotierenden Torque Antrieben und linearen Aktuatoren Ausführungsformen mit besonders hohen Krafterdichten untersucht [31], [32], [33]. Diese Wicklungen werden typischerweise bei Langsamläufnern bevorzugt, da wegen der relativ geringen Bewegungsgeschwindigkeit die höheren Oberwellengehalte dieser Wicklungen oft vernachlässigbar sind. Zahnspulenwicklungen wurden am IMAB sowohl hinsichtlich ihrer Systematik [34] als auch hinsichtlich einer gezielten Optimierung des Oberwellengehaltes [35] untersucht.

Weiter ist nach Dynamikanforderungen zu unterscheiden (s. Seiten 10). Sollen die Aktuatoren dynamischen Positionssollwertsprüngen folgen, wie es z.B. bei der Regelung eines Führungsarms erforderlich ist, sind hydraulische Lösungen wegen Ihrer begrenzten Bewegungsgeschwindigkeit oft im Nachteil

(Ausnahme: Druckspeichersysteme wie Hydropuls etc.). Hier sind potentielle Anwendungsfelder elektrischer Linearmaschinen zu finden.

Ein weiteres interessantes Feld sind die oszillierenden Maschinen. Hier versprechen Direktantriebe, die vorzugsweise in Resonanz betrieben werden, interessante Lösungsansätze mit reduziertem Blindleistungsbedarf und hohem Wirkungsgrad. Eine wichtige zu beantwortende Frage wird hier die Untersuchung von Möglichkeiten zur Verstimmung der Resonanzfrequenz sein. Damit könnte der Arbeitsprozess, z. B. über die Schnittgeschwindigkeit des Mähwerkes, optimiert werden.

Die Auslegung der Linearmaschine muss in engem Zusammenhang mit der Auslegung des Umrichters gesehen werden. Dieser sorgt für die Bereitstellung der erforderlichen Gesamtleistung mit der gewünschten Frequenz und Spannung. Hier soll vorerst auf vorhandene 3-phasige Lösungen zurückgegriffen werden und der Entwurf der Linearmaschine an die damit verfügbaren Frequenzen und Spannungsebenen angepasst werden. Wegen der relativ geringen Speisefrequenzen der Direktantriebe stellt dies jedoch keine einschneidende Beschränkung des Lösungsraumes dar.

Die anschließende Erprobung erfolgt in der ersten Projektphase auf Versuchsständen. Zu diesem Zweck sind an den beteiligten Instituten erste erforderliche Komponenten vorhanden.

Nach Abschluss der anfänglichen Anforderungsermittlung erfolgt parallel zur Auslegung, Fertigung, Inbetriebnahme und Erprobung der Versuchsmuster der Aufbau eines Simulationsmodells, um das Energie- bzw. Kraftstoffeinsparpotential bestimmen zu können. Um aussagekräftige Ergebnisse in Relation zur aktuellen hydraulischen Lösung zu erhalten, ist neben den eigentlichen elektrischen Linearaktuatoren ein gesamtes elektrisches Antriebssystem bestehend aus dem Energiespeicher (Batterie), den Umrichtern und den eigentlichen linearen und rotatorischen Maschinen/Aktuatoren abzubilden. Als Vorgabegrößen der Simulation werden die im Rahmen der Anforderungsermittlung gemessenen Fahr- und Lastzyklen verwendet, als Ergebnis wird der Energieverbrauch der Gesamtmaschine berechnet. Das Modell selbst wird kennfeldbasiert realisiert, indem die wesentlichen Komponenten über ihren betriebspunktabhängigen Wirkungsgrad abgebildet werden.

Die Ergebnisse des jeweiligen Teilprojekts werden in den folgenden Kapiteln dargestellt.

3 Elektrifizierung des Verstellaktuators für Kehrsystem

Der technologische Fortschritt in der Elektromobilität bietet auch für kommunale Arbeitsfahrzeuge das Potential für eine umweltfreundlichere Konzeptionierung. Die Abkehr vom Dieselmotor hin zu elektrischen Antriebskonzepten ermöglicht gerade in belasteten Innenstadtbereichen eine Reduktion von Abgas- und Lärmemissionen. Die Realisierung einer öl-freien Maschine durch den vollständigen Ersatz von hydraulischen durch elektrische Antriebssysteme schließt zudem die Gefahr von umweltgefährdenden Ölhavarien, die teure Bodensanierungen erfordern, aus. Eine technologische Herausforderung stellt dabei der Ersatz von kraftdichten, robusten und preiswerten Hydraulikzylinder dar. Insbesondere die Anforderungen hinsichtlich Bauraum, Lebensdauer, Einsatzumfeld in mobilen Antriebsmaschinen machen eine genaue Betrachtung dieser Anwendung erforderlich.

3.1 Anforderungsermittlung

Zur Untersuchung des Einsatzes von elektrischen Linearzylindern in einem kommunalen Arbeitsfahrzeug wird ein Citymaster 1600 der Firma Hako betrachtet, siehe Abbildung 3-1. Das Fahrzeug ist in erster Linie als Kleinkehrfahrzeug für Innenstadtbereiche konzipiert, kann aber mit diversen Anbaugeräten z.B. auch zum Winterdienst oder zur Grünpflege eingesetzt werden. Angetrieben wird das maximal 3,5 t schwere Fahrzeug von einem 55 kW Dieselmotor. Ein hydrostatischer Fahrtrieb beschleunigt es auf eine maximale Geschwindigkeit von 40 km/h. Der Antrieb der Arbeitsaggregate, im Kehrbetrieb das Absauggebläse und die Kehrbesen, erfolgt ebenfalls hydraulisch. Außerdem werden insgesamt fünf Stellfunktionen durch Hydraulikzylinder aktuiert:



Abbildung 3-1: Hako Citymaster 1600

- Behälteraushebung,
- Lenkzylinder,
- Frontgeräteaushebung,
- Saugmundaushebung,
- Schwenkzylinder Besenarm.

Die anfängliche Analyse dieser fünf Betätigungsachsen hinsichtlich maximaler Last, Stellgeschwindigkeit und Bauraum hat ergeben, dass der Schwenkzylinder des Besenarms, siehe Abbildung 3-1, aufgrund eines mittleren Lastbereichs sowie einer häufigen Betätigung und Positionierung im Kehreinsatz zur Anpassung der Kehrbreite durch den Fahrer am geeignetsten für den Ersatz durch einen elektrischen Linearaktuator ist. Aus den Eigenschaften des Schwenkzylinders, siehe Tabelle 3-1, können die Anforderungen an den elektrischen Stellantrieb abgeleitet werden. Als dimensionierend werden der Hub und die Stellgeschwindigkeit übernommen. Der Einbauraum der sehr kraftdichten Stellhydraulik wird mit der neuen Technologie nicht erreichbar sein. Die Stellkräfte der Hydraulikzylinder sind überdimensioniert. Die erforderlichen Stellkräfte werden in den folgenden Abschnitt für eine exakte Auslegung des neuen Aktuatorsystems genau ermittelt.

Tabelle 3-1: Eigenschaften Schwenkzylinder Besenarm

• Hub Aktor	209 bis 269 mm
• Einbauraum (L/B/H)	324/55/94 mm
• max. Stellgeschwindigkeit ohne Last	
– Einschwenken	0,034 m/s
– Ausschwenken	0,0275 m/s
• max. Arbeitsdruck	180 bar
• Kolbendurchmesser	32 mm
• Stangendurchmesser	20 mm
• max. Stellkraft	
– Einschwenken	14231 N
– Ausschwenken	8419 N
• Einkaufspreis	37,94 €

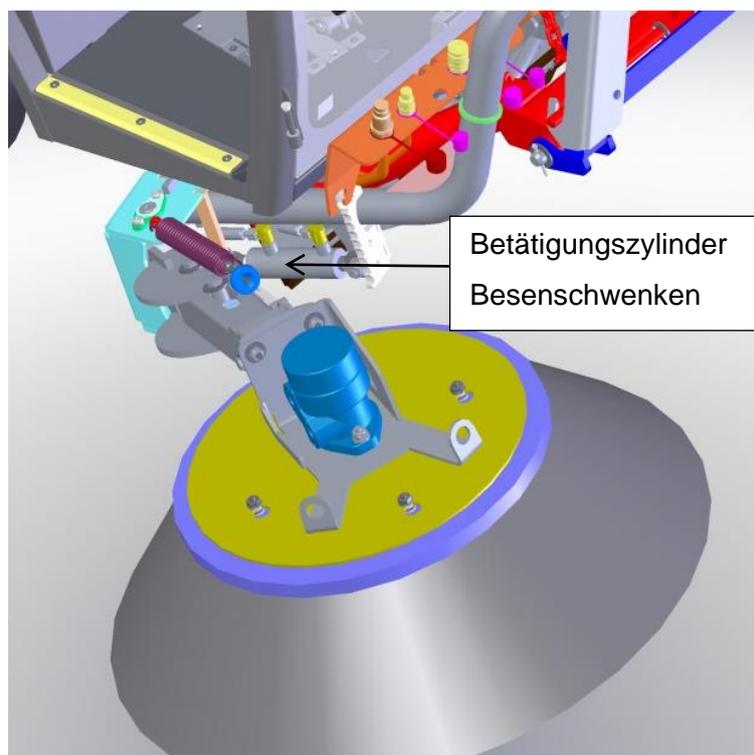


Abbildung 3-2: Schwenkantrieb Besenarm

3.2 Messung Maximale Haltelast – Aureißversuch

Der Besenarm des Kehrsystems ist mit einer Überlastsicherung ausgestattet, die bei Kollision des Besens mit einem Hindernis das Besenarmgelenk frei gibt, sodass der Besenarm nach außen weg-schwenken kann. Damit werden Beschädigungen am Kehrsystem und an der Geräteaufhängung der

Maschine vermieden. Die Auslösekraft der Überlastsicherung entspricht dabei der maximalen Haltelast des Hydraulikzylinders für die Schwenkbewegung des Besens.

Um die maximale Haltelast als Auslegungsgröße für den Linearaktor genau zu definieren, wird die Auslösekraft der Überlastsicherung in dem in Abbildung 3-3 dargestellten Versuchsaufbau vermessen. Mit einem hydraulischen Lastzylinder wird an dem Besenarm wiederholt mit ansteigender Kraft gezogen bis die Überlastsicherung anspricht. Die Zugkraft wird mit einer Kraftmessdose gemessen, siehe Messverlauf Abbildung 3-5. Der Spitzenwert des Kraftverlaufs beim Ansprechen der Überlastsicherung wird über die Kinematik des Besenarms, siehe Abbildung 3-4, mit

$$F_{HA} = \frac{F_{AF} \cdot a}{b \cdot \sin \alpha}$$

in die maximale Haltelast des Schwenkzylinder umgerechnet. Aus der gemessenen Auslösekraft des Lastzylinders von 1500 N ergibt sich auf diese Weise eine maximale Haltelast des Schwenkzylinders von 10,2 kN.



Abbildung 3-3: Ausreißversuch Besenarm

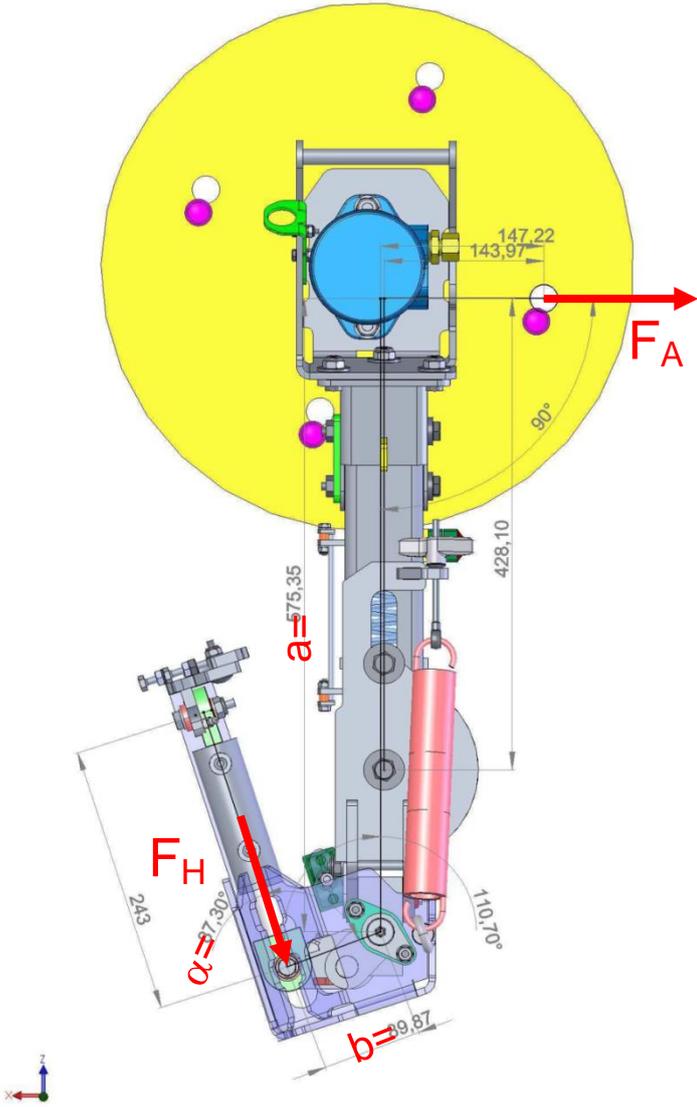


Abbildung 3-4: Abmessungen Besenarm

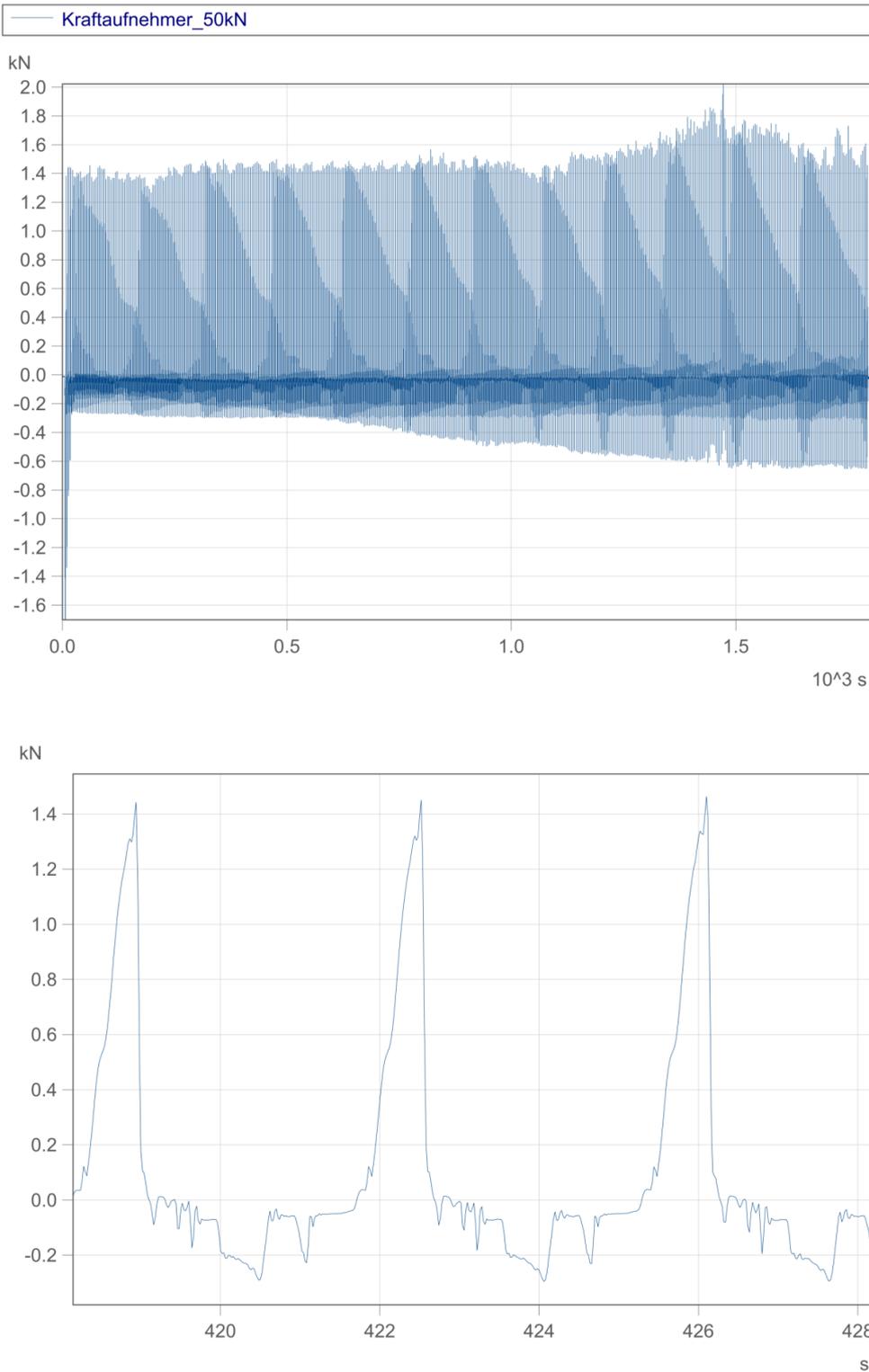


Abbildung 3-5: Lastverlauf Messdose Ausreißversuch, gesamt und Ausschnitt

3.3 Messung Betätigungslast im Einsatz

Für eine optimierte Berechnung und thermische Auslegung eines elektrischen Linearaktuators ist es vorteilhaft die Stelllast und insbesondere das Lastkollektiv genau zu kennen. Zu diesem Zweck wurde

ein konventionelles Kehrsystem mit Messtechnik ausgestattet, Versuchsfahrten unternommen und die Last des Hydraulikzylinders aufgezeichnet. Dabei wurden die Einsatzbedingungen, wie

- Fahrgeschwindigkeit 0; 4; 8 km/h
- Untergrund Asphalt, Verbundstein, Gully etc.,
- Besendrehzahl 0, 50, 80, 100%,
- Besenzustand: alt und neu,

variiert. Die installierte Sensorik beinhaltet Drucksensoren zur Messung der Zylinderlast und ein Winkelsensor, siehe Abbildung 3-6, zur Aufzeichnung der Stellposition des Hydraulikzylinders.

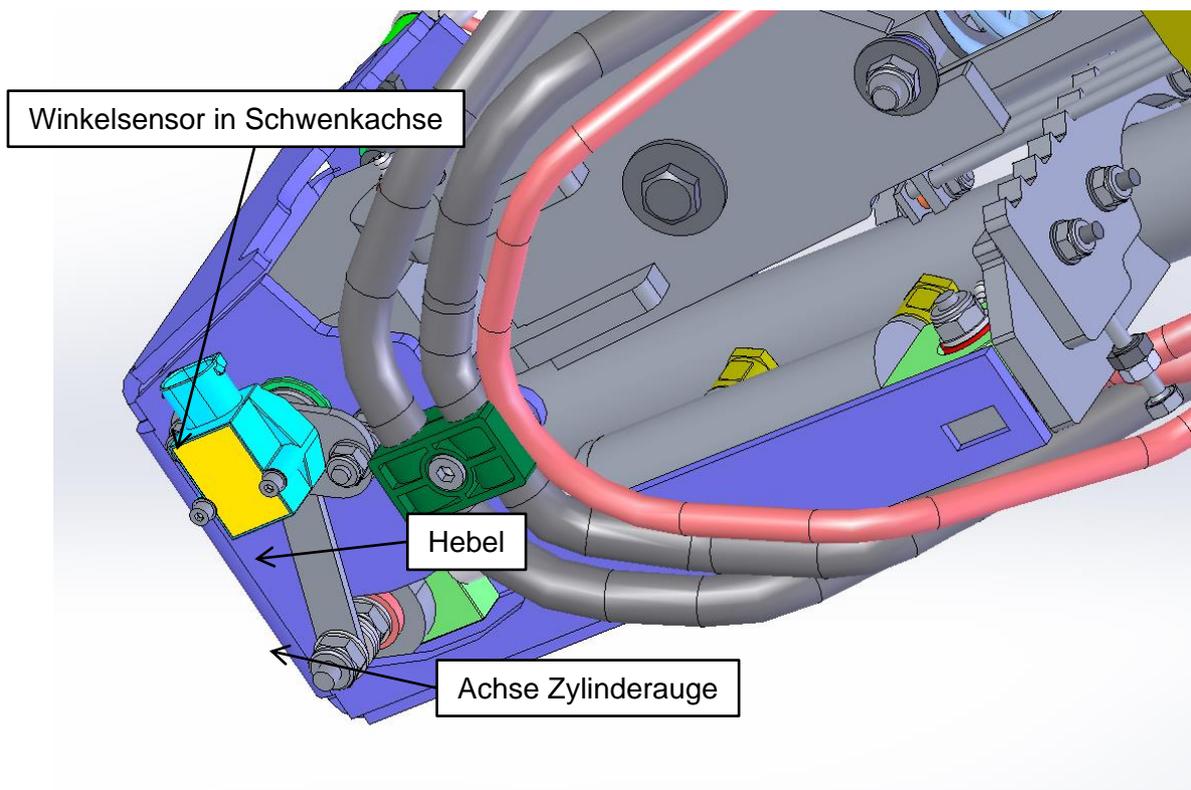


Abbildung 3-6: Integration Winkelsensor zur Aufzeichnung der Stellposition des Hydraulikzylinders

Die Messdaten werden gemäß der Kinematik des Besenarms wie in Abschnitt 3.1 beschrieben in Zylinderhub und Stellkraft des Zylinders umgerechnet. Die Messverläufe für einen Versuch mit 8 km/h Fahrgeschwindigkeit und 100% Besendrehzahl auf Asphalt sind in Abbildung 3-7 dargestellt. Für die Bestimmung der Stellkraft sind die Lasten während des Verfahrens maßgebend. Der Lastanstieg bei Erreichen der Endlagen (Zylinderhub 0-2 mm und 58-60 mm; vgl. Abbildung 3-7) folgt aus der Verspannung der Bauteile mit Maximaldruck und ist für die Auswertung nicht relevant. Weiterhin sei darauf hingewiesen, dass das Ausschwenken des Besenarms durch die Reaktionskraft der drehenden Besen auf dem Untergrund erfolgt. Der Zylinder stützt lediglich den Besenarm ab. Für die Ermittlung der Stellkraft ist somit im Wesentlichen das Einschwenken des Besenarms (Ausfahren des Zylinders) relevant. Abbildung 3-7 unten zeigt einen Kraftverlauf während einer Einschwenkbewegung. Der dimensionie-

rende Lastfall für die Auslegung des Aktuators wird auf 5 volle Stellhübe pro Minute (vollständiges Ein- und Ausfahren) mit einer max. Betätigungslast von 5kN definiert.

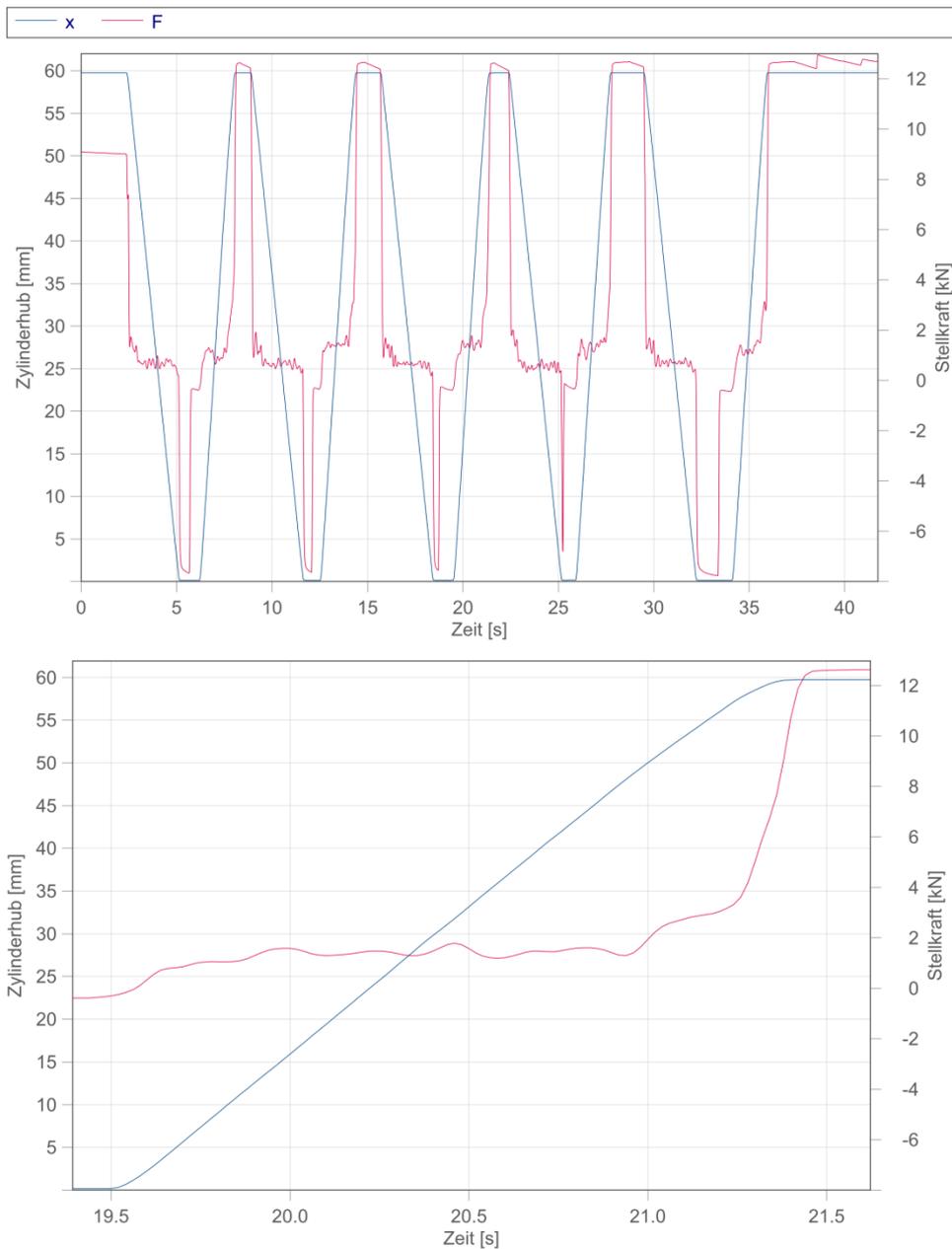


Abbildung 3-7: Darstellung des Zylinderhubs (x) und der Stellkraft (F)

3.4 Erste Maschinenauslegung des Verstellaktuators

Aus der Anforderungsermittlung gehen für die Auslegung der elektrischen Maschine die in Tabelle 3-2 zusammengefassten relevanten Daten hervor.

Tabelle 3-2: Anforderungen aus der Anwendung für die Maschinenauslegung

Parameter	Wert
Bauraum in mm	324 x 55 x 94
Hub in mm	60

Maximale Schubkraft in kN	5
Max. Stellgeschwindigkeit in mm/s	34
Definition des Lastspiels pro Minute	5x Aus-/Einfahren bei vollem Hub
Zeit pro Vorgang im Lastspiel in s	2

Mit Hilfe des zur Verfügung stehenden Bauraums, der durch die Substitution des hydraulischen Stellgliedes mit einem zylindrischen Aktuator zur Verfügung steht, konnte im Grobentwurf abgeschätzt werden, dass die elektrische Linearmaschine eine Kraftdichte von mehr als 14 N/cm² benötigt. Dennoch wurden mehrere Maschinen mit unterschiedlichen Wicklungen mit dem Ziel ausgelegt, eine Schubkraft von 5 kN zu erreichen. Da die erforderliche Kraftdichte mit keiner der heute bekannten Elektromaschinen (Supraleitung ausgeschlossen) erreicht wurde, erfolgte die Berechnung mit einer aktiven Maschinenlänge, die so groß gewählt wurde, als ob kein weiterer Längenbedarf durch Gehäuse, Verschaltung, Anschlagpuffer und Lagerung benötigt würde. Für die Berechnung ist weiterhin eine Vorauswahl einiger Kenngrößen getroffen worden. Beispielsweise ist die Strangzahl der Maschine auf 3 festgelegt, da hierfür eine Vielzahl von Frequenzumrichtern am Markt verfügbar ist. Der Kupferfüllfaktor von 0,45 beruht auf bekannten Grenzen bei der Fertigung. Die Festlegung, auf eine permanent erregte Maschine mit hoher Polbedeckung zu setzen sowie realisierbare maximale Stromdichten für Luftkühlung anzusetzen, ist mit dem Ziel, eine möglichst hohe Kraftdichte zu erreichen, aus Sicht der Maschinenauslegung getroffen worden. Eine Zusammenfassung dieser Randbedingungen befindet sich in Tabelle 3-3.

Tabelle 3-3: Festlegungen für die Maschinenauslegung

Merkmal	Wert
Aktive Maschinenlänge in mm	200
Strangzahl	3
Polbedeckung	0.8
Magnetmaterial	N35
Luftspalt in mm	1
Kupferfüllfaktor	0,45
Kraftvergleich bei Stromdichte A/mm ²	5 und 25

Alle berechneten Maschinen sind tubular aufgebaut, permanent erregt und als Außenläufer gestaltet. Dies hat den Vorteil, unter Berücksichtigung einer einfachen Fertigung, die kraftbildende Oberfläche im Magnetkreis zu maximieren. Untersucht wurden sowohl verteilte als auch Einzelzahnwicklungen mit hohem Wicklungsfaktor. Dieser stellt ein Maß für die Verkettung der Wicklung mit dem Fluss der kraftbildenden Grundwelle dar. Alle Varianten wurden mittels FEM Simulation erst hinsichtlich der Geometrieparameter optimiert und anschließend über eine Distanz, die einer Polteilung entspricht, in äquidistanten Schritten gerechnet. Hieraus wurden die Mittelwerte für den Schub für die zwei Stromdichtewerte und die dazugehörigen Kraftschwankungen ermittelt. Das Verhältnis von Schubkraftschwankung zu Mittelwert in Prozent ist als Kraftripplel definiert. Das Ergebnis der Maschinenauslegungen zeigt Tabelle 3-4 aus der hervorgeht, dass ein Außendurchmesser für die tubulare Linearmaschine von ca. 150 mm benötigt wird. Somit konnte keine der gerechneten Maschinen die Bauraumvorgabe erfüllen.

Tabelle 3-4: Ergebnis Maschinenauslegung mit einer Auslegekraft von 5 kN

Parameter	Verteilte W.		Konzentrierte Wicklung				
			3-1-1-4	18-16-1-1-2-1	6-1-2-10	12-2-2-22	
Bezeichnung nach [40]							
Bezeichnung nach [41]							
Anzahl Magnetpole	4	8	8	12	16	10	22
Anzahl Spulen	6	12	6	9	9	6	12
Anzahl Elementarmaschinen	2	4	2	3	1	1	1

Magnethöhe in mm	7	7	7	7	7	7	6
Wicklungsfaktor	1	1	0,866	0,866	0,945	0,966	0,958
Mittlere Schubkraft in N bei 5 A/mm	978	1155	1040	956	1190	1200	1258
Mittlere Schubkraft in N bei 25 A/mm	4430	5221	4348	3796	4014	4604	4367
Kraftrippel (offene Nut) in %	38	39,9	20,7	20,2	12,7	19,1	19,8
Außendurchmesser in mm	152	150	152	152	144	148	142

Abschließend wurde aufgrund der hohen Schubkraft und des niedrigeren Kraftrippels die Maschinenauslegung 6-1-2-10 ausgewählt und mit dem Ziel einer Kraftrippelminimierung weiter untersucht. Diese favorisierte Maschine erreichte nach der Geometrieoptimierung bezüglich Schubkraft und Kraftschwankung eine für Elektromaschinen sehr hohe Kraftdichte von 6,8 N/cm² mit einem Kraftrippel von 12 %.

Da die Maschinenauslegung und die Erstellung eines CAD-Modells zeigten, dass die Maschine im Zielbauraum nicht Platz findet, wurde auf die thermische Festigkeitsuntersuchung an dieser Stelle verzichtet. Generell ist jedoch zu sagen, dass Haltekräfte aufgrund der fehlenden Bewegung keine Wirk- sondern ausschließlich Verlustleistung erzeugen. Haltezeiten bei maximaler Kraft von einer Sekunde und länger erfordern im Bereich der elektrischen Maschinen üblicherweise eine aktive Kühlung. Um den Zielkonflikt von benötigtem Bauraum und Schubkraft zu lösen, wurde eine Integrationsstudie seitens der Projektpartner (IMN und Hako) unternommen.

3.5 Integrationsstudie

Eine zentrale technologische Herausforderung des Projekts besteht in der physikalisch begrenzten und im Vergleich zu Hydraulikaktuatoren geringeren Kraftdichte von elektrischen Linearaktuatoren. Eine erste vom IMAB ausgeführte Vorauslegungsrechnung einer hinsichtlich der Kraftdichte optimierten Aktuator-Topologie, die dem definierten Lastzyklus (siehe Kapitel 3.2) genügt, zeigt eine deutliche Diskrepanz zwischen erforderlicher Aktuatorbaugröße und verfügbarem Bauraum in der Kleinkehrmaschine. Erschwerend kommt die Forderung nach einer rein konvektiven Kühlung des Aktuators hinzu. Eine Flüssigkeitskühlung, die eine deutlich kompaktere Bauweise des Aktuators erlauben würde, wird hinsichtlich des größeren Integrationsaufwands in das Fahrzeug abgelehnt. Ein direkter Ersatz des verbauten Hydraulikzylinders durch einen elektrischen Linearzylinder ohne konstruktive Anpassung des Kehrsystems ist somit wie erwartet nicht realisierbar. Es wurde im Projektteam entschieden, im Rahmen des ersten Projektabschnitts mit einer innerhalb des Bauraums prinzipiell umsetzbarer Hebelübersetzung (vgl. Abbildung 3-9) die Aktuatorlast zu reduzieren, sodass die Baugröße des Aktuators zielführend ist. Die Hebelübersetzung soll nicht weiter ausgestaltet werden. Der erste Projektabschnitt soll dazu dienen, die Aktuator-Technologie und Auslegung zu belegen. Für den geplanten zweiten Projektabschnitt wurde das Ziel definiert eine integrierte Lösung aus Übersetzung und Aktuator zu schaffen. Der Zusammenhang zwischen Hebelarm, Aktuatorlast, Stellweg und der resultierenden Aktuatorbaugröße wurde zunächst analysiert. Die Abhängigkeiten sind in Abbildung 3-8 dargestellt. Ausgehend von einer bereits in der Besenarmkinematik enthaltenen Hebelübersetzung von ca. 0,9 und einer maximalen Aktuatorlast von 5 kN wird durch einen zusätzlichen Hebel mit einem Übersetzungsverhältnis von 2 durch Verdopplung des Stellwegs die maximale Last halbiert. Mit einer vertretbaren Verlängerung des Aktuators um 15% kann der Durchmesser so um 30% reduziert werden. Der Aktuator bleibt damit gegenüber einem Hydraulikzylinder weiterhin sehr groß, genügt aber dem verfügbaren Bauraum, siehe.

Der für die Auslegung des Aktuators dimensionierende Lastfall wird unter Berücksichtigung der Hebelübersetzung auf den in Abbildung 3-10 gezeigten Verlauf festgelegt.

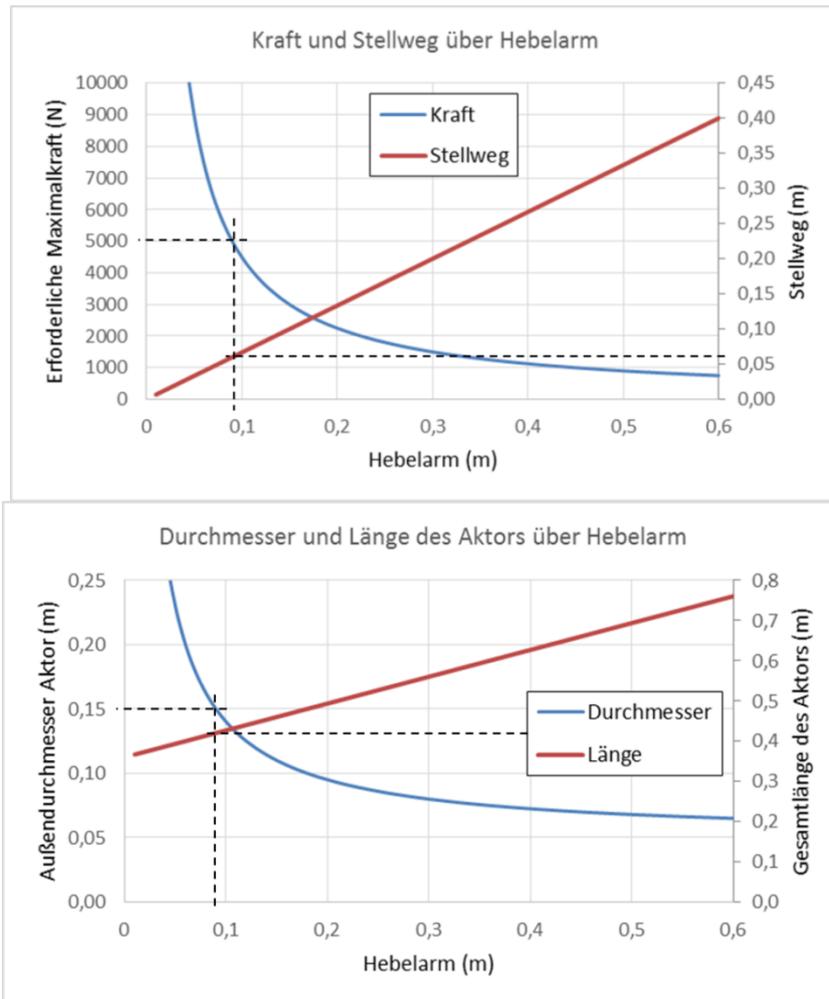


Abbildung 3-8: Zusammenhang Hebelarmlänge Aktuatorlast und -baugröße

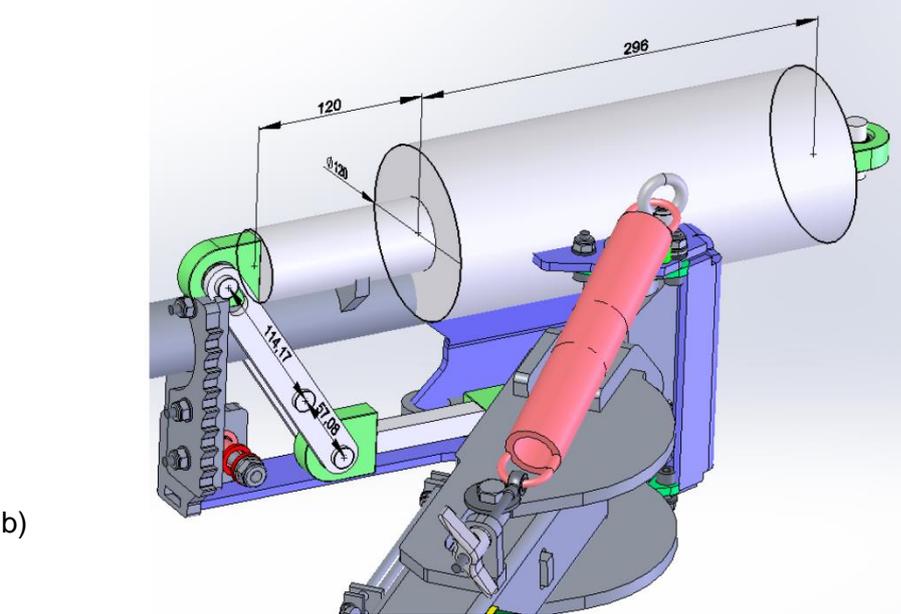
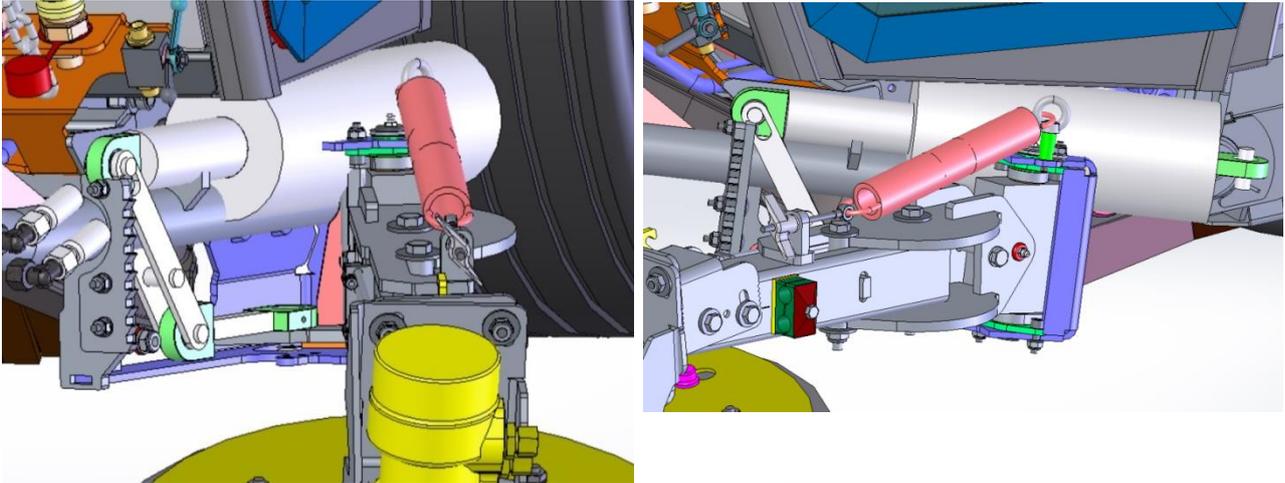
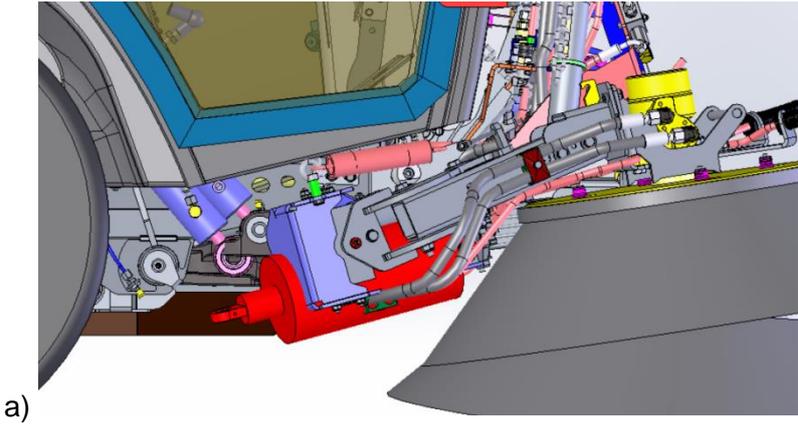


Abbildung 3-9: a) ohne Hebel, b) mit Hebelübersetzung

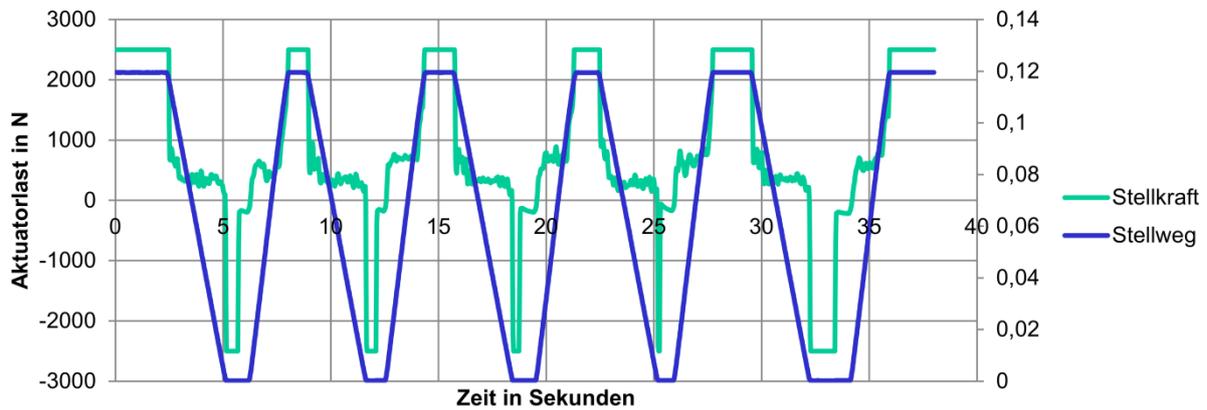


Abbildung 3-10: Angepasster Lastfall für den Aktuator mit Hebelübersetzung

3.6 Finale Maschinenauslegung des Verstellaktuators

Durch den Wechsel des Einbauortes in Kombination mit der Halbierung der benötigten Kraft durch die Hebelübersetzung ist die Realisierung einer elektrischen Aktuatorlösung für die Besenarmverstellung nun möglich. Mit diesen veränderten Anforderungen und der Festlegung der aktiven Maschinenlänge auf 165 mm ist nach einer ersten Abschätzung eine Kraftdichte von 5,8 N/cm² notwendig. Dies stellt zwar für die elektromechanische Auslegung insbesondere bei elektrischen Kleinmaschinen eine hohe Anforderung dar, kann jedoch mit einer permanent erregten Synchronmaschine noch erreicht werden. Bei dieser Maschinenlänge stehen jedoch nur 11 mm für die mechanische Anbindung der Gehäusekonstruktion zur Verfügung. Daher sind die Komponenten, die nicht zur Kraftbildung beitragen wie Deckel, Lagerung, Dichtung, Anschlagspuffer zu minimieren. Insbesondere eine konventionelle Lagerung, die sich in den Deckeln der Gehäusekonstruktion befindet, ist nicht realisierbar, weshalb eine innovative Lagerung im Luftspalt vom IMAB vorgeschlagen wurde. Dies reduziert die Baulänge um wenigstens 60 mm je nach Ausführung der Lagerung. Weiterhin ist für eine hohe Kraftdichte im Allgemeinen eine Wasserkühlung erforderlich. Aufgrund der Profilvergabe für die Lasten ist jedoch eine funktionale Trennung zwischen Halte- und Betriebskraft realisierbar. Dies führt zu einem Lückbetrieb mit kurzer Einschaltdauer, was erst eine Luftkühlung ermöglicht. Die veränderten Anforderungen sind Tabelle 3-5 aufgeführt.

Tabelle 3-5: Anforderungen aufgrund der Integrationsanalyse

Parameter	Wert
Zylindrischer Bauraum in mm	Da = 120, L = 416
Hub in mm	120
Max. Stellgeschwindigkeit in mm/sec	68
Maximale Schubkraft in kN	3
Haltekraft in kN	2,5
Aktive Maschinenlänge in mm	165

Aus den bereits berechneten Maschinenvarianten für 5 kN Schubkraft wurde die mit der größten Schubaussbeute und den geringsten Kraftschwankungen ausgewählt und an die neuen Anforderungen angepasst. Die Feinauslegung der Maschine mit Hilfe der Finiten Element Methode zeigt nach Optimierung der Geometrie, dass die benötigte Schubkraft mit einer 10 poligen Maschine der 12 Nuten gegen-

überstehen erreicht wird (vgl. Abbildung 3-11). Die mittlere Schubkraft beträgt 3054 N und der Krafftrip- pel entspricht 22,5 %. Die vergleichsweise hohe Welligkeit der Schubkraft entlang des Hubs beruht auf der endlichen Länge von Stator und Läufer und ist hinsichtlich einer präzisen Positionierung des Be- senarms als zu hoch anzusehen.

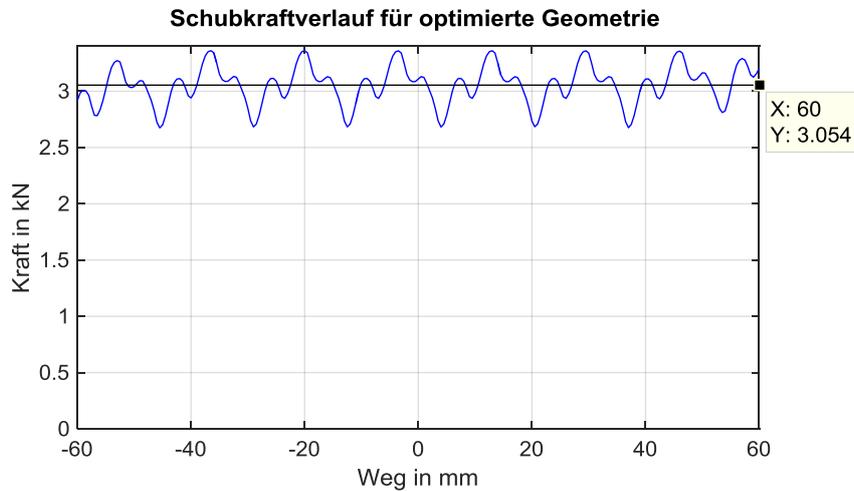


Abbildung 3-11: Schubkraftverlauf über den Hub mit Mittelwertangabe

Im ersten Schritt wurde der Einfluss der Zahnbreite des ersten und letzten Zahns im Stator auf den Kraftverlauf untersucht. Im Bestpunkt konnte eine Reduzierung des Kraffrippels auf 15,6 % erzielt werden, während die mittlere Schubkraft sich auf 2983 N verringert. Im zweiten Schritt wurde der Einfluss der Magnetschrägung in Abhängigkeit vom Schrägungswinkel und der Diskretisierung des Magnettrings untersucht. Hierzu wird der geschlossene Magnetring in eine gerade Anzahl an Segmenten identischer Bogenlänge aufgeteilt und am Umfang symmetrisch um die ursprüngliche Position paarweisen axial verschoben. Die Umsetzung der Schrägung von der Segmentierung über den Aufbau eines Magnet- rings mit verschobenen Einzelsegmenten verdeutlicht Abbildung 3-12.

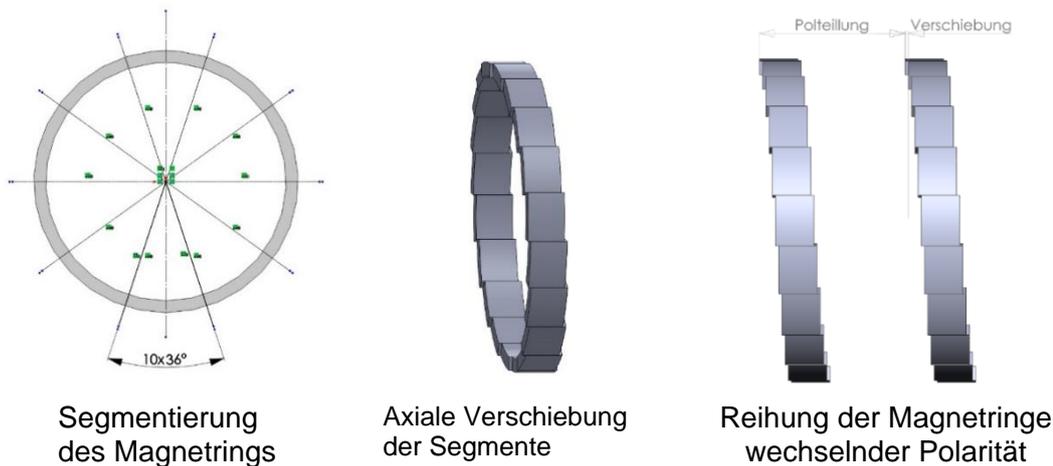


Abbildung 3-12: Segmentierung und Schrägung der Magnetringe

Für die FEM Simulation ist dies gleichbedeutend mit der Berechnung der Kraft an diskreten Läuferposi- tionen mit phasenverschobenen Strömen in der Wicklung. Nach Kalkulation der Arbeitspunkte ist posi- tions- und phasenwinkeltreu die Schubkraft für jedes Magnetsegment die Kraft zu addieren und durch die Anzahl der Summationen zu dividieren. Aus dem resultierenden Kraftverlauf über den Verfahrweg

kann dann wieder die mittlere Schubkraft und die Kraftschwankung ermittelt und verglichen werden (vgl. Abbildung 3-13).

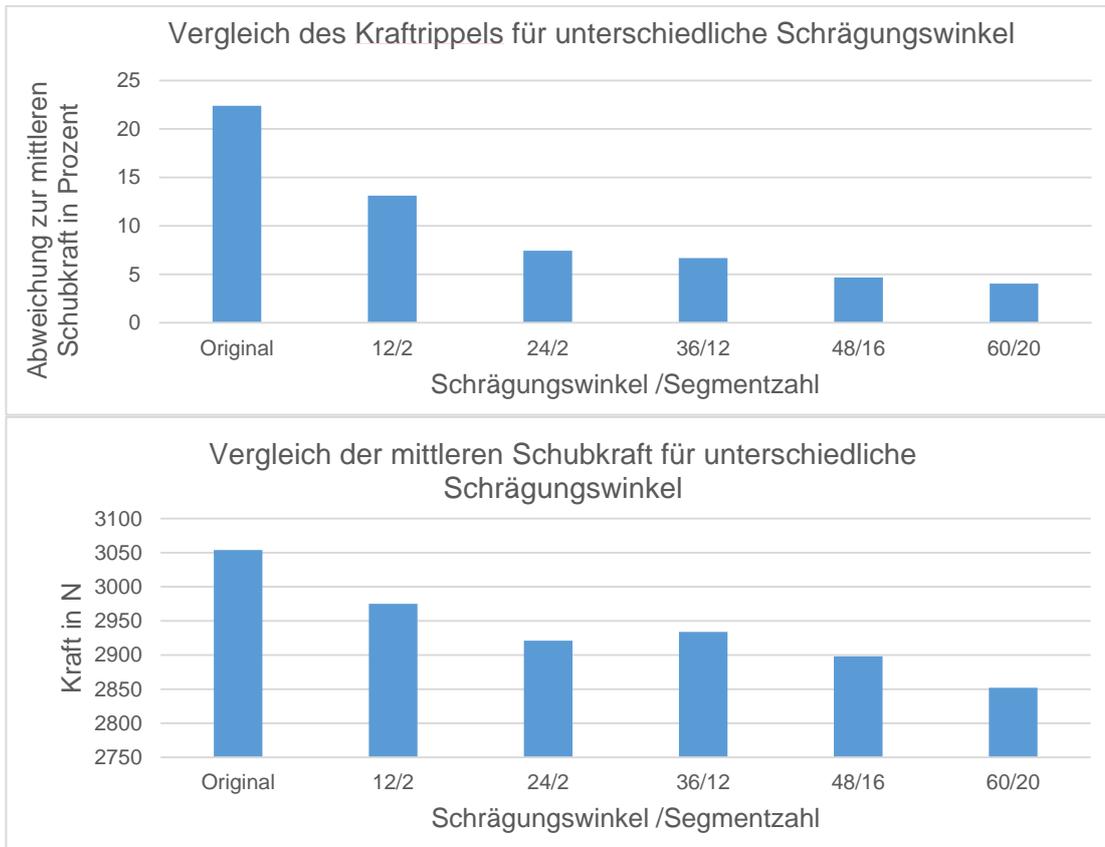


Abbildung 3-13: Einfluss des Schrägungswinkels auf Schubkraftverlauf

Die Berechnungen zeigen, dass mit einer Schrägung von 60° elektrisch und einer Segmentierung von 20 Teilen pro Magnetring der Hub der Kraftschwankung von 22,5 % auf 4 % bezogen auf die mittlere Schubkraft reduziert werden kann, wobei sich der Mittelwert der Schubkraft um weniger als 6,6 % verringert. Da die maximal benötigte Kraft laut Anforderung aus der Anwendung 2,5 kN beträgt, steht die Reduzierung der Kraftschwankungen aufgrund der einfacheren Regelung des Besenarms im Vordergrund. Daher wird ein Schrägungswinkel von 60° bei 20 Segmenten gewählt.

Nach der Optimierung des Kraftverlaufs schließt die Untersuchung des Sättigungsverhaltens des Elektroblechs im Stator und Läufer an. Hierzu werden die Simulationen und Rechnungen zum Kraftverlauf erneut mit variiert Stromdichte durchgeführt. Die resultierenden Mittelwerte des Schubkraftverlaufs in Abhängigkeit der Stromdichte zeigt Abbildung 3-14.

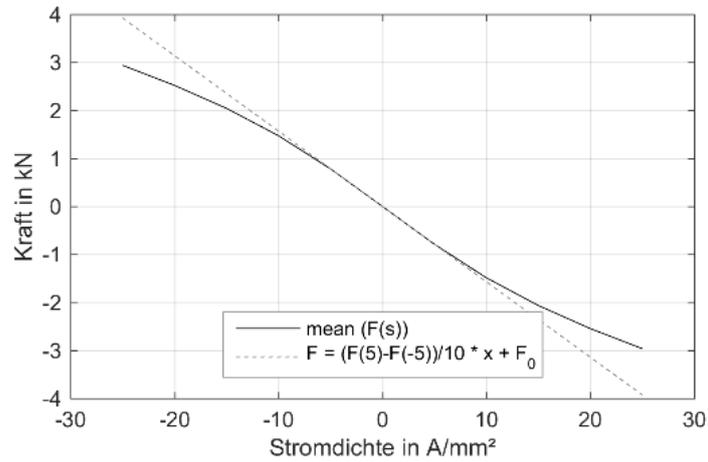


Abbildung 3-14: Mittlere Schubkraft in Abhängigkeit von der Stromdichteverlauf

Die Abweichung der Kennlinie von der linear verlaufenden Trendlinie zeigt, dass aufgrund der geringen geometrischen Abmessungen das Eisen als magnetischer Leiter stark sättigt. Dies bedeutet dass der magnetische Leiter den Leitwert von Luft annimmt. Dies ist im Feldbild bei maximaler Stromdichte zu erkennen, da die Feldlinien aus dem Statorjoch austreten (vgl. Abbildung 3-15).

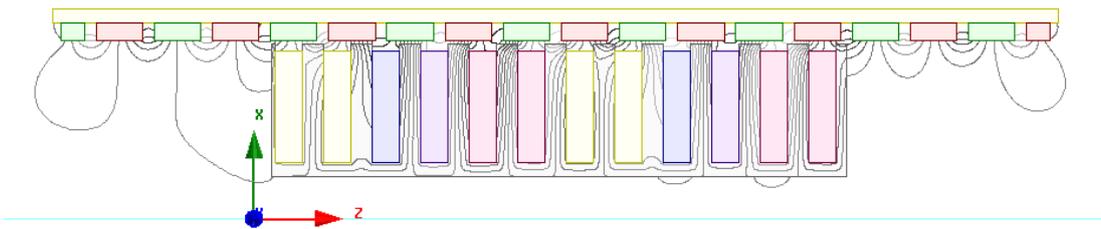


Abbildung 3-15: Feldbild bei maximaler Stromdichte

Die Flussdichteverteilung bei maximaler Stromdichte zeigt Werte über 2 T im Statorjoch an (siehe Abbildung 3-16) was bei einer konventionell ausgelegten Maschine nicht zulässig ist. Eine Verringerung dieser Werte ist jedoch gleichbedeutend mit einer Erhöhung der Statorjochdicke. Da im Inneren noch Bauraum für eine tragende Struktur und Motorzuleitungen benötigt wird und die Größe des Gesamtdurchmessers aufgrund der Randbedingung eines maximalen Durchmessers von 120 mm schon ausgeschöpft war, konnte dies nicht umgesetzt werden. Da die maximale Schubkraft nur zum Halten benötigt wird und sich somit in einem statischen Zustand befindet, ist das Austreten der Feldlinien hinsichtlich Störungen bzw. Zusatzverluste noch akzeptabel.

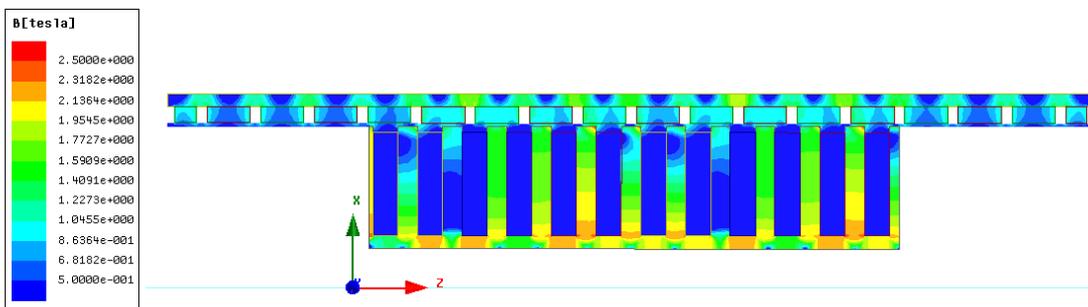


Abbildung 3-16: Flussdichteverteilung bei maximaler Stromdichte

Zusammenfassend sind in Tabelle 3-6 die Maschinenkennwerte sowie –parameter der vom IMAB ausgelegten Maschine aufgeführt.

Tabelle 3-6: Maschinenkennwerte/-parameter

Maschinentopologie/-kennwerte			
Maschinentyp	Aufbauart	Wicklungstyp	Polteilung
Tubulare PMSM	Kurzstator/Außenläufer	6-1-2-10	16,5 mm
Elektrische Eigenschaften			
Windungszahl	Strangwiderstand		
48	161 mOhm		
Mechanische Eigenschaften			
Schubkraft	Max. Kraftschwankung	Kraftdichte	Gewicht
2852 N	115 N	5,5 N/cm ²	15,2 kg
Geometriedaten		Läufer	Stator
Innendurchmesser		102 mm	24 mm
Außendurchmesser		120 mm	100 mm
Länge		285 mm	165 mm
Magnet-/Zahnbreite		13,2 mm	6 mm
Magnet-/Nuthöhe		5 mm	34 mm
Pol-/Nutteilung		16,5 mm	13,75 mm
Jochdicke		4 mm	4 mm

Nachdem die Auslegung des Magnetkreises damit abgeschlossen ist, erfolgt die thermische Festigkeitsüberprüfung. Bei einem Außenläufer sind die Wärmequellen im Inneren angeordnet. Hier sind Kupferverluste in der Wicklung und Eisenverluste im Statorblech zu nennen, wobei die zuletzt genannten bei der in dieser Anwendung niedrigen elektrischen Speisefrequenz gering ausfallen. Grenztemperaturen existieren für die Isolation der Kupferlackdrähte der Wicklung untereinander sowie von diesen zum Statorblech. Die Wicklung ist zur besseren Entwärmung über ein Tränkharz an das Statorblech angebunden. Auch dieses kann nur bis zu einer bestimmten Grenztemperatur belastet werden. Temperaturabhängigkeit existiert auch für das eingesetzte Magnetmaterial. So sinkt bei steigenden Magnettemperaturen die Remanenzflussdichte. Dieser reversible Vorgang wandelt sich ab einer bestimmten Temperatur in einen irreversiblen um, so dass dann dauerhaft die berechnete Schubkraft nicht mehr erreicht wird. Weiterhin liegt im Betrieb der Maschine ein Magnetfeld entgegen der Polarisierung der Magneten an. Dieses kann zum Entmagnetisieren des Magneten führen, wenn das vom Magneten erzeugte Feld kompensiert wird. Dies ist bei höheren Temperaturen früher der Fall und ist ein nichtlinearer Effekt der in den Kennlinien sprunghaft auftritt. Daher müssen insbesondere die Magnetkanten bei maximaler Stromdichte in der Wicklung bei Betriebstemperatur auf Entmagnetisierung überprüft werden.

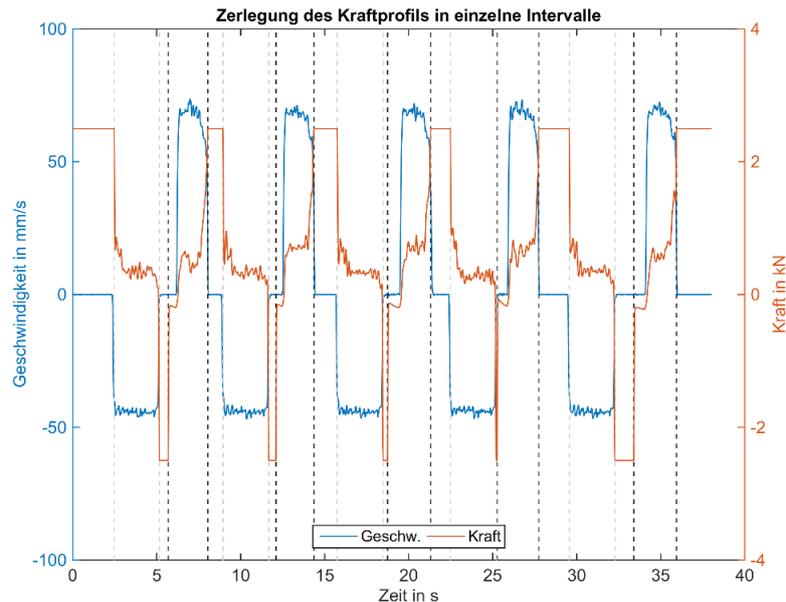


Abbildung 3-17: Separation des Lastspiels in einzelne Schwenkvorgänge

Zur thermischen Kontrollrechnung wird das vorgegebene Lastprofil, welches messtechnisch von der Firma Hako ermittelt wurde, in einzelne Schwenkvorgänge und in Zeitbereiche, in der bei maximaler Kraft gehalten wird, separiert (vgl. Abbildung 3-17). Wie zuvor beschrieben verursachen Haltekräfte ausschließlich Wärmeverluste, die bei Maschinen mit passiver Luftkühlung nur über Wärmeleitung zur Wärmesenke der Umgebungsluft geführt und dort nur mit freier Konvektion an diese abgegeben werden kann. Daher sind diese zu minimieren. Dies wird erreicht indem eine zusätzliche Haltebremse diese Aufgabe übernimmt. Die Zeit bis die Haltebremse greift wurde nach einer Marktrecherche auf 250 ms spezifiziert. Mit dieser Festlegung kann aus dem Lastprofil eine konstante Schubkraft ermittelt werden, die die gleichen Wärmeverluste hervorruft. Da die Kupferverluste vom Strom quadratisch abhängig sind, ist der quadratische Mittelwert der Kraftanforderung hierfür zu ermitteln. Ohne Separation hat das Lastprofil den quadratischen Mittelwert von 1206 N. Dieser Wert sinkt auf 665 N, wenn zur Berechnung die gemessene Kraft der 10 Schwenkvorgänge und die Haltekraft für 2,5 s (entspricht 10 Betätigungen der Haltebremse) verwendet werden. Die Separation der einzelnen Schwenkvorgänge lässt erkennen, dass sowohl für die fünf Einschwenkvorgänge als auch für die fünf Ausschwenkvorgänge unterschiedlich hohe Kraftverläufe gemessen wurden. Daher kann eine worst-case Betrachtung erfolgen, bei der die Zeit für die Haltekraft wie zuvor und fünf Mal der Schwenkvorgang mit dem höchsten Kraftbedarf für das Ein- bzw. Ausfahren des Besenarms verwendet wird. Der quadratische Mittelwert beträgt dann 849 N. Für die gemittelten Schubkräfte ist aus der Magnetkreisauslegung die zugehörige Stromdichte abzulesen und daraus die Verlustleistung in der Wicklung zu berechnen. Ein statisches FEM Modell der Maschine in Mittelstellung wurde aufgebaut, wobei der Detaillierungsgrad bis hin zu den Einzelleitern und den verschiedenen Isolationen in den Nuten (siehe Abbildung 3-18) geht.

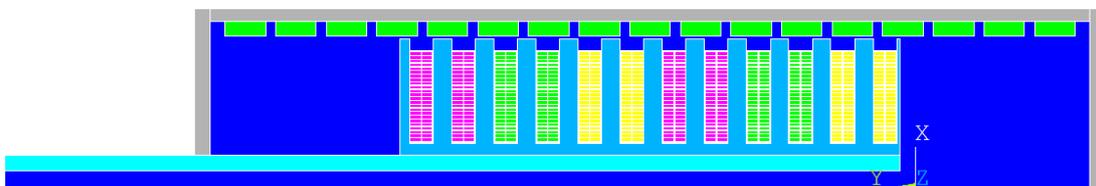


Abbildung 3-18: Modell für die thermische Kontrollrechnung

Für die Wärmeübergangswerte von der Maschinenoberfläche an die Umgebungsluft und die thermischen Kennwerte für die unterschiedlichen Materialien wurden Werte aus der Literatur [42] angesetzt. Mit den berechneten Wärmequellen sind dann die statischen Temperaturendwerte berechenbar. Die thermische Auslegung zeigt, dass die Maschine in Wärmeklasse H ausgeführt sein muss, damit Sie unter den gegebenen Randbedingungen einer passiven Luftkühlung und der Trennung von Halte- und Betriebskraft thermisch dauerhaft für das von der Firma HAKO zur Verfügung gestellte Profil ist (vgl. Abbildung 6-3). Die Temperatur der Wicklungsisolations nähert sich bis auf ca. 21° C an die Grenztemperatur der Wärmeklasse H an. Bei der Annahme, dass über das Tragrohr, welches den Stator aufnimmt, keine Wärme an die Umgebung abgegeben wird, nähert sich die Temperatur bis auf bzw. 16° C an (nicht abgebildet).

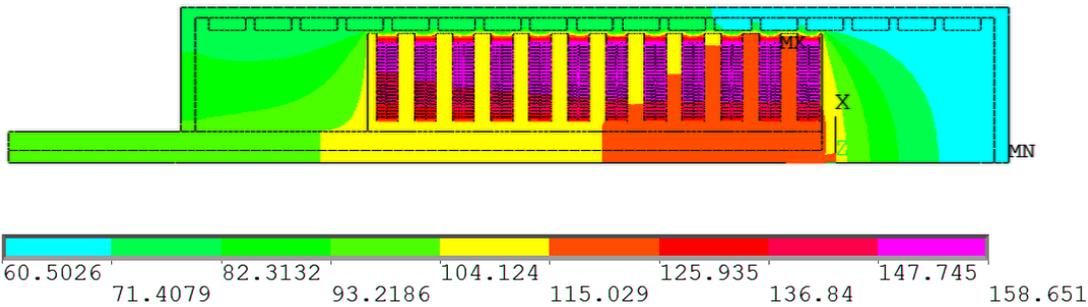


Abbildung 3-19: Ergebnis der thermischen Kontrollrechnung für 665 N

Die thermische Kontrollrechnung zeigt, dass die Magnettemperatur unter 94° C bleibt. Mit der aus der Maschinenauslegung bekannten Kantenflussdichte von 76 mT (gerechnet bei der Stromdichte für die Maximalkraft) und der Verwendung des Permanentmaterials S40/180 (siehe Abbildung 3-20) ist keine irreversible Entmagnetisierung zu erwarten. Eine Erhöhung der Stromdichte ist jedoch nicht mehr möglich.

Typische Entmagnetisierungskurven J(H) und B(H) bei verschiedenen Temperaturen

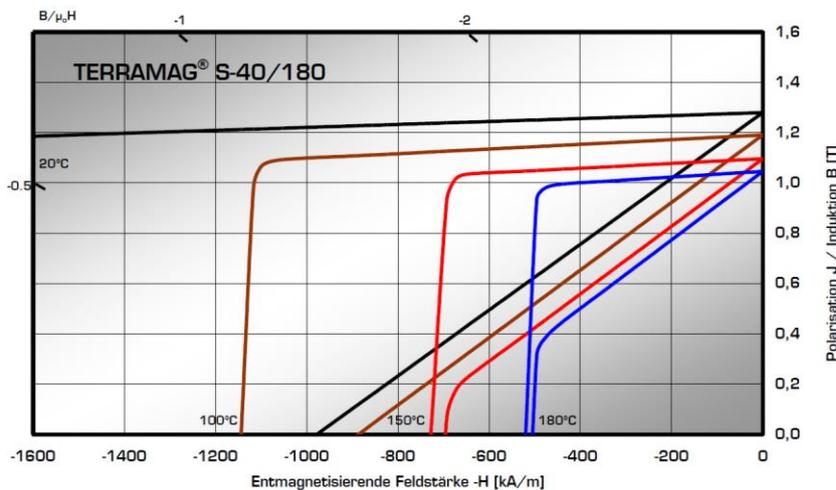


Abbildung 3-20: Kennlinie des Magnetmaterials

Für die worst-case Betrachtung ist das Ergebnis, dass die Maschine sich thermisch zerstört (siehe Abbildung 3-21).

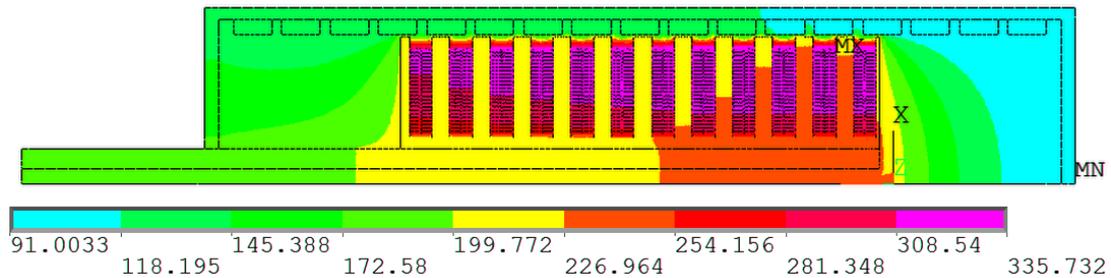


Abbildung 3-21: Ergebnis der thermischen Kontrollrechnung für 849 N

Der statische Endwert in Abhängigkeit von der Stromdichte für die Temperatur im heißesten Punkt der Maschine zeigt Abbildung 3-22.

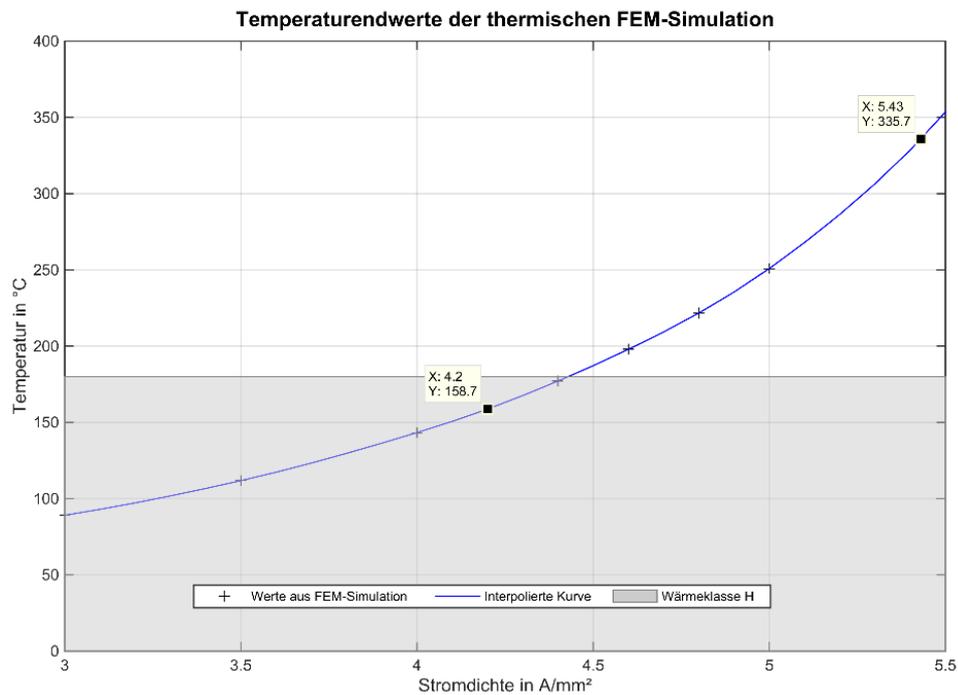


Abbildung 3-22: Verlauf des statischen Temperaturendwert im Hot-Spot

Die Berechnung vereinfacht die realen Bedingungen, indem die Eisenverluste und der Einfluss der Sättigung auf den Strombedarf vernachlässigt sind. Kurzzeitig höhere Belastungen können die Maschine gefährden, so dass eine Überwachung der Wicklungstemperatur erforderlich ist.

3.7 Konstruktion und Fertigung des Verstellaktuators

In Projektphase 1 des Linearaktorprojekts wurden eine Zylinderachse der Kehrmachine sowie die Bewegung des Messers eines Mähbalkens zur Elektrifizierung untersucht. Die Lastanforderungen für die Zylinderachse wurden durch Firma Hako und die Anforderungen für einen oszillierenden Aktuator durch das IMN ausführlich vermessen. Auf Basis dieser Anforderungen wurden zwei elektrische Lineaktoren durch das Institut für Elektrische Maschinen, Antriebe und Bahnen (IMAB) ausgelegt. In enger Zusammenarbeit mit dem IMAB mussten neue Technologien, Materialien und Fertigungsprozesse gefunden werden um den hohen Anforderungen gerecht zu werden.

Beim Linearantrieb zur Verstellung der Beseneinheit bestand die Herausforderung darin den Motor sehr kompakt zu halten bei gleichzeitig größtmöglicher Kraft. Um den Platzverhältnissen am Fahrzeug gerecht zu werden und vor allem um weitere Medien im und am Fahrzeug zu vermeiden, kam als Kühlkonzept nur freie Konvektion in Frage.

Die gegebenen Anforderungen führten zu einem Motorkonzept mit feststehendem Innenteil (Stator) und bewegtem Außenteil (Läufer). Damit konnte die größtmögliche Krafftichte bei gleichem Bauraum erzielt werden, im Vergleich zu einem Linearmotor mit bewegtem Innenteil. Dies führte zum Umdenken bei Konstruktion, Fertigung und Montage. Der geringe Bauraum im Stator erforderte den Einsatz einer neuen Technologie zur Verbindung der Spulen, die im Zuge des Projektes unter mehreren Fertigungsmöglichkeiten ausgewählt wurde. Das Ultraschallschweißen bot hier die beste Lösung um die Kupfer Spulen miteinander zu verbinden ohne am Umfang weiter Aufzutragen.

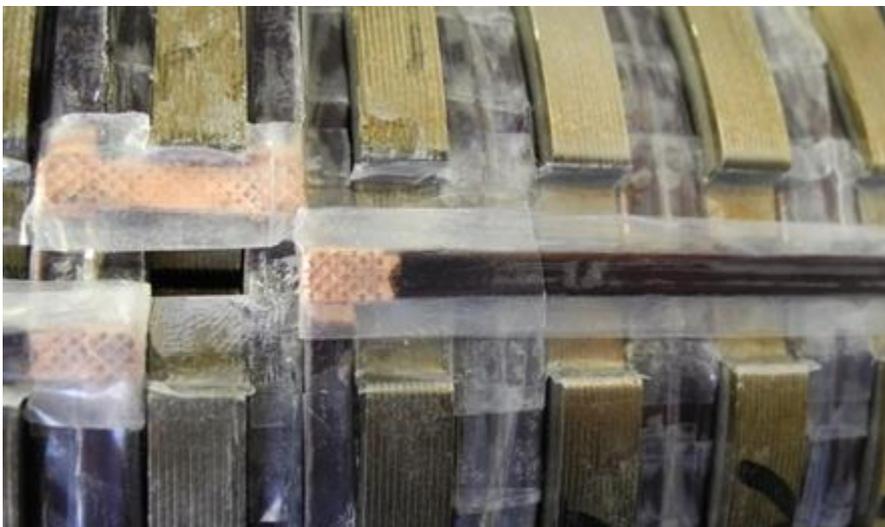


Abbildung 3-23: Verbindungen Ultraschallgeschweißt und isoliert

Um sich weiter Platz in der Länge sparen zu können, wurde für die Lagerung ein neues Konzept entwickelt. Die Lagerung wurde so konstruiert, dass die Lauffläche im Luftspalt zwischen Stator und Läufer liegt. Bei der Material Auswahl musste vor allem die geforderte Isolationsklasse H (bis 180°C) beachtet werden, so dass die Auswahl eines geeigneten Materials hier stark eingeschränkt war. Gleitlager statt Linearlager wurden gewählt, da diese als einzige den Temperaturen standhalten konnten und keine Schmierung benötigen. Somit wurden auch hier wieder unerwünschte Medien im Motor vermieden.

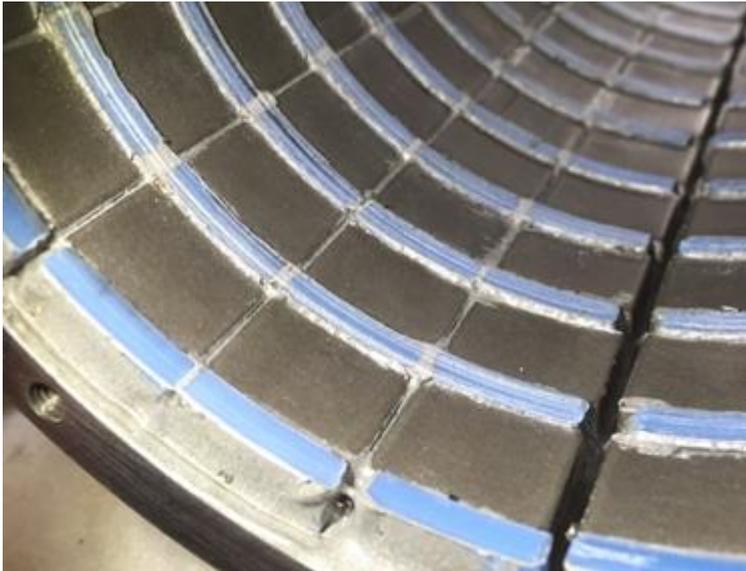


Abbildung 3-24: Gleitlagerelemente (blau) zwischen den einzelnen Magneten

Als Gleitpartner für das gewählte Material wurde ein Edelstahl gewählt. Um den Einfluss dieses Edelstahlrohres auf die elektrische Auslegung so gering wie möglich zu halten hat das Rohr nur eine dicke von 0,3mm. Dies stellte vor allem für die spanende Fertigung eine Herausforderung dar und blieb bis zur endgültigen Bearbeitung ein Risiko.

Um die Wärme innerhalb des Motors besser abführen zu können und einen Wärmestau zu vermeiden wurde die Kolbenstange aus Kupfer gefertigt, da Kupfer ein sehr guter Wärmeleiter ist. Außerhalb des Motors wird die Kolbenstange dann durch die Umgebungsluft gekühlt.



Abbildung 3-25: Sator mit Edelstahlmantel und der Kolbenstange aus Kupfer (rechts)

Die geringe Baugröße und das Konzept des Innenliegenden Stators brachten es mit sich, dass der Läufer aus 2 Schalen gefertigt und erst im Laufe der Fertigung zusammengefügt wurde. Das Fertigen solch dünner Schalen bei denen der Toleranzbereich nur wenige hundertstel Millimeter beträgt stellte eine der größten Herausforderungen dar

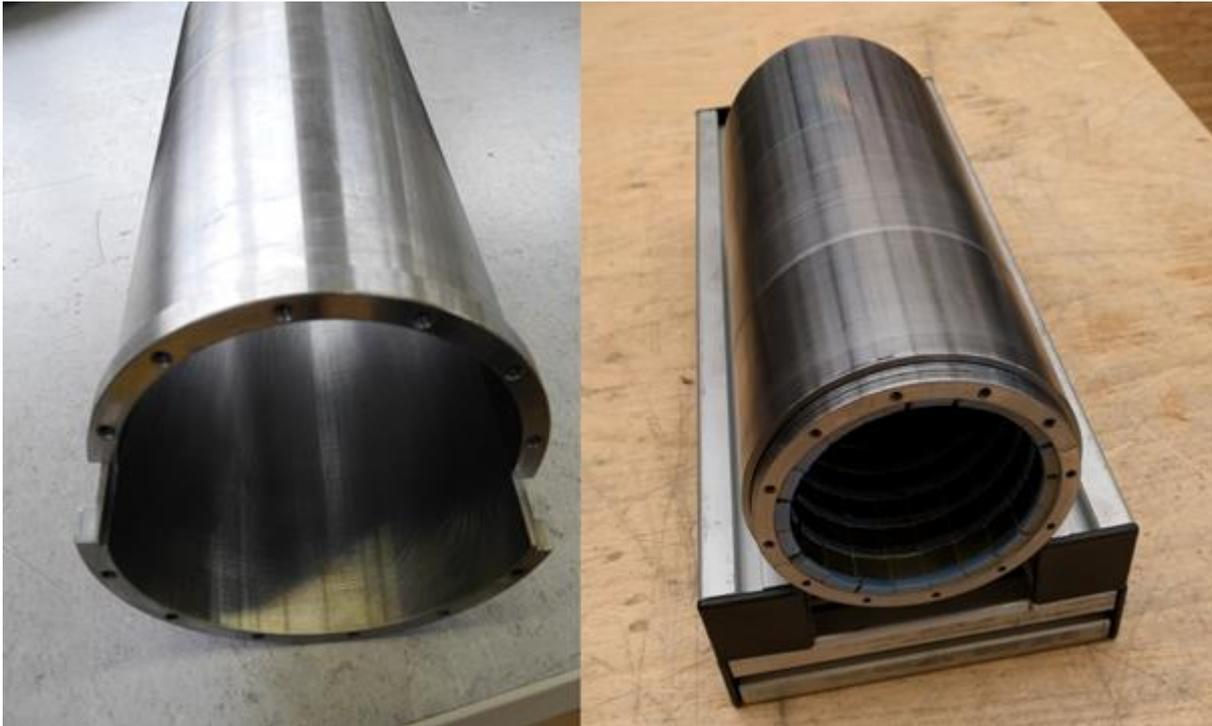


Abbildung 3-26: links: Halbschalen ohne Magnete und Stützrohr; rechts: komplett montierter und fertig bearbeiteter Läufer mit Magneten und Stützrohr außen

Auch die spätere Montage blieb sehr Aufwendig und brachte einige Risiken mit sich. Das endgültige fügen der Schale wurde durch ein äußeres Stützrohr erreicht, welches mit einem Presssitz aufgeschumpft werden musste.

Ergebnis

Der Aktuator zum Verstellen des Besensystems war in vielen Bereichen Neuland für die Firma Oswald. Ein Linearmotor mit bewegtem Außenteil wurde noch nicht gebaut. Die extremen Anforderungen an den Bauraum und die passive Kühlung erforderten viele neue Lösungskonzepte. Bei der Konstruktion mussten dabei viele Kompromisse eingegangen werden. Diese brachten oftmals ein hohes Risiko mit sich. So gibt es zum Beispiel beim Fügen von Presspassungen immer eine Gefahr, dass die Bauteile während der Montage stecken bleiben. Eine Demontage ist bei dieser Art von Verbindung meist auch unmöglich ohne andere Bauteile zu beschädigen.

Für den Ersatz eines Hydraulikzylinders ist der Motor noch nicht geeignet. Eine Bremse die im unbetätigten Zustand den Motor in Position hält ist zwingend notwendig. Um eine Verstellbewegung eines Hydraulikzylinders zu ersetzen müssten größere Änderungen am Fahrzeug bzw den Anbauten vorgenommen werden. Weiterhin ist es notwendig jede Betätigung einzeln zu betrachten, da nicht ein Motor alle Arten von Bewegungen abdecken kann, bzw. sinnvoll ist für jede Art der Verstellung.

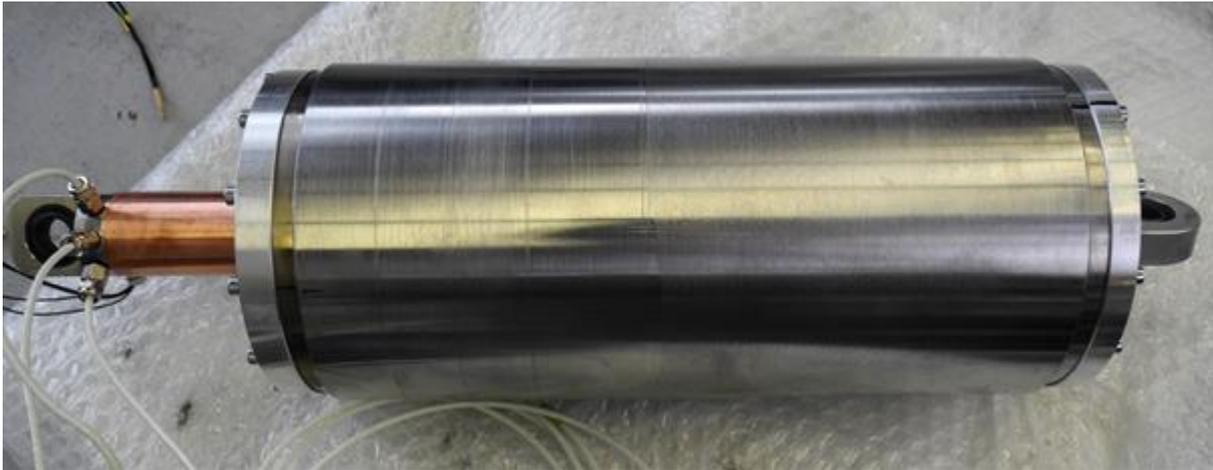


Abbildung 3-27: Motor komplett fertig montiert

3.8 Inbetriebnahme und Test am Prüfstand

Am IMAB existiert ein Prüfstand zur Vermessung von tubularen Linearmotoren. Dieser ist mit einem Antriebssystem mit angeschlossenem Kurbeltrieb ausgerüstet. Dieses besteht aus einer 10 kW Lenze Asynchronmaschine und einem Lenze Wechselrichter. Für die Prüfmaschine ist ein Skai Wechselrichter verbaut. Beide Maschinen werden über einen Zentralrechner mit LabView® angesteuert. Für die Lastmaschine steht eine Drehzahl- und Momentenregelung zur Verfügung, die Prüfmaschine kann Kraft gesteuert werden. Für die Prüfmaschine steht Wasser zur Kühlung bereit, die Lastmaschine ist aktiv Luft gekühlt. Am Prüfstand werden Schubkraft und Verfahrweg der Prüfmaschine aufgezeichnet. Weiterhin können Beschleunigungssensoren, weitere Wegsensoren, Motortemperaturen sowie Kühlwassertemperaturen und –volumenstrom aufgezeichnet werden. Abbildung 3-28 zeigt den Prüfstand mit Schaltschrank und Bedieninterface, welches aus hart verdrahteten Schaltern und Leuchten sowie einem Touchbildschirm besteht.



Abbildung 3-28: IMAB-Prüfstand Schaltschrank mit Bedieneinheit

Zur Vermessung des Verstellaktuators ist zum einen die mechanische Anbindung in den Prüfstand zu realisieren und zum anderen ist aufgrund der Drehzahlregelung der Kurbeltrieb an den Hub des Prüflings anzupassen. Hierzu ist die Fertigung einer Kurbelwelle mit dem spezifizierten Hub und Pleuel konstruiert worden. Zur einfacheren Fertigung ist das Design der Kurbelwelle dreiteilig. Die Teile werden über Presspassungen gefügt, so dass eine stabile Einheit entsteht. Da das Pleuelauge nicht geschlossen ist, muss bei der Montage der Kurbelwelle Pleuellager und Pleuel vor dem Fügen der zweiten Kurbelwange erfolgen. Daher ist einer der Schruppsitze schwächer ausgelegt, um auch eine spätere Demontage für den Lagerwechsel zu ermöglichen. Die rotatorische Unwucht wurde mit Ausgleichsgewichten kompensiert. Zwischen diesen Gewichten und der Schubstange ist nur ein minimaler Abstand im unteren Totpunkt vorhanden. Daher wurde die Lagerung der Kurbelwelle verstärkt, um auftretende Kipp- und Biegemomente aufnehmen zu können. In jedem Lagerbock befinden sich zwei Schrägkugellager, die in O-Anordnung die Kräfte abstützen. Ein CAD-Modell der Antriebseinheit mit einer Schnittansicht, die das Lagerkonzept verdeutlicht, ist in Abbildung 3-29 dargestellt.

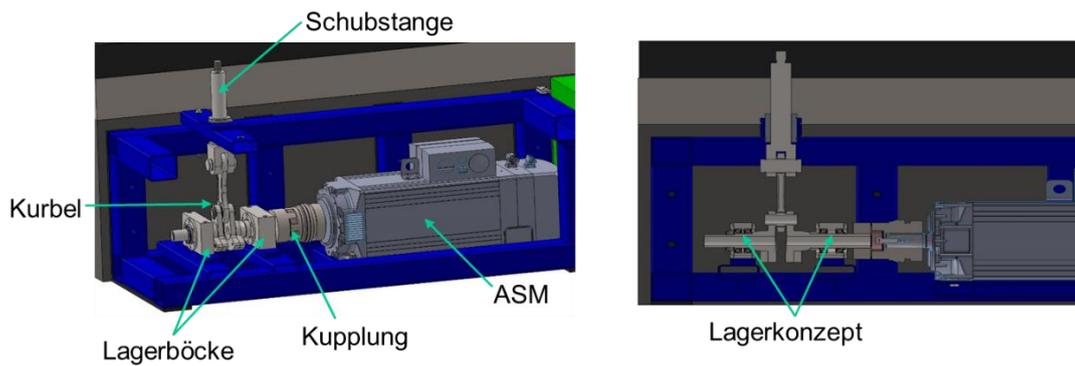


Abbildung 3-29: CAD-Modell der Antriebseinheit des IMAB-Prüfstands

Mit der am IMAB gefertigten Kurbelwelle (siehe Abbildung 3-30), Pleuel und mechanische Verbindungsteile ist eine Inbetriebnahme des Prüfstands erfolgt. Dies beinhaltet zum einen die Ausrichtung der Motorwelle zur Kurbelwelle sowie die Positionierung der Schubstange und zum anderen das drehzahlregelte Betreiben der Antriebseinheit.

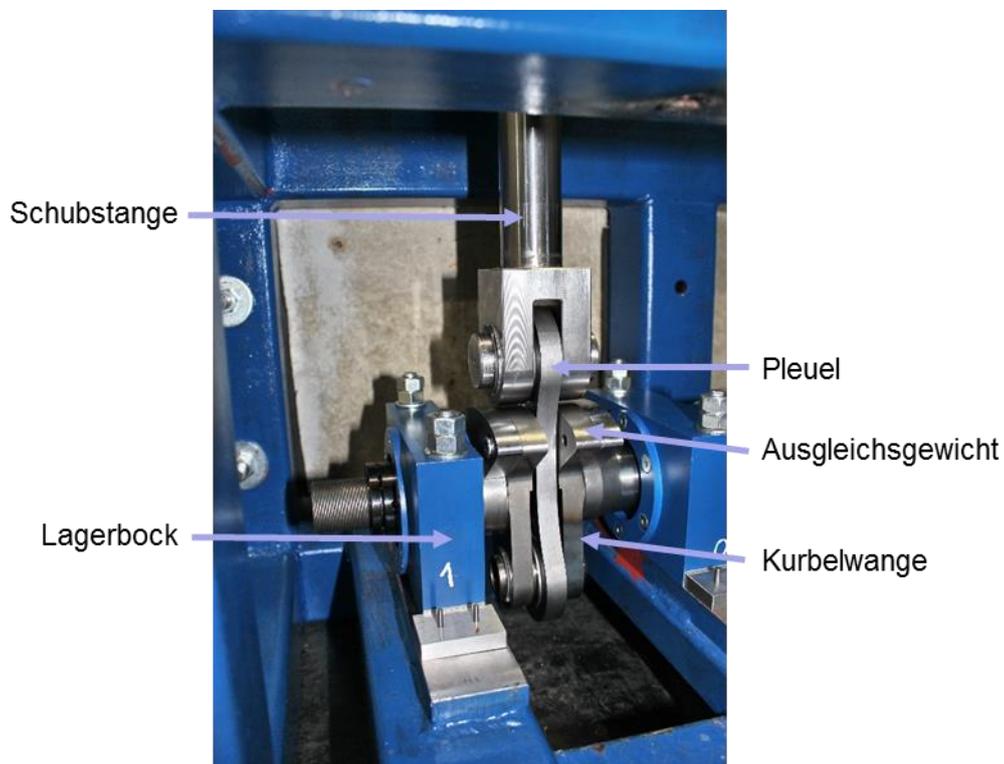


Abbildung 3-30: Neuer Kurbeltrieb in der Prüfstandumgebung

Trotz der erfolgreichen Inbetriebnahme, die einen funktionsbereiten Prüfstand zur Verfügung stellt, ist für die thermische Kontrollmessung die Funktionalität im Bereich der Regelung zu erweitern. Dazu ist ein neuer Wechselrichter der Firma Lenze für die Antriebseinheit beschafft und in die Prüfstandumgebung integriert worden. Dieser hat zusätzlich zur Drehzahlregelung auch eine Winkelregelung implementiert.

Nach der Fertigung des Aktuators durch die Firma Oswald Elektromotoren GmbH konnte dieser im Versuchsprüfstand am IMAB eingebaut (siehe Abbildung 3-31) und in Betrieb genommen werden.



Abbildung 3-31: Verstellaktuator in der Prüfstandumgebung

Im ersten Schritt wurde die Gleitlagerung auf Funktionalität getestet. Bereits beim Einbau fiel auf, dass nach dem Überwinden einer Haftkraft der Läufer sich von Hand leichtgängig verschieben lässt. Im Prüfstand zeigte sich, dass eine winkelschiefe Einleitung der Antriebskraft zu einer Erhöhung der erforderlichen Haftkraft führt. Das Begrenzen der Beweglichkeit der Gelenkösen in Verbindung mit einer präzisen Ausrichtung im Prüfstand führte zu einem reibungsarmen Bewegungsablauf. Auch ein längerer Betrieb veränderte nicht das Verhalten. Somit konnte die Funktionalität der innovativen Lagerung nachgewiesen werden. Für den mobilen Einsatz ist jedoch eine Haltbarkeits- und somit Verschleißanalyse durchzuführen, da der Austausch der Lagerung nur in Kombination mit dem Wechsel des gesamten Läuferrohrs inklusive der Permanentmagnetringe möglich ist. Dies wird deutlich, wenn berücksichtigt wird, dass die hochtemperaturfesten Magnete einen großen Anteil an den Gesamtherstellungskosten des Aktuators darstellen. Im nächsten Schritt folgte das Parametrieren des Stromreglers im Wechselrichter. Im Anschluss daran ist die Referenzposition einzustellen, die den elektrischen Winkel der Stromregelung mit der Läuferposition abgleicht. Für die feldorientierte Regelung ist dafür ein Gebersignal notwendig, welches die aktuelle Position des Läufers übermittelt. Da sich aufgrund des geringen Bauraums kein Sensor im Aktuator befindet, erfolgte ein Anbau eines externen Linearpotentiometers. Das aufbereitete Positionssignal liest der Wechselrichter ein, so dass mit der programmierten Referenzposition der Aktuator die berechneten Kraftwerte stellt.

Im nächsten Schritt erfolgte die Überprüfung der induzierten Spannungen. Hierfür wurde der Aktuator im Leerlauf mit offenen Klemmen im Prüfstand betrieben. Der Kurbeltrieb verfährt dabei den Läufer mit den Permanentmagneten, wodurch in den Wicklungsstränge Spannungen induziert werden. Die gemessenen Leiterleiterspannungen sind sinusförmig mit gleicher Amplitude und einer Phasenverschiebung von 120° . Da die Leerlaufspannungen der Maschine in Ordnung waren, folgte die Parametrierung der Reglergrößen des Stromreglers. Hierfür ist der Aktuator im unteren Totpunkt des Kurbelantriebs verfahren und die Motorzuleitungen an den Wechselrichter angeschlossen worden. Das Sensorsignal wurde derart angepasst, dass eine konstante Kraftvorgabe eine Schubkraft erzeugt, die unabhängig von der Position des Läufers ist. Danach erfolgte ein Lastsprung als Sollwertvorgabe. Gleichzeitig wurde die Schubkraft des Aktuators aufgezeichnet. Zusätzlich ist die Position des Läufers gemessen wor-

den, um zu gewährleisten, dass die Pollage der Maschine sich während der Parametrierung nicht ändert. Nach 21 ms liegt die Sollkraft am Aktuator an. Dies ist für die Anwendung als Positionsantrieb in der Kehrmachine ausreichend, da hier die Position vom Fahrer detektiert und von Hand gesteuert wird. Das Ergebnis zeigt Abbildung 3-32.

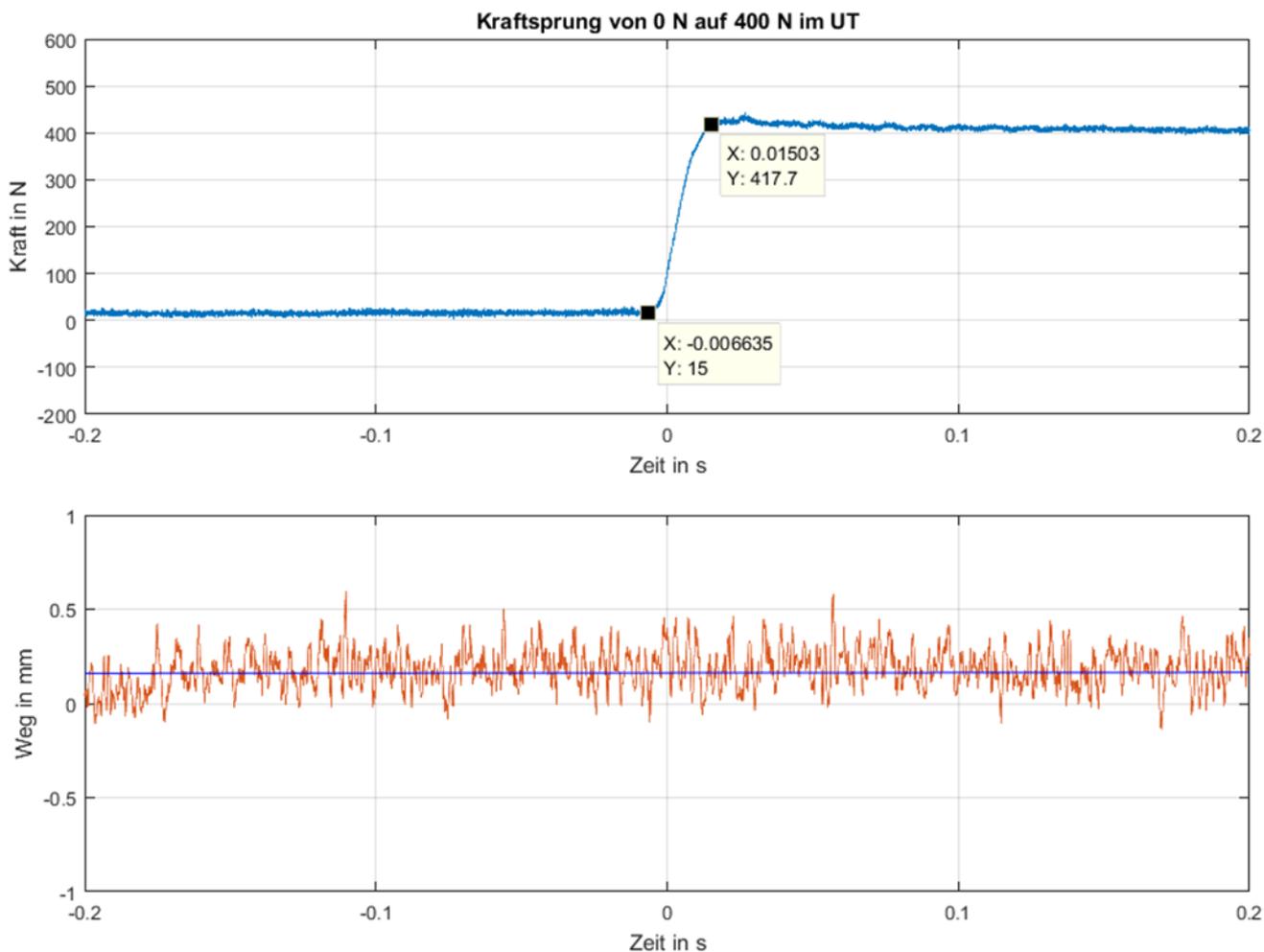


Abbildung 3-32: Parametrierung des Stromreglers

Nach Einstellung des Stromreglers wurde die Maschinenauslegung des Aktuators mittels Messung überprüft. Hierfür ist die Aktuatorkraft bei konstanter Kraftvorgabe und Läuferbewegungen über mehrere Hübe hinweg aufgezeichnet worden. Gleichzeitig wurde der Strangstrom gemessen. Aus dem Kraftverlauf wird rechnerisch der Mittelwert bestimmt und aus dem Strom die Stromdichte ermittelt. Damit ist der Vergleich mit den Werten aus der Maschinenauslegung möglich. Das Ergebnis bis zu einer Stromdichte von 14 A/mm^2 , wobei der erste Messpunkt auf Null tariert wurde, um die statische Gewichtskraft zu eliminieren, zeigt Abbildung 3-33. Die Verläufe stimmen in diesem Bereich sehr gut überein. Der Prüfstands Aufbau wird noch erweitert, um Messungen über den gesamten Fahrweg mit höheren Stromdichten durchführen zu können.

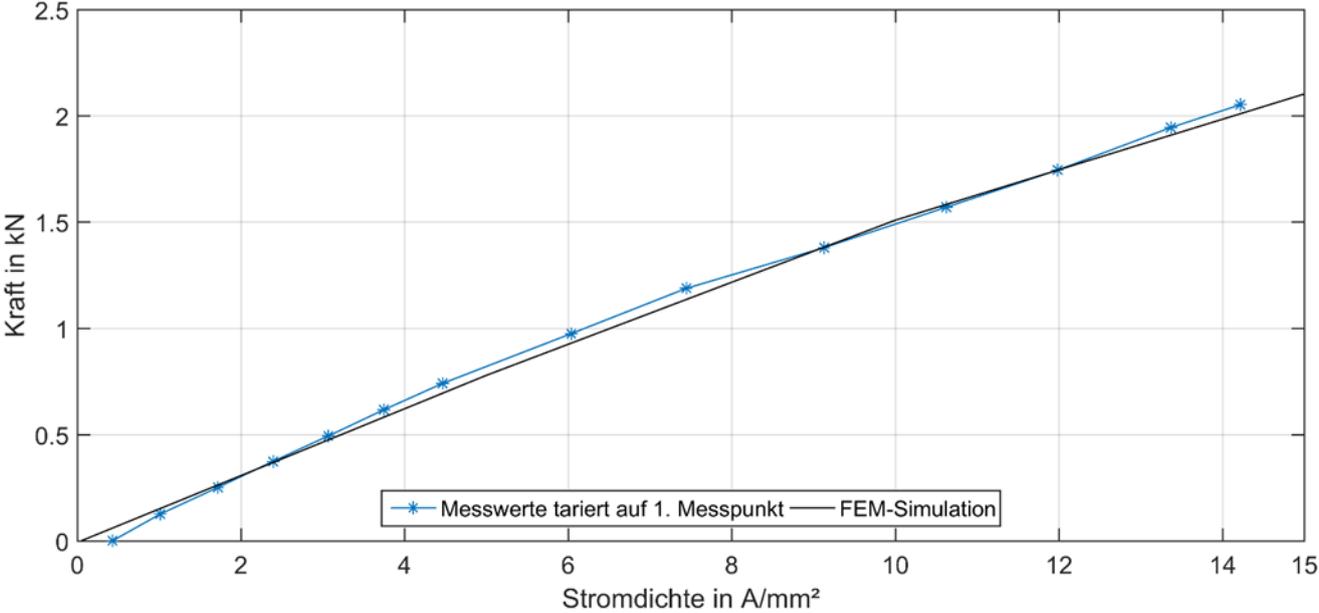


Abbildung 3-33: Parametrierung des Stromreglers

4 Elektrifizierung des oszillierenden Aktuators für Mähbalken (elektrischer Mähbalkens)

4.1 Konventioneller Kommunalmähbalken

Bei dem konventionellen Kommunalmähbalken, der im Projekt elektrifiziert wird, handelt es sich um einen Einfachmähbalken mit beweglichem Obermesser und unbeweglicher Gegenschneide von der Fa. ESM. Auf einer Gesamtbreite von 1,42 m wirken sechs federbelastete Schwinghebel auf das obere Messer und üben somit einen Anpressdruck auf die Gegenschneide aus. Das Obermesser ist über den Messerkopf mit einem Getriebe verbunden. Über dieses Getriebe wird die rotatorische Bewegung der Antriebswelle in eine nahezu lineare Bewegung des Obermessers umgesetzt. Durch Schwinghebelkonstruktion vollführt das Obermesser eine geringe Kreisbogenbewegung. (s. Abbildung 4-1)

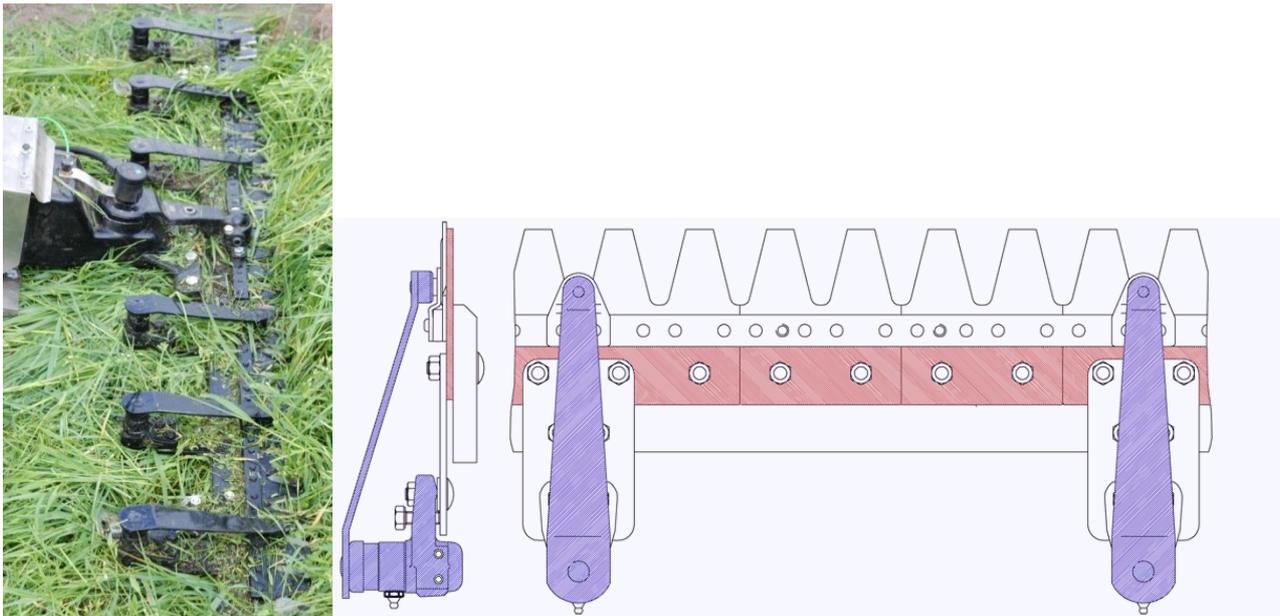


Abbildung 4-1: Konventioneller Mähbalken (ESM Mähbalken Kommunal "C" 103.) im realen Einsatz [39]

4.2 Idee und Vorgehen

Die Grundidee bei der Elektrifizierung des konventionellen Mähbalkens ist es, die Linearbewegung des Obermessers mit Hilfe eines elektrischen, oszillierenden Linearaktuators zu realisieren. Zusätzlich wird der Mähbalken mit Federn ausgerüstet, wodurch das Gesamtsystem ein Feder-Masse-System darstellt. Parallel zum konventionellen. Durch Anpassung der Anregungskraft des Linearaktuators mit der Eigenfrequenz des Feder-Masse-Systems lässt sich das System im Resonanzbetrieb betreiben. Hierdurch wird weniger Energie für den Betrieb des Mähbalkens benötigt, während der Arbeitsprozess ei-

nes konventionellen Mähbalkens erhalten bleibt. Da die Messertrajektorie während des Betriebes für den Schneidprozess entscheidend ist, liegt der Fokus einer Elektrifizierung auf der Gewährleistung die Bewegungstrajektorie des Obermessers.

Im ersten Projektschritt sind als Grundlage für die Aktuatorauslegung die Kräfte am konventionellen Mähbalken gemessen worden. Parallel hierzu wurde das beschriebene Feder-Masse-System analysiert, um die Kennwerte der Feder und der Masse zu identifizieren. Mit Hilfe der gewonnenen Ergebnisse konnte die Systemauslegung abgeschlossen werden.

Im nächsten Schritt wurde der E-Motor elektromagnetisch sowie thermisch ausgelegt, konstruiert und gefertigt. Parallel zum Elektromotor konnten der dazu gehörige Prüfstand konstruiert und aufgebaut werden, bevor dann die Inbetriebnahme durchgeführt wurde. Im letzten Schritt wurde der elektrifizierte Mähbalken hinsichtlich statischer und dynamischer Performance getestet. Im Folgenden werden die Ergebnisse der jeweiligen Schritte dargestellt.

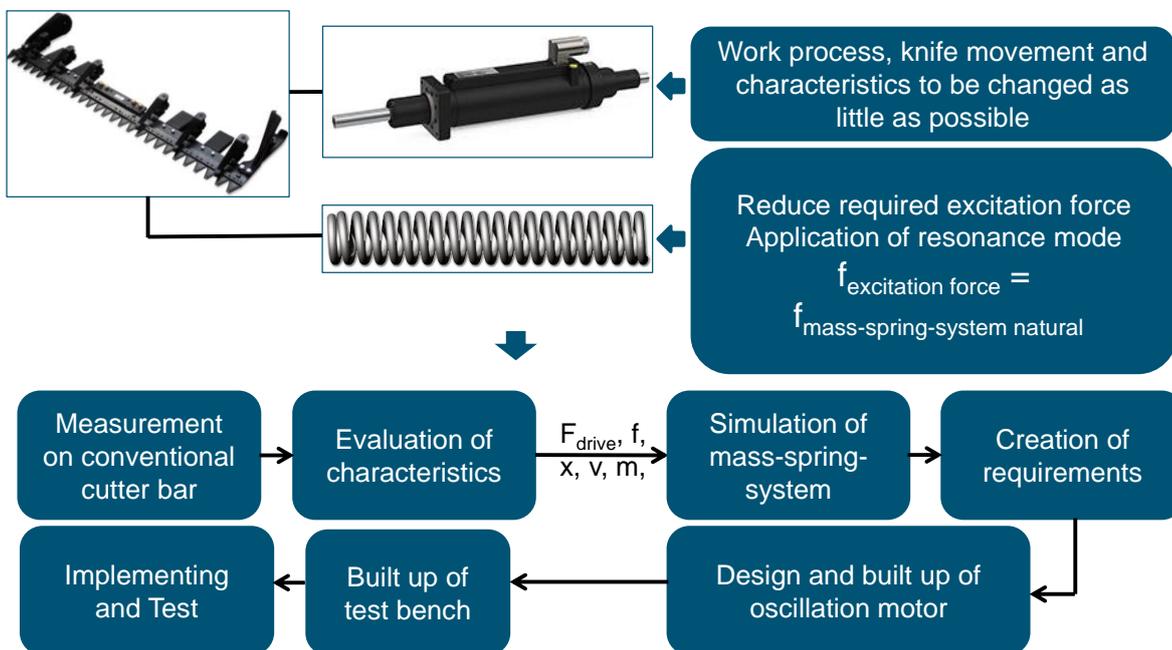


Abbildung 4-2: Vorgehen zur Elektrifizierung des konventionellem Mähbalkens

4.3 Ermittlung der Antriebskraft am konventionellen Mähbalken

Zur Erfassung der erforderlichen Strom- und Potentialgröße für den Betrieb eines konventionellen Mähbalkens wurde ein mobiler Versuchsträger aufgebaut. Der konventionelle Mähbalken und das dazu gehörige Getriebe bestehend aus Pleuel und Ölbadgetriebe wurden beibehalten und von einem hydraulischen Konstantmotor angetrieben. Der Prüfstand wurde in der Traktordreipunkt montiert und der Hydromotor des Mähbalkens von der Traktorhydraulik versorgt. (s. Abbildung 3-2)



Abbildung 4-3: Prüfstand und Feldmessung zur Ermittlung der Antriebskraft des konventionellen kommunalen Mähbalkens

Zur Erfassung der Auslegungsgrößen für die Elektromotor wurden die max. Messerkraft, die Auslenkung und Frequenz beim Betrieb gemessen. Dazu wurde unter anderem ein Drehwinkelsensor auf dem Drehpunkt des Pleuels montiert. Zusammen mit der Pleuellänge konnte man somit die zeitabhängige Messerauslenkung ermitteln und daraus die Geschwindigkeit und Messerbeschleunigung berechnen (s. Abbildung 4-2). Auf der Antriebsseite wurde eine Drehzahl- und Drehmomentmessnabe zwischen den hydraulische Motor und dem Ölbadgetriebe montiert: Hierdurch konnten Drehmoment und Drehzahl somit die daraus ermittelbare Eingangsleistung ermittelt werden. Des Weiteren sind zwei Klauenkupplungen jeweils vor und hinter der Messnabe zur Minimierung der Drehzahlschwankung aufgebaut worden. Als Überwachung der Öltemperatur diente ein Temperatursensor im Ölbadgetriebe.

- Introduction conventional cutter bar

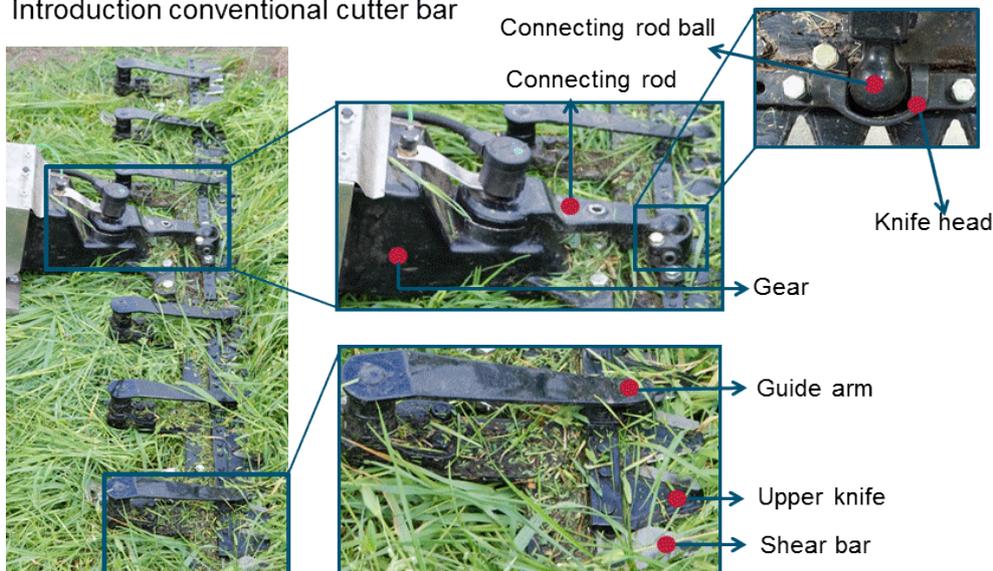


Abbildung 4-4: Aufbau und Messkonzept des konventionellen kommunalen Mähbalkens

Die Messungen wurden in zwei Wiesen mit unterschiedlicher Bestandsdichte und unterschiedlichen Gräsern mit variierender Fahrgeschwindigkeit sowie Antriebsdrehzahl des Hydromotors durchgeführt. Um die Messungsungenauigkeiten zu vermeiden, sind am Anfang jeder Messung Referenzmessungen

bei derselben Antriebsdrehzahl durchgeführt worden. Mit Hilfe der Referenzmessungen konnten Messabweichungen kompensiert werden.

Ein wichtiges Ziel bei der Auswertung war es, einen repräsentativen Zyklus des Schneidwiderstands des konventionellen Mähbalkens herzuleiten. Dieser Zyklus wurde in einem Simulationsmodell des Feder-Mähbalken-Systems verwendet, um die Möglichkeit für einen Resonanzbetrieb zu untersuchen. Gleichzeitig wurde die nötige Anregungskraft ermittelt und die Federkonstante sowie Masse identifiziert.

Mit dem gemessenen Eingangsdrehmoment und der Drehzahl wurde die Eingangsleistung ermittelt, um anschließend mit Hilfe der aus dem gemessenen Drehwinkel berechneten Messergeschwindigkeit die Messerantriebskraft F_{Antrieb} zu ermitteln. Mit der Messerantriebskraft F_{Antrieb} und der dynamischen Messerkraft $F_{\text{dynamisch}}$ kann auf die Messerwiderstandskraft $F_{\text{Widerstand}}$ geschlossen werden, die hauptsächlich aus den Komponenten Schnittkraft F_{Schnitt} und Reibungskraft F_{Reibung} besteht. Als Grundlage sind die Zusammenhang in den folgenden Formeln dargestellt.

$$\Sigma F = F_{\text{Antrieb}} + F_{\text{Widerstand}} = F_{\text{dynamisch}} \quad F_{\text{Widerstand}} = F_{\text{Schnitt}} + F_{\text{Reibung}}$$

Alle Messdaten sind im jeweiligen Betriebszustand (Fahrgeschwindigkeit und Antriebsdrehzahl) ausgewertet worden und daraufhin wurde ein mittlerer Zyklus der Messerantriebskraft für einen Periode abgeleitet. Zum Vergleich und zur Sicherung der Ergebnisse wurde der mittlere Zyklus der Messerantriebskraft mit einem anderen Lösungsweg berechnet (Drehmoment der Eingangswelle und die Geometrie des konventionellen Getriebes). Der Vergleich zeigt grundsätzlich identische Ergebnisse. Unterschiede ergeben sich nur den Positionen der beiden Messerendlagen, an denen ein numerischer Peak der Kraft bei der Auswertung mit der zuerst genannten Methode auftritt.

Analysiert man den mittleren Zyklus, erkennt man, was an dem Mähbalken während der Bewegung in einer Periode passiert. Die Abbildung 4-5 zeigt den mittleren Zyklus der Messerantriebskraft F_{Antrieb} (Blau) in einer Periode. Am Anfang befindet sich der Pleuel in der mittigen Position, das entspricht Zeit 0s. Von 0s bis 0,013s treibt der Pleuel das Messer nach rechts. Aufgrund der Massenträgheit des Messers erfolgt ein Wechsel der wirkenden Kontaktfläche vom Pleuelkopf und Messerkopf, bei 0,013 s passiert der erste Wechsel. Von 0,013s bis 0,0185s, wenn der Pleuel die rechte Endlage erreicht, bremst der Pleuel das Messer. Bei 0,0185s erfolgt die zweite Wechsel der Kontaktfläche, somit erfolgt auch eine Umkehr des Kraftvorzeichens. Dieser Vorgang kann als „mechanischer Anschlag“ beschrieben werden. Weil sich das Messer nach dem Anschlag schneller als der Pleuel in die entgegengesetzten Richtung bewegt, bremst der Pleuel den Messer passiv (von 0,02s bis 0,026s), bis das Messer bei 0,026s abgebremst ist. Es erfolgt die dritte Umlenkung der wirkenden Kontaktfläche, bevor das Messer wieder vom Pleuel nach links angetrieben wird. Ab 0,026s treibt der Pleuel das Messer über die mittige Lage (0,038s) in die linke Endlage. Weil rechts als positiv definiert wurde, ist die Messerantriebskraft von 0,026s bis 0,038s negativ. (s. Abbildung 4-5)

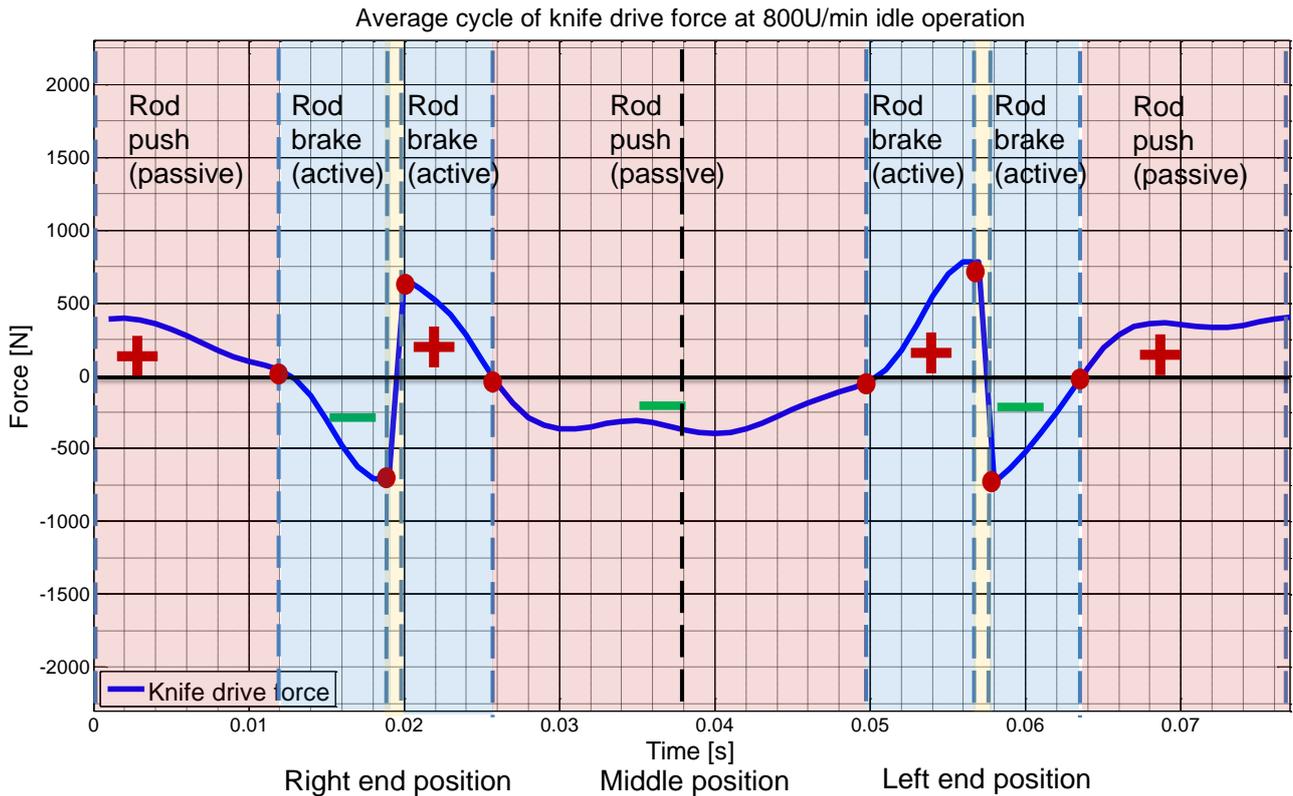


Abbildung 4-5: Durchschnittlicher Verlauf der Antriebskraft des elektrischen Mähbalkens

4.4 Konzept und Systemauslegung des elektrischen Mähbalkens

Als erster Schritt für die Auslegung des elektrischen Mähbalkens ist eine Architektur des Feder-Masse-Systems auszuwählen. Nach einer systematischen Berechnung und Bewertung der Feder-Masse-Systeme wurde das Feder-Massen-System (Model 1) aufgrund seiner geringen Anregungskraft und des besten Wirkungsgrads sowie Robustheit für weitere Betrachtungen ausgewählt. (s. Abbildung 4-6)

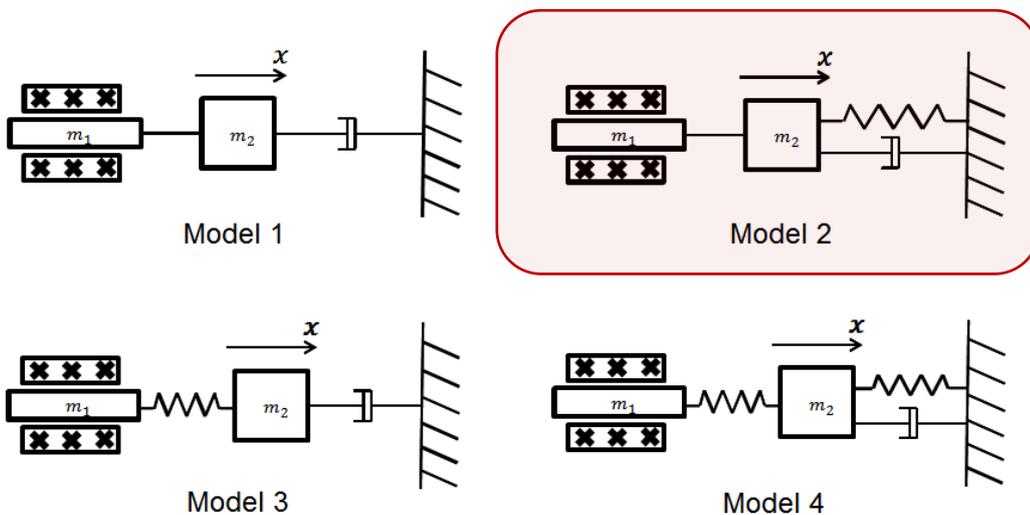


Abbildung 4-6: Alternative Basismodelle des Feder-Massen-Systems

In einem weiteren Schritt wurden die Systemparameter ausgelegt. Dafür wurde ein Simulationsmodell mit Berücksichtigung der Widerstandskraft, Störkraft usw. aufgebaut. Mit der Messerantriebskraft sowie der dynamischen Kraft wurde die Widerstandskraft ermittelt, welche in dem Simulationsmodell zur Ermittlung der Anregungskraft verwendet wurde. Des Weiteren wurde das Verhältnis vom Federkonstante und Massen, welches für die Eigenfrequenz des Feder-Mähbalken-Systems entscheidet ist, angepasst, den elektrischen Mähbalken Resonanzbetrieb zu betreiben.

Im nächsten Schritt wurde die erforderliche Anregungskraft des Resonanzmotors ermittelt. Dafür wurde Simulationen durchgeführt. zur Abbildung der Belastung im Modell wurde die im oben identifizierte Widerstandskraft verwendet. Die ausgelegte Federkonstante und Massen der schwingenden Teile des Feder-Mähbalken-Systems wurden im Modell parametriert. Zur näheren Betrachtung wurde das Feder-Mähbalken-System bzw. die Regelstrecke sowohl als ideales lineares System als auch als nichtlineares System betrachtet. Bei der Betrachtung als lineares System wurde die Widerstandskraft in eine äquivalente Dämpfungskonstante umgerechnet. Die Anregungskraft wurde erhöht, bis das System mit einer der Anforderung entsprechenden Amplitude antwortet. Die Kraft in diesem Fall wurde als nötige Anregungskraft definiert, wobei die Anregungsfrequenz in dem Vorgang immer bei Eigenfrequenz des Systems blieb. Das gleiche Vorgehen wiederholte sich bei variierenden äquivalenten Dämpfungskonstanten und Massen der schwingenden Teile. Somit wurde die benötigte Anregungskraft bei einer festen Anregungsfrequenz für unterschiedlichen Dämpfungen und Massen identifiziert. In der Abbildung 4-7 wird die identifizierte max. Anregungskraft für das linear genommene Feder-Mähbalken-System dargestellt. Da die äquivalenten Dämpfungskonstanten aller Messdaten der Feldmessungen im Bereich von 140Ns/m bis 340Ns/m lagen, wurde die Simulation nur in diesem Bereich untergesucht (s. Abbildung 4-8).

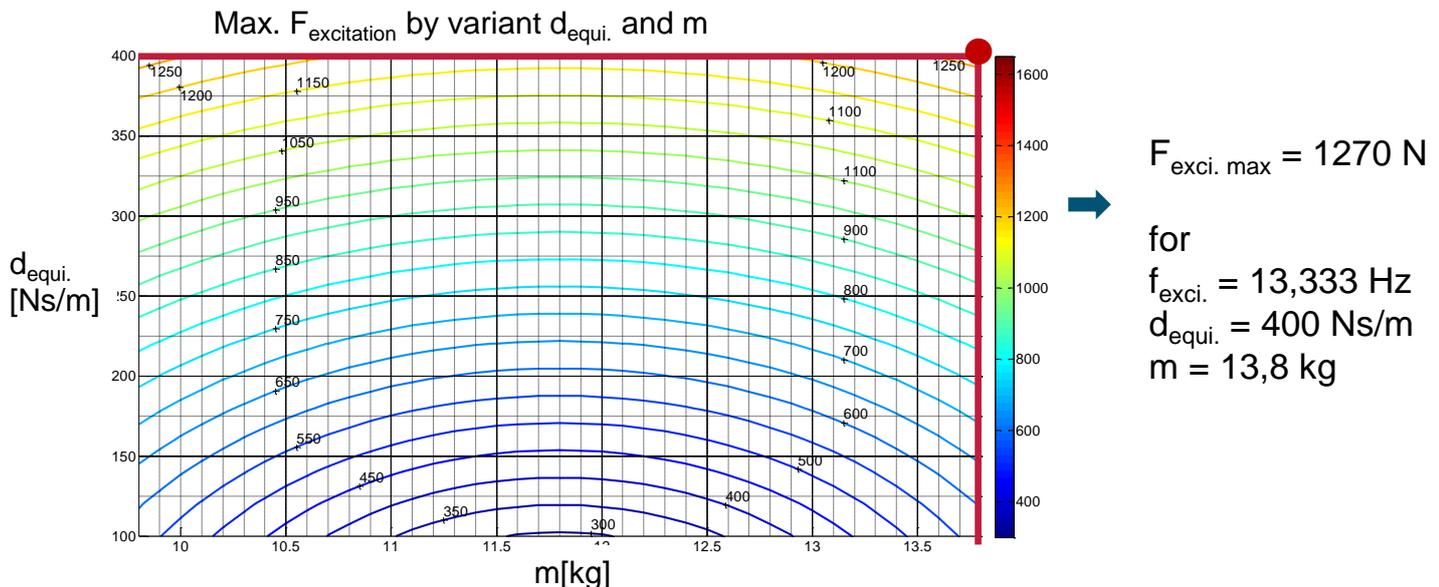


Abbildung 4-7: Max. Anregungskraft des Resonanzmotors für variierende Äquivalente Dämpfungskonstante und Masse der schwingenden Teile

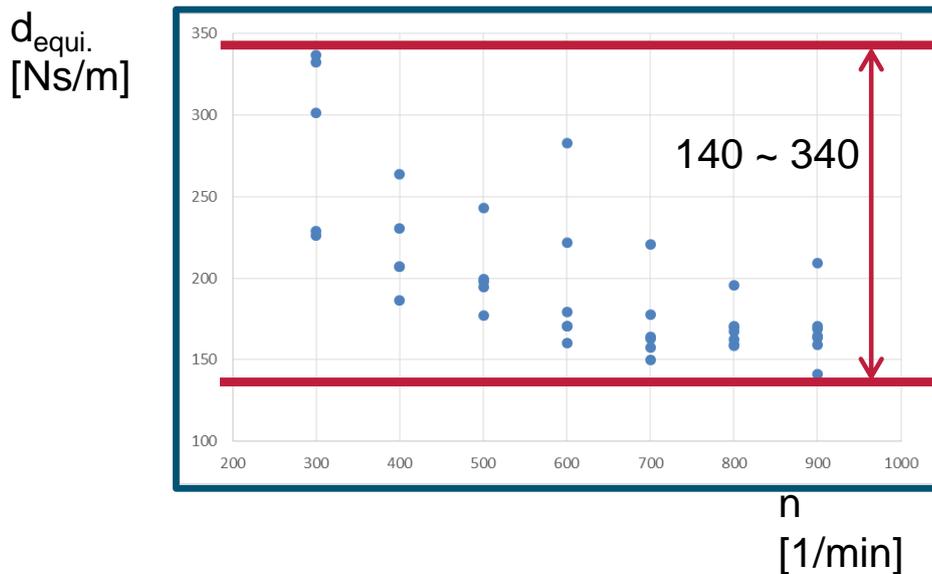


Abbildung 4-8: Äquivalente Dämpfungskonstante der Messung zur Antriebskraftermittlung

Die Abbildung 4-7 zeigt, dass je größer die Masse von der geforderten Masse abweicht, desto größer ist auch die benötigte Anregungskraft, damit das System die geforderte Amplitude im Resonanzbetrieb erreicht. Je größer die äquivalente Dämpfungskonstante ist, umso größer ist die Anregungskraft für die geforderte Amplitude. Die Systembetrachtung zeigt, dass die max. Anregungskraft des Resonanzmotors 1270N beträgt. Das System weist dabei eine Masse von 13,8kg, eine äquivalente Dämpfungskonstante von 400Ns/m und bei einer Anregungsfrequenz von 13,3 Hz auf..

Um die Anregungskraft noch sicherer zu identifizieren, wurde in einem weiteren Schritt das Feder-Mähbalken-System als nichtlineares System betrachtet. Das Vorgehen für die Untersuchung ist ähnlich dem oben beschriebenen Vorgang des linear angenommenen Systems. Der Unterschied liegt darin, dass statt der äquivalente Dämpfungskonstante in diesem Fall die Widerstandskraft und eine Reibungskraft im Mähbalken, die im Arbeitsschritt Antriebskraftermittlung identifiziert wurden, in der Simulationsuntersuchung verwendet wird.

Da eine Krafteinsparung nur bei Resonanzbetrieb in Eigenfrequenz am System vorliegt, ist eine Simulationsuntersuchung zur Identifikation der nötigen Anregungskraft mit einer verstellbaren Frequenz durchgeführt worden, wobei die Frequenz immer an das aktuelle Massen-Federkonstanten-Verhältnis angepasst wurde.

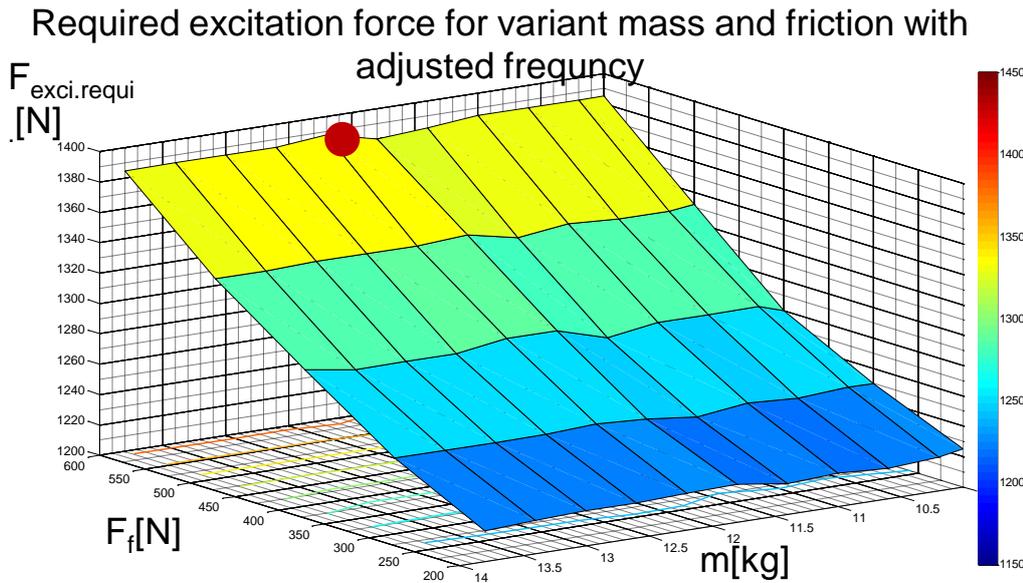


Abbildung 4-9: Anregungskraft für variierende Massen und Gleitreibung Verhältnis mit angepasster Frequenz

Das Ergebnis in der Abbildung 4-9 zeigt, dass die Anregungskraft mit einer ständig angepassten Frequenz nicht von der Massen-Varianz beeinflusst wird, während der Einfluss der Gleitreibung (F_f) deutlich erkennbar ist. In dem kritischsten Fall beträgt die maximale Kraft 1380 N bei einer Masse von 12 kg und einer Gleitreibung von 600 N.

Aus dem Feder-Masse-Modell lassen sich unter Berücksichtigung der Massen-Varianz, Dämpfung und Anregungskraft folgende Anforderungen ableiten. (s. Tabelle 4-1)

Tabelle 4-1: Systemauslegung des Feder-Masse-Systems

Requirements	Value	Unit
Max. excitation force	1500	N
Nominal force	1100	N
Excitation frequency	13,3333	Hz
Max. amplitude	0,042	m
Max. speed	3,52	m/s
Max. acceleration	300	m/s ²
Spring rate	82817	N/m
Mass	11,8	kg

4.5 Entwicklung und Fertigung des elektrischen Mähbalkens und des zugehörigen Prüfstands

Auf Basis der Systemauslegung und des physikalischen Modells des ausgewählten Feder-Masse-Systems wurden mehrere Konzepte für den elektrischen Mähbalken entwickelt. Durch eine methodi-

sche Analyse und Bewertung konnte ein bevorzugtes Konzept identifiziert werden. Das aus einer Feder, einem Dämpfer und zwei Massen aufgebaute System ist in Abbildung 4-10 schematisch dargestellt. Unterhalb der schematischen Darstellung sind der Mähbalken, der Motor und die Federn gezeigt. Das Motorgehäuse übernimmt die Funktion des Festlagers. Zwei Druckfedern sind seitlich am Motorgehäuse angebaut und bilden eine gemeinsame Zug-Druck-Feder, was dem physikalischen Ein-Feder-Masse-System entspricht.

Der Motor-Kolben ist mit dem Mähbalken seitlich über einen Lagerbock und ein Stange verbunden. Die Bewegungen des Motor-Kolbens werden über Gelenke auf das obere Messer übertragen. Eine Achse, die parallel zu den Federn angeordnet ist, gewährleistet eine rein lineare Bewegung und vermeidet Biegung

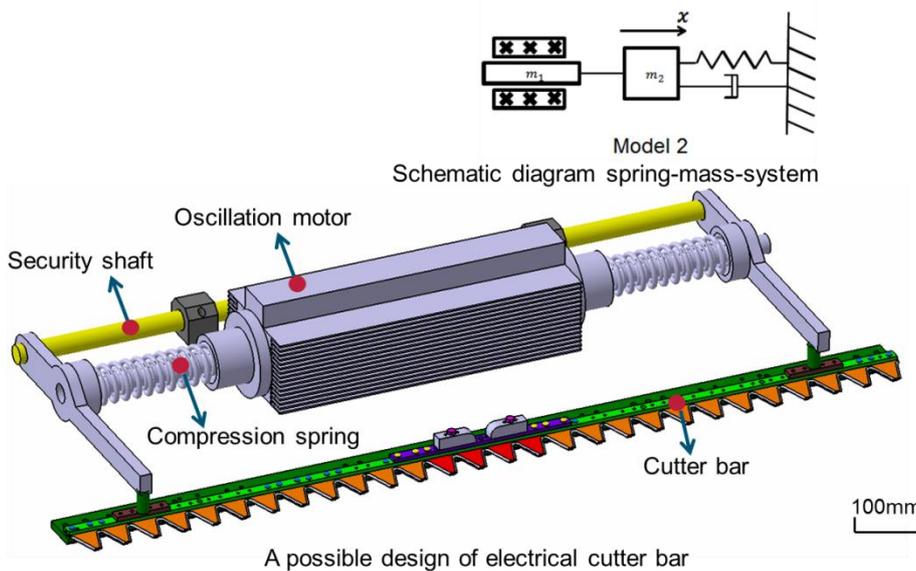


Abbildung 4-10: Schematische Darstellung des Ein-Feder-Masse-Systems und des elektrifizierten Mähbalkens

Diese Konstruktion wurde in weiteren Schritten weiterentwickelt (s. Abbildung 4-11). Der Mähbalken wird um zwei Profilschienen erweitert, auf denen jeweils drei Führungselemente gleiten. Diese sind durch Verbindungsstege mit dem oberen Messer verbunden und erzeugen durch die Anpresseinrichtung eine Anpresskraft von jeweils 150 N. Durch diese Kraft entsteht ein Drehmoment um die x-Achse, das über die Führungselemente auf die Profilschienen übertragen wird. Für den Anwendungsfall Mähbalken werden Profilschienen als Gleitführungen denen mit Wälzführungen vorgezogen, um eine bessere Resistenz gegen Verschmutzungen zu erreichen. [36]

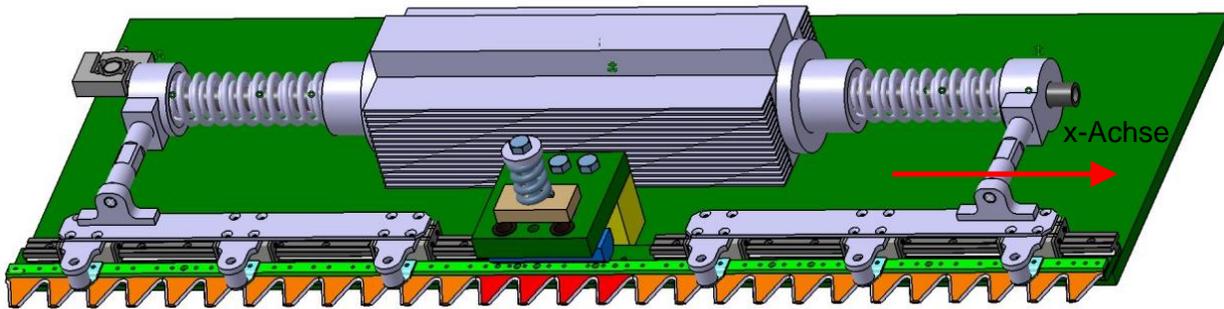


Abbildung 4-11: Mechanismus des Mähbalkens für lineare Bewegung mit Schwalben Schwanzführung

Die Anpresskraft wird durch eine Schraubenfeder aufgebracht, die in den Führungselementen integriert ist. Als Auflagerpunkte am oberen Messer können weiterhin die serienmäßig von ESM verwendeten Zapfenträger mit den Mitnehmerzapfen Verwendung finden. Das Prinzip ist schematisch in Abbildung 4-12 dargestellt. Die Position der Profilschiene ist so gewählt, dass möglichst wenig Raum eingenommen wird. Daraus ergibt sich eine Länge von 64 mm zwischen der Mittelachse der Profilschiene und der Führungshülse der Anpresseinrichtung. [36]

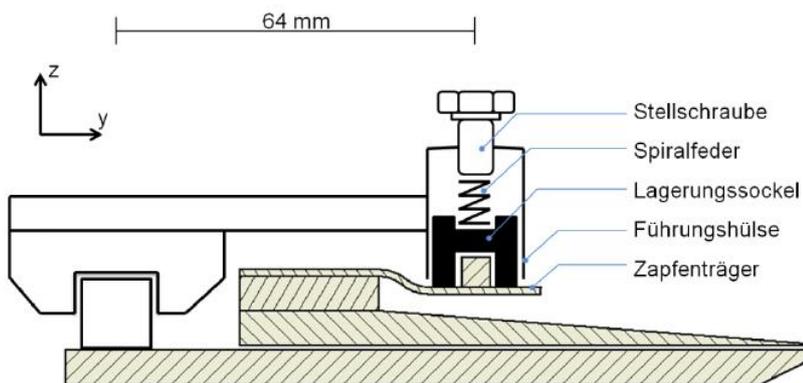


Abbildung 4-12: Aufbau der Anpresseinrichtung [36]

Zum Aufbringen äußerer Belastungen wurde eine Belastungseinheit entwickelt. Den schematischen Aufbau dieser Belastungseinheit zeigt Abbildung 4-13. Sie besteht aus einem Bremsklotz, der an zwei Führungsbolzen befestigt ist und die in einem Standfuß geführt werden. Auf diese Führungsbolzen drückt eine Feder. Die Federkraft wird über eine Schraube eingestellt [36]

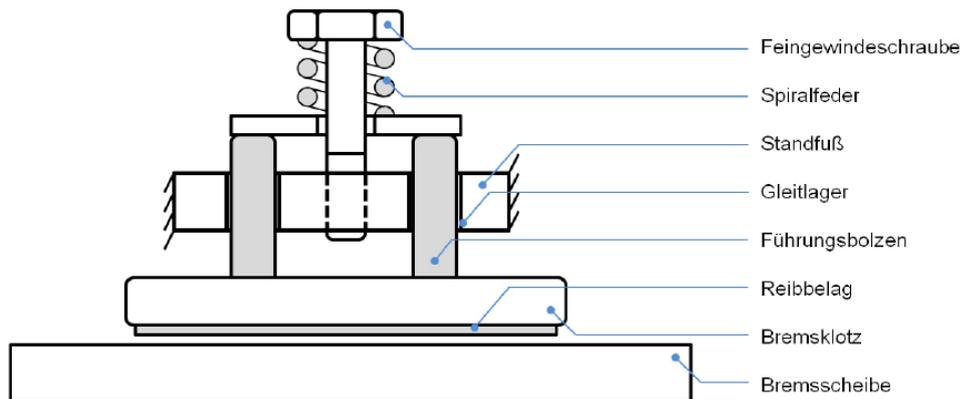


Abbildung 4-13: Schematische Darstellung der Belastungseinheit für den elektrischen Mähbalken Prüfstand [36]

Nach dem der elektrische Mähbalken und der zugehörige Prüfstand entwickelt und konstruiert wurden, sind alle benötigten Bauteile gefertigt worden. Des Weiteren sind der elektrische Mähbalken und der Prüfstand montiert worden. Der aufgebaute elektrische Mähbalken und der Prüfstand sind in Abbildung 3-15 dargestellt. Der Aufbau wurde anhand der vorherigen Konstruktion weiterentwickelt, dazu gehört die verbesserte Anbindung zwischen Motor-Kolben und dem oberen Messer. Dadurch ist die Integration eines Kraftsensors möglich geworden. Ein Resonanzmotor, dessen Aufbau und Performance mit dem in der Zukunft zu verwendenden Resonanzmotor fast identisch ist, wurde in das Versuchsmuster eingebaut. Um die Verbindung zwischen Motor-Kolben und Mähbalken zu verstärken, wurde die Anbindung robuster aufgebaut. Der Umbau des Mähbalkens inkl. der Profilschienen Führungselemente, Anpresseinrichtung sowie der zugehörigen Belastungseinheit wurden entsprechend der entwickelten Konstruktion aufgebaut (s. Abbildung 4-15). Weil der Resonanzmotor dauerhaft im Schwing- und Resonanzbetrieb arbeitet, ist für den im Bild dargestellten Motor, der eine Zwischenlösung darstellte, ein Kühlungssystem notwendig.

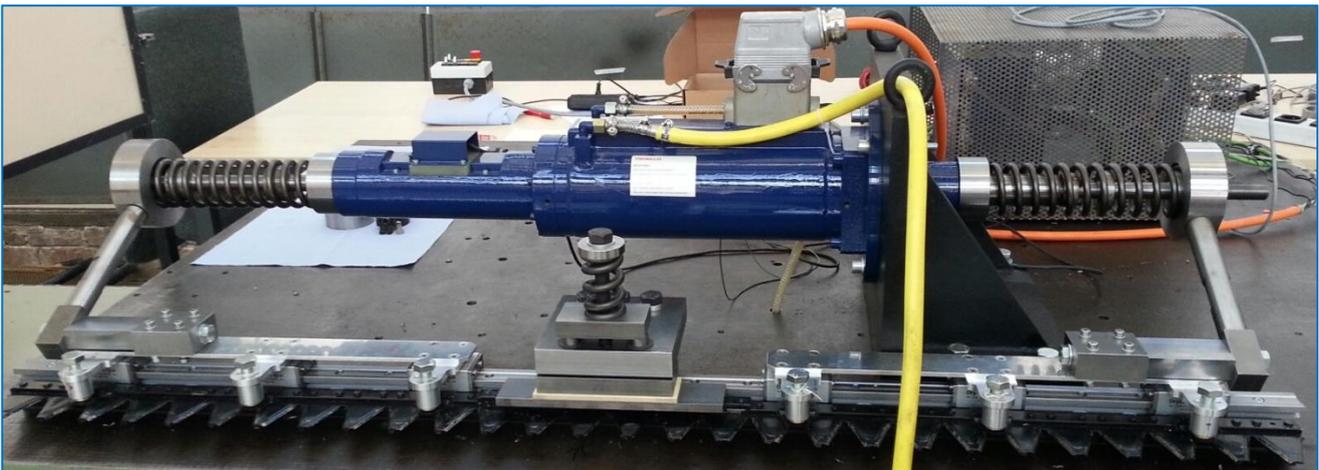


Abbildung 4-14: Aufgebaute elektrische Mähbalken und zugehörige Prüfstand

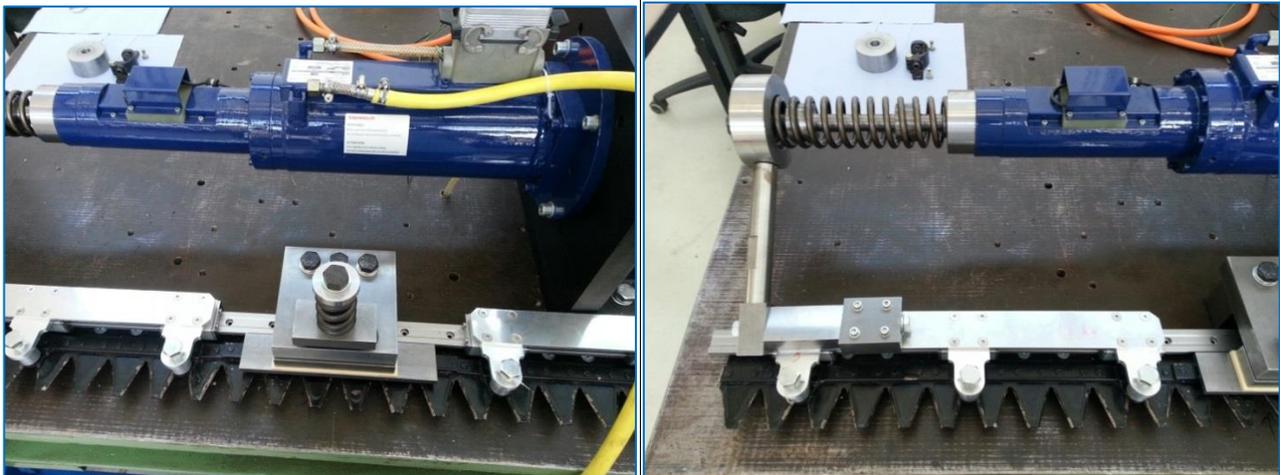


Abbildung 4-15: Aufgebaute Belastungseinheit, Anpresseinrichtung, Profilschienen Führungselemente

4.6 Entwicklung Rapid Control Prototyping System und Zielfunktionen

4.6.1 Hardware- und Softwareaufbau

Neben der bereits erfolgten Konstruktion des elektrischen Mähbalkens inkl. Resonanzmotor ist am Institut ein weiterer, stationärer Prüfstand zur Erprobung der Funktionalität und Optimierung der dynamischen Performance und der Regler Auslegung aufgebaut worden. Auf diesem Prüfstand ist der elektrische Mähbalken mit einem Referenzmotor mit vergleichbaren Eigenschaften in Betrieb genommen worden. Dieser stationäre Prüfstand dient dabei als Rapid Control Prototyping System (RCP System), sowohl zur Softwareerprobung und Optimierung der Regelung, als auch zur Erprobung des mechanischen Aufbaus. Dieses RCP System besteht aus einem Frequenzumrichter und zugehöriger Software, Messtechnik, dSPACE und Software Interface, Rechnerhardware sowie der dazugehörigen Software zur Regler Optimierung und Datenauswertung (s. Abbildung 4-16). Die Regelung des jeweiligen Regelkreises wurde umgesetzt. Die oszillierende Bewegung erfolgte mit variierenden Amplituden und Frequenzen und der optionale Resonanzbetrieb konnte am Prüfstand implementiert werden. Zudem wurde ein systematischer Test der einzelnen Komponenten und des Gesamtsystems durchgeführt, alle Daten sind erfasst und ausgewertet. Es konnte gezeigt werden, dass der kraftoptimale Resonanzbetrieb des elektrischen Mähbalkens realisierbar ist. Detaillierte Ergebnisse sind im Folgenden dargestellt.

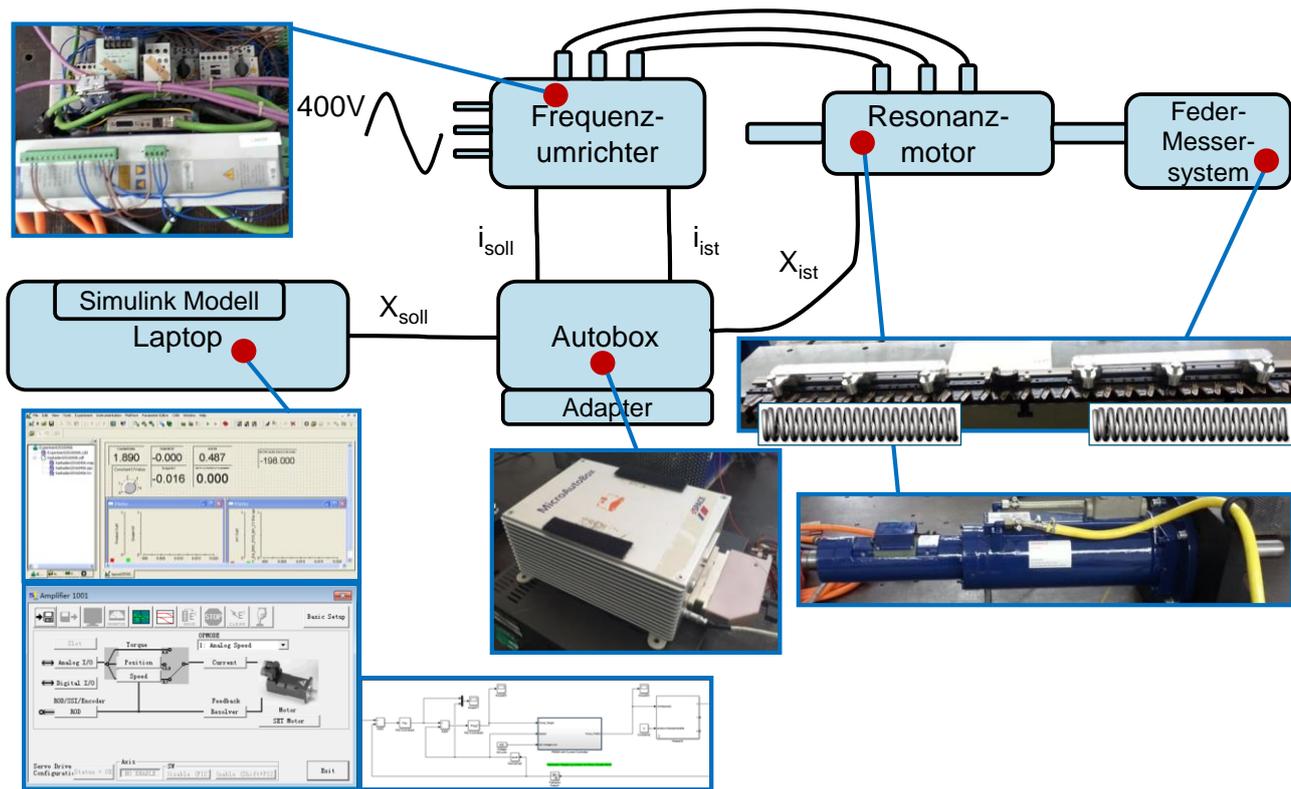


Abbildung 4-16: Aufbau des Rapid Control Prototyping Systems zur Funktionsentwicklung

Hardwaremäßig wurde der Resonanzmotor mit dem Frequenzumrichter verbunden und entsprechend des Steuersignals, welches von dSPACE gesendet wird, steuert der Frequenzumrichter die zum Resonanzmotor zugeleitete Spannung. Je nachdem welche Kenngröße im dSPACE Modell als Zielgröße geregelt oder gesteuert wird, wird der Resonanzmotor mit entsprechenden Größen bewegt. Die geregelten Kenngrößen können beispielweise Strom, Geschwindigkeit, Position usw. sein. Die dSPACE Microautobox wurde mit einem Computer verbunden, um die entwickelte Regelungsstruktur zu kompilieren. Die Regelungsstruktur wurde in Matlab entwickelt. Damit dient dSPACE zur Datenerfassung und Modifikation der Regelungstechnik und zur Steuerung des E-Antriebssystems. Zur Bedienung der Regelung und Steuerung des Systems kann man die Bedienungsoberfläche des Computers verwenden. Für parallele Steuerung und Bedienung des Frequenzumrichters wurden zwei Computer angeschlossen. Zur Aufbereitung des Feedback Signals wurden die integrierten Weg- und Temperatursensoren des Resonanzmotors verwendet.

Die Komponenten des Prüfstands und des RCP Systems sind in den folgenden Bildern dargestellt.



Abbildung 4-17: Komponenten des Prüfstands und zugehörigen RCP System [37]

1. Schalter des Frequenzumrichters

Der Schalter dient dazu, die Leistungsversorgung des Frequenzumrichter an- / auszuschalten. Zusätzlich wurde ein Notaus-Knopf als Sicherheitsmaßnahme in den Schalter eingebaut.

2. Wasser Kühlungssystem mit Kreislauf

Das Wasser Kühlungssystem besteht aus einer separaten Wasserpumpe, einem Auffangbehälter und Schläuchen

3. Leistungsversorgung für die dSPACE Microautobox

Normale Leistungsversorgung unter Laborbedingungen

4. dSPACE Microautobox

Die im Projekt verwendeten dSPACE Microautobox kommt aus der 1. Generation, deshalb ist ein Hardware Adapter für den Signal Austausch und eine hardwaremäßige Schnittstelle zum Computer aufgebaut.

5. Signalverstärker und Leistungsversorgung für Temperatursensor

Ein Temperatursensor wurde in den Stator des Resonanzmotors integriert, somit ist die Temperaturänderung überwachbar. Um einen besseren Signalempfang zu realisieren, wurde ein Verstärker mit Leistungsversorgung verbaut.

6. Frequenzumrichter „Servoverstärker“

Der Frequenzumrichter „Servoverstärker“ besteht aus einem Gleichrichter, einem Zwischenkreis, einem PWM Wechselrichter und Zubehör. Zusätzlich ermöglicht ein Microcontrollersystem eine Implementierung von Strom-, Geschwindigkeit- und Positionsregelung.

7. Resonanzmotor

Der Resonanzmotor funktioniert als Kraftquelle, er setzt die geregelten Zielgrößen um.

8. Druckfedern

Beide Druckfedern mit Vorspannung bilden die Funktion einer Zug- / Druckfeder mit angeforderter Federkonstante.

9. Integrierter Lagesensor

Ein integrierter inkrementeller Sinus-Cosinus Lagesensor misst die absolute Position als Feedback Signal.

10. Computer für die Bedienung der Regelung / Steuerung und zur Datenerfassung

Der mit der dSPACE Microautobox verbundene Computer ist mit der Bedienungssoftware Controldesk ausgestattet, mit dem zum einen die Messdaten (beispielweise Weg-, Frequenz-, Strom Signal usw.) dargestellt werden und zum anderen die gesteuerten Kenngrößen eingestellt werden. Die Bedienungssoftware kann mit Controldesk erstellt und konfiguriert werden (s. Abbildung 4-18 links).

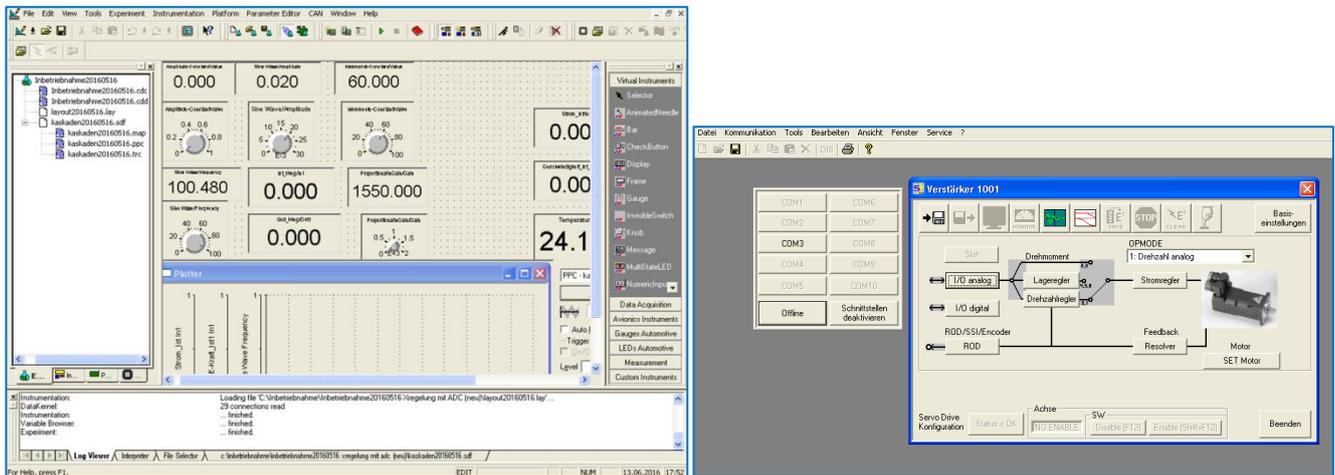


Abbildung 4-18: Bedienungssoftware vom Controldesk (links), Bedienungssoftware vom DRIVE (rechts)

11. Computer zur Steuerung des Frequenzumrichters

Neben der Steuerung der dSPACE Microautobox wurde ein Computer für die Steuerung des Frequenzumrichters und zur Einstellung des Signalaustausches zwischen Frequenzumrichter und dSPACE verwendet. Mit der Software DRIVE kann man den Regelkreis, der vom Frequenzumrichter übernommen werden soll, einstellen. Des Weiteren kann man mit DRIVE den E-Antrieb kalibrieren und auch Teile des Empfangs- und Absendesignals darstellen (s. Abbildung 4-18 rechts).

4.6.2 Zielfunktionen Entwicklung und Prüfstanduntersuchung

Nachdem die Hardware und die Software des RCP Systems eingerichtet und in Betrieb genommen wurden, wurde eine Regelungsstruktur für die Realisierung der Zielfunktionen bzw. der Schwingfunktion (oder oszillierende Bewegung) und den optionalen Resonanzbetrieb entwickelt. Diese Regelungsstruktur basiert auf dem Verfahren der Kaskadenregelung elektrischer Antriebssysteme. Detailliert betrachtet funktioniert diese Regelung auf einem auf Rotor Magnetfeldern synchronisierten Koordinatensystem, bei dem die Magnetfelder als d- und q-Anteile zerlegt werden. Eine dreiphasige Spannung, die den geregelten d- und q-Anteilen entspricht, wird durch PWM Modulation umgewandelt und dann an die Wicklungen des Resonanzmotors weitergeleitet. In der Abbildung 4-19 ist die Regelungsstruktur vereinfacht dargestellt. Die Regelungsstruktur besteht aus dem inneren Stromregelkreis, übergeordneten Geschwindigkeitsregelkreisen und dem äußeren Positionsregelkreis. Der Stromregelkreis besteht wiederum aus Motor und Frequenzumrichter, sowie Strombegrenzung und Stromregler, wobei der Geschwindigkeitsregler und der Stromregelkreis den Geschwindigkeitsregelkreis abbilden. Zum Positionsregelkreis gehören der Lageregler und die Regelstrecke bzw. der Mähbalken unter Belastung. Zuerst wurde die Regelung im Rahmen einer Simulation hinsichtlich Zielfunktionen getestet. Nach dem die Simulation zufriedenstellende Testergebnisse geliefert hat, wurde die Regelungsstruktur in dSPACE kompiliert.

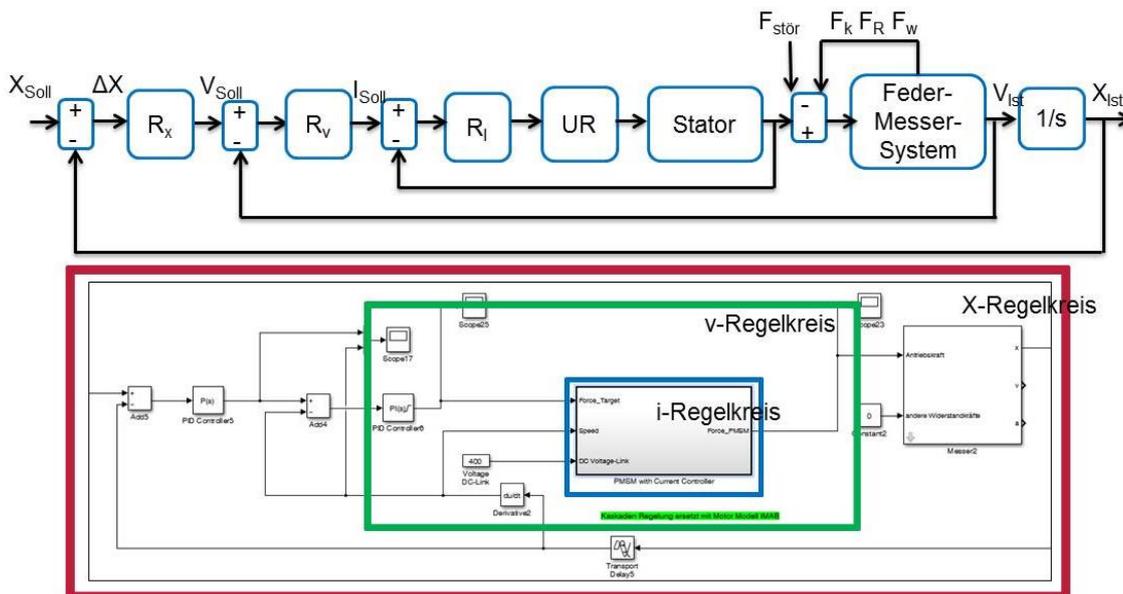


Abbildung 4-19: Regelungsstruktur des elektrischen Mähbalkens für Zielfunktionsentwicklung

Die Funktionsvalidierung erfolgte schrittweise, vom inneren zu dem äußeren Regelkreis für die Software und vom Resonanzmotor allein bis zur kompletten Ausrüstung mit dem Mähbalken und anderen Peripherien. Einige wichtige Testergebnisse sind im Folgenden beschreiben.

In Abbildung 4-20 ist das Testergebnis des Resonanzmotors im Schwingbetrieb dargestellt. Während des Tests wurde der Motor von einem sinusförmigen Positionssignal geregelt. Zuerst wurde der Resonanzmotor mit einem Signal mit kleiner Amplitude von 2,5 mm und niedriger Frequenz von 1 Hz ange-regt. Dann wurde die Frequenz auf 3 Hz erhöht, während die Amplitude konstant blieb. Nachdem das

Schwingverhalten stabil war, wurde die Amplitude des Regelsignals von 2,5 mm auf 17 mm erhöht. Das Ergebnis zeigt, dass die Abweichung des Soll- und Ist Signals bei kleinen Amplituden unter 0,5 mm liegt. Die Abweichung für größere Amplituden liegt bei bis zu 1 mm. In diesem Vorgang hat es sowohl keine erkennbaren Überschwinger als auch Verzögerungen bei der Frequenz- und Amplitudenänderung gegeben. Deshalb erfüllt die Performance des Resonanzmotors sowie die entwickelte Regelung die Anforderung für den Schwingbetrieb (oszillierende Bewegung).

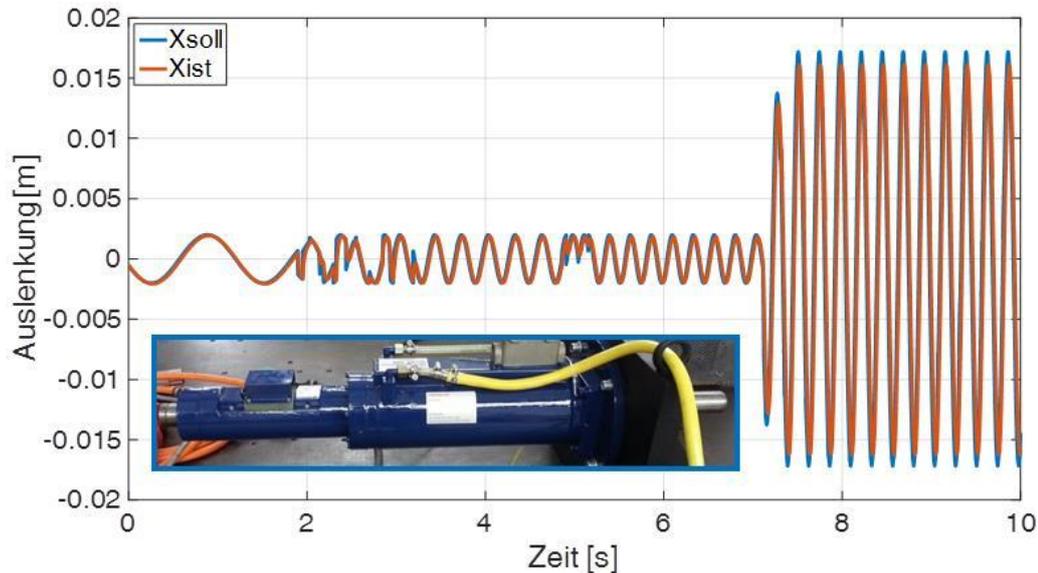


Abbildung 4-20: Oszillierende Bewegung des Resonanzmotors bei Frequenz- und Amplitudenänderung

Des Weiteren wurde der getestete Motor mit Federn ausgerüstet. Der Testvorgang ist ähnlich wie im letzten Test. Zuerst wurde das System mit niedriger Frequenz und Amplitude angeregt, dann wurden die Frequenz und die Amplitude in einem transienten Vorgang erhöht. Im Fokus der Ergebnisse sind Abweichung von Soll- und Ist-Amplitude und die Frequenz und Überschwingung bei einer Anregungssignaländerung.

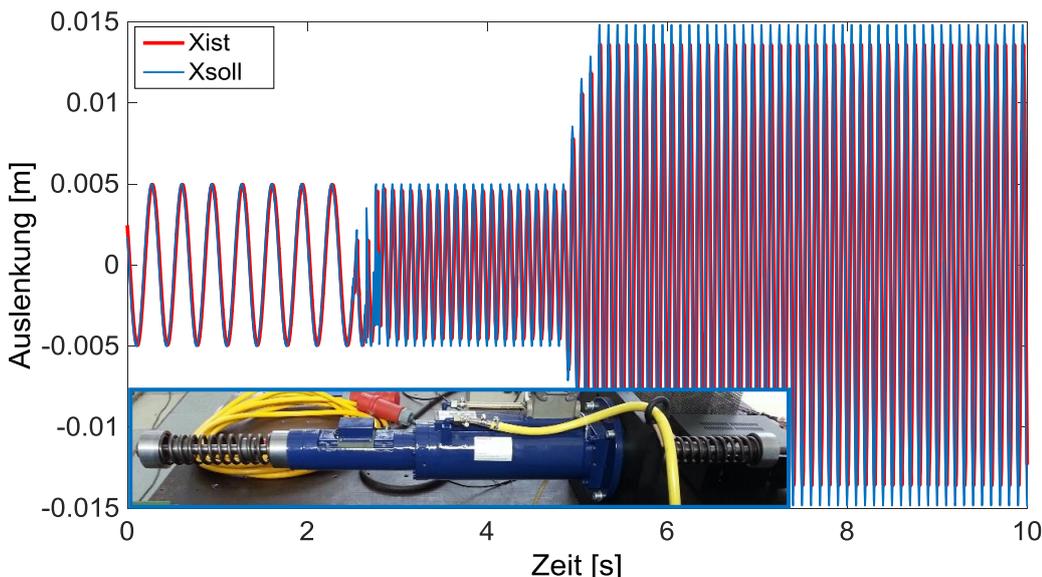


Abbildung 4-21: Oszillierende Bewegung des Resonanzmotors mit Federn bei Frequenz- und Amplitudenänderung

Die Abweichung der Soll- und Ist-Amplitude ist bei niedriger Frequenz unter 0,5 mm, bei großer Amplitude und hoher Frequenz ist eine Abweichung bis 1,5 mm erkennbar. Diese Vergrößerung der Abweichung liegt an der Wirkung der Federn. Bei der Änderung der Frequenz oder der Amplitude tritt keine erkennbare Überschwingung oder Verzögerung auf. Die Phasenverschiebung bei einer hohen Frequenz von 11 Hz liegt unter 6%. Die Ursache für die instabile Bewegung bei Frequenzänderung liegt an der angewendeten Regelungsstruktur. Aufgrund der Frequenzänderung tritt eine vergleichsweise geringfügig größere Abweichung der Amplitude auf. Deshalb erzeugt die Lageregung eine größere Beschleunigung, um diese Abweichung zu kompensieren.

Beide Ergebnisse zeigen, dass eine Zielfunktion zur Entwicklung eines RCP Systems und der Regelung erfolgreich umgesetzt werden konnten. Damit ist eine oszillierende Bewegung sowohl des Resonanzmotors als auch des oszillierenden Aktuators (Motor mit eingebauten Federn) entwickelt worden und somit erfüllt die Performance die angeforderte Dynamik.

Eines der wichtigsten Ziele des Projekts ist die Realisierung des Resonanzbetriebs, weil große Amplituden mit gleicher Kraft im Resonanzbetrieb realisierbar sind. Zum Test dieser Funktion wurden mehrere Versuche durchgeführt. Ein Testergebnis des Resonanzbetriebs mittels Kraftregelung ist in der Abbildung 4-22 gezeigt. In dem Test wurde der Resonanzaktuator (Motor mit Federn) mit stufig erhöhter Anregungsfrequenz von 1 Hz bis 10 Hz betrieben, während die Amplitude der Anregungskraft immer konstant bei 120 N bleibt. Strom, Frequenz und Amplitude wurden erfasst.

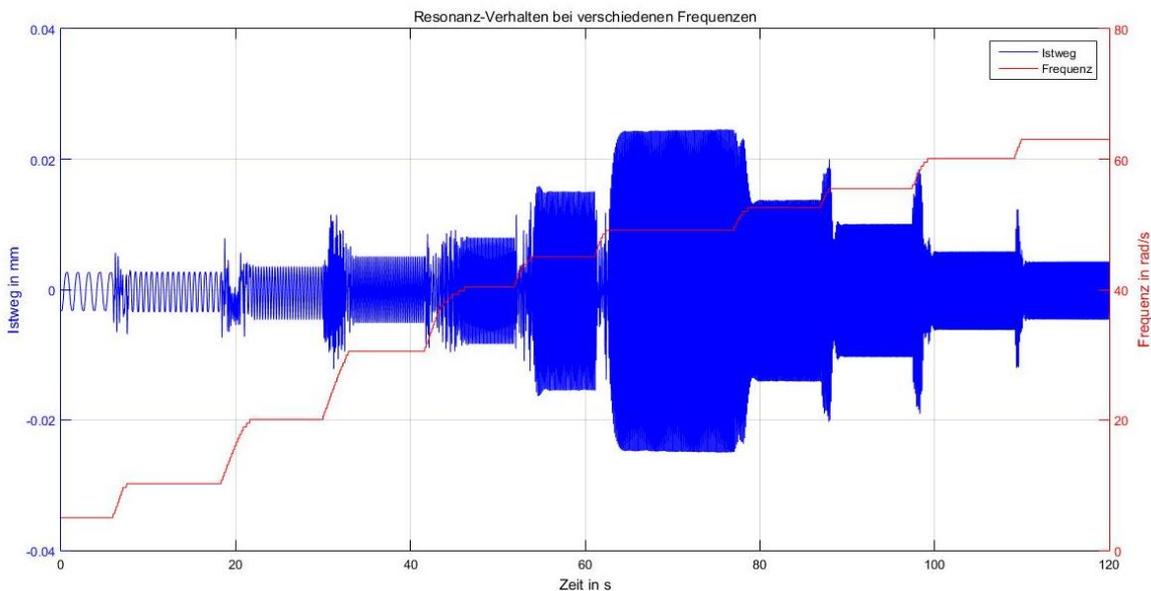


Abbildung 4-22: Resonanz-Verhalten bei konstanter Amplitude des Lagesignal und veränderlicher Frequenz

Es ist deutlich erkennbar, dass das System, je näher es bei 8 Hz betrieben wird, größere Amplituden aufweist. Die maximale Anregungskraft bleibt mit 120 N nahezu konstant. Die Eigenfrequenz des Systems, die theoretisch hergeleitet wurde, liegt bei 8 Hz. Die erreichbare Amplitude bei einer anderen Frequenz ist viel niedriger als die bei 8 Hz.

Die Lageregelung bei veränderlicher Anregungsfrequenz hat eine mögliche Krafteinsparung im Resonanzbetrieb gezeigt. In diesem Test wurde die Amplitude des Lagesignals immer bei 15 mm gehalten, wobei die Anregungsfrequenz von 0 bis 12 Hz stufig erhöht wurde. Es ist deutlich zu erkennen, dass der benötigte Strom von 1 A bei 8 Hz am niedrigsten ist, während der benötigte Strom bei anderen Frequenzen deutlich höher als 1 A ist. Weil 8 Hz die Eigenfrequenz des Systems ist und der Strom äquivalent zur Kraft ist, ist ein Einsparpotential für die Anregungskraft im Resonanzbetrieb mit diesem Ergebnis verifiziert.

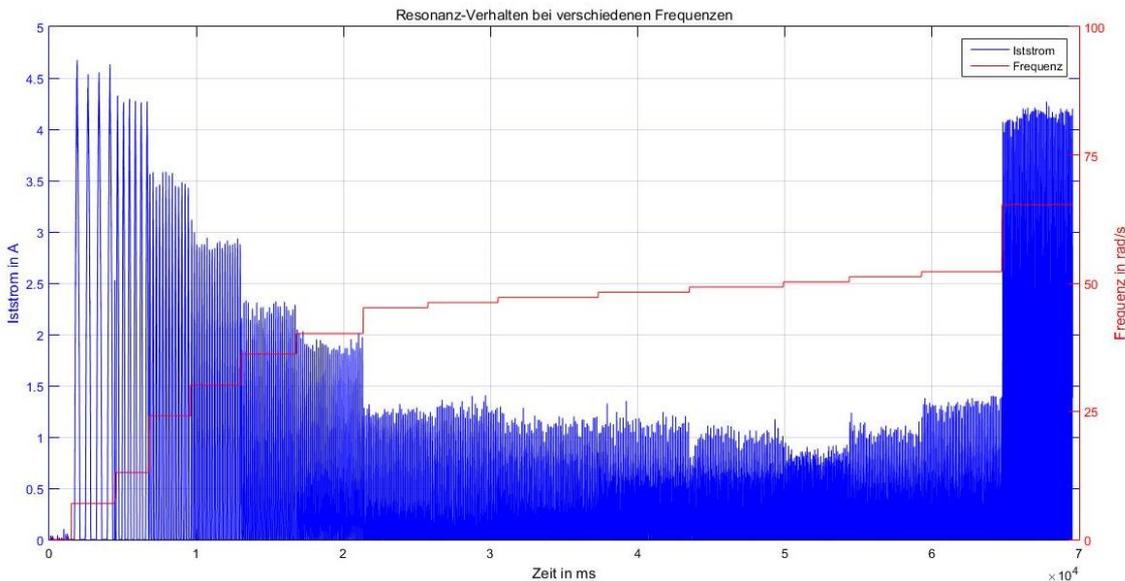


Abbildung 4-23: Strom bei konstanter Amplitude des Lagesignals und veränderlicher Frequenz

Um den Resonanzbetrieb bei unterschiedlichen Betriebszuständen zu identifizieren, wurden Versuchsreihen mit unterschiedlichen Anregungskraft- und –frequenz-Verhältnissen durchgeführt. Erfasst wurden neben den genannten Kenngrößen auch die erreichbaren Amplituden.

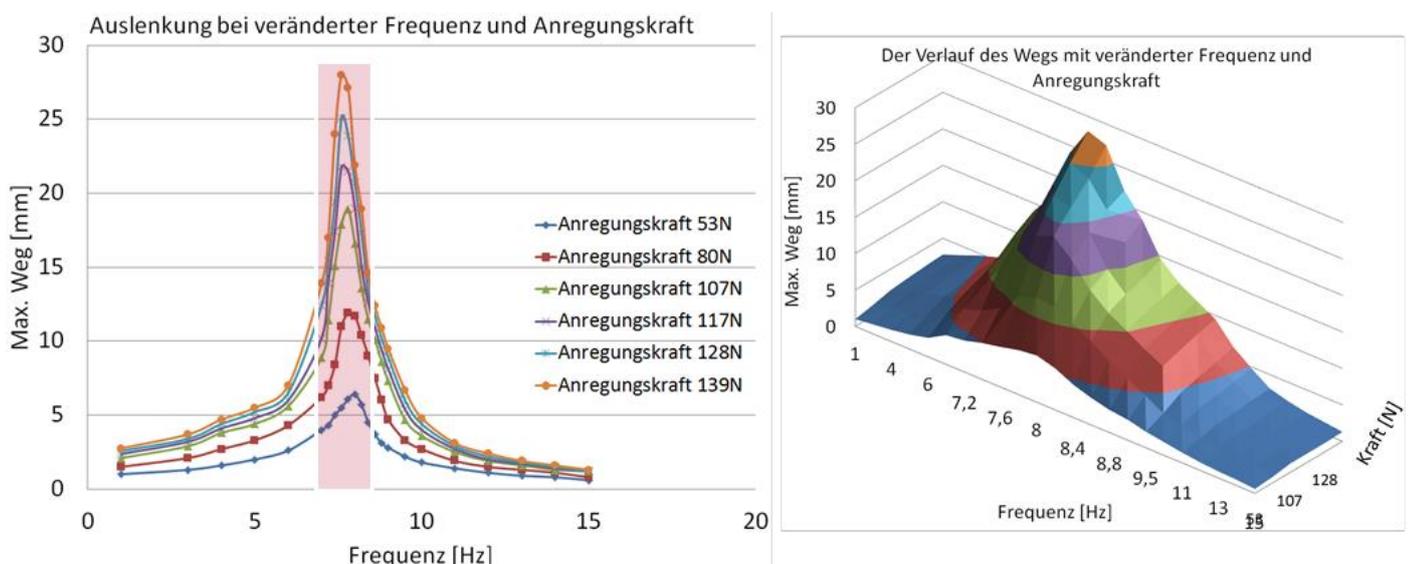


Abbildung 4-24: Amplitude im Resonanzbetriebs mittels Stromregelung bei unterschiedlichen Kraft-Frequenz-Verhältnissen

Die Datenanalyse zeigt, dass der Resonanzaktuator ohne Mähbalken den Resonanzbetrieb in seiner Eigenfrequenz erreicht. In der rot gekennzeichneten Bandbreite bei einer Frequenz in der Nähe der Eigenfrequenz des Systems bei 8 Hz ist die Amplitude mindestens doppelt so groß wie die Amplitude bei anderen Frequenzen. Die 3D Darstellung der Messergebnisse in Abbildung 4-24 stellt diesen Sachverhalt anschaulicher dar. Bei allen getesteten Amplituden der Anregungskraft sind deutliche Resonanzen in der Nähe der System-Eigenfrequenz erkennbar.

Im weiteren Versuch wurde der Mähbalken mit dem getesteten oszillierenden Aktuator bzw. dem Feder-Resonanzmotor-System und verbunden, um die entwickelten Funktionen in einem belasteten Fall zu untersuchen. Das Vorgehen sowie die Testbedingungen sind gleich wie im Test mit dem oszillierenden Aktuator. Die Abbildung 4-25 zeigt die erfasste Amplitude bei steigender Frequenz und konstanter Anregungskraft. Weil die Systemeigenfrequenz von der Masse der schwingenden Teile abhängig ist, und zu diesen schwingenden Teilen gehört auch der Mähbalken sowie der Anbindungsmechanismus, ist die gesamte Masse größer geworden. Deshalb ist die jetzige Eigenfrequenz von 5 Hz niedriger als der vorherige Wert von 8 Hz. Der Einfluss ist in den Messergebnissen erkennbar, da die größte Amplitude von 28 mm bei 5 Hz auftritt. Der Resonanzbetrieb wird nicht von der Masse beeinflusst. In diesem Test ist die Resonanz deutlich erkennbar. Der aufgrund des Mähbalkens und der Belastung vergrößerte Widerstand hat fast keinen Einfluss auf die Realisierung des Resonanzbetriebs.

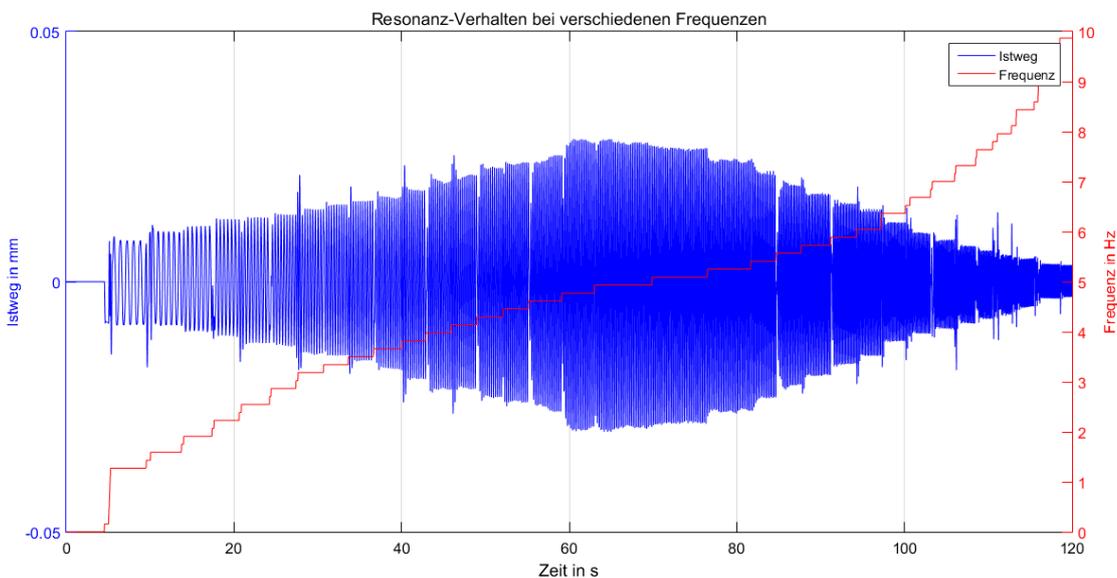


Abbildung 4-25: Resonanz-Verhalten (mit Mähbalken) bei konstanter Amplitude der Anregungskraft und veränderlicher Frequenz

Für die Versuchsauswertung wurde der Stator Strom erfasst und in eine Kraft umgerechnet. Die Versuche wurden bei konstanter Amplitude des Anregungssignals und steigenden Frequenzen getestet. Das Ergebnis ist in Abbildung 4-26 gezeigt. Im Vergleich zur benötigten Spitzen-Anregungskraft bei anderen Frequenzen ergibt sich für 4 bis 5 Hz ein niedriger Wert von 300 N. Somit ist eine Krafteinsparung im Resonanzbetrieb in diesem Frequenzbereich möglich. Im Vergleich zu dem Versuch mit oszillieren-

dem Aktuator ohne Mähbalken ist die Tendenz einer Kraftreduzierung bei höheren Frequenzen kleiner. Die Ursache liegt in der erhöhten Reibung des Mähbalkens. Bei niedriger Frequenz wird ein Großteil der Anregungskraft zur Überwindung der Reibung benötigt, sodass der Einsparungseffekt nur gering sein kann.

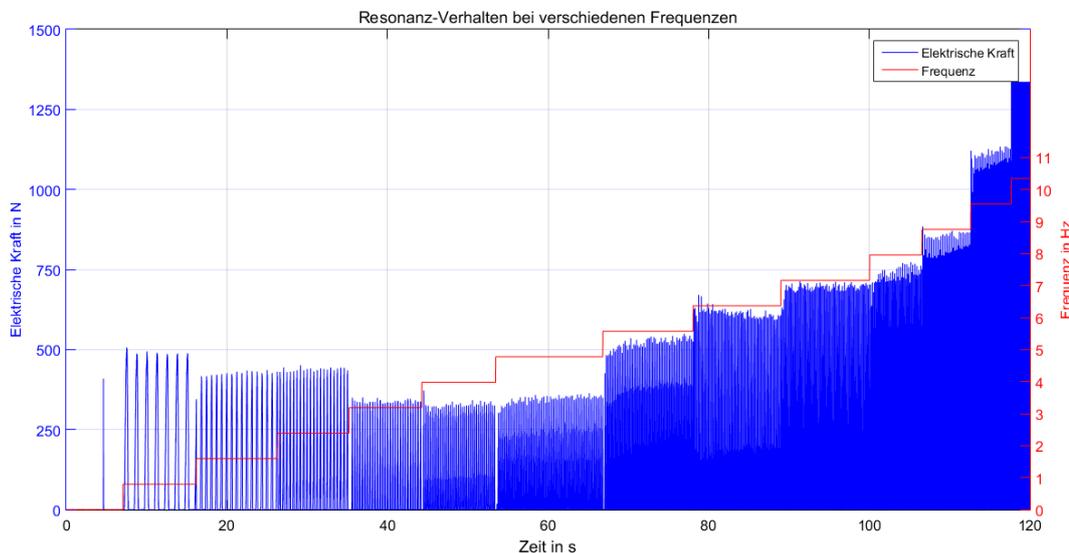


Abbildung 4-26: Elektrische Kraft im Resonanzbetrieb (mit Mähbalken) bei konstanter Amplitude des Lagsignals und veränderlicher Frequenz

Eine Versuchsreihe mit unterschiedlichen Anregungskräften und Frequenzen verdeutlicht die Wirkung des Resonanzbetriebs (s. Abbildung 4-27). Im Vergleich zu dem Versuchsergebnis in Abbildung 4-24 ist die Vergrößerung der Amplitude im Resonanzfall kleiner bzw. der Peak ist flacher. Die Ursache liegt in der Erhöhung der Systemdämpfung, die sich durch den Mähbalken ergibt.

Schlussfolgernd lässt sich festhalten, dass die oszillierende Bewegung und der Resonanzbetrieb mit dem entwickelten RCP System ohne und mit Mähbalken erfolgreich realisiert wurden. Die Masse beeinflusst die Eigenfrequenz, aber nur in geringem Maße die Resonanz. Bei gleicher Spitzenanregungskraft kann das System im Resonanzfall das 2 bis 9 fache der Amplitude gegenüber dem normalen oszillierenden Betrieb erreichen. Diese Verstärkung beträgt das 2 bis 5 fache im Fall mit angebautem Mähbalken. Bei gleicher Amplitude des Anregungswegsignals ist die benötigte Spitzenanregungskraft mindestens um das 0,5 fache kleiner als die maximale Kraft bei einer Frequenz kleiner als die Eigenfrequenz. Eine Kräfteinsparung ist vor allem oberhalb der Eigenfrequenz möglich.

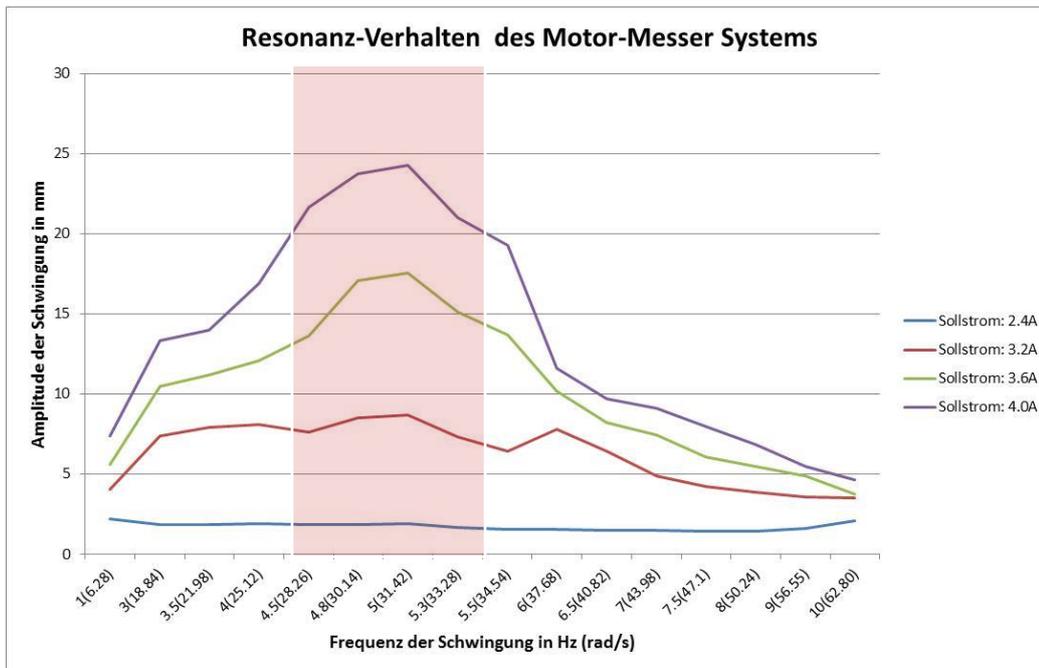


Abbildung 4-27: Amplitude des Resonanzbetriebs (mit Mähbalken) mittels Stromregelung bei unterschiedlichen Kraft-Frequenz-Verhältnissen

4.7 Grob- und Feinauslegung des Resonanzmotors

Aus der Anforderungsermittlung des IMN gehen für die Auslegung der elektrischen Maschine die in Tabelle 4-2 zusammengefassten relevanten Daten hervor.

Tabelle 4-2: Anforderungen aus der Anwendung für die Maschinenauslegung

Parameter	Wert
Maximale Schubkraft in kN	1,5
Hub in mm	84
Bewegungsprofil Form/Amplitude/Frequenz	Sinusförmig / 42 mm / 13 1/3 Hz
Max. Stellgeschwindigkeit in m/sec	3,52
Dauerkraft in N für thermische Auslegung	1061
Kühlung	Freie Konvektion
Bauform	Tubularer Aktuator
Bauraum in mm	Da: 70 L: 500
Läufergewicht in kg	5 +/- 2

Aus Gründen des Gutenflusses ist ein tubularer Aktuator gewünscht der die benötigte Schubkraft aus der Maschinenlänge und nicht aus dem Durchmesser generiert. Ein derart kompakter Aufbau erfordert eine permanent erregte Synchronmaschine. Daraus ergibt sich eine weitere Anforderung die der Betriebssicherheit dient. So ist das Magnetsystem innerhalb des Maschinengehäuses zu halten, damit keine Metallteile vom Mähbalken aufgesammelt werden können. Dies und die Forderung eines geringen Läufergewichts führen zu einem Aktuator, der als Langstator mit Innenläufer ausgeführt ist. Aus

Sicht der Maschinenauslegung ist für die Regelung des Aktuators in der Anwendung ein möglichst geringer Krafttrippl zu fordern. Dies begründet sich auf den in der Anwendung angestrebten Resonanzbetrieb. Der Resonanzaktuator ist im Mähbalken permanent im Einsatz bei dem die Bewegungsenergie in den koaxial angeordneten Federn gespeichert wird. Vom Resonanzaktuator sind somit die Verluste, verursacht durch Reibung als auch von Schnittkräften, abzudecken und eine Kraftreserve zur Anregung des schwingfähigen Systems bereitzustellen. Weitere Resonanzfrequenzen können im Betrieb durch die periodisch auftretenden Kraftschwankungen angeregt werden, die durch die Nuten im Stator als auch durch die endlichen Längen von Stator und Läufer verursacht werden. Die Kraftschwankungen des Aktuators können zwar regelungstechnisch reduziert werden, erfordern dann aber eine hohe Auflösung der Läuferposition, eine schnelle Auswertung des Positionssignals und eine schnelle Regelung. Aus energetischer Sicht führt jede regelungstechnische Minimierung der Kraftschwankungen zu einem erhöhten Energiebedarf. Daher ist dies durch die geringe Krafttripplanforderung an die Maschinenauslegung zu vermeiden.

Vom IMAB gewählt sind zum einen die Wicklung und zum anderen die Sammleranordnung der Magnete im Läufer. Die Wicklung ist so ausgeführt, dass 3 Nuten 2 Polen im Läufer gegenüberstehen. Die Verschaltung stellt dabei eine innovative Besonderheit dar, da sich der Stromfluss von einer Spule zur nächsten in einem Wicklungsstrang nicht wie sonst üblich umkehrt. Der Wicklungsfaktor ist dadurch maximal. Das Magnetsystem im Läufer ist mit der Sammleranordnung günstiger, da keine radiale Magnetisierung der Ringe erforderlich ist und weniger Magnetmaterial durch den Sammlereffekt benötigt wird. Weiterhin vereinfacht sich im Vergleich zur Oberflächenanordnung der mechanische Aufbau des Läufers, der aufgrund der hohen Beschleunigungskräfte robust ausgeführt sein muss. Zu beachten ist, dass sich bei dieser Anordnung die Pole nicht an der Stelle des Magnetmaterials sondern zwischen den axial magnetisierten Permanentmagneten ausbilden (siehe Abbildung 4-28).

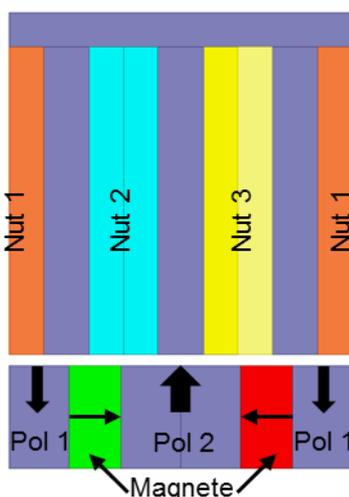


Abbildung 4-28: Sammleranordnung der Permanentmagneten

Zuerst wurde eine Grobauslegung für die geforderte Schubkraft von 1500 N durchgeführt. Daraus ergab sich die Festlegung für die Polteilung von 15 mm. Im Anschluss daran erfolgte ein Modellaufbau für die FEM Simulation, in der zunächst der Aktuator bezüglich dem zu minimierenden Rotorgewicht bei gleichzeitiger Betrachtung des Krafttrippls optimiert wurde. Hierfür wurden die Geometrieparameter Magnethöhe und Statoraußendurchmesser variiert. Im ersten Durchgang der Simulation wurde eine

grobe Schrittgröße gewählt, die dann im zweiten Durchgang in dem Bereich mit geringem Krafrüppel verfeinert wurde. In Abbildung 4-29 sind die Ergebnisse der zwei durchgeführten Berechnungsdurchgänge für den Quotienten von Kraft zu Rotorgewicht dargestellt. Dabei sind die Werte für den Quotienten jeweils auf den Maximalwert normiert.

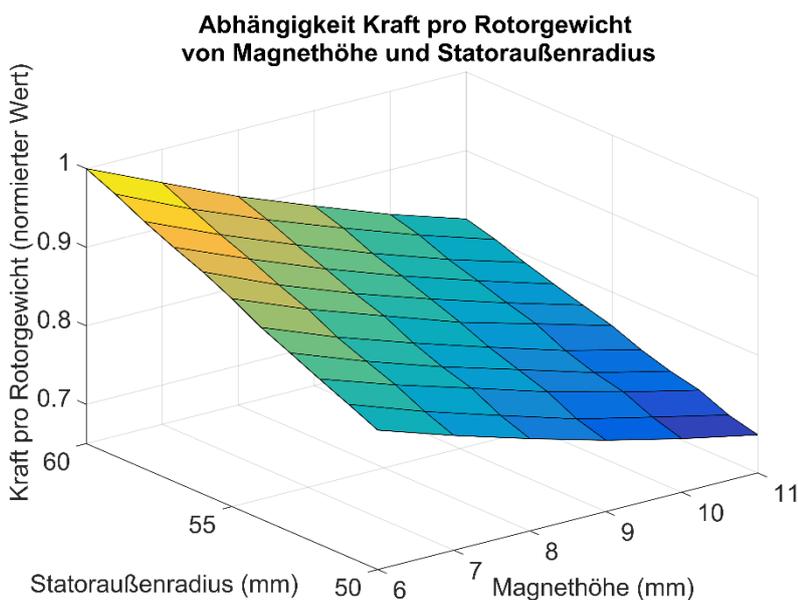
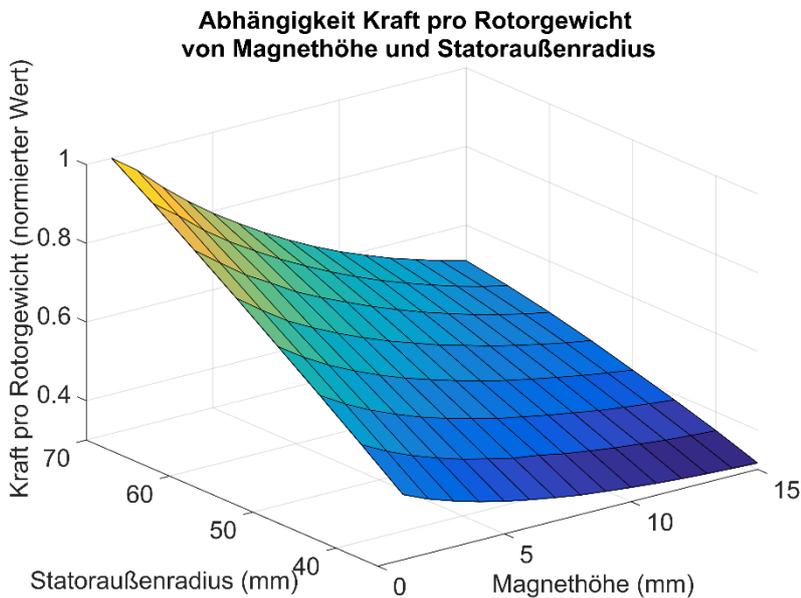


Abbildung 4-29: Optimierung Resonanzaktuator bezüglich seines Läufergewichts

In Abbildung 4-30 sind die für die variierten Parameter durchgeführten Simulationsergebnisse bezüglich des Krafrüppels dargestellt. Während im Bereich kleiner Magnethöhen und großem Statoraußendurchmesser die höchsten Werte für den Quotienten zu finden sind und damit das geringste Läufergewicht erzielt werden kann, steigen die Werte für den Krafrüppel unerwünscht stark an. Ein guter Kompromiss lässt sich für 59 mm Statoraußenradius und 9 mm Magnethöhe finden.

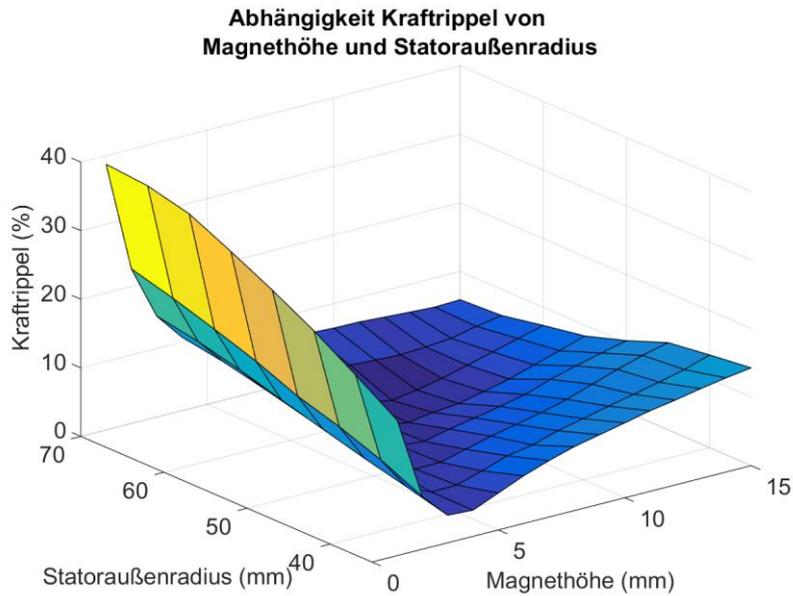


Abbildung 4-30: Optimierung Resonanzaktuator bezüglich seines Kraftrippels

Im nächsten Schritt erfolgte eine Geometrievariation bezüglich der Magnet- und der Zahnbreite. Betrachtet wurden die generierte Schubkraft und der Kraftrippel. Abbildung 4-31 zeigt die Simulationsergebnisse, wobei die Schubkraftwerte auf den Maximalwert und die Zahnbreite auf die Nutteilung und die Magnetbreite auf die Polteilung normiert sind. Eine hohe Schubkraft bei gleichzeitig niedrigem Kraftrippel wird für den Punkt 0,3/0,4 für die Magnet-/Zahnbreite erzielt. Dies entspricht einer Magnetbreite von 4,5 mm und einer Zahnbreite von 4 mm.

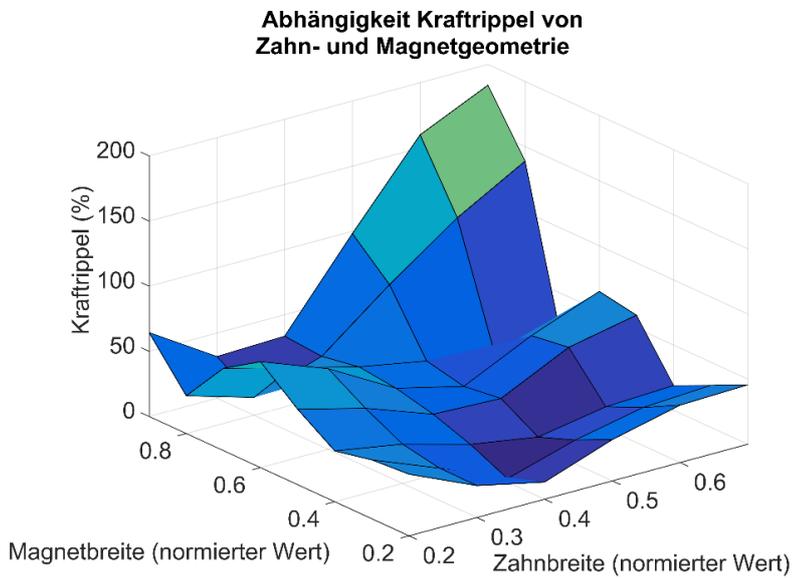
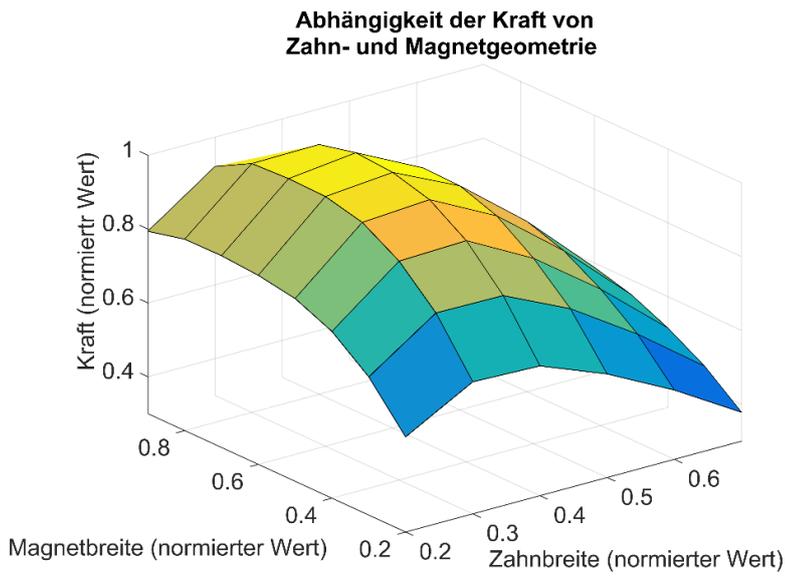


Abbildung 4-31: Optimierung Resonanzaktuator bezüglich seines Krafftrippels

Das Resultat der festgelegten Geometriedaten für den Kraftverlauf über den gesamten Hub bei maximaler Stromdichte ist in Abbildung 4-32 dargestellt.

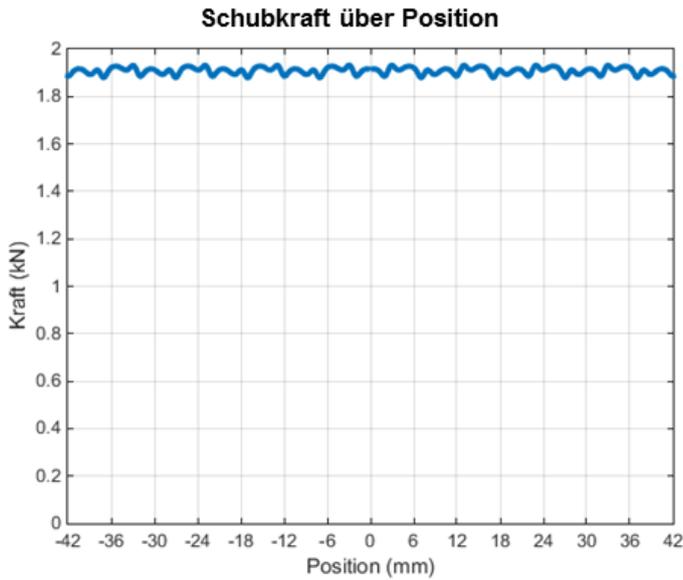


Abbildung 4-32: Kraftverlauf des Resonanzaktuators nach Geometrieoptimierung

Das gewählte Ziel den Kraftrippel unter 3 % zu drücken konnte mit der Geometrieoptimierung jedoch noch nicht erreicht werden. Deswegen erfolgte eine Variation der Polbreiten an den Enden des Läufers (siehe Abbildung 4-33).

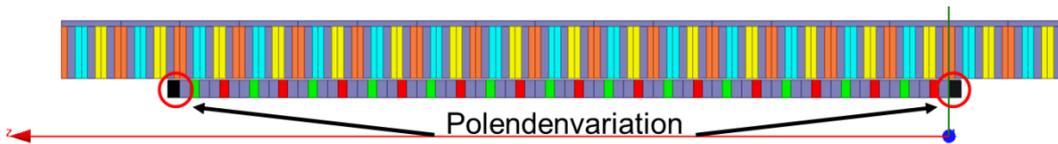
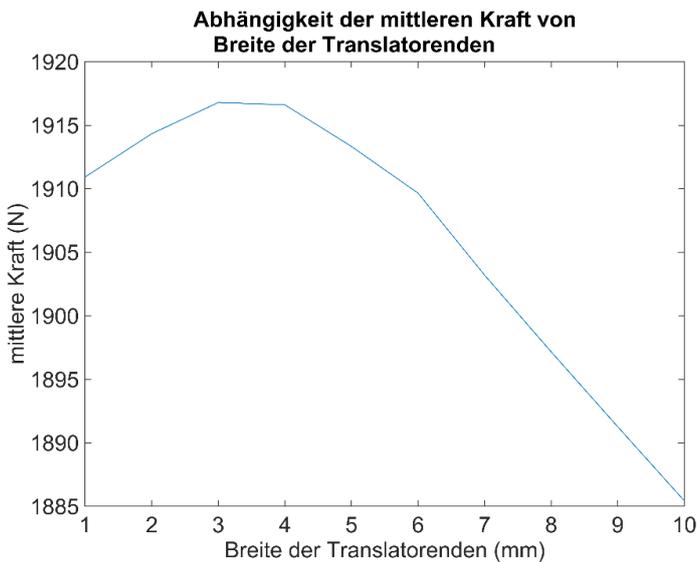


Abbildung 4-33: Breitenvariation der Endpole im Läufer

Bei maximaler Schubkraft konnte ein ausgeprägtes Minimum bei einer Verbeitung um 6 mm gefunden werden bei gleichzeitig ausreichend hoher Schubkraft (siehe Abbildung 4-34).



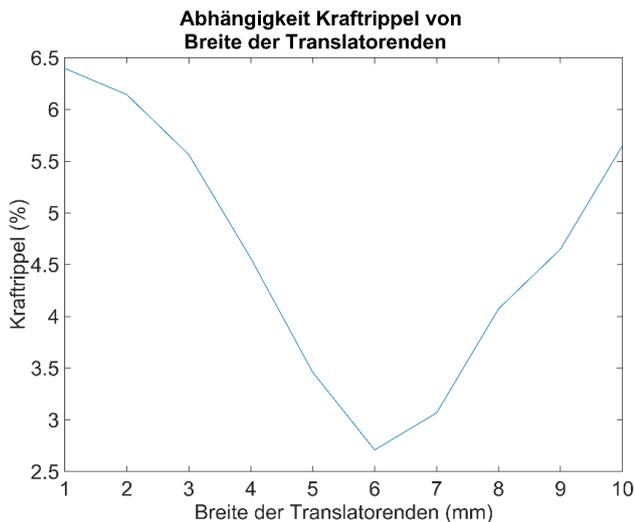
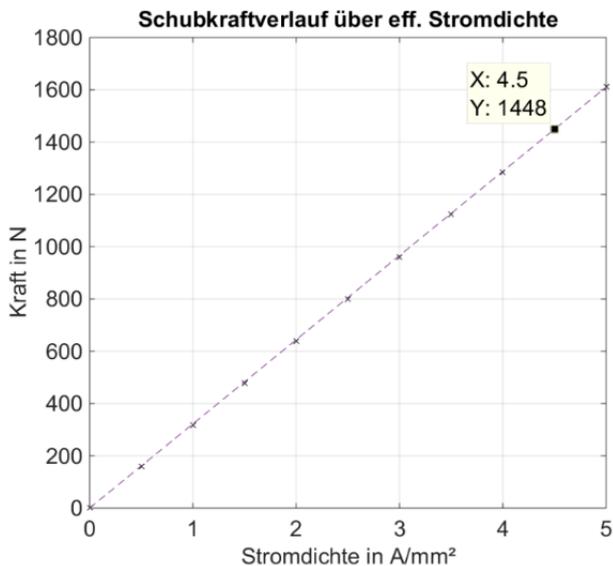


Abbildung 4-34: Polbreitenoptimierung der Endpole des Läufers

Die Überprüfung des Krafttrippels für den gesamten Stellbereich der Kraft zeigte, dass der gefundene Auslegungspunkt nur für die maximale Schubkraft ideal ist, weshalb diese Maßnahme nicht umgesetzt wurde. Eine Lösung konnte durch die Variation der Polbreite erzielt werden. Es ergab sich eine nahezu konstante Kraftschwankung von ca. 37 N. Dies entspricht bezogen auf die Auslegekraft von 1500 N einem Krafttrippel von ca. 2,5 %. Sollten die geringen Kraftschwankungen dennoch im Betrieb zu unerwünschten Effekten führen, ist der konstante Verlauf vorteilhaft für regelungstechnische Maßnahmen, die diese verringern. Das Resultat der mittleren Schubkraft und die Kraftschwankungen in Abhängigkeit zur Stromdichte sind in Abbildung 4-35 dargestellt.



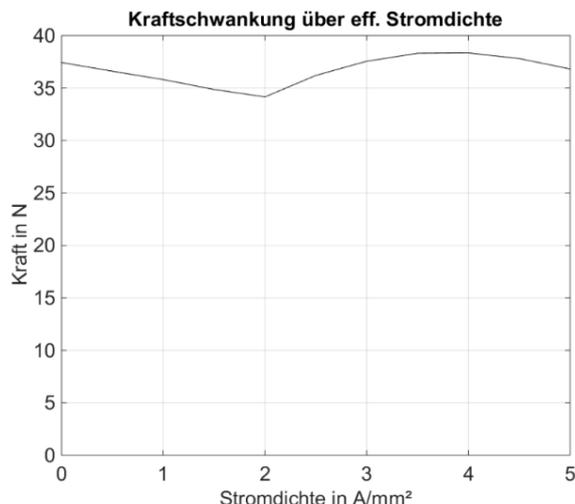


Abbildung 4-35: Ergebnis Variation der Polbreite

Die ausgelegte Maschine zeigt keinen Sättigungseffekt, da die Kraft linear zur Stromdichte ansteigt. Da in der Anwendung kein Kraftsensor verbaut sein wird, handelt es sich um eine reine Kraftsteuerung. Daher ist der lineare Zusammenhang zwischen geregelterm Strom und Kraftbildung ein notwendiges Auslegungsmerkmal. Den Kraftverlauf über der Position bei einer Stromdichte von 5 A/mm² zeigt Abbildung 4-36.

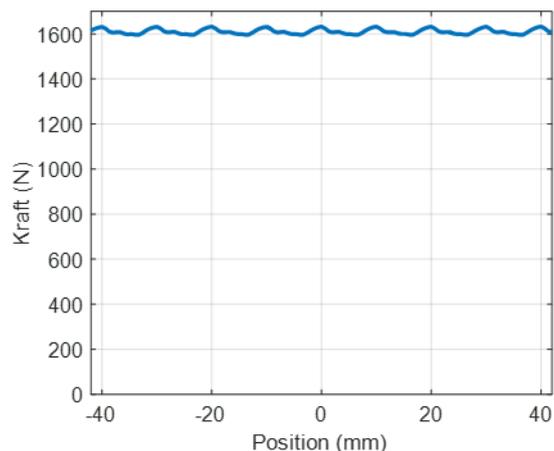


Abbildung 4-36: Kraftverlauf bei maximaler Stromdichte

Die Maschinenauslegung bezüglich des Magnetkreises ist mit der gefundenen Lösung abgeschlossen. Die Maschinenmerkmale der ausgelegten Maschine sind in Tabelle 4-3 zusammengefasst.

Tabelle 4-3: Maschinenkennwerte/-parameter Resonanzaktuator

Maschinentopologie/-kennwerte			
Maschinentyp	Aufbauart	Wicklungstyp	Polteilung / Polpaarzahl
Tubulare PMSM	Langstator/Innenläufer	3-2	15 mm / 13
Elektrische Eigenschaften			
Windungszahl	Strangwiderstand	Stranginduktivität	Max. Polradspannung
28	588 mOhm	8,9 mH	184,8 V

Mechanische Eigenschaften			
Schubkraft	Max. Kraftschwankung	Kraftdichte	Läufergewicht
1513 N	38,35 N	2,1 N/cm ²	4,3 kg
Geometriedaten		Läufer	Stator
Innendurchmesser		39 mm	59 mm
Außendurchmesser		57 mm	118 mm
Länge		396,5 mm	514 mm
Magnet-/Zahnbreite		4,5 mm	4 mm
Pol-/Nutbreite		10,5 mm / 11 mm	6 mm
Pol-/Nutteilung		15 mm	10 mm
Jochdicke		-	3 mm

Wie beim Verstellaktuator schließt die Auslegung mit der thermischen Kontrollrechnung. Die Gestaltung der Maschine als Innenläufer hat zusätzlich zur Gewichtseinsparung im thermischen Bereich den Vorteil, dass die Wärmequellen außen liegen. Abgesehen von der Wicklungsisolierung befinden sich auf dem kurzen Pfad zur Wärmesenke nur gute Wärmeleiter. Zu beachten ist trotzdem, dass die Magnete des Läufers den statischen Temperaturendwert des Statorblechs annehmen. Dieser darf nicht über der Spezifikation für die Magnete liegen. Obwohl kein rein sinusförmiger Verlauf der Sollkraftanforderung erwartet wird, ist für die thermische Rechnung ein sinusförmiger Kraftverlauf mit der Amplitude der maximalen Kraft und einer Frequenz von 13 1/3 Hz angenommen. Dies führt zu einer äquivalenten Dauerkraft von 1061 N. Mit der entsprechenden Stromdichte können die Wärmeverluste in der Wicklung berechnet werden. Diese Eingangsgröße ist in dem erstellten Modell Grundlage für die Berechnung des statischen Endwertes der Temperaturen im Resonanzaktuator. Die Temperaturabhängigkeit dieser Wärmeverluste ist im Modell berücksichtigt. Die Materialkennwerte und die Wärmeübergangskoeffizienten sind der Fachliteratur entnommen. Im Gegensatz zur thermischen Rechnung beim Verstellaktuator wurde hier der Wärmeübergangskoeffizient zur Wärmesenke der Umgebungsluft variiert. Die Grenze des aus der Literatur entnommenen Wertes dient dazu, eine Aussage bezüglich der Notwendigkeit eines Kühlkörpers zu generieren. Da bei dieser Grenze der statische Endwert der Temperatur am heißesten Punkt in der Maschine die Spezifikation der Wärmeklasse H überschreitet ist ein Kühlkörper notwendig (vgl. Abbildung 4-37).

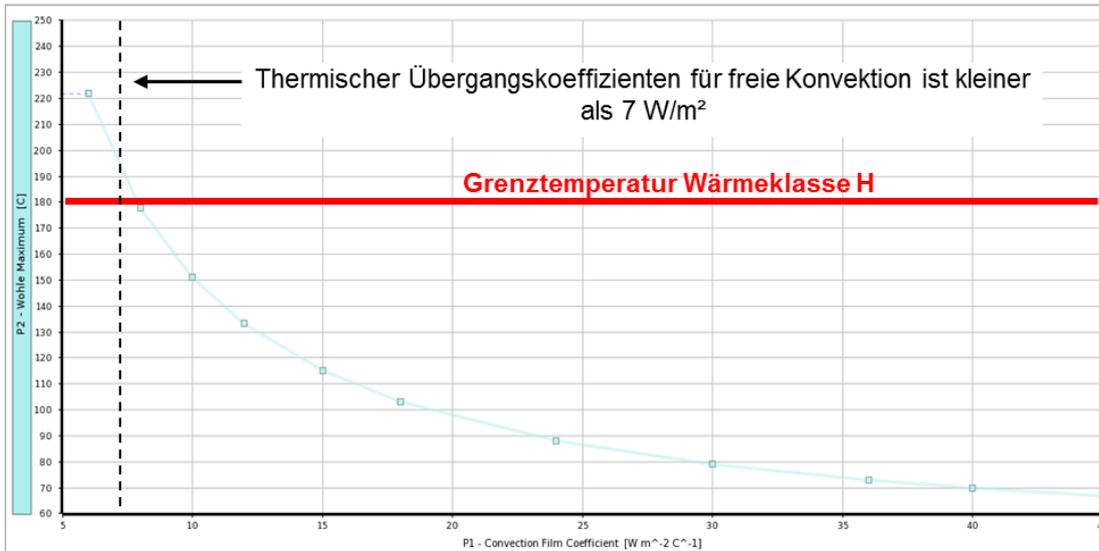


Abbildung 4-37: Temperaturendwert am Hotspot bei variiertem Übergangskoeffizient

Da der Kühlkörper thermisch fest ist und der Hotspot in der Maschine aufgrund der Kupferverluste in der Wicklung entsteht, wird das thermische Modell mit Kühlkörper vereinfacht als zusätzlicher Hohlzylinder abgebildet (siehe Abbildung 4-38). Dadurch kann weiterhin ein 2D Modell gerechnet werden, welches die Oberflächenvergrößerung durch den Kühlkörper 1:1 abbildet. Die thermischen Materialparameter vom Kühlkörper sind derart anzupassen, dass der Wärmewiderstandswert konstant bleibt. Dadurch ist die Temperaturverteilung im Kühlkörper zwar nicht mehr nachzuvollziehen, im Aktuator jedoch korrekt berechnet.

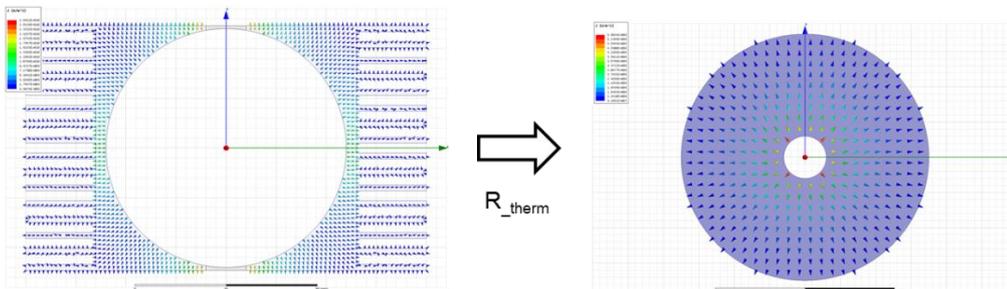


Abbildung 4-38: Modellanpassung mit vereinfachtem Kühlkörper

Unter Verwendung eines im Konsortium abgestimmten und am Markt verfügbaren Kühlkörpers, der für den Außendurchmesser der Maschine geeignet ist, wurde die thermische Kontrollrechnung mit der oben beschriebenen Vereinfachung durchgeführt. Das Ergebnis zeigt, dass die Maschine bei einer Umgebungstemperatur von 40° C sich nahezu gleichmäßig auf ca. 70°C erwärmt. Der Hotspot erreicht eine Temperatur von 72,4° C. Die thermische Festigkeit ist somit für die Isolation und der Permanentmagnete nachgewiesen. Weiterhin zeigt die Rechnung, dass ein Kühlkörper mit geringerer Oberflächenvergrößerung ausreichend wäre. Dabei ist zu beachten, dass die Magnettemperatur beim Überschreiten von 80° C zu einer veränderten und damit teureren Auswahl vom Magnetmaterial führt. In Abbildung 4-39 ist die Temperaturverteilung im Resonanzaktuator bei ausgeblendetem Kühlkörper dargestellt.

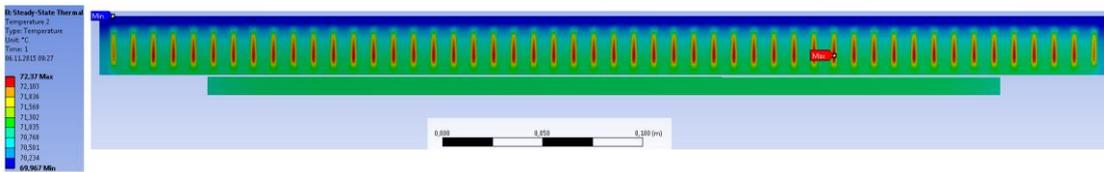


Abbildung 4-39: Thermisches Modell mit Temperaturverteilung im stationären Zustand

4.8 Simulationsmodell Resonanzmotor

Für die Systemsimulation des Mähbalkens wurde ein Matlab-Simulink Simulationsmodell des Resonanzaktuators erstellt. Als Eingangsgröße sind die Sollkraft und die Momentangeschwindigkeit sowie die Zwischenkreisspannung des Frequenzumrichters anzugeben. Am Ausgang wird die verzögert anliegende Schubkraft ausgegeben. Ein Sollwertsprung auf die Auslegekraft von 1500 N bei maximaler Geschwindigkeit von 3,52 m/s führt zu einer Sprungantwort, die diesen Wert nach 15 ms eingeregelt hat (siehe Abbildung 4-40).

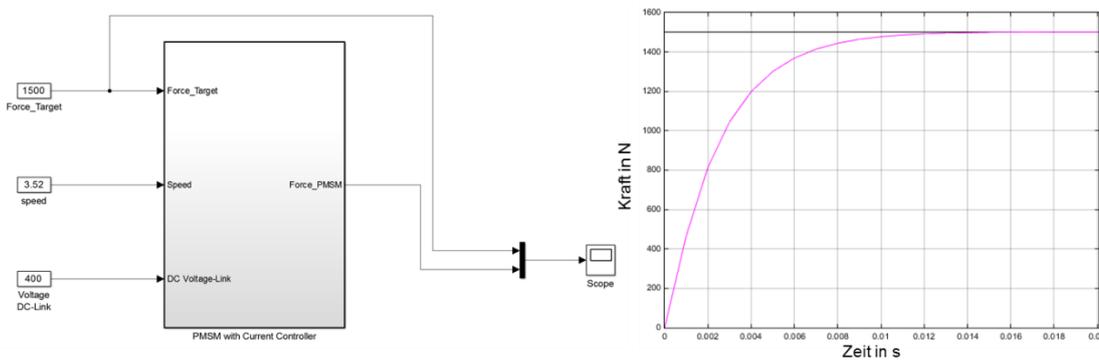


Abbildung 4-40: Simulierter Sollwertsprung bei maximaler Geschwindigkeit

Es wurde ein weiteres Simulationsmodell erstellt (siehe Abbildung 4-41), welches die Verluste des Aktuators unter den folgenden Randbedingungen widerspiegelt. Die Eingangsgrößen sind das Geschwindigkeitsprofil, die Wicklungstemperatur sowie der d/q-Strom. Ausgegeben wird der berechnete Gesamtverlust.

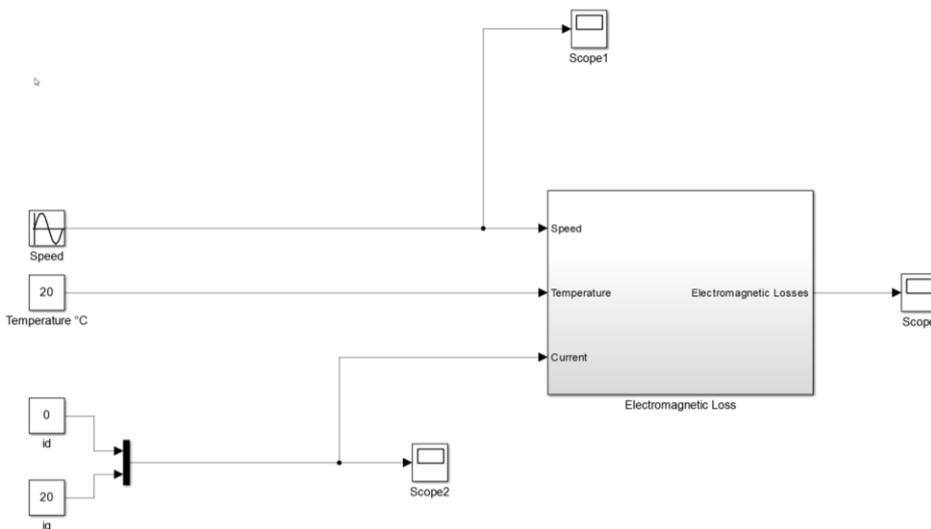
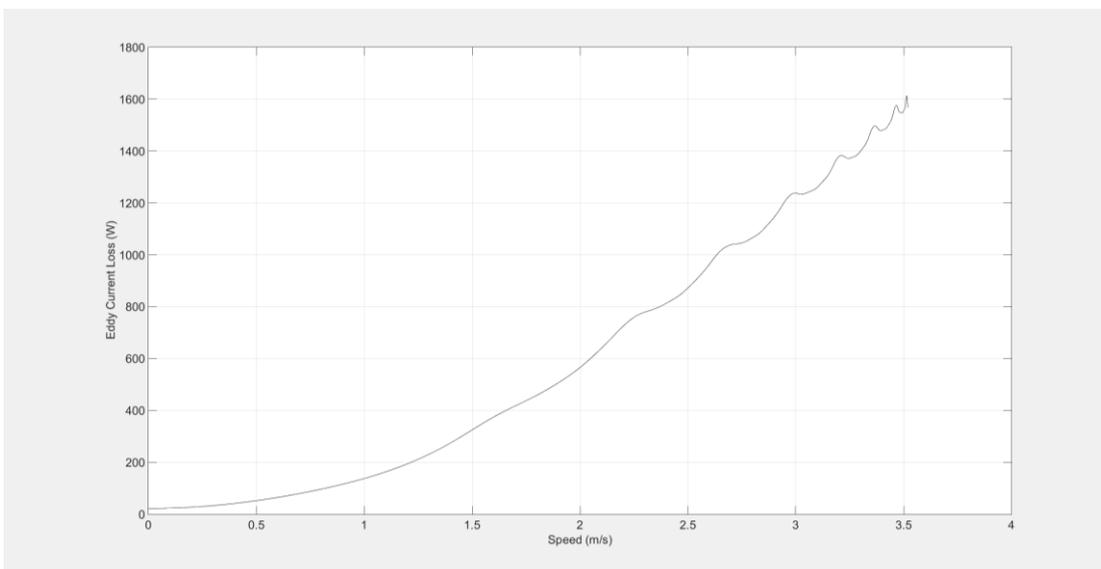


Abbildung 4-41: Simulationsverlustmodell

Die berechneten Verluste beruhen auf Kupfer- und Wirbelstromverluste. Der Aktuator bewegt sich sinusförmig mit der Resonanzfrequenz. Es ergibt sich daraus das sinusförmige Geschwindigkeitsprofil mit einem Amplitudenwert von 3,52 m/s. Die Kupferverluste werden mit dem aktuellen Stromwert in der Wicklung und aufgrund der Temperaturabhängigkeit des Leitwertes mit der Wicklungstemperatur berechnet. Die Wirbelstromverluste sind mit einer Kennlinie hinterlegt, die von der Momentangeschwindigkeit abhängt. Diese Kennlinie wurde mittels FEM Simulation ermittelt. Es handelt sich dabei um ein 2D Modell mit hinterlegten Materialwerten von Massiveisen. Die Simulation berücksichtigt nur das Leerlauf Feld, da der geregelte Aktuator das Geschwindigkeitsprofil einstellt, jedoch der dafür notwendige Stromverlauf zur Deckung aller Verluste unbekannt ist. Es wurde eine transiente Simulation über zwei Geschwindigkeitsperioden berechnet. Die Kennlinie ergibt sich dann aus den Simulationen, die über die Momentangeschwindigkeit gemittelt wurden. Diese Kennlinie ist somit ausschließlich für das zuvor spezifizierte Geschwindigkeitsprofil gültig. Die ermittelte Kennlinie ist in Abbildung 4-42 dargestellt.

**Abbildung 4-42: Kennlinie für die Wirbelstromverluste**

Die auftretenden Wirbelstromverluste wirken auf die Schubkraft reduzierend, so dass in Abstimmung mit der Firma Oswald Maßnahmen zur Verringerung ergriffen wurden. Die Berechnung der Verluste, die die Veränderungen am Aktuatoraufbau berücksichtigen, erfordert eine 3D Berechnung der Kennlinie. Auf eine exakte Quantifizierung wurde aufgrund des hohen Aufwands an dieser Stelle verzichtet.

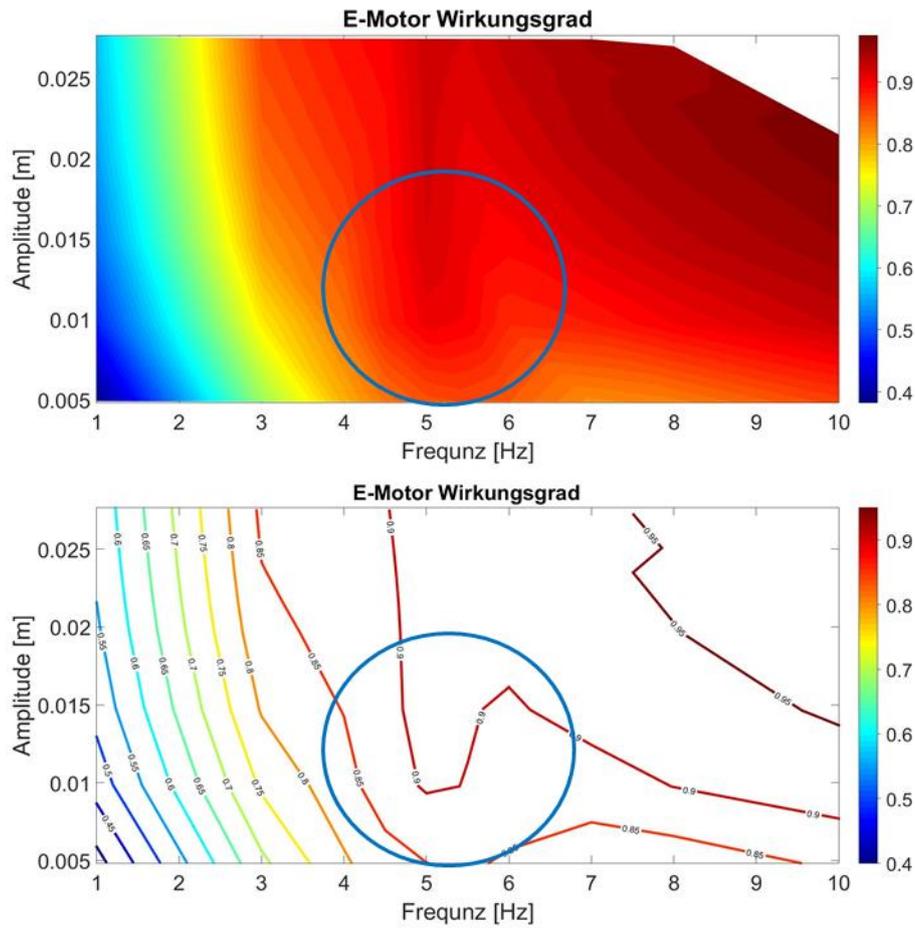


Abbildung 4-43: Wirkungsgrad des elektrischen Linear Motor (PMSLM) im Gesamtsystem

In der vorangestellten Abbildung ist ein Wirkungsgradkennfeld des elektrischen Linearmotors im Kontext des gesamten mechatronischen Systems dargestellt. Grundlage hierfür stellt eine Simulationsuntersuchung dar, die mit Messdaten verifiziert wurde. Als Eingangsleistung werden die Versorgungsspannung und -strom betrachtet. Aus der Kraft am Motorkolben sowie der Kolbengeschwindigkeit wird die Ausgangsleistung berechnet. Wie in den vorangehenden Kapiteln erklärt und durch Messdaten validiert wurde, weist das mechatronische System im Resonanzbetrieb einen energetisch günstigen Betriebspunkt auf (beispielsweise eine größere Auslenkung bei der gleichen Amplitude der Anregungskraft bzw. eine gleiche Auslenkung bei einer geringeren Anregungskraft). Dieser Vorteil wird mit Hilfe der Kennfelddarstellung übersichtlich gezeigt. In der Nähe der Systemeigenfrequenz gegen 5 Hz tritt eine Verzerrung der Wirkungsgradverteilung auf (siehe blau umkreiste Bereiche). Das liegt an die Wirkung des Resonanzbetriebs des gesamten mechatronischen Systems. Somit vergrößert sich das Gebiet mit höherem Wirkungsgrad und dadurch wird auch die Effizienz des gesamten Systems effektiv verbessert.

4.9 Konstruktion und Fertigung des Resonanzmotors

Der Motor wird als Langstator ausgelegt, der Läufer, hier im Inneren, bewegt sich komplett innerhalb des Stators. Die beidseitigen Wellenenden dienen zur Aufnahme der Federn, um einen Resonanzbetrieb zu gewährleisten.

Dieser Motor treibt das obere Messer des Mähbalkens an. Die Masse der bewegten Teile ist ausschlaggebend, da mit weniger Masse auch weniger Energie benötigt wird, um den Motor ins Schwingen zu versetzen.

Um die Anforderungen zur Auslegung festzulegen, wurden unter anderem Messungen eines Mähbalkens im Feld durchgeführt. Dabei konnte festgestellt werden, dass der größte Teil der Kraft zur Bewegung des Messers benötigt wird. Die Kraft zum Schneiden der Halme nimmt nur einen kleinen Anteil ein.



Abbildung 4-44: Läufer montiert mit Wellenenden links und rechts

Eine Besonderheit ist die Anordnung der Magnete auf dem Läufer. Sie sind in Sammleranordnung ausgeführt. Dies macht den Einsatz von amagnetischem Material unter den Magneten erforderlich. Die Firma Oswald hat sich dabei für ein Edelstahlrohr im Kern und Glasfaser unter den Magneten entschieden. Um weiter Gewicht zu sparen, ist der Läufer als Hohlwelle aufgebaut. Um die Fertigung und Montage des gesamten Läufers noch praktikabel zu halten, wurde er 3-teilig gestaltet.

Da bei diesem Motor die Platzverhältnisse zunächst nicht so stark im Vordergrund standen, war es möglich den Stator mit bereits bekannten Fertigungstechniken der Firma Oswald zu planen und zu konstruieren. Der Stator wurde als passiv gekühlte Variante konstruiert, um auch hier wieder den Einsatz von anderen Medien oder weiteren Bauteilen zu vermeiden.

Ergebnis

Die Auslegung des Motors auf ein langes, schlankes Design führte zu einem sehr langen Läufer. Dieser stellte auch das Problem bei der Montage dar. Durch die spezielle Anordnung der Magnete entsteht ein sehr starkes Magnetfeld. Dies führt dazu, dass die Durchbiegung letztendlich zu groß wird. Damit ist die Inbetriebnahme des Motors ohne Nacharbeit nicht möglich.

Für den weiteren Betrieb des Motors an einer realen Maschine ist zudem die Form des Stators ungünstig. Die Kühlrippen des Gehäuses können im Betrieb schnell durch das Schnittgut „verschlossen“ werden. Was dann dazu führt, dass der Motor nicht richtig gekühlt wird und überhitzt.



Abbildung 4-45: Motor montiert

5 Effizienzbewertung vollständiger Elektrifizierung der Kehrmaschine

Mit der Entwicklung der beiden elektrischen Linearaktuatoren wurde gezeigt, dass eine Elektrifizierung der Linearfunktion für mobile Maschine durchaus möglich ist. Neben den schon bekannten rotatorischen Funktionen können dann auch Linearfunktionen mit elektrischen Linearaktuatoren realisiert werden. Daher ergibt sich die Machbarkeit für ein „ölfreies“ Kommunal-Fahrzeugs als Kehrmaschine und für den Mäheinsatz. Um die Energieeffizienz und das Einsparpotential im ersten Schritt zu untersuchen wurde folgende Maßnahmen durchgeführt.

Auf Basis von gemessenen Fahr- und Arbeitszyklen im realen Einsatz in Städten wie Hamburg, Lübeck und Wuppertal ist eine systematische Analyse hinsichtlich der unterschiedlichen Fahr- und Arbeitsprofile durchgeführt worden. Mit den erfassten Fahr- und Arbeitszyklen ist ein durchschnittlicher Fahr- und Arbeitszyklus auf Basis der Messdatenauswertung generiert worden. Parallel wurde ein umfangreiches Simulationsmodell einer elektrifizierten Kehrmaschine aufgebaut, welches die Fahr- und die Prozessantriebe abbildet. Die mit der Simulation ermittelten Energieverbräuche und Kohlendioxidemissionen wurden mit gemessenen Verbräuchen im Feld korreliert. Der qualitative Vergleich der simulierten Komplettelektrifizierung mit dem aktuellen Ist-Zustand offenbart großes Potential zur Absenkung des Energieverbrauchs und vor allem der lokalen CO₂-Emissionen. Durch die Senkung des Kraftstoffverbrauchs während der Gesamtbetriebszeit konnte zudem ein signifikantes Einsparpotenzial an Betriebskosten während der Gesamtbetriebszeit offengelegt werden.

5.1 Idee und Vorgehen

Mit Hilfe der Abbildung 5-1 werden die Idee und das Vorgehen erläutert. Ein vollständig elektrisches Konzept der Versuchsmaschine Citymaster 1600 von Hako wurde im Rahmen von Simulationen abgebildet. Parallel wurde eine konventionelle Versuchsmaschine im realen Einsatz bzw. für verschiedene Fahr- und Arbeitsprofile in unterschiedlichen Städten eingesetzt. Die Fahr- und Arbeitszyklen sowie Kraftstoffverbräuche wurden erfasst. Diese Zyklen wurden in dem erstellten Modell verwendet, um die Energieverbräuche einer vollständigen elektrifizierten Kehrmaschine zu ermitteln. Durch Vergleich der mittels Simulation ermittelten Werte wurden die gemessenen Energieverbräuche aus dem realen Einsatz das Einsparpotential identifiziert. Die linke Seite in Abbildung 5-1 zeigt die Gegenüberstellung des Antriebskonzepts konventioneller und elektrischer Kehrmaschinen. Bei der konventionellen Kehrmaschine ist für den Fahrtrieb ein hydrostatisches Getriebe mit Einzelradantrieb eingesetzt worden, wobei die Arbeitsaggregate mit einem separaten hydraulischen Kreis angetrieben werden sind. Im vollständig elektrischen Konzept werden alle Leistungsverbraucher mit einer Batterie versorgt, wobei Fahr- und Arbeitsantrieb mit einem Hochvolt-Bordnetz verbunden sind. Alle hydraulischen Antriebe inkl. rotatorischer und linearer Bewegungen für die Arbeitsaggregate wurden durch elektrische Antriebe ersetzt.

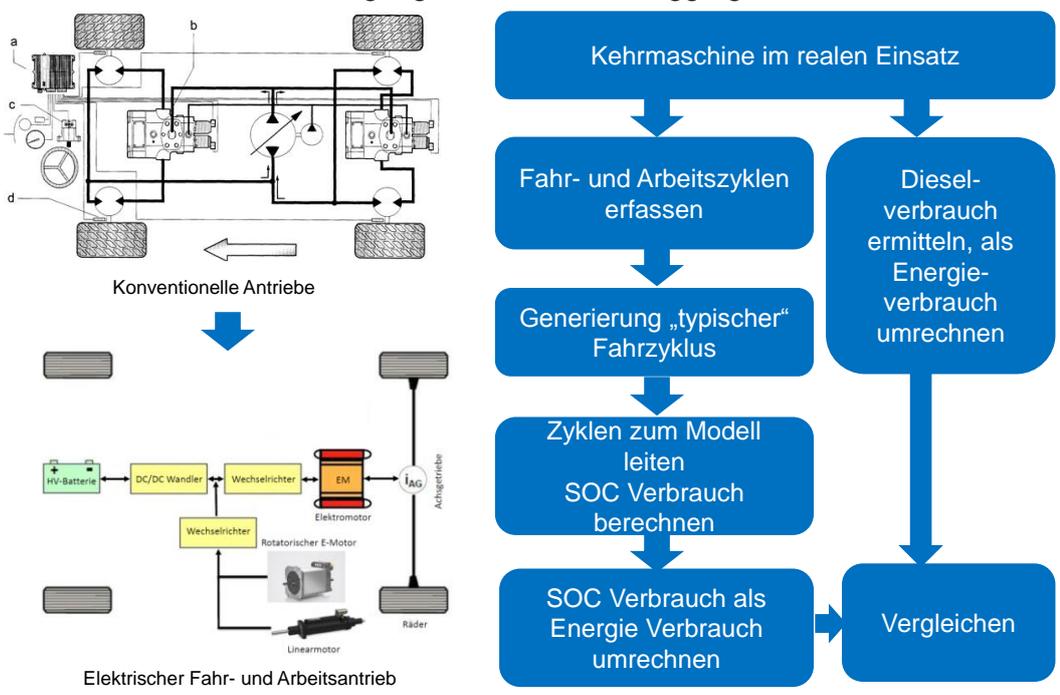


Abbildung 5-1: Idee und Vorgehen für die Elektrifizierung einer Kehrmaschine und die Effizienzbewertung

5.2 Leistungsmessung und Einsatzdatenerfassung

Für die Entwicklung eines Simulationsmodells der Maschine und zur modellbasierten Effizienzbewertung sollen die Nutzung und die Leistungsanforderungen an die Maschine möglichst realitätsnah bestimmt werden. Die Nutzung der Maschine wurde durch eine Einsatzdatenerfassung bei Stadtreinigungen in drei großen Städten analysiert. Da eine Messung von Leistungswerten während der Einsatzdatenerfassung über lange Zeiträume bzgl. des Messaufwands und der anfallenden Datenmenge aufwendig ist, wurde der Leistungsbedarf der Hauptverbraucher des Fahrzeugs im Vorwege in Laborver-

suchen ermittelt. Durch Kombination der Einsatzdaten und Leistungsmessungen, wie z.B. der eingestellten Gebläsedrehzahl während einer Tagesschicht und der Leistungsaufnahme des Gebläses in Abhängigkeit der Drehzahl, kann der Energiebedarf des Gebläses für die Schicht bestimmt werden.

5.2.1 Leistungsmessung

Die Leistungsmessung erfolgte für die leistungsrelevanten Antriebe des Fahrzeugs. Dies sind der Fahrtrieb, das Sauggebläse und die zwei Kehrbürstenantriebe. Die Leistungsmessung wurde mit einem Versuchsgerät durchgeführt, bei dem diese Antriebe serienmäßig als Hydraulikmotoren ausgeführt sind. Die Leistungsmessung erfolgte jeweils nach demselben Vorgehen: Messung der Antriebsdrehzahl sowie Messung der Druckdifferenz über den Antrieb und Berechnung der Antriebsleistung unter Berücksichtigung des Wirkungsgrads des Antriebsmotors im jeweiligen Betriebspunkt.

Fahrtrieb

Der Fahrtrieb des Fahrzeugs besteht aus vier hydraulischen Radmotoren. Für die Leistungsmessung wurde die Maschine mit Drucksensoren ausgestattet, sodass über jedem Radmotor die Druckdifferenz ermittelt werden kann. Aus der Druckdifferenz kann das Antriebsmoment des Motors berechnet werden. Die Drehzahl der Radmotoren wird mit einem maschineninternen Drehzahlsensor am Rad aufgezeichnet. Der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad der Radmotoren, der in einem Kennfeld in Abhängigkeit der Antriebsdrehzahl und der Druckdifferenz definiert ist, wird für jeden Betriebspunkt bestimmt und bei der Momentenberechnung berücksichtigt. Mit der Versuchsmaschine wurden auf einem Testgelände Messfahrten durchgeführt. Hierbei wurde in der Ebene und an zwei Steigungen mit 10% und 20% mit konstanter Geschwindigkeit gefahren. Während der Messfahrt wurden in einem kurzen Messabschnitt die Antriebsdrücke und die Raddrehzahl gemessen. Die während des Messabschnitts nahezu konstanten Messgrößen wurden gemittelt und zur Berechnung des Antriebsmoments verwendet. Die Messfahrten wurden mit verschiedenen Geschwindigkeit und Zuladungen der Maschine wiederholt. Die so vermessen stationären Fahrzustände sind in Abbildung 5-2 zusammenfassend dargestellt. Das aufgetragene Antriebsmoment ist die Summe der Antriebsmomente der vier Radmotoren.

Sauggebläse

Für die Messung der Leistungsaufnahme des Sauggebläses wurden Drucksensoren zur Messung der Druckdifferenz über den hydraulischen Antriebsmotor und ein Drehzahlsensor zur Aufzeichnung der Gebläsedrehzahl in der Versuchsmaschine installiert. Aus der Druckdifferenz kann wiederum unter Berücksichtigung des Motorwirkungsgrads das Antriebsmoment berechnet werden. Die Gebläsedrehzahl wird über die Maschinensteuerung variiert und das jeweilige Antriebsmoment ermittelt. Die Ergebnisse dieser Messungen sind in Abbildung 5-3 zusammengefasst. Die Messungen wurden mit leerem Kehrgutbehälter durchgeführt, da der Strömungswiderstand des leeren Behälters am geringsten ist, mehr Luft durch das System strömt und die Leistungsaufnahme des Gebläses größer ist. Die Messungen wurden mit und ohne eingeschaltetes Umlaufwasser, das zur Staubbinding aus dem Kehrgutbehälter in die Saugstrecke fließt und von dort mit der Luftströmung wieder in Kehrgutbehälter mitgerissen wird, ausgeführt. Das Umlaufwasser reduziert die Leistungsaufnahme geringfügig. Außerdem wurde die Stellung der Grobgutklappe variiert. Die Grobgutklappen kann über ein Fußpedal in der Kabine geöffnet werden. Dadurch vergrößert sich der Öffnungsquerschnitt des Saugmunds, der den Anfang der

Saugstrecke unter dem Fahrzeug darstellt, um großes Kehrgut, z.B. Flaschen, Dosen oder auch Laubansammlungen aufnehmen zu können. Im Versuch, der ohne Kehrgut ausgeführt wurde, reduziert sich durch das Öffnen der Grobgutklappe der Druckwiderstand der Saugstrecke, sodass der Luftdurchsatz und damit auch die Leistungsaufnahme des Gebläses ansteigen.

Seitenkehrbesen

Zur Ermittlung der Antriebsleistung eines Seitenbesens werden wiederum die Drehzahl des Besens sowie die Druckdifferenz über dem hydraulischen Antriebsmotor gemessen, um daraus unter Berücksichtigung des Motorwirkungsgrads das Antriebsmoment zu berechnen. Variiert werden in diesen Versuchen die Besendrehzahl, die vom Fahrer über die Maschinesteuerung vorgegeben werden kann, der Untergrund und der Anpressdruck der Besen. Außerdem wurde das Kehren an einem Kantstein betrachtet. Die Versuchsergebnisse sind in Abbildung 5-4 zusammengefasst. Es ist zu erkennen, dass das Antriebsmoment kaum durch die Besendrehzahl beeinflusst wird.

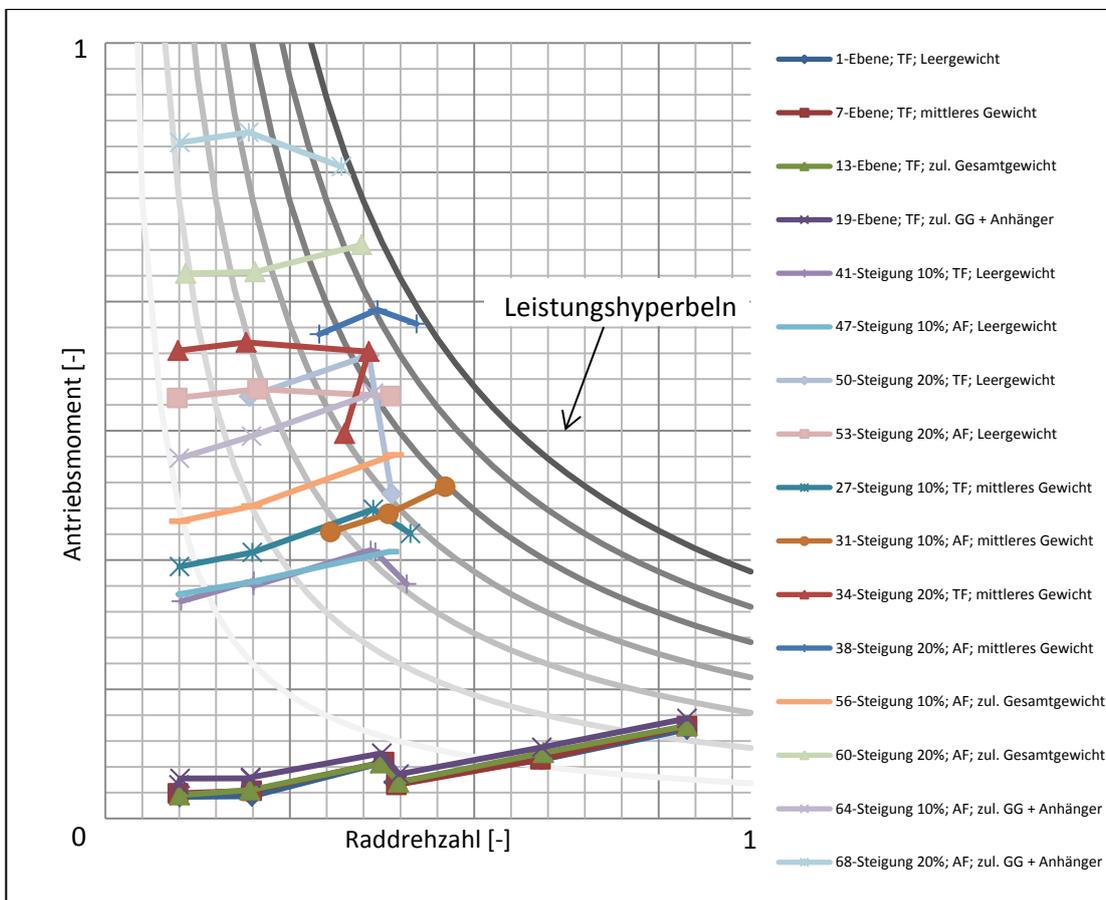


Abbildung 5-2: Fahrantriebsmoment

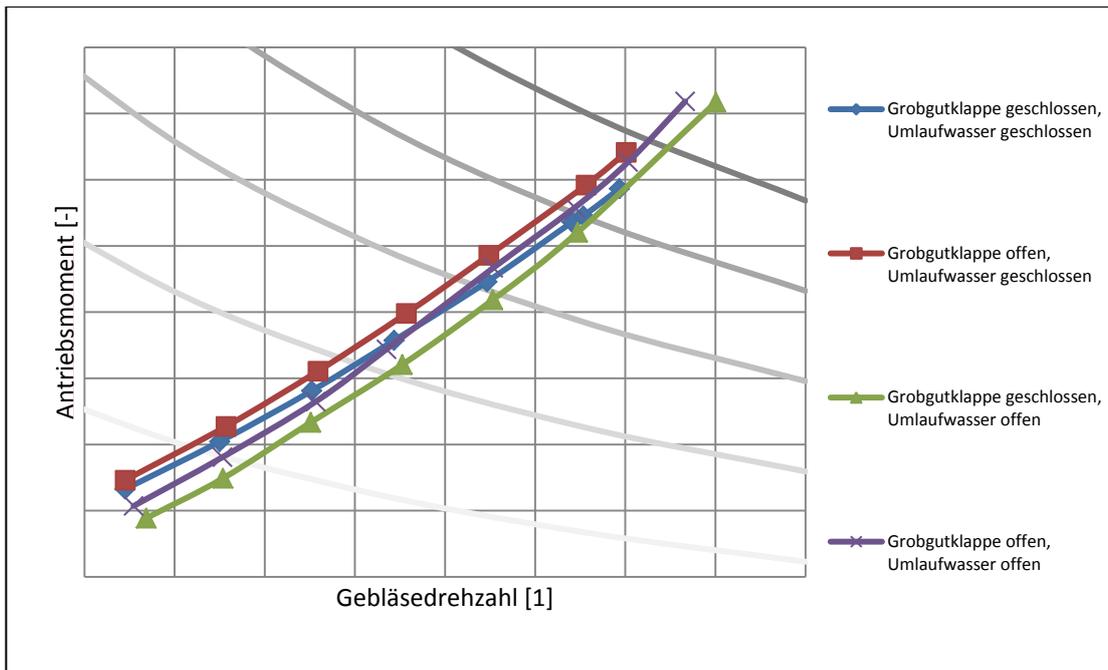


Abbildung 5-3: Antriebsmoment des Sauggebläses

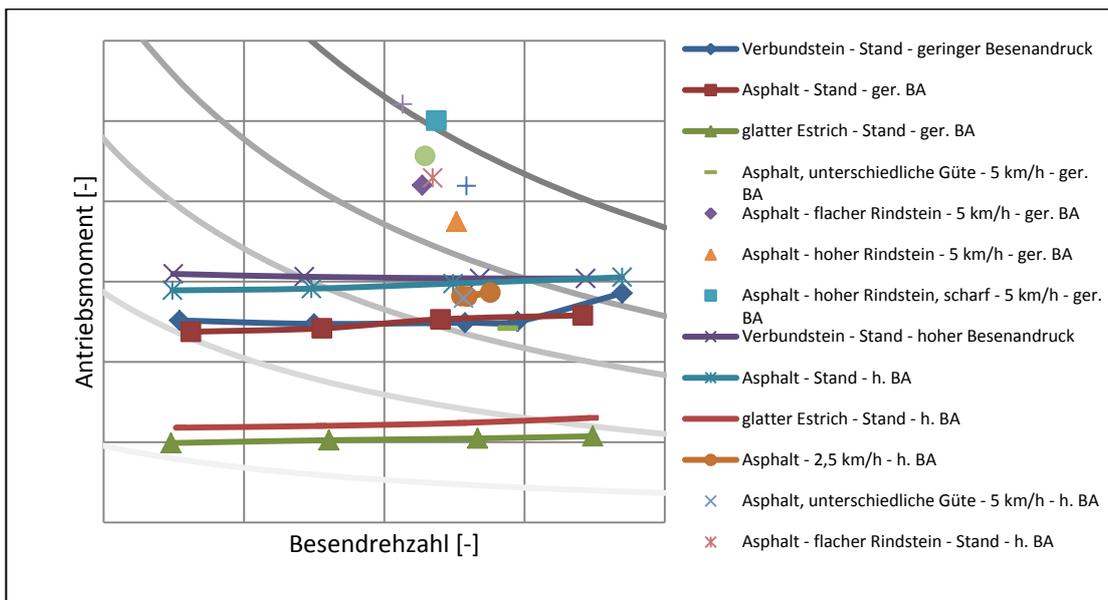


Abbildung 5-4: Antriebsmoment Kehrbesen

5.2.2 Einsatzdatenerfassung

Zur Analyse der Fahrzeugnutzung wurde eine Messmaschine mit Messtechnik zur Langzeitdatenerfassung ausgestattet und an die Stadtreinigungen von drei großen deutschen Städten gegeben. Die Stadtreinigungen haben die Maschine jeweils fünf Tage im regulären Kehrbetrieb eingesetzt. Aufgezeichnet wurden die folgenden Daten:

Statusdaten Fahrzeug-CANbus

- Zeitstempel der Messwerte (genaueste Abtastung: 1s)
- Fahrgeschwindigkeit (1 km/h)

- Einstellwert der Gebläsedrehzahl
(0 bis 100% in 10% Schritten)
- Einstellwert der Besendrehzahl
(0 bis 100% in 10% Schritten)
- Modus Maschine – Arbeitsfahrt / Transportfahrt
- Drehzahl Verbrennungsmotor (100 1/min)
- aktueller Verbrauch Verbrennungsmotor (0,01 dl/min)
- Wasserpumpe Frischwasser Ein/Aus
- Füllstand Frischwassertank in %
- Schwimmstellung Frontgeräteträger Ein/Aus
- Betätigung Behälteraushebung

Zusätzliche Messung

- Vor- und Rücklaufdruck Fahrpumpe (1 bar; 0,25 s)

Neben den Messdaten wurden zusätzlich die maschineninternen Betriebsstunden- und Funktionszähler wochenweise ausgewertet. Zu den in Tabelle 5-1 für eine Woche dargestellten Zählern gehört auch die Betätigungshäufigkeit und die kumulierte Betätigungszeit der Besenverstellung. Eine Auswertung der mittleren Betätigungshäufigkeit bezogen auf die Arbeitszeit und Betätigungszeit der Besenverstellung, siehe Tabelle 5-2, zeigt, dass der für die thermische Aktuatorauslegung definierte Lastfall den erfassten Betrieb einschließt.

Für die Messdaten wurde eine graphische Darstellung erstellt. Abbildung 5-5 zeigt die aufgezeichneten Daten für einen Einsatztag. Grau hinterlegt sind die Zeiträume in Arbeitsfahrt.

Die Messdaten wurden zur Charakterisierung der Maschinennutzung statistisch ausgewertet. Das Ergebnis ist in

Tabelle 5-3 und Abbildung 5-5 dargestellt.

Tabelle 5-1: Betriebsstunden- und Funktionszähler einer Arbeitswoche

Funktion	Zähler	Zeit	Funktion	Zähler	Zeit
Betriebsstunden rücksetzbar	61	28:34:34	Einschwenken links/beide	2094	00:28:12
Arbeitsdauer rücksetzbar	269	12:57:23	Einschwenken rechts	3200	00:32:54
Arbeitsstrecke rücksetzbar	269	48498	Träger heben	291	00:13:23
Gesamtstrecke rücksetzbar	61	61	Träger senken	0	00:00:00
Betriebsstunden	61	28:34:34	Schwimmstellung	270	12:55:56
Arbeitsdauer	269	12:57:23	Behälter heben	173	00:14:34
Arbeitsstrecke	269	48498	Behälter senken	160	00:11:00
Gesamtstrecke	61	248258	Vorwärtsfahrt	1758	19:53:18
Arbeitsdrehzahl 1	199	13:08:21	Rückwärtsfahrt	381	01:03:16
Arbeitsdrehzahl 2	0	00:00:00	Scheibenwischer	33	01:53:28
Arbeitsdrehzahl 3	0	00:00:00	Sitz belegt	199	25:28:13
On-Zeit	1082	133:38:34	Bremse aktiviert	177	03:28:45
Pumpe	243	12:27:01	Blinker links	4824	00:28:03
Gebläse Umlauf	190	13:01:31	Blinker rechts	4019	00:23:25

Funktion	Zähler	Zeit	Funktion	Zähler	Zeit
Besen Umlauf	249	12:24:23	Prop1	190	13:01:31
Ausschwenken links/beide	1299	00:10:10	Prop2	0	00:00:00
Ausschwenken rechts	2327	00:18:06	Prop3	249	12:24:23
			Reserve	249	01:14:26

Tabelle 5-2: Mittlere Betätigung der Besenverstellung

	Linker Besenarm						Rechter Besenarm					
	Betätigungen pro Minute			mittlere Betätigungsdauer [s]			Betätigungen pro Minute			mittlere Betätigungsdauer [s]		
Stadt	I	II	III	I	II	III	I	II	III	I	II	III
Einschwenken	2,7	0,4	1,5	0,81	2,34	1,12	4,1	0,5	2,1	0,61	1,95	1,05
Ausschwenken	1,7	0,5	1,5	0,47	0,39	0,31	3	0,6	2,6	0,47	0,36	0,29

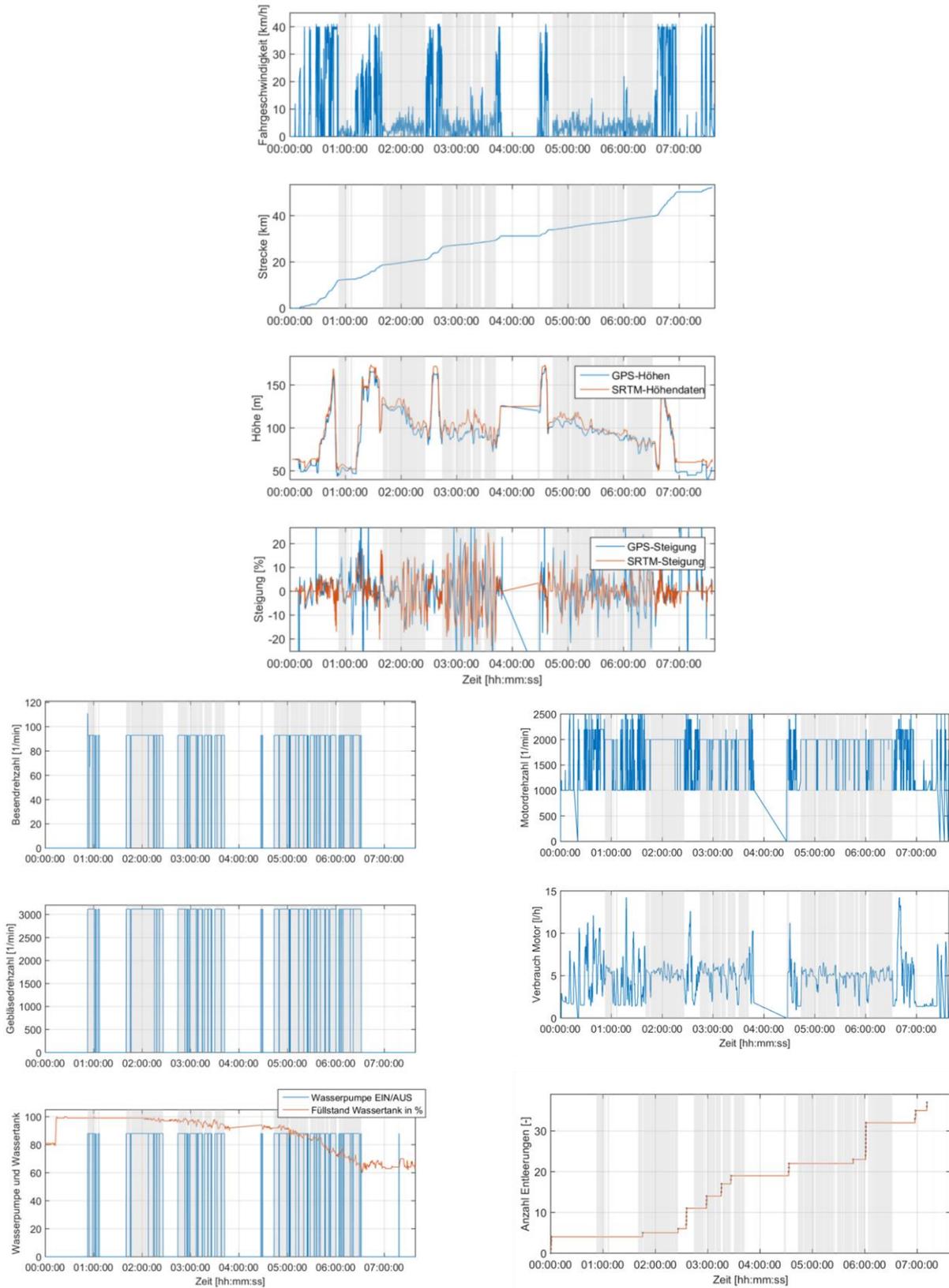


Abbildung 5-5: Datenaufzeichnung Einsatzdaten eines Tages

Tabelle 5-3: Auswertung Einsatzdaten einer Stadt

		Tag1	Tag2	Tag3	Tag4	Tag5	Einheit
	Schichtdauer	05:19:52	07:38:17	07:23:41	07:25:51	08:23:08	hh:mm:ss
	Standzeit	02:55:18	00:55:28	01:39:35	00:56:52	02:05:48	hh:mm:ss
	Standzeit / Schichtdauer	55%	12%	22%	13%	25%	
	Behälterentleerungen	2	8	6	7	9	
	Mittagspause im Außenbereich	-	35	35	25	58	min
Arbeitsfahrt	Dauer	00:45:14	03:23:27	02:27:48	03:25:06	03:06:45	hh:mm:ss
	AF-Dauer / Schichtdauer	14%	44%	33%	46%	37%	
	Strecke	3.0	10.7	7.2	10.5	12.6	km
	max. Geschwindigkeit	20.0	15.0	18.0	18.0	19.0	km/h
	Durchschnittsgeschwindigkeit	4.1	3.4	2.8	2.5	3.7	km/h
	Durchschnittsverbrauch	5.8	4.8	4.8	4.7	4.5	l/h
	Erklommene Höhe	19.4	287.0	153.2	218.9	129.1	m
	Herabgefahrte Höhe	-30.9	-319.4	-167.1	-202.9	-145.4	m
Transportfahrt	Dauer	01:39:20	03:19:22	03:16:18	03:03:53	03:10:35	hh:mm:ss
	TF-Dauer / Schichtdauer	31%	44%	44%	41%	38%	
	Strecke	19.8	39.6	53.4	39.7	40.7	km
	max. Geschwindigkeit	41.0	41.0	42.0	42.0	41.0	km/h
	Durchschnittsgeschwindigkeit	15.3	9.4	9.7	7.3	10.9	km/h
	Durchschnittsverbrauch	2.9	4.3	4.5	4.4	3.9	l/h
	Erklommene Höhe	232.5	715.9	969.3	550.1	519.6	m
	Herabgefahrte Höhe	-185.9	-688.2	-988.2	-547.2	-549.3	m

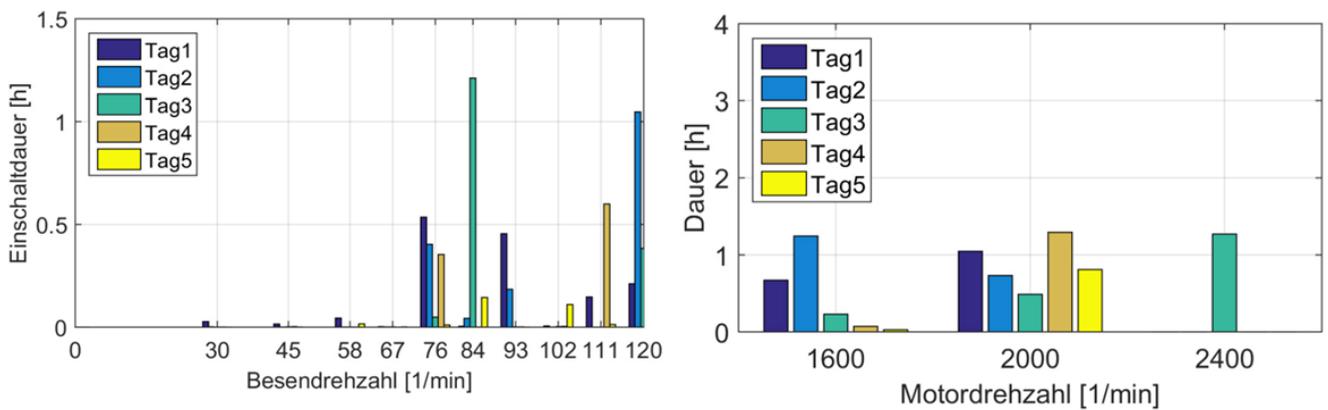


Abbildung 5-6: Gewählte Besen- und Motordrehzahlen während einer Einsatzwoche

5.3 Analyse der erfassten Zyklen und Generierung eines durchschnittlichen Fahrzyklus

Zur Effizienzbewertung des elektrifizierten Antriebsstrangs der Kehrmaschine wird ein Fahr- und Arbeitszyklus benötigt, denn es ist kein allgemeiner Zyklus für mobile Maschinen vorhanden. Deshalb muss ein allgemeiner Zyklus basierend auf der Analyse der gemessenen Einsatzdaten erzeugt werden. Deshalb werden die Auswertung und Analysen der gemessenen Einsatzdaten durchgeführt. Danach wird der allgemeine Zyklus erzeugt sowie validiert.

Die Geschwindigkeiten werden bei Arbeitsfahrten und Transportfahrten unterschiedlich analysiert trotz ähnlicher Methoden. Im Programm wird zuerst der Arbeitszustand der Maschine bestimmt, nämlich ob es sich um eine Arbeitsfahrt oder Transportfahrt handelt. Danach werden die Geschwindigkeiten in kleinen Intervallen statistisch berechnet. Für jedes Intervall wird eine Prozentzahl berechnet. Diese Prozentzahl bedeutet, dass die Kehrmaschine prozentual in der gesamten Zeit mit dieser Geschwindigkeit fährt. Durch die Analyse der Verteilungen ist das Geschwindigkeitsprofil für den Zyklus zu bestimmen. Bei der Arbeitsfahrt beträgt die Geschwindigkeit im Intervall 0 bis 5 km/h 65.27%. Auf dem zweiten Platz ist das Intervall 5 bis 10 km/h mit 23.66%. Die Geschwindigkeiten über 10 km/h treten selten auf (s. Abbildung 5-7). Bei Transportfahrt dominiert das Intervall 0 bis 10 km/h mit 18.71%, außer die Maschine steht still. Die Intervalle 10 bis 20 km/h und 35 bis 40 km/h spielen auch eine große Rolle, aber die Geschwindigkeiten in den anderen Intervallen betragen insgesamt nur 15% (s. Abbildung 5-8).

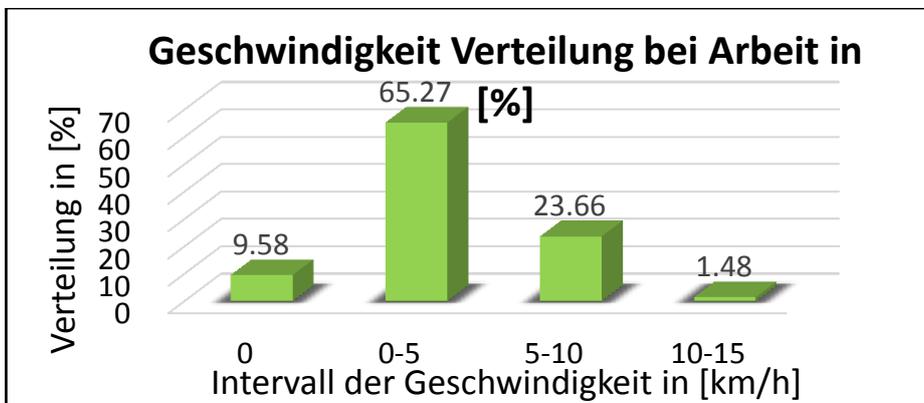


Abbildung 5-7: Geschwindigkeitsverteilung der Arbeitsfahrt

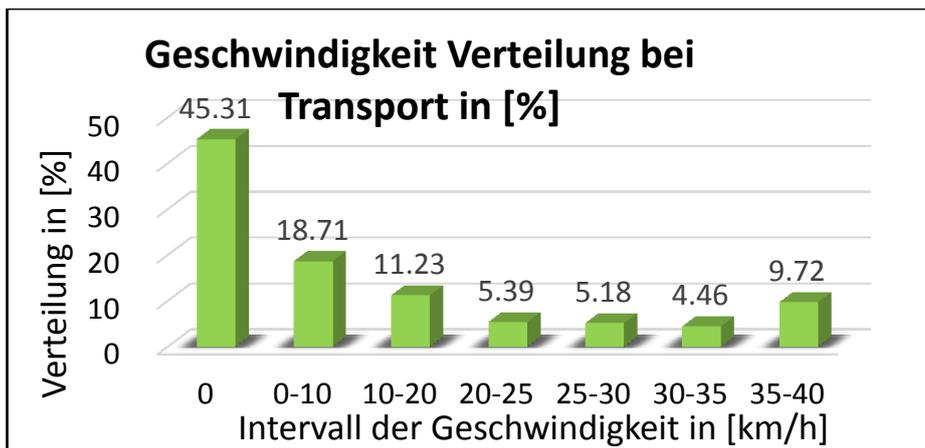


Abbildung 5-8: Geschwindigkeitsverteilung der Transportfahrt

Wie die Analyse der Geschwindigkeit wird die Beschleunigung auch bei Arbeitsfahrt und Transportfahrt unterschiedlich untersucht. Die Beschleunigungen werden in den kleinen Intervallen statistisch berechnet. Für jedes Intervall wird eine Prozentzahl berechnet. Diese Prozentzahl bedeutet, dass die Kehrmachine in dieser Prozentzahl der gesamten Zeiten mit dieser Beschleunigung in diesem Intervall fährt. Durch die Analyse der Verteilungen ist das Beschleunigungsprofil für den Zyklus zu bestimmen. Die Beschleunigungen zwischen -0.25 bis 0.25 m/s^2 sind mit 90.33% dominierend bei der Arbeitsfahrt. Zu bemerken ist, dass die Prozentzahlen in den Intervallen der positiven und negativen Beschleunigungen gleich sind (s. Abbildung 5-9). Bei der Transportfahrt beträgt das Intervall -0.25 bis 0.25 m/s^2 74.04%. In 9.76% der gesamten Zeit fährt die Kehrmachine mit Beschleunigungen zwischen 0.25 und 0.75 m/s^2 . Die Prozentzahlen der Intervallen der positiven und negativen Beschleunigungen sind auch gleich (s. Abbildung 5-10). [38]

Unterschiedlich zur Analyse der Geschwindigkeit und der Beschleunigung werden die Steigungen im ganzen Zyklus nur einmalig untersucht. Die Steigungen werden auch in den kleinen Intervallen statistisch berechnet, aber die Prozentzahl jedes Intervalls bedeutet, dass die Kehrmachine in diesem Intervall der gesamten Strecke auf der Straße mit der entsprechenden Steigung fährt. Die in Abbildung 5-11 gezeigte Verteilung der Steigung sieht positiv und negativ symmetrisch aus. Mit der Erhöhung der Steigung nimmt die Prozentzahl ab. Das Intervall -2% bis 2% beträgt 43.92% der gesamten Strecke und das Intervall 2% bis 4% beträgt 13.24%. Die Steigungen über 8% treten selten auf. [38]

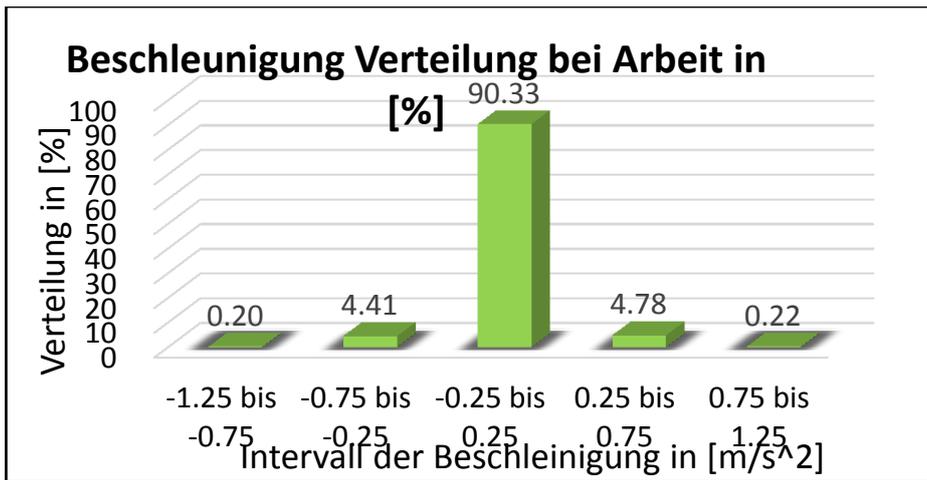


Abbildung 5-9: Beschleunigung, Verteilung bei Arbeitsfahrt

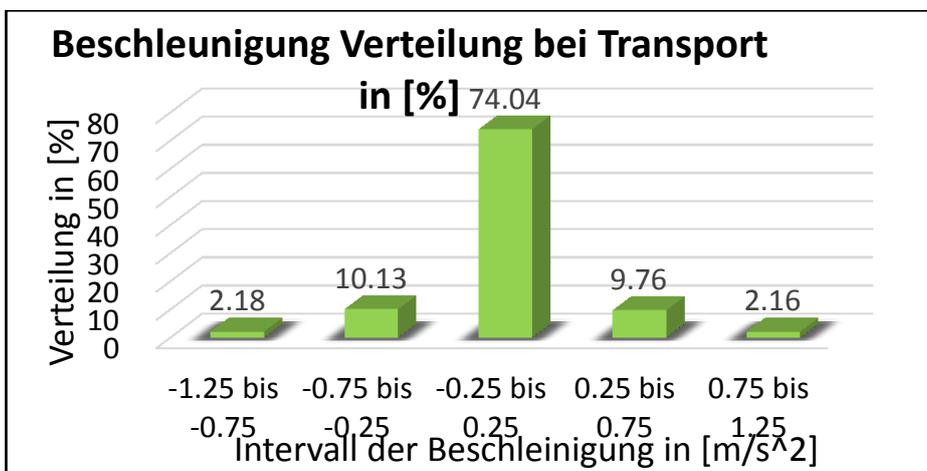


Abbildung 5-10: Beschleunigung, Verteilung bei Transportfahrt

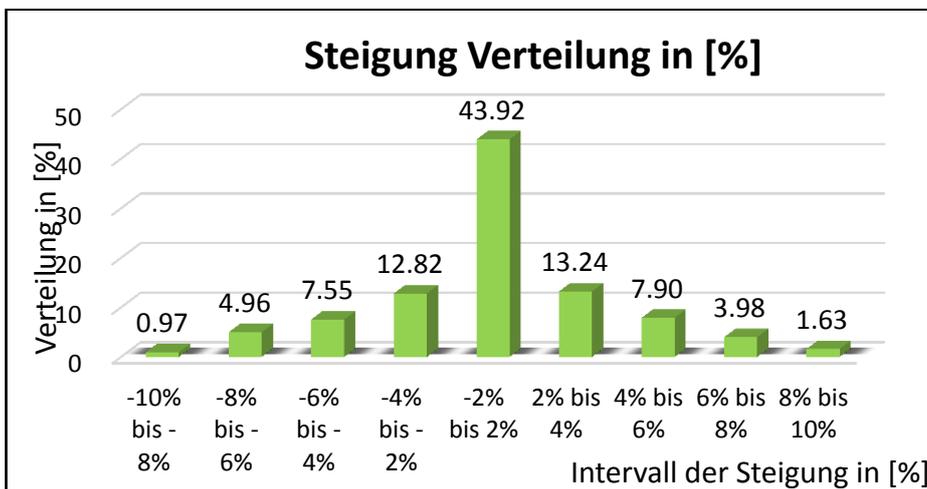


Abbildung 5-11: Verteilung der Steigungen

Die Arbeitszustände von Tellerbesen und Absauggebläse wurden als nächstes analysiert. Von den Zyklen sind die Drehzahlen der beiden Arbeitsaggregate gegeben und das Drehmoment kann im M-N-Diagramm abgelesen werden. In der oberen Abbildung sind zwei Ziffern genannt. Die eine ist die Drehzahl des Aggregates in 1/min und die andere ist die Prozentzahl, in der das Aggregat in der gesamten Arbeitszeit mit dieser Drehzahl läuft. Beim Tellerbesen sind die Arbeitszustände vielfältig. Die

Drehzahl 93/min ist am meisten vertreten. Beim Absauggebläse ist die Situation ganz unterschiedlich. Die Drehzahl 3115/min dominiert in dem Zyklus und die Drehzahl 2500/min beträgt nur 8% der gesamten Arbeitszeit (s. Abbildung 5-12). [38]

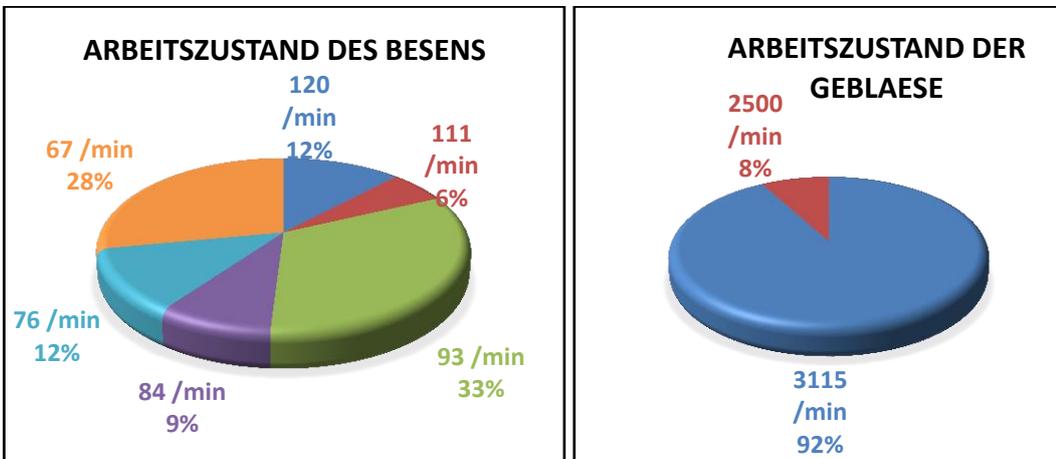


Abbildung 5-12: Arbeitszuständen der Arbeitsaggregaten

Auf der Analyse der gemessenen Fahr- und Arbeitszyklen basierend wurde ein durchschnittlicher Geschwindigkeits- und Steigungszyklus rechnerisch generiert (s. Abbildung 5-13 und Abbildung 5-14). Die durchschnittlichen Zyklen wurden so generiert, dass dessen Profil mit den Messdatenprofil genau übereinstimmen.

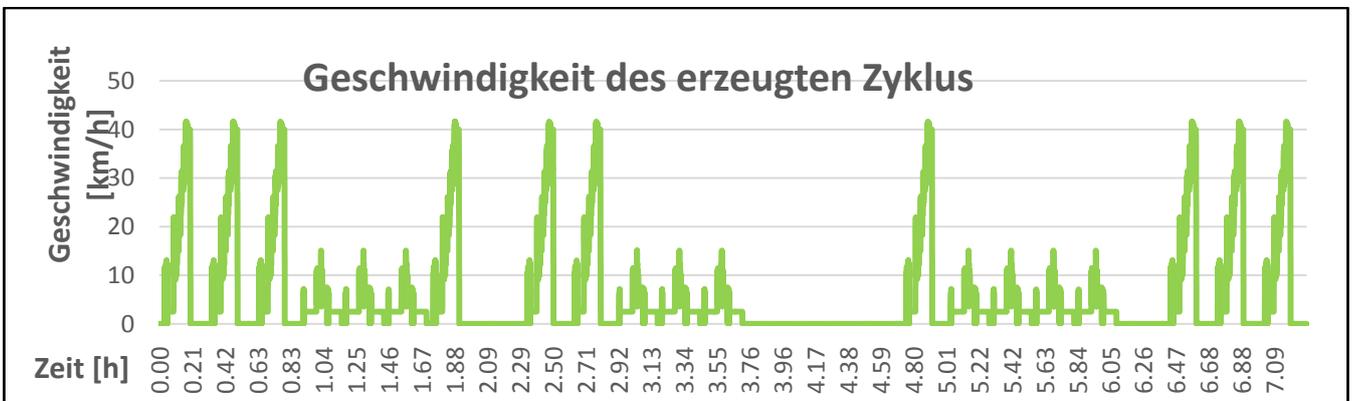


Abbildung 5-13: Geschwindigkeit des generierten durchschnittlichen Fahrzyklus

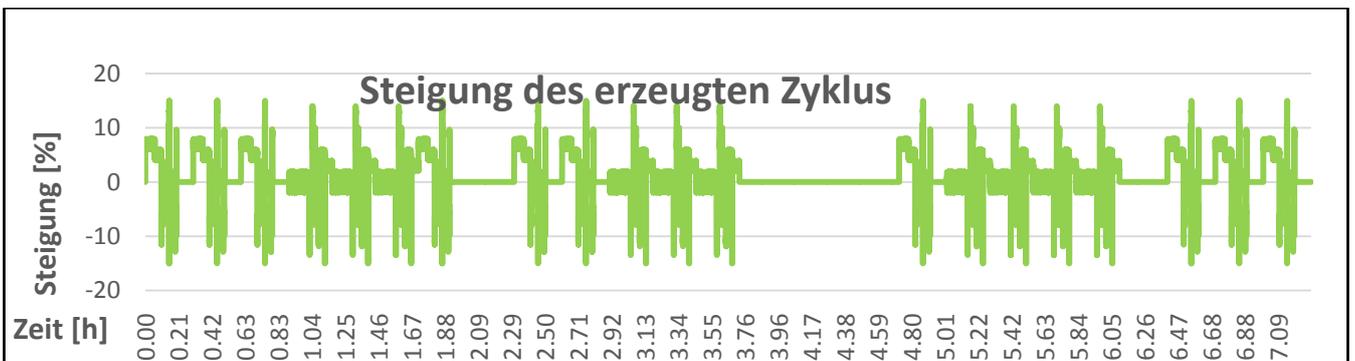


Abbildung 5-14: Steigung des generierten durchschnittlichen Fahrzyklus

5.4 Modellabbildung der vollständigen elektrifizierten Kehrmaschine

Um die Effizienz und das Einsparpotential der vollständig elektrifizierten Kehrmaschine zu betrachten, ist ein Simulationsmodell des elektrifizierten Gesamtsystems bzw. der elektrischen Kehrmaschine aufzubauen. Eine Bewertung auf der Systemebene soll simulativ erfolgen. Als Funktion des Modells ist die Leistung aller Fahr- und Arbeitsantriebe zu berechnen und in Energie umzurechnen. Als Eingang dienen die Fahr- und Arbeitszyklen sowie die Kenndaten der Kehrmaschine usw. Als Ausgang dienen die auf dem Zyklus basierende benötigte Energie und der daraus resultierende Wirkungsgrad. Im Folgenden ist die Modellstruktur beschrieben. In dem Pfad „Fahrtrieb“ sind Fahrzeug, Traktions-E-Motor und die dazu gehörigen Leistungselektronik-Module abgebildet. In dem Pfad „Arbeitsantriebe“ sind alle Arbeitsaggregate der Kehrmaschine elektrifiziert und abgebildet inklusive der Verstellaktuatoren. Die Leistung aus beiden Pfaden sind zusammen zum Batterie Modell geleitet, woraus man den Energieverbrauch berechnet. Das gesamte Modell ist Kennfeldbasiert (s. Abbildung 5-15).

In der Abbildung 5-16 ist das aufgebaute Modell dargestellt. In dem Submodell te“ wurden alle Arbeitsantriebe modelliert.

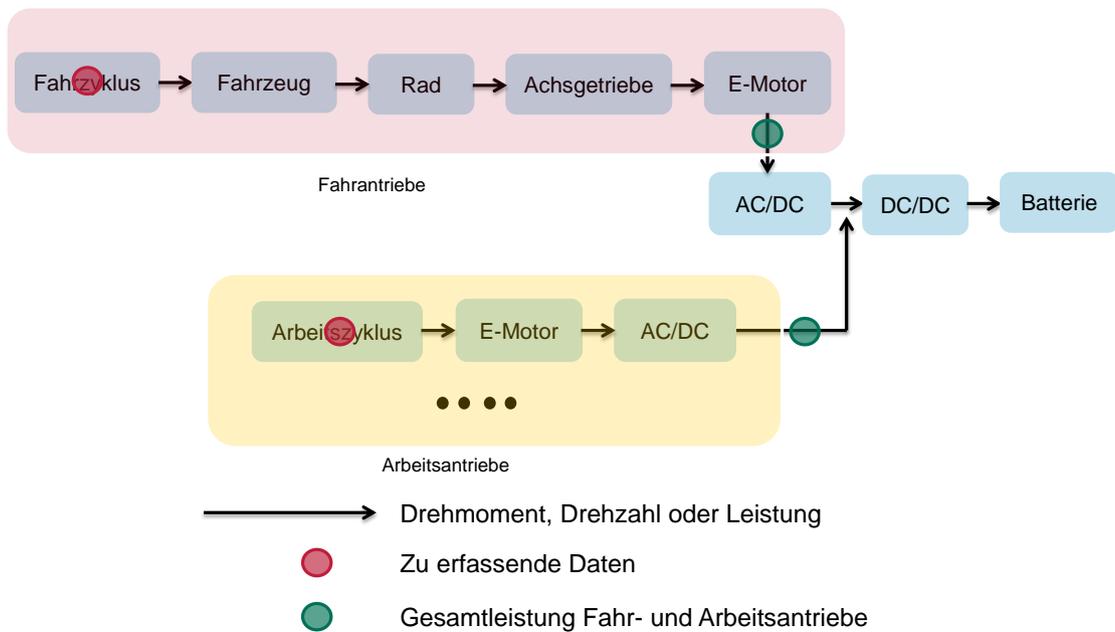


Abbildung 5-15: Modellstruktur der vollständigen elektrifizierten Kehrmaschine

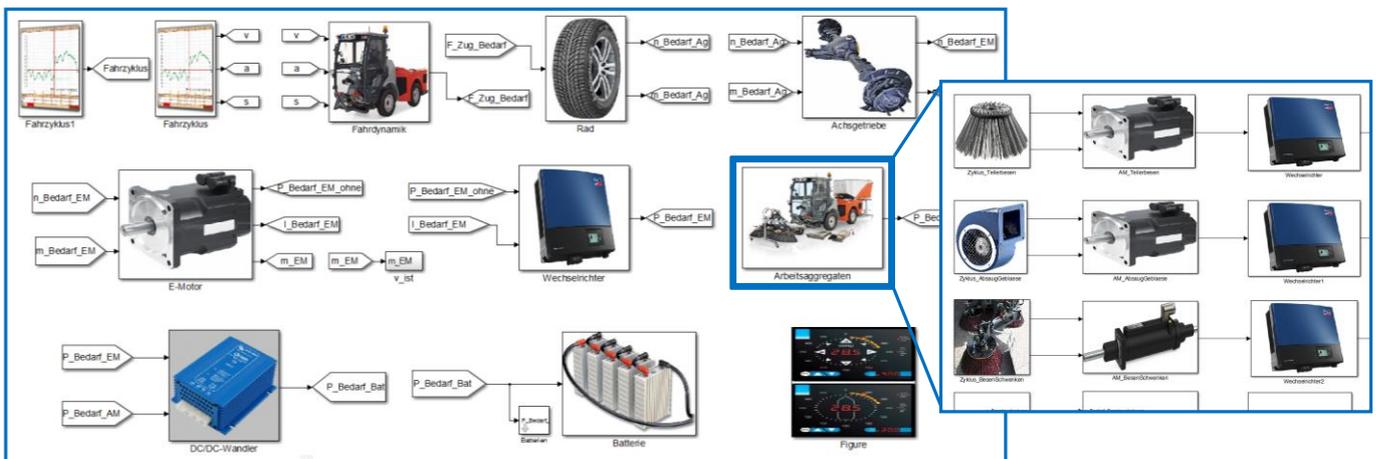


Abbildung 5-16: Aufgebautes Modell der vollständigen elektrifizierten Kehrmaschine

5.5 Simulationsergebnisse und Identifikation Einsparpotential

Nachdem das Modell aufgebaut wurde, sind die vorher generierten durchschnittlichen Fahr- und Arbeitszyklen und Daten der Kehrmaschine ins Modell importiert worden. Ein paar Ergebnisse sind im Folgenden dargestellt.

Bevor die Energieverbräuche der elektrischen Kehrmaschine berechnet wurden, wurden alle elektrischen Antriebsstränge ausgelegt und dimensioniert. Als ein Haupt-Energieverbraucher spielt der Traktionsmotor eine wichtige Rolle für die Effizienz der gesamten Kehrmaschine, deshalb ist eine geeignete Dimensionierung notwendig. Bei der Dimensionierung ist es wichtig zu beachten, dass die meisten Betriebspunkte aus dem Fahrzyklus in den Wirkungsgrad des optimalen Bereichs des E-Motors eingehen. In die Abbildung 5-17 wurden zwei Bereiche markiert, in denen die meiste Betriebspunkte auftreten. Die beiden Konzentrationsbereiche treten auf, weil die konventionelle Kehrmaschine häufig in zwei Geschwindigkeitsstufen für den Arbeitsbetrieb in der realen Messung gestellt wurde. Der rechte Bereich befindet sich in einem effizienzoptimalen Bereich des Motors, mit Ausnahme weniger Punkte zum Rand der X-Achse. Somit befinden sich die meisten im Bereich mit einem Wirkungsgrad von 90%. Der bezeichnete Bereich links hat auch einen durchschnittlichen Wirkungsgrad über 80%.

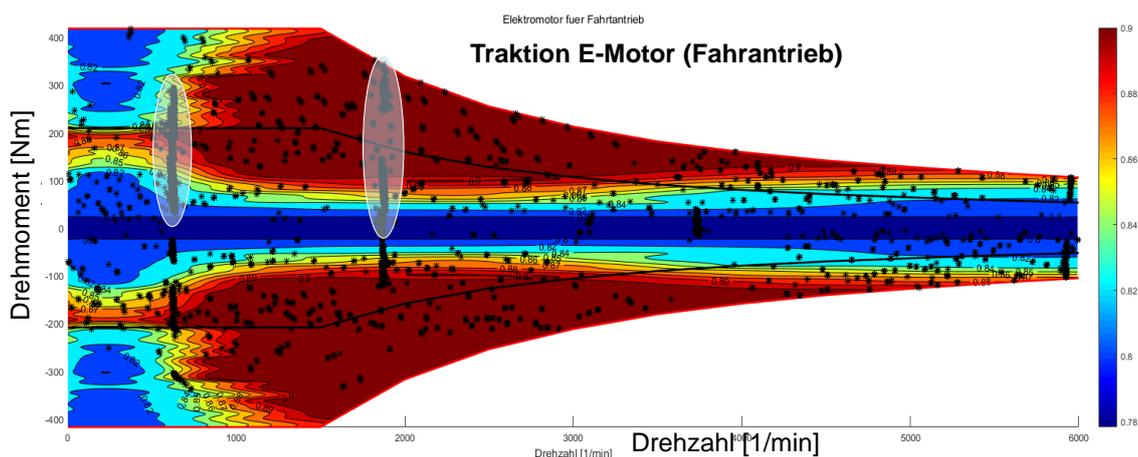


Abbildung 5-17: Betriebspunktverteilung des Traktions-E-Motors

Neben dem Fahrtrieb kann eine optimale Dimensionierung auch die Energieeffizienz des Arbeitsantriebs beeinflussen. Hebelarmlösungen bringen nicht nur den Vorteil zur Veränderung des Kraft-Hub-Verhältnisses des Verstellaktuators, sondern auch eine optimierte Betriebspunktverteilung dieses elektrifizierten Arbeitsaggregats. Ein Ergebnis mit einem Ersatzkennfeld ist in Abbildung 5-18 gezeigt. Es ist zu erkennen, dass der Bereich, in dem die meisten Betriebspunkte konzentriert sind, nach rechts bzw. in den Wirkungsgrad optimalen Bereich geschoben wird. Dadurch kann die Effizienz des Verstellaktuators verbessert werden.

Linearmotor des Verstellaktuators

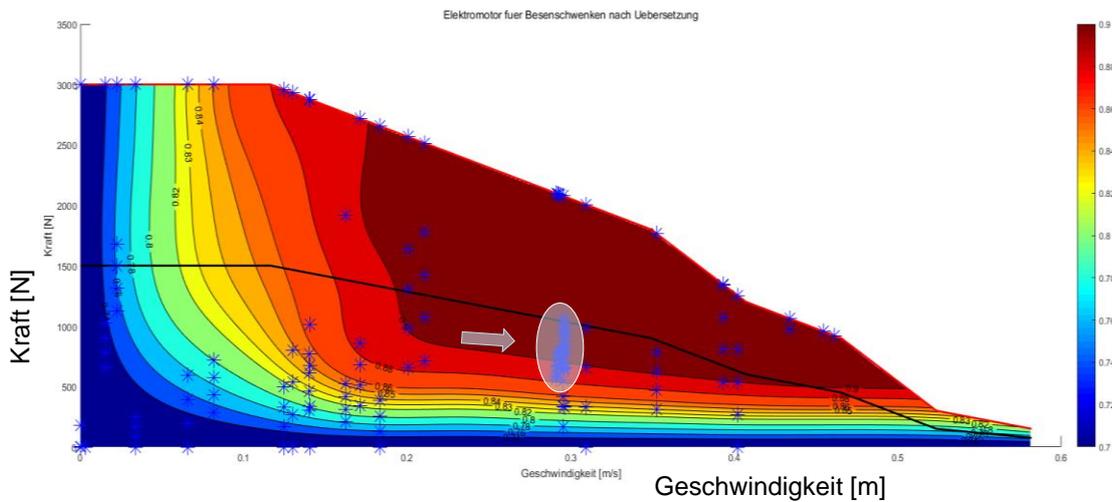


Abbildung 5-18: Betriebspunktverschiebung in den optimalen Bereich für den Verstellaktuator

Nachdem das elektrische Konzept der Kehrmaschine dimensioniert wurde, wurden die Simulationsergebnisse mittels gemessener Daten verifiziert. In Abbildung 5-19 ist die Verifikation der Simulation des Fahrtriebs dargestellt. Die blaue Kennlinie bezeichnet das aus der Simulation berechnete Drehmoment-Raddrehzahl-Verhältnis für den Fall einer stationären Geschwindigkeit, einer Steigung von 10% und eines Maschinengewichts von 3550 kg. Die grüne Linie bezeichnet das Ergebnis für die Fahrt in der Ebene. Die rote und gelbe Kennlinie sind gemessene Drehmoment-Raddrehzahl-Verhältnisse. Der Vergleich zeigt, dass die Simulationsergebnisse die gemessenen Ergebnisse sehr gut bestätigen. Der Unterschied zwischen den Steigungen der Kennlinien von Simulation und Messdaten liegt hauptsächlich an den als konstant angenommenen Rollwiderstand, der in der Realität in Abhängigkeit der Geschwindigkeit ansteigt.

Validierung des Fahrtriebs

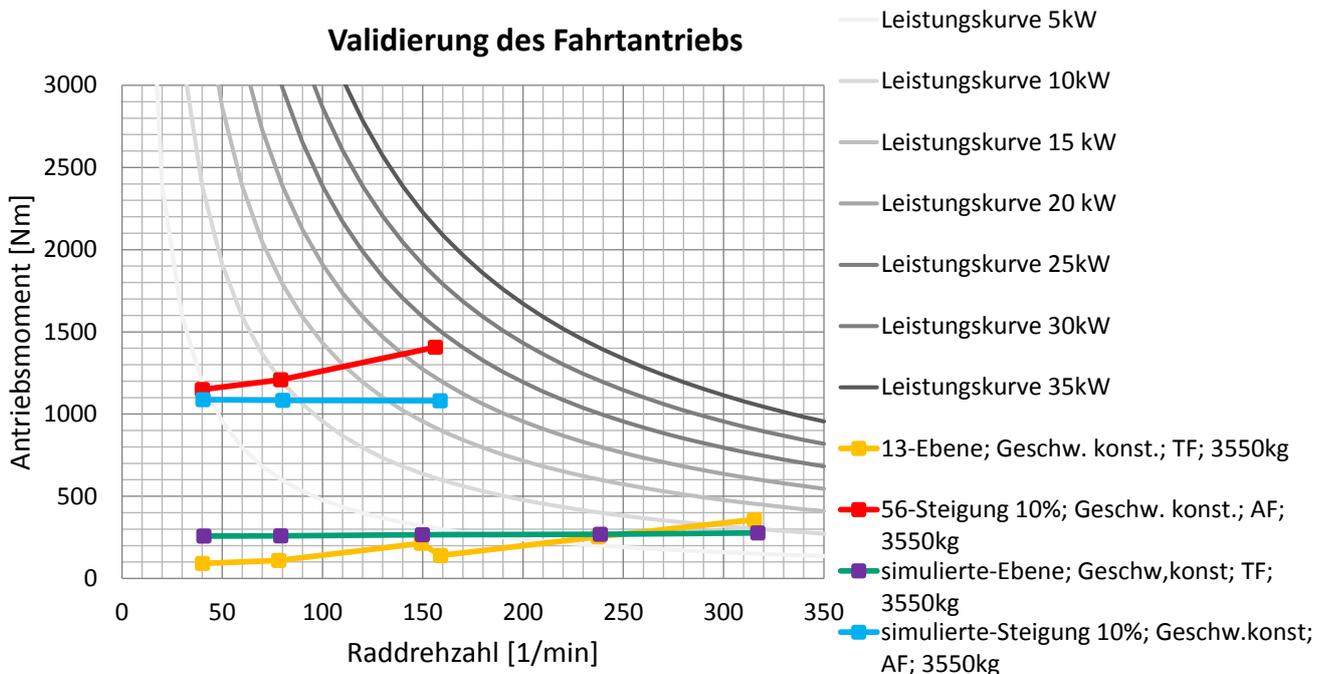


Abbildung 5-19: Verifikation der Simulation des Fahrtriebs mit gemessenen Daten

Nach der Modellverifikation wurde der Energieverbrauch sowie der Wirkungsgrad der vollständig elektrifizierten Kehrmaschine im Rahmen von Simulation mit real gemessenen Zyklen berechnet. Abbildung 5-20 zeigt den berechneten Energieverbrauch der elektrischen Kehrmaschine in einem normalen Einsatz von 7,3 Stunden. Der Ladezustand der Batterie („State-Of-Charge“, SOC) senkt sich von 95% auf 58% anhand der aktuellen Dimensionierung. Nach dem normalen Einsatz bleibt der SOC immer größer als 50%, dadurch wurde ein Betrieb der Batterie in einem ungünstigen Bereich für die Entladung ($\text{SOC} \leq 50\%$) vermieden. Der gezeigte Wirkungsgrad der vollständig elektrifizierten Kehrmaschine wurde berechnet, indem man die kumulierte Ausgangsenergie durch die kumulierte Eingangsenergie dividiert. Dadurch wird eine Schwankung in den Ergebnissen vermieden. Der berechnete Wirkungsgrad beträgt 82%, dieses Ergebnis passt gut zu den üblichen Angaben (70%-90%) zu Wirkungsgraden bei Elektromobilität.

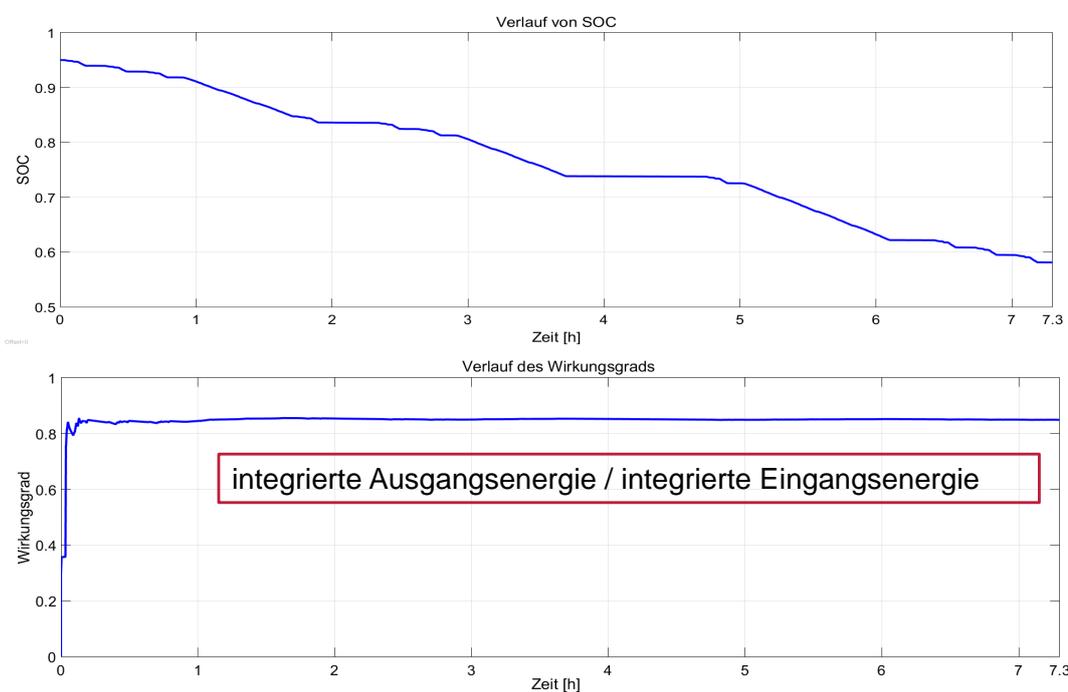


Abbildung 5-20: SOC-Verbrauch und Wirkungsgrad der vollständigen elektrifizierten Kehrmaschine

Nach dem Vergleich der Simulationsergebnisse der vollständig elektrifizierten Kehrmaschine und der gemessenen Ergebnisse der konventionellen Kehrmaschine, sowie der Umrechnung und Ableitung der entsprechend CO_2 -Emission und Kosten ist das Endergebnis in Abbildung 5-21 veranschaulicht. Aufgrund der überragenden Verbesserung des Wirkungsgrades des gesamten Systems durch das vollständige elektrische Konzept wurde ein signifikantes Energieeinsparungspotential durch Simulationsuntersuchungen identifiziert, wobei ein elektrisches Konzept einen Wirkungsgrad von 82% erfüllt, während ein hydraulisches Konzept max. 30% erreicht. Dafür der Verbrennungsmotor mit seinem maximalen Wirkungsgrad von 40% die kritische Rolle. Unter der Voraussetzung, dass die Versorgungsenergie aus regenerativen Quellen stammt, z.B. aus Wind- oder Solaranlagen usw., bedeutet eine Energieeinsparung von 85% eine Reduzierung der CO_2 -Emissionen um 60%. Darüber hinaus ergibt sich eine Kosteneinsparung in Höhe von 70% für eine normalen Einsatz (5 mal 7-8 Stunden pro Woche, 4 Wochen pro Monat).

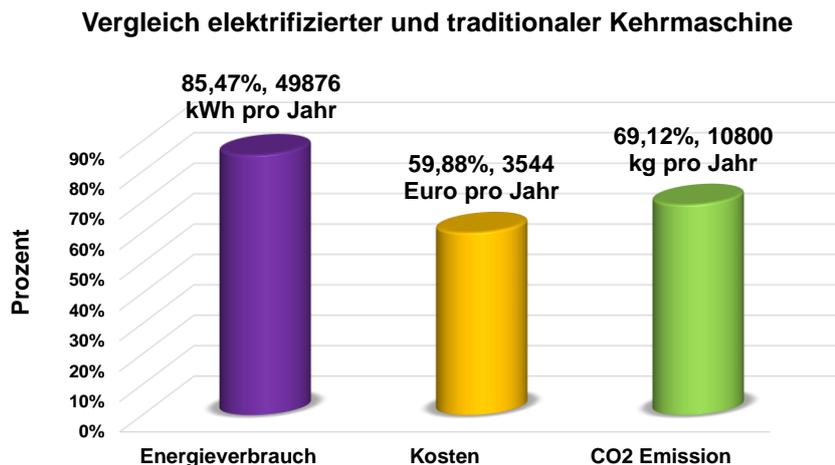


Abbildung 5-21: Einsparungen bzgl. Energie, CO₂-Emissionen und Kosten durch das vollständig elektrifizierte Konzept

6 Identifikation Anwendungspotential

Auf der Anforderungsermittlung aufbauend werden maschinen- und anbaugeräte-übergreifende Aktuatoren mit ähnlichen Anforderungen strukturiert zusammengefasst, um für die so gefundenen Lösungsgruppen technische Lösungen erarbeiten zu können. Auf diese Weise können zum einen Anwendungsfälle mit ähnlichem Anforderungsprofil und einem hohen Potential zur Elektrifizierung identifiziert werden, für die in zukünftigen Arbeiten weitergehende technische Lösungen zu erarbeiten sind. Zum anderen können konkret für die beiden betrachteten Aktuatoren weitere Anwendungsbereiche und Maschinen bzw. Geräte gefunden werden, in denen diese ebenfalls eingesetzt werden könnten. Dieses Arbeitspaket hat somit im Wesentlichen das Aufdecken eines zusätzlichen Einsatz- und Absatzpotentials zum Ziel.

Die Idee zur Identifikation des Anwendungspotentials ist in Abbildung 6-1 gezeigt. Zuerst wurde das Bewertungskriterium definiert, parallel wurden maschinen- und anbaugeräte-übergreifend eine Recherche durchgeführt. Die recherchierten Daten von anderen Linearfunktionen und anderen Maschinen wurden als Matrix zusammengefasst, während eine Darstellung aller recherchierten Daten der vorhandenen Lösungsmöglichkeiten inkl. der beiden im Projekt entwickelten Aktuatoren erfolgte. Zum Schluss wurden die betrachteten Linearfunktionen verschiedener Maschinen anhand definierter Kriterien und Gewichtungen bewertet. Darauf basierend wurde die Schlussfolgerung abgeleitet.

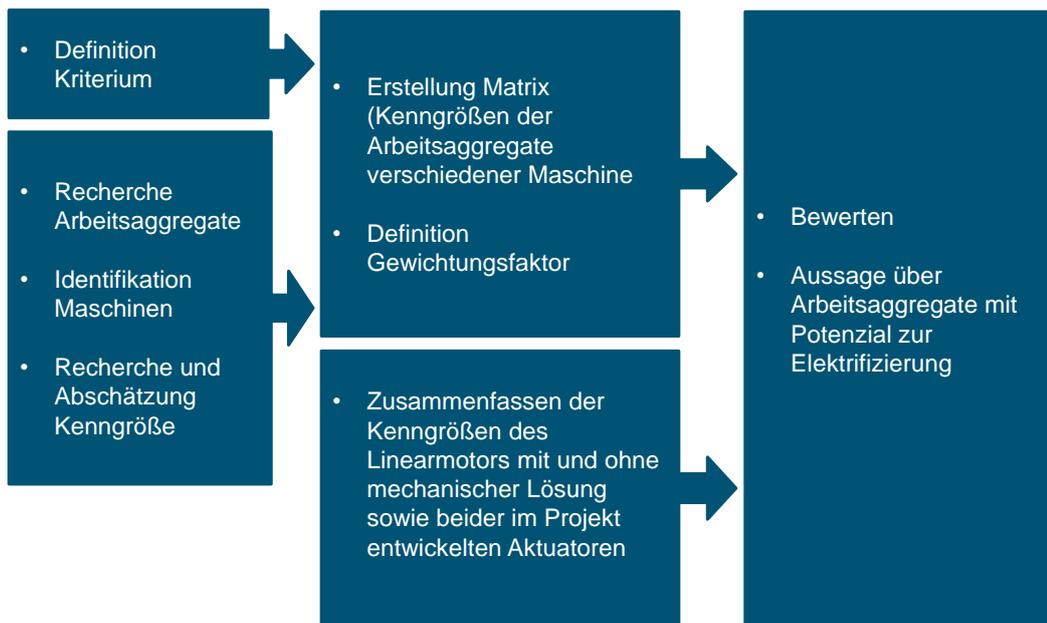


Abbildung 6-1: Idee und Vorgehen für Identifikation Anwendungspotential

Um das Einsatzpotential der Linearmotoren zu bewerten, ist ein Bewertungskriterium notwendig, was im Wesentlichen auf der Recherche der bereits bestehenden Arbeitsmaschinen und der verfügbaren Linearmotoren basiert. Anhand der Bewertungsergebnisse werden die Varianten mit dem höchsten Einsatzpotential der Linearmotoren ausgewählt und weiter in der Praxis realisiert. Ein Beispiel hierfür ist in Tabelle 6-1 dargestellt.

Tabelle 6-1: Beispiele für Bewertungskriterien

Anforderungen	Anmerkung
Hubkraft	Die Hubkraft, Hubgeschwindigkeit und Betriebshäufigkeit definieren die Funktionen jeder Linearbewegung. Diese Anforderungen müssen erfüllt werden
Hubgeschwindigkeit	
Betriebshäufigkeit	
Bauraum	Der Bauraum hat einen wichtigen Einfluss auf die Ersatzmöglichkeit (mit oder ohne Strukturänderung), wenn der Hydraulikzylinder durch einen Linearmotor ersetzt wird.
Robustheit	Die Komponenten sind beim Einsatz in einer Baumaschine (oder Landmaschinen usw.) starken Erschütterungen, Verschmutzung, Feuchtigkeit, und eventuell Schlägen/Steinschlag ausgesetzt. Daher spielt die Robustheit eine wichtige Rolle.

Im vorliegenden Projekt wurden umfangreiche Arbeitsmaschinen und ihre Aktuatoren untersucht. Ein Beispiel recherchierter technischer Daten der Linearantriebe ist in Tabelle 6-2 gezeigt.

Tabelle 6-2: Beispiel für recherchierte technische Daten der Linearfunktionen verschiedenen Maschine

Kommunalfahrzeug		Hubkraft	Hubgeschwindigkeit
Hako citymaster	Kehreinheit 2 Besen		
	Einschwenken	5KN / 3KN	0,032m/s / 0,064m/s
	Ausschwenken	8,4KN	0,028m/s
	Kehreinheit 3 Besen		
	Grundbesen anheben	3,0KN	0,13m/s
	Grundbesen einschwenken	12,2KN	0,036m/s
	Grundbesen ausschwenken	9,3KN	0,043m/s
	3. Besen Grundarm einschwenken	16,5KN	0,053m/s
	3. Besen Grundarm ausschwenken	12,1KN	0,066m/s
	Frontarm einschwenken	24,1KN	0,057m/s
	Frontarm ausschwenken	16,5KN	0,039m/s
	Behälteraushebung Anheben	28,2KN	0,045m/s
	Behälteraushebung Absenken	15,1KN	0,08m/s

Nach der Bewertung ist das Anwendungspotential der Elektrifizierung für folgende Linearfunktion identifiziert.

Einstellung der Neigungswinkel der Bunkerkopfteile

Krautschläger anheben/senken

Befüllband anheben/absenken

Höhenverstellung der Scheiben

Messer- und Tischverstellung

Feldspritzen: Aktuatoren werden genutzt, um den Winkel und die Höhe der Spritzdüsen zu regulieren.

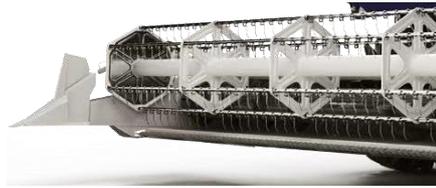
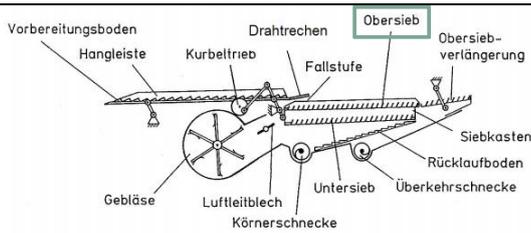
Drillmaschine: In Sämaschinen werden die Aktuatoren für die intelligente Verstellung der Dosieröffnung eingesetzt.

Streuer: Einstellung der Dünger-, Salz- oder Sandmenge.

Usw....



0



Obersiebverstellung wird bereits heute mit elektrischen Linearaktuatoren vorgenommen



Haspel anheben/senken/verschieben

Schneidwerkstisch

Vorwärts- und Rückwärtsbewegung des Schneidwerkstisches

Abbildung 6-2: Beispiel der identifizierten Linearfunktion mit Anwendungspotential

Anhand der Bewertungsergebnisse haben die Hydraulikzylinder an Kartoffelroder, Stapler, Kehrmaschine und Mähdrescher relativ hohes Ersatzpotential für Linearmotoren. Zudem erfolgt ein weiterer Vergleich zwischen diesen Ersatzmöglichkeiten, wobei das Ergebnis in Abbildung 6-3 dargestellt ist. Nach dem Vergleich sind die beiden Linearfunktionen „Saugmundaushhebung“ und „Behälteraushebung“ als Anwendungen identifiziert, die das höchste Potential für eine Elektrifizierung besitzen.

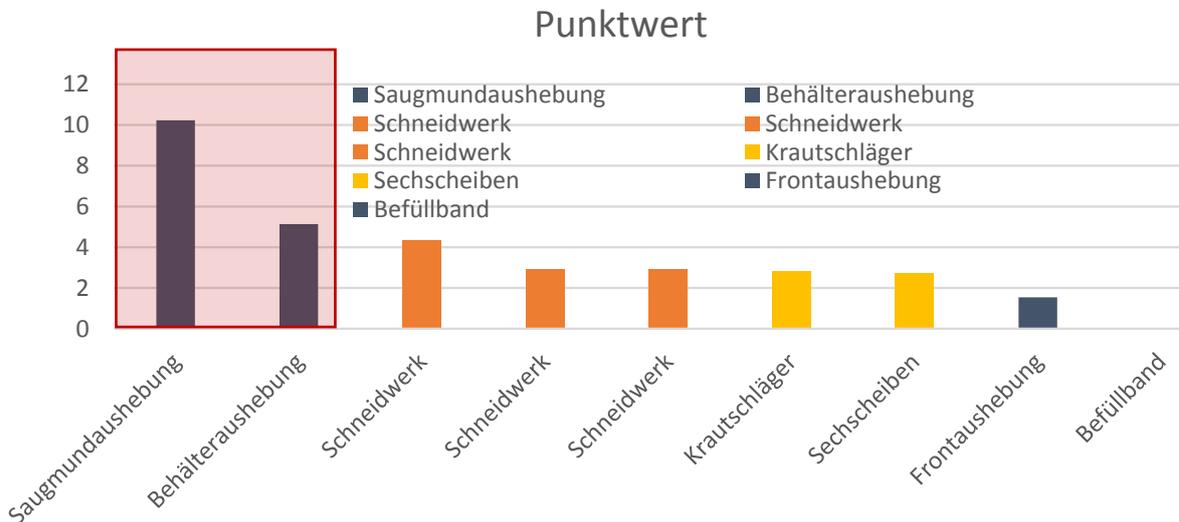


Abbildung 6-3: Vergleich der identifizierte Linearfunktionen mit Anwendungspotential

7 Fazit

Der gesamte Arbeitsumfang des Projektes wird auf zwei Phasen aufgeteilt. In der demnächst abgeschlossenen Phase 1 erfolgte die Anforderungsanalyse an zwei ausgewählten Beispielsystemen (der Verstellaktuator eines Kehrsystems und der oszillierende Aktuator eines Mähbalkens). Darauf aufbauend wurde jeweils ein Linearaktuator ausgelegt, als Versuchsmuster aufgebaut und dessen Funktion an Versuchsständen erfolgreich erprobt. Parallel ist das Einsparpotential für reale Einsatzprofile der Versuchsmaschine simulationsgestützt abgeschätzt worden. Diese Abschätzung hat ein erhebliches Einsparpotential für die vollständige Elektrifizierung offengelegt.

Für die Konkurrenzfähigkeit elektrischer Antriebskonzepte für das Kehrsystem (Aktuatoren mit mittlerer Kraftdichte, mittleren absoluten Kräften und hoher Dynamik) gegen konventioneller Lösungen und die universelle Integration in verschiedene Anwendungen ist die Kraftdichte des Gesamtsystems aus Aktuator und angeschlossener Kinematik (Endübersetzung) entscheidend. Trotz hoher Kraftdichte des entwickelten Aktuators ist ein direkter Austausch mit dem hydraulischen Zylinder bauraummäßig nicht ohne weiteres möglich. Dieses Problem wurde mittels einer einfachen Hebelarmübersetzung gelöst, wodurch die Baugröße des Aktuators reduziert werden konnte. Nach der Fokussierung auf die Kraftdichteerhöhung des Aktuators in Projektphase 1 ist daher die intensive Betrachtung geeigneter Systemlösung (Aktuator mit Endübersetzung) mit ausreichender Kraftdichte der nächste Schritt in Phase 2.

Der Antrieb eines Kommunalmähwerks wurde in der Projektphase 1 durch einen linear wirkenden oszillierenden Aktuator ersetzt. Damit ist ein potenzieller Sektor für die Anwendung oszillierender Aktuatoren identifiziert worden. Nach der Entwicklung und Inbetriebnahme des elektrischen Mähbalkens (Aktuatoren für lineare oszillierende Bewegungen) konnten die oszillierende Bewegung und der krafteffiziente Resonanzbetrieb des elektrifizierten Mähbalkens durch geeignete Regelstrategien erfolgreich realisiert werden und durch systematische Tests des Gesamtsystems nachgewiesen werden. Dabei zeigte sich, dass die Dynamik des Systems den gestellten Anforderungen entspricht. Nach der Fokussierung auf Funktionsentwicklung des oszillierenden Aktuators in Projektphase 1 ist daher die Fortführung der Entwicklung des elektrischen Mähbalkens inklusive dessen anwendungstauglicher Anbindung an die Versuchsmaschine zur Untersuchung im praktischen Mäheinsatz der nächste Schritt in Phase 2.

Beide Konstruktionen der Aktuatoren waren komplette Neuentwicklungen. Daher konnte konstruktiv auf nur wenig Vorhandenes zurückgegriffen werden. Entsprechend hoch war der Aufwand während der Entwicklung. Die Auswahl neuer Materialien und Fertigungstechniken erforderte Vorversuche um sicherzustellen, dass diese auch später verwendet werden können. Dadurch konnte sich die Firma Oswald einen großen Wissenszuwachs sichern, der vor allem auch für die in Phase 2 geplanten Arbeitspakete wichtig ist. Auch wenn die Ergebnisse nicht allen Wünschen entsprechen, ziehen wir eine äußerst positive Bilanz aus der in Phase 1 erreichten Entwicklung. Denn ein Ziel des Projektes ist es,

2

auch die Grenzen der rein elektrischen Linearaktuatoren zu erkennen, die bei der Integration in ein vorhandenes Fahrzeug zu berücksichtigen sind.

Ein Direktantrieb kann nicht 1:1 mit einem Hydraulikzylinder getauscht werden. Stattdessen ist ein Umdenken bei der Integration eines Direktantriebes gefragt. Tiefgreifende Veränderung an der Maschine dürfen nicht gescheut werden. Nur so lässt sich der Vorteil eines Direktantriebes nutzen. Dabei spielt es keine Rolle, ob es sich um einen rotierenden Antrieb oder einen Linearantrieb handelt.

Werden diese Punkte berücksichtigt, sehen die Beteiligten für Phase 2 ein hohes Potential, wenn es um Effizienz und Umweltschonung geht.

Insgesamt zeigen die Ergebnisse, dass alle Anforderungen und Zielsetzungen der Phase 1 erreicht wurden und ein großes Einsparpotential offenbaren. Deshalb ist die weitere Entwicklung dringend zu verfolgen und in der geplanten 2. Phase umzusetzen, um das nachgewiesene Entwicklungspotential technisch in der mobilen Maschine zu realisieren und ausschöpfen zu können. Die bereits jetzt erreichten Entwicklungsziele weisen ein bisher noch kaum genutztes Einsparpotential auf. Nur mit einer weiteren Verfolgung dieser Ziele ist eine innovative, zielführende und zukunftsweisende Technologie zu ergründen.

8 Literaturverzeichnis

- [1] Schmetz, R.: Elektromechanische Traktorgetriebe, Landtechnik(1999), Heft 2, S. 72-73
- [2] Bernhard, B., Schreiber, M.: Experimenteller Vergleich von Fahrtrieben am Mäh-drescher, Landtechnik (2008), Heft 2, S. 82-83
- [3] Gruber, M.: 100 ha of field experience with an electrically driven beet harvester, 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 25.-26.06.2013, Wieselburg, Österreich
- [4] Dietel, H.: Electrification of mobile machines with safe and reliable operation, 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 25.-26.06.2013, Wieselburg, Österreich
- [5] Schrägle, D., Dietel, H., Kuhn, M., Hemscheidt, M.: Grüner Antriebe im weißen Schnee, Powerworld (2009), Heft 3, S. 28-29
- [6] Neunaber, M.: Vier zusätzliche Motoren sparen ein Viertel Sprit, profi (2011), Heft 3, S. 36-38
- [7] Knüsel, S., Geißler, M., Steinbach, H.: Rigitrac mit elektrischem 4-Radantrieb, 3. VDI-MEG Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 27.-27.06.2012, Dresden
- [8] Heckmann, M., Horstmann, J., Weiß, P., Bernhardt, H.: Elektrischer Hinterachs-antrieb für selbstfahrende Arbeitsmaschinen - eine Alternative?, 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 25.-26.06.2013, Wieselburg, Österreich
- [9] Sobotzik, J.: Elektrische Antriebstechnik – eine neue Chance in mobilen Arbeitsma-schinen, 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 25.-26.06.2013, Wieselburg, Österreich
- [10] N.N.: Hybridbagger ist auch für Europa geplant, bauMAGAZIN (2009), Heft 3, S. 36
- [11] Kwiatkowski, A., Gelsen, H.: Deselektischer Hybridantrieb für Stapler, ATZ off-highway, Sonderausgabe November 2011, S. 52-57
- [12] Bauer, R.: Hybridantrieb für Schwerlastfahrzeuge in Containerhäfen – Erfahrungen und Ergebnisse bei Entwicklung und Probetrieb eines elektrischen Energiespei-chers auf Portalstaplern, Antriebstechnisches Kolloquium 2013, 19.-20.03.2013, Aachen
- [13] Thiel, M.: ePower Generator - System & Key Targets 2012, 3. VDI-MEG Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 27.-27.06.2012, Dresden
- [14] Götz, M., Himmelsbach, R., Grad, K.: Elektrifizierung bei Landmaschinen - Konzepte und praktische Erfahrungen, Antriebstechnisches Kolloquium 2013, 19.-20.03.2013, Aachen
- [15] Mohr, M., Götz, M., Fellmann, M., Brehmer, U.: Hybridisierung von Antriebssträngen für Baumaschinen, ATZ (Sonderausgabe April 2010), S. 34-43
- [16] Sobotzik, J., Shi, B.: Elektrische Antriebe für Traktoren und Anbaugeräte – Ansätze und Möglichkeiten, 70. Internationale Tagung Land.Technik, 06.11.2012, Karlsruhe

- [17] Braig, A.: Angetriebene Hangerachse, 3. VDI-MEG Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 27.-27.06.2012, Dresden
- [18] Feider, M.: Vom Labor in die Praxis - Elektrische Antriebe auf dem Feld, 4. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen, 20.02.2013, Karlsruhe
- [19] Rahe, F., Wessels, T., Weinmann, O., Götz, M.: Field trials with EDX eSeed and ZF Terra+, 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 25.-26.06.2013, Wieselburg, Österreich
- [20] Schniederbruns, B., Bitter, A.: Erfahrungen und Chancen elektrischer Antriebe mit einer Press-Wickelkombination im Feld, 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 25.-26.06.2013, Wieselburg, Österreich
- [21] Baldinger, M., Hofinger, M.: Elektrifizierung eines Mahaufbereiters, 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 25.-26.06.2013, Wieselburg, Österreich
- [22] Baldinger, M., Hofinger, M.: Konzept und Nutzen eines elektrifizierten Schwaderantriebs, 3. VDI-MEG Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 27.-27.06.2012, Dresden
- [23] Linz, M.: Elektrifizierter Zweiseiben-Düngerstreuer – vom Prototyp zur Serienlosung, 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik, 25.-26.06.2013, Wieselburg, Österreich
- [24] Aumer, W., Schuffenhauer, U., Herlitzius, T., Lindner, M., Geißler, M., Michalke, N.: Funktionsintegration eines elektrischen Antriebes in eine Dreschtrommel, Landtechnik (2010), Heft 3, S. 194-197
- [25] Gallmeier, M., Auernhammer, H.: Elektrische Antriebe in selbstfahrenden Landmaschinen, Pressekonferenz, 28.03.2008, Weihenstephan
- [26] Gallmeier, M.: Vergleichende Untersuchungen an hydraulischen und elektrischen Baugruppenantrieben für landwirtschaftliche Arbeitsmaschinen, Dissertation, Lehrstuhl für Agrarsystemtechnik, TU München, 2009
- [27] Michel, S., Weber, J.: Electrohydraulic Compact-Drives for Low Power Applications Considering Energy-Efficiency and High Inertial Loads, 7th FPNi PhD Symposium, 27.- 30.06.2012, Reggio Emilia, Italien
- [28] Aircraft Electrohydrostatic Actuators, <http://www.moog.com/products/actuators-servoactuators/actuation-technologies/electrohydrostatic/aircraft-eha/>
- [29] Servoantrieb CLDP - Technisches Datenblatt, http://resource.voith.com/vt/publications/downloads/1899_d_vthl8110_de_linearantrieb-servoantrieb-cldp.pdf
- [30] Compact EHA - Electro-Hydraulic Actuators for high power density applications, http://www.parker.com/literature/Cylinder%20Europe/EHA_1310-UK.pdf
- [31] Canders, W.-R., Laube, F., Mosebach, H.: Studie „High Torque“ Antriebe - Technologien und Grenzen, Abschlussbericht zum FVA Forschungsvorhaben Nr. 352, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Heft 586, 1999
- [32] May, H., Bode, C., Canders, W.-R., Henke, M.: New tubular PM machine designs featuring excellent performance with respect to motion quality, efficiency and overload capability, LDIA 2013, 9th Int. Symposium on Linear Drives for Industry Application, 06.-08.07.2013, Hangzhou, China
- [33] Bode, C., May, H., Henke, M.: Energieeffiziente Tubularantriebe mit Permanentmagneterregung, ETG Fachtagung, 5.-6.11.2013, Berlin
- [34] Canders, W.-R., Hulsmann, D.: Analysis and determination of symmetrical three phase windings with focus on tooth coil windings, ISEF 2011- XV Int. Symposium on Electromagnetic Fields in Mechatronics, Electrical and Electronic Engineering, 01.-03.09.2011, Funchal, Madeira, Portugal

-
- [35] Cai, M., Candors, W.-R., Henke, M.: A deterministic method for finding multi phase winding topologies with quasi ideal MMF space harmonics spectrum LDIA 2013, 9th Int. Symposium on Linear Drives for Industry Application, 06.-08.07.2013, Hangzhou, China
- [36] Geys, E.: Konstruktion eines elektrifizierten Mähbalkens mit Belastungseinheit, Bachelorarbeit, Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, TU Braunschweig, 2016
- [37] Hao, G.: Ein Linearisierung basiertes Regelungssystem eines elektrischen Mähbalkens für Kommunalfahrzeug, Masterarbeit, Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, TU Braunschweig, 2016
- [38] Jin, X.: Methode zur Effizienzbewertung der Elektrifizierung der Antriebsstränge einer Kehrmaschine, Masterarbeit, Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge, TU Braunschweig, 2016
- [39] ESM Ennepetaler Schneid-und Mähtechnik GmbH u.Co. KG,
<http://www.esmept.de/produkte/oszillierendemaehtechnik/maehbalkenschneidwerke/kommunaImaehbalken/>
- [40] Mosebach, H.: Systematik dreisträngiger symmetrischer PM-erregter PPSM. TU Braunschweig, Institut für El. Maschinen, Antriebe und Bahnen, Jahresbericht 2005
- [41] Hülsmann, D.: PM-erregte lagerlose Maschinen mit symmetrischer Zahnspulenwicklung bei Berücksichtigung einer Spaltrohrkapselung. Cuvillier Verlag Göttingen, Dissertation 2012
- [42] Wiedemann, Kellenberger, "Konstruktion elektrischer Maschinen", Springer Verlag, 1967