

---

Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge  
Technische Universität Braunschweig

**Linearaktuatoren mit elektrischer  
Leistungsversorgung  
– Phase 2 –**

Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt,  
gefördert unter dem Az: 31707/02 von der  
Deutschen Bundesstiftung Umwelt

von

Prof. Dr. Ludger Frerichs, M.Sc. Michaela Pußack,  
Prof. Dr.-Ing. Markus Henke, Dipl.-Ing. Q. Maurus  
Christian Schneider, Dipl.-Ing. Torben Pielburg

Braunschweig, Oktober 2021

# Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis .....	iii
Tabellenverzeichnis .....	viii
Zusammenfassung .....	ix
1 Einleitung.....	1
1.1 Zielsetzung .....	2
1.2 Vorgehen.....	3
2 Versuchsträger mit Leistungsversorgung .....	6
3 Beispielanwendung Stellaktuator .....	9
3.1 Analyse der Seitenbesenverstellung .....	10
3.2 Marktrecherche und Konzeptableitung .....	13
3.2.1 Konzept 1 Linearaktuator mit Direktantrieb .....	17
3.2.2 Konzept 2 Schwenkaktuator mit Getriebemotor .....	19
3.2.3 Konzept 3 Linearaktuator mit Spindelantrieb .....	21
3.2.4 Konzeptbewertung .....	22
3.3 Motorauslegung.....	23
3.3.1 Simulation des Magnetkreises .....	25
3.3.2 Stator aus SMC-Material.....	28
3.3.3 Wirkungsgradkennfeld .....	30
3.3.4 Thermische Auslegung .....	32
3.4 Fertigung .....	33
3.4.1 Konstruktive Ausarbeitung .....	33
3.4.2 Festigkeitsnachweise .....	34
3.4.3 Vorversuche.....	38
3.5 Sensorentwicklung .....	44
3.5.1 Sensorplatine .....	46
3.5.2 Anpassschaltung.....	48
3.6 Vermessung .....	51
3.6.1 Erprobung des Lagegebers .....	51
3.6.2 Inbetriebnahme AFM .....	54
3.6.3 Überprüfung der Maschinenkennwerte .....	56

---

3.6.4	Funktionsprüfung des Aktuators am stationären Prüfstand .....	61
3.7	Gestaltung des Versuchsträgers .....	63
3.7.1	Gestaltung der Antriebsbaugruppe .....	63
3.7.2	Adaption des Kehraggregats.....	65
3.7.3	Aufbau und Inbetriebnahme des mobilen Funktionsmusters .....	67
3.8	Untersuchung der Funktion Seitenbesenverstellung .....	68
4	Beispielanwendung Resonanzaktuator .....	72
4.1	Überarbeitung des Mähwerkskonzepts .....	72
4.1.1	Grundlegende Betrachtungen zum Resonanzmähwerk.....	72
4.1.2	Eigenschaften des vorgestellten Ansatzes .....	73
4.1.3	Übertragung des Ansatzes auf den Versuchsträger .....	74
4.1.4	Anbindung an den Versuchsträger.....	75
4.1.5	Ausgestaltung des Konzepts.....	76
4.2	Umsetzung des Resonanzmotors.....	78
4.2.1	Konstruktive Ausarbeitung .....	79
4.2.2	Fertigung und Montage .....	80
4.2.3	Umbau für integrierten Geber .....	82
4.3	Entwicklung eines integrierten Sensorkonzepts .....	83
4.4	Regelstrategien .....	88
4.4.1	Super-Twisting Ansatz .....	89
4.4.2	Sinus-Amplituden-Regelung .....	90
4.4.3	Stationärer Prüfstand .....	90
4.4.4	Ergebnisse .....	91
4.5	Inbetriebnahme des Mähwerks.....	92
4.5.1	Funktionserprobung .....	93
4.5.2	Übertragung der Regelungen auf den mobilen Prüfstand .....	95
4.6	Erprobung im Mäheinsatz.....	96
5	Simulation der batterieelektrischen Kehrmachine.....	102
6	Fazit.....	106
	Literaturverzeichnis .....	109

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Vorgehen zur Projektbearbeitung .....	4
Abbildung 2.1: Versuchsträgerfahrzeug mit aufgerüsteter Leistungsversorgung und Leistungselektronik.....	7
Abbildung 2.2: Struktur von Leistungsversorgung und Ansteuerung .....	7
Abbildung 3.1: Frontansicht der Beispielmaschine mit Kehraggregat und Detailansicht des Stellzylinders.....	9
Abbildung 3.2: Darstellung der Bereiche I-IV des Kraftverlaufs .....	11
Abbildung 3.3: Darstellung des Stellkrafteinflusses durch die Entlastungsfeder.....	12
Abbildung 3.4: Alternative Besenverstellungen: links Seilzug, rechts Teleskop .....	13
Abbildung 3.5: Maschinenvarianten am Markt: linear links rotierend rechts .....	14
Abbildung 3.6: Morphologischer Kasten mit einer Beispiellösung .....	16
Abbildung 3.7: CAD und abgeleitetes Simulationsmodell des Linearmotors .....	17
Abbildung 3.8: Flussdichteverteilung (oben) und Schubkraftauswertung (unten) der Grobauslegung des Linearmotors in Doppelkammausführung.....	18
Abbildung 3.9: Haltebremsenkonzept: arretiert (links) und gelüftet (rechts) .....	19
Abbildung 3.10: Lebensdauerberechnung beispielhaft für ein Wellgetriebe .....	20
Abbildung 3.11: Lebensdauerberechnung beispielhaft für eine Spindel .....	21
Abbildung 3.12: In der axialen Spiegelebene geschnittenes CAD-Maschinenmodell	26
Abbildung 3.13: Ergebnis Empfindlichkeitsanalyse für Drehmoment und Bauhöhe .	27
Abbildung 3.14: Simulationsergebnis für Drehmoment.....	28
Abbildung 3.15: Auswirkung der Materialvariation im Stator auf das Drehmoment ..	30
Abbildung 3.16: Verluste in einer elektrischen Maschine .....	30
Abbildung 3.17: Simulationsergebnis der Eisen- (links) und Kupferverluste (rechts)	31
Abbildung 3.18: Simuliertes Wirkungsgradkennfeld der AFM.....	32
Abbildung 3.19: Thermisches Simulationsergebnis nach 50 Minuten Vollast .....	33
Abbildung 3.20: Verstellaktuator CAD Modell im Halbschnitt .....	34
Abbildung 3.21: Verschiebung der Scheibe unter Belastung.....	35
Abbildung 3.22: FEM Simulation der Magnetscheibe auf Biegung und Festigkeit....	35
Abbildung 3.23: Vergleichsspannung der Welle – größte Belastung bilden die Wellenübergänge auf verschiedenen Durchmesser .....	36

---

Abbildung 3.24: Schubspannung der Welle eingeleitet über die Passfedernut. Größte Kräfte in den Ecken der Wellenabsätze .....	36
Abbildung 3.25: Ergebnisse der Schraubenberechnung .....	37
Abbildung 3.26: Belastung der Statorscheibe bei Presspassung am Außendurchmesser .....	38
Abbildung 3.27: Statordummy mit verschiedenen Spulenvarianten.....	38
Abbildung 3.28: Statordummy mit verschiedenen Spulenvarianten.....	38
Abbildung 3.29: Stator mit eingelegten Spulen.....	39
Abbildung 3.30: Quetschversuche – Prüfung auf Festigkeit und Qualität der Verbindung .....	39
Abbildung 3.31: SMC Prototypenmaterial mechanisch bearbeitet.....	40
Abbildung 3.32: Statorhälfte bereit zum Vergießen .....	41
Abbildung 3.33: Statorhälfte vergossen – bereit zur Montage .....	42
Abbildung 3.34: Rotor komplett montiert.....	43
Abbildung 3.35: Verstellaktuator komplett montiert .....	44
Abbildung 3.36: Links: Anordnung Magnet und Sensorkopf im Feld - Rechts: Auswertung horizontale Feldkomponente an der Sensoroberfläche .....	45
Abbildung 3.37: Einfluss des Abstands auf sensorsignalbestimmende Flussdichte .	46
Abbildung 3.38: Explosionsansicht Sensorkonzept .....	47
Abbildung 3.39: Sensorplatine mit Halter.....	48
Abbildung 3.40: Prototyp der Anpassplatine, ca. 47 mm x 81 mm .....	50
Abbildung 3.41: Finalisierte Sensoranpassplatine (4 Kanäle) ca. 46 mm x 36 mm ..	50
Abbildung 3.42: Sensorplatine in der Maschine verbaut.....	51
Abbildung 3.43: Prüfstand für den Lagegeber .....	52
Abbildung 3.44: Messergebnisse der Sensorinbetriebnahme mit selektierten Magneten.....	52
Abbildung 3.45: Messergebnisse der Sensorinbetriebnahme mit überarbeiteter Geberscheibe .....	53
Abbildung 3.46: LabView-Oberfläche mit mechanischer Winkeldarstellung .....	54
Abbildung 3.47: Seitenansicht des Prüfstandaufbaus .....	54
Abbildung 3.48: Blockschaltbild des Prüfstandaufbaus .....	55
Abbildung 3.49: Prüfstandsaufbau zur Vermessung der AFM.....	55
Abbildung 3.50: Messung der induzierten Spannung .....	57
Abbildung 3.51: Messung diskreter Betriebspunkte.....	58

---

Abbildung 3.52: Messaufbau für die Wirkungsgradbestimmung .....	59
Abbildung 3.53: Rohdaten der Wirkungsgradbestimmung für Links-/Rechtslauf .....	59
Abbildung 3.54: Vergleich der Wirkungsgradkennfelder als Flächendiagramm .....	60
Abbildung 3.55: Vergleich der Wirkungsgradkennfelder als Konturdiagramm .....	60
Abbildung 3.56: Ergebnis der Dauerlaufversuche .....	61
Abbildung 3.57: CAD-Modell Funktionsprüfstand .....	62
Abbildung 3.58: Realer Aufbau des Funktionsprüfstands .....	62
Abbildung 3.59: Antriebsbaugruppe; links Schnittansicht, rechts Gesamtansicht mit Besenarmlagerung .....	64
Abbildung 3.60: Überarbeitetes Kehraggregat mit elektromechanischer Seitenbesenverstellung .....	65
Abbildung 3.61: Adaptierter Besenarm .....	66
Abbildung 3.62: Funktionsprüfstand der elektromechanischen Seitenbesenverstellung in Einbaulage am Trägerfahrzeug .....	67
Abbildung 3.63: Stellmoment der montierten Antriebseinheit .....	68
Abbildung 3.64: Abgerufenes Moment der Seitenbesenverstellung .....	69
Abbildung 3.65: Stellverlauf des Ausschwenkvorgangs bei Variation der Fahrgeschwindigkeit: a) Gesamtdarstellung b) Detailansicht des Stellbeginns .....	70
Abbildung 4.1 Schematische Darstellung des Mähbalkens .....	73
Abbildung 4.2: Konzeptentwurf für Resonanzmäherwerk mit linearem Direktantrieb ..	74
Abbildung 4.3: Geschwindigkeitsverläufe des Schnittvorgangs im Kurzhub (links) und im Langhub (rechts).....	75
Abbildung 4.4: Version 2 des Mähwerks.....	76
Abbildung 4.5: Version 3 des Mähwerks.....	76
Abbildung 4.6: Finales Konzept für das Resonanzmäherwerk mit farblicher Abgrenzung der relativ zueinander bewegten Systemteile .....	76
Abbildung 4.7: Einbausituation der Federpakete .....	78
Abbildung 4.8: Seitenansicht Motor mit alter Lageregelung.....	79
Abbildung 4.9: Seitenansicht Motor mit integrierter Lageregelung .....	80
Abbildung 4.10: Ansicht A-Seite – angepasstes Lagerschild.....	81
Abbildung 4.11: Ansicht B-Seite – angepasster Geberanbau.....	81
Abbildung 4.12: Aufbau des neuen Gebersystems in der Explosionsansicht .....	82
Abbildung 4.13: Sensorkopf und Platine im Gehäuse .....	83

---

Abbildung 4.14: Primär- und Sekundärteil des Sensors integriert im Lagerschild bzw. Läufer .....	84
Abbildung 4.15: E-Kern mit zwei Sensorspulen (Außenschenkel) und Erregerspule (mittlerer Schenkel) .....	84
Abbildung 4.16: Ferritbauelemente für einen inkrementellen Positionssensor .....	85
Abbildung 4.17: Sensorsignalverlauf bei $v = 0$ und $v = 1\text{ m/s}$ .....	86
Abbildung 4.18: Induzierte Spannung und Hüllkurven aus den Extremwerten .....	87
Abbildung 4.19: Versuchsplatine zur Sensorauswertung.....	87
Abbildung 4.20: Struktur der Regelung auf STA-Basis mit Online-Parameteroptimierung .....	89
Abbildung 4.21: Struktur der Sinus-Amplituden-Regelung mit Frequenznachführung .....	90
Abbildung 4.22: stationärer Versuchsstand für Regelungsaufbau .....	91
Abbildung 4.23: Ergebnisse der Prüfstandsversuche mit Super-Twisting-Regelung mit zwei Bereichen: 1. Bereich: Start der Regelung, 2. Bereich: Online-Parameteroptimierung (a) Auslenkungsamplitude und Amplitudenfehler (b) Parameteränderung und Kostenfunktion der Parameteroptimierung (c) Iststrom und Istposition .....	92
Abbildung 4.24: Ergebnisse der Prüfstandsversuche mit Sinus-Amplituden-Regelung mit zwei Bereichen: 1. Bereich: Start der Regelung, 2. Bereich: Online-Parameteroptimierung (a) Auslenkungsamplitude und Amplitudenfehler (b) Parameteränderung und Kostenfunktion der Parameteroptimierung (c) Iststrom und Istposition .....	92
Abbildung 4.25: Systemantwort auf Sollwertsprung (links) und Chirp (rechts) mit und ohne Mähwerk vor Nachjustierung der Mähwerkseinstellung.....	93
Abbildung 4.26: Systemantwort auf Sollwertsprung (links) und Chirp (rechts) mit und ohne Mähwerk vor Nachjustierung der Mähwerkseinstellung.....	94
Abbildung 4.27: Einfluss einer Instabilität der Mähwerksaufhängung auf das Systemverhalten (Chirp) oben vor, unten nach Ausbesserung.....	95
Abbildung 4.28: Aufbau für Feldversuche mit Resonanzmähwerk .....	96
Abbildung 4.29: Vergleich der Regelungsansätze anhand von Messerhub und Kraftvorgabe: a) Sinus-Amplituden-Regelung, b) Super-Twisting-Ansatz .....	97
Abbildung 4.30: Verlauf von Hub und gemitteltem Kräfteintrag während eines Mähvorgangs.....	98
Abbildung 4.31: Anregung und Systemverhalten im stabilen Systemzustand .....	98
Abbildung 4.32: Anregung und Systemverhalten bei einbrechender Amplitude .....	98
Abbildung 4.33: Leistungsbedarf beim Mähen.....	99

---

Abbildung 4.34: Gutstau auf dem Mähbalken.....	99
Abbildung 4.35: Systemantwort auf Chirp vor und nach dem Mäheinsatz.....	100
Abbildung 4.36: Messerlagerung nach einem Mäheinsatz .....	101
Abbildung 5.1: Modell zur Leistungsberechnung der elektromechanischen Seitenbesenverstellung .....	103
Abbildung 5.2: Energieanteile der Komponenten im Antriebsstrang der Seitenbesenverstellung .....	103
Abbildung 5.3: Anteile verschiedener Verbraucher am Gesamtenergiebedarf der Kehrmaschine.....	104
Abbildung 5.4: Einsparungspotential eines batterieelektrischen Antriebskonzepts gegenüber einer verbrennungsmotorisch angetriebenen Kehrmaschine .....	105

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 3.1: Eigenschaften Schwenkzylinder Besenarm .....	10
Tabelle 3.2: Systematische Einordnung linearer Getriebe.....	15
Tabelle 3.3: Bewertung der Lösungskonzepte.....	23
Tabelle 3.4: Ableitung der Motoranforderungen .....	24
Tabelle 3.5: Signaleigenschaften von Hallsensor und Umrichterinterface .....	49
Tabelle 3.6: Signaleigenschaften.....	56
Tabelle 4.1: Zielfrequenzen der Federgestaltung und zugehörige Federpakete.....	78
Tabelle 4.2: Anforderungen an den Resonanzmotor .....	79

## 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. 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 Aktuatoren zu ersetzen.

Diese Herausforderung wird hier adressiert, indem elektrische Antriebslösungen für zwei typische lineare Beispielantriebe entwickelt, gefertigt und getestet werden. Der Arbeitsumfang des Projektes wurde dazu auf zwei Phasen aufgeteilt. In der ersten Phase erfolgte die Anforderungsanalyse für die zwei betrachteten Beispielsysteme. Die Aktuatoren wurden ausgelegt, als Versuchsmuster aufgebaut und an Versuchsständen erfolgreich erprobt.

In der zweiten Phase wurden auf Basis dieser Erkenntnisse zunächst die Beispielaktuatoren überarbeitet. Für das Beispiel Seitenbesenverstellung wurde der betrachtete Lösungsraum auf kombinierte elektromechanische Lösungen ausgeweitet. Es wurde ein Antrieb mit einer permanent erregten Axialflussmaschine und nachgeschaltetem Wellgetriebe (Harmonic Drive) als geeignete Lösung identifiziert. Diese wurde ausgelegt, gebaut und am Prüfstand getestet. Weiterhin wurde das Aggregat an die neue Antriebslösung angepasst. Antrieb und Aggregat wurden anschließend am mobilen Prüfstand getestet. Es konnte gezeigt werden, dass die elektromechanische Antriebslösung die erforderlichen Momente und Drehzahlen bereitstellen kann. Gleichzeitig ermöglicht der Ansatz eine Erweiterung des Verstellbereichs der Anwendung.

Für Beispielanwendung des direktangetriebenen Balkenmähwerks wurde das Mähwerkskonzept für eine mobile Erprobung weiterentwickelt. Zudem wurde ein permanenterregter Linearmotor in tubularer Bauweise für diese Anwendung aufgebaut. Weiterhin wurden Regelstrategien für den Betrieb des Mähwerks in Eigenfrequenz entwickelt und getestet. Das elektrisch angetriebene Mähwerk wurde abschließend in Feldversuchen erprobt. Hierbei zeigte eine Sliding-Mode-Regelung in Form eines Super-Twisting-Algorithmus ein gutes Verhalten. Die Funktion des Mähwerkskonzepts konnte dabei auch unter realistischen Feldbedingungen gezeigt werden.

Parallel ist das Einsparpotential für reale Einsatzprofile der Versuchsmaschine simulationsgestützt abgeschätzt worden. Diese Abschätzung hat ein erhebliches Einsparpotential für die vollständige Elektrifizierung offengelegt.

# 1 Einleitung

Mobile Maschinen wie z. B. Land-, Bau-, oder Kommunalmaschinen besitzen zusätzlich zu ihren jeweiligen Fahrtrieben in der Regel diverse Arbeitsantriebe zum Betrieb ihrer Arbeitsaggregate, sowie Stellantriebe zur Anpassung von Prozessparametern an Umgebungseinflüsse. Hinsichtlich ihrer Wirkrichtung lassen sich diese Antriebe weiter in lineare und rotierende Antriebe charakterisieren. Vorherrschende Konstellationen im Antriebsstrang derartiger mobiler Maschinen weisen einen verbrennungsmotorischen Hauptantrieb auf, sowie häufig mehrere untereinander unabhängige hydraulische Kreisläufe, über die Arbeits- und Stellantriebe angetrieben werden. Diese Gestaltung nutzt die Vorteile einer flexiblen Anordnung von generatorischen und motorischen Komponenten sowie von flexibler Systemgestaltung, guten Regelmöglichkeiten und hoher Leistungsdichte. Nachteilig sind dabei jedoch insbesondere umweltrelevante Aspekte. So weisen hydraulische Antriebe insbesondere im Teillastbereich häufig schlechte Wirkungsgrade auf, was sich in hohen Kraftstoffverbräuchen und erhöhtem CO<sub>2</sub>-Ausstoß äußert. Zum Betrieb der Systeme wird Hydrauliköl benötigt, das bei Eintrag in die Umwelt hohes schädliches Potenzial hat. Neben den resultierenden Umweltbelastungen bei Herstellung und Entsorgung kann auch bei Beschädigungen von Leitungen sowie an Koppelstellen des Systems Hydrauliköl in die Umwelt gelangen. Weitere Belastungen ergeben sich aus dem emittiertem Lärm. Eine wesentliche Lärmquelle ist dabei neben der Verbrennungskraftmaschine und ggf. Prozessaggregaten auch das Hydrauliksystem der mobilen Maschine (vgl. [Nic14]).

Aufgrund des hohen öffentlichen Interesses und regulatorischer Vorgaben entstehen in diesem Bereich zunehmend Bemühungen, die umweltrelevanten Nachteile auch mithilfe einer Elektrifizierung kommunaler Maschinen zu adressieren. Zur Beispielanwendung einer Kehrmaschine führte etwa [Bud20] Untersuchungen zur Elektrifizierung rotierender Arbeitsantrieben sowie dem routenspezifischen Energieverbrauch durch. Inzwischen haben auch diverse Hersteller batterieelektrische Maschinenkonzepte bis zur Serienreife entwickelt und auf den Markt gebracht.

Die vorgestellten Konzepte konzentrieren sich hierbei auf eine Elektrifizierung der rotatorischen Antriebsaggregate. In mobilen Maschinen kommen häufig auch eine Mehrzahl linearer Aktuatoren zum Einsatz, die Arbeits-, aber auch Stellfunktionen erfüllen. Eine Elektrifizierung dieser Aktuatoren, z.B. über Linearmotoren oder Motor-Gewindespindel-Einheiten, lässt sich derzeit nur vereinzelt beobachten. Die verfügbaren Lösungen werden den Anforderungen des mobilen Einsatzes (Robustheit gegenüber Verschmutzung, Vibrationen und Stößen sowie Bauraum-, Gewichts- und Leistungsbeschränkungen) derzeit noch nicht gerecht. Häufiger werden die Antriebe indirekt elektrifiziert, indem die zugehörigen hydraulischen Teilsysteme elektrisch versorgt werden. Die zusätzliche Energiewandlung beeinträchtigt dabei die Effizienz dieser Lösungen. Weiterhin bleibt die Problematik des Hydrauliköleinsatzes in der Maschine und an ihren Schnittstellen bestehen.

## 1.1 Zielsetzung

Vor diesem Hintergrund wurden im beschriebenen Projekt Ansätze für elektrische Direktantriebe sowie elektromechanische Antriebe untersucht, die zum Einsatz auf zukünftigen mobilen Maschinen in Frage kommen. Der Fokus liegt dabei im Projekt auf Aktuatoren, die auf Anbaugeräten im kommunalen Bereich und damit in geräusch- und umweltsensiblen Umgebungen eingesetzt werden. 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) zusammengefassten Anwendungen stellen Anforderungen, die im betrachteten Anwendungsfall durch elektrische Direktantriebe nicht abgedeckt werden können. Hier kommen beispielsweise elektrohydraulische Ansätze in Frage. Dieser Bereich wurde im Projekt nicht weiter betrachtet.

Der Fokus der Bearbeitung liegt daher auf den Funktionsbereichen 2) und 3). Zu diesen Funktionsbereichen wurden anhand von zwei realen Beispielanwendungen elektrisch aktivierte Antriebslösungen erarbeitet, die eine Beurteilung der elektrischen Antriebsgestaltung der betrachteten Anwendungen erlauben.

Als Beispielanwendung des Funktionsbereichs 2) wurde ein Stellantrieb zur Verstellung des Seitenbesens einer Kompaktkehrmaschine herangezogen. Bisherige Kennwerte sind eine Spitzenkraft bis 10 kN bei einer Geschwindigkeit von 30 mm/s. Die Anwendung erfordert weiterhin eine hohe Steifigkeit und geringes Spiel, um gute Positioniergenauigkeit und Positionseinhaltung zu ermöglichen. Direktantriebe sind hier vorteilhaft, da sie keine zusätzlichen Übertragungsglieder zwischen Motor und Last aufweisen.

In der vorangegangenen ersten Projektphase (AZ 31707/01) wurde hierzu untersucht, mithilfe eines solchen Direktantriebs eine direkte Substitution des hydraulischen Aktuators vorzunehmen. Durch Identifikation eines geeigneten Motorkonzepts, Optimierung der Krafterzeugung sowie weitere Erhöhung der Kraftdichte durch Integration der Lagerung in den Luftspalt wurde hierzu ein in Hinsicht auf seine Kraftdichte optimierter Linearaktor aufgebaut. Es konnte ein elektrischer Linearmotor gestaltet werden, der die bezüglich Kraft und Dynamik gestellten Anforderungen erfüllte.

Aufgrund des stark eingeschränkten Bauraums der Beispielfunktion ließ sich dieser Aktuator nicht wie erwünscht in das betrachtete Aggregat einbauen. Die Bauraumproblematik wird weiter verschärft, da bei dem elektrischen Antrieb die Bremsfunktion entfällt, die im hydraulischen System durch geeignete Ansteuerung des Zylinders wenig aufwändig integriert ist.

In der hier vorgestellten zweiten Projektphase wird daher der betrachtete Lösungsraum hin zu elektromechanischen Antriebslösungen unter Einbezug linearer sowie rotierender Wandler ausgeweitet. Ziel dieser Erweiterung ist dabei, einen elektrischen Antrieb für diese Funktion aufzubauen, mit dem alle einsatzrelevanten Anforderungen innerhalb des verfügbaren Bauraums abgebildet werden können.

Eine Anwendung mit linear oszillierender Bewegung (Funktionsbereich 3) im Bereich der kommunalen Maschinen sind die Messerschneiden in Balkenmähdwerken. Konventionell werden diese rotatorisch angetrieben, die benötigte oszillierende Bewegung wird durch geeignete Wandlung in einem mechanischen Getriebe erreicht. Um die verlustbehaftete Wandlung zu umgehen, wurde hier ein Ansatz vorgeschlagen, die Messerschneide direkt über einen elektrischen Linearmotor anzutreiben. Dieses Konzept wurde in der ersten Projektphase auf einem stationären Prüfstand untersucht. Die grundlegende Funktion des Ansatzes konnte hierbei gezeigt werden. In der hier vorgestellten Projektphase soll das Konzept zu einem mobilen Prüfstand weiterentwickelt und anschließend in Feldversuchen tiefergehend erprobt werden.

Durch diese anwendungsorientierte Realisierung von Linearaktuatoren mit elektrischer Energieversorgung werden dabei folgende umweltrelevante Innovationen adressiert:

- 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, Zusammenstoßen, 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

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.

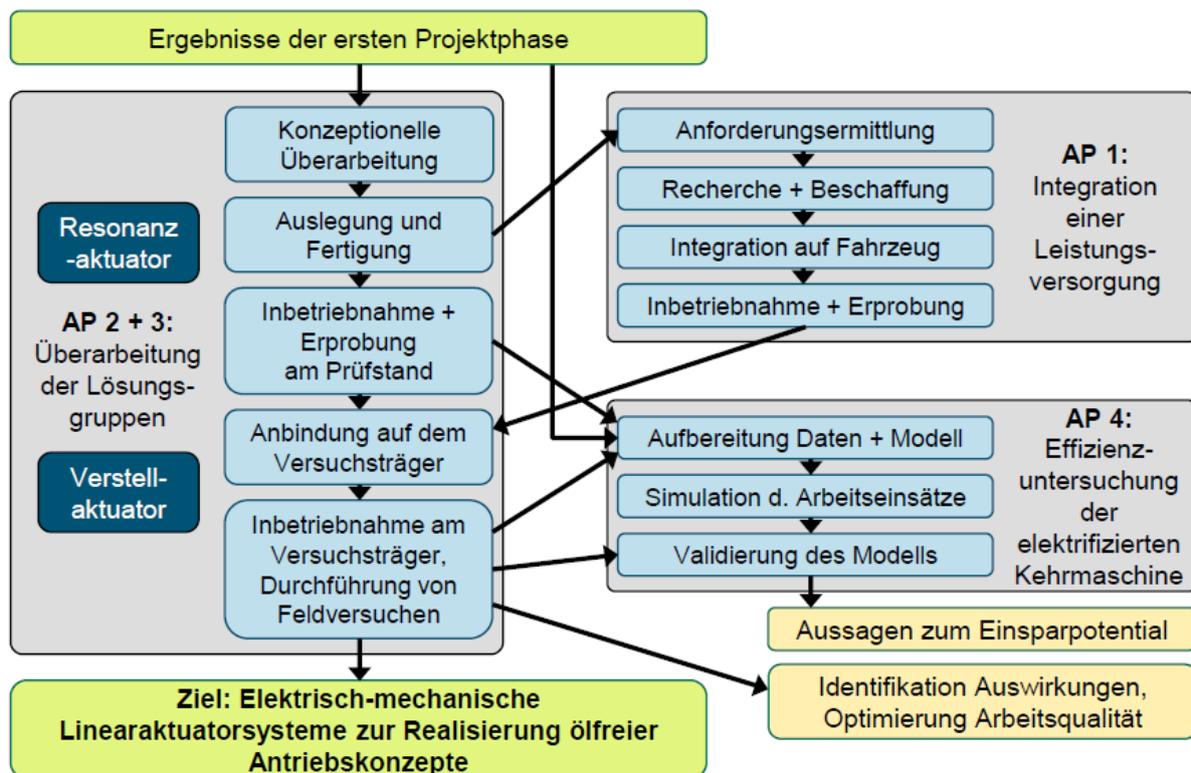
## 1.2 Vorgehen

Um diese Ziele zu erreichen, wurde die Bearbeitung in zwei Projektphasen unterteilt. In der ersten Phase ist eine Anforderungsanalyse der zwei betrachteten Beispielsysteme erfolgt. Es wurden Funktionsmuster der betrachteten Beispielaktuatoren aufgebaut und an Versuchsständen erprobt. In der hier vorgestellten zweiten Projektphase werden die betrachteten Beispielsysteme auf Basis dieser Erfahrungen überarbeitet. Ziel ist eine Übertragung der Beispiellösungen auf die Maschine und Erprobung der Lösungen in Feldversuchen.

Hierzu wird für die zweite Projektphase das in Abbildung 1.1 visualisierte Vorgehen gewählt. Aufbauend auf den Ergebnissen und Erkenntnissen der ersten Projektphase werden zunächst die Aktuatoren sowie die zugehörigen Aggregate der beiden Beispielanwendungen Seitenbesenverstellung und Resonanzmähwerk überarbeitet.

Im Fall der Seitenbesenverstellung wird hierzu eine methodische Lösungsfindung durchgeführt, um ein geeignetes Antriebskonzept für die Anwendung zu identifizieren. Der hierfür benötigte elektrische Aktuator wird im Anschluss ausgelegt, gestaltet und gefertigt. Parallel dazu wird auch die umgebende Baugruppe konzeptionell überarbeitet und umgebaut. Der elektrische Motor wird zunächst unter Laborbedingungen vermessen und im Anschluss in Verbindung mit dem überarbeiteten Antriebsstrang erprobt. Anschließend erfolgt die Anbindung des Versuchsaufbaus auf einem mobilen Versuchsträger. Hieran schließt eine Untersuchung der Funktion in Feldversuchen an.

Auch das Resonanzmähwerk wird zunächst konzeptionell überarbeitet, um das Funktionsprinzip des vormals stationären Prüfstands auf einen mobilen Versuchsaufbau zu übertragen. Gleichzeitig wird der Resonanzaktuator überarbeitet. Beide Komponenten werden anschließend gefertigt. Auch in diesem Fall erfolgt zunächst eine Betrachtung des Verhaltens unter Laborbedingungen. Es werden außerdem Regelstrategien für den Betrieb in Resonanzfrequenz erarbeitet. Das kombinierte Mähwerk wird anschließend auf einen mobilen Versuchsträger aufgerüstet und in Feldversuchen getestet.



**Abbildung 1.1: Vorgehen zur Projektbearbeitung**

Für die Felderprobung der Beispielanwendungen wird ein mobiler Versuchsträger benötigt, der mit einer geeigneten Leistungsversorgung auszustatten ist. In Abhängigkeit der erwarteten Leistungsdaten der beiden Beispielanwendungen werden hierfür Lösungen recherchiert, beschafft und auf das Trägerfahrzeug aufgerüstet.

---

Auf Basis von Ergebnissen aus den Labor- und Felduntersuchungen wird weiterhin ein in der ersten Projektphase erarbeitetes Simulationsmodell einer vollelektrifizierten Kehrmaschine weiter aufbereitet. Mit diesem Simulationsmodell wird der Einsatz dieser Maschine weiter untersucht, um das Einsparpotential einer vollelektrifizierten Kehrmaschine bewerten zu können.

## 2 Versuchsträger mit Leistungsversorgung

Als Beispielfahrzeug für die durchgeführten Untersuchungen wurde ein kommunales Geräteträgerfahrzeug vom Typ Hako Citymaster 1600 herangezogen. Das Fahrzeug lässt sich in seiner Eigenschaft als Geräteträger für verschiedene Aufgaben im kommunalen Bereich umrüsten. Verwendung findet es beispielsweise als Kehrmaschine, im Winterdienst sowie für Grünpflegearbeiten. Die Anpassung an die jeweiligen Aufgaben erfolgt über Anbaugeräte, die über Koppelstellen am Fahrzeug angebracht werden. Entsprechend definierte Schnittstellen besitzt das betrachtete Fahrzeug dabei auf der Ladefläche, am Heck sowie an der Front des Fahrzeugs.

Für das vorliegende Projekt wurde seitens der Hako GmbH ein entsprechendes Fahrzeug bereitgestellt. Dieses Fahrzeug verfügt über einen marktüblichen dieselhydraulischen Antrieb. Die primäre Antriebsquelle ist ein 55 kW- Dieselmotor. Für den Fahrtrieb werden an den Rädern verbaute Hydromotoren über einen geschlossenen Hydraulikkreis angetrieben. Die Arbeitsaggregate werden über diverse offene Kreisläufe überwiegend durch Konstantpumpen versorgt. Für Steuergeräte und Kleinverbraucher stehen zudem 12V- und 5V- Netze zur Verfügung.

Die vorhandenen Leistungsschnittstellen sind dabei nicht geeignet, um die nachfolgend betrachteten elektrischen Beispielantriebe zu versorgen. Zur Durchführung von Versuchsfahrten wurde daher eine Leistungsversorgungseinheit auf den Versuchsträger aufgerüstet.

Hierzu wurden zunächst mögliche Versorgungsquellen recherchiert und betrachtet. Da die betrachteten Komponenten über ein Dreiphasensystem mit 230 V versorgt werden können, soll auf Standardlösungen zurückgegriffen werden. Der Antrieb eines Generators über die Motorwelle des Dieselmotors entfällt aufgrund der eingeschränkten Zugänglichkeit der Verbrennungskraftmaschine. Als zugängliche, leistungsstarke Antriebschnittstelle stehen an dem Beispielfahrzeug hydraulische Anschlüsse im vorderen und hinteren Bereich zur Verfügung. Geeignete Generatorlösungen zur Wandlung der hydraulischen Leistung sind am Markt verfügbar.

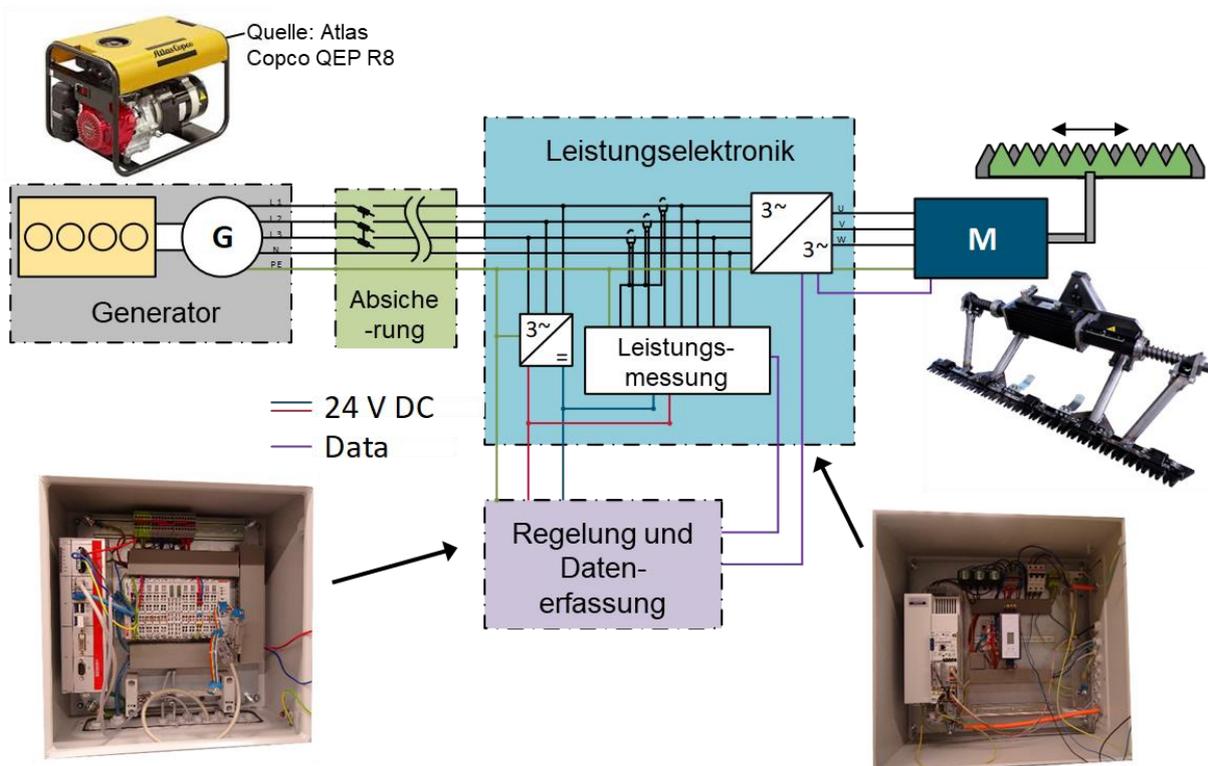
Weiterhin ist eine Versorgung über eine unabhängige Generatoreinheit mit eigenem Verbrennungskraftmotor möglich. Dieser Ansatz wurde weitergehend gewählt, da er im Vergleich zum hydraulischen Generator kostengünstiger umgesetzt werden kann und gleichzeitig eine höhere Flexibilität in der Versuchsdurchführung ermöglicht. Bei der gewählten Einheit handelt es sich um einen tragbaren Generator QEP R8 der Firma Atlas Copco mit einer Nennleistung von 7 kVA.

Der Generator wurde am Heck des Fahrzeugs angebracht, um eine möglichst geringe Beeinflussung der Funktionsumfänge des Versuchsträgers zu ermöglichen. Hierzu wurde ein Gestell aufgebaut, das geometrisch an die Anbauschnittstelle am Heck des Trägerfahrzeugs angepasst ist und die Aufnahme des Energieerzeugers ermöglicht. Der Aufbau ist in Abbildung 2.1 dargestellt.



**Abbildung 2.1: Versuchsträgerfahrzeug mit aufgerüsteter Leistungsversorgung und Leistungselektronik**

Direkt über dem Generator sind in einem Schaltschrank zusätzliche Sicherungen sowie Trennelemente für die Notaus-Funktion untergebracht. Die Leitungen werden im geschützten Bereich zwischen Trägerfahrzeug und Kehrgutbehälter geführt. Die Verlegung erfolgt dabei nah an der Knickachse des Fahrzeugs entlang, um die Längenänderung der Kabelführung bei Lenkvorgängen gering zu halten. Abbildung 2.2 zeigt einen Schaltplan des elektronischen Aufbaus.



**Abbildung 2.2: Struktur von Leistungsversorgung und Ansteuerung**

Des Weiteren wurden Schaltschränke für Steuerungs- und Leistungselektronik am Fahrzeug montiert. Für diese wurde eine Plattform auf dem Dach des Fahrerhauses

geschaffen. Der Schaltschrank auf der rechten Fahrzeugseite umfasst den Frequenzumrichter, Messelektronik sowie Netzteile für die Versorgung der Steuerung. Es wurde ein Frequenzumrichter E84AVTCE1134 der Firma Lenze verwendet. Die Steuerung mit den dazugehörigen Signalschnittstellen ist in einem eigenen Schaltschrank auf der linken Fahrzeugseite untergebracht. Als Hauptrechner dient ein Schaltschrank-Industrie-PC der Firma Beckhoff, außerdem wurden Klemmen der EL-Serie zur Signalverarbeitung genutzt. Ansteuerung und Auswertung erfolgen über TwinCAT 3.1, wobei die jeweiligen Steuerungs- bzw. Regelungsverfahren aus Simulink-Modellen abgeleitet wurden.

### 3 Beispielanwendung Stellaktuator

Die Anwendung Seitenbesenverstellung ist ein Beispiel für einen Stellzylinder, der mittlere Kräfte und hohe Dynamik ermöglicht und damit eine häufig betätigte Stellfunktion aktuiert. Um Verschmutzungen zu lösen und diese aus Randbereichen und Rinnsteinen den Aufnahmeorganen zuzuführen, ist die betrachtete Kehrmaschine beidseitig mit Seitenbesen ausgestattet. Um hier eine Anpassung an Umgebungsbedingungen zu ermöglichen, können beide Seitenbesen seitlich ein- oder ausgeschwenkt werden. In der konventionellen Lösung wirken Hydraulikzylinder über einen Hebel auf den Arm, vgl. Abbildung 3.1.



**Abbildung 3.1: Frontansicht der Beispielmachine mit Kehraggregat und Detailansicht des Stellzylinders**

In die Schwenkachse ist weiterhin eine Freilauffunktion integriert, sodass der Besenarm nach innen ausweichen kann. Üblicherweise legt sich der Besenarm aufgrund der Reaktionskraft zwischen rotierendem Besen und Boden selbsttätig an den Hebel an. Eine weitere Achse ermöglicht eine Nickbewegung des Besenarms, sodass sich der Besen auf den Boden auflegt. Über eine Zugfeder kann die Anpresskraft eingestellt werden.

Das hier betrachtete Aggregat unterliegt dabei Bauraumeinschränkungen, da es nach innen und nach oben an die Trägermaschine angrenzt. Neben dem Ein- und Ausschwenken des Besenarms ermöglicht der Zylinder über eine geschlossene Ventilstellung auch eine Fixierung der Besenposition.

### 3.1 Analyse der Seitenbesenverstellung

In Phase 1 des Projektes zeigte sich, dass ein direkter Austausch des linearen hydraulischen Stellglieds mit einem elektromechanischen linearen Direktantrieb nicht zu einer vollumfänglichen Lösung führt. Daher ist in Phase 2 die Konzeptfindung derart ausgeweitet, so dass jede elektromechanische Antriebslösung betrachtet und bewertet werden kann. Weiterhin sind zur Konzeptentwicklung einer praxistauglichen Besenverstellung ein tiefes Verständnis der Restriktionen, der Funktionen, der Analyse der erforderlichen Stellkraft und eine Analyse der möglichen Bauräume erforderlich. Zur Verfügung stehen die CAD-Daten des Nutzfahrzeugs inklusive des Anbaugerätes sowie die Daten des hydraulischen Stellglieds, welche in Auszügen der folgenden Tabelle zu entnehmen sind.

**Tabelle 3.1: Eigenschaften Schwenkzylinder Besenarm**

• <b>Hub Aktor</b>	<b>209 bis 269 mm</b>
• Einbauraum (L/B/H)	324/55/94 mm
• <b>max. Stellgeschwindigkeit ohne Last</b>	
– <b>Einschwenken</b>	<b>0,034 m/s</b>
– <b>Ausschwenken</b>	<b>0,0275 m/s</b>
• Kolbendurchmesser	32 mm
• Stangendurchmesser	20 mm
• max. Stellkraft	
– Einschwenken	14231 N
– Ausschwenken	8419 N
• Einkaufspreis	< 50 €

Bezüglich Restriktionen zeigt sich, dass die konstruktive Lösung weder in Arbeits- noch in Transportstellung mit dem Fahrzeug kollidieren darf. In Transportstellung limitieren zusätzlich die Breite des Fahrzeugs und die erforderliche Bodenfreiheit die Bauräume der zu entwickelnden Lösung.

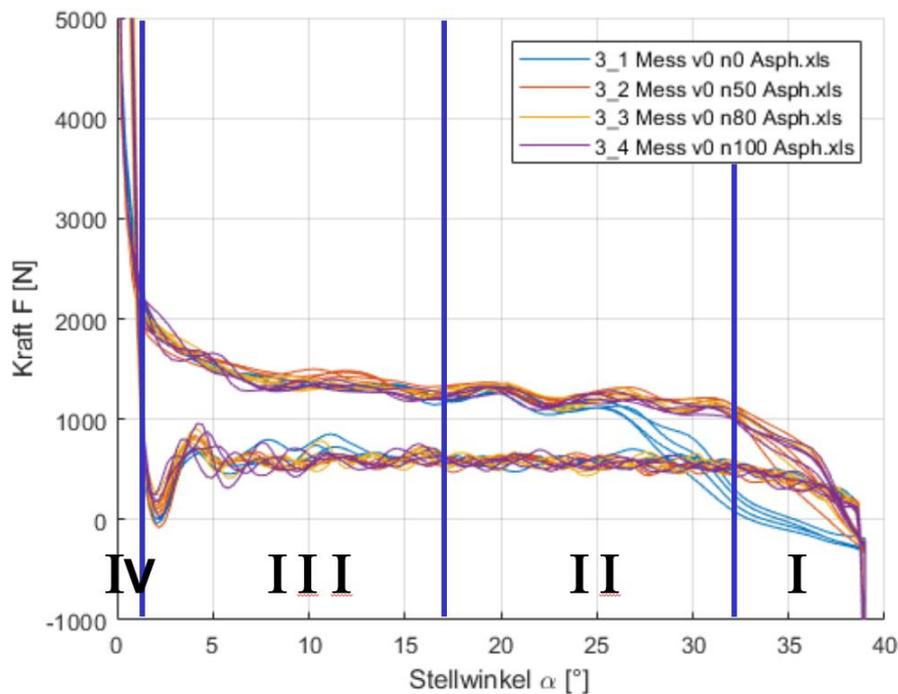
Die Funktionen der aktuellen Lösung des Besenarms unterteilen sich in

- einstellbarer Kehrspiegel über Besenkopf,
- einstellbare Besenanpresskraft über Federvorspannung,
- angehobene Transportsicherung über kammartige Endanschläge,
- Kollisionsschutz über Freilauf und federvorgespannte Ausrastfunktion,
- Stellkraft verstärkte Kraftübertragung via Hebel
- Stellkraftübertragung zum Einschwenken sowie Ausschwenken aufgrund der Reaktion des Drehmoments

Des Weiteren ist die bisherige Lösung kostengünstig durch einfache Schweißkonstruktionen und Verwendung von Normteilen sowie wartungsfreundlich ausgeführt.

Bereits in Phase 1 des Projektes wurden die Telemetriedaten für die Verstellung der Besenarme analysiert und daraus eine Vergleichskraft für die thermische Auslegung

bestimmt. Die Analyse des Kraftverlaufs in der Projektphase 2 hat zum Ziel die Einflussfaktoren zu identifizieren und ggf. Komponenten zuzuordnen. Dieses Vorgehen hat zum Ziel die Bewertung von Konzepten bzgl. Realisierbarkeit zu erleichtern. Hierfür kann der Kraftverlauf in vier Bereiche eingeteilt werden (vgl. Abbildung 3.2).

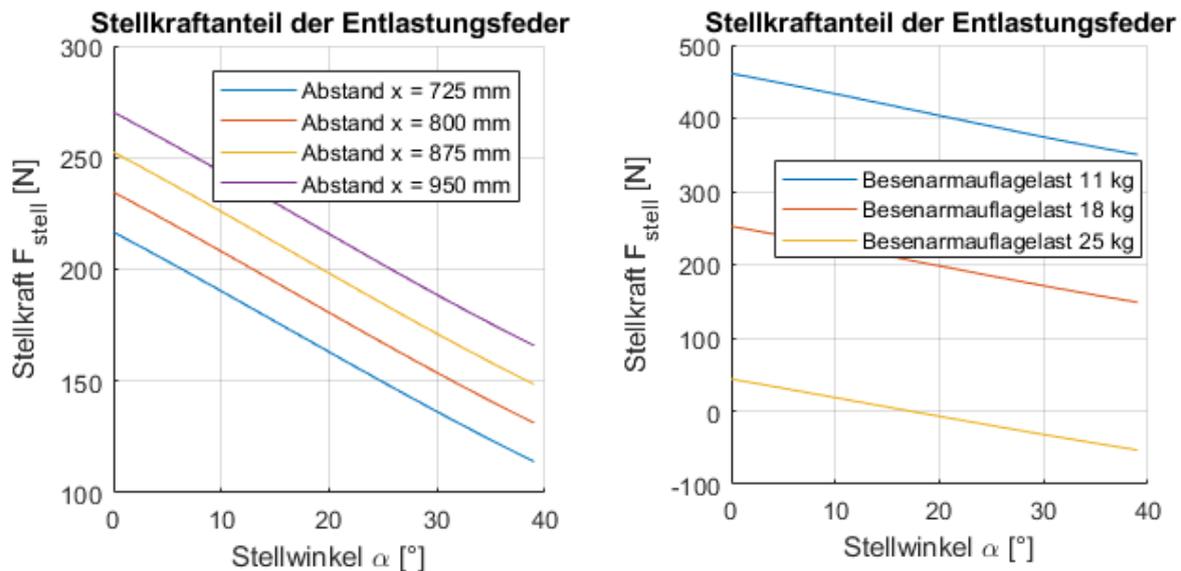


**Abbildung 3.2: Darstellung der Bereiche I-IV des Kraftverlaufs**

Die Analyse der CAD-Daten im Verlauf des Schwenkbereichs zeigt auf, dass im Segment IV die Arretierung in ein gezahntes Kammblech zu einer nahezu sprunghaften Stellkrafterhöhung führt. Im Segment III ist während dem Einfahren des Besenarms ein nicht linearer Kraftanstieg zu sehen, der vermutlich auf die Berührung der Borsten beider Besen zurückzuführen ist. Beim Ausfahren ist dies aufgrund eines kurzzeitigen Kontaktverlusts zwischen dem kraftübertragenden Hebel und dem Schwenklagergehäuse des Besenarms nicht zu erkennen. Der Aufbau des Kraftschlusses ist mit einem Einschwingvorgang verbunden. Sobald dieser Abgeschlossen ist, wird das Besenmoment und das Moment der Federentlastung, die zu einer einstellbaren Auflagekraft des Besens benötigt wird, abgestützt. Dies ist insbesondere in Segment II zu sehen, indem die Stellkraft nahezu linear verläuft. Im Segment I fällt die Stellkraft leicht ab, bis der Stellweg erschöpft ist und die Stellkraft vom mechanischen Anschlag aufgenommen wird. Zwischen Einfahren und Ausfahren des Besens ist ein deutlicher Offset zu sehen, der darauf beruht, dass beim Ausfahren der Besen den Stellvorgang teilweise unterstützt und beim Einfahren vollständig entgegenwirkt. Insbesondere in Segment I müssen sich beim Einfahren sämtliche Borsten erst ordnen bis diese gleichermaßen über die Straße gleiten. Der Effekt ist deutlicher zu sehen, wenn die Besendrehzahl Null beträgt.

Die Zuordnung der Einflussfaktoren auf die Stellkraft ist zwar mit der Analyse der CAD-Daten abgeschlossen, eine Aussage über das mögliche Einsparpotential der Stellkraft einer elektrifizierten Stellantriebslösung jedoch nicht quantifiziert. Mit der Wahl eines quadratischen Ansatzes im Bereich der Borstenkollision und dem Wegfall des für die

Arretierung notwendigen Kraftsprungs, kann das Einsparpotential für eine rein elektrische Lösung der Arretierung grob mit bis zu 40% abgeschätzt werden. Die Bestimmung des Einflusses der Federvorspannung zur Einstellung der Besenauflagekraft erfolgt mit Hilfe der CAD-Daten und der Federkennlinie. Die Federkraft hat auf die Stellkraft Einfluss, da der Befestigungspunkt exzentrisch zur Drehachse liegt. Der Stellkraftanteil hängt sowohl von der Stellung des Besens als auch von der Vorspannung durch die Federkraft ab, vgl. Abbildung 3.3. Ersteres verändert den Abstand zwischen Drehachse und dem Punkt der Krafteinleitung und letzteres bestimmt den Betrag der eingepprägten Federkraft.



**Abbildung 3.3: Darstellung des Stellkräfteinflusses durch die Entlastungsfeder**

Durch eine verbesserte Anbindung der Feder mit einer Kraftlinie, die mit der Drehachse einen Schnittpunkt bildet, ist somit ein Einsparpotential in der Stellkraft von maximal 9 % zu erwarten.

Aus den CAD-Daten leitet sich ab, dass die Kraftübertragung vom Stellglied zum Besenarm mittels Hebel in Mittelposition optimal ausgerichtet ist. D. h. die Wirklinie der Stellkraft und der wirksame Hebelarm, gebildet durch Drehachse und Krafteinleitungspunkt, stehen senkrecht zueinander. Der wirksame Hebelarm reduziert sich symmetrisch bei Drehung zu den Endpositionen um etwa 5,7 %. Mit einer Neugestaltung des Hebelarms, so dass in Segment IV das maximal mögliche Moment erreicht wird, kann die benötigte Stellkraft um den zuvor ermittelten Prozentwert verringert werden.

Abschließend erfolgt die Bauraumbetrachtung. Soll ein Linearmotor als Stellantrieb fungieren, nutzt ein planarer Antrieb mit Doppelkammstruktur diesen besser aus, als die in der ersten Projektphase favorisierte tubulare Bauform. Es folgt daraus, dass ein etwa quaderförmiger Bauraum mit rechteckigem Querschnitt gesucht wird. Das Ergebnis der ersten Phase zeigt auf, dass der bisherige Einbauort des hydraulischen Stellglieds nicht ausreicht. Dieser kann jedoch vergrößert werden, wenn der Linearmotor die tragende Funktion mit übernimmt. Dadurch fällt das tragende Rohr des Anbaugerätes weg. Bei Ausnutzung sämtlicher zur Verfügung stehender Räume kann ein etwas 500 mm langer sowie 100 mm hoher und 70 mm breiter Quader integriert werden.

Jedoch entspricht die Achsenausrichtung des Stellmotors dann nicht mehr der bisherigen. Die Krafteinleitung wäre somit neu zu designen. Bei einem rotationsymmetrischen Gehäuse entlang der Schwenkachse ist ein Durchmesser von 165 mm bei zulässiger Verschiebung der Schwenkachse ein maximaler Durchmesser von 194 mm möglich. Die maximale Höhe liegt bei etwa 230 mm.

### 3.2 Marktrecherche und Konzeptableitung

Die Entwicklung einer funktionsfähigen Lösung erfordert ein systematisches Vorgehen. Die Ergebnisse aus dem ersten Schritt, das bestehenden Systems zu analysieren, sind im vorherigen Kapitel präsentiert. Der zweite Schritt, die am Markt befindlichen alternativen Lösungen zu betrachten sowie mögliche Komponenten zu ermitteln, wird hier behandelt.

Auf Systemebene existieren zwei Alternativen zur bereits betrachteten Lösung. Dabei handelt es sich um eine Seilzugverstellung und um eine Teleskopverstellung der Kehrbesen (siehe Abbildung 3.4).

Quelle: Hako



Quelle: Nilfisk-Egholm City Ranger 3500



**Abbildung 3.4: Alternative Besenverstellungen: links Seilzug, rechts Teleskop**

Bei den Stellantrieben sind aufgrund des Projektzieles ein ölfreies Nutzfahrzeug zu fördern ausschließlich Maschinen, die elektrische Energie in Kraft umwandeln, im Fokus. Hierzu zählen zum einen die Linearantriebe und die rotierenden Maschinen. Die Maschinenprinzipien lassen sich nach Speisung unterteilen in Gleichstrom und Drehstrom-Maschinen. Eine weitere Unterteilung ist durch die Erzeugung der Felderregung gegeben, nach fremd oder selbst erregt. Letzteres wird durch Permanentmagnete erreicht. Bei den Drehstrommotoren kann die Selbsterregung auch durch Induktion erfolgen. Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal ist die Richtung der Magnetisierung im Luftspalt. Es sind radiale, axiale und transversale Varianten verfügbar. Ein weiterer Maschinentyp ist der Schrittmotor, welcher durch die Reluktanzunterschiede im Rotor und den Aufbau des Magnetfeldes definierte Rastpositionen anfährt. Eine Verfeinerung dieser Unterscheidungsmerkmale kann mühelos fortgeführt werden, da es zahlreiche Aufbauunterschiede in der Wicklung der Anzahl der Wicklungen oder der Anordnung des Rotors relativ zum Stator gibt. Daher verwundert es auch nicht, dass das Marktangebot mannigfaltig ist und im Projekt nur ein kleiner Auszug betrachtet werden kann. Im Hinblick auf die Herausforderung in einem kleinen Bauraum ein hydraulisches Stellglied zu ersetzen, ist eine sinnvolle Eingrenzung der Motorvarianten notwendig. Daher werden nur Maschinentypen betrachtet, die eine hohe Kraftdichte erreichen.

Aufgrund der hohen Energiedichte von Permanentmagneten sind die selbst erregten den fremd erregten Maschinen vorzuziehen. Maschinen mit großen Wickelköpfen sind ebenfalls nicht vorteilhaft, da der vom Wickelkopf eingenommene Bauraum nicht zur Krafterzeugung beiträgt. Daher sind Permanentmagnet erregte Maschinen mit konzentrierten Wicklungen sowohl linear als auch rotierend bewegt, Ziel der Recherche bzw. Analyse. Exemplarisch zeigt Abbildung 3.5 eine Auswahl der Maschinen am Markt.

Quelle: Tecnotion TBW45S



Quelle: Oswald TF46.60



Quelle: Exlar GTX 080



Quelle: Bühler 1.13.049.202



**Abbildung 3.5: Maschinenvarianten am Markt: linear links rotierend rechts**

Die erzeugte Kraft kann durch ein oder mehrere in Serie geschaltete Übertragungselemente verstärkt werden. Da die zugeführte Leistung nicht zunehmen kann, verlangsamt sich die Bewegung entsprechend. Das Übertragungselement verschlingt allerdings einen Teil der zugeführten Leistung und setzt diese in Wärme um. Wird ein Stellantrieb mit einem Übertrager kombiniert, ändert sich die Bezeichnung von Direktantrieb zu Getriebemotor. Die existierenden Übertragungselemente sowohl für lineare als auch für rotierende Bewegung sind Teil der im Projekt durchgeführten Untersuchung. Einen Auszug von Getrieben mit unterschiedlichen Prinzipien der Bewegungsumwandlung zeigt Tabelle 3.2.

Der Tabelle hinzuzufügen sind noch das Koppelgetriebe, das Kardankreispaar und das Kreisschubgetriebe und die sich rein rotatorisch bewegenden Getrieben, zu den Stirn- und Kegelrad- sowie Planetengetriebe gehören. Bei den rotierenden Varianten können hohe Übersetzungen erreicht werden, indem mehrere Stufen hintereinandergeschaltet werden. Planeten- und Schneckengetriebe werden einstufig verwendet und weisen ein hohes Übersetzungsverhältnis bei kompakten Bauraum auf. In der Robotertechnik werden darüber hinaus Well- und Zykloidgetriebe verwendet die sehr kompakt sind und im Vergleich zu Planetengetrieben eine ca. 10 Mal höhere Übersetzung erreichen. Nachteilig sind jedoch die deutlich niedrigeren Wirkungsgrade.

Tabelle 3.2: Systematische Einordnung linearer Getriebe

Translatorisch-rotatorisch	Rotatorisch-translatorisch-rotatorisch	Translatorisch-translatorisch-rotatorisch
Schubkurbel 	Zahnstange 	Scherenkinematiken 
Kreuzschubkurbel 	Zahnriemen 	Pantograph 
Zahnverbindung 	Schraubgetriebe 	

Abgesehen von der Krafterzeugung und der -verstärkung ist aufgrund der permanenten Krafteinwirkung des Reaktionsmomentes der Kehrbesen, die Haltefunktion gegen dieses Moment im elektrifizierten System zu realisieren. Abgesehen vom selbsthemmenden Effekt in dem Stellmechanismus kann eine Haltebremse diese Funktion erfüllen. Daher ist es erforderlich die Marktrecherche, um diesen Bereich zu erweitern. Die Auswahl an Bremsen, die rotierende Wellen festhalten oder im Betrieb abbremesen, ist deutlich umfangreicher als für Linearachsen. Nicht nur die Wirkprinzipien der Bremsen sind unterschiedlich, sondern auch die Kraftverstärkung und die Betätigung.

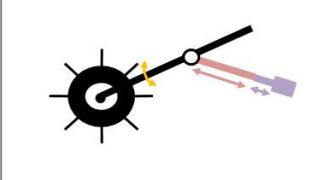
Die systematische Konzepterstellung und Beurteilung der gefundenen Lösungen erfordert die Entwicklung eines morphologischen Kastens, der alle zuvor untersuchten und beschriebenen Bereiche bzw. Elemente beinhaltet. Dieser morphologische Kasten ist makrogestützt mit Excel erstellt und bietet für die gewählte Lösung Kenngrößen der gewählten Komponenten. Zusätzlich zu den Kenngrößen wird für jede Komponente eine Bewertungsgröße angegeben. Diese ist für den Motor und die Bremse die volumetrische Kraft- bzw. Momentendichte, da der verfügbare Bauraum begrenzt und die elektromagnetische Kraftdichte kleiner als die hydraulische ist. Dadurch stehen sowohl absolute geometrische Abmessungen als auch relative Größen zur Beurteilung und Vergleichbarkeit zur Verfügung. Den morphologischen Kasten mit einer gewählten Beispiellösung zeigt Abbildung 3.6.

**Elektrisch verstellbarer Besenarm für Kehrmaschine**

Initialisierung    Neustart

**IMAB** Institut für Elektrische Maschinen, Antriebe und Bahnen  
TU Braunschweig

Prinzipskizze der ausgewählten Besenarmarchitektur



Bewegung des Besenarms	<input checked="" type="checkbox"/> Schwenken 	<input type="checkbox"/> Linear 	Prinzipskizze zur Verdeutlichung der Ebenen Systemebene Funktionsebene Aktuatorebene		
Verstellprinzip des Besenarms	<input type="checkbox"/> Direkt 	<input checked="" type="checkbox"/> Hebel 	<input type="checkbox"/> Exzenter 		
Kopplung mit Aktuator	<input type="checkbox"/> Welle/Nabe od. Zahnrad 	<input type="checkbox"/> Seilzug 	<input checked="" type="checkbox"/> Kolben/Teleskop 	<input type="checkbox"/> Hydraulisch 	
Bewegung der Aktuereinheit	<input checked="" type="checkbox"/> Linear	<input type="checkbox"/> Rotierend			
Primärer Getriebetyp	<input checked="" type="checkbox"/> Direktantrieb 	<input type="checkbox"/> Spindel 	<input type="checkbox"/> Zahnstange 	<input type="checkbox"/> Zahnrad 	<input type="checkbox"/> Schneckengetriebe 
Topologie Motor	<input checked="" type="checkbox"/> Linear	<input type="checkbox"/> Rotierend			
Bauart	<input type="checkbox"/> Blechschnitt 	<input type="checkbox"/> Tubular 	<input checked="" type="checkbox"/> Planar 		
Haltebremse nötig?	<input checked="" type="checkbox"/> Ja	<input type="checkbox"/> Nein (Selbsthemmend?)			
Anbauort	<input checked="" type="checkbox"/> Im Aktuator	<input type="checkbox"/> Am Verstellprinzip	<input type="checkbox"/> Am Besenarm		
Wirkrichtung der Bremse	<input checked="" type="checkbox"/> Linear	<input type="checkbox"/> Rotierend			
Art der Kraftübertragung	<input type="checkbox"/> Fehrschlüssig 	<input checked="" type="checkbox"/> Kraftschlüssig 			
Kraftverstärkung	<input checked="" type="checkbox"/> Direktantrieb	<input type="checkbox"/> Zahnradgetriebe 	<input type="checkbox"/> Keil 	<input type="checkbox"/> Exzenter 	
Betätigungsart zum Lösen	<input type="checkbox"/> Feder 	<input type="checkbox"/> Elektromotor 	<input checked="" type="checkbox"/> Hubmagnet 	<input type="checkbox"/> Zylinder 	
Betätigungsart zum Feststellen	<input checked="" type="checkbox"/> Feder 	<input type="checkbox"/> Elektromotor 	<input type="checkbox"/> Hubmagnet 	<input type="checkbox"/> Zylinder 	

Motor-/Getriebekombi    Tecnotion TBW45S



Bremse    Mayr ROBA-Linear



**Konzeptkomponenten**

<p><b>Besenarmtopologie</b></p> <p>Übersetzung pro Fläche 0,0026 1/cm<sup>2</sup></p> <p>Moment/Kraft Besenarm 450 Nm</p> <p>Moment/Kraft Verstellprinzip 5 kN</p> <p>Übersetzung 0,09 Nm/N</p> <p>Bemerkung Bestehende Topologie</p> <p>Volumen des Arms ist abhängig vom Festigkeitsnachweis</p>	<p><b>Motor Tecnotion TBW45S</b></p> <p>Kraft/Moment Pro Volumen 1300 Nm</p> <p>Leistung</p> <p>Max. Moment/Kraft 6750 N</p> <p>Nennspannung 600V DC</p> <p>Schutzklasse</p> <p>Außenmaße 47x130x852</p> <p>Hub beliebig</p> <p>Bemerkung</p> <p><a href="http://www.ja2-gmbh.de/files/ja2/PDF-Dateien/uebersichten/tecnotion_maincat_de_041113.pdf">http://www.ja2-gmbh.de/files/ja2/PDF-Dateien/uebersichten/tecnotion_maincat_de_041113.pdf</a></p>
<p><b>Primäres Getriebe kein Getriebe</b></p> <p>Übersetzung pro Volumen</p> <p>Max. Kraft/Moment</p> <p>Übersetzung</p> <p>Wirkungsgrad</p> <p>Außenmaße</p> <p>Bemerkung</p>	<p><b>Bremse Mayr ROBA-Linear</b></p> <p>Bewertungsfaktor 3053 Nm</p> <p>Max Kraft/ Moment 6500 N</p> <p>Kraftverstärkung/Volumen keine</p> <p>Energiebedarf 59 W</p> <p>Schutzklasse</p> <p>Außenmaße Ø110x224</p> <p>Gewicht 10,3 kg</p> <p>Bemerkung</p> <p><a href="https://www.mavr.com/synchronisation/documentations/k_381_v07_de_21_04_2016.pdf">https://www.mavr.com/synchronisation/documentations/k_381_v07_de_21_04_2016.pdf</a></p>

**Abbildung 3.6: Morphologischer Kasten mit einer Beispiellösung**

Die Identifizierung von drei erfolgsversprechenden Lösungsvarianten ist mit dem kennwertunterstützten Werkzeug gelungen. Es handelt sich dabei um zwei Varianten, die eine lineare Stellbewegung, entsprechend der ursprünglichen Realisierung, besitzen und um eine rotierende Lösung, welche die Drehbewegung des Besenarms ohne Bewegungswandlung einleitet. Die Lösungen der linearen Variante unterscheiden sich darin, dass die Stellbewegung des Besenarms bei der einen aus dem linearen in die rotierende bei der anderen zuerst aus einer rotierenden in eine lineare und dann in die

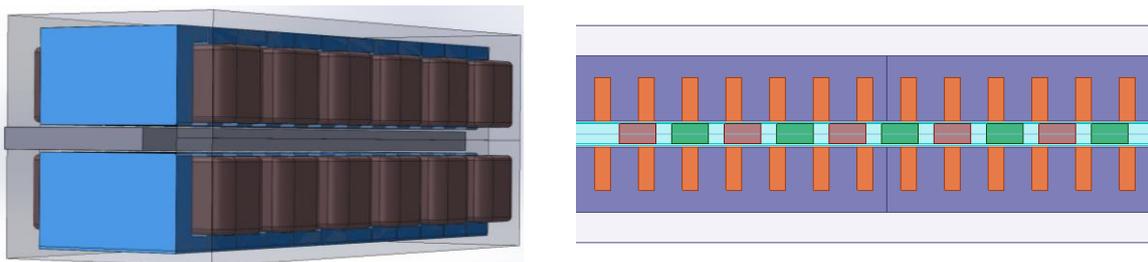
rotierende Bewegung transformiert wird. Diese Konzepte werden im Folgenden genauer betrachtet.

### 3.2.1 Konzept 1 Linearaktuator mit Direktantrieb

Prinzipiell entspricht dieses Konzept dem aus Projektphase 1. Das Ziel ist nach wie vor den hydraulischen Steller mit einem Linearmotor direkt zu ersetzen. Der Bauraum wird jedoch neu bewertet und die Haltefunktion wird hier nicht mehr vernachlässigt. Der zuvor definierte maximale Bauraum ist quaderförmig, so dass die tubulare Bauweise aus Phase 1 ausscheidet. Stattdessen wird eine Doppelkammanordnung mit Wirkflächenverdoppelung favorisiert. Dies beruht auf der folgenden Annahme:

- Die maximale Baulänge beträgt 500 mm
- Die mechanische Hebelanbindung hat eine Länge von min. 50 mm
- Der Hub von 60 mm benötigt eine Baulänge von 120 mm
- Die Länge der krafterzeugenden Wirkfläche beträgt somit max. 330 mm
- Die maximale Breite der Wirkfläche beträgt 100 mm

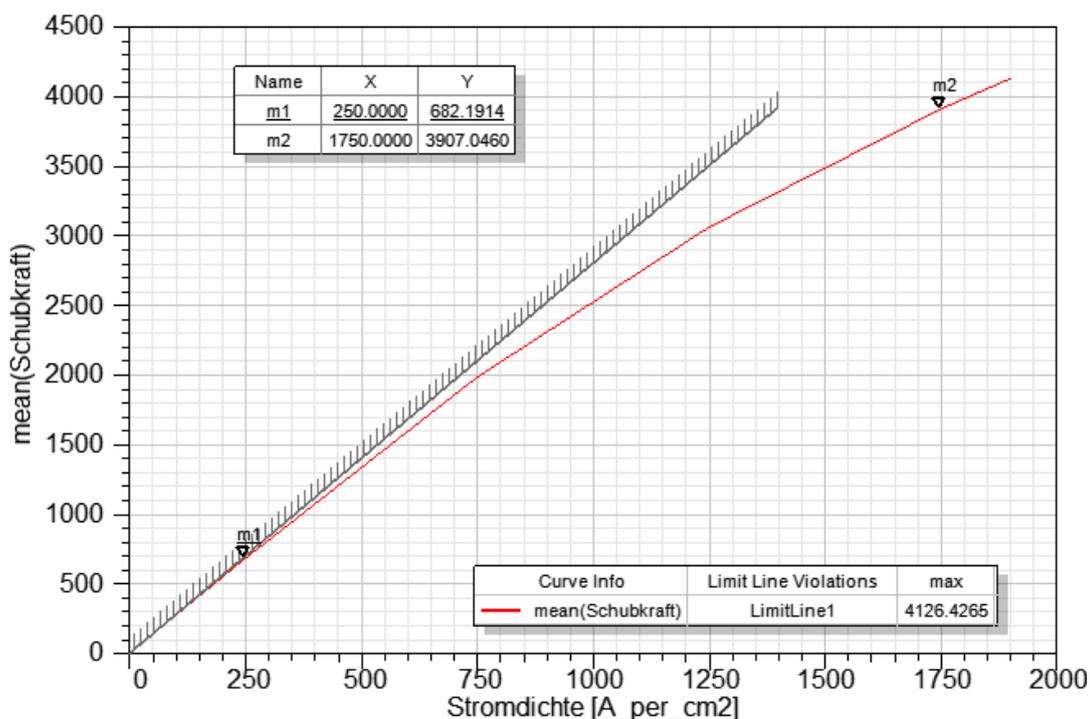
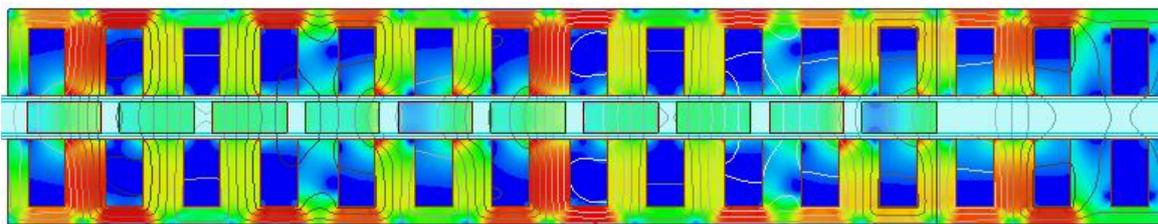
Damit lässt sich die erforderliche Kraftdichte bestimmen zu 5000 N pro 330 cm<sup>2</sup>. Das Resultat sind 15,2 N/cm<sup>2</sup>. Dieser Wert ist mit herkömmlichen elektrischen Maschinen unerreichbar. Daher ist die Ausnutzung der Kraftpotentiale für diese Lösung unumgänglich, insbesondere unter Berücksichtigung des Bauraums für die zu realisierende Haltebremse. Bei einer Reduzierung der Stellkraft mittels höherer Hebelübersetzung ohne die Baulänge zu beeinflussen oder Nutzung des Einsparpotentials durch kraftoptimierte Hebelneugestaltung und Federkonzeptänderung auf min. 3000 N, reduziert sich der Kraftdichtewert auf ca. 9 N/cm<sup>2</sup>. Dieser Wert ist nur durch Verdoppelung der Wirkflächen im anvisierten Bauraum realisierbar. Diese Aussage ist mittels CAD-Modellerstellung und Simulation der Schubkräfte mit Hilfe der FEM zu prüfen. Abbildung 3.7 zeigt das CAD-Modell des Linearmotors sowie das abgeleitete Simulationsmodell.



**Abbildung 3.7: CAD und abgeleitetes Simulationsmodell des Linearmotors**

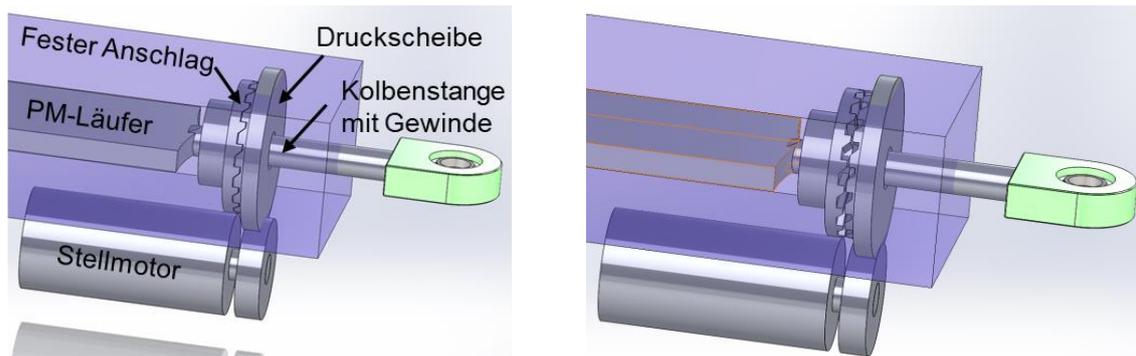
Das Resultat der Grobauslegung ist in Abbildung 3.8 dargestellt. Die oben im Simulationsmodell rot dargestellten Flächen weisen die höchste Flussdichte auf. Kritisch sind die Kanten der Permanentmagnete zu betrachten, da bei zu hohem Gegenfeld diese irreversibel entmagnetisiert werden. Daraus bestimmt sich die maximal zulässige Stromdichte zu 17,5 A/mm<sup>2</sup>. Bei dieser Stromdichte erreicht die Grobauslegung eine Schubkraft von ca. 3907 N (vergleiche Abbildung 3.8 unten Diagramm Kraft über Stromdichte). Bisher ist jedoch der Bauraum der Bremse unzureichend betrachtet und das nun tragend auszuführende Gehäuse besitzt eine maximale Wandstärke von

10 mm. In der Feinauslegung werden weitere Effekte berücksichtigt, wie beispielsweise die Wahl des Leiterquerschnitts und der damit einhergehende Kupferfüllfaktor. Dies hat negative Auswirkungen auf die erzeugbare Schubkraft. Daher ist die Annahme, dass die Schubkraft zur Verwendung eines linearen Direktantriebs zur Besenarmverstellung auf ca. 3000 N reduziert werden muss hinreichend begründet. Abschließend sei erwähnt, dass ein zusätzlicher Bauraum für die Lagerung und Führung nicht vorgesehen ist. Bei konventioneller Bauweise reduziert sich dadurch die Länge der Wirkflächen. Zur Vermeidung dieser Wechselwirkung ist in Phase 1 ein integriertes Lagerkonzept im Luftspalt betrachtet worden, welches hier zur Kraftdichteoptimierung erneut umgesetzt werden sollte.



**Abbildung 3.8: Flussdichteverteilung (oben) und Schubkraftauswertung (unten) der Grobauslegung des Linearmotors in Doppelkammasausführung**

Die Haltefunktion erfordert eine Bremse, da der Linearmotor keine Selbsthemmung besitzt. Eine externe Bremse kann entweder auf die Schwenkwelle des Besenarms oder die Bewegungsachse des Linearmotors wirken. Da das Lastmoment über die Hebelübersetzung auf die Stellerebene reduziert wird, baut die Bremse dort kleiner. Die am Markt kaufbare Komponente ist mit einer 224 mm Länge jedoch viel zu groß. Daher ist hier eine alternative Lösung selbst zu konstruieren. Eine Konzeptidee ist in Abbildung 3.9 dargestellt.



**Abbildung 3.9: Haltebremsenkonzept: arretiert (links) und gelüftet (rechts)**

Prinzipiell ist im Linearmotor eine Anschlagsscheibe fest mit dem Gehäuse verbunden, während eine zweite über ein Gewinde mit dem Läufer verstellbar verbunden ist. Die Haltebremse ist nur in eine Richtung wirksam, nimmt in dieser die Kraft durch den Formschluss auf. Eine in axiale Richtung aufgebrachte Verzahnung der Scheiben verhindert ein unerwünschtes Lüften der Bremse durch Vibrationen. Dies führt jedoch dazu, dass ein zusätzlicher Stellmotor zum Lüften der Bremse erforderlich ist. Die Baugröße dieses Motors ist voraussichtlich klein, da die Kraftübertragung zur Verstellung der Anschlagsscheibe mit einer Übersetzung erfolgt und die wirkenden Lastkräfte über den Reibkoeffizienten zusätzlich reduziert werden. Nachteilig sind die zusätzlichen Verluste im Stellmotor im Getriebe sowie der Schraubverbindung zwischen Scheibe und Linearmotorachse. Außerdem entsteht ein erheblicher Regelungstechnischer Aufwand aufgrund der erforderlichen Synchronisation der Linearmotorbewegung und der Verstellung des Anschlags.

### 3.2.2 Konzept 2 Schwenkaktuator mit Getriebemotor

Der Schwenkantrieb mit Getriebemotor verlagert den Bauraum von der Tragstruktur hin zur Schwenkachse. Eine koaxiale Anordnung von Motor mit Wellgetriebe und Schwenkachse führt zu einem sehr kompakten Aktuator. Mehrstufige Getriebe bauen bei dem angestrebten Zielmoment größer und schwerer im Vergleich zu einem Wellgetriebe bei gleicher Übersetzung. Daher stellen Planeten-, Well- und Zykloidgetriebe eine zielgerichtete Lösung, die am Markt verfügbar sind, dar. Das größte Potential hat das Well- und das Zykloidgetriebe, da diese die höchsten Übersetzungen besitzen, koaxial bauen und für hohe Momente bei niedriger Drehzahl geeignet sind. Die hohe Übersetzung des Getriebes führt zu einem geringen Bauraumbedarf des Motors, welcher im Gegensatz zu einer direkt angetriebenen Lösung ein vergleichbar geringes Moment stellen muss. Die Haltebremse kann auf der Motorseite installiert werden, so dass hier nur ein geringes Haltemoment und damit ein geringer Bauraum erforderlich ist. Hier gibt es kompakte Lösungen auf dem Markt. Für die Anwendung der Aktuatoren in einem Nutzfahrzeug sind die Getriebevarianten auf Eignung zu prüfen. Als Werkzeug dient hier die Lebensdauerberechnung. Das Zykloidgetriebe scheidet jedoch aufgrund der herstellerseitig geforderten Einsatztemperatur von unter 60 °C und der Empfindlichkeit gegenüber Verschmutzung, welche für eine Kehrmaschine eine hohe Gehäuseschutzklasse nach sich zieht, aus. Die Berechnung der Lebensdauer erfolgt nach Vorgabe der Hersteller Harmonic Drive und SKF. Die Berechnung erfolgt zur

schnellen Prüfung verschiedener Varianten mit einem Excel-Formular, welches die Berechnungsformeln hinterlegt hat, automatisiert. Das Formular ist in Auszügen in Abbildung 3.10 dargestellt.

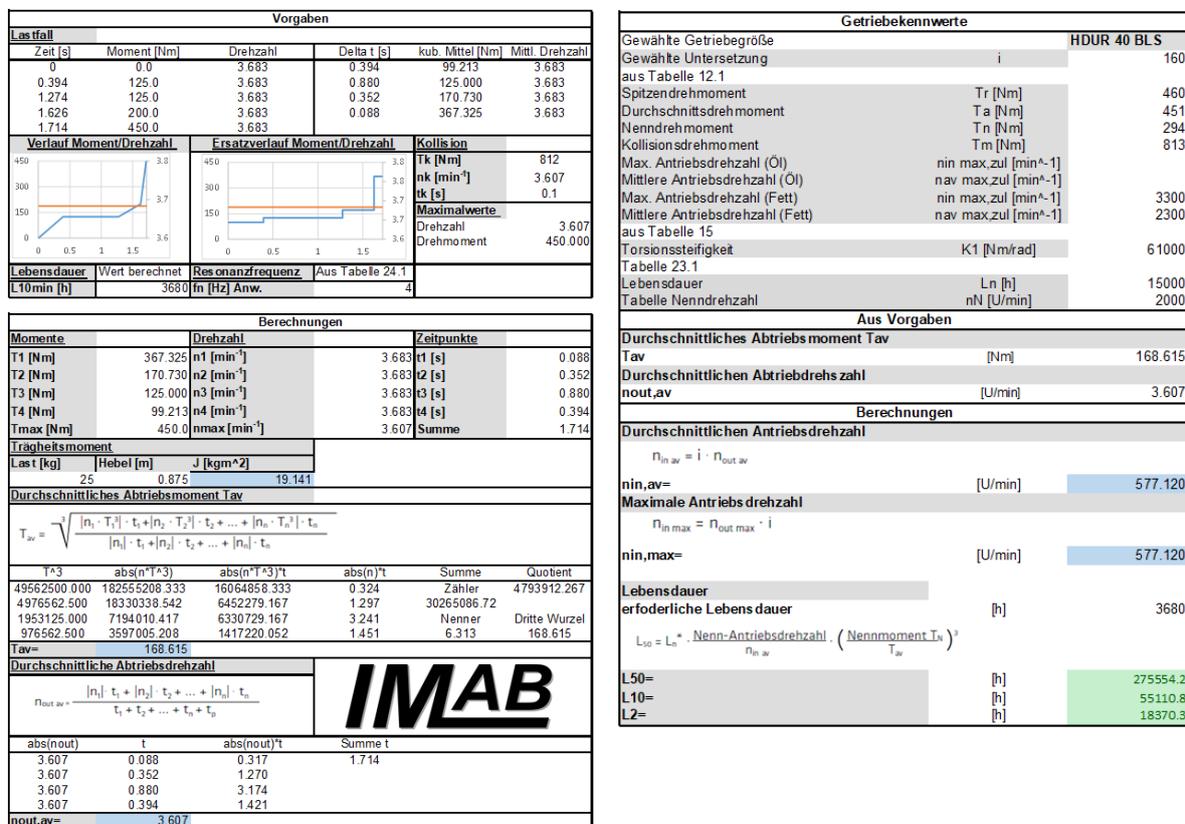


Abbildung 3.10: Lebensdauerberechnung beispielhaft für ein Wellgetriebe

Zur Prüfung der berechneten Lebensdauer ist ein Vergleichswert erforderlich, der die zu erwartende Betriebsstunden beziffert. Die Ermittlung dieses Wertes erfolgt mit den in Phase 1 zur Verfügung gestellten Telemetriedaten der Kundenfahrzeuge und der maximalen Betriebsstundenzahl des Nutzfahrzeuges der Firma Hako. Aus den Telemetriedaten geht hervor, dass an einem 8 stündigen Arbeitstag der Kehrbetrieb maximal 46 % beträgt. Darüber hinaus sind die maximale Betätigungszeit und Häufigkeit während des Kehrbetriebs bekannt. Daraus ergibt sich ein Verhältnis von Stellzeit zu Kehrzeit von 1/15 oder 6 2/3 %. Die Betätigungszeit während der Lebensdauer einer Kehrmaschine beträgt damit 245 Stunden und 20 Minuten. Ein Anbaugerät ist jedoch auf mehreren Fahrzeugen einsetzbar, so dass ein Vergleichswert von 3680 h verwendet wird. Dies entspricht der gesamten Zeit im Kehrbetrieb eines Nutzfahrzeuglebens. Der mit Hilfe des Formulars ermittelte Lebensdauerwert bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 2 % übersteigt um etwa das 5-fache den erforderlichen Wert, so dass diese Variante realisierbar ist.

Eine lineare Verstellung zur Besenarmbewegung ist mit diesem Konzept nicht mehr erforderlich. In diesem Konzept ist die Aufgabe einen kompakten Aktuator mit Kaufteilen für Getriebe und Haltebremse mit zusätzlicher Neuentwicklung eines elektrischen Stellmotors inkl. Sensorik zu realisieren. Aufgrund des Wechsels des Stellprin-

zips sind über die Aktuatorenentwicklung hinaus die Konstruktion des Besenarms abzuändern. Dabei sind die Funktionen des ursprünglichen Systems in vollem Umfang zu replizieren.

### 3.2.3 Konzept 3 Linearaktuator mit Spindeltrieb

Der Spindeltrieb profitiert von der hohen Übersetzung aus der rotierenden in die lineare Bewegung. Je nach Gewindesteigung kann der Antrieb selbsthemmend oder als Bewegungsspindel ausgeführt werden. Anfällig ist die Bewegungsspindel bei Querkraften, da die resultierende Biegung der Spindel zu hohen Reib- und Klemmkraften führt. Dies kann in einem frühzeitigen Ausfall resultieren. Standfestere Spindeltriebe sind am Markt, die statt einer einzigen mehrere umlaufende Spindeln in einer Mutter vereinen. Der Aufbau ähnelt dem eines Planetengetriebes. Zur Prüfung der Eignung der Spindelaktuatorvariante wird wie zuvor beim Schwenkantrieb der Spindeltrieb mit Hilfe der Lebensdauerberechnung überprüft. Die erforderliche Lebensdauer ist wie dort beschrieben auf 3680 h bestimmt. Es wird ein Spindeltrieb in Form eines invertierten Rollengewindetriebes der Firma SKF untersucht. Das Vorgehen für die Berechnung dieser Variante erfolgt gleichermaßen nach Herstellervorgabe und Berechnungsformular.

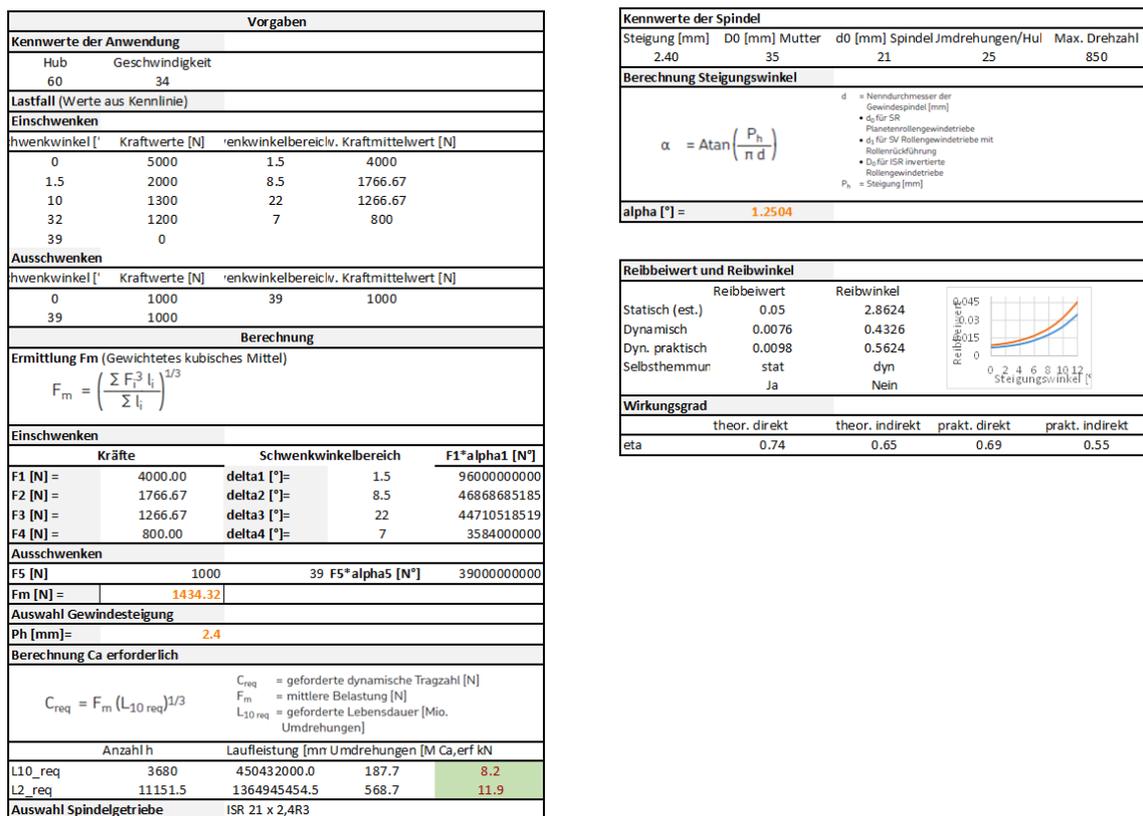


Abbildung 3.11: Lebensdauerberechnung beispielhaft für eine Spindel

Die Berechnung zeigt, dass die betrachtete Spindel einen um Faktor 15 höheren Ca-Wert, als für die erforderliche Lebensdauer mit einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 2 %, besitzt. Die Spindelberechnung schließt die Ermittlung der maximal zulässigen Axialkraft mit ein. Knicken tritt bei Kräften größer 19 kN auf. Der Aktuator stellt somit

eine geeignete Lösung dar. Diese Aussage ist gültig, sofern keine Querkraft die Spindel verbiegt.

Der Aktuator kann auf die ursprüngliche Mechanik einwirken, so dass am Besenarm nahezu keine Änderungen vorgenommen werden müssen. Einzig der kraftübertragende Hebel vom Aktuator zum Besenarm sollte angepasst werden. Die Integration eines Sensors und die Neuentwicklung eines elektrischen Motors sind platzsparend möglich, so dass dieses Konzept ebenso wie der Schwenkantrieb die volle Funktionalität des ursprünglichen Systems, bei Ausnutzung des an der Tragstruktur zur Verfügung stehenden Bauraums, umsetzen kann.

### 3.2.4 Konzeptbewertung

Die drei vorgestellten Konzepte sind zwar realisierbar, besitzen jedoch unterschiedliche Risiken. Eine Ausnahme bildet Konzept 1, welches dem Titel des Projektes in vollem Umfang gerecht wird, jedoch Einschränkungen im Bereich der Krafterzeugung aufweist. Hier ist das Risiko einer Fehleinschätzung des Kraftbedarfs im ursprünglichen System zu nennen. Insbesondere da, am zur Verfügung gestellten Nutzfahrzeug die Auswirkungen der Federwirkung bei Kollision der Besen aufgrund der Abnutzung nicht nachvollzogen werden kann. Weiterhin sind nicht alle Fahrzustände bekannt und damit ist eine Kraftreserve vorzusehen, welche ohne weitere Messungen am Nutzfahrzeug, die mit Hilfe zusätzlicher Kraftsensoren direkt aufgenommen werden, nicht ermittelt werden kann. Ein weiteres Risiko stellt die Neuentwicklung des Linearmotors und die integrierte Bremse dar. Prototypen sind zwar prinzipiell aufgrund der Entwicklung auf Basis reiner Simulationsergebnisse und fehlender Praxiserfahrungen nicht vergleichbar zu einer Serienentwicklung, Konzept 1 entspricht jedoch weitgehend der in Projektphase 1 durchgeführten Lösungsfindung. Die Herausforderung der Realisierung mittels Linearmotor und die erzielten Ergebnisse aus Phase 1 führen dadurch zu einer schlechteren Bewertung dieses Konzeptes im Vergleich zum Schwenk- und Spindelaktuator, die die Anforderungen laut Bauraumabschätzung in vollem Umfang erfüllen können. Das vorgestellte integrierte Bremsenkonzept hat einen hohen regelungstechnischen Aufwand im Vergleich zu einer herkömmlichen Bremse mit Feder-Hubmagnetmechanismus. Konzept 2 hat gegenüber Konzept 3 den Nachteil, dass es sich vom Projekttitle am weitesten entfernt. Es stellt aber eine Lösung dar, die sich auf weitere Stellfunktionen im Nutzfahrzeug übertragen lassen. Der konstruktive Aufwand am Gesamtsystem ist beim Schwenkaktuator aufgrund des Anpassungsbedarfs an der Besenarmkonstruktion größer als beim Spindelaktuator. Der Wirkungsgrad der Aktuatoren mit Getriebe oder Spindel sind niedriger, da die Kraftwandlung verlustbehaftet ist. Im direkten Vergleich schneidet das Getriebe besser ab als die Spindel. Weiterhin ist die Lösung mit Getriebe robuster im Aufbau und damit weniger anfällig als der Spindelaktuator.

Zur abschließenden Konzeptwahl sind die zuvor beschriebenen Kriterien für alle Konzepte tabellarisch zusammengefasst und bewertet (vergleiche Tabelle 3.3).

**Tabelle 3.3: Bewertung der Lösungskonzepte**

Kriterium	Linearmotor	Schwenkmotor	Spindelmotor
Aufwand Konstruktion Besenarm	++	0	++
Aufwand Konstruktion Anbaugerät	-	0	+
Aufwand Konstruktion Motor	0	+	0
Aufwand Konstruktion Bremse	--	0	0
Aufwand Ansteuerung	-	0	0
Komplexität	-	0	+
Kraftdichte	-	+	+
Lebensdauer	++*1	++	+
Risiko	-	+	+
Energiebilanz	++	0	-
Wartung	+	0	-
Automatisierung	+	++	0
Konformität Projekttitel	++	-	0
Summe	42	45	44
*1 abhängig von der Dauerfestigkeit der Lagerung		Bewertungsskala: 5 = ++ bis -- = 1	

Der Schwenkaktuator, bestehend aus einer rotierenden elektrischen Maschine, einem Wellgetriebe und einer Haltebremse, erreicht die meisten Punkte und wird im Projekt realisiert.

### 3.3 Motorauslegung

Aus Phase 1 sind Maximalkräfte und Dauerkräfte definiert bzw. bestimmt worden. Darüber hinaus ist die Übersetzung mittels Hebelarm bekannt. Daraus lassen sich das auf den Besenarm wirkende Maximal- und ein Dauermoment ableiten. Aus der Stellgeschwindigkeit bzw. dem Stellbereich und der Stellzeit für das Einfahren des Besenarms berechnet sich direkt die benötigte Stelldrehzahl des Schwenkactuators. Die Motordrehzahl hängt zusätzlich noch von der Übersetzung des Wellgetriebes ab. Die erforderlichen Motordrehmomente hängen zusätzlich zur Übersetzung vom Wirkungsgrad des Getriebes ab. Diese Aussagen gelten unter Vorbehalt, da die wirksamen Momente auf die Verstellung nicht nur vom Lastmoment des Besens sondern auch vom Abstand der Besenmittelachse zur Schwenkachse abhängen. Bei signifikanter Änderung der Besenarmkonstruktion und damit Änderung der geometrischen Verhältnisse müssen diese in der Anforderungsermittlung berücksichtigt werden. Die Getriebewerte ergeben sich aus der Wahl eines HDUR-40-160-BLS Getriebes der Firma Harmonic

Drive. Die für die Anwendung zur Grunde gelegten Werte sowie die resultierenden Motorwerte sind in Tabelle 3.4 aufgeführt.

**Tabelle 3.4: Ableitung der Motoranforderungen**

<b>Werte aus der ersten Projektphase</b>	
Maximale Stellkraft [N]	5000
Dauerstellkraft [N]	665
Hebelarmlänge [mm]	89,87
Schwenkbereich [°]	40
Stellzeit bei vollem Hub [s]	1,9
Haltekraft bei Kollision [N]	1500
Wirksame Hebellänge bei Kollision [mm]	575,35
Haltemoment bei Kollision [Nm]	863
<b>Getriebewerte</b>	
Getriebeuntersetzung	1/160
Höchster Getriebewirkungsgrad [%]	65
Niedrigster Getriebewirkungsgrad [%]	28
<b>Motoranforderungen im besten Getriebewirkungsgrad</b>	
Motornendrehzahl [U/min]	578
Nennmoment [Nm]	1,33
Maximalmoment [Nm]	4,32
<b>Motoranforderungen im schlechtesten Getriebewirkungsgrad</b>	
Motornendrehzahl [U/min]	578
Nennmoment [Nm]	3,01
Maximalmoment [Nm]	10

Mit den ermittelten Werten ergeben sich eine Nennleistung der Maschine von 182,2 W und eine Maximalleistung von 605,3 W.

Weitere Randbedingungen ergeben sich aus der Projektphase 1 festgelegten passiven Kühlung des Aktuators sowie der Verwendung von Industrieumrichtern. Letztere werden im Allgemeinen aus einem 400 V Drehstromnetz versorgt, so dass diese eine Zwischenkreisspannung von ca. 560 V aufweisen. Dies hat Auswirkungen auf die Isolation und auf die maximal zulässige Induktivität der Maschine.

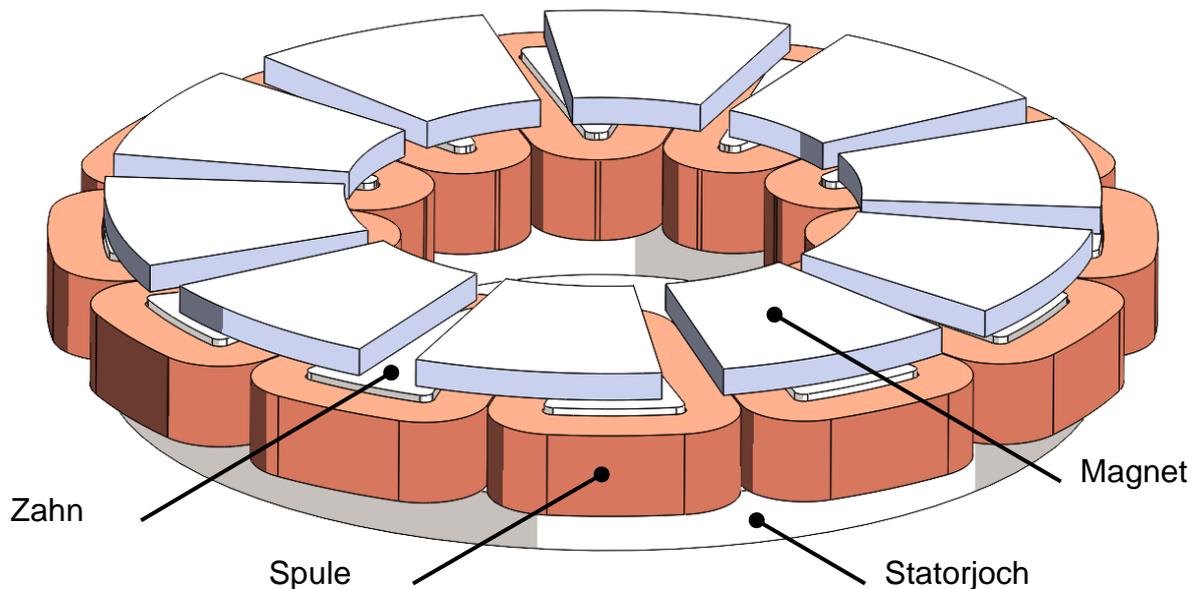
Die Bauraumbeschränkung in der Höhe ist für die Motorauslegung dominant, da die axial angebaute Haltebremse und das Wellgetriebe zusätzlich zur Gehäusekonstruktion den verfügbaren Bauraum einschränken. Ein flacher Aufbau mit hoher Kraftdichte ist bei permanent erregten Axialflussmaschinen (AFM) zu erwarten, da hier das generierte Drehmoment mit dem Durchmesser kubisch wächst. Aufgrund der passiven Kühlung ist es erforderlich die Wärmequellen gut an das Gehäuse anzubinden. Bei Doppelstatoranordnung der AFM gelingt dies mit innenliegendem Rotor. Bauraumverluste in radialer Richtung sind zu vermeiden, so dass Konzepte mit kleinem Wickelkopf vorteilhaft sind. Zudem sind Maschinen mit Zahnspulen einfacher zu fertigen, besitzen jedoch einen geringeren Wicklungsfaktor und weisen höhere Eisenverluste aufgrund von Oberwellen auf. Eine geringe Polpaarzahl in Kombination mit der geringen Nenn-drehzahl verhindern, dass die Eisenverluste einen signifikanten Einfluss haben.

Aus den zuvor dargelegten Gründen fällt die Wahl der zu realisierenden Maschine auf eine permanenterregte AFM in Doppelstatoranordnung mit 5 magnetischen Polpaaren und einer Zweischichtwicklung aus 12 Spulen.

### 3.3.1 Simulation des Magnetkreises

Statt die Geometrieerstellung der Maschine aufwändig in der Simulationssoftware zur Optimierung des Magnetkreises zu erstellen, erfolgt die Berechnung bidirektional gekoppelt zwischen CAD- und FEM-Software. Dadurch ist zum einen die volle Funktionalität der Geometrieerstellung verfügbar und zum anderen ist diese gesteuert durch die Simulationssoftware veränderbar. Die Steuerung kann die Änderung der geometrischen Größen über diverse Algorithmen oder diskret in zuvor definierten Bereichen ändern. Für die Optimierung sind Zielgrößen zu definieren, die in dieser Anwendung durch die Maximierung des Drehmomentes bei minimaler Höhe festgelegt sind. Durch Übergabe der Simulationsergebnisse an die Steuerung und Ablegen dieser Daten in einer Datenbank sind diese nicht nur zu Steuerung der Geometrieänderung, sondern auch zur Auswertung verfügbar. Es stehen Empfindlichkeitsanalysen und diverse zwei- und dreidimensionale anpassbare grafische Darstellungen zur Verfügung. Als CAD-Software kommt SolidWorks für die Kopplung und Magnetkreissimulation Ansys Workbench inklusive des Electronics Desktops zum Einsatz. Das in der axialen Symmetrieachse geschnittene voll parametrisierte CAD-Modell zeigt

Abbildung 3.12.



**Abbildung 3.12: In der axialen Spiegelebene geschnittenes CAD-Maschinenmodell**

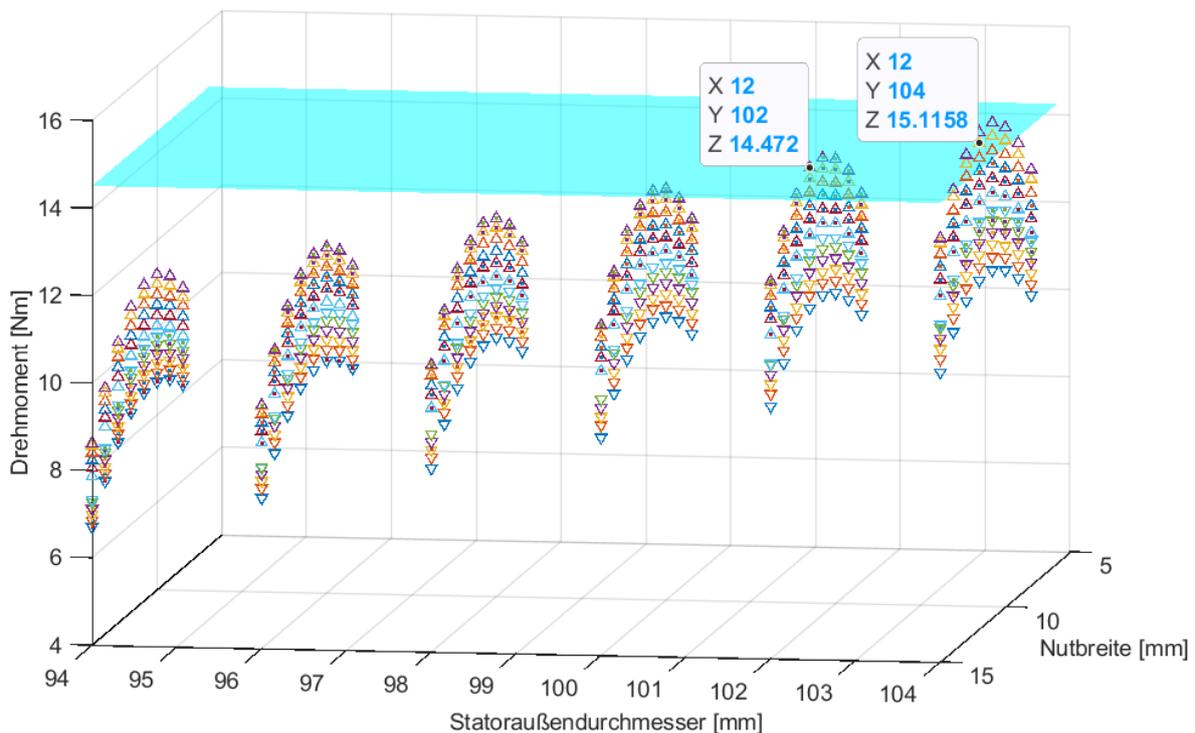
Die Bauhöhe der Aktivteile lässt sich mit dem Modell exakt berechnen, das Drehmoment weicht jedoch aufgrund der idealisierten Spule mit Windungszahl 1 ab. Die tatsächliche Windungszahl ist aufgrund der hohen Zwischenkreisspannung zu maximieren, wobei der Kupferfüllfaktor aufgrund der Zunahme der Isolation des Wicklungsdrahtes abnimmt. Dies führt zu einer unerwünschten Erhöhung der Kupferverluste. Aus Sicht der Simulation ist das berechnete Drehmoment bei gegebener Stromdichte zu hoch berechnet und muss mit dem Quotienten aus realen zu modelliertem Kupferfüllfaktor korrigiert werden. Bei der Annahme, dass ein realer Kupferfüllfaktor von 60 erreichbar ist, erhöht sich das erforderliche Rechenergebnis von 10 auf 14,5 Nm.

Die veränderlichen Parameter des Modells sind in vertikaler Richtung die Magnet-, die Zahn- und die Jochhöhe. In der horizontalen Ebene sind es die Polbedeckung, die Nutbreite sowie Außen- und Innendurchmesser. Letzterer unterliegt aufgrund des notwendigen Bauraums der Wicklung jedoch zusätzlich einer Zwangsbedingung. Bei 5 gewählten Geometrieparametern ergeben sich bei diskreter Variation 4480 Permutationen. Aufgrund dessen, dass das Modell der AFM dreidimensional berechnet werden muss, steigt bei dieser Anzahl die Lösungszeit auf mehrere Monate. Mit Hilfe von Sensitivitäten, welche aus einer geringen Anzahl von Lösungen ermittelt und auf Plausibilität geprüft werden, lässt sich der Lösungsraum derart eingrenzen, so dass das Optimum in akzeptabler Rechenzeit gefunden ist. Aus den 5 Geometrieparametern sind die Sensitivitäten für Drehmoment und Bauhöhe in Abbildung 3.13 dargestellt.



**Abbildung 3.13: Ergebnis Empfindlichkeitsanalyse für Drehmoment und Bauhöhe**

Nach zwei weiteren Suchläufen betragen der Statoraußendurchmesser und die Statorzahnhöhe mindestens 95 mm bzw. 9 mm. Mit diesen zusätzlichen Bedingungen ist eine letzte Optimierungssimulation mit diskreten Schritten und 864 Permutationen erfolgt. Ziel ist den minimalen Durchmesser und Bauhöhe zu finden, bei der das Drehmoment mindestens 14,5 Nm erreicht. Die simulierte Ergebnisschar ist in Abbildung 3.14 grafisch dargestellt. Die blaue Ebene stellt die Mindestanforderung für das Drehmoment dar. Zusätzlich zu den Parametern der Achsenbeschriftung ist die Magnet- und Zahnhöhe variiert. Steigern dieser Parameter führt sowohl zu einer größeren Gesamthöhe als auch zu einem größeren Drehmoment. Der Maximalwert für einen Durchmesser von 102 mm liegt knapp unterhalb dieser Ebene, während für 104 mm mehrere Werte die Ebene durchbrechen. Die geringste Gesamthöhe bei 15 Nm Drehmoment bestimmt den Designpunkt. Der Abstand vom gewählten Moment zum bestimmten Mindestmoment bietet hinreichende Reserven für Abweichungen zwischen simulierter und realer Motorgeometrie inklusive der Fertigungstoleranzen.



**Abbildung 3.14: Simulationsergebnis für Drehmoment**

Der ermittelte Designpunkt hat die folgenden geometrischen Abmessungen:

- Statoraußendurchmesser      104,0 mm
- Statorinnendurchmesser      54,0 mm
- Statorzahnhöhe              9,8 mm
- Nutbreite                      12,0 mm
- Statorjochhöhe                5 mm
- Magnethöhe                    6,0 mm

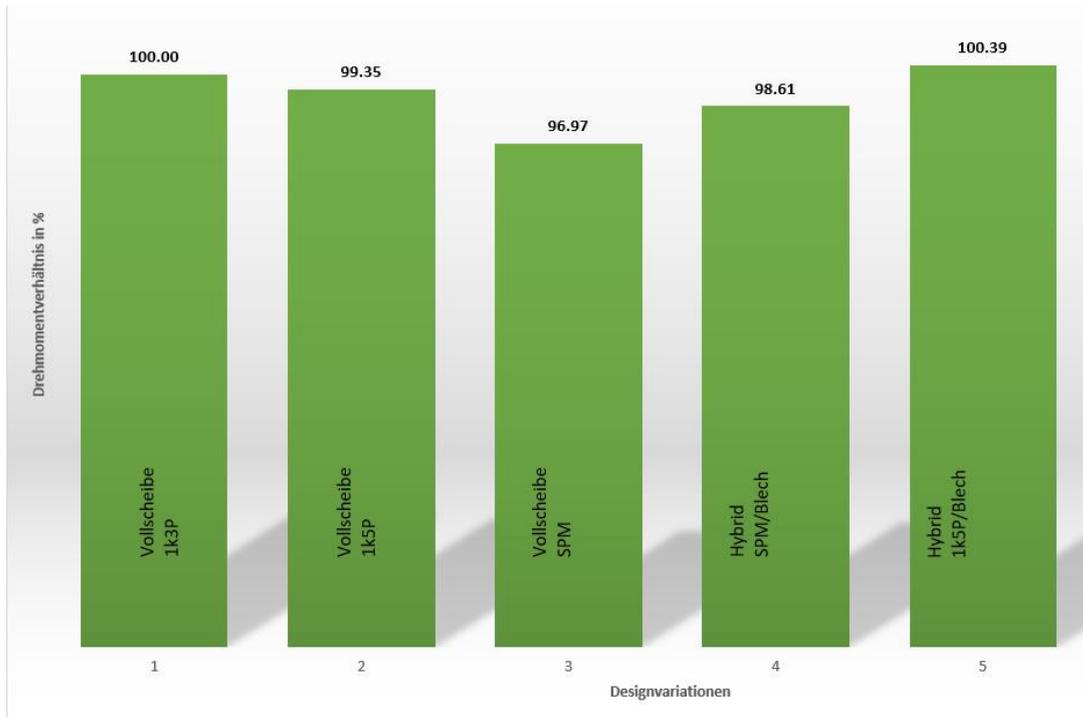
Die Aktivteile der Maschine erreichen mit den ermittelten Werten eine Gesamthöhe von 47,6 mm, das Simulationsergebnis für das Drehmoment beträgt 15,116 Nm.

### 3.3.2 Stator aus SMC-Material

Die Form des Statorzahnes lässt nur eine Schnittebene zu, um diesen Schichtweise durch Elektrobleche aufzubauen. Diese unterdrückt jedoch nicht die Ausbreitung von Wirbelströmen. Dies gilt nicht für das Joch bei der keine orthogonale Ausrichtung der Schnittebene zum magnetischen Fluss vorliegt. Der Übergang Zahn zu Joch ist ein Mischgebiet mit longitudinalen und orthogonalen Anteilen. Soft Magnetic Composites sind hier eine Alternative zu Elektroblechen, da diese Eisenpulvermaterialien auf Korngröße isoliert sind. Die Formgebung erfolgt mittels Pressvorgang und die Endgültigen Eigenschaften werden nach einer Wärmebehandlung erreicht. Im Gegensatz zum Sintern findet die Wärmebehandlung bei vergleichbaren niedrigen Temperaturen statt. Die Auswahl der Pulver ist zwar überschaubar, jedoch lassen sich unterschiedliche Eigenschaften durch Änderungen der Pulvermischung und Parameter der Wärmebehandlung erreichen. Da die Verarbeitung ausschließlich bei hohen Stückzahlen rentabel ist, existiert ein kunststoffgebundenes Prototypenmaterial, welches in bestimmten Ronden Größen bestellbar ist. Diese lassen sich im Gegensatz zu den gepressten Bauteilen

spanabhebend bearbeiten. Die Eigenschaften der Bauteile erreichen allerdings nicht die magnetischen und mechanischen Werte der gepressten Variante. Im Projekt ist eine Stückzahl von 2 Maschinen anvisiert. Trotz Doppelkammeranordnung sind somit nur 4 identische Statorelemente erforderlich. Eine Stückzahlsteigerung ist durch einen modular aufgebauten Stator möglich. Dies führt bei Einzelzahnfertigung zu einer Stückzahl von 24 pro Maschine. Im Hinblick auf die gesamte Kehrmaschine sind mehrere Stellvorgänge mit einem Schwenkaktuator denkbar. Die AFM kann mehrfach in Serie aufgebaut werden, was zu einer Vervielfachung des Drehmomentes führt. Durch Abstimmen mit verschiedenen Getrieben steht dadurch eine Vielzahl von Drehzahl-Drehmomentkombinationen zur Verfügung. Mit den Annahmen von 6 Maschinen pro Kehrmaschine und 500 Fahrzeuge pro Jahr erhöht sich die Jahresstückzahl von modular aufgebauten Statoren auf ca. 75.000. Der Preis für die Statoren einer AFM kann damit unter 21,- € gedrückt werden. Zuzüglich sind Kupfer-, Magnet- und Gehäusekosten um eine AFM komplett aufzubauen. Damit zeichnet sich ab, dass ein Aktuator den Preis eines einzelnen hydraulischen Stellzylinders nicht unterbieten kann, da zusätzlich zum Motor noch das Getriebe und die Bremse Kosten verursachen. Die Mehrkosten sind jedoch für ein voll elektrifiziertes Nutzfahrzeug aufzustellen und mit dem Wegfall des gesamten hydraulischen Systems gegenzurechnen.

Die hohe Stückzahl ist im Projekt nicht realisierbar und eine Zusage für Mindermengenerlieferung von möglichen Zulieferern fehlt, so dass das Prototypenmaterial zusätzlich zu den zuvor simulierten SMC Varianten untersucht wird. Weiterhin sind hybride Statoraufbauten mit Elektroblech im Joch und SMC im Zahn simuliert worden. Die Auswirkungen sind in einem Balkendiagramm (vgl. Abbildung 3.15) verdeutlicht.

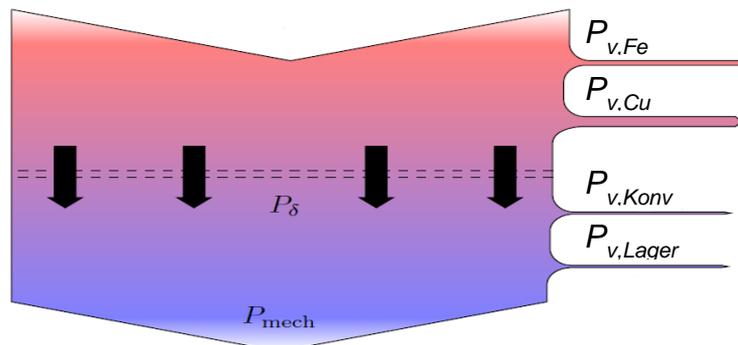


**Abbildung 3.15: Auswirkung der Materialvariation im Stator auf das Drehmoment**

Laut Simulation verliert die Variante mit Prototypenmaterial gegenüber der besten Alternative gerade einmal 3,4 %. Daher wird diese Variante zur Realisierung der AFM ausgewählt.

### 3.3.3 Wirkungsgradkennfeld

Zur Bestimmung des Wirkungsgradkennfeldes ist die Kenntnis der Verluste einer E-Maschine erforderlich. Abbildung 3.16 zeigt die Zusammenhänge zwischen eingespeister elektrischer Leistung, den Verlustleistungen und der mechanischen Wirkleistung.

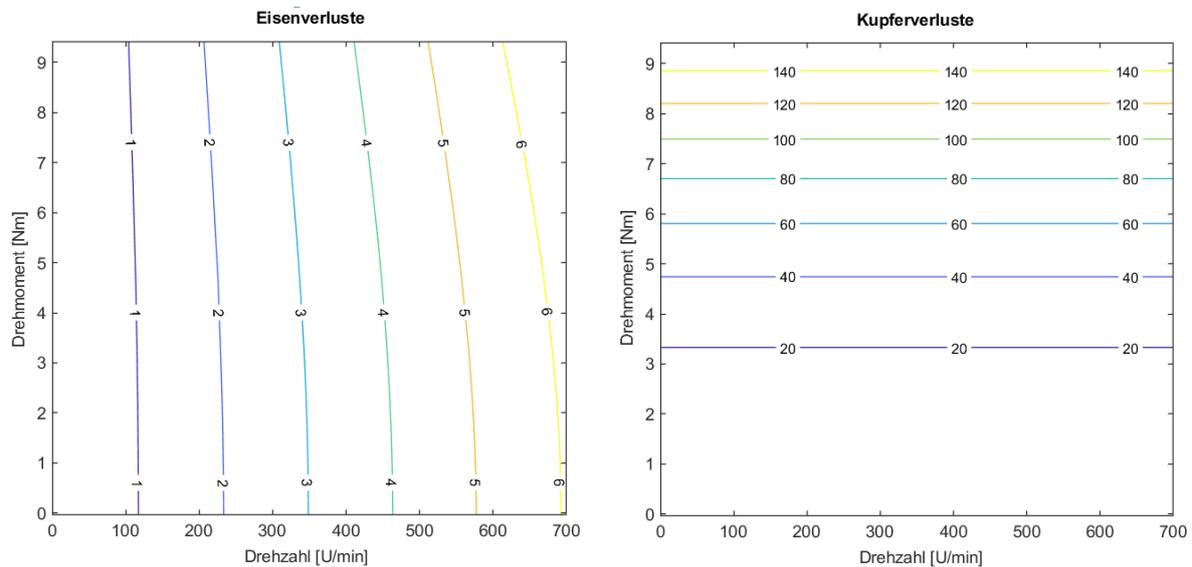


**Abbildung 3.16: Verluste in einer elektrischen Maschine**

Nach der Wickeldrahtwahl kann der exakte Kupferfüllfaktor berechnet und damit die ohmschen Verluste in der Wicklung bestimmt werden. Festgelegt ist ein Runddraht mit einem Durchmesser der Kupferkreisfläche von 0,6 mm. Der Kupferdraht ist doppelt

lackisoliert. Rein rechnerisch ergibt sich damit für die AFM ein ohmscher Strangwiderstand von 4,64 mOhm bei 20°C. Der Widerstand erhöht sich bei 180°C auf 7,53 mOhm.

Die Eisenverluste sind bereits aus der Simulation bekannt. Diese Verluste sind über Drehmoment und Drehzahl in Abbildung 3.17 in Form eines Konturplots mit eingetragenen Isolinien für die Verlustwerte dargestellt.



**Abbildung 3.17: Simulationsergebnis der Eisen- (links) und Kupferverluste (rechts)**

Aufgrund der geringen Drehzahl entstehen nur geringe Reibverluste im Luftspalt, so dass diese ignoriert werden. Die Lagerreibung ist in der Verlustbetrachtung abgeschätzt und berücksichtigt.

Die mechanische Leistung berechnet sich aus Drehmoment und Drehzahl. Das Verhältnis der mechanischen Leistung zu der Gesamtleistung ergibt den Wirkungsgrad.

Das Ergebnis der Wirkungsgradberechnung zeigt Abbildung 3.18.

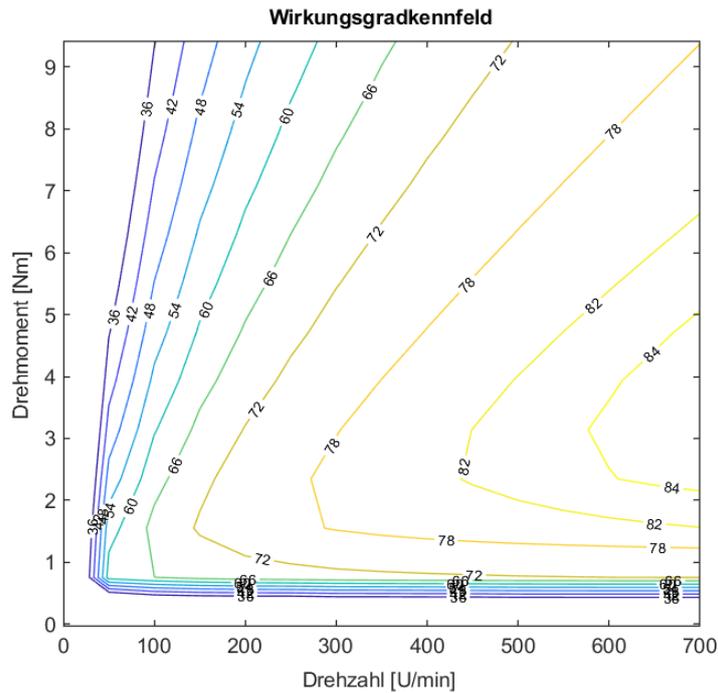
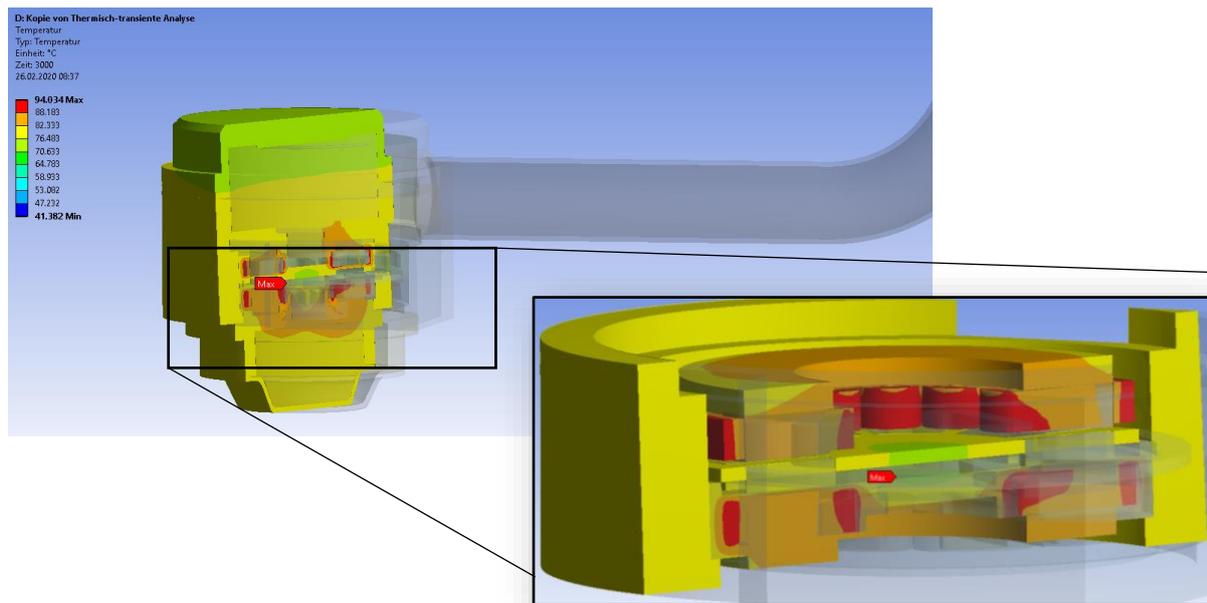


Abbildung 3.18: Simuliertes Wirkungsgradkennfeld der AFM

### 3.3.4 Thermische Auslegung

Mit der Kenntnis der Verluste sind die Wärmequellen definiert. Die Umgebungstemperatur stellt die Wärmesenke dar. Die Wärme wird aufgrund der passiven Kühlanforderung nur durch Wärmeleitung und natürlich Konvektion an die Umgebungsluft vom Aktuator übertragen. Der Aktuator wird mit der Anbindung an die Tragstruktur simuliert, da hier gezielt eine Wärmespreizung erfolgen soll. Die resultierende Oberflächenvergrößerung verbessert die Wärmeübertragung. Das Getriebe wird trotz seines geringen Wirkungsgrades in der Simulation nicht berücksichtigt.

Die stationäre thermische Simulation zeigt, dass der Motor unter 60°C im definierten Dauerbetrieb bleibt. Bei 50 Minuten unter Volllast erreicht der Motor an seinem Hotspot 94°C (vergleiche Abbildung 3.19). Dies fügt dem Motor zwar keinen Schaden zu, am Gehäuse des Aktuators ist der Berührungsschutz jedoch nicht mehr gegeben. Bei weiterem Volllastbetrieb wird die zulässige Maximaltemperatur der Isolation deutlich überschritten.



**Abbildung 3.19: Thermisches Simulationsergebnis nach 50 Minuten Vollast**

## 3.4 Fertigung

### 3.4.1 Konstruktive Ausarbeitung

Nach der elektrischen Auslegung und thermischen Simulation des IMAB folgt die konstruktive Ausarbeitung des Motors durch die Firma Oswald auf Basis der vom IMAB bereitgestellten Daten.

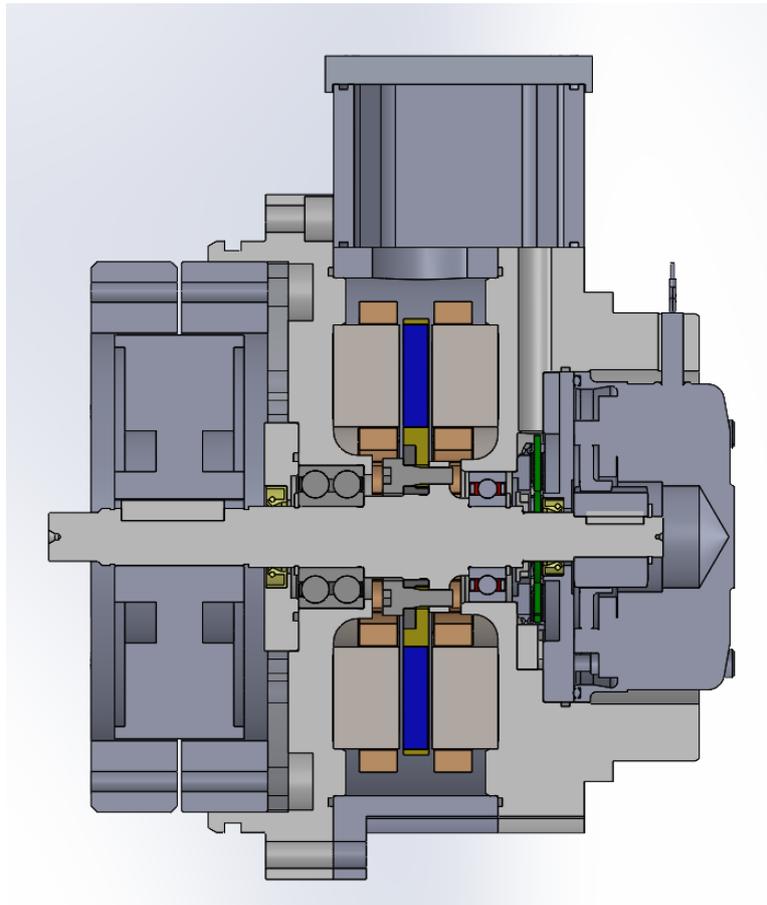
Aufgrund der thermischen Simulation soll die Isolierstoffklasse H berücksichtigt werden, welche eine Grenztemperatur von 180°C zulässt. Auch das Eindringen von Staub und Wasser ist als Randbedingung gesetzt, eine konkrete Schutzklasse wurde aber nicht vorgegeben. Ebenso soll ein Berührschutz am Träger installiert werden, um Verbrennungen durch heiße Oberflächen am Motor zu verhindern. Wie in Phase 1 wird auch hier wieder auf eine aktive Kühlung verzichtet. Die entstehende Wärme soll durch eine gute Anbindung an den Träger und freie Konvektion abgeführt werden.

Die Auswahl der Lager gestaltete sich schwierig. Grund hierfür sind der mangelnde Bauraum und die teils unbekanntenen Kräfteverhältnisse. Es ist zwar klar definiert welche Kräfte der Motor leisten muss, dabei auftretende Störgrößen wie Stöße oder Vibrationen von außen sind aber nicht bekannt. So ist eine Auswahl der Lager nur nach den durch elektrische Berechnung bekannten Kräften erfolgt.

A-seitig ist der Anbau des Getriebes geplant. Hier wird eine größere Belastung auf die Welle erwartet, weshalb hier ein Doppelreihiges Rillenkugellager verwendet wird. B-seitig werden das Gebersystem und die Bremse angebaut. Hier sollten keine unerwarteten Kräfte erfolgen, daher fiel die Auswahl auf ein einfaches einreihiges Rillenkugellager.

Der Anbau von Bremse und Getriebe erfolgte in enger Absprache mit dem IMN und IMAB. Die Firma Oswald lieferte die beiden Elektromotoren ohne die Anbauten und Gebersystem, daher war ein Austausch der 3D Daten und die gegenseitige Unterstützung der Projektpartner an dieser Stelle wichtig, um am Ende einen funktionierenden Aufbau zu erhalten.

Für die Auslegung und den Aufbau des Drehgebers war vor allem das IMAB verantwortlich. Die dabei vorgegebenen Abmessungen der Bauteile mussten dann konstruktiv in das Modell eingearbeitet werden. Aufnahme und Fixierung der Teile mussten durch die umliegenden Bauteile gewährleistet werden in dem engen vorgegebenen Bauraum.



**Abbildung 3.20: Verstellaktuator CAD Modell im Halbschnitt**

### 3.4.2 Festigkeitsnachweise

Folgend sind die kritischsten Bauteile und Verbindungen durch FEM Simulation und Berechnungen überprüft worden. Bei Bedarf wurden die Teile so angepasst, dass diese die Anforderungen erfüllen. Weitere Verbindungen und Bauteile wurden überprüft, haben aber nicht die Relevanz wie die hier gezeigten Teile.

Die Magnetscheibe war in ihrer Ausführung neu und bisher so noch nicht gebaut worden. Eine weitere Unbekannte war in diesem Fall der verwendete Faserverbundwerkstoff. Eine FEM Simulation sollte Klarheit bringen, ob die gewählte Ausführung den Ansprüchen genügt. Dabei wurde die Scheibe mit dem vom IMAB berechneten max. Kräften belastet und dabei die Verbiegung und Spannung beobachtet.

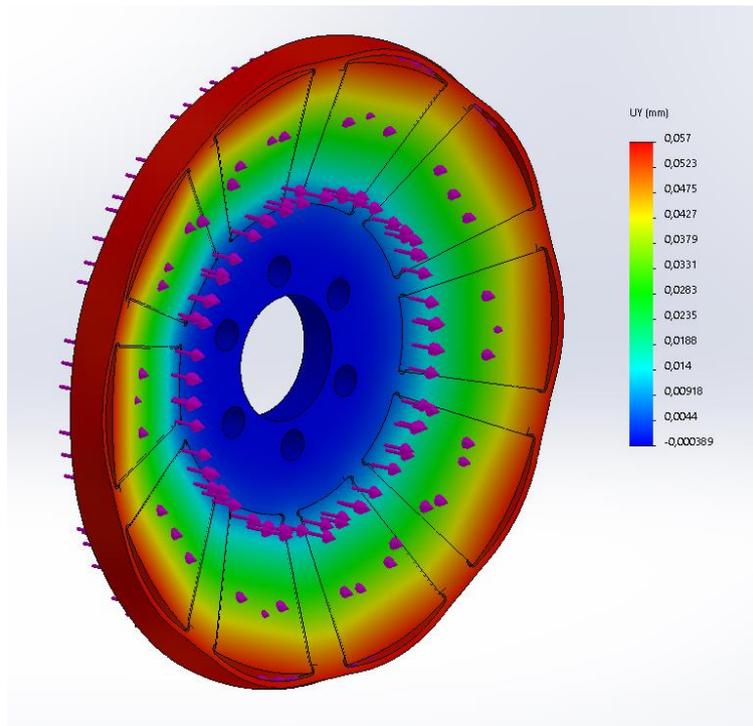


Abbildung 3.21: Verschiebung der Scheibe unter Belastung

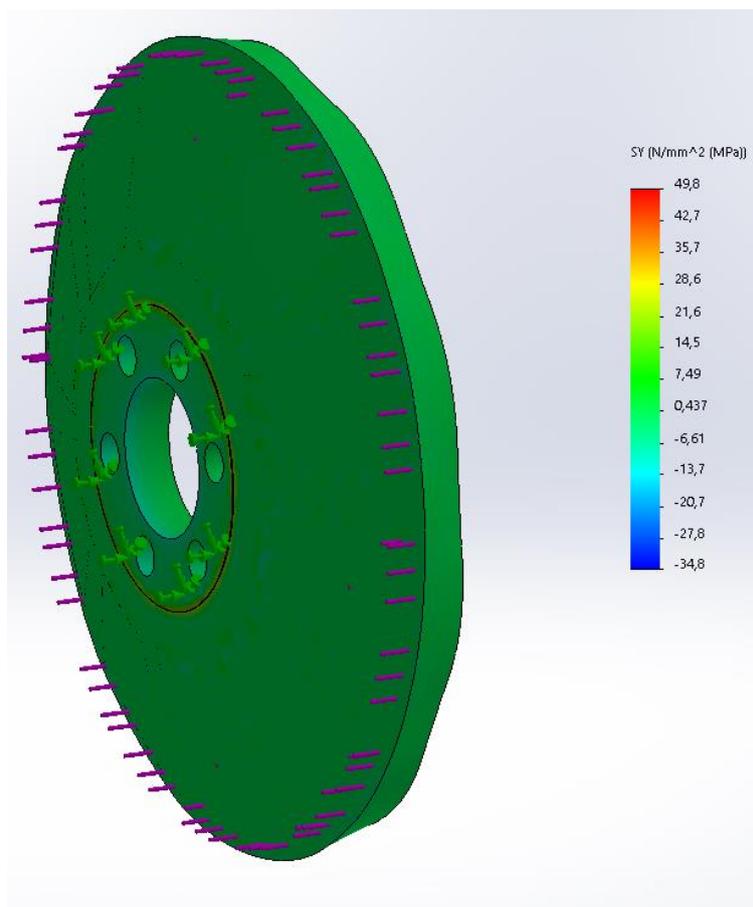
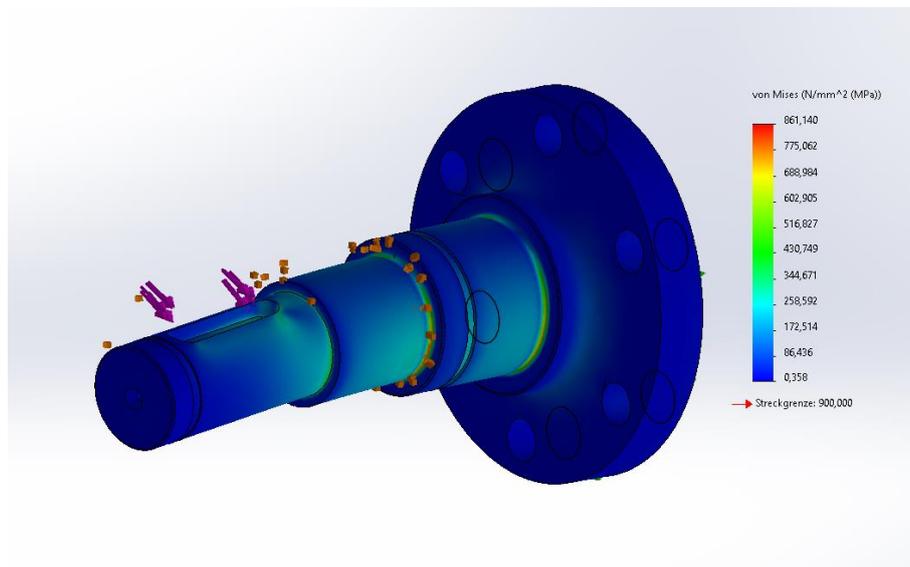


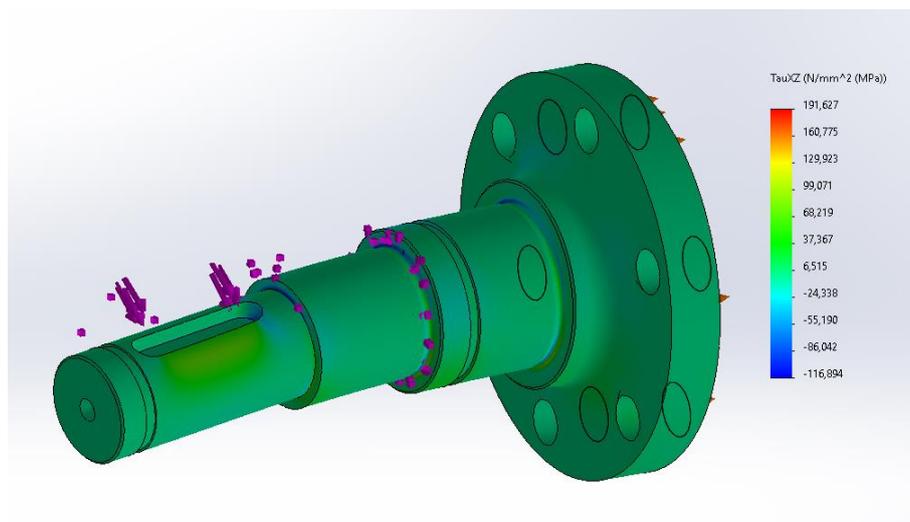
Abbildung 3.22: FEM Simulation der Magnetscheibe auf Biegung und Festigkeit

Die Welle besitzt beidseitig ein Anbauteil, so dass diese auch beidseitig Kräfte aufnehmen muss. Da nur die Haltekraft und die Kräfte vom Motor bekannt sind wurde die

Welle auf der schwächeren Hälfte auf das maximale Haltemoment überprüft. Schubspannung und Vergleichsspannung liegen dabei innerhalb der Grenzwerte des gewählten Materials.



**Abbildung 3.23: Vergleichsspannung der Welle – größte Belastung bilden die Wellenübergänge auf verschiedenen Durchmesser**



**Abbildung 3.24: Schubspannung der Welle eingeleitet über die Passfedernut. Größte Kräfte in den Ecken der Wellenabsätze**

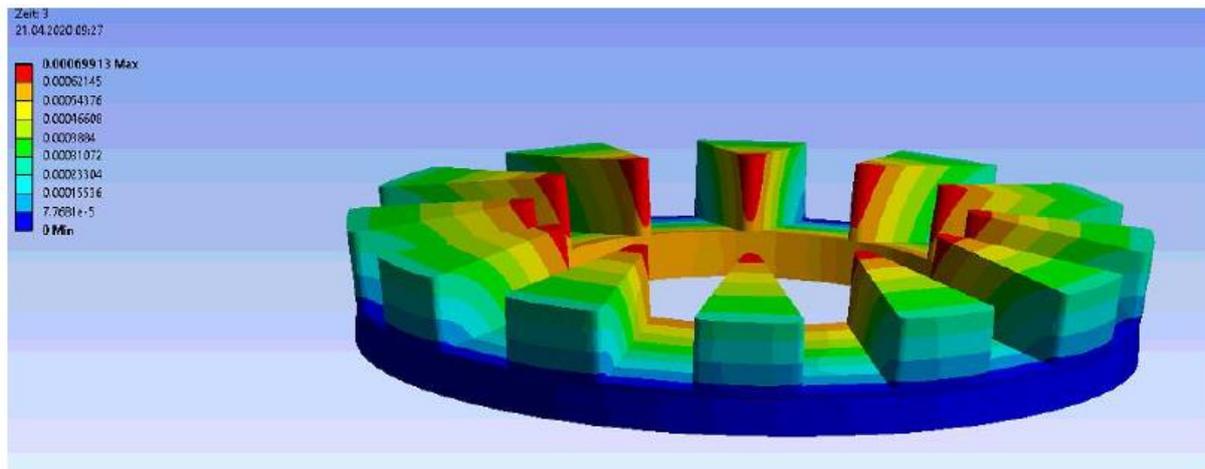
Die Verbindung von Welle und Magnetscheibe wurde ebenfalls überprüft mit den gegebenen Kräften. Um die geforderten Kräfte übertragen zu können ist eine zusätzliche Unterlegscheibe nötig damit die Flächenpressung zwischen Schraube und Bauteil nicht zu groß ist. Nicht zuletzt aus diesem Grund wurde die Aufnahme der Scheibe auf der Welle aus Stahl ausgeführt. Für einen Verbundwerkstoff ist die zulässige Flächenpressung einfach zu groß.

<b>Zusammenfassung der Berechnung:</b>		
<b>Schraubenbelastung</b>		
$F_{Vmax} =$	4328 N	(Max Vorspannkraft mit Anziehfaktor)
$F_{V,zul} =$	7400 N	(Zulässige Vorspannkraft der Schraube)
$F_{Vmax} < F_{V,zul}$	Bedingung erfüllt	
<b>Montagebeanspruchung</b>		
$\sigma_V =$	338 N/mm <sup>2</sup>	Vergleichspannung nach GEH bei Montage
$\sigma_{red,zul} =$	576 N/mm <sup>2</sup>	(Reduzierte Streckgrenze bei 90% Ausnutzung)
$\sigma_V < \sigma_{red,zul}$	Bedingung erfüllt	
<b>Betriebsbeanspruchung</b>		
$\sigma_V =$	341 N/mm <sup>2</sup>	Vergleichspannung nach GEH im Betrieb
$\sigma_{red,zul} =$	576 N/mm <sup>2</sup>	(Reduzierte Streckgrenze bei 90% Ausnutzung)
$\sigma_V < \sigma_{red,zul}$	Bedingung erfüllt	
<b>Erforderliche Einschraubtiefe</b>		
$m =$	3,2 mm	(Erforderliche Gewindetiefe)
<b>Flächenpressung zwischen Kopf- bzw Mutterauflage bei Durchgangsbohrung nach DIN "mittel"</b>		
$p =$	347 N/mm <sup>2</sup>	(vorhandene Flächenpressung)
$p_G =$	250 N/mm <sup>2</sup>	(zulässige Flächenpressung der Platte)
$p < p_G$	Achtung: Flächenpressung zu hoch! Scheibe unterlegen!	
Scheibe mit folgendem Durchmesser unterlegen:		
$D_{min} =$	7,2 mm	

- ➔ Scheibe für M5 hat Außendurchmesser 10mm.
- ➔ Befestigung mit 6x M5 inkl. Scheibe ausreichend für gegebenen Belastungsfall.
- ➔ Konstruktion angepasst: Stahlring aus 41Cr4 – 400N/mm<sup>2</sup> zul. Flächenpressung

### Abbildung 3.25: Ergebnisse der Schraubenberechnung

Das für den Stator verwendete Prototypenmaterial weist leider nur eine sehr geringe Festigkeit bei Belastung auf. Die ursprüngliche Montageart, den Stator mit einer Pressverbindung zu verbinden, ist daher allein nicht ausreichend. Die Pressung wurde bis unter die Festigkeitsgrenze reduziert. Zusätzlich wird der Stator in das Lagerschild eingeklebt. Damit wird dann eine ausreichende Festigkeit erzielt, um die berechneten Kräfte aufnehmen zu können.



**Abbildung 3.26: Belastung der Statorscheibe bei Presspassung am Außendurchmesser**

### 3.4.3 Vorversuche

Bei Neuentwicklungen müssen die wichtigen und kritischen Bauteile vorab untersucht werden auf Umsetzbarkeit und Fertigungsmöglichkeit. Hier lag der Fokus vor allem auf dem kompletten Stator, da es hier mehrere Stellen gab die vorab geklärt und definiert sein mussten für das weitere Vorgehen.

Nach der Auslegung des Magnetkreises wurde mit Wickelversuchen zur Bestimmung der Spule und des endgültigen Drahtes begonnen. Dabei wurden Dummy Modelle des Statoreisen gefertigt um anschließend Probespulen auf Passgenauigkeit zu prüfen.

Gewickelt wurde mit einer speziell für die Spule entwickelten Vorrichtung auf einer in der Firma Oswald vorhandenen Wickelmaschine.



**Abbildung 3.27: Statordummy mit verschiedenen Spulenvarianten**



**Abbildung 3.28: Statordummy mit verschiedenen Spulenvarianten**

Mehrere Varianten mit unterschiedlichen Drahtabmessungen und Windungen wurden getestet, bis die endgültige Spulenvariante gefunden wurde. Neben der Windungszahl

und dem Kupferfüllfaktor musste auch immer noch berücksichtigt werden, das ausreichend Platz für die spätere Isolation und Sensorik vorhanden ist.



**Abbildung 3.29: Stator mit eingelegten Spulen**

Anschließend musste noch die Verbindungstechnik der Drähte überprüft werden und evtl. angepasst, so dass es an den Übergängen nicht zu unnötigen Widerständen kommt.



**Abbildung 3.30: Quetschversuche – Prüfung auf Festigkeit und Qualität der Verbindung**

Ein konventioneller aus Einzelblechen bestehender Stator kommt aufgrund der Flussführung der Maschine nicht in Frage. Eine Lösung dafür ist das auf Korngröße isolierte SMC Material, das durch Pressen in nahezu jede Form gebracht werden kann. Wie

bereits erwähnt wird für das Projekt ein Prototypenmaterial verwendet, das aber mechanisch bearbeitet werden muss. Die Bearbeitung gestaltete sich aber durchaus schwierig, sodass mehrere Versuche benötigt wurden um eine ausreichend gute Qualität fertigen zu können. Die Kanten brechen bei der Bearbeitung aus, dies wird einen Einfluss auf die elektromagnetische Auslegung haben. Wie groß dieser ist und ob dies einen Einfluss auf Leistung und Kraft hat bleibt zu diesem Zeitpunkt abzuwarten.



**Abbildung 3.31: SMC Prototypenmaterial mechanisch bearbeitet**

#### **3.4.4 Fertigung und Montage**

Nach erfolgreicher Auswahl von Draht und Verbindung wurden die Spulen auf einer Vorrichtung gewickelt, anschließend fixiert und bereits mit einer Lage Isolation versehen. Anschließend wurde das Statoreisen isoliert aufgebaut, damit die vorbereiteten Spulen eingelegt werden können. Ist dies erfolgt werden die Spulen nach vorgegebenem Schaltplan miteinander verbunden.

Die Anschlussdrähte und Verbindungen sind noch einmal isoliert aufgebaut. Der gesamte Bereich der Verschaltung muss dabei so kompakt gelegt werden, dass dieser in den Außenbereich zwischen Spule und Gehäuse passt.



**Abbildung 3.32: Statorhälfte bereit zum Vergießen**

Sind beide Statorhälften fertig aufgebaut, können diese in eigens dafür gefertigte Vorrichtungen eingebaut werden um mit dem nächsten Arbeitsschritt, dem Vergießen des Stators, weitermachen zu können.

Der Verguss, mit der jede Statorhälfte zu einem festen, kompakten Bauteil wird, dient zur weiteren Isolation des Stators. Weiter soll der Verguss Spulen und Anschlüsse an Ort und Stelle fixieren, damit keine Störungen während des Betriebs auftreten. Außerdem soll der Verguss für einen verbesserten Wärmefluss innerhalb der Maschine sorgen. Eine aktive Kühlung war nicht vorgesehen daher wird hiermit versucht durch Wärmeleitung möglichst die Energie aus dem Motor zu bekommen.

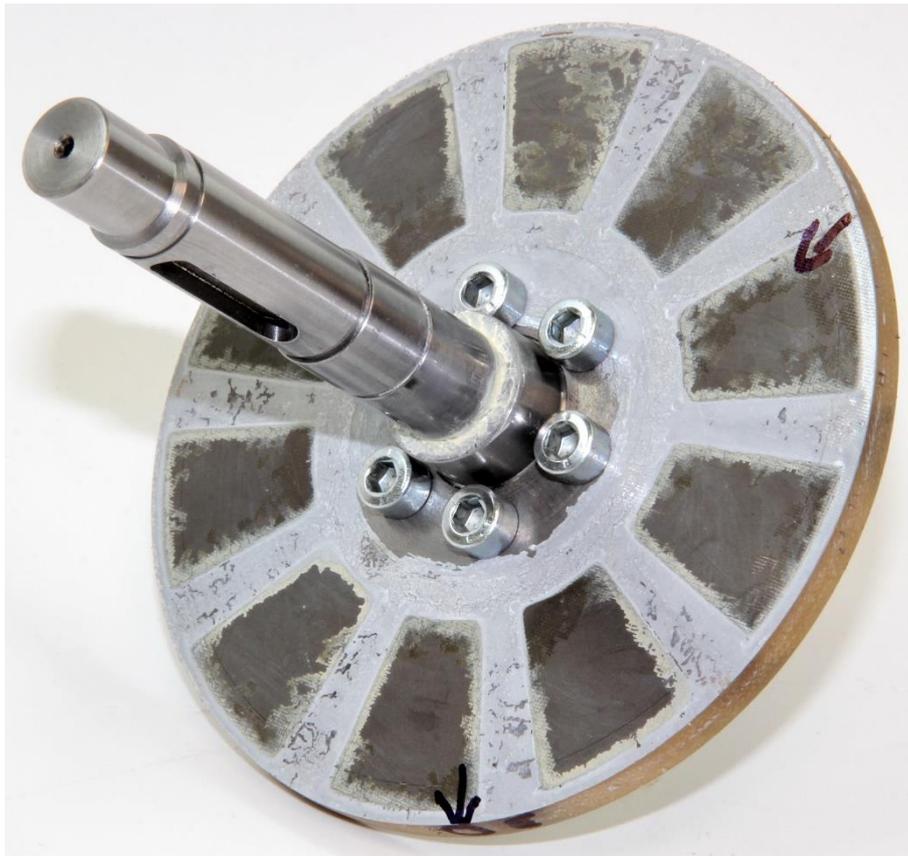


**Abbildung 3.33: Statorhälfte vergossen – bereit zur Montage**

Prinzipiell ist der Rotor, bestehend aus Magnetscheibe und Welle mit aufgeschraubten Lagern, recht einfach aufgebaut. Doch gerade in diesen Bauteilen steckt viel Entwicklungsarbeit.

Die Welle hat beidseitig Anbaugeräte, so dass diese die Haltekräfte der Bremse aufnehmen muss und auch die über das Getriebe kommenden Kräfte auf die Welle weitergeleitet werden. Eine ausreichende Torsionssteifigkeit muss hier gegeben sein.

Die Magnetscheibe muss aus einem unmagnetischen Material gefertigt werden und trotzdem eine hohe Steifigkeit bieten und mit ausreichender Genauigkeit gefertigt werden um ohne Berührung in dem engen Luftspalt zwischen den beiden Statoren laufen zu können. Die Wahl fiel hier auf einen Faserverbundwerkstoff, der die geforderten Eigenschaften erfüllen sollte. Um eine ausreichende Festigkeit und Genauigkeit beim Montieren der Scheibe auf der Welle zu haben, wurde die Zentrierung als Stahlring ausgeführt, der in die Magnetscheibe eingeklebt wird. Dadurch wird eine ausreichend feste und passgenaue Verbindung mit der Welle möglich.

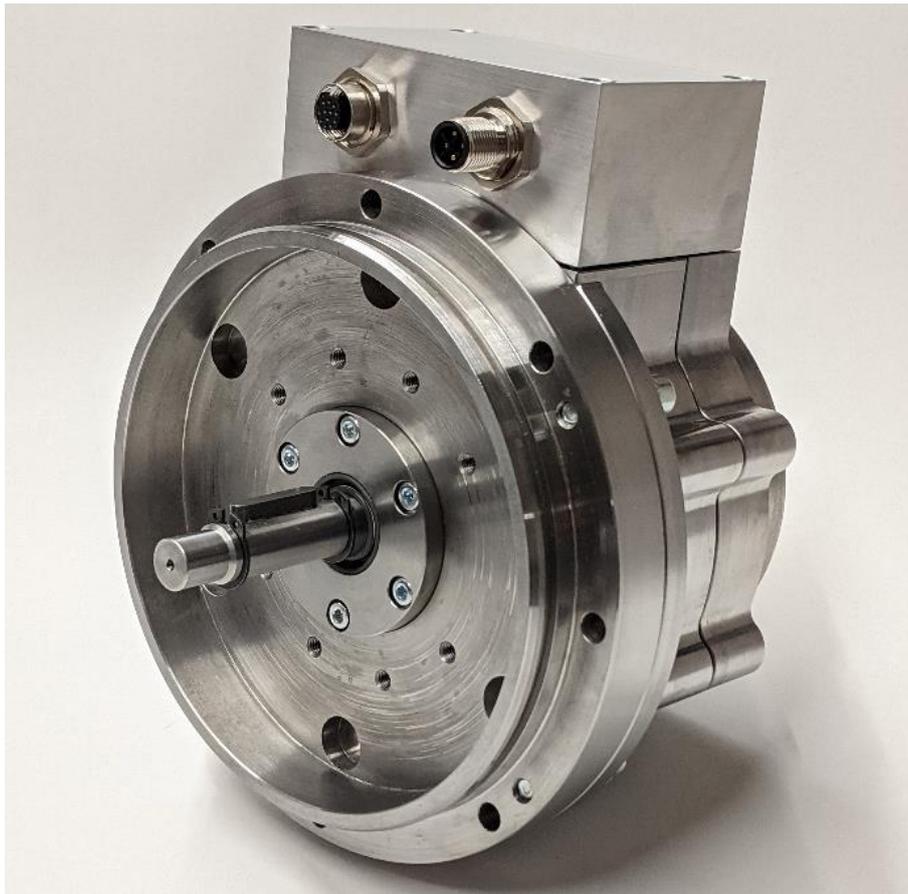


**Abbildung 3.34: Rotor komplett montiert**

Nachdem beide Statorhälften und Rotor fertig aufgebaut sind, konnten die Baugruppen zusammengefügt werden. Vorsicht ist hier vor allem beim Umgang mit dem Rotor zu beachten, da bei unachtsamem Umgang mit magnetischen Kräften leicht Verletzungen passieren können.

Damit die Magnetscheibe möglichst mittig zwischen den Statorpositionen positioniert ist, müssen die Ist Maße von Lagersitz und den Lagern von den Bauteilen gemessen werden. Sollten die Ist Maße außerhalb der zulässigen Toleranz sein, dann muss bei Bedarf die spätere Position mit Passscheiben korrigiert werden. Erst danach kann der weitere Zusammenbau erfolgen.

Wurden alle Punkte beachtet und die Vorarbeiten sauber ausgeführt, dann stellt der abschließende Zusammenbau keine große Herausforderung mehr dar und hat sich als letztendlich unkompliziert herausgestellt.



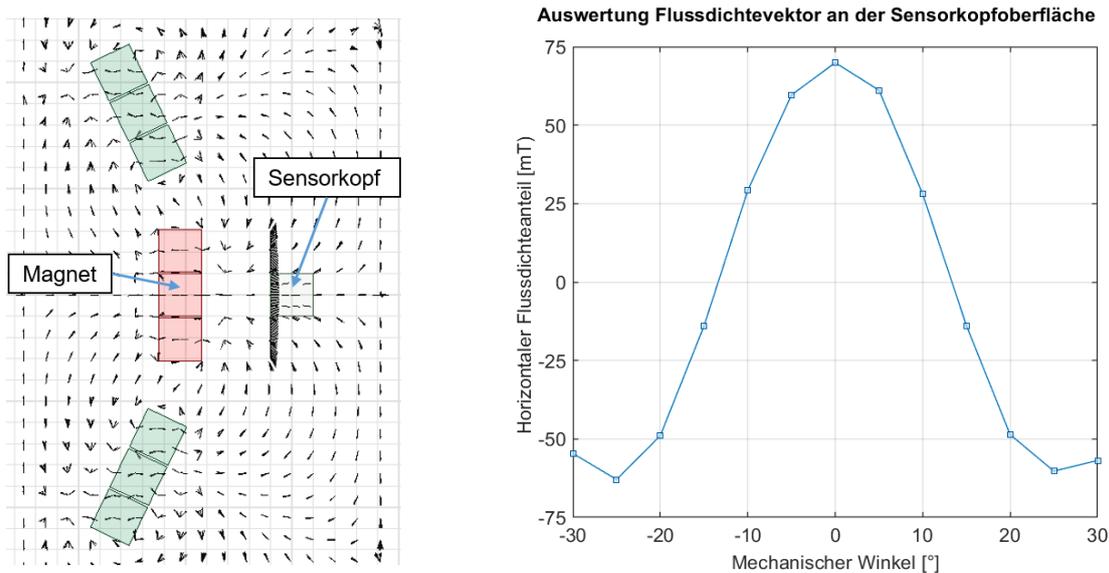
**Abbildung 3.35: Verstellaktuator komplett montiert**

### 3.5 Sensorentwicklung

Die Axialflussmaschine benötigt einen Sensor zur Bestimmung des el. Winkels, der für die feldorientierte Regelung benötigt wird. Dabei wird der elektrische Winkel aus der Rotorstellung und damit aus dem mechanischen Winkel ermittelt. Die AFM als Scheibenläufer besitzt im Bereich der Magnete nahezu keinen Bauraum, so dass eine Positionierung am Wellenende einfacher zu realisieren ist. Weiterhin spricht für diese Lösung, dass bei einem Defekt des Sensors dieser einfach getauscht werden kann. Der Aktuator ist sowohl im Durchmesser als auch in der Höhe im Bauraum beschränkt. Da der Einfluss des Durchmessers größer ist als die Maschinenlänge bezogen auf das zu erzeugende Moment, verwendet das Maschinendesign den größtmöglichen Durchmesser. Die Axiale Länge des Aktuators ist die Summe der Höhen von Bremse, Sensor, Maschine und Getriebe. Für Getriebe und Bremse werden Bauteile mit minimaler Bauhöhe eingesetzt. Die Maschinenlänge ergibt sich aus dem Maschinendesign und der mechanischen Konstruktion, die Wellenlagerung und Dichtung beinhaltet. Das Resultat der Aktuator-Konstruktion zeigt, dass handelsübliche Sensoren sich nicht integrieren lassen. Dies erfordert eine kompakte Eigenentwicklung. Gleichzeitig muss das vom Sensor ausgegebene Signal von einem handelsüblichen Industrieumrichter ausgewertet werden können, der bezüglich der eingespeisten Sensorsignale zwar vielseitig konfigurierbar ist, bei dem aber keine weiteren Eingriffe in Hard- oder Software möglich sind. Zusammengefasst ist daher die Konstruktion eines Sensors notwendig,

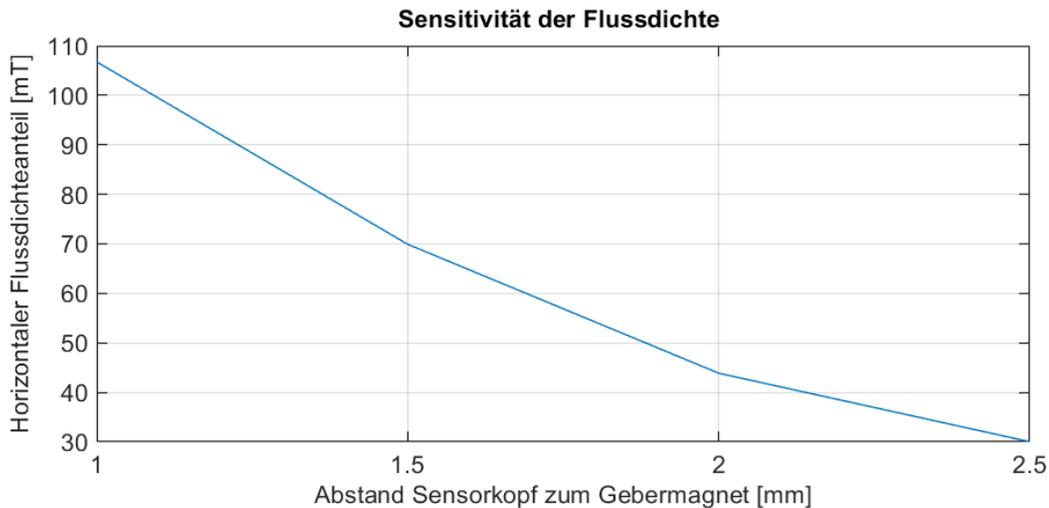
der die gegebenen Bauraumanforderungen erfüllt, ein entsprechend fein aufgelöstes Signal für die Maschinenregelung erzeugt und ferner über eine geeignete Schnittstelle verfügt, mithilfe der die handelsüblichen Schnittstellen industrieller Wechselrichter angesprochen werden können.

Aus einer Vielzahl von Messprinzipien erscheint der Hall-Effekt vorteilhaft, da er proportional zur magnetischen Feldstärke ist. Die Sensoren gibt es in günstigen Gehäusen mit geringen Abmessungen. Da die Magnete des Scheibenläufers nicht zugänglich sind, ist zusätzlich eine Geberscheibe erforderlich, die mit Magneten bestückt ist. Ein Sensor erzeugt bei einer Drehung der Geberscheibe ein sinusförmiges Signal. Zur Bestimmung des elektrischen Winkels ist dann nur das Übersetzungsverhältnis zwischen der Polpaarzahl der Maschine und der Geberscheibe des Sensors notwendig. Um eine Umrechnung einzusparen, ist die Anzahl der Magnetpole der Sensorscheibe identisch mit der der AFM. Mit Hilfe einer Feldsimulation wird die Flussdichte an der Stelle des Sensorkopfes ermittelt. Dies ermöglicht die Auswahl des Hall-Effekt Sensors. Abbildung 3.36 zeigt sowohl die zweidimensionale Feldverteilung, die sich bei der gewählten Magnetanordnung ergibt als auch die Auswertung der horizontalen Feldkomponente an der Stelle des Sensorkopfes bei gleichzeitiger Rotation der Magnete.



**Abbildung 3.36: Links: Anordnung Magnet und Sensorkopf im Feld - Rechts: Auswertung horizontale Feldkomponente an der Sensoroberfläche**

Die Amplitude ist im Wesentlichen von zwei Faktoren abhängig. Zum einen vom Gebermagneten durch Material und Magnetisierung und zum anderen vom Abstand des Sensorkopfes zum Magnetpol. Letzteres zeigt Abbildung 3.37.



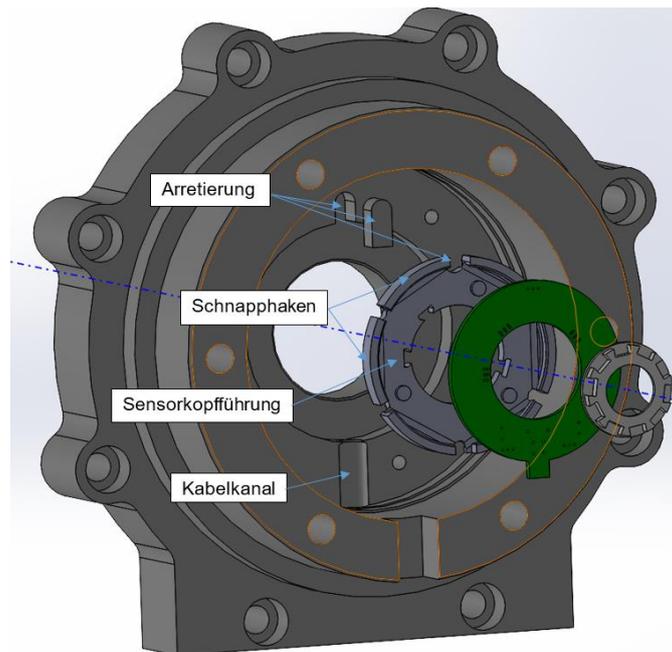
**Abbildung 3.37: Einfluss des Abstands auf sensorsignalbestimmende Flussdichte**

Die Voruntersuchungen zeigen, dass ein Sinus-Cosinus-Geber entwickelt werden kann, dessen Signale mithilfe von linearen Hallsensoren und einer auf der Maschinenwelle rotierenden Geberscheibe erzeugt werden, die entlang seines Umfangs mit alternierend polarisierten Magneten bestückt ist. Zusätzlich müssen die Sensorsignale mithilfe einer Anpassschaltung so gewandelt werden, dass sie vom Wechselrichter für die Maschinenregelung ausgewertet werden können. Die Anpassschaltung wird dabei im Klemmkasten der Maschine untergebracht, wobei ebenfalls ein raumsparender Aufbau gewählt werden muss. Der gesamte Geber besteht damit aus zwei einzelnen Baugruppen, erstens der Sensorplatine in der Maschine und zweitens der Anpassschaltung im Klemmkasten. Die Versorgung des Gebers erfolgt über das Sensorinterface des Wechselrichters und verfügt im vorliegenden Aufbau über eine Spannung von 5 V. Da es sich hierbei nicht um eine symmetrische Spannungsversorgung handelt, weisen sowohl die Ausgänge der einzelnen Hallsensoren, als auch die Ausgangssignale der Anpassschaltung jeweils einen Spannungsoffset auf, um die SIN- und COS-Verläufe der Signale im positiven und im negativen Bereich abbilden zu können. Die Signale zum Wechselrichter sind zudem differentiell ausgeführt, wodurch eine erhöhte Störfestigkeit des zu übertragenden Signals erzielt wird. Auftretende Gleichtaktstörungen, die das Signal beispielsweise bei längeren Leitungen durch Induktion von außen beeinflussen können, werden im Interface des Wechselrichters durch Subtraktion der beiden differentiellen Signale ausgefiltert. Dies ist in dieser Anwendung besonders wichtig, da in der Amplitude der Signale wesentliche Lageinformationen enthalten sind.

Nachfolgend werden die beiden einzelnen Komponenten ausführlicher erläutert.

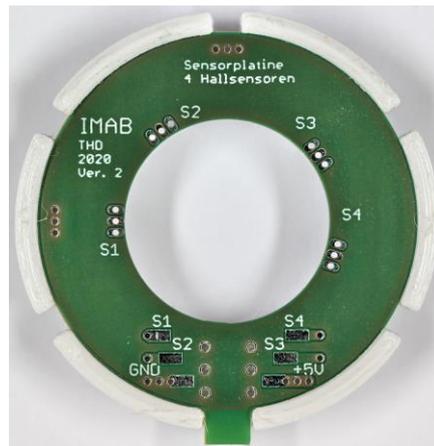
### 3.5.1 Sensorplatine

Die Sensorplatine wird in der Maschine verbaut und muss sich daher den räumlichen Gegebenheiten anpassen. Das Konzept ist in Abbildung 3.38 in einer Explosionsansicht dargestellt.



**Abbildung 3.38: Explosionsansicht Sensorconcept**

Die Integration der Sensorplatine im Motor sieht ein aus PETG gedruckte Aufnahme vor, die im Lagerschild verdrehsicher befestigt ist. Die Platine wird in die Aufnahme mittels Schnapphaken eingeklickt. Die Sensorköpfe werden dabei an allen Seiten außer der Frontfläche, welche zum Magnetpol zeigt, in der Aufnahme geführt. Da der Sensorkopf aus einer trapezförmigen Grundfläche besteht sorgt dies nicht nur für eine korrekte Ausrichtung der Sensoren, sondern minimiert auch den Einfluss von Vibrationen. Das Sensorkabel wird durch einen Kanal im Lagerschild zum Klemmkasten geleitet und dort mit der Anpassschaltung verbunden. Abbildung 3.39 zeigt die Sensorplatine zusammen mit dem Platinenhalter aus Kunststoff, mit dessen Hilfe die Sensorplatine innerhalb der Maschine positioniert und elektrisch isoliert wird. Zur Unterdrückung von Störungen ist die Platine auf beiden Seiten flächig kupferkaschiert, die Signale werden bis auf die jeweiligen Anschlusspunkte des Sensorkabels und der Hallsensoren in den Innenlagen der Platine geführt. Im Interesse der Bauhöhe, wurde auf eine lösbare Verbindung des Sensoranschlusskabels, z.B. durch einen Steckverbinder, verzichtet und die einzelnen Adern des Kabels sind direkt mit der Platine verbunden.



**Abbildung 3.39: Sensorplatine mit Halter**

Auf der Platine sind vier Hallensensoren am Umfang des in der Mitte für die Geberscheibe ausgeschnittenen Kreises angeordnet. Die Sensoren sind in der gängigen Bauform *SIP3* und damit bedrahtet ausgeführt. Die Hallensensoren werden mithilfe von im Platinenhalter vorgesehenen Aussparungen ausgerichtet und anschließend mit der Sensorplatine verlötet. Dadurch kann ein gleichmäßiger Abstand der Sensoren zueinander und zur Geberscheibe sichergestellt werden. Die Sensoren S1 und S2, sowie S3 und S4 bilden jeweils ein Sensorpaar und erzeugen aufgrund ihrer Ausrichtung jeweils ein Sinus- und Cosinussignal. Mithilfe der beiden um  $90^\circ$  phasenverschobenen Signale wird anhand der Signalamplituden die elektrische Lage des Maschinenrotors bestimmt.

### 3.5.2 Anpassschaltung

Die Hall-Sensoren erzeugen abhängig von der sie durchsetzenden Flussdichte ein proportionales Ausgangsspannungssignal. Die Empfindlichkeit der Sensoren ist dabei vom Hersteller fest vorgegeben, wobei unterschiedliche Modelle mit unterschiedlichen Empfindlichkeiten in der gleichen Bauform erhältlich sind, sodass neben der Einstellung des Abstandes zwischen Sensor und Geberscheibe auch die Auswahl eines geeigneten Sensors möglich ist, um die Anpassung an die von den Magneten der Geberscheibe erzeugte Flussdichte durchzuführen. Das Ausgangssignal des Sensors wird dabei von einer Offsetspannung überlagert, die der halben Versorgungsspannung entspricht (in diesem Fall 2,5 V). Die Signalamplitude beträgt ca. 2 V, sodass der Signalbereich des Sensors von 0,5 V bis 4,5 V reicht. Diese Signale sind für das Interface des Umrichters nicht direkt verwendbar. Um das Signal für den Eingang des Umrichters aufzubereiten, wird daher eine Signalanpassung benötigt, deren Eigenschaften in Tabelle 3.5 dargestellt sind.

**Tabelle 3.5: Signaleigenschaften von Hallsensor und Umrichterinterface**

	Hallsensor	Wechselrichterinterface
Offsetspannung	2,5 V	2,5 V
Signalamplitude	ca. 2 V	< 1 V
Übertragungsart	nichtdifferentiell	differentiell

Aus dem Vergleich der Eigenschaften werden die Anforderungen an die Anpassschaltung abgeleitet. Das Signal muss demnach von einer nichtdifferentiellen Übertragung auf eine differentiell Übertragung gewandelt und in der Amplitude verringert werden. Die Offsetspannungen an den Hallsensoren sind grundsätzlich mit dem am Ausgang zulässigen Offset identisch. Die Offsetspannung für den Ausgang zum Interface wird dennoch an jedem Sensoreingang subtrahiert und während der Signalverarbeitung wird eine separat erzeugte Offsetspannung wieder hinzuaddiert, die für alle Sensorsignale identisch ist. Dadurch werden die Einflüsse von unterschiedlichen Offsetspannungen der einzelnen Sensoren verringert und alle Signale am Ausgang weisen eine einheitliche Offsetspannung auf.

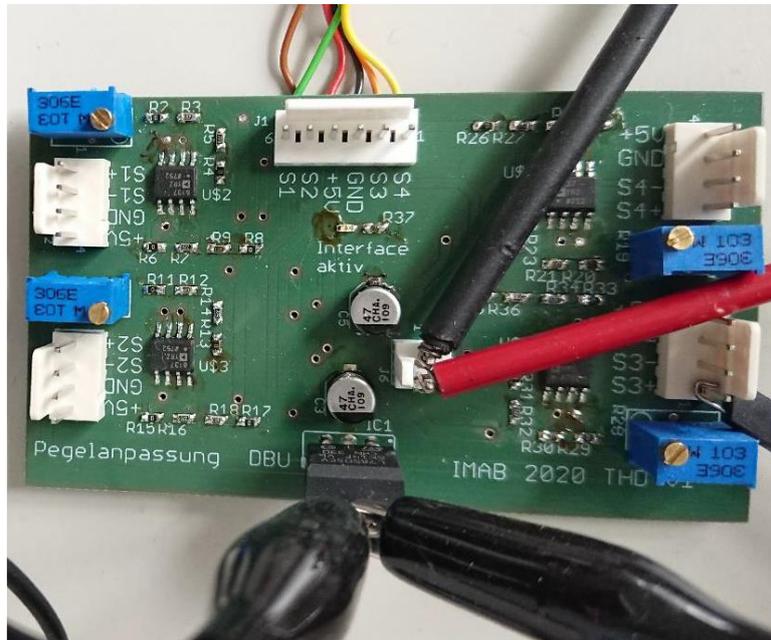
Für die Erzeugung der differentiellen Signale und die Anpassung der Amplitude wird ein sog. FDA („Fully Differential Amplifier“) eingesetzt. Im Vergleich zu einem einfachen Operationsverstärker verfügt der FDA über einen vollständig differentiellen Ausgang und gibt damit symmetrisch zu einer vorgegebenen Offsetspannung ein invertiertes und nichtinvertiertes Signal aus.

Eingangsseitig wird dem FDA das jeweilige Hallsensorsignal zugeführt und am invertierenden Eingang mithilfe eines einstellbaren Spannungsteilers die vom Sensorsignal zu subtrahierende Eingangsoffsetspannung vorgegeben. Somit kann die Schaltung auf den jeweils angeschlossenen Sensor abgeglichen werden. In der Praxis zeigt sich jedoch eine nur sehr geringe Streuung der einzelnen Sensoren bezüglich ihrer Offsetspannungen, sodass alle Kanäle im vorliegenden Aufbau identisch abgestimmt sind.

Über die äußere Beschaltung des FDA erfolgt gleichsam wie bei einem einfachen Operationsverstärker die Einstellung der gewünschten Verstärkung. Zu bemerken ist, dass bei der Auswahl des verwendeten FDA darauf zu achten ist, dass viele Modelle bei Verstärkungen kleiner eins nicht stabil arbeiten und mitunter zu hochfrequenten Schwingungen neigen. Neben dieser vom Anwender nicht veränderbaren Eigenschaft ist zusätzlich auch die äußere Beschaltung und Filterung für die Stabilität der Schaltung ausschlaggebend. Eine auch von den Herstellern angeratene Lösung ist, das Eingangssignal zunächst passiv abzuschwächen und dann mithilfe des FDA bei einer stabilen Mindestverstärkung weiterzuverarbeiten.

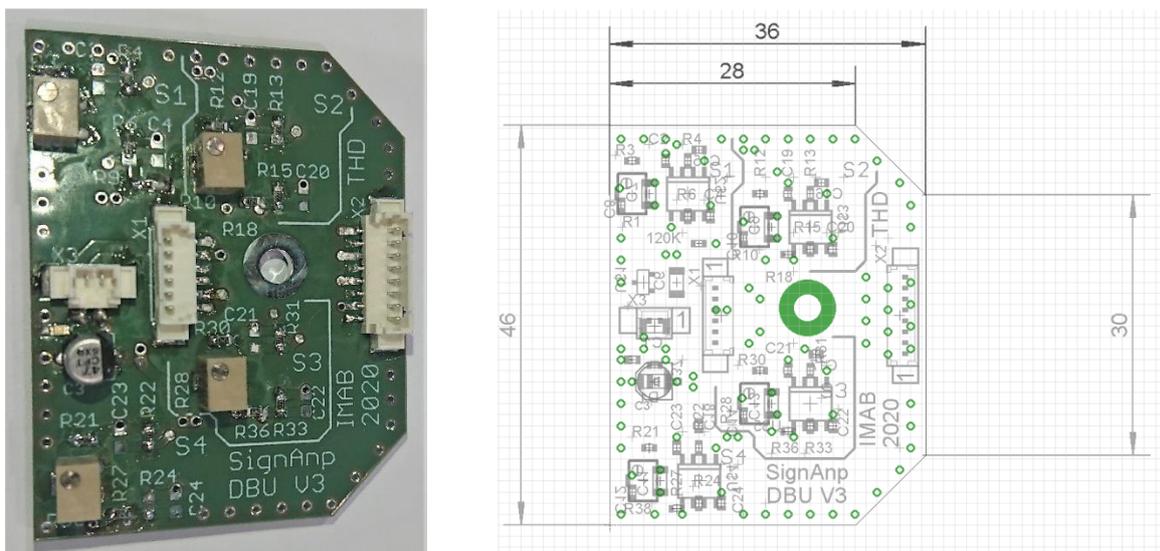
Abschließend wird dem FDA die aus einer Referenzspannungsquelle gewonnene, einheitliche Ausgangsoffsetspannung zugeführt, die vom Verstärker auf die differentiellen Signale addiert wird.

Die Signalaufbereitung ist für jeden Hallsensor in der Maschine einmal aufgebaut, so dass für jeden Sensorkanal individuelle Anpassungen der Verstärkung oder auch der zu subtrahierenden Eingangsoffsetspannung vorgenommen werden können.



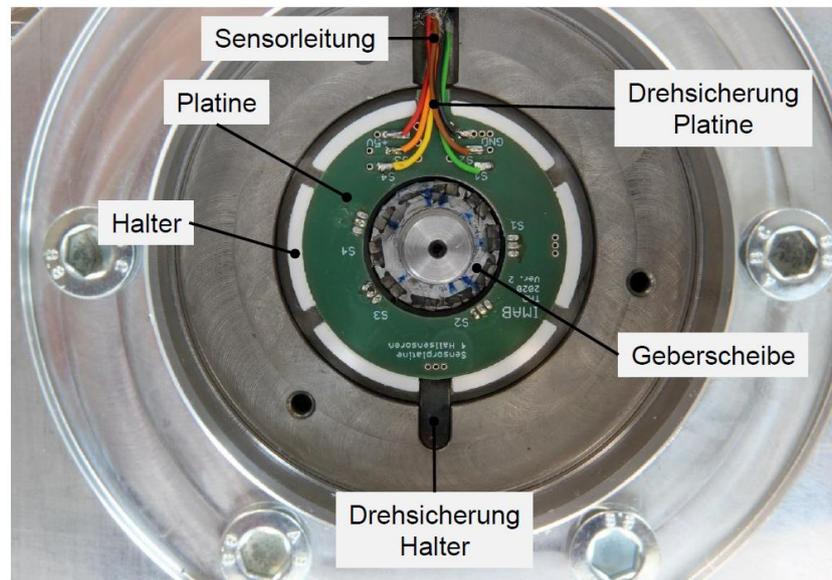
**Abbildung 3.40: Prototyp der Anpassplatte, ca. 47 mm x 81 mm**

Um die Sensorauswertung im Klemmkasten der Maschine verbauen zu können, wird aufgrund der knappen Bauraumverhältnisse eine angepasste Form und ein kompaktes Layout der Platine gewählt. Abbildung 3.41 zeigt die Gestaltung der im Klemmkasten verbauten Auswertungsplatine. Diese Bauform wurde aus der zunächst für die Erprobung des Sensors aufgebauten prototypischen Platine durch Verkleinerung abgeleitet.



**Abbildung 3.41: Finalisierte Sensoranpassplatte (4 Kanäle)  
ca. 46 mm x 36 mm**

Abbildung 3.42 zeigt die verbaute Sensorplatine in der Maschine. Wie erkennbar ist die Sensorplatine einmal in der Kunststoffhalterung gegen Verdrehen gesichert (unterhalb des Sensorkabels) und die Ausrichtung der Halterung ist über eine Drehsicherung im unteren Bereich sichergestellt. Ebenfalls erkennbar ist die Geberscheibe mit ihren jeweils aus zwei Würfelmagneten gebildeten Polen.



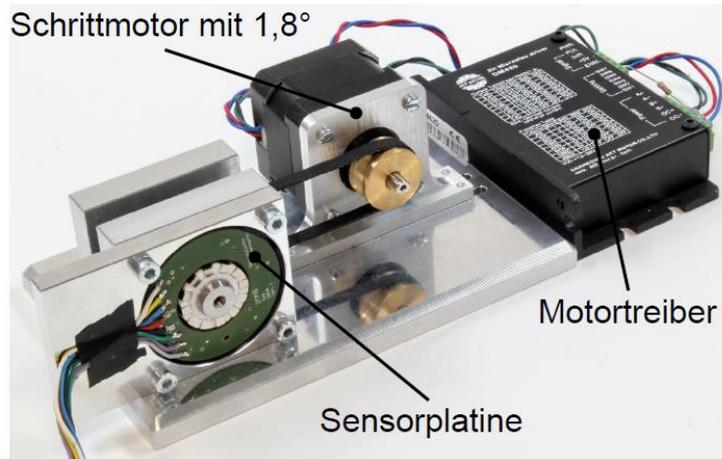
**Abbildung 3.42: Sensorplatine in der Maschine verbaut**

## 3.6 Vermessung

In diesem Kapitel werden die Inbetriebnahmen, Kennfeldmessungen und Erprobungen des Sensors, der Maschine und des Aktuators beschrieben.

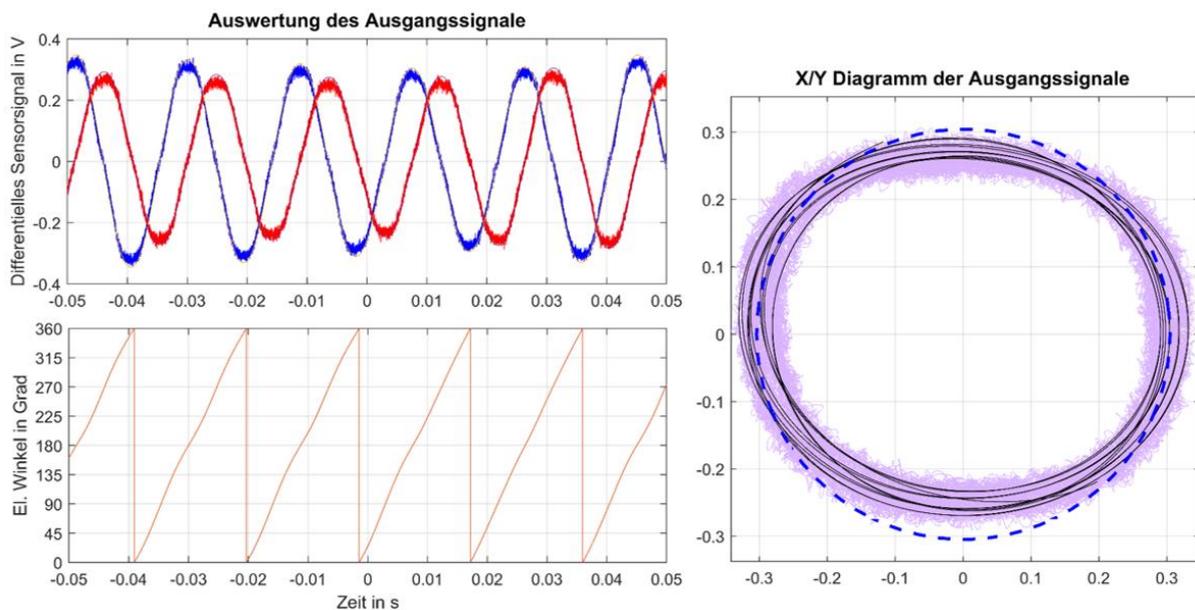
### 3.6.1 Erprobung des Lagegebers

Der zuvor beschriebene Lagesensor wird in zwei Stufen erprobt. Zunächst erfolgt der Betrieb auf einem eigens dafür aufgebauten Versuchsstand für die Sensorentwicklung der von der Maschine unabhängig ist. Abbildung 3.43 zeigt eine frühe Variante der Sensorplatine sowie der Geberscheibe. Die Geberscheibe kann mithilfe eines Schrittmotors angetrieben werden, um Signale aufzeichnen zu können, die mit den im späteren Betrieb auftretenden Signalen vergleichbar sind.



**Abbildung 3.43: Prüfstand für den Lagegeber**

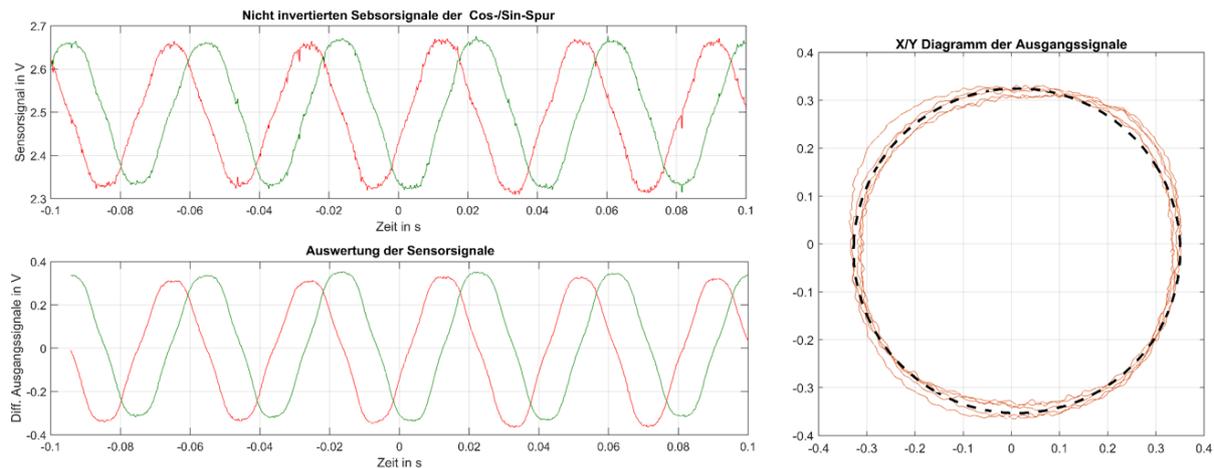
Im Versuch zeigen sich dabei stark schwankende Amplituden (vergleiche Abbildung 3.44) und damit einhergehend eine unzuverlässige Lagebestimmung. Die Ursache kann auf erhebliche Exemplarstreuung der Magnete und eine nicht exakte Ausrichtung der Sensoren zurückgeführt werden.



**Abbildung 3.44: Messergebnisse der Sensorinbetriebnahme mit selektierten Magneten**

Wie zu erkennen, sind die Amplituden der differentiell am Ausgang des FDAs gemessenen Sinus- und Cosinussignale nicht identisch und im zeitlichen Verlauf auch nicht konstant. In der XY-Darstellung der beiden Signale ergibt sich dadurch auch kein idealer Kreis (blau dargestellt), sondern ein Oval, dass zudem eine große Unschärfe aufweist, was auf Amplitudenschwankungen hinweist. Führt man die gezeigten Signale dem Umrichter zu, zeigt sich bei der Ausgabe des elektrischen Winkels eine erkennbare Nichtlinearität des Winkelverlaufs.

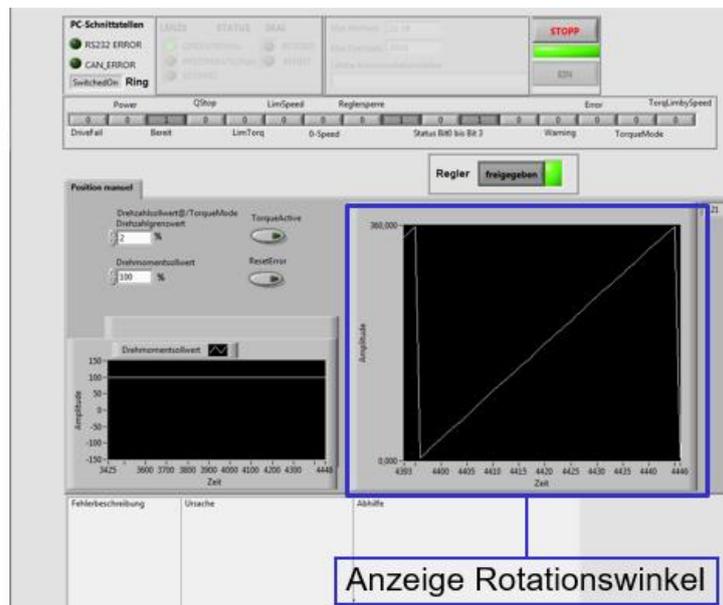
Um die Eigenschaften des Sensors zu verbessern, wird die Geberscheibe dahingehend überarbeitet, dass ein Magnetpol jetzt aus zwei zueinander selektierten Würfelmagneten gebildet wird und die Gesamtflussdichte für jeden Pol nachgemessen wird. Zusammen mit einem Materialwechsel von einer gedrucktem Kunststoff- auf eine gefräste Aluminiumscheibe wird die Schwankung der an den Sensoren auftretenden Flussdichte verringert und die Präzision der Polausrichtung erhöht. Zusammen mit einer für jeden Sensor individuell eingestellten Verstärkung zeigen sich die in Abbildung 3.45 dargestellten Ergebnisse.



**Abbildung 3.45: Messergebnisse der Sensorinbetriebnahme mit überarbeiteter Geberscheibe**

Die differentiell am Ausgang des FDA gemessenen Signale weisen jetzt im zeitlichen Verlauf eine gleichmäßigere Amplitude auf und die Amplitude der Einzelsignale weicht im Vergleich von Cos- und Sinussignal nicht mehr so stark voneinander ab. Dennoch existiert ein nicht einheitlicher Offset, der in einer weiteren Iteration der Signalanpassungsschaltung behoben werden muss. In der XY-Darstellung ergibt sich dennoch eine deutliche Annäherung an die ideale Kreisform. Der Versuch mit dem Umrichter ergibt zudem, dass das Signal jetzt eine hinreichend gute Qualität aufweist, um die Maschinenregelung damit durchzuführen. Abbildung 3.46 zeigt die Anzeige des Sensorsignals in der LabView-Oberfläche, die zur Steuerung des Aktuators verwendet wird. Da die angezeigte Position vom Umrichter über den CAN-Bus an die Steuerung gesendet wird und diese bei konstanter Drehzahl linear ansteigt, ist die Qualität des Signals hinreichend nachgewiesen. Die Ansteuerung des Motors gelingt sobald die Pollageidentifikation durchgeführt ist, welche den elektrischen Winkel mit der mechanischen Winkelposition abgleicht. Dies erfolgt durch Speicherung des Phasenversatzes, die im Umrichter in einem Parameter abgelegt wird. Obwohl sich aus den Signalen des entwickelten Sin/Cos-Gebers theoretisch ein absolutes Winkelsignal ableiten lässt, verliert der Umrichter die Absolutwinkelposition, sobald dieser vom Versorgungsnetz getrennt wird. Es hat sich in Versuchen gezeigt, dass der zuvor gespeicherte Versatz um  $45^\circ$ ,  $90^\circ$  oder  $180^\circ$  verstellt ist. Dies deutet darauf hin, dass der Umrichter eine 4 Quadrantenauswertung der Signale vornimmt, bei der in jedem Quadranten das Sensorsignal linearisiert wird. Dabei werden die Eingangssignale derart getauscht, dass

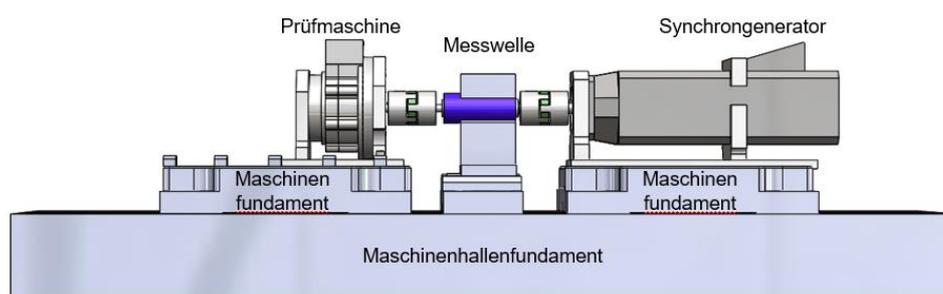
bei der trigonometrischen Winkelbestimmung im Zähler das Signal mit großem Gradienten und im Nenner der nahezu konstante Maximalwert steht. Erfolgt die Initialisierung nach dem Einschalten ist der Quadrant nicht mehr bekannt, so dass es um die besagte Phasenverschiebung kommt. Die Parametrierung lässt an dieser Stelle zwar keine Änderung zu, bietet jedoch eine automatisierte Pollageidentifikation nach einem Netzausfall an. Dadurch ist der Aktuator aus Sicht des Sensors bereit für den Feldeinsatz.



**Abbildung 3.46: LabView-Oberfläche mit mechanischer Winkeldarstellung**

### 3.6.2 Inbetriebnahme AFM

Die Inbetriebnahme erfolgt auf einem eigens dafür aufgebauten Prüfstand, welcher in Form einer Modellseitenansicht in Abbildung 3.47 dargestellt ist.

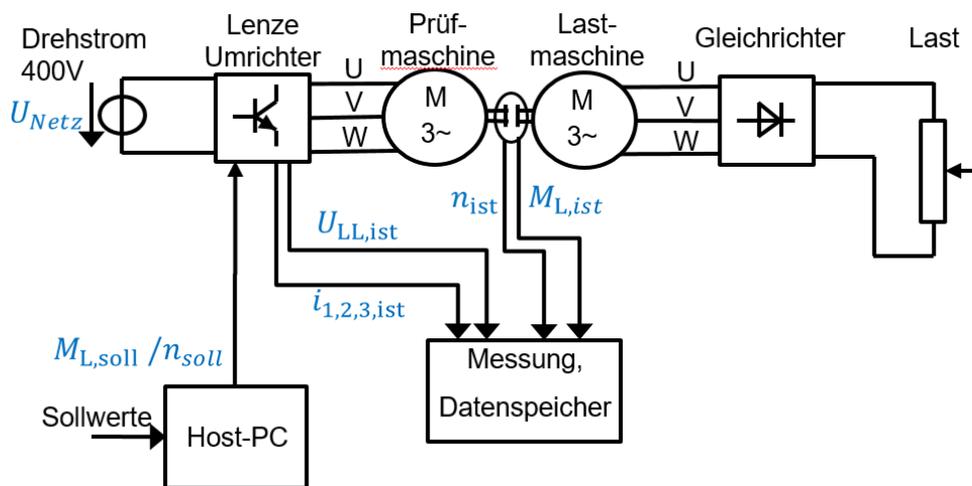


**Abbildung 3.47: Seitenansicht des Prüfstandaufbaus**

Dieser nimmt die Prüfmaschine und einen permanent erregten Synchrongenerator auf. Verbunden werden beide über Elastomerkupplungen mit der Messwelle der Firma Kistler, welche Drehmoment und Drehzahl ermittelt.

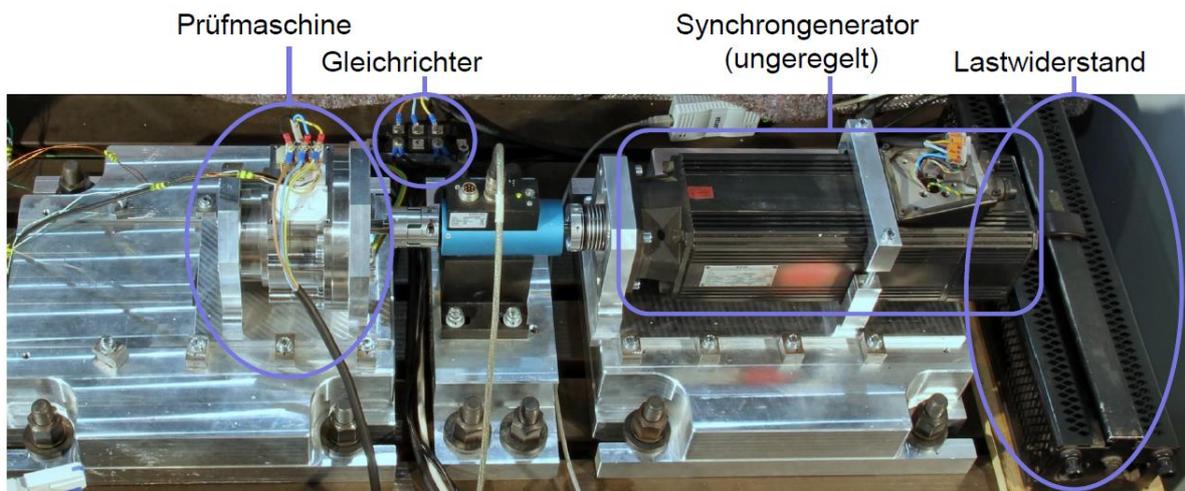
Elektrisch wird der Lenze 8400 Topline Frequenzumrichter vom 400 V Drehstromnetz gespeist und mit der Prüfmaschine verschaltet. Das Sensorgebersignal und Temperatursignal ist mit dem Umrichter verbunden und liefert die notwendige Winkelposition und eine Übertemperaturabschaltung. Der Generator wird ohne Leistungselektronik

ungesteuert betrieben. Elektrisch sind die Maschinenklemmen über einen B6-Gleichrichter mit einem einstellbaren Lastwiderstand verschaltet. Während der Lastwiderstand manuell in verschiedene Betriebspunkte verstellt wird, erfolgt die Vorgabe von Solldrehmoment bzw. Solldrehzahl über einen Steuerrechner mit LabView-Oberfläche. Aus dem gemessenen Istmoment bzw. -drehzahl bestimmt sich die mechanische Leistung. Zur Ermittlung der elektrischen Leistung sind Strom- und Spannungssensoren erforderlich. Erstere nehmen die Strangströme auf und letztere die Leiterleiter-spannungen der Prüfmaschine. Durch den Einsatz eines Leistungsmessgerätes werden die Messsignale zusammengeführt, die mechanische und elektrische Leistung berechnet und der Wirkungsgrad der Prüfmaschine ermittelt. Der schematische Aufbau mit Signallauf ist in Abbildung 3.48 gezeigt.



**Abbildung 3.48: Blockschaltbild des Prüfstandaufbaus**

Der reale Aufbau ist in Abbildung 3.49 dargestellt.



**Abbildung 3.49: Prüfstandaufbau zur Vermessung der AFM**

### 3.6.3 Überprüfung der Maschinenkennwerte

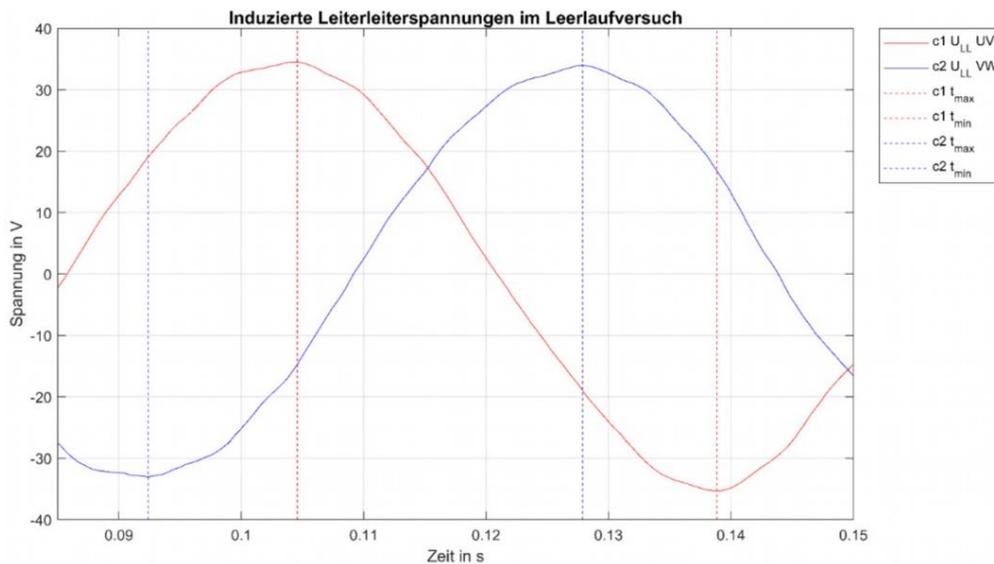
Zu den während der Fertigung messbaren Kennwerten gehören die Stranginduktivität und der Strangwiderstand. Dadurch kann die Wicklung der Maschine mit den Auslegungsdaten verglichen werden. Die berechneten und von der Firma Oswald gemessenen Werte sind in Tabelle 3.6 gegenübergestellt.

**Tabelle 3.6: Signaleigenschaften**

	Strangwiderstand [mOhm]			Stranginduktivität [mH]		
Erwartungswert	2,318			3,94		
Messung Statorscheibe 1	2,28	2,262	2,282	4,535	4,515	4,505
Messung Statorscheibe 2	2,304	2,302	2,302	4,62	4,64	4,63
Messung Statorscheibe 3	2,303	2,313	2,31	4,715	4,754	4,7
Messung Statorscheibe 4	2,313	2,307	2,304	4,673	4,663	4,664

Die Ergebnisse der Widerstandsmessung liegen dicht beisammen, während die Induktivitätsmessung deutlicher abweicht. Dies ist auf den Messaufbau zurück zu führen, da die Scheiben einzeln vermessen sind und damit nicht direkt vergleichbar sind mit dem Simulationsaufbau mit beiden Statorscheiben und dem Rotor.

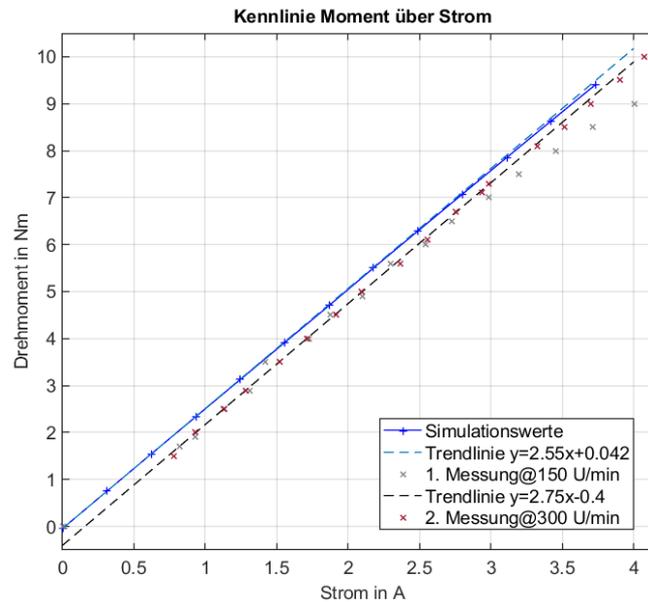
Im Prüfstand erfolgt zuerst die Messung der induzierten Spannung. Diese lässt Rückschlüsse sowohl auf die Wicklung als auch die Magnete zu. Üblicherweise wird bei offenen Klemmen die Prüfmaschine von der Lastmaschine angetrieben und bei unterschiedlichen Drehzahlen der proportionale Zusammenhang zwischen induzierter Spannung und Drehzahl aufgenommen. Aufgrund dessen, dass der Generator nur von der Prüfmaschine angetrieben werden kann, sind die Spannungen während dem Andrehen der Maschine bis hin zum Auslaufen gemessen worden. Gemessen sind zwei der drei Leiterleiterspannungen mit einem gemeinsamen Potential. Daher wird eine der Spannungen invertiert gemessen. In Abbildung 3.50 ist ein Ausschnitt der Messung zu sehen, welche zur Ermittlung der induzierten Spannung dient.



**Abbildung 3.50: Messung der induzierten Spannung**

Die Frequenz des Signals ist mit der Polpaarzahl mit der mechanischen Drehzahl verknüpft. Konstante Amplituden im Messintervall zeigen, dass die Drehzahl im Intervall konstant ist. Im dargestellten Intervall hat die Drehzahl der AFM den Wert 172 U/min mit einer Unsicherheit von 3 U/min. Die Phasenverschiebung zwischen den zwei Signalen ist exakt  $120^\circ$  und die induzierte Spannung erreicht eine Amplitude von 34,2 V mit einer Unsicherheit von 1 V. Der Erwartungswert beträgt aus der Simulation 36,78 V. Die Abweichung beträgt etwa 7 %.

Nach der Überprüfung der induzierten Spannung ist die Messung zur Bestimmung der Kennlinie Moment zu Strom erfolgt. Hierfür werden diskrete Betriebspunkte durch Verstellen des Lastwiderstandes bei drehzahl geregelter Prüfmaschine und somit konstanter Drehzahl angefahren und aufgezeichnet. Im Vergleich zwischen simulierten zu den gemessenen Werten zeigt sich ein vertikaler Versatz um ca. 0.4 Nm, welcher auf dem in der Simulation nicht abgebildeten Reibmoment beruht (Vergleiche Abbildung 3.51). Das Reibmoment wird durch die Reibung im Lager sowie den Wellendichtringen verursacht. Mit Hilfe eines an der Welle der AFM angebauten Hebelarms und einer Federwaage konnte ein Stillstandmoment, welches zur Überwindung der Reibung benötigt wird, von ca. 0,2 Nm ermittelt werden.



**Abbildung 3.51: Messung diskreter Betriebspunkte**

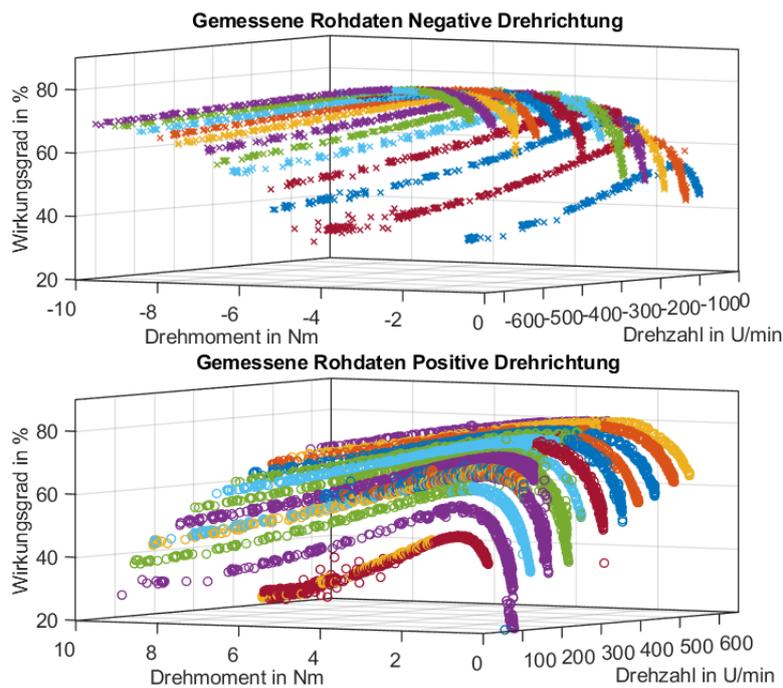
Die gemessene Kennlinie zeigt eine gute Übereinstimmung mit der Simulation. Während die Messung bei 150 U/min einen Sättigungseffekt bei höheren Strömen vermuten lässt, ist dies bei der 300 U/min Messung nicht zu erkennen. Es ist somit keine Sättigung des Eisenkreises im gemessenen Bereich vorhanden. Die Verläufe der linearen Trendlinien zeigen somit eine gute Übereinstimmung.

Wie zuvor beschrieben ist zur Messung des Wirkungsgradkennfeldes ein Leistungsmessgerät erforderlich. Zum Einsatz kommt von der Firma Hioki das PW6001 Messgerät. Aufgezeichnet sind die Drehmomente aus der Messwelle sowie die Drehzahl ein zusätzlicher Tacho der Firma Haidenhain und die Ströme der Motorzuleitungen und die Leiterleiterspannungen zwischen den Motorklemmen. Die AFM wird drehzahl-geregelt in einem Bereich von 100 U/min bis 600 U/min betrieben. Messungen sind sowohl für den Linkslauf als auch für den Rechtslauf durchgeführt worden, so dass ein Versatz in der Drehmomentmessung rechnerisch eliminiert werden kann. Insgesamt kommen zwei unterschiedliche Lastpotentiometer zum Einsatz, um die in Wärme umgesetzte Leistung bei höherer Drehzahlen abführen zu können. Darüber hinaus steigt die Auflösung bei geringen Drehzahlen. Zusätzlich wird die Temperatur während der Messung überwacht. Den realen Aufbau zeigt Abbildung 3.52.



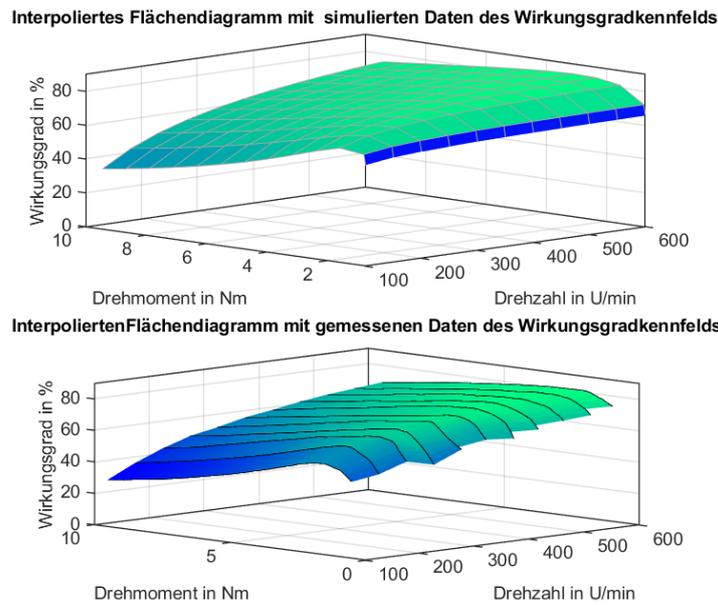
**Abbildung 3.52: Messaufbau für die Wirkungsgradbestimmung**

Abbildung 3.53 zeigt die gemessenen Rohdaten des Wirkungsgrads, welche vom Leistungsmessgerät aus den Eingangswerten bestimmt sind.

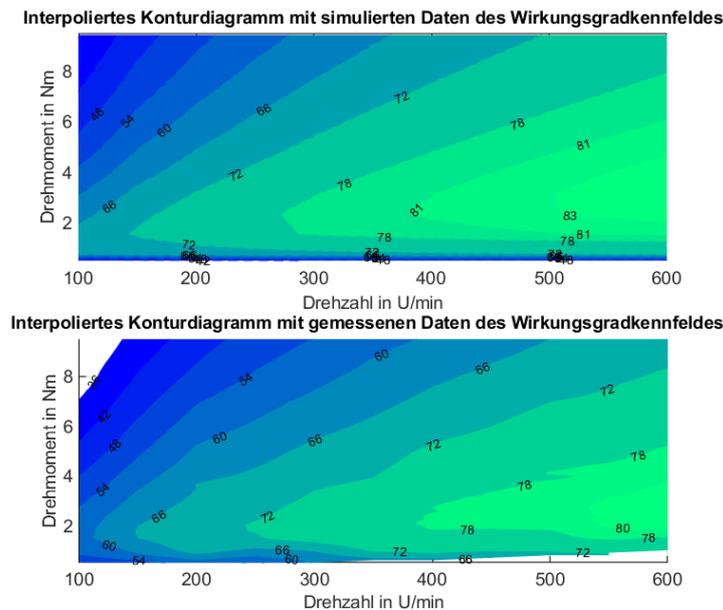


**Abbildung 3.53: Rohdaten der Wirkungsgradbestimmung für Links-/Rechtslauf**

Die aufbereiteten Daten inklusive der Eliminierung eines Drehmomentversatzes sind in Form eines Flächendiagramms und eines Konturdiagramms in den Abbildung 3.54 und Abbildung 3.55 dargestellt. Diese Daten stehen für weitere Simulationen bezüglich der Energieeffizienz als Grundlage zur Verfügung. Lediglich der Getriebewirkungsgrad und die Verluste im Umrichter sind nicht berücksichtigt. Ersteres kann jedoch aus den Kennfeldern des Datenblattes entnommen werden.



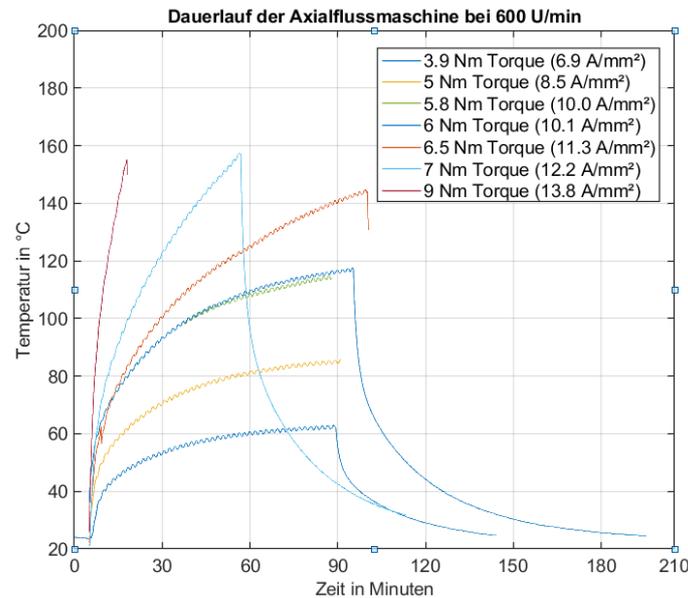
**Abbildung 3.54: Vergleich der Wirkungsgradkennfelder als Flächendiagramm**



**Abbildung 3.55: Vergleich der Wirkungsgradkennfelder als Konturdiagramm**

Es zeigt sich im Vergleich zu dem simulierten Kennfeld eine Abweichung von 3 bis 6 Prozentpunkten. Die Ursache hierfür ist die Abweichung der Geometrie, aufgrund der Ausbrüche bei der Fertigung. Dies führt zum einen zu mehr Streuung einer früher einsetzenden Sättigung des Statorzahns als auch zu höheren Wirbelstromverluste, die zur Reduktion des Drehmoments bei höheren Drehzahlen führen.

Abschließend ist eine Dauerlaufmessung zur Ermittlung des S1 Grenzmomentes erfolgt. In diesem Versuch wird die Prüfmaschine dauerhaft in einem Betriebspunkt gefahren bis sich die Endtemperatur abschätzen lässt. Das Ergebnis der Versuche zeigt Abbildung 3.56.

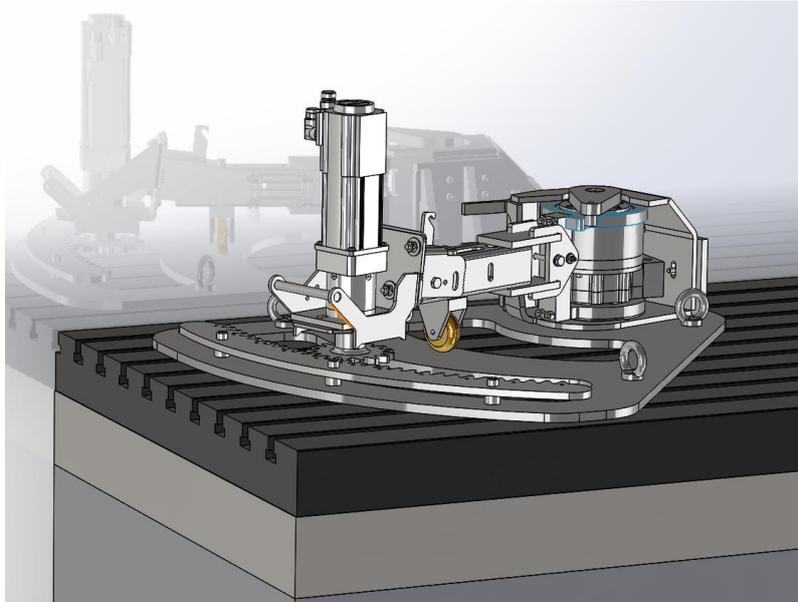


**Abbildung 3.56: Ergebnis der Dauerlaufversuche**

Aufgrund der großen thermischen Kapazität des Versuchsaufbaus ist ein Betrieb bis in den stationären Zustand nicht möglich. Selbst eine geringe Steigung am Ende einer Messreihe führt aufgrund der großen Zeitkonstante noch zu einem deutlichen Temperaturhub. Die Grenztemperatur der Maschine liegt intern bei 170°C direkt in der Wicklung. Durch Auswerten der Änderungsrate der Messreihe konnte die Grenze bei 5 Nm bestimmt werden.

### 3.6.4 Funktionsprüfung des Aktuators am stationären Prüfstand

Um die Funktionen Halten, Positionieren des Besenarms mit und ohne Lastmoment des Besens testen zu können, ist ein Prüfstand konstruiert, aufgebaut und in Betrieb genommen worden. Der Prüfstand besitzt eine Lastmaschine der Firma Lenze, welche das Reaktionsmoment des drehenden Besens auf den Besenarm simuliert. Der Kraftschluss ist mit einer gebogenen Zahnstange und einem am Motor angebauten Ritzel realisiert. Der Motor wird mit einem Lenze 8400 Frequenzumrichter versorgt. Die Bauweise ist identisch mit dem Umrichter des Aktuators jedoch ist die Leistungsklasse geringer. Der Vorteil liegt in der Vereinfachung des Inbetriebnahmeaufwands, da die Ansteuerung für den Aktuator bereits existiert. Die AFM wird mit der Haltebremse der Firma Mayr und dem Wellgetriebe sowie den Gehäuseelementen zum Besenaktuator verbunden und stabil mit der Aufnahme, die mit der Bodenplatte verschweißt ist, verschraubt. Die Schwenklager sind bereits am Aktuator montiert und mit einer Strebe verbunden. An diese wird ein vereinfachter Besenarm angebaut, der keine Ausrastfunktion für den Kollisionsfall und keine Federvorspannung zur Einstellung der Auflagerkraft besitzt. Das Eigengewicht wird mit einer Laufrolle die auf der Bodenplatte läuft abgestützt. Dadurch ist die vertikale Ausrichtung der Zahnstange zu Motorritzeln gegeben. In Abbildung 3.57 ist das CAD-Modell des Prüfstands dargestellt.



**Abbildung 3.57: CAD-Modell Funktionsprüfstand**

Der fertige Aufbau zeigt Abbildung 3.58.



**Abbildung 3.58: Realer Aufbau des Funktionsprüfstands**

Im Versuch sind folgende Nachweise erfolgt:

- Simuliertes Besenmoment abgestützt durch die Haltebremse im Aktuator (Halten)
- Ausfahren des Besenarms durch simuliertes Besenmoment und Verstellung durch den Aktuator (Folgen)
- Einfahren des Besenarms ohne simuliertes Besenmoment durch Verstellung des Besenarms (Parken)

Die Zahnstange spannt ein Kreissegment mit einem Winkel von  $62^\circ$  auf. Der Aktuator wird mit 600 U/min verstellt. Dies führt zu einer Laufzeit von etwa 2,5 s für die gesamte Strecke der Zahnstange. Durch Steigerung der Drehzahl auf 140 % sinkt die Stellzeit auf 1,9 s. Dies entspricht der Stellzeit des hydraulischen Systems für einen Stellwinkel von  $39^\circ$ . Die minimale Zeit ergibt sich bei einer Vorgabe von 199,99 % und beträgt 1,4 s. Alle Funktionen sind damit vollständig nachgewiesen.

## 3.7 Gestaltung des Versuchsträgers

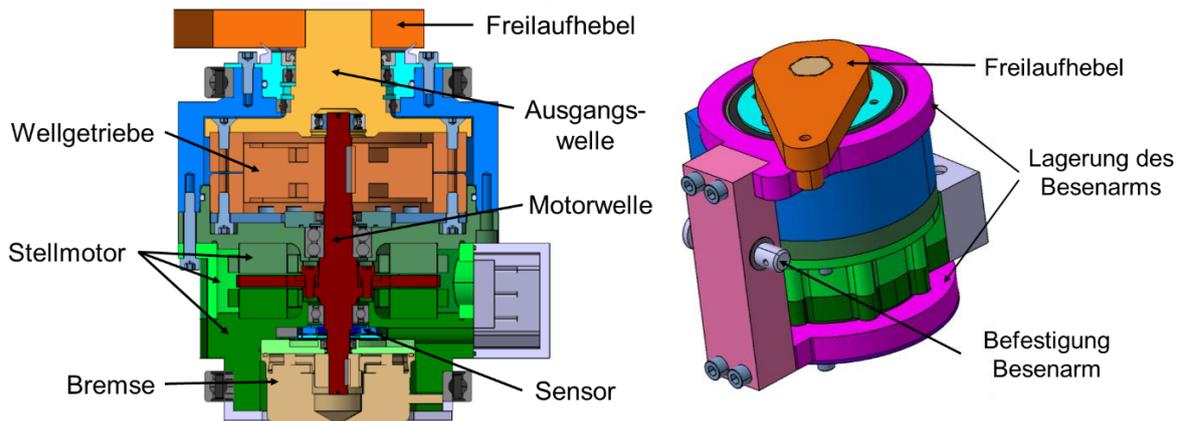
In diesem Kapitel wird die Integration des Stellaktuators in die konstruktive Umgebung der betrachteten Funktion Seitenbesenverstellung dargestellt und auf die Umsetzung des Funktionsprüfstands eingegangen. Hierzu wird zunächst die Gestaltung der Antriebsbaugruppe aus Motor, Getriebe und Bremse vorgestellt. Anschließend wird auf die Integration der Antriebsbaugruppe in das betrachtete Aggregat eingegangen. Aufbau und Inbetriebnahme werden abschließend vorgestellt.

### 3.7.1 Gestaltung der Antriebsbaugruppe

Begleitend zu Konzeptfindung und Motorauslegung wurden Analysen zur Integration der neuen Antriebskomponenten in das Anbaugerät durchgeführt. Durch die iterative Ausarbeitung der Baugruppenumgebung parallel zur Entwicklung des Antriebs konnten dabei die geometrischen Anforderungen präzisiert und gleichzeitig die Integrationsfähigkeit des entwickelten Antriebs in die vorgegebene Baugruppe sichergestellt werden.

Das betrachtete Aggregat ist in seiner Einbaulage eng am Trägerfahrzeug verbaut, sodass der verfügbare Bauraum strengen Restriktionen unterliegt. Mögliche Varianten einer räumlich getrennten Anordnung von Drehachse und Aktuator mussten verworfen werden, da diese mit deutlich höherem Platzbedarf einhergehen und ohne Beeinträchtigung der Funktionsumfänge des Aggregats nicht umsetzbar sind. Die Anordnung der Antriebskomponenten auf der Schwenkachse des Besenarms ermöglicht hier die kompakteste Umsetzung.

Der Ansatz wurde zu einem hochintegrierten Gesamtkonzept weiterentwickelt, in dem sämtliche rotierende Funktionen auf einer gemeinsamen Achse angeordnet sind. Den Kern des Konzepts bildet die Antriebsbaugruppe, vgl. Abbildung 3.59. Das im Stellmotor erzeugte Antriebsmoment wird über die Motorwelle zu beiden Enden aus dem Motor heraus übertragen. In das untere Lagerschild ist dabei bereits der Lagesensor integriert. Weiterhin dient das Motorgehäuse zusätzlich zu seiner Schutzfunktion außerdem als tragendes Strukturbauteil. Am unteren Ende weist der Motor einen Tragrings auf, an dessen Innendurchmesser die Bremse integriert ist. Der Außendurchmesser des Tragrings ist als Lagersitz des Seitenbesens gestaltet. Die Stirnfläche dieses Elements wird gleichzeitig als Flanschstelle zur externen Befestigung dieser Antriebsbaugruppe genutzt.



**Abbildung 3.59: Antriebsbaugruppe; links Schnittansicht, rechts Gesamtansicht mit Besenarmlagerung**

Am oberen Ende schließt das Wellgetriebe am Motor an. Der stillstehende Getriebering wird am Motor zentriert und über eine Zwischenscheibe fest mit dem Lagerschild des Motors verbunden. Der Wave-Generator als schnellumlaufendes Getriebeelement ist direkt auf der Motorwelle verbaut. Der langsam laufende Getriebering wird von der Ausgangswelle gehalten, die im Getriebegehäuse gelagert ist. Das Getriebegehäuse ist wiederum direkt am Motor zentriert und befestigt. Darüber hinaus besitzt das Gehäuse eine radial extrudierte Ebene, die als zweite externe Befestigungsschnittstelle der Antriebsbaugruppe dient.

An einem Außendurchmesser dieses Getriebegehäuses ist der zweite Lagersitz des Besenarms untergebracht. Der Besenarm rotiert hierdurch auf Lagern mit sehr großen Durchmessern um die innenliegende Antriebsbaugruppe herum. Die Ausgangswelle der Antriebsbaugruppe wirkt über einen Hebel auf den Besenarm. Es wurde eine Kontaktstelle vorgesehen, über die nur ein hier im Uhrzeigersinn gerichtetes Moment auf den Besenarm übertragen werden kann. Hierdurch wird die Freilauffunktion des Seitenbesens in das Konzept übernommen.

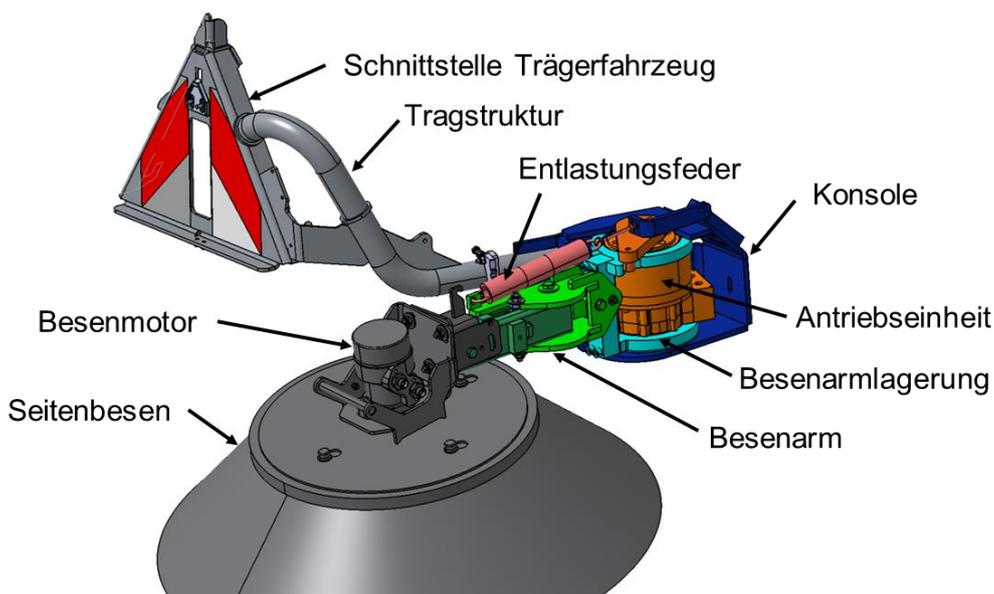
Eine Herausforderung bei der gezeigten Anordnung ist die Abdichtung der Komponenten gegeneinander und nach außen. Radialwellendichtungen an den Lagerschilden dichten den Motor gegen Eindringen von Schmierfett aus dem Getriebe sowie gegen Bremsabrieb auf der gegenüberliegenden Seite ab. An den stationären Dichtstellen an der Außenkontur der Antriebseinheit wurde auf O-Ringe zurückgegriffen. Die Durchführung der Abtriebswelle auf der Oberseite ist ebenfalls mit einem Radialwellendichtung versehen. Mit Blick auf die herausfordernden Umgebungseinflüsse der Baugruppe wurde zusätzlich ein V-Ring als vorgelagerter Abstreifer vorgesehen.

Die Möglichkeiten der Prototypenfertigung des Motors wurden bei diesem Konzept umfassend genutzt, und so ein Motor gestaltet, der zusätzlich zur Antriebsfunktion auch strukturelle Funktion übernimmt sowie durch die umfassende Funktionsintegration entlang seiner Außengeometrie die kompakte Umsetzung dieser Antriebseinheit überhaupt erst ermöglicht. Für eine Serienfertigung ist dieser Umfang an spezifischen Außengeometrien nicht sinnvoll. Die gestaltete Baugruppe kann aber ein Ausgangspunkt zur genaueren Analyse der hier benötigten Schnittstellen darstellen. In weiteren

Gestaltungsiterationen könnte dann auch eine allgemeinverwendbarere Gestaltung der Flanschstellen von Motor und Baugruppe erreicht werden.

### 3.7.2 Adaption des Kehraggregats

Durch die Änderung des Antriebskonzepts von einem linearen Hydraulikantrieb hin zu einem elektromechanischen Rotationsantrieb wurde außerdem eine Umgestaltung des Kehraggregats im betroffenen Bereich erforderlich. Abbildung 3.60 zeigt die umgestaltete linke Seite des Anbaugeräts. Die Antriebsbaugruppe füllt den verfügbaren Bauraum im Bereich der Schwenkachse fast vollständig aus. Sie ist in eine Konsole eingesetzt, die die Verbindung zur Tragstruktur herstellt. Die Verbindungen am unteren sowie am hinteren Blech der Konsole sind jeweils als Schraubverbindungen gestaltet. Die Tragstruktur mit Schnittstelle zum Trägerfahrzeug entspricht weitestgehend der ursprünglichen Umsetzung.



**Abbildung 3.60: Überarbeitetes Kehraggregat mit elektromechanischer Seitenbesenverstellung**

Stärker überarbeitet wurde dagegen der Besenarm, der deutlich gekürzt wurde, um den großen Außendurchmesser der Antriebsbaugruppe zu kompensieren. Die vorherigen Lösungen konnten dabei weitgehend adaptiert, sodass eine Beibehaltung des Funktionsumfangs möglich wurde.

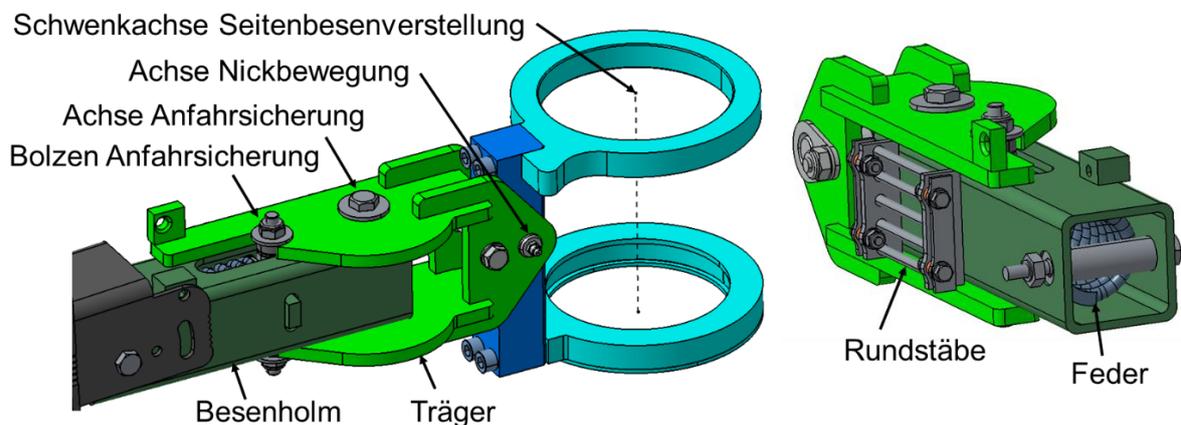
Die Schwenkachse der Seitenbesenverstellung entspricht der Hauptachse der zugehörigen Antriebsbaugruppe. Hierzu wurden Lager mit vergleichsweise großem Außendurchmesser verwendet, die um die Antriebskomponenten herum angeordnet sind. Das untere Festlager und das obere Loslager sind dabei über einen senkrecht angeordneten Block miteinander verbunden. An diesen Block ist der Besenarm angebunden. Diese Verbindung ist über einen Bolzen drehbar gestaltet, sodass Besenarm und Besen eine Nickbewegung ausführen können. Hierdurch legt sich der Besen auf den Boden auf.

Die Anpresskraft von Besen auf den Boden wird dabei durch eine Zugfeder verringert. Diese ist mit dem vorderen Ende des Besenholms sowie mit einer Anbindung oberhalb

der Antriebsbaugruppe verbunden. Die obere Anbindung ist mit der Konsole verbunden und folgt der Bewegung des Besenarms nicht. Daraus folgt ein schwenkwinkelabhängiger Einfluss der Entlastungsfeder auf die Stellkraft, die auch in der konventionellen Umsetzung besteht. Da die Antriebsbaugruppe den vorhandenen Bauraum in diesem Bereich ausfüllt, konnte keine Verbesserung dieses Einflusses erreicht werden.

Der Stellbereich der elektromechanischen Antriebseinheit ist theoretisch unbegrenzt. In der konventionellen Lösung beträgt der Stellbereich ca. 40°. Die innere Grenze wird hierbei durch die Tragstruktur definiert. Die äußere Grenze wurde durch den Stellbereich von Hydraulikzylinder und Hebel limitiert. Da diese Limitation für die vorgestellte Lösung entfällt, wurde der Stellbereich auf 80° ausgeweitet.

Der Besenarm ist zweigeteilt gestaltet, vgl. Abbildung 3.61. Der Besenholm ist drehbar in dem Träger gelagert. In den Besenholm ist eine Schraubendruckfeder integriert, die einen Bolzen in eine Aussparung am Träger presst. Bei Kollision des Besenarms mit einem Hindernis wird der Bolzen über eine schräge Ebene dieser Aussparung gegen die Feder bewegt und schließlich aus der Aussparung gelöst, wodurch Besenarm und Besen frei nach außen ausschwenken können. Der Holm weist außerdem Langlöcher an den Durchführungen von Drehachse sowie Bolzen auf, sodass der Holm bei Frontkollision in den Träger geschoben werden kann. Diese Lösungen wurden in dem überarbeiteten Konzept komprimiert. Hierzu wurde eine kürzere Feder verbaut, die auf dieselbe Vorspannkraft ausgelegt wurde. Außerdem wurde zusätzlicher Bauraum genutzt, der bisher für die Arretierung des Besennickwinkels genutzt wurde. Diese Arretierung lässt sich allerdings auch z.B. oberhalb des Holms integrieren und wurde hier vereinfacht dargestellt.



**Abbildung 3.61: Adaptierter Besenarm**

Um die Besen bei Bedarf vom Boden abzuheben, wird der Aktuator vollständig nach innen gegen die Tragstruktur verstellt. An einer Seitenfläche des Holms sind horizontal Rundstäbe montiert, die hierbei in ein Kammblech an der Tragstruktur bewegt werden. Dieses Kammblech stützt den Besenarm in vertikaler Richtung. Voraussetzung hierfür ist gleichzeitig, dass der Aktuator eine Schwenkbewegung des Besenarms verlässlich unterbindet. Das Kammblech konnte hier beibehalten werden, die Rundstäbe wurden hier in verkürzter Form integriert.

Durch die Verkürzung des Besenarms konnte die ursprüngliche Positionierung des Besenarms annähernd beibehalten werden. Auch der Besenarmradius wurde beibehalten, wodurch die konventionelle und die elektrifizierte Lösung in ihrer Funktion gut miteinander vergleichbar sind.

Die äußeren Dimensionen des Aggregats wurden hierbei etwas vergrößert. Es wurde zusätzlicher, vormals Bauraum hinter dem Aggregat genutzt. Das Modul verbreitert sich um ca. 25 mm auf einer Seite und steht somit seitlich etwas weiter über das Trägerfahrzeug hinaus. In der Höhe werden zusätzlich ca. 35 mm (+20%) vereinnahmt, was sich hier in einer Verringerung der Bodenfreiheit an der betrachteten Stelle äußert.

### 3.7.3 Aufbau und Inbetriebnahme des mobilen Funktionsmusters

Das beschriebene Konzept wurde anschließend für einen Funktionsprüfstand gefertigt und aufgebaut. Hierzu wurde ein konventionelles Anbaugerät einseitig demontiert und mit der neu entwickelten elektromechanischen Antriebseinheit sowie den adaptierten Besenarmkomponenten wiederaufgebaut. Abbildung 3.62 zeigt die modifizierte Seite des Anbaugeräts. Der rotierende Besenantrieb ist nicht Projektgegenstand, weshalb hier der Hydraulikmotor beibehalten wurde. Die verbleibende Seite des Aggregats entspricht dem konventionellen Stand und ermöglicht den direkten Vergleich der Stellantriebe.



**Abbildung 3.62: Funktionsprüfstand der elektromechanischen Seitenbesenverstellung in Einbaulage am Trägerfahrzeug**

Weiterhin wurden die aktiven Komponenten des Aggregats an die auf dem Versuchsträger aufgerüstete Leistungsversorgung und Steuerung angeschlossen. Zur Vorgabe eines Signals für die Seitenbesenverstellung wurde ein zusätzlicher tastender Wippschalter in der Kabine verbaut. Der Motor wird entsprechend der in Kapitel 2 beschriebenen Konfiguration über den Frequenzumrichter angesteuert. Die Bremse wird über ein Relais aus der 24V-Versorgung gelüftet. Die Signalverarbeitung und Ansteuerung erfolgen dabei über die Beckhoff-SPS.

Abschließend wurden Messungen zum Stellmoment durchgeführt, indem der Besenarm über einen Kraftaufnehmer mit dem Tragrahmen verbunden wurde. Aus Abbildung

3.63 wird deutlich, dass das Signal der SPS linear in ein Moment umgesetzt wird. Das geforderte maximale Moment von 450 Nm wird deutlich übertroffen.

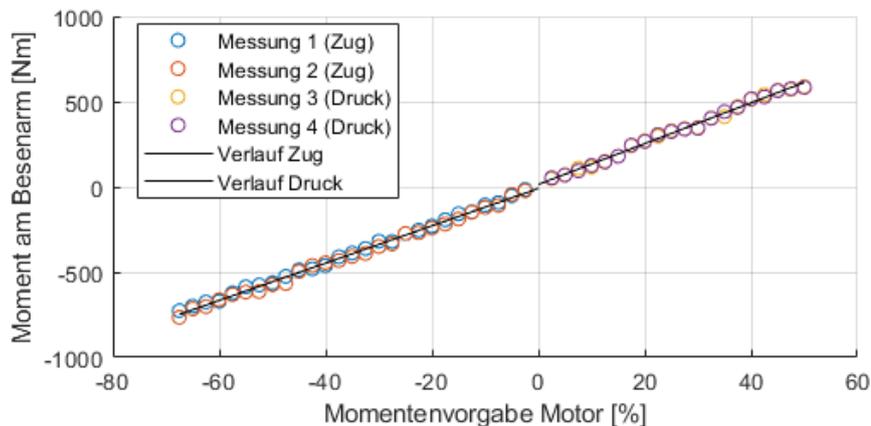


Abbildung 3.63: Stellmoment der montierten Antriebseinheit

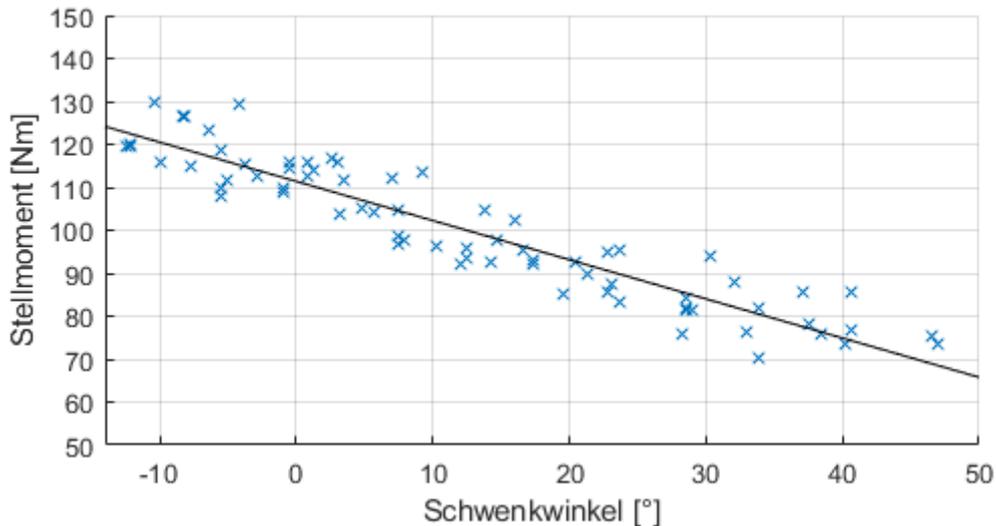
### 3.8 Untersuchung der Funktion Seitenbesenverstellung

Zur abschließenden Überprüfung der betrachteten Stellfunktion wurde das aufgebaute Anbaugerät unter realitätsnahen Bedingungen getestet. Hierfür wurden Testfahrten mit dem mobilen Versuchsaufbau durchgeführt und dabei das Verhalten der Verstellung in typischen Arbeitssituationen geprüft. Daneben wurden Stellverlauf und Stellmoment untersucht.

#### Stellmomentverlauf

Zunächst wurde das Moment ermittelt, das während eines Stellvorgangs anliegt. Von Interesse ist hierbei insbesondere der Verlauf des Stellmoments über dem Stellbereich. Aufgrund des kompakten Aufbaus der modifizierten Baugruppe konnte keine zusätzliche Sensorik zur Ermittlung der auftretenden Momente integriert werden. Eine Abschätzung des Stellmoments wird stattdessen indirekt über die Sollwertvorgabe vorgenommen.

Hierzu wurden Testläufe durchgeführt, in denen der Besenarm momentengeregelt eingefahren wurde. Das vorgegebene Moment wurde hierbei verringert, bis der Besenarm zum Stehen kommt. Die Ermittlung des Stillstandsmoments wurde so für den gesamten Stellbereich durchgeführt, indem diese Untersuchung aus verschiedenen Startpositionen heraus initiiert wurde. Die Untersuchung wurde bei stillstehender Maschine durchgeführt, Einflüsse der Fahrgeschwindigkeit können nicht ermittelt werden. Der Besen wurde mit einer Drehzahl von 90 1/min auf rauem Betonboden betrieben. Abbildung 3.64 zeigt den auf diese Weise ermittelten Verlauf des Moments.



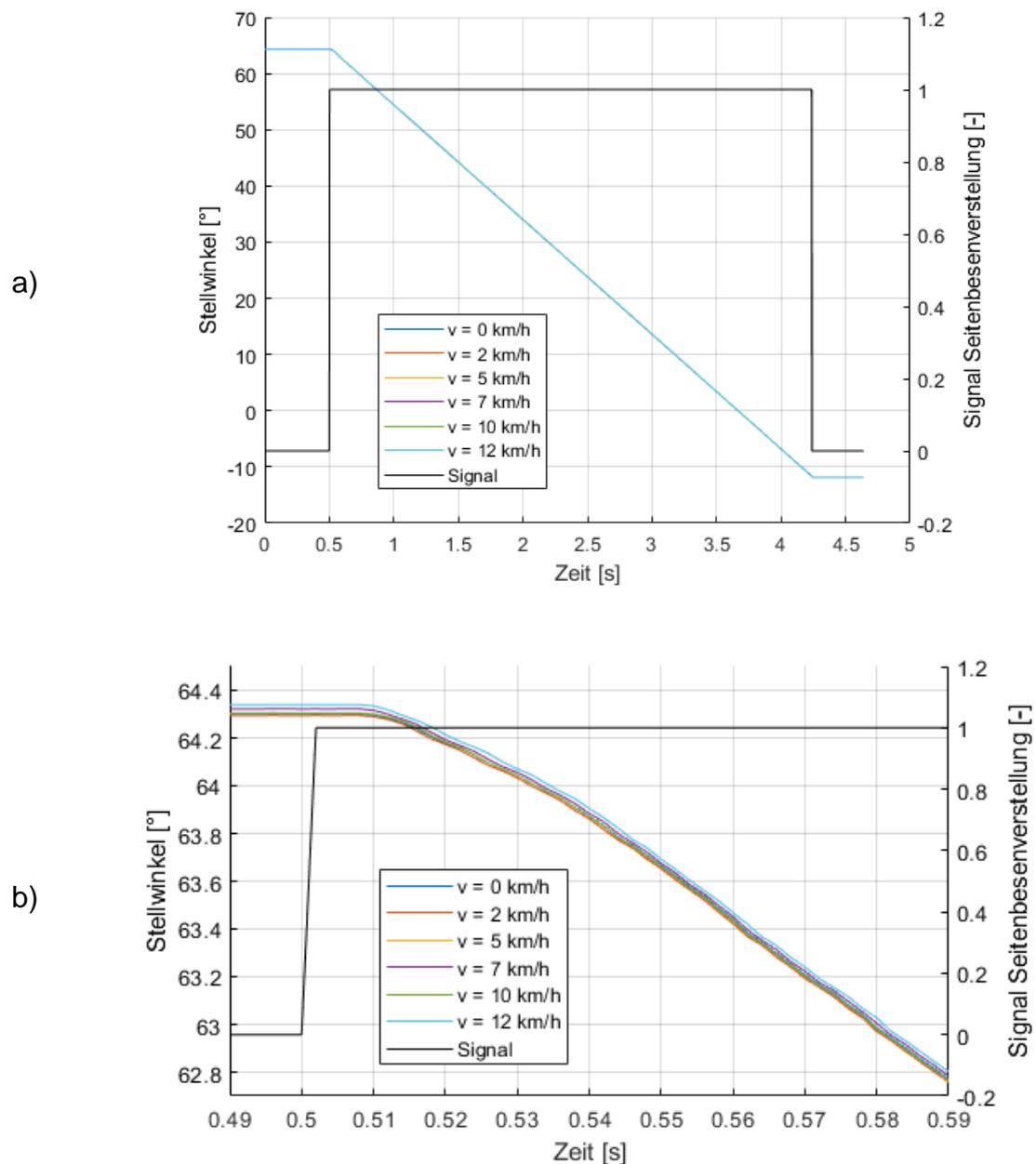
**Abbildung 3.64: Abgerufenes Moment der Seitenbesenverstellung**

Das Stellmoment ist hier deutlich von der Position abhängig und zeigt einen nach innen ansteigenden Verlauf. Dies resultiert aus den mechanischen Einflüssen von Entlastungsfeder und Leitungen. Die kürzeste Federlänge der untersuchten Anordnung wird bei ca. 20° erreicht, sodass hier eine Vorzugsposition besteht. Die Verformungswiderstände der mitgeführten Hydraulik- und Wasserleitungen beeinflussen den Verlauf ebenfalls leicht und sind mit einer ähnlichen Vorzugsposition zu berücksichtigen.

Dabei bewegt sich das abgerufene Stellmoment hierbei zu jedem Zeitpunkt deutlich unter dem erreichbaren Moment der Antriebsbaugruppe, sodass große Reserven zur Überwindung von Störeinflüssen bleiben. Durch die im Regelfall geringe Auslastung des Motors ist ein Überhitzen des Antriebs hier nicht zu befürchten.

### Stellverlauf

Abbildung 3.65 zeigt Stellverläufe für die Seitenbesenverstellung bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten. Hierzu wurde bei einer konstanten Sollvorgabe für die Motordrehzahl von 10 s<sup>-1</sup> jeweils ein- und Ausschwenkvorgang über den erweiterten Stellbereich von 80° durchgeführt. Die Besendrehzahl beträgt ca. 90 min<sup>-1</sup>. Die Versuche wurden auf rauem Betonboden mit Rillen zwischen den Platten durchgeführt. Die Fahrgeschwindigkeit wurde über das Fahrpedal vorgegeben und ist als ungefährender Wert zu verstehen.



**Abbildung 3.65: Stellverlauf des Ausschwenkvorgangs bei Variation der Fahrgeschwindigkeit: a) Gesamtdarstellung b) Detailansicht des Stellbeginns**

Die Versuche zeigen, dass unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit ein sehr gleichförmiger Stellvorgang erreicht wird. Die Stellgeschwindigkeit ist über den Stellbereich konstant. Ein Einfluss verschiedener Fahrgeschwindigkeiten zeigt sich nicht. Auch Fahrbahneinflüsse (hier: Rillen und Risse der Betonplatten) führen zu keinen erkennbaren Verzögerungen. Der Ansprechverzug beträgt ca. 0,1 s. Die Stellzeit über den betrachteten erweiterten Stellbereich beträgt ca. 3,75 s.

Die Betrachtung wurde weiterhin für den Ausschwenkvorgang durchgeführt, wobei vergleichbare Ergebnisse erzielt wurden. Auch hier ergibt sich ein konstanter Stellverlauf. Dabei wurden gleiche Stellgeschwindigkeiten für das Ein- und Ausschwenken vorgegeben.

### **Bewertung der elektromechanischen Seitenbesenverstellung**

In den durchgeführten Versuchsfahrten funktionierte die Seitenbesenverstellung sehr zuverlässig. Der Seitenbesen wird über den vollen vorgesehenen Stellbereich bewegt. Durch die Reaktionskraft zwischen Seitenbesen und Boden wird der Besenarm stets nach außen gedrückt und liegt erwartungsgemäß am Loslagerhebel an. Gleichzeitig reicht die Stellkraft aus, um den Besen nach innen bis an die Transporthalterung zu verstellen. Ein unerwartetes Lösen oder Verstellen ist während der durchgeführten Versuche nicht aufgetreten.

Bei Nichtbetätigung der Verstellung wird der Stellwinkel durch die Bremse festgehalten. Bei einer Testfahrt mit halb ausgestelltem, nicht betätigtem Besen betrug die Winkeldifferenz nach ca. 9 Minuten maximal  $0.25^\circ$ . Weiterhin wurde das Ausheben der Besen über den Kamm getestet. Auch hierbei wurde der Besenarm anforderungsgemäß in der Transportstellung festgehalten.

Während der durchgeführten Testfahrten blieb die Außentemperatur des Motors im unbedenklichen Bereich, ein zusätzlicher Berührungsschutz ist nicht erforderlich. Weiterhin konnte die Funktion der Anfahrsicherung während der Versuchsfahrten bestätigt werden.

Der Besenarm lässt sich dabei mäßig feinfühlig positionieren. Zu Erprobung wurde vom Fahrer eine möglichst kurze Betätigung signalisiert. Diese Betätigungsstöße mit einer mittleren Dauer von 0,14 s wurden in eine mittlere Winkeländerung von  $2,9^\circ$  umgesetzt. Dieses Verhalten wird allerdings wesentlich durch den verwendeten Schalter sowie durch die Umsetzung der Ansteuerung beeinflusst, sodass dies nicht die Grenze des betrachteten Aktuators darstellt.

Insgesamt lässt sich die konstante Einhaltung der Stellgeschwindigkeit in Hinblick auf die Prozessqualität positiv beurteilen, da das Verhalten der Seitenbesenverstellung hierdurch für den Fahrer sehr vorhersehbar ist. Weiterhin trägt die schnelle Umsetzung des Signals zur Positioniergenauigkeit bei. Es sind weiterhin nur geringe Elastizitäten in der Strecke zwischen Motor und Besen-Boden-Kontakt vorhanden, sodass keine sichtbaren Verformungen dieses Bereichs aufgefallen sind.

Ein Vorteil gegenüber der bisherigen hydraulischen Lösung liegt aber auch in der Digitalisierung der Ansteuerung. Der Optionsumfang der betrachteten Verstellung ließe sich beispielsweise einfach erweitern, indem die Stellgeschwindigkeit vom Fahrer angepasst werden könnte oder über einen Joystick proportional vorgegeben wird. Gleichzeitig besteht hier die Möglichkeit zur Ansteuerung über automatisierte Fahrerassistenzsysteme.

## 4 Beispielanwendung Resonanzaktuator

Obwohl Balkenmäher in der Grasernte inzwischen eine untergeordnete Rolle spielen, bieten sie Vorteile gegenüber rotierenden Alternativen. Im Vergleich zu rotierenden Mähwerken benötigen sie bezogen auf die Arbeitsbreite eine deutlich geringere Antriebsleistung, zudem sind sie leichter. Beides ermöglicht den Betrieb an kleineren Trägermaschinen, sodass Bodenverdichtung und Schäden an der Grasnarbe vermindert werden können. Das Exaktschnittverfahren der Balkenmähwerke fördert zudem den Wiederaufwuchs des Grases. In der Grünfüttererzeugung wird die geringere Verschmutzung des Mähguts positiv gewertet. Interessant ist ihr Einsatz auch für den Naturschutz, da sie aufgrund der geringeren Arbeitsintensität und dem Wegfall des Saugeffekts als schonend für Insekten und Kleinstlebewesen gelten (vgl. [Poe14]).

Balkenmähwerke werden üblicherweise von einer rotierenden Kraftquelle angetrieben. In einem Getriebemechanismus wird die Rotationsbewegung in eine lineare Oszillation umgewandelt. Diese Umwandlung ist verlustbehaftet.

In diesem Projekt wurde daher ein alternativer Ansatz zur Erzeugung der benötigten linearen Schwingungsbewegung betrachtet. Dieser besteht darin, den Mähbalken direkt an einen Linearmotor zu koppeln, der eine oszillierende Antriebskraft erzeugen kann.

Hierzu wurden zunächst die bestehenden Konzepte sowohl für das Mähwerk als auch für den Linearmotor konzeptionell betrachtet und konstruktiv überarbeitet. Sowohl Mähwerk als auch Aktuator wurden dann gefertigt. Es wurde zunächst der Aktuator unter Laborbedingungen getestet, anschließend wurde der Aktuator in Verbindung mit dem Mähwerk stationär erprobt. Hierzu wurden auch Regelungskonzepte für den Resonanzbetrieb entwickelt und erprobt. Das Mähwerk wurde weiterhin am Versuchsträger aufgerüstet und in Betrieb genommen. Abschließend wurde das Mähwerk unter Feldbedingungen getestet.

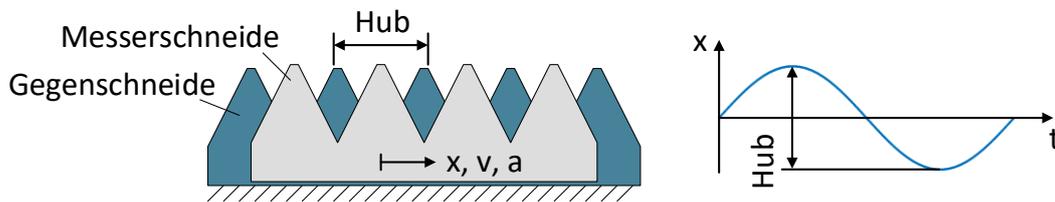
### 4.1 Überarbeitung des Mähwerkskonzepts

Ein Konzept für den direkten Antrieb eines Mähbalkens über einen elektrischen Linearmotor war in der ersten Projektphase (vgl. [Fre17], [Zha15]) vorgestellt und stationär untersucht worden. Der Fokus lag dabei auf der Anforderungsermittlung und des grundlegenden Funktionsnachweises. Darauf aufbauend soll hier zunächst die Anwendung des Mähwerkskonzepts tiefer betrachtet werden, wie auch in [Pus20] dargestellt. Weiterhin wird das Konzept zu einem mobilen Prüfaufbau weiterentwickelt.

#### 4.1.1 Grundlegende Betrachtungen zum Resonanzmähwerk

Der Ansatz soll am Beispiel eines Balkenmähwerks mit feststehender Gegenschneide genauer dargelegt werden. Abbildung 4.1 zeigt eine schematische Darstellung des Mähbalkens. Der Messerbalken wird mit annähernd sinusförmigem Bewegungsprofil oszillierend angetrieben. Hierzu wird der Messerbalken aus der Endlage heraus be-

schleunigt. In der Mitte des Hubes erreicht der Messerbalken die maximale Geschwindigkeit und wird anschließend abgebremst, bis er im gegenüberliegenden Totpunkt zum Halten kommt.



**Abbildung 4.1 Schematische Darstellung des Mähbalkens**

Eine große Herausforderung bei diesem System ist eine energieeffiziente Richtungs-umkehr am Ende des Hubes. Dies kann erreicht werden, indem die kinetische Energie der bewegten Massen beim Abbremsen zwischengespeichert und beim Beschleunigen wieder in den Prozess eingespeist wird. Mit herkömmlichen Getriebemechanismen kann kinetische Energie im kontinuierlich rotierenden Teil des Systems gespeichert werden. Bei einem rein oszillierenden Mechanismus ist dies nicht möglich. Es kommen zwei Möglichkeiten in Frage: die Rückspeisung der Bremsleistung in den elektrischen Kreis oder der Einsatz mechanischer Energiespeicher.

Erstere Lösung zieht nach sich, dass sowohl Antriebs- als auch Bremsleistung durch den elektrischen Antrieb gewandelt werden müssen. Hierdurch entstehen zum einen höhere Verluste und hiermit eine höhere thermische Belastung. Zum anderen müssen höhere Antriebskräfte aufgebracht werden können, wodurch größere Elektromotoren verbaut werden müssten. Im vorliegenden Projekt wurde daher die zweite Lösung weiterverfolgt.

Hierzu wird die oszillierende Masse des Messerbalkens mit Schraubendruckfedern parallelgeschaltet. Es entsteht ein Feder-Masse-Schwinger mit einer charakteristischen Eigenfrequenz, in der die Amplitudenüberhöhung maximal ist. In diesem Betriebspunkt lässt sich eine geforderte Amplitude mit dem geringsten Energieaufwand erreichen.

#### 4.1.2 Eigenschaften des vorgestellten Ansatzes

Die Eigenfrequenz des Feder-Masse-Schwingers wird dabei im Wesentlichen durch die bewegte Masse im Systems sowie durch die verbaute Federsteifigkeit festgelegt. Die Systemdämpfung wirkt sich ebenfalls auf die Eigenfrequenz aus.

Bei konstruktiv festgelegter bewegter Masse und Federsteifigkeit wird die Eigenfrequenz im Betrieb des Mähbalkens nur durch die einsatzbedingte Schwankung der Dämpfung durch Lager- und Schnittkräfte geringfügig beeinflusst. Da sich nur in der Eigenfrequenz die geforderte Amplitude mit dem geringsten Energieaufwand erreichen lässt, wird die Betriebsfrequenz dieses Systems also bereits im Entwicklungsprozess festgelegt.

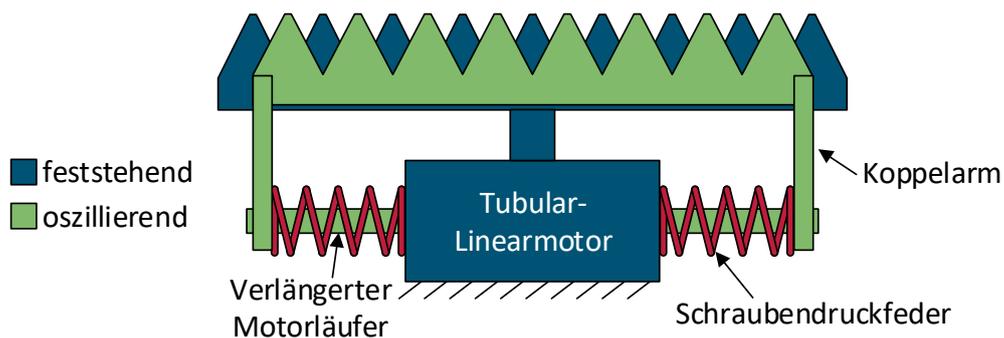
Anders verhält es sich mit dem Hub des Mähbalkens. Der Hub ist prinzipbedingt variabel, die Betriebsamplitude wird erst durch ein Aufschwingen des Systems erreicht. Unter Berücksichtigung der geometrischen Parameter von Messerbalken und Gegen-

schneide wird stattdessen eine Soll-Amplitude für den Betrieb vorgegeben. Damit unterscheidet sich das betrachtete System grundlegend von konventionell rotatorisch angetriebenen Systemen, bei denen die Amplitude geometrisch durch das Getriebe bestimmt wird und die Drehzahl häufig adaptiv wählbar ist.

Während die feste Vorgabe der Betriebsfrequenz einen Nachteil des Systems darstellt, kann die variable Amplitude als Vorteil gewertet werden. Hierdurch lässt sich gegebenenfalls die Empfindlichkeit des Mähwerkstyps gegenüber Fremdkörpern verringern.

#### 4.1.3 Übertragung des Ansatzes auf den Versuchsträger

Entsprechend des vorgestellten Ansatzes soll hier die einsatzorientierte Ausgestaltung des direkt angetriebenen Balkenmähwerks vorgestellt werden. In der ersten Phase des Projekts wurden Versuche durchgeführt, auf deren Grundlage Anforderungen für die Ermittlung der Kraft- und Leistungsanforderungen des betrachteten Mähwerks hergeleitet wurden ([Zha15], [Fre17]). Linearmotoren, die diesen Anforderungen genügen, lassen sich aufgrund ihrer Größe nicht direkt an dem Mähbalken platzieren, ohne den Gutfluss wesentlich zu beeinflussen. Stattdessen wurde die in Abbildung 4.2 dargestellte Anordnung als Ausgangskonzept für das betrachtete Mähwerk mit Direktantrieb entwickelt.



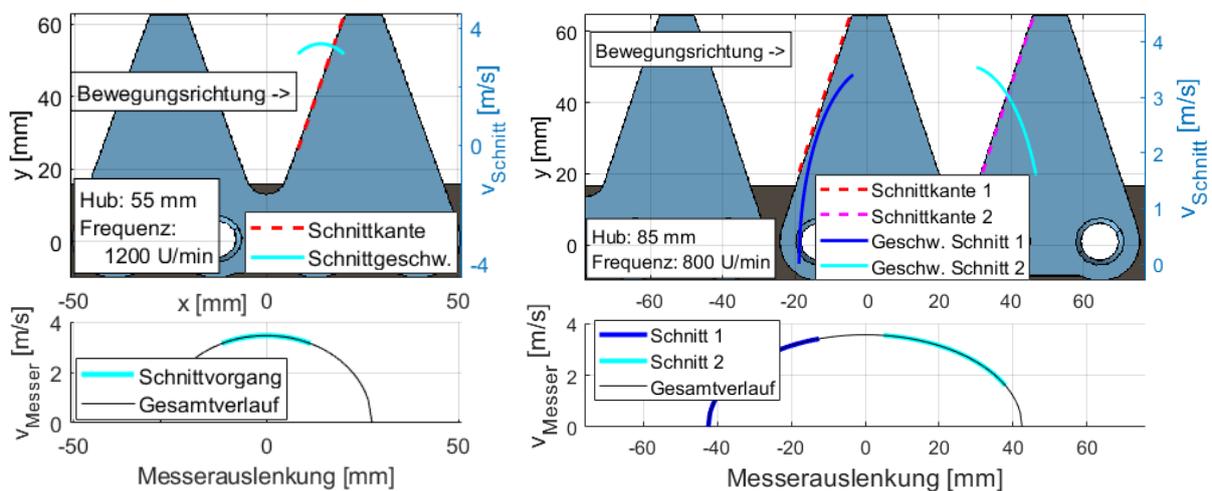
**Abbildung 4.2: Konzeptentwurf für Resonanzmähwerk mit linearem Direktantrieb**

Der Motor ist dabei mit ausreichend Abstand zum Mähwerk angeordnet, sodass ein Gutfluss zwischen beiden Komponenten hindurch stattfinden kann. Der äußere Stator des tubularen Linearmotors ist an die Tragstruktur des Mähwerks angebunden. Der Motorläufer ist beidseitig aus dem Stator hinausgeführt. Als Energiespeicher fungieren Druckfedern, die beidseitig auf dem Stator abgestützt über dem verlängerten Läufer angeordnet sind. Die Distanz zwischen Motor und Messerbalken wird durch Arme überbrückt, die die Enden des verlängerten Motorläufers auf beiden Seiten mit der Messerschneide verbinden.

Das grundlegende Prinzip lässt sich dabei auf alle gängigen Bauarten von Balkenmähwerken adaptieren. Als Basis für das Mähwerk wird hier ein marktverfügbarer Mähbalken ESM Universalmähbalken SC verwendet. Das Mähwerk verfügt über eine Messerschneide mit Messerklingen in Form gleichschenkliger Trapeze. Die stillstehenden Gegenschneiden sind in ähnlicher Form ausgeführt. Dabei eignet sich das Mähwerk für ein breites Einsatzspektrum auch mit gemischtem Bewuchs und ist unempfindlich

gegen Verstopfen durch bereits gemähtes Schnittgut. Das Mähwerk ist zudem mit einer linearen Messerführung ausgestattet, sodass das Messer direkt mit dem Linearmotor gekoppelt werden kann. Hierzu wurde das Mähwerk im Weiteren nur geringfügig verändert, um die Kopplung mit den seitlichen Antriebsarmen zu ermöglichen.

Für die Gestaltung des Mähwerks ist weiterhin zunächst die Betriebsart von Interesse. Im Kurzhub erfolgt pro Hub ein Schnitt, hierzu wird ein Hub von etwa einer Klingebreite durchgeführt. Im Langhub erfolgen zwei Schnittvorgänge bei entsprechend längerem Hub. Vorteilhaft ist beim Kurzhub die relativ konstante Schnittgeschwindigkeit während des Schnittvorgangs (vgl. Abbildung 4.3), was einen konstanten Mähbetrieb begünstigt. Nachteilig ist hier die höhere erforderliche Schnittfrequenz zu berücksichtigen. Da der Hub des Linearaktuators im Resonanzmähwerk auch den Hub der Messerschneide festlegt, wurde hier mit Blick auf eine leichte Mähwerksgestaltung ein Betrieb bei Kurzhub gewählt. Bei einer Klingebreite von 2 Zoll folgt ein Sollhub von 50-55 mm. Die höhere Betriebsfrequenz ist für den Linearmotor nicht problematisch.



**Abbildung 4.3: Geschwindigkeitsverläufe des Schnittvorgangs im Kurzhub (links) und im Langhub (rechts)**

#### 4.1.4 Anbindung an den Versuchsträger

Für die Anbindung an das Trägerfahrzeug wurde hier eine möglichst direkte Lösung angestrebt. Es wurde eine Positionierung frontal vor dem Fahrzeug gewählt. Hierdurch kann die dort vorhandene mechanische Schnittstelle genutzt werden, mit der das Resonanzmähwerk direkt verbunden wird. Durch die direkte Verbindung sollen mögliche Rückwirkungen durch schwingungsanfällige Bauteile zwischen Trägerfahrzeug und Mähwerk weitgehend vermieden werden.

Über die Hubhydraulik des Trägerfahrzeugs lässt sich die Frontaushebung in Schwimmstellung betreiben, sodass das Anbaugerät mit konstanter Auflagelast über den Boden geführt wird. Auch bei Bodenunebenheiten kann somit eine konstante Schnitthöhe beibehalten werden.

Weiterhin soll verhindert werden, dass die seitlichen Mähwerksenden bei Bodenunebenheiten einseitig belastet werden. Die resultierenden Verspannungen würden sich im hier betrachteten Konzept auch auf den Motorläufer übertragen. Daher

wird ein rotatorischer Freiheitsgrad um die Längsachse vorgesehen, sodass sich das Mähwerk quer zur Fahrtrichtung dem Gelände anpassen kann. In allen weiteren Raumrichtungen ist das Anbaugerät während des Betriebs festgelegt.

#### 4.1.5 Ausgestaltung des Konzepts

Die Ausgestaltung des Mähwerkskonzepts erfolgte parallel zur Weiterentwicklung des Resonanzmotors, wodurch ein entsprechender Informationsaustausch möglich wurde. Durch Entscheidungsschritte in den Teilprojekten entstanden jeweils iterativ weiterentwickelte Zwischenergebnisse. Abbildung 4.4 zeigt den ersten konstruktiven Zwischenstand, der einen rudimentären Entwurf für den mobilen Versuchsträger darstellt. Abbildung 4.5 bildet den zweiten Iterationsschritt mit fortgeschrittener Ausgestaltung der Koppellelemente. Im dritten Iterationsschritt wurde der neu aufgebaute Resonanzmotor in das Konzept übernommen. Das letztere, in Abbildung 4.6 dargestellte Konzept wurde im Anschluss gefertigt und erprobt.

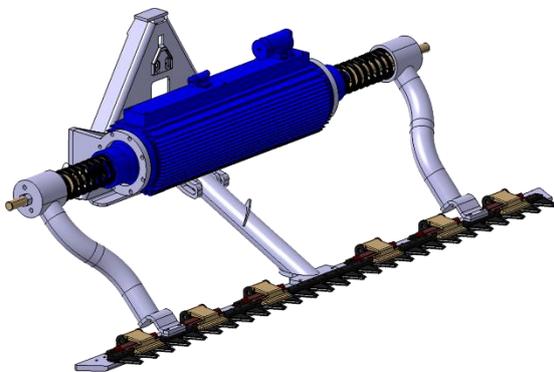


Abbildung 4.4: Version 2 des Mähwerks

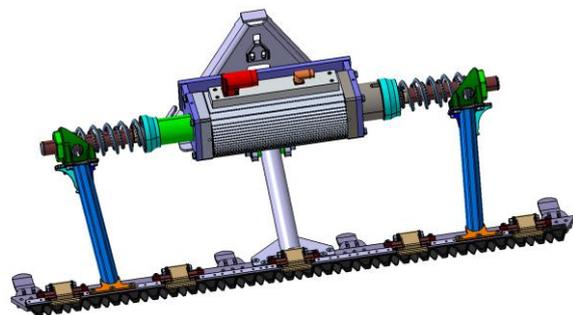


Abbildung 4.5: Version 3 des Mähwerks

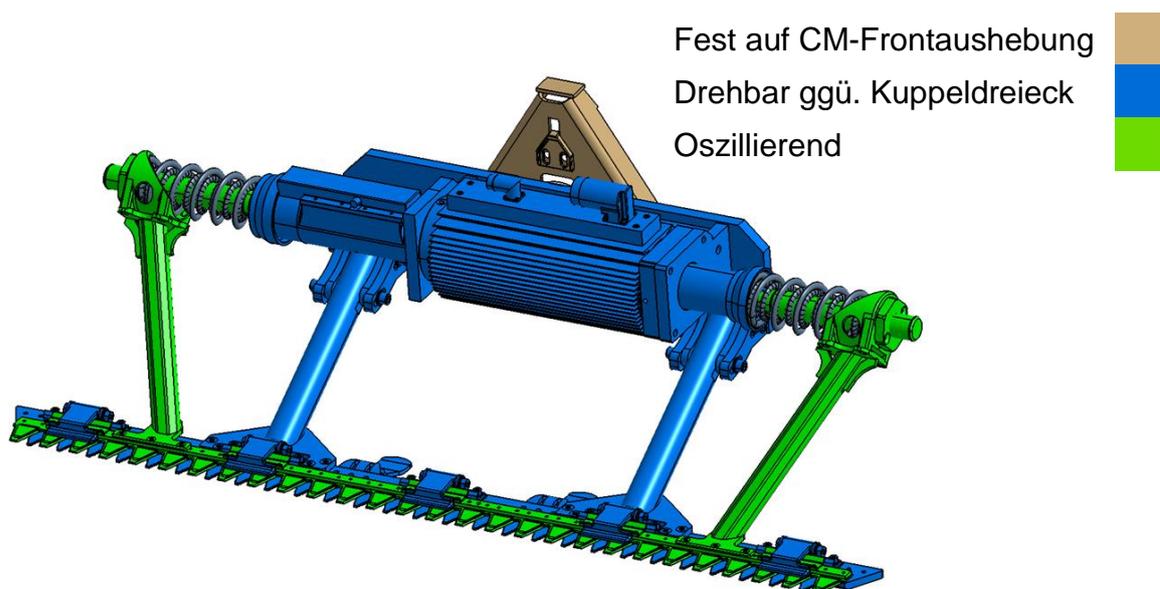


Abbildung 4.6: Finales Konzept für das Resonanzmähwerk mit farblicher Abgrenzung der relativ zueinander bewegten Systemteile

Eine Herausforderung im Entwurfsprozess des vorgestellten Mähwerks ist die Abstimmung von Bauteilfestigkeiten, Gewicht der bewegten Teile sowie der Resonanzfrequenz des Mähwerks. Diese Parameter beeinflussen sich gegenseitig und stehen teilweise in Zielkonflikt zueinander. So ist eine ausreichende Festigkeit notwendig, um den sicheren Betrieb des Mähbalkens zu gewährleisten. Das resultierende Gewicht der Koppellemente geht in die schwingenden Massen des Mähwerks ein. Diese unterliegen im oszillierenden Betrieb hohen Beschleunigungen, woraus hohe Belastungen folgen. Gleichzeitig wirkt sich das Gewicht auf die Eigenfrequenz des Mähwerks aus. Eine nachfolgende Anpassung der Federrate äußert sich ebenfalls in Änderungen der anteilig zu berücksichtigenden Federmasse.

### **Festigkeit**

Die Festigkeit der Koppellemente wurde während des Gestaltungsprozesses mithilfe von FEM-Simulationen berechnet und verbessert. Hierzu wurden die Läuferverlängerungen, die gleichzeitig als Dorn für die Druckfedern dienen, als Rohr mit definierter Wandstärke gestaltet. Für die Arme wurden Rohre mit festigkeitsoptimiertem Profil gewählt. Auch bei der Gestaltung der Kontaktstellen zwischen Messerschneide und Arm bzw. Arm und Läuferverlängerung wurde auf eine verwindungssteife Gestaltung geachtet. Diese Kontaktstellen mussten dabei schraubbar gestaltet werden, um Montage und Federaustausch zu ermöglichen.

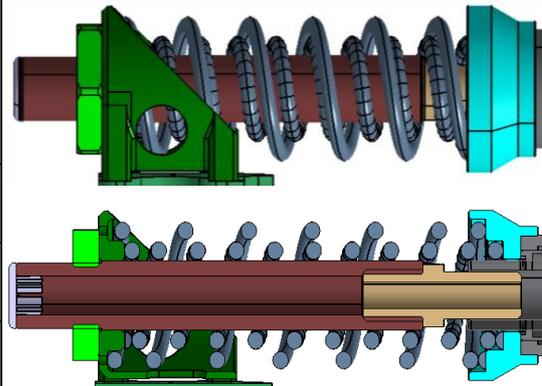
Neben sicherheitsrelevanten Aspekten ist dabei der Einfluss der Bauteilfestigkeit auf die Systemantwort des schwingenden Systems von Interesse. Bei signifikanter Nachgiebigkeit der Koppellemente wird eine Relativbewegung von Motorläufer und Messerschneide möglich. Die vereinfachte Betrachtung als Ein-Massen-Schwinger wäre zur Systemanalyse dann nicht mehr geeignet. Neben einer Abweichung der Eigenfrequenz vom projektierten Wert würde dies auch in einer Abweichung zwischen Motor- und Messeramplitude resultieren.

### **Federrate**

Da die Eigenfrequenz des Systems über das Gewicht der bewegten Elemente und über die Federkonstante vordefiniert wird, wurden zu Beginn der Mähwerksgestaltung Zielfrequenzen für den späteren Betrieb definiert. Unter Berücksichtigung der bewegten Massen wurden dann für jede Zielfrequenz ein Federnpaar mit geeigneter Federkonstante ausgelegt. Dabei wurden die Federgeometrien aufeinander abgestimmt, so dass die Federteller zu allen verwendeten Federn passen. Um die hohe geforderte Federsteifigkeit der höchsten Frequenz zu erreichen, werden zwei Federpakete der niedrigeren Frequenzen ineinander parallelgeschaltet, vgl. Abbildung 4.7. Die Zielfrequenzen und die zugehörigen Federpakete sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

**Tabelle 4.1: Zielfrequenzen der Federge-  
staltung und zugehörige Federpakete**

Zielfre- quenz [Hz]	Feder- rate [N/mm]	Feder innen	Feder außen
6,67	20,3	A1	
10	42,8		B2
13,33	78,5	A3	
16,67	121,3	A3	B2

**Abbildung 4.7: Einbausituation der  
Federpakete**

### Bauteilmassen

Bei der Gestaltung des Mähwerks wurde eine möglichst geringe bewegte Masse angestrebt. Neben den mechanischen Belastungen, die aus der Beschleunigung dieser Massen folgen, ist diese Masse auch ausschlaggebend für die Laufruhe des späteren Gesamtsystems. Es ist zu erwarten, dass die Schwingungen des Mähwerks auch auf die Trägermaschine übertragen werden. Dies zieht zusätzliche Belastungen der Koppelstellen von Trägermaschine und Anbaugerät nach sich, auch Fahrwerk und ggf. Lenkungssystem werden zusätzlich belastet.

In dem hier aufgebauten System entfallen dabei nur ca. 11% der bewegten Masse auf die eigentliche Messerschneide. Die größten Anteile entfallen auf den Motorläufer (44%) und auf die mechanischen Koppellemente (45%). Insgesamt beträgt die oszillierende Masse im System ca. 27,5 kg.

Ergänzend wurden simulative Untersuchungen durchgeführt, um die Rückwirkungen des Resonanzmähwerks auf die Trägermaschine abzuschätzen. Unter den betrachteten möglichen Schwingformen der Trägermaschine wurde insbesondere die resultierende Queranregung der Fahrerkabine als kritische Größe identifiziert. Hier wird eine deutliche Beeinträchtigung des Fahrerkomforts erwartet. Mit Blick auf die Schwingungsexposition kann hier eine Begrenzung der täglichen Einsatzdauer notwendig werden.

## 4.2 Umsetzung des Resonanzmotors

Parallel zur Ausarbeitung des Mähwerkskonzepts wurde der Resonanzmotor überarbeitet. Die hierfür formulierten Anforderungen sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

Nachfolgend werden dazu die konstruktive Überarbeitung des Motors, dessen Fertigung und Montage sowie Vorbereitungen zur Integration eines kompakteren Sensorsystems vorgestellt.

**Tabelle 4.2: Anforderungen an den Resonanzmotor**

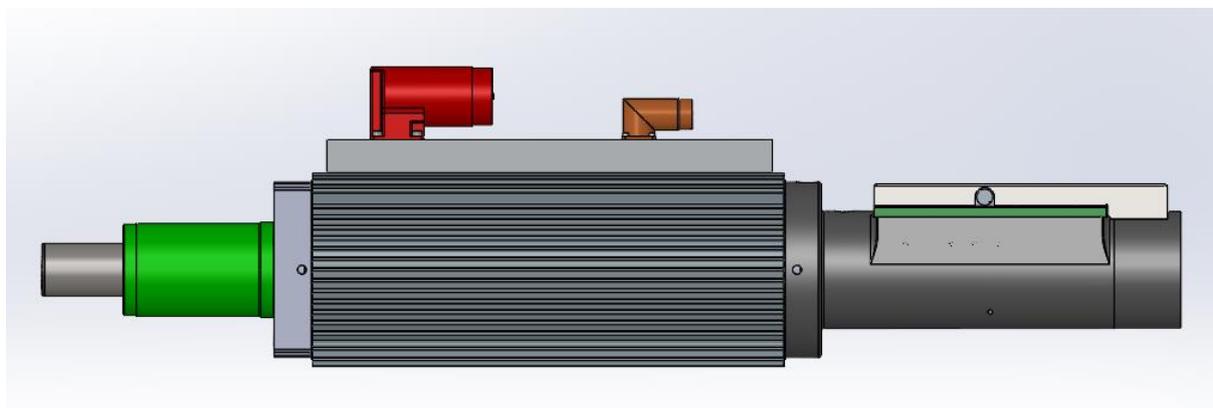
Maximale Kraft (Überlast)	1500 N
Hub	60 mm
Max. Betriebsfrequenz	20 Hz

#### 4.2.1 Konstruktive Ausarbeitung

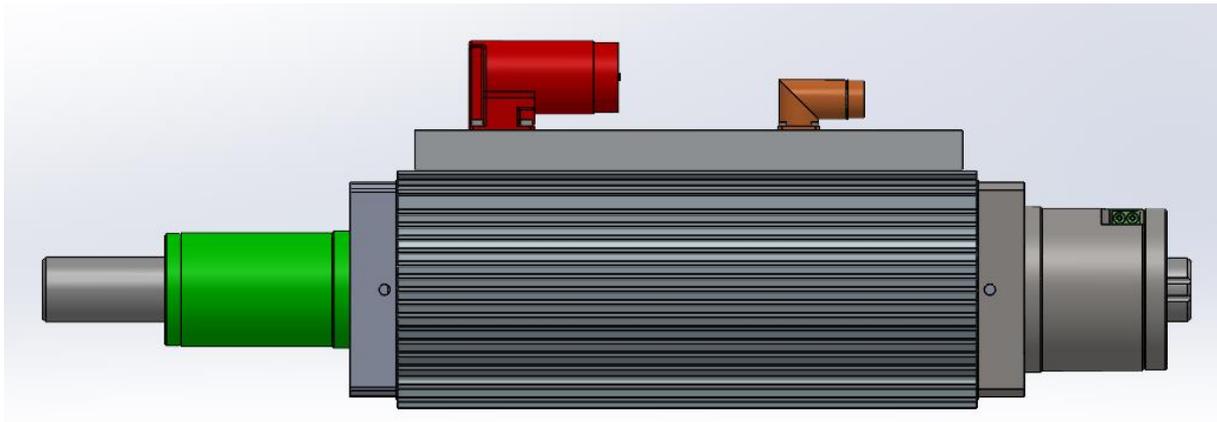
Um das Prinzip des Resonanzbetriebs auch im praktischen Versuch zu beweisen, wurde für Phase 2 ein komplett neuer Antrieb gewählt. Basierend auf bereits erprobter Bauweise wurde für den Mähbalken ein Antrieb der Firma Oswald gewählt, der ähnliche technische Daten hat wie der aus Phase 1 ausgelegte Motor.

Ein kürzerer Läufer und eine stärker ausgelegte Lagerung verhindern eine zu starke Durchbiegung wie es noch in Phase 1 der Fall war. Der Umbau des gewählten Antriebs von Wasserkühlung auf freie Konvektion war durch die Randbedingungen nötig, hat aber Einfluss auf die Kraft, die der Motor leisten kann. Wie sich dies nun im Resonanzbetrieb und in den Feldversuchen auswirkt, kann zu diesem Zeitpunkt nicht eindeutig geklärt werden. Die Datengrundlage ist hierbei zu ungenau, zudem gab es auch Änderungen beim Messerbalken und dessen Aufbau im Vergleich zu Phase 1.

Die Lagerregelung des Antriebes wurde in Phase 1 noch außer Acht gelassen, ist aber nun Bestandteil in Phase 2. Der von Fa. Oswald gewählte Antrieb besitzt die Möglichkeit einer Lagerregelung mittels zusätzlich angebautem Sensor. Motorlänge und Läufergewicht werden dabei aber erhöht.

**Abbildung 4.8: Seitenansicht Motor mit alter Lagerregelung**

Um Gewicht und Bauraum einzusparen, soll die Lagerregelung des Motors weitestgehend in den Motoraufbau integriert werden. Da die Entwicklung eines weiteren komplett neuen Sensorkonzepts inklusive Integration in den Motor zeitlich zu anspruchsvoll ist, wurde mit den Projektpartnern entschieden, die verfügbare Lagerregelung zu verwenden, um den Motor in Betrieb nehmen zu können und praktische Erfahrung damit zu sammeln. Gleichzeitig, so die Idee, sollte ein neues Sensorkonzept erstellt werden, welches dann nach erfolgreicher Umsetzung einfach 1:1 am vorhandenen Antrieb gegen den bisherigen Sensor getauscht werden kann.



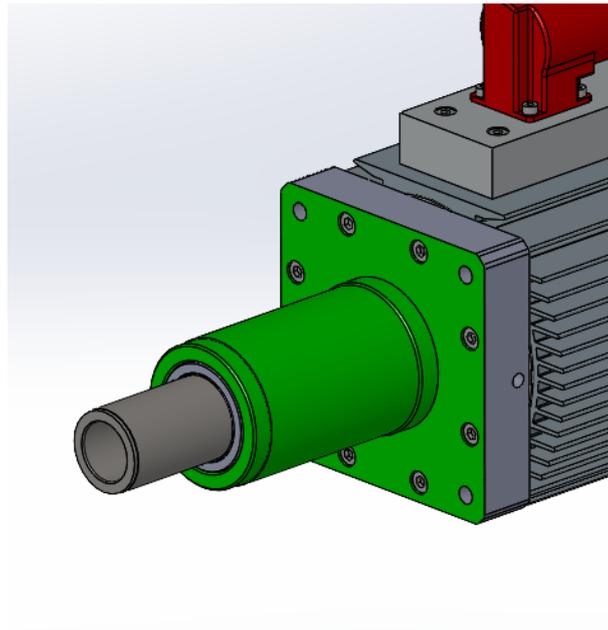
**Abbildung 4.9: Seitenansicht Motor mit integrierter Lageregelung**

Diese Entscheidung zieht einen größeren konstruktiven Aufwand mit sich. Denn neben der sich verkürzten Bauweise soll der Umbau, auch möglichst von einer Arbeitskraft durchgeführt werden können, die keine Fachkraft für Elektromotoren ist. Der Motor muss dazu in die beiden Hauptteile Läufer und Stator zerlegt werden und das alte Gebersystem komplett demontiert. Am Läufer ist die Welle zu tauschen. Anschließend müssen wieder die Toleranzen der Bauteile geprüft und bei Bedarf korrigiert werden. Der B-seitige Anbau wird komplett neu aufgebaut. Lagerschild, Lager und Gebersystem müssen hier montiert werden. Anschließend folgen wieder der Zusammenbau und Inbetriebnahme.

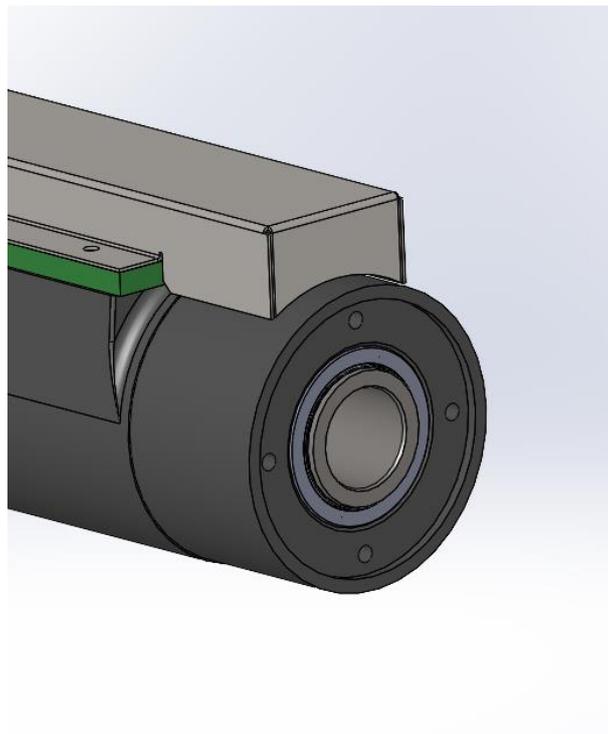
#### **4.2.2 Fertigung und Montage**

Die grundsätzliche Arbeit lag bei der Maschine dabei, den Anbau auf das Aggregat zu gewährleisten damit im Anschluss Feldversuche gefahren werden konnten. Eine erneute elektromagnetische Auslegung war im Projekt nicht vorgesehen und durch die sich in den technischen Daten stark ähnelnden Maschinen aus Phase 1 und dem aktuellen Motor auch nicht zwingend nötig.

A-seitig wurde das Lagerschild so umkonstruiert, damit die Federn für den Resonanzbetrieb aufgenommen werden können, weiterhin wurde das Wellenende angepasst, um den Anbau am Messer zu gewährleisten. B-seitig mussten diese Punkte ebenfalls gewährleistet werden. Allerdings musste hier der Sensoraufbau berücksichtigt werden und das Wellenende wie A-seitig ausgeführt werden damit ein beidseitiger Anbau möglich ist.



**Abbildung 4.10: Ansicht A-Seite – angepasstes Lagerschild**



**Abbildung 4.11: Ansicht B-Seite – angepasster Geberanbau**

Fertigung und Montage konnten aufgrund der leichten Modifizierungen der Konstruktion in den normalen Produktionsprozess der Firma Oswald mit einfließen. Es waren keine neuen Vorversuche nötig, um etwa neue Fertigungstechniken zu testen oder Teile bzw. Baugruppen auf Machbarkeit zu prüfen. Die Fertigung des Motors war dadurch deutlicher risikoärmer. Die Funktion des Resonanzbetriebs, der in Feldversuchen nachgewiesen werden sollte, stand im Vordergrund, statt wie in Phase 1 ein optimiertes System, das das Einsparpotential zeigen sollte. Nicht zuletzt wurde deshalb auch auf ein bewährtes Gebersystem gesetzt und ein neues parallel dazu entworfen.

Die Ausarbeitung für das integrierte Gebersystem bedurfte erhöhter Abstimmung und Überwachung während des Fertigungsprozesses. Damit ein einfacher Umbau später reibungslos möglich ist.

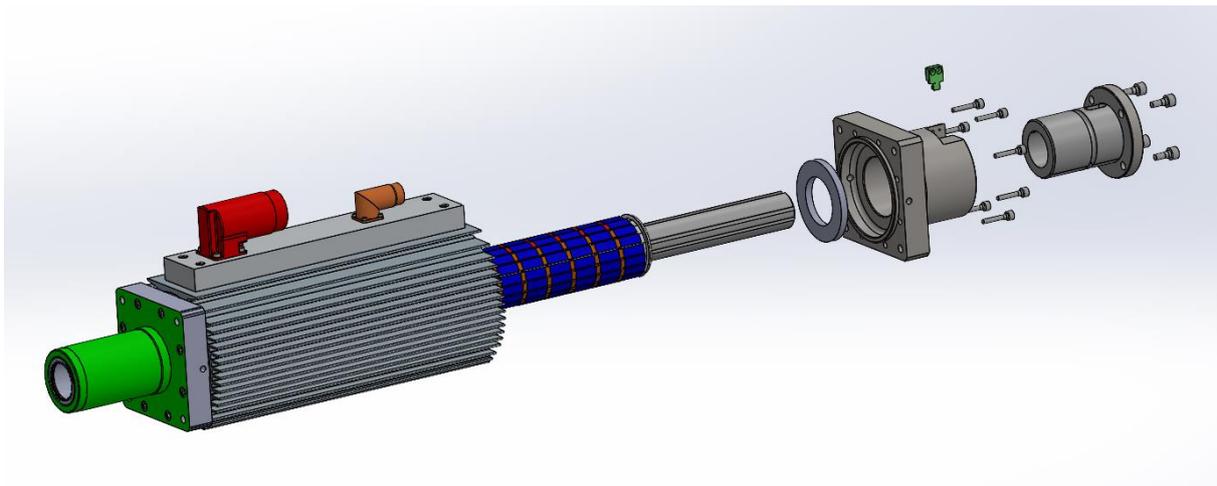
### 4.2.3 Umbau für integrierten Geber

Um das System des Resonanzbetriebes weiter zu optimieren, müssen vor allem Läufergewicht und Länge optimiert werden.

Dies ist unter anderem durch den Umbau auf ein integriertes bzw. möglichst nah am Motor platziertes Gebersystem möglich. Dies reduziert die Gesamtlänge des Läufers und dadurch Gewicht und die verkürzte Baulänge ermöglicht mehr Freiheitsgrade bei der Anbindung und Implementierung des Motors an das Anbaugerät. Die bewegte Masse wird kleiner und das ganze System dadurch dynamischer und höhere Frequenzen sind möglich.

Die Herausforderung dabei ist zum einen, ein möglichst kompaktes Gebersystem zu finden bzw. zu entwickeln und dies störungsfrei umzusetzen. Zum anderen darf das elektromagnetische Feld des Motors keinen Einfluss auf das Messsystem haben.

Das Gebersystem, welches aus einem Lesekopf und einer Maßverkörperung besteht, wird an Lagerschild und Läufer montiert. Die Maßverkörperung wird dabei auf der Welle des Läufers aufgebracht und der Sensorkopf wird in den stehenden Teil des Motors, das Lagerschild eingebaut. Als Messsystem kommt ein induktives Verfahren zum Einsatz. Damit kommt es bei Verschmutzung nicht zu einer Störung bzw. Ausfall des Systems. Weiterhin ist keine aufwendige Abdichtung nötig, die weiteren Bauraum benötigen würde. Damit die Streuung des Magnetfeldes vom Motor nicht weiter nach außen verstärkt wird und im Bereich des Sensors Störungen verursacht, wird für die Bauteile, an die das Gebersystem montiert wird, ein unmagnetisches Material verwendet.



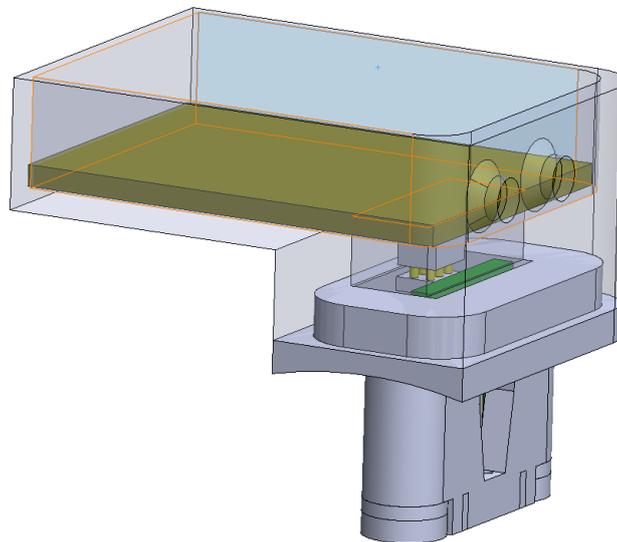
**Abbildung 4.12: Aufbau des neuen Gebersystems in der Explosionsansicht**

Für die Umsetzung im Lagerschild wurde dieses verlängert und mit einer Öffnung versehen, um den Sensorkopf befestigen zu können und damit dieser zur Oberfläche der Welle positioniert werden kann. Das darunter befindliche Lager bekam ebenfalls eine Nut damit der Weg zur Welle frei wird auf der die Maßverkörperung befestigt wird.

Da es sich bei Welle und Lager um ein Komplettsystem handelt, welches immer zusammengekauft, geliefert und montiert wird, musste die Bearbeitung erst geprüft und getestet werden, da zunächst nicht sicher gegeben war, ob eine Bearbeitung der Lager möglich ist. Diese Sonderanfertigung ist für das Einzelstück recht teuer, relativiert sich aber in der Serienfertigung wieder, so dass auch hier die Vorteile und Wirtschaftlichkeit bei den Teilen gegeben ist.

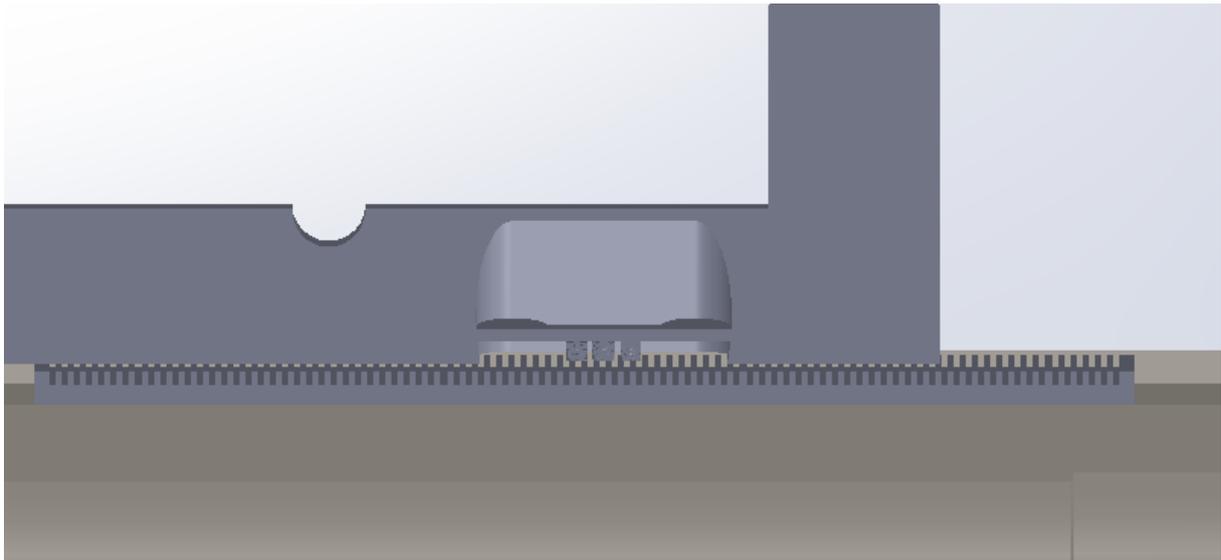
### 4.3 Entwicklung eines integrierten Sensorkonzepts

Die Integration des Sensors im Lagerschild erfolgt durch eine Bohrung, welche zwischen den Kugelumlaufbahnen liegt. In dieser Bohrung sitzt das Gehäuse des Sensors inklusive Sensorkopf mit Platine und Steckverbinder zur Signalausgabe. Das Modell des Sensorkopfs inkl. Gehäuse und Schnittstellenplatinen ist in Abbildung 4.13 dargestellt.



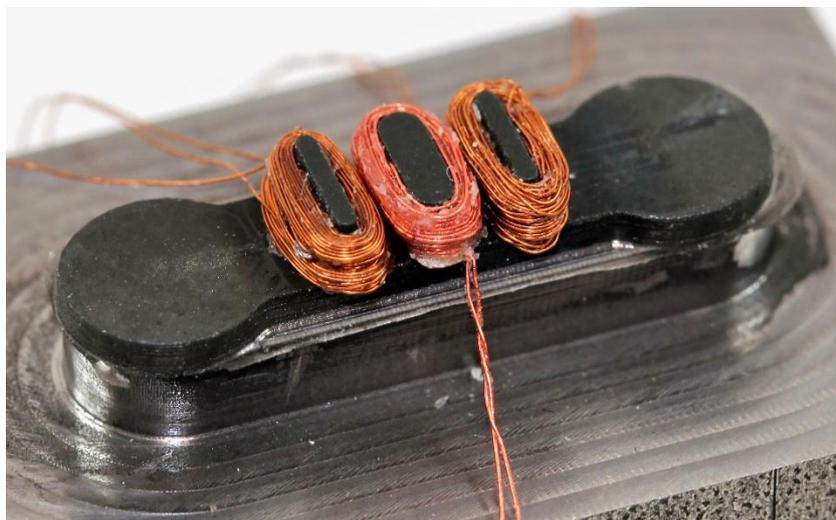
**Abbildung 4.13: Sensorkopf und Platine im Gehäuse**

Das Gegenstück ist eine kammartige Struktur aus Ferrit über die der Magnetische Kreis geschlossen wird. Diese ist passiv und benötigt somit keine Zuleitungen und kann daher ideal in einer Nut des Läufers untergebracht werden. Der Abstand beträgt dabei wenige hundertstel Millimeter. Dies ist Möglich aufgrund der geringen Lagerluft und der Integration direkt im Lager. Der Kamm und das Primärteil sind in einer Schnittansicht in Abbildung 4.14 zu sehen.



**Abbildung 4.14: Primär- und Sekundärteil des Sensors integriert im Lager-schild bzw. Läufer**

Der inkrementelle Sensor beruht auf einem induktiven Messverfahren, das auf der Injektion eines Trägersignals mittels einer Erregerspule in einen Ferritkern und der Auswertung der dadurch in zwei Sensorspulen induzierten Spannung beruht. Der Ferritkern hat dabei die Form eines E-Kerns und weist an den außenliegenden Schenkeln zwei Sensorspulen auf, in denen die von der Erregerwicklung erzeugte Änderung des magnetischen Flusses eine Wechselspannung induziert. Abbildung 4.15 zeigt den Kern mit den drei Wicklungspaketen.



**Abbildung 4.15: E-Kern mit zwei Sensorspulen (Außenschenkel) und Erregerspule (mittlerer Schenkel)**

Um aus der induzierten Spannung eine Positionsinformation ableiten zu können, wird mithilfe eines strukturierten passiven Rückschlusses die Amplitude der induzierten Spannung, abhängig von der Position des Rückschlusses relativ zum E-Kern, beeinflusst. Die Frequenz des Erregersignals ist dabei so hoch zu wählen, dass zusammen mit der Bewegung eine Modulation entsteht, die eine eindeutige Trennung zwischen Erregersignal und Bewegungsinformation zulässt. Für die weitere Verarbeitung kann

dann im weiteren Verlauf der Auswertung das Erregersignal mittels Demodulation wieder entfernt werden und es verbleibt nur die Positionsinformation im Signal.

Die Positionsinformation wird hier durch das Zählen der gemessenen Inkremente bestimmt, da der räumliche Abstand zwischen zwei Zähnen des passiven Rückschlusses bekannt ist.

Die einzelnen Ferritkomponenten des Sensors sind in Abbildung 4.16 dargestellt. Wie im Vergleich zu der ebenfalls abgebildeten Münze erkennbar, ist eine ausreichende Miniaturisierung gelungen, um die Elemente im Lagerschild bzw. der Läufernut unterzubringen. Der Rückschluss wird mit der strukturierten Seite hin bei kleinem Luftspalt zum E-Kern ausgerichtet und bei Bewegung des Resonanzaktuators in Längsrichtung bewegt. Abhängig von der Ausrichtung der Zähne des Rückschlusses zu den Schenkeln des E-Kerns kommt es dabei zu einer Variation der Amplitude der induzierten Spannung in den Senserspulen.

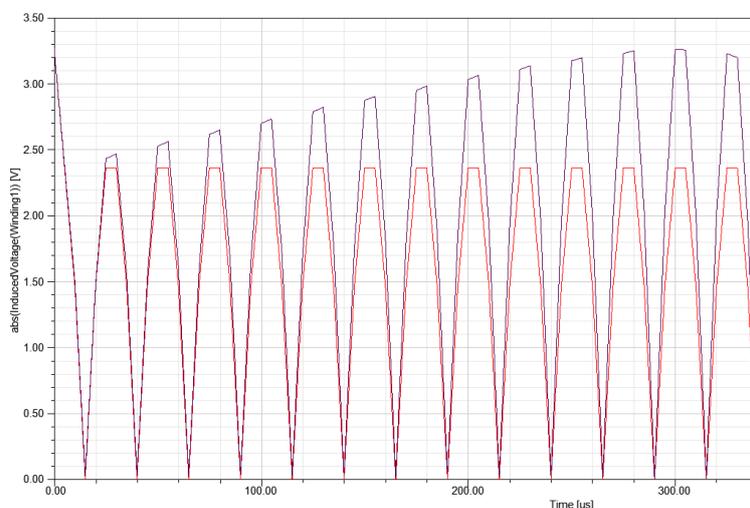
Zur Erhöhung der mechanischen Stabilität werden die einzelnen Zähne des Rückschlusses mit Kunststoff verfüllt, sodass eine ebene Oberfläche entsteht, ohne die magnetischen Eigenschaften zu verändern.



**Abbildung 4.16: Ferritbauelemente für einen inkrementellen Positionssensor**

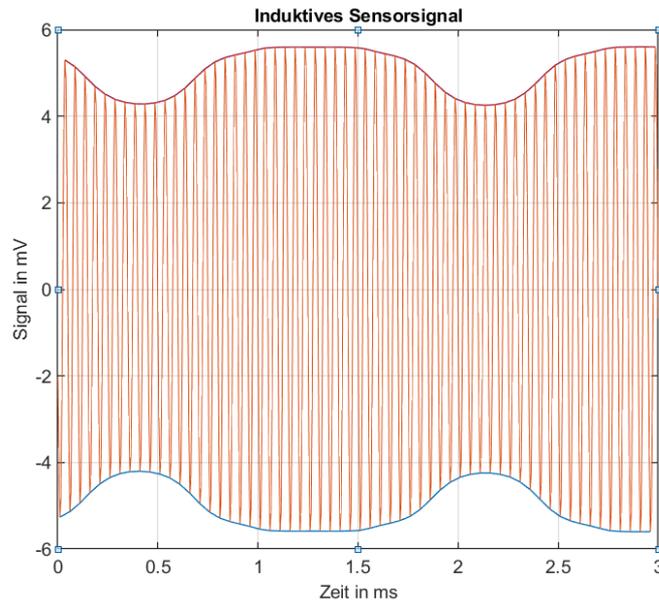
Neben dem Aufbau der Sensorkomponenten ist zusätzlich eine Elektronik notwendig, die einerseits das Erregersignal erzeugt und andererseits die induzierten Signale demoduliert und für die weitere Verarbeitung aufbereitet. Am Markt sind spezielle integrierte Schaltungen für den Aufbau von induktiven Positionssensoren verfügbar, mit denen die Ansteuerung und Auswertung des Sensors wesentlich erleichtert wird. Für die vorliegende Anwendung wird dabei eine integrierte Schaltung verwendet, die vom Hersteller für den Aufbau von Sin-Cos-Gebern vorgesehen ist. Die Spulen des Gebers können dabei auch auf Leiterkarten realisiert werden, wodurch eine preiswerte und einfache Herstellung solcher Sensoren ermöglicht wird.

Für den hier beschriebenen Anwendungsfall besonders geeignet ist dabei der integrierte Analogteil, der das Signal aus den Sensorspulen aufbereiten und in verschiedenen, einstellbaren Formaten ausgeben kann. Zur Wahl stehen u. a. differentielle Signale oder auch eine unsymmetrische Signalausgabe. Die integrierte Schaltung erzeugt außerdem das Signal für die Erregerspule. Die Erregerfrequenz ist dabei über externe Kondensatoren einstellbar, die zusammen mit der Erregerwicklung einen Schwingkreis bilden. Die Frequenz kann damit auf die vorliegenden Sensoren angepasst werden. Ferner stehen zwei Empfangskanäle zur Verfügung denen das Signal der Sensorspulen zugeführt wird. Die Amplitude der in den Sensorspulen induzierten Spannung ist dabei abhängig von der aktuellen Position des magnetischen Rückschlusses. Abbildung 4.17 zeigt, dass die Amplitude bei Stillstand konstant ist und sich bei einer Geschwindigkeit größer Null aufgrund der Änderung des Magnetkreises und damit der Induktivität verändert.



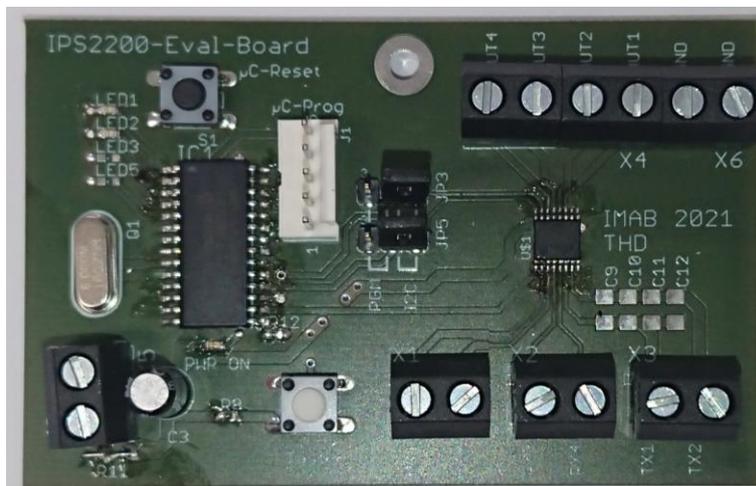
**Abbildung 4.17: Sensorsignalverlauf bei  $v = 0$  und  $v = 1\text{ m/s}$**

Zur Auswertung des Signals verfügt die hier eingesetzte integrierte Schaltung über zwei analoge Kanäle, mit denen die induzierten Spannungen der Empfängerspulen weiterverarbeitet werden können. Im ersten Schritt erfolgt dabei die Demodulation des Signals und damit das Ausfiltern der Trägerfrequenz der Erregerspule. Es verbleibt die Hüllkurve des Signals, die den in Abbildung 4.18 dargestellten Verlauf aufweist. Über konfigurierbare Verstärkerschaltungen kann das Signal anschließend aufbereitet werden (u.a. Korrektur von Offsetspannung und Verstärkung) und wird am Ausgang zur Auswertung zur Verfügung gestellt.



**Abbildung 4.18: Induzierte Spannung und Hüllkurven aus den Extremwerten**

Abbildung 4.19 zeigt die zur Erprobung des Sensor-ICs aufgebaute Schaltung. Gut erkennbar sind die Anschlüsse für Sendespule, Empfängerspulen, die Ausgänge. Da das Sensor-IC über eine Busschnittstelle verfügt (wahlweise SPI oder I<sup>2</sup>C), wurde die Schaltung mit einem Mikrocontroller ausgestattet, der die Konfiguration des Sensor-ICs erlaubt. Die notwendige Software wird aktuell entwickelt, sodass im Anschluss weiterführende Untersuchungen dieses Sensorkonzeptes durchgeführt werden können. Eine anschließende Größenanpassung der Sensorauswertungsplatine auf den gegebenen Bauraum ist ebenso wie bei der Sensorik für den Stellaktuator möglich.



**Abbildung 4.19: Versuchsplatine zur Sensorauswertung**

Erste Messungen mit dem Oszilloskop haben gezeigt, dass das Sensorprinzip funktioniert. Eine Weiterentwicklung konnte innerhalb der Projektlaufzeit leider nicht mehr realisiert werden.

## 4.4 Regelstrategien

Für die Regelung des Mähwerks lassen sich zwei Ziele definieren: die Oszillationsfrequenz soll möglichst nah an der tatsächlichen Eigenfrequenz des Systems liegen, und die Amplitude soll dabei einen vorgegebenen Wert hinreichend genau einhalten. Die Einhaltung der Eigenfrequenz ist hierbei Voraussetzung für den energieoptimierten Betrieb des Systems. Die Einhaltung der Amplitude ist mit Blick auf den Schnittprozess relevant. Die Amplitude muss mindestens groß genug sein, um eine vollständige Abdeckung des Schnittbereichs zu ermöglichen. In Realität ist die Amplitude allgemein größer, um zusätzlich die Durchführung des Schnittprozesses mit ausreichender Schnittgeschwindigkeit zu ermöglichen. Eine weitere interessante Prozesseigenschaft ist der Verlauf der Geschwindigkeit während der Oszillation. Dies wird jedoch im Rahmen des Projekts nicht untersucht.

Das hierbei betrachtete Mähwerk stellt dabei erhebliche Ansprüche an die Adaptionfähigkeit der Regelung. So existieren zeitvariable Parameter, die das Systemverhalten beeinflussen. Alterungsprozesse wie z.B. die Relaxation der Schraubendruckfedern sowie Ausrichtung bzw. Vorspannung der Linearführung beeinflussen Eigenfrequenz und Systemdämpfung. Weiterhin gibt es prozessbedingt variierende Einflüsse, wie die inkonstante Schnittkraft während des Mähens sowie die Schmierung der Gleitflächen, die durch Gutsäfte auch positiv beeinflusst werden kann. Weiterhin ist mit kurzzeitigen Störeinflüssen wie mit Ästen oder dickeren Stängeln zu rechnen, aber durchaus auch mit andauernden Störungen durch z.B. Maulwurfshügeln oder Sandeintrag in die Gleitpalte.

Daher wird eine hohe Robustheit der Regelung gefordert. Mit Blick auf das Systemverhalten ist mit nichtlinearen Einflüssen zu rechnen. Die elektrische Maschine sowie die mechanischen Koppellemente lassen durch leichte Elastizität eine Hysterese erwarten. Neben Fertigungstoleranzen von Führungselementen und Messern trägt auch die Rillenstruktur der Gegenschneide zu einem nichtlinearen Reibungsverlauf bei. Eine leichte Anstellung der Messerschneide gegenüber der Gegenschneide verstärkt diesen Effekt weiter.

Unter Beachtung der aufgeführten Einflüsse und Anforderungen wurden verschiedene Regelungsansätze in Erwägung gezogen.

In der ersten Projektphase wurde eine Kaskadenregelung mit innerer Stromregelung, übergeordneter Geschwindigkeitsregelung und äußerer Positionsregelung aufgebaut. Auf dem damals betrachteten stationären Prüfstand ohne Störeinflüsse konnte mit diesem Regler die grundsätzliche Funktionsfähigkeit des Mähwerkskonzepts gezeigt werden. Problematisch bei diesem Ansatz ist, dass die Regelparameter nur für ein ungestörtes und ohne Last arbeitendes System ausgelegt sind. Da der entworfene Regelungsansatz darüber hinaus keine Online-Parameteranpassung ermöglicht, sowie für den betrachteten Einsatz keine Robustheit und eine bedingte Regelungsgüte aufweist, wurden dieser Ansatz hier nicht weiterverfolgt.

Unter Annahme eines quasi-linearen Systemverhaltens wurde aufgrund ihrer Robustheit eine lineare  $H_\infty$ -Regelung getestet, welche die Auslegung direkt im Frequenzraum und somit in der Eigenfrequenz des Systems erlaubt. Trotz guter simulativer Tests funktionierte dieser Ansatz auf dem Prüfstand nicht, da das nichtlineare Systemverhalten des Mähwerks hierfür zu ausgeprägt ist.

Ein Iterative Learning Control- Ansatz wurde simulativ getestet aber für den Prüfstand ausgeschlossen, da die Anregungsfrequenz hier angepasst werden soll. Die Methode erfordert zudem konstante Startbedingungen, so dass sie hier nur ein Ansatz zur Leistungsverbesserung einer bestehenden Regelung sein kann.

Letztendlich wurde ein robuster Super-Twisting-Algorithmus, basierend auf einer Sliding-Mode-Regelung zweiter Ordnung, hier weiter ausgearbeitet. Zum Vergleich wird außerdem ein Algorithmus zur Nachführung der Sinusamplitude neu entworfen. Beide Ansätze wurden in [Sta20] präsentiert und sollen nachfolgend vorgestellt werden.

#### 4.4.1 Super-Twisting Ansatz

Sliding-Mode-Regelungen sind in der Regelungstechnik weit verbreitet. Sie eignen sich insbesondere zur Regelung nichtlinearer Systeme. Der Ansatz zeichnet sich durch die Aufbringung unstetiger Stellsignale aus, durch die der Bewegungszustand des Systems entlang einer Sollvorgabe eingestellt wird.

Um hierbei vorzeitigen Ausfall und/oder Verschleiß zu vermeiden, muss ein mögliches „Rattern“ des Systems mithilfe einer Sliding-Mode-Regelung höherer Ordnung vermindert werden. Hierfür wird ein Super-Twisting Algorithmus (vgl. [Lev98]) angewendet. Eine äquivalente Regelung, welches ein modellbasierte Teil einer Sliding-Mode-Regelung ist, vermindert zusätzlich das Rattern (vgl. [You99]).

Zur Regelung der Amplitude wurde der Regelkreis aus Abbildung 4.20 aufgebaut. Dazu werden die Regelparameter zur Energieeffizienz mit dem Gauß-Newton-Verfahren optimiert, sodass die Regelung weniger aggressiv und somit Rattern vermieden wird. Zu starkes Rattern führt zu unnötigen Beschleunigungen und Verzögerungen. Eine lineare Parameterschätzung mit dem Least-Square-Verfahren sucht die sich veränderliche Eigenfrequenz des mechanischen Systemteils.

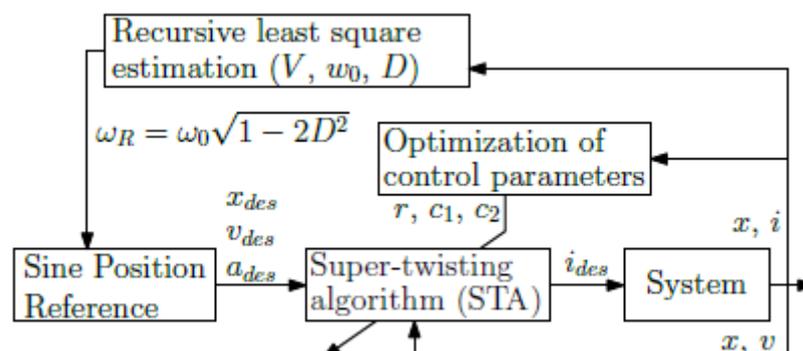


Abbildung 4.20: Struktur der Regelung auf STA-Basis mit Online-Parameteroptimierung

#### 4.4.2 Sinus-Amplituden-Regelung

Die ausgearbeitete Sinus-Amplituden-Regelung (SAC) baut auf der Theorie auf, dass bei einem linearen System eine sinusförmige Anregung in einer sinusförmigen Antwort des Systems resultiert. Bei dem hier betrachteten Mähwerk ist die Phasenverzögerung für den Prozess nicht relevant. Wichtig ist primär die Einhaltung der vorgegebenen Amplitude zur Sicherstellung des Schnittvorgangs.

Abbildung 4.21 zeigt den Aufbau der Sinus-Amplituden-Regelung. Der Regelalgorithmus steuert das System hierbei stets mit einem sinusförmigen Signal der gewünschten Amplitude  $i_{des}$  an. In Abhängigkeit vom Fehler der Positionsamplitude  $x$  der Systemantwort wird  $i_{des}$  integrativ angepasst.

Für einen möglichst energieeffizienten Betrieb wird zudem die Anregungsfrequenz  $\omega^{ctrl}$  nachgeführt. Hierfür wird eine eindimensionale numerische Optimierung auf Basis des Gauss-Newton-Algorithmus verwendet.

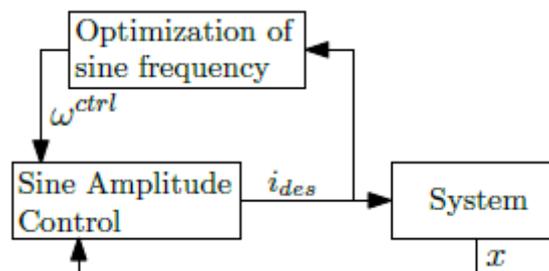
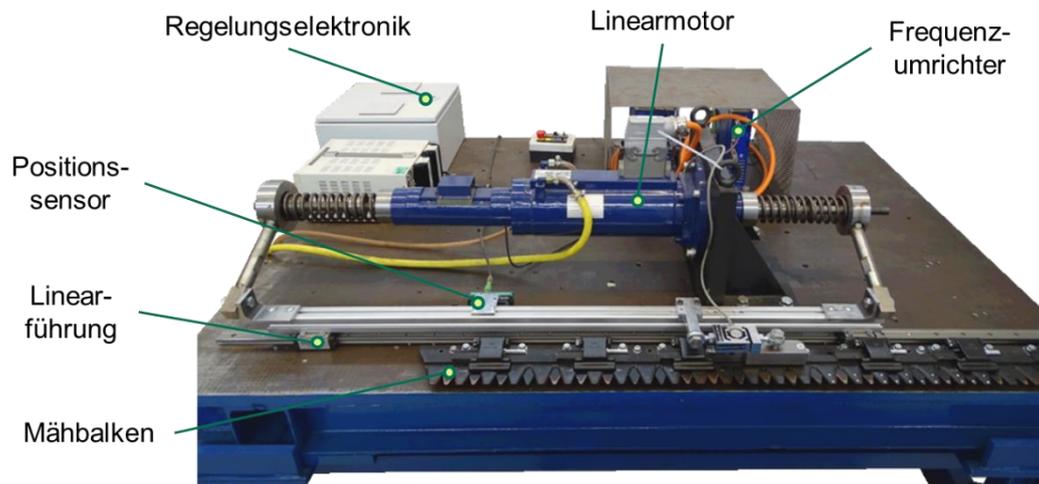


Abbildung 4.21: Struktur der Sinus-Amplituden-Regelung mit Frequenznachführung

#### 4.4.3 Stationärer Prüfstand

Die Betrachtungen zu möglichen Regelstrategien wurde parallel zur Ausdefinition von Arbeitsgerät und Motor durchgeführt. Die zugehörigen Versuche wurden daher auf einem stationären Prüfstand durchgeführt, der in Abbildung 4.22 dargestellt ist. Dieser besteht aus einer SPS mit Stromversorgung, einem permanentmagneterregten Linear-Synchronmotor, einem Positionssensor, einem Frequenzumrichter und einem Mähbalcken.



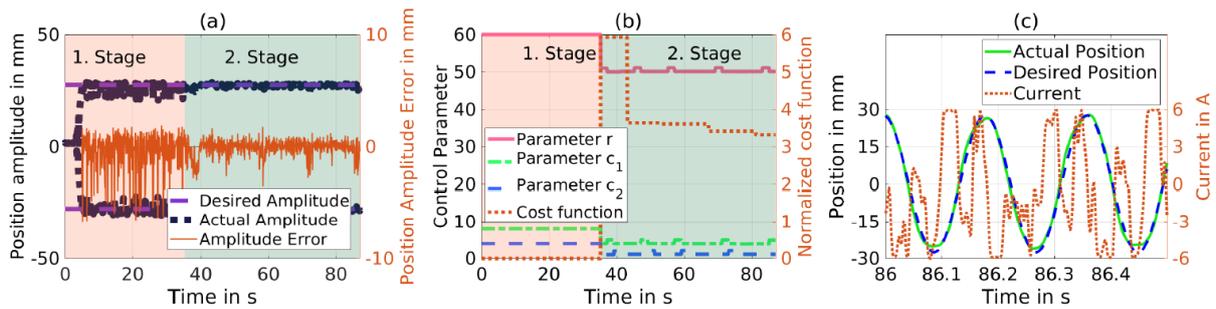
**Abbildung 4.22: stationärer Versuchsstand für Regelaufbau**

Der verwendete Linearmotor hat einen maximalen Hub von 60 mm. Mit einer Nennkraft von 1800 N bei einem Nennstrom von 13,5 A ist der hier verwendete Motor stärker als der im späteren Anbaugerät eingesetzte Motor. Die hier erforderliche Kühlung konnte aufgrund der stationären Verwendung unkompliziert umgesetzt werden.

Der mechanische Aufbau entspricht einer vereinfachten Umsetzung des zuvor beschriebenen Konzepts für ein Resonanzmähwerk mit linearem Direktantrieb. Abweichend von diesem erfolgt die Kraftübertragung nicht direkt von den beidseitig angeordneten oszillierenden Armen auf den Messerbalken, sondern zunächst auf eine linear geführte Schiene. Diese ist wiederum mittig über einen Kraftsensor mit dem Balkenmähwerk gekoppelt.

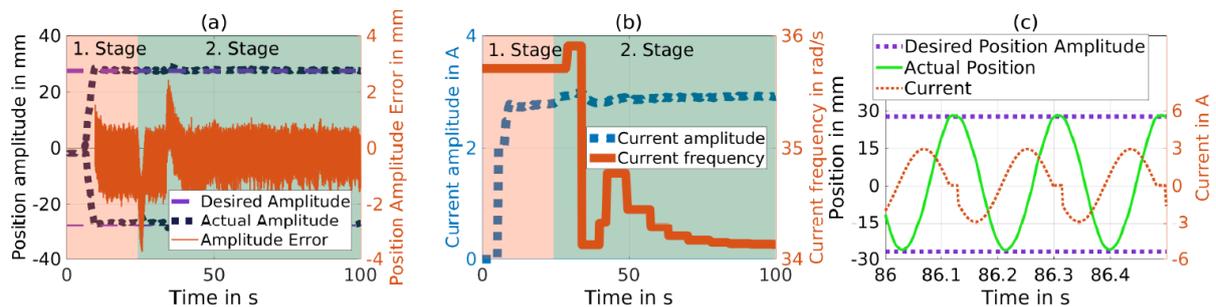
#### 4.4.4 Ergebnisse

Abbildung 4.23 zeigt die Ergebnisse der Prüfstandsuntersuchung für die Super-Twisting-Regelung. Zu Beginn der Versuchsdurchführung tritt starkes Rattern auf, die Amplitude kann nicht gehalten werden. Mit Beginn der Online-Regelparameteroptimierung werden bessere Parameterkonfigurationen gefunden, sodass der Amplitudenfehler deutlich kleiner wird. Die Positionsnachführung ist dabei sehr gut. Ein Nachteil dieses Ansatzes ist in der Energieeffizienz zu sehen. Zwischenzeitlich tritt hier ein Abbremsen des Systems auf, um die Position optimal einzuhalten.



**Abbildung 4.23: Ergebnisse der Prüfstandsversuche mit Super-Twisting-Regelung mit zwei Bereichen: 1. Bereich: Start der Regelung, 2. Bereich: Online-Parameteroptimierung (a) Auslenkungsamplitude und Amplitudenfehler (b) Parameteränderung und Kostenfunktion der Parameteroptimierung (c) Iststrom und Istposition**

Die Ergebnisse der Prüfstandsuntersuchung für die Sinus-Amplituden-Regelung sind in Abbildung 4.24 dargestellt. Auch hier teilt sich der Verlauf in zwei Abschnitte auf. Zunächst beginnt die Regelung mit einer geringen Stromamplitude und optimiert diese Amplitude zur Minimierung des Amplitudenfehlers. Bei Übergang in den zweiten Bereich wird zusätzlich die Anregungsfrequenz optimiert. Diese konvergiert dann gegen die Resonanzfrequenz. Hier haben sowohl die Position als auch die Anregung einen sinusförmigen Verlauf. Dabei ist ein aktives Bremsen des Systems ausgeschlossen.



**Abbildung 4.24: Ergebnisse der Prüfstandsversuche mit Sinus-Amplituden-Regelung mit zwei Bereichen: 1. Bereich: Start der Regelung, 2. Bereich: Online-Parameteroptimierung (a) Auslenkungsamplitude und Amplitudenfehler (b) Parameteränderung und Kostenfunktion der Parameteroptimierung (c) Iststrom und Istposition**

### 4.5 Inbetriebnahme des Mähwerks

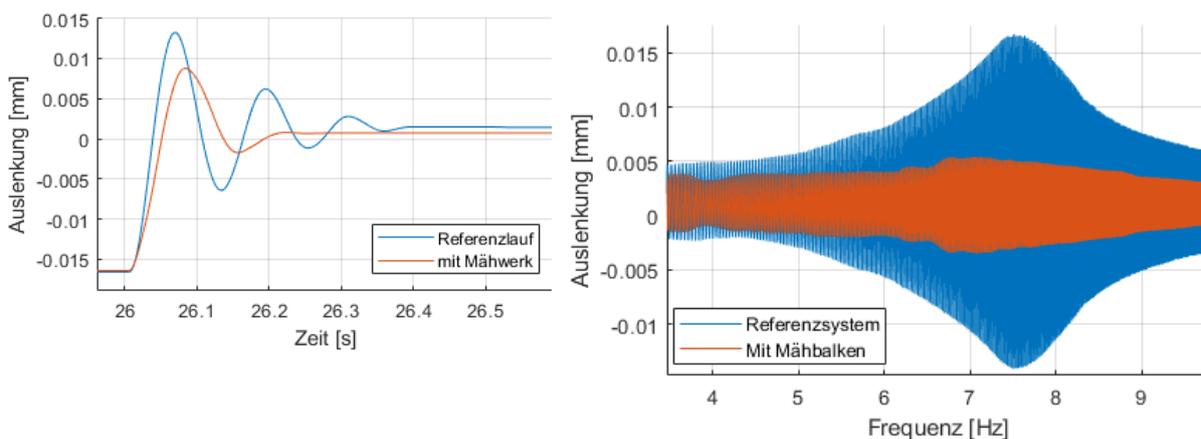
Zur Inbetriebnahme erfolgt zunächst eine Prüfung des vorliegenden Systemverhaltens. Das grundlegende Konzept sieht vor, dass das Mähwerk in seiner Eigenfrequenz angeregt wird und somit ein energieeffizienter Betrieb erreicht wird. Wichtige Herausforderung hierfür ist, dass das vorliegende System schwingfähig ist.

Nachfolgend wird die Übertragung der erarbeiteten Regelungen auf den mobilen Prüfstand betrachtet.

### 4.5.1 Funktionserprobung

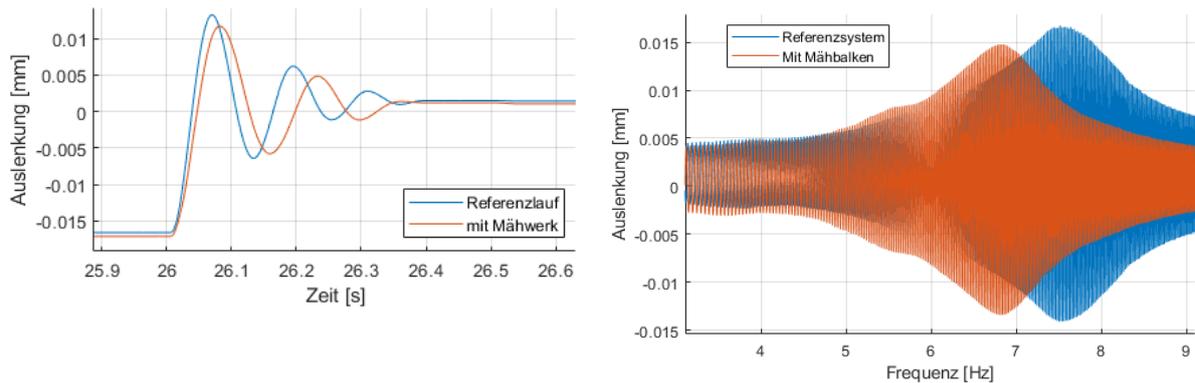
Neben den betriebsbedingten Einflüssen durch Schnittkräfte und Verunreinigungen wirken sich auch Lagerkräfte wesentlich auf die Systemdämpfung aus. Diese wurde anhand von Sollwertsprüngen sowie Chirps genauer betrachtet. Beim Sollwertsprung wird der Motor zunächst gegen die Feder ausgelenkt und die Sollkraft anschließend sprunghaft auf null verringert. Beim Chirp wird das System mit einem sinusförmigen Signal konstanter Amplitude und langsam steigender Frequenz angeregt. Während dies die Verstärkungsfunktion nicht mit der Präzision eines Bode-Diagramms widergibt, ist es hier für einen qualitativen Vergleich des Verhaltens gut geeignet. Durch die gleichmäßige Änderung des Signals ist der Ansatz außerdem weniger fehler- und beschädigungsanfällig.

Die beschriebenen Betrachtungen wurden zunächst mit Federsatz A1 für das Motor-Feder-System ohne Mähbalken und anschließend für das Gesamtsystem aus Motor, Federn, Koppelarmen und Mähbalken durchgeführt. Abbildung 4.25 verdeutlicht, dass bei der Montage dieses Mähwerks auf eine sehr genaue Ausrichtung der Linearkomponenten geachtet werden muss. Während das Referenzsystem aus Motor und Federn auf den Sollwertsprung mit einer gut erkennbaren Schwingung antwortet, zeigt das Gesamtsystem hier ein deutlich gedämpftes Verhalten. Dieses Verhalten äußert sich auch in der Systemantwort auf den Chirp: Das Motor-Feder-System weist das gewünschte Verhalten mit einer Eigenfrequenz auf, in deren Bereich eine deutliche Amplitudenüberhöhung beobachtet werden kann. Das Gesamtsystem zeigt dieses Verhalten hier nicht.



**Abbildung 4.25: Systemantwort auf Sollwertsprung (links) und Chirp (rechts) mit und ohne Mähwerk vor Nachjustierung der Mähwerkseinstellung**

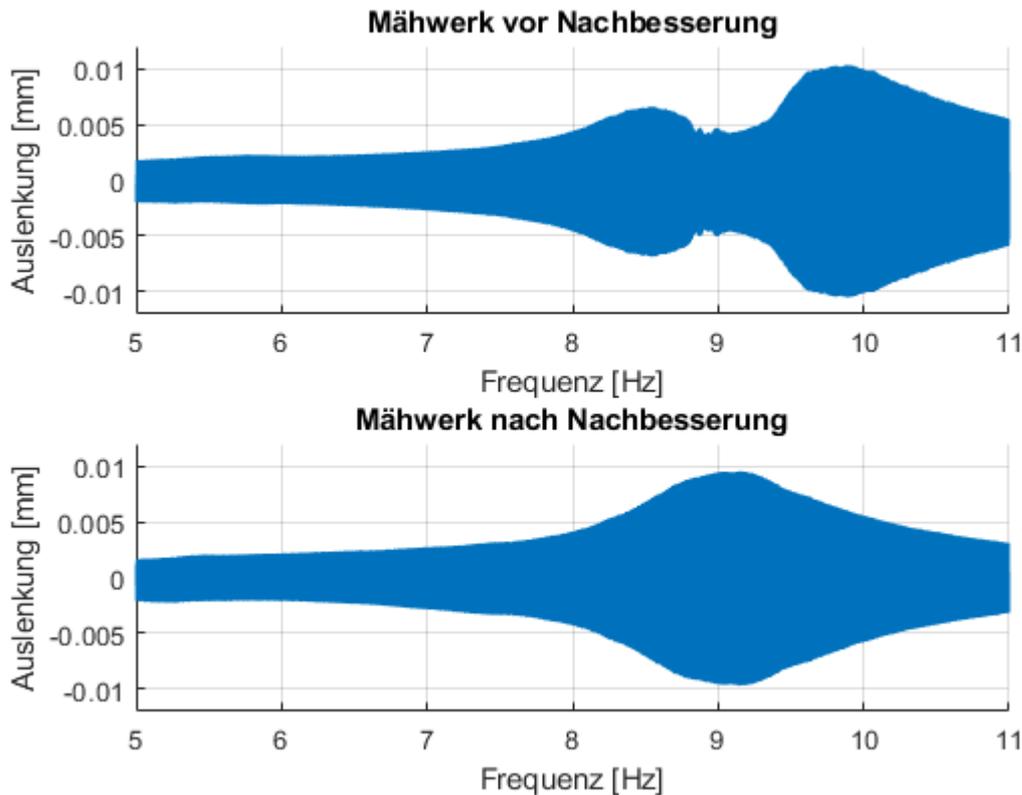
Durch eine Nachjustierung der Mähwerkseinstellungen, insbesondere der Ausrichtung der Linearführung der Messerschneide sowie der Vorspannung der Niederhalter, konnte hier eine deutliche Verbesserung des Systemverhaltens erreicht werden. Abbildung 4.26 zeigt, dass die Systemdämpfung des Gesamtaufbaus etwas höher ist als die des Motor-Feder-Systems. Dies resultiert aus der zusätzlichen Masse von Koppelarmen und Messerbalken sowie aus der hinzugekommenen Reibung im Mähwerk. Es ist aber zu beobachten, dass eine ausgeprägte Amplitudenverstärkung im Bereich der Eigenfrequenz auftritt.



**Abbildung 4.26: Systemantwort auf Sollwertsprung (links) und Chirp (rechts) mit und ohne Mähwerk vor Nachjustierung der Mähwerkseinstellung**

Die Betrachtung zeigt das Entwicklungspotenzial der hier umgesetzten Konstruktion auf. Mit Blick auf die Steifigkeit der Koppellemente zwischen Motor und Mähbalken war hier zugunsten einer festen Anbindung am Kontakt von Koppelarm und Messerschneide entschieden worden. Hieraus folgt allerdings die Notwendigkeit einer sehr genauen Ausrichtung zwischen Motorachse und Mähwerksachse. In weiterführenden Projekten könnte hier auch eine Verbindung berücksichtigt werden, die zusätzliche Freiheitsgrade zulässt.

Weiterhin wurde das Mähwerk mit dem Federsatz B2 auf die beschriebene Weise getestet. Bei Durchlaufen des Chirps zeigt sich hier zunächst ein Verhalten mit zwei Peaks in der Verstärkungsfunktion, die beidseitig neben der erwarteten Eigenfrequenz liegen. Dies ging einher mit der Beobachtung einer deutlichen Instabilität der Mähwerksaufhängung an der Drehachse zwischen Motoraufhängung und Koppeldreieck. Dies wurde sukzessive behoben, indem Gleitmaterial in den Spalt zwischen den Bauteilen eingebracht wurde. Das Systemverhalten vor und nach der Korrektur ist in Abbildung 4.27 dargestellt.



**Abbildung 4.27: Einfluss einer Instabilität der Mähwerksaufhängung auf das Systemverhalten (Chirp) oben vor, unten nach Ausbesserung**

Die Problematik verdeutlicht die hohen Belastungen, die aus dem Mähwerk auf die Koppelstrukturen sowie auf das Trägerfahrzeug einwirken. Insbesondere eine Kombination mit gängigen Auslegern ist vor diesem Hintergrund weiter zu prüfen.

#### 4.5.2 Übertragung der Regelungen auf den mobilen Prüfstand

Nachdem die Schwingfähigkeit des Mähwerks festgestellt wurde, konnte das korrekte Verhalten der Regelung zunächst ohne Störeinflüsse betrachtet werden. Hierzu wurden zunächst die zwei entworfenen Regelungen auf den mobilen Prüfstand adaptiert und deren Funktion in Verbindung mit dem neuen System überprüft.

Die Sinus-Amplituden-Regelung beruht auf wenigen systemspezifischen Parametern, die Regelung weist auf dem stationären sowie auf dem mobilen Prüfstand ein vergleichbares Verhalten auf.

Da der Super-Twisting-Ansatz einen modellbasierten Anteil enthält, wurde für die Übertragung dieser Regelung zunächst das Systemverhalten geprüft und die Regelparameter angepasst. Dennoch wurde eine Abweichung zwischen dem Verhalten des stationären und des mobilen Prüfstands beobachtet, das Regelverhalten ist etwas weniger dynamisch. Eine mögliche Ursache liegt in der höheren Zeitverzögerung in der Übermittlung des Positionssignals. Dennoch wird ein stabiles Systemverhalten erzielt, die Sollamplitude wird hinreichend genau eingehalten.

## 4.6 Erprobung im Mäheinsatz

Abschließend wurden mit dem in Abbildung 4.28 dargestellten Aufbau Feldversuche durchgeführt. Erste Mähversuche wurden mit dem Federsatz A1 (vgl. Tabelle 4.1) durchgeführt. Mit diesem Federsatz stellt sich eine Eigenfrequenz von ca. 6,8 Hz ein und damit eine sehr geringe Schnittgeschwindigkeit. Mit dieser Konfiguration wurde keine ausreichende Prozessqualität erreicht, sodass keine weitergehenden Versuche durchgeführt wurden.

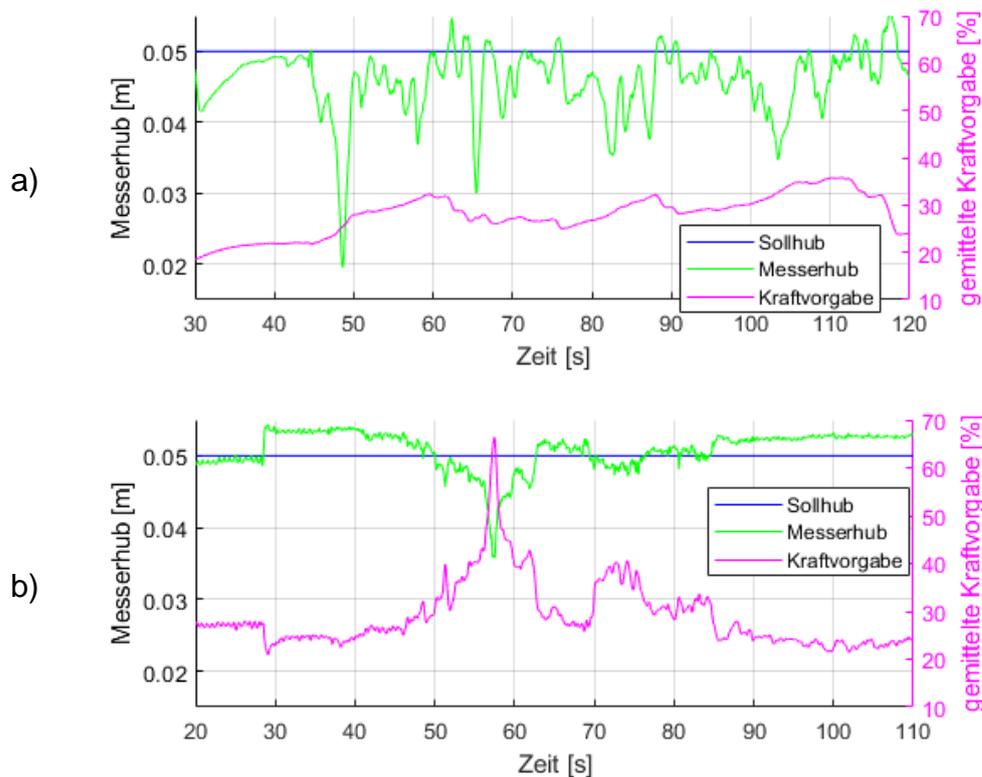


**Abbildung 4.28: Aufbau für Feldversuche mit Resonanzmähwerk**

Eine deutliche Verbesserung der Prozessqualität konnte bei Verwendung des Federsatz B2 beobachtet werden. Die nachfolgenden Ausführungen beziehen sich auf den Betrieb mit diesem Federsatz.

### Regelperformance

Ein erstes Ziel der Felderprobung war die vergleichende Bewertung der Regelansätze. Abbildung 4.29 stellt dazu den Messerhub während eines Mähvorgangs auf vergleichbaren Teilstücken für die beiden betrachteten Regelungsansätze dar.



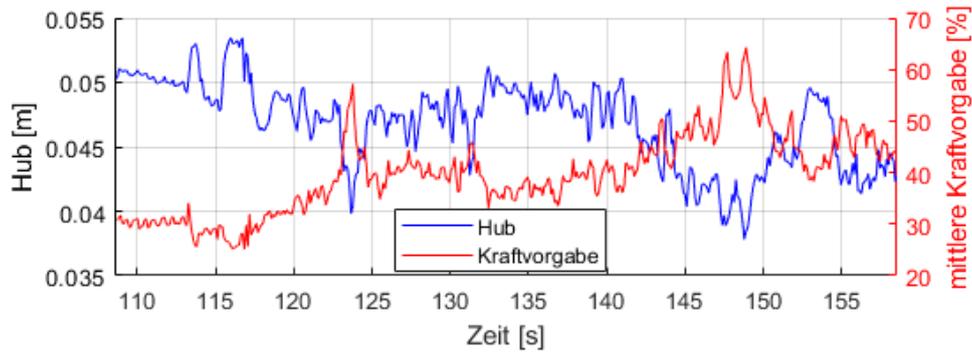
**Abbildung 4.29: Vergleich der Regelungsansätze anhand von Messerhub und Kraftvorgabe: a) Sinus-Amplituden-Regelung, b) Super-Twisting-Ansatz**

Die Störeinflüsse durch das Mähen eines dichten Grasbestands führen unter Verwendung der Sinus-Amplituden-Regelung zu regelmäßigen Einbrüchen des Messerhubs, die Sollamplitude wird nicht verlässlich gehalten. Dieser Regelungsansatz reagiert prinzipbedingt verzögert auf Störeinflüsse. Bei Aufbringung einer Belastung, z.B. durch Einfahren in den Bestand, reagiert das System durch Verringerung der Amplitude, mitunter bis zum annähernden Stillstand der Messerschneide. Ein flüssiger Mähvorgang ist hierdurch nicht möglich.

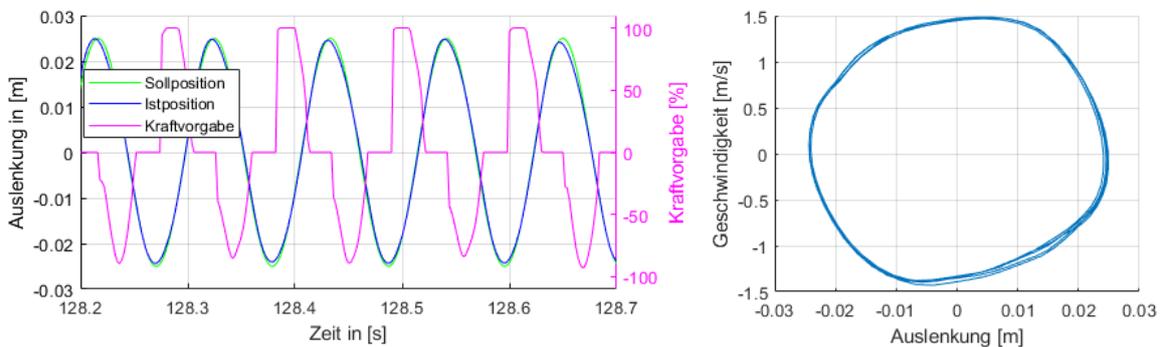
Bessere Ergebnisse wurden unter Verwendung der Super-Twisting-Regelung erzielt. Vollständige Amplitudeneinbrüche finden im Mähbetrieb später und seltener statt. Die Sollamplitude wird unter Belastung deutlich besser eingehalten. Ein flüssiges Mähen wird somit möglich.

Abbildung 4.30 zeigt einen Mähgang unter Verwendung der Super-Twisting-Regelung, der an zwei Stellen genauer betrachtet werden soll. Das Systemverhalten bei guter Einhaltung der Sollwerte zum Zeitpunkt  $t = 128,5$  s ist in Abbildung 4.31 genauer dargestellt. Die Sollposition wird gut eingehalten. Ein Energieeintrag erfolgt vorwiegend während der Beschleunigungsphase des Mähwerks. Die Messerbewegung stellt sich in der Phasenraumdarstellung annähernd als Kreis und ohne wesentliche Auffälligkeiten dar.

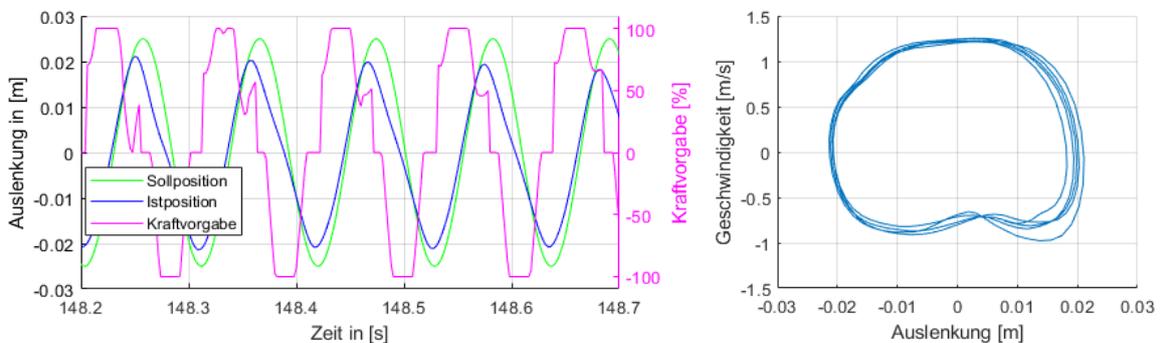
Der Amplitudeneinbruch bei  $t = 148,5$  s wird in Abbildung 4.32 genauer gezeigt. Hier wird die Mähwerksbewegung über einen längeren Zeitraum motorisch unterstützt. Dennoch wird die Sollamplitude nicht vollständig erreicht. Auch die Schnittgeschwindigkeit sinkt dabei ab.



**Abbildung 4.30: Verlauf von Hub und gemitteltem Krafteintrag während eines Mähvorgangs**



**Abbildung 4.31: Anregung und Systemverhalten im stabilen Systemzustand**



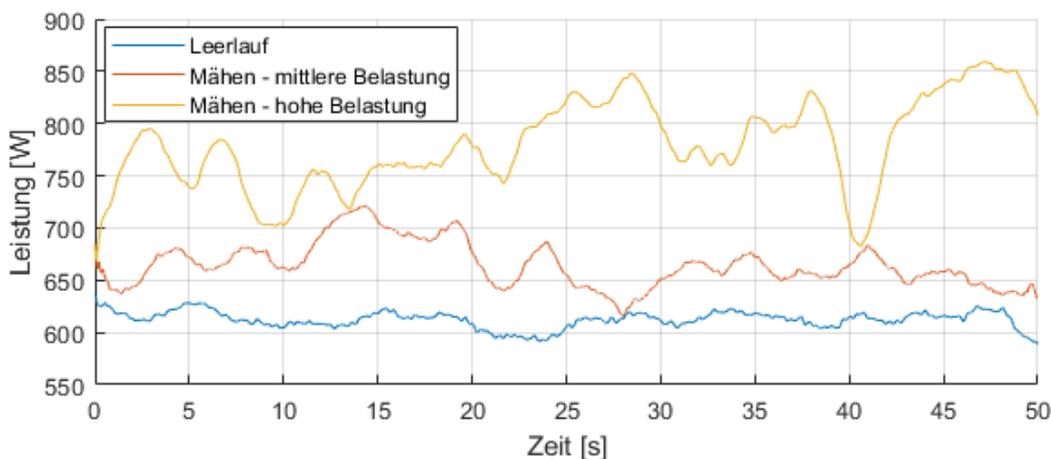
**Abbildung 4.32: Anregung und Systemverhalten bei einbrechender Amplitude**

Nachteilig zeigt sich dabei eine gewisse Empfindlichkeit gegenüber Abweichungen der relativen Mittellagen von Mähwerk, Linearmotor und Sensor. Hieraus resultiert eine asymmetrische Anregung. Dies führt zu einer asymmetrischen Bewegung, darüber hinaus wird der Krafteintrag ins System nicht maximal.

Weiterhin zeigt sich, dass der Fall eines der Bewegungsrichtung entgegengesetzten Kraftsignals bei der dynamischen STA-Regelung auch beim Mähen auftritt, allerdings zu einem geringen Anteil. Hier wäre eine weitere Verbesserung der Regelperformance möglich.

## Leistungsbedarf

Die kombinierte Leistungsaufnahme von Mähwerk, Linearmotor, und Frequenzumrichter während des Mähbetriebs ist in Abbildung 4.33 dargestellt. Sie beträgt während des Mähens ca. 725 W und steigt bei starker Belastung auf ca. 850 W an. Während des Leerlaufs werden ca. 600 W abgerufen.



**Abbildung 4.33: Leistungsbedarf beim Mähen**

Wesentliche Vorteile in der Leistungsaufnahme können gegenüber einem zuvor betrachteten konventionellen Mähwerk hier bislang nicht beziffert werden. Es sind weitere Untersuchungen notwendig, um auch die jeweiligen Verlustanteile genauer bestimmen zu können.

## Gutfluss

Es zeigte sich im praktischen Einsatz, dass der Gutfluss am Mähwerksprototyp noch verbesserungswürdig ist. Während das Schnittgut an beiden Seiten des Mähbalkens gut abfließt, bildet sich in der Mitte nach einer gewissen Zeit eine quer liegende Grasmatte, vgl. Abbildung 4.34. Das Gut stockt vor den zwei Rohren, über die der stillstehende Teil des Mähbalkens angebunden ist. Somit baut sich auf dem Mähwerk eine Gutschicht auf, die dabei auch die Oszillation der Messerschneide behindert.



**Abbildung 4.34: Gutstau auf dem Mähbalken**

Für die Betrachtungen zu den Regelungsarten wurden daher unbeeinflusste kurze Versuchssequenzen gefahren. Versuchsfahrten zur Erprobung eines andauernden Mähvorgangs unter Verwendung der Super-Twisting-Regelung wurden durchgeführt, indem mit der halben Mähwerksbreite geschnitten wurde. Dadurch wurde das geschnittene Gut über die in Eingriff stehende Mähwerksseite abtransportiert.

### Schnittqualität

In dichtem, leicht überständigem Ackergras wurde eine gute Arbeitsqualität beobachtet. Das Schnittgut wurde gleichmäßig, etwa auf einer Höhe abgetrennt. Die Schnittfläche fällt insbesondere bei kräftigeren Stängeln glatt und in etwa horizontal aus.

In dünnem, trockenem Grasbestand wurde eine Variation der Schnittqualität über der Mähwerksbreite beobachtet. An den seitlichen Bereichen des Mähwerks wird eine gute Schnittqualität erreicht. Das Gras wird in weitgehend konstanter Höhe geschnitten und die Grashalme weisen glatte Schnittflächen auf. In der Mähwerksmitte fällt die Qualität ab. Das verbleibende Gras weist Höhenunterschiede auf, und an den Stängeln sind faserige Schnittkanten zu beobachten, teils auch mit Rissbeschädigungen entlang der verbleibenden Stängel.

Ein möglicher Effekt ist, dass die Messerschneide nach den vorgenommenen Änderungen nicht mehr exakt gerade auf der Gegenschneide aufliegt. Eine Stauchung des Messerbalkens aufgrund der beidseitigen Anlenkung kann allerdings auch nicht ausgeschlossen werden.

### Verschmutzungsanfälligkeit

Abbildung 4.35 zeigt das Systemverhalten des Systems bei Aufprägung eines Chirps vor und nach Mäheinsätzen. Die Systemverstärkung fällt nach dem Mähen deutlich geringer aus. Bei einer Demontage der Lagerelemente konnte hier festgestellt werden, dass sich Sand und Spreu in den Spalten zwischen Niederhaltern und Messerschneide ansammeln, vgl. Abbildung 4.36. Für zukünftige Konzepte könnten weniger verschmutzungsanfällige Lagerkonzepte, z.B. auf Basis rotierender Hebel, in Betracht gezogen werden.

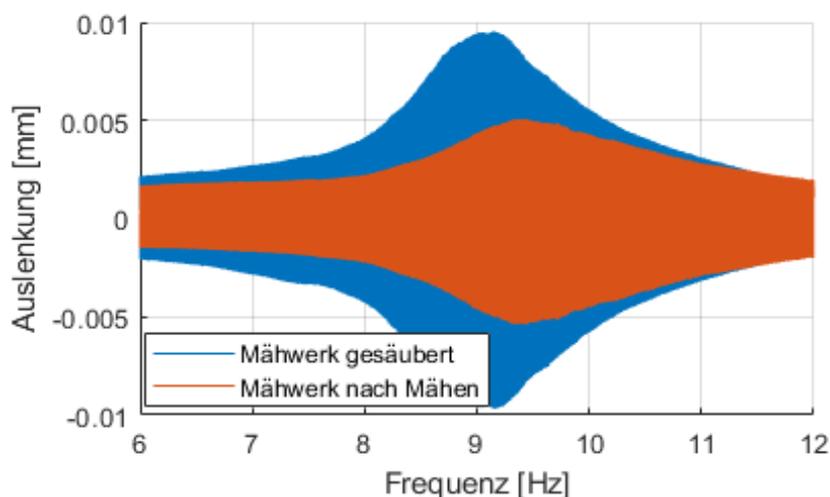


Abbildung 4.35: Systemantwort auf Chirp vor und nach dem Mäheinsatz



**Abbildung 4.36: Messerlagerung nach einem Mäheinsatz**

Die Gestaltung der äußeren Motorgeometrie zeigte während der Feldversuche keine erhöhte Anfälligkeit. Zwar kann sich in den horizontalen Kühlrippen Material sammeln, im Zuge der Feldversuche wurde aber nur eine geringe Ansammlung von Staub und Spreu beobachtet.

## 5 Simulation der batterieelektrischen Kehrmaschine

In der ersten Projektphase war ein Simulink-basiertes Simulationsmodell einer batterieelektrischen Kehrmaschine aufgebaut worden. Vorgehen und erste Ergebnisse werden in [Fre17] sowie [Zha20] vorgestellt. Dieses Modell wurde in der zweiten Projektphase überarbeitet und erweitert.

Bei der Modellierung der batterieelektrischen Kehrmaschine wurden neben dem Fahrtrieb die wesentlichen Arbeitsaggregate von Trägermaschine und Kehrausrüstung berücksichtigt. Das Wirkungsgradverhalten der relevanten Komponenten wurde überwiegend kennfeldbasiert abgebildet. Eine Zustandsüberwachung von Aktuatoren wurde über Stateflow-Elemente umgesetzt.

Für eine aussagekräftige Simulation ist dabei insbesondere eine realitätsnahe Abbildung des Maschineneinsatzes in Form von Arbeitszyklen erforderlich. Eine umfangreiche Datenbasis wurde in Form von Messfahrten mit vergleichbaren Kehrmaschinen während der ersten Projektphase zusammengetragen. Diese Datenbasis sowie das Vorgehen zur Erzeugung synthetischer Arbeitszyklen auf Grundlage der Datenbasis werden in [Fre17] vorgestellt. In den weiterhin vorgestellten Analysen wird ein vergleichbar erzeugter Arbeitszyklus verwendet.

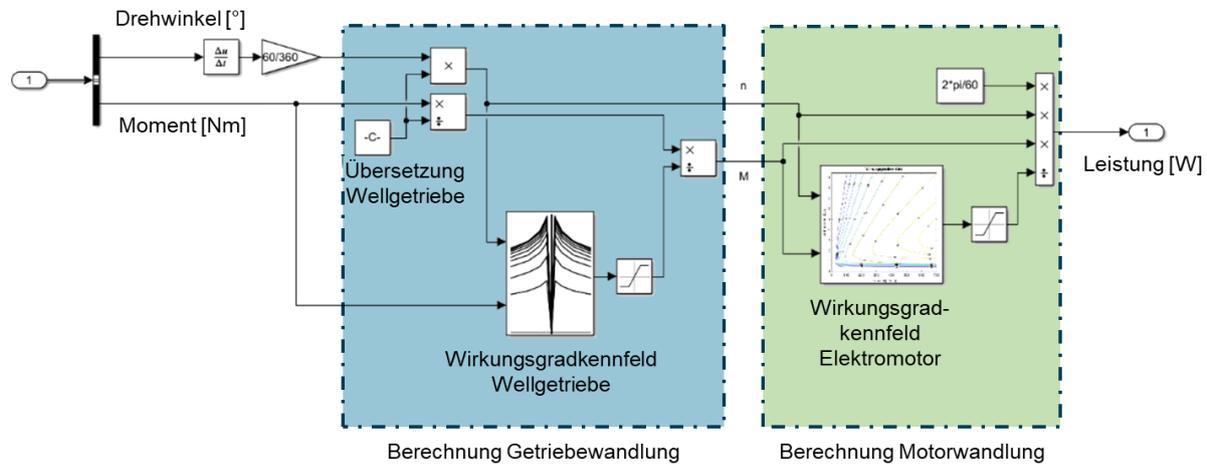
In der zweiten Projektphase wurde das bereits vorhandene Simulink-Modell in eine Matlab-Umgebung eingebettet. Die Parametrierung sowie die Auswertung wurden in eine skriptbasierte Form überführt, um Übersichtlichkeit und Modularität zu verbessern.

Weiterhin wurde das Modell strukturell überarbeitet, um verschiedene Maschinenkonfigurationen berechnen zu können. Dies ermöglicht die Betrachtung der hinterlegten Gerätekombinationen auf Basis eines einzelnen Modells. Die jeweils zu berechnende Maschinenkonfiguration wird über eine Eingabeaufforderung bei Simulationsaufruf festgelegt.

Weiterhin wurde die Modellierung diverser Komponenten, z.B. Frequenzumrichter und Traktionsbatterie, geprüft und erweitert. Die Modellierung des Fahrtriebs konnte beibehalten werden. Die Arbeits- und Nebenantriebe wurden hinsichtlich ihrer konzeptionellen Umsetzung geprüft und bei Bedarf überarbeitet. Hierzu gehört eine Überprüfung der verwendeten Antriebstechnologie sowie die Anpassung von Wandlerkomponenten.

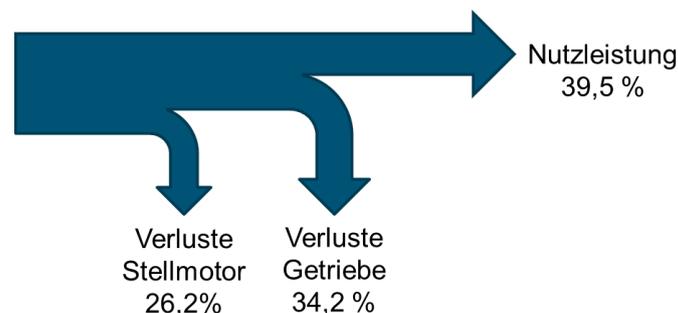
Die Modellierung soll hier am Beispiel des Stellantriebs für die Seitenbesenverstellung weiter vorgestellt werden. Abbildung 5.1 stellt einen Ausschnitt des Simulink-Modells dar. Der Arbeitszyklus des Aggregats ist in Form eines Arrays mit diskreten Daten für den Drehwinkel und das Moment zu den jeweiligen Zeitschritten hinterlegt. Aus dem Drehwinkel wird die Drehzahl bestimmt. Moment und Drehzahl werden zunächst im Getriebe gewandelt. Zusätzlich wird der Wirkungsgrad berücksichtigt, der in Kennfeldform hinterlegt ist und in Abhängigkeit des Getriebezustands abgelesen wird. Das verwendete Kennfeld wurde auf Basis von Herstellerdaten erstellt. Im nächsten Schritt

wird die Wandlung im Stellmotor berechnet. Auch hier wird der betriebspunktabhängige Wirkungsgrad berücksichtigt, der in diesem Fall in den Prüfstandsuntersuchungen des Stellmotors ermittelt wurde (vgl. Abbildung 3.18). An die dargestellten Berechnungen schließt sich weiterhin die Modellierung zur Ermittlung der elektrischen Kenngrößen sowie zur Berücksichtigung der Verluste des Frequenzumrichters an.



**Abbildung 5.1: Modell zur Leistungsberechnung der elektromechanischen Seitenbesenverstellung**

In Abbildung 5.2 sind die daraus folgenden Anteile des Energiebedarfs des Stellantriebs dargestellt. Der Stellmotor erreicht in der Simulation einen mittleren Wirkungsgrad von 0.73, woraus 26,2% der Verluste resultieren. Einen wesentlichen Verlustanteil trägt das Getriebe bei, für das ein Wirkungsgrad von 0.53 abgeschätzt wird. Die simulative Betrachtung ergibt damit einen Gesamtwirkungsgrad für den betrachteten Antriebsstrang von 0.4.

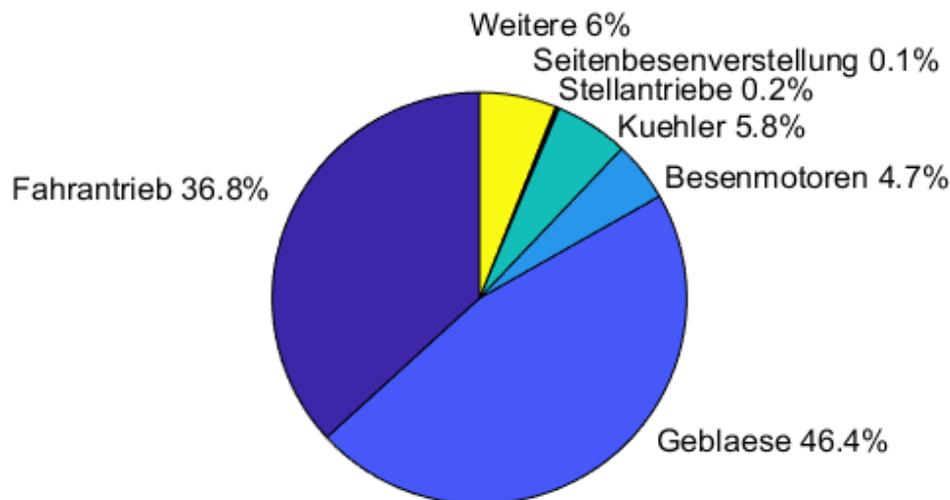


**Abbildung 5.2: Energieanteile der Komponenten im Antriebsstrang der Seitenbesenverstellung**

Der Wirkungsgrad des Stellmotors ist dabei beim Ausfahren des Besenarms deutlich niedriger als beim Einfahren, da das anliegende Moment klein ist. Der Wirkungsgrad des Getriebes bewegt sich bauartbedingt in dem hier erwarteten Bereich. Während sich dies negativ auf den Energiebedarf auswirkt, trägt die Selbsthemmung des Getriebes gleichzeitig aber auch zu dem beobachtetem stabilen Systemverhalten bei.

In Relation zum Gesamtenergiebedarf der elektrifizierten Kehrmaschine stellt die Funktion Seitenbesenverstellung dabei nur einen sehr geringen Anteil dar, vgl. Abbildung 5.3. Die wesentlichen Verbraucher eines durchschnittlichen Kehrbetriebs sind dabei das Sauggebläse, über das Verschmutzungen aufgesaugt und in den Kehrbehälter befördert werden, sowie der Fahrtrieb.

Neben der Seitenbesenverstellung gibt es mit den Aktuatoren für die Aushebung der Frontgeräte, die Aushebung des Saugaggregats sowie für die Behälterentleerung weitere lineare Stellantriebe. Da diese im Verlauf eines regulären Arbeitstages selten betätigt werden, ist der Anteil am Gesamtenergieverbrauch ebenfalls gering.



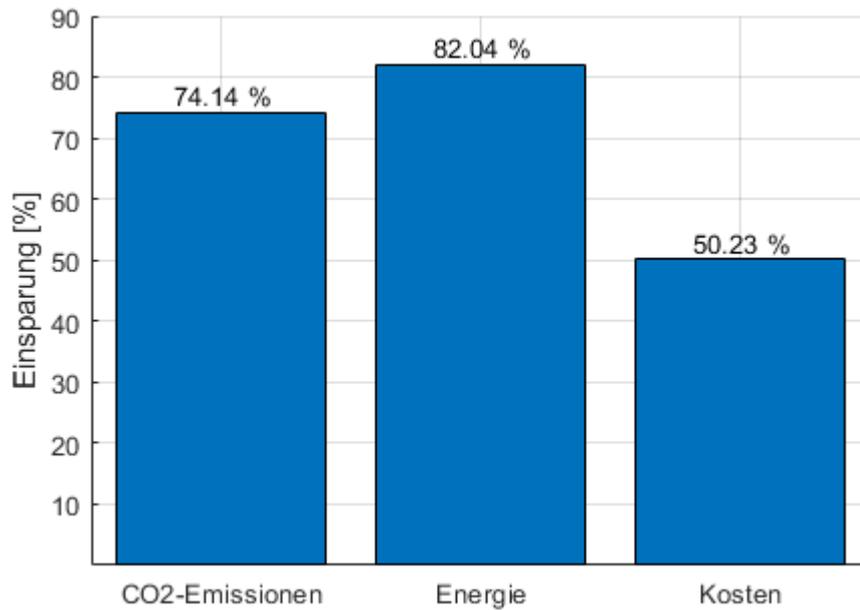
**Abbildung 5.3: Anteile verschiedener Verbraucher am Gesamtenergiebedarf der Kehrmaschine**

Die Gesamtmaschinensimulation ergibt dabei nur geringe Abweichungen des Energiebedarfs gegenüber den in Phase 1 ermittelten Ergebnissen. Diese gehen im Wesentlichen auf Auspräzisierungen der Modellierung sowie der Zyklen zurück.

Zum Vergleich des Energiebedarfs der simulierten vollelektrifizierten Kehrmaschine mit dem Energiebedarf der konventionellen verbrennungsmotorisch angetriebenen Kehrmaschine wird auf die Messfahrten auf Projektphase 1 zurückgegriffen. Die Messungen zu Arbeitszeiten und zurückgelegter Strecke sowie den Zuständen der Arbeitsaggregate bilden dabei die Basis der in der Simulation hinterlegten Einsatzzyklen. Weiterhin wurde während der Messfahrten der Kraftstoffverbrauch der Maschine ermittelt. Dieser wird nun mit dem simulativ ermittelten Energiebedarf der elektrifizierten Kehrmaschine verglichen.

Der erwartete Energievorteil einer vollelektrifizierten Kehrmaschine gegenüber der konventionell verbrennungsmotorisch angetriebenen Kehrmaschine ist dabei weiterhin sehr hoch. Es wird eine Energieeinsparung von ca. 82% erwartet, vgl. Abbildung 5.4. Der wesentliche Faktor ist dabei der Wegfall des Verbrennungsmotors. Vorteile ergeben sich auch in Leerlaufzuständen und bei Abruf geringer Motorleistungen, die einen nicht unerheblichen Zeitanteil des Kehrmaschineneinsatzes darstellen. Der Energie-

bedarf wird weiterhin dadurch verringert, dass der elektrische Fahrantrieb eine Rekuperation der Bremsleistung ermöglicht. Dieses Potential wurde in der Simulation vollständig einberechnet.



**Abbildung 5.4: Einsparungspotential eines batterieelektrischen Antriebskonzepts gegenüber einer verbrennungsmotorisch angetriebenen Kehrmaschine**

## 6 Fazit

Bereits in der Projektlaufzeit des Forschungsprojekts hat sich nicht nur in der Automobilwelt, sondern auch im Bereich der Kommunalfahrzeuge der Trend in der E-Mobilität von großer Unsicherheit in den Markaussichten zu einer gezielten Elektrifizierung der Fahrzeugflotten und einer Nachfrage der Kommunen nach elektrischen Kommunalfahrzeugen und insbesondere auch Kehrmaschinen deutlich verstärkt. Zum einen haben die Kommunen positive Erfahrungen mit ersten elektrischen Fahrzeugen gesammelt und anfängliche Vorurteile überwunden aber auch ihre Einsatzpläne den gegebenen Ladeanforderungen angepasst. Zum anderen besteht weiterhin eine gute finanzielle Förderung elektrischer Fahrzeuge, sodass sich ein Markt entwickelt. Vor allem machen aber die sich zunehmend abzeichnenden Auswirkungen des Klimawandels die Dringlichkeit der Umstellung unserer Mobilitätsanforderungen deutlich.

Mit der Elektrifizierung der Fahrzeuge entsteht auch die Möglichkeit bzw. Notwendigkeit zur Elektrifizierung von Nebenantrieben, Stellsystemen und Anbaugeräten. Durch die Überarbeitung der bisher überwiegend hydraulisch ausgeführten Antriebsstränge wird mittelfristig die Realisierung einer ölfreien Maschine möglich. Eine weitere Effizienzsteigerung der Antriebe vermindert dabei den Primärenergiebedarf der Maschine und verringert gleichzeitig die benötigte Speicherkapazität.

Vor diesem Hintergrund wurden in dem Forschungsprojekt zwei exemplarische Antriebe eines Geräteträgerfahrzeugs im kommunalen Einsatz hinsichtlich der Elektrifizierung untersucht und entwickelt. Dies sind der im Betrieb häufig betätigte Stellantrieb des Besenarms eines Kehrsystems sowie ein innovativer Ansatz für einen energieeffizienten Mähbalkenantrieb.

Als zentrale Herausforderung bei der Elektrifizierung des bisher hydraulischen Antriebs zur Positionierung des Kehrbesens hat sich bereits im vorrausgegangenen Forschungsprojekt die Integration in den vergleichsweise kleinen verfügbaren Bauraum des hydraulischen Stellzylinders im Trägerfahrzeug herausgestellt. Eine konkrete Lösung konnte damals mit der vorgegebenen Technologie des elektrischen Linearantriebs im verfügbaren Bauraum nur eingeschränkt gefunden werden. Deshalb war es in dem neuen Forschungsprojekt wichtig und zielführend die Entwicklung des elektrischen Antriebs methodisch und technologieoffen anzugehen. Diese Ausweitung des betrachteten Lösungsraums hat es hier erlaubt, auch relevante elektromechanische Ansätze zu berücksichtigen und dabei gleichzeitig die abweichenden Charakteristika der elektrischen Antriebstechnik in das Gesamtkonzept zu integrieren. So konnte durch genaue Analyse der Antriebsanforderungen, der umfassenden morphologischen Lösungsbetrachtung und des Vergleichs verschiedener Lösungsansätze eine gute elektrische Antriebslösung gefunden werden, die den Anforderungen hinsichtlich Stellkraft und Stellgeschwindigkeit genügt und gleichzeitig bei Beibehaltung des Funktionsumfangs in den verfügbaren Bauraum integriert werden konnte. Die Auslegung, Entwicklung und Integration des Antriebs hinsichtlich des geringen Bauraums wurde

dabei erst durch eine gute iterative Abstimmung zwischen den Bereichen Anforderungsermittlung, elektrische und thermische Auslegung, mechanische Konstruktion und Fertigung möglich.

Sehr vielversprechend ist die in Kleinserie kosteneinsparende Fertigungslösung des Motorstators aus SMC-Material. Hierzu ist festzuhalten, dass die Bearbeitung des Materials herausfordernd ist. Es traten 6% Abweichung zur Simulation auf, welche auf fertigungsbedingte Ausbrüche zurückgeführt wurden. Bei einer Serienfertigung mit Wechsel von weichmagnetischem Prototypenmaterial auf Pulvermaterial ist hier eine Verbesserung zu erwarten. Weiterhin zeigt das verwendete Wellgetriebe eine gute Performance und ist leise und langlebig, solange keine Fehlbenutzung stattfindet.

Nichtdestotrotz bleiben insgesamt als größtes Hindernis die immer noch deutlich höheren Kosten gegenüber den konventionellen hydraulischen Lösungen. Verbessern ließe sich dies beispielsweise über eine kostenoptimierte Integration der Leistungselektronik, eine Kostenoptimierung des Getriebes oder die weitere Kostenreduktion durch höhere Fertigungsstückzahlen. Das erarbeitete Konzept kann dabei als Basis für weitere Untersuchungen herangezogen werden.

Bestätigt werden konnten das gesamte Vorgehen und die gute technische Lösung durch einen erfolgreichen Versuchsbetrieb des Stellsystems an Prüfständen und in dem Versuchsfahrzeug. Die zunächst geforderten Stellmomente wurden übertroffen, und die Stellgeschwindigkeit konnte von dem für die Anwendung vorgesehenen Wert ohne Aufwand verdoppelt werden. Auch die thermische Ankopplung zeigt, dass der entwickelte Motor genügend Reserven hat, um in der Anwendung performant zu funktionieren. Das Ergebnis zeigt, dass eine Elektrifizierung linearer Stellantriebe mittlerer Kraftdichte auch unter den eingeschränkten Bauraumbedingungen mobiler Anwendungen möglich ist.

Aufgrund des geringeren Leistungsbedarfs gegenüber Sichel- und Schlegelmähwerken wird der Balkenmäher bei der Grünflächenpflege mit batterieelektrischem Antrieb voraussichtlich wieder an Relevanz gewinnen. Zudem werden Insekten und Kleinstlebewesen bei diesem Mähprinzip geschont. Hierzu wurde ein alternatives Antriebskonzept untersucht, bei dem das oszillierende Balkenmähwerk über einen elektrischen Linearmotor direkt angetrieben wird. Die Verwendung von mechanischen Speicherelementen zwischen Motor und Mähwerk und der damit verbundenen Zwischenspeicherung der kinematischen Energie ermöglicht den Einsatz eines kleineren Motors. Aus dem dadurch erforderlichen Betrieb in Resonanzfrequenz ergeben sich wiederum neue Betriebseigenschaften, wie z.B. eine festgelegte Betriebsfrequenz.

Der Entwicklungsprozess hat gezeigt, dass der Motor dennoch aufgrund seines Volumens und seiner Größe schwer in ein Mähwerkskonzept zu integrieren ist. Die getrennte räumliche Anbindung macht Koppelbauteile mit wesentlichen zu bewegenden Massen erforderlich. Nachteilig ist auch die erhebliche Masse des Motorläufers selbst. Durch die hohen oszillierenden Massen wirken im Betrieb außerdem sehr hohe Kräfte, die die Arbeit mit dem System erschweren und die in hohen Bauteilbelastungen und Schwingungsrückwirkungen auf die Trägermaschine resultieren. Hier sind weitere Un-

tersuchungen sinnvoll, um die Kraftdichte zu steigern. Ein Ansatz dazu ist die in Projektphase 1 untersuchte Integration der Lagerung in den Luftspalt. Hier muss weitere Forschung erfolgen, um ein tribologisches Lagerkonzept im Luftspalt bis zur Marktreife zu entwickeln. Ein weiterer untersuchter Ansatz ist die Gestaltung integrierter Sensorsysteme, die eine deutliche Bauraum- und Gewichteinsparung ermöglichen. Der im Projekt vorgestellte Ansatz muss hierfür noch weiter untersucht werden. Neben einer Optimierung des Aktuators können aber auch mechanische Maßnahmen zum Massenausgleich in Frage kommen.

Daneben erfordert das Zusammenspiel vielfältiger Störeinflüsse im Mäheinsatz abgestimmte Regelungsansätze. Im durchgeführten Projekt wurde hierzu Regelstrategien entwickelt und implementiert. Eine einfache, auf energieoptimierten Betrieb ausgelegte Regelstrategie (Sinus-Amplituden-Regelung) zeigte im Feldbetrieb eine noch nicht ausreichende Performance. Dagegen zeigte eine dynamischere Regelung auf Basis eines Super-Twisting-Ansatzes ein vielversprechendes Ergebnis. Bei weitergehenden Betrachtungen sollten auf dieser Basis weitere Verbesserungen angestrebt werden.

Die Funktion dieses Mähwerkskonzepts konnte abschließend unter Feldbedingungen gezeigt werden. Diese Erfahrung kann nun dazu dienen, das Prinzip weiter zu entwickeln und Aspekte wie den Gutfluss oder den Einfluss von Verschmutzungen im nächsten Entwicklungsschritt zu optimieren und auch die Schnittgeschwindigkeit weiter zu erhöhen.

Im hier verfolgten Forschungsansatz stand das Mähwerk eines Kommunalfahrzeugs im Fokus. Die Funktionalität wurde nachgewiesen und Entwicklungspotenzial aufgezeigt. Bei der Nutzung von elektrischen Linearaktuatoren in anderen Mäh-Anwendungen, wie bspw. im Schneidwerk eines Mähdreschers, würden sich die Aspekte Volumen und Masse, aber auch Gutfluss und Verschmutzung sogar in noch weitaus günstigerer Relation darstellen.

Insgesamt zeigt sich, dass sich bei der Elektrifizierung von mobilen Maschinen erkennbare Potenziale zeigen, aber auch signifikante Herausforderungen stellen. Der einfache Austausch hydraulischer Zylinder durch elektrische Linearaktuatoren ist – wie erwartet – nicht der erfolgreiche Weg. Die Teilfunktionen und Prozesse müssen auf die Prinzipie herunter gebrochen werden und es müssen Lösungen methodisch neu aufgesetzt werden. Die im Forschungsprojekt gefundenen Lösungen können in diesem Sinne als konzeptionell beispielhaft angesehen werden. So soll der Besenausleger schwenkbar sein. Die Schwenkbewegung muss dabei aber nicht zwangsläufig mit einer Linearbewegung erzeugt werden, sondern kann ebenso ab Drehpunkt des Auslegers durch einen winkelbegrenzt rotierenden Antrieb erzeugt werden. Bezogen auf den Mähbalken kann durch das gewählte Mähprinzip in Verbindung mit einem effizienten Linearantrieb (Resonanzschwinger) ein energetisch äußerst günstiger Mähprozess dargestellt werden. In dieser methodischen Weise gilt es, die Elektrifizierung der mobilen Maschinen voranzutreiben.

## Literaturverzeichnis

- [Bud20] Budich, R.: Untersuchungen zum Einsatz von Elektrokleinkehrmaschinen als Beitrag zur Dekarbonisierung des kommunalen Verkehrs. Dissertation TU Dresden (2020)
- [Fre17] Frerichs, L. und Zhang, Z.: Linearaktuatoren mit elektrischer Leistungsversorgung-Phase 1. Vorläufiger Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt. (2017) <https://www.dbu.de/OPAC/ab/DBU-Abschlussbericht-AZ-31707-01.pdf>
- [Sta20] Stasewitsch, I.; Pußack, M.; Schattenberg, J. und Frerichs, L.: Motion Control in Resonant Frequency for an Electrified Implement. 20th Mediterranean Electrotechnical Conference (MELECON) (2020), S. 69-74
- [Lev98] Levant, A.: Robust exact differentiation via sliding mode technique. *Automatica* 34 (3) (1998), S. 379-384.
- [Nic14] Nicht, A.; Altinsoy, E. und Rosenkranz, R.: Noise Emission of Electric Street Sweepers—Transfer Path Analysis. *Proceedings of the Forum Acousticum, Kraków* (2014)
- [Poe14] van de Poel, D. und Zehm, A.: Die Wirkung des Mähens auf die Fauna der Wiesen—Eine Literaturlauswertung für den Naturschutz. *Handbuch Naturschutz und Landschaftspflege*, Wiley-VCH (2014)
- [Pus20] Pußack, M.; Stasewitsch, I. und Frerichs, L.: Investigations of a cutter bar operated in resonance mode with an electric direct drive. 78. Tagung LAND.TECHNIK AgEng (2020), S. 151–156
- [You99] Young, K. D.; Utkin, V. I. und Ozguner, U.: A control engineer's guide to sliding mode control. *IEEE transactions on control systems technology*, 7 (3) (1999), S. 328-342.
- [Zha15] Zhang, Z.; Kattenberg, T.; Winkelhahn, P.; Frerichs, L.; Schneider, C., und Maier, T.: Linear actuators with electric power supply. 73. Tagung LAND.TECHNIK AgEng (2015), S. 59–64
- [Zha20] Zhang, Z.: Elektrifizierung von dynamischen Linearantrieben in mobilen Arbeitsmaschinen. Dissertation TU Braunschweig (2020)