FORSCHUNGSBERICHT AGRARTECHNIK
des Fachausschusses Forschung und Lehre der
Max-Eyth-Gesellschaft Agrartechnik im VDI (VDI-MEG) **621**

Thomas Woopen

Funktionelle Untersuchung teilelektrifizierter adaptiver Vorderachsantriebsstränge für Traktoren mittlerer Leistungsklassen

Dissertation Berlin 2021

Funktionelle Untersuchung teilelektrifizierter adaptiver Vorderachsantriebsstränge für Traktoren mittlerer Leistungsklassen

Vorgelegt von
Master of Science
Thomas Woopen

an der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. –

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss

Vorsitzende:	Prof. Dr.-Ing. Cornelia Weltzien
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Henning Jürgen Meyer
Co-Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Peter Pickel
Co-Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Heiner Wesche

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 19. August 2021

Berlin 2021

<< Intelligence is the ability to adapt to change >>

<< Intelligenz ist die Fähigkeit, sich an Veränderungen anzupassen >>

Stephen Hawking
Britischer theoretischer Physiker und Astrophysiker
1942 – 2018

Zusammenfassung

Adaptive Antriebssysteme sind durch die anwendungsgerechte Zugkraftverteilung auf die einzelnen Antriebsräder in der Lage das Fahrverhalten vorteilhaft zu beeinflussen. Ein solches System wird anhand zweier Beispiele für ein spezielles landwirtschaftliches Fahrzeug, einen John Deere 6215R Traktor, entwickelt. Durch den Aufbau einer geeigneten Simulationsumgebung werden die Vor- und Nachteile der beiden Systeme untersucht. Die Systeme zielen dabei auf eine Optimierung des Arbeitsprozesses sowie auf eine Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades ab.

Summary

Using adaptive drive systems, the driving characteristics of a vehicle can be influenced by application-oriented distribution of traction forces. Such a system is to be developed by means of two examples based on an agricultural vehicle, a John Deere 6215R tractor. By configuring an adequate simulation environmental both variants are investigated by their pros and cons. By doing so the systems are aiming on the optimization of the working processes and on increasing the efficiency of the total vehicle.

Danksagung

Ein Dank für die fachliche Unterstützung der Entwicklungen und Untersuchungen gilt dabei im Speziellen Dr. Ing. Norbert Fritz und Dr. Ing. Rainer Gugel von den John Deere Werken Mannheim. Ebenso danke ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Henning Jürgen Meyer für seine Unterstützung, sowohl auf fachlicher als auch auf organisatorischer Ebene und für die Möglichkeit dieses Thema am Institut für Maschinenkonstruktion und Systemarchitektur an der Technischen Universität Berlin zu verfolgen sowie Frau Prof. Dr.-Ing. Cornelia Weltzien für die Übernahme des Vorsitzes des Promotionsausschusses. Des Weiteren möchte ich Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Pickel von der John Deere GmbH & Co. KG sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. Heiner Wesche von der Technischen Hochschule Köln für intensive fachliche und anwendungsspezifische Diskussionen sowie die Übernahme des Co-Referats meinen Dank aussprechen.

I. Inhaltverzeichnis

I. Inhaltverzeichnis ..... - 2 -

II. Abbildungsverzeichnis ..... - 4 -

III. Tabellenverzeichnis ..... - 8 -

IV. Formelzeichen und Indizes ..... - 9 -

V. Technische und John Deere spezifische Abkürzungen ..... - 18 -

1. Einleitung ..... - 20 -

1.1. Motivation ..... - 20 -

1.2. Zielsetzung ..... - 22 -

1.3. Herangehensweise ..... - 22 -

2. Allradantriebe in der Landwirtschaft ..... - 24 -

2.1. Rein mechanischer Vorderachsantrieb ..... - 24 -

2.2. Automatisierte Vorderachsantriebe ..... - 27 -

2.3. Hydraulisch unterstützte Allradantriebssysteme ..... - 30 -

3. Elektrifizierung in der Landtechnik ..... - 34 -

3.1. Konzepte zur Elektrifizierung von Fahrzeuggetrieben ..... - 36 -

3.2. Vollelektrische Fahrzeugantriebe ..... - 38 -

3.3. Elektrische Energieversorgung ..... - 41 -

4. Entwicklung eines adaptiven Vorderachsantriebsstrangkonzeptes ..... - 44 -

4.1. Konzeptphase zur Erfüllung der Grundfunktion ..... - 45 -

4.2. Ermittlung der Systemanforderungen ..... - 51 -

4.3. Konzeptphase zur Erfüllung weitergehender Funktionen ..... - 54 -

4.3.1. Leistungssummierung in der Vorderachse ..... - 60 -

4.3.2. Leistungssummierung im Vorderachsantriebsstrang ..... - 64 -

5. Voruntersuchung zu teilhybridisierten Vorderachssystemen ..... - 68 -

5.1. Beispielhafte Fahrzyklen ..... - 68 -

5.2. Optimierungspotentiale ..... - 71 -

5.2.1. Blindleistung bedingt durch unzureichenden Vorlauf ..... - 71 -

5.2.2. Energierückgewinnung ..... - 73 -

5.2.3. Elektrischer Boost ..... - 77 -
5.2.4. Variation des verbrennungsmotorischen Betriebspunktes ..... - 81 -
5.3. Radlastabschätzung anhand bekannter Größen ..... - 84 -
6. Aufbau der Simulationsumgebung ..... - 88 -
6.1. Adaptive Teilsysteme ..... - 88 -
6.1.1. Adaptiver Einzelradantrieb ..... - 88 -
6.1.2. Zentralantrieb ..... - 91 -
6.2. Gesamtsystem Fahrzeug ..... - 92 -
6.2.1. Antriebsstrang ..... - 92 -
6.2.2. Endantrieb ..... - 95 -
6.2.3. Chassis ..... - 98 -
7. Systemuntersuchung anhand funktioneller Simulationen ..... - 100 -
7.1. Ermittlung des tatsächlichen Leistungsbedarfes ..... - 100 -
7.1.1. Definition von Lastkurven ..... - 100 -
7.1.2. Untersuchung der Fahrzeugeffizienz anhand von Testzyklen ..... - 105 -
7.2. Agilitätsoptimierung durch Lenkunterstützung ..... - 112 -
7.2.1. Lenkunterstützung infolge des Pull-in-Turn Effektes ..... - 112 -
7.2.2. Lenkunterstützung infolge des Pull-against-Rear Effektes ..... - 116 -
7.2.3. Vergleich zur Lenkbremse ..... - 119 -
7.3. Bremsunterstützung ..... - 122 -
7.3.1. Radlastabhängige Bremskraftverteilung ..... - 123 -
7.3.2. Achsabhängiges Antiblockiersystem ..... - 126 -
7.3.3. Bremsen auf ungleichen Untergründen ..... - 128 -
7.4. Verbesserung des Fahrkomforts ..... - 132 -
8. Resumee ..... - 139 -
VI. Anhang A - Anforderungsliste ..... - 141 -
VII. Anhang B – Datenblattauszug der Parker GVM Motorreihe ..... - 147 -
VIII. Anhang C – Technisches Datenblatt John Deere 6215R ..... - 155 -
IX. Literaturverzeichnis ..... - 157 -

II. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Mechanisch gekoppelter Vorderachstrieb eines 6215R der Firma John Deere ..... - 25 -

Abbildung 2-2: Kubota Bi-Speed Zweigangschaltung für die Vorderachse zur Anpassung des Vorlaufes [Geimer, et al., 2017] ..... - 26 -

Abbildung 2-3: Hydraulisch mechanisch leistungsverzweigter Vorderachsantriebsstrang [Geimer, et al., 2017] ..... - 30 -

Abbildung 2-4: Hydraulisch überlagerter Radantrieb LT3 [Müller, 2014] ..... - 31 -

Abbildung 2-5: Hydraulisches Antriebskonzept VarioDrive der Firma Fendt [Fendt, 2015] ..... - 32 -

Abbildung 3-1: Entwicklungstendenz für die Anteile der Energiequellen an den Kraftantrieben in der Landwirtschaft [Krombholz, et al., 2009] ... - 34 -

Abbildung 3-2: Bereitstellung elektrischer Leistung über einen direkt an der Kurbelwelle angebrachten Generator nach dem Fendt-X-Konzept [Fendt, 2013] ..... - 36 -

Abbildung 3-3: Elektrisch leistungsverzweigtes Konzept eines Fahrgetriebes mit zwei vollintegrierten Elektromotoren [Reick, et al., 2016] ..... - 37 -

Abbildung 3-4: Systemarchitektur eines vollelektrischen Konzeptfahrzeuges eines Großtraktors der Firma John Deere [Kegel, et al., 2016] ..... - 38 -

Abbildung 3-5: Batterieelektrischer Kleintraktor e100 der Firma Fendt basierend auf einem konventionellen Fahrzeug [Fendt, 2017] ..... - 39 -

Abbildung 3-6: Standardisierte elektrische Leistungsschnittstelle des AEF Arbeitskreises [AEF, 2015] ..... - 41 -

Abbildung 3-7: Elektrischer Systemspeicher "Battery Boost“ der Firma John Deere zur Montage in der Arbeitshydraulik [John Deere, 2014] ..... - 42 -

Abbildung 4-1: Unterschiedliche Achskreisbahnen beim Durchfahren einer Kurve [ISO 789-3, 2015] ..... - 44 -

Abbildung 4-2: Reduziertes Konzeptspektrum zur Erfüllung der Grundfunktion eines adaptiven Vorderachsantriebes ..... - 49 -

Abbildung 4-3: Konzepte zur Erfüllung der Grundfunktion eines adaptiven Vorderachsantriebes ..... - 50 -

Abbildung 4-4: Steigfähigkeit, Neigungsfähigkeit und Bodenfreiheit des Zielfahrzeuges John Deere 6215R zur Konzeptuntersuchung ..... - 51 -

Abbildung 4-5: Einordnung zusätzlicher Funktionen eines adaptiven Vorderachsantriebes ..... - 52 -

Abbildung 4-6: Praktisch sinnvolle Konzepte eines adaptiven elektrisch leistungsverzweigten Vorderachsantriebes ..... - 58 -

Abbildung 4-7: Stickdiagramm eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung ..... - 60 -

Abbildung 4-8: Konzeptionelle Integration eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung ..... - 63 -

Abbildung 4-9: Stickdiagramm eines adaptiven Vorderachsantriebes mit zentraler Leistungssummierung ..... - 64 -

Abbildung 4-10: Konzeptionelle Integration eines adaptiven Vorderachsantriebes mit zentraler Leistungssummierung ..... - 66 -

Abbildung 5-1: Mit Messtechnik ausgerüsteter Traktor John Deere 6170R ..... - 68 -

Abbildung 5-2: Mithilfe von zusätzlicher Messtechnik aufgezeichnete und über den Mess-BUS übertragene Fahrzeuginformationen ..... - 69 -

Abbildung 5-3: Untersuchte Anwendungsgebiete anhand eines mit Messtechnik ausgerüsteten Versuchsfahrzeuges ..... - 70 -

Abbildung 5-4: Prozentuale Blindleistung in Bezug auf die Gesamtantriebsleistung, bedingt durch einen nicht idealen Vorlauf ..... - 72 -

Abbildung 5-5: Energiefluss im Zuge einer Bremsenergierückgewinnung bei einem allgemeinen elektrischen adaptiven Vorderachsantrieb ..... - 74 -

Abbildung 5-6: Drehmomentenkennlinien eines John Deere 6215R Dieselmotors für den Basisbetrieb und den dieseltechnischen Boost ..... - 78 -

Abbildung 5-7: Muscheldiagramm eines John Deere 6215R Traktordieselmotors zur Veranschaulichung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs ..... - 81 -

Abbildung 5-8: Informationsfluss zur Abschätzung der Radlastverteilung anhand bekannter Systemparameter ..... - 84 -

Abbildung 5-9: Abweichung der algorithmisch bestimmten Hinterachslast zur gemessenen realen Hinterachslast ..... - 86 -

Abbildung 6-1: Simulatives Teilsystem eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung ..... - 88 -

Abbildung 6-2: Mechanisches Systembild eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung ..... - 90 -

Abbildung 6-3: Simulatives Teilsystem eines adaptiven Vorderachsantriebes mit zentraler Leistungssummierung ..... - 91 -

Abbildung 6-4: Simulationsdarstellung des konventionellen Fahrantriebsstranges bestehend aus Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe ..... - 93 -

Abbildung 6-5: Simulationsdarstellung der konventionellen Endantriebe von Hinter- und Vorderachse inklusive der Wegstreckeninformationen ..... - 95 -

Abbildung 6-6: Simulationsdarstellung des konventionellen Fahrzeugchassis und von außen angreifenden Kräften zur Anwendungsabhängigen Fahrzeugballastierung ..... - 98 -

Abbildung 7-1: Drehmomentverteilung auf die Vorderräder bei adaptivem Normalbetrieb eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung ..... - 101 -

Abbildung 7-2: Maximale Antriebsstrangauslastung in Abhängigkeit zum aktuell eingeschlagenen Lenkwinkel ..... - 102 -

Abbildung 7-3: Anteil elektrischer Leistung an der Vorderachsantriebsleistung eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung in Abhängigkeit vom Lenkwinkel ..... - 103 -

Abbildung 7-4: Vergleich der Systemwirkungsgrade unterschiedlicher Vorderachsantriebsstränge ..... - 104 -

Abbildung 7-5: Prozentuale Kraftstoffersparnis im Powermix-Feld eines Fahrzeuges mit adaptivem Vorderachsantrieb mit radseparater Leistungssummierung im Vergleich zu einem Fahrzeug mit konventionellem Antrieb ..... - 107 -

Abbildung 7-6: Streckenprofil und Höhenprofil des DLG-PowerMix Transport [DLG, 2005] ..... - 109 -

Abbildung 7-7: Prozentuale Kraftstoffersparnis der Powermix-Straße-Simulation eines Fahrzeuges mit adaptivem Vorderachsantrieb mit zentraler Leistungssummierung im Vergleich zu einem Fahrzeug mit konventionellem Vorderachsantrieb ..... - 111 -

Abbildung 7-8: Beispielhafte Drehmomentenunterstützung der Vorderachse zur Verkleinerung des Wenderadius ..... - 113 -

Abbildung 7-9: Optimierungspotential des Wenderadius durch das Pull-in-Turn Prinzip im Vergleich zum heutigen System abhängig von der Lastverteilung über die Teilantriebsstränge ..... - 114 -

Abbildung 7-10: Beispielhafte Drehmomentenunterstützung der Vorderachse entgegen der Hinterachse zur Verkleinerung des Wenderadius ..... - 116 -

Abbildung 7-11: Optimierungspotential des Wenderadius durch das Pull-against-Rear Prinzip im Vergleich zum heutigen System abhängig von der Lastverteilung über die Teilantriebsstränge ..... - 117 -

Abbildung 7-12: Auswirkungen der konventionellen Rad-Lenkbremse auf den Untergrund ..... - 119 -

Abbildung 7-13: Vergleich der Wendedurchmesser in Abhängigkeit des verwendeten Unterstützungssystems ..... - 121 -

Abbildung 7-14: Algorithmus zur Ermittlung der idealen radlastabhängigen Bremskraftverteilung eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung ..... - 124 -

Abbildung 7-15: Algorithmus zur Ermittlung der idealen Bremskraftverteilung eines vorderachsbasierten Antiblockiersystems eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung ..... - 126 -

Abbildung 7-16: Auswirkung ungleicher Traktionskoeffizienten auf das Gierverhalten – links trockener Asphalt, rechts regennasse Fahrbahn ..... - 129 -

Abbildung 7-17: Überlagerung der Fahrzeugbremsen zur Reduzierung des Giermomentes infolge einer µ-Split Bremsung anhand eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung ..... - 130 -

Abbildung 7-18: Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke des sitzenden und stehenden Menschen nach VDI 2057 und ISO 2631 [VDI, 2017] [ISO 2631-5, 2018] ..... - 134 -

Abbildung 7-19: Beispielhafte Darstellung eines erweiterten Chassismodells mit separat gelagerter Kabine und gefedertem Sitz ..... - 135 -

Abbildung 7-20: Vergleich des Schwingungsverlaufes in Bezug auf den Fahrersitz während des Abschließen eines Schaltvorganges ..... - 137 -

III. Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Einordnung der Arbeitsschritte in die Hauptthemenfelder ..... - 23 -

Tabelle 2-1: Entscheidungskriterien zur Aktivierung eines Allradantriebes bei Zugmaschinen [Sonnen, 1962] ..... - 27 -

Tabelle 3-1: Auswahlkriterien für mögliche Arten von Elektromotoren [Wallentowitz, et al., 2011] ..... - 35 -

Tabelle 4-1: Morphologischer Kasten zur Aufstellung des Grundkonzeptes eines adaptiven Vorderachsantriebes ..... - 46 -

Tabelle 4-2: Morphologischer Kasten zur Definition der Zielkonzepte eines adaptiven Vorderachsantriebes ..... - 54 -

Tabelle 5-1: Potentielle Kraftstoffersparnis infolge der bremsunterstützenden Energierückgewinnung eines allgemeinen adaptiven Vorderachsantriebes ..... - 76 -

Tabelle 5-2: Potentielle Kraftstoffersparnis infolge des elektrischen Boost eines allgemeinen adaptiven Vorderachsantriebes ..... - 80 -

Tabelle 5-3: Potentielle Kraftstoffersparnis infolge der Variation des verbrennungsmotorischen Betriebspunktes mit Hilfe eines allgemeinen adaptiven Vorderachsantriebes ..... - 82 -

Tabelle 7-1: Testzyklen des DLG-PowerMix Feld [DLG, 2005] ..... - 106 -

Tabelle 7-2: Bremskraftverteilung bei üblichen Bremsvalidierungen eines John Deere 6215R ..... - 122 -

Tabelle 7-3: Systemvergleich einer konventionellen Bremsung gegenüber einer Bremsung mit radlastabhängiger Bremskraftverteilung ..... - 125 -

Tabelle 7-4: Systemvergleich einer konventionellen Bremsung gegenüber einem vorderachsbasierten Antiblockiersystem eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung ..... - 127 -

Tabelle 7-5: Systemvergleich einer konventionellen Bremsung gegenüber einer adaptiven µ-Split Bremsung mit Hilfe eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung ..... - 132 -

IV. Formelzeichen und Indizes

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
a	m/s²	Beschleunigung / Verzögerung
A	mm²	Fläche
a_{Br}	m/s²	Bremsverzögerung
A_{Br_FA}	mm²	Kolbenfläche der Vorderradbremsen
a_{eff_AFWD}	m/s²	Effektivbeschleunigung der*des Fahrenden beim AFWD
a_{eff_MFWD}	m/s²	Effektivbeschleunigung der*des Fahrenden beim konventionellen MFWD
A_{Proj}	m²	Projezierte Fahrzeugfläche in yz-Ebene
Br		Brake
BSFC	g/kWh	Spezifischer Verbrauch ermittelt im DLG Power-Mix
c_w	-	Luftwiderstandsbeiwert
Diff		Differentialgetriebe
DPI	-	Drawbar Pull Index - Traktionsvermögen
DPI_F	-	Drawbar Pull Index – Traktionsvermögen der Vorderachse
f	Hz	Frequenz
F	N	Kraft
FA		Front Axle – Vorderachse
f_{Act}	Hz	Erregerfrequenz
F_{Br}	N	Gesamtbremskraft des Fahrzeuges
F_{Br_FA}	N	Bremskraft an der Vorderachse
F_{Br_RA}	N	Bremskraft an der Hinterachse
FD		Final Drive – Endantrieb
f_{eff_AFWD}	Hz	Effektive Schwingungsfrequenz der*des Fahrenden beim AFWD
f_{eff_MFWD}	Hz	Effektive Schwingungsfrequenz der*des Fahrenden beim konventionellen MFWD
FI		Front Inner – Kurveninneres Vorderrad
F_L	N	Luftwiderstandskraft
FO		Front Outer – Kurvenäußeres Vorderrad
$F_{Trailer}$	N	Zugkraft des Anhängers am Zugmaul

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
FW		Front Wheel – Vorderrad
Fwd		Forward – Vorwärtsfahrt
F_{x_FI}	N	Radantriebskraft des kurveninneren Vorderrades
F_{x_FL}	N	Radantriebskraft des linken Vorderrades
F_{x_FO}	N	Radantriebskraft des kurvenäußeren Vorderrades
F_{x_FR}	N	Radantriebskraft des rechten Vorderrades
F_{z_FA}	N	Aufstandskraft Vorderachse
Fz_FL	N	Radaufstandskraft des linken Vorderrades
Fz_FL	N	Radaufstandskraft am linken Vorderrad
Fz_FR	N	Radaufstandskraft des rechten Vorderrades
Fz_FR	N	Radaufstandskraft am rechten Vorderrad
Fz_Tractor	N	Gesamte Radaufstandskraft des Traktors
g	m/s²	Gravitationsbeschleunigung
i	-	Übersetzungsverhältnis
i_FD_FA	-	Übersetzungsverhältnis des Vorderachsendabtriebes
i_FinalToEM	-	Übersetzungsverhältnis zwischen dem Vorderachsendabtrieb und der Rotorwelle des AFWD Motors
i_MFWD	-	Übersetzungsverhältnis des mechanischen Vorderachsantriebes
i_RingToEM	-	Übersetzungsverhältnis zwischen der Ausgangswelle des Vorderachsdifferentiales und der AFWD Rotorwelle
i_SunToEM	-	Übersetzungsverhältnis zwischen der Eingangswelle des Vorderachsendabtriebes und dem AFWD Elektromotor
i_0	-	Standübersetzung eines Planetengetriebes
i_{Diff_FA}	-	Übersetzungsverhältnis des Vorderachsdifferentials
i_{Diff_RA}	-	Übersetzungsverhältnis des Hinterachsdifferentials
i_{FA_RA}	-	Übersetzungsverhältnis vom Vorderrad zum Hinterrad
i_{FD_FA}	-	Übersetzungsverhältnis des Vorderradendabtriebstranges
i_{FD_RA}	-	Übersetzungsverhältnis des Hinterradendabtriebes

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
i_{MFWD}	-	Übersetzungsverhältnis des mechanischen Vorderachsantriebes
J_{C1_S2}	kgm²	Trägheitsmoment des inneren Planetenträgers und der äußeren Sonne
J_{C2}	kgm²	Trägheitsmoment des äußeren Planetenträgers
J_{EM_S1}	kgm²	Trägheitsmoment von Elektromotor und Sonnenrad
J_{FA_Drive}	kgm²	Trägheitsmoment des Vorderachs-Kardanwelle
J_{R1_R2}	kgm²	Trägheitsmoment der Hohlräder
K	-	Multiplikationsfaktor innerhalb einer Schaltung
l_{Track}	mm	Spur – Vertikalabstand zwischen den Radaufstandspunkten
$l_{Wheelbase}$	mm	Radstand – Längsabstand zwischen den Fahrzeugachsen
$\dot{m}_{Fuel}$	kg/s	Kraftstoffmassenstrom
n	1/min	Drehzahl
n_{C1_S2}	1/min	Drehzahl des inneren Planetenträgers und des äußeren Sonnenrades
$\dot{n}_{C1_S2}$	1/s²	Drehbeschleunigung des inneren Planetenträgers und des äußeren Sonnenrades
n_{C2_Lft}	1/min	Drehzahl des äußeren Planetenträgers
$\dot{n}_{C2}$	1/s²	Drehbeschleunigung des äußeren Planetenträgers
n_{Cardan}	1/min	Drehzahl der Vorderachs-Kardanwelle
$\dot{n}_{Cardan}$	1/s²	Drehbeschleunigung der Vorderachs-Kardanwelle
n_{DDS}	1/min	Drehzahl der Hinterachsdifferentialwelle
n_{EDrive}	1/min	Drehzahl eines Elektromotors
n_{Eng}	1/min	Aktuelle Drehzahl des Dieselmotors
n_{ideal}	1/min	Wirkungsgradoptimierte Drehzahl des Motors
n_{R1_R2}	1/min	Drehzahl der Hohlräder
$\dot{n}_{R1_R2}$	1/s²	Drehbeschleunigung der Hohlräder
n_{S1}	1/min	Drehzahl des inneren Sonnenrades
$\dot{n}_{S1}$	1/s²	Drehbeschleunigung des inneren Sonnenrades
P	kW	Leistung
p_Fx_FL	%	Prozentualer Anteil der Radaufstandskraft des linken Vorderrades an der gesamten Radaufstandskraft des Traktors

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
p_Fx_FR	%	Prozentualer Anteil der Radaufstandskraft des rechten Vorderrades an der gesamten Radaufstandskraft des Traktors
p_{Br}	bar	Druck im hydraulischen Bremssystem
P_{DDS}	kW	Antriebsleistung am DDS
P_{E_Boost}	kW	Elektrische Motorleistung im Boostbetrieb
P_{E_OOP}	kW	Elektrische Leistung zur Realisierung eines optimalen Betriebspunktes des Verbrennungsmotors
P_{EBr}	kW	Elektrisch generierte Bremsleistung
P_{Elek}	kW	Elektrische Leistung
P_{Engine}	kW	Leistung des Dieselmotors
p_{Fx}	%	Prozentuale Umsetzung der maximal möglichen Bremskraft
$P_{Hydraulic}$	kW	Hydraulische Leistungsabgabe
$P_{MaxFront}$	kW	Maximale Vorderachsfahrleistung an den Rädern
$pø_{Steer}$	%	Relative Optimierung des Wendekreises
$p_{P_FA_E}$	%	Anteil der elektrischen Leistung an der Vorderachsantriebsleistung
$p_{P_Loss_Prerun}$	%	Prozentualer Leistungsverlust aufgrund eines fehlerhaft eingestellten Vorlaufes
P_{PTO}	kW	Mechanische Leistungsabgabe über die PTO
Prerun	%	Vorlauf – Voreilung der Vorderachse im Verhältnis zur Hinterachse
P_{Sys}	kW	Gesamtsystemleistung im Fahrzeugsystem
p_{T_Eng}	%	Prozentuale Drehmomentenauslastung des Dieselmotors
$P_{Traction_FA}$	kW	Über die Vorderachse übertragene Antriebsleistung
$P_{Traction_RA}$	kW	Über die Hinterachse übertragene Antriebsleistung
$P_{Windage_FA}$	kW	Schleppverluste innerhalb des Vorderachsantriebsstrang
$P_{Windage_RA}$	kW	Schleppverluste innerhalb des Hinterachsantriebsstrang
r	m	Radius
R	mm	Wenderadius
RA		Rear Axle – Hinterachse

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
r_{Br_FA}	mm	Wirkradius der Vorderradbremsen
r_{Br_RA}	mm	Wirkradius der Hinterradbremsen
Rev		Reverse – Rückwärtsfahrt
RI		Rear Inner – Kurveninneres Hinterrad
R_{Min}	mm	Minimaler Wenderadius
RO		Rear Outer – Kurvenäußeres Hinterrad
R_{Steer_FL}	mm	Wenderadius bezogen auf das linke Vorderrad
R_{Steer_FL}	mm	Wenderadius bezogen auf den Mittelpunkt der Hinterachse
R_{Steer_FR}	mm	Wenderadius bezogen auf das rechte Vorderrad
$R_{turning}$	m	Wenderadius nach ISO789-3
s	mm	Lage des Schwerpunktes
S_{FA}	%	Vorderradschlupf
S_{Kipp}	-	Sicherheitsbeiwert gegen das Kippen
S_{RA}	%	Hinterradsachlupf
S_{RI}	%	Schlupf des kurveninneren Hinterrades
SRI	m	Speed Radius Index – Abrollradius eines Rades
SRI_{FA}	mm	Abrollradius der Vorderräder
SRI_{RA}	mm	Abrollradius der Hinterräder
s_x	mm	Lage des Schwerpunktes in Fahrzeuglängsachse
s_z	mm	Lage des Schwerpunktes in Fahrzeugquersachse
s_z	mm	Lage des Schwerpunktes in Fahrzeughochachse
t	s	Zeit
T_AFWD_ Bevelgear	Nm	Antriebsmoment vom DDS umgerechnet auf die Ausgangswelle des Vorderachsdifferentiales
T_AFWD_EM	Nm	Antriebsmoment vom DDS umgerechnet auf die Rotorwelle des AFWD
T_Br_command_EM_Lft	Nm	Regelgröße des Drehmomentes des linken AFWD Elektromotors im Bremsfall
T_Br_command_EM_Rt	Nm	Regelgröße des Drehmomentes des rechten AFWD Elektromotors im Bremsfall
T_Br_DDS	Nm	Auf den DDS reduziertes Gesamtbremsmoment des Fahrzeuges
T_Br_FL	Nm	Bremsmoment am linken Vorderrad
T_Br_FR	Nm	WheelBrakeTorque_Rt

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
		Bremsmoment am rechten Vorderrad
T_Br_FW_EM	Nm	Vorderradbremsmoment reduziert auf die Rotorwelle des AFWD Elektromotors
T_Br_FW_FA	Nm	Vorderradbremsmoment reduziert auf die Ausgangswelle des Vorderachsdifferentials
T_Br_FW_Wheel	Nm	Vorderradbremsmoment am Rad
T_command_EM_FL	Nm	Regelgröße des Drehmomentes des linken AFWD Elektromotors
T_command_EM_FR	Nm	Regelgröße des Drehmomentes des rechten AFWD Elektromotors
T_DDS	Nm	Antriebsmoment am DDS
T_DDS_FA	Nm	DDS-Antriebsmoment reduziert auf den Vorderachsantriebsstrang
T_{DDS_FA}		
$T_{AFWD_\mu Low}$	Nm	Adaptives Radantriebsmoment auf der gripärmeren Seite im Falle einer µ-Split Bremsung
T_{Aux}	Nm	Antriebsmoment für Nebenverbraucher des Dieselmotors
T_{Br}	Nm	Bremsmoment
T_{Br_FL}	Nm	Bremsmoment am linken Vorderrad
T_{Br_FR}	Nm	Bremsmoment am rechten Vorderrad
T_{Br_FW}	Nm	Bremsmoment der Vorderradbremse am Rad
$T_{Br_FW_\mu Low_max}$	Nm	Maximal mögliches Bremsmoment am gripärmeren Vorderrad
T_{Br_Max}	Nm	Maximal umsetzbares Bremsmoment pro Rad
T_{Br_RW}	Nm	Bremsmoment der Hinterradbremse am Rad
$T_{Br_RW_\mu Low_max}$	Nm	Maximal mögliches Bremsmoment am gripärmeren Hinterrad
T_{C1}	Nm	Drehmoment des inneren Planetenträgers
T_{C2}	Nm	Drehmoment des äußeren Planetenträgers
$\dot{T}_{Clutch}$	Nm/min	Drehzahlabhängiges Schleppmoment der AFWD Kupplung
T_{CoolIn}	°C	Kühlmitteltemperatur beim Eintritt in den Elektromotor
t_{Cycle}	s	Zyklenzeit im DLG PowerMix
T_{DDS_RA}	Nm	Anteiliges DDS-Antriebsmoment der Hinterachse

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
T_{EM_Lft}	Nm	Drehmoment an der Motorwelle
T_{Eng}	Nm	Aktuelles Drehmoment des Dieselmotors
$T_{Eng_Optimum}$	Nm	Drehmoment bei optimiertem Betriebspunkt des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit zur Motordrehzahl
$T_{EngBoost}$	Nm	Maximal mögliches Motordrehmoment in Abhängigkeit zur aktuellen Motordrehzahl
$T_{EngBoostMax}$	Nm	Absolut maximal mögliches Motordrehmoment
T_{FA}	Nm	Antriebsmoment an der Vorderachs-Kardanwelle
T_{FA_BG}	Nm	Antriebsmoment am Vorderachs-Kegelrad
$T_{FA_BG_Lft}$	Nm	Linksseitiges Antriebsmoment am Vorderachs-Kegelrad
$T_{FA_BG_Rgt}$	Nm	Rechtsseitiges Antriebsmoment am Vorderachs-Kegelrad
$T_{FD_In_Lft}$	Nm	Eingangsmoment linker Vorderachs-Endantrieb
T_{FW}	Nm	Radmoment eines Vorderrades
T_{ideal}	Nm	Wirkungsgradoptimiertes Drehmoment des Motors
$T_{J_C1_S2}$	Nm	Drehmoment infolge des Trägheitsmomentes des inneren Planetenträgers und der äußeren Sonne
T_{J_C2}	Nm	Drehmoment infolge des Trägheitsmomentes des äußeren Planetenträgers
$T_{J_EM_S1}$	Nm	Drehmoment infolge des Trägheitsmomentes von Elektromotor und Sonnenrad
$T_{J_FA_Drive}$	Nm	Drehmoment infolge des Trägheitsmomentes des Vorderachs-Kardanwelle
$T_{J_R1_R2}$	Nm	Drehmoment infolge des Trägheitsmomentes der Hohlräder
$T_{MaxFront}$	Nm	Maximales Vorderachsfahrmoment an den Rädern
T_{R1_R2}	Nm	Drehmoment der Hohlräder
Track	mm	Spurweite – Abstand zwischen rechtem und linkem Rad einer Achse
T_{S1}	Nm	Drehmoment des inneren Sonnenrades
T_{S2}	Nm	Drehmoment des äußeren Sonnenrades
T_{Wdg_Cl}	Nm	Schleppmoment der geöffneten AFWD Kupplung

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
UndergroundCoefficient_Lft	-	Untrergrundkoeffizient am linken Vorderrad
UndergroundCoefficient_Rt	-	Untrergrundkoeffizient am rechten Vorderrad
v	km/h	Geschwindigkeit
v_{Krit}	km/h	Kritische Fahrzeuggeschwindigkeit, bei der theoretisch noch voll eingelenkt werden kann, ohne dass das Fahrzeug kippt
v_{max}	km/h	Maximale Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{min}	m/h	Minimale Fahrzeuggeschwindigkeit
v_{Veh}	km/h	Fahrzeuglängsgeschwindigkeit
$\dot{V}$	l/h	Volumenstrom
Wheelbase	mm	Radstand – Abstand zwischen Vorder- und Hinterachse
x	mm	Position in Fahrzeuglängsachse
y	mm	Position in Fahrzeugquerachse
z	mm	Position in Fahrzeughochachse
$\ddot{z}$	m/s²	Vertikalbeschleunigung
$\ddot{z}_{eff}$	m/s²	Effektive Vertikalbeschleunigung
$\ddot{z}_S$	m/s²	Vertikalbeschleunigung im Körperschwerpunkt
Δl_{Steer}	mm	Hubweg des Lenkzylinders
Δn_{Clutch}	1/min	Differenzdrehzahl in der AFWD Kupplung
$\Delta ø_{Steer}$	m	Absolute Optimierung des Wendekreises
Δp_{Br}	bar	Druckunterschied zwischen den Bremskreisen der Vorder- und Hinterachse
$\Delta \dot{V}_{Transport}$	l/h	Differenzkraftstoffvolumenstrom bei Transportarbeiten im Vergleich zum konventionellen Vorderachsantrieb
δ_{Steer}	°	Lenkwinkel des kurveninneren Rades
$\delta_{SteerPrerun}$	°	Winkel, bei welchem der Vorlauf durch die Kurvengeometrie ausgeglichen wird
$\delta_{Support}$	°	Lenkwinkel, ab welchem über den AFWD ein lenkunterstützendes Giermoment erzeugt wird
η	%	Wirkungsgrad
η_{Bevel}	%	Wirkungsgrad einer Kegelradstufe

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
η_{Br_AFWD}	%	Wirkungsgrad zwischen der Vorderradbremse und dem AFWD Elektromotor
$\eta_{Br_Generator}$	%	Wirkungsgrad zwischen der Hinterradbremse und dem AFWD Generator
η_{Center}	%	Systemwirkungsgrad des achszentralen AFWD
η_{Diff_FA}	%	Wirkungsgrad der Vorderachsdifferential-verzahnung
η_{Engine_Wheel}	%	Wirkungsgrad zwischen dem Dieselmotor und den Hinterrädern
η_{FA}	%	Wirkungsgrad des Vorderachsantriebsstrang
η_{FA_Fwd}	%	Wirkungsgrad des Vorderachsantriebes von Motor bis Rad in Vorwärtsfahrt
η_{FA_Rev}	%	Wirkungsgrad des Vorderachsantriebes von Motor bis Rad in Rückwärtsfahrt
η_{MFWD}	%	Wirkungsgrad der Allradverzahnung
η_{RA}	%	Wirkungsgrad des Hinterachsantriebsstrang
η_{S_C}	%	Getriebewirkungsgrad vom Sonnenrad zu Planetenträger
η_{S_R}	%	Getriebewirkungsgrad vom Sonnenrad zu Hohlrad
η_{Single}	%	Systemwirkungsgrad des radseparaten AFWD
η_{Spur}	%	Wirkungsgrad einer außenverzahnten Stirnradstufe
$\eta_{SpurInner}$	%	Wirkungsgrad einer innenverzahnten Stirnradstufe
η_{Wheel_AFWD}	%	Wirkungsgrad zwischen den Vorderrädern und dem AFWD Elektromotor
κ	-	Kraftschlussbeiwert
κ_{FL}	-	Kraftschlussbeiwert des linken Vorderrades
κ_{FR}	-	Kraftschlussbeiwert des rechten Vorderrades
μ	-	Reibungskoeffizient
ρ	kg/m³	Dichte
ρ_{Air}	kg/m³	Dichte von Luft

V. Technische und John Deere spezifische Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
µ-Split	Untergrund mit unterschiedlichen Haftbedingungen zwischen rechter und linker Fahrzeugseite
6215R	John Deere Traktor der Serie 6R mit 215PS Nennleistung
Abkz.	Abkürzung
AC	Alternating current – Wechselstrom
AEF	Agricultural Industry Electronics Foundation
AFWD	Adaptive Front Wheel Drive – Adaptiver Vorderachsantrieb
AWD	All wheel drive – Allradantrieb
BC	Boundary Condition – Rahmenbedingung in einer Anforderungsliste
Br	Brake
BSFC	Spezifischer Verbrauch ermittelt im DLG PowerMix
BUS	System zur Datenübertragung
CAD	Computer aided design – Computergestütztes Konstruieren
CVT	Continuously variable transmission - Getriebe mit stufenlos variabler Übersetzung
DC	Direct current – Gleichstrom
DC/AC	Wechselrichter
DDS	Differential Drive Shaft – Differentialeingangswelle
DDT	DirectDrive Transmission – Dopplekupplungsgetriebe der Firma John Deere
DirectDrive	Dopplekupplungsgetriebe der Firma John Deere
Divide	Dividieren innerhalb einer Schaltung
DLG	Deutsche Landwirtschafts Gesellschaft
DLG PowerMix	Belastungstest zur Effizienzbestimmung von Traktoren
E1	Elektromotor 1
E2	Elektromotor 2
EM	Motor-Generator-Einheit
EPTO	Electric power take off – Elektrische Leistungsschnittstelle
FA	Front Axle – Vorderachse
FW	Front Wheel - Vorderrad
Gl.	Gleichung
GPS	Global Positioning System - Globales Positionsbestimmungssystem
ISO-BUS	Landtechnische Datenbus-Anwendung

Abkürzung	Bedeutung
K1	Kupplung 1
K2	Kupplung 2
M	Motor-Generator-Einheit
max	Maximal
MFWD	Mechanical front wheel drive – Mechanischer Vorderachsantrieb
min	Minimal
OOP	Optimal Operating Point – Idealer Betriebspunkt
Product	Multiplizieren innerhalb einer Schaltung
PTO	Power take off - Mechanische Zapfwelle
R	Requirement – Anforderung in einer Anforderungsliste
RA	Rear Axle – Hinterachse
rpm	Rounds per minute – Umdrehungen pro Minute
SESAM	Sustainable Energy Supply for Agricultural Machines - Nachhaltige Energieversorgung für Landmaschinen
SRI	Speed Radius Index – Abrollradius eines Rades
STP	Stirnradpaar
StVZO	Straßen-Verkehrs-Zulassungs-Ordnung
Sum	Summierung innerhalb einer Schaltung
Track	Spurweite – Abstand zwischen rechtem und linkem Rad einer Achse
VM	Verbrennungsmotor
W	Wish – Wunschanforderung in einer Anforderungsliste
Wheelbase	Radstand – Abstand zwischen Vorder- und Hinterachse
Z1G	Testzyklus im DLG PowerMix
Z1P	Testzyklus im DLG PowerMix
Z2G	Testzyklus im DLG PowerMix
Z2P	Testzyklus im DLG PowerMix
Z3K	Testzyklus im DLG PowerMix
Z3M	Testzyklus im DLG PowerMix
Z4K	Testzyklus im DLG PowerMix
Z4M	Testzyklus im DLG PowerMix
Z5K	Testzyklus im DLG PowerMix
Z5M	Testzyklus im DLG PowerMix
Z6MS	Testzyklus im DLG PowerMix
Z7PR	Testzyklus im DLG PowerMix

1. Einleitung

Während in der Automobilbranche bereits heute eine Vielzahl unterschiedlicher Antriebsstrangkonzepte vorzufinden sind, haben sich bei landwirtschaftlichen Fahrzeugen eher einheitliche Varianten durchgesetzt. Dies gilt insbesondere für die Realisierung des Allradantriebes, welcher zugleich in der Landwirtschaft einen bedeutend höheren Stellenwert einnimmt als dies beispielsweise im Automobilbereich der Fall ist. Dennoch gibt es bereits heute vereinzelte abweichende Konzepte mit ihren jeweiligen Vor- und Nachteilen. Gleiches gilt für den Grad der Elektrifizierung. Auch hier kann kein Vergleich zwischen der Landtechnik und der Automobiltechnik gezogen werden. Dies liegt nicht nur an den unterschiedlichen Leistungsklassen, sondern viel mehr an der starken Abweichung typischer Lastzyklen zwischen diesen Fahrzeugsparten. Und doch ist bereits heute auch in der Landtechnik ein klarer Trend hin zur Elektrifizierung zu erkennen, wenngleich dies in erster Linie durch Konzeptfahrzeuge und seltener durch Serienanwendungen ersichtlich ist.

1.1. Motivation

Fahrerassistenzsysteme sind in der heutigen Zeit in der Automobilbranche weit verbreitet und übernehmen wichtige Aufgaben. So wird die*der Fahrer*in entlastet, indem über verschiedenste Sensorik die Fahrzeugführung überwacht wird. Auch die Sicherheit der Insassen kann erhöht werden, indem durch Regelalgorithmen aktiv in die Fahrdynamik eingegriffen wird. Auch in der Landwirtschaft gewinnen Assistenzsysteme immer mehr an Bedeutung. Aufgrund der im Vergleich zum Automobil geringeren Fahrgeschwindigkeiten, geht es dabei weniger um Sicherheitsaspekte. Stattdessen steht die Entlastung der*des Fahrenden im Vordergrund, so dass sich dieser verstärkt der im Vordergrund stehenden Arbeit widmen kann und sich weniger auf das Fahren konzentrieren muss.

Zu den bereits weit verbreiteten Systemen sind beispielsweise automatische Lenksysteme zu zählen, welche das Fahrzeug im Feld GPS-gestützt entlang von einprogrammierten oder durch Sensoren identifizierten Spuren leiten. Während das System sicherstellt, dass keine Arbeitsbereiche doppelt bearbeitet oder ausgelassen werden, kann sich die*der Anwender*in zu jedem Zeitpunkt der optimalen Einstellung des Arbeitsgerätes widmen, um so den Anbau-, die Pflege- oder den Ernteprozess zu präzisieren. Andere Systeme dienen der automatischen Zu- und Abschaltung von Standardfunktionen, um so wertvolle Zeit zu sparen. All diese Systeme haben jedoch gemein, dass der Mensch lediglich entlastet wird. Es handelt sich zu jedem Zeitpunkt um Funktionen, die eine entsprechend geschulte Person auch selbstständig in mindestens gleichwertiger Qualität verrichten könnte.

Komplexere Systeme greifen adaptive Systeme auf. Sie überprüfen den Arbeitsprozess und greifen entweder dann optimierend ein, wenn durch entsprechende Sensorik ein deutlicheres Abbild der Arbeit geschaffen werden kann, als es durch die menschliche Wahrnehmung der Fall ist. Der Arbeitsprozess kann durch komplexere Stellgrößen automatisch angepasst werden, deren Steuerung in Ihrer Einzelheit auch einer geschulten Person nicht zumutbar wäre. Hierzu bieten sich insbesondere elektrifizierte Antriebssysteme an. Die Erfassung der Radlastverteilung übersteigt dabei die Wahrnehmungsgrenze des Menschen, gibt aber die effizienteste Auskunft über das Traktionsvermögen des Fahrzeuges. Wird diese Information als eine mögliche Eingangsgröße zur Steuerung der einzelnen Radantriebskräfte im Sinne des Torque-Vectorings verwendet, wird der Antriebsstrang selbstregelnd an die jeweilige Fahrsituation angepasst und somit ein Mehrwert für die*den Anwender*in geschaffen. Der Fahrerwunsch ist dabei nicht außer Acht zu lassen, so dass über die üblichen Eingabesysteme wie Pedale oder Lenkrad sowie weitere manuelle Bedieneingriffe zu berücksichtigen ist, welche Art der Unterstützung in welchem Grad erwünscht ist. Ein adaptives System agiert dementsprechend im Hintergrund. Die*der Fahrer*in bemerkt im Idealfall nicht, dass das System aktiv eingreift, sondern nur, dass der Arbeitsprozess optimiert umgesetzt wird.

Derartige Regeleingriffe sind in der heutigen Landtechnik hingegen noch nicht ausreichend vorhanden. Die meisten Antriebssysteme basieren auf einem manuellen oder automatisierten mechanischen Getriebe, welches die Spreizung zwischen der Dieselmotordrehzahl und der notwendigen Raddrehzahl realisiert. Vorder- und Hinterachse sind dabei in der Regel als ein fest gekoppeltes System anzusehen. Vereinzelte Systeme verwenden dabei Kennzahlen, anhand derer bedarfsgerecht zwischen einem Allrad- oder einem reinen Hinterradantrieb selektiert wird. Eine tatsächliche funktionelle Entkopplung der beiden Teilantriebsstränge erfolgt, vor allem bei höherem Bedarf an Traktionsleistung, nicht. Das enorme Zugkraftpotential, welchem die hohe Gesamtmasse des Zugfahrzeuges zugrunde liegt, kann aufgrund dessen mit heutigen Systemen nur unzureichend in Traktionsleistung umgesetzt werden. Daraus resultieren eine Verschlechterung des Arbeitsprozesses, indem das Fahrzeug beispielsweise eine nicht ausreichende Agilität vorweist oder aufgrund von zu hohem Radschlupf der Untergrund nicht ausreichend geschont wird, sowie ein erhöhter Kraftstoffverbrauch. Das daraus ersichtliche Optimierungspotential kann zu weiten Teilen durch einen adaptiv arbeitenden Vorderachsantriebsstrang umgesetzt werden. Neben der Umsetzung eines solchen Antriebes ist die Definition geeigneter Regelalgorithmen unerlässlich. Hierbei können, mithilfe geeigneter Stellgrößen unter Einbeziehung bekannter Parameter und Signale Basisfunktionen umgesetzt werden, auf welchen in der Fahrzeugimplementierung aufgebaut werden kann.

1.2. Zielsetzung

Das grundlegende Problem vieler heutiger landtechnischer Antriebsstrangsysteme ist die direkte Kopplung des Hinterachsantriebsstranges mit dem Antriebsstrang der Vorderachse, da beide Systeme sowohl unterschiedliche Belastungen als auch unterschiedliche kinematische Einflüsse erfahren. Bei der Auflösung dieser gegebenen Antriebsstrangstrukturen ergeben sich eine Vielzahl neuer Möglichkeiten, wie die Teilsysteme entweder separat voneinander oder neu verschaltet miteinander agieren können. Werden hingegen unterschiedliche technische und funktionelle Schwerpunkte gelegt, so können diese nur durch vereinzelte Systemlösungen umgesetzt werden.

Der Fokus ist dabei aus funktioneller Sicht auf die bedarfsgerechte Einstellung der Raddrehzahlen zu legen. Während die Antriebsgeschwindigkeit der Hinterachse als primäre Triebachse weiterhin konventionell über den Dieselmotor und ein Fahrgetriebe bestimmt ist, gilt es den Vorderachsantriebsstrang davon in einem Maße zu entkoppeln, das beispielsweise auch in Kurvenfahrten die Einstellung des optimalen Traktionsschlupfes ermöglicht wird. Aus technischer Sicht darf dieser Zugewinn nicht zulasten des Gesamtwirkungsgrades des Fahrzeuges ausfallen, so dass eine vollständige Entkopplung des Vorderachsantriebsstranges zwar als potenziell technisch einfachste, aber nicht zwingend als technisch sinnvollste Lösung zu erwarten ist.

Ein Antriebskonzept, welches diese beiden Grundanforderungen erfüllt, ist zusätzlich auf die Realisierung weiterer funktioneller Gesichtspunkte zu überprüfen. Das Torque-Vectoring bietet dabei die Grundlage für die Erhöhung der Fahrzeugagilität, wie sie zunehmend auch in größeren Fahrzeugklassen gefordert wird. Dazu zählt die Unterstützung von Lenk- und Bremsmanövern durch den automatisierten Eingriff in das Antriebsstrangsystem. In Abhängigkeit vom verwendeten Leistungsmedium bieten zudem hybride Ansätze die Möglichkeit den Gesamtwirkungsgrad zu steigern. Die Bremsenergierückgewinnung sowie die Optimierung des Motorbetriebspunktes sind in diesem Zusammenhang aus der Automobilbranche bekannt und sind als interessanter Ansatz auch in den stark schwankenden Leistungsprofilen im Nutzfahrzeugbereich zu untersuchen.

1.3. Herangehensweise

In dieser Arbeit wird in einem ersten Schritt bestimmt, welche Arten der Allradantriebe bereits heute im Markt vertreten oder zumindest anhand wissenschaftlicher Arbeiten untersucht sind. Dadurch können in Abschnitt 2 die Vor- und Nachteile der jeweiligen Systeme herausgearbeitet werden, um diese Erkenntnisse in die spätere Konzeptarbeit einfließen zu lassen. Ebenso geht das Thema der adaptiven Antriebe mit dem Oberbegriff der Elek-trifizierung einher. In diesem Zusammenhang gibt es eine Vielzahl vielversprechender Ansätze auch im Bereich der Landtechnik. Da diese Technologie als Basis der

Konzeptarbeit dienen kann, werden hierzu die Themenschwerpunkte in Abschnitt 3 herausgearbeitet.

Basierend auf einem vordefinierten Zielfahrzeug, dem John Deere Traktor 6215R, werden in Abschnitt 4 mögliche Umsetzungsvarianten eines adaptiven Vorderachssystems betrachtet. Die Konzepte sollen dabei nicht in die grundlegende Fahrzeugarchitektur eingreifen und demnach auf heutigen Fahrzeugtypen basieren. Dementsprechend werden für das Zielfahrzeug Rahmenbedingungen als Orientierung für die Konzeptarbeit definiert.

Der Fokus liegt jedoch auf der Untersuchung des Nutzens eines solchen Systems in Bezug auf die Optimierung bestehender Fahrzeugfunktionen und der Idealisierung der Antriebseffizienz. Letzteres lässt sich vor allem im Zuge einer Teilhybridisierung des Antriebsstranges erreichen. Hierzu werden in Abschnitt 5 anhand von Feldtestdaten eines konventionellen Fahrzeuges beispielhafte Fahrzyklen auf derartige Antriebe übertragen.

Für tiefergehende Untersuchungen ist eine Simulationsumgebung notwendig, in der der neue Antriebsstrang detaillierter betrachtet wird. Derartige Simulationsmodelle ermöglichen eine Systembetrachtung auf Teilsystemebene, wie es für die Überprüfung neuer Regelstrategien hilfreich ist. Parallel ist auch eine gesamtheitliche Betrachtung unter Einbezug der Umgebung wie auch extern angreifender Kräfte durch Arbeitsgeräte möglich. Nachdem eine derartige Simulationsumgebung für das Zielfahrzeug und die zu untersuchenden Antriebsstrangsysteme gemäß Abschnitt 6 aufgebaut ist, werden diese in Abschnitt 7 anhand anwendungsgerechter Regelalgorithmen in Kombination mit bekannten Fahrzeugtests validiert. All diese Arbeitsschritte lassen sich dabei gemäß Tabelle 1-1 in die drei Hauptthemenfelder dieser Abhandlung unterteilen.

Tabelle 1-1: *Einordnung der Arbeitsschritte in die Hauptthemenfelder*

Antriebsstrangtechnik	**Elektrifizierung**	**Simulation**
Abschnitt 2 Allradantriebe in der Landwirtschaft		
Abschnitt 3 Elektrifizierung in der Landtechnik		
Abschnitt 4 Entwicklung eines adaptiven Vorderachsantriebsstrangkonzeptes		
Abschnitt 5 Voruntersuchung zu teilhybridisierten Vorderachssystemen		
		Abschnitt 6 Aufbau der Simulationsumgebung
Abschnitt 7 Systemuntersuchung anhand funktioneller Simulationen		

2. Allradantriebe in der Landwirtschaft

In seiner Grunddefinition ist ein Traktor als Zugmaschine anzusehen. Der Bedarf möglichst direkt und effizient die über den Dieselmotor bereitgestellte Antriebsleistung auf den Boden zu übertragen, wirkt sich dabei auch auf den Aufbau der Teilantriebsstränge aus. Die Getriebeübersetzungen, so es sich nicht um ein stufenloses Getriebe handelt, sind dabei so ausgelegt, dass der*dem Anwender*in die Möglichkeit gegeben wird, für jede Arbeit in einem Drehzahlbereich zu arbeiten, in dem das maximale Drehmoment des Dieselmotors abgerufen werden kann. Um dabei jeweils die maximale Motorleistung abrufen zu können, wird eine enge Gangabstufung mit geringem Stufensprung im Hauptarbeitsbereich (8-15 km/h) realisiert, mit folglich einer Vielzahl an Gängen.

Ähnlich wichtig ist dabei die Aufteilung der Gesamtantriebsleistung auf die, in der Regel, zwei Traktionsachsen. Durchgesetzt hat sich dabei der rein mechanische Vorderachsantriebsstrang, welcher mit einer großen Abdeckung in einer Vielzahl von Fahrzeugen vorzufinden ist. Ein Allradantrieb wird jedoch üblicherweise nicht permanent benötigt, so dass über intelligente Algorithmen angestrebt wird, dass die Fahrzeugsteuerung den Bedarf des Allradantriebes automatisch erkennt und somit ohne Einbindung der*des Fahrenden zwischen Hinterachs- und Allradantrieb umschaltet. Darüber hinaus sind vereinzelt hydraulische Vorderachsantriebe vorzufinden. Hierbei ist zu unterscheiden, ob die Hydraulik als primäres oder lediglich als unterstützendes Leistungsmedium in das System eingebunden ist. Vollelektrische oder vollhydraulische Allradlösungen werden dabei nicht weiter berücksichtigt, da ihnen im Bereich der Traktorenentwicklung nach derzeitigem Technik- und Erkenntnisstand für höhere Leistungsklassen aufgrund an anderer Stelle zu definierten Kriterien keine Serientauglichkeit zugestanden wird.

2.1. Rein mechanischer Vorderachsantrieb

In den ersten Jahren der Traktorentwicklung waren Allradantriebe aufgrund hoher Systemkosten und der Komplexität kaum vorzufinden. Erst mit dem SAME DA25 wurde der*dem Landwirt*in 1952 der erste industriell gefertigte Traktor mit Allradantrieb [Same Deutz Fahr, 2018] zugänglich gemacht, welcher auf dem Wirkprinzip beruht, dass sich bis heute nahezu unverändert durchgesetzt hat. Der primäre Traktionsantrieb eines konventionellen Traktors erfolgt über die Hinterachse. Diese ist in der Regel mit einer höheren Vertikalkraft belastet, was unter anderem auf das schwere Fahrzeuggetriebe, die meist hinten angeordnete Fahrzeugkabine und auch auf das über viele Anwendungen hinweg im Heckbereich angebrachte Anbaugerät zurückzuführen ist. Lediglich bei höherem Traktionsbedarf wird der Vorderachsantriebsstrang (A) hinzugeschaltet. Dieser ist, wie in Abbildung 2-1 ersichtlich, direkt an die Ausgangswelle (B) des Fahrgetriebes gekoppelt, so dass die Vorderachse und die Hinterachse in einem direkten Drehzahlverhältnis

zueinander angetrieben werden. Dieses Drehzahlverhältnis wird dabei so gewählt, dass die Vorderachse geringfügig, im Bereich von 3 % - 5 %, schneller angetrieben wird als die Hinterachse. Die Geschwindigkeitsdifferenz wird dabei als „Vorlauf“ definiert. Dies dient dem Zweck bei frontgelenkten Traktoren hemmende Verspannungen bei Fahr- und Lenkbewegungen auf griffigem Untergrund infolge des größeren, gefahrenen Kurvenradius der Vorderräder zu vermeiden. Bei Geradeausfahrt wird durch den höheren Schlupf der Frontantriebsräder mit Blick auf deren geringere Aufstandskraft in Summe für beide Achsen ein besserer Gesamttraktionswirkungsgrad erzielt.

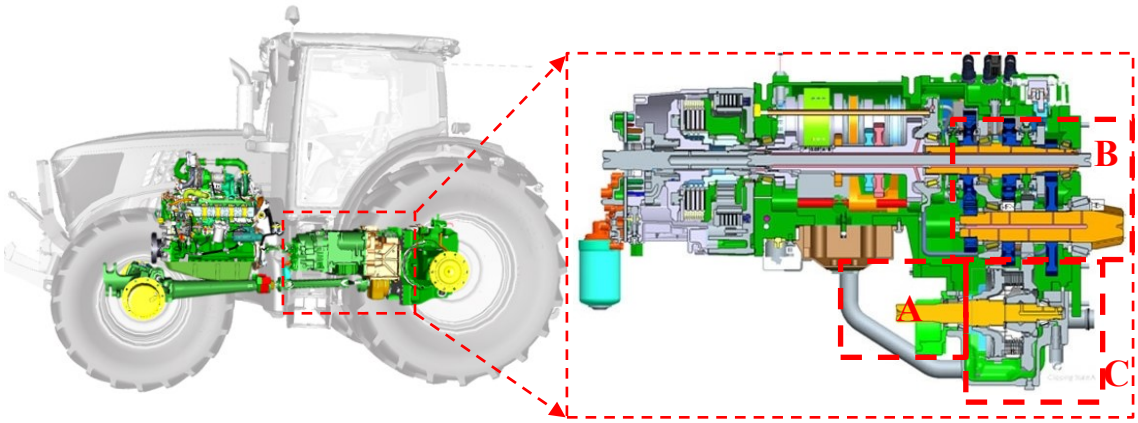


Abbildung 2-1: *Mechanisch gekoppelter Vorderachstrieb eines 6215R der Firma John Deere*

Beide Antriebsachsen verfügen darüber hinaus achsweise über separate Differentiale zur Drehzahlanpassung während Kurvenfahrten und über radnahe Endübersetzungen, meist realisiert als Planetenstufen, so dass das Antriebsmoment erst unmittelbar vor dem Antriebselement auf das erforderliche, hohe Niveau übersetzt wird. An diesem Aufbau ist auffällig, dass bewusst auf die Verwendung eines Mitteldifferentials, wie es bei permanenten Allradantrieben im Automobilbereich üblich ist [Eckstein, 2012], verzichtet wird. Das Mitteldifferential würde das Antriebsmoment in einem über die Zähnezahlen definierten Verhältnis zwischen der Vorderachse und der Hinterachse aufteilen. Die tatsächliche Belastung des Fahrzeuges bleibt hierbei unberücksichtigt, so dass sich in vielen Situationen keine optimale Antriebskraftverteilung einstellen würde. Ebenso würde die Differentialwirkung dafür sorgen, dass beispielsweise bei unwegsamen Untergründen oder falscher Ballastierung die Vorderachse durchdreht und keine Leistung mehr an die Hinterachse übertragen wird.

Die heutige Umsetzung erlaubt hingegen die getrennte Betrachtung des Vorderachsantriebsstranges zum Hauptantriebsstrang, so dass eine angetriebene Vorderachse durch das reine Ankoppeln der Vorderachse realisiert werden kann. Bei einem Mitteldifferential hingegen würden ein hinterachsgetriebener und ein allradgetriebener Traktor über gänzlich unterschiedliche Antriebsstrangstrukturen verfügen. Dies hat jedoch zur Folge, dass

die Vorderachse bei höheren Fahrgeschwindigkeiten und bei engeren Kurvenfahrten vom Antriebsstrang zu trennen ist. Die Verbindung und Trennung der beiden Teilantriebsstränge erfolgt dabei über Schaltelemente, wie beispielsweise einer Lamellenkupplung (C), so dass die Vorderachse bei Bedarf auch im vollen Betrieb zugeschaltet werden kann. Es bestehen jedoch auch Varianten, die neben der einfachen direkten Kopplung auch eine Variation der Übersetzung zwischen Vorder- und Hinterachse ermöglichen. Dies ist unter anderem beim Kubota Bi-Speed [Geimer, et al., 2017] nach Abbildung 2-2 vorzufinden.

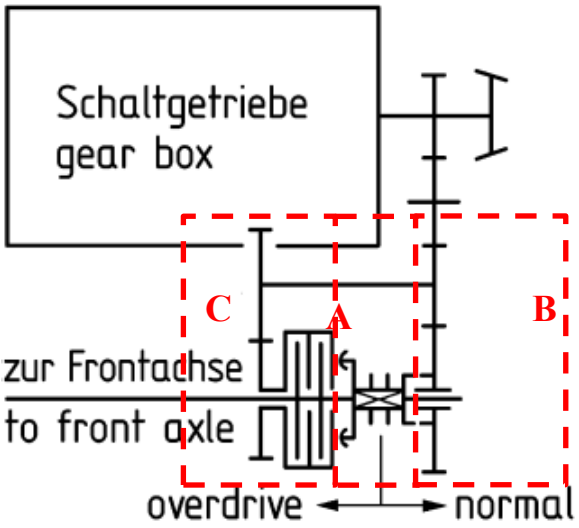


Abbildung 2-2: *Kubota Bi-Speed Zweigangschaltung für die Vorderachse zur Anpassung des Vorlaufes [Geimer, et al., 2017]*

Anstelle einer einzigen eingestellten Übersetzung, welche in Abhängigkeit von der Übersetzung des Endabtriebes und dem Verhältnis der Abrollumfänge der Reifen sowie der herstellerseitig gewünschten Voreilung steht, verfügen die mit diesem System ausgestatteten Traktoren der Firma Kubota über eine Zweigangschaltung (A) im Vorderachsantriebsstrang. Der Normalgang (B) realisiert dabei diejenige starre Übersetzung, wie sie auch in Allradsystemen anderer konventioneller Traktoren vorzufinden ist. Die darüber hinaus integrierte Übersetzungsstufe (C) berücksichtigt speziell enge Kurvenfahrten, so dass die Vorderachse auch bei voll eingeschlagenem Lenkrad mit einem positiven Schlupf angetrieben wird und realisiert somit einem höheren Vorlauf. Der Traktor verfügt damit über eine höhere Wendigkeit, was sich speziell im Vorgewende oder bei Rangierarbeiten deutlich bemerkbar machen kann. Zwischen diesen beiden als extrem anzusehenden Übersetzungsstufen, die eine für die Geradeausfahrt, die andere für den maximalen Lenkwinkel, kann keine weitere Anpassung erfolgen, so dass auch hier wie beim konventionellen Allradantriebsstrang das Kupplungselement zur Vorderachse zu öffnen ist, so dass ein reiner Hinterachsantrieb mit entsprechend reduzierter Traktionsleistung vorliegt.

2.2. Automatisierte Vorderachsantriebe

Während die ersten Allradantriebe entweder noch permanent ausgeführt oder über mechanische Betätigungsvorrichtungen geschaltet wurden, sind in heutigen Fahrzeugen elektrohydraulische Betätigungen der Standard. Dies bedeutet, dass die*der Fahrer*in über die Betätigung von elektrischen Bedienelementen wie Tastern zwischen den Antriebsmodi Hinterachsantrieb und Allradantrieb schalten kann. Die Aktivierung des Schaltelementes erfolgt dabei softwaregesteuert. Diese Architektur erlaubt darüber hinaus jedoch auch eine Variation des Antriebsmodus ohne direkte Einbindung der*des Fahrenden. Dazu kann die*der Fahrer*in bei einem mit einem solchen System ausgestatteten Traktor den Allradantrieb nicht nur fix zu- oder abschalten, sondern auch eine automatisierte Abschaltlogik wählen. In diesem Zusammenhang ist zu unterscheiden, wann der Allradantrieb gemäß Tabelle 2-1 der Allradantrieb zu- oder abgeschaltet wird.

Tabelle 2-1: *Entscheidungskriterien zur Aktivierung eines Allradantriebes bei Zugmaschinen [Sonnen, 1962]*

	Hinterradantrieb ausreichend	Allradantrieb empfohlen	konventioneller Allradantrieb empfohlen
Günstige / griffige Bodenverhältnisse	X		
Ungünstige Bodenverhältnisse		X	X
Zu schonende Untergründe		X	
Hohe Zugarbeiten		X	X
Frontladerarbeiten		X	X
Arbeiten quer zum Hang		X	X
Höhere Fahrgeschwindigkeiten	X		

Wird die Steuerung manuell ausgeführt, wird sich die*der Fahrer*in vor allem bei schweren Traktionsarbeiten bei gleichzeitig ungünstigen Bodenverhältnissen für einen Allradbetrieb entscheiden, um das volle Traktionsvermögen des Fahrzeuges zu nutzen. Sowohl bei Arbeiten quer zum Hang als auch bei Frontladerarbeiten unterstützt ein Allradantrieb dabei zusätzlich die Fahrzeugstabilität. Beim Befahren von zu schonenden Untergründen, wie beispielsweise Grünflächen, entsteht hingegen ein Zielkonflikt. Zwar würde ein Allradantrieb den Boden prinzipiell aufgrund des besseren Triebkraftbeiwertes schonen, der in konventionellen Antrieben realisierte fixe Vorlauf macht diesen Vorteil hingegen zunichte, da die schneller drehenden Vorderräder in diesem Fall den Untergrund aufwühlen.

Bisherige, sogenannte automatisierte Systeme können derartige Fallunterscheidungen nicht ausreichend genau treffen und greifen daher vereinfachend auf andere Parameter zurück. Übliche Steuergrößen sind dabei die Fahrgeschwindigkeit und der Lenkwinkel. Über die Einbindung des Lenkwinkels wird die starre Übersetzung zwischen den Antriebsachsen berücksichtigt. Bei engeren Kurvenfahrten stimmen – wie bereits erwähnt - das tatsächliche und das benötigte Drehzahlverhältnis der vorderen und hinteren Antriebsachse nicht mehr ausreichend überein, so dass ab dem Überschreiten eines definierten Lenkwinkels der Frontantrieb automatisch deaktiviert wird. Gleiches gilt für das Überschreiten einer Grenzgeschwindigkeit. Diese liegt üblicherweise im Bereich von $v_{Fahrzeug}$ = 20 km/h und dient dem System als Differenzierung zwischen den typischen Arbeiten des Traktors im Feld gegenüber dem Straßenbetrieb. Höhere Geschwindigkeiten hingegen lassen auf Straßenfahrten zurückschließen, bei denen der Allradantrieb nicht gefordert oder aufgrund des Reifenverschleißes sogar unerwünscht ist. Wurde das Allradsystem entweder durch das Überschreiten des Grenzlenkwinkels oder der Grenzgeschwindigkeit deaktiviert, wird es erst wieder automatisch hinzugeschaltet, wenn sowohl die Fahrzeuggeschwindigkeit als auch der Lenkwinkel wieder unterhalb des Grenzwertes liegen. Je nach System steht der Grenzlenkwinkel dabei in direktem Zusammenhang zur Fahrzeuggeschwindigkeit, so dass der Allradantrieb bereits bei geringeren Lenkwinkeln deaktiviert wird, je höher die Fahrgeschwindigkeit ist. Zu- und Abschaltung geschehen dabei in einer definierten Hysterese, so dass ein ständiges Wechseln des Fahrmodus vermieden wird, sollte das Fahrzeug in einem engen Bereich um die Grenzwerte betrieben werden. Ein solches System hat in erster Linie den Zweck, im Zuge einer Zuschaltlogik, den Allradantrieb so oft wie möglich zu aktivieren. Betrachtet man das Fahrverhalten und die Parameter hingegen genauer, gleichen die Systeme oftmals ungewollt einer Abschaltlogik, bei der eine vermeintlich kontraproduktive Allradnutzung unterbunden wird.

Da beide Schaltkriterien mehr der Optimierung des Traktionssystems dienen, wird der komplette Algorithmus im Falle einer Bremsung außer Kraft gesetzt. Gerade bei Vollbremsungen im höheren Geschwindigkeitsbereich verursacht die starke Verzögerung des Fahrzeuges eine deutliche Achslastverlagerung auf die Vorderachse. Um auch in diesem Fall möglichst das gesamte Bremstraktionspotential des Fahrzeuges nutzen zu können, wird unabhängig vom Lenkwinkel der Allradantrieb wieder zugeschaltet, so dass die Bremsen der weniger stark belasteten Hinterräder über den Antriebsstrang auf die Vorderräder wirken können und dabei die in der Regel kleiner dimensionierten Vorderradbremsen unterstützen. Die Fahrgeschwindigkeit wird hierbei weiterhin vereinzelt im Schaltalgorithmus kombiniert berücksichtigt, so dass dieser Vorgang nur bei höheren Geschwindigkeiten durchgeführt wird. Dadurch wird unter anderem vermieden, dass das

Fahrzeug bereits bei kleineren Rangierarbeiten bei jeder Betätigung der Betriebsbremse automatisch in den Allradmodus wechselt.

Wie bereits erwähnt, wird die Fahrzeuggeschwindigkeit überdies als Indiz für die mit dem Fahrzeug verrichtete Arbeit herangezogen. Dies hat zur Folge, dass beispielsweise beim Betrieb unterhalb der Grenzgeschwindigkeit das Allradsystem aktiviert ist, obwohl zur Traktion der Hinterachsantrieb vollkommen ausreichend wäre. Dies ist darüber hinaus bei der Grünflächenpflege der Fall, wenn die geringe Traktionsleistung bei gleichzeitig griffigem Untergrund keinen Allradbetrieb verlangt und die Zuschaltung sich in diesem Falle wegen des zu erwartenden geringen Schlupfes nachteilig auswirkt und die Vorderachse aufgrund ihrer Voreilung die Grasnarbe unerwünschter Weise aufwühlt. Stattdessen ist hierbei sogar nach Möglichkeit auf einen Allradantrieb zu verzichten, so dass die Grasnarbe nicht durch den definierten Vorlauf beschädigt wird. Daher wird mit unterschiedlichen Ansätzen der zuvor beschriebene Automatikmodus erweitert, um die bedarfsgerechte Aktivierung und Deaktivierung des Allradantriebes zu optimieren. Ein hierzu zu nennendes Beispiel ist der intelligente Allradantrieb der Firma John Deere [Deter, 2015]. Neben dem Lenkwinkel und der Fahrgeschwindigkeit wird der tatsächliche Radschlupf mit in den Algorithmus einbezogen. Der Schlupf wird dabei je nach Verfügbarkeit der Systeme entweder über GPS, Radar oder im Hinterachsbetrieb über die frei mitdrehende Vorderachse im Verhältnis zur Hinterachsgeschwindigkeit ermittelt. Überschreitet der Schlupf einen definierten Grenzwert, wie es unter anderem bei der schweren Bodenbearbeitung der Fall ist, wird die Vorderachse der Hinterachse unterstützend hinzugeschaltet. Fällt der Schlupf jedoch wieder ab, wie es bei der Grünflächenbearbeitung oder aber auch im Vorgewende zu beobachten ist, wird auf den Hinterachsantrieb gewechselt, so dass das Fahrzeug wendiger ist und bodenschonender arbeitet.

Überlagert wird die Schlupfmessung von der Berücksichtigung der Antriebsstrangauslastung [Woopen, et al., 2015]. So erfolgt die Aktivierung des Allradantriebes nur dann bei höherem Schlupf, wenn auch der Dieselmotor mit einer höheren Last arbeitet. Dadurch wird vermieden, dass ein kurzzeitiges Durchdrehen der Räder, wie es beispielswiese beim Befahren eines Schlagloches geschehen kann, zu einer Aktivierung des Allradantriebes führt, obwohl die insgesamt zu übertragende Leistung gering genug ist, um von der Hinterachse umgesetzt zu werden. Bei Deaktivierung des Allradantriebes wird der Vorgang durch eine algorithmische Abschätzung der Vorderachsantriebsleistung unterstützt. Auch hierdurch wird definiert, ob der Leistungsanteil, der über die Vorderachse übertragen wird, die Notwendigkeit eines Allradantriebes bestätigt. Ergibt der Algorithmus, dass die Vorderachse, beispielsweise aufgrund der zu geringen Traktionsleistung oder aufgrund von hecklastiger Ballastierung, nicht ausreichend in die Traktion eingebunden ist, so wird

zugunsten der Systemoptimierung auf den Vorderachsantrieb verzichtet. Hierdurch kann die fehlerhafte Hinzuschaltung des Vorderachsantriebes spürbar reduziert werden, jedoch handelt es sich nach wie vor um ein Prozedere, welches anhand von Kenngrößen Abschätzungen über den aktuellen Fahrzustand des Traktors trifft. Insgesamt ist zu erwarten, dass geschulte Fahrer*innen in den meisten Fällen mindestens genauso effektiv auf die wechselnden Anforderungen reagieren können. Ein solches System ist daher eher als Fahrerentlastung und weniger als Systemoptimierung zu sehen.

2.3. Hydraulisch unterstützte Allradantriebssysteme

Neben dem rein mechanischen Vorderachstrieb werden verstärkt hydraulische Systeme untersucht, welche den mechanischen Leistungspfad unterstützen und funktionell aufwerten. Statt wie bei der Lösung durch Kubota den Antrieb so anzupassen, dass zumindest zwei feste Übersetzungen möglich sind, wurde durch Brenninger die Möglichkeit untersucht, mit Hilfe eines hydraulisch mechanisch leistungsverzweigten Vorderachsantriebes nach Abbildung 2-3 den Vorlauf variabel zu gestalten [Brenninger, 2003].

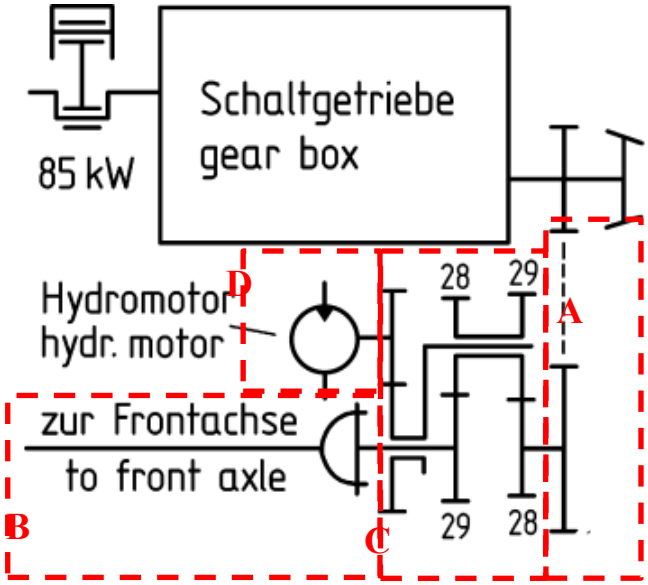


Abbildung 2-3: *Hydraulisch mechanisch leistungsverzweigter Vorderachsantriebsstrang [Geimer, et al., 2017]*

Der mechanische Front-Antrieb (A) sowie die Verbindung zur Vorderachse (B) können für dieses Modell beibehalten werden, lediglich der konventionelle Allradaktuator ist gegen eine Überlagerungseinheit (C) getauscht, deren gemeinsamer Planetenträger über einen Hydraulikmotor (D) angesteuert wird. Der Hydraulikmotor kann dabei über die traktoreigene Haupthydraulikpumpe oder über eine separat in das System eingebrachte hydraulische Leistungsquelle versorgt werden. Die Anordnung der Antriebselemente entspricht der eines Planetendifferentials, wobei der Antrieb bei feststehendem Hydraulik-

motor mit der Übersetzung $i=\left(\frac{29}{28}\right)^2$ die gleiche Funktion übernimmt wie ein konventioneller rein mechanischer Allradantrieb. Die Anordnung des Hydraulikmotors an der Stegwelle bedingt ein sehr hohes abzustützendes Drehmoment, was jedoch bedingt durch die hohe Leistungsdichte der verwendeten Hydrostateinheit mit überschaubarem Bauraumbedarf möglich ist. Gleichzeitig gilt es jedoch auch zu beachten, dass die fest mit der Überlagerungseinheit gekoppelte Antriebswelle des Hydraulikmotors immer in den Kraftfluss eingebunden ist, wenn das Fahrzeug fährt und ein von der rein mechanischen Standardübersetzung abweichender Vorlauf benötigt wird. Das Fahrzeug verfügt somit entweder über einen permanenten Allradantrieb inklusive der damit verbundenen Systemverluste, oder der Vorderachsantrieb wird abgeschaltet, indem der Hydraulikmotor drucklos geschaltet wird. Letzteres hat jedoch zur Folge, dass der Hydraulikmotor Schleppverluste verursacht, was sich ebenfalls negativ auf den Systemwirkungsgrad auswirkt. Je nach Anwendung ist daher für die bedienende Person abzuschätzen, ob die funktionellen Vorteile, zu welchen neben der reinen Anpassung des Vorlaufes auch der Pull-In-Turn Effekt wie beim Kubota Bi-Speed zählt, den Effizienzverlust ausgleichen können.

Dem gleichen Funktionsprinzip ist der LT3 Radantrieb zuzuordnen. Hierbei wird der ohnehin bei Nutzfahrzeugen vorhandene Endabtrieb (A), bestehend aus einer Planetenstufe mit dem Sonnenrad als Eingangswelle und dem Planetenträger als Ausgangswelle, in seiner Funktion erweitert. Das bei konventionellen Antrieben gehäusefeste Hohlrad (B) wird, wie in Abbildung 2-4 veranschaulicht, vom Gehäuse getrennt und auch hier durch eine Hydraulikeinheit (C) überlagert.

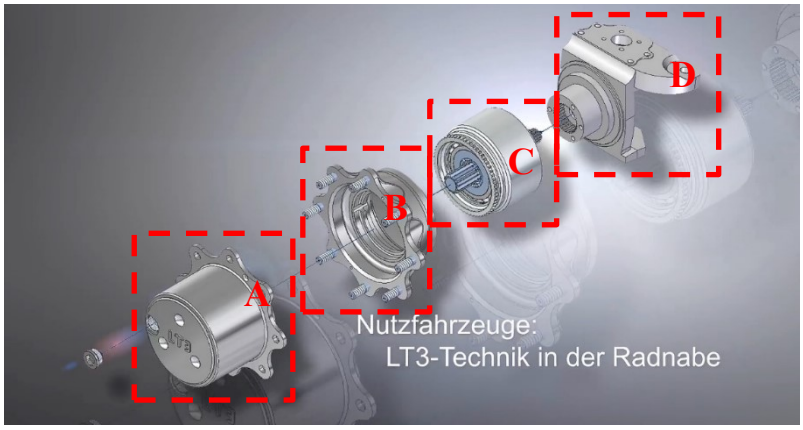


Abbildung 2-4: *Hydraulisch überlagerter Radantrieb LT3 [Müller, 2014]*

Die Funktionsvorteile sind vergleichbar, wobei die radseparate Ansteuerung weitergehende Eingriffe in die Querdynamik des Fahrzeuges zulässt. Auch in diesem Fall profitiert das System auf der einen Seite vom Leistungsmedium Öl, da bedingt durch die Über-

lagerung über das Hohlrad sehr hohe Drehmomente abzustützen sind. Doch auf der anderen Seite ist die Hydraulikeinheit aufgrund der kompakten Bauweise direkt mit dem Hohlrad zu verbinden, so dass ein vollständiges Entkoppeln des Systems nicht möglich ist. Vor allem bei gelenkten Achsköpfen (D) wäre beispielsweise eine Trennung über eine form- oder kraftschlüssige Kupplung nicht möglich, ohne die komplette Achsgeometrie zu verändern, wenn trotz zusätzlichem Kupplungselement die Spur der Achse beibehalten werden soll. Da das System den Verzicht auf ein Querdifferential voraussetzt, ist auch hier entweder von einem permanenten Allradsystem auszugehen oder es entstehen bei hohen Lenkwinkeln sehr hohe Schleppverluste bedingt durch den Drehzahlunterschied zwischen kurveninnerem und kurvenäußerem Vorderrad. Ein permanenter Allradantrieb wirkt sich hingegen deutlich auf die Systemeffizienz aus, da selbst oder gerade bei hohen Geschwindigkeiten der schlechte Wirkungsgrad der Hydraulik ins Gewicht fällt.

Diese Problematik kann durch ein getriebeintegriertes System umgangen werden, wie es durch den VarioDrive der Firma Fendt [Hartmann, et al., 2016] gezeigt wird. Das Gesamtsystem basiert auf einem hydraulisch mechanisch leistungsverzweigten Stufenlosgetriebe, wie es bei der Vario Baureihe der Firma Fendt Standard ist. Die Hinterachse wird demnach konventionell angetrieben und auch der direkte mechanische Leistungspfad zur Vorderachse, inklusive der mechanischen Trennkupplung, kann beibehalten werden. Zusätzlich zu den beiden für das Vario-Getriebe benötigten Hydraulikeinheiten verfügt der Antrieb, wie in Abbildung 2-5 dargestellt, über einen zusätzlichen Hydromotor für die Vorderachse, welcher vergleichbar zu einem Hybridantrieb in P3-Anordnung [Görke, 2016] dem Antrieb der Vorderachse parallel hinzugeschaltet wird. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass es sich streng genommen nicht um ein hybrides Antriebskonzept handelt, da das System nicht über einen hydraulischen Energiespeicher verfügt.

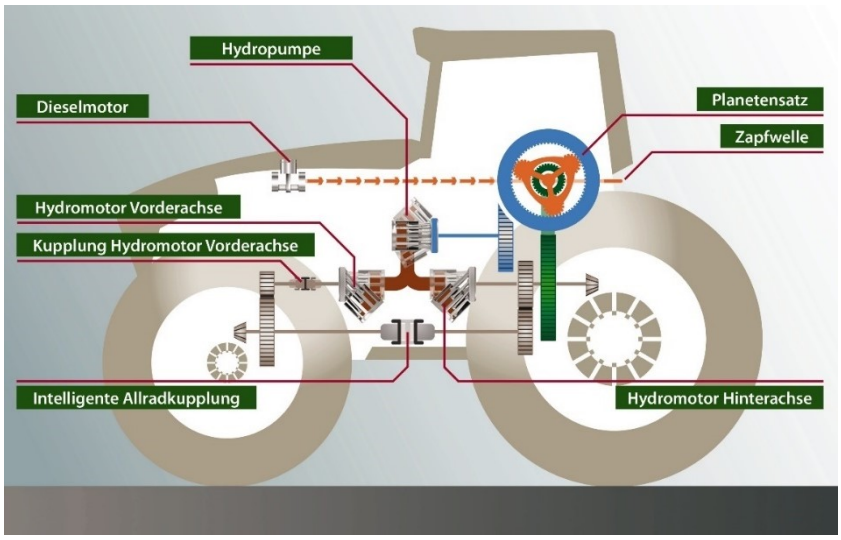


Abbildung 2-5: *Hydraulisches Antriebskonzept VarioDrive der Firma Fendt [Fendt, 2015]*

Das Fahrzeug verfügt somit über drei Betriebsmodi für die Vorderachse. Zunächst kann über das Schließen der intelligenten Allradkupplung der in Abschnitt 2.1 aufgezeigte rein mechanische Vorderachsantrieb bei gutem Wirkungsgrad aber nicht vorhandener Anpassungsmöglichkeit realisiert werden. Zu diesem Zweck ist der Hydromotor Vorderachse in den Leerlauf zu schwenken oder die Kupplung Hydromotor Vorderachse zu öffnen, um die Schleppverluste möglichst gering zu halten. Zwecks voller Variabilität wird die intelligente Allradkupplung geöffnet und die Vorderachse wird bei geschlossener Kupplung Hydromotor Vorderachse rein hydraulisch über den Hydromotor Vorderachse angetrieben. Der Hydromotor Vorderachse ist demnach auf die volle Geschwindigkeitsspreizung des Fahrzeuges auszulegen, so dieser Modus nicht wie bei mechanischen automatischen Systemen in der Fahrzeuggeschwindigkeit begrenzt ist. Darüber hinaus ist diese Antriebsart bedingt durch den Hydrostaten mit sehr hohen Leistungsverlusten verbunden, so dass eine Anpassung der Vorderachsgeschwindigkeit nur für kurzzeitige Fahrmanöver als sinnvoll anzusehen ist. Eine dauerhafte Anpassung des Vorlaufes, wie bei den zuvor aufgezeigten Konzepten, erscheint bei hydrostatischen Ansätzen unwirtschaftlich.

Der dritte Betriebsmodus ist eine Kombination der beiden zuvor genannten Betriebsmodi. In diesem Fall sind sowohl die intelligente Allradkupplung als auch die Kupplung Hydromotor Vorderachse geschlossen, während über den Hydromotor Vorderachse Leistung in das System übertragen wird. Die parallel zum Vorderachsantriebsstrang eingebrachte Leistung wird dabei auf beide Achsen aufgeteilt. Diese Betriebsart bewirkt die maximal mögliche Antriebsleistung, indem alle in den Kraftfluss integrierten Komponenten in ihren maximalen Auslegungspunkten betrieben werden. Dabei muss allerdings auch hier der im Vergleich zur Mechanik deutlich schlechtere Wirkungsgrad der Hydraulikkomponenten berücksichtigt werden, die jedoch lediglich einen Teil zur Traktionsleistung beiträgt, da der wesentliche Anteil weiterhin über die mechanische Linie eingebracht wird.

3. Elektrifizierung in der Landtechnik

Betrachtet man heutige Traktoren, so sind diese ohne eine entsprechend große Arbeitshydraulik im Gebrauch nicht mehr denkbar. Elektrische Antriebe sind stattdessen eher noch eine Seltenheit. Blickt man hingegen auf die Entwicklung der Antriebstechnik zurück, so wird ersichtlich, dass bereits in den frühen Jahren des 20. Jahrhunderts ein großer Marktanteil von Elektroantrieben zu verzeichnen war. Dies wird anhand der Entwicklungstendenz der Energiequellen in Abbildung 3-1 ersichtlich.

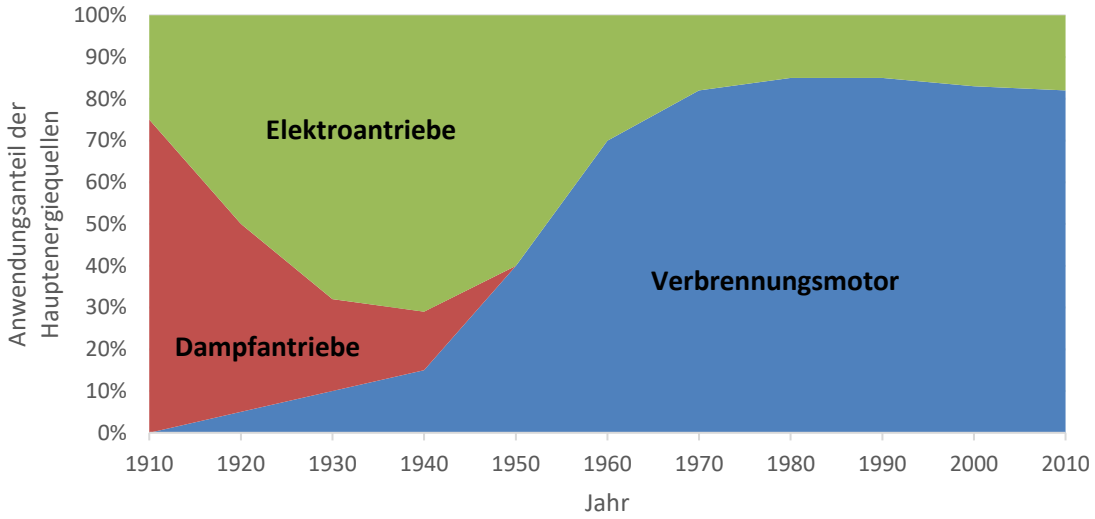


Abbildung 3-1: *Entwicklungstendenz für die Anteile der Energiequellen an den Kraftantrieben in der Landwirtschaft [Krombholz, et al., 2009]*

Zu Beginn des 20. Jahrhunderts wurde der Großteil der landwirtschaftlichen Arbeitsgeräte, die nicht von Zugtieren angetrieben wurden, über die aus der anhaltenden Industrialisierung bekannten Dampfmaschine mit Leistung versorgt. Um die Arbeitsvorgänge zu dezentralisieren und dabei nicht auf Riementriebe angewiesen zu sein, wurde im Laufe der Entwicklung hingegen verstärkt auf Elektroantriebe zurückgegriffen, so dass um das Jahr 1940 bis zu 70 % aller Kraftantriebe, vor allem im stationären Bereich, in der Landwirtschaft über Elektromotoren betrieben wurden. Erst mit der Durchsetzung des Verbrennungsmotors, welcher schließlich den Dampfantrieb nicht nur in der Landwirtschaft vollständig verbannte, nahm auch der Leistungsanteil der Elektroantriebe ab, da plötzlich eine vollkommen freie dezentrale Leistungsversorgung möglich wurde. Vereinzelt waren in den Folgejahren zwar je nach Anwendung noch elektrische Antriebe vorzufinden, doch erst seit Ende des 20. Jahrhunderts ist wieder ein steigender Anteil der elektrischen Leistungsversorgung zu verzeichnen. Dieser Trend lässt sich auch anhand unterschiedlicher Konzeptfahrzeuge erkennen. So wird kontinuierlich an Getriebekonzepten geforscht, welche neben der bekannten hydraulischen auch eine elektrische Leistungsabgabe für Anbaugeräte oder zur traktoreigenen Versorgung aufweisen. Darüber hinaus wird, wie

auch in der Automobilindustrie, an vollelektrischen Gesamtfahrzeugen entwickelt, um so international gesteckte Emissionsgrenzen einhalten zu können. Dieser Prozess wird von überbetrieblichen Zusammenschlüssen und Normungen gefördert. Dieser Vorgang hilft dabei auch den Kunden von neuen Konzeptionen zu überzeugen, indem nicht jeder Anbieter mit eigenen, unterschiedlichen Systemen aufwartet.

In der Antriebstechnik haben sich aufgrund des hohen Wirkungsgrades und der hohen leistungsdichte insbesondere permanenterregte Synchronmotoren durchgesetzt. Dieser Zusammenhang ist anhand von Tabelle 3-1 ersichtlich.

Tabelle 3-1: *Auswahlkriterien für mögliche Arten von Elektromotoren [Wallentowitz, et al., 2011]*

	Gleichstrom		Synchron		Asynchron	Transversalfluss	Geschaltete Reluktanz
	elektr. erregt	perm. erregt	elektr. erregt	perm. erregt			
Leistungsdichte	o	+	+	++	+	++	++
Zuverlässigkeit	o	+	+	+	++	+	++
Wirkungsgrad	--	-	+	++	o	++	+
Regelbarkeit	++	++	+	+	o	+	++
Überlastbarkeit	+	+	+	+	+	+	+
Geräuschpegel	-	-	+	+	+	+	+
Thermischer Überlastschutz	-	-	+	++	+	+	+
Entwicklungsstand	++	++	o	o	+	-	o

In Kombination mit einem entsprechenden Umrichter sind damit unterschiedliche Regelstrategien denkbar. Generell können Elektromotoren nach Ihrer Drehzahl oder nach Ihrem Drehmoment geregelt werden. Wird dem Motor zwecks Drehzahlregelung eine Soll-Drehzahl vorgegeben, so wird parallel eine Drehmomentbegrenzung kommuniziert. Auf diese Weise wird veranschaulicht, dass beispielsweise ein Drehzahlsprung nicht beliebig realisiert werden kann, da der Elektromotor in diesem Fall in die Drehmomentbegrenzung geraten würde. Gleiches gilt bei einer Drehmomentregelung, bei der zwar ein Soll-Drehmoment vorgegeben wird, dieses jedoch durch eine Drehzahlbegrenzung limitiert wird. Sowohl die Drehmomentregelung als auch die Drehzahlregelung werden dabei zusätzlich von einer Spannungs- und/der Stromlimitierung begrenzt. So kann beispielsweise ein Antriebsmotor nach unten in der Systemspannung begrenzt werden, um einen Spannungseinbruch zu vermeiden. Im generatorischen Betrieb hingegen ist zu vermeiden, dass durch eine zu hohe Systemspannung andere Komponenten beschädigt werden.

3.1. Konzepte zur Elektrifizierung von Fahrzeuggetrieben

Wie aus Abbildung 3-1 ersichtlich, nimmt der Anwendungsanteil elektrischer Energiequellen seit dem Ende des 20. Jahrhunderts wieder zu. Während gerade im Zeitraum um 1940 auf externe riemengetriebene Aggregate zurückgegriffen wurde, werden die Systeme vermehrt in die Fahrzeugstruktur integriert. Eine Variante hierzu, welche potenziell auch mit dem überschaubarsten Entwicklungsaufwand zu realisieren ist, ist ein Kurbelwellengenerator, welcher zwischen Dieselmotor und Fahrgetriebe untergebracht wird. Die Firma John Deere hat mit der Einführung des 7430 E-Premium im Jahr 2008 die Möglichkeit geschaffen, 20kW elektrische Leistung zu erzeugen, um bei Bedarf die Nebenverbraucher des Dieselmotors elektrisch anzutreiben. Darüber hinaus wurden elektrische Anbaugeräte im Stationärbetrieb mit einer Leistung von bis zu P_{Elek} = 5kW versorgt [Steffin, 2011]. Letztere Funktion wurde mit der Einführung des 6210RE erweitert, indem nun auch die volle elektrische Leistung von P_{Elek} = 20 kW über Anbaugeräte abgerufen werden kann und dies nicht nur im stationären Betrieb, sondern auch während der Fahrt. Ohne Zwischenübersetzung wird ein Elektrogenerator direkt von der Kurbelwelle angetrieben. Hierbei ermöglicht der große verfügbare radiale Bauraum die Verwendung eines Torque-Motors [Oswald, et al., 2018], so dass bereits bei geringeren Drehzahlen hohe Leistungen erreicht werden können. Über die Leistungselektronik, welche unterhalb der Kabine positioniert ist, wird der Generatorstrom gleichgerichtet und so an Steckdosen weitergeleitet, die sich am Heck des Fahrzeuges befinden. Wie auch schon beim John Deere 7430 E-Premium ist zudem die Versorgung eines Hochvoltzwischenkreises für interne Versorgungszwecke möglich. Mit der steigenden Verfügbarkeit von elektrifizierten Anbaugeräten wurde ein vergleichbares Konzept von der Firma Fendt vorgestellt [Fendt, 2013], welches in Abbildung 3-2 veranschaulicht ist.

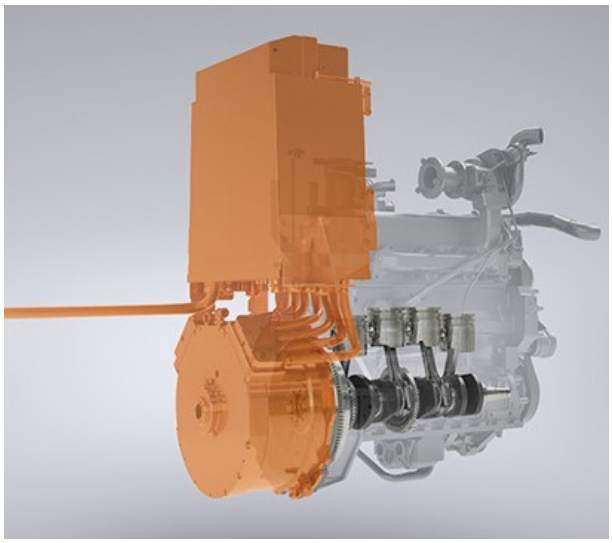


Abbildung 3-2: *Bereitstellung elektrischer Leistung über einen direkt an der Kurbelwelle angebrachten Generator nach dem Fendt-X-Konzept [Fendt, 2013]*

Mit einem Generatormodul, welches bis zu P_{Elek} = 120 kW bereitstellt, lassen sich damit auch leistungsstärkere Anwendungen realisieren, so dass beispielsweise der elektrische Direktantrieb einer Anhängerachse zur Traktionsunterstützung denkbar erscheint. In diesem Konzept werden Generator und Leistungselektronik als ein in das Fahrzeug integriertes Modul ausgeführt, so dass eine Verwendung auch für andere Fahrzeuge einfacher zu realisieren ist.

Beide Konzepte haben dabei die Gemeinsamkeit, dass sie auf bestehenden Gesamtantriebssträngen basieren, indem die elektrischen Einheiten zwischen den Dieselmotor und das konventionelle Getriebe integriert sind. Es handelt sich demnach nicht um voll integrierte Lösungen. Der Nutzen besteht lediglich in der zusätzlichen Bereitstellung elektrischer Leistung für Anbaugeräte, so dass eine Vermarktung derartiger Fahrzeuge kompliziert erscheint. Der Umstieg einer*eines Landwirtin*Landwirtes auf elektrische Antriebe kann dabei nur erfolgen, wenn gleichzeitig über die Anschaffung eines neuen Fahrzeuges mit Generatoreinheit und mindestens eines neuen Anbaugerätes mit elektrischen Antrieben nachgedacht wird, was mit hohen Kosten verbunden ist. Ein sukzessiver Umstieg bringt dem Betreibenden keinen direkt spürbaren Nutzen, da er zu Beginn entweder einen teilelektrifizierten Traktor hat, für dessen elektrischen Leistungspfad zunächst keine Anwendung besteht, oder ein elektrifiziertes Anbaugerät, welches nicht in vollem Umfang betrieben werden kann. Eine voll integrierte Lösung, bei der die Elektroantriebe fester Bestandteil des Getriebeaufbaus sind und wie sie in Abbildung 3-3 veranschaulicht ist, macht diesen Umstieg attraktiver.

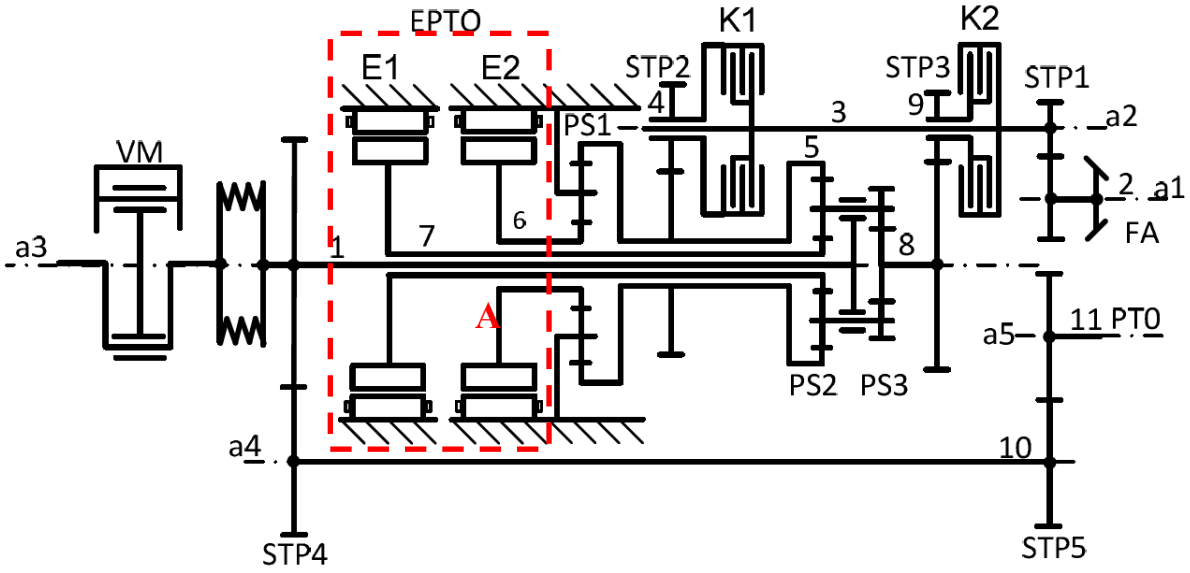


Abbildung 3-3: *Elektrisch leistungsverzweigtes Konzept eines Fahrgetriebes mit zwei vollintegrierten Elektromotoren [Reick, et al., 2016]*

Indem bei einem stufenlosen Fahrgetriebe die Drehzahlanpassung nicht konventionell hydrostatisch, sondern mit Hilfe von Elektromotoren (A) realisiert wird, wird der*dem Anwender*in ein Antriebsstrang zur Verfügung gestellt, welcher den gewohnt hohen Fahrkomfort aufweist. Gleichzeitig wird über den Wechsel im Wirkmedium ein deutlich höherer Wirkungsgrad erzielt [Reick, et al., 2016], so dass allein durch den Einbau eines derartigen Getriebes ein funktioneller Mehrnutzen entstehen würde. Darüber hinaus kann der integrierte Hochvoltzwischenkreis, wie auch bei den in Abbildung 3-2 aufgeführten Konzepten, verwendet werden, um zukünftige elektrische Anbaugeräte mit Energie zu versorgen. In diesem Fall ist die Reihenfolge der Anschaffung für die*den Anwender*in klar, indem zunächst ein für sich funktionierendes effizienzgesteigertes Zugfahrzeug gekauft wird, welches bei Bedarf um passende Anbaugeräte erweitert werden kann.

3.2. Vollelektrische Fahrzeugantriebe

Neben der dieselelektrischen Leistungsversorgung wird auch verstärkt an vollelektrischen Fahrzeugen geforscht, welche die Energie direkt aus Batteriesystemen beziehen, die fester Bestandteil des Fahrzeuges sind. Analog zur Elektrifizierung in der Automobilindustrie steht dabei vordergründig die Reduzierung von Emissionen im Fokus. Idealerweise werden die Energiespeicher des Fahrzeuges aus emissionsarmen Primärenergiequellen gespeist, um die gesamte Ökobilanz des Arbeitsprozesses zu verbessern. Dies wird anhand des Forschungsprojektes SESAM [Kegel, et al., 2016] deutlich, welches als Basisfahrzeug auf einem John Deere 6210R gemäß Abbildung 3-4 aufbaut.

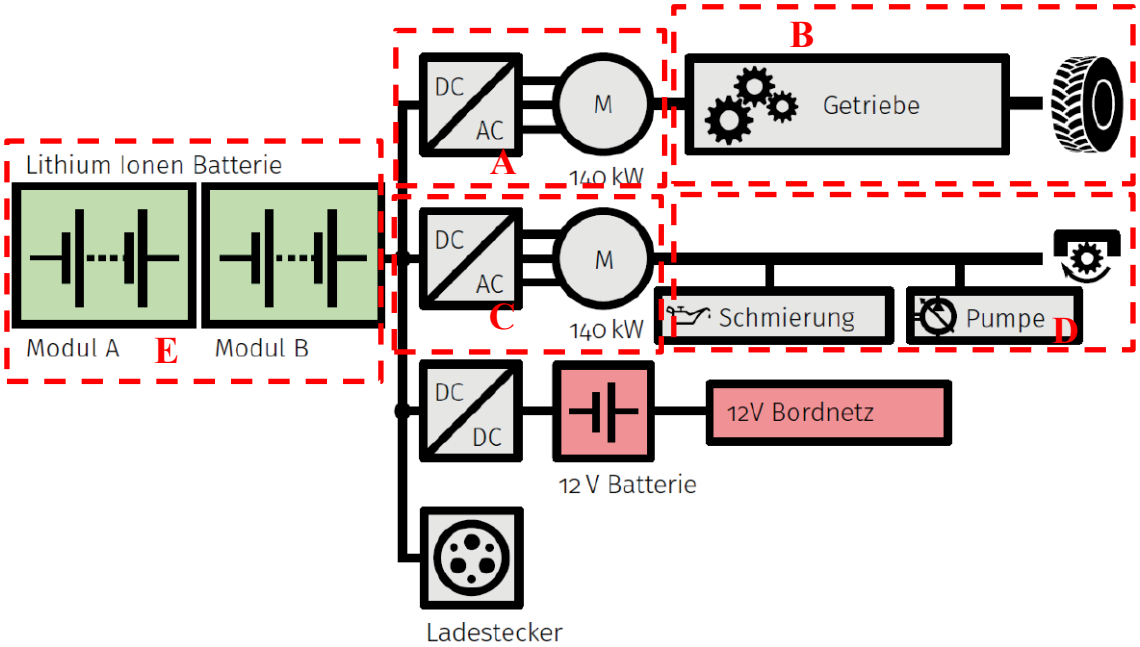


Abbildung 3-4: *Systemarchitektur eines vollelektrischen Konzeptfahrzeuges eines Großtraktors der Firma John Deere [Kegel, et al., 2016]*

Bei dem Grundfahrzeug, welches mit dem Doppelkupplungsgetriebe DirectDrive ausgestattet ist, wurden an dieses zwei große Elektromotoren gekoppelt, welche den Dieselmotor ersetzen. Ein Elektromotor (A) ist dabei ausschließlich für den Fahrantrieb (B) zuständig und muss aufgrund des nachgeschalteten Doppelkupplungsgetriebes nicht die volle Getriebespreizung abdecken. Der zweite Elektromotor (C) treibt hingegen direkt den Zapfwellentriebstrang (D) an, über welchen auch die Hydraulikpumpe angetrieben wird, so dass die Antriebe für Traktion und externe Leistungsversorgung in ihrer Drehzahl unabhängig voneinander betrieben werden können. Der restliche Bauraum, welcher durch den Verzicht auf einen Dieselmotor und das Tanksystem zur Verfügung steht, wird für das Batteriesystem (E) verwendet, so dass eine Speicherkapazität von 130kWh erreicht werden kann. Ein alternatives Konzept sieht, bei gleichem Antriebsstrangkonzept, eine kabelgebundene Energieversorgung vor, so dass das Fahrzeug vom Feldrand aus über ein Hochspannungsnetz versorgt wird. Im Vordergrund des Projektes steht jedoch die Eingliederung des Fahrzeuges in das SmartGrid der*des Anwendenden, so dass gezielt darauf geachtet wird, woher die elektrische Energie bezogen wird. Hierbei rücken speziell die kundeneigenen Energiequellen wie Photovoltaik- oder Biogasanlagen in den Fokus. Darüber hinaus wird das Fahrzeug nicht nur als Verbraucher angesehen, sondern auch als Leistungsquelle. Solange ein Fahrzeug mit geladener Batterie an das hofeigene Stromnetz angeschlossen ist, kann der Batterie Energie entnommen werden, um zum Beispiel in den Abendstunden stationäre Geräte elektrisch zu betreiben.

Während der vollelektrische Antrieb jedoch gerade im höheren Leistungssegment aufgrund der aktuellen Speichertechnologie kaum vorstellbar erscheint, bietet vor allem das Traktorsegment mit Dieselmotorleistungen bis 100 PS starkes Elektrifizierungspotential [Woopen, et al., 02/2018]. Als Beispiel für ein derartiges Fahrzeug ist der Fendt e100 Vario zu nennen, wie er in Abbildung 3-5 dargestellt ist.

Abbildung 3-5: *Batterieelektrischer Kleintraktor e100 der Firma Fendt basierend auf einem konventionellen Fahrzeug [Fendt, 2017]*

Das Fahrzeug baut, wie auch schon bei dem Konzept der Firma John Deere, auf einem bestehenden Traktor der Vario Baureihe auf. Auf den Verbrennungsmotor inklusive seiner Nebenaggregate, wie Wasserpumpe oder Tanksystem, wird verzichtet. Der dadurch gewonnene Bauraum unter der Motorhaube wird in erster Linie für ein Batteriepack mit einer Energie von 100 kWh genutzt, während direkt vor das bestehende Vario-Getriebe ein Elektromotor mit einer Nennleistung von P_{Elek} = 50 kW den Dieselantrieb ersetzt.

Aufgrund der geringeren Lastzyklen in diesem Fahrzeugsegment ist laut Hersteller bei entsprechendem Zyklus mit einer realistischen Batterielaufzeit von bis zu fünf Stunden zu rechnen. Eine durchgängige Anwendung unter Volllast ist in diesem Fahrzeugsegment eher unüblich. Die weiteren elektrischen Leistungskomponenten, wie die Wechselrichter oder 12 V Gleichstromkonverter, werden dabei entweder ebenfalls unter der Motorhaube platziert oder, wie im Falle der Ladeeinrichtung, seitlich am Fahrzeug. Letztere Position kennt der Kunde bereits heute von seinen konventionellen Fahrzeugen, bei denen die Energiezufuhr über den Tankstutzen ebenfalls seitlich meist in der Nähe der Trittstufen erfolgt.

Der vor dem Vario-Getriebe befindliche Elektromotor dient in erster Linie dem Traktionsantrieb. Gleichzeitig kann aber über den in das Getriebe integrierten Antrieb der Nebenverbraucher auch die Zapfwelle oder die Haupthydraulikpumpe mit mechanischer Leistung versorgt werden. Bei dieser Anordnung kommt dem System die Möglichkeit des Elektromotors zugute, kurzfristig und bei entsprechender Kühlung im starken Überlastbereich betrieben zu werden. Laut Herstellerangaben kann dadurch für einen begrenzten Zeitraum eine Systemleistung von bis zu P_{Sys} = 150 kW erreicht werden. Neben den 50 kW Antriebsleistung kann somit entweder über die Zapfwelle oder über die Arbeitshydraulik zusätzliche Leistung an Anbaugeräte abgegeben werden. Zusätzlich zu den konventionellen Leistungsschnittstellen wird auf elektrische Gleichstromsteckdosen zurückgegriffen, welche sowohl an der Fahrzeugfront als auch am Fahrzeugheck angebrachte Anbaugeräte mit elektrischer Leistung versorgen. Mit dieser neuen Art der Anbaugeräteversorgung können in erster Linie Präzisionsantriebe, wie es unter anderem beim Säen [DLG, 2016] von Vorteil ist, versorgt werden. Aufgrund des Hochvoltsystems und der entsprechend hohen abzuführenden Leistung sind hingegen auch elektrische Leistungsantriebe zwecks Realisierung des Arbeitsvorganges oder zur Traktionsunterstützung denkbar. Indem das Fahrzeug Gleichspannung bereitstellt, wird die Steuerungselektronik auf das Anbaugerät verlagert. Der Zusatzantrieb und die Leistungselektronik können somit ideal aufeinander abgestimmt werden.

3.3. Elektrische Energieversorgung

Sowohl für die mechanische Kopplung über den Dreipunkt und die Zapfwelle als auch für die hydraulische Verbindung von Fahrzeug und Arbeitsgerät gibt es seit jeher entsprechende Standards, die die Systeme unterschiedlicher Hersteller zueinander kompatibel machen [Krombholz, et al., 2009]. Parallel zu diesen Leistungsschnittstellen existiert der ISO-BUS-Stecker, über welchen zum einen eine standardisierte Kommunikation zwischen Fahrzeug und Arbeitsgerät erfolgt. Hierdurch wird bereits vermehrt die Regelung der einzelnen, meist hydraulischen Aktuatoren durch das Arbeitsgerät direkt übernommen. Zum anderen ist über den ISO-BUS eine Leistungsschnittstelle auf 12 V-Basis sichergestellt, welche zum Schalten von Hydraulikventilen oder aber auch zum Betreiben kleinerer Aggregate ausreicht [AEF, 2013]. Aufgrund des niedrigen Spannungslevels ist diese Leistung jedoch auch eng begrenzt, so dass, wie schon bei der ISO-BUS Schnittstelle, im Rahmen eines AEF Arbeitskreises eine elektrische Leistungsschnittstelle definiert wurde, wie sie in Abbildung 3-6 veranschaulicht ist.

Abbildung 3-6: *Standardisierte elektrische Leistungsschnittstelle des AEF Arbeitskreises [AEF, 2015]*

Die Schnittstelle ist vordergründig für Hochvoltanwendungen konzipiert und berücksichtigt dabei die verschiedenen Regelungsstrategien der jeweiligen Landmaschinenhersteller. Zum einen sieht die Firma Fendt mit ihrem in Abbildung 3-2 dargestellten X-Concept eine Gleichspannungsversorgung des Arbeitsgerätes vor, so dass das Arbeitsgerät seine elektrischen Aktuatoren direkt ansteuert und dementsprechend auch die dafür notwendige Leistungselektronik aufweist. Zum anderen zielt ein Konzept wie das Zapfwellengeneratormodul der Firma John Deere [John Deere, 2015] auf eine vom Fahrzeug geregelte Wechselspannungsversorgung der einzelnen Aktuatoren des Arbeitsgerätes ab. Hierzu verfügt das Fahrzeug beziehungsweise das Generatormodul über die Leistungselektronik. Der durch die beiden Regelungsprinzipien entstehende Konflikt wird gelöst, indem für die Wechselspannung sowohl die drei Phasenleiter als auch der Neutralleiter in die Schnittstelle integriert sind, wohingegen bei der Gleichspannungsversorgung lediglich

zwei der zur Verfügung stehenden Phasen verwendet werden. Bei einem noch höheren Leistungsbedarf bestünde sogar die Möglichkeit, zwei Phasen für den Gleichstromzufluss zum Arbeitsgerät zu nutzen und eine Phase und den Neutralleiter als gemeinsame Hochvolt-Minus-Leitung zu nutzen.

Unabhängig von der Regelungsstrategie besteht in allen Fällen der Bedarf einer möglichst direkten Kommunikation zwischen Fahrzeug und Arbeitsgerät. Bei Konzepten, die auf Wechselspannung basieren, benötigt das regelnde Zugfahrzeug alle Informationen vom Arbeitsgerät, um über die fahrzeugseitige Leistungselektronik die entsprechenden Aktuatoren bedarfsgerecht anzusteuern. Bei Gleichspannungskonzepten hingegen ist die Leistungselektronik auf dem Arbeitsgerät positioniert. Eine entsprechende Kommunikation wird dabei vorausgesetzt, damit das sich selbst steuernde Arbeitsgerät mit weiteren vom Zugfahrzeug bereitgestellten Sensorwerten den allgemeinen Arbeitsablauf nicht beeinträchtigt. Zu diesem Zweck sind BUS-Leitungen in die Schnittstelle integriert, welche gemäß der Vorarbeit des ISO-BUS-Standards auch eine Verwendung von Maschinen unterschiedlicher Hersteller ermöglicht.

Ebenfalls ist eine sogenannte Interlock-Verschaltung über die Hochvoltstecker möglich. Hierzu sind zwei weitere Kontakte auf 12 V-Basis so ausgeführt, dass sie erst stromführend schließen, wenn die Hochvoltkontakte bereits sicher gesteckt sind. Über diese Ansteuerungskontakte besteht dann die Möglichkeit, die elektrische Leistung beispielsweise über vorgeschaltete Relais erst dann freizugeben, wenn der Stecker auch gesteckt ist. Ein Lichtbogen, wie er sonst beim Koppeln unter höherer Spannung möglich wäre, wird somit unterbunden und die*der Anwender*in ist gegen elektrische Schläge gesichert.

Dass eine derartige elektrische Leistungskopplung nicht nur zur Versorgung des Arbeitsgerätes durch das Zugfahrzeug genutzt werden kann, zeigen weitere Ansätze der Firma John Deere. Einer davon ist der Battery-Boost, dargestellt in Abbildung 3-7.

Abbildung 3-7: *Elektrischer Systemspeicher "Battery Boost“ der Firma John Deere zur Montage in der Arbeitshydraulik [John Deere, 2014]*

In dieser Anwendung wird über den AEF Hochvoltstecker ein Batteriemodul mit dem Fahrzeug gekoppelt. Die Batterie wird in die Fronthydraulik eingehängt und ist als Zusatzsystem eines wie in Abbildung 3-2 aufgeführten elektrischen Antriebsstranges zu sehen. Hierdurch wird das Fahrzeug zu einem hybriden System erweitert, so dass der Elektromotor nicht nur Leistung für Anbaugeräte oder eigene Nebenverbraucher bereitstellt, sondern unter anderem beim Bremsen elektrische Energie in das Batteriemodul einspeist. Diese kann wiederum beim Anfahren oder zum Abdecken von Spitzenleistungen wieder in das Antriebssystem des Fahrzeugs zurückgeführt werden. Die Hochvoltverbindung fungiert dabei bidirektional, so dass das Fahrzeug sowohl als Energiequelle als auch als Verbraucher zu sehen ist. Letzteres Prinzip gilt dabei auch als Ausgangslage für die kabelgebundene Fahrzeugvariante des SESAM-Projektes.

4. Entwicklung eines adaptiven Vorderachsantriebsstrangkonzeptes

Bei Kurvenfahrten macht sich bereits ab einem geringen Lenkwinkel die Hauptproblematik eines starren Vorderachsantriebes, wie er in Abschnitt 2.1 beschrieben ist, bemerkbar. Dieser Schwelllenkwinkel, bei dem sämtliche Traktorräder verspannungsfrei auf ihren jeweiligen Spurkurven abrollen, ist abhängig von den Hauptabmaßen des Fahrzeugs, von denen im Speziellen der Radstand und die Spurweite zu nennen sind. Aber auch der durch den Vorderachsantriebsstrang und die Reifenkombination definierte Vorlauf hat deutliche Auswirkungen. Anhand von Abbildung 4-1 kann veranschaulicht werden, wie für ein beliebiges zweiachsiges Fahrzeug mit gelenkter Vorderachse der optimale Vorlauf in Abhängigkeit vom Lenkwinkel zu wählen ist.

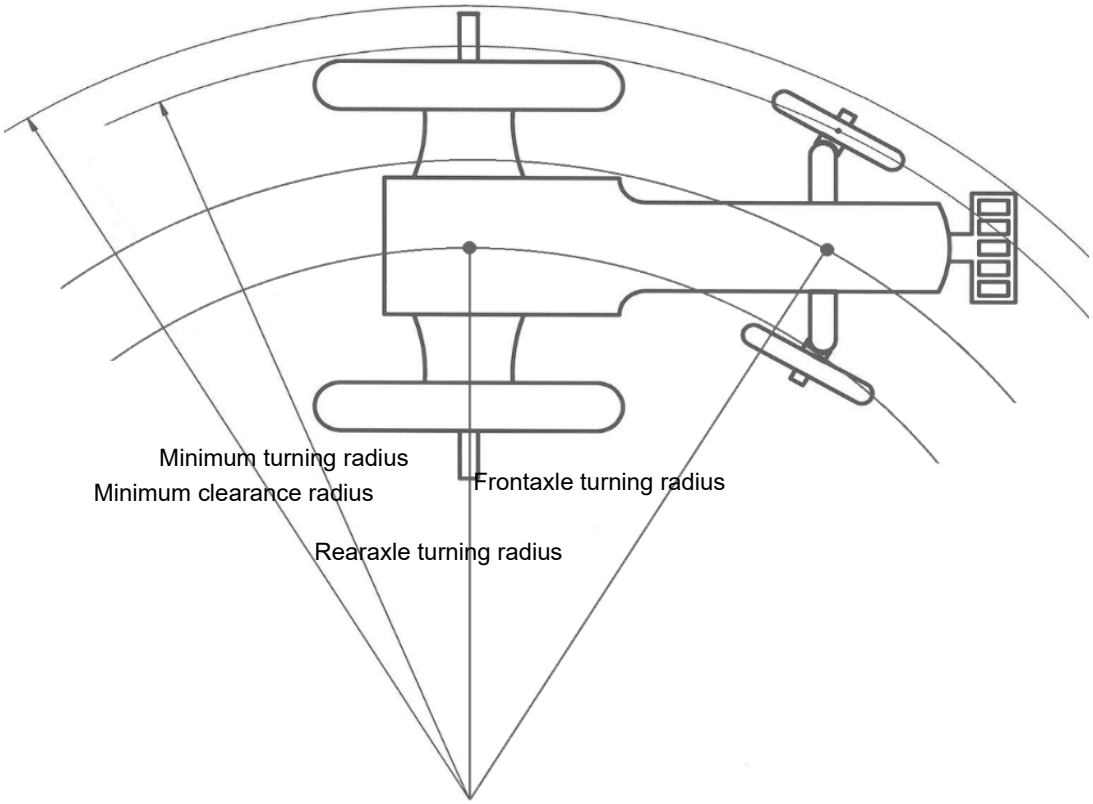


Abbildung 4-1: *Unterschiedliche Achskreisbahnen beim Durchfahren einer Kurve [ISO 789-3, 2015]*

Beim Durchfahren einer Kurve beschreibt der Mittelpunkt der vorderen gelenkten Achse eine größere Kreisbahn als der Mittelpunkt der hinteren, nicht gelenkten Achse. Dieser Effekt ist vergleichbar mit einer Zugfahrzeug-Anhänger-Kombination, bei der das Zugfahrzeug vor einer engeren zu passierenden Kurve weiter ausholen und somit eine größere Kreisbahn durchfahren muss, damit der gezogene Anhänger dem normalen Streckenver-

lauf folgen kann. Die unterschiedlichen Kreisbahnen wirken sich direkt auf die Fahrstrecke und entsprechend auch auf die Fahrgeschwindigkeit der einzelnen Achsen aus. Somit kann gesagt werden, dass die Räder der Vorderachse in diesem Fall im Vergleich zu denen der Hinterachse theoretisch umso schneller drehen müssten, je weiter das Fahrzeug einlenkt beziehungsweise je größer der Quotient zwischen den Achskreisradien wird. Dieses Voreilen der Vorderachse ist bereits aus Abschnitt 2 als „Vorlauf“ bekannt und kann demnach als theoretisch notwendiger Vorlauf bezeichnet werden. Der realistisch vorhandene Vorlauf hingegen ist unabhängig vom Lenkwinkel rein durch das Übersetzungsverhältnis im Getriebe zwischen Vorder- und Hinterrädern sowie dem Quotienten der Abrollumfänge der Antriebsräder definiert. Eine Veränderung der Abrollumfänge bedingt durch die Schrägstellung der Vorderreifen oder das Angreifen von Querkräften im Reifenlatsch kann an dieser Stelle aufgrund des geringen Einflusses außer Acht gelassen werden. Ab dem Überschreiten des Schwelllenkwinkels nimmt der theoretisch notwendige Vorlauf somit einen größeren Wert ein, als durch den Antriebsstrang bereitgestellt werden kann, so dass die Vorderräder langsamer drehen als es die zu befahrende Kreisbahn erfordert und die Vorderachse, statt anzutreiben, gegen die Hinterachse bremst.

Um diesen Effekt zu vermeiden, empfiehlt sich eine variabel gestaltete Übersetzung zwischen dem Hauptantriebsstrang, welcher starr mit der Hinterachse verbunden ist, und dem Vorderachsantrieb. Auf diese Weise kann der vordefinierte Vorlauf der Vorderachse je nach Fahrsituation angepasst und die Räder im optimierten Schlupfbereich angetrieben werden. Für diesen Zweck werden im Folgenden für einen John Deere 6215R zwei Konzeptfindungsphasen beschrieben, welche sich darin unterscheiden, dass in der ersten gröberen Phase ein Antriebskonzept ermittelt wird, welches am besten die Grundfunktion des variablen Vorlaufs abdeckt, während in der zweiten Phase mögliche Umsetzungsvarianten eines solchen Antriebskonzeptes definiert werden. Zwischen den beiden Phasen dient eine ausführliche Analyse der Systemanforderung zum einen dazu, wichtige Systemparameter zu definieren, zum anderen können in diesem Zuge aber auch zusätzliche Funktionen, die eventuell durch ein derartiges Antriebskonzept realisierbar sind, in den Anforderungskatalog aufgenommen werden.

4.1. Konzeptphase zur Erfüllung der Grundfunktion

Eine variable Übersetzung zwischen Hauptantriebsstrang und Vorderachsantrieb kann auf viele unterschiedliche Arten realisiert werden. Dabei ist zunächst zu klären, auf welche Leistungsmedien zurückgegriffen wird und falls nicht ausschließlich die Mechanik als Übertragungsmedium in Betracht gezogen wird, ist zudem zu klären, woher der alternative Leistungsanteil bezogen wird. Grundlegend für zusätzliche Funktionen sind zudem die Fragestellungen, ob lediglich die Übersetzung für die gesamte Vorderachse oder sogar

die der einzelnen Vorderräder angepasst werden kann und ob bei Verwendung eines weiteren Leistungsmediums ein zusätzlicher Energiespeicher in das System integriert wird. Für all diese Teilfunktionen werden in Tabelle 4-1 mit Hilfe eines morphologischen Kastens diverse Teillösungen aufgelistet, so dass ersichtlich ist, dass durch die reine Vernetzung der einzelnen Teillösungen bis zu 480 Grundkonzepte möglich sind, welche es weiter zu filtern gilt.

Tabelle 4-1: *Morphologischer Kasten zur Aufstellung des Grundkonzeptes eines adaptiven Vorderachsantriebes*

		Teillösungen					
Teilfunktionen	**Antriebsart Vorderachse**	Rein mechanisch	Rein hydraulisch	Hydraulisch leistungsverzweigt	Rein elektrisch	Elektrisch leistungsverzweigt	5
							x
	Bereitstellung alternativer Leistung	Keine	Extern	Generator	Getriebeintegrierte Lösung		4
							x
	Vorderachsantrieb	Einzelradantrieb		Zentraler Achsantrieb			2
							x
	Speicherung alternativer Energie	Keine	Traktorintegriert	Extern			3
							x
	Speichergröße	Keine	Boost	Rekuperation / Lastpunktanhebung	Fahren ohne Verbrennungsmotor		4
							= 480

Heutige Allradantriebe sind in die Antriebsart „Rein mechanisch“ einzuordnen, da kein weiteres leistungsführendes Medium verwendet wird. Gleiches gilt für eine schaltbare Lösung, bei der zwischen mindestens zwei Übersetzungen im Vorderachsantriebsstrang gewählt werden kann, so wie es in Abschnitt 2.1 am Beispiel der Lösung von Kubota gezeigt wurde. Hierbei gilt allerdings auch, dass der Vorlauf zwar für gewisse Lenkbereiche ideal ausgelegt ist, bei allen anderen Lenkwinkeln erzeugt die Vorderachse jedoch weiterhin enorme Blindleistung. Dies könnte lediglich durch eine voll variable Übersetzung, wie es beispielsweise ein Reibradgetriebe [Eckstein, 2012] ermöglicht, realisiert werden. Da dies aufgrund des hohen Leistungslevels jedoch technisch nicht oder nur mit

sehr schlechtem Wirkungsgrad umsetzbar ist, wird offensichtlich, dass ein solches System nicht auf einem rein mechanischen Antrieb basieren kann. Der Punkt des schlechten Wirkungsgrades bei gleichzeitig hohem Leistungslevel spricht ebenfalls gegen ein rein hydraulisches oder auch ein rein elektrisches Antriebskonzept.

Rein hydraulische Antriebe werden bewusst nur bei Kleintraktoren mit geringer Leistung eingesetzt, bei denen die Verlustleistungen gegenüber dem einfachen Antriebsstrangaufbau nicht so stark ins Gewicht fallen oder bei Baumaschinen, wie beispielsweise Baggern, bei denen der Fahrantrieb gegenüber anderen Leistungsabnehmern wie Linearantrieben weniger stark ins Gewicht fällt. In diesem Fall liegt der Fokus eher auf der Leitung der Leistung auf einfachem Wege zu den Verbrauchern, die stark verzweigt und abseits der Hauptantriebseinheit positioniert sind. Elektrische Antriebe weisen für sich gesehen zwar bessere Wirkungsgrade auf als ein vergleichbarer Hydraulikmotor, betrachtet man jedoch die vollständige Kette des Energieflusses vom Generator über Leistungselektronik bis hin zum Motor, wird auch hier offensichtlich, dass ein rein elektrischer Systemwirkungsgrad von im Idealfall 85 % für einen Hauptfahrantrieb größerer Leistungsklassen nicht akzeptabel ist. Dazu kommt, dass derart große elektrische Leistungseinheiten, aufgrund der voraussichtlich hohen Kosten der elektrischen Maschinen und Umrichter aus ökonomischer Sicht wenig ansprechend für Kunden erscheinen. Demnach empfehlen sich letztlich nur leistungsverzweigte Varianten, bei denen der Hauptleistungsfluss über günstige und wirkungsgradoptimierte mechanische Verbindungen übertragen wird, während die geforderte Variabilität in der Übersetzung durch vergleichsweise kleine elektrische oder hydraulische Überlagerungseinheiten ermöglicht wird. Somit können die Systemkosten in vertretbarem Maße gehalten werden und die schlechteren Wirkungsgrade schlagen nur anteilsweise zu Buche und auch das nur, wenn eine Anpassung der Übersetzung benötigt wird und nicht in allen Betriebspunkten.

Somit ist auch bereits definiert, dass definitiv eine weitere alternative Leistungsquelle, sei es hydraulisch oder elektrisch, benötigt wird. Eine externe Zuführung der Leistung über eine Leitung kann nur als theoretisch möglich angesehen werden. Während höchstens im offenen Feld, wo keine störenden Hindernisse zu erwarten sind, ein „kabelgebundener“ Traktor [Tarasinski, et al., 2018] denkbar wäre, stellt sich jedoch auch hier die Frage nach der Energiebereitstellung. Zudem ist gerade während der Feldarbeit, bei der abgesehen vom Vorgewende mit nahezu konstantem Lenkwinkel von annähernd 0 ° gefahren wird, der Effekt des adaptiven Vorderradantriebes weniger spürbar. Demnach ist eine Lösung zu bevorzugen, bei der die alternative Leistung direkt im Fahrzeug generiert wird, wobei es in einer ersten Betrachtung keinen weiteren Unterschied macht, ob dies durch einen

separat integrierten Generator geschieht, wie es beispielsweise in Abbildung 3-2 veranschaulicht wird, oder durch ein Getriebekonzept nach Abbildung 3-3, bei dem ohnehin ein alternatives Leistungsmedium verwendet wird, welches an geeigneter Stelle abgegriffen werden kann. Die Generierung der alternativen Leistung sollte in Höhe des Hauptantriebsstranges und somit prinzipiell möglichst nahe am Dieselmotor geschehen, um zum einen den Wirkungsgrad des Teilsystemes zu optimieren und zum anderen das Teilsystem möglichst unabhängig vom restlichen Antriebsstrang berücksichtigen zu können. Bei der Einspeisung hingegen wird grundlegend unterschieden, ob dies zu Beginn des Vorderachsantriebsstranges oder noch eine Stufe näher am Rad-Boden-Kontakt und somit radseparat geschieht. Durch Zweites ist eine individuelle Ansteuerung der Vorderräder möglich, was zwar für die Realisierung der traktionsorientieren Grundfunktion keinen Mehrwert generiert, aber aufgrund möglicher weiterer Systemfunktionen parallel mitbetrachtet wird.

Das Thema der Energiespeicherung ist je nach Medium getrennt zu betrachten. Hydraulische Speicher weisen zwar eine sehr hohe Leistungs-, dafür aber eine recht geringe Energiedichte auf. Daher wäre ein hydraulischer Speicher in Form eines Druckbehälters lediglich in Baugrößen denkbar, die beispielsweise, wie in Abschnitt 5.2.3 untersucht, als Anfahrtshilfe in Form eines Boost-Speichers dienen könnten. Elektrische Speicher hingegen würden auch eine höhere Energiespeicherung erlauben, so dass hierbei zwecks Lastpunktanhebung, wie in Abschnitt 5.2.4, oder zwecks Rekuperation, wie in Abschnitt 5.2.2, auch über einen längeren Zeitraum Leistung bereitgestellt werden kann. Eine Speichergröße, mit der ein vollständiger Betrieb ohne Verbrennungsmaschine sichergestellt werden kann, lässt sich jedoch nach aktuellem Stand der Batterietechnik nicht als Parallelsystem betreiben, da dies schlicht aufgrund des enormen Platzbedarfes nicht möglich ist. Die Positionierung eines solchen Speichers innerhalb des Fahrzeuges erweist sich ebenfalls aufgrund des ohnehin knapp bemessenen freien Bauraumes als äußerst kompliziert und ist demnach eher in Fahrzeugen kleinerer Leistungsklassen denkbar [Woopen, et al., 02/2018] Dem kommt hinzu, dass ein Speicher für die Erfüllung der Grundfunktion nicht zwingend notwendig ist, so dass auch nicht jede*jeder Kundin*Kunde an einer Speichermöglichkeit interessiert sein wird. Beide Aspekte können vereint werden, indem auf einen externen Speicher wie den „Battery Boost“ in Abbildung 3-7 zurückgegriffen wird, welcher optional von Kunden erworben und dann extern an das Fahrzeug gekoppelt werden kann.

Durch Bewertung der einzelnen Teillösungen konnten davon bereits einzelne vollständig als nicht anwendbar angesehen werden. Somit werden nur noch die leistungsverzweigten Varianten weiterverfolgt, bei denen die alternative Leistung on Board generiert wird. Die

Frage, ob Einzelradantrieb oder Achsantrieb wird, wie bereits erwähnt, parallel weiterverfolgt, während sich diverse Teillösungen untereinander als nicht kompatibel erweisen, wie beispielsweise ein Speicher hoher Energiedichte in einem hydraulischen System. Durch diese Ausfilterung einzelner Lösungen kann die Anzahl möglicher Kombinationen von zunächst 480 in einem ersten Schritt auf zwölf reduziert werden. Die weiter betrachteten Lösungskombinationen sind in Abbildung 4-2 aufgeführt.

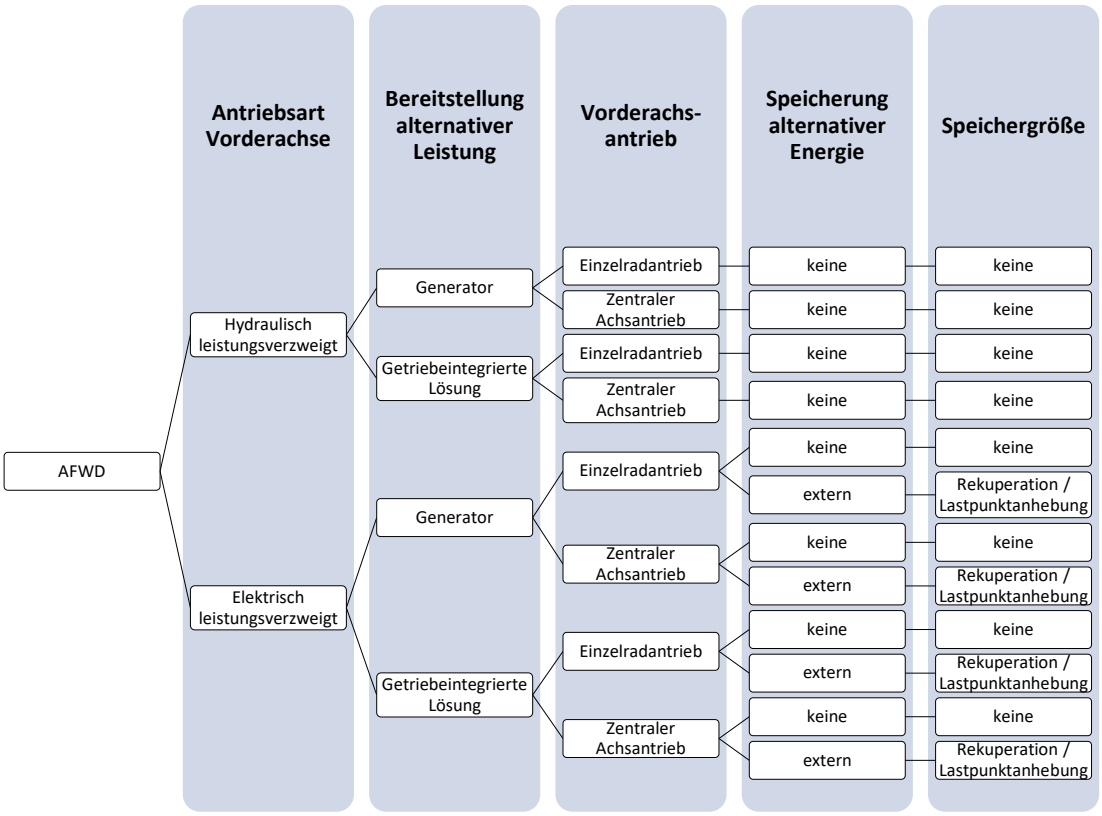


Abbildung 4-2: *Reduziertes Konzeptspektrum zur Erfüllung der Grundfunktion eines adaptiven Vorderachsantriebes*

Neben der technischen Umsetzung der Energiespeicherung ist auch stets der Kundenwunsch zu beachten. Durch die Zuhilfenahme von internen Marktanalysen ist ersichtlich, dass potentielle Kunden einen Speicher für ein alternatives Leistungsmedium nicht optional erwerben würde, um ihn nur als Boost-Speicher, beispielsweise zum Anfahren, nutzen zu können, da hierdurch voraussichtlich und wie in Abschnitt 5.2 näher untersucht kein wirtschaftlicher Nutzen erzielt werden kann. Ein Speicher mit einer größeren Energiespanne, mit dem auch Funktionen wie Rekuperation oder Lastpunktanhebung betrieben werden können, wird hingegen abhängig vom Einsatzgebiet des Fahrzeugs als sinnvoll erachtet. Dies bedeutet jedoch auch, dass die Grundlage für eine hydraulische Speicherlösung wegfällt und somit nur noch für die elektrischen Konzepte über eine Speicherintegration nachzudenken ist.

Die hydraulischen Konzepte sind bereits in dieser Konzeptphase skeptisch zu betrachten. In Abschnitt 2.3 wurde bereits auf die Grenzen hydraulisch unterstützter Vorderachsantriebsstrangkonzepte eingegangen. Es ist ersichtlich, dass die Grundfunktion hierdurch zwar realisierbar ist und dies, unter anderem durch den in Abbildung 2-3 veranschaulichten Aufbau, auch mit gutem Wirkungsgrad möglich ist. Mit Blick auf die folgende Konzeptphase und der Aufweitung des Systems auf weitere Funktionen erweist sich eine derartige Lösung für den Zweck dieser Arbeit jedoch als untauglich, so dass lediglich die elektrischen Konzepte weiterverfolgt werden.

Ebenso wird mit Blick auf die Stromerzeugung eine Vereinfachung getroffen. Gesucht wird eine Lösung, die mit jeder Fahrzeugkonfiguration und somit getriebeunabhängig realisierbar sein soll. Da nicht davon ausgegangen werden kann, dass zukünftige Fahrzeuge durchweg mit einem elektrisch leistungsverzweigten Getriebe vergleichbar zu Abbildung 3-3 ausgestattet sind, gilt es von einem separaten Generator, welcher beispielsweise im Zapfwellenantriebsstrang untergebracht wird, auszugehen, der den elektrischen Leistungszweig versorgt. Verfügt ein Fahrzeug dennoch über ein derartiges Getriebe, kann auf den Zusatzgenerator verzichtet werden und der Haupt- und Vorderachsantriebsstrang sind als Gesamtsystem zu sehen. Durch diese weiteren Filterungen resultieren zwei Grundkonzepte [Woopen, 2016], die in Abbildung 4-3 aufgeführt sind und die es in den folgenden Phasen zu detaillieren gilt.

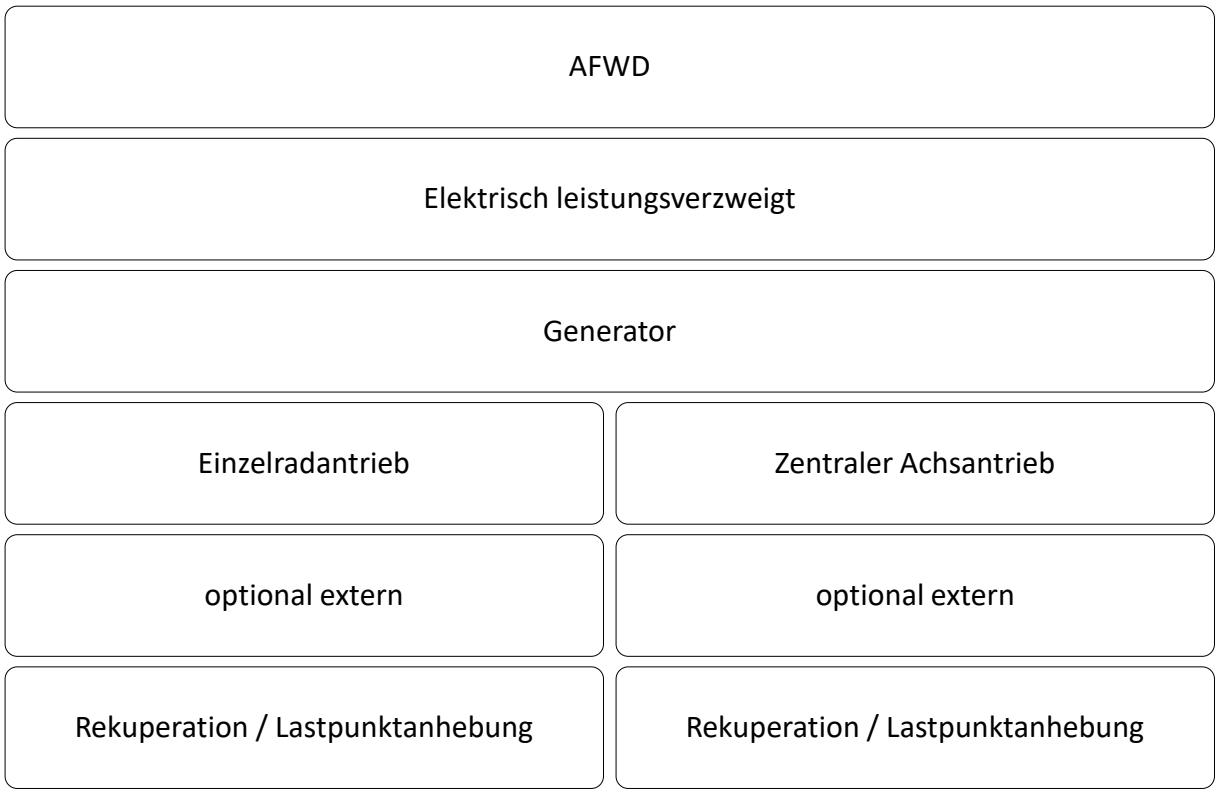


Abbildung 4-3: *Konzepte zur Erfüllung der Grundfunktion eines adaptiven Vorderachsantriebes*

Die grundsätzliche Funktion der variablen Übersetzung zwischen Vorderachse und Hauptantriebsstrang wird demnach über elektrische Leistungsverzweigungseinheiten realisiert, wobei zum einen zwischen einer Ganzachsverzweigung, mit der lediglich der Vorlauf der Vorderachse im Gesamten variiert werden kann, und einer radseparaten Verzweigung unterschieden werden muss, welche es erlaubt die beiden Vorderräder unabhängig voneinander anzusteuern. Als elektrische Leistungsquelle soll ein in den Hauptantriebsstrang integrierter Generator dienen und durch eine Batterie, welche optional extern an den Traktor gekoppelt werden kann, können bei Bedarf weitere Funktionen realisiert werden.

4.2. Ermittlung der Systemanforderungen

Auf dem Grundkonzept aufbauend, können nun die Anforderung an das Gesamtsystem des adaptiven Vorderachsantriebes aufgenommen werden. Neben den allgemeinen Anforderungen wie Leistung und Geometrie, welche in der vollständigen Anforderungsliste in Abschnitt VI aufgeführt sind, sind beispielsweise die Steig- und Neigungsfähigkeit sowie die Bodenfreiheit des Fahrzeugs elementare Größen, die es während der Entwicklung zu berücksichtigen gilt und die in Abbildung 4-4 veranschaulicht sind.

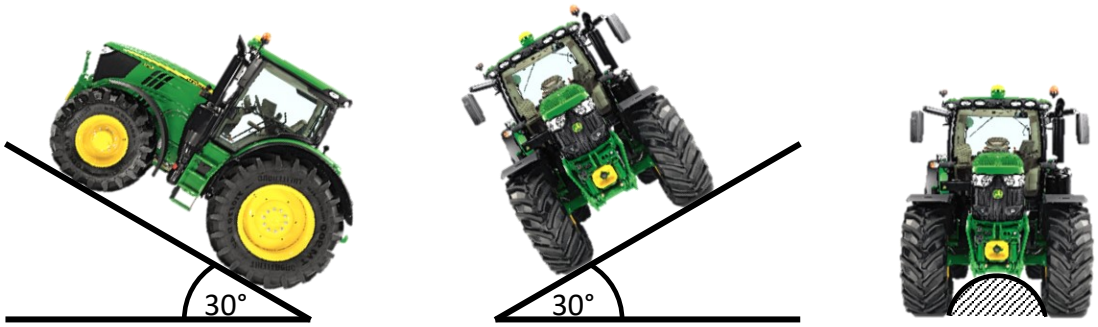


Abbildung 4-4: *Steigfähigkeit, Neigungsfähigkeit und Bodenfreiheit des Zielfahrzeuges John Deere 6215R zur Konzeptuntersuchung*

Sowohl für die zu befahrende Steigung, als auch für die maximal mögliche Neigung des Fahrzeuges sind ein Winkel von 30 ° einzuhalten. Dies hat verschiedene Auswirkungen auf das System, da zum einen die hieraus resultierenden Radlastschwankungen durch das System abgedeckt werden müssen, zum anderen aber auch zu berücksichtigen ist, dass der Ölhaushalt für eventuell geplante Hydraulikeinheiten, wie die Kühlung der elektrischen Maschinen, auch bei entsprechenden Fahrzeugneigungen zu jeder Zeit sichergestellt ist. Die Bodenfreiheit ist ein besonderer Aspekt. Der aktuell tiefste Punkt der meisten Traktoren ist bereits durch den Vorderachsantriebsstrang definiert. Soll in diesen Teil-

antriebsstrang nun noch eine separate Überlagerungseinheit integriert werden, muss dennoch weiterhin sichergestellt werden, dass die aktuell vorhandene Bodenfreiheit nicht weiter unterschritten wird. Gerade bei landwirtschaftlichen Zugmaschinen ist dies ein sensibler Wert, welcher bei zu geringer Dimensionierung das Einsatzgebiet des Fahrzeuges drastisch einschränken kann.

Zusätzlich zu diesen Punkten ist jedoch auch besonderes Augenmerk auf Funktionen zu legen, die mit einer Antriebsstrangkonfiguration gemäß Abbildung 4-3 realisiert werden können. Diese Funktionen erfüllen entweder den Zweck der Steigerung der Energieeffizienz, optimieren die Fahrzeugperformanz, was in diesem Zusammenhang als Oberbegriff der Fahrzeugagilität und der Regelbarkeit zu sehen ist, oder tragen sogar zu beidem bei und sind dementsprechend in Abbildung 4-5 aufgeführt.

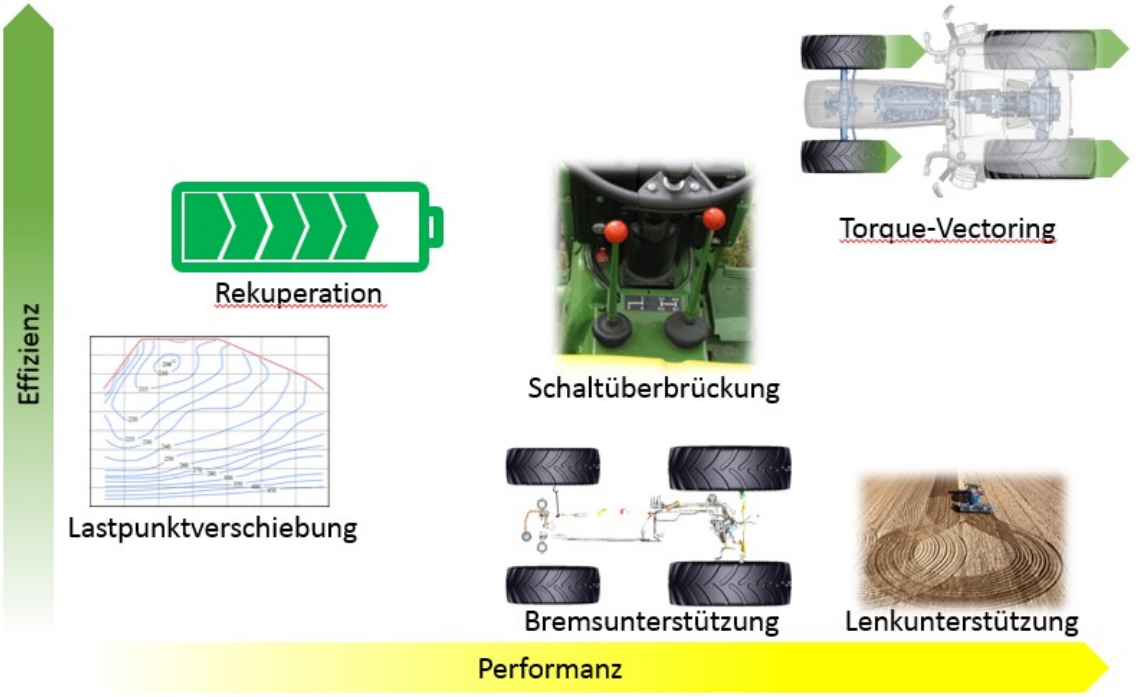


Abbildung 4-5: *Einordnung zusätzlicher Funktionen eines adaptiven Vorderachsantriebes*

Die Grundfunktion des variablen Vorlaufs ist in dem auch aus der Automobilindustrie bekannten Oberbegriff des Torque-Vectorings inbegriffen. Durch die Überlagerungseinheiten kann die Gesamtantriebsleistung in definierten Grenzen beliebig zwischen Hinterachse und Vorderachse oder bei radseparaten Antrieben sogar zwischen rechtem und linken Vorderrad verschoben werden. Auf diese Weise wird der variable Vorlauf realisiert. Die Antriebskräfte können aber auch je nach Radlastverteilung angepasst werden, so dass zum Beispiel das am stärksten ballastierte Rad gezielt den größten Anteil an der Zugkraftübertragung zwischen Rädern und Boden übernimmt. Die Vorteile dieser Funktion werden in Abschnitt 7.1 besonders deutlich.

Abgeleitet aus dem variablen Vorlauf ist die Lenkunterstützung zu nennen, welche sich ausschließlich in der Performanz niederschlägt. Während der adaptive Vorderradantrieb in seiner Grundfunktion lediglich die Aufgabe hat, bei einer Kurvenfahrt die Vorderräder so anzutreiben, dass sie nicht gegen die Hinterräder bremsend wirken, können die Vorderräder zur Verkleinerung des Wenderadius mit mehr Leistung als nötig beaufschlagt werden, so dass das Fahrzeug über die Vorderachse um die Kurve gezogen wird. Auf die Auswirkungen auf das Fahrverhalten sowie auf einen Vergleich zu der heute gängigen Methode, der Lenkbremse, wird näher in Abschnitt 7.2 eingegangen.

Die Bremsunterstützung stellt ein ebenfalls rein durch die Performanz getriebenes Prinzip dar. Bei heutigen Traktoren sorgt die Traktorsoftware dafür, dass beim Betätigen des Bremspedals der Allradantrieb aktiviert wird, da hierdurch die Bremsen der Hinterachse über den Vorderachsantriebsstrang auch auf die Vorderräder wirken und somit die, bedingt durch den geringeren Bauraum an den Vorderrädern meist kleiner ausgelegten Vorderradbremsen, unterstützen. Hierbei wird aufgrund der Einfachheit heutiger Systeme jedoch nicht darauf geachtet, wie viel Bremsleistung von der Hinterachse auf die Vorderräder transferiert wird. Wird diese transferierte Bremsleistung gezielt gesteuert und gedrosselt, ermöglicht sich eine Optimierung des Bremsweges respektive der Bremszeit, was in Abschnitt 7.3 tiefergehend untersucht wird.

Einen vergleichbaren Anteil an der Performanzverbesserung, gleichzeitig aber auch effizienzsteigernd, ist die Funktion der Schaltüberbrückung als Teilfunktion des in Abschnitt 5.2.2 untersuchten elektrischen Boost. Indem bei nicht-Stufenlosgetrieben während der Zeit des Schaltvorganges der elektrische Leistungspfad verwendet wird, um trotz geöffneter Fahrkupplung Antriebsleistung auf die Räder zu übertragen, kann der Fahrantrieb zumindest in gewissen Grenzen aufrechterhalten werden. Dies wird in Abschnitt 7.4 untersucht, da gerade in Beschleunigungssituationen potentiell der Fahrkomfort verbessert werden kann, da der sonst auftretende Schaltschlag gemindert wird und nach Abschluss des Schaltvorganges aufgrund eines geringeren Geschwindigkeitsabfalls mit einem geringeren Leistungsbedarf zu rechnen ist.

So das Grundsystem optional um eine Batterie erweitert wird, können zudem noch die in Abschnitt 5.2 untersuchten Funktionen der Lastpunktanhebung sowie der Bremsenergierückgewinnung realisiert werden. Für beide Systeme ist ein Energiespeicher unerlässlich, um überschüssige Energie, die beim Rekuperieren oder beim Heben des Lastpunktes frei wird, zu speichern oder um Leistungslücken zu schließen, die beim Senken des Dieselmotorbetriebspunktes auftreten.

4.3. Konzeptphase zur Erfüllung weitergehender Funktionen

Das in Abschnitt 4.1 definierte Grundkonzept ist nun auf eine Weise auszuarbeiten, die es dem adaptiven Vorderradantrieb ermöglicht, nicht nur die Grundfunktion, sondern auch die zusätzlich definierten Funktionen zu erfüllen. Auch hierzu kann ein morphologischer Kasten bei der Lösungsfindung unterstützen, indem wie in Tabelle 4-2 für detailliertere Teilfunktionen Lösungsansätze zusammengestellt werden, so dass auch hierfür zunächst 1152 Konzeptkombinationen möglich erscheinen.

Tabelle 4-2: *Morphologischer Kasten zur Definition der Zielkonzepte eines adaptiven Vorderachsantriebes*

		Teillösungen				
Teilfunktionen	**Bereitstellung elektrischer Leistung**	Elektrisch hybrides Getriebekonzept		Zusätzlicher elektrischer Generator		2
						x
	Bereitstellung mechanischer Leistung	Verbrennungsmotor	Ground driven PTO	DDS		3
						x
	Vorderachsantrieb	Einzelradantrieb		Zentraler Achsantrieb		2
						x
	Leistungssummierung	Vorderrad	Vorderachse	Vorderachsdifferential	Vorderachsantriebsstrang	4
						x
	Adaptives Leistungslevel	40%	60%	100%		3
						x
	Anbindung elektrischer Leistung	Permanent		Entkoppelbar		2
						x
	Rein mechanischer Leistungspfad	Unterstützt		Nicht unterstützt		2
						x
	Energiespeicher	Unterstützt		Nicht unterstützt		2
						= 1152

Das Grundkonzept gibt einen elektrisch-mechanisch-leistungsverzweigten Aufbau vor. Demnach ist in einem ersten Schritt zu definieren, woher die jeweiligen Teilleistungen abgezweigt werden. Für den elektrischen Leistungspfad wurde bereits ein zusätzlicher

Generator, oder, falls vorhanden, ein elektrisch hybrides Getriebekonzept als Leistungsquelle ausgemacht. Die elektrische Leistung kann durch Kabelverlegung verhältnismäßig einfach transportiert werden, so dass eine Untersuchung der bauräumlichen Nähe zwischen Leistungsquelle und Leistungssenke keiner weiteren Betrachtung bedarf. Auch das Drehmomenten- beziehungsweise Drehzahlniveau, zum Beispiel auf Höhe des Generators, kann weitestgehend außer Acht gelassen werden, da zwischen Quelle und Senke ohnehin mit regelnder Leistungselektronik gearbeitet werden muss. Anders sieht dies mit dem benötigten mechanischen Leistungspfad aus. Dieser könnte auf einem Niveau abgegriffen werden, das proportional zu dem des Verbrennungsmotors ist. Dies entspräche unter anderem der Kurbelwelle oder aber auch dem Zapfwellenantriebsstrang. Dies hätte den Vorteil, dass dauerhaft und unabhängig von der Schaltsituation mechanische Leistung für die Vorderachse bereitstehen würde. Auf diese Weise könnten daher vereinfacht Boost-Funktionen, wie das Überbrücken eines zugkraftunterbrechenden Schaltvorgangs, realisiert werden, da die Kraftübertragung auf die Vorderachse nicht an den Leistungspfad des Hauptfahrgetriebes gebunden ist. Außerdem bedeutet dies auch, dass für die Vorderachse eine separate Anpassung an die Fahrgeschwindigkeit vorgesehen werden muss, da konstant auf ein Drehzahlband als Grundlage zurückgegriffen und die Übersetzung des Hauptfahrgetriebes umgangen wird. Muss durch das adaptive Getriebe somit nicht nur der Vorlauf, sondern auch die Fahrgeschwindigkeit angepasst werden, ist dies mit einer sehr hohen Spreizung innerhalb des Überlagerungsgetriebes verbunden. Zudem ist der elektrische Leistungspfad zwecks Geschwindigkeitsanpassung nahezu dauerhaft eingebunden, so dass auch der Wirkungsgrad des Gesamtsystems wieder negativ beeinflusst wird. Demnach ist auf ein Drehzahlniveau zurückzugreifen, welches bereits proportional zur Fahrgeschwindigkeit angesehen werden kann. Dies entspricht der letzten Welle des Hauptgetriebes, dem Differential-Drive-Shaft, welche unmittelbar nach der letzten schaltbaren Übersetzungsstufe das Hinterachsdifferential antreibt. Oder dem Hinterachsendabtrieb, welchem in Form einer sogenannten „Ground-driven-PTO“ unmittelbar vor dem Radantrieb mechanische Leistung entnommen werden kann. Letzteres stellt sich allerdings insofern problematisch dar, dass mechanische Leistung komplizierter zu übertragen ist als elektrische Leistung und ein weiterer mechanischer Antriebsstrang vom Hinterachsendabtrieb zur Vorderachse bauraumbedingt komplizierter ist. Daher empfiehlt es sich den DDS, über den auch in heutigen Fahrzeugen meist die mechanische Leistung für die Vorderachse bereitgestellt wird, auch als mechanische Leistungsquelle für den adaptiven Vorderradantrieb zu verwenden.

Neben der Positionierung der einzelnen Leistungsquellen ist auch die Position zu klären, an der die beiden Leistungspfade in Form des Überlagerungsgetriebes miteinander kombiniert werden. Hierzu lassen sich vereinfacht die unterschiedlichen Drehzahlniveaus,

vom Vorderrad aus beginnend, im heutigen Vorderachsantriebsstrang untersuchen. Bei Traktoren wird, wie auch bei anderen schweren Nutzfahrzeugen, mithilfe eines in den Radträger integrierten Planetengetriebes das Drehmoment erst kurz vor dem Rad gesteigert. Dadurch können vorherige leistungsübertragende Bauteile kleiner dimensioniert werden und gleichzeitig verfügt das Fahrzeug über enorme Zugkräfte. Der typische Aufbau eines Endabtriebs sieht einen Antrieb über das Sonnenrad und einen Abtrieb über den Planetenträger vor, während das Hohlrad durch eine feste Verbindung mit dem Radträger zum Stillstand gezwungen wird. Eine Aufhebung dieser letztgenannten festen Verbindung und ein zusätzlicher elektrischer Antrieb des Hohlrades würde es bereits erlauben, ohne die Integration eines separaten Überlagerungsgetriebes, die Drehzahl der Vorderräder zu variieren. Hierbei werden jedoch zwei grundlegende Schwierigkeiten offensichtlich. An dieser Position besteht ein enormer Drehmomentenbedarf. Gemäß der Planetengetriebeauslegung muss das Hohlrad mit einem Drehmoment abgestützt werden, welches unwesentlich kleiner ist, als das des Planetenträgers und somit das des Rades. Aus der Anforderungsliste in Abschnitt VI geht hervor, dass als maximales Radmoment 35800 Nm zu realisieren ist. Ein derart hohes Drehmoment ist jedoch bei dem vorhandenen Bauraum direkt am Rad nach aktuellem Stand der Technik weder wirtschaftlich noch mit hoher Zuverlässigkeit durch eine elektrische Antriebseinheit umzusetzen [Oswald VDI], weshalb dieser diverse Übersetzungsstufen vorzuschalten wären und der elektrische Antrieb automatisch nicht mehr auf Höhe des Radträgers untergebracht werden könnte. Je weiter der elektrische Antrieb aus diesem Grund aus dem Radträger herausgezogen werden muss, umso deutlicher wird die zweite Problematik, welche aus der Lenkung der Vorderachse resultiert. Sind Überlagerungsgetriebe und elektrischer Antrieb durch die Vorderradlenkung getrennt, muss auch der vom Elektromotor ausgehende mechanische Leistungspfad über eine Gelenkwelle verfügen. Die notwendige Übersetzung und der Lenkungsausgleich machen diesen Anbauraum sehr aufwendig und voraussichtlich auch sehr kostspielig, weshalb sich hierzu lediglich hydraulische Konzepte wie der LT3 nach Abbildung 2-4 empfehlen.

Ein Drehmomentenniveau, das mit einem elektrischen Antrieb eher realisierbar ist, ist zwischen Vorderachsdifferential und Endabtrieb in der Vorderachse zu finden. Bei einem maximal vorzufindenden Drehmoment von etwa 8000 Nm am Differentialausgang und ausreichend vorhandenem Bauraum im Achsgehäuse, kann dort ein Überlagerungsgetriebe integriert werden, für das lediglich eine Anpassung der Gehäuseteile nötig ist. Da andere Baugruppen nicht betroffen sind, kann eine Lösung erzielt werden, die das System nicht nur in Bezug auf die Funktionen adaptiv gestaltet, sondern auch in Bezug auf die Fahrzeugintegration. Zudem ist das System hier nicht an die bestehende Funktion des Reduziergetriebes gebunden, so dass das elektrisch abzustützende Drehmoment durch

eine gezielte Auslegung deutlich unterhalb des mechanischen Momentes anzusiedeln ist. Gleiches gilt für eine Lösung in Nähe zum Vorderachsdifferential. Hierzu ist das Differentialspiralrad vom Differentialkorb zu lösen und zwischen beide Einheiten ein entsprechendes Planetengetriebe zwecks Drehzahlüberlagerung zu integrieren. Der vorhandene Bauraum ist der gleiche wie bei der zuvor genannten Variante, auch wenn hierdurch nur eine Adaptivität der gesamten Achse und nicht der einzelnen Räder realisiert werden kann. Die gleiche Einschränkung ist für eine Leistungssummierung im Vorderachsantriebsstrang zu berücksichtigen. Allerdings besteht dort auch das größte Bauraumpotential, indem Komponenten, wie beispielswiese die heute verbaute Allradlamellenkupplung entfallen können und somit Platz für eine modulare Überlagerungseinheit geschaffen werden kann.

Unabhängig von der Positionierung ist der Grad der Leistungssummierung von funktioneller Wichtigkeit. Heutige Allradsysteme sind in der Regel darauf ausgelegt, dass etwa 40 % der gesamten Antriebsleistung des Fahrzeuges über die Vorderachse übertragen wird. Dies geht einher mit der Lage des Schwerpunktes, wodurch bei normaler Ballastierung auch 40 % des Fahrzeuggewichtes von der Vorderachse abgestützt werden muss. Zur Realisierung eines Vorderachsboost muss das System jedoch in der Lage sein, mehr Leistung als diesen Grenzwert zu übertragen, weshalb für diesen Zweck 60 % der Gesamtantriebsleistung als sinnvoll erscheinen. Das System ist demnach in der Lage, den Leistungsfluss über Vorder- und Hinterachse im Allradantrieb zu vertauschen. Soll über den Boost hinweg ein vollständiger Antrieb ausschließlich über die Vorderachse möglich sein, ist der Leistungswert sogar auf 100 % anzusetzen.

Der Grad des gesteuerten Leistungsflusses über die Vorderachse hat direkten Einfluss auf die Größe des Elektromotors. Je größer dieser zu dimensionieren ist, umso größer sind auch die zu erwartenden Trägheitsmomente des Motors, weshalb die Möglichkeit in Betracht gezogen werden muss, den Elektromotor bei der Verwendung eines ausschließlichen Hinterradantriebes über eine Kupplungsvorrichtung vom Antriebsstrang zu lösen, so dass durch die Motorträgheit bei Beschleunigungsvorgängen keine Verlustleistung verursacht wird, die den Systemwirkungsgrad im Zweiradbetrieb herabsenkt. Genauso ist eine mögliche Vorrichtung zu berücksichtigen, mit der der elektrische Pfad umgangen und eine, wie bei heutigen Systemen, rein mechanische Leistungsübertragung zur Vorderachse erzwungen wird. Dadurch kann, je nach Situation, die Variabilität zulasten des Wirkungsgrades aufgehoben werden. Eine derartige mechanische Absicherung wird unter anderem auch bei hydrostatischen Systemen wie dem VarioDrive aus Abbildung 2-5 angewendet.

Wie bei einem morphologischen Kasten üblich, können auch in dieser Konzeptphase gewisse Teillösungen gänzlich ausgeschlossen werden, während andere Teillösungen untereinander nicht kompatibel sind. Dadurch kann die theoretisch mögliche Anzahl an Gesamtkonzepten von 1152 auf nur noch drei praktisch sinnvolle Konzepte reduziert werden, welche in Abbildung 4-6 zusammengefasst werden.

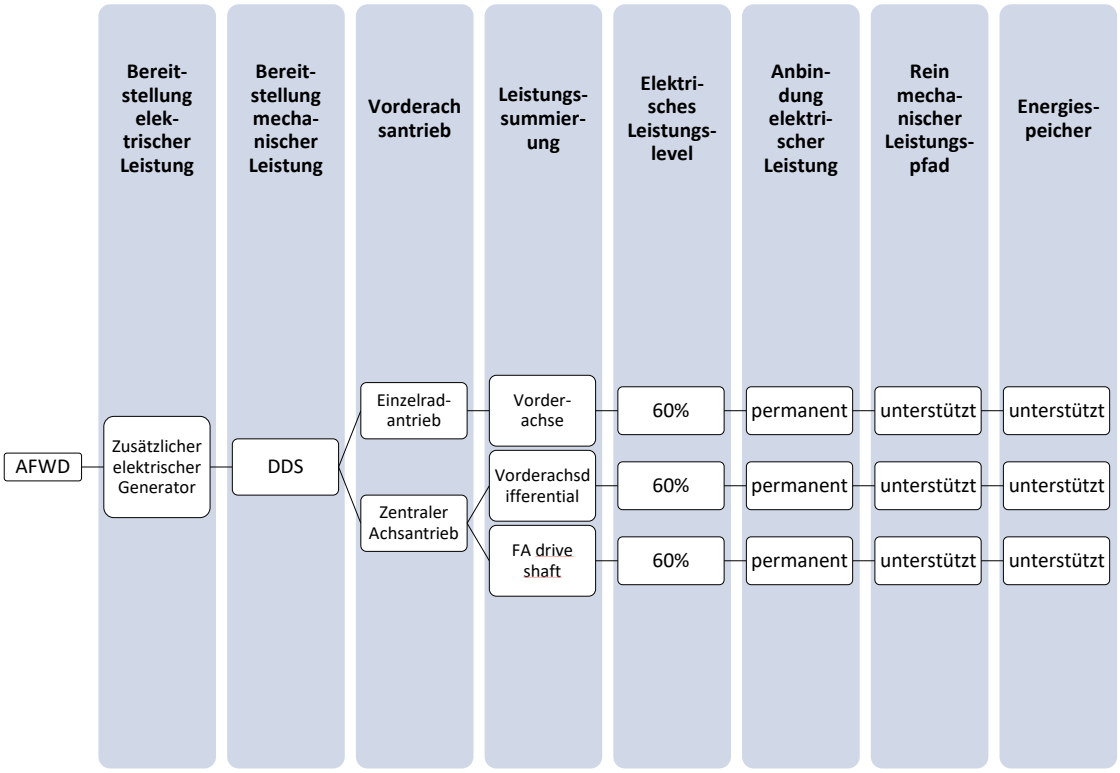


Abbildung 4-6: *Praktisch sinnvolle Konzepte eines adaptiven elektrisch leistungsverzweigten Vorderachsantriebes*

Alle Konzepte haben gemeinsam, dass der elektrische Leistungsanteil über einen zusätzlichen Generator und der mechanische Leistungsanteil auf Höhe der Differentialeingangswelle zur Hinterachse abgegriffen werden. Die anderen mechanischen Leistungsquellen sind aufgrund der zuvor angeführten Gründe als nicht praktikabel anzusehen. Die funktionelle Hauptunterscheidung zwischen Einzelradantrieb und zentralem Achsantrieb wird automatisch durch die Position der Leistungssummierung bestimmt. Während eine Leistungssummierung unmittelbar am Radträger nicht als elektrisches Konzept umsetzbar erscheint, bedeutet die Integration der Überlagerungseinheit hinter dem Vorderachsdifferential das einzig vorstellbare einzelradgesteuerte Gesamtkonzept. Wird die Adaptivität jedoch spätestens im Vorderachsdifferential umgesetzt, kann kein Einfluss mehr auf die einzelnen Räder genommen werden, so dass nur noch eine zentrale Achslösung möglich ist.

Der Boost ist eine grundlegende Funktion. Er wird sowohl für die Schaltüberbrückung als auch für die Lenkunterstützung benötigt. Demnach kann ein adaptives Leistungslevel von 60 % nicht unterschritten werden, so dass über die Vorderachse mindestens 60 % der gesamt möglichen Antriebskraft übertragen werden kann. Dies haben bereits Systeme wie der Kubota Bi-Speed gezeigt [Geimer, et al., 2017]. Eine Auslegung auf eine deutlich höhere Leistung macht das System jedoch für den vorgesehenen Haupteinsatzzweck unwirtschaftlich. Ein Anteil von 100% erweist sich frühestens dann als sinnvoll, wenn durch eine Weiterentwicklung der Batterietechnik tatsächlich von einem zumindest zwischenzeitlichen Antrieb auf rein elektrischer Basis ausgegangen werden kann. Stattdessen kann durch eine Beschränkung auf 60 % ein vergleichsweise kleiner Elektromotor verwendet werden, welcher dafür dauerhaft als leistungsflusssteuerndes Element mit dem Antriebsstrang gekoppelt ist. Dennoch kann nicht gänzlich auf ein Kupplungselement verzichtet werden. Gerade bei sicherheitskritischen Funktionen ist stets eine Rückfallebene einzuplanen, sollte der Hauptleistungsfluss ausfallen. Die Fahrzeugbremsen sind eine solche sicherheitskritische Funktion und der Allradantrieb trägt gerade bei starken Bremsungen einen erheblichen Anteil an der Bremsverzögerung bei. Indem bei heutigen Systemen der mechanische Allradantrieb beim Bremsen hinzugeschaltet wird, können die größer dimensionierten Fahrzeugbremsen der Hinterachse die Bremsen der Vorderachse unterstützen und das Kraftschlusspotential der stärker belasteten Vorderachse voll ausnutzen. Diese Funktion muss auch bei einem etwaigen Ausfall des elektrischen Leistungszweiges garantiert sein, weshalb eine Kupplung zur Realisierung eines rein mechanischen Leistungspfades zwischen Vorder- und Hinterachse zu integrieren ist. Diese kann zusätzlich noch verwendet werden, um beispielsweise bei schwerer Bodenbearbeitung, bei der es in erster Linie auf eine hohe Traktion und weniger auf die Variabilität ankommt, durch Überbrückung der elektrischen Leistung den maximal möglichen Wirkungsgrad zu erzielen. Der elektrische Leistungspfad muss dabei je nach Systemaufbau nicht gänzlich ausgeschlossen werden, so dass bei einem Vorhandensein eines elektrischen Energiespeichers auch aus diesem noch Leistung parallel zum mechanischen Leistungspfad in das Gesamtsystem eingebracht werden kann.

Die beiden Konzepte, die es weiterzuverfolgen gilt, unterscheiden sich somit in erster Linie von der Position im Vorderachsantriebsstrang, an der die mechanische Leistung mit der elektrischen Leistung aufsummiert wird. Hieraus ergeben sich automatisch weitere Unterscheidungsmerkmale. Auf diese Weise wird über die Integration der Überlagerungseinheit in das Vorderachsgehäuse die Möglichkeit geschaffen, radindividuell Einfluss auf das System nehmen zu können. Im Gegenzug kann mit einer Leistungssummierung zu Beginn des Vorderachsantriebsstranges und dementsprechend einer Leistungsflussregelung unter den Achsen der Systemaufbau weniger komplex gestaltet werden.

Um beide Systeme im deren Nutzen für Kunden vergleichen zu können, gilt es, diese bis zu einem ausreichenden Entwicklungsgrad zu detaillieren.

4.3.1. Leistungssummierung in der Vorderachse

Aus funktioneller Sicht bietet ein radindividueller Lösungsansatz bestimmte Anreize, da die Funktion des Torquevectoring zwischen den Fahrzeugseiten gerade in Bezug auf die Manövrierbarkeit mehr Einfluss ermöglicht. Die Grundvoraussetzung hierzu ist jedoch, dass das Drehmoment zwischen dem linken und dem rechten Vorderrad durch das System des adaptiven Vorderradantriebes nahezu beliebig angepasst werden kann. Hierbei ist das in heutigen Fahrzeugen verbaute Vorderachsdifferential zu berücksichtigen, welches, als Sonderaufbau eines Planetenradgetriebes, die Eigenschaft aufweist, das Eingangsdrehmoment in einem durch die Geometrie vorgegebenen Verhältnis auf die beiden Achswellen aufzuteilen. Daher muss bei einer radindividuellen Drehzahlüberlagerung auf ein Vorderachsdifferential verzichtet werden, so dass eine Drehmomentenregelung rein über die jeweiligen elektrischen Einheiten möglich ist. Dies führt dazu, dass der adaptive Vorderradantrieb in diesem Fall nicht nur, wie durch das Grundkonzept vorgesehen, die Differenz zwischen dem theoretisch nötigen und dem mechanisch realisierten Vorlauf auszugleichen hat, sondern zusätzlich noch den Drehzahlausgleich zwischen dem rechten und linken Vorderrad als Ersatz des Achsdifferentials übernehmen muss. Ein Systemaufbau, der sich hierzu beispielhaft empfiehlt, ist schematisiert in Abbildung 4-7 veranschaulicht.

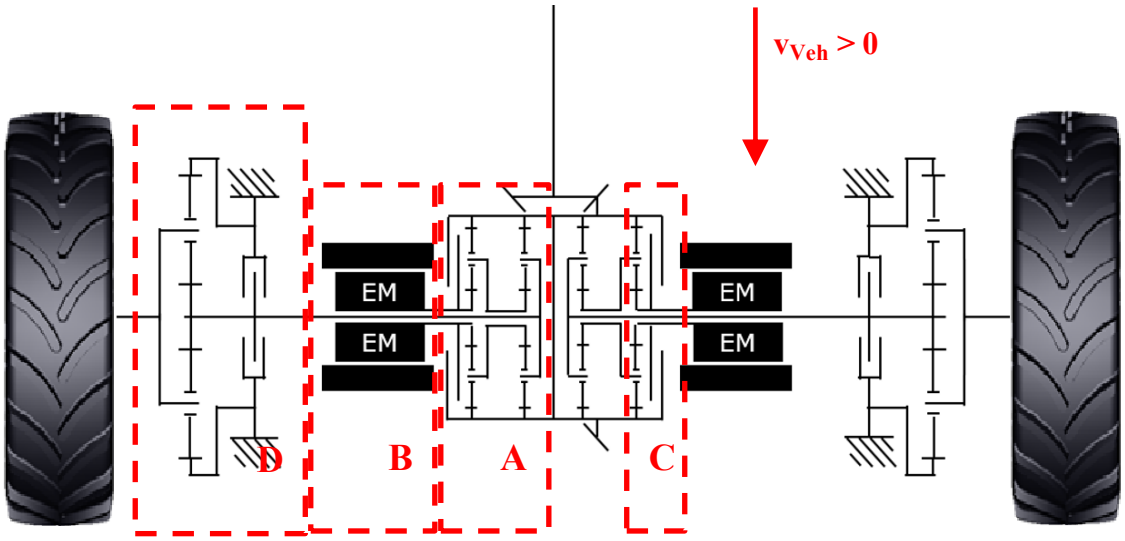


Abbildung 4-7: *Stickdiagramm eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung*

Der Aufbau ist rechts wie links als gleich anzusehen, mit der xz-Ebene des Fahrzeuges als Symmetrieebene. Die Anpassung der Abtriebsdrehzahl wird mit Hilfe eines Planetenüberlagerungsgetriebes (A) und eines in Reihe verbauten Elektromotors (B) realisiert. Der Elektromotor weist dabei die Besonderheit auf, dass er zwischen Planetenradgetriebe

und Endabtrieb unterzubringen ist und somit die Ausgangswelle der Überlagerungseinheit durch den als Hohlwelle ausgeführten Rotor des Elektromotors hindurchzuführen ist. Für einen solchen Aufbau empfehlen sich Motorvarianten, wie sie beispielsweise in Form des GVK der Firma Parker (Anhang B) angeboten werden. Stator und Rotor werden getrennt voneinander verbaut und der große Innendurchmesser des Rotors erlaubt neben der Aufnahme einer als Hohlwelle ausgeführten Antriebswelle auch das Hindurchführen der Abtriebswelle zum Endabtrieb (D). Zudem befindet sich innerhalb des Planetengetriebes eine schaltbare Kupplung (C), mit welcher die komplette Einheit in den Blockumlauf gezwungen werden kann, so dass beispielsweise bei einem elektrischen Systemausfall auf einen mechanischen Durchtrieb zurückgegriffen werden kann.

Bei der Auslegung des Planetengetriebes sind zwei grundsätzliche Rahmenbedingungen zu beachten. Zum einen ist bei feststehender Überlagerungswelle eine Übersetzung von ungefähr i=1 zu erreichen. Dadurch kann bei Geradeausfahrt, wenn beispielsweise durch schwere Bodenbearbeitung die höchste Zuglast zu erwarten ist, durch das nahezu vollständige Zurückgreifen auf den mechanischen Antriebsstrang der beste Systemwirkungsgrad erzielt werden. Zum anderen ist auf die Leistungsdaten der geplanten Elektromotoren Rücksicht zu nehmen. Dabei ist darauf zu achten, dass der Elektromotor sowohl genügend Stützmoment für das Überlagerungsgetriebe bereitstellt als auch die notwendige Spreizung zwischen der mittleren Hinterachsgeschwindigkeit und der Geschwindigkeit des kurvenäußeren Vorderrades ausgleichen kann.

Im Fahrbetrieb ist in der Regel entweder mit einer hohen Drehmomentenauslastung bei gleichzeitig geringer Drehzahldifferenz oder mit einer hohen Drehzahldifferenz bei gleichzeitig niedrigem Drehmoment zu rechnen, da Zugarbeiten nahezu in Geradeausfahrt und Rangierarbeiten nicht unter Last stattfinden. Der Bremsvorgang stellt jedoch eine Besonderheit dar, da auch hier bei voll eingeschlagenen Rädern das volle Bremsmoment von der Hinterachse auf die Vorderräder übertragen werden muss. Aufgrund des funktionell notwendigen Wegfalls des Achsdifferentials müssen die Elektromotoren das Bremsmoment zu den Vorderrädern abstützen. Eine Kraftübertragung durch das Schließen der Kupplungen hätte die gleiche Wirkung wie das Aktivieren einer Differentialsperre, so dass kurveninneres und kurvenäußeres Rad gleichschnell drehen würden und eine Kurvenfahrt nicht realisierbar wäre. Als Auslegungsgeschwindigkeit wird dabei, basierend auf dem Zielfahrzeug John Deere 6215R, v_{Krit} = 21 km/h gewählt, welche sich nach analytischem und geometrischem Ansatz aus Gl. 1 ergibt.

$$v_{Krit}=\sqrt{\frac{g}{S_{Kipp}\cdot s_Z}\cdot\left(s_Y+\frac{1}{2}\cdot l_{Track}\right)\cdot\sqrt{s_X^2+\left(\sqrt{R_{Min}^2-l_{Wheelbase}^2}-\frac{1}{2}\cdot l_{Track}-s_Y\right)^2}} \qquad \textbf{Gl. 1}$$

Bei einer Geschwindigkeit von v_{Krit} = 21 km/h, bezogen auf den Schwerpunkt, kann die Lenkung des Fahrzeuges theoretisch noch voll eingeschlagen werden, ohne dass das Fahrzeug zu Kippen beginnt. Durch den Sicherheitsfaktor S_{Kipp} = 1,2 wird dabei berücksichtigt, dass dieser Punkt unter anderem aufgrund der Veränderung des Reifenlatsches und der Verlagerung des Schwerpunktes, bedingt durch die Fahrzeugflüssigkeiten, praktisch bereits früher erreicht wird. Bei gleichzeitig vollständigem Einlenken und dem Fahren mit der höchsten in diesem Betriebspunkt möglichen Fahrzeuggeschwindigkeit ergibt sich nach Gl. 2 der auszugleichende Drehzahlquotient zwischen Ein- und Ausgang des neuen Planetensatzes.

$$Prerun=\frac{R_{turning}}{\sqrt{R_{turning}^2-l_{Wheelbase}^2}-\frac{1}{2}\cdot l_{Track}}\text{-}100\% \qquad \textbf{Gl. 2}$$

Maßgebend sind demnach der kleinste nach ISO 789-3 definierte und am kurvenäußeren Vorderrad gemessene Wenderadius $R_{turning}$ sowie die Fahrzeuggeometrie, welche durch den Achsabstand und die Spurweite abgebildet wird. Alle Informationen sind den Herstellerdatenblättern entnehmbar, so dass sich für einen John Deere 6215R nach Anhang C in diesem Fall ein maximaler Vorlauf am kurvenäußeren Vorderrad von PrerunFO = 46 % ergibt. Dieser Überlagerungswert muss bei maximaler Drehzahl des jeweiligen Elektromotors realisierbar sein und ist dadurch maßgebend für die Drehzahl der Überlagerungswelle, welche für einen wie in Abbildung 4-7 dargestellten Aufbau gemäß Gl. 3 zu bestimmen ist. Hierbei ist davon auszugehen, dass unterschiedliche Reifenpaarungen zwischen Vorder- und Hinterachse bereits durch die Übersetzung i_{MFWD} ausgeglichen sind, so dass bei Geradeausfahrt lediglich Abweichungen durch Unterschiede im Reifendruck oder Verschleiß abzudecken sind.

$$n_{EDrive}=\frac{v_{Veh}\cdot i_{FD_RA}\cdot i_{Diff_RA}}{2\pi\cdot SRI_{RA}\cdot i_{MFWD}\cdot i_{Diff_FA}}\cdot\left[\left(2\cdot i_0-i_0^2\right)+(1-i_0)^2\cdot Prerun\right] \qquad \textbf{Gl. 3}$$

Über die Fahrzeuggeschwindigkeit, welche über die Hinterachsdrehzahl definiert wird, bestimmt sich zunächst die Eingangsdrehzahl des adaptiven Systems. Über die im System auftretenden Standübersetzungen und den vom Lenkzustand abhängigen Vorlauf resultiert schließlich die Überlagerungsdrehzahl, welche durch den Elektromotor zu realisieren ist. An dieser Stelle wurde für beide Planetentriebe die gleiche Standübersetzung i_0 gewählt, da die geometrischen Randbedingungen innerhalb der Überlagerungseinheit

identisch sind. Beide Hohlräder sind in ihrem Außendurchmesser durch das Achsgehäuse begrenzt, während beide Sonnenräder einen definierten Innendurchmesser nicht unterschreiten dürfen, um die Abtriebswelle zum Vorderrad hindurch führen zu können. Zusätzlich können durch die gleichen Standübersetzungen und die potenziell gleichen Zahngeometrien auch Vereinfachungen im Fertigungsprozess erwartet werden.

Durch Berücksichtigung der systembedingten geometrischen Grenzen, wie dem maximal möglichen Innendurchmesser des Achsgehäuses und dem minimal möglichen Durchmesser der Abtriebswelle, kann der Integrationsaufwand des Systems auf die unmittelbar betroffenen Bauteile eingegrenzt werden. Auf eine aufwändige Anpassung der Lenkungskomponenten, wie es beispielsweise bei einem Aufweiten des Achsflansches nötig wäre, kann demnach verzichtet werden. Dies wird auch durch eine CAD-basierte Integration eines solchen Systems in den vorhandenen Bauraum wie in Abbildung 4-8 ersichtlich.

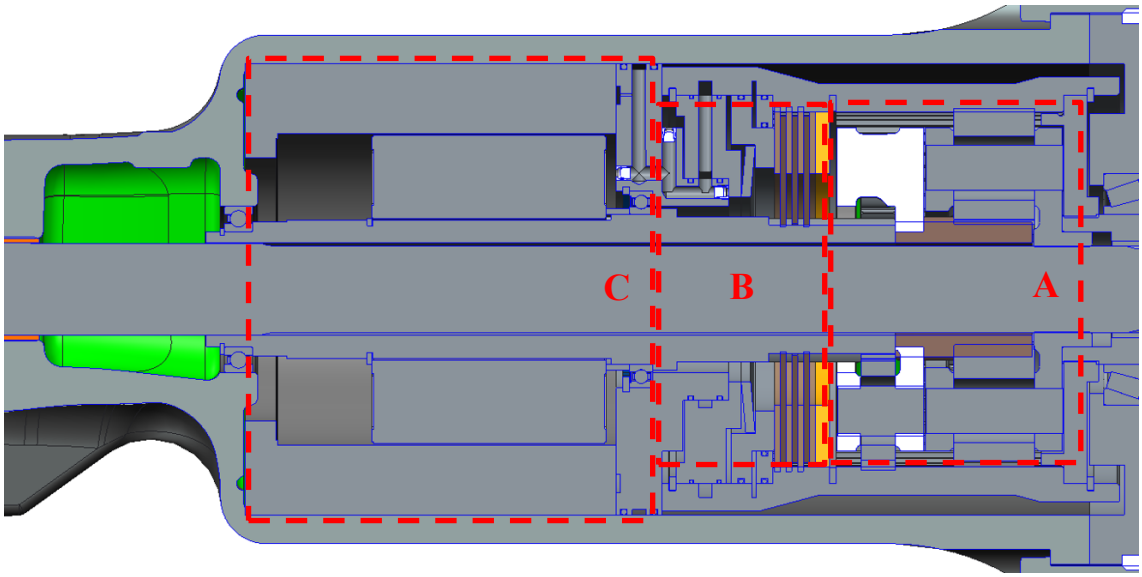


Abbildung 4-8: *Konzeptionelle Integration eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung*

Die In-Line Bauweise nutzt den vorhandenen Bauraum in den Vorderachsgehäusen ideal aus. Der axiale Platzbedarf der Überlagerungseinheit (A) kann dabei weiter optimiert werden, indem die erste Planetenstufe, über welche ein Großteil des Drehmomentes übertragen wird, mit vier Planetenrädern realisiert und somit die Belastung pro Planetenrad reduziert wird. Auch das teilweise Ineinanderschachteln von Kupplung (B) und Elektromotor (C) spart weiteren Bauraum, so dass die Mitte des Achsgehäuses bis auf das Tellerrad des Kegeltriebes keine Komponenten aufweist. Der hier gewonnene Bauraum könnte beispielsweise der Unterbringung der Achshydraulik dienen, welche zur Betätigung der Kupplungen und zur Kühlung der Elektromotoren benötigt wird. Auf eine weitere Ausarbeitung der Achshydraulik wird im Rahmen dieser Arbeit jedoch verzichtet.

4.3.2. Leistungssummierung im Vorderachsantriebsstrang

Der grundsätzliche Aufbau der Überlagerungseinheit wie in Abschnitt 4.3.1 kann auch bei einer Leistungssummierung im Vorderachsantriebsstrang wiederverwendet werden. Auch die Zuordnung der drei Wellen jeder Planetenstufe, dargestellt in Abbildung 4-9, ist dabei identisch.

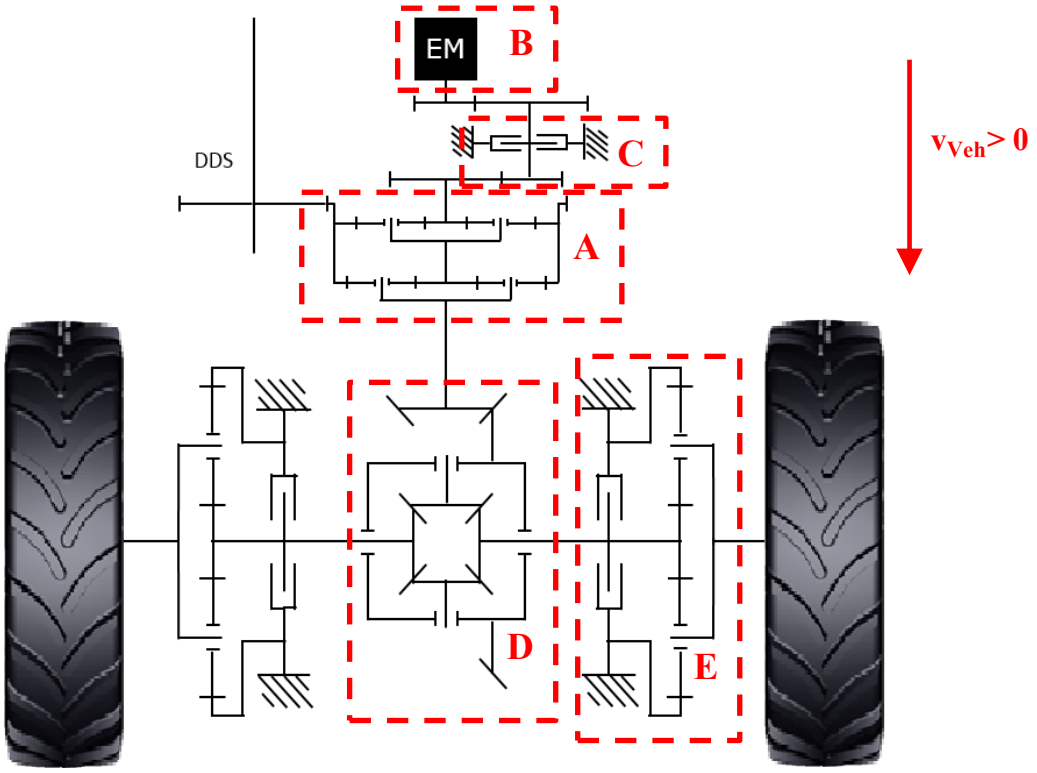


Abbildung 4-9: *Stickdiagramm eines adaptiven Vorderachsantriebes mit zentraler Leistungssummierung*

Wie auch beim vorherigen Konzept erfolgt der mechanische Antrieb über die gemeinsamen Hohlräder der beiden Planetensätze (A). Der begrenzte Bauraum erfordert es dabei, dass die Antriebskraft unmittelbar durch eine Außenverzahnung auf der Hohlradkombination erfolgt. Ebenfalls bedingt durch den vorhandenen Bauraum ist eine In-Line Integration des Elektromotors (B) auf der Höhe des ersten Sonnenrades nicht möglich. Stattdessen muss der Antriebspfad zur Einspeisung der vom Elektromotor eingebrachten Leistung um das Planetenradgetriebe herumgeführt werden, so dass der Elektromotor dezentral angeordnet werden kann. Auch die Kupplung (C), welche den rein mechanischen Durchtrieb ermöglicht, ist von dem begrenzten Bauraum betroffen. Da das Kupplungselement aus der koaxialen Position herausgelöst werden muss, ist auch eine Blockverschaltung des Überlagerungsantriebes nicht weiter möglich. Der rein mechanische Durchtrieb wird hingegen realisiert, indem die Sonnenwelle gegen das Gehäuse bis in den Stillstand abgebremst wird. Hierbei wird der grundlegende Auslegungsansatz des Überlagerungsgetriebes genutzt, nach welchem der Elektromotor bei Geradeausfahrt nahezu im

Stillstand betrieben wird. Aufgrund der Positionierung der Bremse und dem damit verbundenen geringen Drehmomentenniveau kann die Funktion des rein mechanischen Durchtriebes mit einer geringen Anzahl an Reiblamellen umgesetzt werden. Damit ist die Bremse zwar potenziell einer hohen Differenzdrehzahl zwischen den Reibpaaren ausgesetzt, betrachtet man jedoch den Einsatz dieser Bremse, so fällt dies nicht weiter ins Gewicht. Im Nennbetrieb kann die Bremse geschlossen werden, um beispielsweise bei schweren Zugarbeiten einen optimierten Wirkungsgrad zu erzielen. In diesem Fall kann die Sonnenwelle zunächst über den Elektromotor in den aktiven Stillstand eingeregelt werden, so dass die Bremse nahezu schlupffrei geschlossen werden kann und dabei in der Funktion eher einer Feststellbremse gleicht. Der zweite Fall betrifft den Ausfall des elektrischen Systems. Hierbei muss die Bremse in der Lage sein, in jeder Fahrsituation einen Kraftfluss zwischen Hinter- und Vorderachse zu gewährleisten. Gerade bei Kurvenfahrten im höheren Geschwindigkeitsbereich wird die Bremse aufgrund der hohen Differenzdrehzahl zwischen den beiden Antriebsachsen im Falle des Zuschaltens stark beansprucht. Ein vorheriges Synchronisieren über den Elektromotor kann bei einem Teilsystemausfall nicht gewährleistet werden, so dass die Drehzahldifferenz vollständig über die Reibelemente abgebaut werden muss. Während der erste Betriebsfall, das Hinzuschalten mit vorausgegangener Synchronisierung, auch regelmäßig denkbar ist, ist das außerplanmäßige Abbremsen der Sonnenwelle einzig über die Reibelemente eher als Ausnahme anzusehen. Die Bremse muss demnach nicht auf eine Vielzahl von Schaltzyklen hintereinander ausgelegt werden. Vielmehr ist über eine entsprechende Steuerung sicherzustellen, dass der Kraftschluss aufrecht gehalten wird, bis das elektrische System wieder betriebsbereit ist und die Reibelemente die über die Synchronisierung eingebrachte Wärme wieder abgegeben haben.

Auffallend bei diesem Konzept ist, dass die Vorderachse als solche keinerlei Änderungen bedarf. Der adaptive Vorderradantrieb kann einzig über einen Austausch des Allradantriebes realisiert werden. Hierzu sind allerdings mehrere Auslegungskriterien zu beachten. Unter der Voraussetzung, dass sowohl die Übersetzung im Vorderachsdifferential (D) als auch im Endabtrieb (E) nicht geändert wird, ist bei stillstehender Überlagerungswelle sicherzustellen, dass zwischen der Differentialeingangswelle der Hinterachse und der Ausgangswelle der Überlagerungseinheit nahezu das gleiche Drehzahlverhältnis im Vergleich zum konventionellen Vorderachsantrieb besteht. Der begrenzte Bauraum im Bereich der heutigen Allradkupplung schränkt die Gestaltungsfreiheit der Überlagerungseinheit dabei ein. Eine Verkleinerung des Antriebszahnrades, welches auf der Differentialeingangswelle der Hinterachse befestigt ist, stellt eine denkbare Alternative zur Realisierung der finalen Übersetzung dar. Wird für diesen Zweck über ein zwischengeschaltetes Zahnrad eine Räderkette gebildet, besteht das Risiko, dass damit zwar im Betrag die

korrekte Übersetzung, gleichzeitig aber auch eine Drehrichtungsumkehr erzielt wird. Dies ist sehr schwer über eine bestehende Vorderachse auszugleichen. Potentiell bestünde zwar die Möglichkeit, über die Spiegelung des Vorderachsdifferentials an der vertikalen Längsebene eine erneute Drehrichtungsumkehr zu realisieren. Da sich hierbei jedoch eine ebenso umgekehrte Lagerbelastung ergibt, ist dies bei üblichen Vorderachsen nicht möglich, so diese nicht extra dafür vorgesehen sind. Vor allem die Umkehr der Axialkraft infolge des Kegeltriebes muss sowohl durch die Lagerung als auch durch das Gehäuse, auf die Fahrzeuglebensdauer gerechnet, aufgenommen werden. Kann die benötigte Übersetzung hingegen ausschließlich innerhalb des Vorderachsantriebsstranges umgesetzt werden, so kann dieses Konzept mit geringem Aufwand in ein bestehendes Antriebsstrangkonzept integriert werden. Hierzu wurde von der Firma ZF Friedrichshafen ein vollintegriertes Konzept nachempfunden [Himmelsbach, et al., 2017]. Doch ebenso sind nachrüstbare Lösungen denkbar. Ein beispielhafter Ansatz für dieses Konzept wird in Abbildung 4-10 dargestellt.

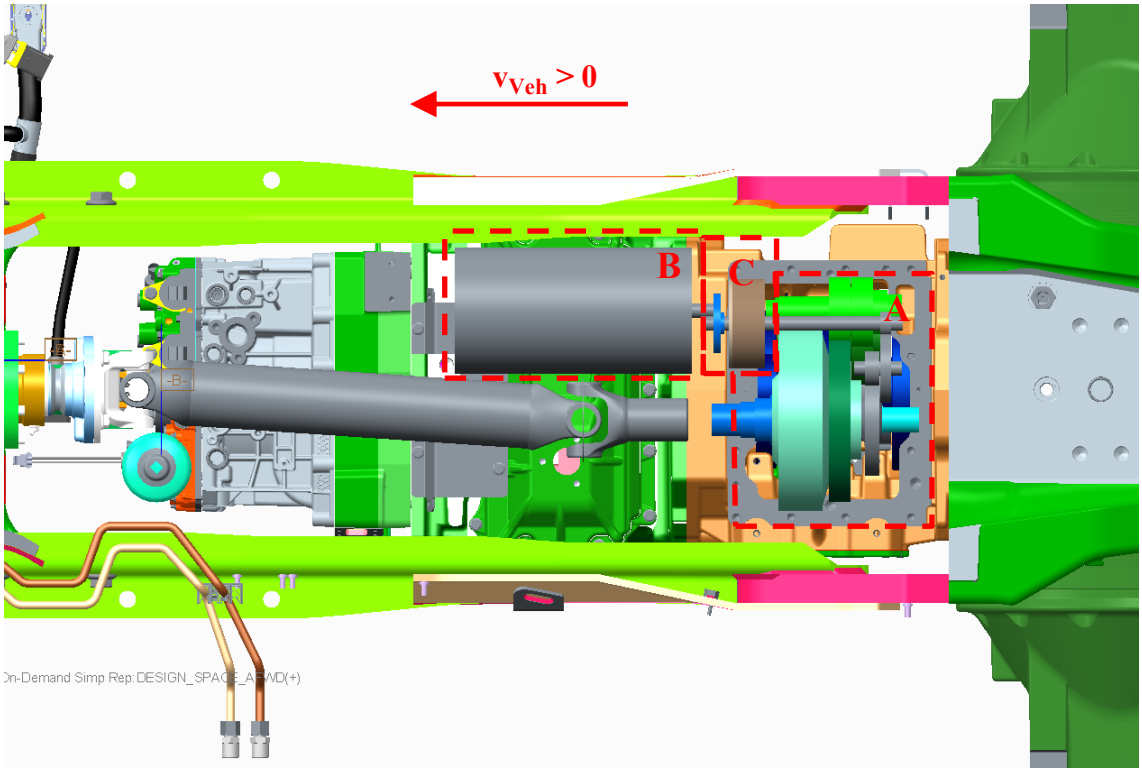


Abbildung 4-10: *Konzeptionelle Integration eines adaptiven Vorderachsantriebes mit zentraler Leistungssummierung*

Betrachtet man einen John Deere 6215R in der Untersicht, ist erkennbar, dass das in Abbildung 4-9 dargestellte Überlagerungsgetriebe vollständig in den Bauraum der konventionellen Allradkupplung integriert werden kann. Dabei können die zwei Planetengetrie-

bestufen (A) so ausgelegt werden, dass nicht nur der bestehende Flansch am Fahrzeuggetriebe wiederverwendet werden kann. Auch die Bodenfreiheit des Traktors bleibt unverändert, indem die Komponenten des adaptiven Vorderachsantriebsstranges nicht tiefer bauen als die konventionell integrierte Mehrlamellenkupplung. Die Überlagerungseinheit wird dabei leicht dezentral angeordnet, so dass die Vorgelegewelle, welche zwecks Überlagerung das Sonnenrad antreibt, in Fahrtrichtung gesehen über die linke Seite nach vorne weggeführt werden kann. Diese Umgehung ist notwendig, da im hinteren Fahrzeugbereich durch die Hinterachse nicht genügend Bauraum für den Elektromotor (B) zur Verfügung steht, ohne dass beispielsweise die Bodenfreiheit des Traktors eingeschränkt wird. Durch die Übersetzungsstufen bis hin zum Elektromotor kann, anders als beim achsintegrierten Konzept, ein schnelllaufender Elektromotor verwendet werden, welcher entsprechend auch kleiner dimensioniert werden kann. Dadurch verfügt die Gelenkwelle zur Vorderachse über genügend Bauraum, um auch bei einer gefederten Vorderachse den benötigten Federweg mitzugehen. Je nach Getriebevariante kann die Position des Elektromotors variieren, so dass er wahlweise auch auf die rechte Fahrzeugseite zu verschieben ist. Dies ist abhängig von der unteren Getriebegeometrie des Fahrgetriebes, wobei beim Doppelkupplungsgetriebe DirectDrive die elektromagnetischen Aktuatoren der Gangschaltung auf der rechten Getriebeunterseite soweit nach unten herausbauen, dass dort kein Bauraum für den Elektromotor frei ist. Das Lamellenpaket (C) zum Abbremsen der Sonnenwelle bei rein mechanischer Fahrt kann optimalerweise auf der Vorgelegewelle integriert werden, so dass der dort verfügbare Bauraum ideal ausgenutzt wird und zugleich eine Abstützung des Bremsmomentes gegen das Modulgehäuse erfolgen kann.

5. Voruntersuchung zu teilhybridisierten Vorderachssystemen

Die Definition eines hybriden Systems beinhaltet die Notwendigkeit eines zweiten Speichermediums, was im Falle eines elektrisch hybriden Antriebes neben dem Dieseltank durch eine Batterie repräsentiert wird. In Abschnitt 4.3 ist festgelegt, dass eine Unterstützung des elektrischen Antriebsstranges durch einen elektrischen Speicher bei Bedarf vorzusehen ist, mit der Einschränkung, dass es sich um ein nicht integriertes System handelt, so dass die*der Kundin*Kunde anwendungsabhängig entscheiden kann, ob sich die Mehrkosten eines solchen Speichers lohnen.

5.1. Beispielhafte Fahrzyklen

Im Zuge der Ermittlung der Systemanforderungen konnten Funktionen bestimmt werden, die ausschließlich mit einem elektrischen Speicher möglich sind oder aber deren Wirkung durch die Integration eines Speichers aufgewertet wird. Anhand von realen Fahrzeugdaten können derartige Funktionsprinzipien auf ihren wirtschaftlichen Nutzen untersucht werden. Als Grundlage hierzu dienen Messwerte, die mit Hilfe eines wie in Abbildung 5-1 dargestellten Vergleichsfahrzeuges, das an allen relevanten Anbindungspunkten mit Messtechnik ausgestattet ist, ermittelt werden.

Abbildung 5-1: *Mit Messtechnik ausgerüsteter Traktor John Deere 6170R*

In der grundlegenden Fahrzeugarchitektur unterscheidet sich das Fahrzeug nicht von einem handelsüblichen Traktor, sodass weder nennenswert zusätzliches Gewicht noch künstlich herbeigeführte Verlustleistungen in Folge der Sensorik einen späteren Vergleich zum Standardfahrzeug beeinträchtigen. Stattdessen werden während der Messfahrten durchgehend die auf dem Fahrzeug-BUS-System übertragenen Daten aufgezeichnet und in ihrer Anwendungsart sowie dem Anwendungsort untergliedert. Parallel zum CAN-BUS existiert ein Mess-BUS-System, über welches die zusätzlich zum Standardfahrzeug integrierten Messeinheiten ausgelesen werden. Durch eine zeitliche Synchronisierung

beider BUS-Systeme können diese miteinander abgeglichen werden. Hierbei ist zu beachten, dass die über den Mess-BUS bereitgestellten Informationen, wie sie in Abbildung 5-2 aufgeführt sind, dem Standardtraktor nicht zur Verfügung stehen, so dass diese lediglich als Validierungsgrößen anzusehen sind. Etwaige Fahr- oder Regelstrategien sind einzig auf dem üblichen CAN-BUS aufzusetzen, so dass die Funktionen auch in einem marktüblichen Fahrzeug verwendet werden können.

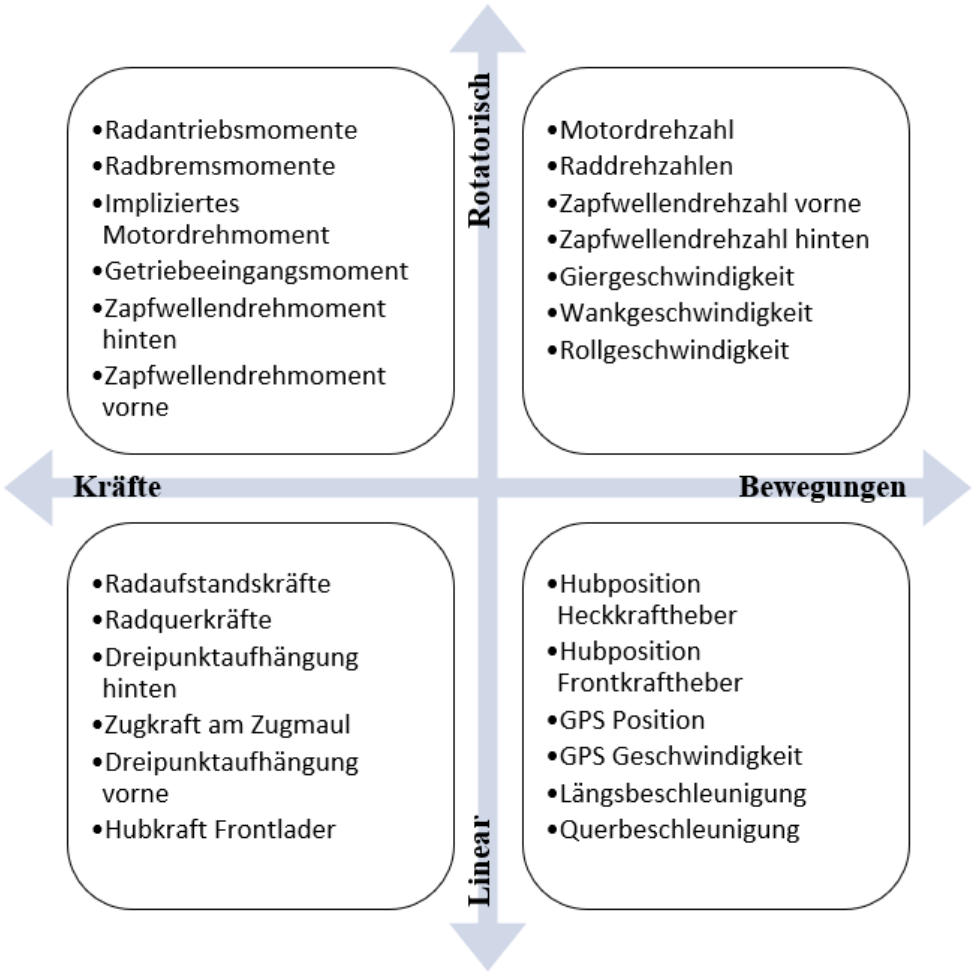


Abbildung 5-2: *Mithilfe von zusätzlicher Messtechnik aufgezeichnete und über den Mess-BUS übertragene Fahrzeuginformationen*

So sind beispielsweise alle vier Räder des Traktors mit separater Sensorik ausgestattet, welche neben den jeweiligen Drehzahlen auch Kenntnisse über die Antriebs- und Bremsmomente sowie über die Radkräfte in vertikaler und horizontaler Richtung liefern. Zusätzlich dazu können alle weiteren von außen auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte festgehalten werden, wie beispielsweise die Lasten an den Zugpunkten oder an den Zapfwellen. Indem gleichzeitig ein Positions-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsprofil des Fahrzeuges in seinen Hauptachsen erstellt wird, kann eine ganzheitliche Betrachtung des Fahrzeuges erfolgen, bei welcher der Leistungsfluss vom eingebrachten Dieselkraftstoff

in seiner Wirkung nachverfolgt werden kann, wie er sich über das gesamte Fahrzeug verteilt. Die erzeugten Fahrzeugprofile werden in erster Linie den in Abbildung 5-3 aufgeführten Anwendungen zugeordnet. Zusätzlich erfolgt jedoch auch eine genaue Beschreibung des Arbeitsgerätes und der Arbeitsbedingungen. Auf diese Weise können die Daten auch für andere Untersuchungen verwendet und beispielsweise als Eingangsgrößen für andere Simulationen herangezogen werden.

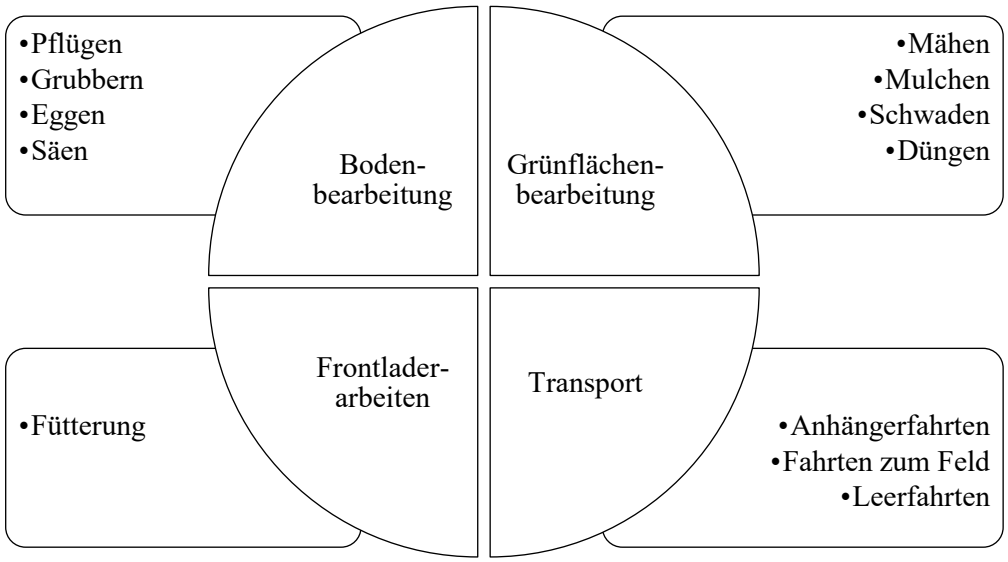


Abbildung 5-3: *Untersuchte Anwendungsgebiete anhand eines mit Messtechnik ausgerüsteten Versuchsfahrzeuges*

Prinzipiell wird in den vorliegenden Feldtestdaten zwischen den vier Hauptbelastungsarten Bodenbearbeitung, Grünflächenbearbeitung, Frontladerarbeiten und Transport zu unterscheiden. Diese Kategorien sind nochmals genauer untergliedert, so dass bei der Bodenbearbeitung noch zwischen den Implementen Pflug, Grubber, Egge und Sämaschine unterschieden wird, während bei der Grünflächenbearbeitung vor allem der Mähvorgang, das Mulchen, das Schwaden oder die Verwendung von Düngerstreuern untersucht wurden. Jeder dieser Arbeitsvorgänge beinhaltet Transportfahrten, auf denen das Fahrzeug samt Anbaugerät vom Hof zum Feld oder zurückgefahren wird. Damit unter anderem die Lastprofile der Pflügearbeiten nicht durch die Transportvorgänge mit bedeutend geringerem Leistungsbedarf verfälscht werden, werden letztere über alle Anwendungen hinweg in der Transportkategorie gebündelt. Gleiches gilt für Leerfahrten, bei denen das Fahrzeug ohne Implement bewegt wird. Zu Frontladerarbeiten wurden ebenfalls Aufzeichnungen mit unterschiedlichen Ladegütern erfasst. Da die vorhandenen Daten jedoch nicht über ausreichend Informationen bezüglich des Arbeitsprozesses beinhalten, wird hierauf in den folgenden Untersuchungen nicht weiter eingegangen.

5.2. Optimierungspotentiale

Anhand der Messdaten aus Feldtestuntersuchungen können auch ohne eine Festlegung auf ein Antriebskonzept und ohne den komplexen Aufbau einer Simulationsumgebung Berechnungen zur Wirtschaftlichkeit eines adaptiven Vorderradantriebes durchgeführt werden. Zum einen erlaubt die genaue Kenntnis des Leistungsflusses das Aufzeigen von Leistungssenken, so dass die durch den Vorlauf generierte Blindleistung, eine Verlustleistung, die aus dem fehlenden Synchronlauf der Vorder- und Hinterachse resultiert, je nach Anwendung herausgerechnet werden kann. In Ergänzung dazu kann untersucht werden, inwiefern das heutige System durch die Verwendung eines hybriden Teilsystems mit einer elektrischen Leistung von P_{Elek} = 20 kW [Woopen, 2017] und einem Energiespeicher, wie in Abbildung 3-7 dargestellt, aufgewertet werden kann. In vorangegangenen Studien [Stöhr, et al., 2015] wurde bereits auf den Nutzen eines wechselbaren elektrischen Energiespeichers eingegangen. Um den zusätzlichen Nutzen eines solchen Systems in Kombination mit einem adaptiven Allradantrieb zu bestimmen, werden die in Abbildung 4-5 aufgeführten hybriden Funktionen der Lastpunktanhebung und der Bremsenergierückgewinnung sowie der elektrische Boost als Sonderform des Torque-Vectoring betrachtet.

5.2.1. Blindleistung bedingt durch unzureichenden Vorlauf

Die Konzeptentwicklung stützte sich auf die Grundanforderung der Auflösung des starren Vorlaufverhältnisses zwischen Vorderachse und Hinterachse, da dieses voreingestellte Drehzahlverhältnis in den wenigsten Anwendungen die Idealbedingung darstellt. Vielmehr verursacht eine situationsbedingte falsche Übersetzung zwischen den beiden Antriebsachsen Verlustleistung in Folge von Blindleistung, indem beide Achsen in gewissem Maße gegeneinander arbeiten und jeweils eine Achse im Vergleich zur anderen Achse einen Bremsschlupf aufweist, auch wenn in der Summe ein antriebsgenerierter Schlupf vorliegt. Anhand der ermittelten Messdaten kann eine Leistungsbilanz über den Antriebsstrang gebildet werden, so dass sich gemäß Gl. 4 die prozentuale Verlustleistung in Bezug auf die Gesamtantriebsleistung ergibt, welche durch einen nicht idealen Vorlauf entsteht.

$$p_{Loss_Prerun} = 1 - \frac{\frac{P_{Traction_FA} + P_{Windage_FA}}{\eta_{FA}} + \frac{P_{Traction_RA} + P_{Windage_RA}}{\eta_{RA}}}{P_{DDS}} \qquad \textbf{Gl. 4}$$

Zu diesem Zweck sind die jeweiligen Achsleistungen über den Verzahnungswirkungsgrad der Teilantriebsstränge zwischen der Getriebeausgangswelle und den Endabtrieben so zu bereinigen, dass die Differenz der Getriebeausgangsleistung und der beiden bereinigten Achsantriebsleistungen die Verlustleistung widerspiegelt, welche zwischen den

beiden Achsen entsteht. Bei den Achsantriebsleistungen wird dabei nicht nur die durch die Sensorik gemessene Antriebsleistung berücksichtigt, die vom Reifen auf die Straße übertragen wird, sondern auch die Verlustleistung, die durch Schleppverluste in den Radbremsen zu überwinden ist. Die daraus resultierende Verlustleistung in Folge des Vorlaufes ist in Abbildung 5-4 für die zuvor definierten vier Hauptanwendungsbereiche aufgetragen.

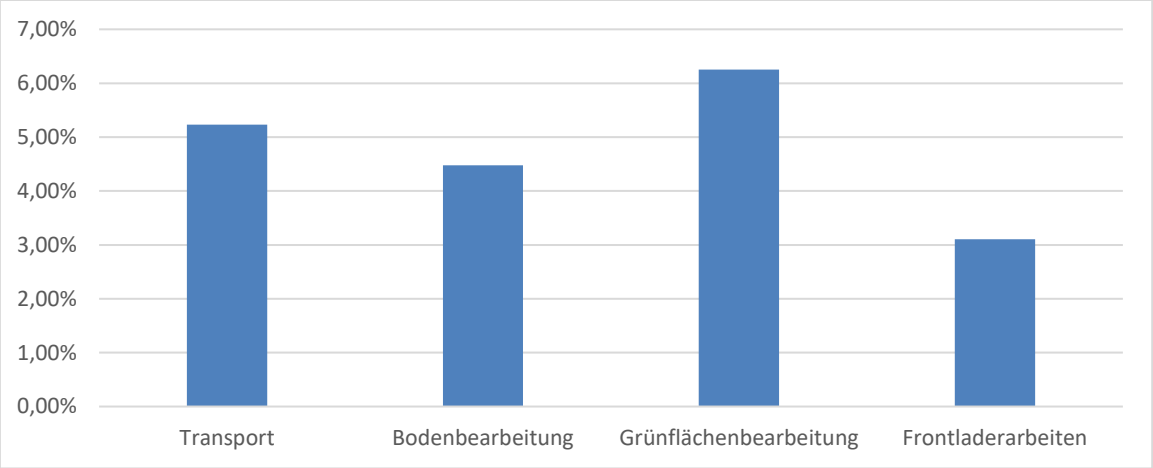


Abbildung 5-4: *Prozentuale Blindleistung in Bezug auf die Gesamtantriebsleistung, bedingt durch einen nicht idealen Vorlauf*

Die Messergebnisse untermauern die Annahmen, auf denen automatisierte Vorderachssysteme, wie sie in Abschnitt 2.2 beschrieben werden, den Bedarf eines aktiven Vorderachsantriebsstranges definieren. Grünflächenbearbeitung wie Mulchen, Mähen oder Düngen und Transportarbeiten sind beispielsweise beim intelligenten Allradantrieb der Firma John Deere als Arbeiten ausgemacht worden, bei denen ein Allradantrieb im Regelbetrieb weder förderlich noch erwünscht ist. Dies spiegelt sich auch in der Betrachtung der Verlustleistungen wider, so dass bei der Grünflächenbearbeitung bis zu 6,25 % der durch den Dieselmotor bereitgestellten Leistung bei fälschlicherweise eingeschaltetem Allradantrieb in Blindleistung resultiert. Hierbei bewirkt der bei sicheren Wetterbedingungen in der Regel gute Rad-Boden-Kontakt auf Grünflächen eine Verspannung im Antriebsstrang, da die Voreilung der Vorderräder nur mit höherem Leistungsaufwand über den Boden abgetragen werden kann. Das Stollenprofil der Traktorreifen bewirkt bei entsprechendem Untergrund einen ansatzweise formschlüssigen Rad-Boden-Kontakt, so dass mit sehr hohen Traktionskoeffizienten gearbeitet werden kann. Vergleichbar hohe Traktionskoeffizienten gelten bei Transportarbeiten auf Feldwegen oder Straßen. Hierbei ist jedoch von einer kraftschlüssigen Traktion auszugehen, so dass die Voreilung mit einem potenziell geringeren Kraftaufwand zwischen den Achsen ausgeglichen werden kann. Die Verspannung im Antriebsstrang wird dadurch zwar gemindert, dennoch handelt es sich hierbei um Anwendungen, bei denen aufgrund des hohen Traktionspotentials in der Regel

ein konventioneller Hinterachsantrieb genügt. Auch wenn prinzipiell der Einsatz aller Räder den Gesamtschlupf des Fahrzeugs verringert und damit den Systemwirkungsgrad optimiert, so sind in diesem Fall die Nachteile des starren Vorlaufs derartig bedeutsam, weshalb bei konventionellen Systemen auf eine Verwendung des Allradantriebes zu verzichten ist.

Anders ist dies bei Frontladerarbeiten zu betrachten. Der beladene Frontlader verursacht eine starke Verlagerung der Achslastverteilung zugunsten der Vorderachse. Je nach Ballastierung kann dies dazu führen, dass die Vorderachse auch im statischen Ansatz ein höheres Traktionspotential aufweist als die Hinterachse. Gleichzeitig dazu sind Frontladerarbeiten mit höherem Lenkverhalten im Vergleich zur Feldarbeit zu berücksichtigen, so dass der voreingestellte Vorlauf in mehreren Betriebspunkten dem tatsächlich benötigten Vorlauf entspricht. Dieser Effekt wird zusätzlich von unterschiedlichen Untergrundbeschaffenheiten überlagert, indem die Voreilung der Vorderachse bei weniger griffigen Untergründen, wie in einem Fahrsilo oder einer Stallung, mit geringerem Kraftaufwand ausgeglichen werden kann. All diese Punkte führen zu einer verhältnismäßig geringen Verlustleistung von 3,1 %, so dass der Nutzen des Allradantriebes mehr im Vordergrund steht. Auch bei der Bodenbearbeitung ist der Nutzen hervorzuheben, da in diesem Fall aufgrund der geringeren Traktionskoeffizienten, die auf dem aufgearbeiteten Untergrund realisiert werden können, ein reiner Hinterachsantrieb bei schweren Zugarbeiten kaum möglich ist. Auch in diesem Arbeitssegment wird die Vorderachse gezielt stärker in die Kraftübertragung eingebunden, indem über Zusatzballastierung an der Fahrzeugfront und durch die Geometrie der Heckkraftheber der Achslastanteil der Vorderachse gesteigert wird. Diese höhere Auslastung der Vorderachse in Kombination mit dem weniger griffigen Untergrund, welcher keine größeren Verspannungen im Vorderachsantriebsstrang ermöglicht und zur Traktion einen erhöhten Gesamtschlupf benötigt, resultiert in einem Anteil der Verlustleistung von 4,4 % in Bezug auf die Gesamtantriebsleistung. Dies liegt im Bereich des voreingestellen Vorlaufes und ist aufgrund des funktionellen Nutzens bei heutigen Systemen nicht zu vermeiden.

5.2.2. Energierückgewinnung

In der Automobilbranche ist sowohl bei hybriden als auch bei voll elektrischen Fahrzeugen die Rekuperation, die Rückgewinnung elektrischer Energie aus Bremsvorgängen, von großer Bedeutung. Dadurch wird der Gesamtwirkungsgrad des Systems erhöht und gleichzeitig die Batterielaufzeit verlängert. Hierbei steigern die wiederholten Beschleunigungs- und Verzögerungszyklen, wie sie beispielsweise bei einer Fahrt im Stadtverkehr oder aber auch auf der Autobahn zustande kommen, die Effizienz des Systems. Derartige Ladestrategien sind auch in einem Traktor denkbar, wobei, wie in Abschnitt 4.3 definiert,

im Vergleich zur Automobilbranche nicht von einem integrierten Speicher auszugehen ist. Stattdessen wird auf einen extern implementierten Energiespeicher zurückgegriffen, welcher bei Bedarf adaptiert werden kann, so dass unterstützend zur Fahrzeugbremse über die elektrischen Leistungspfade eine Verzögerung des Fahrzeuges erfolgen kann, deren Energie, wie in Abbildung 5-5 aufgezeigt, in der implementierten Batterie zwischengespeichert werden kann.

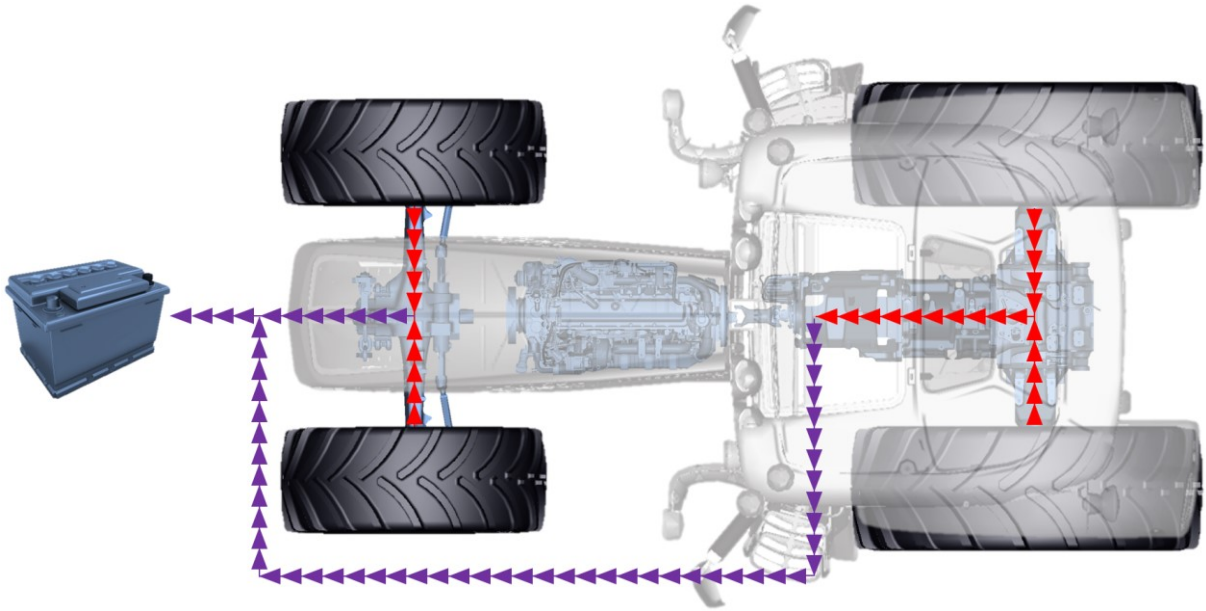


Abbildung 5-5: *Energiefluss im Zuge einer Bremsenergierückgewinnung bei einem allgemeinen elektrischen adaptiven Vorderachsantrieb*

Zu diesem Zweck können die Bremsen der Vorderräder, welche bei einem Fahrzeug mit einer Nenngeschwindigkeit von $v_{Veh} > 40$ km/h vorgeschrieben sind, direkt über die achsnahen elektrischen Antriebe des adaptiven Vorderradantriebes unterstützt werden, so dass der Energiefluss zwischen Rad und Generator möglichst kurz gehalten werden kann. Die Bremsenergie der hingegen konventionell ausgelegten Hinterachse ist über das Fahrgetriebe zu leiten und wird über den Generator, der im Normalbetrieb die elektrische Leistungsversorgung der Vorderachse sicherstellt, in elektrische Energie umgewandelt. Dieser Energiefluss ist demnach mit entsprechenden Verzahnungs- und Reibverlusten innerhalb des Fahrgetriebes zu berücksichtigen und ist mit einer Verzögerung durch die sogenannte Motorbremse zu vergleichen. Prinzipiell kann bei diesem Verfahren zwischen zwei Funktionsprinzipen differenziert werden.

Das leistungsstärkste Verfahren zielt auf eine direkt von der*dem Fahrenden durchgeführte Bremsung durch die Betätigung der Fahrzeugbremsen ab. Hierbei kann, wie es in Abschnitt 7.3 untersucht wird, nicht nur Einfluss auf die Bremskraftverteilung genommen

werden, sondern auch ein zusätzliches Bremsmoment über den elektrischen Leistungspfad generiert werden. Beide Funktionen sollten sich dabei jedoch nicht behindern, so dass für die Energierückgewinnung nur Bremsungen betrachtet wurden, bei denen der Bremspedalweg weniger als 80 % beträgt, um eine Gefahrenbremsung auszuschließen. Doch auch auf diesem reduzierten Bremsniveau wird dem Gesamtsystem gemäß Abschnitt VI eine Bremsleistung von bis zu $P_{Br} <= 480$ kW aufgetragen, so dass das elektrische System, bestehend aus den elektrischen Antrieben an der Achse und dem Generator mit $P_{E_Max} = 40$ kW, potentiell voll ausgelastet wird. Die Fahrzeugbremsen werden auch dabei noch mit der Leistungsdifferenz beansprucht.

Das zweite Prinzip besteht in der Unterstützung, beziehungsweise im Ersatz der Motorbremse, welche in konventionellen Fahrzeugen über das Reibmoment des Dieselmotors oder aber im Fahrgetriebe realisiert wird. Hierzu wird bei längeren Bergabfahrten zum Beibehalten einer Zielgeschwindigkeit oder bei langsamen Verzögerungen kein Kraftstoff eingespritzt, so dass auch im Motorsteuergerät eine negative Motorlast infolge der Motordrückung verzeichnet werden kann. Auch dieser Zustand kann elektrisch unterstützt werden. Das Leistungspotential ist zwar deutlich geringer anzusehen als bei einer direkten Bremsung, dahingegen finden derartige Manöver meist über längere Zeitfenster statt, so dass der Energiegehalt einer solchen Verzögerung dennoch bedeutenden Anteil an der Energiegewinnung haben kann. Um dabei einen möglichst hohen Systemwirkungsgrad zu erzielen, wird auch diese Verzögerung nicht wie im konventionellen Fahrzeug verlustreich über den Hauptantriebsstrang, sondern durch einen möglichst kurzen Energiefluss mit den achsnahen Antrieben des adaptiven Allradantriebes realisiert. Die potenziell mögliche elektrische Bremsleistung ergibt sich dabei gemäß Gl. 5.

$$P_{E_{Br}} = \min\left(\begin{array}{c} 2 \cdot p_{Br} \cdot A_{Br_FA} \cdot i_{FD_FA} \cdot \frac{r_{Br_FA}}{SRI_{FA}} \cdot v_{Veh} \cdot \eta_{Br_AFWD} + \\ 2 \cdot p_{Br} \cdot A_{Br_RA} \cdot i_{FD_{RA}} \cdot \frac{r_{Br_RA}}{SRI_{RA}} \cdot v_{Veh} \cdot \eta_{Br_Generator} + \\ \left| \min\left(0 \left| P_{Engine} \cdot \frac{\eta_{Wheel_AFWD}}{\eta_{Engine_Wheel}} \right| \right) \right| \end{array} \middle| 40\text{kW} \right) \qquad \textbf{Gl. 5}$$

Die Bremsleistung der Hinterradbremsen wird folglich auf den Generator in der Nähe des Dieselmotors umgerechnet und die Bremsleistung der Vorderradbremsen auf die elektrischen Antriebseinheiten der Vorderachse, genauso wie die negative Motorleistung, welche aus der Motordrückung resultiert. Alle Werte werden dabei soweit wirkungsgradbereinigt, dass die Leistungen auf die elektrischen Einheiten reduziert und diese folglich als Leistungssenken anzusehen sind. Die daraus resultierenden elektrischen Bremsleis-

tungen werden über die kompletten Messzyklen betrachtet und, wie in Tabelle 5-1 aufgeführt, nach den Hauptanwendungen Transport, Bodenbearbeitung und Grünflächenbearbeitung untergliedert.

Tabelle 5-1: *Potentielle Kraftstoffersparnis infolge der bremsunterstützenden Energierückgewinnung eines allgemeinen adaptiven Vorderachsantriebes*

	Batterie-einspeisung [Wh/h]	Kraftstoff-ersparnis [l/h]	Umgerechnete Kraftstoff-ersparnis [l/h]	Gesamte Kraftstoff-ersparnis [l/h]
Transport	2949,211	-	0,605	0,605
Bodenbearbeitung	298,963	-	0,057	0,057
Grünflächenarbeit	387,108	-	0,081	0,081

Über die Integration aller jeweils ermittelten potenziellen elektrischen Bremsleistungen über die Zeit ergibt sich die daraus resultierende Batterieeinspeisung über die Gesamtzahl der Messzyklen. Zum besseren Vergleich wird daraus noch der Quotient mit der Messzyklendauer gebildet, so dass die potenzielle Batterieeinspeisung pro Stunde als Vergleichsbasis dient. Bereits hierbei ist ersichtlich, dass beim Transport ein bedeutend größeres Rekuperationspotential verfügbar ist, als es bei der Bodenbearbeitung oder auch bei der Grünflächenarbeit denkbar wäre. Da die Werte letztlich jedoch als Vergleichswerte für Kunden dienen sollen, so dass eine Entscheidung ermöglicht wird, ob sich ein zusätzliches Batteriesystem aus wirtschaftlicher Sicht rentiert, erscheint eine Angabe der potentiellen Kraftstoffersparnis in Litern Diesel pro Stunde übersichtlicher. Dazu wird zunächst untersucht, ob durch die Verwendung der Energierückgewinnung als solche bereits eine Kraftstoffersparnis im System erzielt werden kann. Dies ist jedoch unabhängig von der Anwendung nicht der Fall, da auch bei einer konventionellen Bremsung oder einer heutigen Verwendung der Motorbremse generell kein Einsparpotential im Kraftstoffverbrauch vorliegt. Darüber hinaus kann die ermittelte potenzielle Batterieeinspeisung über den spezifischen Verbrauch, welcher ebenfalls für jede Hauptanwendung aus den Messdaten gemittelt wurde, und die Dichte des Dieselkraftstoffes in einen Kraftstoffvolumenstrom umgerechnet werden. Dieser Wert ist als Vergleichsgröße so anzusehen, als würde in der Batterie anstelle der elektrischen Energie Dieselkraftstoff zwischengespeichert, welcher unter zweifacher Berücksichtigung der elektrischen Wirkungsgrade von Generator, Umrichter und Batterie bereinigt wurde und für weitere Anwendungen zur Verfügung steht. Hieraus ergibt sich im gemittelten Testverlauf eine potentielle Kraft-

stoffersparnis von $\Delta\dot{V}_{Transport}$=0,605 l/h für Transportfahrten, während für die Bodenbearbeitung oder auch die Grünflächenarbeiten deutlich geringere Potentiale von $\Delta\dot{V}_{Bodenbearbeitung}$=0,057 l/h beziehungsweise $\Delta\dot{V}_{Grünflächenarbeit}$=0,081 l/h zu verzeichnen sind. Somit ist ersichtlich, dass diese aus der Automobilbranche stammende Funktion bei Traktoren einzugliedern ist, die primär für Transportzwecke genutzt werden, so dass bei einer Betriebsdauer von 10.000 h mit einer Gesamtkraftstoffersparnis von ungefähr 6.000 l in Bezug auf diese hybride Teilfunktion zu rechnen ist. Interessant ist hierbei auch, dass bei der Bodenbearbeitung und bei Grünflächenarbeiten in Bezug auf den Energiegehalt noch annähernd vergleichbare Werte ermittelt werden konnten. Aufgrund der jeweils unterschiedlichen Motorauslastung führt jedoch der höhere spezifische Verbrauch bei Grünflächenarbeiten, welcher aus der niedrigeren Auslastung des Dieselmotors resultiert, zu einer höheren potentiellen Kraftstoffersparnis, als es bei der Bodenbearbeitung der Fall ist.

5.2.3. Elektrischer Boost

Im direkten Gegensatz zur Rückgewinnung von elektrischer Energie steht der elektrische Boost, bei welchem dem System elektrische Energie entnommen und für ein überlagertes Antriebsmoment verwendet wird. Wie bei der Energierückgewinnung kann auch beim elektrischen Boost zwischen zwei verschiedenen Strategien unterschieden werden, die unter der Verwendung eines hybriden Systems, wie dem adaptiven Vorderradantrieb, denkbar sind. Zum einen kann über den elektrischen Leistungspfad der dieselmotoreigene Boost in mehreren Betriebspunkten genutzt werden als es heute der Fall ist. Zum anderen besteht die Möglichkeit, die durch den Dieselmotor bestehenden Leistungslücken, welche vor allem in kleineren Drehzahlbereichen liegen, abzudecken.

Konventionelle Antriebsstränge werden zum Schutz der Antriebskomponenten, wie den Zahnrädern und Wellen, in ihrer Leistung durch einen Eingriff in das Motormanagement gedrosselt. Auch wenn der Dieselmotor in den meisten Betriebspunkten ein höheres Drehmoment bereitstellen könnte, so wird dieses durch eine geringe Einspritzmenge des Kraftstoffes reduziert. Dies geschieht vor allem bei Fahrten im niedrigeren Geschwindigkeitsbereich, da die größere Übersetzung der niedrigeren Gänge ansonsten ein zu hohes Drehmoment auf die in den Kraftfluss eingebundenen Komponenten bewirken würde. Eine Beschädigung dieser Bauteile könnte nur durch eine entsprechende Überdimensionierung vermieden werden. Stattdessen wird, so wie es in Abbildung 5-6 durch die separaten Drehmomentkennlinien dargestellt ist, zwischen dem gedrosselten Basismodus und dem Boost- oder Volllastmodus unterschieden, bei welchem dem Dieselmotor seine volle Leistungskapazität abgerufen wird.

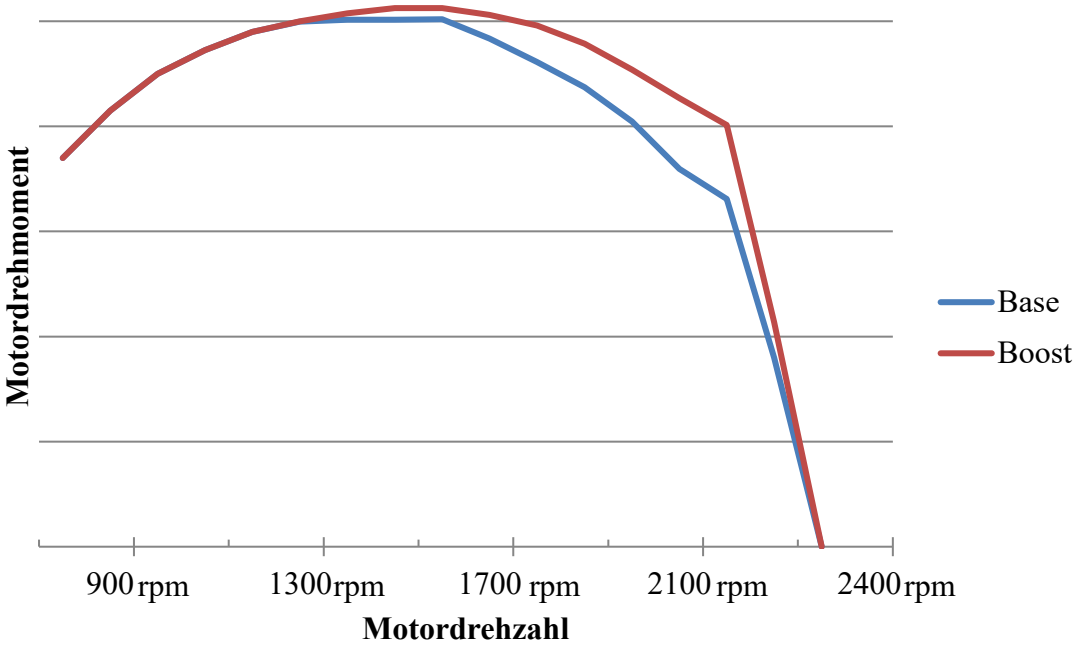


Abbildung 5-6: *Drehmomentenkennlinien eines John Deere 6215R Dieselmotors für den Basisbetrieb und den dieseltechnischen Boost*

Wie bereits aufgeführt stellt die Basiskennlinie eine Nennmotorauslastung von p_{T_Eng} = 100 % dar und wird vor allem bei kleineren Geschwindigkeiten berücksichtigt. Wird hingegen eine fest definierte Grenzgeschwindigkeit, welche je nach Fahrzeugkonfiguration in der Regel zwischen v_{Veh} = 12 km/h bis v_{Veh} = 16 km/h liegt, überschritten, so besteht aufgrund der nunmehr verringerten Übersetzung im Getriebe keine Gefahr der Überlastung. Die Boostkennlinie kann demnach freigegeben werden, so dass auch theoretische Motorlasten von mehr als 100 % möglich sind. Gleiches gilt für Arbeiten, bei denen eine Verwendung der Zapfwelle detektiert wird. Hierbei wird die Annahme getroffen, dass der Anteil der über die Zapfwelle abgeführten Leistung so groß ist, dass selbst bei einer dieselseitigen Überlast das Grenzdrehmoment der Traktionskomponenten nicht überschritten wird. Diese Limitierungen können unter Verwendung eines Systems wie dem adaptiven Vorderradantrieb umgangen werden, indem die Boostleistung des Dieselmotors auch bei geringeren Geschwindigkeiten unabhängig von der Verwendung der Nebenantriebe abgerufen, aber nicht über das Fahrgetriebe, sondern über den elektrischen Leistungspfad direkt auf die Endabtriebe übertragen wird. Auf diese Weise bleibt der Großteil des Antriebsstranges von der überlagerten Leistung verschont und dennoch kann das Kraftschlusspotential des Traktors gerade bei Arbeiten wie der schweren Bodenbearbeitung oder dem Anfahren mit schweren Lasten ausgereizt werden.

Anstatt den Dieselmotor lediglich in seiner maximalen Auslastung zu betreiben, wird durch die zweite Boostvariante eine weitestgehende Auslastung des restlichen Antriebsstranges angestrebt, wenn dies durch die Limitierung des Dieselmotors nicht möglich ist. So ist anhand der Motorkennlinien in Abbildung 5-6 erkennbar, dass das maximale Motormoment nur in einem stark beschränkten Drehzahlbereich abgerufen werden kann. Abseits dieses Drehzahlbereiches sind deutliche Drehmomentabnahmen hinzunehmen. Während dies bei Betriebspunkten oberhalb des sogenannten Kippmomentes aufgrund der steigenden Drehzahl durch eine Aufrechterhaltung der Leistung kompensiert werden kann, führt gerade der Drehmomentenabfall im niedrigeren Drehzahlbereich zu einem Leistungseinbruch, welcher im Betrieb unerwünscht ist. Hierzu wirkt ein von einer modular integrierten Speicherlösung gespeister elektrischer Boost sowohl auf die elektrische Einheit am Dieselmotor als auch auf die elektrischen Antriebe in Radnähe, so dass der Fahrzeugantrieb im Extremfall mit voller elektrischer Systemleistung von PE_Max = 40 kW unterstützt werden kann. Beide Boostvarianten ergeben somit je nach Lastfall eine gemeinsame potenzielle elektrische Boostleistung, wie sie nach Gl. 6 bestimmt werden kann.

$$P_{E_Boost} = \begin{matrix} \min\left(\left(p_{T_Eng} \geq 100\%\right)\cdot\left(T_{EngBoost}-T_{Eng}\right)\cdot\frac{2\cdot\pi\cdot n_{Eng}}{60}\middle|20\,kW\right)+ \\ \min\left(\left(T_{Eng}=T_{EngBoost}\right)\cdot\left(T_{EngBoostMax}-T_{Eng}\right)\cdot\frac{2\cdot\pi\cdot n_{Eng}}{60}\middle|40\,kW\right) \end{matrix} \qquad \textbf{Gl. 6}$$

Für den Lastfall, dass der Dieselmotor an der Grenze der Basiskennlinie betrieben wird, wird über den elektrischen Leistungspfad die Differenzleistung maximal bis zur Volllastkennlinie übertragen. Das System fungiert dabei wie ein serieller Hybridantrieb, indem eine elektrische Maschine als Generator und mindestens eine weitere als Antrieb verwendet wird. Das Fahrgetriebe wird dabei mit der zusätzlichen Leistung nicht belastet, dafür ist die zusätzliche mögliche Leistung allerdings auch über die elektrische Systemleistung begrenzt. Dies entspricht in dieser Konfiguration einer elektrischen Boostleistung von 20 kW, was die Differenz zwischen den beiden Kennlinien in der Regel ohnehin überschreitet, so dass hier keine systembedingten Beeinträchtigungen zu erwarten sind. Wird hingegen der batteriebetriebene Boost betrachtet, so kann die doppelte Systemleistung abgerufen werden, da in diesem Fall auch der am Dieselmotor befindliche Elektromotor als Antrieb verwendet werden kann. Dieser Lastfall tritt auf, wenn bereits die Volllastkennlinie des Dieselmotors erreicht ist. Die über den elektrischen Pfad bereitgestellte Leistung ist dabei begrenzt bis zur Differenz hin zur maximalen absoluten Motorlast und nicht, wie beim seriellen Boost, bis hin zur maximalen Motorlast im jeweiligen Drehzahl-

bereich. Dadurch kann erreicht werden, dass das Leistungsloch, das bei Verbrennungsmotoren im unteren Drehzahlbereich vorhanden ist, aufgehoben wird, so dass der Gesamtantrieb einem vollelektrischen Antrieb gleicht, bei welchem bereits im niedrigsten Drehzahlbereich das volle Antriebsmoment abgerufen werden kann. In Tabelle 5-2 sind hierzu die Auswirkungen auf den Energiehaushalt dargestellt.

Tabelle 5-2: *Potentielle Kraftstoffersparnis infolge des elektrischen Boost eines allgemeinen adaptiven Vorderachsantriebes*

	Batterieeinspeisung [Wh/h]	Kraftstoffersparnis [l/h]	Umgerechnete Kraftstoffersparnis [l/h]	Gesamte Kraftstoffersparnis [l/h]
Transport	-5456,104	1,064	-1,119	-0,055
Bodenbearbeitung	-8484,523	1,521	-1,647	-0,126
Grünflächenarbeit	-6013,463	1,374	-1,264	0,110

Im Allgemeinen sind für alle drei Anwendungsbereiche vergleichbare direkte Kraftstoffersparnisse von bis zu $\Delta\dot{V}_{Bodenbearbeitung_Direkt}$=1,521 l/h möglich. Diese Werte resultieren aus der Abdeckung der Lastspitzen durch die Energie aus der Batterie, so dass der Dieselmotor seltener im weniger effizienten Volllastbereich betrieben wird. Gleichzeitig ist jedoch auch zu beobachten, dass der Batterie gerade bei der Bodenbearbeitung potenziell der größte Anteil an elektrischer Energie entnommen wird. Da es sich hierbei in der Regel nahezu durchgehend um Vollastarbeiten handelt, war dieser Effekt jedoch zu erwarten, so dass auch hier nicht unerwartet der geringste Wert im kombinierten Kraftstoffverbrauch von $\Delta\dot{V}_{Bodenbearbeitung}$=-0,126 l/h vorliegt. Um das Boostpotential vollständig abrufen zu können und das Fahrzeug damit bei den schweren Traktionsarbeiten möglichst durchgehend im Vollastbereich zu betreiben, wird folglich in der Summe vom System mehr Kraftstoff abgerufen, als es im konventionellen System der Fall ist. Dem ist jedoch der funktionelle Mehrwert gegenüberzustellen. Lediglich bei den Grünflächenarbeiten ist durch die Verwendung des elektrischen Boost eine positive Energiebilanz mit einer Kraftstoffersparnis von $\Delta\dot{V}_{Grünflächenarbeit}$=0,110 l/h zu erreichen. Dabei ist der in geringerem Maße genutzte Dieselboost hervorzuheben, da aufgrund des allgemein niedrigeren Leistungsbedarfs die auftretenden Lastspitzen nahezu vollständig über den elektrischen Leistungspfad abgedeckt werden können, so dass der gesamte Systemwirkungsgrad optimiert werden kann.

5.2.4. Variation des verbrennungsmotorischen Betriebspunktes

Ein in der Automobilindustrie vielgenutztes System zur elektrischen Unterstützung des Verbrennungsmotors ist die Lastpunktanhebung. Hierbei handelt es sich um eine Funktion, die im Betrieb kaum wahrnehmbar ist. Es handelt sich ausschließlich um eine Funktion zur Kraftstoffeinsparung. Hierbei steht das Kennfeld des Verbrennungsmotors im Vordergrund, welches je nach Motorbetriebspunkt den spezifischen Kraftstoffverbrauch aufzeigt. Ein derartiges Kennfeld, auch Muschelkurve genannt [Fischer, et al., 2009], ist in Abbildung 5-7 beispielhaft für einen Traktordieselmotor dargestellt.

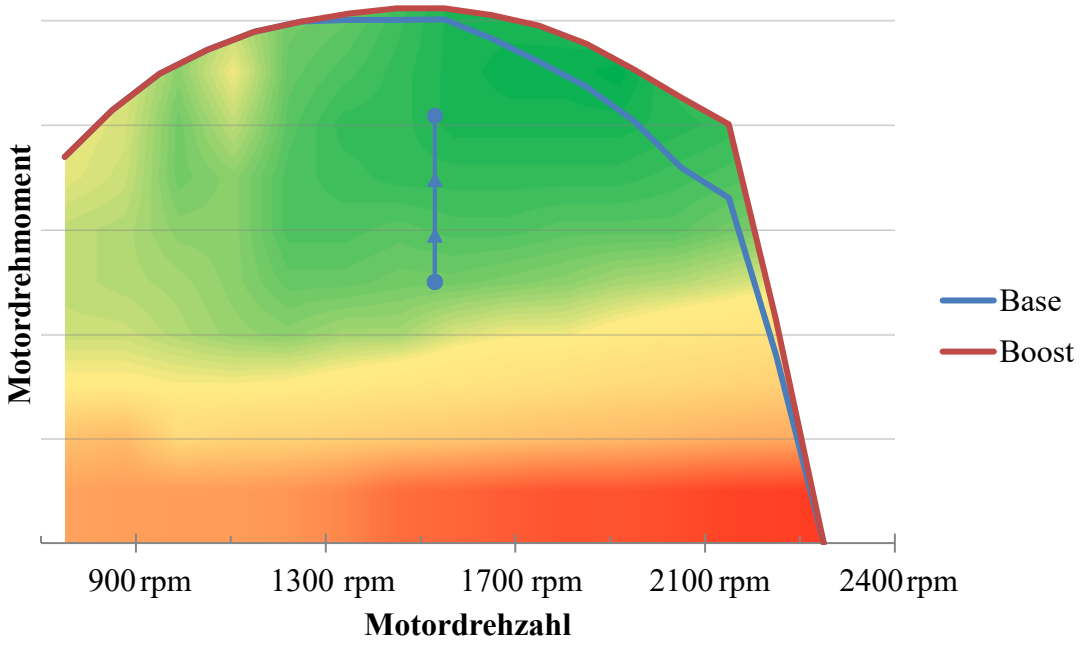


Abbildung 5-7: *Muscheldiagramm eines John Deere 6215R Traktordieselmotors zur Veranschaulichung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs*

Im Allgemeinen baut das Kennfeld auf den Drehmomentenkennlinien, wie sie auch in Abbildung 5-6 bereits aufgeführt sind, auf. Zusätzlich zu den Vollastkennlinien ist jedoch auch noch für jeden Motorbetriebspunkt, bestehend aus der Motordrehzahl und dem jeweiligen Motorlastmoment, der spezifische Verbrauch hinterlegt. In Abbildung 5-7 steht ein grün dargestellter Betriebspunkt für einen auf diesen speziellen Motor idealen spezifischen Kraftstoffverbrauch, während die roten Bereiche auf Betriebspunkte mit schlechterem Verbrennungswirkungsgrad hindeuten. Daraus ist zu erkennen, dass ein günstigerer spezifischer Kraftstoffverbrauch erreicht werden kann, wenn ein Betriebspunkt nahezu auf der Volllastkennlinie gewählt wird. Allein dadurch kann der absolute Kraftstoffverbrauch nicht optimiert werden, da dieser als Produkt des spezifischen Kraftstoffverbrauches und der Motorleistung zu sehen ist und letztere durch das reine Anheben des Motorbetriebspunktes ebenfalls gesteigert wird, was prinzipiell auch zu einer Erhöhung des absoluten Kraftstoffverbrauches führen kann. Wird jedoch ein hybrides System betrachtet,

so kann der Lastpunkt erhöht werden, um einen besseren spezifischen Kraftstoffverbrauch zu erzielen und die überschüssige Energie, die nicht für die eigentliche Arbeitsaufgabe benötigt wird, wird in diesem Fall in den elektrischen Energiespeicher zwischengespeichert [Eckstein, 2010]. So kann auf die aktuelle Arbeit gesehen ein optimierter Kraftstoffverbrauch erreicht werden und die überschüssige Energie im weiteren Verlauf unter anderem für einen elektrischen Boost, wie er in Abschnitt 5.2.3 erläutert wurde, abgerufen werden. Im Gegenzug ist es jedoch auch denkbar, den Lastpunkt des Dieselmotors im Falle des Volllastbetriebes zu senken, so dass auch hier ein besserer Verbrennungswirkungsgrad zu erzielen ist. Zu diesem Zweck wird dem elektrischen Speicher Energie entnommen, über welche die Lastdifferenz bis hin zur Volllast kompensiert werden kann. Für beide Betriebsvarianten ist ein ständiges Batteriemanagement notwendig, so dass im Normalbetrieb stets ein entsprechender Energiepuffer vorzusehen ist. Die im Zuge der Lastpunktanhebung in das System eingespeiste Leistung ergibt sich gemäß Gl. **7** in Abhängigkeit zum Motorbetriebspunkt.

$$P_{E_OOP}=\min\left(\left(T_{Eng_Optimum}(n_{Eng})-T_{Eng}\right)\cdot\frac{2\cdot\pi\cdot n_{Eng}}{60}\middle|40\ kW\right) \qquad \textbf{Gl. 7}$$

Jeder Motordrehzahl kann demnach eine Motorlast zugeordnet werden, bei der der spezifische Kraftstoffverbrauch sein relatives Optimum erreicht. Parallel zu den Volllastkennlinien existiert folglich eine weitere Kennlinie, die in Abhängigkeit zur Motordrehzahl die aus Sicht des Kraftstoffverbrauchs optimalen Lastpunkte widergibt. Die Lastdifferenz zur Erreichung dieses Motorbetriebspunktes ist durch das elektrische System abzudecken, wobei auf alle elektrischen Einheiten zurückgegriffen werden kann, so dass die Funktion durch die gesamte Systemleistung und nicht nur durch die Leistung eines Antriebes begrenzt ist. Der Mehrwert dieser Funktion ist dabei stark von der zu überbrückenden Lastdifferenz abhängig, welche gleichzeitig für die Verhältnisse der spezifischen Kraftstoffverbräuche steht. Je nach Anwendungsfall unterscheiden sich die üblichen Betriebspunkte und folglich auch die Lastdifferenzen deutlich, so dass in Tabelle 5-3 die absoluten Kraftstoffersparnisse über die drei Hauptanwendungen aufgetragen sind.

Tabelle 5-3: *Potentielle Kraftstoffersparnis infolge der Variation des verbrennungsmotorischen Betriebspunktes mit Hilfe eines allgemeinen adaptiven Vorderachsantriebes*

	Batterieeinspeisung [Wh/h]	Kraftstoffersparnis [l/h]	Umgerechnete Kraftstoffersparnis [l/h]	Gesamte Kraftstoffersparnis [l/h]
Transport	7279,713	-2,003	2,242	0,238
Bodenbearbeitung	6387,647	-1,432	1,702	0,270
Grünflächenarbeit	12311,425	-2,748	3,364	0,616

Wie zuvor erwähnt, kann durch die reine Variation des Motorbetriebspunktes keine absolute Verbesserung des Kraftstoffverbrauches erzielt werden. So ist speziell bei Grünflächenarbeiten, welche in der Regel bei niedrigeren Motorlasten durchgeführt werden, eine hohe Lastdifferenz zu vermerken, um den drehzahlabhängigen verbrauchsoptimalen Motorbetriebspunkt zu erreichen. Demnach wird über den Dieselmotor eine deutlich höhere Antriebsleistung abgerufen, welche im Produkt in einer negativen direkten Kraftstoffersparnis von $\Delta\dot{V}_{Grünflächenarbeit_Direkt}$=-2,748 l/h resultiert. Zwar kann dieser Effekt sowohl bei der Bodenbearbeitung als auch beim Transport infolge des ohnehin bereits höheren Betriebspunktes reduziert werden, doch auch hier wird im Schnitt mehr Kraftstoff in das System eingeführt. Dem gegenüber steht jedoch die wirkungsgradbereinigte elektrische Energie, die infolge der Lastpunktvariation in den elektrischen Energiespeicher eingespeist werden kann. Wird diese, wie bereits in den vorherigen Abschnitten, in eine Kraftstoffersparnis umgerechnet, die sich durch die spätere Rückspeisung in das System ergibt, so ergibt sich für die Grünflächenarbeiten eine absolute positive Kraftstoffersparnis von $\Delta\dot{V}_{Grünflächenarbeit}$=0,616 l/h. Der direkte Kraftstoffmehrverbrauch kann folglich über die eingespeiste Energie aufgrund des besseren Motorbetriebspunktes kompensiert werden, so dass in der Summe ein wirtschaftlicher Mehrwert entsteht. Auch für die anderen beiden Anwendungsgebiete ist ein derartiger Trend zu verzeichnen, wenn gleich in diesen Fällen mit $\Delta\dot{V}_{Transport}$=0,238 l/h und $\Delta\dot{V}_{Bodenbearbeitung}$=0,270 l/h deutlich geringere Zugewinne erkennbar sind. Hierbei ist hervorzuheben, dass bei Transportaufgaben trotz der vergleichsweise höheren Batterieeinspeisung eine geringere absolute Kraftstoffersparnis erzielt werden kann, als es bei der Bodenbearbeitung der Fall ist. Dies ist auf die gleichzeitige Varianz der Motordrehzahl zurückzuführen. Während sowohl die Grünflächenarbeiten als auch die Bodenbearbeitung in nahezu konstanten Geschwindigkeiten durchgeführt werden, ist bei Transportfahrten aufgrund der regelmäßigen Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen eine starke Veränderung der Motordrehzahl über die Betriebszeit zu verzeichnen. In Abbildung 5-7 ist hierzu zu erkennen, dass das Verbrauchsoptimum am ehesten bei Drehzahlen im Bereich des Leistungsmaximums und somit hinter dem Kippmoment erzielt werden kann. Durch eine gezielte Abstimmung der Fahrgetriebe heutiger Traktoren auf die einzelnen Anwendungen können daher Standardarbeiten mit annähernd konstanter Geschwindigkeit in genau diesem Motordrehzahlbereich durchgeführt werden. Bei Transportfahrten wird der Dieselmotor aufgrund diverser Schaltvorgänge jedoch regelmäßig aus dem verbrauchsidealen Drehzahlbereich herausgezwungen. Eine Verbrauchsoptimierung infolge der Lastvariation ist somit zwar im jeweiligen Drehzahlbereich möglich, betrachtet man die relativen Verbrauchswerte jedoch über das gesamte Motorkennfeld, sind regelmäßig hohe Abweichungen zum absoluten Optimum zu erkennen.

5.3. Radlastabschätzung anhand bekannter Größen

Ein adaptives System zeichnet sich im Allgemeinen dadurch aus, dass es sich automatisch an die äußeren Gegebenheiten anpasst. Zum einen ist dazu die entsprechende Aktuatorik, wie in diesem Fall die Überlagerungseinheiten, notwendig, so dass eine Anpassung erfolgen kann. Zum anderen ist über unterschiedliche Sensoriken sicherzustellen, dass dem System die notwendigen Informationen zur Verfügung gestellt werden, anhand welcher der aktuelle Fahrzustand möglichst exakt erkannt wird. Beim adaptiven Antriebsstrang ist eine dieser Messgrößen die Verteilung des Fahrzeuggewichtes auf die einzelnen Antriebsräder. Im Zuge der Simulation in Abschnitt 7 wird noch genauer erläutert, wie diese Information zur Steuerung des Antriebsstranges beitragen kann. Die Radaufstandskräfte können hierzu durch verschiedene Verfahren ermittelt werden. Das in Abbildung 5-1 aufgeführte Versuchsfahrzeug verfügt hierzu über spezielle Kraftsensoren, welche aus Kosten- und Packaginggründen jedoch aus heutiger Sicht in einem Serienfahrzeug schwer vorstellbar sind. Stattdessen kann mithilfe eines Algorithmus [Woopen, et al., 2017] anhand der bekannten Systemdaten, die unter anderen bei einem adaptiven Allradantrieb abrufbar sind, Rückschluss auf die Radlastverteilung gezogen werden. Abbildung 5-8 veranschaulicht hierzu, wie die einzelnen Systemparameter kombiniert werden können, um die nötigen Informationen zu erhalten.

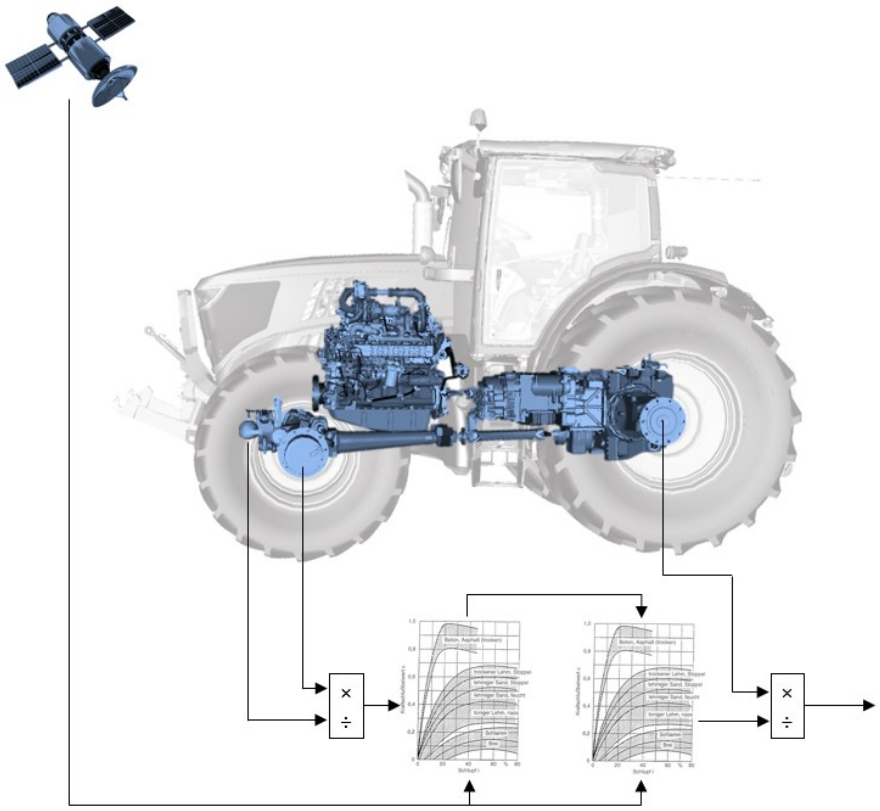


Abbildung 5-8: *Informationsfluss zur Abschätzung der Radlastverteilung anhand bekannter Systemparameter*

Ausgangslage für diese Art des Messprinzips ist ein Fahrzeug, welches über eine hydraulisch gefederte Vorderachse verfügt und bei welchem das Antriebsmoment der Vorderachse bekannt ist. Im Falle des adaptiven Vorderradantriebes ist das Vorderachsmoment die Stellgröße der Überlagerungseinheiten, so dass hierbei von einer Kenntnis der Antriebskräfte an der Vorderachse ausgegangen werden kann. Alternativ wäre auch eine reine Drehmomentenmessung denkbar, wie sie unter anderem bereits bei automatisierten Allradsystemen [Woopen, et al., 2015] eingesetzt wird. Parallel zur Bestimmung des Traktionsmomentes der Vorderachse besteht die Möglichkeit über eine Druckmessung im hydraulischen Federungskreis die Achslast der Vorderachse zu bestimmen. Über eine Verrechnung der beiden Werte, mit der Traktionskraft als Dividend und der Aufstandskraft als Divisor, ergibt sich der Traktionsbeiwert der Vorderachse. Als weitere Eingangsgröße fließt in das System die reale Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges ein. Um diese zu messen, gibt es verschiedene Möglichkeiten. Da aber in konventionellen Fahrzeugen bereits eine große Marktabdeckung von GPS-Systemen, mit denen unter anderem automatische Lenksysteme unterstützt werden, zu verzeichnen ist, wird der GPS-Empfänger als Basis für die reale Fahrgeschwindigkeit angesehen. Dieses Signal wird auch heute schon vereinzelt in automatisierten Allradsystemen, wie sie in Abschnitt 2.2 aufgezeigt wurden, verwendet, um in Kombination mit der Abrollgeschwindigkeit der Antriebsräder, definiert über üblicherweise verbaute Drehzahlsensoren, den Antriebsschlupf der Achsen zu ermitteln.

Wählt man diesen Antriebsschlupf der Vorderachse und den zuvor ermittelten Traktionsbeiwert als Eingangsgrößen für ein Kraftschluss-Schlupf-Kennfeld [Renius, 1987], so kann über die Vorderachse definiert werden, auf welcher Art Untergrund sich das Fahrzeug aktuell befindet. Diese Untergrundannahme kann für die Hinterachse übernommen werden, wobei an dieser Stelle zwischen zwei Szenarien zu unterscheiden ist. Ergibt die Untersuchung, dass das Fahrzeug aktuell über einen festen Untergrund, wie eine befestige Straße, manövriert wird, so kann für die Hinterachse vom identischen Untergrundbeiwert ausgegangen werden. Weist die Kombination aus Kraftschlussbeiwert und Vorderachsschlupf jedoch auf einen Kennfeldbereich hin, der eher für weichere Böden steht, ist über den Lenkeinschlag und idealerweise auch über ein GPS-Signal die Fahrzeugspur zu berücksichtigen. Lediglich bei Lenkmanövern, bei denen die Hinterräder außerhalb der Spur der Vorderräder fahren, kann davon ausgegangen werden, dass die Hinterräder den gleichen Untergrundverhältnissen ausgesetzt sind, wie es bei den Vorderrädern der Fall war. Folgen die Hinterräder den Vorderrädern jedoch in ihrer Spur, so wie es unter anderem bei der Geradeausfahrt der Fall ist, ist zu berücksichtigen, dass die Vorderräder den weicheren Untergrund in gewissem Maße vorverdichtet haben, so dass der Untergrundkoeffizient für die Hinterachse auf einen traktionsstärkeren Untergrund anzupassen ist.

Unabhängig von der Art der Bestimmung des Untergrundkoeffizienten der Hinterachse, ob korrigiert oder übernommen, kann dieser in Verbindung mit dem ebenfalls über das GPS-Signal bestimmten Hinterradschlupf als Eingangsgröße für ein weiteres Kraftschluss-Schlupf-Kennfeld herangezogen werden. Als Ausgangsgröße resultiert der angenommene Kraftschlussbeiwert der Hinterachse, welcher das Verhältnis von Hinterachsantriebskraft und Achslast darstellt. Die Hinterachsantriebskraft kann dabei als ausreichend bekannt angenommen werden. Über Algorithmen, welche die Verlustleistungen im Antriebsstrang sowie die Antriebsleistungen etwaiger Nebenverbraucher berücksichtigen, kann nach Abzug der bereits erwähnten Vorderachsantriebsleistung die Hinterachsantriebsleistung herausselektiert werden. Auf diese Weise kann über eine Rückrechnung vom angenommenen Kraftschlussbeiwert die Aufstandskraft der Hinterachse bestimmt werden.

Da in dieses Verfahren diverse Ungenauigkeiten mit einfließen, wie unter anderem Abweichungen bei der Schlupfmessung oder eine nicht korrekte Annahme des Untergrundkoeffizienten, werden die mit dem Testfahrzeug ermittelten Messwerte verwendet, um den definierten Algorithmus auf seine Genauigkeit zu überprüfen. Hierbei kann die Hinterachslast zum einen über die definierten Eingangsgrößen, wie sie auch im Serienfahrzeug verfügbar wären, bestimmt werden. Zum anderen können aber auch die über die Kraftmesseinrichtungen ermittelten realen Achslasten als direkte Vergleichsgrößen herangezogen werden. Abbildung 5-9 zeigt hierzu die Wertigkeit des Algorithmus, indem die Abweichung der errechneten und der gemessenen Hinterachslast in Abhängigkeit zum Antriebsschlupf des Fahrzeugs über alle in Abbildung 5-3 aufgeführten Anwendungsgebiete hinweg betrachtet wird.

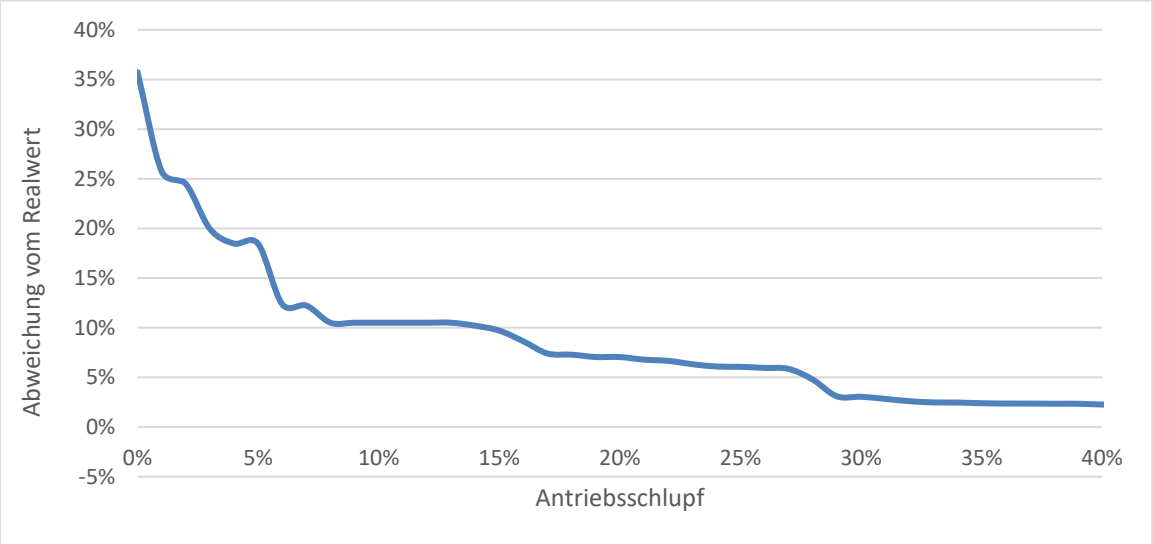


Abbildung 5-9: *Abweichung der algorithmisch bestimmten Hinterachslast zur gemessenen realen Hinterachslast*

Mit steigendem Antriebsschlupf des Gesamtfahrzeugs sinkt die prozentuale Abweichung der algorithmisch bestimmten Hinterachslast zur gemessenen realen Hinterachslast. Hierbei ist zu erkennen, dass bei Fahrten, welche kaum mit Schlupf behaftet sind, derart hohe Abweichungen bestehen, dass die Verwendung eines in diesem Fall ermittelten Achslastverhältnisses starke negative Auswirkungen auf das Fahrverhalten haben kann. Dies ist in erster Linie darauf zurückzuführen, dass die Untergrundkennlinien gerade bei sehr geringen Antriebsschlupfwerten sehr nahe beieinanderliegen, so dass eine Differenzierung, auf welchem Untergrund sich das Fahrzeug aktuell aufhält, schwerer zu treffen ist. Doch bereits ab Schlupfwerten von über 5 % sinkt die Abweichung in den Bereich von 10 %, so dass bei üblichen Allradanwendungen, wie der Bodenbearbeitung oder je nach Bodenverhältnissen auch bei der Grünflächenpflege, eine ausreichend genaue Abschätzung über die Lastverhältnisse von Vorder- zu Hinterachse getroffen werden kann. Vor allem bei stark dynamischen Vorgängen, wie beispielsweise einer Bremsung, sollte jedoch nicht in Echtzeit auf diese algorithmisch bestimmten Werte zurückgegriffen werden, da hierbei eine zu hohe Abweichung negativen Einfluss auf das Regelverhalten haben kann. Wie in Abschnitt 7.3 ersichtlich, empfiehlt sich bei einer Bremsung eine Drehmomentenregelung entsprechend der Radaufstandsgrößen. Werden diese aufgrund der hohen Bremsdynamik innerhalb einer Echtzeit-Berechnung unzureichend bestimmt, kann folglich nicht die nötige Bremskraft von den Reifen auf den Untergrund übertragen werden.

Stattdessen empfiehlt es sich, das Achslastverhältnis und somit auch die Schwerpunktlage über das definierte Berechnungsverfahren zu bestimmen, wenn der gemessene Antriebsschlupf eine ausreichende Genauigkeit sicherstellt. In allen anderen Fällen kann über die algorithmisch korrigierte Schwerpunktlage und die ebenfalls gemessene Fahrzeugbeschleunigung ein Rückschluss auf die Achslastverlagerung in Echtzeit gezogen werden. Auf diese Weise fließen die über die Radlastabschätzung ermittelten Werte auch mit höherer Sicherheit in zeitkritischere Regelabläufe, wie einen Bremsvorgang ein, wie er in Abschnitt 7.3 weitergehend untersucht wird. Durch eine Kombination dieser beiden Berechnungsmethoden kann somit mit ausreichender Genauigkeit auf zusätzliche Sensorik wie beispielsweise die direkte Achslastmessung oder Zugkraftbestimmung verzichtet werden.

6. Aufbau der Simulationsumgebung

Mit Hilfe von Simulationen, welche in der Simulationsumgebung Siemens LMS AmeSim abgebildet werden, können die beiden in Abschnitt 4 ausgearbeiteten Konzepte dargestellt und der zu erwartende Nutzen in Bezug auf die in Abschnitt 4.2 aufgeführten Funktionen ermittelt werden. Da sich die beiden Konzepte ausschließlich im Aufbau des Vorderachsantriebsstranges unterscheiden, werden in einem ersten Schritt die unterschiedlichen Teilsysteme des adaptiven Vorderradantriebes aufgebaut. Diese können dann in das Gesamtsystem integriert werden, welches für beide Varianten identisch ist und den restlichen Antriebsstrang sowie die Traktorperipherie und die Fahrzeugumgebung beinhaltet.

6.1. Adaptive Teilsysteme

Die Grenzen der beiden Teilsysteme, des Einzelradantriebes und des Zentralantriebes, sind zum einen die mechanischen Schnittstellen zur Hinterachsdifferentialwelle und zu den Vorderradendabtrieben und zum anderen die elektrische Ansteuerung der Elektromotoren. Für die funktionelle Simulation ist es ausreichend die Konzepte in diesen Bereichen zu unterscheiden, so dass in einem ersten Schritt für beide Teilantriebsstränge die entsprechenden Simulationssegmente ausgearbeitet werden.

6.1.1. Adaptiver Einzelradantrieb

Der Aufbau des Einzelradantriebes ist in Abbildung 6-1 dargestellt und umfasst in erster Linie das Überlagerungsgetriebe (B) für das linke und das Überlagerungsgetriebe (C) für das rechte Vorderrad. Beide verfügen über die gemeinsame mechanische Leistungsquelle (A) vom Hauptantriebsstrang und die separaten Elektromotoren (D) und (E) inklusive der jeweiligen Leistungselektronik.

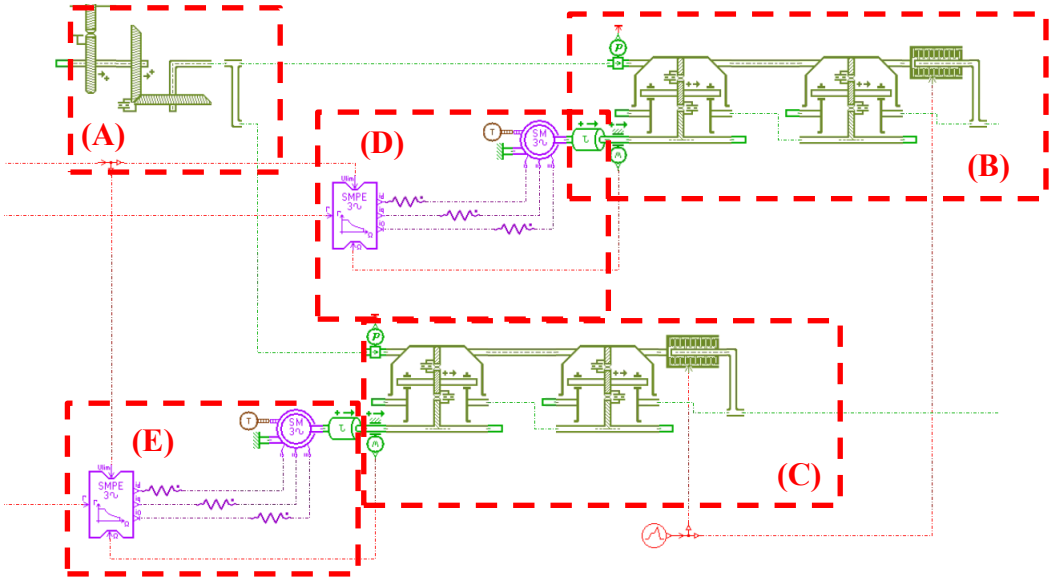


Abbildung 6-1: *Simulatives Teilsystem eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung*

Der mechanische Antrieb von der Hinterachsdifferentialwelle über den Kegeltrieb der Vorderachse wird vereinfacht als torsionssteif abgebildet, da dieser Bereich nahezu keinen Einfluss auf die Simulation hat und durch das Reduzieren von Feder- und Masseelementen im Gesamtsystem die spätere Simulationsdauer deutlich reduziert werden kann. Von Bedeutung sind jedoch die Wirkungsgrade der Zahnradstufen, welche systemübergreifend für Stirnradstufen mit $\eta_{Spur} = 0{,}985$ und für Kegelradstufen mit $\eta_{Bevel} = 0{,}98$ angesetzt werden, sowie die Zähnezahlen, um die jeweiligen Übersetzungen von Drehzahlen und Momenten berücksichtigen zu können. Diese werden vom heutigen Antriebsstrang übernommen. Auch bei den beiden Überlagerungsgetrieben (B) und (C) ist in jeder Planetenstufe der Verzahnungswirkungsgrad zu berücksichtigen, wobei für den Zahneingriff Sonnenrad-Planetenrad jeweils der Wirkungsgrad η_{Spur} einer üblichen Stirnradstufe, für den Zahneingriff Planetenrad-Hohlrad hingegen der Wirkungsgrad $\eta_{SpurInner} = 0{,}99$ einer Stirninnenverzahnung berücksichtigt wird. Um während der Simulation negative Auswirkung der Elektromotoren, wie Schleppmomente, zu berücksichtigen, werden die Anschlusspunkte zu den Elektroeinheiten mit zusätzlichen Drehmassen aufgewertet, welche den Drehmassen des Rotors entsprechen. Diese zusätzliche Masse in Kombination mit den Freiheitsgraden zwischen den Planetenstufen hat zur Auswirkung, dass zwischen die beiden Hohlräder ein Federelement zu integrieren ist. Wie in Abschnitt 4.3.1 ersichtlich, sind beide Hohlräder als eine Einheit ausgeführt, welche aufgrund des großen Durchmessers und der durchgehenden Verzahnung als nahezu verwindungssteif anzusehen ist. Dementsprechend wird auch dieses vom System verlangte Federelement als verwindungssteif betrachtet. Auch die Verluste in den Kupplungselementen müssen berücksichtigt werden. Da die Kupplungen in erster Linie für den Fall eines Ausfalles des elektrischen Systems konzipiert sind, sind sie während des normalen Betriebes als geöffnet anzusehen und verursachen somit drehzahlabhängige Leistungsverluste in Folge von Schleppmomenten der nasslaufenden Lamellen. Diese Schleppmomente können über Versuche zu vergleichbaren Kupplungen abgeleitet und dem System als Vektor über die Drehzahl bereitgestellt werden.

Diese Zusammenhänge sind auch Abbildung 6-2 zu entnehmen. Der Elektromotor und der Inverter werden im Zuge des mechanischen Systembildes als Drehmomentquelle angesehen. Aufgrund der Eigenschaften eines Planetengetriebes besteht somit trotz Verzweigungen ein direkter Zusammenhang zwischen dem Motordrehmoment T_{EM_Lft} und dem zugehörigen Abtriebsdrehmoment $T_{FD_In_Lft}$. Lediglich das Schleppmoment der offenen Kupplung T_{Wdg_Cl} sowie die Massenträgheiten T_J unterliegen der Antriebsdrehzahl beziehungsweise der Antriebsbeschleunigung. Diese ergeben sich, entsprechend der Kutzbachgleichung, aus der Abtriebsdrehzahl n_{C2_Lft} und der zu der Dieselmotordrehzahl proportionalen Drehzahl n_{DDS}.

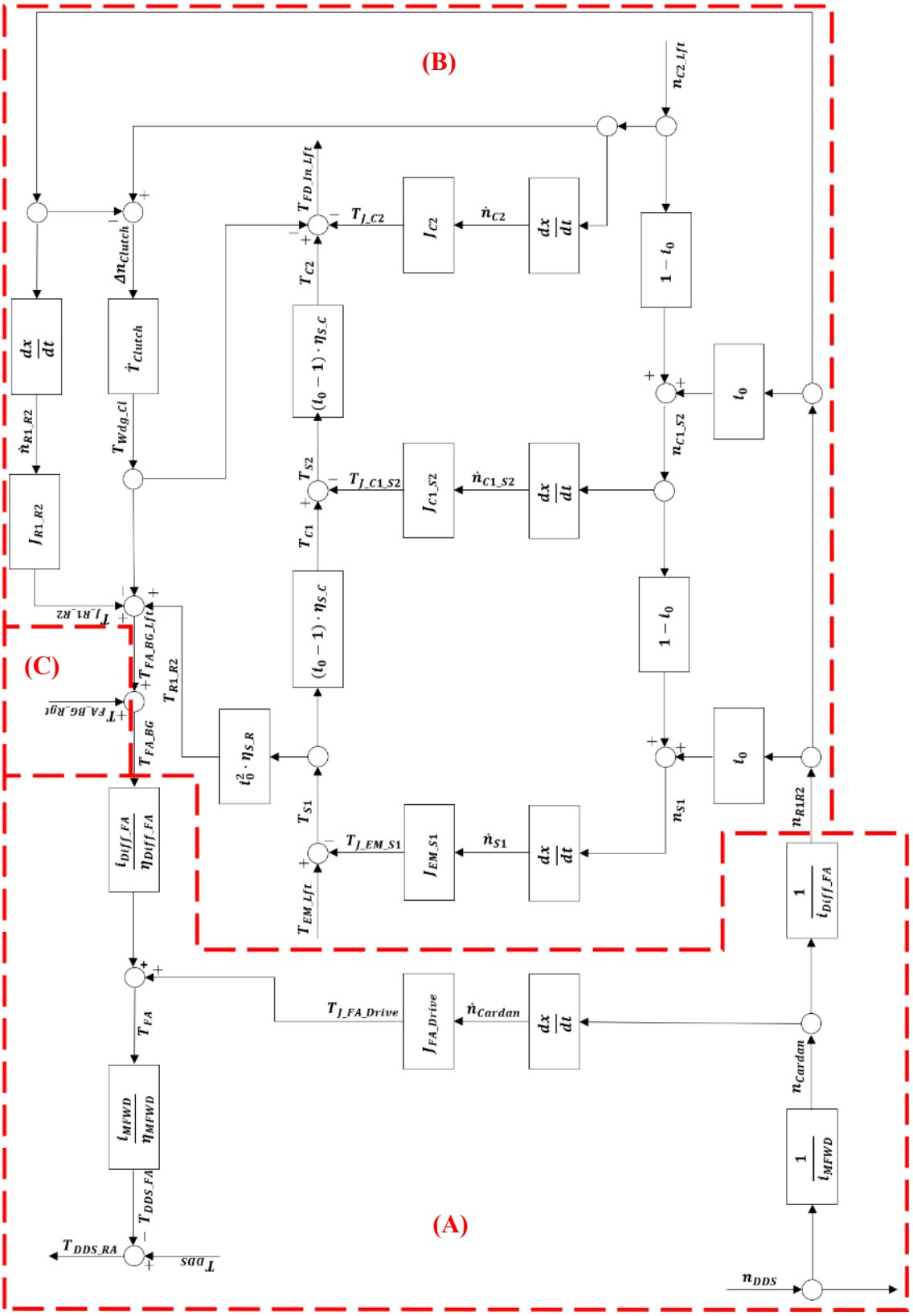


Abbildung 6-2: *Mechanisches Systembild eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung*

Die Abtriebsdrehzahl des Vorderrades stellt sich in Folge des Abtriebsdrehmomentes ein, während sich die Drehzahl n_{DDS} in Folge des Abtriebsmomentes der Hinterräder einstellt. Letzteres hingegen resultiert aus der Subtraktion des vom Dieselmotor bereitgestellten T_{DDS} und dem Stützmoment für den Vorderachsantrieb T_{DDS_FA}, woraus ersichtlich ist, dass das regelnde Drehmoment der Vorderachs-Elektromotoren bei konstantem Dieselmotordrehmoment direkten Einfluss auf die Hinterachse bewirkt. Der rechte Teil des Vorderachsantriebsstranges (C) ist äquivalent zu Abbildung 6-1 gleich aufgebaut wie der linke Teil (B), so dass in Abbildung 6-2 lediglich vereinfacht das Systemfeedback $T_{FA_BG_Rgt}$ als Stützmoment, welches mit auf den Hauptantriebsstrang (A) wirkt, dargestellt ist.

Für die Integration der Elektromotoren in das gemäß Abbildung 6-1 dargestellte Simulationsmodell werden die vom Hersteller bereitgestellten Motordaten gemäß Abschnitt VI herangezogen. Als Temperaturquelle werden die vom Hersteller empfohlenen T_{CoolIn} = 65 °C verwendet und das Motormodell um die aus dem Datenblatt bekannte Drehmomentenkennlinie sowie die dazu gehörigen Motorwirkungsgrade ergänzt. Die Matrix, welche das Wirkungsgradkennfeld aufspannt, wird jedoch noch mit einem Inverterwirkungsgrad [Schmetz, 2017] multipliziert, so dass der eigentliche Umrichter als ideal angesehen werden kann.

6.1.2. Zentralantrieb

Während sich die Simulationsdarstellung der Überlagerungseinheit (A) und des Elektromotors (D) des Zentralantriebes gemäß Abbildung 6-3 bis auf die Zähnezahlen nicht von der des Einzelradantriebes unterscheidet, sind die umliegenden Komponenten genauer zu betrachten.

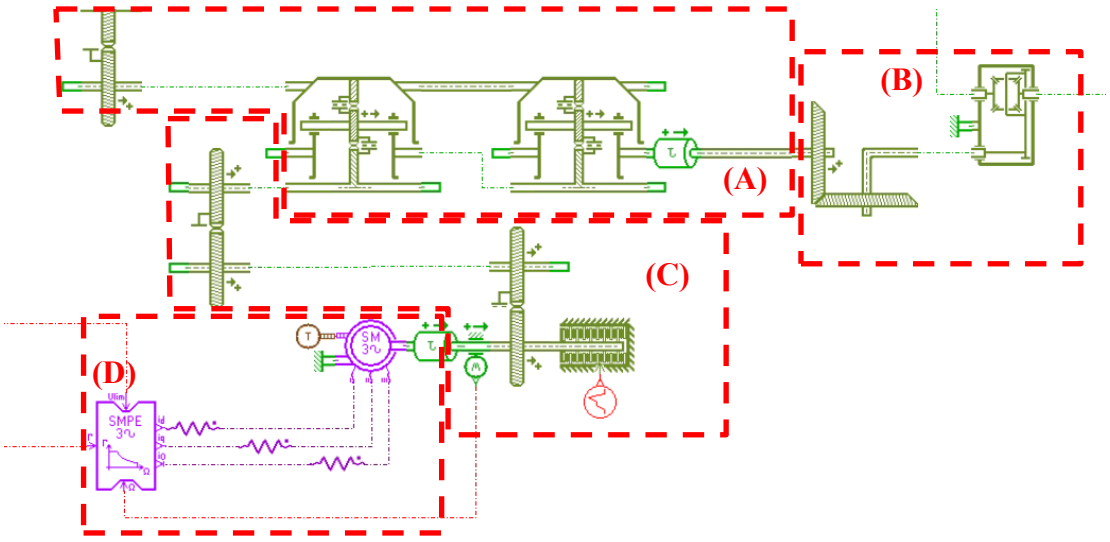


Abbildung 6-3: *Simulatives Teilsystem eines adaptiven Vorderachsantriebes mit zentraler Leistungssummierung*

Wie in Abschnitt 4.3.2 definiert, ist eine direkte Verbindung zwischen der überlagernden Sonnenwelle und dem Elektromotor bauraumbedingt nicht realisierbar. Die durch die beiden Stirnradstufen bedingte Übersetzung sowie der entsprechend schlechtere Wirkungsgrad sind durch die zwischengeschaltete mechanische Einheit (C) zu berücksichtigen. Diese weist motorseitig nicht nur, wie bereits beim Einzelradantrieb beschrieben, die Drehmassen der zusätzlichen rotierenden Teile auf, sondern beinhaltet auch die Lamellenbremse, welche in diesem Konzept den rein mechanischen Durchtrieb im Falle eines Systemfehlers realisiert. Der Überlagerungseinheit (A) ist des Weiteren noch der restliche konventionelle Vorderachsantriebsstrang (B) nachgeschaltet, bestehend aus dem Vorderachsdifferential inklusive Kegeltrieb. Die dazwischen befindliche Gelenkwelle wird im Gegensatz zum Einzelradantrieb als federnde Welle abgebildet, um die Reaktionen zwischen den anzutreibenden Vorderrädern und dem steuernden Elektromotor mit erfassen zu können.

6.2. Gesamtsystem Fahrzeug

Um die beiden aufgeführten Teilsysteme in ihrer Auswirkung auf das Fahrzeugverhalten zu untersuchen, ist das Gesamtsystem Fahrzeug um den adaptiven Vorderradantrieb herum aufzubauen. Für alle Untersuchungen, die auf die Effizienz des Fahrzeuges abzielen, ist zunächst der restliche Antriebsstrang vom Dieselmotor bis hin zur mechanischen Abzweigung zum Vorderachsantriebsstrang zumindest in seiner Grundfunktion darzustellen. Des Weiteren ist durch die Abbildung der Endabtriebe von Vorder- und Hinterachse letztlich auch der Rad-Boden-Kontakt darzustellen, welcher je nach Testanforderung an unterschiedliche Randbedingungen anzupassen ist. Gleiches gilt für das Chassis und somit für die von außen auf den Traktor angreifenden Kräfte. Wird beispielsweise die Fahrt mit einem Anhänger simuliert, sind an dieser Stelle andere Faktoren zu berücksichtigen als beim Verrichten von schwerer Zugarbeit.

6.2.1. Antriebsstrang

In Abschnitt 4.2 beziehungsweise in der Anforderungsliste in Abschnitt VI wurde aufgeführt, dass für die Untersuchungen nicht auf ein stufenloses Getriebe zurückgegriffen wird, da Funktionen wie der zugkraftunterbrechungsfreie Schaltvorgang an einem solchen Getriebe nicht untersucht werden können. Gleichzeitig können unterstützende Assistenzsysteme nur dann optimal eingesetzt werden, wenn die Assistenzsysteme Einfluss auf die Antriebsstrangsteuerung nehmen können, so wie es bei Automatikgetrieben der Fall ist. Daher wird für den Zweck der Untersuchung des adaptiven Vorderradantriebes, wie in Abbildung 6-4 dargestellt, das Doppelkupplungsgetriebe der John Deere Werke Mannheim, das DirectDrive, inklusive des Dieselmotors in die Simulationsumgebung integriert.

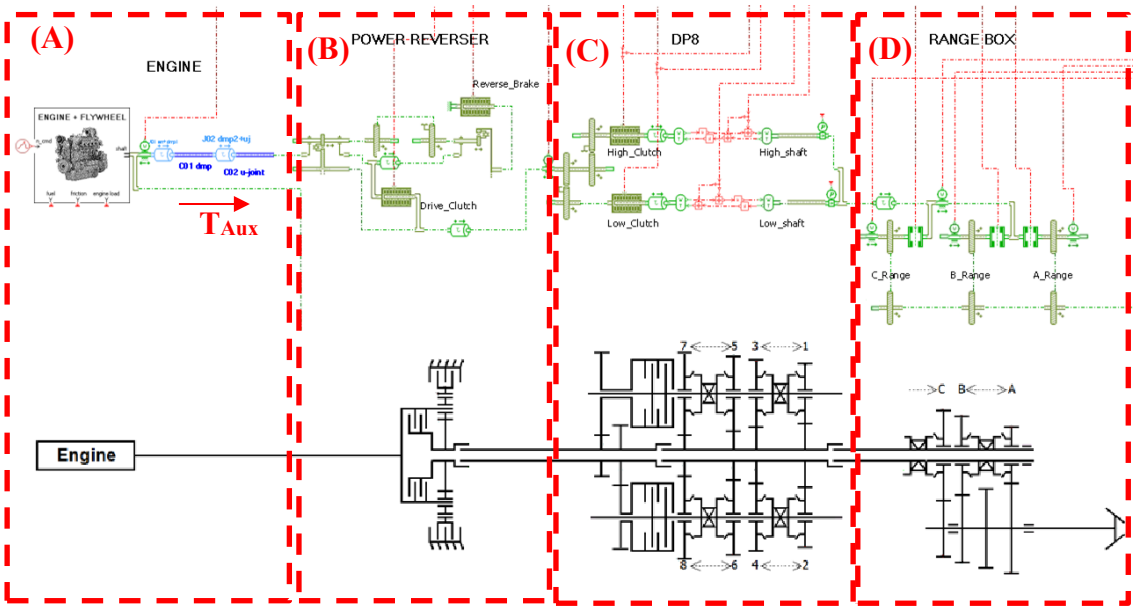


Abbildung 6-4: *Simulationsdarstellung des konventionellen Fahrantriebsstranges bestehend aus Dieselmotor und Doppelkupplungsgetriebe*

Der Dieselmotor (A) wird vereinfacht durch ein bereits bestehendes Motormodell dargestellt, welches in erster Linie auf Umsetzungstabellen basiert, durch die die Motorkennlinie, der Kraftstoffverbrauch, die Verluste durch die Motornebenverbraucher und die innere Reibung des Dieselmotors berücksichtigt werden. Die in das Motormodell einfließende Zieldrehzahl wird für diesen Zweck in eine erforderliche rotatorische Beschleunigung umgerechnet, aus welcher sich wiederum die benötigte einzuspritzende Kraftstoffmenge errechnet. Anhand dieser Kraftstoffmenge, welche beim realen Motor durch die Injektoren in den Brennraum geleitet würde, und anhand der aktuellen Motordrehzahl wird das dem System bereitzustellende Drehmoment ermittelt, indem das errechnete Motordrehmoment um die aufgeführten Verlustmomente reduziert wird. Die in den Umsetzungstabellen aufgeführten Daten wurden dazu im Versuch für den Motor und die Nebenverbraucher ermittelt. Erweitert wird das eigentliche Motormodell um die Massenträgheit des Dieselmotors sowie um eine Abbildung des Zweimassenschwungrades, welches durch die Schwungmasse sowie die vor- und nachgeschaltete Feder-Dämpfer-Einheit berücksichtigt wird. Zusätzlich wird auf dem Drehzahlniveau des Dieselmotors ein mechanischer Pfad T_{Aux} abgeführt, über den dem Gesamtsystem zusätzliche Leistungen abgefordert werden können, welche der Zapfwelle, der Hydraulikpumpe oder dem Generator entsprechen, welcher das elektrische System des adaptiven Vorderradantriebes mit Energie versorgt. Für den Generator wird vereinfacht das gleiche Elektromotormodell verwendet, wie es in Abbildung 6-1 dargestellt ist, weshalb an dieser Stelle nicht erneut darauf eingegangen wird.

Der Dieselmotor wird über das aufgeführte Schwungrad mit dem Fahrgetriebe Direct-Drive verbunden, welches in die drei Hauptbestandteile Reversiergetriebe (B), dem eigentlichen Doppelkupplungsmodul (C) und das Gruppenschaltmodul (D) unterteilt ist. Auch wenn die Simulationen ausschließlich eine Vorwärtsfahrt des Fahrzeuges abbilden werden, ist das Reversiermodul (B) mit der Doppelplanetenstufe und der Vorwärtskupplung sowie der Rückwärtsbremse vollständig dargestellt. Auf diese Weise ist das System für spätere anderweitige Untersuchungen vorbereitet, aber gleichzeitig werden auch die Schleppverluste innerhalb der Bremse, welche zwecks Rückwärtsfahrt das Hohlrad gegen das Getriebegehäuse abbremst, berücksichtigt und durch die Hauptfahrkupplung können zudem auch Gruppenwechsel realitätsnah abgebildet werden. Während das Reversiermodul vollständig abgebildet ist, kann die Doppelkupplungseinheit (C) auf die funktionell wichtigsten Bestandteile reduziert werden. Die Zahnradstufen auf den beiden Seitenwellen sowie die Doppelkupplungen, welche ebenfalls im Labor ermittelte Schleppverluste wiedergeben, sind noch detailliert dargestellt. Doch die restlichen Komponenten, wie Losräder, Synchronisierungseinheiten und die Zahnräder der Zentralwelle werden vereinfacht als mechanische Leistungswandler dargestellt, bei denen das eingangsseitige Drehmoment und die ausgangsseitige Drehzahl mit dem Übersetzungsfaktor des jeweils vorgewählten Ganges multipliziert werden, so dass sich die entsprechenden Gegenwerte ergeben. Die rotierenden Massen der einzelnen Komponenten sind dabei entweder den Seitenwellen oder der Abtriebswelle hinzugerechnet worden. Da die Untersuchung einer Gangschaltung innerhalb des Doppelkupplungsmoduls nicht vorgesehen ist, würde die detaillierte Berücksichtigung beispielsweise der Synchronisierungseinheiten keinen Mehrwert für die Simulation bringen und durch den vereinfachten Aufbau reduziert sich die Simulationszeit.

Bei dem Gruppenschaltgetriebe (D) sind gerade jene Effekte jedoch nicht auszublenden. Während durch das Doppelkupplungsprinzip bei reinen Gangwechseln keine allzu großen negativen Auswirkungen auf die Fahrdynamik zu erwarten sind, ist für das Wechseln einer Fahrgruppe das Öffnen der Hauptfahrkupplung im Reversiermodul nötig, so dass während des Schaltvorganges keine Antriebsleistung an die Räder übertragen werden kann. Dieser Effekt wird abgebildet, indem die Zahnräder nicht direkt, sondern über Kupplungsbausteine mit variabler Drehmomentenkapazität mit der Welle verbunden sind. Dabei wird zur Darstellung eines Schaltvorganges, solange sich Zahnrad und Welle nicht im Gleichlauf befinden, die variable Drehmomentenkapazität auf das Reibmoment der verbauten Synchronisierungseinheit eingestellt. Erst sobald dieses Reibmoment zu einem Gleichlauf von Zahnrad und Welle geführt hat, wird die Drehmomentenkapazität auf die mechanische Festigkeit der Schaltverzahnung angehoben, so dass durch das Schließen der Hauptfahrkupplung der Gruppenwechsel abgeschlossen werden kann.

6.2.2. Endantrieb

Von der Hinterachsdifferentialwelle, welche das letzte mechanische Glied des Gruppenschaltgetriebes bildet, werden sowohl die bereits aufgeführten Vorderachsantriebsstränge als auch der Endantrieb der Hinterachse direkt mit Leistung versorgt. Der Endantrieb ist unter anderem in Abbildung 6-5 dargestellt, vom Hinterachsdifferential bis zum Rad-Boden-Kontakt. Zur besseren Systemübersicht ist der Endabtrieb der Vorderachse, welcher designtechnisch nicht durch den adaptiven Vorderradantrieb betroffen ist, direkt neben dem Endabtrieb der Hinterachse aufgetragen. Auf diese Weise sind die Gemeinsamkeiten und die Unterschiede zwischen den Achsen deutlicher ersichtlich.

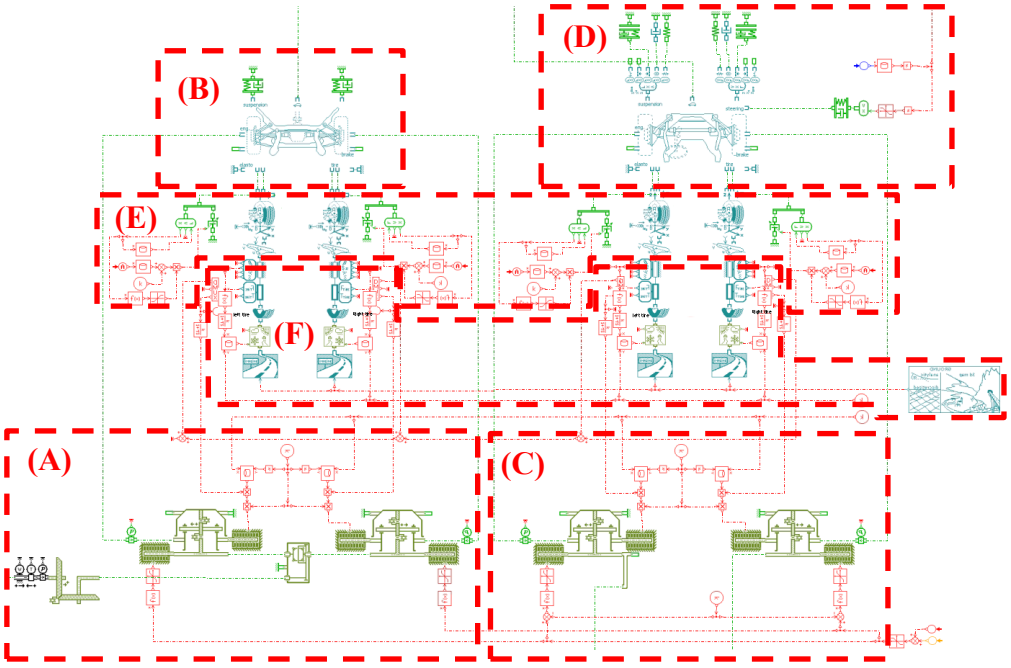


Abbildung 6-5: *Simulationsdarstellung der konventionellen Endantriebe von Hinter- und Vorderachse inklusive der Wegstreckeninformationen*

Der Endabtrieb der Hinterachse (A) verfügt zunächst über ein Differential, das im Aufbau dem in Abbildung 6-3 ähnelt, so dass der Kegeltrieb mit der Übersetzungsstufe und die eigentliche Differentialfunktion durch zwei getrennte Bauteile realisiert werden. Das Differential verteilt das Eingangsmoment auf die beiden Planetenstufen im Achskörper, welche das Drehmoment erst kurz vor dem Antriebsrad auf das benötigte Niveau anheben. Auf der schneller drehenden Sonnenwelle dieser Planetenstufe ist dabei die hydraulisch betätigte Fahrzeugbremse als Einscheibenlamellenbremse befestigt. Deren Bremsmoment im Modell wird wie auch im realen Betrieb von der Kolbenkraft als Eingangssignal bestimmt, welche wiederum aus dem anliegenden Druck im hydraulischen Bremssystem errechnet wird. Der langsam drehende Planetenträger, welcher direkt mit dem Hinterrad verbunden ist, wird künstlich um ein weiteres Bremselement ergänzt, welches das am

Reifen auftretende Verlustmoment in Folge des Rollwiderstandes in das System einbringt. Für diesen Zweck ist pro Reifen eine Umsetzungstabelle integriert, welche auf untersuchten Rollwiderständen [Renius, 1987] von Traktorreifen basiert. Als Eingangsgrößen der Umsetzungstabellen werden dabei der Reifendurchmesser sowie eine Konstante, die die Untergrundbeschaffenheit repräsentiert, verwendet. Durch Multiplikation mit dem Reifenradius und den aus dem System herausgemessenen aktuellen Radaufstandskräften ergibt sich das zusätzliche Bremsmoment auf den Radträger infolge der Rollwiderstände.

Die übrige Antriebsleistung fließt in das Achsmodell (B) der Hinterachse ein. Dieses beinhaltet zum einen die geometrischen Achsinformationen, wie beispielsweise den Radstand, die Position der Achse zum Schwerpunkt oder das Eigenlenkverhalten, ohne die eine Simulation im dreidimensionalen Raum nicht möglich wären. Zum anderen können über dieses Teilmodell Masseinformationen der Hinterachse eingebracht werden. In diesem speziellen Fall ist letzteres jedoch nicht nötig, da die an das Achsmodell angeschlossenen Federdämpferelemente entsprechend der starren Verbindung der Hinterachse zum restlichen Chassis ebenfalls als sehr steif ausgelegt sind und das Gewicht der Hinterachse bereits sowohl in der Leermasse des Fahrzeuges als auch in der Lage des Schwerpunktes berücksichtigt ist. Eine differenziertere Unterteilung der Massen würde dabei aufgrund der fehlenden Achsfederung keinen Mehrwert bringen und wäre nur mit weiterem Messaufwand im Labor verbunden. Die Hinterachse als Teil des Gesamtgetriebes wird nicht zwangsläufig separat gewogen und auch eine Schwerpunktbestimmung des Fahrzeuges ohne montierte Hinterachse gilt als kompliziert, da diese beispielsweise auch als Grundträger der Fahrerkabine dient. Die Bremsanschlüsse des Achsmodelles sind blind gelegt, da die Radbremse, wie bereits erwähnt, zwecks direkter Vergleichbarkeit zum realen System in die Planetenstufen integriert sind.

Der grundlegende Aufbau des Endabtriebes (C) und des Achsmodells (D) der Vorderachse gleicht zwar dem der Hinterachse, weist aber in gewissen Merkmalen Unterschiede auf. Neben den geometrischen Unterschieden zwischen Vorder- und Hinterachse ist das Bremssystem der Vorderachse um einen Baustein erweitert, welcher den Bremsdruck an der Vorderachse im Vergleich zur Hinterachse um $\Delta p_{Br} = 1$ bar reduziert. Dies ist begründet durch ein Prioritätsventil, welches bei einem Fehler wie einer Leckage im Bremssystem sicherstellt, dass die Hinterachsbremsen zulasten der Vorderachsbremsen bis zu einem gewissen Maße sicher mit Bremsdruck beaufschlagt werden können. Das Achsmodell (D) weist dabei schon größere Unterschiede zur Hinterachse auf. Zum einen ist die Achsfederung der Vorderachse zu berücksichtigen. Dementsprechend sind nicht nur die

eigentlichen Feder-Dämpfer-Einheiten gemäß der vom Hersteller angegebenen Kennlinien zu dimensionieren, sondern nun ist im Gegensatz zur Hinterachse die Aufteilung zwischen den ungefederten Massen und den gefederten Massen der Vorderachse von Bedeutung für das dynamische Verhalten des Gesamtfahrzeuges. Die geringen Anteile der ungefederten Massen, wie dem Achsträger oder ersten Teilen der Antriebswellen, werden schlicht dem Leergewicht des Fahrzeuges hinzuaddiert. Die gefederten Massen hingegen sind dem Achsmodell hinzuzurechnen. Dabei ist darauf zu achten, dass je nach verwendetem Konzept, ob Zentral- oder Einzelradantrieb, die Masse des adaptiven Vorderradantriebes entweder dem Chassis oder der Vorderachse hinzuzurechnen ist. Zum anderen verfügt das Achsmodell über einen mechanischen Anschluss für die Vorderachslenkung. Die hierbei dem Achsmodell hinterlegten Matrizen für das Lenk- und Eigenlenkverhalten der Achse beziehen sich auf die vertikale Verschiebung des Lenkzylinders, welche für dieses Fahrzeug zwischen Δl_{Steer} = -140 mm und Δl_{Steer} = 140 mm variieren kann, wobei Δl_{Steer} = 0 mm der Mittelstellung und somit der Geradeausfahrt entspricht. Da als Systemgröße jedoch nicht die Verschiebung des Lenkzylinders, sondern der Lenkwinkel des kurveninneren Vorderrades verwendet wird, erfolgt erneut über eine Umsetzungstabelle die Umrechnung vom Radlenkwinkel zur Position des Lenkzylinders.

Die Achsmodelle kommunizieren während der Simulation mit den Reifenmodellen (E), welche die Steifigkeit und die Dämpfung der einzelnen Räder in das System einbringen. Hierzu ist das Reifenmodell sowohl mit einem variablen Dämpferelement als auch mit einer Kraftquelle verbunden, welche als Ersatzglied die Federung abbildet. Für diesen Zweck wird mit Hilfe des Reifenfederweges und einer auf Labordaten und Herstellerangaben beruhenden Umsetzungstabelle die durch den Reifen wirkende Federkraft berechnet und als Normalkraft in das System eingeleitet. Die Dämpfung des Reifens variiert dabei noch zusätzlich abhängig von der aktuellen Fahrzeuggeschwindigkeit, so dass aus dieser, ebenfalls anhand ermittelter Daten, der Dämpfungskoeffizient bestimmt wird. Je nach Bewegungsrichtung des Reifens, ob ein- oder ausfedernd, wird zudem noch das Vorzeichen der Dämpfung angepasst.

Für den finalen Rad-Boden-Kontakt (F) sind noch zwei grundlegende Informationen in das System zu integrieren. Zunächst kann nicht von einem über den Simulationszeitraum konstanten Haftkoeffizienten zwischen Reifen und Untergrund ausgegangen werden. Dieser ist in Abhängigkeit zum Reifenantriebsschlupf zu betrachten [Renius, 1987], so wie es bereits in Abschnitt 5.3 angewendet wurde. Da der jeweilige aktuelle Radantriebsschlupf dem System über Sensorbausteine entnommen werden kann, kann auch hier über eine Umsetzungstabelle der Haftkoeffizient bestimmt werden. Durch einen mehrdimen-

sionalen Aufbau der Umsetzungstabelle können zudem Informationen über die Bodenbeschaffenheit, wie es bereits beim Rollwiderstand erwähnt wurde, mit aufgenommen werden. Somit wird für jedes Rad in Abhängigkeit von dem Untergrund, auf dem es sich aktuell befinden soll, der Bodenkontakt definiert. Die zweite Information ist schließlich die zu befahrende Wegstrecke selbst. Hierbei handelt es sich um rein geometrische Informationen, die je nach Position des jeweiligen Rades aus einem vordefinierten Streckenprofil abgerufen werden, so dass für jedes Rad die entsprechende Steigung und Position zu den anderen Rädern und zum Fahrzeugschwerpunkt vorliegen.

6.2.3. Chassis

Während das Fahrzeugmodell über alle antriebstechnischen Komponenten verfügt, ist über das Chassis zumindest noch die Masse des Fahrzeuges zu ergänzen, so dass eine Simulation durchgeführt werden kann. Dabei kann das Standard-Chassis, wie es aus dem Amesim-Katalog abrufbar ist, wie in Abbildung 6-6 veranschaulicht, um zusätzliche Einflüsse erweitert werden.

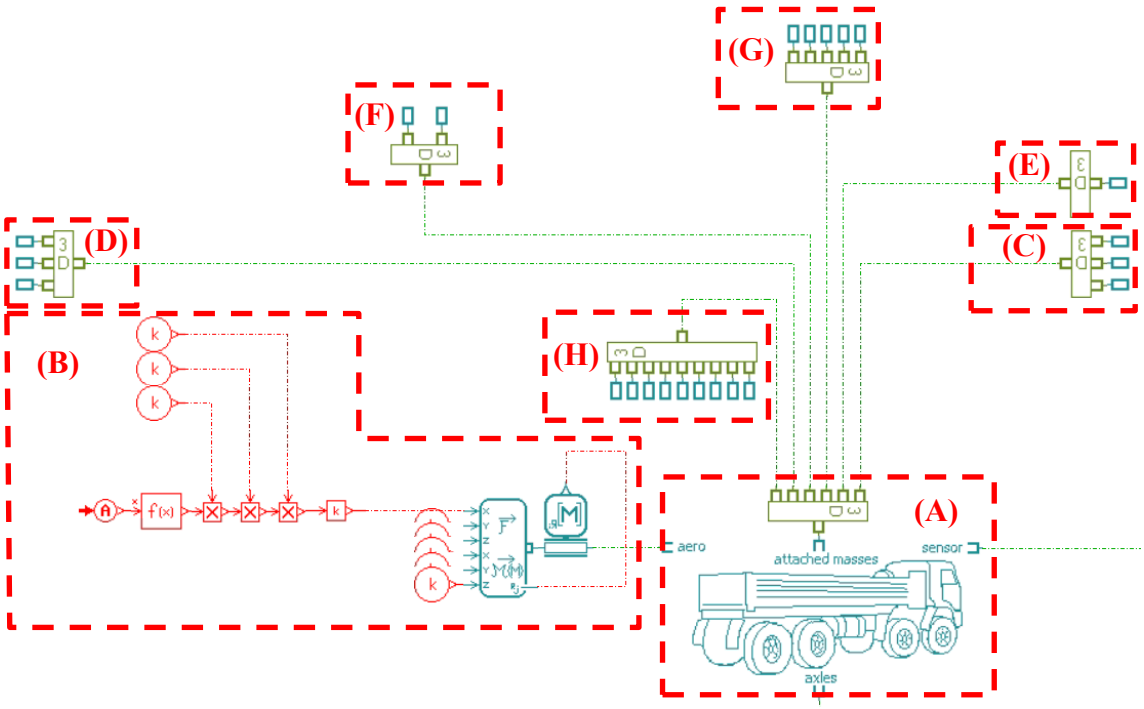


Abbildung 6-6: *Simulationsdarstellung des konventionellen Fahrzeugchassis und von außen angreifenden Kräften zur Anwendungsabhängigen Fahrzeugballastierung*

Dem Grundchassis (A) werden lediglich Informationen hinterlegt, die das eigentliche Fahrzeug betreffen. Dies sind unter anderem das Leergewicht, die Lage des Schwerpunktes oder die am Prüfstand ermittelten Massenträgheiten um die drei Hauptachsen. Über einen eigens dafür vorgesehenen Koppelpunkt wird eine in Längsrichtung wirkende Kraft

(B) auf den Schwerpunkt überlagert, welche den Luftwiderstand während der Fahrt darstellt. Hierzu wird die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit gemäß Gl. 8 mit der projizierten Fahrzeugfläche, dem im Windkanal ermittelten Strömungswiderstandskoeffizenten und der Luftdichte verrechnet und in das System eingeleitet.

$$F_L = \frac{1}{2} A_{Proj} \cdot \rho_{Air} \cdot v_{Veh}^2 \cdot c_W \qquad \textbf{Gl. 8}$$

Des Weiteren werden über positionsbestimmte Bausteine Koppelpunkte für den hinteren Dreipunkt (C), den vorderen Dreipunkt (D), das Anhängerzugmaul (E), die Frontladeraufnahme (F) sowie für eventuelle Folgesimulationen die Kabine (G) hinzugefügt. So ist es möglich, vergleichbar zum Luftwiderstand, an den einzelnen Koppelpunkten zeit- oder wegabhängige Kräfte einzuleiten, die beispielsweise aus realen Messschrieben entnommen wurden, um so eine reale Fahrt in der Simulationsumgebung nachzustellen. Zusätzlich können über geometrisch noch nicht definierte Koppelpunkte (H) nachträglich weitere Anbauten hinzugefügt werden, so dass das Modell auch für zukünftige Untersuchungen erweiterbar ist.

7. Systemuntersuchung anhand funktioneller Simulationen

Mit Hilfe des in Abschnitt 6 entwickelten Simulationsmodelles wird anhand von vier Kernblöcken die Systemfunktionalität in Bezug auf die zu untersuchenden Aufgaben eines adaptiven Vorderradantriebes überprüft. In einem ersten Schritt wird dazu der Leistungsfluss über das Gesamtsystem Traktor betrachtet, so dass Aussagen bezüglich einer eventuellen Effizienzsteigerung getroffen werden können. Darauffolgend wird zunächst die erwartete Performanzoptimierung des Systems untersucht, um anschließend zu überprüfen, ob durch ein derartiges System Einfluss auf die Fahrsicherheit genommen werden kann. In einem letzten Schritt wird das System unter Zuhilfenahme der Simulation auf Optimierungspotential im Fahrkomfort getestet.

7.1. Ermittlung des tatsächlichen Leistungsbedarfes

In Abschnitt 4.1 sind bereits erste Annahmen in Bezug auf die Effizienz des Systems getroffen worden, so dass erwartet wird, dass ein rein mechanischer Vorderachsantrieb, unter Vernachlässigung der Verluste in Folge von Vorlauf, einen besseren Systemwirkungsgrad aufweist als ein hybrides System. Höhere Leistungsverluste als die des hier aufgezeigten adaptiven Vorderradantriebes werden hingegen bei den unterschiedlichen aus der Literatur und vom Markt bekannten hydrostatischen oder rein elektrischen Lösungen erwartet. Um einen direkten Vergleich hierzu aufstellen zu können, werden zunächst für unterschiedliche Betriebspunkte die Leistungsdaten eines reduzierten Modelles ermittelt. Anschließend wird unter Anwendung des vollständigen Simulationsmodelles ein direkter Bezug auf das heutige System genommen und anhand definierter Testzyklen ermittelt, in welchem Bereich eine Effizienzoptimierung in Abhängigkeit des Einsatzgebietes zu erwarten ist.

7.1.1. Definition von Lastkurven

Durch die Verwendung eines adaptiven Vorderradantriebes sollen die negativen Auswirkungen eines rein mechanischen Antriebes minimiert werden. Dementsprechend ist darauf zu achten, dass das Fahrzeug im Normalbetrieb nicht in einen ungewollten Vorlauf gezwungen wird. Für diesen Zweck ergeben sich zwei grundlegende Möglichkeiten, wie die Leistungsverzweigungseinheiten über die Elektromotoren angesteuert werden können. Werden die Elektromotoren in ihrer Drehzahl geregelt, ergibt sich auch automatisch ein definiertes Drehzahlverhältnis zwischen den angetriebenen Achsen. Auch wenn es durch die geometrischen Fahrzeugdaten theoretisch möglich wäre, die für jede Situation idealen Abrollgeschwindigkeiten der Vorderräder zu bestimmen, so können Einflüsse wie abweichende Abrollumfänge der Reifen dazu führen, dass dem System dennoch ein Vor- oder Nachlauf aufgezwungen wird. Die Alternative dazu besteht in der Regelung der Rad-

antriebsmomente, indem auch die Elektromotoren in ihrem Drehmoment kontrolliert werden. Dadurch passt sich die Drehzahl der Vorderräder automatisch den Gegebenheiten an. Abbildung 7-1 veranschaulicht hierzu die Steuerlogik, als Auszug aus einem zur Regelung aufgestellten Simulink-Modell, die zur Ermittlung des Leistungsbedarfes verwendet wird.

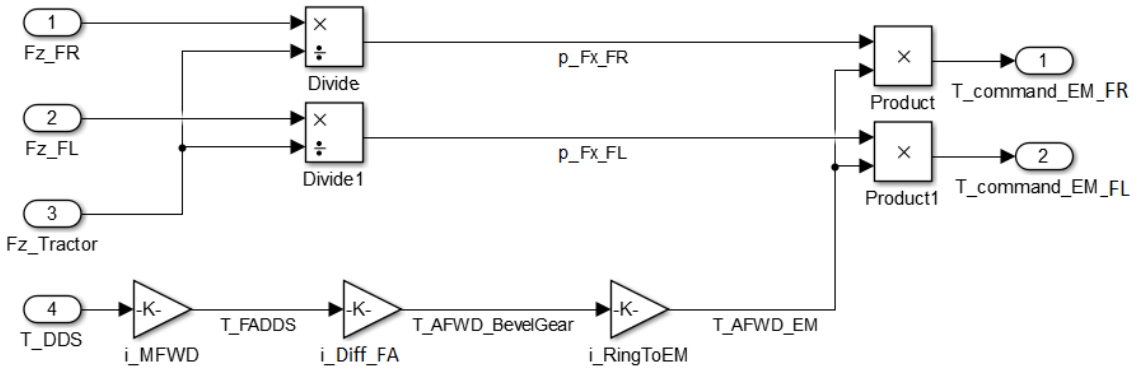


Abbildung 7-1: *Drehmomentverteilung auf die Vorderräder bei adaptivem Normalbetrieb eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung*

Das Ziel der Steuerung ist es, die Radantriebskräfte über das Gesamtfahrzeug entsprechend der jeweiligen Radaufstandskräfte zu verteilen. Auf diese Weise werden die Räder, die aufgrund ihrer hohen Ballastierung das größere Kraftschlusspotential aufweisen, auch gezielt am stärksten in den Antrieb des Fahrzeuges involviert. Der Anteil des rechten Vorderrades p_{Fx_FR} und des linken Vorderrades p_{Fx_FL} am Gesamtantrieb ergibt sich folglich durch den Anteil der Radballastierungen Fz_{FR} und Fz_{FL} an der Gesamtfahrzeugmasse $Fz_{Tractor,}$, welcher sich durch Divison der jeweiligen Kräfte ergibt. Im Rahmen der Simulation können die jeweiligen Radaufstandskräfte noch exakt ermittelt und in das System eingeleitet werden. Im realen Betrieb sind hierzu Kraftsensoren an den Rädern nötig oder es kann für eine ausreichende Genauigkeit ein Rechenalgorithmus, wie er in Abschnitt 5.3 aufgezeigt wurde, verwendet werden. Sollte keine dieser Informationen vorliegen, so kann näherungsweise mit einem Antriebsanteil $p_{Fx_FR} = p_{Fx_FL} = 20$ % gerechnet werden. Dies entspricht einer üblichen Traktorballastierung, bei der 60 % der Gesamtlast auf der Hinterachse liegt. Die einzelnen Antriebsmomente der Elektromotoren ergeben sich nun aus der Multiplikation der jeweiligen Antriebsanteile und dem Gesamtantriebsmoment, welches von der Differentialeingangswelle der Hinterachse, an welcher sich die Leistungspfade auf die beiden Achsen aufteilen, über die entsprechenden Übersetzungsstufen i_{MFWD}, i_{Diff_FA} und $i_{RingToEM}$ auf die Rotorwellen umgerechnet wird. Auch dieses Gesamtantriebsmoment kann in der Simulation vereinfacht über eine Messstelle dem System entnommen und zur Umrechnung herangezogen werden. Im realen Betrieb und somit in einer späteren Fahrstrategie ist dieser Wert entweder ebenfalls über Sensorik zu ermitteln

oder muss näherungsweise anhand von Leistungsflussalgorithmen abgeschätzt werden. Hierzu sind detaillierte Leistungskennfelder der Antriebskomponenten sowie solche der Leistung aufnehmenden Nebenverbrauchern notwendig, so dass eine Annahme über den Leistungsfluss im Antriebsstrang getroffen werden kann. Würde an dieser Stelle statt der Antriebskraft die Antriebsleistung ins Verhältnis gesetzt, so würde dies zur Folge haben, dass beispielsweise bei einer Kurvenfahrt das kurvenäußere Vorderrad prinzipiell mit einer geringeren Antriebskraft beaufschlagt würde, da es eine höhere Drehzahl aufweist als das kurveninnere Rad. Dadurch würde die Agilität des Fahrzeuges verschlechtert und das Traktionspotential aller vier Räder nicht optimal ausgenutzt.

Die Definition der Gesamtantriebskraft ist dabei gerade für die Simulation von großer Bedeutung. Um die aus der Konzeptentwicklung hervorgegangenen Systeme bezüglich ihres Leistungsbedarfs zu analysieren, sollen die Systemwirkungsgrade in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und vom Lenkwinkel bestimmt werden. Der Lenkwinkel hat dabei besonderen Einfluss, da die Systeme per Definition in erster Linie bei Kurvenfahrt auf den elektrischen Leistungspfad zurückgreifen, welcher die Wirkungsgradkurve im Vergleich zum mechanischen Pfad verschlechtert. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass anwendungsbedingt mit zunehmendem Lenkwinkel von einer geminderten maximalen Antriebsleistung auszugehen ist. So wird beispielsweise bei voll eingelenkten Vorderrädern, wie es in der Regel nur beim Rangieren oder beim Vorgewende der Fall ist, nie die volle Antriebsleistung des Dieselmotors abgerufen. Hierzu gibt Abbildung 7-2 die Auswertung der diesbezüglich zusammengetragenen Daten des in Abschnitt 5.1 aufgezeigten Versuchsfahrzeuges wieder.

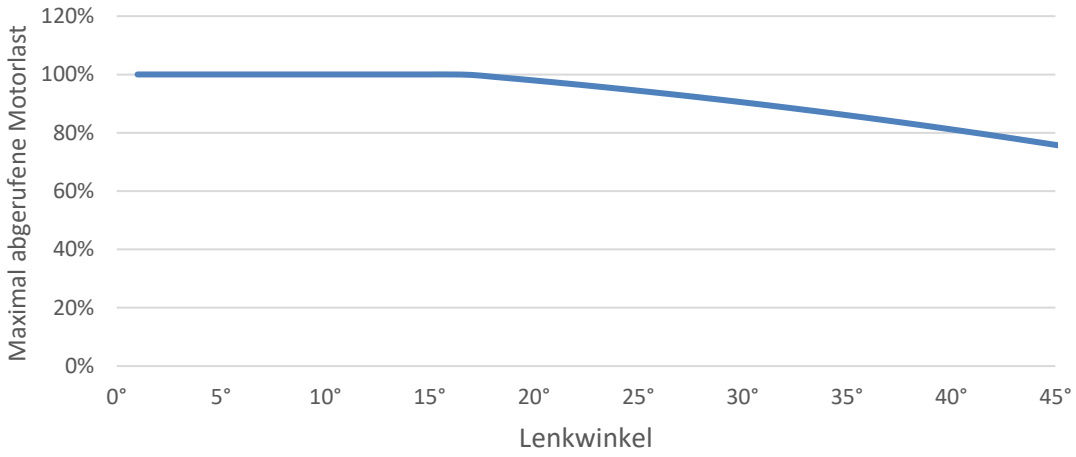


Abbildung 7-2: *Maximale Antriebsstrangauslastung in Abhängigkeit zum aktuell eingeschlagenen Lenkwinkel*

Über alle Anwendungen hinweg, von der schweren Bodenbearbeitung bis hin zu Transportaufgaben, kann festgehalten werden, dass bis zu einem Lenkwinkel von $\delta_{Steer} = 17$ °

die maximal mögliche Motorauslastung erfolgt. Erst ab diesem Punkt nimmt die Auslastung anwendungsbedingt ab, so dass der Gesamtantriebsstrang bei voll eingelenkten Vorderrädern, was einem Lenkwinkel von $\delta_{Steer} = 45$ ° entspricht, nur noch zu maximal 75 % ausgelastet wird. Dies ist für die Dimensionierung der adaptiven Leistungskomponenten insofern von Bedeutung, dass in den Bereichen, in denen die Elektromotoren infolge der größeren Drehzahlanpassung mit erhöhter Drehzahl zu betreiben sind, nicht auf Dauer das maximal mögliche Drehmoment abgestützt werden muss.

Anhand dieser Kennlinie ergibt sich das für die Simulation erforderliche Antriebsmoment, welches umgerechnet als T_{DDS} in die in Abbildung 7-1 aufgezeigte Drehmomentenverteilung einfließen kann. Indem im Laufe der Simulation nacheinander sowohl die Fahrzeuggeschwindigkeit in 5km/h Schritten, gemessen über Grund, als auch der Lenkwinkel in 5 ° Schritten gesteigert werden, verlagern sich auch die Radaufstandskräfte sukzessive auf die kurvenäußeren Räder. Dieser Effekt wird durch die Radkraftsensoren festgehalten und wirkt sich ebenfalls auf die Drehmomentenverteilung aus, so dass das Vorderrad mit der höheren Aufstandskraft auch stärker in die Übertragung der Antriebskraft auf den Untergrund eingebunden ist. Dabei erhöht sich folglich der Anteil an elektrischer Leistung, was in Abbildung 7-3 beispielhaft für das Konzept des Einzelradantriebs verdeutlicht ist.

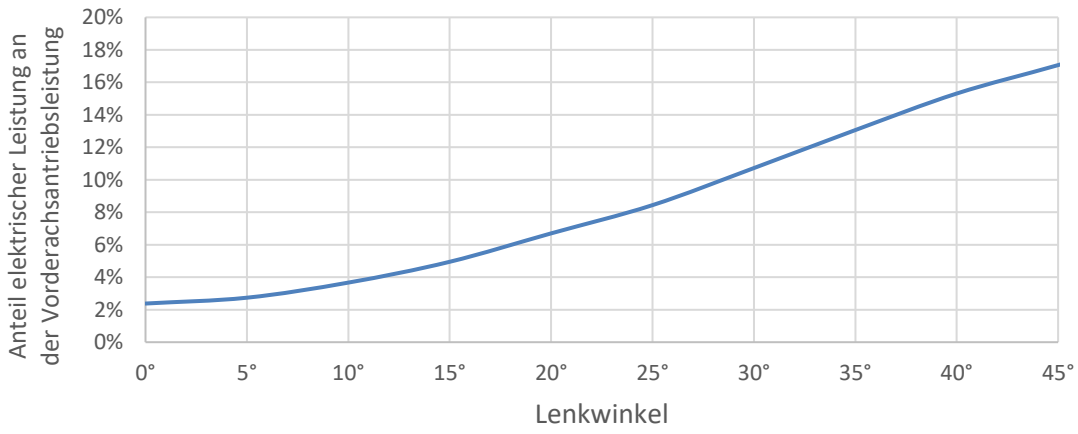


Abbildung 7-3: *Anteil elektrischer Leistung an der Vorderachsantriebsleistung eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung in Abhängigkeit vom Lenkwinkel*

Bei vollständiger Geradeausfahrt beträgt der Anteil der elektrischen Leistung an der Vorderachsantriebsleistung in etwa $p_{P_FA_E} = 2$ %. Auch wenn das System darauf ausgelegt ist, dass die Elektromotoren in diesem Zustand stillstehen, kann es dazu kommen, dass dieser Betriebspunkt aufgrund der nicht idealen Abstimmung zwischen Zahnraddimensionierung und Reifenkombination nicht exakt zu erreichen ist. Dennoch ist erkennbar, dass

der Großteil der Leistung bei einer Fahrt ohne Lenkeinfluss nahezu vollständig über den mechanischen Antriebspfad geleitet wird. Erst mit Zunahme des Lenkwinkels und dem daraus resultierenden notwendigen Drehzahlausgleich auf der Vorderachse steigen auch die Drehzahlen der Elektromotoren und somit auch der Leistungsanteil des elektrischen Antriebsstranges. Bei voll eingeschlagener Lenkung ergibt sich somit gemäß Abbildung 7-3 eine maximale Aufteilung von $p_{P_FA_E} = 17$ %, was bei einem John Deere 6215R, wie er hier simuliert wird, $P_{Electric} = 15$ kW entspricht. Besonders zu berücksichtigen ist dabei, dass die in Abbildung 7-3 aufgetragene Kennlinie ab einem Lenkwinkel von $\delta_{Steer} = 25$ ° eine negative Krümmung aufweist. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das Verhältnis des Kurvenradius der Hinterachse zum Kurvenradius der Vorderachse ab diesem Betriebspunkt weniger stark zunimmt. Der theoretisch benötigte Vorlauf nimmt somit zwar weiterhin zu, jedoch weniger stark, was sich in der Folge auch auf den elektrischen Leistungsanteil der Vorderachse auswirkt.

Durch die Einberechnung der Wirkungsgrade für die mechanischen und elektrischen Leistungselemente, welche bereits im Simulationsmodell hinterlegt sind, kann abschließend eine Aussage über den Wirkungsgrad des Systems des Vorderachsantriebsstranges getroffen werden. Hierzu werden in Abbildung 7-4 die Wirkungsgrade des elektrischen Einzelrad- und Zentralantriebes verglichen.

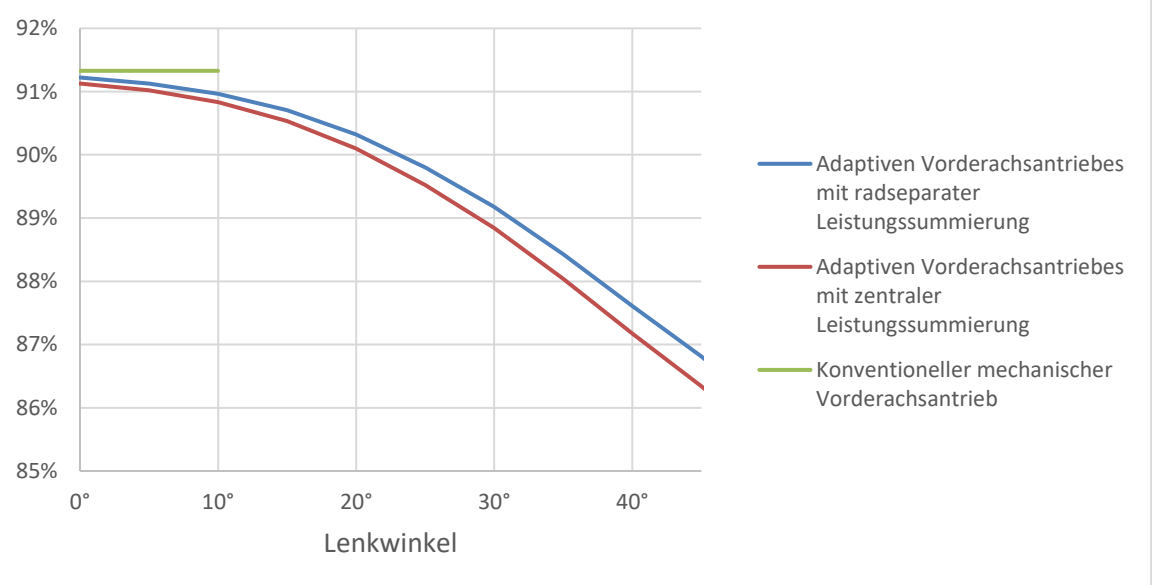


Abbildung 7-4: *Vergleich der Systemwirkungsgrade unterschiedlicher Vorderachsantriebsstränge*

Betrachtet man den Vorderachsantriebsstrang im Gesamten von der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors bis hin zu den Rädern, so ergibt sich bei gegebener Konfiguration bei

Geradeausfahrt sowohl für den Einzelradantrieb als auch für den Zentralantrieb ein Systemwirkungsgrad von $\eta_{Single} = \eta_{Center} = 91$ %. Die Systeme unterscheiden sich an dieser Stelle nicht, da in beiden Fällen der elektrische Antriebsstrang nur zu einem geringen Teil Einfluss erhält. Lediglich der rein mechanische Allradantrieb, zu dem in diesem Betriebspunkt auch der Fendt VarioDrive aus Abbildung 2-5 zu zählen ist, hat einen geringfügig höheren Systemwirkungsgrad. Aus Vergleichszwecken wird dabei bei allen Antriebssystemen vom identischen Hauptfahrgetriebe ausgegangen.

Während die Wirkungsgrade der elektrischen Überlagerungskonzepte bis zum maximalen Lenkeinschlag lediglich auf $\eta_{Single} = 86$ % beziehungsweise $\eta_{Center} = 85{,}5$ % sinken, ist dies für den konventionellen rein mechanischen Vorderachsantriebsstrang nicht mehr darstellbar. Unter der Annahme, dass dieser, zumindest bei automatisierten Systemen, bei höheren Lenkwinkeln automatisch abgeschaltet wird, ist dieser mit einem Wikungsgrad von $\eta_{Konventionell} = 0$ % anzusehen. Überträgt man diesen Betriebspunkt auf die anderen Antriebskonzepte aus Abschnitt 2, ist anzunehmen, dass auch hier lediglich geringerer Systemwirkungsgrade im Vergleich zum elektrischen adaptiven Vorderachsantriebsstrang erreicht werden könne. Im Fall des in Abbildung 2-3 aufgezeigten Überlagerungskonzeptes wird der Wirkungsgradverlauf aufgrund der Hydraulik erheblich verschlechtert. Das Konzept des Fendt VarioDrive hingegen ist bis zur Erreichung eines Grenzlenkwinkels vergleichbar anzunehmen wir der konventionelle Vorderachsantriebsstrang. Statt bei einem weiteren Einlenken jedoch vollständig abzubrechen, ist eher mit einem Wirkungsgrad im Bereich von 50 % zu rechnen, welcher aufgrund des dann wirksamen hydrostatischen Vorderachsantriebsstranges gilt. Ein vollelektrischer Vorderachsantrieb hingegen würde zwar vor allem bei höheren Lenkwinkeln bessere Wirkungsgrade erzielen als die hydrostatischen Lösungen, ist aber aufgrund des dauerhaften vollständigen elektrischen Leistungsflusses ebenfalls als limitiert im Vergleich zu den adaptiven Lösungen anzusehen.

7.1.2. Untersuchung der Fahrzeugeffizienz anhand von Testzyklen

Die vorangegangene Untersuchung dient lediglich zum theoretischen Vergleich zwischen unterschiedlichen Vorderachsantriebssträngen. Sowohl die Auswirkung auf das Gesamtfahrzeug als auch der praktische Nutzen ist daraus nicht eindeutig abzulesen. Hierzu wird auf das vollständige Fahrzeugmodell inklusive Verbrennungsmotor und Fahrgetriebe sowie gezielt eingebrachte äußerliche Störeinflüsse zurückgegriffen. Als Simulationsgrundbasis können dazu die Testzyklen des DLG PowerMix genutzt werden, da diese die üblichen Anwendungsgebiete eines Traktors sowohl in der Feldarbeit als auch im Transportbereich abdecken. Tabelle 7-1 gibt hierzu eine Übersicht über die zwölf Testzyklen, welche die Feldarbeit abdecken.

Tabelle 7-1: *Testzyklen des DLG-PowerMix Feld [DLG, 2005]*

Zyklus	Abkz.	Beschreibung	Klassifizierung	Geschwindigkeit	PTO Drehzahl	Dauer
1	Z1P	100 % Pflügen	Schwere Zugarbeit	9 km/h	-	250 s
2	Z1G	100 % Kultivieren	Schwere Zugarbeit	12 km/h	-	250 s
3	Z2P	60 % Pflügen	Mittlere Zugarbeit	9 km/h	-	250 s
4	Z2G	60 % Kultivieren	Mittlere Zugarbeit	12 km/h	-	250 s
5	Z3K	100 % Kreiselegge	Schwere PTO-Arbeit	6 km/h	900 min^{-1}	250 s
6	Z3M	100 % Mähen	Schwere PTO-Arbeit	16 km/h	900 min^{-1}	250 s
7	Z4K	70 % Kreiselegge	Mittlere PTO-Arbeit	6 km/h	900 min^{-1}	250 s
8	Z4M	70 % Mähen	Mittlere PTO-Arbeit	16 km/h	900 min^{-1}	250 s
9	Z5K	40 % Kreiselegge	Leichte PTO-Arbeit	6 km/h	900 min^{-1}	250 s
10	Z5M	40 % Mähen	Leichte PTO-Arbeit	16 km/h	900 min^{-1}	250 s
11	Z6MS	Düngen	Zug-, PTO- und Hydraulikarbeit	7 km/h	1000 min^{-1}	500 s
12	Z7PR	Pressen	Zug-, PTO- und Hydraulikarbeit	10 km/h	1000 min^{-1}	500 s

Dem PowerMix Feld werden die üblichen Arbeitsbereiche, wie Bodenbearbeitung und Grünflächenarbeiten in jeweils einer Volllast- und mindestens einer Teillastphase zu Grunde gelegt. Hierzu sind der Arbeit entsprechende Fahrzeuggeschwindigkeiten bei definierter Zyklenzeit vorgegeben. So ein Arbeitsvorgang wie beispielsweise das Mähen, bei dem Zapfwellen- oder Hydraulikarbeit verrichtet wird, abgebildet werden soll, ist darüber hinaus die einzuhaltende Drehzahl der Zapfwelle definiert. Während eines jeden Zyklus wird dem Fahrzeug im Realtest über einen Bremsanhänger eine definierte und über die Zyklenzeit variable Zugkraft aufgeprägt. Zusätzlich kann vom Traktor über die Zapfwelle ein Lastmoment sowie über die Hydraulikleitungen eine hydraulische Last abgerufen werden [Wengle, 2006]. Je nach Arbeitstyp wird also unterschiedlich viel Traktions-, Zapfwellen- und Hydraulikleistung abgerufen. Den Belastungen liegen dabei Basiswerte der DLG zu Grunde, welche in Abhängigkeit zur maximalen Zapfwellenleistung des Fahrzeuges skaliert und somit an das Fahrzeug angepasst werden [DLG, 2005]. Dabei ist der über die Zeit gemessene spezifische Verbrauch für die Auswertung von Bedeutung, welcher mit der durch den Bremsanhänger aufgebrachten Last verrechnet wird. Über Gl. 9 werden dann die Zyklen miteinander verrechnet.

$$BSFC = \frac{1}{t_{Cycle}} \cdot \int_{0}^{t_{Cycle}} \frac{\dot{m}_{Fuel}}{F_{Trailer} \cdot v_{Veh} + P_{Hydraulic} + P_{PTO}} \, dt \qquad \textbf{Gl. 9}$$

Anstelle der Messung mithilfe des Bremsanhängers, können diese Werte auch über einen Prüfstandsaufbau wie beispielsweise einem Rollenprüfstand oder einem Echtzeitprüfstand ermittelt werden, bei dem jedem Rad und der Zapfwelle über einen jeweiligen Elektromotor ein Lastmoment sowie dem Hydrauliksystem eine hydraulische Last aufgetragen werden [Stark, et al., 2017]. Hierzu wird die Lastkurve, welche auch beim Bremsanhänger verwendet wird, in Echtzeit über eine Simulationsumgebung in die einzelnen Teilbelastungen umgerechnet, so dass parallel am realen Fahrzeug die Kraftstoffmessungen durchgeführt werden können.

Um den Nutzen des elektrischen, adaptiven Vorderradantriebes zu bestimmen, werden die gleichen Lastzyklen, die auch für den Bremsanhänger oder die Prüfstände verwendet werden, als Eingangsgrößen für die Simulation herangezogen. Hierzu werden über den am Chassis befindlichen Kraftpunkt, welcher das Anhängerzugmaul nach Abbildung 6-6 (E) darstellt, die über die Zyklenzeit variablen Zugkräfte abgetragen, die unter anderem in Zyklus Z1P die vom Pflug verursachte Last wiederspiegeln. Der in Abbildung 6-4 hervorgehobene mechanische Pfad T_{Aux} dient hingegen als mechanische Schnittstelle zur Haupthydraulikpumpe und zur Zapfwelle, über welche die ebenfalls von der DLG definierten Lastkurven für die weiteren Verbraucher über die Zeit in das System eingetragen werden können. Dabei ist es die Aufgabe der implementierten Getriebesteuerung, dass die geforderte Zapfwellendrehzahl durch die Wahl des richtigen Ganges um nicht mehr als 10 % abweicht und die Zielgeschwindigkeit so gut wie möglich eingehalten wird. In Abbildung 7-5 sind die zu diesem Systemaufbau zugehörigen Messergebnisse über die einzelnen Zyklen ins Verhältnis gesetzt, indem die Kraftstoffersparnis des zentralen adaptiven Vorderradantriebes im Vergleich zum heutigen mechanischen Allradantrieb bestimmt wurde. Da es sich ausschließlich um Geradeausfahrt handelt, sind die Unterschiede zwischen den beiden adaptiven Konzepten nicht ausschlaggebend.

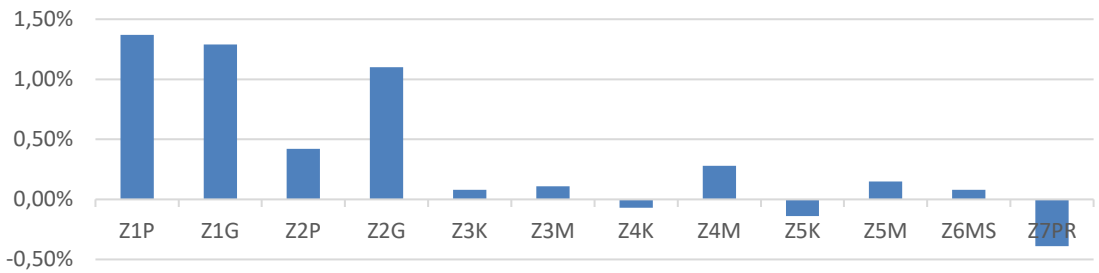


Abbildung 7-5: *Prozentuale Kraftstoffersparnis im Powermix-Feld eines Fahrzeuges mit adaptivem Vorderachsantrieb mit radseparater Leistungssummierung im Vergleich zu einem Fahrzeug mit konventionellem Antrieb*

Das größte Optimierungspotential zeigen demnach mit einem Delta von 0,4 % bis 1,37 % die traktionslastigen Zyklen Z1P bis Z2G, welche die Bodenbearbeitung repräsentieren. Ersichtlich ist, dass die Kraftstoffersparnis mit zunehmender Zugleistung, resultierend entweder aus erhöhter Zugkraft oder erhöhter Zuggeschwindigkeit, ansteigt. Dieser Effekt kann anhand des Schlupfes erläutert werden. Während das Mittel über die vier Radschlüpfe sowohl beim konventionellen als auch beim adaptiven Vorderradantrieb nahezu identisch ist und somit die Fahrgeschwindigkeit zwischen den beiden Systemen kaum abweicht, resultiert der geringere Kraftstoffverbrauch beim adaptiven Vorderradantrieb aus der besseren Schlupfverteilung unter den Achsen. Indem die Radantriebskräfte entsprechend dem Verhältnis der Radaufstandskräfte verteilt werden, stellt sich über die vier Räder ein gleichmäßiger Antriebsschlupf ein. Dieser gleichmäßige Antriebsschlupf befindet sich im Vergleich zum konventionellen Antrieb näher am optimalen Schlupf, so dass eine höhere Gesamttraktion erreicht werden kann. Es wird demnach beim adaptiven Vorderachsantrieb eine geringere Antriebsleistung benötigt, obwohl die gleiche Traktionsleistung erreicht wird. Dieser Effekt ist mit einem konventionellen Antrieb nicht zu erreichen, da in diesem Fall die Vorderachse und die Hinterachse ein festes Drehzahlverhältnis aufweisen und somit auch die Radschlüpfe in einem festen Verhältnis zueinanderstehen. Der Effekt des optimalen Schlupfes ist dabei so groß, dass sogar der schlechtere Wirkungsgrad des elektrischen Leistungspfades kompensiert wird.

Je mehr Leistung jedoch in die Zusatzverbraucher wie Zapfwelle und Arbeitshydraulik geleitet wird, umso geringer ist der Effekt, da das adaptive System lediglich Auswirkungen auf die Traktion nimmt. Dies macht bei der Zapfwellenarbeit mit einer Kreiselegge, bei der die Zugleistung bedeutend kleiner als die Zapfwellenleistung ist, sogar einen derartigen Unterschied, dass es sich in diesem Fall empfehlen würde, den elektrischen Leistungspfad zu umgehen und durch das Schließen der mechanischen Kupplungen des Einzelradantriebes oder der Bremse des Zentralantriebes den konventionellen Antrieb zu erzwingen. Die geringe benötigte Traktionsleistung kann somit auch mit nicht ideal verteiltem Antriebsschlupf problemlos übertragen werden. Noch deutlicher wird dies bei Zyklus Z7PR, durch welchen die Arbeit mit einer Hochdruckpresse abgebildet wird. Der Traktor muss dabei lediglich die Hochdruckpresse über das Feld ziehen, was einer langsamen Transportfahrt auf schlechtem Untergrund gleicht, während die restliche Leistung über die Zapfwelle und die Arbeitshydraulik an die Presse abgeführt wird. Hierbei ergibt sich sogar eine Verschlechterung des Kraftstoffverbrauches um 0,4 %, so dass dieser Leistungsfluss bei einem realen System durch die Antriebssteuerung erkannt werden muss, um durch das Hinzuschalten des rein mechanischen Leistungspfades Kraftstoff zu sparen. Der Traktionsvorteil kann in diesem Fall den schlechteren Wirkungsgrad des elektrischen

Teilantriebsstranges nicht ausgleichen, da das Fahrzeug weit unterhalb seiner Traktionsgrenze betrieben wird.

Auch wenn die einzige Traktion, die in Zyklus Z7PR abgerufen wird, dem Ziehen der Hochdruckpresse dient, ist dieser Vorgang nicht mit dem Transport eines Anhängers zu vergleichen. Bei einer tatsächlichen Transportfahrt ist zum einen das Gewicht des Anhängers größer, zum anderen liegt die Transportgeschwindigkeit bei Straßenfahrten deutlich höher, bei ungefähr v_{Veh} = 50 km/h. Dies, und die Transportwege, welche Steigungen und Kurven beinhalten, erfordern eine separate Untersuchung in Form eines Transportzyklus. Auch dieser ist durch die DLG in Form einer festgeschriebenen Strecke definiert, welche, so es die Last zulässt, mit einer Transportgeschwindigkeit von v_{Veh} = 50 km/h zu befahren ist. Die für die von der DLG durchgeführten Tests befahrene Strecke wurde über GPS-Kartendienste nachgestellt und über das in Abbildung 7-6 aufgeführte Streckenprofil in das Simulationsmodell integriert.

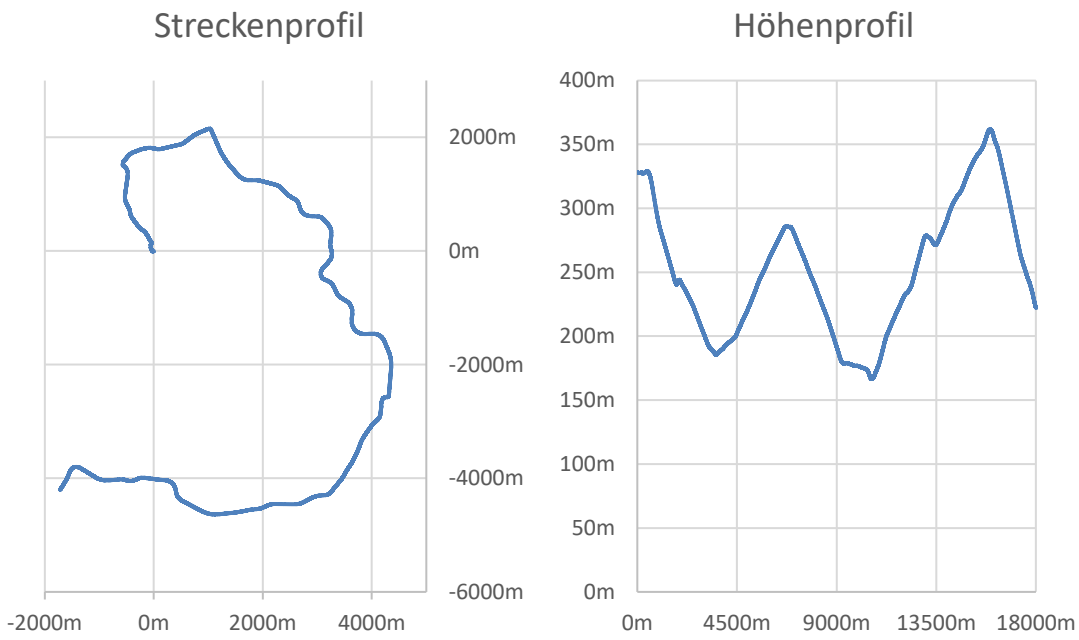


Abbildung 7-6: *Streckenprofil und Höhenprofil des DLG-PowerMix Transport [DLG, 2005]*

Das linke Profil zeigt die befahrene Strecke in der Draufsicht, woraus ersichtlich ist, dass sich das Profil auf einer Teilfläche von etwa sieben Kilometer in longitudinaler und lateraler Richtung erstreckt. Der Startpunkt befindet sich dabei im Ursprung des Diagramms. Das rechts abgetragene Höhenprofil ergänzt die Strecke um Steigungen und Gefälle, über welche der Anhänger, mit einer an die Fahrzeugleistung angepassten Anhängermasse, gezogen werden muss. Speziell bei den längeren Bergaufpassagen wird der Antriebsstrang durch eine enorme Traktionskraft beansprucht, so dass dadurch ein eventuelles Optimierungspotential besteht.

Da jedes System vor allem in den Steigungen unterschiedliche Transportgeschwindigkeiten erreicht, wird, im Gegensatz zu den Feldsimulationen, nicht eine definierte Zyklenzeit abgebildet, sondern so lange simuliert, bis das Fahrzeug das Ende des etwa 18 km langen Kurses erreicht hat. Das Höhenprofil der Strecke wird dabei über den Untergrund, wie er in Abbildung 6-5 (F) dargestellt ist, an das System übergeben, so dass jedes Rad je nach Position des Fahrzeuges die jeweils aktuelle Höhe und Steigung aufgezeigt bekommt, wodurch auch das Chassis über die Federung in die korrekte Ausrichtung gebracht wird. Ebenso wird die Steigung, welche der Ableitung des Höhenprofils über der gefahrenen Distanz entspricht, zur Berechnung der auf das Chassis wirkenden Anhängerkraft herbeigezogen, welche wie schon beim PowerMix-Feld über den in Abbildung 6-6 (E) aufgezeigten Kraftpunkt auf das System wirkt. Ergänzt wird dies durch die Beschleunigungskräfte, welche sich aus der Anhängermasse ergeben. Dadurch kann auf ein erweitertes Anhängersimulationsmodell verzichtet werden, wodurch das System übersichtlicher und weniger rechenintensiv aufgebaut ist. Das in Abbildung 7-6 links aufgezeigte Streckenprofil wird hingegen zur Einstellung des Lenkwinkels, eingeleitet durch den Signalgeber in Abbildung 6-5 (D), herbeigezogen. Hierzu wird eine Regeleinheit eingeführt, welche die aktuelle Fahrzeugposition mit dem Streckenprofil abgleicht und Kursabweichungen über die Lenkeinheit korrigiert. Der hieraus resultierende Lenkwinkel wird durch eine zuvor ermittelte Grenzkennlinie limitiert, welche zu jeder Fahrgeschwindigkeit den maximal erlaubten Lenkwinkel widerspiegelt, bei dem alle vier Räder des Fahrzeuges noch gerade so Bodenkontakt aufweisen. Dadurch soll vermieden werden, dass ein eventuelles kurzzeitiges Überschwingen des Lenkwinkelreglers zum Umkippen des Fahrzeuges und somit zum Abbruch der Simulation führt.

Beim Powermix-Straße sind jedoch nicht die vollen 18 km Streckenlänge von Bedeutung, sondern lediglich ausgewählte Passagen hieraus. Dazu wird die definierte Strecke in beide Fahrtrichtungen durchfahren und anschließend an jeweils vier Teilbereichen näher untersucht. Dabei bilden drei der Teilbereiche eine Steigungsfahrt und nur einer der Teilbereiche eine Geradeausfahrt oder eine Fahrt mit lediglich leichter Steigung. Die Teilbereiche sind dabei von der DLG durch fixe Wegpunkte vorgegeben, so dass letztlich, wie in Abbildung 7-7 aufgezeigt, über alle Teilbereiche hinweg gemäß Gl. 9 der mittlere BSFC bestimmt und auch hier ein Vergleich zwischen den Systemen angestrebt werden kann.

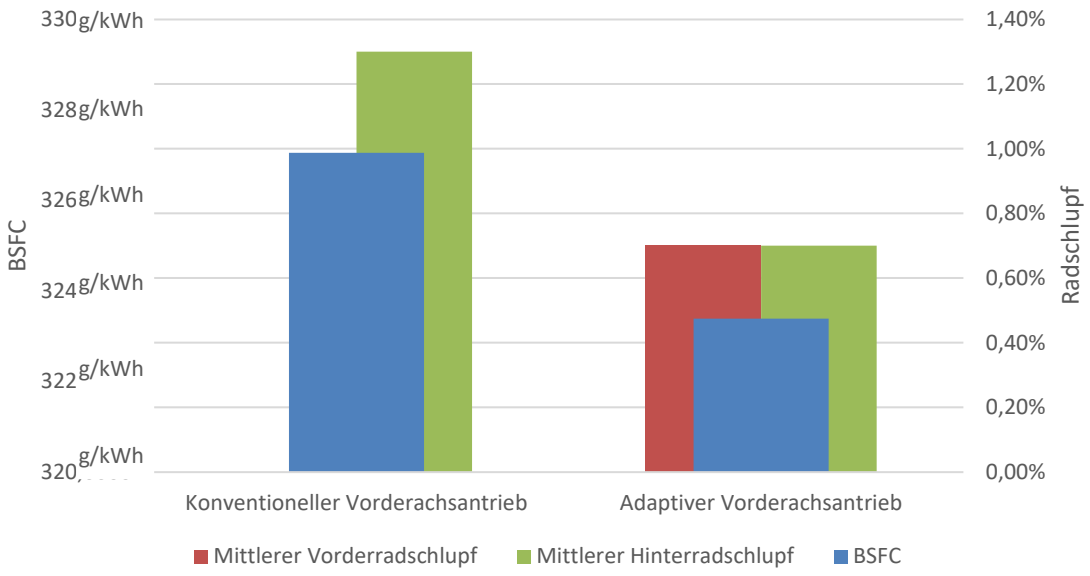


Abbildung 7-7: *Prozentuale Kraftstoffersparnis der Powermix-Straße-Simulation eines Fahrzeuges mit adaptivem Vorderachsantrieb mit zentraler Leistungssummierung im Vergleich zu einem Fahrzeug mit konventionellem Vorderachsantrieb*

Während die Simulation für den konventionellen Vorderachsantrieb einen BSFC = 327,1 g/kWh errechnet, kann durch das adaptive Betreiben der Vorderachse eine Kraftstoffeinsparung von 1,2 % erreicht werden. Auch in diesem Fall kann dies anhand des Radschlupfes der Achsen begründet werden, welcher sich beim adaptiven Vorderradantrieb auf beiden Achsen bei $S_{FA} = S_{RA} = 0{,}7$ % im Mittel ergibt. Da während des Testzyklus eine Fahrzeuggeschwindigkeit von $v_{Veh} = 50$ km/h angestrebt wird und konventionelle Allradantriebe, wie in Abschnitt 2.2 beschrieben, bereits bei Geschwindigkeiten von ungefähr $v_{Veh} = 20$ km/h abgeschaltet werden, kann die Vorderachse beim konventionellen Antrieb keinen Leistungsanteil im Transportzyklus übernehmen, so dass an den Vorderrädern dementsprechend auch kein Schlupf messbar ist. Dadurch wird die volle Antriebsleistung über die Hinterachse übertragen, so dass sich für die Hinterräder im Vergleich zum adaptiven Antrieb ansatzweise der doppelte Antriebsschlupf S_{RA}= 1,3 % einstellt.

Durch den sich bei zugeschaltetem Vorderachsantrieb frei einstellenden Vorlauf ergibt sich somit sowohl auf dem Feld als auch auf der Straße ein Vorteil im Kraftstoffverbrauch, so ein adaptiver Vorderradantrieb verwendet wird, indem sich über alle in den Kraftfluss involvierte Räder ein idealer Antriebsschlupf einstellt, der die Traktion des Fahrzeuges optimiert. Wie in den Simulationen zum Powermix-Feld ersichtlich ist, ist jedoch eine gezielte Fahrstrategieentwicklung von großer Bedeutung, so dass das System bei Fahraufgaben, in denen der Großteil der Dieselmotorleistung nicht in den Fahrantrieb geleitet wird, überbrückt oder ausgeschaltet wird. Andererseits kann es dazu kommen,

dass die Verbrauchsvorteile im geringeren Traktionsbereich durch die Systemverluste aufgehoben oder sogar negiert werden.

7.2. Agilitätsoptimierung durch Lenkunterstützung

Der reine Leistungsbedarf und somit auch die Effizienz eines adaptiven Vorderradantriebes unterscheiden sich nur unwesentlich, ob auf ein einzelradgetriebenes oder ein zentral angetriebenes Konzept zurückgegriffen wird. Auf funktioneller Seite werden dahingehend größere Unterschiede erwartet. Hierzu wird untersucht, wie durch die Verwendung der Systeme das Fahrverhalten des Fahrzeuges bei Kurvenfahrten beeinflusst werden kann. Während einer Kurvenfahrt beschreiten alle Räder, wie in Abbildung 4-1 veranschaulicht, unterschiedlich weite Kreisbahnen. Hierbei kann sich ein solches System spürbar bemerkbar machen, indem die Vorderachse gezielt an- oder sogar übersteuert wird.

Das kurvenäußere Vorderrad legt unabhängig von der Ausprägung des Lenkwinkels zu jedem Zeitpunkt die größte Wegstrecke zurück. Vergleicht man die Kreisbahn des kurveninneren Vorderrades jedoch mit der des Hinterachsmittelpunktes, ist ersichtlich, dass sich das Voreilverhalten des kurveninneren Vorderrades ab einem bestimmten Lenkwinkel $\delta_{SteerPrerun}$, welcher in abhängig zur Fahrzeuggeometrie steht, ändert. In Betriebspunkten mit einem Lenkwinkel $\delta_{Steer} > \delta_{SteerPrerun}$ ist auch für das kurveninnere Vorderrad eine weitere Kreisbahn im Vergleich zum Hinterachsmittelpunkt erkennbar. Mit einer Unterschreitung dieses Grenzlenkwinkels nimmt die Kreisbahn des kurveninneren Vorderrades im Vergleich jedoch weniger stark zu, so dass das Vorderrad eine kleinere Wegstrecke zurücklegt als der Hinterachsmittelpunkt. Diese Zusammenhänge sollen für unterschiedliche Lenkmanöver untersucht werden. In einem ersten Ansatz soll das Wenden des Fahrzeuges unterstützt werden, indem durch einen verstärkten Antrieb der Vorderachse das Fahrzeug von dieser um die Kurve gezogen wird. Dieser Ansatz wird in einem zweiten Schritt erweitert, indem der Hinterachse ein über den adaptiven Vorderradantrieb erzeugtes Bremsmoment aufgeprägt wird. Da dies der Verwendung der heute üblichen Lenkbremse ähnelt, werden auch hierzu Versuche durchgeführt, welche mit den Simulationsergebnissen auf Gemeinsamkeiten untersucht werden können.

7.2.1. Lenkunterstützung infolge des Pull-in-Turn Effektes

Die Pull-in-Turn Funktion ist bereits in vereinzelten Vorderachssystemen unterschiedlicher Hersteller integriert. Der in Abbildung 2-2 veranschaulichte Bi-Speed von Kubota kann dazu in Kurvenfahrten die Drehzahl der Vorderachse lastschaltbar anheben, so dass der Vorlauf drastisch erhöht und das Fahrzeug über die schneller treibenden Vorderräder um die Kurve gezogen wird. Eine vergleichbare Reduzierung des Wenderadius kann auch durch das VarioDrive Konzept der Firma Fendt nach Abbildung 2-5 erreicht werden. Ein

ähnlicher Ansatz ist auch durch den adaptiven Vorderradantrieb möglich, indem jedoch nicht die Drehzahl der Vorderräder, sondern das jeweilige Radantriebsmoment an die Kurvenfahrt angepasst wird. Die Raddrehzahlen stellen sich infolge des Schlupfes automatisch ein. Eine beispielhafte Antriebskraftverteilung auf die Vorderachse in Abhängigkeit zum Lenkwinkel ist in Abbildung 7-8 veranschaulicht.

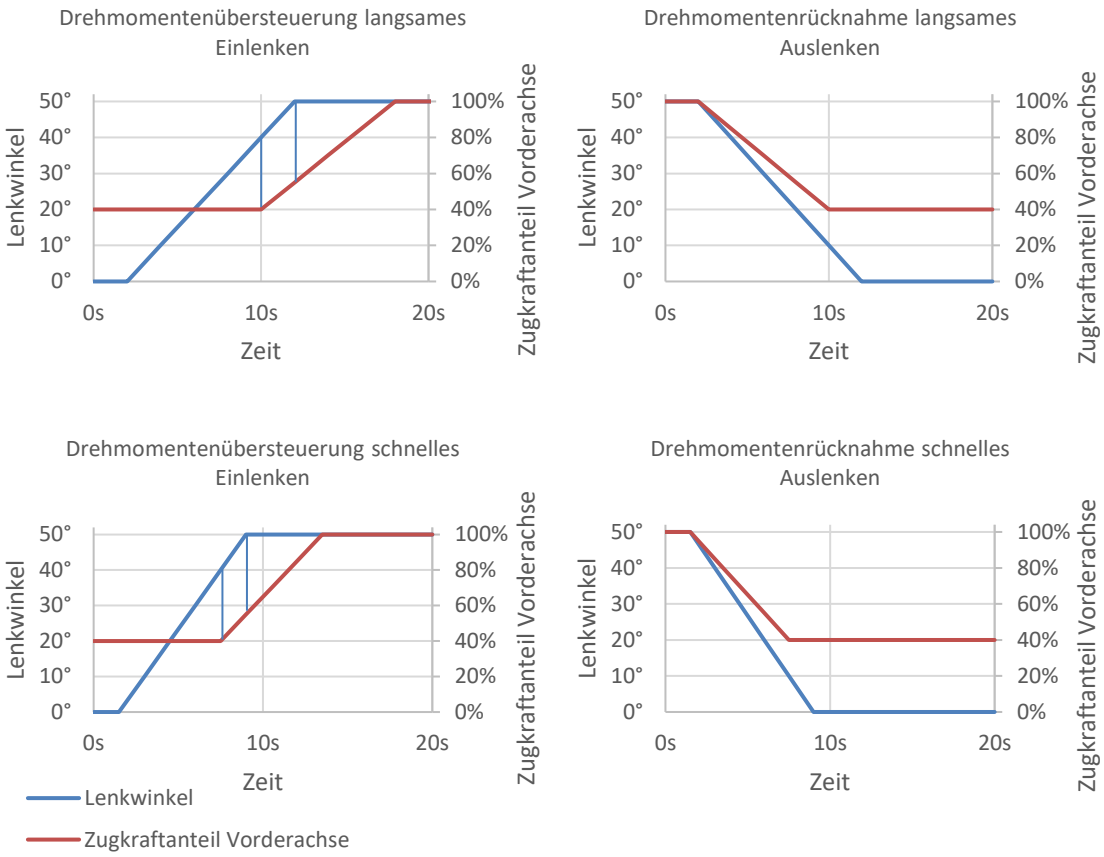


Abbildung 7-8: *Beispielhafte Drehmomentenunterstützung der Vorderachse zur Verkleinerung des Wenderadius*

Bei einem normal beladenen Traktor, bei dem in etwa 40 % der Gesamtlast von der Vorderachse getragen wird, würde nach Abbildung 7-1 im Normalbetrieb auch 40 % der gesamten Antriebskraft von der Vorderachse auf den Untergrund übertragen. Wird von diesem Zustand ausgehend eingelenkt, würde das System bis zu einem definierten Lenkwinkel, in diesem Beispiel $\delta_{Support} = 40$ °, nicht von der den Achslasten entsprechenden Gewichtung abweichen. Bei einer Überschreitung dieses Lenkwinkels wird die Antriebskraft an der Vorderachse proportional zum Lenkwinkel erhöht, so dass bei voll eingeschlagener Lenkung 55 % der Gesamtantriebskraft über die Vorderachse übertragen wird. Wird der maximal mögliche Lenkeinschlag darüber hinaus weiterhin beibehalten, kann der Traktionsanteil der Vorderräder weiter erhöht werden; bis hin zur vollständigen Übertragung der Antriebskraft über die Vorderachse. Dies wird lediglich durch das maximal

zulässige Antriebsmoment des Vorderachsantriebsstranges begrenzt. Da die meisten Lenkmanöver, beispielsweise im Vorgewende oder bei Rangierarbeiten, bei denen eine Lenkunterstützung Sinn macht, jedoch bei geringerer Antriebsleistung stattfinden, entsteht dadurch keine bedeutende Limitierung in der Funktion.

Während die Zunahme der Unterstützungskraft während der Lenkbewegung noch proportional zur Lenkgeschwindigkeit definiert werden kann, kann diese direkte Proportionalität ab dem Erreichen des maximal möglichen Lenkwinkels nicht weiter verfolgt werden. Daher empfiehlt es sich, die Proportionalität an die mittlere Lenkgeschwindigkeit zwischen dem maximalen Lenkwinkel und dem Einsetzen der Lenkunterstützung zu binden. Dadurch wird der Wunsch der*des Fahrenden bezüglich der Systemaggressivität daraus abgeleitet, wie schnell die Lenkung von der*dem Fahrer*in in den Endanschlag gesteuert wurde. Lenkt die*der Fahrer*in demnach langsam bis zum Endanschlag, wird der Traktionsanteil der Vorderachse nach Erreichen des maximalen Lenkwinkels langsamer angehoben als bei einem schnellen Einlenken, bei dem die Vorderachse schon sehr früh die gesamte Antriebsleistung überträgt und das Fahrzeug entsprechend früher mit voller Kraft um die Kurve gezogen wird. Wird die Lenkung des Fahrzeuges hingegen wieder von der*dem Fahrenden aus dem Endanschlag zurückgestellt, kann der Traktionsanteil der Vorderachse wieder direkt an die Lenkgeschwindigkeit gekoppelt werden, so dass beispielsweise bei einem Lenkwinkel von $\delta_{Support} = 10\ °$ wieder gemäß der Achslastverteilung angetrieben wird. Ein schlagartiges Zu- oder Abschalten der Lenkunterstützung ist dabei zu vermeiden, um den Fahrkomfort nicht zu beeinträchtigen. Die Auswirkungen unterschiedlicher Traktionsanteile der Vorderachse auf die Kurvenfahrt sind hierzu in Abbildung 7-9 in Relation zum heutigen System aufgeführt.

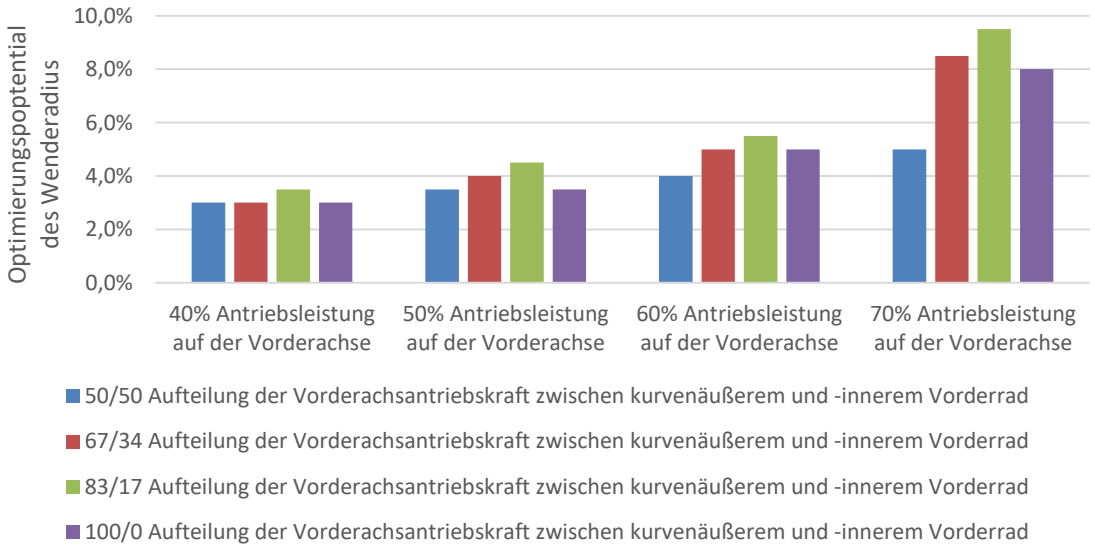


Abbildung 7-9: *Optimierungspotential des Wenderadius durch das Pull-in-Turn Prinzip im Vergleich zum heutigen System abhängig von der Lastverteilung über die Teilantriebsstränge*

Auf der Ordinate ist die prozentuale Verkleinerung des Wendekreises im Vergleich zu einem konventionellen Hinterachsantrieb dargestellt. Dabei wurde der Traktionsanteil der gesamten Vorderachse in 10 %-Klassen von der Standardverteilung von 40 % bis hin zu 70 % erhöht. Da hier ein funktioneller Unterschied zwischen dem Einzelradantrieb und dem zentralen Antrieb zu erwarten ist, wird zusätzlich innerhalb dieser Klassen noch mit einer stufenweisen Verschiebung der Antriebskraft vom kurveninneren zum kurvenäußeren Vorderrad gearbeitet. Eine Verteilung von $\frac{F_{x_FO}}{F_{x_FI}} = \frac{50}{50}$ repräsentiert folglich das zentrale Konzept, bei dem das Vorderachsdifferential die Antriebskräfte annähernd gleichmäßig aufteilt, während mit Hilfe der radeigenen Elektromotoren beim Einzelradantrieb auch das gesamte Achsdrehmoment ausschließlich vom kurvenäußeren Vorderrad übertragen werden kann.

Allein das Antreiben der Vorderachse mit einem nicht fest voreingestellten Vorlauf kann dazu beitragen, die Wendigkeit des Fahrzeuges um bis zu 3 % zu verbessern. Da das Traktionspotential der Vorderachse mit 40 % jedoch noch nicht ausreichend ausgeschöpft ist, ist das Potential, das durch eine Verlagerung der Antriebskraft auf das kurvenäußere Rad abgerufen werden kann, kaum spürbar. Steigert man den Traktionsanteil der gesamten Vorderachse hingegen weiter, so wie es in Abbildung 7-8 aufgezeigt ist, wird der Unterschied zwischen den beiden Vorderachskonzepten immer gravierender. Während bei einem Traktionsanteil von 70 % durch den zentralen adaptiven Vorderradantrieb lediglich eine Optimierung der Kurvenbahn von 5 % erreicht werden kann, kann das gleiche Fahrzeug, so es mit einer adaptiven Einzelradlösung ausgestattet ist, eine nahezu doppelt so große Optimierung erreichen. Dies entspricht in absoluten Zahlen einer Verkleinerung des durchfahrenen Wendekreises um $\Delta Ø_{Steer}$ = 1,1 m. Es ist jedoch auch auffällig, dass eine beliebig starke Verlagerung der Antriebskräfte auf die kurvenäußere Seite nicht zwangsläufig zu positiveren Ergebnissen führt. So ist erkennbar, dass das Optimierungspotential wieder abnimmt, wenn die Vorderachse ausschließlich über das kurvenäußere Vorderrad angetrieben wird. Dies ist auf die in Abbildung 4-1 aufgezeigten Kreisbahnen der einzelnen Fahrzeugpunkte zurückzuführen, so dass die optimale Aufteilung der Antriebskräfte nach Gl. 10 in einem den Wenderadien entsprechendem Verhältnis liegt.

$$\frac{F_{x_FL}}{F_{x_FR}} = \frac{R_{Steer_FL} - R_{Steer_RA}}{R_{Steer_FR} - R_{Steer_RA}} \qquad \textbf{Gl. 10}$$

Solange der Lenkwinkel oberhalb des geometrischen Grenzlenkwinkels $\delta_{SteerPrerun}$ liegt, beschreitet auch das kurveninnere Vorderrad eine größere Kreisbahn als das Zentrum der Hinterachse. Dadurch trägt dieses Rad zumindest anteilsmäßig zur Verbesserung des Kurvenfahrverhaltens bei, indem es ein zusätzliches positives Moment um den Gierpol des Fahrzeuges bewirkt. Wird das Rad jedoch nicht angetrieben, bewirkt der sogenannte

Bulldozing-Effekt [Eckstein, 2012] ein vom kurveninneren Vorderrad ausgehendes Negativmoment um den Gierpol, so dass die Kurvenfahrt behindert wird. Da dieses Verhalten jedoch abhängig von der Fahrzeuggeometrie zu sehen ist, kann bereits durch das Aufziehen größerer Vorderreifen und dem damit verbundenen Reduzieren des maximal möglichen Lenkeinschlages ein anderes Fahrverhalten erzeugt werden. Wird der Grenzlenkwinkel $\delta_{SteerPrerun}$ nicht überschritten, liegt das kurveninnere Vorderrad innerhalb der Hinterachskreisbahn, so dass ein radindividuelles Abbremsen in diesem Falle ebenfalls zu einem positiven Giermoment führen und das Lenkverhalten dadurch unterstützen würde.

7.2.2. Lenkunterstützung infolge des Pull-against-Rear Effektes

Der Effekt des Pull-in-Turn kann mithilfe eines Systems wie dem adaptiven Vorderachsantrieb noch weiter gesteigert werden [Woopen, et al., 2017]. Während der Traktionsanteil der Vorderachse noch in Abbildung 7-8 einen Wert von 100 % nicht überschreiten konnte, wird diese Begrenzung aufgehoben, so dass die Vorderachse mehr Leistung übertragen kann, als durch den Verbrennungsmotor bereitgestellt wird. Diese Drehmomentenübersteuerung kann mithilfe der Überlagerungseinheiten herbeigeführt werden, indem der Vorderachse ein höheres Drehmoment aufgetragen wird, als theoretisch über die Getriebeausgangswelle abrufbar wäre. Das zusätzliche Drehmoment muss demnach vom Hinterachsantriebsstrang abgestützt werden, was sich in Form eines Bremsmomentes auf die Hinterräder auswirkt. Ein beispielhafter Anstieg des Traktionsanteils der Vorderachse ist hierzu in Abbildung 7-10 dargestellt.

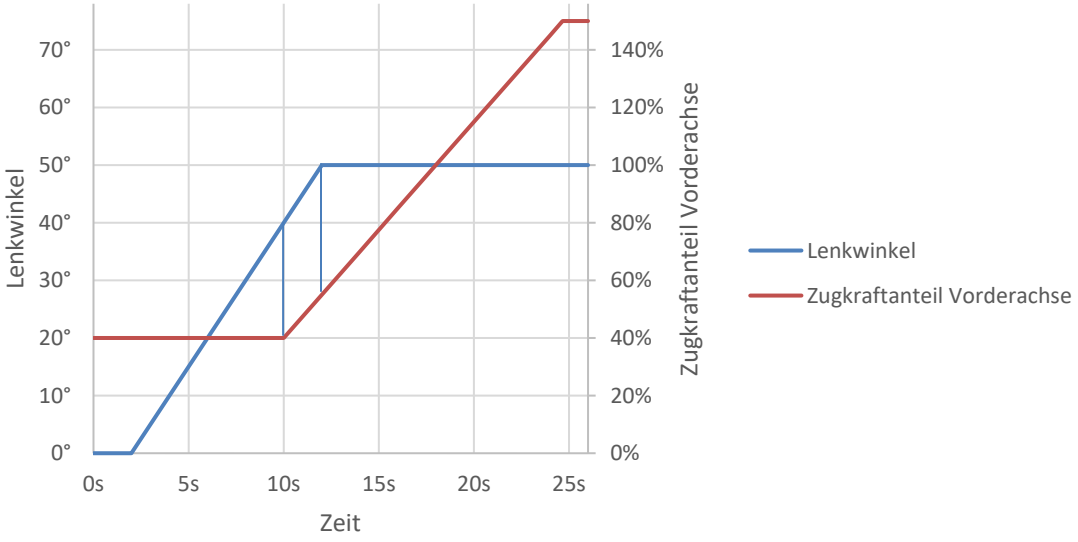


Abbildung 7-10: *Beispielhafte Drehmomentenunterstützung der Vorderachse entgegen der Hinterachse zur Verkleinerung des Wenderadius*

Wie schon beim Pull-in-Turn setzt auch in diesem Fall bei einem Lenkwinkel von $\delta_{Support} = 40\ °$ die Lenkunterstützung ein, indem Traktionsleistung von der Hinterachse auf die Vorderachse verschoben wird. Entgegen vorheriger Untersuchungen wird der Prozess jedoch fortgesetzt, obwohl die Vorderachse bereits vollständig die durch den Verbrennungsmotor bereitgestellte Leistung überträgt. Durch das weitere Anheben des Stellmomentes in den Überlagerungseinheiten wird ein zusätzliches Stützmoment benötigt, welches erreicht wird, indem die Hinterreifen automatisch ohne das Betätigen der Fahrzeugbremsen eine negative Traktionskraft und somit eine Bremskraft auf den Boden übertragen. Die Vorderachse wird folglich zulasten der Hinterachse übermäßig angetrieben. Der Effekt des Abbremsens von Hinterrädern ist bereits aus der heute üblichen Lenkbremse bekannt, wobei sich dieses System in zwei Punkten grundlegend von der Lenkbremse unterscheidet. Zum einen werden beide Hinterräder abgebremst und nicht nur, wie bei der Lenkbremse, das kurveninnere Hinterrad. Auch in diesem Fall gilt wieder zu beachten, dass dies je nach Fahrzeuggeometrie im Vergleich zur Lenkbremse positive oder auch negative Auswirkungen auf die Wendigkeit des Fahrzeuges haben kann. Zum anderen geht die Bremsleistung bei der Lenkbremse verloren, wohingegen die Leistung, mit der die Hinterräder abgebremst werden, beim adaptiven Vorderradantrieb als Antriebsleistung der Vorderräder dient und somit nicht als Verlust anzusehen ist. In Abbildung 7-11 sind für das untersuchte Fahrzeug die Potentiale in Bezug auf mögliche Wendekreisoptimierungen zusammengefasst.

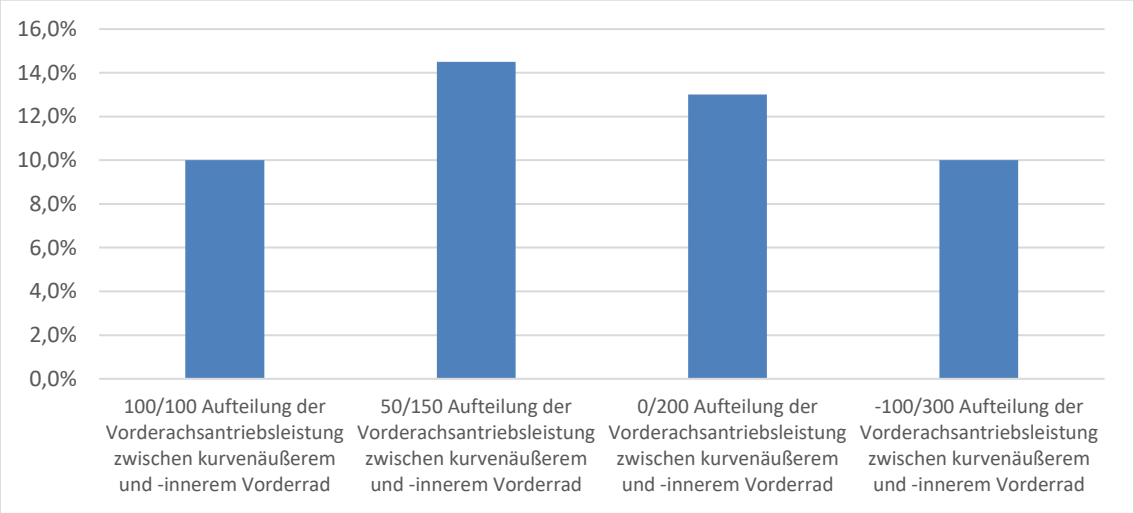


Abbildung 7-11: *Optimierungspotential des Wenderadius durch das Pull-against-Rear Prinzip im Vergleich zum heutigen System abhängig von der Lastverteilung über die Teilantriebsstränge*

Beispielhaft wurde für diese Untersuchung eine zweihundertprozentige Antriebskraft auf die Vorderachse erzwungen. Das bedeutet, dass über die Vorderräder doppelt so viel Leistung auf den Untergrund übertragen wird, wie der Verbrennungsmotor zum Zeitpunkt des

Wendemanövers bereitstellt. Dieses Szenario ist unter anderem beim Vorgewende der schweren Bodenbearbeitung von Bedeutung, wenn das Anbaugerät aus dem Erdreich gehoben ist und das Wendemanöver beginnt. In einer derartigen Situation genügt eine reine Fahrantriebskraft von 30 kW, um das Fahrzeug zu bewegen. Dieser, vom Verbrennungsmotor ausgehenden Leistung kann nun die gleiche Leistung, resultierend aus der erwirkten Bremsleistung der Hinterachse, überlagert werden. Bei einer laut der Anforderungsliste in Abschnitt VI ausgelegten Nennleistung der Vorderachse von $P_{FA} = 64$ kW ist dies ein durchaus denkbares Szenario. Der Traktionsanteil der Vorderachse kann auch hier, parallel zu den Untersuchungen des Pull-in-Turn, unterschiedlich realisiert werden. Mit beiden adaptiven Konzepten, dem zentralen sowie dem radspezifischen, ist eine gleichmäßige Aufteilung zwischen dem rechten und dem linken Vorderrad möglich. Durch eine Verwendung des Pull-against-Rear Effektes ist bereits in dieser einfachen Konfiguration eine Verbesserung der Manövrierfähigkeit von 10 % im Vergleich zum heutigen Antriebssystem erkennbar, bei dem bei Kurvenfahrten die Allradkupplung geöffnet und der Antrieb ausschließlich über die Hinterachse realisiert wird.

Durch Anwendung eines wie in Abschnitt 4.3.1 aufgezeigten Einzelradantriebes kann, wie auch schon beim Pull-in-Turn Prinzip, eine weitere Verstärkung der Kurvenfahrt erreicht werden. Hierzu wird das Antriebsmoment des Verbrennungsmotors sowie das Bremsmoment der Hinterräder beispielhaft vollständig als Antriebsmoment auf das kurvenäußere Vorderrad geleitet. Das kurveninnere Vorderrad dreht dabei lediglich frei mit, bewirkt also lediglich ein geringes Bremsmoment in Folge des Bulldozer-Effektes. Auch wenn dies ein sehr extremes Beispiel ist, da aufgrund der Auslegung der Vorderachse nur eine tatsächliche Gesamtantriebsleistung von 16 kW erzeugt wird, zeigt dies sehr deutlich, wie durch einfache Steueralgorithmen eine Optimierung von mehr als 12 % erreicht werden kann, ohne verlustbringend in die Fahrzeugbremse eingreifen zu müssen. Wird jedoch auch bei diesem Ansatz eine den Wenderadien angepasste Antriebskraftaufteilung zwischen den Vorderrädern nach Gl. 10 gewählt, so können zum einen höhere maximale Gesamtantriebsleistungen erreicht werden. Zum anderen kann die Manövrierfähigkeit des Fahrzeuges um annähernd 15% im Vergleich zum konventionellen Vergleichssystem angehoben werden. Eine übermäßige Verteilung entgegen des Wenderadienverhältnisses, indem das kurveninnere Vorderrad zusätzlich abgebremst wird, führt auch hier aufgrund des negativen Giermomentes, dass durch das abgebremste Vorderrad bewirkt wird, zu einem weniger starken Effekt. Stattdessen könnte bei einer derartigen wie in Abbildung 7-11 aufgezeigten Übersteuerung lediglich eine Gesamtantriebsleistung von nicht mal 11k W erreicht werden, was sich selbst bei einfachen Manövern, wie dem Rangieren auf festem Untergrund, als sehr niedrig erweist.

7.2.3. Vergleich zur Lenkbremse

Wie zuvor erwähnt, kann der Effekt des Pull-against-Rear in seiner Auswirkung mit der heute gebräuchlichen Lenkbremse verglichen werden. Hierzu sind die Bremspedale der Fahrzeuge meist zweigeteilt ausgeführt, so dass beim Lösen der Verriegelungsmechanik ein separates Bremspedal jeweils für die rechte und linke Fahrzeugbremse zur Verfügung steht. Die hydraulischen Bremskreisläufe sind dabei in der Regel so ausgeführt, dass bei einer nur einseitigen Bremsung lediglich das entsprechende Hinterrad, aber nicht das dazugehörige Vorderrad abgebremst wird. Die Vorderachse verfügt hierzu über einen gemeinsamen seitenunabhängigen Bremskreislauf, welcher erst freigegeben wird, wenn über ein Zweidruckventil, das von den beiden Hinterradbremsdrücken vorgesteuert wird, erkannt wird, dass ein normaler Bremsvorgang vorliegt. An dieser Stelle wird auch der in Abbildung 6-5 hervorgehobene Druckunterschied zwischen den Vorderachs- und Hinterachsbremskreisläufen nochmals deutlicher. Für besonders enge Wendemanöver kann dabei das kurveninnere Hinterrad abgebremst werden, um ein zusätzliches Giermoment zu erzeugen, das die von den eingeschlagenen Vorderrädern vorgegebene Kurvenfahrt unterstützt. Ein Beispiel hierzu ist das Vorgewende bei Ackerarbeiten, da die Bremspedale während des gesamten Arbeitsablaufes voneinander entriegelt sein können und somit beim Wenden durch das Abbremsen des kurveninneren Hinterrades ein geringerer Platzbedarf vorliegt. Hierbei wird der Untergrund, wie in Abbildung 7-12 verglichen, unterschiedlich belastet, weshalb diese Funktion zwecks Bodenschonung nicht bei allen Anwendungen praktikabel ist.

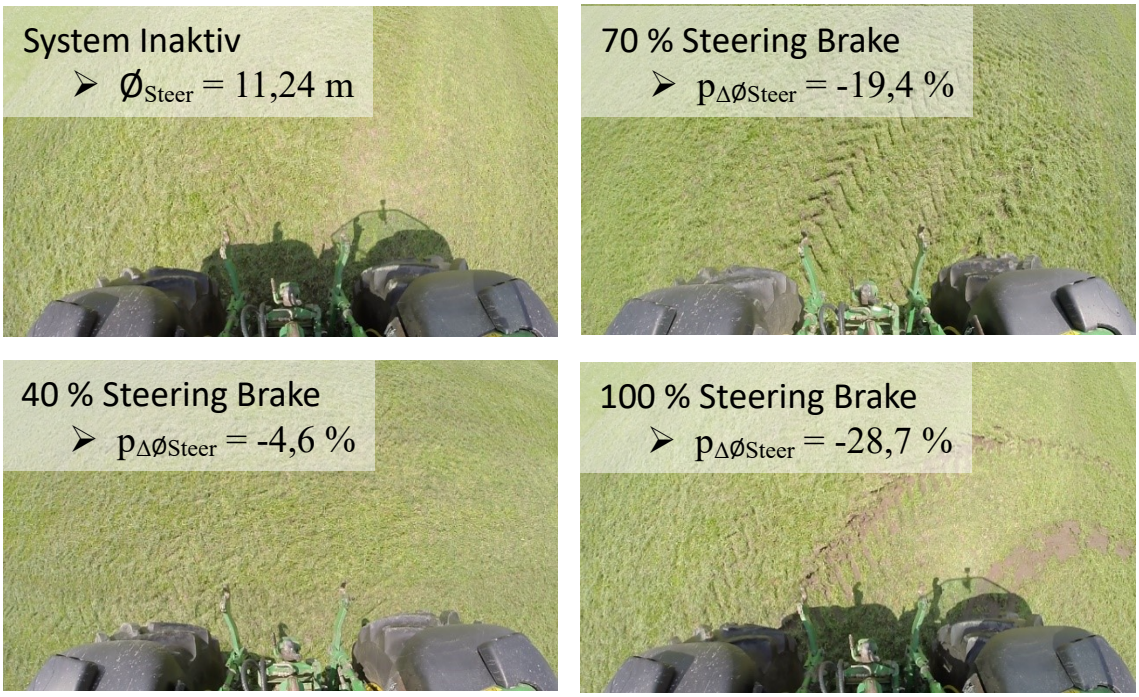


Abbildung 7-12: *Auswirkungen der konventionellen Rad-Lenkbremse auf den Untergrund*

Bei jeder der in Abbildung 7-12 gezeigten Kreisfahrten kann vorausgesetzt werden, dass das Fahrzeug aufgrund automatischer Allradsysteme lediglich über die Hinterachse angetrieben wurde, da der Lenkwinkel δ_{Steer_Prerun} überschritten ist. Für diese Untersuchungen wurden die Bremskreisläufe nicht über die Bremspedale, sondern über elektromagnetische Druckregler beaufschlagt, so dass mit Hilfe von radindividuellen Drehzahlsensoren definierte Bremsschlüpfe pro Rad eingeregelt werden konnten. Bei einer üblichen Kreisfahrt, bei der das System Lenkbremse inaktiv ist, werden die Drehzahlen der angetriebenen Räder über das Hinterachsdifferential an die Kurvenfahrt angepasst, so dass sich ein im Verhältnis geringer Schlupf ergibt. Dadurch wird auch der Untergrund kaum belastet. Gleiches gilt für einen geregelten Bremsschlupf von S_{RI} = -40 %, bei dem das kurvenäußere Rad zwar durch die Differentialwirkung etwas stärker in den Antriebsschlupf weicht, was sich allerdings noch nicht durch sichtbare Spuren in der Grünfläche widerspiegelt.

Verstärkt man diesen Effekt, indem auf einen Bremsschlupf von S_{RI} = -70 % geregelt wird, sind bereits deutliche Profilabdrücke in der Grasnarbe zu erkennen. Das gebremste innere Hinterrad schiebt den Untergrund vor sich her, während das überdrehende kurvenäußere Rad typische Spuren eines anfänglichen Durchdrehens auf Rasenflächen hinterlässt, bei denen sich der Reifen mit seinem Profil aufgrund des höheren Schlupfes weiter in die Grasnarbe eingräbt als beim Antrieb mit dem idealeren Antriebsschlupf. Blockiert das kurveninnere Rad vollständig, was aufgrund der fehlenden Regeleinrichtung im Normalbetrieb unter Verwendung der radseparaten Bremspedale in der Regel der Fall ist, wird ein Bremsschlupf von S_{RI} = -100 % erreicht. Das blockierende Hinterrad wird lediglich hinterhergezogen und zerstört die Grasnarbe an der Stelle vollständig. Das kurvenäußere Hinterrad hingegen wird über das Hinterachsdifferential derart beschleunigt, dass der deutlich zu große Antriebsschlupf in Kombination mit der meist sehr hohen Ballastierung der Hinterachse auch hier ein Aufreißen des Untergrundes in Folge des durchdrehenden Hinterrades bewirkt. Der Untergrund wird dadurch zwar stark beansprucht, wenn ein derartiges Manöver jedoch nicht gerade auf einer Grasfläche durchgeführt wird, kann von einer enormen Verbesserung des Wendekreises profitiert werden. In Abbildung 7-13 sind hierzu die nun bekannten Lenkunterstützungssysteme im direkten Vergleich gegenübergestellt.

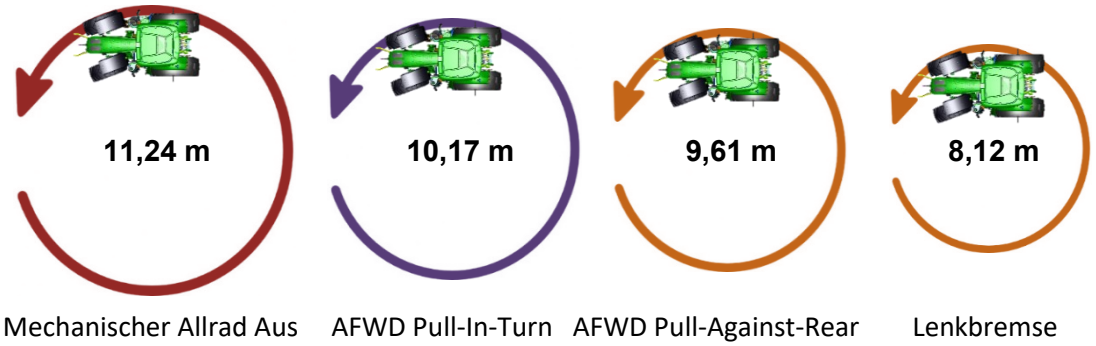


Abbildung 7-13: *Vergleich der Wendedurchmesser in Abhängigkeit des verwendeten Unterstützungssystems*

Als Basis der Auswertung wird auf den nicht aktivierten mechanischen Allradmodus heutiger Systeme zurückgegriffen. Da bei engen Wendemanövern der Allradantrieb entweder automatisch oder auch von der*dem geschulten Fahrer*in manuell abgeschaltet wird, gilt der Wendedurchmesser $Ø_{Steer_2WD}$ = 11,24 m als Referenz. Während, wie in den Abschnitten 7.2.1 und 7.2.2 bereits aufgeführt, durch den adaptiven Vorderradantrieb Optimierungen auf bis zu $Ø_{Steer_PIT}$ = 10,17 m beziehungsweise $Ø_{Steer_PAR}$ = 9,61 m möglich sind, können durch ein gezieltes Abbremsen des kurveninneren Hinterrades bedeutend größere Verbesserungen erreicht werden. Ein minimal möglicher Wendekreisdurchmesser von $Ø_{Steer_SB}$ = 8,12 m ist jedoch zum einen mit einer Leistungssenke infolge des Bremsens verbunden, zum anderen sind die verursachten Auswirkungen am Erdreich zu berücksichtigen. Während die Leistungsverluste infolge des Bremseingriffes aufgrund des kurzen Zeitraumes eines derartigen Manövers auf den gesamten Arbeitszyklus gesehen vernachlässigbar gering sind, können die Auswirkungen auf den Untergrund weit negativere Folgen haben. Als sinnvolles Beispiel zur Verwendung der Lenkbremse wurde bereits das Vorgewende bei der schweren Bodenbearbeitung genannt. Soll stattdessen eine Lenkunterstützung auf einem zu schützenden Untergrund realisiert werden, wie es unter anderem bei Grünflächenarbeiten der Fall ist, erhalten die Funktionen des adaptiven Vorderradantriebes eine größere Bedeutung. Hierbei können Optimierungen von bis zu $p_{\Delta Ø Steer_PAR}$ = -15 % erreicht werden, ohne einzelne Räder gezielt zur Blockierung zu zwingen. Zwar besteht auch hierbei die Gefahr, dass ein Rad je nach vorhandenen Untergrundverhältnissen blockiert, allerdings kann diesem potenziell eher entgegengewirkt werden, als es bei der von der*dem Anwendenden über das Bremspedal betätigten Lenkbremse der Fall ist. Versucht man gleiches mit der Lenkbremse, so wie es in Abbildung 7-12 mit einem Systemeingriff von 40 % dargestellt ist, kann bei bodenschonender Fahrweise lediglich ein bedeutend geringerer Effekt erzielt werden. Sollte ein Fahrzeug daher über beide Systeme verfügen, so ist über eine Controller-Steuerung zu gewährleisten, dass je nach Bedarf entweder auf das eine oder auf das andere System zurückgegriffen

wird. Hierzu kann entweder zwischen den Arbeitstypen Grünflächenbearbeitung oder Ackerbearbeitung unterschieden werden, wie es heutige automatisierte Allradsysteme bereits im Ansatz versuchen. Oder es wird fahrzeugintern eine Annahme über den aktuellen Untergrund getroffen, so wie es ein Algorithmus erlauben würde, wie er in Abschnitt 5.3 dargestellt ist. Des Weiteren bleibt auch noch die Möglichkeit die*den Fahrer*in direkt über eine Bedieneroberfläche wählen zu lassen, welche Methodik er bevorzugt beziehungsweise wie bodenschonend die Arbeit zu verrichten ist.

7.3. Bremsunterstützung

Im Gegensatz zur rein funktionellen Lenkunterstützung, handelt es sich bei der Bremsunterstützung um ein sicherheitsrelevantes Feature. Heutige Traktoren verfügen in der Regel nicht über Antiblockiersysteme und können entsprechend auch nicht radindividuell abgebremst werden. Die*der Fahrer*in hat, wie in Abschnitt 7.2.3 angemerkt, lediglich die Möglichkeit über die getrennten Bremspedale die jeweiligen Hinterräder einzeln anzusteuern. Da dies allerdings nur bei bestimmten Fahrmanövern verwendet wird und eine gezielte Bremskraftverteilung manuell durch die*den Fahrer*in ohnehin weder vorstellbar noch zulässig ist, ist die Funktion des nicht gekoppelten Bremspedals an dieser Stelle nicht weiter zu betrachten. Demnach werden als Ausgangslage für die Untersuchungen am adaptiven Allradantrieb die heute üblichen Bremsvalidierungen [Amtsblatt der Europäischen Union, 2014] herbeigezogen. Die Verteilung der Bremskräfte über die vier unterschiedlichen Bremsmanöver ist hierzu beispielhaft für einen John Deere 6215R in Tabelle 7-2 aufgeführt.

Tabelle 7-2: *Bremskraftverteilung bei üblichen Bremsvalidierungen eines John Deere 6215R*

	40 km/h		50 km/h	
	Normal-bremsung	Notbremsung	Normal-bremsung	Notbremsung
F_{Br_RA}	126.550 N	39.410 N	102.040 N	55.750 N
F_{Br_FA}	0 N	0 N	31.045 N	0 N
F_{Br}	126.550 N	39.410 N	133.085 N	55.750 N

Generell wird zunächst zwischen der Bremsung eines Fahrzeuges unterschieden, das für eine maximale Fahrzeuggeschwindigkeit von 50 km/h zugelassen ist und zwischen einem Fahrzeug, das für eine maximale Fahrzeuggeschwindigkeit von 40 km/h zugelassen ist. Neben den Geschwindigkeiten, aus denen das Fahrzeug jeweils bis zum Stillstand heruntergebremst werden muss, unterscheiden sich die Bremssystemarchitekturen zwischen diesen beiden Fahrzeugklassen. So braucht ein Fahrzeug mit einer maximalen Fahrzeug-

geschwindigkeit von 40 km/h lediglich über ein Bremssystem an der Hinterachse verfügen, unabhängig davon, ob das Fahrzeug einen Allradantrieb aufweist. Dies hat zur Folge, dass ein Traktor in dieser Klassifizierung, wenn er nicht über einen Allradantrieb verfügt, zu jeder Zeit nur über die Hinterräder abgebremst wird. Der Effekt, dass bei einer stärkeren Bremsung der Großteil der Radlasten infolge des Nickens des Traktors durch die Vorderräder abgefangen wird, kann demnach nicht weiter genutzt werden. Mit Hilfe eines Allradantriebsstranges kann hingegen über die mechanische Verbindung zwischen Hinter- und Vorderachse die Bremskraft der Hinterradbremsen auch auf die Vorderräder übertragen werden, so dass das dort größere Kraftschlusspotential besser genutzt werden kann. Im Gegensatz dazu sind bei Traktoren mit einer höheren maximalen Fahrzeuggeschwindigkeit auch Bremsen an den Vorderrädern erforderlich, um die notwendige Verzögerung auch im höheren Geschwindigkeitsbereich zu gewährleisten. Daher kann auch ohne einen zugeschalteten Allradantriebsstrang eine Bremskraft auf der Vorderachse realisiert werden, welche jedoch über einen vorhandenen Allradantriebstrang noch zusätzlich mit der Bremskraft der Hinterräder überlagert werden kann. Um einen Vergleich zum adaptiven Vorderradantrieb treffen zu können, werden jedoch für beide Geschwindigkeitsklassen nur die Allradkonfigurationen herbeigezogen, um die Ergebnisse nicht zu verfälschen.

Innerhalb der Geschwindigkeitsklassen ist die Bremsvalidierung ein weiteres Mal unterteilt. Hierbei wird zwischen einem intakten Hydrauliksystem und einem System mit Druckabfall unterschieden. Auch wenn der Hydraulikkreislauf bei Traktoren über ein Prioritätsventil vorrangig auf das Bremssystem wirkt, kann ein vollständiger Ausfall der Hydraulikpumpe dazu führen, dass der Bremsdruck vom Bremspedal unverstärkt an die Fahrzeugbremsen weitergeleitet wird. So kann die Hinterachse beispielsweise in der 40 km/h-Konfiguration nur noch eine Bremskraft von F_{Br} = 39.410 N erzeugen, wohingegen bei einem intakten Hydrauliksystem eine Bremskraft von F_{Br} = 126.550 N auf den Boden übertragen werden könnte. Bei der 50 km/h-Konfiguration sieht dies ähnlich aus, jedoch ist hierbei zu beachten, dass aufgrund des Wegfalls der Hydraulikverstärkung der Hydraulikkreislauf der Vorderachse nicht beaufschlagt wird, so dass lediglich die Hinterradbremsen mit dem verminderten Bremsdruck agieren.

7.3.1. Radlastabhängige Bremskraftverteilung

Bei konventionellen Allradantrieben wird zwar eine mechanische Verbindung zwischen Vorder- und Hinterachse erzeugt, so dass Teile der Bremsenergie der Hinterachse auf die Vorderachse wirken können, hierbei kann jedoch nicht das vollständige Bremspotential des Fahrzeuges genutzt werden, da die Bremskräfte nicht gezielt verteilt werden. Mit einem System wie dem adaptiven Vorderradantrieb kann hingegen, unabhängig von der

Wahl des Konzeptes, eine kontrollierte Aufteilung der Bremsenergie angestrebt werden, so dass je nach Lastwechsel mehr oder weniger Energie von den Hinterradbremsen auf die Vorderachse verschoben wird. Abbildung 7-14 verdeutlicht hierzu die erforderliche Schaltlogik, wie sie in Simulink umgesetzt wird.

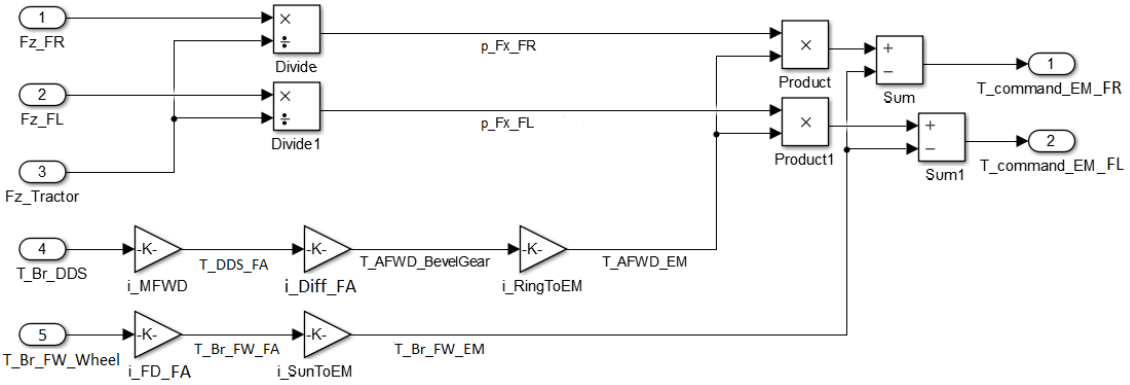


Abbildung 7-14: *Algorithmus zur Ermittlung der idealen radlastabhängigen Bremskraftverteilung eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung*

Wie bei der radlastspezifischen Aufteilung der Antriebskraft wird auch im Bremsfall zunächst das je nach Bremspedalstellung verfügbare Bremsmoment des gesamten Fahrzeuges, welches analog zum Antriebsmoment auf die Differentialwelle umgerechnet wird, gemäß der Radlastverteilung auf die elektrischen Einheiten des AFWD umgerechnet. Hiervon ist in diesem Fall noch das Bremsmoment, was durch die Vorderradbremsen erzeugt wird, abzuziehen, so dass die Überlagerungseinheit genau so viel Bremsenergie von der Hinterachse auf die Vorderachse überträgt, um das der Radlast angepasste Gesamtbremsmoment am Vorderrad zu erzielen. Die restliche Bremsenergie wirkt somit über die Hinterräder, so dass auch diese ihrer Radlast entsprechend am Bremsablauf mitwirken. Da es sich bei einer Bremsung jedoch um einen dynamischeren Vorgang handelt, als dies beim normalen Fahren der Fall ist, empfiehlt es sich, an dieser Stelle verstärkt die Radkräfte anhand der Fahrzeugverzögerung und der Schwerpunktlage mithilfe der während einer Konstantfahrt ermittelten Teillasten zu berechnen, wenn keine Kraftsensoren vorhanden sind. Bei einem sicherheitsrelevanten Ablauf wie einer Bremsung, ist zu erwarten, dass ein Messablauf, wie er beispielhaft in Abschnitt 5.3 erläutert ist, aufgrund der zu hohen Dynamik keine eindeutigen Ergebnisse in Echtzeit liefert und somit keine ideale Bremskraftverteilung erreicht wird. Unter der Annahme einer idealen Berechnung der Radlastverteilung in Echtzeit wurden für alle zuvor aufgeführten vier Bremsfälle Simulationen durchgeführt, um anhand der Werte in Tabelle 7-3 einen Vergleich zwischen einer konventionellen und einer Bremsung mit radlastabhängiger Bremskraftverteilung auf einer trockenen Asphaltfläche ziehen zu können.

Tabelle 7-3: *Systemvergleich einer konventionellen Bremsung gegenüber einer Bremsung mit radlastabhängiger Bremskraftverteilung*

	Konventionell				Vorderachs-ABS			
	40km/h Normal	40km/h Ausfall	50km/h Normal	50km/h Ausfall	40km/h Normal	40km/h Ausfall	50km/h Normal	50km/h Ausfall
Bremsweg	9,46 m	17,92m	13,74m	20,36m	8,98m -5,1 %	15,6m -12,9 %	13,07m -4,9 %	18,75m -7,9 %
S_{FA}	-58,8 %	-5,5 %	-63,5 %	-9,2 %	-68,9 %	-6,4 %	-73,6 %	-9,6 %
S_{RA}	-59,5 %	-7,1 %	-63,1 %	-10,7 %	-53,6 %	-17,1 %	-52,6 %	-41,8 %
p_{Fx}	58 %	85 %	57 %	85 %	62 %	100 %	60 %	93 %

Nennenswerte Merkmale sind die über die jeweiligen Räder gemittelten maximalen Bremsschlüpfe der Vorderachse und der Hinterachse. Die starre Verbindung zwischen den Achsen in Form eines rein mechanischen Allradantriebes hat zur Folge, dass die Vorderräder im Vergleich zu den Hinterrädern einen kaum abweichenden Bremsschlupf aufweisen, da eine Bewegung der Räder relativ zueinander nicht möglich ist, solange die mechanische Kupplung nicht über ihr Losbrechmoment hinweg belastet wird. Vergleicht man nun die Bremsschlüpfe bei einer Bremsung mit intaktem Bremssystem zwischen einem konventionellen und einem radlastabhängigen System, so werden gravierende Unterschiede sichtbar. In der Summe betrachtet sind der Vorderachsschlupf und der Hinterachsschlupf unter den Systemen zwar nahezu identisch, einzeln ist jedoch erkennbar, dass der Schlupf der Vorderräder ansteigt, während die Hinterräder weniger schlupfbehaftet sind. Aufgrund des größeren Bremsschlupfes an der stärker ballastierten Vorderachse ist somit, unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit, eine Verkürzung des Bremsweges von bis zu 5 % möglich. Der Effekt der Schlupfverlagerung hat hierbei zur Folge, dass die durch die Radbremsen bereitgestellte Bremsenergie zu einem höheren Anteil auf die Straße übertragen werden kann.

Betrachtet man hingegen eine Bremsung im Falle eines fehlerhaften Bremshydrauliksystems, so fällt der Vorteil einer radlastabhängigen Bremsung noch deutlich größer aus. Hierbei sind Optimierungen des Bremsweges von bis zu 13 % denkbar, da auch in diesem Fall die Bremsenergie mit bis zu 100 % ausgenutzt werden kann. Markant hierbei ist jedoch, dass in diesem Sonderfall eine Summierung der Bremsschlüpfe über die Achse nicht wie zuvor zu annähernd gleichen Werten führt, sondern durch eine intelligente Aufteilung der Bremskräfte auf die Achsen die Bremsschlüpfe aller vier Räder angehoben werden können, da diese aufgrund des vergleichsweise niedrigeren Bremseingriffes noch nicht ausgereizt werden. In beiden Fällen ist jedoch erkennbar, dass eine intelligente Verteilung der Bremskräfte automatisch eine Anpassung der Radschlüpfe zur Folge hat, ohne

dass unter Verwendung von radeigenen Drehzahlsensoren pro Rad ein gezielter Schlupf in einem aufwendigen Regelverfahren einzustellen ist.

7.3.2. Achsabhängiges Antiblockiersystem

Ergänzend zu der radlastabhängigen Bremskraftverteilung besteht auch die Möglichkeit, die Bremskraft so über das Fahrzeug umzuverteilen, dass die stärker ballastierten Vorderräder in ihrem potentiell optimalen Schlupfbereich betrieben werden, während die restliche Bremsenergie auf die weniger stark belasteten Hinterräder abgetreten wird [Woopen, et al., 2017]. Dadurch kann an der Vorderachse das Kraftschlusspotential optimal ausgereizt werden. Diese Funktion, die Reifen gezielt unter einem definierten Schlupfbereich einzuregeln beziehungsweise die Reifen am Blockieren zu hindern, erinnert dabei stark an ein heute im Automobilbereich gängiges Antiblockiersystem, wobei hierzu ein Eingriff in das Bremssystem nötig ist. Da solche Systeme derzeit jedoch noch nicht bei Traktoren vorgeschrieben sind, kann durch die Verwendung eines adaptiven Vorderradantriebes potenziell ein vergleichbarer Nutzen generiert werden. Hierzu ergibt sich die zu regelnde Bremsenergieverteilung nicht nach dem Verhältnis der Radaufstandskräfte, stattdessen wird über einen Algorithmus, wie er beispielhaft in Abbildung 7-15 aufgeführt ist, die Schlupfgrenze der Reifen mitberücksichtigt.

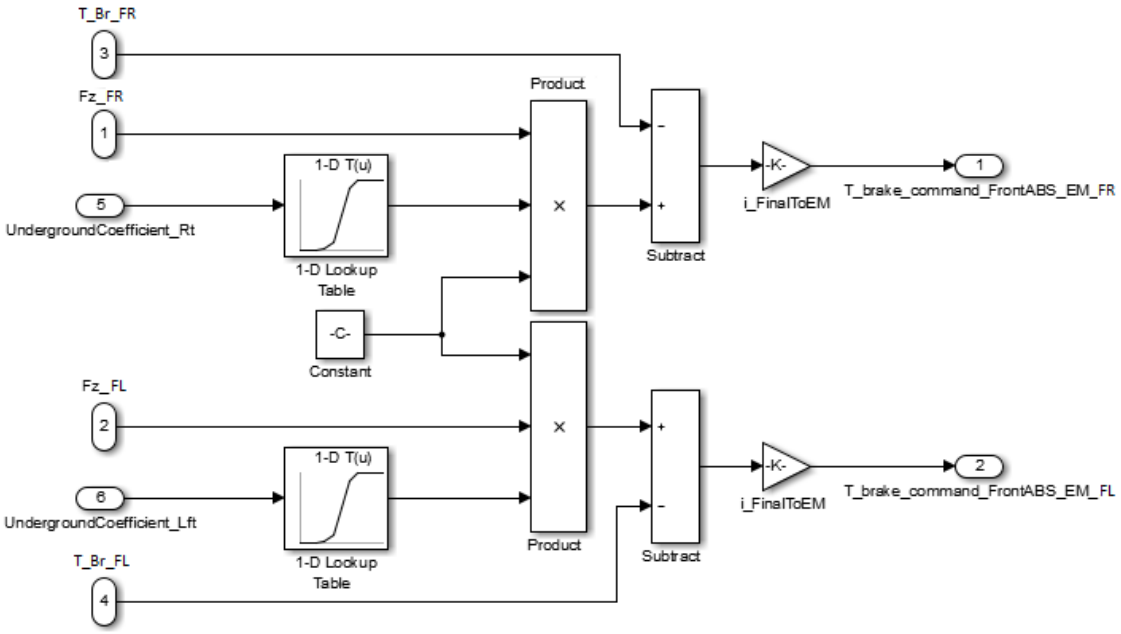


Abbildung 7-15: *Algorithmus zur Ermittlung der idealen Bremskraftverteilung eines vorderachsbasierten Antiblockiersystems eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung*

Maßgebend ist die Kenntnis über den Untergrund, auf dem sich der jeweilige Reifen befindet. Wird dieser über ein wie in Abschnitt 5.3 erläutertes Prinzip oder über Sensorik

erkannt, kann für jedes Vorderrad über eine Umsetzungstabelle der maximale Kraftschlussbeiwert κ als Verhältnis aus der Antriebskraft F_x und der Aufstandskraft F_z ermittelt werden, der bei gegebenem Untergrund möglich ist. Wird dieser in einem weiteren Schritt mit der ebenfalls ermittelten Radaufstandskraft sowie dem Reifenradius der Vorderreifen SRI_{FA} multipliziert, so ergibt sich das maximal mögliche Bremsmoment T_{Br_Max}, das bei aktuellem Radbodenkontakt mit der vorliegenden Ballastierung an dem jeweiligen Reifen übertragen werden kann. Wird dieser Wert, wie auch bei der radlastabhängigen Bremskraftverteilung, um das durch die*den Fahrer*in zu diesem Zeitpunkt über das Bremspedal direkt am Vorderrad erzeugte Bremsmoment verringert, ergibt sich eine Differenz, welche über den adaptiven Vorderradantriebsstrang ausgeglichen werden kann. Wird somit durch das Bremssystem eine Vollbremsung eingeleitet, wird das überschüssige Bremsmoment, welches das maximal mögliche Bremsmoment T_{Br_Max} überschreitet, von den Vorderrädern auf die Hinterräder übertragen, so dass die Vorderräder nicht blockieren. Andersherum wird Bremsenergie von der Hinterachse auf die Vorderachse verschoben, sollte das vom Bremssystem ausgehende Bremsmoment am jeweiligen Vorderreifen unterhalb des maximal möglichen Bremsmomentes liegen, so dass auch in diesem Fall die potenziell stärker belastete Vorderachse in ihrem optimalen Schlupfbereich betrieben wird. Die Auswirkungen eines derartigen Funktionsprinzips auf die Verzögerung des Fahrzeuges sind unter simulativ idealen Annahmen in Tabelle 7-4 für Bremsungen auf einer trockenen Asphaltfläche aufgeführt.

Tabelle 7-4: *Systemvergleich einer konventionellen Bremsung gegenüber einem vorderachsbasierten Antiblockiersystem eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung*

	Konventionell				Vorderachs-ABS			
	40km/h Normal	40km/h Ausfall	50km/h Normal	50km/h Ausfall	40km/h Normal	40km/h Ausfall	50km/h Normal	50km/h Ausfall
Bremsweg	9,46m	17,92m	13,74m	20,36m	8,08m -14,5%	18,17m +1,4 %	11,43m -16,8%	20,57m +1,0 %
S_{FA}	-58,8 %	-5,5 %	-63,5 %	-9,2 %	-27,3 %	-15,2 %	-28,5 %	-23,7 %
S_{RA}	-59,5 %	-7,1 %	-63,1 %	-10,7 %	-99,9 %	1,7 %	-98,1 %	3,2 %
p_{Fx}	58 %	85 %	57 %	85 %	71 %	84 %	72 %	83 %

Entgegen der radlastabhängigen Bremskraftverteilung führt ein achsabhängiges Antiblockiersystem gerade bei Bremsungen mit fehlerhaftem Bremssystem oder generell bei weniger starken Bremsungen zu keiner Verbesserung in Bezug auf das heutige System, sondern sogar zu einer Verschlechterung. Auch in diesem Fall ist die Summe der Radschlüpfe über das gesamte Fahrzeug bei beiden Systemen vergleichbar, wohingegen erkennbar ist, dass die Summe der Bremsschlüpfe bei einem weniger starken Bremseingriff

geringer ist als der ideale Bremsschlupf der Vorderräder. Da dieses Prinzip jedoch darauf ausgelegt ist, die Vorderräder im idealen Schlupfbereich zu betreiben, wird den Hinterrädern ein zusätzliches Moment aufgetragen, welches in diesem Fall als Antriebsmoment wirkt, so dass das Fahrzeug zwar über die Vorderräder ideal gebremst, gleichzeitig aber auch weiterhin über die Hinterräder angetrieben wird. Dieser Effekt ist nahezu unabhängig von der Fahrzeuggeschwindigkeit zu verzeichnen. Hierbei ist lediglich die Getriebeübersetzung mit zu berücksichtigen, da sich die Drehmassenträgheit des Dieselmotors im Quadrat der Getriebeübersetzung auf die Drehzahl auswirkt.

Bei einer Vollbremsung kommt das System hingegen deutlich zum Tragen, so dass eine Verkürzung des Bremsweges von mehr als 15 % erreicht werden kann. Auch in diesem Fall ist das ungefähre Schlupfgleichgewicht zwischen den beiden Systemen erkennbar. Im Gegensatz zur Teilbremsung kann nun das Gesamtbremsmoment der Vorderräder reduziert werden, um den optimalen Schlupfbereich je nach Last zu erreichen. Das überschüssige Bremsmoment wird den Hinterrädern hinzugerechnet, wodurch sich an diesen ein deutlich höherer Bremsschlupf ergibt, was aufgrund der höheren Ballastierung der Vorderachse jedoch keine negativen Auswirkungen auf das Gesamtsystem nach sich zieht. Auch wenn die Hinterräder dadurch potenziell weniger Bremskraft übertragen können, kann das Bremskraftpotential beispielsweise bei einer Bremsung von $v_{Veh} = 50$ km/h anstatt mit nur $p_{Fx} = 57$ % mit einem Anteil von $p_{Fx} = 72$ % ausgenutzt werden. Trotz des enormen Potentials ist jedoch darauf zu achten, dass ein derartiges Bremsmanöver nicht bei engeren Kurvenfahrten durchgeführt werden sollte. Die Erhöhung des Bremsschlupfes an den Hinterrädern kann dabei dazu führen, dass das durch das Krempel-Diagramm [Eckstein, 2012] verdeutlichte Gesamtkraftschlusspotential der Hinterreifen eine Seitenführung nicht mehr ermöglicht, was ein übersteuerndes Verhalten des Fahrzeuges zur Folge hätte. Demnach ist es zu empfehlen, über eine Begrenzung des Hinterradschlupfes, welche zusätzlich in Abhängigkeit zur Fahrgeschwindigkeit und zum Lenkwinkel betrachtet werden kann, ein derartiges Verhalten des Fahrzeuges zu vermeiden.

7.3.3. Bremsen auf ungleichen Untergründen

Wird lediglich die Verkürzung des Bremsweges betrachtet, ist das Optimierungspotential sowohl bei der radlastabhängigen Bremsung als auch bei dem achsabhängigen Antiblockiersystem über beide adaptiven Systeme hinweg identisch. Die Konzeptentscheidung, ob der adaptive Vorderradantrieb zentral oder radseparat umgesetzt wird, hat keine weiteren Auswirkungen auf die Verteilung der Bremsenergie zwischen der Vorderachse und der Hinterachse, da dies mit beiden Systemen in den üblichen Grenzen in etwa gleichem Maße möglich ist. Wird neben dem Bremsweg in Längsrichtung beziehungsweise der Bremszeit, die das Fahrzeug bis zum Stillstand benötigt, jedoch auch die Stabilität des

Traktors während des Bremsmanövers betrachtet, ist zu erwarten, dass beide Systeme deutliche Unterschiede aufweisen. Vorangehend wurde bereits erwähnt, dass ein Eingriff beispielsweise des achsabhängigen Antiblockiersystems eine Verschlechterung der Querstabilität zur Folge haben kann. In einem ersten Ansatz könnte dies bis zu einem gewissen Maße durch ein Gegensteuern der*des Fahrenden über das Lenkrad kompensiert werden. Hierbei hat jedoch die Reaktionsgeschwindigkeit und die Genauigkeit der Nachjustierung der*des Fahrenden einen erheblichen Anteil, was dazu führen kann, dass der Eingriff zu spät oder in falschem Maße erfolgt, so dass dem Verlust der Querstabilität nicht ausreichend entgegengewirkt wird. Mithilfe eines zentralen adaptiven Vorderradantriebes können ebenfalls keine ausreichenden Gegenmaßnahmen ergriffen werden. Es ist lediglich denkbar, im Falle eines ersten Übersteuerns die Hinterachse antriebsseitig zu entlasten, so dass die Hinterräder gemäß des Kammschen Kreises einen höheren Anteil von Querkräften aufnehmen können. Bei einer Fahrt oder gar einer Bremsung auf ungleichen Untergründen rechts zu links, so wie es in Abbildung 7-16 dargestellt ist, ist jedoch nicht zu erwarten, dass diese Maßnahme ausreichend ist.

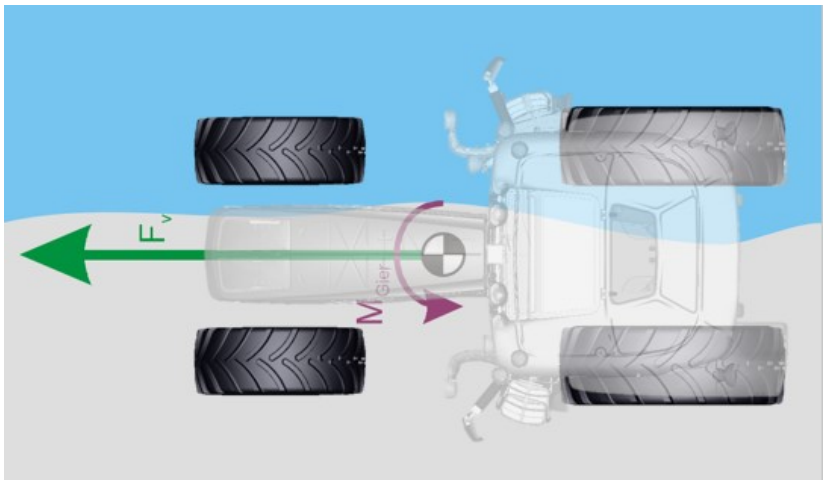


Abbildung 7-16: *Auswirkung ungleicher Traktionskoeffizienten auf das Gierverhalten – links trockener Asphalt, rechts regennasse Fahrbahn*

Befinden sich die rechte und die linke Fahrzeugseite auf jeweils unterschiedlichen Untergründen, kann dies je nach Fahrsituation enormen Einfluss auf das Gierverhalten des Fahrzeuges haben. Bei einer sogenannten µ-Split-Bremsung [Eckstein, 2012] wird die Bremskraft in erster Linie über die griffige Seite auf den Untergrund übertragen, so dass zwangsläufig ein Giermoment entsteht, welches das Fahrzeug von der Fahrbahnseite mit dem geringeren Traktionskoeffizienten wegsteuert. Auch wenn dies zwar dazu führt, dass alle vier Räder potenziell in den traktionsreicheren Bereich kommen, so kann das Schleudern, beispielsweise bei einer Interaktion mit anderen Verkehrsteilnehmern oder Hindernissen, weitreichende Folgen haben. Bei heutigen Antiblockiersystemen, wie sie in der

Automobilbranche üblich sind, wird aus diesem Grund die Bremskraft auf der griffigen Fahrzeugseite reduziert.

Unter Verwendung eines radseparaten adaptiven Vorderradantriebes ist ein vergleichbares Regelverhalten möglich, ohne jedoch einen Eingriff in das Bremssystem des Traktors vorzunehmen. Hierzu wird das Prinzip der radlastabhängigen Bremsung um den radseparaten Traktionskoeffizienten erweitert, so dass sich das Bremsmoment am traktionsreicheren Rad gemäß Gl. 11 nach dem theoretisch möglichen Traktionsmoment am traktionsärmeren Rad richtet.

$$T_{Br_FL}=T_{Br_FR}=\min(\kappa_{FL}\cdot F_{Z_{FL}} , \kappa_{FR}\cdot F_{Z_{FR}}) \qquad \textbf{Gl. 11}$$

Kann über das traktionsärmere Rad demnach nicht die gleiche Bremskraft auf die Straße übertragen werden, als das traktionsreichere Rad bei gegebenem Bremsdruck übertragen kann, kann ein ungewolltes Giermoment nur vermieden werden, wenn die Bremskraft auf der traktionsreicheren Seite reduziert wird. Ohne in das Bremssystem einzugreifen bedeutet dies wiederum, dass dem traktionsreicheren Rad über ein radseparates adaptives System ein zusätzliches Antriebsmoment zu überlagern ist, welches das Bremsmoment der Fahrzeugbremse reduziert. Dieses Prinzip ist in Abbildung 7-17 veranschaulicht.

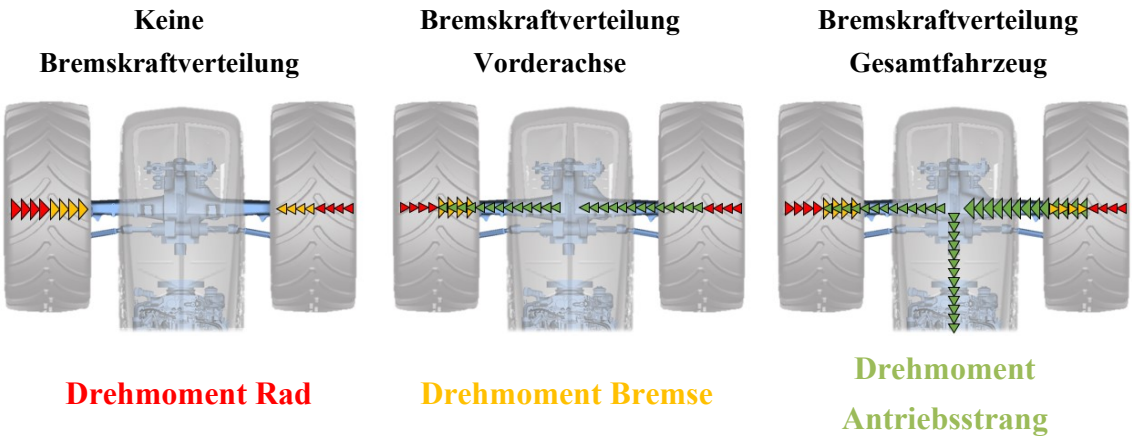


Abbildung 7-17: *Überlagerung der Fahrzeugbremsen zur Reduzierung des Giermomentes infolge einer µ-Split Bremsung anhand eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung*

Findet keine Verteilung der Bremskräfte unter Zuhilfenahme eines adaptiven Systems statt, überträgt das traktionsreichere Vorderrad, welches in Abbildung 7-17 durch das linke Vorderrad repräsentiert wird, eine entsprechend der unterschiedlichen Traktionswerte höhere Bremskraft auf den Untergrund als das traktionsärmere. Dem kann entgegengewirkt werden, indem über den adaptiven Vorderradantrieb dem traktionsreicheren Vorderrad ein zusätzliches Antriebsmoment aufgetragen wird, welches das Bremsmoment der Radbremse möglichst exakt so weit reduziert, dass an beiden Vorderrädern eine

jeweils vergleichbare Bremskraft übertragen wird. Zusätzlich dazu empfiehlt es sich, dass das adaptive Teilsystem auf der gripärmeren Seite ein Bremsmoment aufbringt, welches dem Antriebsmoment der Gegenseite entspricht, so dass die Energiebilanz über der Vorderachse wieder ausgeglichen ist. Hierbei wird die Radbremse des traktionsärmeren Vorderrades entweder durch das adaptiv aufgetragene Bremsmoment entlastet oder sogar in entgegengesetzter Richtung zusätzlich belastet, so dass ein ausreichend großes Stützmoment zur Verfügung steht. Die ausgeglichene Energiebilanz hat dabei zwei entscheidende Vorteile. Zum einen kann das Vorderachssystem je nach Bremssituation autark arbeiten, so dass keine Antriebsleistung von außen eingebracht werden muss. Zum anderen wird aber auch der restliche Antriebsstrang und folglich auch nicht die Hinterachse in den Energiefluss mit einbezogen. Würde lediglich ein Antriebsmoment auf das traktionsreichere Rad übertragen, würde das System aufgrund des Überlagerungsmechanismus das benötigte Stützmoment aus dem restlichen Antriebsstrang generieren, was bei nicht antreibendem Verbrennungsmotor zu einem vergleichbaren Effekt führen kann, wie er in Abschnitt 7.2.2 beschrieben ist. Das künstlich erzeugte Antriebsmoment würde durch die Hinterachse abgestützt, wodurch dieser ein zusätzliches Bremsmoment aufgetragen würde. So aufgrund der verringerten Achslast die Hinterräder nicht ohnehin bereits ihr Traktionsmaximum erreicht haben, kann dieser Effekt zu einem zusätzlichen Giermoment infolge einer größeren Bremskraftspreizung an der Hinterachse führen. Das Problem würde demnach lediglich von der Vorderachse auf die Hinterachse verschoben.

Entgegen dessen kann die Hinterachse durch eine Erhöhung des adaptiven Überlagerungsmomentes auf der traktionsärmeren Seite, wie es in Abbildung 7-17 rechts dargestellt ist, ebenfalls reguliert werden. Wird das adaptive Bremsmoment auf der Seite mit dem geringeren Traktionskoeffizienten entsprechend weiter erhöht, so ergibt sich zwar keine ausgeglichene Energiebilanz über die Vorderachse, entgegen der vorherigen Annahme entsteht in diesem Fall jedoch ein Energieüberschuss, welcher der Hinterachse ebenfalls als überlagertes Antriebsmoment zur Verfügung gestellt wird. Dieses wird aufgrund des Hinterachsdifferentials zu gleichen Maßen auf beide Hinterräder aufgeteilt. In Abhängigkeit von den anliegenden Achslasten und der Spreizung der Traktionskoeffizienten kann dadurch im Idealfall sogar erreicht werden, dass gemäß Gl. 12 sowohl die Vorderachse als auch die Hinterachse kein ungewolltes Giermoment erzeugen.

$$T_{AFWD_\mu Low}=|T_{Br_FW}|-|T_{Br_FW_\mu Low_max}|+2\cdot i_{FA_RA}\cdot(|T_{Br_RW}|-|T_{Br_RW_\mu Low_max}|) \qquad \textbf{Gl. 12}$$

Unter der Annahme einer genauen Kenntnis der Traktions- und Ballastierungsverhältnisse wurde die in Abbildung 7-17 rechts dargestellte Bremskraftverteilung über das Gesamtsystem Fahrzeug in der Simulationsumgebung abgebildet. Hierzu wurde das Fahr-

zeug zunächst bei gleichmäßigen, einer asphaltierten Fläche entsprechenden, Traktionsbeiwerten auf die Maximalgeschwindigkeit beschleunigt. Durch eine Separierung der in Abbildung 6-5f veranschaulichten Traktionsbestimmung wurde nach Erreichen der Zielgeschwindigkeit die Traktionskennlinie der rechten Fahrzeugseite auf die einer regennassen Fahrbahn reduziert, um anschließend Vollbremsungen nach bekanntem Schema durchzuführen. In Tabelle 7-5 ist hierzu zusammengefasst, welche Auswirkungen ein ideal abgestimmtes adaptives System auf die Zeit, die das Fahrzeug bis zum Stillstand benötigt sowie auf die seitliche Ausscherung des Fahrzeuges infolge des unerwünschten Giermomentes hat.

Tabelle 7-5: *Systemvergleich einer konventionellen Bremsung gegenüber einer adaptiven µ-Split Bremsung mit Hilfe eines adaptiven Vorderachsantriebes mit radseparater Leistungssummierung*

	Konventionell				Adaptiv µ-Split			
	40km/h Normal	40km/h Ausfall	50km/h Normal	50km/h Ausfall	40km/h Normal	40km/h Ausfall	50km/h Normal	50km/h Ausfall
Bremszeit	2,02 s	3,63 s	2,87 s	3,63 s	2,51 s	4,41 s	3,73 s	4,02 s
Seitendrift	2,06 m	0,45 m	3,85 m	2,24 m	0,03 m	0,05 m	0,08 m	0,04 m

Prinzipiell war zu erwarten, dass das Fahrzeug bei einer adaptiven µ-Split-Bremsung einen längeren Zeitraum benötigt, bis es zum vollständigen Stillstand kommt. Aufgrund der künstlich erzeugten Reduzierung der effektiven Bremskräfte wird die Bremszeit entsprechend um bis zu 30 % verlängert. Dem steht jedoch eine Erhöhung der Fahrstabilität gegenüber. Während bei einem konventionellen Antriebssystem eine Vollbremsung auf derart ungleichem Untergrund ein Giermoment erzeugt, welches das Fahrzeug um mehr als die Fahrzeugbreite vom Kurs abweichen lässt, kann dieser Effekt im Idealfall durch die adaptive Bremskraftverteilung auf wenige Zentimeter reduziert werden. In der realen Anwendung ist zwar zu beachten, dass voraussichtlich keine vergleichbar genaue Kenntnis über die Traktionskoeffizienten und die Radlasten zur Verfügung stehen, dennoch ist bereits durch leichtere Eingriffe des Systems eine spürbare Erhöhung der Fahrzeugstabilität zu erwarten.

7.4. Verbesserung des Fahrkomforts

Durch die Verwendung eines adaptiven Vorderachsantriebes kann jedoch nicht nur ein positiver Einfluss auf die Manövrierbarkeit und die Fahrsicherheit genommen werden, auch der Fahrkomfort kann potenziell erhöht werden. Vor allem bei Fahrzeugen, die verstärkt für Transportzwecke eingesetzt werden, setzt eine Vielzahl von Kunden auf den höheren Komfort von stufenlosen Getrieben. Hierbei geht es weniger um den Schaltaufwand als solchen, welcher durch automatisierte Schaltgetriebe ebenfalls in definierten

Geschwindigkeitsbereichen vermindert werden kann, als vielmehr um die Auswirkungen des Gangwechsels auf das Fahrzeug. Das Öffnen der Fahrkupplung zum Synchronisieren des nächsten Ganges zieht zwangsläufig eine Unterbrechung der Antriebskraft an den Rädern mit sich. Nach abgeschlossenem Synchronisationsvorgang wird die Kupplung wieder über eine definierte Druckrampe geschlossen. Auch wenn dieser Vorgang in der Regel mit einer erhöhten Abstimmungsarbeit verbunden ist [Körtgen, et al., 2017], so kann gerade das Wiederaufnehmen der Traktionsarbeit je nach Fahrzeuglast zu schlagartig auftretenden Stößen auf das Chassis und auch auf die Kabine und die*den Fahrende*n führen. Dieses Szenario ist umso ausgebildeter, je geringer die Gesamtmasse des Zuges ausfällt. Bei einem Traktor, welcher einen voll beladenen Anhänger zieht, genügt die durch das Schließen der Kupplung auftretende Kraft beispielsweise nicht aus, um einen spürbaren Schaltruck zu erzeugen, während ein unbeladenes Fahrzeug einer deutlichen kurzzeitigen Beschleunigung ausgesetzt wird. Im Gegensatz dazu wirkt sich das Öffnen der Fahrkupplung und das daraus folgende Unterbrechen der Traktionskraft gerade bei schweren Fahrzeugkombinationen durch einen spürbaren Geschwindigkeitsabfall aus. Beidem kann in der Theorie durch einen adaptiven Vorderradantrieb entgegengewirkt werden, indem den Endabtrieben über den elektrischen Leistungspfad weiterhin Antriebsleistung aufgetragen wird, auch wenn die Fahrkupplung des Fahrzeuggetriebes geöffnet ist.

Hierbei ist allerdings zu berücksichtigen, dass die über den elektrischen Antriebszweig übertragbare Leistung aufgrund der Systemdimensionierung begrenzt ist. Die maximal mögliche rein elektrische Antriebsleistung von $P_{FA_El} = 20$ kW wird dabei als zu gering eingeschätzt, als dass ein entsprechender Mehrwert bei einem vollbeladenen Fahrzeug erzielt werden könnte. Betrachtet man hingegen das Szenario der sich schließenden Kupplung eines nahezu unbeladenen Fahrzeuges, so ist zu erwarten, dass die über den elektrischen Leistungspfad übertragbare Leistung hoch genug ist, um den mechanischen Leistungspfad zumindest kurzfristig zu ersetzen. Bei den zuvor untersuchten Funktionen ließ sich das Verbesserungspotential eindeutig anhand von Effektivwerten wie dem Verbrauch, dem Wenderadius oder aber auch dem Bremsweg definieren. Bei einer potenziellen Komfortoptimierung hingegen kann aufgrund einer objektiveren Betrachtung eine weniger direkte Aussage über den Nutzen getroffen werden. Daher werden an dieser Stelle definierte Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke eines Menschen [VDI, 2017] [ISO 2631-5, 2018] herbeigezogen, welche in Abbildung 7-18 zusammengetragen sind und dynamische Bewegungen nach ihrer Intensität untergliedern und nach der Verträglichkeit des menschlichen Körpers bewerten.

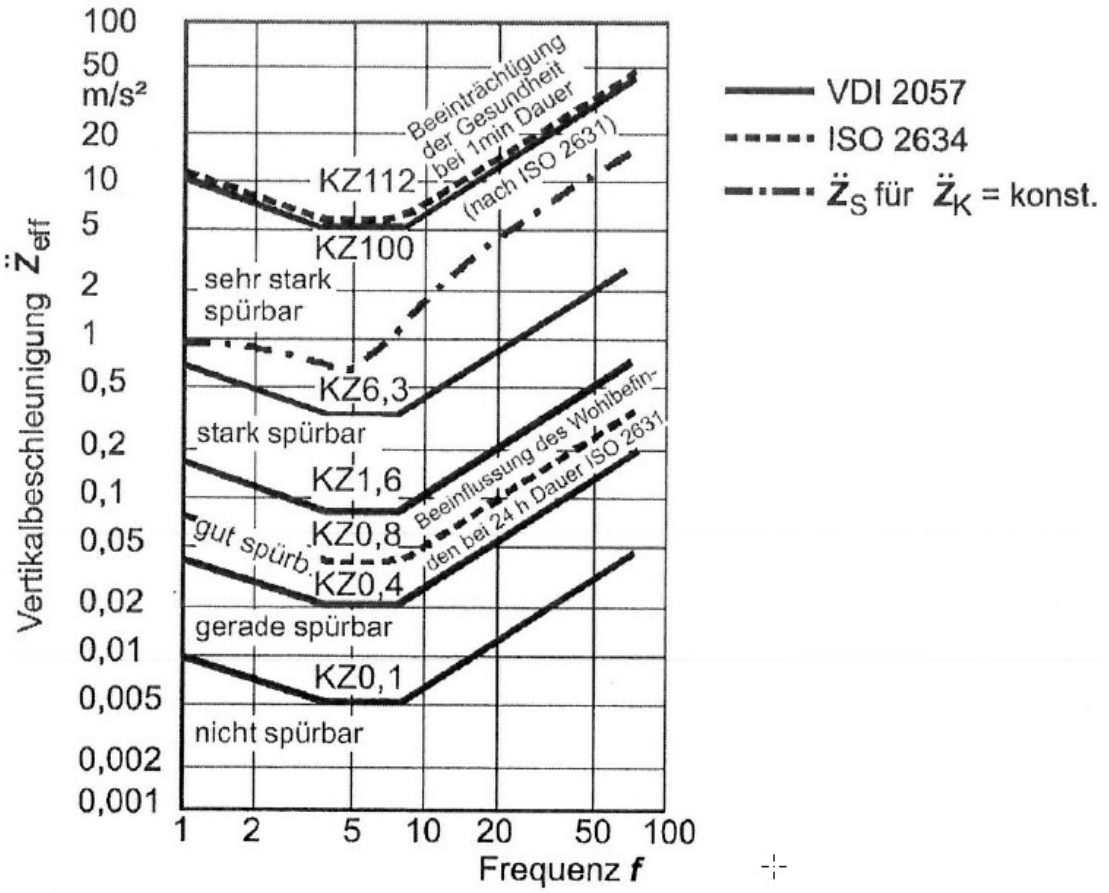


Abbildung 7-18: *Kurven gleicher Wahrnehmungsstärke des sitzenden und stehenden Menschen nach VDI 2057 und ISO 2631 [VDI, 2017] [ISO 2631-5, 2018]*

Auf die Wahrnehmung einer Bewegung haben die Vertikalbeschleunigung, wie sie beispielsweise infolge einer Zugkraftunterbrechung auftreten kann, sowie die Frequenz, in der die Beschleunigung auf den Körper eines Menschen einwirkt, direkten Einfluss. Hierbei ist eine Erregerfrequenz von 4 Hz $\leq f_{Act} \leq$ 9 Hz besonders kritisch zu betrachten. In diesem Frequenzband liegen die Eigenfrequenzen diverser innerer Organe des menschlichen Körpers, so dass eine Anregung in diesem Bereich beispielswiese zu einer Resonanzschwingung des Magens führen kann, was wiederum Übelkeit auslösen kann. Beschleunigungen, die mit geringerer Frequenz auf den Körper einwirken, werden stattdessen eher als einmalige Impulse wahrgenommen und haben geringere Auswirkungen auf das menschliche Empfinden. Vertikalbeschleunigungen höherer Frequenzen hingegen werden vom Körper nicht mehr ernsthaft störend wahrgenommen, solange eine gewisse von der Frequenz abhängige Beschleunigungsamplitude nicht überschritten wird. So kann eine hochfrequente Schwingung mit hoher Amplitude ebenso schädlich für den Menschen sein wie eine Schwingung im Eigenfrequenzbereich des Körpers, auch wenn hierbei sehr geringe Beschleunigungsamplituden zu verzeichnen sind. Zusätzlich zu der Frequenz und der Beschleunigungsamplitude ist auch die Dauer, in der der Mensch dem Schwingungs-

bild ausgesetzt ist, maßgebend. Bei einer höheren Wahrnehmungsstärke ist daher definiert, dass es zu einer Beeinträchtigung der Gesundheit führen kann, wenn der Körper dem Schwingungsbild mindestens eine Minute ausgesetzt ist. Kürzere Zeiträume haben zwar Auswirkung auf das Komfortempfinden, jedoch nicht auf die Gesundheit. Bei geringeren Wahrnehmungsstärken sind entsprechend längere Dauern bis hin zu einer Stunde vermerkt. Da bei einem Schaltvorgang jedoch nicht zu erwarten ist, dass auch nur der geringere Zeitwert für eine Schwingung erreicht wird, ist eine Beeinträchtigung der Gesundheit von vorneherein auszuschließen und es sollte lediglich eine Verbesserung des Fahrkomforts anvisiert werden.

Um das Gesamtsystem des adaptiven Vorderradantriebes auf die Annahme der Wahrnehmungsstärke hin zu überprüfen, ist eine Erweiterung des Simulationsmodells notwendig. Hierzu wird das Chassismodell über die in Abbildung 6-6(G) aufgeführten Koppelpunkte um die vier Kabinenecklager sowie den Panhardstab erweitert, über welche eine weitere, die Kabine repräsentierende, Masse dem System angeschlossen wird. Dieser Masse wiederum wird über ein weiteres Feder-Dämpfer-Element der luftgefederte Fahrersitz mit der Masse des 95 %-Mannes hinzugefügt, so dass ein Gesamtaufbau entsteht, wie er vereinfacht in Abbildung 7-19 dargestellt ist.

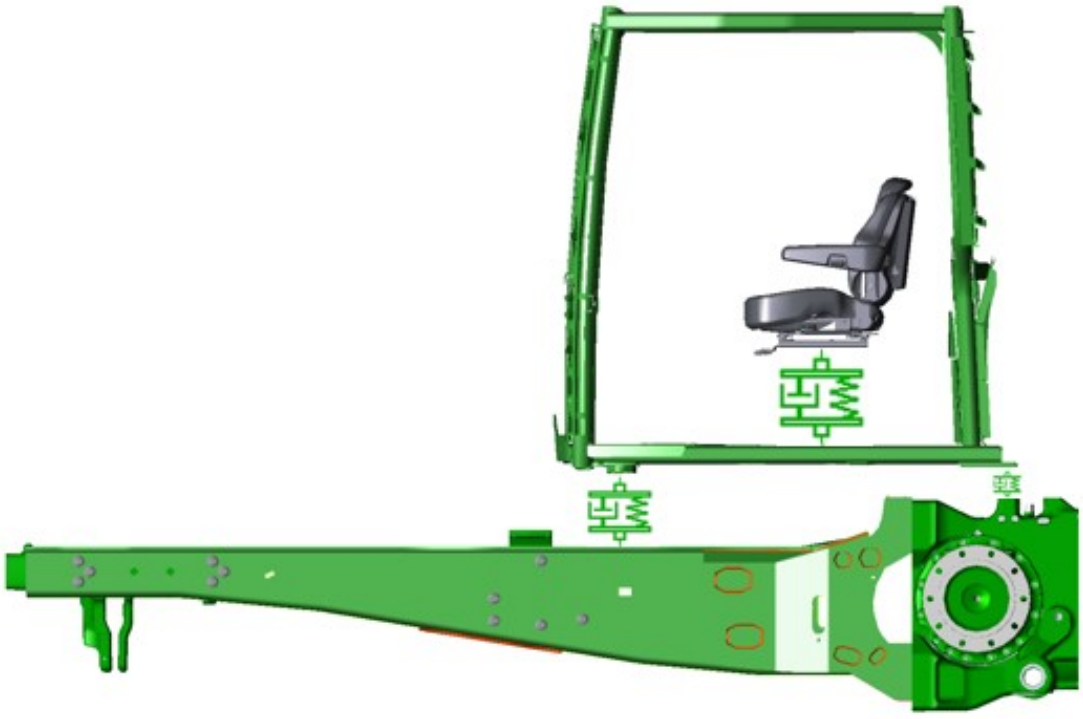


Abbildung 7-19: *Beispielhafte Darstellung eines erweiterten Chassismodells mit separat gelagerter Kabine und gefedertem Sitz*

Aufgrund der zusätzlich hinzugefügten Massen ist zunächst zu berücksichtigen, dass die Masse des eigentlichen Chassismodells nach Abbildung 6-6(A) um eben jene Massen der

Kabine, des Sitzes und der*des Fahrenden zu reduzieren ist, da diese in den bisherigen Untersuchungen in einer Einheit mit dem Chassis verrechnet wurden. Mit diesem Simulationsaufbau kann nun in der Simulationsumgebung eine ebene Teststrecke befahren werden, wobei das Fahrzeug unter voller Motorauslastung möglichst schnell auf die Maximalgeschwindigkeit von v_{Fzg} = 50 km/h beschleunigt wird. Hierbei wird nach einer vereinfachten Schaltstrategie, welche in erster Linie die Motordrehzahl und das Motormoment berücksichtigt, über das in Abbildung 6-4 aufgeführte Getriebemodell das automatische Schalten der Gänge simuliert. Aufgrund der Doppelkupplungsfunktion des Gangschaltgetriebes sind der entsprechenden Kupplungsabstimmung keine verbesserungswürdigen Zugkraftunterbrechungen vorzufinden. Während der Gruppenwechsel, welche im als Synchrongetriebe ausgelegten Gruppenschaltgetriebe realisiert werden, muss jedoch die Hauptfahrkupplung geöffnet werden, so dass die Gruppenwechsel von Gruppe A nach Gruppe B und von Gruppe B nach Gruppe C zu betrachten sind. Dieses Vorgehen kann stellvertretend zu den nicht unter Last durchführbaren Schaltvorgängen in anderen Getrieben angesehen werden, die in vergleichbaren Geschwindigkeitsfenstern vorzufinden sind.

Zur Veranschaulichung des Pull-During-Shift Effektes werden dabei parallel zum Öffnen der Fahrkupplung die Kupplungen des adaptiven Vorderradantriebes geschlossen, so dass die beiden Antriebsachsen über einen rein mechanischen Pfad miteinander verbunden sind. Ein offen bleiben dieser Schaltelemente hätte zur Folge, dass das Drehmoment der Elektromotoren im Überlagerungsgetriebe nicht durch das in diesem Fall vom Dieselmotor ausbleibende Antriebsmoment abgestützt werden kann. Vergleichbar zu den Bremskraftverlagerungssystemen in Abschnitt 7.3 würde das adaptive Überlagerungsmoment über ein der Hinterachse aufgezwungenes Bremsmoment abgestützt, so dass die Vorderachse gegen die Hinterachse antreibt und folglich kein Antrieb generiert werden kann. Durch das Abbilden des rein mechanischen Antriebspfades werden die Überlagerungseinheiten jedoch ineinander geblockt, so dass die Elektromotoren parallel zum restlichen Antriebsstrang betrieben werden und somit ein Antriebsmoment gemäß einem heutigen System auf beide Achsen verteilt bereitstellen. Daraus geht auch hervor, dass diese Funktion lediglich mit dem in Abschnitt 4.3.1 aufgeführten Einzelradkonzept realisierbar ist, da bei der zentralen Lösung der elektrische Antriebsstrang durch das Bremselement außer Kraft gesetzt wird, wenn ein rein mechanischer Pfad zwischen Vorderachse und Hinterachse erzwungen wird. Ebenfalls wird die elektrische Antriebsleistung parallel zum Öffnen der Fahrkupplung so weit gesteigert, bis über den elektrischen Leistungspfad entweder die gleiche Antriebsleistung übertragen wird, wie es zum Zeitpunkt des Schaltbeginns im Gesamtsystem der Fall war, oder bis die elektrischen Einheiten aufgrund eines zu ho-

hen Stromes ausgelastet sind. Hierbei kommt dem System, wie schon bei den körperlichen Auswirkungen nach Abbildung 7-18, die kurze Gesamtdauer des Schaltvorganges zu Gute, da die elektrischen Komponenten gemäß Anhang B kurzfristige Spitzenlasten mit einer Steigerung von 40 % im Vergleich zur Nennlast übertragen können. Ist der Schaltvorgang im Fahrgetriebe abgeschlossen, werden gegenläufig zum bislang beschriebenen Ablauf die Kupplungen des adaptiven Systems geöffnet und die Drehmomente der elektrischen Einheiten wieder auf die nach Abbildung 7-1 definierten Werte reduziert, während die Fahrkupplung des Getriebes geschlossen wird. Das Wiedereinsetzen des mechanischen Antriebes führt, wie beschrieben, bei unbeladenen Fahrzeugen zu einem Schaltschlag in Form einer Beschleunigungsschwingung, da die Trägheitsmassen nicht ausreichend groß sind, um den Impuls abzumildern. In Abbildung 7-20 sind die hier zugehörigen Schwingungen eines Schaltvorganges heutiger Systeme mit dem Pull-During-Shift Effekt des adaptiven Vorderradantriebes für den Gruppenwechsel von Gruppe A zu Gruppe B gegeneinander aufgetragen.

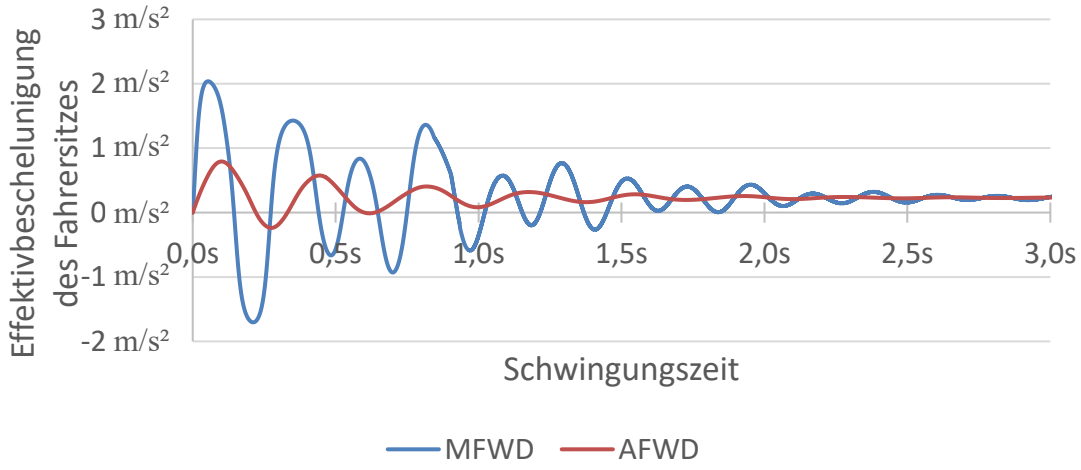


Abbildung 7-20: *Vergleich des Schwingungsverlaufes in Bezug auf den Fahrersitz während des Abschließen eines Schaltvorganges*

Beiden Schwingungen ist eine überlagerte konstante Beschleunigung von a_X = 0,23 m/s² zu entnehmen, welche auf die fortführende Fahrzeugbeschleunigung zurückzuführen ist und demnach nicht dem Schwingungsverhalten hinzuzurechnen sind. Darüber hinaus ist direkt erkennbar, dass bei einem heutigen System auf die*den Fahrer*in eine zusätzliche Beschleunigung von a_{X_MFWD} = 1,81 m/s² wirkt, während diese Amplitude auf a_{X_AFWD} = 0,56 m/s² reduziert werden kann, wenn mithilfe des adaptiven Vorderradantriebes vermieden wird, dass die Zugkraft an den Rädern während des Schaltvorganges abreißt. Zusätzlich dazu ist die Frequenz der Schwingung zu betrachten. Diese liegt beim heutigen System mit f_{X_MFWD} = 4,12 Hz genau in dem kritischen Frequenzband, in dem sich die Beschleunigung am deutlichsten auf den Körper auswirkt. Betrachtet man

diese Werte im Wahrnehmungsdiagramm gemäß Abbildung 7-18, ist der Vorgang als sehr stark spürbar einzuordnen. Ein längeres Anhalten der Schwingung könnte sogar die Gesundheit der*des Fahrenden beeinträchtigen, doch dieses Szenario wurde ja bereits aufgrund der kurzen Auswirkzeit ausgeschlossen. Wird die Zugkraft während des Schaltvorganges hingegen über den elektrischen Leistungspfad überbrückt, sinkt neben der Beschleunigungsamplitude auch die Frequenz der Schwingung auf f_{X_AFWD} = 2,34 Hz, so dass der Vorgang durch den adaptiven Antrieb aus dem kritischen Bereich heraustransferiert werden kann, obgleich nach wie vor ein stark spürbarer Impuls zu vermerken ist. Dieser ist in erster Linie auf die Abstimmung der Kupplungselemente des adaptiven Antriebsstranges auf das Schließen der Fahrkupplung zurückzuführen. Hierbei ist zu erwarten, dass die Beschleunigungsamplitude durch eine feinere Abstimmung infolge von Fahrversuchen weiter gesenkt werden kann, so dass auch der Arbeitspunkt im Wahrnehmungsdiagramm weiter in den komfortableren Bereich verschoben werden kann.

8. Resumee

Elektrifizierte Antriebsstränge eröffnen im Allgemeinen neue Möglichkeiten, sowohl aus funktioneller als auch aus wirtschaftlicher Sicht. Hierzu sind jedoch nicht zwingend vollelektrische oder gar batteriebetriebene Antriebskonzepte von Nöten, welche auf dem heutigen technologischen und wirtschaftlichen Level weniger attraktiv für Kunden sind. Indem hingegen über leistungsverzweigte Ansätze bereits geringe elektrische Leistungsanteile ausreichen, können zum einen die Kosten potenziell in einem für die*den Anwender*in wirtschaftlichen Rahmen gehalten werden. Dabei genügt es einzelne Teilsysteme des Fahrzeuges anzupassen, so dass der Hersteller auf bestehenden Fahrzeugstrukturen aufsetzen kann. Zum anderen kann eine weite Spanne an funktionellen Vorteilen ermöglicht werden, welche sowohl in der Unterstützung der*des Fahrenden bei der Optimierung des Arbeitsprozesses liegen, als auch in der Steigerung der Gesamteffizienz.

Begünstigt durch das der Radlastverteilung angepasste Torque-Vectoring kann direkter Einfluss auf das Traktionsvermögen und damit auf den sich einstellenden Radschlupf genommen werden. Indem sich der Antriebsschlupf über den Antriebsstrang idealer verteilt einstellt, wird die durch den Schlupf resultierende Verlustleistung minimiert. Je nach Anwendungsfall wird dadurch ein besserer Systemwirkungsgrad erreicht, was sich für die*den Anwender*in durch einen geringeren Kraftstoffverbrauch bemerkbar macht. Traktionsreiche Feldarbeiten werden dadurch folglich besonders bevorteilt, wobei auch Transportarbeiten von einer geschwindigkeitsunabhängigen Kraftverteilung profitieren. Beides wird anhand der Feld- und Transporttestzyklen ersichtlich, wie sie im PowerMix der DLG verwendet werden. Bei weniger traktionsreichen Arbeiten wie der Grünflächenpflege wirkt sich dies weniger stark aus oder die Gesamteffizienz kann sogar unter einem solchen System leiden. Die Wirkungsgradkette über den elektrischen Teilantriebsstrang muss demnach durch die Verbesserung des Traktionsvermögens ausgeglichen werden. Ist dies durch die Anwendung, wie der Grünflächenpflege, nicht grundsätzlich gegeben, kann jedoch durch die Erweiterung des Gesamtsystems um eine Pufferbatterie ein neuer Mehrwert geschaffen werden. Die schwankenden Leistungsanforderungen werden dabei für den konventionellen Antriebsstrang durch die Batterie geglättet, so dass je nach Anwendungsfall des Fahrzeuges unterschiedliche Systemausprägungen von Bedeutung sein können. Die Wirtschaftlichkeit eines erweiterten Systems ist dabei die größte Hürde und wird, vergleichbar zur Markteinführung batterieelektrischer Fahrzeuge, über die Batteriekosten entschieden.

Das System kann jedoch nicht ausschließlich zur Effizienzoptimierung, sondern auch zur Verbesserung des Arbeitsprozesses verwendet werden. Hierzu wurde die Lenkunterstützung im Zuge der Agilitätsoptimierung untersucht. Der heute bereits bekannte und in der

Regel rein mechanisch ausgeführte Pull-in-Turn Effekt kann dabei durch eine gezielte Drehzahlanpassung der Vorderräder ebenso abgebildet werden wie der durch dieses System neu ermöglichte Pull-against-Rear Effekt. Während ersterer darauf basiert der Vorderachse einen höheren Anteil der verbrennungsmotorisch erzeugten Antriebsleistung zuzuteilen, kann die Wirkung durch einen adaptiven Vorderachsantrieb verstärkt werden. Der Hinterachse wird eine künstlich erzeugte Bremsleistung abverlangt, welche in direktem Maße der Vorderachse wieder als Antriebsleistung zur Verfügung steht. Während die Traktionsleistung auf das System Gesamtfahrzeug gesehen also weiterhin auf der verbrennungsmotorisch erzeugten Leistung basiert, kann innerhalb der Systemgrenzen an der Vorderachse eine Antriebsleistung beobachtet werden, die die des Verbrennungsmotors übersteigt. Die Agilität des Fahrzeuges profitiert dabei sowohl von der übermäßig angetriebenen Vorderachse als auch von der abgebremsten Hinterachse. Letzteres ist auch mit der konventionellen Lenkbremse möglich, bei welcher während der Fahrt das kurveninnere Hinterrad abgebremst wird. Diese Bremsleistung geht im Gegensatz zum Pull-against-Rear Effekt jedoch zulasten der Gesamtantriebsleistung und wird dieser nicht noch zusätzlich aufsummiert.

Neben Antrieb und Lenkung wird auch die Bremsung von einem adaptiven Vorderachsantrieb beeinflusst. Hierbei wird ersichtlich, dass durch ein derartiges System viele Funktionen eines ABS oder auch eines ESP abgedeckt werden können. Diesen vollintegrierten Systemen hinkt ein derartiges, auf die Vorderachse konzentriertes System, entsprechend hinterher, da je nach Umsetzung lediglich eine achsindividuelle Regelung oder zusätzlich noch eine auf die Vorderachse bezogene radindividuelle Regelung möglich ist. Eine Beeinflussung der radseparaten Bremsleistungen der Hinterachse ist dabei nicht möglich. Aufgrund der bei einer Bremsung auftretenden Achslastverschiebung zugunsten der Vorderachse erhält diese bei einer Verzögerung jedoch die größere Bedeutung, so dass hierbei bereits bedeutendes Optimierungspotential besteht.

Auch die Auswirkungen, die ein solches System auf den Fahrkomfort haben können, wurde im Ansatz untersucht. Hierbei wird es jedoch auf eine schnelle Regelkette und eine saubere Abstimmung ankommen, so dass dies vorranging durch Feldtestversuche zu untersuchen wäre. Hierzu ist die Ausdetailierung der Konzepte zwecks Prototypenbau voranzutreiben, so dass nach einem weiteren Schritt auch ein deutlicheres Bild über die Wirtschaftlichkeit eines solchen Systems entsteht. Dazu sind, beispielsweise in Bezug auf die elektrische Leistungserzeugung, Fragen zu beantworten, die es mit einem Blick in die Zukunft der elektrifizierten Antriebssysteme ohnehin zu klären gibt oder die durch neue Antriebsstrangformen wie elektrischen CVT automatisch mit gelöst werden.

VI. Anhang A - Anforderungsliste

Outline	BC R W	Requirements List	
		Name	**Value, data, explanation**
Energy	R	Drawbar Pull Index Front	$DPI_F = 0{,}4 \cdot DPI$
	R	Drawbar Pull Index	DPI = 0,66
	R	Maximum drive wheel-power front	$P_{MaxFront}$ = 64 kW (86 PS)
	R	Efficiency front axle Fwd	$\eta_{FA_Fwd} \geq 0{,}896$
	R	Efficiency front axle Rev	$\eta_{FA_Rev} \geq 0{,}863$
	W	Increase in total tractive power	Boost function
	W	Increase in total effective tractive	Multipass-effect
	W	Lower drag losses	
	W	Reducing the rolling resistance	Get influence of soil compaction by shear stress and slip
	W	Load point displacement	Ideal engine operating point: n_{ideal} = 1900 Rpm M_{ideal} = 900 Nm
	W	Recuperation	Energy recovery of braking and load point displacement
Ergonomic	R	Automation	Need of MFWD is recognized automatically: • GPS-position • Axle load utilization
	W	Adaptivity	Environmental parameters to be included in control: • rise • wheel loads • soil conditions • maneuvers
	W	Driving comfort	Reducing jerks e.g. while shifting or alternation of load

Outline	BC R W	Requirements List	
		Name	**Value, data, explanation**
	R	Noises	Axle must not produce annoying noise during usage
Use	BC	Engaging all-wheel drive	AWD Switch = ON
	BC	Engaging all-wheel drive assist-mode	AWD-Switch = Assist Brakes engaged V_{Veh} > 5 km/h
	BC	Engaging all-wheel drive auto-mode	MFWD-Switch = Auto Brakes engaged V_{Veh} > 5 km/h
			MFWD-Switch = Auto Brakes disengaged V_{Veh} < 10 km/h Wheel angle < 13 °
			MFWD-Switch = Auto Brakes disengaged V_{Veh} < 21 km/h Wheel angle < 8 °
			Rear-axle slip > 3 % Rear-axle slip < 40 % Brakes disengaged
	BC	Disengaging all-wheel drive	MFWD Switch = OFF
	BC	Disengaging all-wheel drive assist-mode	MFWD-Switch = Assist Brakes disengaged
	BC	Disengaging all-wheel drive auto-mode	MFWD-Switch = Auto Mono-wheel brake engaged
	BC		MFWD-Switch = Auto Brakes disengaged V_{Veh} > 12 km/h Wheel angle > 10 ° Wheel-slip < 2 %
	BC		MFWD-Switch = Auto

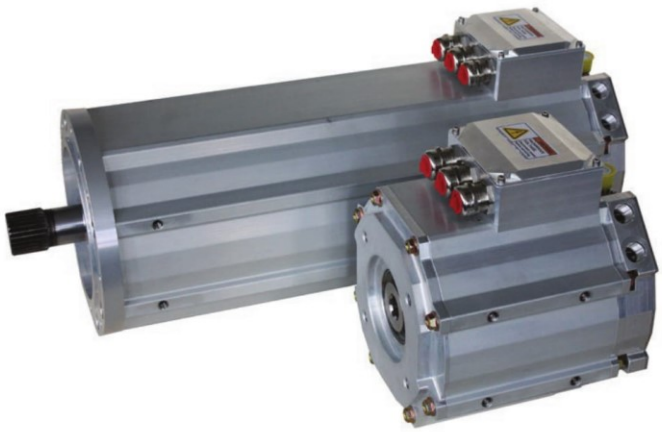
Outline	BC R W	Requirements List	
		Name	**Value, data, explanation**
			Brakes disengaged V_{Veh} > 23 km/h Wheel-slip < 2 %
	BC		MFWD-Switch = Auto Brakes disengaged Wheel angle > 15 ° Wheel-slip < 2 %
	BC	Max. vehicle angle in fore-aft direction	30 %
	BC	Max. vehicle angle in lateral direction	30 %
	W	Minimum slip regulation	Reducing tire wear Reducing reactive power
	W	Driving comfort	Bypass transmission gaps (especially: while run up)
	W	Pull-During-Shift	Bypass the traction gab while shifting
	W	TorqueVectoring	Amplify steering by impressing additional yaw moment on the front tires
	BC	Operating temperature	-40 °C to +50 °C
	BC	Environmental conditions	Mud, dust, sand, organic and mineral-based materials Water as cleaner with commercial additives, cleaning with high pressure cleaning equipment Rainwater as splash as well as salt solution Herbicides, pesticides and fungicides used in global farming applications Fertilizers used in global farming applications Animal faeces

Outline	BC R W	Requirements List	
		Name	**Value, data, explanation**
	BC	Contact with typical automotive fluids	Anti-corrosion agents Distilled water Diesel fuel Biodiesel (FAME according to EN 14214) Transmission/hydraulic oil Engine coolant Grease
Geometry	BC	Cross section	6215R DirectDrive Transmission
	BC	Position of center of gravity	Origin in the center of rear axle x = 1097 mm y = -5 mm z = 498 mm
	BC	Tire size front axle (Speed Radius Index SRI)	480/70R30 – 600/70R28 700 mm – 750 mm
	R	Ground clearance	570 mm
	BC	Wheel base	2800 mm
	BC	Track width	2050 mm
Maintenance	R	Leakages in static conditions	Dampness is acceptable; no drop formation
	R	Leakages of moving parts	Oil film is acceptable
	R	Oil-Service	Possibility to prove the oil level
	R	Oil-Service	Oil change interval 1500 hours in minimum
	W	Lubrication	No maintenance of u-Joint shaft knuckels needed
Kinematic	R	Nominal rotational speed front axle	0,11 rpm/min - 189,47 rpm/min

Outline	BC R W	Requirements List	
		Name	**Value, data, explanation**
	R	Maximum rotational speed front axle	303,15 rpm/min at 80 km/h
	W	Creeper	v_{min} = 30 m/h
	R	Flexibility ratio right/left	0,792 – 1,263
	R	Middle braking deceleration	StVZO §41 IV a_{Br} = 5 m/s² for v_{max} >= 25 km/h
	R	Middle braking deceleration when one system is lost	StVZO §41 IV a_{Br} = 2,2 m/s² for v_{max} >= 25 km/h
	R	Turning radius	$R_{turning}$ < 5,7 m with regards to ISO789-3
Forces	R	Max. ballasted front axle load up to 50 km/h on the road	F_{Z_FA} = 60.625 N
	R	Max. front axle load during loader operation up to 10 km/h	F_{Z_FA} = 75.340 N
	R	Max. front axle load during loader breakout	F_{Z_FA} = 114.255 N
	R	Brake proportioning	F_{Br_FA}/F_{Br_RA} = 25/75
	R	Wheel torque for continuous operation	T_{FW} = 19,1 kNm
	R	Max. drive torque per wheel	T_{FW} = 33,4 kNm
	R	Max. brake torque per wheel	T_{FW} = 35,8 kNm
	BC	Max. weight of tractor-trailor-unit	StVZO §34 VI (5) 40.000 kg
Manu-fac-turing	R	Damages while assembling	Has to withstand impacts without damage
	R	Tooling	Standard tooling is preferred
	R	Tooling	Maximum assembly torque not higher than 150 Nm

Outline	BC R W	Requirements List	
		Name	**Value, data, explanation**
	R	Handling	If weight is more than 15 kg a possibility for adherence has to be arranged
	R	Assembly mistakes	Assembly mistake must be excluded by the design
	R	Identification	Durable fixed serial number with bar code
Quality	R	Reliability	$B_{0,33}$ = 1000 operating hours B_{10} = 10000 operating hours
	R	Operating Life	10 calender years or 10000 operating hours
Security	R	Emergency shutdown energy	
	R	System failure	Engagement front axle
	W	Traction control	
	W	Brake control	
	W	Anti-jackknife	
Signals	W	Measurement of slip	
	R	Steering	Measurement of Steering-angle

VII. Anhang B – Datenblattauszug der Parker GVM Motorreihe



GVM Global Vehicle Motor

Permanent Magnet (PMAC) Motors and Generators for Traction, Electro-Hydraulic Pumps (EHP) and Auxiliary Systems

Parker

ENGINEERING YOUR SUCCESS.

Global Vehicle Motor - GVM

Overview

Description

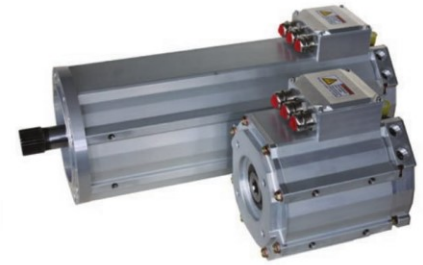
PMAC servomotors offer the best solution to meet the requirements of vehicle duty performance. The torque density and speed capabilities of Parker Permanent Magnet AC motors (PMAC) combined with a voltage-matched inverter provide the speed and torque required to achieve breakthrough performance in a variety of vehicle platforms.
The GVM is a powerful choice for both on and off-road vehicles, engineered for Traction, Electro-hydraulic Pumps (EHP) and auxiliary applications.
The GVM motor line has been designed to be used in a wide variety of vehicle applications including; construction vehicles, refuse truck, city buses, street sweeper, motorcycles and scooters, light commercial vehicles and watercraft.

Features

- High efficiency
- Compactness (High power density)
- Can be used either as motor or generator
- Operating voltages available from 24 to 800 VDC
- Rare earth magnets allow high temperature operation
- Patent pending cooling
- Customisation capability including specific mechanical design

Typical Applications

- Electric motors/generators for hybrid applications
- Electric motors for motorbikes, scooters...
- Traction applications
- Electro-hydraulic pumps for high power cylinders
- Electric power steering
- Auxiliary applications as fan/compressors for air conditionning



Technical Characteristics - Overview

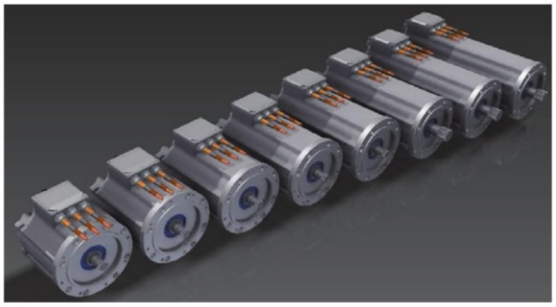
Motor type	Permanent Magnet synchronous motor
Magnet materials	Rare earth magnets
Number of poles	12
Battery voltage	24 to 800 VDC
Power range	up to 170 kW (continuous)
Torque range	up to 710 Nm (peak)
Speed range	up to 9800 min^{-1}
Ambient temperature*	liquid cooled: -40…+120 °C natural convection: -40…+65 °C
Storage temperature*	-40…+120 °C
Sensor	Resolver or SinCos encoder
Insulation of the stator winding	Class H with potting
Protection	IP67 as standard IP6K9K on request
Random vibration	0,1 g^2/Hz in frequency range 5...2000 Hz (12 g rms – 3x8h)
Operational shock	25 g, 11 ms, 3x6 (with 2 directions per axis)
Thermal protection	1 PTC probes and 1 KTY84-130 sensor
Shaft end	Spline shaft (male or female), other possibilities on request
Connections	Terminal box (flying cables for kits); connector for feedback
Marking	CE

* With resolver as feedback
Note: the motors are designed for horizontal operation. In case of vertical installation, please contact us.
No axial or radial load is allowed on the shaft .

GVM Motors: A Powerful Range

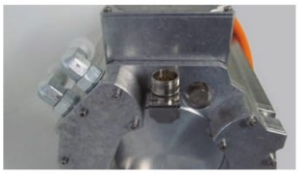
Overview

- Continuous power up to 170 kW
- High power density & compactness
- Peak torque up to 710 Nm
- Rotational speed up to 9800 rpm
- Low inertia / high dynamic
- Low and high voltage options 24 VDC to 800 VDC
- High modularity of standard lamination stack length
- Hollow spline shaft available for EHP and solid spline shaft for traction application



Cooling System

- Enables high power density
- Oil or water can be used as coolant with the same system
- Circular stator comprising the cooling system can be inserted as a kit in any circular housing (Parker or customer)
- Natural convection cooling alternative available

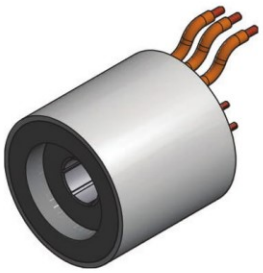


Rugged Design

- Designed to be shock-proof, vibration-proof, salt spray resistant
- Gore vent: to avoid condensation in case of sudden T° variation or during storage at low T°
- Ambient T°: -40 °C to +120 °C (liquid cooling)
- IP67 standard; IP6K9K on request

The GVM is also available as a Kit (GVK)

- Available as a potted circular stator including the cooling system
- Provides the customer with a bespoke and integrated mechanical design
- GVK range has the same electrical characteristics as GVM range
- Parker is able to offer support in the integration of GVM kits, please contact us



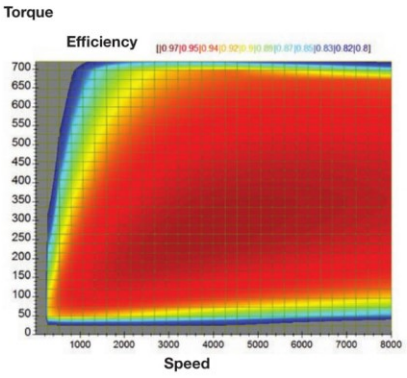
Typical Efficiency Maps

GVM Motors: an efficient range.

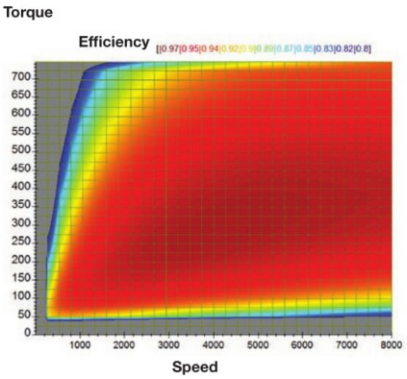
The PMAC efficiency is far higher than induction motor one of the same power range.

Only when using the best component technology and optimal design characteristics do traction motors/ generators and controllers minimize losses both during motoring and power generation - increasing vehicle range. Variable speed system allows higher efficiency even at low speed.

GVM210-400 in Motor operation mode



GVM210-400 in Generator operation mode



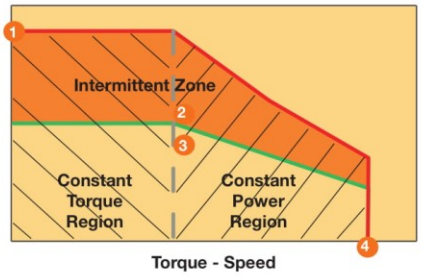
Motor Performance definitions

GVM Series motors are designed to meet the power requirements in a wide variety of vehicle applications. The GVM has the ability to operate at different battery voltages without loss of power.

- From 24 to 800 VDC
- Numerous rotor lengths
- Multiple winding configurations per length

By selecting the appropriate voltage, rotor length and winding variation, the following parameters can refined to match the vehicle's specific performance requirements:

- Peak torque
- Peak power
- Rated torque
- Rated speed
- Rated power
- Maximum speed



Parameters	Battery DC Voltage [V]	Rated Torque Mn [Nm]	Rated Power Pn [kW]	Rated Current In [Arms]	Rated Speed Nn [min⁻¹]	Peak Torque Mp [Nm]	Peak Power Pp [kW]	Peak Current Ip [Arms]	Maximum Speed Nmax [min⁻¹]
		2			3	1			4

GVM142 Low Voltage Windings - Liquid Cooling

Motor	Battery DC Voltage [V]	Rated Torque Mn [Nm]	Rated Power Pn [kW]	Rated Current In [Arms]	Rated Speed Nn [min⁻¹]	Peak Torque Mp [Nm]	Peak Power Pp [kW]	Peak Current Ip [Arms]	Maximum Speed Nmax [min⁻¹]
GVM142-050-MPW	24	18.4	3.47	178	1800	40	4.6	486.7	2700
GVM142-050-MPW	36	18.2	5.73	177	3000	40	7.9	486.7	4500
GVM142-050-MPW	48	18.1	7.94	175	4200	40	11.0	486.7	6300
GVM142-050-MPW	72	17.6	12	172	6500	40	17.0	486.6	9750
GVM142-050-MPW	80	17.4	13.1	171	7200	40	18.9	486.6	9500
GVM142-050-YPW	96	17.8	10.1	109	5400	40	14.2	305.6	8100
GVM142-050-ZPW	120	17.6	11.8	103	6400	40	16.7	292.0	9500
GVM142-075-MPW	24	29	3.39	182	1110	62	4.4	503.6	1650
GVM142-075-MPW	36	29	5.81	183	1910	62	7.8	503.5	2850
GVM142-075-MPW	48	29	7.9	183	2600	62	10.9	503.5	3900
GVM142-075-MPW	72	28.5	12.3	181	4100	62	17.0	503.5	6150
GVM142-075-MPW	80	28.3	13.9	180	4700	62	19.1	503.5	7050
GVM142-075-MPW	96	28	16.4	178	5600	62	23.1	503.5	8400
GVM142-075-MPW	120	27.4	19.8	175	6900	62	28.4	503.5	9500
GVM142-100-MPW	24	40	3.38	187	806	85	3.9	523.0	1200
GVM142-100-MPW	36	40	5.88	187	1400	85	7.6	523.0	2100
GVM142-100-MPW	48	39.9	8.15	187	1950	85	10.7	523.0	2925
GVM142-100-MPW	72	39.4	12.4	185	3000	85	16.9	523.0	4500
GVM142-100-MPW	80	39.2	14	185	3400	85	19.0	523.0	5100
GVM142-100-MPW	96	38.8	17.1	183	4200	85	23.2	523.0	6300
GVM142-100-MPW	120	38.2	20.8	180	5200	85	28.6	523.0	7800

GVM210 Low Voltage Windings - Liquid Cooling

Motor	Battery DC Voltage [V]]	Rated Torque Mn [Nm]	Rated Power Pn [kW]	Rated Current In [Arms]	Rated Speed Nn [min⁻¹]	Peak Torque Mp [Nm]	Peak Power Pp [kW]	Peak Current Ip [Arms]	Maximum Speed Nmax [min⁻¹]
GVM210-050-DPW	24	38.7	5.66	272	1400	82	8.4	654.8	2100
GVM210-050-DPW	36	38.4	9.03	271	2250	82	13.6	654.8	3370
GVM210-050-DPW	48	38.1	12.3	269	3100	82	18.7	654.8	4650
GVM210-050-DPW	72	37.3	18.3	265	4690	82	28.9	654.8	7050
GVM210-050-DPW	80	37	20.9	263	5390	82	32.3	654.7	8000
GVM210-050-DPW	96	36.4	24.3	260	6390	82	39.0	654.7	8000
GVM210-050-JPW	120	36.4	24.3	209	6390	82	38.5	528.0	8000
GVM210-100-DPW	36	88.2	9.7	300	1050	173	13.3	685.8	1570
GVM210-100-DPW	48	87.8	13.3	299	1450	173	18.7	685.8	2170
GVM210-100-DPW	72	86.9	20	297	2200	173	29.3	685.8	3300
GVM210-100-DPW	80	86.5	22.6	296	2500	173	32.9	685.8	3750
GVM210-100-DPW	96	85.7	26.9	293	3000	173	39.7	685.8	4500
GVM210-100-DPW	120	84.4	33.6	290	3800	173	49.1	685.8	5700
GVM210-150-DPW	48	138	13	310	900	262	18.1	688.2	1350
GVM210-150-DPW	72	137	20.8	308	1450	262	28.9	688.2	2170
GVM210-150-DPW	80	136	22.9	307	1600	262	32.5	688.2	2400
GVM210-150-DPW	96	136	27.7	305	1950	262	39.6	688.1	2920
GVM210-150-DPW	120	134	34.4	303	2450	262	48.9	688.1	3670
GVM210-200-DPW	72	186	20.5	312	1050	352	28.4	692.3	1575
GVM210-200-DPW	80	186	23.3	312	1200	352	32.0	692.3	1800
GVM210-200-DPW	96	185	28.1	310	1450	352	39.2	692.3	2175
GVM210-200-DPW	120	183	34.6	308	1800	352	48.6	692.3	2700
GVM210-300-DPW	80	283	22.5	314	760	530	30.8	692.3	1140
GVM210-300-DPW	96	282	28	314	950	530	38.1	692.3	1420
GVM210-300-DPW	120	281	33.8	312	1150	530	47.5	692.3	1720
GVM210-400-DPW	120	376	33.4	312	850	710	46.4	695.4	1275

GVM Input cooling liquid at 65 °C (Characteristics are given for an optimal drive / motor association without any limitation coming from the drive) / (for alternative cooling temperatures please contact us)

GVM142 High Voltage windings - Liquid Cooling

Motor	Battery DC Voltage [V]	Rated Torque Mn [Nm]	Rated Power Pn [kW]	Rated Current In [Arms]	Rated Speed Nn [min⁻¹]	Peak Torque Mp [Nm]	Peak Power Pp [kW]	Peak Current Ip [Arms]	Maximum Speed Nmax [min⁻¹]
GVM142-050-XQW	320	17.6	12.3	39	6700	40	17.3	110.4	9500
GVM142-050-DRW	400	17.6	12.2	30.7	6600	40	17.1	87.0	9500
GVM142-050-RRW	640	17.7	11.5	18.1	6220	40	16.1	51.1	8890
GVM142-075-NQW	320	27.6	18.5	58.8	6400	62	25.9	167.8	9500
GVM142-075-SQW	400	27.5	19.3	48.9	6700	62	27.2	140.1	9500
GVM142-075-XQW	480	27.5	19	39.9	6600	62	26.6	114.2	9500
GVM142-075-ERW	640	27.6	18.7	29.5	6500	62	26.3	84.4	9500
GVM142-100-EQW	320	37	26.3	83.1	6800	85	37.2	247.7	9500
GVM142-100-NQW	400	37.6	23.6	59.4	6000	85	32.8	174.3	9000
GVM142-100-SQW	480	37.6	23.6	49.6	6000	85	32.9	145.6	9000
GVM142-100-ZQW	640	37.5	23.8	37.2	6050	85	33.1	109.5	8570

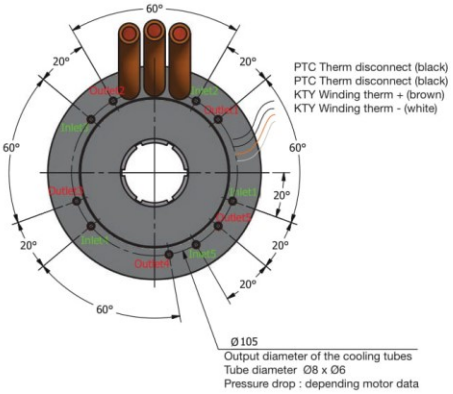
GVM210 High Voltage windings - Liquid Cooling

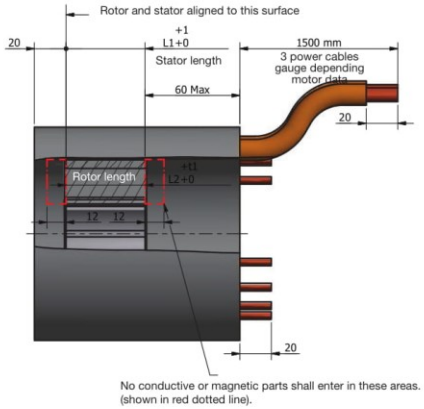
Motor	Battery DC Voltage [V]	Rated Torque Mn [Nm]	Rated Power Pn [kW]	Rated Current In [Arms]	Rated Speed Nn [min⁻¹]	Peak Torque Mp [Nm]	Peak Power Pp [kW]	Peak Current Ip [Arms]	Maximum Speed Nmax [min⁻¹]
GVM210-050-QQW	320	36.9	21.2	66.4	5490	82	32.9	165.3	8000
GVM210-050-VQW	400	36.8	22.1	55	5740	82	34.4	137.6	8000
GVM210-050-VQW	480	36	26.2	54.1	6940	82	41.4	137.5	8000
GVM210-050-FRW	640	36	26	40	6890	82	40.9	101.7	8000
GVM210-100-SPW	320	78.6	53.5	166	6500	173	82.3	418.1	8000
GVM210-100-XPW	400	78.6	53.5	133	6500	173	83.2	336.1	8000
GVM210-100-DQW	480	79.1	52.2	108	6300	173	81.0	272.1	8000
GVM210-100-MQW	640	78.3	54.1	83.6	6600	173	84.3	211.6	8000
GVM210-150-DPW	320	115	84.1	262	7000	262	136.5	687.9	8000
GVM210-150-JPW	400	114	84.9	210	7100	262	138.1	554.7	8000
GVM210-150-SPW	480	118	80	163	6500	262	125.6	419.5	8000
GVM210-150-ZPW	640	118	80	122	6500	262	125.1	312.7	8000
GVM210-200-DPW	320	164	89.4	278	5200	352	137.1	692.1	7800
GVM210-200-DPW	400	152	105	259	6610	352	172.2	692.0	8000
GVM210-200-JPW	480	154	103	211	6410	352	167.0	558.1	8000
GVM210-200-SPW	640	153	104	159	6510	352	168.8	421.9	8000
GVM210-300-DPW	320	262	93.2	293	3400	530	136.9	692.2	5100
GVM210-300-DPW	400	251	113	281	4300	530	172.1	692.1	6450
GVM210-300-DPW	480	238	132	267	5300	530	207.6	692.0	7950
GVM210-300-DPW	640	205	155	232	7220	530	277.8	691.9	8000
GVM210-400-DPW	320	358	93.6	299	2500	710	136.0	695.3	3750
GVM210-400-DPW	400	348	116	290	3190	710	172.0	695.2	4800
GVM210-400-DPW	480	336	137	281	3900	710	207.6	695.1	5850
GVM210-400-DPW	640	306	170	257	5310	710	278.6	695.0	7950

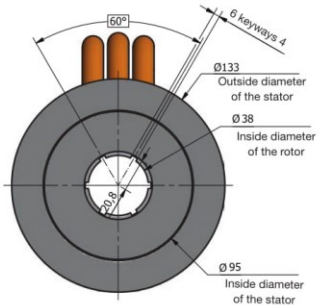
GVM Input cooling liquid at 65 °C (Characteristics are given for an optimal inverter / motor association without any limitation coming from the drive)
(for alternative cooling temperatures please contact us)

Dimensions

GVK142 (Kit Version)*







Motor size	L1 [mm]	L2 [mm]	t1	Weight [kg]
GVK142-075	75	75	1	8.5
GVK142-100	100	100	1	10.5
GVK142-150	150	150	1.5	14.5

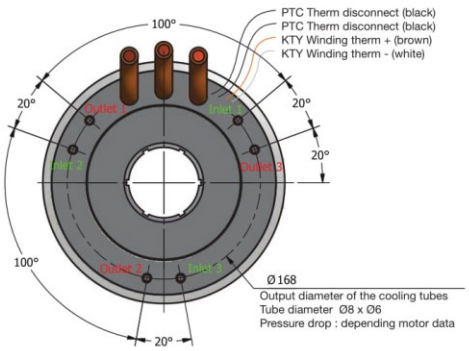
WARNING

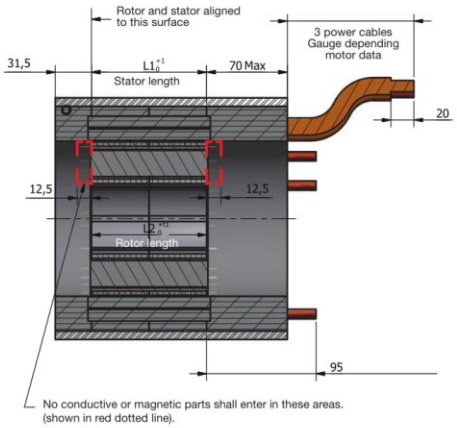
The motor has to be shrinked in the customer housing by Parker
Parker will support the customer to determine part dimensions

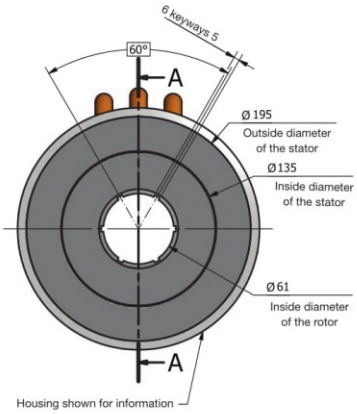
To have the pressure drop given by Parker:
Connect all of the Inlet in // to the cooling system input
Connect all of the Outlet in // to the cooling system output

* Outside dimensions are subject to change depending on the winding symbol. For further information, please contact your local Parker representative.

GVK210 (Kit Version)*







Motor size	L1 [mm]	L2 [mm]	t1	Weight [kg]
GVK210-050	50	50	0.5	14
GVK210-100	100	100	1	22
GVK210-150	150	150	1.5	30
GVK210-200	200	200	2	38.5
GVK210-300	300	300	3	54.5
GVK210-400	400	400	4	71

WARNING

The motor has to be shrinked in the customer housing by Parker
Parker will support the customer to determine part dimensions

To have the pressure drop given by Parker:
Connect all of the Inlet in // to the cooling system input
Connect all of the Outlet in // to the cooling system output

* Outside dimensions are subject to change depending on the winding symbol. For further information, please contact your local Parker representative.

VIII. Anhang C – Technisches Datenblatt John Deere 6215R

MODELL	6175R	6195R	6215R	6230R	6250R
MOTORLEISTUNGSDATEN					
Nennleistung (97/68 EC), PS (kW)	175 (129)	195 (143)	215 (158)	230 (169)	250 (184)
Nennleistung (97/68 EC) mit IPM, PS (kW)	215 (158)	235 (173)	255 (188)	270 (199)	290 (213)
Maximalleistung (97/68 EC), PS (kW)	193 (142)	215 (158)	237 (174)	253 (186)	275 (202)
Maximalleistung (97/68 EC) mit IPM, PS (kW)	223 (164)	243 (179)	259 (190)	280 (206)	300 (221)
Nennleistung (ECE-R24), PS (kW)	164 (122)	182 (136)	201 (150)	220 (162)	239 (176)
Nennleistung mit IPM (ECE-R24), PS (kW)	202 (151)	220 (164)	239 (178)	258 (190)	279 (205)
Maximalleistung (ECE-R24), PS (kW)	181 (135)	202 (151)	224 (167)	243 (179)	265 (195)
Maximalleistung mit IPM (ECE-R24), PS (kW)	209 (156)	229 (171)	244 (182)	269 (198)	290 (213)
Konstantleistungsbereich, U/min	2.100 – 1.600				
Drehmomentanstieg, %	40				
Maximales Drehmoment (bei 1.600 U/min) ohne Zusatzleistung, Nm	817	910	1.004	1.074	1.167
Nenndrehzahl, U/min	2.100				
Hersteller	John Deere Power Systems				
Typ	PowerTech PVS			PowerTech PSS	
Abgasnachbehandlung	Langlebiger, wartungsfreier Dieselpartikelfilter (DPF), Dieseloxidationskatalysator (DOC), selektive katalytische Reduktion (SCR) mit AdBlue®				
Motorluftfilter	PowerCore® G2 Luftfilter mit Zyklon-Vorabscheider			Außenfilter, A-Säule, mit Vorfilter	
Ansaugung	Turbolader mit variabler Geometrie			Reihenturbolader – zwei Turbolader in serieller Anordnung mit fixer und variabler Turboladergeometrie	
Anzahl Zylinder / Hubraum, l	6 / 6,8				
Kühlung	Kühlsystem mit temperaturgesteuertem Visco-Lüfter und unabhängigem Ladeluftkühler			Kühlsystem mit temperaturgesteuertem elektrischen Lüfter und unabhängigem Ladeluftkühler	
Einspritzsystem und Regelung	Hochdruck-CommonRail-Einspritzung mit bis zu 2.500 bar, elektronisch gesteuert				
GETRIEBEVARIANTEN					
PowrQuad Plus					
20/20 2,5 – 40 km/h	●	●	●	–	–
AutoQuad Plus					
20/20 2,5 – 40 km/h	●	●	●	–	–
20/20 2,5 – 50 km/h	●	●	●	–	–
AutoQuad Plus EcoShift					
20/20 2,5 – 40 km/h	●	●	●	–	–
AutoPowr					
0,05 – 40 km/h	●	●	●	●	●
0,05 – 50 km/h	●	●	●	●	●
DirectDrive					
2,7 – 40 km/h	●	●	●	–	–
2,7 – 50 km/h	●	●	●	–	–
ACHSEN					
Federungssystem	Vorderachsfederung TLS Plus (Serie) – hydropneumatisches aktives Dreilenkersystem mit Niveauregelung			Vorderachsfederung TLS Plus mit Bremse (Serie) – hydropneumatisches aktives Dreilenkersystem mit Niveauregelung	
Federweg mit TLS Plus	100 mm				
Zuschaltung der Differenzialsperre vorn	Selbstsperrend; Vollsperrung (Option)			Vollsperrung (Serie)	
Zuschaltung der Differenzialsperre hinten	Elektrohydraulisch mit ölgekühlter Kupplung				
Hinterachse	Flanschachse oder Verstellachse				
LENKUNG					
Bauart	Dynamische Load Sensing, hydrostatische Servolenkung, Durchsatzmessung			Dynamische Load Sensing, hydrostatische Servolenkung, Durchsatzmessung, variable Lenkübersetzung (Option)	
HYDRAULIKSYSTEM					
Bauart	Geschlossenes druck- und mengengesteuertes System (PFC) mit Load Sensing				
Durchflussrate bei Nenndrehzahl, Serie/ Option, l/min	114 / 155			160 (max. Förderleistung bei 1.500 U/min)	
Anzahl Steuergeräte	Bis zu 6+3				
Power Beyond System	Option				
Entnehmbare Ölmenge mit Überfüllung, l	42			–	
Entnehmbare Ölmenge mit Zusatztank, l	55			80	

MODELL	6175R	6195R	6215R	6230R	6250R
HECKKRAFTHEBER					
Bauart	Elektronische Hubwerksregelung; Lage-, Zugkraft- und Mischregelung, Schwimmstellung				
Kategorie	III			IIIN	
Maximale Hubkraft an den Fanghaken, kg	8.500	8.500	9.550	10.400	
Durchgehende Hubkraft (610 mm hinter den Koppelpunkten, nach OECD), kg	4.850	4.850	5.450	7.000	
Durchgehende Hubkraft (1.800 mm hinter den Koppelpunkten, nach OECD), kg	3.400	3.400	3.800	4.300	
FRONTKRAFTHEBER					
Bauart	Frontkraftheber Economy (über Hecksteuergerät bedient) oder Premium (mit eigenem Steuergerät und elektr. Lageregelung, inkl. Zusatzsteuergerät & druckloser Rücklauf)			Premium Frontkraftheber (über serienm. Steuergerät bedient)	
Kategorie	IIIN				
Maximale Hubkraft an den Fanghaken, kg	4.000			5.000	
Durchgehende Hubkraft (an den Fanghaken, nach OECD), kg	3.300			4.400	
HECKZAPFWELLE					
Bauart	Elektrohydraulische Zuschaltung über ölgekühlte Lamellenkupplung				
Motordrehzahl bei Zapfwellendrehzahl (540/540E/1.000 – Option), U/min	1.950 / 1.721 / 1.950			1.950 / 1.721 / 1.950	
Motordrehzahl bei Zapfwellendrehzahl (540E/1000/1.000E – Option), U/min	1.761 / 1.989 / 1.756			1.618 / 2.012 / 1.659	
FRONTZAPFWELLE – OPTION					
Bauart	Elektrohydraulische Zuschaltung über ölgekühlte Lamellenkupplung, 80 kW Leistung			Elektrohydraulische Zuschaltung über ölgekühlte Lamellenkupplung, 115 kW Leistung	
Motordrehzahl bei Zapfwellendrehzahl (1.000), U/min	1.969				
KABINE					
Ausstattung	ComfortView Kabine mit 2 Panoramatüren bzw. B-Säulen-Version an linker Seite und Generation 4 CommandCenter Display				
Federung (Option)	Adaptive hydraulische Kabinenfederung HCS Plus				
Geräuschpegel, dB(A)	71			71	
Kabinenfensterfläche, m²	6,11				
Kabinenvolumen, m³	3,33				
Display	Generation 4 CommandCenter 4100 mit 7-Zoll- oder 4600 mit 10-Zoll-Touchscreen-Display				
SONSTIGE AUSSTATTUNGEN					
Vorbereitung für Lenksystem AutoTrac	Option			Serie	
ISOBUS Anschluss	Serie			Serie	
Videoeingänge am CommandCenter	1 Eingang beim 4100 mit 7-Zoll-Display; 2 Eingänge beim 4600 mit 10-Zoll-Display (Option)				
Wegfahrsperre	Option				
Fahrpedalmodus	Nur beim AutoPowr Getriebe			Serie	
Anhängerbremse (Option)	Hydraulisches oder pneumatisches Bremssystem				
Pneumatische Anhängerbremse (Option)	Elektromagnetische Kupplung, hydraulische Verzögerungsventile, inkl. Lufttrockner				
FÜLLMENGEN					
Kraftstofftank (Serie/Option), l	395 / 335			470 / 410	
Kühlflüssigkeit, l	28			29	
ABMESSUNGEN UND GEWICHTE					
Radstand, mm	2.800			2.900	
Breite x Höhe x Länge, mm	2.550 x 3.160 x 5.050			2.550 x 3.250 x 5.190	
Gemessen mit Flanschachse bis zum Kabinendach und vom Frontgewichthalter bis Heckkraftheber, mit max. Reifengröße vorne und hinten					
Höhe von Mitte Hinterachse bis Kabinendachoberkante (ohne Rundumleuchte), mm	2.183			2.273	
Wenderadius, m	5,62			6,32	
Gemäß ISO 789-3; gemessen für 600/65R30 bei einer Spurweite von 2.050 mm und 1,6 bar Reifendruck					
Leergewicht, kg	8.300	8.400	8.500	9.300	
Gemessen mit Durchschnittswerten					
Zulässiges Gesamtgewicht, kg	12.700	13.450	13.450	15.000	
BEREIFUNG					
Vorderreifen, max. Durchmesser (SRI)	600 / 70 R28 (SRI 725)			600 / 70R30 (SRI 750)	
Hinterreifen, max. Durchmesser (SRI)	800 / 75R38 (SRI 975)				

IX. Literaturverzeichnis

AEF. 2015. AEF Online. *Elektrifizierung von Landmaschinen.* [Online] 10 2015. https://www.aef-online.org/fileadmin/user_upload/Content/pdfs/AEF_HV_DE.pdf. 180-9-DE 10/2015.

AEF 2013. AEF Online. *ISOBUS in Funktionalitäten - AEF ISOBUS Hand Fan.* [Online] 10 2013. [Zitat vom: 20. 09 2018.] https://www.aef-online.org/fileadmin/user_upload/Content/pdfs/AEF_handfan_DE.pdf. 180-1-EN/D 10/2015.

Amtsblatt der Europäischen Union. 2014. *DELEGIERTE VERORDNUNG (EU) 2015/68 DER KOMMISSION.* 15. 10 2014. Bremsvorschrift.

Brenninger, M. 2003. *Stufenlos geregelter Allradantrieb für Traktoren. Diss. TUM 2002. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 256.* Düsseldorf : VDI-Verlag, 2003.

Deter, Alfons. 2015. *John Deere zeigt auf Agritechnica intelligenten Allradantrieb* . Münster : Top Agrar Online, 2015.

DLG. 2005. DLG PowerMix - Test Verfahren & Ergebnisse. Hannover : VDI, 2005. Bd. VDI Landtechnik.

DLG 2005. *DLG PowerMix - Test Verfahren & Ergebnisse.* Hannover : VDI Land.Technik 2005, 2005.

DLG 2016. *DLG-Prüfbericht 6320 - John Deere GmbH & Co. KG - Maissägerät John Deere 1725 NT ExactEmerge.* Groß-Umstadt : DLG e.V. Testzentrum Technik und Betriebsmittel, 2016.

Eckstein, Lutz. 2012. *Längsdynamik von Kraftfahrzeugen.* Aachen : Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, 2012. 978-3-940374-12-7.

Eckstein, Lutz 2010. *Unkonventionelle Fahrzeugantriebe.* Aachen : fka - Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, 2010. ISBN 978-3-940374-32-5.

Eckstein, Lutz 2012. *Vertikal- und Querdynamik von Kraftfahrzeugen.* Aachen : fka - Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen mbH Aachen, 2012. ISN 978-3-940374-21-9.

Fendt. 2017. Fendt Aktuell. [Online] Fendt, 08. 09 2017. [Zitat vom: 03. 07 2018.] https://www.fendt.com/de/fendt-e100-vario.html.

Fendt 2013. Fendt FutureFarm. *X-Concept - Zukunft elektrisiert.* [Online] Fendt, 2013. [Zitat vom: 28. 07 2018.] https://www.fendt.com/at/8949.html.

Fendt, Pressemitteilung. 2015. Fendt Aktuell. *Der Fendt 1000 Vario. Ein revolutionärer Standardtraktor.* [Online] 10. 09 2015. https://www.fendt.com/de/page_2697_web_de-DE.html.

Fischer, Richard, et al. 2009. *Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik.* Haan-Gruiten : Verlag Europa-Lehrmittel, 2009. ISBN 978-3-8085-2239-4.

Geimer, Marcus, Renius, Karl Theodor und Stirnimann, Roger. 2017. *Motoren und Getriebe bei Traktoren.* Braunschweig: Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge : Jahrbuch Agrartechnik 2016, 2017.

Görke, D. 2016. Grundlage der Hybridfahrzeuge. *Untersuchungen zur kraftstoffoptimalen Betriebsweise von Parallelhybridfahrzeugen und darauf basierende Auslegung regelbasierter Betriebsstrategien, Wissenschaftliche Reihe Fahrzeugtechnik Universität Stuttgart.* Wiesbaden : Springer Fachmedien, 2016.

Hartmann, Karl, Roos, Lennart und Untch, Johannes. 2016. *Hydraulische Antriebe. In: Frerichs, Ludger (Hrsg.): Jahrbuch Agrartechnik 2015.* Braunschweig : TU Braunschweig: Institut für mobile Maschinen und Nutzfahrzeuge,, 2016.

Himmelsbach, Raphael, Volpert, Bastian und Grad, Karl. 2017. Electrified Front-Wheel Drive Concepts for Tractors Designed for Improved Traction Functions. Hannover : VDI, 2017. Bde. VDI-Berichte Nr. 2300.

ISO 2631-5. 2018. Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration -- Part 5: Method for evaluation of vibration containing multiple shocks. 2018.

ISO 789-3. 2015. Agricultural tractors - Test procedures - Part 3: Turning and clearance diameters. 09 2015.

John Deere. 2014. John Deere - 2014 Presse-Informationen. *Drei Medaillen für John Deere auf der SIMA 2015.* [Online] 27. 11 2014. [Zitat vom: 20. 02 2018.] https://www.deere.de/de_DE/our_company/news_and_media/press_releases/2014/agriculture/sima.page.

John Deere 2015. John Deere - 2015 Presse-Informationen. *Weitere John Deere Neuheiten.* [Online] 10. 11 2015. [Zitat vom: 20. 02 2018.] https://www.deere.de/de_DE/our_company/news_and_media/press_releases/2015/corporate/weitere_jd_neuheiten.page.

Kegel, Volker und Tarasinski, Nicolai. 2016. *Batterieelektrischer Traktor - Ergebnisse des Feldtests und Simulationsmodell.* Köln : VDI Wissensforum, 2016.

Körtgen, Christopher, et al. 2017. Efficient development by automatic calibration of tractor transmission control units. Hannover : VDI, 2017. Bde. VDI-Berichte Nr. 2300.

Krombholz, Klaus, Bertram, Hasso und Wandel, Hermann. 2009. *100 Jahre Landtechnik.* Frankfurt am Main : DLG Verlags GmbH, 2009. ISBN 978-3-7690-0737-4.

Müller, Werner. 2014. *LT3-Innovation optimiert die Antriebstechnik für Nutz- und.* Bonndorf : Müller Landmaschinen, 2014.

Oswald, Johannes, et al. 2018. *Direktantriebe.* Bonn : VDI Wissensforum - Tagung: Getriebe in mobilen Arbeitsmaschinen, 2018.

Reick, Benedikt, et al. 2016. *Analyse eines beispielhaften elektrisch leistungsverzweigten Stufenlosgetriebes (ECVT).* Köln : VDI Wissensforum, 2016.

Renius, Karl THeodor. 1987. *Traktoren: Technik u. ihre Anwendung - 2. durchges. Auflage.* München : BLV Verlagsgesellschaft, 1987. ISBN 3-405-13146-4.

Same Deutz Fahr. 2018. SDF Historical Archives. [Online] 2018. [Zitat vom: 22. November 2018.] http://archiviostorico.sdfgroup.com/museo/trattori/same-da-25/.

Schmetz, Roland. 2017. Calculation of the losses in series-hybrid powertrains. Hannover : VDI, 2017. Bde. VDI-Berichte Nr. 2300.

Sonnen, Franz Josef. 1962. Zur Frage des Allradantriebes von Ackerschleppern. *Landtechnische Forschung.* 12. Jahrgang, 1962, Heft 1/1962.

Stark, Waldemar und Pieke, Claudia. 2017. Efficiency Optimization by Using "Vehicle in the Loop" Test Methodology. Hannover : VDI, 2017. Bde. VDI-Berichte Nr. 2300.

Steffin, Uwe. 2011. *Agritechnica 2011: Alle Neuheiten auf einen Klick - John Deere entwickelt E-Motoren für Anbaugeräte weiter.* München : Deutscher Landwirtschaftsverlag GmbH, 2011.

Stöhr, Michael, Giglmaier, Sandra und Berlet, Roland. 2015. Folgenabschätzung zum Einsatz batteriebetriebener vollelektrifizierter Landmaschinen. München : Verbundprojekt SESAM - Entwicklung eines vollelektrifizierten Traktors, 2015. Version 13.

Tarasinski, Nicolai, Kegel, Volker und Daubermann, Julian. 2018. GridCON - Entwicklung und Erprobung einer kabelgeführten, vollelektrischen und autonomen Arbeitsmaschine. Stuttgart : VDI, 2018. Bde. VDI-Berichte Nr. 2332.

VDI. 2017. VDI 2057 - Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen. 2017.

Wallentowitz, Henning und Freialdenhoven, Arndt. 2011. *Strategien zur Elektrifizierung des Antriebsstranges.* Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2011. 978-3-8348-1412-8.

Wengle, Josef. 2006. Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs von Traktoren mit dem DLG-PowerMix. Nürtingen-Geislingen : Hochschule for Wirtschaft und Umwelt Nürtingen-Geislingen - Fakultät II, 2006.

Woopen, Thomas. 2016. Antriebsstrangkonzepte zur Realisierung eines adaptiven Vorderradantriebes für Traktoren mittlerer Leistungsklassen. Köln : VDI, 2016. Bde. VDI-Berichte Nr. 2273.

Woopen, Thomas 2017. Teilhybridisierter adaptiver Antriebsstrang für allradangetriebene Ackerschlepper. s.l. : ATZ Offhighway, 2017. S. 11-13.

Woopen, Thomas und Reinmuth, Florian. 2015. *Einrichtung zum Betreiben eines allradgetriebenen landwirtschaftlichen Nutzfahrzeugs. DE 10 2015 212 897 A1* Mannheim, Deutschland, 09. 07 2015. Offenlegungsschrift.

Woopen, Thomas, et al. 02/2018. *Marktfähige elektrische Antriebskonzepte für kleinere Traktoren.* Neuss : ATZ Offhighway, 02/2018.

Woopen, Thomas, et al. 2017. *Verfahren zur Ermittlung einer Aufstandskraft an einem Nutzfahrzeug. DE 10 2017 207 248 A1* Mannheim, Deutschland, 28. 04 2017. Offenlegungsschrift.

Woopen, Thomas, Kost, Steffen und Schott, Florian. 2017. *Antriebssystem und Verfahren. DE 10 2017 215 012 A1* Mannheim, Deutschland, 28. 08 2017. Offenlegungsschrift.

ISSN 0931-6264