

# **Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen**

Zur Erlangung des akademischen Grades  
**Doktor der Ingenieurwissenschaften**  
der Fakultät für Maschinenbau  
Karlsruher Institut für Technologie (KIT)

genehmigte  
**Dissertation**  
von

Dipl.-Ing. Benedikt Reick

Tag der mündlichen Prüfung: 18. Juli 2018  
Referent: Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer  
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. Albert Albers



# Vorwort des Herausgebers

Elektrische Antriebskonzepte für Fahrzeuge werden heute in vielen Forschungsarbeiten untersucht. Damit verbunden wird die Hoffnung eines effizienten Betriebs, der lokal emissionsfrei ist. Wird die elektrische Energie aus regenerativen Quellen gewonnen, so ist ein nachhaltiger Betrieb mit batteriebetriebenen Fahrzeugen möglich. Bei Fahrzeugen mit einem hohen Energiebedarf, wie z.B. einem Mähdrescher, kann der notwendige energetische Tagesbedarf jedoch nicht durch elektrische Speicher auf der Maschine gedeckt werden. Verbrennungsmotoren besitzen daher auch in Zukunft noch ihre Berechtigung. Gleichzeitig können solche Fahrzeuge aber elektrische Antriebe zur Steigerung der Effizienz nutzen.

Die Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik widmet sich dem Thema der Elektromobilität und erforscht effiziente Antriebstechniken. Für die Fahrzeuggattungen Pkw, Nfz, Mobile Arbeitsmaschinen und Bahnfahrzeuge werden in der Schriftenreihe Forschungsarbeiten vorgestellt, die Fahrzeugtechnik auf vier Ebenen beleuchten: das Fahrzeug als komplexes mechatronisches System, die Fahrer-Fahrzeug-Interaktion, das Fahrzeug im Verkehr und Infrastruktur sowie das Fahrzeug in Gesellschaft und Umwelt.

Die Arbeit von Herrn Reick greift im vorliegenden Band 64 das Thema der Energieeffizienz auf und stellt eine Methode zur Berechnung und Bewertung stufenloser Getriebekonzepte mit mehreren Schnittstellen und einem unterschiedlichen Technologiemix vor. Hydraulisch-leistungsverzweigte Getriebe werden heute in Traktoren eingesetzt, so dass die Methode am Beispiel eines elektrischen Getriebekonzepts für Traktoren der 150 kW-Klasse mit elektrischer Schnittstelle (EPTO) validiert wird. Mit Hilfe der Methode lässt

sich eine Vielzahl von möglichen Getriebekonzepten automatisiert entwickeln, bewerten und manuell auswählen. Die Basis für eine belastbare Getriebeauswahl auch unter Berücksichtigung wirtschaftlicher Gesichtspunkte wurde so geschaffen.

Karlsruhe, im April 2018

*Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer*

# Kurzfassung

Die Megatrends Klimawandel, Rohstoffverknappung und Bevölkerungswachstum sind bedeutende Technologietreiber für die Entwicklung von Traktoren. Zur Steigerung der Traktor-Effizienz bieten elektrische Antriebe Potenziale durch hohe Leistungsdichten und Wirkungsgrade sowie die Möglichkeit der Bereitstellung von elektrischer Leistung für fahrzeuginterne oder -externe Verbraucher.

Stufenlose Getriebe ermöglichen den Betrieb des Verbrennungsmotors bei maximaler Leistung über große Geschwindigkeitsbereiche. Zudem weisen diese Getriebe einen hohen Entwicklungsstand auf und bieten durch die automatische Übersetzungsregelung einen hohen Bedien- und Fahrkomfort. Durch darüber hinaus gute Wirkungsgrade sind diese – oft hydraulisch leistungsverzweigten – stufenlosen Getriebe heute weit verbreitet.

Die vorliegende Forschungsarbeit stellt eine Methode zur Berechnung und Bewertung von Getriebekonzepten mit mehreren Schnittstellen sowie unterschiedlichem Technologiemix aus Mechanik, Hydraulik und Elektrik vor. Die Berechnung fokussiert sich auf stufenlose Getriebe und die im System entstehenden Verlustleistungen sowie die Herstellkosten der wesentlichen Getriebekomponenten. Die Bewertungsmethode wird eingesetzt um einen Konzeptvergleich unterschiedlicher Getriebe für einen Traktor der 150 kW Leistungsklasse durchzuführen. Es werden insgesamt neun Getriebekonzepte miteinander verglichen und einzeln analysiert. Das Verhältnis von Aufwand zu Nutzen wird für alle Konzepte dargestellt und erläutert. Abschließend konnten zwei Favoritenkonzepte identifiziert werden.



# Abstract

Mega trends such as climate change, population growth and raw material shortage are main technology drivers for the development of tractors and indicate the need of an efficiency increase in those machines. Electric drives deliver potentials due to high power densities and efficiency levels. In addition they offer electric supply for vehicle internal and external consumers.

Continuously variable transmissions allow operating the internal combustion engine at maximum power over large vehicle speed areas. Moreover, these transmissions offer good efficiencies as well as high control and driving comfort due to a great automation level. Hence, these transmissions are very popular for tractors.

The study at hands presents a method for the calculation and evaluation of continuously variable transmissions with multiple interfaces and a various mix out of mechanic, electric and hydraulic technologies. The method is used for a comparison of transmission concepts for a 150 kW tractor. The study concentrates on the correct efficiency calculation of mechanical components as well as the resulting costs of production. Overall, nine concepts are compared and analyzed through application of the developed method. The relation of effort and use for each concept is shown and explained. In conclusion, two favorite concepts were identified.



# Danksagung

Die vorliegende Arbeit mit dem Titel „*Methode zur Analyse und Bewertung von stufenlosen Traktorgetrieben mit mehreren Schnittstellen*“ entstand während meiner Tätigkeit in der zentralen Vorentwicklung für die Industrietechnik-Division der ZF Friedrichshafen AG und am Institut für Fahrzeugsystemtechnik – Teilinstitut für mobile Arbeitsmaschinen am Karlsruher Institut für Technologie.

Mein ganz besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Marcus Geimer für die geschaffenen Rahmenbedingungen, seine stetige Unterstützung, das entgegengebrachte Vertrauen und die geschaffene Möglichkeit zur Promotion. Durch seine Betreuung und Anregungen hat er die Inhalte dieser Arbeit maßgeblich geprägt. Ich bedanke mich zudem herzlichst bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Albert Albers für die Übernahme des Koreferats und bei Frau Prof. Dr.-Ing. Barbara Deml für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Weiter danke ich meinen Vorgesetzten und Kollegen im Bereich der zentralen Vorentwicklung der ZF Friedrichshafen AG, die mich in meinem Vorhaben unterstützt und mir durch zahlreiche technische Diskussionen weitere Denkanstöße geliefert haben.

Mein Dank für die kollegiale Zusammenarbeit und das angenehme Instituts-klima gilt ferner den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Teilinstituts für mobile Arbeitsmaschinen.

Ein herzliches Dankeschön auch an alle Studenten, die zum Gelingen und dem Erfolg dieser Arbeit im Rahmen ihres Praktikums oder mit ihrer Abschlussarbeit beigetragen haben.

Doch am meisten danke ich meiner Familie und meinen Freunden für die riesige Unterstützung über die Jahre hinweg in Baltmannsweiler, hier am Bodensee oder in Karlsruhe. Besonders großen Dank möchte ich meiner nachsichtigen Freundin für die schier endlosen Korrekturen und zeitlichen Einschränkungen, besonders an den Wochenenden, aussprechen.

Ohne eure langjährige Unterstützung in anstrengenden sowie schwierigen Lebenssituationen während und vor meiner Dissertationszeit wäre mir das Erstellen dieser Schrift nicht gelungen – Danke!

*„Man muss nur wollen und daran glauben, dann wird es gelingen.“*

Ferdinand von Zeppelin

Bodensee, im Sommer 2018

*Benedikt Reick*

# Inhaltsverzeichnis

<b>Abkürzungs- und Formelverzeichnis</b> . . . . .	<b>xi</b>
<b>1 Einleitung</b> . . . . .	<b>1</b>
1.1 Systemgrenzen . . . . .	4
1.2 Aufbau der Arbeit . . . . .	6
<b>2 Stand der Technik und Forschung</b> . . . . .	<b>7</b>
2.1 Grafische Darstellung von Getrieben . . . . .	7
2.1.1 Symbolische Darstellung . . . . .	8
2.1.2 Getriebeschematische Darstellung . . . . .	9
2.2 Stufenlose Getriebe in Traktoren . . . . .	10
2.2.1 Elektrifizierte Traktoren . . . . .	13
2.2.2 Elektrifizierte Beispielgetriebe . . . . .	17
2.3 Berechnungs- und Analysemethoden für Fahrzeuggetriebe . . . . .	25
2.4 Konzeption und Bewertung von Getrieben . . . . .	28
2.5 Verlustmodellierung mechanischer Getriebekomponenten . . . . .	31
2.6 Stand der Forschung zur Analyse und Bewertung von Fahrzeuggetrieben . . . . .	34
<b>3 Problemstellung und Forschungsfragen</b> . . . . .	<b>37</b>
<b>4 Entwickelte Berechnungs- und Bewertungsmethode</b> . . . . .	<b>43</b>
4.1 Erweiterte schematische Darstellung von Getrieben . . . . .	48
4.2 Getriebecodierung . . . . .	51
4.3 Verlustfreie Getriebeberechnung . . . . .	54

4.3.1	Planetengetriebe . . . . .	58
4.3.2	Stirnradstufen . . . . .	59
4.3.3	Variatoren . . . . .	60
4.3.4	Berechnung der Drehzahlen . . . . .	60
4.3.5	Berechnung der Drehmomente und Leistungen . . . . .	62
4.4	Automatisierte Getriebedimensionierung . . . . .	63
4.4.1	Verzahnungen . . . . .	64
4.4.2	Wellen und Lager . . . . .	68
4.4.3	Schaltelemente . . . . .	76
4.4.4	Elektrische Maschinen . . . . .	79
4.5	Kostenmodell für stufenlose Getriebe . . . . .	83
4.6	Verlustbehaftete Getriebeberechnung . . . . .	86
4.6.1	Verlustmodellierung . . . . .	86
4.6.2	Berechnung der Drehmomente und Leistungen . . . . .	96
4.7	Zyklussimulation . . . . .	98
4.8	Bewertungsmethode . . . . .	107
4.8.1	Bewertungskriterien und deren Gewichtung . . . . .	110
4.8.2	Berechnung der Bewertungszahlen . . . . .	116
4.8.3	Berechnung der Erfüllungsgrade . . . . .	123
4.8.4	Sensitivitätsanalyse . . . . .	123
<b>5</b>	<b>Validierung der Berechnungsmethode und Hypothesen</b>	
	<b>zum Einsatz der Gesamtmethode . . . . .</b>	<b>125</b>
5.1	Grundlagen . . . . .	126
5.2	Validierung . . . . .	128
5.2.1	Getriebe-Basisdaten . . . . .	128
5.2.2	Getriebedimensionierung . . . . .	129
5.2.3	Getriebewirkungsgrad und Zyklussimulation . . . . .	131
5.2.4	Kostenmodell . . . . .	136
5.3	Diskussion der Ergebnisse und Hypothesen . . . . .	137

---

<b>6</b>	<b>Vergleich und Bewertung ausgewählter Konzepte . . . . .</b>	<b>139</b>
6.1	Randbedingungen . . . . .	139
6.2	Referenzkonzepte . . . . .	142
6.3	Vergleichskonzepte . . . . .	144
6.3.1	Manuell abgeleitetes Getriebekonzept . . . . .	145
6.3.2	Manuell synthetisierte Konzepte . . . . .	150
6.3.3	Automatisiert synthetisiertes Konzept . . . . .	154
6.4	Ergebnisse des Gesamtvergleichs . . . . .	156
6.4.1	Maximale Leistungen und Drehmomente der elek- trischen Maschinen . . . . .	156
6.4.2	EPTO-Leistungsgrenze . . . . .	158
6.4.3	Ergebnisse der Bewertungsmethode . . . . .	159
6.4.4	Einfluss der Schaltelementart . . . . .	169
6.4.5	Konzeptauswahl . . . . .	170
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung . . . . .</b>	<b>173</b>
<b>8</b>	<b>Ausblick . . . . .</b>	<b>177</b>
	<b>Literaturverzeichnis . . . . .</b>	<b>189</b>
	<b>Abschlussarbeiten unter Anleitung des Verfassers . . . . .</b>	<b>207</b>
<b>A</b>	<b>Berechnungsbeispiel: Drehzahlen . . . . .</b>	<b>209</b>
<b>B</b>	<b>Berechnungsbeispiel: Stirnradverzahnung . . . . .</b>	<b>211</b>
<b>C</b>	<b>Allgemeingültige Zusammenhänge leistungsverzwei- gter Stufenlosgetriebe . . . . .</b>	<b>213</b>
C.1	IC-Strukturen . . . . .	214
C.2	OC-Strukturen . . . . .	217
C.3	Herleitung der minimalen Variatorleistung in Abhängigkeit der Spreizung . . . . .	220



# Abkürzungs- und Formelverzeichnis

## Allgemeine Abkürzungen

ABU	asynchrone Bereichsumschaltung
ARev	Art der Reversierung
AS	aktiver Stillstand
CC	compound coupled
CVT	continuously variable transmission
DC	Gleichstrom
DE	dieselelektrisch
DLG	Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft
EM	elektrische Maschine
EPTO	elektrische Schnittstelle (electric power take off)
EW	Energiewandler
FA	Fahrantrieb
FAO	Food and Agriculture Organization of the United Nations
GK	Getriebekonzept
GC	Gesamtgetriebeencode
IC	input coupled
LE	Leistungselektronik
LVG	leistungsverzweigte Getriebe
NVH	noise, vibration, harshness
NV	Nebenverbraucher
OC	output coupled
OG	obere Grenze
PG	Planetengetriebe

PKW	Personenkraftwagen
PTO	mechanische Zapfwelle
RWDR	Radialwellendichtring
REDR	Rechteckdichtring
S	Schnittstelle
SE	Schaltelement
SK	Schaltkomfort
ST, STP	Stirnrad, Stirnradpaar
UG	untere Grenze
Var	Variator
VM	Verbrennungsmotor

## **Zusätzliche Abkürzungen in Indizes**

A, B, C	Wellen-, Leitungs- oder Lagerseite
c	Steg (carrier)
d	Durchmesser
D	Dichtung
Dim	Wert zur Bauteildimensionierung
g	Getriebe
G	Gänge
GK	Getriebekonzept
GW	Gangwechsel
hi	Hohlwelle innen
id	verlustfreie Berechnung
ist	Ist-Wert
ivar	Variatorübersetzung
k	Kriterium
l	Luft, Luftspalt
L	Lager
LEW	Leitungen der Energiewandler

max, min	Maximum, Minimum
pl	Planeten
P	Pumpe
r	Hohlrad (ring gear)
rot	Rotor
R	Reibfläche
RB	Randbedingung
s	Sonne (sun), sonstige
soll	Soll-Wert
stat	Stator
SEG, SEO	Schaltelement geschlossen, offen
TZ	Teilziel
UE	Übersetzungselement
v	Verlust
W	Welle
z	Verzahnung
zul	zulässig
1, 2	Ritzel bzw. Antrieb, Rad bzw. Abtrieb
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit
$\tau$	Drehmoment und Leistung

## Formelzeichen

$x, X$	Skalar	$\tilde{x}, \tilde{X}$	normiert	$\bar{x}, \bar{X}$	gemittelt
$\vec{x}$	Vektor	$\underline{\mathbf{X}}$	Matrix		

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$a_x$	Rotationsachse	-
$\underline{\mathbf{A}}$	Gleichungsmatrix	-
$A_R$	Reibfläche	m <sup>2</sup>
$A_w$	angeströmte Stirnfläche	m <sup>2</sup>
$b$	Zahnbreite	m

$\vec{b}$	Lösungsvektor	-
$b_{VM}, B_{VM}$	Kraftstoffverbrauch	g/kWh, l/h
$BZ$	Bewertungszahl	wie Grundgröße
$c_{ra}, c_{ri}$	Lamellen-Berechnungsfaktoren	-
$c_w$	Widerstandsbeiwert der Luft	-
$c_{wr}$	Rollwiderstandsbeiwert	-
$c_x$	Berechnungsfaktor	-
$C$	Tragzahl	N
$d_m$	mittlerer Lagerdurchmesser	m
$d_{wi}$	Wälzkreisdurchmesser	m
$d_{w,erf}$	erforderlicher Mindestdurchmesser	m
$d_x$	Durchmesser	m
$D, \bar{D}$	relative Abweichung, gemittelt	%
$e$	Lebensdauerexponent	-
$e_{L1}, e_{L2}$	Exponent Lagerverluste	-
$E$	Erfüllungsgrad	-
$f(x)$	Funktion	wie Grundgröße
$F_a$	Axialkraft	N
$F_{L10}$	dynamisch äquivalente Belastung	N
$F_r$	Radialkraft	N
$F_t, F_{tG}$	Umfangskraft Teilkreis, Grundkreis	N
$F_{w,a}$	Beschleunigungswiderstand	N
$F_{w,l}$	Luftwiderstand	N
$F_{w,r}$	Rollwiderstand	N
$F_{w,s}$	Steigungswiderstand	N
$F_{Xres}$	resultierende Lagerkraft X: A, B	N
$F_{Xy}$	Lagerkraft in y-Richtung X: A, B	N
$F_{Xz}$	Lagerkraft in z-Richtung X: A, B	N
$F_Z$	Zugkraft	N
$F_1$	maßgebende Lagerbelastung	N
$g$	Erdbeschleunigung	9.81 m/s <sup>2</sup>

$g_k$	Kriteriengewicht	%
$h$	Lüftspiel	m
$HK_x$	Herstellkosten	€
$H_V$	Zahnverlustfaktor	-
$i_x, \vec{i}_x$	Übersetzung	-
$i_0, \vec{i}_0$	Standgetriebeübersetzung eines PG	-
$I$	elektrischer Strom	A
$J_a$	reduziertes abtriebseitiges Massenträgheitsmoment	kgm <sup>2</sup>
$J_x$	Massenträgheitsmoment	kgm <sup>2</sup>
$K_A$	Anwendungsfaktor	-
$K_{F\beta}$	Breitenfaktor (Fuß)	-
$K_{F\alpha}$	Stirnfaktor (Fuß)	-
$K_{H\beta}$	Breitenfaktor (Flankenpressung)	-
$K_{H\alpha}$	Stirnfaktor (Flankenpressung)	-
$K_V$	Dynamikfaktor	-
$K_{xy}$	Korrelationskoeffizient	-
$l_a$	Achsabstand	m
$l_{Fe}$	Eisenlänge	m
$l_x$	Länge, Abstand	m
$m_{Fzg}$	Fahrzeugmasse	kg
$m_n$	Normalmodul	-
$m_{Zul}$	Zuladung	kg
$n_x$	Drehzahl	1/s
$N_x$	Anzahl	-
$p$	Pressung	N/m <sup>2</sup>
$p_0$	Druckterm	N/m <sup>2</sup>
$P_E$	elektrisch installierte Leistung	kW
$P_{\text{primär}}$	primäre Antriebsleistung	kW
$P_{\Sigma, \text{Zykl}}$	geforderte Zyklus-Summenleistung	kW
$P_{v,A}$	Antriebsstrangverluste	kW

$P_W$	Summenleistung durch Fahrwiderstände	kW
$P_{v,x}$	Verlustleistung	kW
$P_x$	Leistung	kW
$P_{x,a}$	ausgehende Leistung	kW
$P_{x,e}$	eingehende Leistung	kW
$Q_{A,Fmax}$	Flächenquotient der Zugkraft	-
$q_e$	zugeführter spez. Ölvolumenstrom	m/s
$Q_e$	zugeführter Ölvolumenstrom	m <sup>3</sup> /s
$Q_i$	theoretische Förderleistung	m <sup>3</sup> /s
$r_a$	Außenradius	m
$r_{HA}$	Rollradius Hinterachse	m
$r_i$	Innenradius	m
$r_m$	mittlerer Reibradius	m
$\vec{r}$	Randbedingungen	1/s
$r_s$	äquivalenter Reibradius	m
$R$	Ratio $\left(\frac{1}{i_g}\right)$	-
$R_a$	Mittenrauheit	m
$s, s_1, s_2$	Strafparameter	-
$S$	Sicherheitsfaktor	-
$S(x, s)$	Straffunktion	-
$t_x$	relative Benutzungsdauer	-
$T_{WB}$	Wellenbiegemoment	Nm
$T_x$	Drehmoment	Nm
$u$	Zähnezahlverhältnis	-
$U$	elektrische Spannung	V
$v_{Fzg}$	Fahrzeuggeschwindigkeit	km/h
$v_\Sigma$	Summengeschwindigkeit	m/s
$v_u$	Umfangsgeschwindigkeit	m/s
$v_w$	Windgeschwindigkeit	m/s
$V_x$	Volumen	m <sup>3</sup>

$w$	Wichtigkeit	-
$x_{rw}$	richtiger Wert	wie Grundgröße
$X_L$	Schmierstofffaktor	-
$Y_\beta$	Schrägenfaktor	-
$Y_F$	Formfaktor	-
$Y_S$	Spannungskorrekturfaktor	-
$z_x$	Wellennummer, Zähnezahl	-
$Z_\beta$	Schrägenfaktor	-
$Z_e$	Überdeckungsfaktor	-
$Z_E$	Elastizitätsfaktor	-
$Z_H$	Zonenfaktor	-

## Griechische Formelzeichen

Zeichen	Bedeutung	Einheit
$\alpha$	Steigung	rad
$\alpha_{eff}$	effektiver Strombelag	A/m
$\alpha_E$	Elektrifizierungsgrad	-
$\alpha_{EHD}$	Doleschelkoeffizient	-
$\alpha_F$	Doleschelkoeffizient	-
$\alpha_k$	Kerbfaktor	-
$\alpha_{wt}$	Betriebseingriffswinkel	rad
$\alpha_0$	Anstrengungsverhältnis	-
$\beta$	Schrägungswinkel	rad
$\beta_{EHD}$	Doleschelkoeffizient	-
$\beta_F$	Doleschelkoeffizient	-
$\beta_G$	Schrägungswinkel am Grundzylinder	rad
$\Delta_p$	Druckdifferenz	N/m <sup>2</sup>
$\eta_{mh}$	mech.-hydr. Wirkungsgrad	-
$\eta_{pl}$	Wirkungsgrad der Planetenlagerung	-
$\eta_v$	volumetrischer Wirkungsgrad	-

$\eta_x$	Wirkungsgrad	-
$\eta_{\dot{\omega}_l}$	dynamische Viskosität	Ns/m <sup>2</sup>
$\varepsilon$	Überdeckung	-
$\gamma_{EHD}$	Doleschelkoeffizient	-
$\lambda$	relative Schmierfilmdicke	-
$\lambda_J$	Massefaktor	-
$\mu$	Reibbeiwert	-
$\mu_{EHD}$	EHD-Reibbeiwert	-
$\mu_F$	Festkörperreibeiwert	-
$\mu_m$	Verzahnungsreibungszahl	-
$\nu$	kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
$\omega_x, \vec{\omega}_x, \underline{\omega}_x$	Winkelgeschwindigkeit	1/s
$\psi(x)$	Strafterm	-
$\varphi$	Spreizung (Getriebe, Fahrbereich)	-
$\rho_{redC}$	Ersatzkrümmungsradius am Wälzpunkt	m
$\rho_x$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	Drehschub	N/m <sup>2</sup>
$\sigma_{bWn}$	Biegefestigkeit (wechselnd)	N/m <sup>2</sup>
$\sigma_F$	Zahnfußspannung	N/m <sup>2</sup>
$\sigma_H$	maßgebende Flankenpressung	N/m <sup>2</sup>
$\sigma_{kt}$	gewichtete Standardabweichung	wie Grundgröße
$\sigma_x$	Standardabweichung	wie Grundgröße
$\sigma_{xy}^2$	Kovarianz	wie Grundgröße
$\sigma_{zul}$	zulässige Normalspannung	N/m <sup>2</sup>
$\theta_k, \Theta_k$	Bewertungskenngröße	wie Grundgröße
$\theta_{kt}, \Theta_{kt}$	Bewertungskenngröße gewichtet	wie Grundgröße
$\vec{\tau}, \underline{\tau}$	$T$ und $P$ im Getriebe	Nm und kW

# 1 Einleitung

Die Megatrends Klimawandel, Rohstoffverknappung und Bevölkerungswachstum sind in der heutigen Zeit bedeutende Technologietreiber in vielen globalen Märkten. Die Landtechnik ist aufgrund des anhaltenden Bevölkerungswachstums in besonderem Maße gefordert, die Produktivität und die Effizienz der landwirtschaftlichen Prozesse zu steigern. Die erhobenen Statistiken der FAO (Food and Agriculture Organization of the United Nations) zum Bevölkerungswachstum, den landwirtschaftlich verfügbaren und genutzten Flächen sowie des CO<sub>2</sub>-Äquivalents<sup>1</sup> aus Abbildung 1.1 veranschaulichen die genannten Herausforderungen.

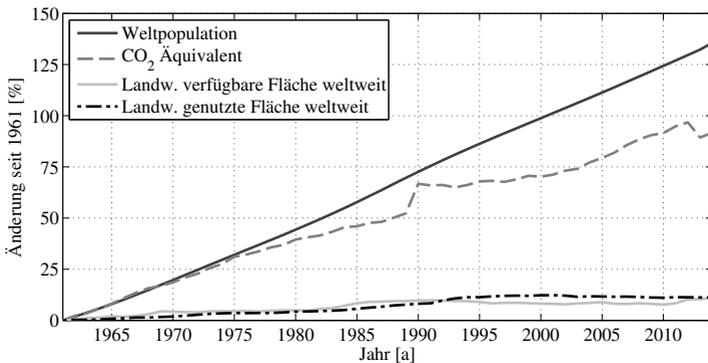


Abbildung 1.1: Entwicklung der globalen Population, der landwirtschaftlichen Flächen und des CO<sub>2</sub>-Äquivalents aus landwirtschaftlichen Prozessen seit 1961 bis 2014 [FAO15]

<sup>1</sup> Das CO<sub>2</sub>-Äquivalent fasst die Treibhausgase Methan (CH<sub>4</sub>), Lachgas (N<sub>2</sub>O) und Kohlenstoffdioxid (CO<sub>2</sub>) zusammen. Diese Gase werden bei einer Vielzahl landwirtschaftlicher Prozesse emittiert.

Während die weltweit genutzten und verfügbaren landwirtschaftlichen Flächen seit 1961 bis 2014 nur einen geringen prozentualen Zuwachs verzeichnen konnten, ist in dieser Zeit die Weltpopulation um etwa 130 % von drei Milliarden Menschen auf über sieben Milliarden angestiegen. Seit 1990 ist zudem ein minimaler Rückgang der landwirtschaftlich verfügbaren Fläche zu beobachten. Dies unterstreicht die Wichtigkeit der Sicherstellung einer weltweiten Versorgung mit Nahrung und Rohstoffen. Der stetige Anstieg des CO<sub>2</sub>-Äquivalents zeigt, dass auch hinsichtlich der Effizienzsteigerung in der Landtechnik Handlungsbedarf besteht.

Um dieser Herausforderung gerecht zu werden, existiert für mobile Arbeitsmaschinen ein auf Innovationen basierendes 4-Säulen-Modell zur Effizienzsteigerung. Eine CO<sub>2</sub>-Reduktion kann im Vergleich zum Stand der Technik demnach durch

- effizientere Maschinen,
- effizientere Prozesse,
- effizientere Bedienung und
- die Nutzung alternativer Energien

unterstützt werden [CEM17]. Die genannten Säulen lassen sich nicht eindeutig voneinander trennen. Eine neu entwickelte Maschine kann sowohl die Bedienung vereinfachen als auch die Prozesseffizienz günstig beeinflussen.

Für Personenkraftwagen (PKW) und Nutzfahrzeuge hat sich die Gesetzgebung bezüglich der Reduktion von CO<sub>2</sub>- und Schadstoffemissionen in den letzten Jahren stark verschärft. Um diesen Regularien gerecht zu werden, haben die Elektrifizierung und Hybridisierung von Fahrzeugen in den vergangenen Jahren bereits zugenommen. Dies ist bei derartigen Fahrzeugen in der Regel auch mit einem Anstieg der Anschaffungskosten verbunden [Orz12].

Die Effizienzsteigerung – besonders bei Traktoren – steht im Fokus führender Hersteller [RK15]. Diese setzen auf globale Energieeffizienzstrategien zur Erfüllung der definierten Ziele. Dabei werden unterschiedliche Aspekte wie beispielsweise Leistungsflüsse, die Integration alternativer Energieträger sowie die Entwicklung neuer elektrifizierter Antriebsstränge berücksichtigt, siehe [PHG13] und [REB14].

Für Traktoren bieten elektrische Antriebe nach [SM14] und [RGS15] besonderes Potenzial zur Verbesserung der Maschinen- und Prozesseffizienz:

- Elektrische Antriebe sind flexibel im Antriebsstrang einsetzbar, beispielsweise als Radantriebe, Achsantriebe oder Zapfwellenantriebe (vgl. [Bar01], [Gug09] und [HVG17]).
- Moderne Leistungselektroniken und flüssigkeitsgekühlte elektrische Antriebe liefern gute Leistungsdichten und Wirkungsgrade [SM14].
- Die Verwendung von elektrischen Energiewandlern im Antriebsstrang ermöglicht die Bereitstellung von elektrischer Leistung für fahrzeuginterne oder -externe Verbraucher [Sza07]. Heute stoßen die eingesetzten Lichtmaschinen in Traktoren bereits an ihre Leistungsgrenzen und liefern zudem keine guten Wirkungsgrade, vergleiche [Höh10] und [Pic12].
- Die Verwendung elektrischer Antriebe kann dem Umweltschutz zugute kommen, da im Vergleich zu hydraulischen Antrieben keine großen Ölmengen benötigt werden [Bar01].
- Elektrische Antriebe bieten eine einfache und exakte Regelbarkeit sowie eine zeitlich begrenzte Überlastfähigkeit.

Die Elektrifizierung wird heute als eine der Schlüsseltechnologien zur Erhöhung der Effizienz bei Traktoren angesehen. Ein Beleg für den Anstieg der Forschungsaktivität auf diesem Gebiet ist die Zunahme der elektrifizierten Demonstratoren, Prototypen und seriennahen Maschinen in den vergangenen Jahren, siehe [Pra12] und [Thi12]. Traktoren, die über zusätzliche Energiewandler in der Lage sind, elektrische interne Verbraucher, Anbaugeräte

oder weitere Zusatzaggregate mit Strom zu versorgen, können dabei eine entscheidende Rolle spielen.

## 1.1 Systemgrenzen

Die vorliegende Arbeit beschreibt eine systematische Methode zur Berechnung und Bewertung von stufenlosen Getrieben mit mehreren Schnittstellen und verschiedenen Leistungsdomänen. Die Anwendung erfolgt beispielhaft an einem Traktor der 150 kW Leistungsklasse.

Abbildung 1.2 zeigt die Konfiguration des angenommenen Antriebes und die Systemgrenze für die vorliegende Arbeit. Der Antriebsstrang des Traktors wird über einen großen Energiespeicher – den Tank – und einer dort angeschlossenen Verbrennungskraftmaschine (VM) mit mechanischer Leistung versorgt.

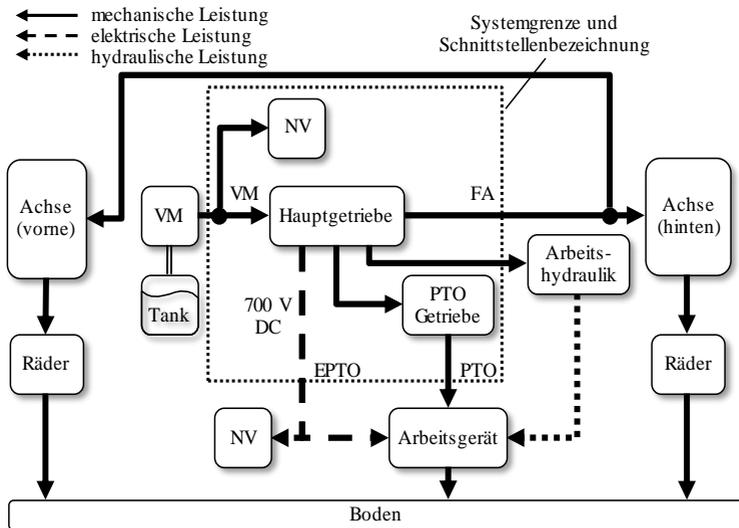


Abbildung 1.2: Betrachtete Antriebsstrangkonfiguration mit Leistungsfluss

Diese Leistung wird über die Räder, also den Fahrtrieb (FA), sowie über Arbeitsgeräte an den Boden abgegeben. Das elektrifizierte Hauptgetriebe ist in Abbildung 1.2 zunächst als Blackbox dargestellt und kann mechanische Leistung an den FA, das Zapfwellengetriebe (PTO) und die Arbeitshydraulik abgeben. Zudem ermöglicht der Zwischenkreis (700 V DC) über eine elektrische Schnittstelle (EPTO) den Leistungsaustausch. Die im Hauptgetriebe mechanisch angeordneten Energiewandler (EW) versorgen Nebenverbraucher (NV) oder Arbeitsgeräte über diese Schnittstelle mit elektrischem Strom. Die Systemgrenze beinhaltet neben den mechanisch an den VM gekoppelten Nebenverbrauchern das Hauptgetriebe und das Zapfwellengetriebe. Betrachtet werden demnach die mechanischen Schnittstellen zu diesen Komponenten (VM, FA und PTO) wie auch die Schnittstelle zum elektrischen Zwischenkreis.

Details der elektrischen Systemarchitektur sind in Abbildung 1.3 dargestellt. Die für die vorliegende Arbeit relevanten elektrischen Komponenten sind innerhalb der Systemgrenze eingetragen. Dies beinhaltet die Leistungselektronik (LE) der notwendigen elektrischen Energiewandler. In der Abbildung ist als Getriebebeispiel schematisch eine leistungsverzweigte stufenlose Getriebestruktur dargestellt. Diese benötigt – wie alle übrigen elektrisch leistungsverzweigten Strukturen – mindestens zwei EW sowie auch je eine LE, welche an einen Gleichstrom-Zwischenkreis mit einem Spannungsniveau von in der Regel 700 V angeschlossen sind. Weitere Leistungselektroniken oder Komponenten wie Stecker, Speicher sowie das Anbaugerät liegen außerhalb der betrachteten Systemgrenze. Ein möglicher Aufbau außerhalb der Systemgrenze ist beispielhaft in Abbildung 1.3 gezeigt, wird aber für die vorliegende Arbeit nicht festgelegt.

Als Rahmenbedingungen für das mechanische System wird darüber hinaus ein 4-Gang-Zapfwellengetriebe und ein starr gekoppeltes Allradsystem mit Trennkupplung angenommen.

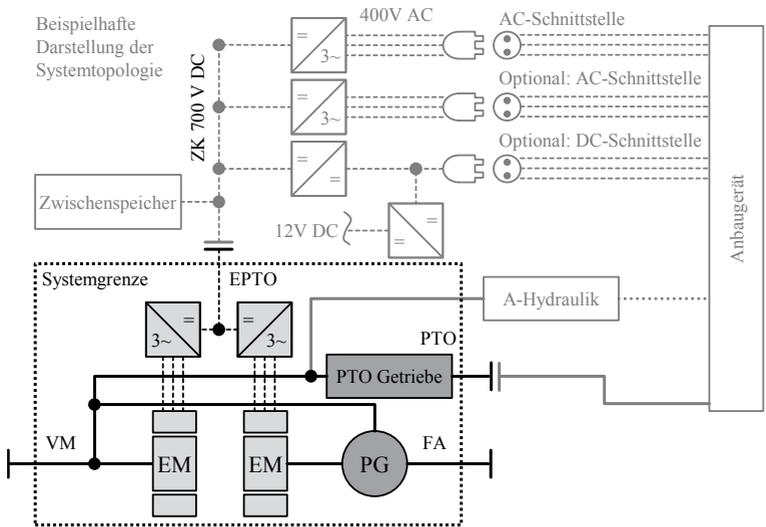


Abbildung 1.3: Elektrische Systemkonfiguration mit Leistungsfluss

## 1.2 Aufbau der Arbeit

In der Einleitung der vorliegenden Arbeit werden die Megatrends und Herausforderungen der heutigen Zeit kurz skizziert und positionieren die Arbeit bezüglich ihrer gesellschaftspolitischen Relevanz. Anschließend schafft das zweite Kapitel durch die Zusammenstellung des derzeit vorhandenen Wissensstandes aus Industrie und Forschung die Grundlage für die Erläuterung der Problemstellung in Kapitel 3. Dort erfolgt die detaillierte Beschreibung des Wesenskerns der vorliegenden Fragestellung mit ihren Anforderungen. Im vierten Kapitel findet eine ausführliche Beschreibung der entwickelten Berechnungs- und Bewertungsmethode statt. Die Validierung der entwickelten Methode und deren anschließende Anwendung in Form des Vergleichs ausgewählter Getriebekonzepte liefern die Ergebnisse für eine abschließende Bewertung. Weitere Untersuchungsfelder und ergänzende Erweiterungen der Methode sind Gegenstand des Ausblicks.

## 2 Stand der Technik und Forschung

In diesem Kapitel wird das vorhandene Grundwissen aus Industrie und Forschung dargelegt, welches mit der Problemstellung und deren Lösung im Zusammenhang steht. Die Schwerpunkte liegen dabei auf der schematischen Darstellung von Getrieben, elektrifizierten stufenlosen Getrieben in Traktoren sowie der Berechnung und Bewertung von Getriebekonzepten.

### 2.1 Grafische Darstellung von Getrieben

In der Praxis werden verschiedene Darstellungsformen für Getriebestrukturen verwendet. Im Wesentlichen lassen sich diese in drei weit verbreitete Hauptgruppen mit unterschiedlichen Vorzügen einteilen:

- symbolische Darstellung
- getriebeschematische Darstellung
- Schnittzeichnung des Getriebes

Die symbolische Darstellung ist die einfachste und übersichtlichste. Sie abstrahiert die Getriebestruktur auf eine möglichst minimale Anzahl an Elementen und bietet somit eine große Hilfestellung bei einer ersten Getriebeanalyse. Die sogenannten Getriebeschemata stellen einen guten Kompromiss aus Übersichtlichkeit und Detailtiefe dar und lassen bereits erste Schlüsse auf die spätere Konstruktion zu. Eine Schnittzeichnung des Getriebes ist erst nach Abschluss der Konstruktion möglich. Sie zeigt viele Details, eine übersichtliche Darstellung und schnelle Analyse ist dann jedoch oft nicht mehr möglich. Zudem ist die Darstellung aller Informationen in nur einem

Getriebeschnitt teilweise nicht möglich. Deshalb wird der Getriebeschnitt im Folgenden nicht abgebildet und auch nicht detailliert diskutiert.

### 2.1.1 Symbolische Darstellung

Die Darstellung von Planetengetrieben mit Hilfe eines Kreises mit drei radial nach außen geführten Strichen, welche die Wellen symbolisieren, wurde bereits 1958 von WOLF zur Analyse von Übersetzungen, den Momentverhältnissen und der Lage der Wellen entwickelt. Abbildung 2.1 zeigt links die schematische Darstellung eines Plusplanetengetriebes und rechts die eines Minusplanetengetriebes nach WOLF. Dabei ist die Stegwelle C durch das Hineinziehen des Striches in den Kreis gesondert gekennzeichnet, wenn diese nicht die Summenwelle ist. Die Summenwelle ist mit Hilfe eines Doppelstrichs hervorgehoben. Das Übersetzungsverhältnis der Zentralwellen A und B – die Standübersetzung – ist für beide Planetengetriebe angegeben und lässt sich direkt aus der Darstellung ablesen. Für das Minusplanetengetriebe lassen sich beispielsweise weiter die Übersetzungsverhältnisse  $i_{A/C} = 4 : 1$  und  $i_{B/C} = 4 : 3$  ablesen.

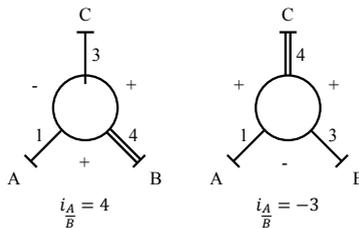


Abbildung 2.1: Beispiel der Wolf-Symbolik nach [Wol58]

Von der Darstellung nach WOLF abgeleitete Darstellungsformen sind oft sehr einfach, dadurch lassen sich Getriebesysteme schnell analysieren und Leistungsflüsse übersichtlich veranschaulichen. Deshalb zeigt die Verwendung der Wolf-Symbolik ihre Stärke vor allem bei Untersuchungen an komplexen Getrieben [Wol58]. Aufgrund der genannten Vorzüge wurde die Dar-

stellung von FÖRSTER erweitert [För96]. Leitungen für elektrischen Strom oder Hydraulik sind dort in Form von Doppelstrichen vorgesehen. Die Arbeiten von GITT [Git04], STANGL [Sta07], SCHRÖDER [Sch09], MULZER [Mul09], RAMM [Ram15] sowie weitere Fachliteratur von MÜLLER [Mül98] oder LOOMAN [Loo88] greifen auf die von WOLF entwickelte Symbolik zurück.

## 2.1.2 Getriebeschematische Darstellung

Getriebeschemas sind die gängigste Art zur schematischen Darstellung von Getriebesystemen. Im Vergleich zur symbolischen Darstellung können in Getriebeschemas bereits technische Details wie Rotationsachsen, Hohlwellen oder die konstruktive Umsetzung der Getriebeelemente eindeutig dargestellt werden. Leistungsflüsse und weitere Informationen, wie beispielsweise Zähnezahlen, lassen sich ebenfalls noch übersichtlich in die Darstellung einfügen. Für Traktoren kommen vor allem die Sinnbilder von RENIUS [Ren16] zur Anwendung. In Abbildung 2.2 ist ein einfaches mechanisches stufenloses Traktorgetriebe der Firma CNH als Schema skizziert.

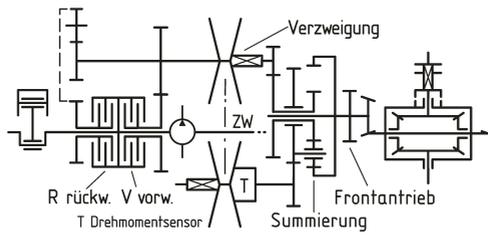


Abbildung 2.2: CNH Boomer Getriebeschema (2009) [Ren13]

Das Variatorsinnbild<sup>1</sup> zeigt einen mechanischen Wandler als Umschlingungsgetriebe mit einem Drehmomentsensor. Es sind also bereits Details

<sup>1</sup> Ein Variator bezeichnet hier ein stufenlos einstellbares Getriebe, das für den Fahrtrieb eingesetzt wird.

zur Bauform und der technischen Umsetzung des Variators durch das Getriebeschema gegeben.

Getriebeschemas – vor allem im PKW-Getriebebereich – verzichten oft gänzlich auf Details zur technischen Umsetzung. Es werden dann nur Wellen zu Stirnradpaaren und Planetengetrieben im Halbschnitt zusammengesetzt und dargestellt, vergleiche [NBL07] oder [VDI10].

## 2.2 Stufenlose Getriebe in Traktoren

Getriebe sind technische Systeme und haben im Allgemeinen die Aufgabe, Bewegungen und Kräfte beziehungsweise Drehmomente zu wandeln und zu übertragen [NW89]. Im Antriebsstrang von Traktoren sollen üblicherweise Drehmomente und Drehzahlen gewandelt werden. Darüber hinaus kann durch ein Getriebe die Rotationsachse sowie die Drehrichtung des Abtriebs geändert werden. Zusätzlich kann das Getriebe weitere Aufgaben als Ölbehälter, Chassis, Befestigungseinrichtung, Überlastschutzeinrichtung und Leistungsverteilungsgetriebe übernehmen.

An einen modernen Fahrtrieb in Traktoren werden hohe Anforderungen gestellt. Neben der Erfüllung von gesetzlichen Vorschriften und Normen erwartet der Markt einen robusten Antriebsstrang, geringen Wartungsaufwand und Verschleiß, eine große Varianz hinsichtlich Leistungsklassen und Zusatzkomponenten, geringes Gewicht und Bauraum, eine gute Effizienz, einen hohen Fahr- und Bedienkomfort und nicht zuletzt geringe Anschaffungskosten.

Aufgrund der global großen Varianz der genannten Anforderungen an Traktoren können sich die eingesetzten Getriebekonzepte teilweise stark unterscheiden. Oberhalb 20 kW verbrennungsmotorischer Leistung werden weltweit jährlich ungefähr zwei Millionen Traktoren produziert, in welchen der Antriebsstrang mit 25 bis 30 % der Herstellkosten die teuerste Komponente darstellt. Weltweit kann eine Einteilung der Getriebespezifikationen in fünf

Stufen von sehr einfachen manuell geschalteten bis zu hoch automatisierten stufenlosen Getrieben vorgenommen werden [Ren14].

Anders als in konventionellen Schaltgetrieben kann im sogenannten CVT (Continuously Variable Transmission) durch die stufenlose variable Getriebeübersetzung der Verbrennungsmotor in weiten Geschwindigkeitsbereichen stets bei maximaler Leistung betrieben werden. Einschränkungen können durch Drehzahlvorgaben beispielsweise bei Zapfwellenbetrieb oder durch eine zu geringe Getriebespreizung entstehen. Durch die automatische Übersetzungsregelung des CVT kann zudem der Komfort verbessert werden [RVII15].

Stufenlose Getriebe können in leistungsverzweigte und direkte Getriebe eingeteilt werden, wie Abbildung 2.3 zeigt. Das direkte CVT arbeitet mit mechanischem, hydraulischem oder elektrischem Wirkprinzip. Die gesamte Getriebeleistung fließt über den Variator, welcher das Übersetzungsverhältnis von Getriebeeingang und -ausgang stufenlos verstellt. Komplexere Ausführungsformen, wie zum Beispiel die leistungsverzweigten Getriebe, benötigen neben einem Variator auch unbedingt Stirn- und Planetenradstufen. Die Leistung fließt im Getriebe meist über den Variator und zugleich über einen oder mehrere mechanische Pfade. Leistungsverzweigte Getriebe lassen sich systematisch weiter in Getriebe mit innerer und äußerer Leistungsverzweigung unterteilen.

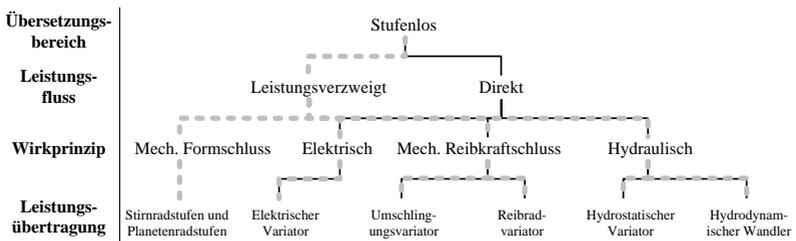


Abbildung 2.3: Systematik der stufenlosen Fahrzeuggetriebe nach [WRBG16]

Bei der äußeren Leistungsverzweigung wird die Leistung außerhalb des Variators verzweigt und wieder summiert. Bei der inneren Leistungsverzweigung geschieht dies im Variator selbst. Dadurch reduziert sich die Anzahl der mechanischen Komponenten, es kommt jedoch zu einer erhöhten Komplexität im Variator [Ram15]. Im Folgenden werden aufgrund der schwierigen technischen Umsetzung solcher Variatoren nur Konzepte mit äußerer Leistungsverzweigung betrachtet [Sch09]. Leistungsverzweigte Getriebe können durch die mechanische Leistungsübertragung auch diskrete Gangstufen darstellen. Wird dies genutzt, so handelt es sich um eine Mischform, welche auch als teilstufenloses Getriebe bezeichnet wird.

Folgende Eigenschaften sind für moderne stufenlose Getriebe unabdingbar:

- ruckfreies und zugkraftunterbrechungsfreies Reversieren
- aktiver Stillstand<sup>2</sup>
- hoher und möglichst konstanter Wirkungsgradverlauf
- große Getriebespreizung für niedrige Motordrehzahlen bei hoher Fahrgeschwindigkeit

Aufgrund dieser Eigenschaften und des hohen Erfüllungsgrads der aufgeführten Anforderungen haben stufenlose Getriebe ihren Siegeszug in der Landtechnik bereits im Jahr 1996 mit dem Fendt Vario 926 begonnen [DH97].

Heute bieten bereits alle großen Hersteller stufenlose CVT-Systeme an, wobei nahezu alle gängigen Konzepte in großen wie auch in kleinen Leistungsklassen hydraulisch leistungsverzweigt sind. Zu nennen ist beispielsweise die ZF Friedrichshafen AG, welche als weltweit aktiver Zulieferer alle Leistungsklassen bedient. Deren aktuelle CVT-Baureihe deckt ein Leistungsspektrum von 50 bis 480 kW ab, vergleiche [GBH13], [RGS15] und [ZF17].

---

<sup>2</sup> Zustand eines Getriebes, das einen Stillstand der Abtriebswelle bei rotierender Eingangswelle ermöglicht, ohne dass der Leistungsfluss durch das Getriebe unterbrochen werden muss.

## 2.2.1 Elektrifizierte Traktoren

Abbildung 2.4 gibt einen Überblick über die wichtigsten elektrifizierten Traktoren seit dem Jahr 2004. Von 2010 bis heute hat sich deren Anzahl mehr als verdreifacht. Der dargestellte Elektrifizierungsgrad  $\alpha_E$  beschreibt das Verhältnis der elektrisch installierten Leistung im Fahrzeug zur maximalen dauerhaften Leistung des primären Antriebs, beispielsweise dem Verbrennungsmotor. Im Folgenden wird der Elektrifizierungsgrad auf die S1-Leistungen<sup>3</sup> der elektrischen Maschinen angewendet. Eine Anwendung auf eine andere Betriebsart wäre prinzipiell auch möglich.

$$\alpha_E = \frac{P_E}{P_{\text{primär}}} \quad (2.1)$$

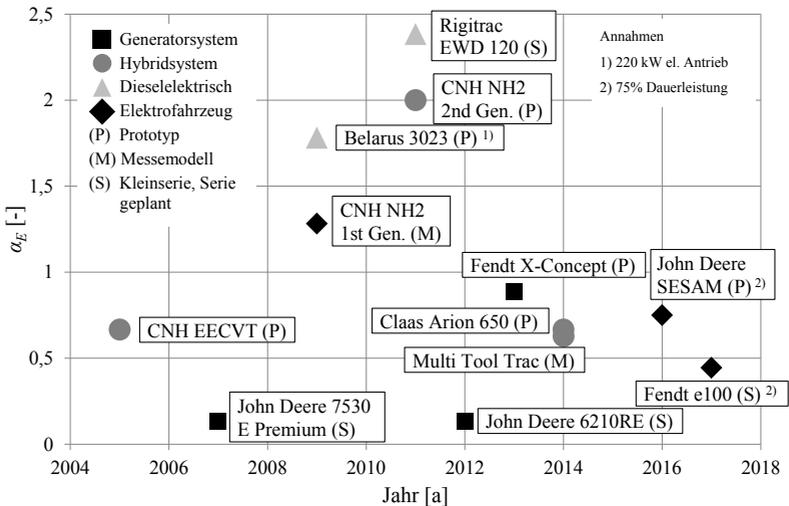


Abbildung 2.4: Elektrifizierte Traktoren seit dem Jahr 2004

<sup>3</sup> Nennbetriebsart S1 nach IEC 60034-1

Ab 2007 gibt es viele Generator- oder Hybridsysteme. Generatorsysteme erfordern relativ wenig Änderungen am konventionellen hydraulisch leistungsverzweigten CVT. Es handelt sich in der Regel um eine Erweiterung des bestehenden Getriebes um eine am Getriebeeingang angebundene elektrische Maschine (EM). Hersteller greifen für neue Technologien oft auf dieses Prinzip zurück, ein sogenanntes *Conversion Design*. Dabei kann die bestehende Produktionsinfrastruktur genutzt werden, wobei relativ geringe Investitionskosten entstehen. Die Produktionskosten liegen allerdings aufgrund mangelnder Flexibilität hinsichtlich der Konstruktion und des Produktionsprozesses deutlich höher als beim ursprünglichen konventionellen Konzept [Kam14].

Die Absolutwerte der elektrischen Dauerleistungen dieser Konzepte reichen von 20 kW [Rei13] bis zu 130 kW beim Fendt Concept X [PBS14]. Eine Erweiterung dieser Konzepte um einen Energiespeicher führt zu einem Hybridsystem wie beim Claas Arion 650 mit 130 kW Verbrennungsmotorleistung und einer 90 kW E-Maschine [Hey15]. Generatorsysteme können Strom über einen DC-Zwischenkreis und entsprechende Leistungselektronik für fahrzeuginterne oder -externe Verbraucher über eine EPTO zur Verfügung stellen [Rei13].

Dieselelektrische Antriebe (DE), wie beispielsweise der Rigitrac EWD120, zeichnen sich durch eine moderate Gesamtsystemkomplexität bei geringem mechanischem Aufwand aus. Der Verbrennungsmotor liefert 91 kW, der Generator 85 kW und die vier Radnabenmotoren je 33 kW. Damit erreicht der EWD120 einen Elektrifizierungsgrad von  $\alpha_E = 2,38$ . Auch dieselelektrische Systeme nutzen einen DC-Zwischenkreis und können elektrische Leistung zur Verfügung stellen. Wie der Elektrifizierungsgrad dieser Systeme zeigt, ist der elektrische Aufwand generell als hoch einzuordnen. Dies hat Auswirkungen auf deren Wirtschaftlichkeit und Effizienz.

Bei dem im Jahr 2005 von CNH auf der Agritechnica vorgestellten Hybridsystem mit dem Namen ProHybrid EECVT handelt es sich um einen Traktor

auf Basis des Case MXM mit 120 kW Dieselmotor und zwei elektrischen Maschinen mit je 50 kW Spitzenleistung und 40 kW Dauerleistung. Als zusätzlicher Energiespeicher dient dem Getriebesystem eine Batterie, siehe [SM14] und [Mil17].

In den darauf folgenden Jahren hat CNH dieselektrische Brennstoffzellenfahrzeuge entwickelt und die Systemkosten der verwendeten elektrischen Komponenten (Brennstoffzelle, LE, EW) mit hydraulischen Komponenten verglichen. Dieser Vergleich zeigt Vorteile für die leistungsbezogenen Kosten der hydraulischen Komponenten, vergleiche [SM14].

Abschließend lässt sich anhand der in Abbildung 2.4 dargestellten Traktoren zeigen, dass bislang häufig Konzepte mit einem  $\alpha_E < 0,5$  zur Serienreife beziehungsweise zu einem seriennahen Stand weiterentwickelt wurden. Bei diesen Konzepten handelt es sich um Generatorsysteme – hydraulisch leistungsverzweigte Stufenlosgetriebe mit Generator – oder den rein elektrischen Traktor e100 der Firma Fendt. Der niedrige Elektrifizierungsgrad entsteht bei diesem Konzept durch das angesetzte Verhältnis aus Batterieleistung (Schätzung: 75 % der angegebenen Spitzenleistung von 150 kW) zu Dauerleistung der elektrischen Antriebsmaschine.

In [Sza07] ist ein elektrisch leistungsverzweigtes Getriebe konzeptionell dargestellt (MELA – Mobile Elektrische Leistungs- und Antriebstechnik). Als Vorteile einer EPTO, welche zunächst unabhängig vom Leistungsfluss oder dem Getriebekonzept bereit gestellt werden kann, werden die folgenden Punkte genannt:

- Leistungsversorgung der Nebenaggregate
- elektrischer Betrieb von Anbaugeräten
- Realisierbarkeit stufenloser Antriebe

Eine reale Umsetzung des diskutierten eingangsgekoppelten (IC) CVT-Konzepts in einem Traktor ist nicht bekannt<sup>4</sup>.

Im tabellarischen Vergleich zu einem konventionellen hydraulisch leistungsverzweigten Getriebe mit Dieselmotor nennt RENIUS in [Ren14] keine signifikanten Vorteile für dieselektrische (direktes stufenlosgetriebe) oder elektrisch leistungsverzweigte Getriebekonzepte mit Verbrennungsmotor. Mögliche Effizienzvorteile werden für hybride Lösungen unter Annahme hoher Transportzeitanteile in Aussicht gestellt. Nachteile elektrischer Lösungen werden hinsichtlich der Kosten und der Leistungsdichte aufgezeigt. Für dieselektrische Antriebe mit einem Aufbau wie beim Belarus 3023 wird eine Verschlechterung des Wirkungsgrades gegenüber des konventionellen Systems genannt.

SCHMETZ vergleicht in [Sch15] den Wirkungsgrad eines DE Antriebsstranges mit zwei zentral angeordneten elektrischen Maschinen gegenüber einem konventionellen ausgangsgekoppelten (OC) hydraulisch leistungsverzweigten System. Als drittes System wird das elektrisch leistungsverzweigte Pendant hierzu herangezogen. Alle Konzepte verfügen über ein Zweistufigengetriebe am Getriebeantrieb. Ab der Leistungsklasse von 50 kW bringt das System mit elektrischer Leistungsverzweigung keine Wirkungsgradverbesserungen gegenüber dem DE Konzept. Im Hauptarbeitsbereich (etwa 4 bis 12 km/h) liegen das konventionelle und das DE System hinsichtlich des Wirkungsgrades gleich auf. Lediglich im Transport, also bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten, sind geringe Nachteile für das DE Konzept zu nennen. Im 150 kW Antriebsstrang übertrifft ein DE Antriebsstrang im Hauptarbeitsbereich bereits deutlich den Wirkungsgrad des konventionellen Systems. Problematisch bleiben nach SCHMETZ die hohen Kosten der DE Systeme ab 100 kW.

---

<sup>4</sup> Eine allgemeingültige Erläuterung zu den Kopplungsarten leistungsverzweigter CVT befindet sich im Anhang C.

## 2.2.2 Elektrifizierte Beispielgetriebe

In diesem Kapitel werden zwei unterschiedliche elektrifizierte Beispielgetriebe vorgestellt. Abbildung 2.5 zeigt einen möglichen Aufbau eines elektrifizierten Traktors mit Stufenlosgetriebe. Da es sich um ein System ohne großen Stromspeicher (Batterie) handelt, gehört es nicht zur Gruppe der Hybridsysteme. Der elektrische Leistungspfad beinhaltet in der Darstellung Leistungsquellen, Leistungsenken und Steuerungselektroniken. In einem Gleichspannungszwischenkreis kann begrenzt Energie zwischengespeichert werden, um auch bei schnell ansteigenden Lasten ein konstantes Spannungsniveau zu ermöglichen. Die hierzu benötigten Energiespeicher sind in Abbildung 2.5 nicht dargestellt. Die fahrzeugseitige EPTO1-Schnittstelle ist für große Leistungen fahrzeugexterner Verbraucher vorgesehen und kann als Wechselstrom- oder Gleichstrom-Schnittstelle (DC) ausgeführt sein. In Abbildung 2.5 ist diese als AC-Schnittstelle umgesetzt. Die EPTO2-Schnittstelle dient zur Versorgung von DC-Verbrauchern auf niedrigem Spannungsniveau, im Traktor liegt dieses in der Regel bei 12 V.

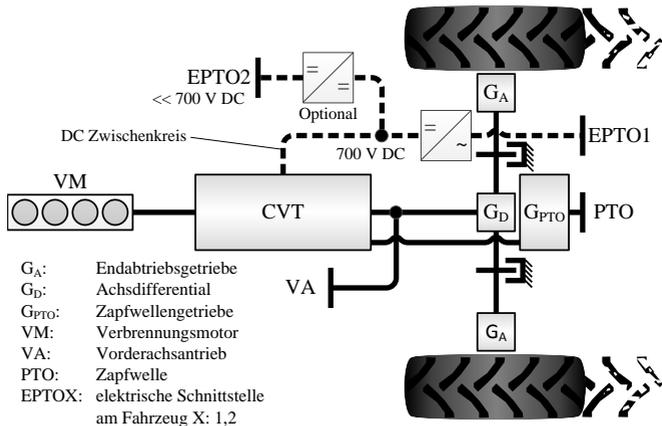


Abbildung 2.5: Grundstruktur eines elektrifizierten Traktors

### ZF TERRAMATIC mit Generator

Das in Abbildung 2.6 dargestellte Getriebekonzept mit zusätzlichem Generator<sup>5</sup> basiert auf der aktuellen CVT-Baureihe der ZF Friedrichshafen AG für Traktoren. Die TERRAMATIC-Baureihe stellt eine Weiterentwicklung des 1998 vorgestellten ZF ECCOM Getriebes dar [Poh98].

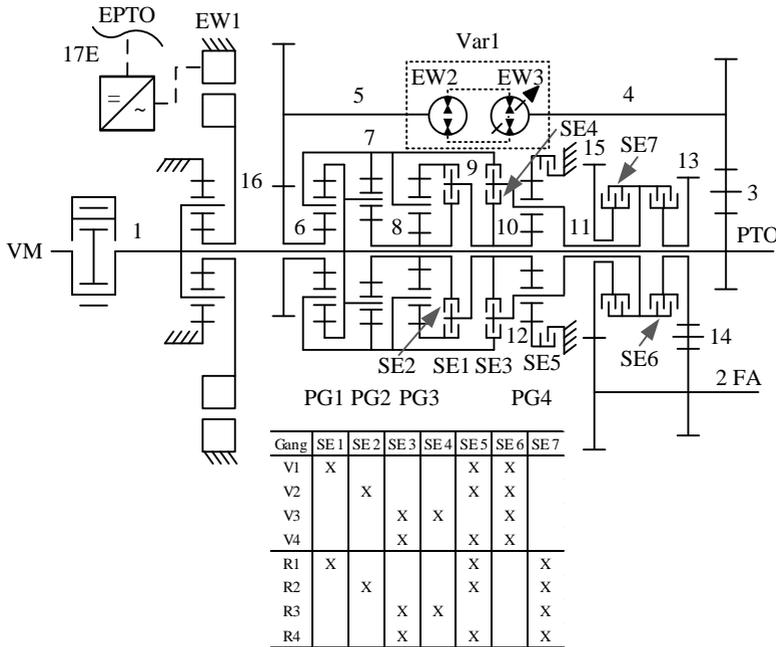


Abbildung 2.6: Getriebeschema des REF1 Getriebekonzepts

Das hier gewählte Beispielgetriebekonzept REF1 verfügt zusätzlich zum bekannten TERRAMATIC Getriebe über eine elektrische Maschine am Getriebeeingang, welche über ein Planetengetriebe ins Schnelle übersetzt wird.

<sup>5</sup> Im Folgenden wird dieser Aufbau als REF1 Getriebe bezeichnet.



verbessert werden, indem eine verstellbare Schrägscheiben- und eine konstante Schrägachseneinheit als Variator verbaut wird [RGS15].

In Tabelle 2.1 sind die notwendigen Datenwerte für die Berechnung der Diagramme aus Abbildung 2.8 gegeben. Die nicht angegebenen Leistungsvorgaben für die Schnittstellen  $P_{PTO}$  und  $P_{EPTO}$  sind dabei mit Null angenommen, die Achsübersetzung  $i_{HA}$  und der Rollradius  $r_{HA}$  sind entsprechend einem Beispieltraktor der 150 kW Leistungsklasse ausgewählt.

Tabelle 2.1: Grunddaten für die Berechnung der Beispielgetriebe

Größe	Wert	Einheit	Größe	Wert	Einheit
$n_{VM}$	1.600	1/min	$i_{HA}$	33	-
$P_{FA}$	-136	kW	$\eta_{PG,0}$	0,98	-
$\mu$	1	-	$\eta_{STP}$	0,99	-
$m_{Fzg}$	13.000	kg	$\eta_{Var}$	0,86	-
$r_{HA}$	0,975	m			

Mit Hilfe des Umfangskraftbeiwerts  $\mu$ , der Erdbeschleunigung  $g$  und der maximalen Fahrzeugmasse  $m_{Fzg}$  lässt sich die maximal übertragbare Zugkraft berechnen.

$$F_{Z,max} = \mu \cdot g \cdot m_{Fzg} \tag{2.2}$$

Die Abbildung 2.8 a) zeigt den Drehmomentverlauf des Variators und den Betrag des Getriebeabtriebsmoments  $|\frac{T_{2,FA}}{10}|$  über der Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{Fzg}$ . Es lässt sich aus dem Kurvenverlauf erkennen, dass die maximale Zugkraft bei niedrigen Geschwindigkeiten erreicht wird. Alle Diagramme sind nur für positive Fahrzeuggeschwindigkeiten aufgetragen, denn im Rückwärtsfahrbetrieb verhält sich das System nahezu identisch. Das Diagramm b) weist einen für IC Getriebesysteme typischen Drehzahlverlauf von  $n_{4,EW3}$  auf. Dies resultiert aus der drehfesten Verbindung mit der Getriebeeingangswelle 1. Durch die vier geschalteten Fahrbereiche betragen die auftretenden Variatorleistungen  $P_{4,EW2}$  und  $P_{5,EW3}$  in jedem Fahrbereich

höchstens etwa 50 % der Fahrtriebsleistung, was sich im Diagramm c) über die absoluten Maximalwerte der Leistungskurven zeigt. Ist  $P_{5,EW3}$  negativ, so tritt im System Blindleistung auf. Dabei zirkuliert Leistung im Getriebe und der Wirkungsgrad ist unter dieser Betriebsart etwas niedriger als unter Leistungsteilung. Der beste Wirkungsgrad wird im dritten Fahrbereich erreicht. Hier befindet sich lediglich ein Planetengetriebe im Leistungsfluss.

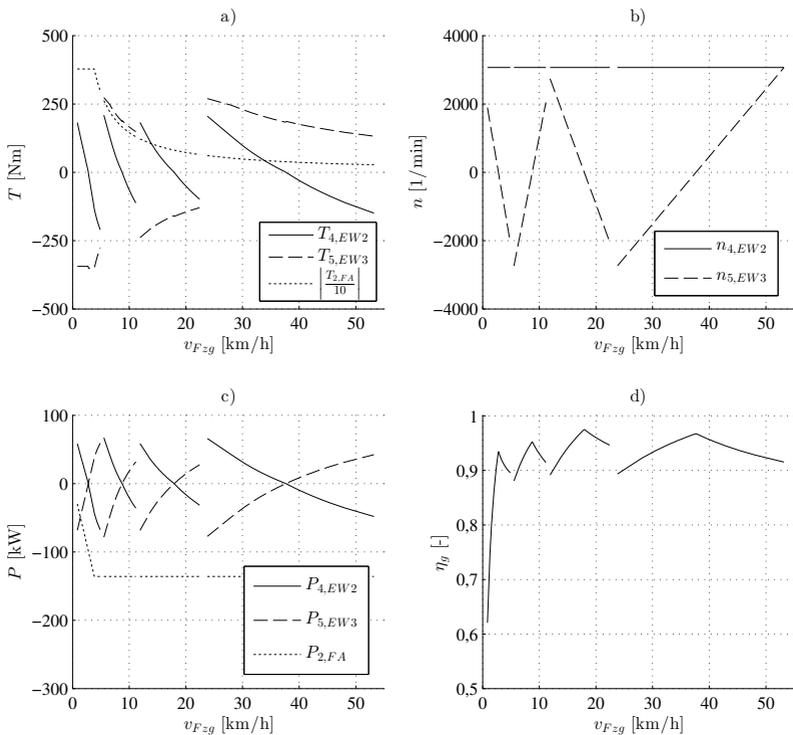


Abbildung 2.8: Getriebekonzept REF1: a) Momente, b) Drehzahlen, c) Leistungen und d) Getriebewirkungsgrad

### Claas EQ200 mit Generator

Das EQ200 Getriebe der Firma Claas wurde im Jahr 2013 auf der Agri-technica vorgestellt. Abbildung 2.9 zeigt eine prototypische Erweiterung des Basisgetriebes um einen elektrischen Energiewandler am Getriebeeingang, der es ermöglicht, auch elektrische Verbraucher bis zu einer Leistung von 80 kW zu betreiben [Hey15].

Es handelt sich um ein hydraulisch leistungsverzweigtes Getriebe mit drei Rotationsachsen. Auf der ersten Rotationsachse befinden sich die Getriebe- wellen 1, 3, 4 und 8, auf der zweiten die Welle 6 und auf der dritten Ro- tationsachse finden sich die Wellen 2, 5, 7 und 9. Wie die Schaltmatrix in Abbildung 2.9 zeigt, weist das Getriebe nur zwei Schaltelemente und zwei echte Fahrbereiche auf.

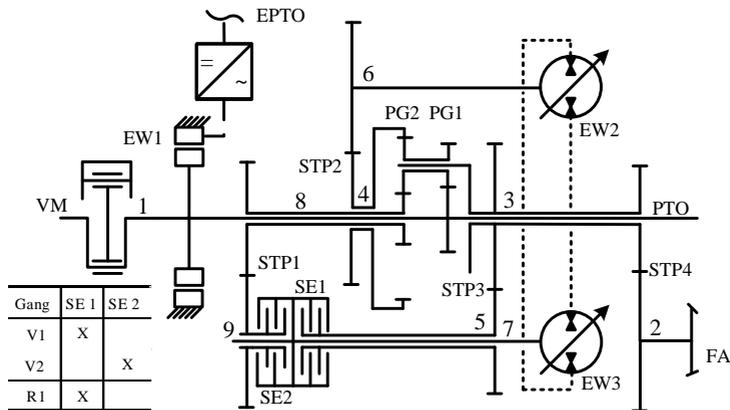


Abbildung 2.9: Getriebeschema des EQ200 Getriebes mit Generator

Im ersten Fahrbereich kann über den Variator reversiert und vorwärts so- wie rückwärts gefahren werden, sodass keine Kupplungen betätigt werden müssen. Die Fahrbereiche werden im Punkt reiner mechanischer Leistungs- übertragung geschaltet. In diesem Umschaltpunkt steht die Welle der Varia-

toreinheit EW2 still. Bei den Energiewandlern des Variators handelt es sich um Weitwinkel-Hydrostateinheiten in Schrägachsenbauweise.

Um die Kopplungsart des Getriebes zu bestimmen, eignet sich vor allem das in Abbildung 2.10 dargestellte Wolf-Schema. Ist SE1 geschlossen, so ist die Variatorwelle 7 über die Stirnradpaare STP3 und STP4 drehfest mit der Abtriebswelle 2 verbunden. Welle 6 ist über STP2 drehfest mit dem Planetengetriebe PG1 verbunden. Es handelt sich daher um eine OC Struktur.

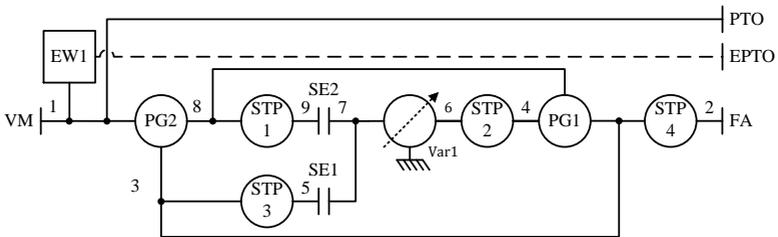


Abbildung 2.10: Wolf-Schema des EQ200 Getriebes mit Generator

Im zweiten Fahrbereich bei geschlossenem SE2 sind beide Variatorwellen drehfest mit einem Planetengetriebe verbunden und bilden damit eine „compound coupled“ (CC) Struktur.

Die in Abbildung 2.11 dargestellte Berechnung stützt sich ebenfalls auf die in Tabelle 2.1 vorgestellten Eingangsdaten. Die Fahrzeugmasse  $m_{Fzg}$  ist für das Claas EQ200 Getriebe auf 11.000 kg reduziert. Abbildung 2.11 a) zeigt den Drehmomentverlauf des Variators und  $T_{2,FA}$  über  $v_{Fzg}$ . Auch hier lässt sich – wie bereits beim REF1 Beispielgetriebe – die Begrenzung der Zugkraft durch den in Gleichung (2.2) beschriebenen Zusammenhang eindeutig erkennen. Das Diagramm b) weist einen für OC Getriebesysteme typischen und auch notwendigen Stillstand der Welle 7 und damit in weiterer Folge der Abtriebswelle beim Anfahren auf. Beim Rückwärtsfahren wird das Getriebe mit Blindleistung betrieben. Dies spiegelt sich in den hohen Leistungen

$P_{6,EW2}$  und  $P_{7,EW3}$  wider, siehe hierzu Abbildung 2.11 c). Der Wirkungsgrad, siehe Diagramm d), fällt in diesem Bereich ebenfalls aufgrund der Blindleistung deutlich ab. Er zeigt allerdings im übrigen Geschwindigkeitsbereich hohe Werte durch den geringen Leistungsanteil des Variators im CC Fahrbereich sowie den einfachen mechanischen Aufbau des Getriebes.

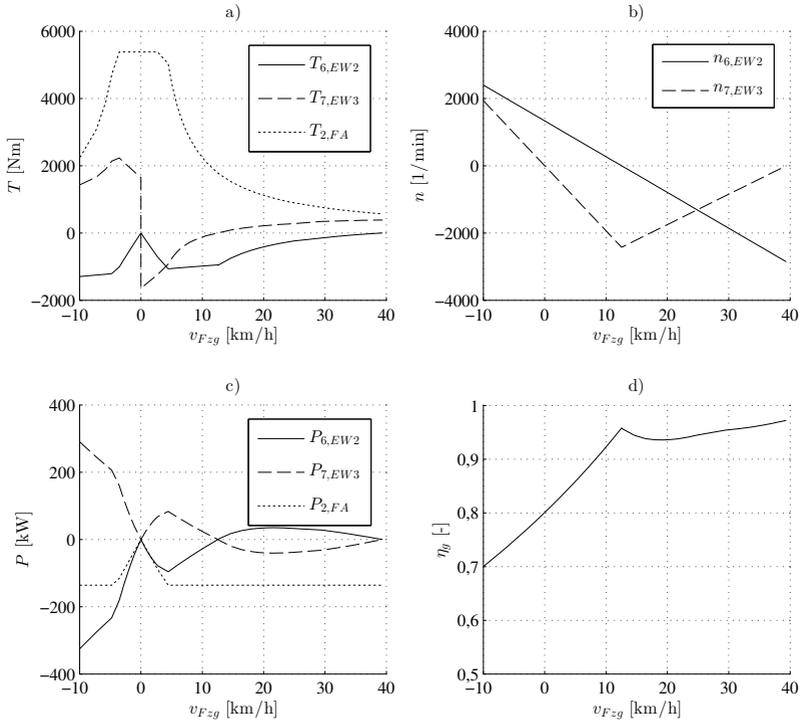


Abbildung 2.11: EQ200 mit Generator: a) Drehmomente, b) Drehzahlen, c) Leistungen und d) Getriebewirkungsgrad

## 2.3 Berechnungs- und Analysemethoden für Fahrzeuggetriebe

Die grafische Analyse über einen Drehzahlplan nach KUTZBACH aus Abbildung 2.12 eignet sich, um einfache oder komplexe zusammengesetzte Planetengetriebe zu analysieren [VDI10]. Sie gehört zu einer der bekanntesten Methoden, um schnell über die Dreh- und Wälzpunkte des maßstäblich dargestellten Planetengetriebes auf die Umfangsgeschwindigkeiten schließen zu können. Die Drehzahlen sind dann auf der Drehzahlgerade  $G - G$  ablesbar.

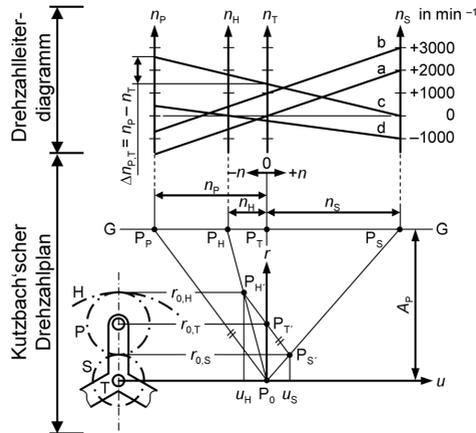


Abbildung 2.12: Kutzbachplan und Drehzahlleiterdiagramm [VDI10]

Ein ähnliches grafisches Verfahren zur Analyse von Planetengetrieben ist die auf dem Kutzbachplan aufbauende Balkenmethode von HELFER [Hel67] in Abbildung 2.13. Der im Drehzahlleiterplan dargestellte Betriebspunkt a in Abbildung 2.12 entspricht dem dargestellten Betriebszustand des Kutzbachplans und lässt sich mit Hilfe des erläuterten Balkenanalogieverfahrens erstellen.

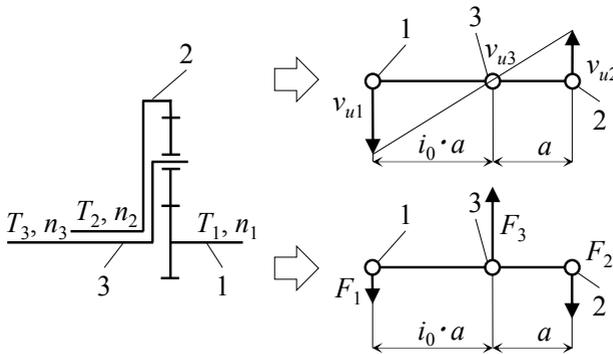


Abbildung 2.13: Balkenanalogiemodelle nach [Hel67]

Die bereits in Kapitel 2.1.1 vorgestellte Symbolik von WOLF [Wol58] kann vor allem nach der Erweiterung von FÖRSTER [För96] um Elemente mit veränderlichem Übersetzungsverhältnis für leistungsverzweigte Getriebe (LVG) genutzt werden. SCHRÖDER [Sch09] erstellt und analysiert damit 161 Getriebekonzepte mit einem und zwei Fahrbereichen.

In [AZ13] wird der vermehrte Einsatz und die Anwendung von SysML, einer Modellierungssprache, zur grafisch unterstützten Entwicklung für Ingenieure diskutiert. Die funktionsbasierte Modellierung adressiert insbesondere die Unterstützung des Ingenieurs bei der Konzeption komplexer Systeme.

Durch steigende Rechenleistungen der Computer sowie den im PKW-Planetengetriebemarkt entfachten Konkurrenzkampf namhafter Getriebehersteller sind um die Jahrtausendwende viele neue Rechenmethoden für die rechnergestützte Erstellung und Bewertung von Getriebestrukturen entstanden.<sup>6</sup> Diese entwickelten Methoden eignen sich vor allem, um eine große Vielzahl von Systemen zu synthetisieren und in einem ersten Schritt zu bewerten.

<sup>6</sup> Oft wird hier von rechnergestützter oder automatisierter Getriebesynthese gesprochen.

LAMKE [Lam98] erweitert die Balkenmethode für leistungsverzweigte Getriebe. Nach JÄHNE und WEBER [JW12] ist diese Methode besonders geeignet, um eine Vielzahl an komplexen leistungsverzweigten Getrieben zu erstellen und zu analysieren. Auf Basis der Balkenanalgie stellt KURTH [Kur12] ein heute produktiv eingesetztes rechnergestütztes Verfahren zur automatisierten Synthese von reduzierten Planetengetrieben vor [WEF14]. DOMIAN [Dom01] und LEESCH [Lee12] greifen für die rechnergestützte Synthese von Handschalt- und Doppelkupplungsgetrieben auf einen graphenbasierten Ansatz zurück.

Aufbauend auf den Ergebnissen von LI [Li93] verwendet GUMPOLTSBERGER [Gum07] zur rechnergestützten Synthese coaxialer Planetengetriebe einen Getriebecode, der später auch von MÜLLER [Mül12] für Hybridgetriebe aufgegriffen wird. REICK und WARTH [WRBG16] erweitern den Getriebecode für stufenlose Getriebe und für die Berechnung von Getrieben mit mehreren Schnittstellen [RWGB16]. Über die Anwendung des Getriebecodes kann mittels der in VDI 2157 [VDI10] empfohlenen Matrizenrechnung automatisiert ein sogenannter  $T$ - $n$  Plan<sup>7</sup> erstellt werden. In Abbildung 2.14 sind ein codiertes Getriebeschema, der Getriebecode, die Gleichungsmatrix  $\underline{A}_\omega$ , der Lösungsvektor  $\vec{b}_\omega$  und die Winkelgeschwindigkeiten der Wellen  $\vec{\omega}$  beispielhaft dargestellt.

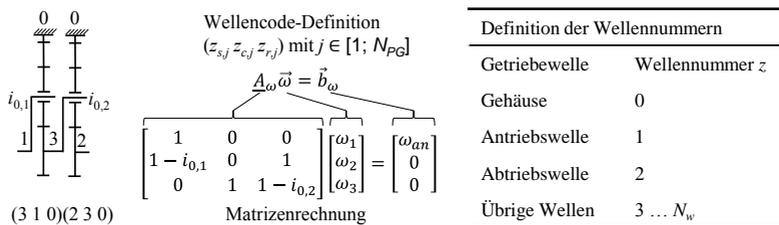


Abbildung 2.14: Getriebecode und Drehzahl-Matrizenrechnung nach [VDI10]

<sup>7</sup> Übersicht über die berechneten relevanten Drehmomente und Drehzahlen im Getriebe.

Die Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten kann dann über das Invertieren der quadratischen Gleichungsmatrix  $\underline{\mathbf{A}}_{\omega}$  nach Gleichung (2.3) erfolgen.

$$\vec{\omega} = \underline{\mathbf{A}}_{\omega}^{-1} \cdot \vec{b}_{\omega} \quad (2.3)$$

## 2.4 Konzeption und Bewertung von Getrieben

Nach ALBERS kann der Gesamtprozess der Produktentwicklung als Überführung des Zielsystems in ein Objektsystem beschrieben werden. Dies geschieht mit Hilfe eines Handlungssystems, welches die strukturierten Aktivitäten, Methoden, Prozesse sowie Ressourcen zur Erfüllung der Ziele einschließt. Das Zielsystem beinhaltet notwendige Ziele, Abhängigkeiten sowie Randbedingungen für die Entwicklung der Lösung. Das Objektsystem enthält schließlich alle produktbezogenen Informationen, Teillösungen sowie das fertige Produkt selbst und stellt somit die realisierte Lösung des Zielsystems dar. In [ALE11] und [AEL12] wird insbesondere eine Erweiterung des erläuterten Systemtripels – bestehend aus Zielsystem, Handlungssystem und Objektsystem – unter soziotechnischen Aspekten vorgestellt. Der in Abbildung 2.15 dargestellte erweiterte Prozess zeigt zwei zusätzliche Subsysteme im Handlungssystem.

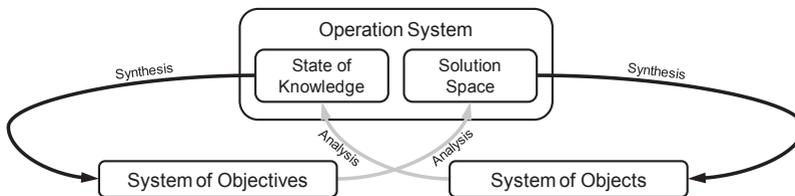


Abbildung 2.15: Erweiterter Prozess der Produktentstehung [AEL12]

Diese beinhalten den aktuellen Wissensstand der Entwickler sowie den erarbeiteten Lösungsraum. Die iterative Synthese und Analyse, welche im vorgestellten koevolutionären Prozess einen notwendigen Bestandteil darstellt,

ermöglicht, es schrittweise die unsicherheitsbehafteten Produkteigenschaften und Prozesse in der komplexen Produktentwicklung zu schärfen.

Das von ALBERS entwickelte integrierte Produktentstehungsmodell beinhaltet ebenfalls das vorgestellte Systemtripler und kann als Metamodell jeden individuellen Entwicklungsprozess – auch für die Produktgenerationsentwicklung – abbilden, siehe [Alb10], [ARBR16] und [ABK<sup>+</sup>17].

In der Produktentstehung helfen Problemlösungsprozesse (bspw. der von ALBERS et al. beschriebene SPALTEN<sup>8</sup>-Prozess aus [ABMS05]) unter anderem bei der systematischen Bewertung und Auswahl von technischen Lösungen. Diese Problemlösungsprozesse können immer wieder in allen Phasen des eingesetzten Produktentwicklungsprozesses – auch in der frühen Konzeptphase – durchlaufen und angewendet werden, vergleiche [VDI93], [AS01], [ABMS05] und [ARBR16].

In [ARBB17] ist die frühe Phase der Produktgenerationsentwicklung auf Basis realer Sachverhalte beschrieben und definiert, siehe [ABR17]. Die Produktgenerationsentwicklung setzt voraus, dass neue technische Lösungen auf Basis bestehender Referenzlösungen entwickelt und mit diesen kombiniert werden, siehe [ABK<sup>+</sup>17]. Es wird ein Neuentwicklungsanteil vorausgesetzt, der sich durch die Gestalt- und Prinzipvariation ergibt. In diesem Prozess stellt die frühe Phase einen umfangreichen Vorgang dar. Besonders bei komplexen Systemen sind Prototypen notwendig, um Entwicklungsrisiken abzuschätzen. Hierfür zeigt die Produktgenerationsentwicklung einen ökonomischen Weg auf.

Zur reproduzierbaren Validierung komplexer Konzeptvarianten entwickelt DÜSER in [Düs10] ein durchgängiges Framework für die Entwicklung von Fahrerassistenzsystemen oder Antriebsstrangfunktionen. In den beschriebenen Prozessen der Produktentwicklung stellt die Validierung eine zentrale

---

<sup>8</sup> Situationsanalyse, Problemeingrenzung, Alternativen aufzeigen, Lösungen auswählen, Tragweite analysieren, Einführen und Umsetzen sowie Nachbearbeitung und Lernen

und stetig wiederkehrende Aktivität dar, vergleiche [ABK<sup>+</sup>17]. Der vorgestellte flexibel einsetzbare X-in-the-Loop-Ansatz stellt ein Handlungssystem dar, wobei das „X“ die zu untersuchende Komponente repräsentiert. Hierbei kann es sich beispielsweise um einen Steuergeräte-Code, ein Getriebe oder das Gesamtfahrzeug handeln, siehe [ADO08].

Die Bewertung der unterschiedlichen Konzepte und die Entscheidungsfindung stellt eine wesentliche Herausforderung im Produktentstehungsprozess dar [PBF07]. Nach EHRENSPIEL [Ehr07] sind intuitive Entscheidungsprozesse nur zulässig, wenn die Konsequenzen der Entscheidung unbedeutend sind, eine Alternative deutlich im Vorteil ist oder die Alternativen sich kaum objektiv unterscheiden lassen. Folgende Bewertungsmethoden haben sich im Problemlösungs- und Produktentwicklungsprozess etabliert und kommen in den abschließend genannten Arbeiten zur Anwendung:

- technisch-wirtschaftliche Bewertung in der Richtlinie VDI 2225 [VDI98]
- Bewertung von Kosten und Aufwand nach [RS77]
- analytischer Hierarchieprozess [SV12]

Ein individuelles Zusammenstellen und Automatisieren der Methoden aus den genannten Quellen ist eine übliche Vorgehensweise. Für die Darstellung des Aufwand-Nutzen-Verhältnisses werden unterschiedliche Bewertungskriterien herangezogen. Teilweise werden beide Werte für die Darstellung einer Rangfolge der Getriebesysteme zu einem Kennwert, dem Erfüllungsgrad, verrechnet, vergleiche hierzu [Gum07], [Sch09], [Lee12] und [Mül12]. Auftretende Getriebeverluste stellen stets ein wichtiges Bewertungskriterium für den Vergleich in einer Nutzwert-Aufwand-Analyse neuartiger Getriebekonzepte dar.

## 2.5 Verlustmodellierung mechanischer Getriebekomponenten

Die Gesamtverlustleistung eines stufenlosen Getriebes setzt sich aus lastabhängigen  $P_{v,x1}$  und lastunabhängigen Anteilen  $P_{v,x0}$  zusammen [GD11]. Die Hauptverluste in Getrieben sind Verzahnungs-, Lager-, Dichtungs- und Schaltelementverluste. Von besonderer Bedeutung sind die im Variator entstehenden Verluste bei stufenlosen Getrieben. Damit ergibt sich die Gesamtverlustleistung eines CVT in allgemeiner Form nach Gleichung (2.4).

$$P_{v,g} = P_{v,z1} + P_{v,z0} + P_{v,L1} + P_{v,L0} + P_{v,Var1} + P_{v,Var0} + P_{v,D0} + P_{v,s} \quad (2.4)$$

Die lastabhängigen Verluste im Getriebe lassen sich in Verzahnungsverluste der Übersetzungselemente  $P_{v,z1}$ , Lagerverluste  $P_{v,L1}$  und Variatorverluste  $P_{v,Var1}$  aufteilen. Gleichzeitig verursachen Verzahnungen, Lager und Variatoren auch lastunabhängige Verluste  $P_{v,z0}$ ,  $P_{v,L0}$  und  $P_{v,Var0}$ , welche durch lastunabhängige Dichtungsverluste  $P_{v,D0}$  komplettiert werden. Lastabhängige Verluste hängen maßgebend vom eingeleiteten Moment, lastunabhängige Verluste von den Drehzahlen der im Getriebe vorhandenen Wellen ab. Unter  $P_{v,s}$  fallen beispielsweise die bauartspezifischen Verluste des Getriebes. Dies können auch Verluste der geöffneten Schaltelemente, sogenannte Schleppverluste, oder Verluste im Drehmomentwandler sein [Str05].

Der Gesamtwirkungsgrad eines Getriebesystems nach Gleichung (2.5) berücksichtigt neben der Gesamtverlustleistung aus Gleichung (2.4) ebenfalls die Gesamtleistungsaufnahme der Nebenverbraucher im Getriebe [VDI03]. Hier kann es sich beispielsweise um Pumpen und Aktuatoren handeln.

$$\eta_g = \frac{P_{g,a}}{P_{g,e}} = \frac{P_{g,e} - P_{v,g} - P_{NV}}{P_{g,e}} \quad (2.5)$$

Die Bestimmung und systematische Reduktion von Getriebeverlusten spielt in der frühen Entwicklungsphase heutiger Getriebekonzepte eine bedeutende Rolle. Neben der rechnergestützten Radsatzsuche ist ein frühes Abschätzen der Getriebeverluste beispielsweise durch offene Schaltelemente unabdingbar, um ein wettbewerbsfähiges Getriebesystem für die gewünschte Anwendung zu finden [WNSD07]. Liegt eine detaillierte Konstruktion des Getriebes vor, so ist es heute bereits möglich, Getriebeverluste präzise vorzubestimmen und konstruktive Maßnahmen zur Effizienzsteigerung abzuleiten [ZBP14].

Wie bereits aus Gleichung (2.4) bekannt, werden die Verzahnungsverluste in lastabhängige und lastunabhängige Verluste unterteilt. Die lastabhängige Verlustleistung wird nach Gleichung (2.6) durch das Produkt aus der Antriebsleistung  $P_{g,e}$ , dem Zahnverlustfaktor  $H_V$  und dem Reibbeiwert  $\mu_m$  berechnet und mit der lastunabhängigen Verlustleistung zur Gesamtverlustleistung addiert.

$$P_{v,z} = P_{v,z1} + P_{v,z0} = P_{g,e} \cdot \mu_m \cdot H_V + P_{v,z0} \quad (2.6)$$

SCHLENK [Sch95] entwickelt in seiner Dissertation einen empirischen Ansatz für den Reibbeiwert, der sich aus Geschwindigkeiten am Zahnrad, der Zahnbreite, Rauheit und Angaben zum Öl berechnet. DOLESCHEL [Dol02], [Dol03] unterscheidet weiter zwischen Misch- und elastohydrodynamischer Reibung anhand der relativen Schmierfilmdicke. Für den Zahnverlustfaktor existieren Ansätze von OHLENDORF und RICHTER [OR64] sowie WIMMER [Wim06]. Die Berechnung erfolgt in Abhängigkeit von Geometriedaten der Verzahnung und der Profilüberdeckung. Der  $H_V$ -Wert gibt das Verhältnis von wälzender und gleitender Bewegungsübertragung beim Zahnkontakt wieder.

WALTER [Wal82] untersucht Plansch- und Quetschverluste in Zahnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten von 60 m/s. Der empirische Berech-

nungsansatz berücksichtigt sowohl geometrische Verzahnungsgrößen, wie Zahnbreite und Kopfkreisradius, als auch Öldaten, wie beispielsweise die kinematische Viskosität. Basierend auf diesen Ergebnissen erstellt MAUZ [Mau87] ebenfalls empirische Ansätze für die genannten Verluste bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s. Er führt neue Faktoren ein, die zur Berücksichtigung von Ölständen, Drehrichtung der Zahnräder und Geometrie dienen. In ISO 14179-2 [ISO01a] wird ebenfalls auf den Ansatz von MAUZ in vereinfachter Art verwiesen. Eine einfache Schätzformel, welche sich lediglich auf die Zahnbreite, die Eintauchtiefe und die Umfangsgeschwindigkeit bezieht, ist in [NW05] gegeben.

Die Grundlagen zur Berechnung der Wälzagerverluste liefern der SKF<sup>9</sup>-Hauptkatalog von 1994 [SKF94] oder 2004 [SG04]. In der aktuellen Version werden mehr Einflussgrößen berücksichtigt und die Reibmechanismen genauer analysiert. Sie beschreibt Roll- und Gleitreibungsmoment, Dichtungsmoment, Plansch- und Verdrängungsverluste.

Dichtungen können in Getriebesystemen im Wesentlichen in Radialwellendichtringe (RWDR) und Rechteckdichtringe (REDR) eingeteilt werden. Während RWDR das Getriebe nach außen zur Umgebung abdichten, werden REDR beispielsweise für interne Drehdurchführungen eingesetzt. Sind die Kupplungen hydraulisch aktuiert, stellen REDR die Ölversorgung und die Anpresskraft sicher. ISO 14179 ([ISO01a], [ISO01b]) liefert einfache Ansätze zur Berechnung der Verluste von RWDR und REDR. Im ersten Teil der Norm werden lineare materialabhängige Ansätze für RWDR beschrieben. Im zweiten Teil wird ein materialunabhängiger Ansatz vorgestellt. GRONITZKI [Gro06] entwickelt einen Berechnungsansatz, der zwischen der Reibung von REDR selbst und der durch Scherung des Drucköls hervorgerufenen Reibung differenziert. HAAS und MÜLLER [HM11] beschreiben einen weiteren Berechnungsansatz für RDWR und REDR in Ab-

---

<sup>9</sup> Svenska Kullagerfabriken

hängigkeit der Flächenpressung, der Ringfläche, des mittleren Reibradius und des Reibungskoeffizienten.

Das Wechseln von Gängen in Getrieben, wie beispielsweise das Schalten eines Fahrbereichs in einem CVT, erfordert Schaltelemente, Kupplungen oder auch Bremsen [NBL07]. Klauenkupplungen sind im geöffneten Zustand nahezu verlustfrei. Lamellenkupplungen werden von Öl durchströmt und es entstehen Schleppmomente bei geöffneter Kupplung. OERLEKE [Oer00] beschreibt diesen Schleppmomentverlauf qualitativ und teilt die auftretenden Phänomene in drei Phasen ein. Aktuelle Berechnungsansätze des Schleppmoments von Lamellenkupplungen konzentrieren sich auf Phase eins und zwei. Für den linearen Schleppmomentanstieg in Phase eins kann die Berechnung über das Newtonsche Schubspannungsgesetz für laminaire Strömungen erfolgen. Die Ansätze nach DÜMELAND [Düm83], RAO [Rao10], LI [LQB12] und CUI [CYYL14] berechnen eine theoretische Förderleistung des durch die Kupplung strömenden Öls für Phase zwei. Bereits zu Beginn dieser Phase übersteigt die theoretische Förderleistung den zugeführten Ölvolu-menstrom zur Kühlung und die Schleppmomente werden mit steigender Förderleistung reduziert. DÜMELAND reduziert hierzu die effektive dynamische Viskosität, RAO führt einen Spaltfüllungsgrad ein, während LI und CUI einen äquivalenten Reibradius verwenden. Der aktuellste Ansatz nach CUI berücksichtigt alle auftretenden Betriebszustände von geöffneten Schaltelementen: Gleichlauf, Gegenlauf und Bremsen.

## 2.6 Stand der Forschung zur Analyse und Bewertung von Fahrzeuggetrieben

### Mobile Arbeitsmaschinen

BARUCKI [Bar01] vergleicht einfache elektrisch leistungsverzweigte Konzepte mit dieselektrischen Antrieben hinsichtlich Effizienz und Kraftstoffverbrauch. Dabei zeigen geregelte leistungsverzweigte Konzepte einen bes-

seren Wirkungsgrad als dieselektrische Generatorsysteme (IC:  $\approx 5\%$ ). Die Regelung auf eine möglichst geringe Motordrehzahl hat einen großen positiven Effekt auf den Kraftstoffverbrauch, während das Anpassen der Zwischenkreisspannung an das Leistungsniveau wenig Effekt erzielen kann. Darüber hinaus werden elektrische Speicher als vorteilhaft genannt.

RESCH [Res04] analysiert und bewertet stufenlose Getriebe mit Kettenwandler, aktivem Stillstand und zwei Fahrbereichen.

KOHMÄSCHER [Koh08] führt einen Vergleich unterschiedlicher hydraulisch leistungsverzweigter Getriebekonzepte durch. Über eine detaillierte Modellbildung von hydraulischen Komponenten für einen 120 kW Radlader kann simulativ ein Einsparpotential von 25 % für das in dieser Arbeit entwickelte CC Getriebe gezeigt werden. Zudem beschreibt KOHMÄSCHER die Grundgleichungen der Leistungsverzweigung für IC, OC und CC Getriebestrukturen.

MUTSCHLER [Mut09] beschreibt die Optimierung und Bewertung von leistungsverzweigten Getriebestrukturen für mobile Arbeitsmaschinen hinsichtlich Wirkungsgrad und Kosten. Die Bewertung erfolgt an ausgewählten Beispielgetrieben. Eine Optimierung der Übersetzungen stellt sicher, dass der hydraulische Variator in günstigen Betriebspunkten eingesetzt wird.

Die Arbeit von RAMM [Ram15] zeigt systematisch die Möglichkeiten einer inneren Leistungsverzweigung am Beispiel eines Teleskopladlers auf und beschreibt die Entwicklung eines hydrostatisch mechanischen Differentials.

### **PKW-Anwendungen**

BLUMENTHAL [Blu89] entwickelt Beurteilungskenngrößen für stufenlose Lastschaltgetriebe im PKW. Dabei werden Beschleunigungszeit, Höchstgeschwindigkeit, Kraftstoffverbrauch, Schaltkomfort, die Baulänge sowie der Fertigungsaufwand genannt und in ein Kostenmodell integriert. Der ver-

wendete Ansatz zur Kostenrechnung deckt sich mit den Vorschlägen aus [Ehr07].

GITT [Git04] beschreibt die Grundgleichungen der Leistungsverzweigung für IC, OC und CC Getriebestrukturen für PKW. Er analysiert damit CVT Strukturen mit einem mechanischen Kettenvariator.

Als Vorreiter auf dem Gebiet der Getriebesynthese mit anschließender überschlüssiger Bewertung durch eine Nutzwertanalyse ist GUMPOLTSBERGER [Gum07] zu nennen. Über einen Paarvergleich wird die Gewichtung der Bewertungskriterien festgelegt. Die zusammenfassende Getriebekonzeptbewertung entsteht abschließend durch Verrechnung zu einer Gesamtbewertungszahl. SCHRÖDER [Sch09], LEESCH [Lee12] und MÜLLER [Mül12] weisen ein ähnliches Vorgehen über eine Nutzwertanalyse auf.

In [RAR16] ist eine Methode zur Erstellung, Optimierung und Bewertung von Antriebsstrukturen für Plug-in-Hybride beschrieben. Das verwendete und auf Kennfeldern basierende Simulationsmodell berücksichtigt technische Eigenschaften sowie die Kosten der Komponenten. In der Auswertung werden die Kosten des Antriebsstrangs den CO<sub>2</sub>-Emissionen gegenübergestellt. Die Methode ist zudem in das integrierte Produktentstehungsmodell (vgl. [Alb10] und [ARBR16]) integriert.

### 3 Problemstellung und Forschungsfragen

Die Treibhausgasemissionen innerhalb der EU sollen bis zum Jahr 2030 im Vergleich zu 1990 um 40 % gemindert werden [HBL14]. Hierfür sind alle EU-Staaten dazu angehalten, einen Beitrag durch gemeinsame Erarbeitung und Umsetzung von Klimazielen zu leisten [CEM17]. Daten der FAO zeigen, dass die Weltpopulation stetig anwächst, der CO<sub>2</sub>-Ausstoß nach wie vor zunimmt und sich die landwirtschaftlich nutzbare Fläche der Erde seit den 90er Jahren sogar leicht verringert hat [FAO15]. Der Weg zur Erreichung der definierten Emissionsziele setzt sich – wie auch schon in der Vergangenheit – aus vielen kleinen Schritten zusammen. Aus technischer Sicht besteht hinsichtlich den Potentialen durch die Elektrifizierung des Antriebes eine hohe Erwartungshaltung, vergleiche Kapitel 1. Sollten sich diese Potentiale bestätigen lassen, so bietet die Elektrifizierung im Antriebsstrang einen solchen Schritt über die Steigerung des Maschinen-Wirkungsgrades.

Der globale Wettbewerb ist für die Industrie nach wie vor eine große Herausforderung. Durch eine Verbesserung heutiger Produktentwicklungsprozesse kann eine Verringerung der Produktentwicklungszeiten und erhöhte Sicherheit in der Ergebnisvorhersage erreicht werden. Während der frühen Phase der Produktentwicklung wird bereits ein Großteil der späteren Herstellkosten vorbestimmt, weshalb diese Kosten bei der Auswahl des geeigneten Produktkonzepts zu berücksichtigen sind. Insbesondere kann die Verwendung von Simulationsverfahren die Anzahl der Iterationen im Entwicklungsprozess reduzieren sowie die Durchlaufzeit pro Iterationsschleife beschleunigen. Eine genaue technische Systemkenntnis aus frühzeitigen Simulationen

führt im weiteren Entwicklungsprozess zu einer Kostenersparnis und steigert die Gesamteffizienz der gesamten Prozesskette [AN03].

Bereits heute werden in der Forschung und Industrie große Anstrengungen zur Elektrifizierung der Antriebe unternommen (vgl. Abbildung 2.4). Die Entwicklung einer leistungsfähigen Methode zur Analyse und systematischen Bewertung neuer technischer Konzepte auf diesem Gebiet, insbesondere hinsichtlich der Maschineneffizienz, kann diese Entwicklungen positiv unterstützen.

Im Folgenden werden das vorhandene Grundwissen und die bestehenden Methoden (vgl. Kapitel 1 und 2) anhand des Beispiels Traktor diskutiert und bewertet. Die Erfüllung der nachfolgend genannten Anforderungen ist dabei die Grundlage der Bewertung.

Die Visualisierung stellt ein grundlegendes Instrument bei der Entwicklung, Berechnung und Kommunikation neuer Getriebekonzepte dar. Sie zeichnet sich durch eine eingängige und eindeutige Symbolik aus. Vorschläge zur Visualisierung komplexer Getriebesysteme, wie beispielsweise für die in mobilen Arbeitsmaschinen eingesetzten stufenlosen Getriebe, sind heute bereits in unterschiedlichen Detaillierungsstufen vorhanden und auf die vorliegende Problemstellung anwendbar, vergleiche [För96], [Git04], [Sch09] und [Ren16]. Eine Erweiterung dieser bestehenden Symbolik um zusätzliche Leistungsdomänen für stufenlose Getriebe ist in [WRBG16] vom Verfasser der vorliegenden Dissertation veröffentlicht. Diese Sinnbilder erleichtern insbesondere die manuelle Synthese und Analyse durch den Anwender.

Aufgrund des hohen Erfüllungsgrades hinsichtlich der in Kapitel 2 erläuterten Anforderungen an Getriebe in Traktoren ist das CVT dort bereits seit vielen Jahren Stand der Technik. Die allgemeingültigen Zusammenhänge zu stufenlos leistungsverzweigten Getrieben für PKW und Arbeitsmaschinen sind in [För96], [Git04] und [Koh08] detailliert beschrieben.

Für stufenlose Getriebe in mobilen Arbeitsmaschinen sind systematisch erstellte Berechnungs- und Simulationsmodelle bekannt. Für die detaillierte Analyse und eine realitätsgetreue Abbildung der physikalischen Zusammenhänge kommen oft komplexe und speziell auf die verwendete Technologie der Energiewandler des Variators zugeschnittene Berechnungsmodelle zum Einsatz. In der Regel konzentrieren sich die bekannten Quellen auf jeweils eine Technologie, siehe [Bar01], [Res04] und [Mut09].

Die in Abbildung 2.4 dargestellten Traktoren mit elektrifizierten Antriebskonzepten zeigen einen unterschiedlichen Mix aus Mechanik, Hydraulik und Elektrik. Die technologische Mehrdimensionalität der realisierten Konzepte und der Anspruch, sehr schnell unterschiedliche Konzeptvarianten zu analysieren, erfordern deshalb einen neuen Ansatz.

Die rechnergestützte Synthese von Getriebesystemen hat in den vergangenen Jahren einen Boom erlebt und daher vor allem für PKW-Getriebe einen weit fortgeschrittenen Stand erreicht, sodass es möglich ist, sehr viele Konzepte für komplexe Getriebesysteme in kurzer Zeit zu erstellen, vergleiche [Gum07], [Lee12] und [Mül12].

Für die Berechnung und anschließende Bewertung der entstandenen hohen Ergebnismenge müssen oft Vereinfachungen getroffen werden, vergleiche [Gum07] oder [Sch09]. Die für eine möglichst automatisierte Synthese zu Beginn eingeschränkte Komplexität muss nach dem Herausfiltern der ungeeigneten Lösungsmenge durch ein anschließendes manuelles Verfahren auf das Gesamtgetriebekonzept erweitert werden. Bei Traktoren beispielsweise durch Hinzufügen von einzelnen Stirnradstufen oder einem Zapfwellenge triebe zum Hauptgetriebe. Ein Verfahren für die effiziente Berechnung und die manuelle Synthese von Gesamtgetriebekonzepten, welches im Rahmen dieser Arbeit vom Verfasser entwickelt wurde, ist aus [RWGB16] bekannt. Die vorgestellte Berechnungsmethode eignet sich insbesondere, um stufenlose Traktorgetriebekonzepte mit beliebiger Schnittstellenanzahl detailliert anhand der Drehmomente, Drehzahlen, Leistungen sowie Wirkungsgrade zu

analysieren. Die Anwendung einer kombinierten Getriebeberechnung mit den Leistungsdomänen Mechanik, Hydraulik und Elektrik sowie das Einbinden dieser Berechnungsmethode in einen umfassenden systematischen Gesamtbewertungsansatz sind bisher nicht bekannt.

Die zu entwickelnde Methode soll in Produktentwicklungsprozesse (siehe hierzu bspw. [Alb10]) für stufenlose Getriebe integrierbar sein und adressiert die Phasen der Ideenfindung, Modellierung von Prinzip und Gestalt sowie die Validierung. Übergeordnet stellen die Bereitstellung sowie die Anwendung von Strategien und Methoden Hauptziele der Produktentwicklungsmethodik dar [AS01]. Die Produktentwicklung lässt sich nach ALBERS grundsätzlich in drei Teilsysteme unterteilen. Das Zielsystem beinhaltet alle relevanten Ziele, Abhängigkeiten und Randbedingungen, welche für die Entwicklung einer Lösung notwendig sind, ohne dabei die Lösung selbst zu nennen. Das Handlungssystem beinhaltet die zur Erfüllung der Ziele eingesetzten strukturierten Aktivitäten, Methoden, Prozesse sowie Ressourcen. Das Objektsystem stellt die realisierte Lösung des Zielsystems dar. Das Ziel- und Objektsystem stehen jeweils mit dem Handlungssystem in bidirektionaler Verbindung. Eine direkte Relation zwischen dem Zielsystem und dem Objektsystem gibt es nicht, vergleiche [Alb10] und [ARBR16].

Im Handlungssystem kommen Problemlösungsprozesse für die Lösung komplexer Probleme zur Anwendung. Solche Prozesse werden beispielsweise in VDI 2221 [VDI93] und von ALBERS et. al. in [ABMS05] beschrieben. Zur Beurteilung und Lösungsauswahl werden innerhalb dieser iterativ angewendeten Problemlösungsprozesse Methoden zur Bewertung der technischen Lösungen herangezogen. Für die Bewertung technischer Systeme sind in der Produktentwicklung bereits etablierte Methoden aus [RS77], [VDI98] und [SV12] bekannt. Da verschiedene Ansätze zur Bewertung durch die Fachliteratur angeboten werden, muss eine Entwicklung des Gesamtbewertungsprozesses durch eine zuvor getätigte Analyse der existierenden Methoden, unter Berücksichtigung der vorliegenden Problemstellung, er-

folgen. Die Sensitivität aufgrund der unsicherheitsbehafteten wesentlichen Kostenelemente muss bei der Gesamtbewertung aufgezeigt werden.

Zusammenfassend ist demnach eine Methode gesucht, die folgende Anforderungen erfüllt:

- Bewertung der Maschineneffizienz im Arbeitsprozess
- Anwendbarkeit auf unterschiedliche Getriebekonzepte und Technologien der Energiewandler (insbesondere CVT)
- Berücksichtigung mehrerer Leistungsschnittstellen (z.B. Fahrtriebe, PTO und EPTO)
- Darstellung der Sensitivität unsicherer Bewertungskriterien
- Unterstützung der manuellen Synthese und Analyse
- konsistente Anknüpfung an die mathematische Getriebebeschreibung aus der rechnergestützten Synthese
- geringer Aufwand bei der Anwendung der Methode

Aus der beschriebenen Problemstellung und den daraus abgeleiteten Anforderungen an die Methode lassen sich nachfolgende Forschungsfragen aufstellen:

- Kann eine effiziente Berechnungsmethode zur Analyse der Drehzahlen, Drehmomente, Leistungen sowie des Wirkungsgrades für komplexe stufenlose Getriebestrukturen mit unterschiedlichem Technologiemix aus Mechanik, Elektrik, Hydraulik und mehreren Leistungsschnittstellen entwickelt werden?
- Ist diese Berechnungsmethode in einen systematischen Gesamtbewertungsprozess, der das Aufwand-Nutzen-Verhältnis sowie eine Sensitivitätsanalyse berücksichtigt, integrierbar?



## 4 Entwickelte Berechnungs- und Bewertungsmethode

In diesem Kapitel ist die entwickelte Methode schrittweise beschrieben. Sie besteht aus den folgenden acht Hauptschritten:

1. Konzepterstellung und -darstellung
2. mathematische Beschreibung
3. verlustfreie Berechnung von  $\underline{\omega}$ ,  $\underline{\tau}$
4. Bauteildimensionierung
5. Berechnung der Herstellkosten
6. verlustbehaftete Berechnung von  $\underline{\tau}_v$
7. Simulation des Antriebssystems
8. Konzeptbewertung und Konzeptvergleich

Der Aufbau dieses Kapitels orientiert sich an den vorgestellten Hauptschritten. Die Ablaufpläne aus den Abbildungen 4.1 und 4.3 erläutern die Abfolge und den Zusammenhang der Hauptschritte. Eine Darstellung über Ablaufpläne ist gewählt, um die einfache Umsetzung der beschriebenen Methode in einem Berechnungsprogramm zu gewährleisten. Die Symbolik orientiert sich an DIN 66001 [DIN83]. Im ersten Ablaufplan aus Abbildung 4.1 ist die Berechnungsmethode ohne die abschließende Konzeptbewertung dargestellt. Die dort beschriebenen Berechnungsschritte müssen für jedes zu bewertende Getriebekonzept einzeln durchlaufen werden.

Die Hauptschritte eins bis sechs sind dem Unterprogramm Konzepterstellung und Berechnung zuzuordnen. Dabei bilden zunächst die Darstellung

des Getriebesystems, die mathematische Beschreibung sowie ausgewählte Parameter die Basis für die anschließenden Berechnungsschritte drei bis sechs. Die Bauteildimensionierung, die Berechnung der Herstellkosten sowie die Berechnung der auftretenden Getriebeverluste basieren auf den Ergebnissen der verlustfreien Getriebeberechnung. Dafür werden Winkelgeschwindigkeiten  $\omega$  sowie auftretende Drehmomente und Leistungen im Getriebesystem  $\tau$  für verschiedene Betriebspunkte berechnet.

Unter der Bezeichnung Getriebekonzept (GK) aus Abbildung 4.1 ist im Folgenden eine Datensammlung aus dem Getriebe-Code (GC), der Schaltmatrix und den vorgegebenen Übersetzungen  $\vec{i}_{STP}$ ,  $\vec{i}_0$  sowie  $\vec{i}_{var}$  zu verstehen. Zudem sind Informationen zum jeweiligen Schaltelementtyp und der Lagerungsart sowie Geometriedaten der Wellen enthalten. Konzept unabhängige Daten sind relevante Fahrzeug- und Auslegungsdaten. Darunter wird im Folgenden der Rollradius der Hinterachse  $r_{HA}$ , die Hinterachsübersetzung  $i_{HA}$ , die geforderte EPTO- und FA-Leistung für die Getriebedimensionierung sowie die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{Fzg,max}$  verstanden. Zudem sind die Berechnungsdaten der Energiewandler und des Verbrennungsmotors ein Teil dieser Konzept unabhängigen Daten. Welche Daten hierfür benötigt werden, zeigt Abbildung 4.2 am Beispiel eines Verbrennungsmotors und eines elektrischen Energiewandlers. Die Kennfelder veranschaulichen den qualitativen Verlauf konstanter Effizienz beziehungsweise des konstanten spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Die Wirkungsgradkennfelder hydraulischer Energiewandler hängen nicht nur von Drehzahl und Drehmoment, sondern zusätzlich vom eingestellten Schluckvolumen ab, siehe Kapitel 4.6.1.

Kapitel 4.3 beschreibt die anschließende Berechnung der Wellendrehzahlen und der verlustfreien Drehmomente sowie Leistungen in allen relevanten Getriebe-Komponenten. Für die spätere Dimensionierung der Komponenten ist eine Berechnung verschiedener Betriebspunkte – also mehrere Berech-

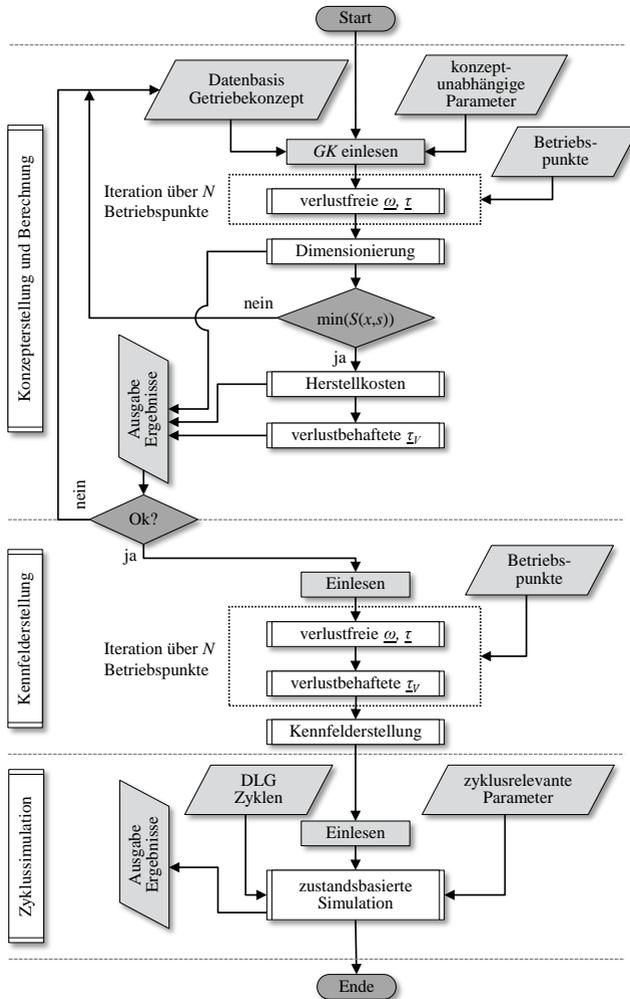


Abbildung 4.1: Ablaufplan der Berechnungsmethode ohne anschließende Gesamtbewertung

nungsdurchgänge – notwendig. Eine detaillierte Beschreibung der genannten Berechnungsdurchgänge findet sich ebenfalls in Kapitel 4.3.

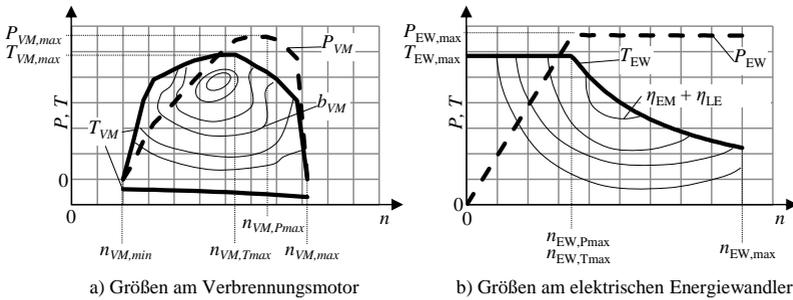


Abbildung 4.2: Benötigte Berechnungsdaten für a) Verbrennungsmotor und b) elektrischen Energiewandler

Es folgt die Erläuterung der Bauteildimensionierung der wesentlichen Getriebekomponenten in Kapitel 4.4. Die Energiewandler werden in diesem Unterprogramm als kostenintensives Bauteil über die Minimierung einer Straffunktion  $S(x, s)$  kostenoptimal ausgelegt. Diese Auslegung erfolgt unter Vorgabe einer Soll-Zugkraftkurve über der Fahrzeuggeschwindigkeit sowie einer Vorgabe für die zur Getriebedimensionierung relevanten Leistung an der EPTO-Schnittstelle. Die Berechnung wird iteriert, bis die Vorgabewerte möglichst gut erreicht werden.

Die Berechnung der Herstellkosten und der Getriebeverluste sind in den Kapiteln 4.5 und 4.6 beschrieben. Nach Abschluss dieser Berechnungsschritte ist im Ablaufdiagramm eine Kontrolle der Berechnungsdaten vorgesehen, um Eingabefehler zu vermeiden.

Die anschließende Beschreibung der Simulation des Antriebssystems im Abschnitt 4.7 beinhaltet die Unterprogramme Kennfelderstellung und Zyklussimulation. Auch für die Kennfelderstellung wird die Berechnung mehrfach iteriert, um möglichst detaillierte Verlustkennfelder für eine Zyklussimulation zur Verfügung zu stellen. Die Wahl der Betriebspunkte und deren Schrittweite obliegt an dieser Stelle dem Benutzer und kann an den gewünschten Zeitaufwand für die Berechnung angepasst werden.

Die Berechnungsschritte des Ablaufplans ohne die anschließende Bewertung aus Abbildung 4.1, sohin die Schritte eins bis sieben, werden für jedes zu bewertende Getriebekonzept einzeln durchlaufen. Der achte Schritt, die Konzeptbewertung aus Abbildung 4.3, findet im Anschluss daran einmalig für alle berechneten Getriebekonzepte statt. In diesem Schritt wird die Kosten-Nutzwert-Analyse aller berechneten Systeme erstellt.

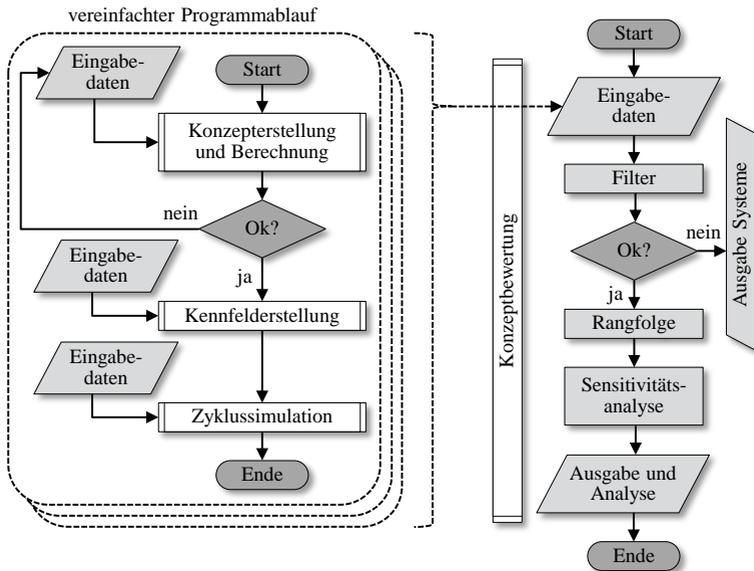


Abbildung 4.3: Vereinfachter Ablaufplan der Berechnungsmethode und der Gesamtbewertung

Die Konzeptbewertung beinhaltet zu Beginn eine Filterung der Systeme. Dieser Schritt soll unbrauchbare Systeme für den Konzeptvergleich ausschließen und das Grundniveau der Bewertungsskala anheben. Eine Erläuterung dieses Zusammenhangs sowie die Vorgehensweise zur Erstellung der Rangfolge und der Sensitivitätsanalyse ist in Kapitel 4.8 gegeben.

## 4.1 Erweiterte schematische Darstellung von Getrieben

Aufgrund der in Kapitel 3 genannten Anforderung an die Darstellung von Getriebesystemen mit unterschiedlichem Technologiemix ist für die vorliegende Arbeit eine erweiterte Wolf-Symbolik entwickelt worden. Die Symbolik basiert auf den Voruntersuchungen des Autors aus [WRBG16] und ermöglicht eine schnelle optische Analyse sowie Kommunikation des Konzepts, ein einfaches Ableiten der mathematischen Beschreibung zur Konzeptberechnung und Bewertung sowie die Möglichkeit der manuellen Getriebesynthese für Getriebe mit mehreren Schnittstellen und unterschiedlichem Technologiemix. Die folgenden Erläuterungen stützen sich beispielhaft auf die elektrischen Energiewandler.

Der in Tabelle 4.1 gezeigte offene elektrische Variator als trinäres Schnittstellensystem besteht aus mechanischer Ein- und Ausgangswelle, zwei elektrischen Energiewandlern mit Gehäuseabstützung und Leistungselektroniken sowie einer elektrischen Schnittstelle am Zwischenkreis, siehe Abbildung 4.4 b). Der als geschlossen bezeichnete Variator weist keine elektrische Schnittstelle auf. Hier fließt – unter der Annahme eines verlustfreien Systems – die gesamte mechanische Eingangsleistung stets über die mechanische Abtriebswelle durch den Variator.

In der Symbolik kennzeichnen durchgezogene Linien mechanische Wellen, gestrichelte Linien stehen für elektrische Leistungspfade. Abbildung 4.4 a) zeigt eine elektrische Maschine mit Innenläufer inklusive der bereits genannten Komponenten. Rechts ist der Energiewandler vereinfacht symbolisch dargestellt. In Abbildung 4.4 b) ist analog zu a) der elektrische Variator in unterschiedlicher Komplexität dargestellt. Die genaue Bauform der elektrischen Maschine ist in der einfachsten Darstellungsform nicht mehr zu erkennen. Dies eignet sich besonders gut, um komplexe Gesamtsysteme möglichst übersichtlich zu skizzieren. Der elektrische Variator wird durch

einen Kreis mit einem gestrichelten Pfeil verkörpert und kann somit direkt von einem mechanischen oder hydraulischen Variator unterschieden werden.

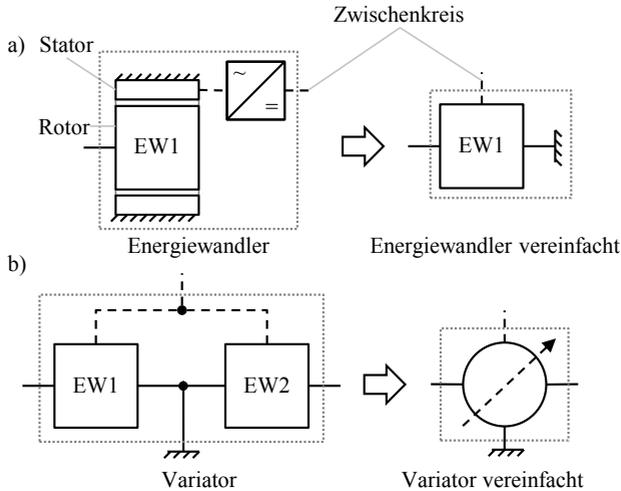


Abbildung 4.4: Symbolische Vereinfachung von a) Energiewandler und b) Variator

Tabelle 4.1 zeigt eine Übersicht über weitere Symbole zur Darstellung stufenloser Getriebe. Neben den Variatoren stellen die Pfade und Schnittstellen der unterschiedlichen Leistungsdomänen einen wichtigen Teil der Symbolik dar. Wird zur vereinfachten Symbolik kein Getriebeschema gezeigt, so muss die Beschriftung der Wellenanschlüsse am Planetengetriebe je nach Anbindung an Sonne, Steg oder Hohlrad erfolgen. Die mechanischen Elemente wie Gehäuse, Wellen, Knoten, Variatoren, Stirnradstufen, Planetengetriebe und Schaltelemente sind bereits aus den in Kapitel 2.1 genannten Quellen bekannt.

Tabelle 4.1: Erweiterte Symbolik basierend auf [WRBG16]

	hydraulisch	elektrisch	mechanisch
Leistungspfad	.....	---	—
Schnittstelle	.....	---	—
Gehäuseverbindung			—
Knoten	.....	---	—
Variator (geschlossen)			
Variator (offen)			
Energiewandler			
Schaltelement	.....	---	—
Stirnradstufe	[2]	[2]	
Planetengetriebe	[2]	[2]	

[1] Spezieller Variator mit drei Wellen ohne Gehäuseabstützung

[2] Dargestellte Symbolik auf Mechanik beschränkt

## 4.2 Getriebecodierung

Ein Getriebe-Code, wie aus Abbildung 2.14 bekannt, ermöglicht die automatisierte Analyse der Kinetik und Kinematik coaxialer Planetengetriebe mit jeweils einer Eingangs- und Ausgangswelle. Für eine automatisierte Berechnung stufenloser Getriebestrukturen mit Stirnradstufen, Planetengetrieben, Variatoren und mehreren Schnittstellen muss eine Erweiterung der vorhandenen Codierung entwickelt werden, vergleiche [RWGB16] und [WRBG16]. In diesem Kapitel wird anhand des REF1 Getriebes aus den Abbildungen 2.6 und 2.7 beispielhaft die Vorgehensweise zur Codierung eines solchen Getriebes beschrieben.

Für das Aufstellen des Getriebe-Codes werden alle Getriebewellen mit einer Wellennummer versehen. Die Welle des Verbrennungsmotors (Getriebeeingang) erhält die Nummer eins, die Welle des Fahrantriebs (Getriebeausgang) die Ziffer zwei und alle am Gehäuse festen Wellen die Nummer Null. Diese Konvention ist bereits aus [Gum07] bekannt und soll auch für stufenlose Getriebestrukturen beibehalten werden. Die Benennung der am Gehäuse fixierten Wellen kann als optional betrachtet werden, da die Basis der späteren Berechnung Nullmatrizen beziehungsweise Nullvektoren sind und nur Werte eingetragen werden, die ungleich Null sind. Alle weiteren Getriebewellen werden beliebig aufsteigend durchnummeriert. Die Nummerierung aller Getriebewellen ermöglicht anschließend die mathematische Beschreibung eines Planetengetriebes mit drei Wellen als definierte Tripel-Zahlenfolge, wie aus Abbildung 2.14 bekannt. Hierzu muss der Sonne  $s$ , dem Steg  $c$  und dem Hohlrad  $r$  die entsprechende Wellennummer  $z$  zugewiesen werden.

Für die Unterscheidung von Stirnrädern und Planetensätzen werden zusätzlich die Rotationsachsen eingetragen, wobei für das stets coaxiale Planetengetriebe  $a_{s,j} = a_{c,j} = a_{r,j} = a_j$  gilt.

$$PG_j := (z_{s,j} \ z_{c,j} \ z_{r,j} - a_j \ a_j) \text{ mit } j \in [1; N_{PG}] \quad (4.1)$$

Ein Stirnradpaar besitzt zwei Wellenanschlüsse, die im Folgenden die Kennzeichnung A und B erhalten. Stirnradgetriebe können nicht koaxial gebaut werden, weshalb sich die Rotationsachse von einer Stufe zur nächsten ändert. Es gilt dann  $a_{A,k} \neq a_{B,k}$ . Da sich die Berechnung von Stirnradstufen aus der Berechnung der Drehzahlen und Drehmomente von Planetengetrieben im Standgetriebefall ableiten lässt, erhält der Getriebecode die Ziffer Null in der Mitte des Tripels, also für den gedachten am Gehäuse fixierten Steg.

$$STP_k := (z_{A,k} \ 0 \ z_{B,k} - a_{A,k} \ a_{B,k}) \text{ mit } k \in [1; N_{STP}] \quad (4.2)$$

Die Schaltelemente des Getriebes lassen sich als Zahlenkombination der beiden zu verbindenden Wellen auf Seite A und B des Schaltelements darstellen.

$$SE_m := (z_{A,m} \ z_{B,m}) \text{ mit } m \in [1; N_{SE}] \quad (4.3)$$

Im Gegensatz zu Planetengetrieben und Stirnradstufen liefern Variatoren eine stufenlose Drehzahl- sowie Drehmomentwandlung. In der Regel weist ein Variator zwei Wellenanschlüsse A und B auf<sup>1</sup>, sodass der bislang verwendete Zahlencode ebenfalls für den Variator genutzt werden kann. Variatoren können achsversetzt oder koaxial ausgeführt sein. Wie Tabelle 4.1 zeigt, können elektrische Variatoren in offener oder geschlossener Bauform vorliegen. In der geschlossenen Bauform kann die mittlere Ziffer des Variator-Zahlentripels zu Null gesetzt werden, da Leistung nur über die Ein- und Ausgangswelle fließen kann. Handelt es sich um einen Variator mit offener Bauform, so wird im Falle des elektrischen Variators die Ziffer der elektrischen Leitung in der Mittelposition C eingetragen. Die gehäusesafeste Verbindung wird in diesem Fall vorausgesetzt. Die Startziffer der elektrischen Leitungen nimmt den Wert  $N_W + 1$  an. Die elektrischen Leitungen werden dann ebenfalls – analog zu den Wellennummern – aufsteigend

<sup>1</sup> Ausgenommen spezielle mechanische Variatoren in koaxialer Bauweise, welche auch als Differential mit variabler Übersetzung verwendet werden können. Diese Variatoren können drei Wellen aufweisen und eignen sich somit nicht für den beschriebenen Getriebecode [För96].

durchnummeriert. Zur Unterscheidung von mechanischen Wellen erhalten elektrische Leitungen hinter der Ziffer den Zusatzbuchstaben E. Sofern diese benötigt werden, erhalten hydraulische Leitungen den Zusatz H.

$$Var_l := (z_{A,l} z_{C,l} E/H z_{B,l} - a_{A,l} a_{B,l}) \text{ mit } l \in [1; N_{Var}] \quad (4.4)$$

Die Beschreibung des Getriebecodes einzelner Energiewandler erfolgt – wie bei den Schaltelementen – als Zahlendouble. Eine Gehäuseanbindung wird vorausgesetzt, weshalb der Energiewandler Code optisch direkt vom Variator unterschieden werden kann.

$$EW_n := (z_{A,n} z_{B,n} E) \text{ mit } n \in [1; N_{EW}] \quad (4.5)$$

Die Schnittstellen beinhalten die Nummer des Leistungspfades und die Bezeichnung der jeweiligen Schnittstelle als Double. Bei dem hier betrachteten Systemumfang sind die Schnittstellen VM, FA, PTO und EPTO relevant, vergleiche Abbildung 1.3.

$$S_o := (z_{A,o} \text{ Bezeichnung}) \text{ mit } o \in [1; N_S] \quad (4.6)$$

Der Getriebecode ergibt sich aus der Aneinanderreihung der codierten Planetensätze, gefolgt von den Stirnradpaaren, Variatoren, Schaltelementen, Energiewandlern und Schnittstellen.

$$(PG_j - STP_k - Var_l - SE_m - EW_n - S_o) \quad (4.7)$$

Die Reihenfolge der aufgeführten Elemente, genauso wie die Nummerierung der Wellen und Rotationsachsen, ist frei wählbar. Für das komplexe REF1 Getriebe aus den Abbildungen 2.6 und 2.7 ergibt sich beispielhaft der folgende Getriebecode in Tabelle 4.2. Zur besseren Darstellung des langen und komplexen Getriebecodes ist er in die einzelnen Komponenten unterteilt. Neben dem hydrostatischen geschlossenen Variator ist auf Welle 16

über das Planetengetriebe PG5 die Anbindung eines Generators EW1 erkennbar.

Tabelle 4.2: Getriebeencode des REF1 Getriebes

PG:	(6 7 1-1 1)	(8 1 7-1 1)	(8 7 9-1 1)	(10 11 12-1 1)	(16 1 0-1 1)	
	PG1	PG2	PG3	PG4	PG5	
STP:	(1 0 3-1 2)	(3 0 4-2 3)	(5 0 6-3 1)	(13 0 14-1 4)	(14 0 2-4 5)	(15 0 2-1 5)
	STP1	STP2	STP3	STP4	STP5	STP6
Var:	(4 0 5-3 3)					
	Var1					
SE:	(9 10)	(8 10)	(7 11)	(10 11)	(12 0)	(11 13) (11 15)
	SE1	SE2	SE3	SE4	SE5	SE6 SE7
EW:	(16 17E)					
	EW1					
S:	(1 VM)	(2 FA)	(1 PTO)	(17E EPTO)		
	S1	S2	S3	S4		

Im Ablaufplan 4.1 der Berechnungsmethode beinhalten Getriebeysteme als Eingabegröße zu Beginn der Berechnung stets eine eindeutige mathematische Beschreibung der Getriebeysteme über den in diesem Kapitel beschriebenen Getriebeencode.

### 4.3 Verlustfreie Getriebeberechnung

In diesem Kapitel ist die verlustfreie Getriebeberechnung von Winkelgeschwindigkeiten  $\omega$ , Drehmomenten sowie Leistungen  $\tau$  mit Hilfe der aus Kapitel 2.3 bekannten Berechnung über lineare Gleichungssysteme für alle Gänge und Variatorübersetzungen beschrieben.

Der Ablaufplan aus Abbildung 4.5 zeigt den Grundablauf der Berechnung. In der Gesamtübersicht aus Abbildung 4.1 ist erkennbar, dass diese Berechnung für verschiedene Betriebspunkte durchgeführt werden muss. Im Allgemeinen müssen zunächst die Drehzahlen und anschließend die Drehmomente sowie Leistungen berechnet werden. Durch die einstellbare Übersetzung

des Variators und die Änderung der Gleichungsmatrizen  $\underline{\mathbf{A}}_\omega$  und  $\underline{\mathbf{A}}_\tau$  beim Gangwechsel wird eine Iteration für alle Variatorübersetzungen  $N_{iVar}$  und alle Gänge  $N_G$  notwendig.

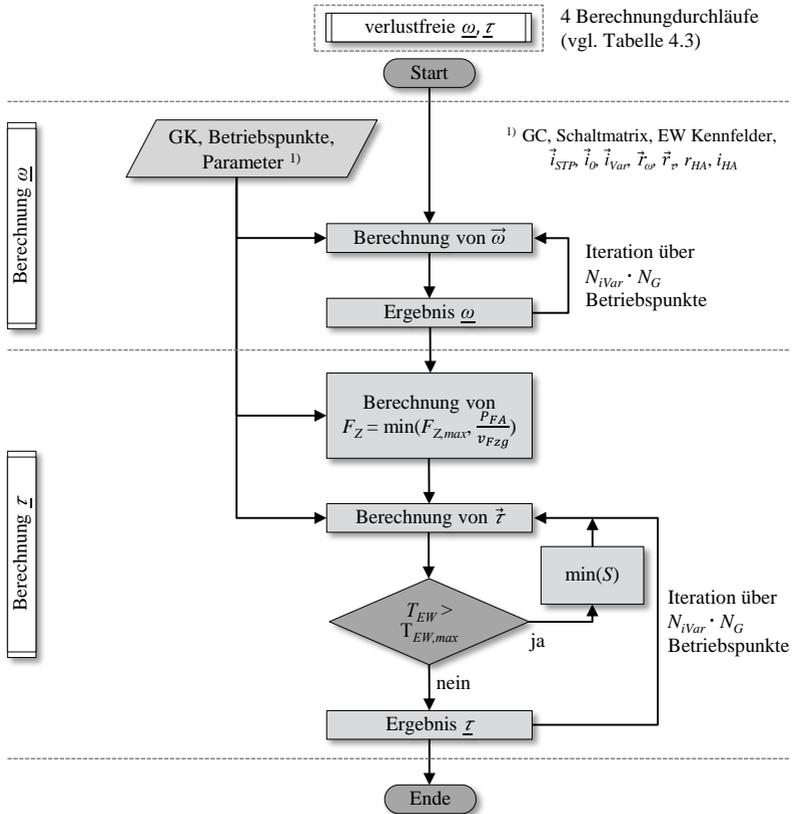


Abbildung 4.5: Ablaufplan zur Berechnung der verlustfreien  $\underline{\omega}, \underline{\tau}$

Die Berechnung von  $\underline{\tau}$  erfordert die Vorgabe der Randbedingungen  $\vec{T}_\tau$ , sohin die Vorgabe von Drehmomenten und Leistungen an den Schnittstellen des Getriebesystems, zur Berechnung der Belastungen an den Komponenten des Getriebes. Aus einer entsprechenden Vorgabe dieser Kenngrößen

ergibt sich auch die Zugkraft  $F_Z$  über die Fahrzeuggeschwindigkeit. Diese wird aus der vorgegebenen Fahrtriebsleistung  $P_{FA}$  und der maximal übertragbaren Zugkraft, vergleiche Gleichung (2.2), berechnet. Durch die zusätzliche Vorgabe der anliegenden Leistung an der EPTO kann die Drehmomentbelastung der Energiewandler für jeden Betriebspunkt ermittelt werden. Liegt diese Drehmomentbelastung über dem maximal möglichen Drehmoment  $T_{EW,max}$  bei der aktuellen Drehzahl des Energiewandlers, so müssen die ausgehenden Leistungen reduziert werden, bis ein fahrbarer Betriebspunkt eingestellt werden kann.

Hierfür wird eine nicht-lineare Zielfunktion aufgestellt und mit Hilfe der Karush-Kuhn-Tucker-Bedingungen über die Erweiterung mit Lagrange-Multiplikatoren gelöst [RHG13]. Zur Lösung des vorgestellten Optimierungsproblems kommt in der Programmumsetzung die Matlab-Funktion „fmincon“ und ein „interior point“-Optimierungsalgorithmus zum Einsatz. Die Lösung erfolgt im vorgestellten Fall über die Erweiterung der Zielfunktion  $f(x)$  mit Straftermen  $\psi(x)$  zu einer Straffunktion  $S(x, s)$ , die zusätzlich von den Strafparametern  $s > 0$  abhängt. Werden die Nebenbedingungen erfüllt, so gilt  $\psi(x) = 0$ .

$$S(x, s) = f(x) + s \cdot \psi(x) \quad (4.8)$$

Die Zielfunktion in Gleichung (4.9) beschreibt die Abweichung der auftretenden Drehmomente aller Energiewandler von deren Maximalmoment.

$$S(T_{EW}, P_{EPTO}, P_{FA}) = \sum_1^{N_{EW}} \left| \frac{\Delta T_{EW}}{T_{EW,max}} \right| + s_1 \cdot \left| \frac{\Delta P_{EPTO}}{P_{EPTO,soll}} \right| + s_2 \cdot \left| \frac{\Delta P_{FA}}{P_{FA,soll}} \right| \quad (4.9)$$

Die Nebenbedingungen werden durch die Abweichungen der Fahrtriebsleistung und der EPTO-Leistung vom jeweiligen Soll-Wert der Vorgabe re-

präsentiert. Eine Verletzung der Nebenbedingungen, d.h. eine Abweichung von den Sollvorgaben, wirkt der Minimierung entgegen, indem der Zielfunktionswert erhöht wird.

Mit Hilfe der Strafparameter  $s_1$  und  $s_2$  kann bestimmt werden, wie hoch die EPTO gegenüber dem Fahrtrieb priorisiert werden soll. Die berechneten Abtriebsmomente  $T_{FA}$  über alle  $N_{ivar}$  und  $N_G$  können deshalb durch die Drehmomentbeschränkung der genutzten Energiewandler von der geforderten Sollvorgabe abweichen. Werden die beschränkenden  $T_{EW,max}$  in einem ersten Berechnungsdurchgang entsprechend hoch gewählt, so kann das beschriebene Vorgehen genutzt werden, um die minimal notwendigen Drehmomente für entsprechende Auslegungsbetriebspunkte zu berechnen. Anhand dieser Auslegung kann anschließend aus einer Datenbank eine automatisierte Auswahl der entsprechenden Energiewandler getroffen werden. Dieses Vorgehen ist als Iteration im Gesamtablauf der Methode in Abbildung 4.1 beschrieben.

Für die folgende Getriebedimensionierung sowie die Konzeptbewertung sind mehrere Berechnungsdurchläufe des Programms „verlustfreie  $\underline{\omega}$ ,  $\underline{\tau}$ “ notwendig. Tabelle 4.3 gibt Aufschluss über die Reihenfolge, die Anzahl und den Zweck der benötigten Berechnungsdurchläufe. Durchlauf 1 wird benötigt, um für die später folgende Systembewertung die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{Fzg,max}$  sowie die maximal auftretenden Wellendrehzahlen und Differenzdrehzahlen zu berechnen. Die Durchläufe 2 und 3 dienen der Getriebedimensionierung. Sie werden benötigt, um später die maximal auftretenden Momente in den verschiedenen Komponenten zu bestimmen. Die Getriebeausgangsleistung  $P_{g,a}$ , also die Summe der Leistungen  $P_{FA}$  und  $P_{EPTO}$ , muss dabei, sobald die Zugkraft nach dem Anfahrvorgang übertragen werden kann, über den gesamten Geschwindigkeitsbereich des Getriebes erhalten bleiben. Die zur Dimensionierung herangezogene Größe für den Fahrtrieb entspricht der maximal geforderten Fahrleistung. Der Rechendurchlauf 4 ist der eigentliche Berechnungsdurchlauf für die Aus-

gabe der Betriebspunkte. Hier kann ein vom Benutzer frei gewählter Betriebspunkt berechnet werden. Die Auslegung der Energiewandler erfolgt über die Berechnungsdurchläufe 1 bis 3. Wird im frei wählbaren letzten Berechnungsdurchlauf 4 – beispielsweise durch Vorgabe einer sehr hohen Getriebeausgangsleistung –  $T_{EW,max}$  überschritten, wird die Fahrtriebsleistung reduziert.

Tabelle 4.3: Notwendige Berechnungsdurchläufe „verlustfreie  $\underline{\omega}$ ,  $\underline{\tau}$ “

Nr	Schnittstellenvorgabe			Berechnungsziel
	$n_{VM}$ [1/min]	$P_{FA}$ [kW]	$P_{EPTO}$ [kW]	
1	$n_{VM,max}$	-	-	max. Wellendrehzahlen
2	$n_{VM,Tmax}$	$P_{FA,Dim}$	$P_{EPTO} = 0$	max. mechanische Belastung
3	$n_{VM,Tmax}$	$P_{FA,Dim} + P_{EPTO,Dim}$	$P_{EPTO,Dim}$	max. kombinierte Belastung
4	beliebig wählbarer Betriebspunkt			Betriebspunktvorgabe

Die Berechnung der verlustfreien Drehzahlen, Drehmomente und Leistungen eines Gesamtgetriebes basiert auf den Berechnungsgrundlagen der einzelnen Getriebekomponenten. Es erfolgt nun zu Beginn eines jeden Unterkapitels eine kurze Erläuterung der Komponenten und anschließend eine allgemeingültige mathematische Beschreibung der benötigten Zusammenhänge.

### 4.3.1 Planetengetriebe

Planetengetriebe werden neben Bauformen mit negativen Standübersetzungen auch in weiteren Bauformen mit positiven Standübersetzungen und Stufenplaneten in Getrieben mobiler Arbeitsmaschinen eingesetzt. In der Regel handelt es sich um einfache, rückkehrende Planetengetriebe mit zwei Zentralrädern und einer Stegwelle. Die Bauform der Planetenräder, welche auf der Stegwelle gelagert sind, kann sich dabei unterscheiden. Es gibt Ausführungen mit Einzel-, Doppel- oder Stufenplaneten.

Zur Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten dieser einfachen Planetengetriebe wird die Willis-Gleichung herangezogen [Wil41]. Mit dieser ist es möglich, die Winkelgeschwindigkeiten von Sonne  $s$ , Steg  $c$  und Hohlrad  $r$  zu berechnen.

$$0 = \omega_s + (i_0 - 1) \cdot \omega_c - i_0 \cdot \omega_r \text{ mit } i_0 = \frac{z_r}{z_s} \quad (4.10)$$

Bei verlustfreien zusammengesetzten Planetengetrieben kommen für die Berechnung der Momente zwei Gleichungen zum Einsatz. Für eine vollständige mathematische Beschreibung werden das äußere Momentengleichgewicht (4.11) und das Verhältnis der Drehmomente beider Zentralräder in Abhängigkeit der Standübersetzung (4.12) benötigt.

$$0 = T_s + T_c + T_r \quad (4.11)$$

$$0 = T_s \cdot i_0 + T_r \quad (4.12)$$

### 4.3.2 Stirnradstufen

Stirnradgetriebe sind durch unterschiedliche, zumeist parallel verlaufende Rotationsachsen gekennzeichnet. Sie sind weit verbreitet und zeichnen sich durch eine einfache Bauweise aus. Die Leistungsdichte einfacher Planetengetriebe ist jedoch höher als die typischer Stirnradgetriebe.

Die Winkelgeschwindigkeiten und Drehmomente eines Stirnradpaares berechnen sich durch das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten  $i_{STP}$  zwischen den Wellen A und B des Stirnradpaares analog eines Planetengetriebes mit einer am Gehäuse fixierten Stegwelle.

$$0 = \omega_A - i_{STP} \cdot \omega_B \text{ mit } i_{STP} = \frac{z_B}{z_A} \quad (4.13)$$

$$0 = T_B + i_{STP} \cdot T_A \quad (4.14)$$

### 4.3.3 Variatoren

Ein elektrischer oder hydraulischer Variator besteht aus zwei Energiewandlern A und B, vergleiche Abbildung 4.4. Sie wandeln mechanische in elektrische oder hydraulische Energie und vice versa.

Die Winkelgeschwindigkeiten bei Variatoren berechnen sich analog zu Stirnradstufen, vergleiche Gleichung (4.13). Im Gegensatz zu Stirnradstufen liefern Variatoren eine stufenlose Drehzahl- und Drehmomentwandlung, das Übersetzungsverhältnis  $i_{Var}$  ist folglich nicht konstant.

$$0 = \omega_A - i_{Var} \cdot \omega_B \quad i_{Var} \neq \text{konstant} \quad (4.15)$$

Die gewandelte Leistung berechnet sich im verlustfreien Fall über die Winkelgeschwindigkeit und das anliegende Drehmoment an der angebundenen Welle.

$$0 = \omega_q \cdot T_q + P_q \quad q := A, B \quad (4.16)$$

Analog hierzu erfolgt die Berechnung einzelner Energiewandler im Getriebesystem, die nicht Teil des Variators – also des Fahrtriebes – sind.

### 4.3.4 Berechnung der Drehzahlen

Stufenlose Getriebe mit mehreren Schnittstellen können mehrere Drehfreiheitsgrade aufweisen. Vor einer Berechnung ist es daher notwendig, zu bestimmen, wie viele Randbedingungen  $N_{RB}$  gesetzt werden müssen, bevor mit der Berechnung der linearen Gleichungssysteme begonnen werden kann. Die notwendige Anzahl der zu setzenden Randbedingungen kann mit Hilfe der Anzahl der Wellen  $N_W$ , Übersetzungselemente  $N_{UE}$  und geschlossenen Schaltelemente  $N_{SEG}$  berechnet werden.

Geschlossene Schaltelemente werden ohne Schlupf zwischen den beiden Kupplungsseiten A und B angenommen. Daraus ergibt sich für jedes geschlossene Schaltelement im Getriebe eine Zwangsbedingung.

$$\omega_A = \omega_B \quad (4.17)$$

$N_{RB}$  entspricht der Anzahl der vorhandenen Drehfreiheitsgrade für das vorliegende Getriebe.

$$\begin{aligned} N_{RB} &= N_W - N_{UE} - N_{SEG} \\ N_{UE} &= N_{PG} + N_{STP} + N_{Var} \end{aligned} \quad (4.18)$$

Das lineare Gleichungssystem besteht aus einer Gleichungsmatrix  $\underline{\mathbf{A}}_\omega$ , einem Lösungsvektor  $\vec{b}_\omega$  und den Winkelgeschwindigkeiten der Wellen  $\vec{\omega}$ . Die Gleichungsmatrix  $\underline{\mathbf{A}}_\omega$  enthält die Teilmatrizen aus den Randbedingungen, also den notwendigen Drehzahlvorgaben, den Gleichungen der Übersetzungselemente aus (4.10), (4.13) sowie (4.15) und den Zwangsbedingungen der geschlossenen Schaltelemente, Gleichung (4.17). Der Lösungsvektor  $\vec{b}_\omega$  beinhaltet den Vektor  $\vec{r}_\omega$  zur Vorgabe der Absolutwerte der Randbedingungen.

$$\underline{\mathbf{A}}_\omega \cdot \vec{\omega} = \vec{b}_\omega \quad \underline{\mathbf{A}}_\omega = \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{A}}_{RB} \\ \underline{\mathbf{A}}_{UE} \\ \underline{\mathbf{A}}_{SEG} \end{bmatrix} \quad \vec{b}_\omega = \begin{bmatrix} \vec{r}_\omega \\ \vec{0} \\ \vec{0} \end{bmatrix} \quad (4.19)$$

Um das Gleichungssystem zu lösen, muss nach Gleichung (2.3) die Gleichung (4.19) nach dem Vektor  $\vec{\omega}$  aufgelöst werden. Die Berechnung der Drehzahlen kann dann über Gleichung (4.20) erfolgen.

$$n = 2 \cdot \pi \cdot \omega \quad (4.20)$$

Durch die variable Übersetzung des Variators und die Änderung der Gleichungsmatrix  $\underline{\mathbf{A}}_{\omega}$  beim Gangwechsel über  $\underline{\mathbf{A}}_{SEG}$  wird eine Iteration der Berechnung nach (4.19) für mehrere Betriebspunkte erforderlich. Das Gleichungssystem muss mehrfach für alle zu berechnenden Variatorübersetzungen  $N_{ivar}$  und alle mechanisch geschalteten Gänge  $N_G$  gelöst werden. Abschließend ergibt sich die vollständige Matrix der Umfangsgeschwindigkeiten  $\underline{\omega} \in \mathbb{R}^{N_W \times N_{ivar} \times N_G}$ . Die Anzahl der zu berechnenden Variatorübersetzungen muss daher für jeden Gang identisch sein.

### 4.3.5 Berechnung der Drehmomente und Leistungen

Aufgrund der Möglichkeit mehrerer Schnittstellen im Getriebesystem ist es notwendig, vor einer Berechnung zu bestimmen, wie viele Leistungen und Drehmomente am Getriebesystem vorgegeben werden müssen. Dabei können für mechanische Schnittstellen eine Leistung oder ein Drehmoment vorgegeben werden, denn für Getriebewellen kann mit Hilfe der bereits berechneten Wellendrehzahl auf das Drehmoment zurückgerechnet werden.

$$\begin{aligned} N_{RB} &= N_{\tau} - N_{Z\tau} \\ N_{\tau} &= N_S + N_{SE} + 2 \cdot (N_{STP} + N_{EW}) + 3 \cdot N_{PG} \\ N_{Z\tau} &= N_{STP} + 2 \cdot N_{PG} + N_{SEO} + N_{EW} + N_{LEW} + N_W \end{aligned} \quad (4.21)$$

Die Berechnung erfolgt wie bei den Drehzahlen in Kapitel 4.3.4 über lineare Gleichungssysteme, die eine Gleichungsmatrix  $\underline{\mathbf{A}}_{\tau}$  und einen Lösungsvektor  $\vec{b}_{\tau}$  beinhalten, um die Leistungen und Drehmomente  $\vec{\tau}$  für einen Gang und eine Variatorübersetzung zu berechnen. Die Gleichungsmatrix  $\underline{\mathbf{A}}_{\tau}$  enthält die Teilmatrizen der Randbedingungen, Verzahnungen, offenen Schaltelemente, Wellenverbindungen, Energiewandler und deren Leitungsverbindungen. Findet die Berechnung ohne die Berücksichtigung der Getriebeverluste statt, so ist  $\vec{b}_{\tau}$  lediglich mit den Randbedingungen  $\vec{r}_{\tau}$  befüllt.

$$\underline{\mathbf{A}}_{\tau} \cdot \vec{\tau} = \vec{b}_{\tau} \quad \underline{\mathbf{A}}_{\tau} = \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{A}}_{RB} \\ \underline{\mathbf{A}}_z \\ \underline{\mathbf{A}}_{SEO} \\ \underline{\mathbf{A}}_W \\ \underline{\mathbf{A}}_{EW} \\ \underline{\mathbf{A}}_{LEW} \end{bmatrix} \quad \vec{b}_{\tau} = \begin{bmatrix} \vec{r}_{\tau} \\ \vec{0} \\ \vec{0} \\ \vec{0} \\ \vec{0} \\ \vec{0} \end{bmatrix} \quad (4.22)$$

Um das Gleichungssystem aus Gleichung (4.22) zu lösen, muss nach  $\vec{\tau}$  aufgelöst werden und es ergibt sich Gleichung (4.23):

$$\vec{\tau} = \underline{\mathbf{A}}^{-1} \cdot \vec{b} \quad (4.23)$$

Die Matrizen müssen – analog zur Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten – für alle zu berechnenden Variatorübersetzungen  $N_{ivar}$  und alle mechanisch geschalteten Gänge  $N_G$  gelöst werden. Abschließend ergibt sich die vollständige Matrix der Leistungen und Drehmomente  $\underline{\tau} \in \mathbb{R}^{N_{\tau} \times N_{ivar} \times N_G}$ .

## 4.4 Automatisierte Getriebedimensionierung

In diesem Kapitel sind die Grundlagen und die Vorgehensweise zur automatisierten Getriebedimensionierung auf Basis der verlustfreien Getriebeberechnung über lineare Gleichungssysteme mittels Getriebecodierung aus Kapitel 4.3 beschrieben. Die Dimensionierung baut aufeinander auf und erfolgt komponentenweise in einer notwendigen Reihenfolge nach:

1. Verzahnungen
2. Wellen und Lager
3. Schaltelemente
4. Energiewandler

Für jeden dieser Schritte existieren in diesem Kapitel entsprechende Unterkapitel, in denen die Vorgehensweise und Ablaufdiagramme für eine Umsetzung in einem Berechnungsprogramm erläutert sind. Alle Berechnungen setzen voraus, dass zuvor die verlustfreie Getriebeberechnung erfolgt ist und die Matrizen  $\underline{\tau}$  und  $\underline{\omega}$  bekannt sind.

Bei der Auswahl der Berechnungsverfahren für die Dimensionierung ist berücksichtigt, dass diese in einer sehr frühen Konzeptphase teilweise ohne größeres Detailwissen durchgeführt werden muss. Die verwendeten Berechnungsansätze sind daher möglichst einfach gewählt. Diese vorgeschlagenen Berechnungsansätze und das dargestellte Vorgehen schließen eine Detaillierung der Datenbasis sowie der Berechnungsverfahren nicht aus. Für die Energiewandler konzentrieren sich die Beschreibungen auf elektrische Komponenten, die Daten hydraulischer Komponenten sind bestehenden Konzepten entnommen und als bekannt vorausgesetzt. Im Gegensatz hierzu wird bei den elektrischen Komponenten von einer Neuentwicklung ausgegangen, sodass eine erste Dimensionierung notwendig ist.

### 4.4.1 Verzahnungen

In der Berechnungsvorschrift ISO 6336 [ISO07] wird für die Flankentragfähigkeit die maßgebliche Flankenpressung nach Gleichung (4.24) bestimmt.  $Z_\beta$ ,  $Z_\epsilon$  und  $Z_E$  berücksichtigen Einflüsse aus dem Schrägungswinkel, der Überdeckung und der Werkstoffelastizität. Weiter werden der Zonenfaktor  $Z_H$ , Anwendungsfaktor  $K_A$ , Dynamikfaktor  $K_V$ , Breitenfaktor  $K_{H\beta}$  sowie der Stirnfaktor  $K_{H\alpha}$  berücksichtigt.

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot Z_\beta \cdot Z_E \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \frac{u+1}{u}} \quad (4.24)$$

Die Zahnkontaktfaktoren für Rad und Ritzel sind in Gleichung (4.24) nicht berücksichtigt. Sie werden, sofern benötigt, wie die übrigen Z-Faktoren hinzu multipliziert.

Einfache Vorgehensweisen zur ersten Auslegung von Zahnradgetrieben werden in [NW89] und [NBL07] beschrieben. Diese Verfahren sind geeignet, um in der frühen Entwicklungsphase eines Getriebes bereits Auslegungen vornehmen zu können und einen Konzeptvergleich anzustellen. Wichtig hierbei ist, dass diese Ansätze nur eine Gültigkeit für Verzahnungen ähnlicher Geometrie und mit ähnlichem Einsatzgebiet besitzen.

Nach [NW89] können die genannten Vorfaktoren aus Gleichung (4.24) und die maßgebliche Flankenpressung  $\sigma_H$  als annähernd konstant angenommen werden. Diese Größen können dann als K-Faktor für die jeweilige Verzahnung zusammengefasst werden. Aus Gleichung (4.24) ergibt sich somit die Gleichung (4.25) für den K-Faktor, welcher den Einfluss der Last  $F_t$  und des Zähnezahlnverhältnisses  $u$  in Abhängigkeit des Teilkreisdurchmessers  $d_1$  (Ritzel) und der Zahnbreite  $b$  wiedergibt.

$$\text{K-Faktor} = \sqrt{\frac{F_t}{d_1 \cdot b} \frac{u+1}{u}} \quad (4.25)$$

Analog zum K-Faktor – ebenfalls unter Beachtung eines engen Gültigkeitsbereichs – kann der U-Faktor aus der Gleichung (4.26) für die Zahnfußspannung nach ISO 6336 [ISO07] bestimmt werden. Es sind Geometrie- und Kraftfaktoren, ein Formfaktor  $Y_F$  sowie ein Spannungskorrekturfaktor  $Y_S$  enthalten.

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \frac{F_t}{m_n \cdot b} \quad (4.26)$$

Nach einer Zusammenfassung der Vorfaktoren und der Zahnfußspannung  $\sigma_F$  zum konstanten U-Faktor ergibt sich über Gleichung (4.27) der Zusammenhang zwischen der Tangentialkraft  $F_t$ , dem Normalmodul  $m_n$  sowie der Zahnbreite  $b$ .

$$\text{U-Faktor} = \frac{F_t}{m_n \cdot b} \quad (4.27)$$

Mit den Gleichungen (4.25) und (4.27) sowie den Werten für die K- und U-Faktoren aus bestehenden Auslegungen, Erfahrungswerten oder aus Literaturangaben (z.B. [NW89]) lässt sich die Zahnbreite bestimmen.

Es ist zu beachten, dass durch diese Art der Auslegungen stets von einer vorhandenen Verzahnungsgeometrie ausgegangen wird. Einflüsse auf die Tragfähigkeit durch die Geometrie- und Kraftfaktoren in Gleichung (4.24) werden vernachlässigt. Die K- und U-Faktoren sind nur bei ähnlichen Kraft- und Geometriefaktoren eine charakteristische Größe der Verzahnungsauslegung [NW89].

Abbildung 4.6 zeigt den Programmablaufplan der automatisierten Verzahnungsauslegung beispielhaft für Stirnradpaare. Für Planetengetriebe kann die Berechnung mit Hilfe der vorgestellten Gleichungen ebenfalls erfolgen. Unterschiede in der Berechnung werden im Folgenden erläutert.

Nach Vorgabe eines gewünschten Achsabstandes für alle Stirnradpaare wird geprüft, ob mehrere Stirnradpaare einer Welle die gleichen Rotationsachsen teilen. Falls dies – wie im dargestellten Minimalbeispiel in Abbildung 4.6 – der Fall ist, wählt das Programm den kleinsten der vorgegebenen Achsabstände aus. Dies wirkt sich positiv auf Bauraum sowie Kosten aus [Ama17] und verhindert Eingabefehler durch den Benutzer. Die Berechnung des Achsabstands über die Gleichung (4.25) erfolgt nun iterativ so lange, bis  $|l_a - l_{a,soll}|$  möglichst minimal wird. Eine ausreichend große Datenbasis an bereits ausgelegten Stirnradverzahnungen verbessert die Ergebnisqualität entsprechend.

Für Planetengetriebe kann dieser Berechnungsschritt entfallen, denn Planetengetriebe sind stets coaxial. Es wird hier der Teilkreisdurchmesser des Hohlrades  $d_r$  vorgegeben. Eine Iteration ist nur durch zusätzlich berücksichtigte Einbaubedingungen (vgl. VDI 2157 [VDI10]) notwendig, da beispielsweise die Zähnezahlen angepasst werden müssen.

Anschließend kann die Berechnung der Zahnbreite  $b$  für Planetengetriebe und Stirnradstufen erfolgen. Aufgrund teilweise stark unterschiedlicher Belastungen sowie der hohen Automatisierung der Berechnung wird die Begrenzung der minimalen Zahnbreite und eine abschließende Kontrolle des Verhältnisses aus Zahnbreite  $b$  und Teilkreisdurchmesser vorgesehen. Ebenfalls werden die resultierenden Zähnezahlen kontrolliert.

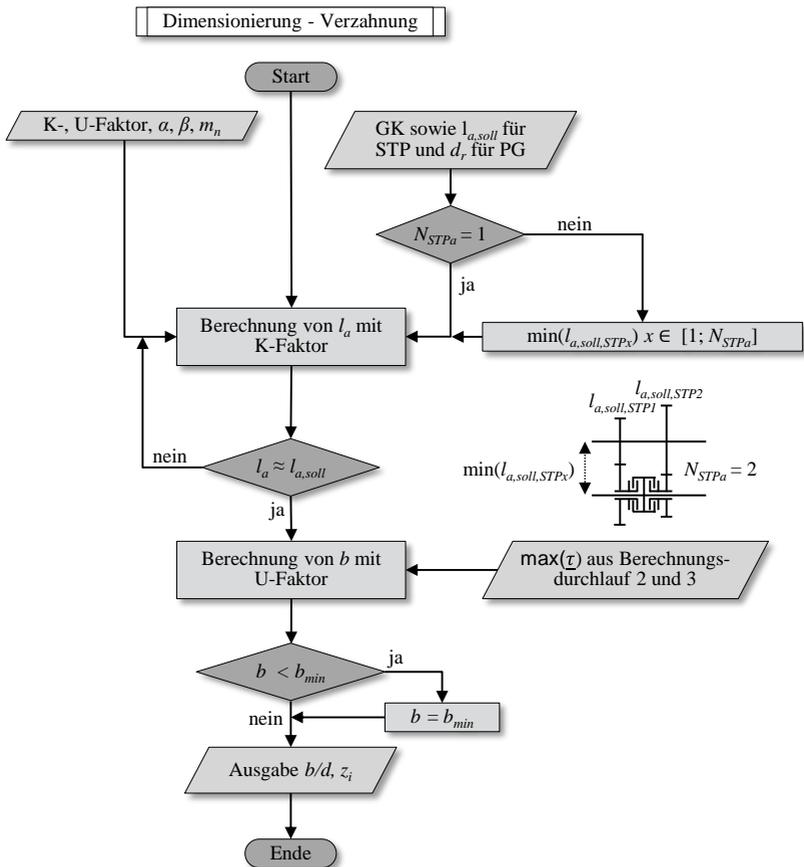


Abbildung 4.6: Ablaufplan der überschlägigen Verzahnungsauslegung

Ein Berechnungsbeispiel für ein Stirnradpaar ist zur Erläuterung der Vorgehensweise in Anhang B aufgeführt. Hier finden sich auch die weiteren mathematischen Zusammenhänge zur Berechnung der Durchmesser, Zähnezahlen und des Achsabstandes. Die Berechnung von Planetengetrieben greift ebenfalls auf die dort genannten Zusammenhänge zurück.

### 4.4.2 Wellen und Lager

Den Gesamt Ablauf der Berechnung zur Dimensionierung der Lager und Wellen beschreibt Abbildung 4.7. Die Dimensionierung dieser Komponenten setzt die vorangegangene Dimensionierung der Verzahnung voraus, vergleiche Kapitel 4.4.1. Die Berechnung erfolgt für jede Getriebewelle und ist nach der Vorgabe von Längen, Lagerungsarten und Hohlwellen durch den Benutzer vollständig automatisiert. Die abschließende Lagerauswahl erfolgt über die Wellendurchmesser und die Berechnung der Lagerlebensdauer. Hierzu wird eine traktorspezifische Benutzungsdauer eingesetzt.

Zur Erläuterung der Berechnung dient die schematische Wellendarstellung aus Abbildung 4.8. Im gezeigten Beispiel ist ein Stirnrad auf einer Welle aufgebracht. Die Getriebewelle ist fest-los gelagert über zwei verschiedene Lager. Die folgenden Erläuterungen beziehen sich auf das angefügte Beispiel. Die Zusammenhänge sind auch auf komplexe Anwendungsfälle in mechanischen Getrieben übertragbar.

In Fahrzeuggetrieben sind mehrere Übersetzungselemente auf einer Welle und zahlreiche unterschiedliche Lagerungsarten denkbar. Abbildung 4.9 zeigt beispielhaft einige Lagerungsarten für Getriebe in mobilen Arbeitsmaschinen. Die Vorgabe einer konkreten Lagerungsart vereinfacht die weitere Berechnung sowie die Automatisierbarkeit.

Die Vorgabe der Lagerungsart für alle Wellen im Getriebe durch den Benutzer ist notwendig. Im Berechnungsbeispiel REF1 müssen also 16 Lagerungsarten vor der Berechnung durch den Anwender vorgegeben werden.

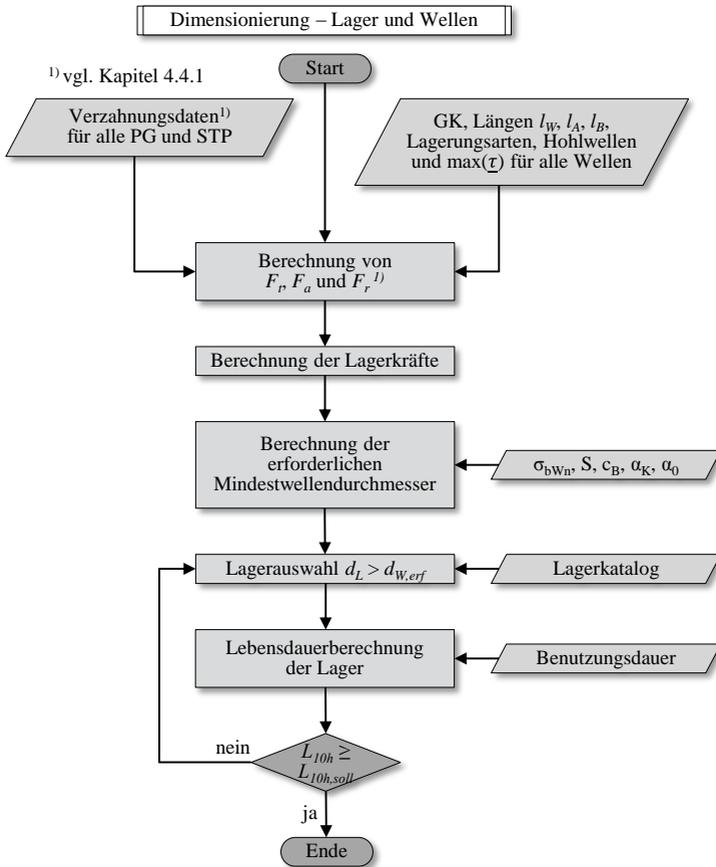


Abbildung 4.7: Ablaufplan der überschlägigen Wellen- und Lagerdimensionierung

Als weitere Vorgabe erfolgen die Länge der Welle  $l_W$  und die Abstände der Lager  $l_A$  und  $l_B$  von der Verzahnung auf der Welle. Die Mindestlänge der Welle kann optional auch automatisiert über die Anzahl der Schaltelemente  $N_{SE}$ , Verzahnungen  $N_z = N_{STP} + N_{PG}$  sowie der Lager  $N_L$  auf der jeweiligen Welle abgeschätzt werden. Die Breiten der Verzahnungen  $b$  sind aus der überschlägigen Verzahnungsdimensionierung bekannt, für die Breite der

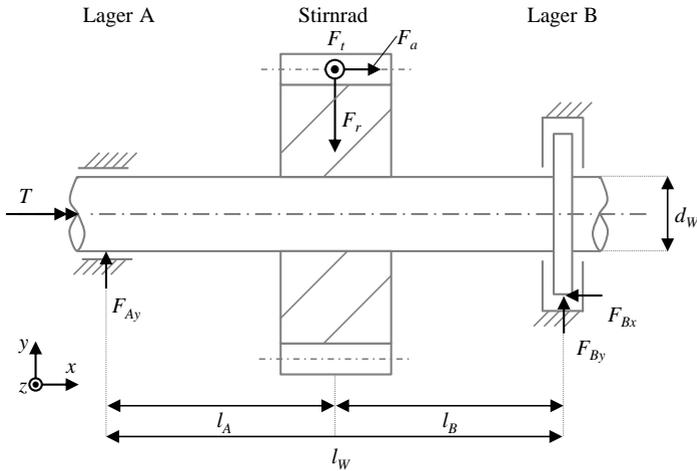


Abbildung 4.8: Längen und Kräfte zur Wellen- und Lagerdimensionierung

Lager  $c_{bL}$  und der Schaltelemente  $c_{bSE}$  werden zunächst unabhängig vom Lager- und dem Schaltelementtyp konstante Faktoren angenommen und in Gleichung (4.28) eingesetzt. Diese Faktoren werden aus vorhandenen Getriebeabschnitten ermittelt und besitzen daher einen beschränkten Gültigkeitsbereich.

$$l_{W,min} = \sum b + N_{SE} \cdot c_{bSE} + N_L \cdot c_{bL} \quad (4.28)$$

Mit den bekannten Verzahnungsdaten Wälzkreisdurchmesser  $d_{wi}$ , Betriebs-eingriffswinkel  $\alpha_{wt}$ , Schrägungswinkel  $\beta$  und dem anliegenden Drehmoment können die Umfangskraft  $F_t$ , Radialkraft  $F_r$  und Axialkraft  $F_a$  an der Zahnflanke für jedes Zahnrad über die Gleichungen (4.29) bis (4.31) berechnet werden [NBL07].

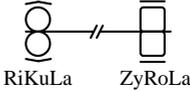
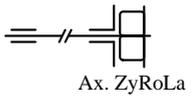
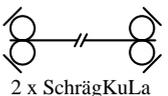
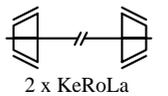
Lagerungsarten	
Lagersitz	A B
Benennung	Sinnbild
Fest-Los-Lagerung FLL	 RiKuLa ZyRoLa
Gleitlagerung GL	2 x GL  Ax. ZyRoLa
Stützlagerung angestellt mit Schrägkugellagern SLAS	 2 x SchrägKuLa
Stützlagerung angestellt mit Kegelrollenlagern SLAK	 2 x KeRoLa
RiKuLa:	Rillenkugellager
ZyRoLa:	Zylinderrollenlager
GL:	Gleitlager
ax. ZyRoLa:	axiales Zylinderrollenlager
SchrägKuLa:	Schrägkugellager
KeRoLa:	Kegelrollenlager

Abbildung 4.9: Beispielhafte Lagerungsarten in Getrieben für mobile Arbeitsmaschinen

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_{wi}} \quad (4.29)$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha_{wt}) \quad (4.30)$$

$$F_a = F_t \cdot \tan(\beta) \quad (4.31)$$

Die resultierenden Lagerkräfte  $F_{Ares}$  und  $F_{Bres}$ , wie im Beispiel aus Abbildung 4.8 eingezeichnet, lassen sich über das Biegemoment und die Lagerkräfte in y- und z-Richtung, Gleichungen (4.32) und Gleichung (4.33), für alle Wellen ermitteln. Die resultierenden Lagerkräfte können von mehreren

mechanischen Übersetzungselementen auf einer Welle hervorgerufen werden.

$$F_{Ay} = \frac{2 \cdot F_r \cdot l_b + F_a \cdot d_{wi}}{2 \cdot (l_a + l_b)} \quad F_{Az} = \frac{F_t \cdot l_b}{l_a + l_b} \quad (4.32)$$

$$F_{By} = \frac{2 \cdot F_r \cdot l_b - F_a \cdot d_{wi}}{2 \cdot (l_a + l_b)} \quad F_{Bz} = \frac{F_t \cdot l_a}{l_a + l_b} \quad (4.33)$$

Die resultierenden Lagerkräfte für die Lagerseiten A und B berechnen nach Gleichung (4.34).

$$F_{xRes} = \sqrt{F_{xy}^2 + F_{xz}^2} \text{ für } x : [A, B] \quad (4.34)$$

Für die Berechnung des überschlägig erforderlichen Mindestwellendurchmessers  $d_{W,erf}$  werden weitere Parameter benötigt. Die angesetzten Werte für die folgende Berechnung sind in Tabelle 4.4 aufgeführt.

Tabelle 4.4: Berechnungsdaten für die Berechnung von  $d_{W,erf}$

Größe	Wert	Einheit	Erläuterung
$\alpha_0$	1	-	Anstrengungsverhältnis
$\alpha_K$	1	-	Kerbfaktor
$\sigma_{bW,n}$	350	$\frac{N}{mm^2}$	C45E: Biegung wechselnd, Torsion
$c_B$	1	-	Betriebsfaktor
$S$	1,5	-	Sicherheitsfaktor

Mit Hilfe des maximal auftretenden Biegemoments und nach Durchlaufen der Berechnungen aus Tabelle 4.3 kann nach Gleichung (4.35) der erforderliche Mindestdurchmesser  $d_{W,erf}$  für Vollwellen bestimmt werden.

$$T_{WB,max} = \max\left(\sqrt{(F_{Az} \cdot l_a)^2 + (F_{Ay} \cdot l_a)^2}, \sqrt{(F_{Bz} \cdot l_b)^2 + (F_{By} \cdot l_b)^2}\right) \quad (4.35)$$

Der Mindestdurchmesser berechnet sich über Gleichung (4.36). Da keine weiteren Konstruktionsdetails bekannt sind, wird dieser Durchmesser über die gesamte Wellenlänge angesetzt.

$$d_{W,erf} = \left( \frac{32}{\pi \cdot \sigma_{zul}} \sqrt{T_{WB,max}^2 + \frac{3}{4} \cdot (1.000 \cdot \alpha_0 \cdot T)^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.36)$$

mit  $\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{bWn}}{S \cdot c_B \cdot \alpha_K}$

Bei der Wahl des Innendurchmessers  $d_{W,erf,hi}$  einer Hohlwelle kann näherungsweise der erforderliche Mindestdurchmesser der darunterliegenden Vollwelle oder der Außendurchmesser der darunterliegenden Hohlwelle angesetzt werden. Anschließend kann der Außendurchmesser der Hohlwelle über Gleichung (4.37) bestimmt werden. Die Vorgabe, welche Wellen in einer Hohlwelle rotieren, muss durch den Benutzer für alle Hohlwellen erfolgen.

$$d_{W,erf,hi} = \left( d_{W,erf}^4 - d_{W,erf} \frac{32}{\pi \cdot \sigma_{zul}} \cdot \sqrt{T_{WB,max}^2 + \frac{3}{4} \cdot (1.000 \cdot \alpha_0 \cdot T)^2} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (4.37)$$

Für dynamische Untersuchungen, wie beispielsweise Streckensimulationen, müssen die Massenträgheitsmomente des zu betrachtenden Systems bekannt sein. Im vorliegenden Fall werden für die Komponenten einfache zylindrische Körper mit konstantem Durchmesser angenommen. Das Massenträgheitsmoment  $J$  eines solchen zylindrischen Körpers, zum Beispiel einer Welle, einer elektrischen Maschine oder eines Zahnrades, berechnet sich über die Masse  $m$  des Körpers und den äußeren Radius  $r_a$  nach der Gleichung (4.38). Für die Berechnung des Trägheitsmoments hohler Zylinder

mit entsprechender Wandstärke wird zusätzlich der innere Radius  $r_i$  benötigt.

$$J = m \cdot \frac{r_a^2}{2} \quad (4.38)$$

$$J = m \cdot \frac{r_a^2 + r_i^2}{2} \quad (4.39)$$

Die Lager werden aus einer hinterlegten Lagerdatenbank anhand der Welledurchmesser und der vorgegebenen Lagerungsart mit passendem Innendurchmesser des Lagers  $d_L$  automatisiert vorausgewählt, sodass die Bedingung

$$d_L \geq \max(d_{W,erf}) \text{ für Lager A und B einer Welle} \quad (4.40)$$

eingehalten wird.

Das Abschätzen der Lagerlebensdauer für Wälzlager anhand der maximal auftretenden Lasten nach Durchlaufen der Berechnungen aus Tabelle 4.3 über ISO 281 [ISO90] zeigt, ob die vorausgewählten Lager den Belastungen standhalten. Hierzu wird zunächst die dynamische äquivalente Belastung errechnet, vergleiche Gleichung (4.41). Die Anpassungsfaktoren  $c_{L1}$  und  $c_{L2}$  sind einer Datenbank zu entnehmen und aufgrund der vorausgewählten Lagerarten für Lager A und B bekannt. Mit Hilfe der berechneten Lagerkräfte kann die dynamische äquivalente Belastung  $F_{L10}$  bestimmt werden.

$$F_{L10} = c_{L1} \cdot F_r + c_{L2} \cdot F_a \quad (4.41)$$

Mit Gleichung (4.42) kann die Lebensdauer mit Hilfe der berechneten  $F_{L10}$  sowie anhand der dynamischen Tragzahl  $C$ , des Lebensdauerexponenten  $e$  und der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  berechnet werden. Das Ergebnis ist die Lebensdauer in Stunden bei einer Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 %  $L_{10h}$ .

Die dynamische Tragzahl ist lagerspezifisch und muss ebenfalls einer Datenbank entnommen werden.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{2 \cdot \pi \cdot \omega} \cdot \left( \frac{C}{F_{L10}} \right)^e \quad (4.42)$$

In stufenlosen Getrieben ändern sich sowohl die Drehzahl als auch die Lagerlast mit der Getriebeübersetzung, der Motordrehzahl und dem geforderten Abtriebsmoment sowie der EPTO-Leistung. Für die Berechnung der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung muss dann Gleichung (4.43) angesetzt werden. Dabei beschreibt  $t$  die Verweildauer für einen der insgesamt  $N$  Betriebspunkte. Hierzu wird die relative Benutzungsdauer aus Abbildung 4.29 eingesetzt.

$$F_{L10} = \sqrt[e]{\sum_{x=1}^N F_{L10,x}^e \cdot \frac{\omega_x}{\omega} \cdot t_x} \quad (4.43)$$

Mit Hilfe der Lagerlebensdauer kann die Anpassung der Wälzlager an eine vorgegebene Mindestlebensdauer erfolgen.

### 4.4.3 Schaltelemente

Die Dimensionierung der lastschaltfähigen Schaltelemente wird für die Berechnung der Schleppverluste und die Bestimmung der Getriebekühlölmenge benötigt. Schleppverluste treten in geöffnetem Zustand des Schaltelements auf. Nicht lastschaltfähige Klauenschaltelemente werden schleppverlustfrei angenommen. Auf eine Dimensionierung dieser Schaltelemente wird daher verzichtet. Abbildung 4.10 beschreibt den Ablaufplan für die Bestimmung dieser relevanten Größen.

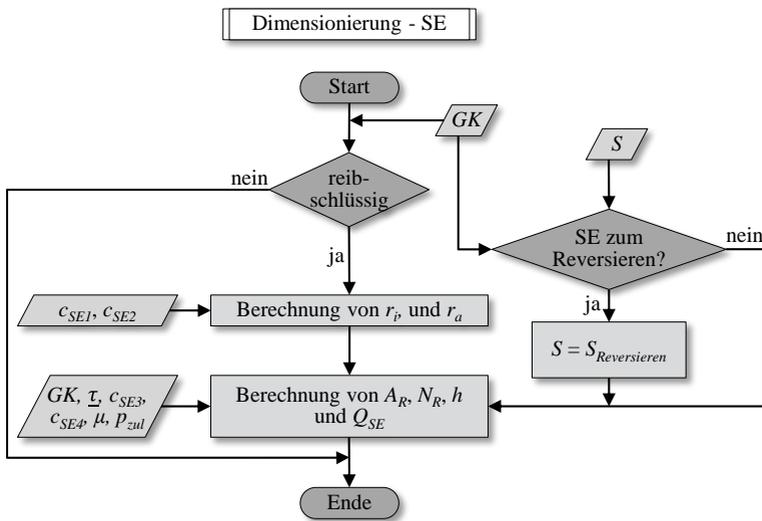


Abbildung 4.10: Ablaufplan der überschlägigen Schaltelementdimensionierung

Zur Dimensionierung werden die Geometriefaktoren  $c_{SE1}$  und  $c_{SE2}$  benötigt. Diese können aus Konstruktionszeichnungen für einfache Schaltelemente abgeleitet werden und haben dann einen beschränkten Gültigkeitsbereich. Der Faktor  $c_{SE1}$  beschreibt das Verhältnis aus dem maximalen erforderlichen Minstdurchmesser der Wellen A und B  $\max(d_{W,erf,A}, d_{W,erf,B})$ ,

welche das Schaltelement verbinden, und  $r_i$ , dem inneren Reibradius des Schaltelements, vergleiche Abbildung 4.11.

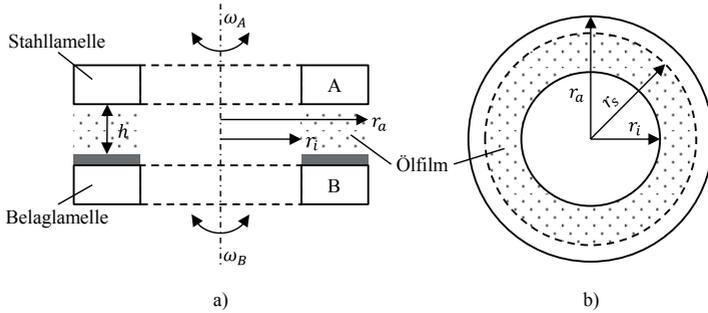


Abbildung 4.11: a) Prinzipskizze einer Reibfläche  
 b) Prinzipskizze des unvollständig gefüllten Luftspalts mit äquivalentem Radius nach [CYYL14]

Der Faktor  $c_{SE2}$  beschreibt den Quotienten aus  $r_a$  und  $r_i$  und ermöglicht damit die Bestimmung des minimalen Außendurchmessers der Reibflächen.

$$r_i = c_{SE1} \cdot \frac{\max(d_{W,erf,A}, d_{W,erf,B})}{2} \quad (4.44)$$

$$r_a = c_{SE2} \cdot r_i \quad (4.45)$$

Das Schleppmoment eines geöffneten lastschaltfähigen Schaltelements steigt mit dem Durchmesser überproportional an [NBL07]. Aus diesem Grund ist die Grundausslegung anhand der Minstdurchmesser mit Blick auf die Verluste durchaus sinnvoll. In einer späteren Konzeptphase muss aus konstruktiven Gesichtspunkten unter Umständen von den geringen Radien abgewichen werden. Die berechneten Schleppverluste sind dann neu zu bestimmen.

Mit den berechneten Minimalradien lässt sich die Reibfläche bestimmen. Über das maximal zulässige statische Moment  $T_{zul}$  (welches aus dem Maximalmoment aus  $\underline{\tau}$  bestimmt wird), dem Reibbeiwert  $\mu$ , dem schaltele-

mentabhängigen Sicherheitsfaktor  $S$  und der zulässigen Pressung  $p_{zul}$  des Reibbelages lässt sich die benötigte Anzahl der Reibflächen bestimmen. Für thermisch höher belastete Schaltelemente zum Reversieren wird ein größerer Sicherheitsfaktor gewählt.

$$A_R = \pi \cdot (r_i^2 - r_a^2) \quad (4.46)$$

$$N_R = \frac{2 \cdot S \cdot T_{zul}}{A_R \cdot \mu \cdot p_{zul} \cdot (r_a + r_i)} \quad (4.47)$$

Die Anzahl der Reibflächen geht linear in die Schleppverluste ein und es ist  $N_R \in \mathbb{N}$  zu setzen.

Aus Messreihen zum Schleppmoment lässt sich sowohl das Lüftspiel  $h$  in Abhängigkeit von  $r_a$  als auch der spezifische Ölvolumenstrom  $q_e$  in Abhängigkeit der Reibflächenanzahl  $N_R$  bestimmen.

Über die Gleichung (4.48) lässt sich ein verlustarmes Lüftspiel bestimmen. Die Berechnungsfaktoren  $c_{SE3}$  und  $c_{SE4}$  müssen empirisch aus Messdaten gewonnen werden.

$$h = c_{SE3} \cdot r_a + c_{SE4} \quad (4.48)$$

Der benötigte Ölvolumenstrom zur Kühlung des Schaltelements kann über die Anzahl der Reibflächen aus dem spezifischen Ölvolumenstrom berechnet werden, vergleiche Gleichung (4.49). Der resultierende Ölvolumenstrom geht in den Betrag der Schleppverluste nicht linear ein.

$$Q_e = N_R \cdot q_e \quad (4.49)$$

Für eine Kosten- und Verlustbewertung von reibschlüssigen Schaltelementen stehen damit alle notwendigen Größen zur Verfügung.

#### 4.4.4 Elektrische Maschinen

Elektrische Maschinen decken ein sehr großes Leistungsspektrum von  $10^{-6}$  bis zu  $10^9$  W ab [Fis13]. Im Bereich der Elektrifizierung in mobilen Anwendungen sind in den letzten Jahren vor allem Asynchronmaschinen mit Käfigläufer und permanentmagneterregte Synchronmaschinen unter Nutzung von Reluktanz mit vergrabenen Magneten für hohe Drehzahlen eingesetzt worden [Kam14].

Die Leistung in mechanischen Systemen steigt bei gleich bleibendem Drehmoment nach der allgemeinen Leistungsgleichung (4.50) proportional mit der Winkelgeschwindigkeit an. Die maximal mögliche Drehzahl einer elektrischen Maschine wird hauptsächlich durch den mechanischen Aufbau bestimmt. Einschränkungen entstehen beispielsweise durch die Lagerung, Wellendurchbiegung, Fliehkräfte oder steigende Verlustleistungen durch Reibung.

$$P = T \cdot \omega = U \cdot I \quad (4.50)$$

Das Drehmoment  $T$  einer elektrischen Maschine steigt quadratisch mit dem Luftspaltdurchmesser  $d_l$  und linear mit der Eisenlänge  $l_{Fe}$  an, siehe Abbildung 4.12. Die Reduktion des Drehmoments oder die Ausnutzung des verfügbaren radialen Bauraumes bei konstantem Drehmoment verringert den Einsatz von teuren Metallen und senkt somit die Kosten einer elektrischen Maschine [HMGK12].

Der Strom kann in den Leitern der elektrischen Maschine aufgrund der Erwärmung durch Verluste nicht beliebig groß gewählt werden. Die maximal ertragbare Verlustleistung ist abhängig vom sogenannten effektiven Strombelag  $\alpha_{eff}$ . Dieser setzt die Anzahl der Leiter am Umfang sowie den Leiterstrom mit dem mittleren Luftspaltdurchmesser ins Verhältnis. Damit legt die Kühlungsart den Wert des effektiven Strombelags fest. Sind am Umfang des Rotors jeweils  $N$  Leiter verteilt, so ergibt sich das Drehmoment über  $\alpha_{eff}$ , näherungsweise gilt  $d_{rot} \approx d_l$ . Dieser einfache Zusammenhang



wird nun detailliert der in Abbildung 4.13 skizzierte Berechnungsablauf geschildert.

Tabelle 4.5: Drehstrommaschinen-Beispielwerte für  $\sigma$  nach [GLA<sup>+</sup>09] und [ZRD<sup>+</sup>13]

E-Maschinen-Typ	Kühlung	Dreh Schub $\sigma$ [kPa]
Asynchronmaschine	Luft	10
	Flüssigkeit	16 - 20
Permanentmagneterregte	Luft	25
Synchronmaschine	Flüssigkeit	32 - 50

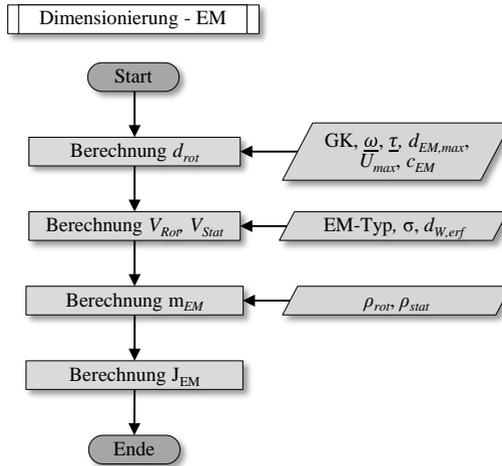


Abbildung 4.13: Ablaufplan der überschlägigen E-Maschinen-Dimensionierung

Um den Materialaufwand zu minimieren, sollte der Durchmesser einer elektrischen Maschine – wie bereits erläutert (vgl. Abbildung 4.12) – maximal gewählt werden. Aufgrund der mechanischen Festigkeit ist der maximale Außendurchmesser des Rotors  $d_{rot}$  bei Innenläufern durch die maximale Umfangsgeschwindigkeit und damit auftretende Fliehkräfte begrenzt. Der

maximale Bauraum kann mit Hilfe eines Geometriefaktors  $c_{EM}$  zur Schätzung des maximal möglichen Rotordurchmessers verwendet werden. Bei niedrigem Drehzahlniveau ist der vorhandene Bauraum im Getriebe begrenzend für den maximal zu wählenden möglichen Durchmesser, siehe Gleichung (4.52).

$$d_{rot} = \min \left( \frac{v_{u,max}}{\pi \cdot n_{max}}, \frac{d_{EM,max}}{c_{EM}} \right) \quad (4.52)$$

Abbildung 4.14 zeigt beispielhaft den Einfluss des verfügbaren Bauraums und der Maximaldrehzahl auf den Rotordurchmesser bei  $v_{u,max} = 130$  m/s,  $d_{EM,max} = 360$  mm und  $c_{EM} = 1,2$ .

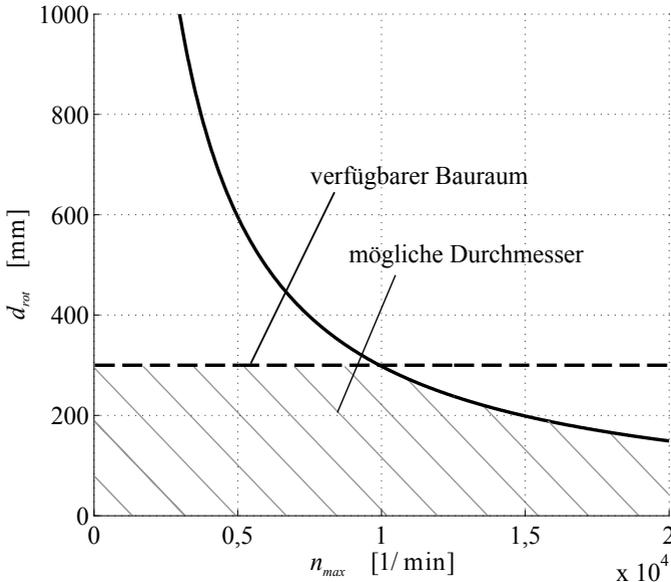


Abbildung 4.14: Maximaler Rotordurchmesser einer Innenläufer-Maschine

Mit Hilfe des Drehschubs und dem maximal benötigten Drehmoment  $T_{max}$  aus den Berechnungsergebnissen  $\tau$  kann anhand Gleichung (4.51) das Rotorvolumen bestimmt werden. Der Durchmesser der Rotorwelle  $d_{W,erf}$  ist

ebenfalls aus der Wellendimensionierung bekannt und wird dem Rotorvolumen abgezogen. Unter der Annahme, dass  $d_l$  dem Innendurchmesser des Stators entspricht, lässt sich weiter das Statorvolumen abschätzen.

$$V_{rot} = \frac{T_{max}}{2 \cdot \sigma} - \frac{d_{W,erf}^2}{4} \cdot \pi \cdot l_{Fe} \quad (4.53)$$

$$V_{stat} = \frac{d_{stat}^2}{4} \cdot \pi \cdot l_{Fe} - \frac{T_{max}}{2 \cdot \sigma} \quad (4.54)$$

Mit Hilfe der mittleren Rotor- und Statorichten  $\rho_{rot}$  und  $\rho_{stat}$  lässt sich dann die Masse der elektrischen Maschine ermitteln.

$$m_{EM} = V_{rot} \cdot \rho_{rot} + V_{stat} \cdot \rho_{stat} \quad (4.55)$$

Abschließend kann das E-Maschinen-Trägheitsmoment  $J_{EM}$ , also das Trägheitsmoment des Rotors, über die Gleichung (4.39) berechnet werden. Es stehen nun alle Größen für eine weitere Bewertung der elektrischen Maschinen zur Verfügung.

## 4.5 Kostenmodell für stufenlose Getriebe

Die Herstellkosten dienen im Allgemeinen dazu, eine Rangfolge bei der Kostenbewertung verschiedener Produkte in Abhängigkeit ausgewählter Einflussgrößen durchzuführen [Blu89]. Ein möglicher Ansatz zum Vergleich über die Bauteilgruppen der Stirnräder, Planetengetriebe, Wellen, Lager, Schaltelemente und Energiewandler wird im Folgenden vorgestellt. Alle notwendigen Größen für die Abschätzung der Herstellkosten sind ausführlich in den Kapiteln 4.3 und 4.4 beschrieben. Neben der Art und der Anzahl der Komponenten im Getriebe werden die bereits berechnete Bauteilmasse sowie die maximal auftretende Leistung im Bauteil benötigt.

Für den Konzeptvergleich wird die Losgröße als konstant angenommen, um die Anwendung einfacher Kalkulationsverfahren zu ermöglichen. Die Er-

mittlung der Kosten über eine Einflussgröße ist dann zulässig, wenn die Komponenten konstruktiv und fertigungstechnisch sehr ähnlich sind. Eine Berechnung ist über den Gewichtskostensatz oder auch über leistungsabhängige Größen, wie bei Elektronikkomponenten, modelliert. Dieses Verfahren über mehrere Einflussgrößen wird zur Verbesserung der Aussagekraft in [EKL03] vorgeschlagen. Dort werden Kurzkalkulationsformeln mit den Einflussgrößen  $x_1, x_2, \dots, x_n$  für die Berechnung der Zielgröße  $HK$  mit Hilfe der Faktoren  $c_0, c_1$  bis  $c_n$  beschrieben.

$$HK = c_0 + c_1 \cdot x_1 + c_2 \cdot x_2 + \dots + c_n \cdot x_n \quad (4.56)$$

Der für diese Arbeit abgeleitete Kostenansatz basiert auf Gleichung (4.56) und ist in ähnlicher Form bereits in [Blu89] und [Sch09] umgesetzt. Er berücksichtigt als Einflussgrößen die Bauteilmasse  $m_x$  und die maximale Leistungsfähigkeit  $P_{x,max}$  eines Bauteils. Für die Berechnung der Gesamtkosten von  $N_x$  Bauteilen einer Bauteilgruppe können die Massen und Leistungen aufsummiert werden, wenn die Vorfaktoren konstant sind, sodass sich der Kostenwert für die entsprechende Bauteilgruppe  $HK_x$  wie folgt berechnet:

$$HK_x = c_{0,x} \cdot N_x + c_{1,x} \sum m_x + c_{2,x} \sum P_{x,max} \quad (4.57)$$

Für die Klauenkupplungen, Lamellenkupplungen, Lager, Wellen, Stirn-, Sonnen-, Planeten- und Hohlräder wird  $c_{2,x} = 0$  gesetzt. Eine Modellierung der Kosten erfolgt also nicht über die übertragene Maximalleistung. Für Schaltelemente wird zudem  $c_{1,x} = 0$  angenommen. Je nach Art des Bauteils, beispielsweise Klauen- oder Lamellenkupplung, werden unterschiedliche Werte für die Berechnungsfaktoren angesetzt. Zusätzlich können für Zahnräder – sofern eine ausreichende Datenbasis vorhanden ist – die Herstellkosten als degressiv fallende Funktion über dem Bauteilgewicht angenommen werden. Dies führt zu einer weiteren Verbesserung der Qualität des Berechnungsverfahrens [EKL03]. Ein überproportionales Abfallen von

$\tilde{c}_{1,ST}$  über dem Bauteilgewicht resultiert aus dem großen Anteil der Oberflächenbehandlung und -bearbeitung bei der Herstellung von Zahnrädern. Abbildung 4.15 zeigt diesen Zusammenhang aus Kostendaten von Stirnrädern für Traktorgetriebe der ZF Friedrichshafen AG exemplarisch. Die Tilde in der Darstellung signalisiert, dass es sich um normierte, dimensionslose Größen handelt.

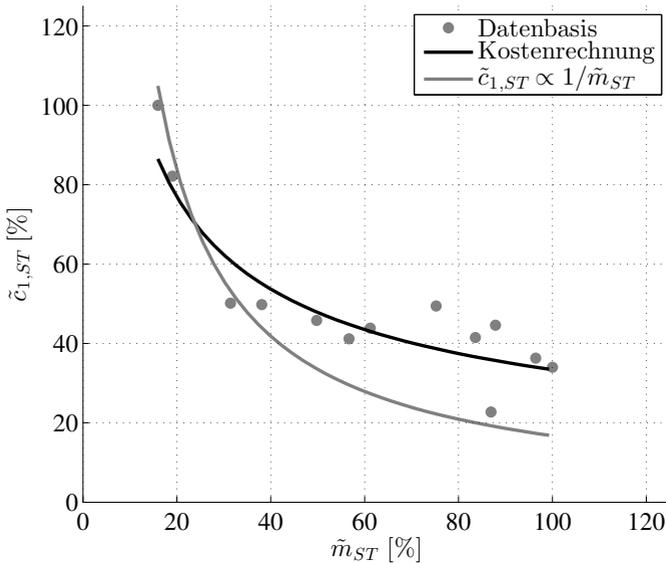


Abbildung 4.15: Kostenfaktor  $\tilde{c}_{1,ST}$  für Stirnräder in Abhängigkeit des Bauteilgewichts  $\tilde{m}_{ST}$

Die Gesamtkosten eines Getriebes  $HK_g$  werden für die angestellten Konzeptvergleiche mit Gleichung (4.58) berechnet. Die Summanden beschreiben die jeweilige Summe aller Herstellkosten der Bauteile einzelner Baugruppen. Unter  $HK_z$  sind beispielsweise die Kosten der Stirn-, Sonnen-, Hohl- und Planetenräder – also alle Verzahnungen – zusammengefasst.

$$HK_g = HK_W + HK_z + HK_L + HK_{SE} + HK_{EW} \quad (4.58)$$

## 4.6 Verlustbehaftete Getrieberechnung

Die verlustfreie Drehzahlberechnung unterscheidet sich nicht von der verlustbehafteten Drehzahlberechnung. Für formschlüssige Übersetzungselemente wie Zahnräder ist diese Annahme üblich, vergleiche [Koh08] und [VDI10]. Für Variatoren ist diese Annahme dann zulässig, wenn sich die Berechnungsergebnisse auf die tatsächliche Getriebeübersetzung und nicht auf eine Übersetzungsvorgabe beziehen (Herleitung in [WRBG16]).

Aus [VDI10] und [RWGB16] ist bekannt, dass die verlustbehaftete Berechnung der Drehmomente im Getriebe über Wirkungsgrade, Verlustmomente oder Verlustleistungen erfolgen kann. Eine Berechnung über Wirkungsgrade stößt für lastfreie Leistungspfade und die Berechnung ihrer Schleppverluste an ihre Grenzen. Im Folgenden wird aus diesem Grund eine Berechnung der Drehmomente und Leistungen über Verlustmomente und Verlustleistungen vorgestellt. Dieses Kapitel beginnt mit der Beschreibung der Verlustmodellierung und schließt mit der Erläuterung der Berechnung, also der Zusammensetzung der Berechnungsmatrizen, verlustbehafteter Drehmomente und Leistungen im Gesamtgetriebe.

### 4.6.1 Verlustmodellierung

Um den Nutzen eines neuen Getriebes in einer Arbeitsmaschine zu bewerten, ist die Verlustleistung des Getriebes ein wichtiges Beurteilungskriterium. Die Verlustleistung des Getriebes hat signifikanten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch, die erzielbaren Fahrleistungen und auf die Haltbarkeit der Komponenten. Für die mathematische Beschreibung des Verlustverhaltens der mechanischen Komponenten werden im Folgenden geeignete Ansätze vorgestellt. Die Verluste der hydraulischen und elektrischen Komponenten sind Kennfeldern entnommen, eine Modellierung dieser Verluste steht nicht im Fokus der vorliegenden Arbeit.

## Verzahnung

Für die Berechnung der Verzahnungsverluste werden im Folgenden unterschiedliche Ansätze vorgestellt, um auch ohne Datenbasis aus Versuchen und Messreihen Berechnungen tätigen zu können. Aus diesem Grund wird auch ein möglichst einfaches Berechnungsverfahren vorgestellt.

Im Abgleich mit Messdaten hat sich die Näherungsformel für den Standgetriebewirkungsgrad  $\eta_{PG}$  nach [VDI10] durchaus bewährt. Die Multiplikation der Verzahnungs- und optional der Planetenlagerwirkungsgrade  $\eta_z$  und  $\eta_{pl}$  liefert Ergebnisse bei geringem Berechnungsaufwand.

$$\eta_{PG} = \prod \eta_z \cdot \prod \eta_{pl} \quad (4.59)$$

mit  $\eta_z$  a-a:  $\approx 0,99$ , a-i:  $\approx 0,995$  und  $\eta_{pl} \approx 0,995$

Beim Verzahnungswirkungsgrad wird der Wirkungsgrad für Zahnkontakte mit Außen-Außenverzahnung (a-a) von dem etwas höheren Wert für Außenverzahnung und Innenverzahnung (a-i) unterschieden.

Bei komplexeren Ansätzen erfolgt die Berechnung der lastabhängigen Verzahnungsverluste über das Produkt der Eingangsleistung, der mittleren Verzahnungsreibungszahl  $\mu_m$  und dem Zahnverlustgrad  $H_V$ , siehe Gleichung (2.6). SCHLENK entwickelt in seiner Dissertation einen empirischen Ansatz für die Verzahnungsreibungszahl, welche sich aus der Umfangskraft am Grundkreis  $F_{tG}$ , der Zahnbreite  $b$ , der Summengeschwindigkeit  $v_\Sigma$ , dem Ersatzkrümmungsradius am Wälzpunkt  $\rho_{redC}$ , der dynamischen Viskosität  $\eta_{öl}$ , der Mittenrauheit  $R_a$  und dem ölspezifischen Schmierstofffaktor  $X_L$  berechnet [Sch95]. Der Schmierstofffaktor  $X_L$  charakterisiert den verwendeten Schmiermitteltyp und variiert zwischen den Werten 0,6 für wasserlösliche Polyglykole und 1,5 für Traktionsfluide. Die Verwendung des Ansatzes nach SCHLENK verzichtet auf experimentell zu ermittelnde Schmierstoffgrößen und stellt somit einen einfachen Ansatz dar. Es wird jedoch der vorherrschende Schmierzustand im Verzahnungskontakt, welcher maßgeblich

von der relativen Schmierfilmdicke  $\lambda$  abhängt, außer Acht gelassen. Der Einfluss der relativen Schmierfilmdicke zeigt bei ansteigender Dicke ein ausgeprägtes Reibwertminimum im Bereich der Grenz- und Mischreibung. Es folgt ein Anstieg des Reibwertes im Bereich der elasto-hydrodynamischen Reibung aufgrund der inneren Reibung innerhalb des Schmierstoffes hin zu großen Schmierfilmdicken. Die Berechnung der relativen Schmierfilmdicke kann [WMJV11] und [Dol02] entnommen werden.

$$\mu_m = 0,048 \cdot \left( \frac{F_{IG}}{b \cdot v_\Sigma \cdot \rho_{redC}} \right)^{0,2} \cdot \eta_{\text{Öl}}^{-0,05} \cdot R_a^{0,25} \cdot X_L \quad (4.60)$$

DOLESCHEL stellt einen detaillierten Ansatz vor und unterscheidet die beschriebenen Schmierungs- und Reibungszustände durch eine gewichtete Kombination von Festkörperreibung  $\mu_F$  und elasto-hydrodynamische Reibung  $\mu_{EHD}$  anhand der relativen Schmierfilmdicke  $\lambda$ .

$$\mu_m = (1 - \xi) \cdot \mu_F + \xi \cdot \mu_{EHD} \quad \text{mit} \quad \xi \in [0; 1] \quad (4.61)$$

Die Berechnungsmethode liefert genaue Ergebnisse bei jedoch hohem Versuchsaufwand. Um auf die relative Schmierfilmdicke zu schließen, müssen für jedes verwendete Öl insgesamt fünf Einflusskoeffizienten und zwei Referenzwerte experimentell bestimmt werden. Dieses Verfahren kann also nur mit einer sehr guten Datenbasis angewendet werden.

$$\xi = \begin{cases} 1 - (1 - \frac{1}{2}\lambda)^2 & \text{für } \lambda < 2 \\ 1 & \text{für } \lambda \geq 2 \end{cases} \quad (4.62)$$

Die Berechnung des Festkörperreibwertes  $\mu_F$  beinhaltet die im Zahnkontakt auftretende Hertzsche Pressung  $p$  und Summengeschwindigkeit  $v_\Sigma$  sowie die Referenzgrößen des Reibwertes  $\mu_{ref,F}$ , der Pressung  $p_{ref}$  und der Sum-

mengeschwindigkeit  $v_{\Sigma,ref,F}$ . Weiter gehen die ölabhängigen Doleschelkoeffizienten  $\alpha_F$  und  $\beta_F$  ein.

$$\mu_F = \mu_{ref,F} \cdot \left( \frac{p}{p_{ref}} \right)^{\alpha_F} \cdot \left( \frac{v_{\Sigma}}{v_{\Sigma,ref,F}} \right)^{\beta_F} \quad (4.63)$$

Der Aufbau der Berechnungsformel des EHD-Reibbeiwertes erfolgt analog zum Festkörperreibwert mit der Erweiterung um die dynamische Viskosität  $\eta_{\dot{\omega}_l}$  und den Doleschelkoeffizienten  $\gamma_{EHD}$ .

$$\mu_{EHD} = \mu_{ref,EHD} \cdot \left( \frac{p}{p_{ref}} \right)^{\alpha_{EHD}} \cdot \left( \frac{v_{\Sigma}}{v_{\Sigma,ref,EHD}} \right)^{\beta_{EHD}} \cdot \left( \frac{\eta_{\dot{\omega}_l}}{\eta_{\dot{\omega}_l,ref}} \right)^{\gamma_{EHD}} \quad (4.64)$$

Für die Berechnung der Verzahnungsreibungszahl wird im Folgenden der Ansatz von DOLESCHEL angewandt.

Die Berechnung des Zahnverlustfaktors erfolgt aus dem Zähnezahlverhältnis  $u$ , der Zähnezahl des Ritzels  $z_1$ , dem Schrägungswinkel am Grundzylinder  $\beta_G$ , der Teilüberdeckung von Ritzel  $\varepsilon_1$  und Rad  $\varepsilon_2$  und der Profilüberdeckung  $\varepsilon_{\alpha}$ . Die genaue Berechnung erfolgt mit Hilfe der Profilüberdeckung nach den drei Berechnungsansätzen von WIMMER [Wim06] und OHLENDORF [OR64].

$$H_v = \frac{\pi \cdot (u+1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos \beta_G} \cdot \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} \cdot (\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad \text{für } \varepsilon_{\alpha} \leq 1 \text{ [Wim06]} \quad (4.65)$$

$$H_v = \frac{\pi \cdot (u+1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos \beta_G} \cdot (1 - \varepsilon_{\alpha} + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2) \quad \text{für } 1 \leq \varepsilon_{\alpha} \leq 2 \text{ [OR64]} \quad (4.66)$$

$$H_v = \frac{\pi \cdot (u+1)}{z_1 \cdot u \cdot \cos \beta_G} \cdot \left( \frac{2}{3} \varepsilon_1 - \varepsilon_1 + \varepsilon_2 \right) \quad \text{für } 2 \leq \varepsilon_{\alpha} \leq 3 \text{ [Wim06]} \quad (4.67)$$

Der Zahnverlustfaktor gibt das Verhältnis von wälzender und gleitender Bewegungsübertragung wieder. Ein  $H_v$ -Wert von 0,1 besagt also, dass 90 % der Bewegung wälzend und 10 % gleitend übertragen wird. Je kleiner der Zahnverlustfaktor, also der gleitende Anteil, desto geringer werden die Verlustmomente.

Die lastunabhängigen Verzahnungsverluste sind im Wesentlichen von den Betriebsbedingungen und der Umfangsgeschwindigkeit abhängig. Die Betriebsbedingungen können in einem Getriebe sehr stark variieren. Daher sind die aktuellen Berechnungsansätze ohne Kenntnis der Betriebsbedingungen aus Versuchen und einer detaillierten Konstruktion nur bedingt einsetzbar. Eine Modellierung der Schleppverluste für Verzahnungen wird daher in dieser Arbeit nicht weiter verfolgt.

### Dichtungen

Für die Modellierung der Dichtungsverluste sind Ansätze zur Berechnung der Verlustleistung von Radialwellendichtringen und Rechteckdichtringen bekannt, vergleiche [ISO01b] und [ISO01a]. HAAS [HM11] beschreibt einen Berechnungsansatz für RDWR und REDR in Abhängigkeit der Flächenpressung, der Reibfläche, des mittleren Reibradius und dem Reibkoeffizienten.

$$T_{v,D0} = p \cdot A_R \cdot r_m \cdot \mu \quad (4.68)$$

Die Berechnung des mittleren Reibradius kann geometrisch, flächengleich oder momentengleich erfolgen.

Im Folgenden werden die Verluste der REDR aufgrund der starken Abhängigkeit von der Art der Aktuierung, Anzahl der Hohlwellen und konstruktiven Ausführung vernachlässigt. Für die RWDR wird der Ansatz nach HAAS verwendet.

### Lager

Die Berechnung der Wälzlagerverluste erfolgt nach dem SKF-Hauptkatalog von 1994 [SKF94]. Generell wird zwischen lastunabhängigen und lastabhängigen Verlusten unterschieden. Gleichung (4.69) beschreibt das auftretende lastunabhängige Verlustmoment in Abhängigkeit der kinematischen Viskosität  $\nu$ , des Lagertyps  $c_{L3}$ , des mittleren Lagerdurchmessers  $d_m$  und

der Differenzdrehzahl  $\Delta n$  zwischen rotierendem und feststehendem Lager-  
teil.

$$T_{v,L0} = \begin{cases} 10^{-7} \cdot c_{L3} \cdot (v \cdot \Delta n)^{2/3} \cdot d_m^3 & \text{für } v \cdot \Delta n \geq 2.000 \\ 160 \cdot 10^{-7} \cdot c_{L3} \cdot d_m^3 & \text{für } v \cdot \Delta n \leq 2.000 \end{cases} \quad (4.69)$$

Das lastabhängige Verlustmoment berechnet sich nach (4.70) mit Hilfe der last- und baugrößenabhängigen Exponenten  $e_{L1}$  und  $e_{L2}$  sowie einem Beiwert  $c_{LA}$ , dem mittleren Lagerdurchmesser und der maßgebenden Lagerbelastung  $F_1^{e_{L1}}$ . Zusätzliche Gleichungen existieren für Zylinderrollenlager und die Berücksichtigung von Dichtungen.

$$T_{v,L1} = c_{LA} \cdot F_1^{e_{L1}} \cdot d_m^{e_{L2}} \quad (4.70)$$

### Schaltelemente

Das Schalten von Fahrzeuggetrieben erfordert Schaltelemente. Kupplungen und Bremsen können beide den Schaltelementen zugeordnet werden; weiter können Kupplungen in Klauenkupplungen und Lamellenkupplungen unterteilt werden [NBL07].

Lamellenkupplungen werden von Öl durchströmt und im geöffneten Zustand treten Schleppmomente auf. Der qualitative Schleppmomentverlauf über der Drehzahl kann nach [Oer00] in drei Phasen aufgeteilt werden. Abbildung 4.16 zeigt diesen typischen Verlauf des Schleppmoments über der Differenzdrehzahl  $\Delta\omega$  der Kupplungsseiten A und B, vergleiche Abbildung 4.11.

$$\Delta\omega = \omega_B - \omega_A \quad (4.71)$$

In Phase 1 kommt es durch hydrodynamische Reibung zwischen den Lamellen zu einem annähernd linearen Anstieg des Schleppmoments bis zu einer Grenzdrehzahl. Die Bestimmung der Schleppmomente kann hier mit dem

Newtonschen Schubspannungsgesetz für laminare Strömungen nach Gleichung (4.72) erfolgen.

$$T_{v,SE0} = N_R \cdot \frac{\pi \cdot \eta_{\text{Öl}} \cdot \Delta\omega}{2 \cdot h} \cdot (r_a^4 - r_i^4) \quad (4.72)$$

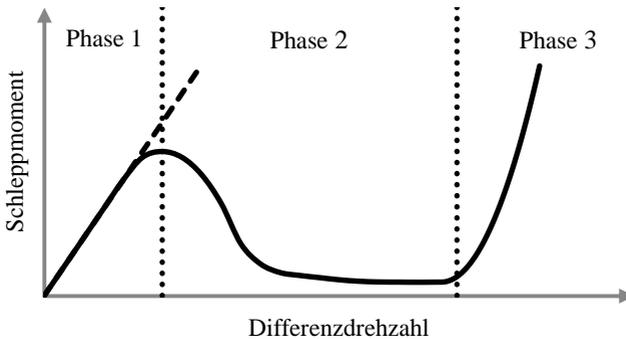


Abbildung 4.16: Schleppmoment offener nasslaufender Lamellenkupplungen nach [Oer00]

Nach Erreichen des maximalen Schleppmoments an der Stelle, an der die Förderleistung der Kupplung den zugeführten Ölvolumenstrom übersteigt, wird Luft in den Schmierspalt gesaugt. Die geringere Viskosität der Luft und das nun vorhandene Öl-Luft-Gemisch im Luftspalt führt zu einem Abfallen des Schleppmoments. Das niedrige Niveau der Schleppmomente ist in Phase 2 nahezu konstant. Bei weiterer Erhöhung der Drehzahldifferenz kann es durch instabile Zustände – sogenanntes Lamellentaumeln – zu einem erneuten Anstieg des Schleppmoments kommen, vergleiche Phase 3.

Der verwendete und aktuelle Berechnungsansatz des Schleppmoments von Lamellenkupplungen nach CUI [CYYL14] konzentriert sich auf die zweite Phase. Es wird eine theoretische Förderleistung des Ölstroms der Kupplung berechnet und es werden Absolutdrehzahlen  $\omega$  berücksichtigt, sodass al-

le auftretenden Betriebszustände, also Gleichlauf, Gegenlauf und Bremsen, berechnet werden können.

$$Q_i = \frac{\frac{6\eta_{\dot{\omega}_l} \ln \frac{r_a}{r_i}}{\pi h^3}}{\frac{27\rho_{\dot{\omega}_l}}{70\pi^2 h^2} \left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_a^2}\right)} \sqrt{\left[ \frac{6\eta_{\dot{\omega}_l} \ln \frac{r_a}{r_i}}{\pi h^3} \right]^2 - \frac{54}{70\pi^2 h^2} \left[ \frac{1}{r_a^2} - \frac{1}{r_i^2} \right] \left[ \frac{\rho_{\dot{\omega}_l}}{20} (3\omega_A^2 + 4\omega_A\omega_B + 3\omega_B^2) (r_a^2 - r_i^2) + p_0 \right]}{\frac{27\rho_{\dot{\omega}_l}}{70\pi^2 h^2} \left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_a^2}\right)}} \quad (4.73)$$

Übersteigt die theoretische Förderleistung den zugeführten Ölvolumenstrom, werden die Schleppmomente durch Lufteinschluss reduziert. CUI geht von einer Reduktion der ölbenetzten Reibfläche im Luftspalt aus. Zur Berücksichtigung der kleiner werdenden Reibfläche führt CUI einen sinkenden äquivalenten Radius ein, vergleiche Abbildung 4.11 b). Der äquivalente Radius nach CUI kann maximal dem Außenradius und minimal dem Innenradius der Lamellen entsprechen.

$$r_s = \sqrt{\frac{Q_e}{Q_i} \cdot r_a^2 + \left(1 - \frac{Q_e}{Q_i}\right) \cdot r_i^2} \quad (4.74)$$

Bei der Berechnung des Schleppmoments berücksichtigt CUI zusätzlich zu Gleichung (4.73) einen Massenträgheitsterm. Wegen seines geringen Einflusses ist dieser vereinfacht an der halben Spaltweite eingerechnet, es ergibt sich Gleichung (4.75).

$$T_{v,SE0} = N_R \cdot \Delta\omega \cdot \left( \frac{\pi \cdot \eta_{\dot{\omega}_l}}{2 \cdot h} \frac{7 \cdot \rho_{\dot{\omega}_l} \cdot Q_i}{160 \cdot (r_0^2 + r_i^2)} \right) \cdot (r_0^4 - r_i^4) \text{ mit} \quad (4.75)$$

$$r_0 = \begin{cases} r_a & \text{für } Q_e \geq Q_i \\ r_s & \text{für } Q_e < Q_i \end{cases}$$

Das Nutbild und Material der Reibflächen wird im vorgestellten Ansatz nicht berücksichtigt. Im umgesetzten Getriebe kann der Schleppmomentverlauf durch eine geschickte Wahl dieser Eigenschaften positiv beeinflusst werden.

## Energiewandler

Die Wandlung mechanischer Energie in elektrische oder hydraulische Energie ist stets verlustbehaftet. Im Folgenden sind zunächst die wesentlichen Verlustanteile der hydraulischen Energiewandler beschrieben. Anschließend werden die Verlustanteile elektrischer Energiewandler beschrieben.

Die Verluste hydraulischer Energiewandler teilen sich grundsätzlich in volumetrische und reibungsabhängige Verluste ein. Abbildung 4.17 zeigt den Einfluss dieser Verluste qualitativ über der Druckdifferenz und der Drehzahl mit Hilfe des volumetrischen und des mechanisch-hydraulischen Wirkungsgrades,  $\eta_v$  und  $\eta_{mh}$ . Die Multiplikation beider Anteile ergibt den Wirkungsgrad des Energiewandlers  $\eta_{EW}$ , also der Hydromaschine.

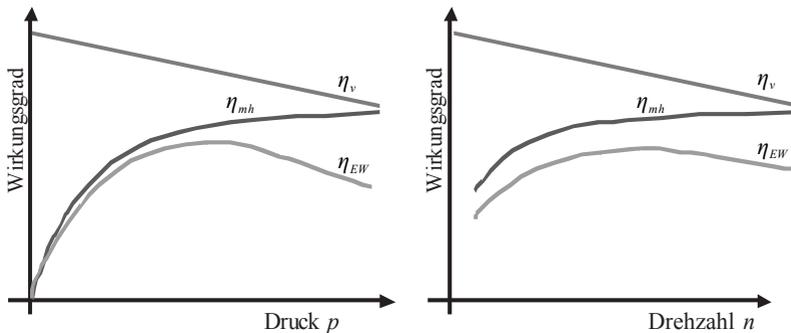


Abbildung 4.17: Qualitativer Verlauf des Wirkungsgrades von Hydromaschinen nach [Wat07]

Die hydraulisch-mechanischen Verlustanteile entstehen sowohl durch Festkörperreibung als auch durch Flüssigkeitsreibung. Die Reibungsanteile beeinflussen das mechanische Moment für den An- sowie den Abtrieb. Der

volumetrische Wirkungsgrad beinhaltet die interne Leckage des Energiewandlers sowie Leckagen bei der Versorgung mit Öl von außen. Volumetrische Verluste wirken sich auf die Drehzahl, also die eingestellte Drehzahl des hydraulischen Energiewandlers, aus.

Wie Abbildung 4.17 exemplarisch für Hydromaschinen zeigt, steigt die Leckage mit dem Druck und der Drehzahl stetig an. Der mechanisch-hydraulische Wirkungsgrad verbessert sich mit steigender Leistung, also mit dem Druck und der Drehzahl. Dieses gegensätzliche Verhalten führt zu einem Optimum des Gesamtwirkungsgrades etwa im Nennbetriebspunkt, vergleiche [Wat07], [Koh08] und [GP14].

Die Verlustanteile elektrischer Energiewandler bestehen im Wesentlichen aus Stromwärmeverlusten, den sogenannten Kupferverlusten, Eisenverlusten und Reibungsverlusten. Die Kupferverluste sind lastabhängig und steigen linear mit dem Wicklungswiderstand, welcher vom verwendeten Material, aber auch von der Wicklungstechnik abhängig ist, sowie quadratisch mit wachsender Stromstärke. Unter den Eisenverlusten wird die entstehende Wärme durch das stetige Neuausrichten der magnetischen Dipole eines Magnetkörpers im Drehfeld verstanden. Zusätzlich treten Reibungsverluste in Lagern sowie zwischen rotierenden Teilen und der Luft auf, sogenannte Lüfterreibung.

Abbildung 4.18 zeigt beispielhaft das Wirkungsgradkennfeld einer der verwendeten Asynchronmaschinen samt Leistungselektronik bei konstanter Spannung von 700 V DC im Zwischenkreis (Systemgrenze eines Energiewandlers wie in a) aus Abbildung 4.4). Das Kennfeld zeigt hohe Wirkungsgrade über einen großen Bereich. Der Wirkungsgrad ist bei hohen Drehzahlen besonders günstig. Generell fällt der Wirkungsgrad im Bereich niedriger Drehzahlen deutlich ab. Im Teillastbereich weist die elektrische Maschine hohe Wirkungsgrade auf, erst bei sehr niedrigen Drehmomenten fällt dieser deutlich ab. Weiter sind im Kennfeld der motorische und generatorische Betrieb („M“ und „G“) der elektrischen Maschine gekennzeichnet. Im ge-

neratorischen Betrieb wird der Rotor gebremst und die Maschine wandelt mechanische in elektrische Energie, im motorischen Betrieb verhält sich dies genau umgekehrt und der Rotor wird angetrieben.

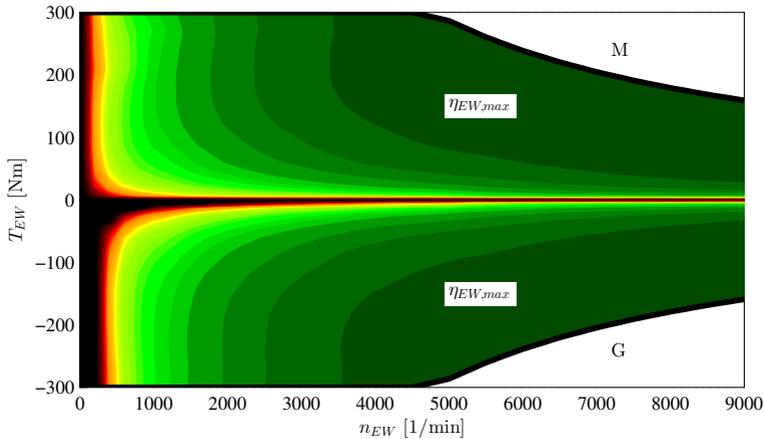


Abbildung 4.18: Wirkungsgradkennfeld einer Drehstrom-Asynchronmaschine mit Leistungselektronik

Für die folgenden Untersuchungen werden Kennfelder für elektrische und hydraulische Wandler eingesetzt. Die Kennfelder stehen für Maschinen mit verschiedenen Leistungsklassen zur Verfügung und sind für den abschließenden Konzeptvergleich nach dem in Kapitel 4.3 beschriebenen Vorgehen automatisiert aus einer Datenbank ausgewählt.

#### 4.6.2 Berechnung der Drehmomente und Leistungen

Im Wesentlichen unterscheidet sich die verlustbehaftete Berechnung der Drehmomente und Leistungen von der bereits vorgestellten verlustfreien Berechnung in der Definition des Lösungsvektors. Diese Berechnung stellt eine Erweiterung der Gleichung (4.22) aus Kapitel 4.3 dar. Der Lösungsvektor  $\vec{b}_{\tau,y}$  beinhaltet neben der Vorgabe von Leistungen und Drehmomenten

$\vec{r}_\tau$  die auftretenden Verlustmomente der Stirnradpaare und Planetengetriebe  $\vec{T}_{v,z}$ , der offenen Schaltelemente  $\vec{T}_{v,SEO}$  sowie der verbauten Lager  $\vec{T}_{v,L}$  und Dichtungen  $\vec{T}_{v,D0}$  für den zu berechnenden Betriebspunkt. Die Verlustleistungen der Energiewandler und den dazugehörigen Leitungen komplettieren den Lösungsvektor für die verlustbehaftete Rechnung.

$$\underline{\mathbf{A}}_{\tau,v} \cdot \vec{\tau}_v = \vec{b}_{\tau,v} \quad \underline{\mathbf{A}}_{\tau,v} = \begin{bmatrix} \underline{\mathbf{A}}_{RB} \\ \underline{\mathbf{A}}_z \\ \underline{\mathbf{A}}_{SEO} \\ \underline{\mathbf{A}}_W \\ \underline{\mathbf{A}}_{EW} \\ \underline{\mathbf{A}}_{LEW} \end{bmatrix} \quad \vec{b}_{\tau,v} = \begin{bmatrix} \vec{r}_\tau \\ \vec{T}_{v,z} \\ \vec{T}_{v,SEO} \\ \vec{T}_{v,L} + \vec{T}_{v,D0} \\ \vec{P}_{v,EW} \\ \vec{P}_{v,LEW} \end{bmatrix} \quad (4.76)$$

Um das Gleichungssystem zu lösen, muss Gleichung (4.76) analog zu Gleichung (4.23) aufgelöst werden. Die Bestimmung der auftretenden Verluste erfolgt anhand der idealen Drehmomente und Leistungen. Eine Iteration der verlustbehafteten Berechnung kann einen sinnvollen Beitrag zur Berechnungsgenauigkeit liefern, sollte aber an den Berechnungsaufwand angepasst werden.

Das Auflösen des Gleichungssystems aus Gleichung (4.76) nach  $\vec{\tau}_v$  führt auf die folgende Gleichung:

$$\vec{\tau}_v = \underline{\mathbf{A}}_{\tau,v}^{-1} \cdot \vec{b}_{\tau,v} \quad (4.77)$$

Die Matrizen müssen, wie bereits von den zuvor vorgestellten Matrizenrechnungen bekannt, für alle zu berechnenden Variatorübersetzungen  $N_{ivar}$ , alle mechanisch geschalteten Gänge  $N_G$  und alle Stützstellen  $N_\tau$  gelöst werden. Abschließend ergibt sich die vollständige verlustbehaftete Drehmoment- und Leistungsmatrix  $\underline{\mathbf{A}}_{\tau,v} \in \mathbb{R}^{N_\tau \times N_{ivar} \times N_G}$ . Die Dimensionen unterscheiden sich nicht von der verlustfreien Berechnung.

## 4.7 Zyklussimulation

Für die Simulation von Betriebspunkten und Arbeitszyklen wird auf eine zustandsbasierte Simulationsmethode zurückgegriffen, welche im Vergleich zur dynamischen Simulation oder der Simulation über dynamische Programmierung einen guten Kompromiss aus Ergebnisqualität und Berechnungsdauer liefert. Dies bestätigen die getätigten Untersuchungen aus [RVI15] und [Sch15].

Bei den herangezogenen Zyklen handelt es sich um die Zyklen der DLG. Sie ergeben den sogenannten DLG-PowerMix, der sich als ein anerkannter Zyklus-Mix für den Vergleich des Kraftstoffverbrauchs bei Traktoren unter Voll- und Teillast etabliert hat. Die Traktoren werden im Test bei unterschiedlichen Geschwindigkeiten reiner Zugleistungsbelastung (z.B. Grubbern), aber auch der Kombination aus Zugleistung und/oder Zapfwellenleistung sowie Hydraulikleistung (z.B. Miststreuen) unterzogen. Die etablierte Testmethode ermöglicht den Vergleich des Kraftstoffverbrauchs verschiedener Traktoren unter möglichst realitätsnahen und reproduzierbaren Bedingungen [DLG17b].

Die Datenbasis für die Zyklussimulation liefern die DLG-PowerMix Simulationsdaten eines Traktors der 150 kW Leistungsklasse, vergleiche Abbildung 4.19. Dargestellt ist die Fahrzeuggeschwindigkeit sowie der Drehzahl- und Drehmomentverlauf des eingesetzten Verbrennungsmotors. Es sind dort alle 14 Zyklen der DLG dargestellt und jeweils durch eine Abkürzung gekennzeichnet. Tabelle 4.6 gibt einen Überblick über die Zyklen des DLG-PowerMix und erläutert diese Abkürzungen. Neben den verwendeten Bezeichnungen in Kurzform sind die Arbeitsart, die Belastung sowie der Praxisbezug genannt.

Den Einfluss der Belastung unterschiedlicher Zyklen auf das Drehmoment und die Drehzahl lässt sich in Abbildung 4.19 anhand der ersten beiden Zyklen P100 und P60 bereits deutlich zeigen. Sowohl das Drehmoment als

auch die Drehzahl sinken im zweiten Zyklus P60 im Vergleich zum ersten deutlich ab. Bei den Zyklen „TUH“ und „TCR“ handelt es sich um geraffte Zyklen, in denen bereits die bewertungsrelevanten Abschnitte zusammengefügt sind, um die Simulationsdauer zu verkürzen. Im DLG-PowerMix werden die Traktoren heute hinsichtlich ihrer Effizienz, also dem gemessenen Verbrauch in g/kWh, bewertet.

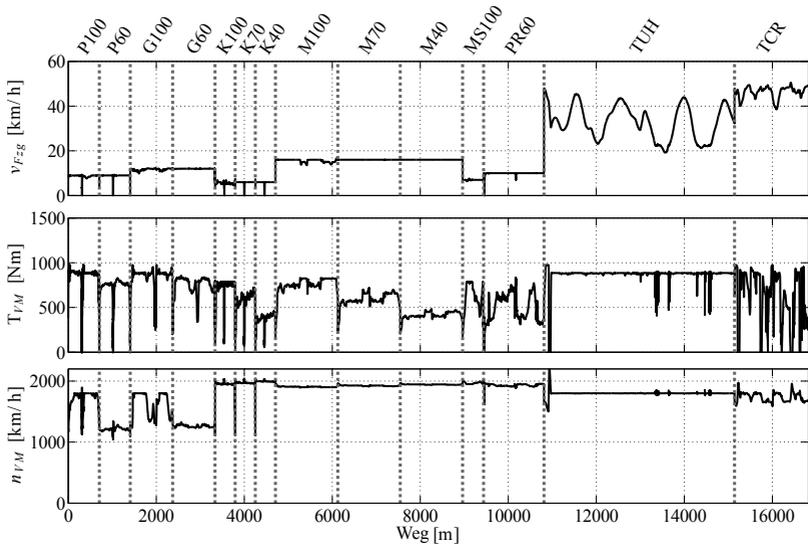


Abbildung 4.19: Simulationsdaten eines 150 kW Traktors im DLG-PowerMix

Da der DLG-PowerMix höchstens Zug-, Zapfwellen- und Hydraulikarbeit kombiniert, sind weitere Testszenarien erforderlich, um die Effizienz der EPTO-Schnittstelle zu prüfen. Hierzu gibt Abbildung 4.20 einen Überblick über die verbaute elektrische Leistung auf Anbaugeräten. Die elektrische Leistung ist über den Geschwindigkeitsbereich angegeben. In diesem Bereich ist die Leistungsbereitstellung erforderlich, wenn von einer Elektrifizierung und gängigen Arbeitsgeschwindigkeiten ausgegangen wird.

Tabelle 4.6: Die 14 Belastungszyklen des DLG-PowerMix nach [DLG17a]

Nr.	Bez.	Arbeitsart	Belastung	Praxisbezug
1	P100	Zugarbeit	100 %	schweres Pflügen
2	P60	Zugarbeit	60 %	mittelschweres Pflügen mit leichtem Boden
3	G100	Zugarbeit	100 %	tiefes Grubbern
4	G60	Zugarbeit	60 %	mittelschweres Grubbern (z.B. Stoppelbearbeitung)
5	K100	Zug- und Zapfwellenarbeit	100 %	schwere Arbeiten mit der Kreiselegge (z.B. tiefe Bearbeitung)
6	K70	Zug- und Zapfwellenarbeit	70 %	mittelschwere Arbeiten mit der Kreiselegge
7	K40	Zug- und Zapfwellenarbeit	40 %	leichte Arbeiten mit der Kreiselegge (z.B. oberflächliche Bearbeitung, leichte Böden)
8	M100	Zug- und Zapfwellenarbeit	100 %	schwere Mäharbeiten (z.B. 1. Schnitt oder mit Aufbereiter)
9	M70	Zug- und Zapfwellenarbeit	70 %	mittelschwere Zapfwellenarbeit (z.B. 2. Schnitt oder geringerer Ertrag)
10	M40	Zug- und Zapfwellenarbeit	40 %	leichte Mäharbeiten (z.B. nur Frontmähwerk)
11	MS100	Zug-, Zapfwellen- und Hydraulikarbeit	100 %	Miststreuen
12	PR60	Zug-, Zapfwellen- und Hydraulikarbeit	100 %	Ballenpressen
13	TUH	Transportarbeit	100 %	schwere Transportarbeit (z.B. Bergfahrten)
14	TCR	Transportarbeit	25 %	leichte Transportfahrten (z.B. in der Ebene)

Zusätzlich ist die maximale mechanische Leistungsaufnahme verschiedener Nebenverbraucher über durchgehende Linien dargestellt. Diese Leistung muss über alle Fahrzeuggeschwindigkeiten zur Verfügung stehen. Die Daten für Abbildung 4.20 sind den Internetpräsenzen der Hersteller und den

Quellen [Hah10], [Lin13], [RWWG13], [SB13], [Tet14] und [WLH12] entnommen.

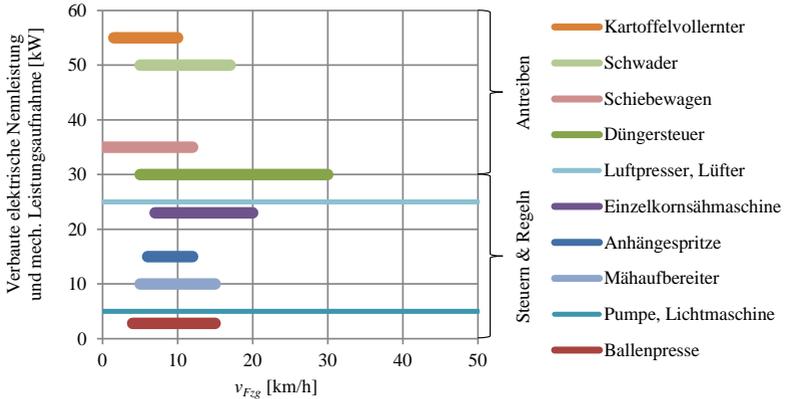


Abbildung 4.20: Verbaute elektrische Leistung und mechanischer Leistungsbedarf

Für die Bewertung der EPTO-Schnittstelle wird der Getriebewirkungsgrad nach Gleichung (2.5) für drei Betriebsfälle berechnet. Tabelle 4.7 zeigt die notwendigen Schnittstellenvorgaben und die zu bewertenden Fahrgeschwindigkeiten für die abgeleiteten beispielhaften Betriebsfälle.

Tabelle 4.7: EPTO-Betriebsfälle

Nr.	$n_{VM}$ [1/min]	$P_Z$ [kW]	$P_{EPTO}$ [kW]	$v_{Fzg}$ [km/h]
1	1.900	-86	-50	0-20
2	1.600	-40	-30	5-30
3	1.600	-75	-10	0-60

Für alle Betriebsfälle gilt  $P_{PTO} = 0$  kW. Die Betriebsfälle sind aus Abbildung 4.20 und den genannten Datenquellen abgeleitet.

Abbildung 4.21 zeigt schematisch den Aufbau des Simulationsmodells zur Auswertung des DLG-PowerMix und der EPTO-Schnittstelle. Das Traktor-



Der Rollwiderstand berechnet sich über den Rollwiderstandskoeffizienten  $c_{wr}$ , die Gesamtmasse des Fahrzeugs samt Zuladung und die Steigung der Fahrbahn  $\alpha$ .

$$F_{w,r} = c_{wr} \cdot (m_{Fzg} + m_{Zul}) \cdot g \cdot \cos(\alpha) \quad (4.80)$$

Der Steigungswiderstand  $F_{w,s}$  ist für alle DLG-PowerMix-Zyklen im Feld nicht relevant, da diese auf der Ebene gefahren werden. Für die Transportzyklen berechnet er sich nach Gleichung (4.81) über die Fahrbahnsteigung und die Gesamtmasse des Fahrzeugs.

$$F_{w,s} = \begin{cases} 0 & \text{Feld} \\ (m_{Fzg} + m_{Zul}) \cdot g \cdot \sin(\alpha) & \text{Transport} \end{cases} \quad (4.81)$$

Über die unterschiedlichen Massenträgheiten jedes Getriebekonzepts ist der Beschleunigungswiderstand  $F_{w,a}$  vom Getriebekonzept abhängig. Der Masfaktor  $\lambda_J$  berücksichtigt die rotierenden Massen im Antriebsstrang.

$$F_{w,a} = (\lambda_J \cdot m_{Fzg} + m_{Zul}) \cdot \frac{dv_{Fzg}}{dt} \quad (4.82)$$

Der Faktor  $\lambda_J$  resultiert aus der rotatorischen Trägheit des Antriebsstrangs. Dieser ist konzeptabhängig, da sich beispielsweise Trägheiten an Wellen oder elektrischen Wandlern von einem Konzept zum nächsten ändern können.  $\lambda_J$  lässt sich nach Gleichung (4.83) bestimmen. Hierzu wird das auf den Abtrieb reduzierte Massenträgheitsmoment  $J_a$  benötigt.

$$\lambda_J = \frac{J_a}{m_{Fzg} \cdot r_{HA}^2} + 1 \quad (4.83)$$

Damit berechnet sich die Gesamtleistung des Verbrennungsmotors über die Summenleistung der Fahrwiderstände  $P_W$ , die Summe der vom Zyklus vorgegebenen Leistungen  $P_{\Sigma\text{Zykl}}$ , die Summe aller Antriebsstrangverluste  $P_{v,A}$

in der Achse und den Getrieben (CVT und PTO) sowie über die Leistungsaufnahme der Nebenverbraucher  $P_{NV}$ .

$$P_{VM} = P_W + P_{\Sigma Zykkl} + P_{v,A} + P_{NV} \quad (4.84)$$

Nachdem über die Dimensionierung der Getriebekomponenten, wie in Kapitel 4.4 beschrieben, die Abmaße aller relevanten Getriebekomponenten abgeschätzt werden können, lässt sich jedes beliebige Getriebesystem auf ein abtriebsseitiges reduziertes Trägheitsmoment zusammenfassen. Abbildung 4.22 zeigt ein Getriebebeispiel mit einem elektrischen Wandler, drei Wellen und vier Stirnradstufen. Die Übersetzungen und alle Trägheitsmomente sind bekannt. Wie Abbildung 4.22 zeigt, können zunächst alle Trägheiten einer Welle zusammengefasst werden. Hier ergeben sich sodann die Trägheiten  $J_1, J_2$  und  $J_3$  entsprechend der Anzahl der Wellen.

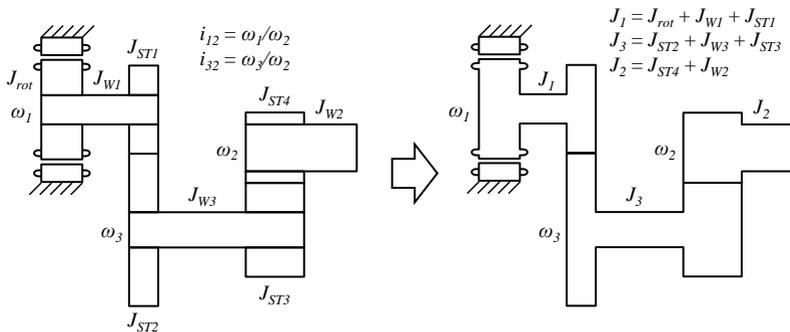


Abbildung 4.22: Reduktion der Trägheitsmomente

Anschließend kann das reduzierte Trägheitsmoment  $J_a$  mit den bekannten Getriebeübersetzungen  $i_{12}$  und  $i_{32}$  mit Hilfe von Gleichung (4.85) berechnet werden.

$$J_a = J_2 + i_{12}^2 \cdot J_1 + i_{32}^2 \cdot J_3 \quad (4.85)$$

Die Verlustleistung des Antriebs beinhaltet neben den bereits bekannten Komponenten des Hauptgetriebes auch den mechanischen Arbeitsantrieb in der Hinterachse des Traktors, auch als Zapfwelle oder PTO-Getriebe bezeichnet. Die Drehrichtung im Uhrzeigersinn (mit Blick von hinten auf den Traktor), die Ausgangsdrehzahl und die Leistungsfähigkeit von Zapfwellengetrieben sind in [ISO14] festgelegt. Es können sehr große Leistungen übertragen werden und in der Regel kommen zwei Ausgangsdrehzahlen für Anbaugeräte zum Einsatz. Hierzu werden heute meist geschaltete Getriebe verwendet. Heutige Zapfwellengetriebe weisen bis zu vier Gänge auf, sodass die häufig verwendeten Normdrehzahlen 1.000 und 540 1/min bei jeweils zwei unterschiedlichen Motordrehzahlen realisiert werden können. Ein Absenken der Motordrehzahl von 2.000 1/min auf etwa 1.600 1/min im Sparzapfwellengang führt bei Teillastzyklen zu Kraftstoffeinsparungen.

Die Modellierung des Zapfwellengetriebes für die Simulation der DLG-Zyklen erfolgt nach der in den Kapiteln 4.1 bis 4.6 vorgestellten Vorgehensweise. Dies zeigt, dass die Methode auch für Schaltgetriebe anwendbar ist, vergleiche hierzu auch die Ergebnisse aus [Ama17]. Ein Getriebeschema und der Getriebeencode zum eingesetzten Heckzapfwellengetriebe ist in Abbildung 4.23 gegeben.

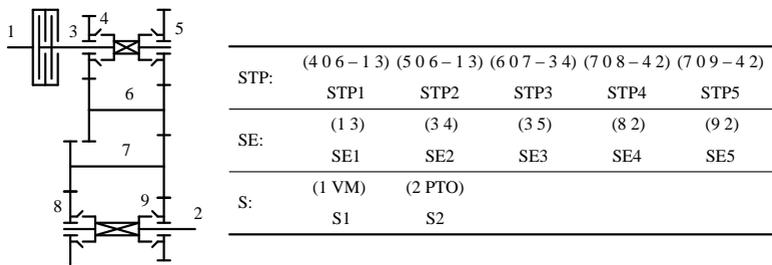


Abbildung 4.23: Getriebeschema und Getriebeencode des verwendeten Zapfwellengetriebes

Weiter wird die Leistungsaufnahme der Nebenverbraucher  $P_{NV}$  Kennfeldern entnommen. Dies gilt für den Motorlüfter und die Getriebeölpumpe in Abhängigkeit von  $n_{VM}$ . Eine Modellierung der Arbeitshydraulik ist nicht erfolgt, da diese unabhängig vom Getriebekonzept umsetzbar ist. Auf die Bewertung der entsprechenden DLG-Zyklen mit hydraulischem Leistungsanteil wird daher in den folgenden Kapiteln verzichtet. Für die berechneten Verbrauchswerte wird der Begriff „DLG-PowerMix“ dennoch weiter verwendet. Gemeint sind dann stets der gemittelte Verbrauch ohne die Zyklen 11 und 12 aus Tabelle 4.6.

Die Getriebeverluste der Achse sind vereinfacht angenommen und erfolgen nach dem in Gleichung (4.59) beschriebenen Ansatz. Für das Kegelrad ist ein Wirkungsgrad von 97 % angenommen. Der Gesamtwirkungsgrad der Hinterachse ergibt sich dann zu 96 %.

## 4.8 Bewertungsmethode

Im Folgenden ist die entwickelte Bewertungsmethode basierend auf den Ergebnissen von STAUDT und REICK erläutert, siehe [Sta16]. Diese ist speziell für die Bewertung stufenloser Getriebe mit mehreren Schnittstellen modelliert und wird schrittweise in diesem Kapitel beschrieben.

Einleitend werden allgemeine Begrifflichkeiten und die an die Bewertung gestellten Anforderungen erläutert. Der Gesamttablaufplan ist bereits in Abbildung 4.3 beschrieben und unterteilt sich in die Schritte Filterung, Erstellung der Rangfolge, Sensitivitätsanalyse sowie die Ausgabe zur Analyse der Getriebekonzepte. In den Unterkapiteln werden die einzelnen Bewertungskriterien und der detaillierte Berechnungsablauf erläutert.

Abbildung 4.24 zeigt als Beispiel den Aufbau einer Kriterienhierarchie für den PKW-Kauf, welcher das Bewertungsziel darstellt. Alle darunter folgenden Punkte werden als Kriterien bezeichnet. Teilziele sind sowohl nach oben als auch nach unten in die Baumstruktur eingebunden, Oberziele haben im Gegensatz zu Basiskriterien stets eine untergeordnete Struktur.

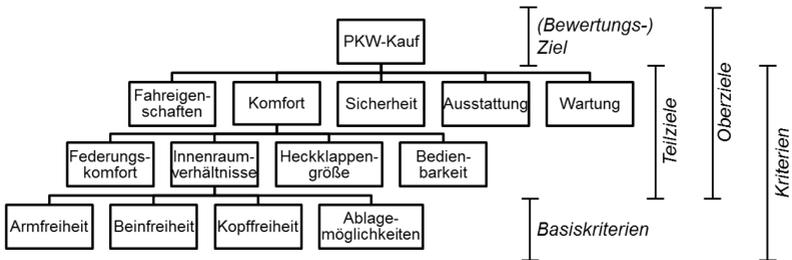


Abbildung 4.24: Begriffserklärung anhand einer beispielhaften Kriterienhierarchie [RS77]

Eine klare Strukturierung der Bewertungsmethode hilft zu erkennen, auf welche Kriterien sich die Bewertung stützt und wie diese das Gesamtergebnis beeinflussen. Der modulare Aufbau ermöglicht dem Anwender ein

einfaches Anpassen – beispielsweise der Gewichtungsfaktoren oder Kriterien – des Gesamtprozesses. Eine hohe Automatisierbarkeit ist notwendig, um viele Konzepte miteinander zu vergleichen oder viele Bewertungsläufe durchzuführen. Für die Nachvollziehbarkeit der Ergebnisse ist schlussendlich eine hohe Transparenz der Methode hilfreich. Diese Transparenz wird durch eine klare Darstellung der Ergebnisse zur Analyse sowie die eindeutige Darstellung der Getriebekonzepte geschaffen, vergleiche Kapitel 2.1.

Zusammenfassend werden an die Bewertungsmethode die im Folgenden aufgeführten Anforderungen gestellt:

- klare Strukturierung
- modularer Aufbau
- gute Automatisierbarkeit
- hohe Transparenz

Mit Hilfe einer Nutzwertanalyse lassen sich komplexe Projekte strukturiert, systematisiert, nachvollziehbar, widerspruchsfrei sowie automatisierbar aufarbeiten. Eine Erweiterung der Nutzwertanalyse in eine Nutzwert-Aufwand-Analyse ermöglicht das Aufteilen des Bewertungsziels auf oberer Ebene in die Teilziele Nutzen und Aufwand, siehe [RS77], [BK97] und [Ehr07].

Die Gewichtung der Bewertungskriterien gelingt nach [BK97] über den paarweisen Vergleich, wie er auch beim analytischen Hierarchieprozess verwendet wird. Die Gewichtungsfaktoren werden durch einen paarweisen Vergleich nach [SV12] bestimmt, um den Eingabe- und Analyseaufwand zu reduzieren. Im paarweisen Vergleich reicht damit bereits die Vorgabe einer Zeile. Die Bewertungsmatrix ist dann eindeutig und widerspruchsfrei definiert und eine Konsistenzprüfung kann entfallen. Ein anschließendes Modifizieren der einzelnen Gewichtungsfaktoren ist möglich. Wird dies vorgenommen, so wird jedoch eine Konsistenzprüfung empfohlen. Diese Vorgehensweise fördert das Verständnis für den Einfluss sowie die Konsistenz der Gewichtungen und dient als Entscheidungshilfe für Experten.

Die Verlässlichkeit der Ergebnisse wird durch eine Mischung aus relativer und absoluter Bewertung gesteigert. Bei der relativen Bewertung wird das Bewertungssystem erst während des Bewertungslaufs generiert und hängt damit stark von der Gesamtqualität der zu bewertenden Systeme ab. Eine Vergleichbarkeit unterschiedlicher Bewertungsläufe mit verschiedenen Konzepten ist nicht gegeben. Die absolute Bewertung vergleicht die Systeme mit Referenzwerten, damit ist das Bewertungssystem vorab definiert. Die Ergebnisse unterschiedlicher Bewertungsläufe können dann verglichen werden. Ohne vorherige Kenntnis der Eigenschaften können die Referenzwerte jedoch nicht gewählt werden. Liegen die Systeme qualitativ nahe beisammen, so ist die Unterscheidung anhand der Rangfolge nur schwer möglich.

Aus diesem Grund werden in der entwickelten Methode unterschiedliche Vorgehensweisen eingesetzt. Die zu bewertenden neuen Konzepte werden mit Referenzsystemen vermischt, deren Vor- und Nachteile dem Anwender bekannt sind. Diese Systeme können hinsichtlich wichtiger Kriterien bereits die Ober- und Untergrenze des Bewertungssystems abstecken. Ein dieselelektrischer Antrieb wird beispielsweise die Obergrenze hinsichtlich des elektrischen Aufwands im Vergleich zu leistungsverzweigten Konzepten abstecken. Darüber hinaus werden bestimmte Eigenschaftswerte mit Ober- und Untergrenzen versehen. Als greifbares Beispiel ist die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit  $v_{Fzg,max}$  zu nennen. Sind vom Anwender 60 km/h bei einer definierten Motordrehzahl als Maximalwert gefordert, so erhalten Systeme mit einer Endgeschwindigkeit größer als 60 km/h die beste Bewertungszahl. Systeme mit höheren Endgeschwindigkeiten werden dann nicht noch besser bewertet. Zuletzt wird vor Beginn der Erstellung der Rangfolge eine Filterung durchgeführt. In diesem Schritt werden alle Systeme anhand ausgewählter Kriterien mit absoluten Referenzwerten – den sogenannten Filterparametern – gefiltert. Durch das Filtern wird das Qualitätsniveau der Systeme in relevanten Bereichen verbessert.

Die Analysemöglichkeit wird durch eine Darstellung der Sensitivität von unsicherheitsbehafteten Kriterien erhöht. Nach [RS77] sind Sensitivitätsanalysen hinsichtlich der Eigenschaftswerte, der Gewichtung und der Wertefunktionen möglich. Eine direkte Variation der Eigenschaftswerte ist dann schwierig und nicht greifbar, wenn diese mit einer hohen Ungewissheit belegt sind, beispielsweise die zukünftigen Kosten elektrischer Komponenten. Die Sensitivitätsanalyse macht die Auswirkung der Gewichtung auf das Bewertungsergebnis sichtbar, ohne direkten Einfluss auf den Eigenschaftswert selbst zu nehmen.

### 4.8.1 Bewertungskriterien und deren Gewichtung

Tabelle 4.8 zeigt eine Zusammenstellung über mögliche Bewertungskriterien für Getriebekonzepte aus einer detaillierten Literaturrecherche [Sta16].

Tabelle 4.8: Überblick über Bewertungskriterien aus der Literatur

Abweichung der Übersetzungsreihe	Fertigungsaufwand	Schaltkomfort
Bauraum	Flexibilität des Konzepts	Spreizung
Bedienkomfort	Gewicht	Umweltverträglichkeit
Beschleunigung	Herstellkosten	Wartung
Betriebskosten	Höchstgeschwindigkeit	Wirkungsgrad
Drehmoment	Komfort	Zapfwelle
Drehzahlen	Kosten	Zugkraft
Dynamik	Kraftstoffverbrauch	Zugleistung
Emissionen	Lebensdauer	Zuverlässigkeit
	NVH	

Die Kriterien sind in alphabetischer Reihenfolge genannt und geben einen Überblick unabhängig von der späteren Anwendung. Für eine sinnvolle Zusammenstellung sind die speziellen Anforderungen für Traktoren mit stufenlosen Getrieben zu beachten. Die Abweichung der Übersetzungsreihe ist

beispielsweise für stufenlose Getriebe eher unerheblich, solange die geforderte Endgeschwindigkeit erreicht wird und eine Bereichsumschaltung bei gewissen Fahrgeschwindigkeiten nicht vermieden werden soll. Zu beachten sind auch die Abhängigkeiten der Kriterien untereinander. Der Wirkungsgrad beeinflusst den Verbrauch, die Dynamik wie auch die Leistungsfähigkeit eines Traktors. Die Kriterien zur Erstellung der Rangfolge sowie die Filterkriterien sind unter Berücksichtigung der genannten Aspekte ausgewählt und gewichtet.

Durch die initiale Filterung der Konzepte eines Bewertungslaufs mittels absoluter Referenzwerte wird das Qualitätsniveau nach unten begrenzt. Schlechte Konzepte werden anhand unzureichender Eigenschaftswerte aussortiert und die Gesamtqualität des Bewertungslaufs ist erhöht. Die Kriterien sind so gewählt, dass die zu erfüllenden Eigenschaftswerte im Voraus vom Benutzer abgeschätzt werden können. Alle Kriterien sind von solcher Wichtigkeit, dass ein Ausschluss vom Bewertungslauf bei Nichterfüllung angemessen ist. Bei den Filterkriterien handelt es sich um:

- minimaler Wirkungsgrad des Getriebes
- minimale Fahrzeuggeschwindigkeit bei definierter Motordrehzahl
- minimale Zugkraft und Zuleistung
- Maximalgrenze für Wellendrehzahlen
- Fähigkeit des Getriebes zum aktiven Stillstand

Der Wirkungsgrad des Fahrantriebs zeigt Abhängigkeiten zu zahlreichen weiteren Bewertungsgrößen und sollte für stufenlose Traktoren oberhalb eines Grenzwertes liegen, vergleiche [Res04], [RR05], [Ram15] und [Ren16].

Die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit und die maximale Leistungsfähigkeit des Traktors wird vom Kunden gefordert. In [Sch15] ist beschrieben, dass eine entsprechend hohe Gesamtgetriebespreizung zu hohen Einsparpotentialen – vor allem bei hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten – führt. Wird die Fahrzeuggeschwindigkeit nach unten beschränkt, erhöht sich deshalb

die Vergleichbarkeit der Ergebnisse hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs. Zudem hat die Gesamtspreizung des Getriebes maßgeblichen Einfluss auf die Belastung des Variators, vergleiche Abbildung 6.8.

Die Begrenzung der maximalen Wellendrehzahlen schließt kritische Konzepte hinsichtlich möglicher Lagerausfälle aus. Zuletzt sollen alle Systeme einen aktiven Stillstand ermöglichen. Dies stellt eine grundlegende Funktion von Traktoren mit stufenlosem Getriebe dar und soll stets gegeben sein.

Die entwickelte Kriterienhierarchie zur Erstellung der Rangfolge ist auf oberster Ebene in die Teilziele Nutzen und Aufwand separiert, vergleiche Abbildung 4.25. Die ausgewählten Kriterien (vgl. Tabelle 4.8) sind den beiden Teilzielen so zugeordnet, dass eine Mehrfachnennung und, wenn möglich, eine starke gegenseitige Abhängigkeit vermieden wird. Um eine klare Unterscheidung zwischen Aufwand und Nutzen zu erhalten, sind unter Aufwand diejenigen Kriterien gefasst, welche direkten Einfluss auf die Herstellkosten haben. Im Kriterienzweig Nutzen finden sich die Teilziele Effizienz, Komfort, Zuverlässigkeit und Leistung.

Die Bewertungskennzahl der Effizienz errechnet sich aus dem Verbrauchswert  $b_{VM}$  im DLG-PowerMix, dem mittleren ungewichteten Getriebewirkungsgrad  $\eta_g$  der EPTO-Betriebsfälle und aus der Anzahl der Gangwechsel im DLG-Zyklus  $N_{GW}$ . Bei Traktoren kann die Reibleistung während einer Lastschaltung unter hoher Auslastung bis zu 10 % der Eingangsleistung betragen [Kro17]. Unter diesem Gesichtspunkt sind die Verluste beim Schalten der Gänge nicht generell zu vernachlässigen und geben einen Hinweis auf die Systemeffizienz.

Der Komfort berechnet sich aus dem Schaltkomfort, einer möglichen Geräuscentwicklung (NVH) und der Fähigkeit zum aktiven Stillstand. Unter dem Schaltkomfort wird die Art der Bereichsumschaltung und die Art der Reversierung betrachtet. Bereichsumschaltungen unter Drehzahlanpassung von Wellen oder Variatoren sowie klauengeschaltete Gänge werden

schlechter bewertet als Umschaltungen bei drehsynchronen Wellen. Der Punkt NVH fasst das Drehzahlniveau der Wellen an allen Übersetzungselementen sowie das Drehzahlniveau der Energiewandler zusammen. Die Zuverlässigkeit berechnet sich im Wesentlichen jeweils aus der Anzahl der Getriebekomponenten sowie deren Drehzahl- und Drehmomentniveau.

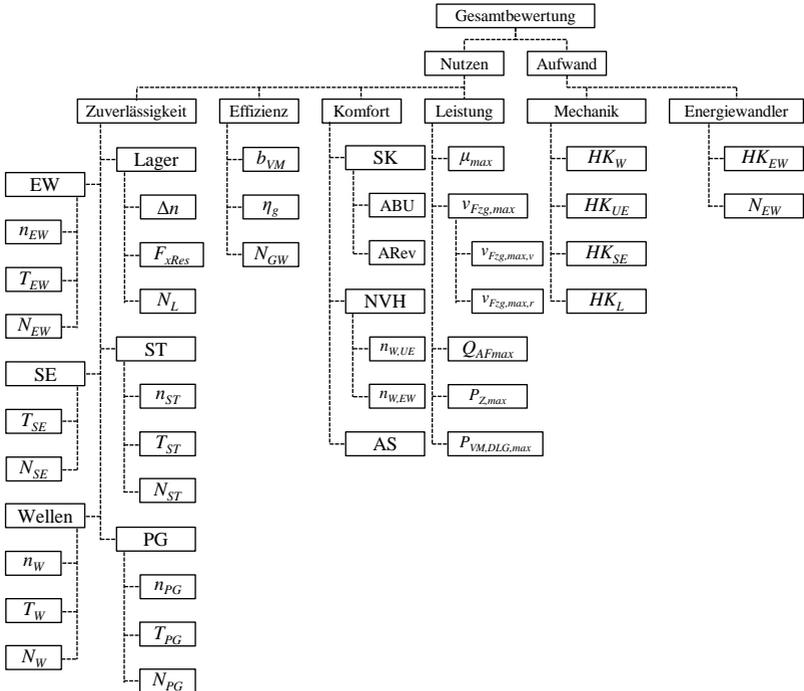


Abbildung 4.25: Kriterienhierarchie

Die Kriterien zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit des Traktors lassen sich mit Hilfe der Zugkraftkurve in Abbildung 4.26 erläutern. Zur Beurteilung der Zugkraft wird der maximal mögliche Umfangskraftbeiwert  $\mu_{max}$  berechnet, vergleiche Gleichung (2.2). Die tatsächlich umsetzbare Ist-Zugkraft kann gegenüber der geforderten Soll-Zugkraft reduziert sein. Dies

geschieht, wenn einer der Energiewandler im Variator an seine Drehmoment- oder Leistungsgrenze stößt. In Abbildung 4.26 erreicht das Fahrzeug zwar die maximale Zugkraft, jedoch erst bei einer etwas höheren Geschwindigkeit. Aufgrund der Leistungsfähigkeit des Variators weicht die Ist-Zugkraft auch bei höheren Geschwindigkeiten von der Soll-Vorgabe ab. Dies kann beispielsweise durch geänderte Lastverhältnisse direkt nach einem Fahrbereichswechsel auftreten. Für eine Bewertung dieser Effekte wird der Flächenquotient  $Q_{AFmax}$  der Ist- und Soll-Zugkraftkurven herangezogen.

$$Q_{AFmax} = \frac{\int F_{Z,ist} dv_{Fzg}}{\int F_{Z,soll} dv_{Fzg}} \quad (4.86)$$

Zusätzlich werden die maximale Ist-Zugleistung  $P_{Z,max}$ , die Endgeschwindigkeiten vorwärts und rückwärts sowie die maximal notwendige Verbrennungsmotorleistung im DLG-PowerMix zur Bewertung der Leistungsfähigkeit herangezogen.

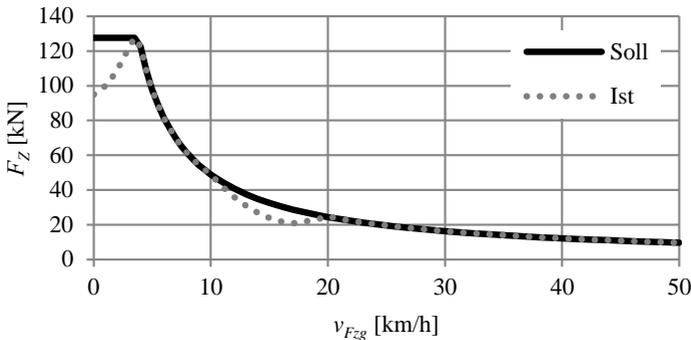


Abbildung 4.26: Soll- und Ist-Zugkraft zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit

Der Aufwand teilt sich in die Herstellkosten für Mechanik und Energiewandler auf. Dort werden jeweils die Herstellkosten nach Kapitel 4.5 für die Bewertung herangezogen. Die Herstellkosten der Energiewandler fasst

die Kosten für die Maschine selbst und die zur Regelung beziehungsweise Steuerung benötigte Einrichtung – wie beispielsweise die Leistungselektronik – zusammen. Zusätzlich wird die Anzahl der Energiewandler erfasst und bewertet. Dieses Kriterium beinhaltet den entstehenden Aufwand durch die Integration der Maschinen ins Getriebe, wie beispielsweise die Verkabelung. Der mechanische Aufwand berücksichtigt die Herstellkosten von Wellen, Lagern, Stirnrädern, Planetengetrieben und Schaltelementen.

Für die Gewichtung der Teilziele wird jeweils eine Gewichtungsmatrix ausgefüllt. Das Ausfüllen der Matrix geschieht nach [BK97] mit der ersten Zeile, in die das wichtigste der Teilziele an erster Stelle eingetragen wird. Anschließend wird die Wichtigkeit – beziehungsweise die relative Unwichtigkeit – gegenüber den übrigen Teilzielen mit Hilfe der Bewertungsskala des analytischen Hierarchieprozesses gewählt. Abbildung 4.27 zeigt die Skala nach [SV12] und stellt zudem einen kompletten paarweisen Vergleich mittels verhältnismäßiger Wichtigkeiten für die Teilziele des Nutzens dar. Als wichtigste Kriterien sind vorab die Leistungsfähigkeit und die Effizienz festgelegt. Die hellgrau markierten Wichtigkeiten der einzelnen Spalten  $j$  in den Zeilen  $x = 2$  bis  $N$  können mit Hilfe der Gleichung (4.87) nach [BK97] automatisch berechnet werden.

$$w_{x,j} = \frac{w_{1,j}}{w_{1,x}} \quad (4.87)$$

Die Wichtigkeit der gesamten Zeile  $x$  wird über das geometrische Mittel aus den einzelnen zugehörigen Spalten  $j$  nach Gleichung (4.88) berechnet.

$$\bar{w}_x = \sqrt[N]{\prod_{j=1}^N w_{x,j}} \quad (4.88)$$

Abschließend lassen sich die Kriteriengewichtungen  $g_k$  anhand ihrer Wichtigkeiten über Gleichung (4.89) bestimmen.

$$g_{k,x} = \frac{\bar{w}_x}{\sum_{x=1}^N \bar{w}_x} \cdot 100\% \quad (4.89)$$

Bei Bedarf kann eine Korrektur der Gewichtungsfaktoren vorgenommen werden. Da dann keine Widerspruchsfreiheit mehr sichergestellt werden kann, wird anschließend eine Konsistenzprüfung nach [SV12] empfohlen.

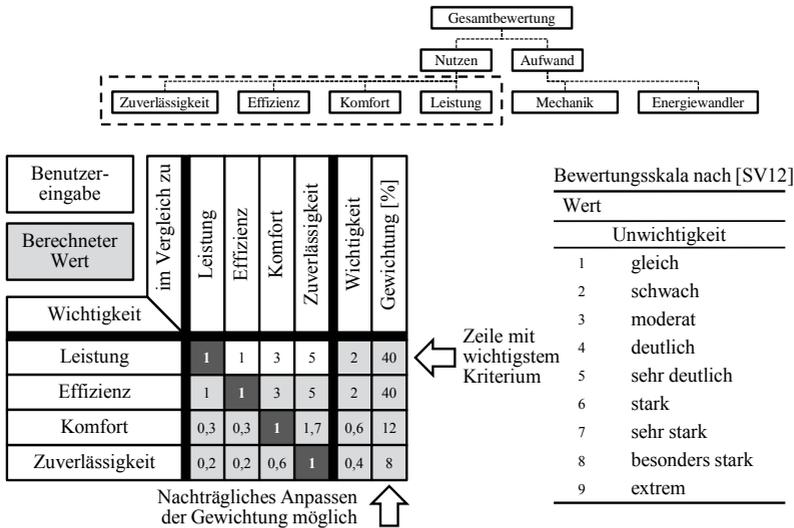


Abbildung 4.27: Beispielhafte Kriteriengewichtung und Bewertungsskala

### 4.8.2 Berechnung der Bewertungszahlen

In diesem Kapitel wird die Berechnung der Bewertungszahlen der Kriterien aus der Hierarchie, vergleiche Abbildung 4.25, beschrieben. Die zweistufige Bewertung – Filterung und Rangfolge – wird berücksichtigt und die Erläu-

terungen daher auf zwei Abschnitte aufgeteilt. Die quantifizierbaren Kriterien können Skalare, also eindimensionale Kriterien, oder mehrdimensionale Größen sein. Mehrdimensionale Größen hängen in der Regel von einer oder mehreren Variablen, wie beispielsweise der Fahrzeuggeschwindigkeit oder dem gewählten Gang, ab.

### Filterung

Die in Tabelle 4.9 genannten Kriterien zur Filterung sind mit der Art des jeweils wirkenden Referenzwertes durch „UG“ oder „OG“ gekennzeichnet. „UG“ steht dabei für eine untere Grenze, bei der nur größere Werte zugelassen werden. „OG“ symbolisiert eine obere Grenze. Hier werden nur Systeme zugelassen, deren Eigenschaftswerte unterhalb des definierten Grenzwertes liegen.

Tabelle 4.9: Filterkriterien und Art des Referenzwertes

$\eta_g$	UG
$v_{Fzg,max} @ n_{VM,max}$	UG
$F_{Z,max}$	UG
$P_{FA,max}$	UG
$n_{W,max}$	OG
AS	UG

Die maximale Fahrzeuggeschwindigkeit muss oberhalb eines Grenzwertes liegen und ist eine Mindestforderung. Sie bestimmt die Gesamtspreizung des Getriebes und hat daher maßgeblichen Einfluss auf Drehmomente, Variatorleistungen und Kraftstoffverbrauch [Sch15]. Alle Filterkriterien berechnen sich über die auftretenden Maximalwerte der Berechnungsdurchläufe 1 bis 3 aus Tabelle 4.3. Die maximale Zugkraft  $F_{Z,max}$  berechnet sich nach Gleichung (2.2). Über die Multiplikation mit der Fahrzeuggeschwindigkeit ergibt sich die maximale Zugleistung  $P_{FA,max}$ , also die maximale

Leistungsfähigkeit des Fahrtriebs. Auch hier handelt es sich um Mindestforderungen. Die maximalen Wellendrehzahlen lassen sich aus den Maximalwerten der Umfangsgeschwindigkeiten  $\underline{\omega}$  über Gleichung (4.20) bestimmen, vergleiche auch Kapitel 4.3.4. Die Funktion des aktiven Stillstands lässt sich über die Mindestgeschwindigkeit im ersten Vorwärts- oder Rückwärtsfahrbereich bestimmen. Liegt diese unter einem niedrig angesetzten Grenzwert, so kann diese Funktionalität vorausgesetzt werden.

Der Wirkungsgrad des Getriebes wird nach Gleichung (2.5) ohne Hinterachse berechnet und stellt ein mehrdimensionales Bewertungskriterium dar. Er ist für jedes Getriebekonzept abhängig von der anliegenden Last, der Motordrehzahl, der Variatorübersetzung und dem gewählten Gang. Zur Bewertung wird der Volllastwirkungsgrad bei  $P_{FA,Dim}$  (siehe Berechnungsdurchlauf 2 aus Tabelle 4.3) für den gesamten Geschwindigkeitsbereich herangezogen. Als Referenz dient der Zielwirkungsgrad aus Abbildung 4.28. Um das Filterkriterium zu erfüllen, muss der durchschnittliche Volllastwirkungsgrad des betrachteten Getriebekonzepts zwischen 4 und 40 km/h größer sein als der Mittelwert des definierten Zielwirkungsgrades.

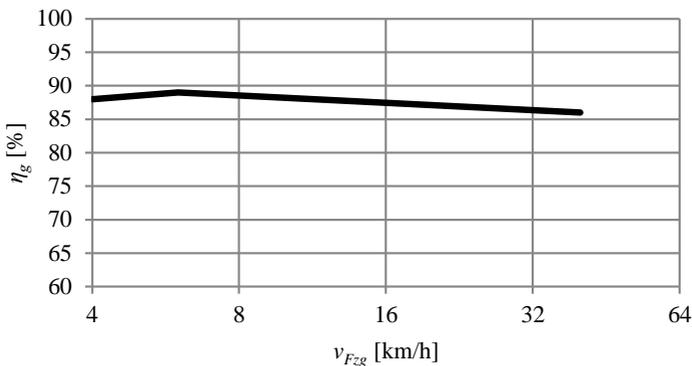


Abbildung 4.28: Zielwirkungsgrad eines Traktorgetriebes ohne Achse nach RENIUS aus [Ram15]

## Rangfolge

Zur Erstellung der Rangfolge müssen für alle Basiskriterien aus Abbildung 4.25 Bewertungszahlen ermittelt werden. Tabelle 4.10 listet alle Bewertungskriterien auf, die eindimensionale Eigenschaftswerte aufweisen. Zusätzlich ist das Vorzeichen der Steigung der Bewertungsfunktion angegeben. Dieses Vorzeichen signalisiert, ob ein hoher Eigenschaftswert zu einer guten (+) oder schlechten (-) Bewertungszahl führt.

Tabelle 4.10: Bewertungskriterien (eindimensionale Eigenschaftswerte)

Kriterium		
Nutzen ▷ Leistung	$\mu_{max}$	+
Nutzen ▷ Leistung	$v_{Fzg,max}$	+
Nutzen ▷ Leistung	$Q_{AF,max}$	+
Nutzen ▷ Leistung	$P_{Z,max}$	+
Nutzen ▷ Leistung	$P_{VM,DLG,max}$	-
Nutzen ▷ Komfort	ABU	-
Nutzen ▷ Komfort	AREv	+: Var=0, SE=1
Nutzen ▷ Komfort	AS	+: ja=1, nein=0
Nutzen ▷ Effizienz	$b_{VM}$	-
Nutzen ▷ Effizienz	$\eta_g$	+
Nutzen ▷ Effizienz	$N_{GW}$	-
Nutzen ▷ Zuverlässigkeit	$N_x$	-
Aufwand ▷ Mechanik	$HK_x$	-
Aufwand ▷ Energiewandler	$HK_{EW}, N_{EW}$	-

Die Anzahl der asynchronen Bereichsumschaltungen beinhaltet alle Gangwechsel, bei denen Drehzahlsprünge im Variator oder Differenzdrehzahlen an den Schaltelementen während des Schaltvorgangs auftreten. Die Art der Reversierung bewertet den Wechsel der Fahrtrichtung mit Hilfe von Schaltelementen als positiv, denn dies ermöglicht einen zusätzlichen Freiheitsgrad beim Einstellen des Dynamikverhaltens. Bei der Berechnung der Zuverläss-

sigkeit ist die Anzahl der Elemente aller Getriebekomponenten relevant. Weiter sind in Tabelle 4.10 die Herstellkosten der mechanischen Komponenten zusammengefasst. Hohe Kosten führen hier – wie auch bei den Energiewandlern – zu schlechten Bewertungszahlen.

Die verbleibenden mehrdimensionalen Kriterien sind in Tabelle 4.11 aufgelistet. Diese müssen zu einer skalaren Bewertungszahl zusammengefasst werden. Die Eigenschaftswerte dieser Kriterien hängen von der Motordrehzahl, der Last, dem Gang oder der Variatorübersetzung ab. Betrachtet werden wieder – wie bei der Filterung – spezifische Lastläufe. Für die Bewertung der mehrdimensionalen Größen werden die Lastläufe 2 und 3 aus Tabelle 4.3 herangezogen. Die mehrdimensionalen Eigenschaftswerte hängen nun nur noch vom gewählten Gang und der Variatorübersetzung, also letztendlich der Fahrzeuggeschwindigkeit, ab.

Tabelle 4.11: Bewertungskriterien (mehrdimensionale Eigenschaftswerte)

Kriterium		
Nutzen ▷ Komfort	$n_{W,z} = f(i_{Var}, \text{Gang}, n_{VM})$	-
Nutzen ▷ Komfort	$n_{W,EW} = f(i_{Var}, \text{Gang}, n_{VM})$	-
Nutzen ▷ Zuverlässigkeit	$\Delta n_x = f(i_{Var}, \text{Gang}, n_{VM})$	-
Nutzen ▷ Zuverlässigkeit	$n_W = f(i_{Var}, \text{Gang}, n_{VM})$	-
Nutzen ▷ Zuverlässigkeit	$T_x = f(i_{Var}, \text{Gang}, n_{VM}, P_{FA}, P_{EPTO})$	-
Nutzen ▷ Zuverlässigkeit	$F_{xRes} = f(i_{Var}, \text{Gang}, n_{VM}, P_{FA}, P_{EPTO})$	-

Zur Berechnung einer skalaren Bewertungszahl findet eine Gewichtung mit Hilfe der Benutzungsdauer für Vorwärts-Fahrgeschwindigkeiten statt, siehe Abbildung 4.29. Da sich die Absolutwerte der mehrdimensionalen Kriterien sowie die dazu gehörige Benutzungsdauer über der Fahrzeuggeschwindigkeit ändern, wird für die Berechnung der Bewertungskenngröße jedes Krite-

riums  $k$  das quadratische Mittel mit dem relativen Zeitanteil nach Gleichung (4.90) zu  $\bar{\theta}_{kt}$  gewichtet.

$$\bar{\theta}_{kt} = \sqrt{\frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z \sum_{x=1}^N t_x \cdot \theta_{x,j}^2} \quad \text{mit} \quad \sum_{x=1}^N t_x = 1 \quad (4.90)$$

Es wird für jeden Geschwindigkeitspunkt  $x$  das Quadrat des Eigenschaftswerts  $\theta_{x,j}$  einer Getriebekomponente  $j$  mit der entsprechenden Benutzungsdauer  $t_x$  multipliziert und über die Anzahl der Komponenten  $Z$  und Anzahl der Geschwindigkeitspunkte  $N$  aufsummiert.

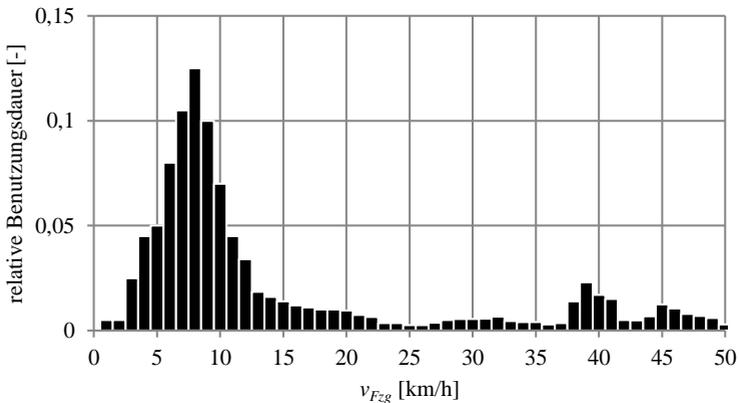


Abbildung 4.29: Relative Benutzungsdauer der Nennfahrgeschwindigkeiten vorwärts für Standardtraktoren nach [Ren76], [Ren87] und [Res04]

Des Weiteren bietet sich die Berechnung der Standardabweichung an, um den Mittelwert und die Abweichung – also die Ausreißer – vom Mittelwert zu bewerten. Die gewichtete Standardabweichung errechnet sich über Glei-

chung (4.91). So wirken sich beispielsweise Drehmomentspitzen negativ auf die Getriebebelastung und damit die Bewertung aus.

$$\sigma_{kt} = \sqrt{\frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z \sum_{x=1}^N t_x \cdot (\theta_{x,j} - \bar{\theta}_{kt})^2} \quad (4.91)$$

Die Bewertungskenngröße  $\Theta_{kt}$  des Kriteriums  $k$  wird abschließend aus der Summe des gewichteten quadratischen Mittelwerts  $\bar{\theta}_{kt}$  und der gewichteten Standardabweichung  $\sigma_{kt}$  berechnet. Das Vorzeichen der Standardabweichung ist vom Einfluss der Streubreite auf die Bewertungszahl abhängig. Weist die Bewertung eine positive Steigung auf, werden also große Absolutwerte positiv bewertet, so geht die Standardabweichung mit negativem Vorzeichen ein. Umgekehrt verhält es sich bei positivem Vorzeichen der Standardabweichung.

$$\bar{\Theta}_{kt} = \begin{cases} \bar{\theta}_{kt} + \sigma_{kt} & \text{wenn Steigung negativ -} \\ \bar{\theta}_{kt} - \sigma_{kt} & \text{wenn Steigung positiv +} \end{cases} \quad (4.92)$$

Die Bewertungskennzahlen für Kräfte und Momente sind im Verhältnis zu ihrer jeweiligen Dimensionierungsgröße zu betrachten. Damit lässt sich eine Aussage über deren Zuverlässigkeit und Lebensdauer treffen. Bei den Drehzahlen wird auf dieses Vorgehen verzichtet. Hier sinken der Komfort, die Zuverlässigkeit und die Lebensdauer mit steigenden Drehzahlen. Mehrdimensionale Größen werden über die gewichtete Bewertungskenngröße beschrieben, eindimensionale Größen können direkt über ihre Eigenschaftswerte in eine Bewertungszahl überführt werden.

$$BZ_k = \begin{cases} \frac{1}{Z} \cdot \sum_{j=1}^Z \frac{\Theta_{k,j}}{\max(T_j, F_j)} \\ \bar{\Theta}_{kt} \\ \Theta_k \end{cases} \quad (4.93)$$

### 4.8.3 Berechnung der Erfüllungsgrade

Sind die Bewertungszahlen nach Kapitel 4.8.2 für alle Basiskriterien bestimmt, so können die Erfüllungsgrade berechnet werden. Hierfür wird die in [PBF07] empfohlene Werteskala von 1 bis 10 benutzt. Für die Berechnung der Erfüllungsgrade gilt, dass eine positive Steigung (+) bei hohen Absolutwerten mit guten Erfüllungsgraden belohnt wird. Bei einer negativen Steigung (-) verhält es sich umgekehrt. Alle Erfüllungsgrade der Getriebekonzepte sind mit linearen Bewertungsfunktionen nach Gleichung (4.94) modelliert.

$$E_{k,GK} = \begin{cases} \frac{10-1}{BZ_{k,max}-BZ_{k,min}} \cdot (BZ_{k,GK} - BZ_{k,min}) + 1 & (+) \\ \frac{1-10}{BZ_{k,max}-BZ_{k,min}} \cdot (BZ_{k,GK} - BZ_{k,min}) + 10 & (-) \end{cases} \quad (4.94)$$

Der Nutz- beziehungsweise Aufwandswert eines Getriebekonzepts berechnet sich nach Gleichung (4.95) aus der Summe der Erfüllungsgrade multipliziert mit der Gewichtung eines Knotens aller untergeordneten Kriterien.

$$E_{TZ,GK} = \sum g_k \cdot E_{k,GK} \quad (4.95)$$

Auf der nächsthöheren Hierarchieebene geht dieser Nutzwert wiederum als Erfüllungsgrad des Teilziels TZ zusammen mit dem zugehörigen Knotengewicht in die Berechnung des wiederum übergeordneten Nutzwerts ein. Dieser Prozess wird so lange wiederholt, bis schließlich die oberste Hierarchieebene erreicht ist und damit die Gesamtbewertung feststeht.

### 4.8.4 Sensitivitätsanalyse

Die Sensitivitätsanalyse soll den Einfluss der Gewichtungen auf das Bewertungsergebnis verdeutlichen und simulieren. Die Kosten der elektrischen Energiewandler stellen ein solches Kriterium dar und werden exemplarisch gewählt. Langfristig werden die Kosten dieser Komponenten vermutlich

aufgrund der verstärkten Industrialisierung durch die Elektrifizierung von Fahrzeugen sinken. Es ist bei der Umsetzung der Sensitivitätsanalyse zu bedenken, dass die Gewichtung eines Kriteriums nicht isoliert betrachtet werden kann. Alle Knotengewichte unter einem Oberziel müssen in Summe immer 1 ergeben. Bei Erhöhung eines Gewichtungsfaktors müssen die übrigen Kriterien also dementsprechend verringert werden.

Im Ergebniskapitel dieser Arbeit ist beispielhaft eine prozentuale Änderung der Gewichtung der Herstellkosten der elektrischen Maschinen von  $\pm 25\%$  umgesetzt. Hierzu werden drei Berechnungsdurchgänge automatisiert mit je unterschiedlicher Gewichtung durchgeführt. Der erste Durchlauf erfolgt mit der normalen Gewichtung. Der zweite Durchlauf erhöht die Gewichtung der Energiewandler um  $25\%$  und verringert das Knotengewicht aller übrigen Kriterien entsprechend. Im dritten Durchlauf wird die Gewichtung nach dem gleichen Vorgehen um  $25\%$  verringert. Prinzipiell kann die Sensitivität für alle Bewertungskriterien mit beliebiger prozentualer Änderung durchgeführt werden. Eine Kombination zur Simulation der Sensitivität mehrerer Kriterien ist nicht vorgesehen um die Übersichtlichkeit der Ergebnisdarstellungen zu gewährleisten.

## 5 Validierung der Berechnungsmethode und Hypothesen zum Einsatz der Gesamtmethode

Nach VDI 2206 [VDI04] entstammt der Begriff der *Validierung* ursprünglich der Gültigkeitsprüfung einer Messmethode aus der empirischen Sozialforschung. Auf technische Systeme bezogen ist nach der Richtlinie unter dem Begriff der *Validierung* „die Prüfung zu verstehen, ob das Produkt für seinen Einsatzzweck geeignet ist beziehungsweise den gewünschten Wert erzielt“ ([VDI04], S. 39).

Da die vorliegende Gesamtmethode eingesetzt werden soll, um Getriebe-konzepte in einer frühen Entwicklungsphase zu bewerten, kann eine Validierung der Bewertungsergebnisse anhand der realen Getriebe im oben genannten Sinne nicht erfolgen. Zudem ist eine Bewertung der Endergebnisse der Gesamtmethode – in diesem Fall die Rangfolge verschiedener Getriebe-konzepte – durch die vorgenommene Gewichtung der Kriterien subjektiv beeinflusst und daher nicht direkt messbar.

In diesem Kapitel erfolgt ein Abgleich der wichtigsten Basiskriterien mit den aufgenommenen Daten eines realen Getriebes. Die Teilziele, die das Objektsystem beeinflussen, basieren auf den kinetischen und kinematischen Grundgrößen, dem Getriebewirkungsgrad, dem Kraftstoffverbrauch, der Leistungsfähigkeit und den Herstellkosten des Getriebe-konzepts. Diese Basiskriterien haben somit erheblichen Anteil an der Rangfolge der Konzepte

und schlussendlich an den Bewertungszahlen der oberen Teilziele Zuverlässigkeit, Effizienz, Komfort, Leistung, Herstellkosten der Mechanik und Herstellkosten der Energiewandler. Da die Bewertungskennzahlen der Teilziele mit Hilfe der Basiskriterien berechnet werden, ist es unerlässlich, diese Kriterien abzugleichen, um die Eignung der Gesamtmethode zum Konzeptvergleich von stufenlosen Getrieben nachzuweisen.

Nach einer kurzen Erörterung zu den kinetischen und kinematischen Grundgrößen werden die Ergebnisse aus der Getriebedimensionierung vorgestellt. Diese Ergebnisse liefern die Datenbasis für die anschließende Berechnung der Getriebewirkungsgrade sowie der Herstellkosten. Der Getriebewirkungsgrad beeinflusst die Simulationsergebnisse – also den Verbrauch und die Leistungsfähigkeit des Traktors – im DLG-PowerMix. Der letzte Teil des Kapitels zum Abgleich der Berechnungsdaten erfolgt anhand der berechneten Herstellkosten der wesentlichen Getriebekomponenten. Abschließend werden die Ergebnisse im letzten Unterkapitel diskutiert und bewertet. Zuletzt werden Hypothesen zur Verwendung der Gesamtmethode aufgestellt.

## 5.1 Grundlagen

Für den Vergleich zwischen Messung und Berechnung werden in diesem Kapitel verschiedene statistische Größen eingesetzt. Die gemittelte relative Abweichung  $\bar{D}$  vom richtigen Wert  $x_{rw}$ , also dem Messwert, wird für alle Ergebnisse angegeben. Der richtige Wert weist idealerweise nur eine vernachlässigbare Abweichung zum wahren Wert auf.

$$\bar{D} = \frac{\sum_{j=1}^N \left| \frac{x_j - x_{rw}}{x_{rw}} \right|}{N} \cdot 100\% \quad (5.1)$$

Als weitere Beurteilungsgröße dient der dimensionslose Korrelationskoeffizient  $K_{xy}$ . Er berechnet sich aus der Kovarianz  $\sigma_{xy}^2$  und den Standardabweichungen  $\sigma_x$  und  $\sigma_y$ .

chungen  $\sigma_x$  und  $\sigma_y$  zweier Merkmale  $x$  und  $y$ . Nimmt er den Wert  $\pm 1$  an, so besteht ein vollständig linearer Zusammenhang zwischen  $x$  und  $y$ . Dementsprechend nimmt  $K_{xy}$  den Wert 0 an, wenn die beiden Merkmale nicht linear voneinander abhängen.

$$K_{xy} = \frac{\sum_{j=1}^N (x_j - \bar{x})(y_j - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{j=1}^N (x_j - \bar{x})^2 \cdot \sum_{j=1}^N (y_j - \bar{y})^2}} = \frac{\sigma_{xy}^2}{\sigma_x \cdot \sigma_y} \quad (5.2)$$

Der Korrelationskoeffizient und die mittlere relative Abweichung geben Auskunft darüber, wie gut die verwendete Methode und die darin enthaltenen Berechnungsansätze mit vorhandenen Messdaten – also den richtigen Werten – übereinstimmen. Zur Erläuterung der Vorgehensweise zeigt Abbildung 5.1 den Vergleich eines gemessenen Datensatzes mit den qualitativ unterschiedlichen Ergebnissen aus drei Berechnungsmethoden (A, B und C). Methode A weist eine konstante Abweichung vom Messwert auf, während bei Methode B die Abweichung von negativen Werten hin zu positiven wechselt. Der Abgleich von C zeigt starke, willkürlich wirkende Abweichungen von den Messwerten.

Die Auswertung zeigt bei A eine hohe relative Abweichung bei exakt linearer Abhängigkeit. Ist in Abbildung 5.1 beispielhaft der Wirkungsgradverlauf über der Fahrzeuggeschwindigkeit eines Getriebes dargestellt, so ist anzunehmen, dass Methode A die physikalischen Zusammenhänge gut nachbildet, allerdings eine über der Fahrzeuggeschwindigkeit konstante Verlustquelle vernachlässigt ist. Es ist stets eine gute Abbildung der physikalischen Zusammenhänge und auch eine hohe Genauigkeit der Absolutwerte anzustreben. Die Methode B weist gute Ergebnisse hinsichtlich der Messabweichung sowie der Korrelation auf. Berechnungsmethode C zeigt eine Korrelation nahe 0 und wäre damit bereits ungeeignet. Die hohe Messabweichung von etwa 10 % ist aufgrund des Ergebnisses der Korrelation irrelevant. Die berechnete Korrelation über alle drei Berechnungsmethoden hinweg zeigt, dass diese trotz der guten Werte der Methoden A und B einen niedrigen

Wert aufweist. Dies bestätigt die Empfindlichkeit des Korrelationskoeffizienten gegenüber Ausreißern.

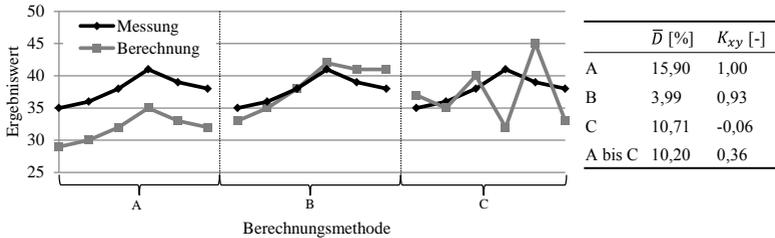


Abbildung 5.1: Gemittelte relative Abweichung und Korrelationskoeffizient

## 5.2 Validierung

In diesem Kapitel wird die Validierung der Berechnungsmethode vorgestellt. Nach dem Verweis auf korrekte Anwendung der Berechnungsmethode zur Berechnung der Basisdaten erfolgt der Vergleich der Bauteildimensionen, des Getriebewirkungsgrades sowie der Verbrauchssimulation. Abschließend werden die berechneten Herstellkosten der Kostenkalkulation des realen Vergleichssystems gegenübergestellt.

### 5.2.1 Getriebe-Basisdaten

Die Basisdaten für einen Vergleich verschiedener Getriebekonzepte liefern die Anzahl der Getriebekomponenten, die Wellendrehzahlen, die Drehmomente und Leistungsverläufe des Getriebes. Das korrekte Abbilden des Getriebes setzt die richtige Anzahl der Getriebekomponenten voraus.

Ein Vergleich des REF1 Konzepts mit der „Eccom“-Berechnung aus [Koh08] zeigt für EW3 an Welle 5 qualitativ ähnliche Leistungsflüsse und Drehzahlverläufe (vgl. Abbildung 2.8 b) und c)) wie der in [Koh08] (S. 81) gezeigte

hydraulische Pfad. Für den direkten Vergleich der absoluten Drehzahlen der Welle 5 mit dem hydraulischen Pfad muss ein Faktor von -2,15 berücksichtigt werden. Dieser wird durch unterschiedliche Getriebeeingangsdrehzahlen und eine zusätzliche Stirnradstufe benötigt. Neben dem Drehzahlverlauf der Welle 7 des EQ200 Getriebes aus Abbildung 2.11 b) zeigt auch der in c) dargestellte Verlauf der Leistung des EW an dieser Welle eine gute qualitative Übereinstimmung mit den veröffentlichten Daten aus [Ver15]. Im Bereich niedriger Fahrzeuggeschwindigkeiten kommt es durch die Berücksichtigung der Zugkraftbeschränkung (vgl. Gleichung (2.2)) zu Unterschieden in der Berechnung.

Ein Vergleich der allgemeinen Zusammenhänge leistungsverzweigter Getriebe aus [Git04] und [Koh08] mit den Ergebnissen des Kapitels C im Anhang dieser Arbeit zeigt unter Anwendung der entwickelten Berechnungsmethode ebenfalls Übereinstimmung.

Die Vorgehensweise aus [VDI10] und die Berechnungen aus [WRBG16] sowie [RWGB16] bestätigen zudem die Anwendbarkeit der Methode für die Berechnung der genannten Basisdaten.

### 5.2.2 Getriebedimensionierung

Mit Hilfe dieser Basisdaten erfolgt die in Kapitel 4.4 beschriebene Getriebedimensionierung. Für den Abgleich der Geometrien wesentlicher Komponenten ist ein existierendes Getriebe ähnlich dem REF1 Getriebekonzept, für welches die benötigten Konstruktionsdaten vorliegen, modelliert und berechnet worden. Dieses Getriebe unterscheidet sich im Wesentlichen in der Getriebespreizung und der nicht vorhandenen E-Maschine samt deren Anbindung vom REF1 Konzept. Das Getriebe zum Abgleich ist ebenfalls in der 150 kW Leistungsklasse anzusiedeln.

Tabelle 5.1 zeigt einen Vergleich der wesentlichen Abmessungen aller Getriebewellen, Übersetzungselemente und Schaltelemente. Zusätzlich zu den

statistischen Größen ist der verwendete mathematische Berechnungsansatz angegeben. Die relative Abweichung und der Korrelationskoeffizient ist für alle Getriebekomponenten bestimmt – also beispielsweise für die Wellen 1 bis 15 des Vergleichskonzepts (Welle 16 entfällt, da es sich um die Anbindung des elektrischen Energiewandlers handelt).

Die Längen der Wellen sind sehr stark von der vorliegenden Konstruktion und der Anordnung des Radsatzes abhängig, wie dies bereits im Getriebschema aus Abbildung 2.6 zu erkennen ist. Als Beispiele sind die Länge der Hauptwelle sowie der Steg des ersten Planetengetriebes zu nennen. Ein Schätzen dieser Größen nach Gleichung (4.28) ist dann nur begrenzt möglich. Deshalb wird die Vorgabe der Wellenlängen durch den Benutzer empfohlen. Werden die Wellenlängen vorgegeben, so verbessert sich auch die Qualität der Berechnung der Wellendurchmesser. Trotz einer zweistelligen Abweichung zeigt die Berechnung eine gute Korrelation auf, wenn alle Wellendurchmesser mit der Konstruktion verglichen werden. Da nur der erforderliche Mindestdurchmesser der Wellen berechnet werden kann, erscheint dieses Verhalten plausibel.

Tabelle 5.1: Abgleich der Bauteildimensionen

Größe	$\bar{D}$ [%]	$K_{xy}$ [-]	Verwendeter Ansatz
Wellenlänge	0	1	Benutzervorgabe nach Konstruktion
Wellendurchmesser	18,82	0,88	Formel (4.36) und (4.37)
Mindestzahnbreite	19,27	0,94	Formel (4.25) und (4.27) mit $N_{pl} = 3$
Achsabstand	12,71	0,71	Formel (4.25) und (4.27) mit $d_r = \text{konst.}$
Reibfläche der SE	17,21	0,98	Formel (4.46)

Die Abweichung der Zahnbreiten ist gering, wenn eine ausreichende Datenbasis an vorhandenen ausgelegten Verzahnungen vorliegt. Im betrachteten Fall gibt es einen Ausreißer, der auf die in der Berechnung festgelegte Planetenanzahl von drei Planeten zurückzuführen ist. Dies bedingt die Erhö-

hung der gemittelten relativen Abweichung. Der physikalische Effekt, also eine breite Verzahnung bei hoher Belastung, bleibt korrekt und führt zu einer guten Korrelation.

Die berechneten Achsabstände weisen eine geringe relative Abweichung auf. Durch die Wahl der Achsabstände auf Basis vorhandener Verzahnungsdaten im Berechnungsalgorithmus kommt es zu einer Verringerung der Korrelation mit den gemessenen Achsabständen.

Die Abweichung der Schaltelementtreibflächen liegt im mittleren Bereich und zeigt eine sehr hohe Korrelation mit der Konstruktion.

### **5.2.3 Getriebewirkungsgrad und Zyklussimulation**

Mit Hilfe der in Kapitel 4.6.1 vorgestellten Berechnungsansätze für Verzahnungen, Dichtungen, Lagern und Schaltelemente sowie den Verlustkennfeldern für Energiewandler sollen Vorhersagen hinsichtlich der verlustbehafteten Drehmomente und damit des Getriebewirkungsgrades möglich werden. Der Getriebewirkungsgrad beeinflusst den Kraftstoffverbrauch und die Leistungsfähigkeit des Traktors.

Abbildung 5.2 zeigt schematisch den vereinfachten Aufbau des Versuchstandes der herangezogenen Messdaten mit einem montierten Stufenlosgetriebe. Es handelt sich dabei um das bereits für die Dimensionierung verwendete Getriebe der 150 kW Leistungsklasse ohne die elektrische Maschine und deren Anbindung über ein Planetengetriebe zur Eingangswelle. Der Messaufbau zeigt eine elektrische Antriebseinheit auf der linken Seite gefolgt von Messnaben, Gelenkwellen, einer Sicherheitskupplung und einem Lagerbock. Mittig befindet sich das zu messende stufenlose Getriebe mit Achse. Abtriebseitig in Richtung der Bremse finden sich ebenfalls Messnaben und Gelenkwellen. Anstelle des Lagerbocks befindet sich ein Getriebe zur Reduktion des Drehmoments für die Bremse nach dem Getriebeausgang.

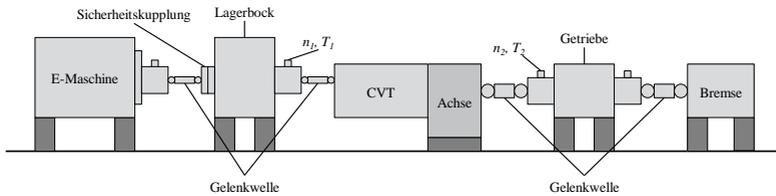


Abbildung 5.2: Vereinfachter schematischer Prüfstandaufbau

Der Wirkungsgrad der Messung berechnet sich über Gleichung (5.3) aus den gewonnenen Signalen der beiden Messnaben jeweils am Ein- und Ausgang des Getriebes und wird mit den Schleppverlusten der Hinterachse  $T_{v,HA0}$  bereinigt. Diese sind separat zuvor gemessen und werden entsprechend der Gleichung (5.3) vom Antriebsmoment  $T_1$  abgezogen.

$$\eta_g = \frac{-T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1 + T_{v,HA0} \cdot n_2} \quad (5.3)$$

Abbildung 5.3 zeigt den Getriebewirkungsgrad aus Messung und Berechnung im Vergleich bei einer Getriebeeingangs- beziehungsweise Motordrehzahl von 2.100 1/min und einem Eingangs- beziehungsweise Motordrehmoment von 660 Nm. Zudem ist die relative Abweichung zwischen Messung und Berechnung aufgetragen. Der berechnete Wirkungsgrad berücksichtigt die Verluste der Verzahnungen, Dichtungen, Lager und Schaltelemente über die in Kapitel 4.6.1 vorgestellten Berechnungsansätze. Die Variatorverluste der Hydrostaten im hydraulisch leistungsverzweigten CVT sind über gemessene Kennfelder berücksichtigt. Zur Verbesserung der Ergebnisqualität ist zusätzlich die mechanische Leistungsaufnahme der Getriebepumpe über Gleichung (5.4) modelliert. Der Pumpenwirkungsgrad  $\eta_p$ , welcher sich aus dem mechanisch hydraulischen  $\eta_{mh}$  und dem volumetrischen Wirkungsgrad  $\eta_v$  zusammensetzt, entstammt auch hier einem gemessenen Kennfeld. Der Pumpendifferenzdruck  $\Delta p$ , die Pumpenübersetzung  $i_p$  und das Schluckvo-

lumen  $V_P$  der Pumpe sind als konstant angenommen. Es handelt sich um eine einfache Zahnradpumpe in einem offenen Kreislauf.

$$P_P = \frac{\Delta p \cdot V_P \cdot n_1}{\eta_P \cdot i_P} \quad (5.4)$$

Die Wirkungsgrade aus Messung und Berechnung sind über der Fahrzeuggeschwindigkeit aufgetragen, sohin ändern sich die Variatorübersetzung und der Gang mit steigender Geschwindigkeit. Die vier Fahrbereiche bei Vorwärtsfahrt lassen sich an den Unterbrechungen der Kennlinien erkennen. Der Wirkungsgrad erreicht stets Spitzenwerte bei geringem hydraulischem Leistungsanteil sowie hoher Leistung im mechanischen Pfad und fällt dann zu beiden Seiten im jeweiligen Fahrbereich ab. Die Berechnung und Messung zeigen den Wirkungsgrad ohne dynamische Effekte bei einer konstanten Öltemperatur von 70 °C.

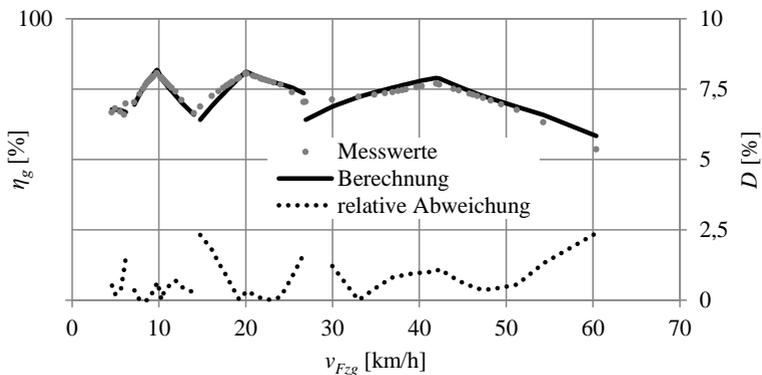


Abbildung 5.3: Wirkungsgradvergleich zwischen Messung und Berechnung bei Volllast

Wie Tabelle 5.2 zeigt, weist die Berechnung unter hoher Last nur eine geringe relative Abweichung von den Messwerten auf.

Tabelle 5.2: Abgleich der Wirkungsgradmessung mit der Berechnung

$T_{VM}$ [Nm]	660		463	
$n_{VM}$ [1/min]	2.100		1.461	
Fahrbereich	$\bar{D}$ [%]	$K_{xy}$ [-]	$\bar{D}$ [%]	$K_{xy}$ [-]
1	0,27	0,23	1,4	0,97
2	0,26	0,96	2,12	0,71
3	0,58	0,95	2,78	0,87
4	0,79	0,92	2,28	0,99
1 bis 4	0,48	0,85	2,15	0,79

Bei niedriger Drehzahl und niedriger Last steigt diese Abweichung leicht an. Die Mehrzahl der berechneten Werte liegt im Bereich der Messunsicherheit, die  $\approx \pm 1\%$  beträgt. Die geringe Korrelation im ersten Fahrbereich unter hoher Last kann über die geringe Anzahl der vorliegenden Messwerte sowie eine Leistungseinschränkung des Prüfstandes begründet werden. Die Fahrbereiche zwei bis vier zeigen bei diesem Betriebspunkt neben der geringen Messabweichung auch sehr hohe Korrelationskoeffizienten auf. Bei geringerer Last und geringerer Drehzahl liegt der Korrelationskoeffizient für alle Fahrbereiche in einem gutem Bereich.

Durch die Vorhersage des Getriebewirkungsgrades mit Hilfe der vorgestellten Berechnungsmethode aus Kapitel 4.6.2 kann eine Aussage zum Kraftstoffverbrauch im DLG-PowerMix über die in Kapitel 4.7 vorgestellte Simulation getroffen werden. Abbildung 5.4 zeigt die Verbrauchswerte der ersten zehn DLG-PowerMix-Zyklen aus Simulation und Messung im Vergleich für einen Traktor der 150 kW Leistungsklasse<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Für den Abgleich der Simulationsdaten im DLG-PowerMix dienen in der vorliegenden Arbeit die veröffentlichten Ergebnisse des John Deere 7530 [DLG17b]. Das simulierte Fahrzeug ist mit den Daten des Traktors parametrisiert, sofern diese offengelegt sind. Daten zu Nebenverbrauchern, Kraftstoffverbrauch und Getriebeapplikation sind aus vorliegenden Daten ähnlicher Leistungsklassen abgeleitet. Relative Abweichungen der Absolutwerte sind daher zu erwarten, dennoch soll eine hohe Korrelation der Verbrauchswerte erreicht werden.

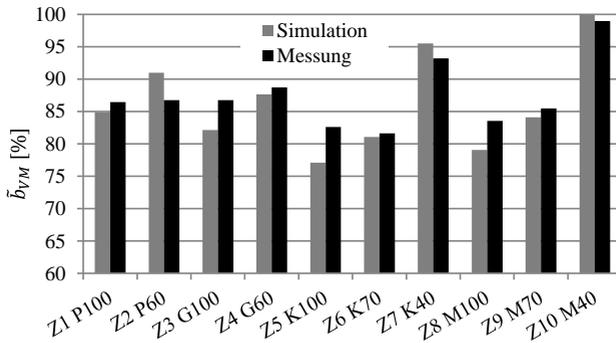


Abbildung 5.4: Normierte Verbrauchswerte im DLG-PowerMix

Der mittlere relative Fehler zwischen Messung und Simulation beträgt 3,2 % und liegt damit innerhalb der Messunsicherheit zwischen Messungen im Freien und Messungen auf dem Rollenprüfstand, wie aus [Wil17] hervorgeht.

Tabelle 5.3 zeigt weitere Werte des Vergleichs zwischen Messung und dem Simulationsmodell. Die Fahrzeuggeschwindigkeit weist in fast allen DLG-Zyklen sehr geringe Absolutwerte auf, sodass 7,5 % Abweichung einer mittleren Geschwindigkeitsabweichung von 0,75 km/h entsprechen. Die Korrelation der Fahrzeuggeschwindigkeit liegt nahezu bei 1. Eine etwas geringere Korrelation und höhere Abweichung zeigt sich bei der Motordrehzahl. Die Motordrehzahl ist abhängig von der Einstellung der Motor-Getrieberegulung und von der Wahl des Zapfwellengangs. Die Wahl des Zapfwellengangs und die Einstellungen der Getrieberegulung im realen Fahrzeug beeinflussen die Leistungsfähigkeit und den Verbrauch des Traktors, siehe [RVI15] sowie [Wil17]. Für die vorliegende Simulation konnten die Einstellungen der Getrieberegulung nicht berücksichtigt werden, da diese nicht vorlagen, wodurch es zu Abweichungen von der gemessenen Motordrehzahl kommt.

Tabelle 5.3: Validierung der DLG-PowerMix-Simulation

Größe	$\bar{D}$	$K_{xy}$	$\bar{x}$
$b_{VM}$	3,2 [%]	0,93 [-]	272 [g/kWh]
$v_{Fzg}$	7,5 [%]	0,99 [-]	10,1 [km/h]
$n_{VM}$	8,8 [%]	0,83 [-]	1.528,1 [1/min]

Die Wahl der Getriebeübersetzung erfolgt so, dass in der Simulation stets der minimale Kraftstoffverbrauch eingestellt werden kann, sofern eine vorgegebene Minstdrehzahl in Abhängigkeit der Fahrzeuggeschwindigkeit nicht unterschritten wird. Die Wahl des Ganges des Zapfwellengetriebes erfolgt in der getätigten Simulation automatisch anhand der Lastvorgabe des Zyklus, sofern der Zyklus mit einer verringerten Drehzahl am Verbrennungsmotor bewältigt werden kann. Dies erklärt den verringerten Korrelationskoeffizienten im Vergleich zur Fahrzeuggeschwindigkeit und dem Kraftstoffverbrauch.

## 5.2.4 Kostenmodell

Für die Bewertung verschiedener Getriebekonzepte ist es wichtig, den Aufwand in Form eines Relativvergleichs darzustellen. Dies wird durch die in Kapitel 4.5 beschriebene Kostenkalkulation ermöglicht. In Abbildung 5.5 ist im linken Diagramm a) die gemittelte relative Abweichung der berechneten Herstellkosten von der echten Kostenkalkulation des REF1 Getriebes dargestellt. Unter Vernachlässigung der Kosten des Getriebegehäuses und der Getriebeölpumpen, Verrohrungen und weiteren Kleinteilen (beispielsweise Schrauben) liegt die mittlere relative Abweichung der berechneten Gesamtkosten von der Kalkulation unterhalb 5 %. Die Herstellkosten der Lager weichen etwa um 5 % ab, weisen aber mit 2 % nur einen geringen Anteil an den Gesamtkosten auf, wie die realen Kosten in Abbildung 5.5 b) zeigen. Die Energiewandler, also im vorliegenden Fall die Hydrostaten sowie die

elektrische Maschine samt Regelungseinheit, nehmen mit 43 % einen Großteil der Kosten ein. Der Korrelationskoeffizient über die Herstellkosten der einzelnen Baugruppen zeigt einen sehr hohen Wert von 0,99.

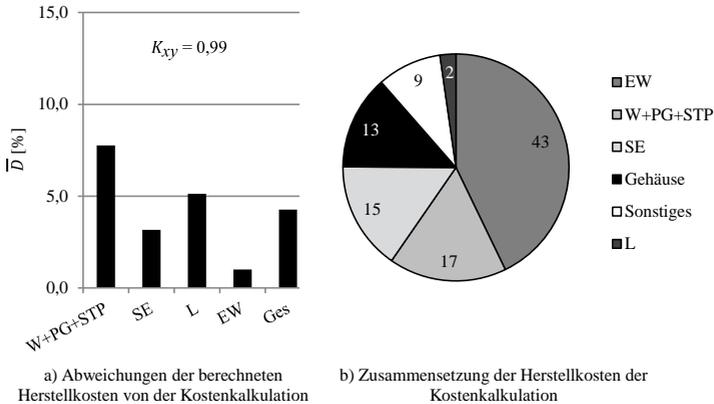


Abbildung 5.5: Validierung der Herstellkosten des REF1 Beispielgetriebes

## 5.3 Diskussion der Ergebnisse und Hypothesen

Ausgehend von der Korrektheit der verlustfreien Basisdaten zeigt die Validierung der aus diesen Daten über mathematische Ansätze abgeleiteten Basiskriterien eine gute Übereinstimmung mit den zum Vergleich herangezogenen realen Daten. Diese Basiskriterien gehen später in die Teilziele und damit in die Gesamtbewertung ein und beeinflussen das Gesamtergebnis des Konzeptvergleichs. Die Korrelation mit den richtigen Werten und eine geringe relative Abweichung führen somit zu einer qualitativ hochwertigen Berechnung der Bewertungszahlen für das REF1 Konzept (bzw. das REF1-ähnliche Vergleichsgetriebe) sowie den Beispieltraktor der 150 kW Leistungsklasse. Unter der Annahme, dass auch für weitere Getriebekon-

zepte eine entsprechende Qualität der Bewertungszahlen vorliegt, ist der Vergleich mehrerer Konzepte über deren Erfüllungsgrade zulässig.

Eine Validierung der Ergebnisse der vorliegenden Gesamtmethode beziehungsweise der Vergleich der Erfüllungsgrade kann nicht erfolgen, da vorwiegend nicht umgesetzte Getriebekonzepte miteinander verglichen werden. Eine Kenntnis der Eigenschaften dieser Konzepte in der Realität liegt zum Zeitpunkt der Bewertung noch nicht vor. Es kann jedoch das abgeglichene REF1 System, welches in seinen Eigenschaftswerten geprüft ist, in die Gesamtbewertung als Referenzsystem aufgenommen werden. Treten bei der Bewertung Widersprüche zu den Eigenschaften des realen Getriebes auf, so sind die Bewertungskriterien und deren Berechnung zu überprüfen.

Zusammenfassend bildet die vorliegende Berechnungsmethode das Referenzsystem hinsichtlich der Basisdaten und Basiskriterien widerspruchsfrei und in hoher Qualität ab. Zur entwickelten Gesamtmethode und ihrem Einsatz im Konzeptvergleich werden deshalb die folgenden Hypothesen aufgestellt:

- Die entwickelte Berechnungsmethode ermöglicht die Berechnung der Basisdaten und Basiskriterien in hoher Qualität für beliebige stufenlose Getriebesysteme mit unterschiedlichem Technologiemix (Mechanik, Hydraulik, Elektrik).
- Eine Bewertungsmethode liefert aussagekräftige Bewertungszahlen und kann angewendet werden, wenn die zur Bewertung herangezogenen Basiskriterien mindestens eines Systems validiert sind und eine gute Übereinstimmung zu den Werten eines realen Getriebes beziehungsweise Traktors aufzeigen.
- Die entwickelte Bewertungsmethode ermöglicht die Berechnung der Erfüllungsgrade und damit den Vergleich eines Fahrzeugs mit beliebigen stufenlosen Getriebesystemen (unterschiedlicher Technologiemix), wenn sich mindestens ein bekanntes Referenzkonzept widerspruchsfrei im Ergebnis darstellt.

## 6 Vergleich und Bewertung ausgewählter Konzepte

In diesem Kapitel erfolgt die Anwendung der Gesamtmethode und damit eine Analyse sowie die Darstellung des Aufwand-Nutzen-Verhältnisses von ausgewählten elektrifizierten Getriebekonzepten. Die im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Konzepte werden in einem Vergleich zwei Referenzsystemen gegenübergestellt. Zunächst werden die erforderlichen Randbedingungen für alle Konzepte erläutert. Anschließend erfolgt eine Diskussion zur Auswahl der genannten Referenzsysteme sowie der Vergleichskonzepte. Im letzten Teil dieses Kapitels wird der Konzeptvergleich und eine detaillierte Analyse aller Konzepte behandelt.

Für die Erstellung aller Ergebnisse ist die beschriebene Methode zur Berechnung und Bewertung mit der Software MATLAB in einem Berechnungsprogramm umgesetzt und angewendet worden.

### 6.1 Randbedingungen

Die im Folgenden definierten Randbedingungen gelten für alle Getriebekonzepte. Tabelle 6.1 zeigt die statischen Kenngrößen. Die maximal erforderliche Zugkraft ergibt sich nach Gleichung (2.2) zu  $\approx 128$  kN. Die EPTO-Leistung von  $-50$  kW<sup>1</sup> muss über den gesamten Geschwindigkeitsbereich des Traktors von 0 bis 60 km/h dauerhaft für Verbrennungsmotordrehzahlen  $\geq 1.600$  1/min zur Verfügung stehen. Bei elektrisch leistungsverzweigten

---

<sup>1</sup> Ausgehende Leistungen werden negativ angegeben.

Stufenlosgetrieben kann diese Leistung in Abhängigkeit der Getriebeübersetzung variieren. Die zulässigen Maximaldrehzahlen der Energiewandler sind abhängig von der Art und Bauweise der Energiewandler. Für Hydrostataren werden 4.000 1/min, für elektrische Maschinen – je nach Rotordurchmesser – 9.000 beziehungsweise 18.000 1/min angesetzt.

Tabelle 6.1: Randbedingungen der Untersuchung (statische Größen)

Größe	Wert	Einheit	Größe	Wert	Einheit
$\mu$	1	-	$i_{HA}$	33	-
$m_{Fzg}$	13	t	$r_{HA}$	0,975	m
$P_{FA,Dim}$	-136	kW	$n_{EW,max}$	<sup>1</sup> 4.000	1/min
$P_{EPTO,Dim}$	-50	kW		<sup>2</sup> 9.000	1/min
$v_{Fzg,max}$	60	km/h		<sup>3</sup> 18.000	1/min

<sup>1</sup>hydraulisch, <sup>2</sup>elektrisch - Scheibe ( $l \ll d$ ), <sup>3</sup>elektrisch - Zylinder ( $l \gg d$ )

Neben den statischen Größen kommen auch Lastzyklen für die Bewertung der Traktor-Getriebekonzepte zum Einsatz. Bei den verwendeten Lastzyklen handelt es sich um die Zyklen des in Kapitel 4.7 vorgestellten DLG-PowerMix für einen Antriebsstrang der 150 kW Klasse. Weiter werden die im gleichen Kapitel vorgestellten EPTO-Betriebsfälle abgeprüft.

Zusätzlich werden die folgenden Eigenschaften für alle Getriebekonzepte gefordert:

- aktiver Stillstand
- zugkraftunterbrechungsfreies Beschleunigen
- möglichst ruckfreies Reversieren (Wechsel ohne Schaltung oder über Lastschaltung)
- hoher und konstanter Wirkungsgradverlauf vor allem im Hauptarbeitsbereich (vgl. Abbildungen 4.28 und 4.29)
- große Getriebespreizung 60 km/h bei  $n_{VM} = 1.500$  1/min
- Erfüllung möglichst aller Forderungen auch bei Rückwärtsfahrt

Als Randbedingungen für die Konstruktion des Getriebes soll die PTO-Welle zentral durch das Getriebe geführt werden. Zudem soll ein konventionelles schaltbares 4-Gang-Zapfwellengetriebe für den mechanischen Arbeitsantrieb eingesetzt werden, siehe Abbildung 4.23. Vor allem die zentrale PTO-Welle beeinflusst bereits das Getriebeschema der im Folgenden vorgestellten Konzepte.

Die E-Maschinen sind entweder koaxial oder achsparallel zur Getriebeeingangswelle angeordnet. Bei einer koaxialen Bauweise bieten sich scheibenförmige E-Maschinen mit großen Durchmessern an. Sind die elektrischen Maschinen achsparallel zur Getriebeeingangswelle angeordnet, werden aufgrund des verfügbaren Bauraumes zylinderförmige längliche elektrische Maschinen mit geringem Durchmesser eingesetzt.

Abbildung 6.1 zeigt den Wirkungsgradverlauf des eingesetzten Verbrennungsmotors. Dieser wird für die Bewertung des Kraftstoffverbrauchs in den DLG-Zyklen eingesetzt. Darüber hinaus werden die absoluten Größen  $T_{VM,max}$ ,  $P_{VM,max}$  sowie  $n_{VM,max}$  (vgl. Abbildung 4.2 a) Verbrennungsmotor) dem Kennfeld entnommen.

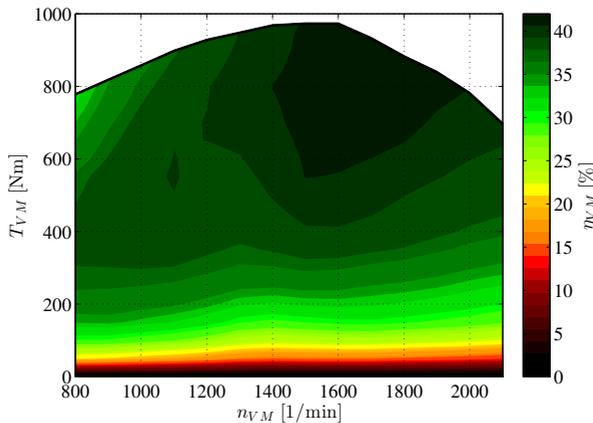


Abbildung 6.1: Wirkungsgradkennfeld des verwendeten Verbrennungsmotors

## 6.2 Referenzkonzepte

Die Auswahl von bekannten oder einfachen Referenzkonzepten erleichtert die Beurteilung der Ergebnisse. Diese Referenzsysteme helfen bei der Wahl der Gewichtung der Bewertungskriterien und definieren vorab einen Teil der Bewertungsskala eines Bewertungsdurchgangs. Aufgrund der oft relativen Bewertung entsteht das vollständige Bewertungssystem erst während der Bewertung selbst, zur näheren Erläuterung siehe Kapitel 4.8. Der Anwender kann sich dadurch bei der Auswertung der Ergebnisse an den Referenzkonzepten orientieren. Die Referenzkonzepte sollen dem Anwender bereits möglichst bekannt und/oder einfach aufgebaut sein, um die wesentlichen Eigenschaftswerte zu prüfen. Die Referenzkonzepte sollen ebenfalls die geforderten Randbedingungen erfüllen und es empfiehlt sich, sie so auszuwählen, dass diese bei besonders wichtigen Teilzielen möglichst unterschiedliche Eigenschaftswerte aufweisen. Um die Übersichtlichkeit der Ergebnisse und die einfache Interpretierbarkeit zu gewährleisten, sollte eine geringe Anzahl an Konzepten als Referenz ausgewählt werden.

Das bekannte REF1 Beispielkonzept aus den Abbildungen 2.6 und 2.7 erfüllt die geforderten Kriterien und wird deshalb als Referenzkonzept eingesetzt. Weiter wird ein dieselektrisches Konzept (REF2) mit einem einfachen mechanischen Aufbau als zweites Referenzkonzept festgelegt. Abbildung 6.2 zeigt das Getriebeschema dieses Konzepts. Der mechanische Aufbau für dieses Konzept ist im Getriebeschema sehr übersichtlich, weshalb auf die Darstellung eines Wolf-Schemas verzichtet wird. Bei dem REF2 Konzept handelt sich um ein direktes CVT mit zwei unter Last schaltbaren Gängen. Eine Schaltung über Klauenschaltelemente ist nicht vorgesehen, da sonst kein zugkraftunterbrechungsfreies Beschleunigen ermöglicht werden kann. Die Umschaltung vom ersten in den zweiten Fahrbereich erfolgt bei 25 km/h, um die maximale Drehzahl des koaxialen EW2 nicht zu überschreiten. Da der EW2 drehfest mit dem Abtrieb verbunden ist, ist das maximale Drehmoment dieser EM proportional zur Zugkraft und eine mög-



## 6.3 Vergleichskonzepte

Das erste Konzept KON1 ist von dem bereits bekannten REF1 Konzept abgeleitet. Beide Konzepte sind sich sehr ähnlich und unterscheiden sich im Wesentlichen in der Anzahl der verbauten Energiewandler und deren Anbindung an den mechanischen Getriebeteil. Bei dem KON1 Konzept handelt es sich im Gegensatz zum REF1 Konzept um ein stufenloses elektrisch-leistungsverzweigtes Getriebe. Daher benötigt dieses System nur zwei Energiewandler.

Die beiden Konzepte KON2 sowie KON3 sind manuell synthetisierte Konzepte. Diese sind mit Hilfe der erarbeiteten Grundlagen zur Leistungsverzweigung (vgl. Anhang C) sowie der vorgestellten Methode zur Berechnung und Darstellung von stufenlosen Getrieben erstellt. Insbesondere die Darstellung über Wolf-Schemas sowie die effiziente Berechnung der Wellendrehzahlen (Getriebecode und Matrizenrechnung) hat sich hierfür als vorteilhaft dargestellt. Beide Konzepte weisen ähnliche Kopplungsarten auf und sind elektrisch-leistungsverzweigte Stufenlosgetriebe. Das System KON3 weist fünf Fahrbereiche auf und besitzt damit einen Fahrbereich mehr als das KON2 Konzept.

Das letzte Konzept KON4 entstammt einer automatisierten Getriebesynthese. Es handelt sich um ein mechanisch einfach gehaltenes Konzept mit wenigen Schaltelementen. Es weist die gleiche Anzahl der Fahrbereiche sowie Kopplungsarten wie das bereits vorgestellte Claas EQ200 Getriebe auf.

Zu allen Konzepten werden im Folgenden Wolf- und Getriebeschemas gezeigt, die wesentliche Funktionsweise erläutert, Varianten der Konzepte diskutiert und spezifische Getriebeeigenschaften mit Hilfe der entwickelten Berechnungsmethode dargestellt. Die Auswahl der Konzeptvarianten wird für den abschließenden Vergleich begründet.

### 6.3.1 Manuell abgeleitetes Getriebekonzept

Das KON1 Getriebekonzept stellt eine Abwandlung des bereits vorgestellten REF1 Systems aus Kapitel 2.6 dar. Anstatt des hydraulischen kommt ein elektrischer Variator zum Einsatz. Zudem entfällt die eingangsseitig über ein Planetengetriebe angebundene elektrische Maschine zur Energiewandlung für die EPTO, denn das elektrisch-leistungsverzweigte CVT kann diese Energiebereitstellung über den elektrischen Variator bewerkstelligen. Wie das REF1 System, weist auch das KON1 Konzept vier eingangsgekoppelte Vorwärts- und Rückwärts-Fahrbereiche auf. Wie die Wolf-Schemas in Abbildung 6.3 zeigen, werden zunächst zwei Varianten des KON1 Konzepts betrachtet. Die Unterschiede der Varianten sind in den Wolf-Schemas hervorgehoben und beschränken sich auf die Anbindung der EW.

Bei der coaxialen Ausführung sind die EW über Planetengetriebe ins Schnelle übersetzt und liegen mit der Getriebeeingangswelle auf einer Rotationsachse. Für den effizienten Vergleich der wesentlichen Merkmale komplexer Getriebevarianten zeigt sich die Wolf-Symbolik hier erneut als hilfreich.

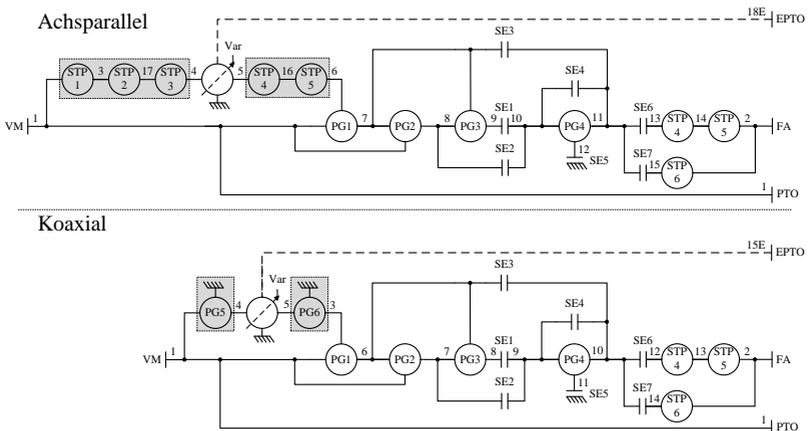


Abbildung 6.3: Wolf-Schema des Konzepts KON1 in zwei verschiedenen Bauweisen

Bei der achsparallelen Variante werden die beiden EW über Stirnradstufen ins Schnelle übersetzt. Diese Variante ermöglicht ein hohes Drehzahlniveau und damit niedrigere Maximalmomente an den elektrischen Wandlern. Einen Vergleich der maximal auftretenden Drehzahlen, Drehmomente und Leistungen der Energiewandler beider Varianten zeigt Tabelle 6.2. Die Berechnung der maximalen Leistung und des maximal benötigten Drehmoments der EW erfolgt anhand der verlustfreien Werte (Berechnungsdurchläufe 1 bis 3, vgl. Tabelle 4.3) bei maximalem Drehmoment am Verbrennungsmotor sowie eines angenommenen Wirkungsgrades für den Energiewandler  $\eta_{EW} = 0,931$ .

$$T_{EW,max} = \left| \frac{T_{EW,max,id}}{\eta_{EW}} \right| \quad (6.1)$$

$$P_{EW,max} = \left| \frac{P_{EW,max,id}}{\eta_{EW}} \right| \quad (6.2)$$

Die maximale Leistungsaufnahme der Energiewandler bleibt bei beiden Konzepten nahezu identisch. Das Drehmoment sinkt beim achsparallelen Konzept etwa um die Hälfte ab.

Tabelle 6.2: Vergleich von  $n$ ,  $T$ ,  $P$  der EW nach Bauweise

		koaxial		achsparallel	
Größe	Einheit	EW1	EW2	EW1	EW2
$n_{EW,max}$	l/min	8.988	8.988	17.918	17.918
$T_{EW,max}$	Nm	136	91	70	96
$P_{EW,max}$	kW	98	91	100	85

Ein Vergleich der Gesamtherstellkosten zeigt Vorteile von etwa 5 % für das achsparallele Konzept. Durch hohe Drehzahlen der E-Maschinen reduzieren sich dort die Drehmomente und damit die Herstellkosten. Die erreichten Getriebewirkungsgrade und Verbrauchswerte beider Konzepte im DLG-

PowerMix liegen bei vergleichbaren Werten. Im Folgenden werden daher Konzepte mit achsparallel angeordneten elektrischen Maschinen verfolgt.

Der Aufbau der achsparallelen Variante ist als Getriebeschema in Abbildung 6.4 dargestellt. Das Zwischenrad der Welle 3 wird für den Achsabstand der elektrischen Maschine EW2 vom Planetengetriebe benötigt. Die Zwischenwellen 6 und 7 werden aufgrund der starken Übersetzung ins Schnelle erforderlich. Das angestrebte hohe Drehzahlniveau erhöht also den mechanischen Aufwand im Vergleich zum REF1 Konzept.

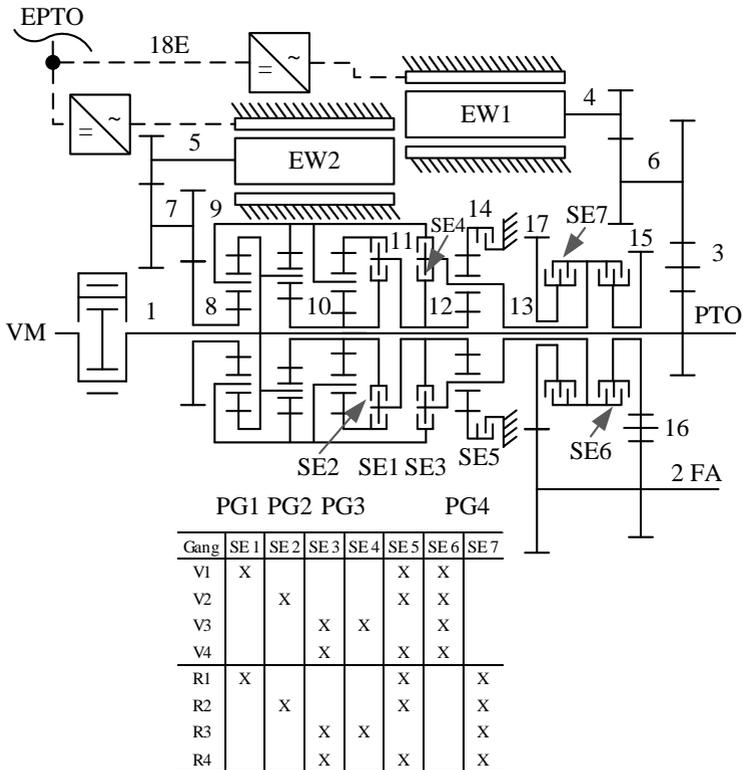


Abbildung 6.4: Getriebeschema des Konzepts KON1 mit Schaltmatrix

Abbildung 6.5 zeigt den Einfluss der EPTO-Leistung aus den Berechnungsdurchläufen 2 und 3 (vgl. Tabelle 4.3), also eine Berücksichtigung der kombinierten Belastung am Fahrtrieb und der EPTO-Schnittstelle. Die Leistungsanforderung der EPTO gilt für alle Fahrzeuggeschwindigkeiten, also alle Getriebeübersetzungen sowie Gänge. Im vorliegenden Fall wird die Leistungsfähigkeit für Drehzahlen  $\geq 1.600$  1/min sichergestellt und unterschiedliche EPTO-Leistungen abgeprüft. Das Drehzahlniveau und die definierte EPTO-Leistung haben Einfluss auf die maximalen Leistungen und Drehmomente der E-Maschine EW1. Für das achsparallele KON1 Konzept zeigt sich eine Steigerung des maximalen Drehmoments des EW1 auf Welle 4, wenn mehr elektrische Leistung bereitgestellt werden soll. EW2 bleibt von den EPTO-Anforderungen unberührt und ist nur von der geforderten maximalen Fahrleistung abhängig. Da die auftretenden Wellendrehzahlen im Getriebe nicht von der geforderten EPTO-Leistung abhängen, steigt die Maximalleistung der elektrischen Maschine proportional mit steigendem Drehmoment an.

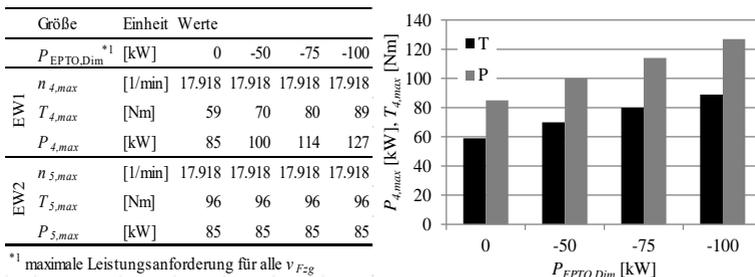


Abbildung 6.5: Einfluss der EPTO-Leistungsanforderung am Beispiel des Konzepts KON1

Die Diagramme aus Abbildung 6.6 erklären dieses Verhalten der EW bei  $n_{VM} = 2.100$  1/min und  $P_{FA} = -136$  kW anhand der auftretenden Leistungs- und Drehmomentkurven. Weiter sind dort zwei EPTO-Betriebspunkte bei  $P_{EPTO,Dim} = 0$  und  $-75$  kW dargestellt. Auf eine Darstellung Drehzahlen wird verzichtet, da diese von der Leistungsentnahme an der EPTO-

Schnittstelle unberührt bleiben. Neben den bekannten Leistungsflüssen mit und ohne Blindleistung (vgl. [Koh08]), in denen je ein Energiewandler als Motor beziehungsweise Generator arbeitet, entsteht bei Belastung der EPTO ein weiterer Betriebszustand in dem beide Energiewandler generatorisch arbeiten (siehe auch Anhang C und [RWGB16]). Dieser Betriebszustand zeigt sich beispielsweise im vierten Fahrbereich zwischen 40 und 60 km/h. Da es im System dann nicht mehr zu Blindleistung kommt, wird dieser Zustand im Folgenden generatorische Leistungsteilung genannt. In diesem Betriebszustand sind hohe Leistungsentnahmen mit Hilfe der elektrischen Maschinen möglich.

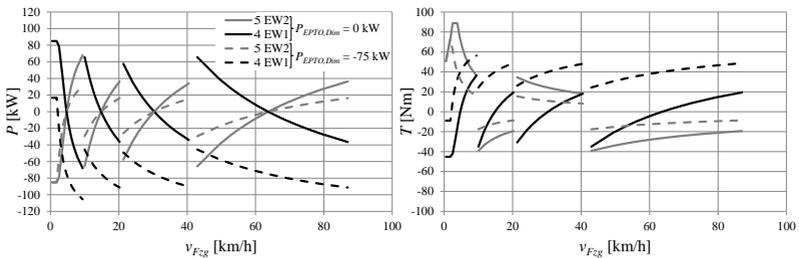


Abbildung 6.6: Leistungen (links) und Momente (rechts) mit und ohne EPTO-Last

Abbildung 6.7 zeigt, welcher maximale Leistungsbetrag über die EPTO-Schnittstelle abgeführt werden kann, wenn die E-Maschinen lediglich nach Berechnungsdurchlauf 2 in Tabelle 4.3 mit  $P_{EPTO,Dim} = 0$  kW, ausgelegt sind. Für das vorliegende KON1 Konzept lassen sich bei  $n_{VM} = 2.100$  1/min und einer konstanten Getriebeausgangsleistung von  $P_{g,a} = -136$  kW bereits 30 kW über die EPTO-Schnittstelle für alle Fahrzeuggeschwindigkeiten zur Verfügung stellen. Dieser Effekt ist auf die gewählte Maximaldrehzahl am Getriebeeingang und die Auslegung nach Gleichung (6.2) zurückzuführen. Bei hoher Eingangsdrehzahl können die Energiewandler über ein breites Fahrzeuggeschwindigkeitsband bei maximaler Leistung betrieben werden. Wird diese Leistungskurve durch eine Leistungsforderung an

der EPTO erreicht, so muss der Betrag der abgehenden Fahrleistung bei steigender EPTO Leistung reduziert werden, es gilt  $P_{g,a} = -136 \text{ kW}$ . In weiten Bereichen oberhalb des ersten Fahrbereichs ab etwa  $8 \text{ km/h}$  sind Leistungen bis über  $60 \text{ kW}$  möglich.

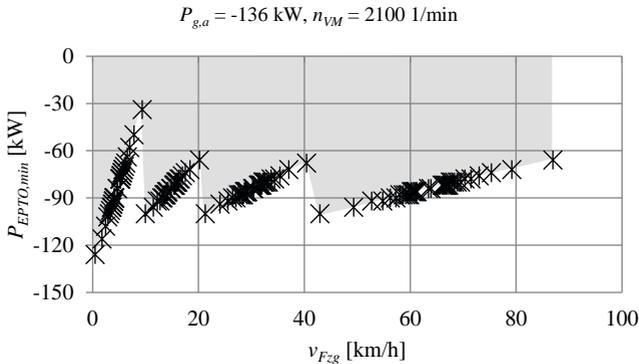


Abbildung 6.7: EPTO-Leistungsgrenze

### 6.3.2 Manuell synthetisierte Konzepte

Die minimale Leistungsaufnahme der Energiewandler im Variator eines leistungsverzweigten CVT hängt stets von der Spreizung der einzelnen Fahrbereiche – also auch der Gesamtspreizung des Getriebes – ab. Die Gesamtgetriebespreizung kann über die Spreizung einzelner Fahrbereiche oder über die Anzahl der Fahrbereiche selbst beeinflusst werden. Wie Abbildung 6.8 für unterschiedliche leistungsverzweigte CVT-Strukturen zeigt, steigt die Leistungsaufnahme mit der Spreizung des Fahrbereichs an. Dargestellt ist die Leistung bezogen auf die Getriebeeingangsleistung<sup>3</sup>. Weitere Schnittstellen wie die PTO sowie die EPTO sind in der Darstellung nicht be-

<sup>3</sup> Im hier angenommenen verlustfreien Fall entspricht das der Leistung des Verbrennungsmotors  $P_{VM}$ .

rücksichtigt. Eine Herleitung der gezeigten Kurven für IC- und OC-Systeme findet sich in Anhang C.

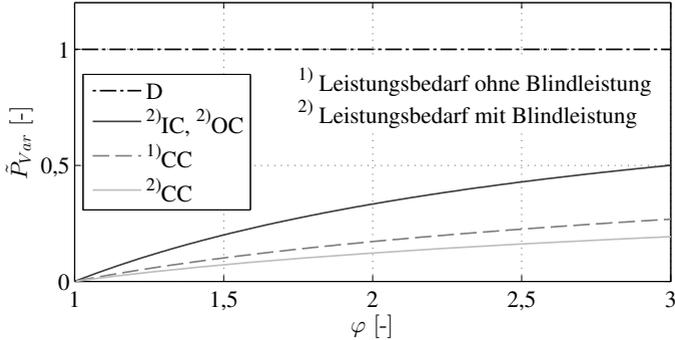


Abbildung 6.8: Idealisierter Zusammenhang von Variatorleistung und Getriebespeizung

Die Kurvenverläufe zeigen die kleinsten auf  $P_{VM}$  bezogenen Leistungen für CC-Strukturen. Oft wird diese Struktur, wie im Claas EQ200 Getriebe, lediglich im Bereich der Leistungsteilung betrieben. Die zweite dargestellte Betriebsart der CC-Struktur lässt auch Blindleistungen zu. IC- und OC-Strukturen weisen einen identischen Verlauf auf, wenn diese auch in Blindleistung betrieben werden. Der Betrieb ohne Blindleistung erhöht die Variatorleistung weiter und ist deshalb im Diagramm nicht dargestellt. Ein direktes CVT (beispielsweise das Konzept REF2) muss unabhängig von der Getriebespeizung stets die gesamte Antriebsleistung über den Variator übertragen.

In [Ste17] ist gezeigt, dass für hohe Getriebewirkungsgrade und geringe Bauteilbelastungen stets Blindleistungsflüsse zu vermeiden sind. Die Untersuchungen an einer stufenlosen Getriebestruktur, die zwischen dem OC- und IC-Betrieb jederzeit umschalten kann, zeigen, dass die besten Getriebewirkungsgrade und geringsten Drehmomente an den Variatoren erreicht werden, wenn Blindleistung generell vermieden wird. Dies führt zu einem

optimierten Verlustkennfeld unter Anfahren im OC-Betrieb bis zum mechanischen Punkt. Nach überschreiten des mechanischen Punktes würde die OC-Struktur mit Blindleistung betrieben und es muss die IC-Struktur, welche hier unter Leistungsteilung arbeitet, gewählt werden (vgl. hierzu die Grundlagen im Anhang C).

Unter der Annahme, dass der Wirkungsgrad im mechanischen Leistungszweig dem des Variators überlegen ist, sollte die Leistungsaufnahme des Variators in allen Fahrbereichen stets gering sein. Abbildung 6.8 zeigt für CC-Getriebestrukturen über alle Spreizungen die geringsten Variatorleistungen bezogen auf die Getriebeeingangsleistung. Das Anfahren eines Fahrzeugs aus dem Stillstand muss mit einer CC-Struktur allerdings in Blindleistung erfolgen, vergleiche [Koh08]. Dies gilt ebenfalls für IC-Strukturen. Neben der Wahl von CC-Getriebestrukturen gelingt eine zusätzliche Verringerung der Leistungsaufnahme des Variators im Fahrbetrieb nur, indem mehrere Fahrbereiche zusammengesetzt werden. Das reduziert die Spreizung der einzelnen Fahrbereiche und somit die Leistungsaufnahme des Variators. Eine Erhöhung der Ganganzahl – also der Fahrbereichsanzahl – führt jedoch zu einem erhöhten mechanischen Aufwand und damit zu einer Reduktion des Wirkungsgrades im mechanischen Leistungspfad.

Unter den Gesichtspunkten Bauteilbelastung, Effizienz und geringe Leistungsaufnahme der EW sollten zusammenfassend die folgenden Grundprinzipien eingehalten werden:

- Anfahren im OC-Betrieb
- Blindleistung möglichst vermeiden
- CC-Strukturen einsetzen
- ausgewogenes Verhältnis aus Leistungsaufnahme im Variator (Spreizung) und Anzahl der Fahrbereiche

Abbildung 6.9 zeigt die Wolf-Schemas von zwei im Rahmen dieser Arbeit entwickelten Getriebekonzepten (KON2 und KON3). Die Konzepte sind



te auf. Alle Planetengetriebe verfügen zudem über eine identische Standübersetzung, was sich aus dem Getriebeschema über die Durchmesser der Hohlräder und Sonnen ablesen lässt.

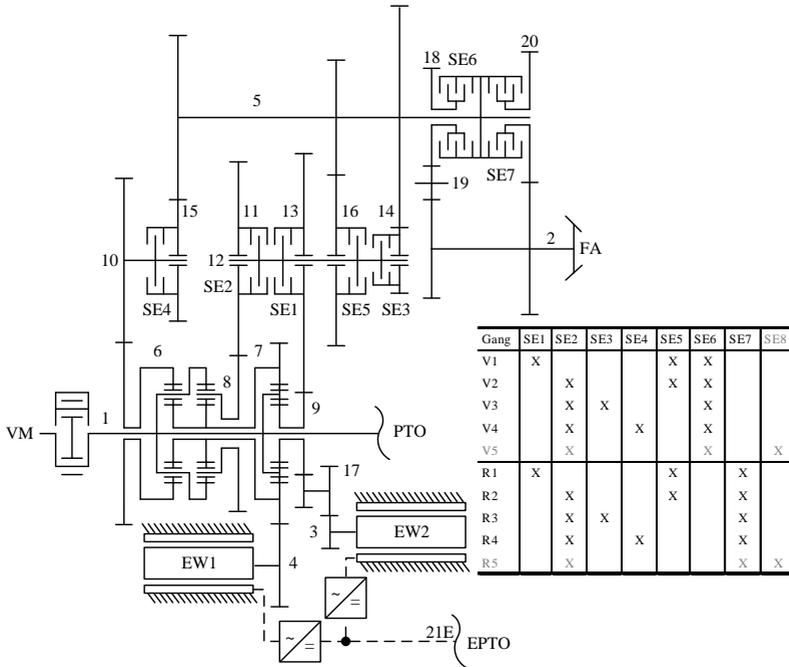


Abbildung 6.10: Getriebeschema des manuell synthetisierten Konzepts KON2

### 6.3.3 Automatisiert synthetisiertes Konzept

Das Getriebekonzept KON4 aus Abbildung 6.11 entstammt einer rechnergestützten Getriebesynthese, siehe hierzu [War18]<sup>4</sup>. Es handelt sich um ein Konzept aus einer Datenmenge von ursprünglich  $2,5 \cdot 10^6$  Systemen. Wie

<sup>4</sup> Die Ergebnisse aus [War18] standen für die Erstellung der vorliegenden Arbeit bereits vor der Veröffentlichung durch Herrn WARTH zur Verfügung.

das Wolf-Schema zeigt, ist der mechanische Aufbau dieses Systems einfach gehalten.

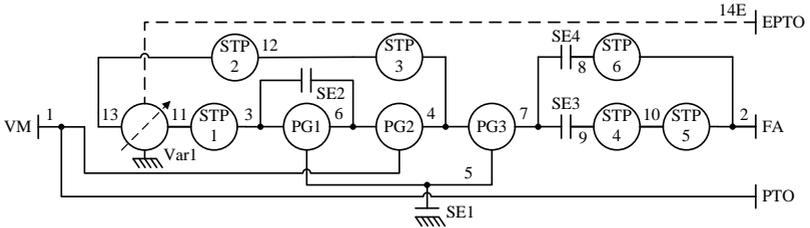


Abbildung 6.11: Wolf-Schema des Konzepts KON4

Das Konzept weist zwei Fahrbereiche und vier Schaltelemente auf. Am Getriebeausgang befindet sich – wie bei allen untersuchten leistungsverzweigten Konzepten – eine Einheit zum Wechsel der Fahrtrichtung. Beide Fahrbereiche stehen also für Rückwärts- und Vorwärtsfahrt zur Verfügung. Der jeweils erste Fahrbereich rückwärts sowie vorwärts weist eine OC-Struktur auf. Im Wolf-Schema lässt sich dies bei geschlossenem SE1 über eine drehfeste Anbindung des Var1 an den Abtrieb, also Welle 2, erkennen. Dieser erste Fahrbereich wird gefolgt – wie auch bei den manuell synthetisierten Systemen – von einer CC-Struktur.

Abbildung 6.12 zeigt die dazugehörige Schaltmatrix sowie das Getriebschema des KON4 Konzepts in achsparalleler Bauweise. Es lässt sich auch hier der kompakte mechanische Aufbau erkennen. Für EW1 ist die Anbindung über eine einzelne Stirnradstufe ausreichend, da Welle 3 bereits ein hohes Drehzahlniveau aufweist. Für EW2 wird eine Zwischenwelle aufgrund der Übersetzung benötigt.

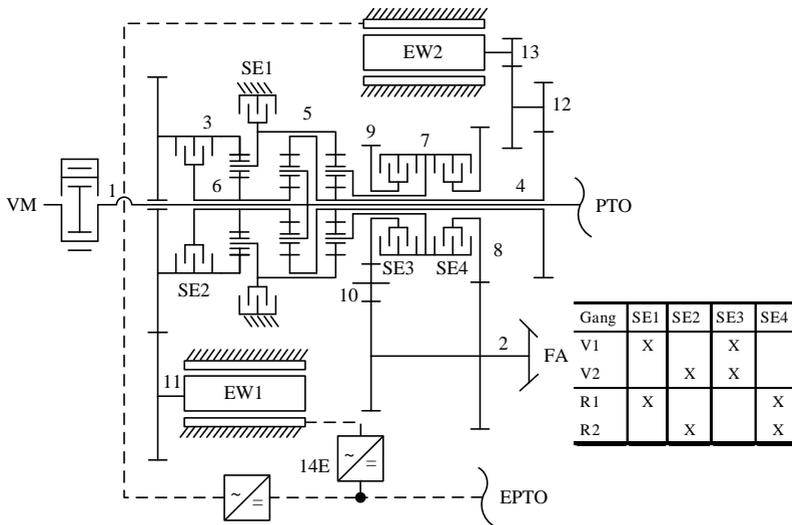


Abbildung 6.12: Getriebeschema des Konzepts KON4

## 6.4 Ergebnisse des Gesamtvergleichs

### 6.4.1 Maximale Leistungen und Drehmomente der elektrischen Maschinen

Abbildung 6.13 zeigt den Vergleich der maximal benötigten E-Maschinen Leistungen und Drehmomente aller Konzepte, berechnet nach den Gleichungen (6.1) und (6.2) aus den Berechnungsdurchläufen 1 bis 3, in denen die dauerhaft verfügbare EPTO-Leistung von -50 kW über alle Fahrzeuggeschwindigkeiten angesetzt ist. Die Darstellung zeigt die jeweilige maximale Anforderung an die elektrischen Maschinen. In der Regel sind dies zwei Maschinen, lediglich beim REF1 Konzept kommt nur eine elektrische Maschine zum Einsatz. Die zwei hydraulischen Einheiten dieses Konzepts sind in der Darstellung nicht aufgeführt, da sie auf einer anderen Leistungsdomäne basieren und somit keine Vergleichbarkeit zu den elektrischen Maschi-

nen gegeben ist. Dennoch kennzeichnet die generatorische E-Maschine des REF1 Konzepts den Zielbereich für die elektrischen CVT Konzepte.

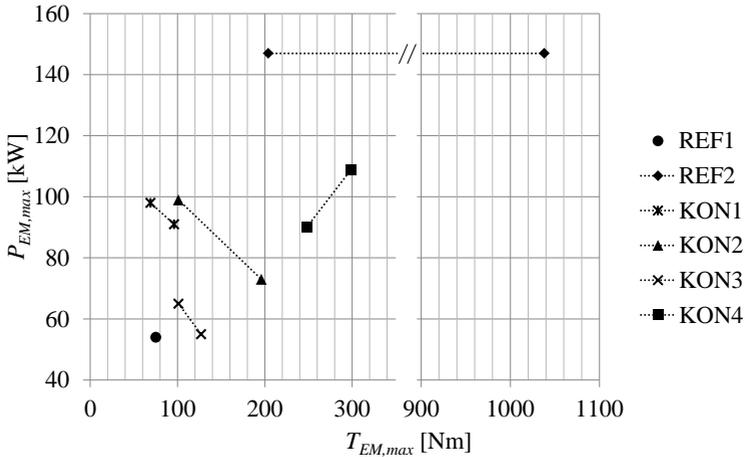


Abbildung 6.13: Vergleich  $T_{EM,max}$  und  $P_{EM,max}$

Hinsichtlich der benötigten Leistung zeigen sich Vorteile für das Konzept KON3 mit fünf Fahrbereichen. Dies ist auf den Zusammenhang von Spreizung und Variatorleistung zurückzuführen, vergleiche Abbildung 6.8. Aufgrund des hohen Drehzahl-niveaus durch die Eingangskopplung zeichnet das KON1 Konzept sich durch geringe Drehmomente an den beiden E-Maschinen aus. Zusammenfassend liegen das KON1 Konzept und das KON3 in sehr guten Bereichen und sind aufgrund des gleichen Drehzahl-niveaus direkt vergleichbar. Das KON4 Konzept weist bereits deutlich höhere Spitzenwerte auf, da es nur zwei Fahrbereiche besitzt. Weit darüber liegt das Konzept REF2. Die Bauweise als direktes CVT benötigt hohe Leistungen im eingesetzten Variator. Durch die koaxiale Bauweise und das daraus resultierende niedrigere Drehzahl-niveau als bei den übrigen CVT-Varianten werden die Drehmomente zusätzlich vergrößert.

## 6.4.2 EPTO-Leistungsgrenze

Wie bereits aus Kapitel 6.3.1 bekannt, kann ein elektrisch leistungsverzweigtes CVT in Abhängigkeit der Getriebeeingangsdrehzahl (hier  $n_{VM}$ ), der Fahrzeuggeschwindigkeit und der Fahrtriebsleistung unterschiedlich hohe EPTO-Leistungen zur Verfügung stellen. Bei entsprechender Auslegung kann somit eine Mindestleistung übertragen werden, welche jedoch in vielen Betriebspunkten deutlich überschritten werden kann. Wie in Abbildung 6.14 dargestellt, ist dies ein Vorteil gegenüber dem Generatorsystem REF1. Hier kann auch bei Erhöhung der Getriebeeingangsdrehzahl keine größere EPTO-Leistung zur Verfügung gestellt werden.

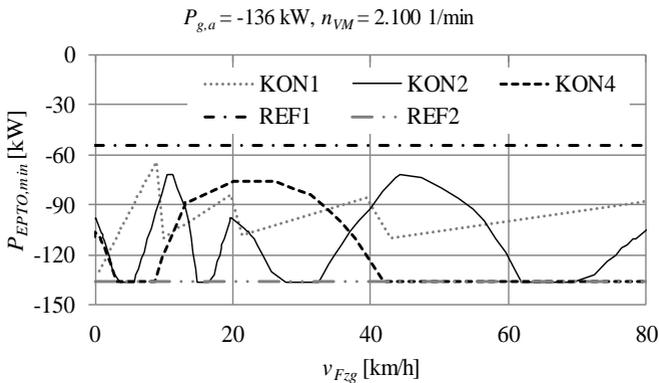


Abbildung 6.14:  $P_{EPTO,min}$  Vergleich

Das Verhalten bei einem IC-Getriebe ist bereits durch das Konzept KON1 in Abbildung 6.7 erläutert. Im Gegensatz zur Kurve in Abbildung 6.7 ist das System KON1 in Abbildung 6.14 nun explizit für die Bereitstellung einer EPTO-Leistung von -50 kW bei mindestens 1.600 1/min am Verbrennungsmotor beziehungsweise der Getriebeeingangswelle ausgelegt. Durch die erhöhte Motordrehzahl von 2.100 1/min in Abbildung 6.14 erhöht sich die dauerhaft mögliche EPTO-Leistung auf unter -60 kW für das KON1

Konzept. Dieser Effekt lässt sich bei allen leistungsverzweigten Systemen unabhängig von der Kopplungsart beobachten. Der Verlauf der Grenzkurve ist vom Getriebesystem und damit im Wesentlichen von der Kopplungsart abhängig. Deshalb wurde auf die Darstellung des 5-Fahrbereichsgetriebes KON3 verzichtet (ähnlich KON2). Das REF2 Konzept kann als direktes CVT stets die volle Leistung (hier auf -136 kW beschränkt) an der EPTO zur Verfügung stellen.

### 6.4.3 Ergebnisse der Bewertungsmethode

Für einen Gesamtvergleich aller Konzepte werden zunächst die Erfüllungsgrade der Teilziele aus Ebene zwei der Kriterienhierarchie (siehe Abbildung 4.25) analysiert. Die Gesamtgewichtung der Kriterien sowie die Erfüllungsgrade sind im Spinnendiagramm in Abbildung 6.15 dargestellt. Mit Hilfe der Bewertungszahlen und der Gewichtung lässt sich später die Gesamtrangfolge aus den Ergebnissen des Spinnendiagramms verstehen.

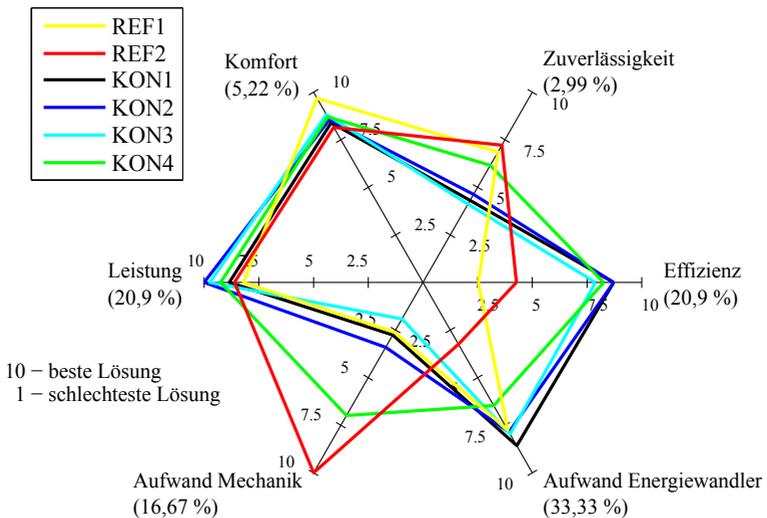


Abbildung 6.15: Vergleich der Teilziele der zweiten Ebene

Hinsichtlich der Zuverlässigkeit stellt sich das REF2 Konzept als bestes System dar. Dem REF2 Konzept folgen das REF1 und das KON4 Konzept. Die Rangfolge entsteht durch das Zusammenspiel aus wenigen Getriebekomponenten und niedrigem Drehzahlniveau. Das erklärt auch, weshalb die mechanisch aufwändigeren übrigen Konzepte etwas abgeschlagen hinter den genannten Konzepten zu finden sind. Da das Ausfallen von Getriebebauteilen durch eine ausreichende Dimensionierung verhindert werden kann, ist das Kriterium der Zuverlässigkeit im vorliegenden Beispiel gering gewichtet.

Den Komfort betreffend liegen alle Konzepte nahe beieinander. Das REF2 Konzept rutscht etwas ab durch die vorgesehene Lastschaltung, welche einen spürbaren Ruck<sup>5</sup> auf den Fahrer ausüben wird. Das REF1 Konzept liegt etwas weiter vor allen übrigen Konzepten aufgrund des generell niedrigen Drehzahlniveaus aller Wellen.

Bei dem wichtigen Kriterium der Effizienz zeigen alle leistungsverzweigten elektrifizierten Varianten klare Vorteile gegenüber dem Konzept REF2, aber vor allem gegenüber dem Konzept REF1. Alle Bewertungszahlen dieser Konzepte liegen nahe beisammen und in einem guten Bereich. Ein Vergleich der relativen Verbrauchseinsparung in den DLG-Zyklen, siehe Abbildung 6.16, bestätigt das Ergebnis der Bewertungszahlen.

Alle elektrisch leistungsverzweigten Konzepte weisen etwa 6 % Verbrauchsvorteil gegenüber dem hydraulisch leistungsverzweigten CVT auf. Bei einem durchschnittlichen Verbrauch von 25 l/h und 1.000 Betriebsstunden pro Jahr entspricht dies einer Kraftstoffersparnis von 1.500 Litern Kraftstoff pro Jahr. Weder das Konzept KON3 noch das Konzept KON4 weisen durch besonders hohen oder geringen mechanischen Aufwand große Vor- oder Nachteile hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs auf. Die Anzahl der Schaltungen im DLG-PowerMix können im Vergleich zum REF1 Konzept besonders beim KON4 Konzept um 40 % reduziert werden. Im Gegensatz

---

<sup>5</sup> Mit Ruck ist die Ableitung der Längsbeschleunigung nach der Zeit – also eine Beschleunigungsänderung – gemeint.

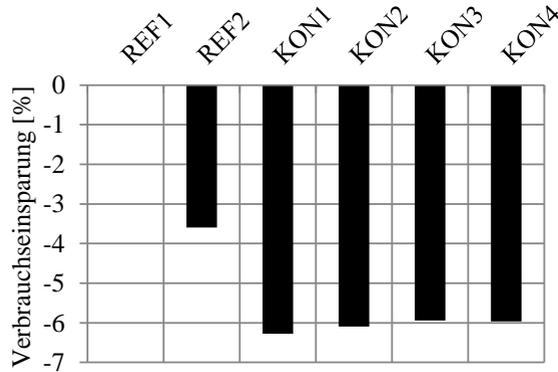


Abbildung 6.16: Relative Verbrauchseinsparung im DLG-PowerMix

hierzu muss beim KON3 Konzept etwa doppelt so oft geschaltet werden als beim Referenzsystem REF1 mit vier Fahrbereichen.

Abbildung 6.17 zeigt exemplarisch die Simulationsergebnisse des KON1 Getriebekonzepts im DLG-PowerMix zur Bewertung von Drehzahlen, Leistungen, Verlustleistungen, Kraftstoffverbrauch und der Schalthäufigkeit. Alle DLG-Zyklen sind über dem simulierten Weg aufgetragen und aneinander gereiht. Die Drehzahlen an den Energiewandlern sind über einen Faktor skaliert um die gemeinsame Darstellung mit den Drehmomenten zu ermöglichen. Die Fahrzeuggeschwindigkeit ist gemeinsam mit dem Kraftstoffverbrauch aufgetragen.

Durch den guten Wirkungsgrad des KON1 Getriebekonzepts können die Zapfwellenzyklen bei abgesenkter Motordrehzahl betrieben werden. Dies zeigt sich deutlich an dem langen Bereich konstanter Motordrehzahl. Die Motorauslastung im dritten Diagramm gibt Aufschluss über die geforderten Leistungen im gefahrenen Zyklus. Auf den Zyklen im Feld kommen anschließend die ersten drei Fahrbereiche des KON1 Konzepts zum Einsatz.

## 6 Vergleich und Bewertung ausgewählter Konzepte

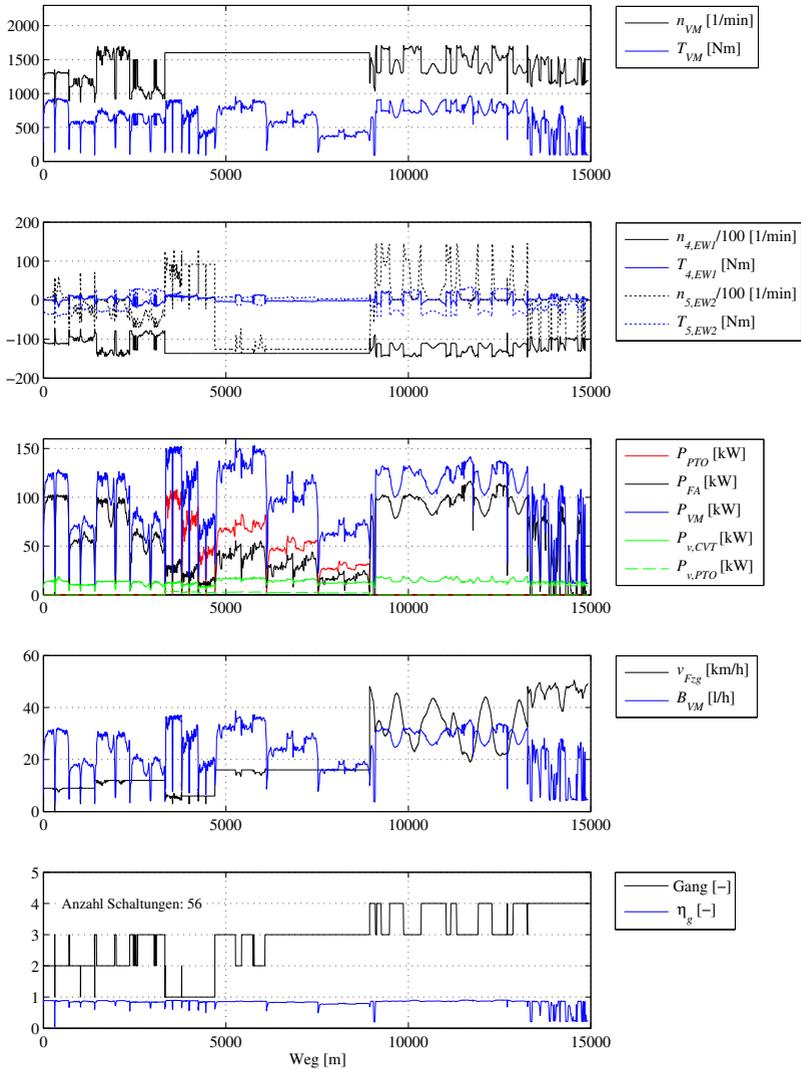


Abbildung 6.17: Simulationsdaten des KON1 Konzepts im DLG-PowerMix

Nur in den Transport-Zyklen – welche sich an den hohen Fahrzeuggeschwindigkeiten erkennen lassen – wird der vierte Fahrbereich geschaltet. Trotz teilweise hoher geforderter PTO-Leistungen am Ausgang des Zapfwellengetriebes entsteht dort in den Zyklen nur eine geringe Verlustleistung. Dies resultiert aus dem sehr einfachen Aufbau des Zapfwellengetriebes und dem hohen mechanischen Wirkungsgrad.

Zum Vergleich sind in Abbildung 6.18 die Simulationsdaten des REF1 Konzepts dargestellt. Neben einer erhöhten Motorleistung bedingt durch die Verlustleistung des CVT lässt sich ebenfalls erkennen, dass nicht mehr alle Zapfwellenzyklen mit abgesenkter Motordrehzahl durchfahren werden können. Aufgrund der identisch gewählten Getriebespreizung wird auch bei diesem Konzept erst im Transport der vierte Fahrbereich dauerhaft benutzt. Die Schaltungen erfolgen hier aufgrund der hohen Fahrzeuggeschwindigkeit sehr ähnlich zum KON1 Konzept. Insgesamt bewältigt das REF1 Konzept die simulierten Zyklen jedoch mit einer geringeren Anzahl an Schaltungen.

Abbildung 6.19 zeigt die Getriebewirkungsgrade über dem Betrag der Zugkraft und der Fahrzeuggeschwindigkeit für das KON1 und das REF1 Konzept. Der Wirkungsgrad ist jeweils bei einer fest gewählten Getriebeeingangsdrehzahl von 1.600 1/min dargestellt. Das KON1 Konzept zeigt in weiten Bereichen des Kennfelds einen besseren Wirkungsgrad als das REF1 Konzept. Die Spitzenwirkungsgrade werden bei beiden Systemen im Bereich hoher mechanischer Leistungsübertragung und bei hohen Zugleistungen erreicht. Die Felder mit besonders hohen Wirkungsgraden zeigen sich beim KON1 Konzept ausgeprägter als beim REF1 Konzept. Dies führt in Summe zu besseren Verbrauchswerten im DLG-PowerMix.

## 6 Vergleich und Bewertung ausgewählter Konzepte

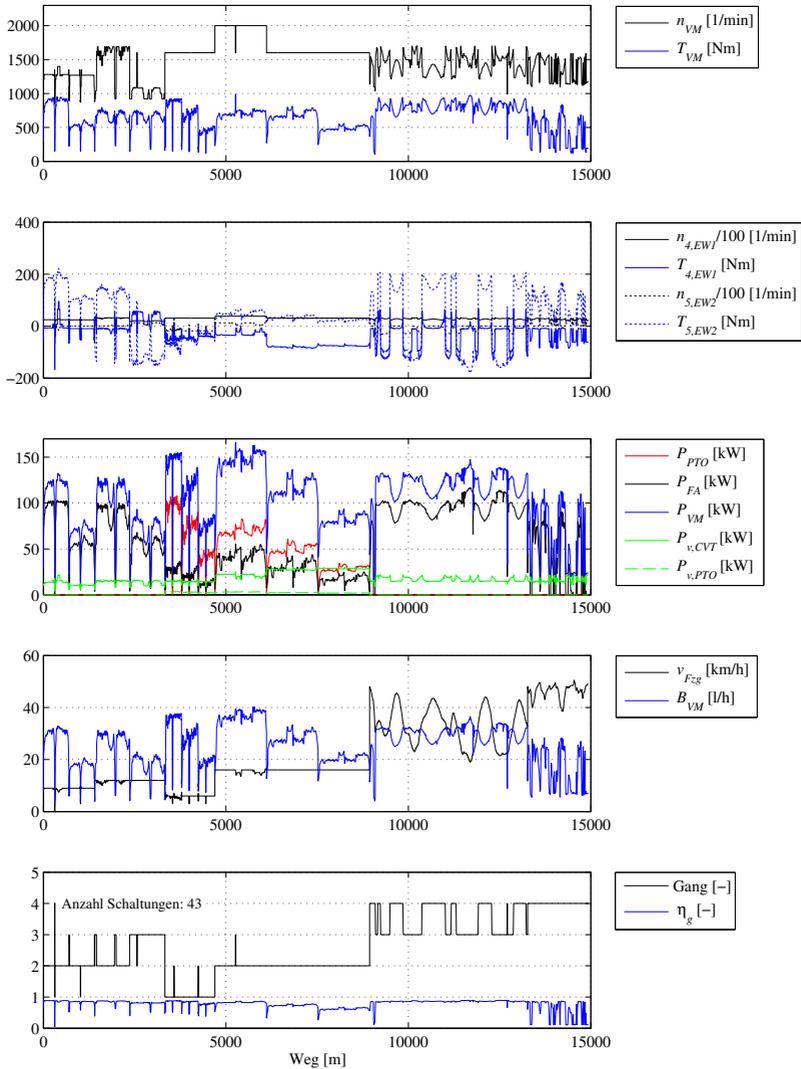


Abbildung 6.18: Simulationsdaten des REF1 Konzepts im DLG-PowerMix

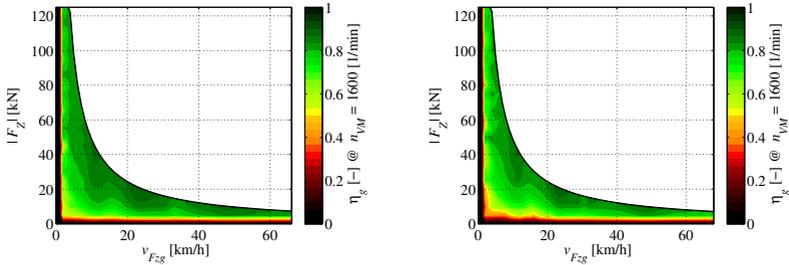
Abbildung 6.19:  $\eta_g$  der Konzepte KON1 (links) und REF1 (rechts)

Abbildung 6.20 zeigt die Wirkungsgradverläufe des KON1 Konzepts bei Simulation der EPTO-Betriebsfälle. Der mittlere Getriebewirkungsgrad  $\eta_g$  der getesteten EPTO-Betriebsfälle liegt zwischen 79 und 83 % für alle Konzepte in einem ähnlichen Bereich. Am schlechtesten schneidet das Konzept REF2, am besten das Konzept KON3 ab.

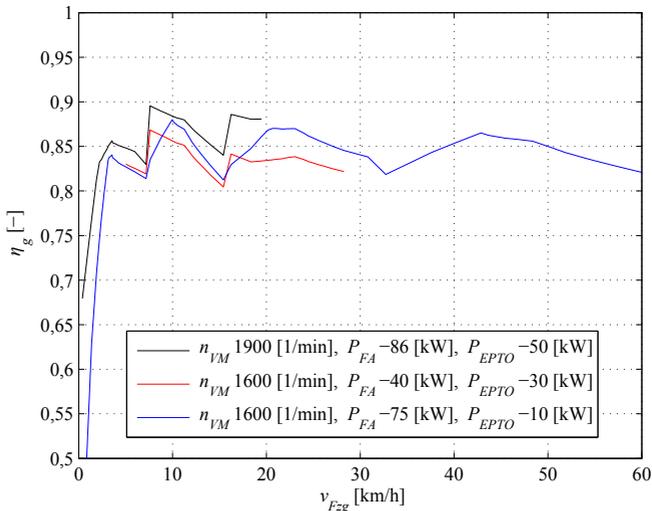


Abbildung 6.20: Getriebewirkungsgrad des KON1 Konzepts bei Simulation der EPTO-Betriebsfälle

Die Bewertungszahlen für das Teilziel „Leistung“ liegen alle in einem guten Bereich. Am besten schneidet das KON2 Konzept ab, das REF1 Konzept wird am schlechtesten bewertet. In der vorliegenden Untersuchung sind alle Getriebekonzepte hinsichtlich der maximalen Zugkraft sowie Zugleistung und den Endgeschwindigkeiten vorwärts wie rückwärts identisch ausgelegt. Die Bewertungszahlen unterscheiden sich nur aufgrund der maximal benötigten Leistung des Verbrennungsmotors in den Zyklen des DLG-PowerMix. Diese Kennzahl resultiert hauptsächlich aus dem Verlauf des Getriebewirkungsgrades bei hoher Antriebsleistung, vergleiche Abbildung 6.19. Hier zeigt das elektrisch leistungsverzweigte CVT KON1 gegenüber dem REF1 Konzept Vorteile und benötigt deshalb in den simulierten Zyklen bereits 1,7 % weniger Spitzenleistung am Verbrennungsmotor, um alle Zyklen in derselben Zeit wie das REF1 Konzept zu bewältigen. Das KON2 Konzept weist hier den größten Vorteil mit 4,8 % geringerer Spitzenleistung auf. Umgekehrt könnte das KON2 Konzept bei einer Spitzenleistung am Verbrennungsmotor von 167 kW ganze 8 kW mehr Motorleistung für den Arbeitszyklus selbst aufwenden, sofern diese Mehrleistung sinnvoll eingesetzt werden kann. Der Zyklus kann schneller bewältigt werden oder es kann ein größeres Anbaugerät eingesetzt werden.

Abschließend soll nun detailliert auf die Bewertungszahlen unter dem Teilziel „Aufwand“ eingegangen werden. Wie bereits an den Drehmomentwerten in Abbildung 6.13 zu erkennen ist, schneidet das Konzept KON1 hinsichtlich der Kosten der Energiewandler am besten ab. Es folgen alle weiteren leistungsverzweigten Konzepte. Das REF1 Konzept liegt trotz des geringen Aufwandswertes für die elektrische Maschine nicht auf dem Spitzenplatz, da die Bewertungszahl durch die Anzahl der Energiewandler für dieses Konzept negativ beeinflusst wird. Für das REF1 Konzept werden im Gegensatz zu allen weiteren elektrisch stufenlosen Konzepten drei Energiewandler benötigt. Die Bewertungszahl hinsichtlich der Kosten durch die Anzahl der Energiewandler soll den Aufwand für die Integration der En-

ergiewandler in das Getriebe widerspiegeln. Auf dem letzten Platz liegt das Konzept REF2 aufgrund der hohen Drehmoment- und Leistungsanforderungen an die E-Maschinen. Beim mechanischen Aufwand verhält sich dieses Konzept genau umgekehrt. Das Konzept KON4 liegt für beide Bewertungskriterien im oberen Mittelfeld und stellt damit eine ausgeglichene Variante dar. Alle leistungsverzweigten Systeme mit mehreren Fahrbereichen weisen einen hohen mechanischen Aufwand auf.

Abbildung 6.21 zeigt die Aufteilung der Herstellkosten in die betrachteten Komponenten. Für alle Konzepte nehmen die Energiewandler mit mindestens 50 % den größten Teil der Kosten ein. Das Konzept KON4 weist nur geringe Mehrkosten im Vergleich zum Konzept REF1 auf. Das Konzept KON3 übersteigt die Herstellkosten des Referenzsystems um 15 %.

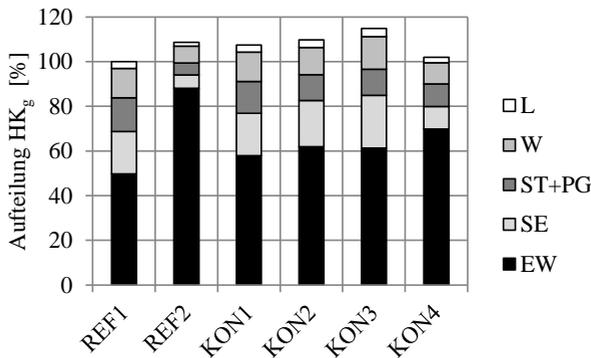


Abbildung 6.21: Relative Herstellkosten im Vergleich zum Konzept REF1

Bevor die Gesamttrangfolge vorgestellt wird, soll auf den Vergleich der Oberziele „Nutzen“ und „Aufwand“ in Abbildung 6.22 eingegangen werden. Das Konzept KON2 zeigt mit etwas Abstand den größten Nutzwert zu den Konzepten KON1, KON3 und KON4. Diese liegen relativ nahe beisammen, wobei sich das Konzept KON4 durch eine geringe Sensitivität hinsichtlich der Energiewandler-Kosten von den übrigen Konzepten abhebt.

Werden die Kosten der EW um jeweils 25 % variiert, so ändert sich der Aufwandswert dieses Systems nicht merklich. Hinsichtlich des Nutzwerts liegen die Systeme REF1 und REF2 im unteren Bereich. Die Aufwand-Bewertungszahl des REF1 Systems ist mit der des KON3 Konzepts vergleichbar. Beim REF2 Konzept führt die Erhöhung der Kosten der Energiewandler zu einer signifikanten Verringerung des Aufwandswerts. Dies ist das Resultat aus dem hohen Kostenanteil der Energiewandler an den Gesamtkosten. Die leistungsverzweigten Konzepte hingegen werden bei steigenden Kosten der EW im Vergleich zu diesem Konzept besser bewertet.

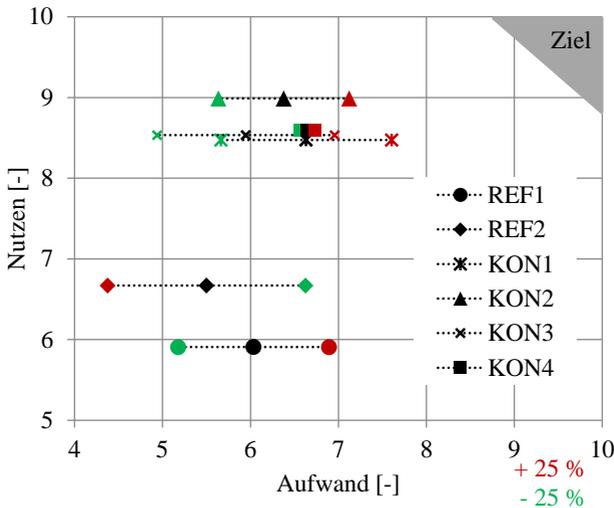


Abbildung 6.22: Aufwand-Nutzen-Verhältnis

In der Rangfolge ergibt sich bei einer 50 % Gewichtung des Nutzens und des Aufwandes das in Abbildung 6.23 dargestellte Balkendiagramm. Auf Platz eins liegt das Konzept KON2 mit etwas Vorsprung vor den Konzepten KON4 und KON1. Es folgt mit bereits etwas größerem Abstand das Konzept KON3 und letztlich etwas stärker abgeschlagen finden sich die Kon-

zepte REF2 und REF1. Diese Konzepte liegen vor allem aufgrund der Verbrauchswerte in den DLG-Zyklen hinter den übrigen elektrisch leistungsverzweigten Konzepten.

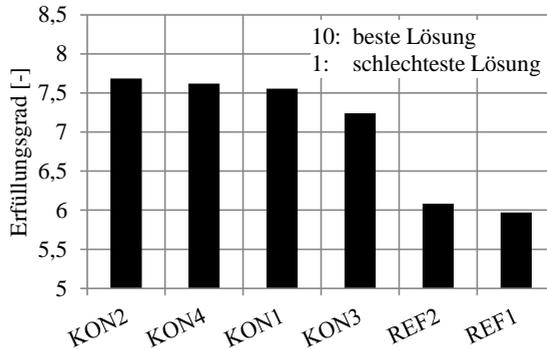


Abbildung 6.23: Gesamtbewertung

#### 6.4.4 Einfluss der Schaltelementart

Abschließend soll der Einfluss der Schaltelementart auf die Gesamtbewertung geprüft werden. Die Verwendung von Klauenschaltelementen kann die Summe der Schleppmomente eines Getriebes in allen Gängen reduzieren und so die Verbrauchseinsparungen erhöhen. Zudem sind Klauenschaltelemente in der Regel kostengünstiger als Lamellenkupplungen. Exemplarisch werden die Favoritenkonzepte KON1, KON4 und KON2 mit Klauenschaltelementen für die Umschaltung der Fahrbereiche berechnet und ausgewertet. Die Umkehrung der Fahrtrichtung soll aus Komfortgründen nach wie vor über Lamellenkupplungen erfolgen. Abbildung 6.24 zeigt nun die neue Rangfolge der Gesamtbewertung. Wie bereits zuvor liegt das KON2 Konzept auf dem ersten Platz. Das KON1 Konzept verbessert sich vom dritten auf den zweiten Platz, denn der erhöhte mechanische Aufwand zum Schal-

ten der Fahrbereiche fällt im Vergleich zum Konzept KON4 nun weniger stark ins Gewicht.

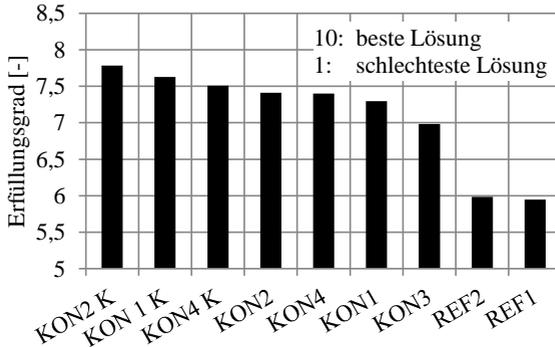


Abbildung 6.24: Gesamtbewertung mit klauengeschalteten Konzepten

Diese Untersuchung zeigt, dass der Einsatz von Klauenschaltelementen zur Reduktion der Kosten sowie der Verlustleistung eine erneute Bewertung und Gegenüberstellung der Konzepte erfordert. Der Verbrauchsvorteil der Konzepte KON2 und KON1 konnte durch den Einsatz von Klauenschaltelementen um 1 % gesteigert werden bei Senkung der Gesamten Herstellkosten um etwa 2 %. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass durch den Einsatz von Klauenschaltelementen der Komfort sinken kann und weitere Kosten, beispielsweise für die Aktuierung, mit Hilfe der vorliegenden Methode nicht berücksichtigt werden können.

### 6.4.5 Konzeptauswahl

Das dieselektrische Referenzsystem (REF2) schneidet im Konzeptvergleich – vor allem beim Verbrauch in den DLG-Zyklen und bei den Kosten für die Energiewandler – schlechter ab als die elektrisch leistungsverzweigten Konzepte. Eine Umsetzung dieses Konzepts ohne Gangschaltung ist

aufgrund der E-Maschinen-Baugröße nicht untersucht, weshalb Komforteinbußen im Vergleich zu den übrigen Konzepten zu erwarten sind. Im Verbrauch zeigt die Elektrifizierung des Variators generell klare Vorteile gegenüber einem hydraulischen Variator wie im REF1 Konzept. In der 150 kW Leistungsklasse zeigt sich das rechnergestützt synthetisierte Konzept KON4 vor allem durch einen guten Kompromiss aus mechanischem und elektrischem Aufwand bei hohen Wirkungsgraden als geeignet. Die Anforderungen an die Energiewandler sind allerdings gegenüber den Konzepten KON1, KON2 und KON3 hinsichtlich der Drehmoment- und Leistungsanforderungen hoch, sodass ein Einsatz für sehr große Leistungsklassen (bspw. 400 kW) mit diesem Getriebekonzept unwahrscheinlich erscheint; dies gilt auch für das Konzept REF2. Der Einsatz eines Getriebes mit fünf Fahrbereichen konnte zu einem sehr ähnlichen Konzept mit vier Fahrbereichen (KON2) keine signifikanten Vorteile liefern und zeigte zudem einen deutlichen Anstieg der Gesamtherstellkosten auf etwa 15 % über die Kosten des hydraulisch leistungsverzweigten Generatorkonzepts (REF1).

Die Konzepte KON1 und KON2 bleiben als Favoriten auch unter dem Einsatz von Klauenschaltelementen zum Schalten der Fahrbereiche bestehen. Das Konzept KON2 zeigt die besten Werte in der Gesamtbewertung, muss jedoch komplett neu entwickelt werden. Das Konzept KON1 basiert auf einem existierenden Getriebekonzept und kann – wie aus der Produktgenerationsentwicklung bekannt – Vorteile liefern, die in der vorliegenden Methode nicht bewertet werden können (bspw. Entwicklungskosten, System-Know-how, Risikominimierung).



## 7 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Forschungsarbeit wurde eine Methode zur Berechnung und Bewertung stufenloser Getriebekonzepte mit mehreren Schnittstellen sowie unterschiedlichem Technologiemix vorgestellt und erläutert. Diese Methode wurde eingesetzt, um einen Konzeptvergleich unterschiedlicher Getriebe für einen Traktor der 150 kW Leistungsklasse durchzuführen. Die Eignung der Berechnungsmethode zur Analyse von Drehzahlen, Drehmomenten, Leistungen und Wirkungsgraden konnte über einen Konzeptvergleich und eine Validierung nachgewiesen werden. Letztlich konnte eine Rangfolge sowie das Verhältnis von Nutzen zu Aufwand für alle Konzepte mit Hilfe der entwickelten Bewertungsmethode dargestellt werden.

Nach einer Bestimmung der verlustfreien kinetischen und kinematischen Grundgrößen des Getriebes erfolgte das automatisierte Abschätzen der Bauteildimensionen für die Bestimmung der Verlustleistungen und Herstellkosten. Die Berechnungsansätze zur Bauteildimensionierung wurden der Fachliteratur entnommen und durch selbst abgeleitete Zusammenhänge ergänzt. Hierfür wurden zahlreiche Daten aus Getrieben der ZF Friedrichshafen AG verwendet. Für die Bewertung des Aufwandes (Herstellkosten) wurde ein Kostenkalkulationsmodell basierend auf einer Gewichtskostenkalkulation entwickelt. Die Datenbasis zur Berechnung der Herstellkosten bildeten reale Kostenkalkulationen. Diese wurden für die vorliegende Arbeit recherchiert und entsprechend aufbereitet. Die Berechnungen zum Getriebewirkungsgrad basieren auf der Berechnung einzelner Verluste der Getriebekomponenten Verzahnungen, Lager, Dichtungen, Schaltelemente, Ener-

giewandler und Regelungseinheiten. Aktuelle Berechnungsansätze aus dem Stand der Forschung und der Wissenschaft wurden recherchiert, ausgewählt und eingesetzt. Für die Verluste der Energiewandler samt Regelungseinheiten wurden bereits vorliegende gemessene und berechnete Verlustkennfelder genutzt. Mit Hilfe des berechneten Getriebewirkungsgrades wurde unter dem Einsatz von standardisierten Zyklen (DLG-PowerMix) der Verbrauch jedes Konzepts über eine zustandsorientierte Simulation bestimmt. Zur Bewertung der elektrischen Schnittstelle wurden EPTO-Betriebsfälle aus recherchierten Daten abgeleitet und der Getriebewirkungsgrad ebenfalls in der Simulationsumgebung geprüft.

Die Basisdaten, welche zur Erstellung einer Rangfolge dienen, wurden anhand eines existierenden hydraulisch leistungsverzweigten CVT sowie aktuellen Veröffentlichungen abgeglichen. Dabei zeigten sich gute Übereinstimmungen. Neben den Basisdaten wurden die Bauteildimensionen, Getriebewirkungsgrade sowie die Herstellkosten mit den realen Daten eines genannten Beispielgetriebes der ZF Friedrichshafen AG verglichen. Die Ergebnisse der Validierung wurden diskutiert und Hypothesen zur Anwendung sowie der Übertragbarkeit der vorliegenden Gesamtmethode auf weitere neuartige Getriebekonzepte aufgestellt.

Die in der vorliegenden Arbeit angestellten Verbrauchssimulationen zeigten für elektrisch leistungsverzweigte stufenlose Getriebekonzepte in den DLG-Zyklen Verbrauchseinsparungen von bis zu 6 % gegenüber dem beispielhaft betrachteten hydraulisch leistungsverzweigten Stufenlosgetriebe für einen Traktor der 150 kW Leistungsklasse. Dies entspricht einer jährlichen Kraftstoffeinsparung von bis zu 1.500 Litern (25 l/h Durchschnittsverbrauch, 1.000 Betriebsstunden/Jahr). Zudem konnte für diese Leistungsklasse ein Leistungsüberschuss von bis zu 8 kW über den Einsatz eines elektrischen Variators nachgewiesen werden. Dieser kann beispielsweise für den Betrieb größerer Anbaugeräte oder zur Steigerung der Fahrzeuggeschwindigkeit genutzt werden, solange der Arbeitsprozess dies zulässt. Der Ein-

satz von Klauenschaltelementen zum Schalten der Fahrbereiche zeigte eine weitere Verbrauchseinsparung von 1 % bei einer Reduktion der gesamten Herstellkosten um bis zu 2 %.

Die berechneten Herstellkosten der Verzahnungen, Schaltelemente, Lager, Wellen, Energiewandler und Regelungseinheiten sind für elektrische leistungsverzweigte Getriebe im besten Fall vergleichbar mit den Herstellkosten eines Generatorsystems mit hydraulischer Leistungsverzweigung. Mit maximal vier Fahrbereichen liegen die untersuchten Getriebe etwa bis zu 10 % über den Herstellkosten des Generatorsystems.

Die Leistungsfähigkeit der EPTO-Schnittstelle liegt bei entsprechender Auslegung für elektrisch leistungsverzweigte Getriebe mindestens auf dem Niveau eines Generatorsystems mit hydraulischer Leistungsverzweigung, für viele Betriebspunkte ( $n_{VM}$ ,  $P_{FA}$  und  $v_{Fzg}$ ) können jedoch auch deutlich größere elektrische Leistungsbeträge abgegeben werden. Die Leistungsfähigkeit an der EPTO-Schnittstelle ist bei dem betrachteten elektrischen direkten CVT unübertroffen und auch der mechanische Aufwand stellt sich positiv dar. Die Getriebewirkungsgrade bei Leistungsabgabe über die EPTO-Schnittstelle liegen sowohl für das Generatorsystem als auch für elektrisch leistungsverzweigte Konzepte auf einem hohen Niveau. Der Mittelwert des Wirkungsgrads beträgt über die definierten EPTO-Betriebsfälle für das beste Konzept 83 %. Die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch wurden nicht geprüft, da bislang keine Verbrauchszyklen unter Benutzung der EPTO-Schnittstelle bekannt sind.

Mit Hilfe der Methode wurden in der vorliegenden Arbeit insgesamt neun Getriebevarianten miteinander verglichen. Dabei konnte für ein Getriebe-konzept mit fünf Fahrbereichen gezeigt werden, dass dieses keine signifikanten Vorteile gegenüber heutigen Konzepten mit vier Fahrbereichen aufweist. Dies liegt in einem hohen mechanischen Aufwand begründet. Es konnte zudem belegt werden, dass einfache 2-Fahrbereichsgetriebe in der betrachteten Leistungsklasse sowohl hinsichtlich des Nutzwerts als auch

hinsichtlich des Aufwandes zu ähnlichen Bewertungszahlen kommen wie mechanisch aufwendigere 4-Fahrbereichsgetriebe. Beide Referenzkonzepte zeigten in der Bewertung durch die vorliegende Methode in der betrachteten Leistungsklasse Nachteile gegenüber den elektrisch leistungsverzweigten Konzepten hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs. Durch die Darstellung der Drehmoment- und Leistungsanforderungen an die elektrischen Maschinen konnte gezeigt werden, dass der Einsatz eines dieselektrischen Konzeptes und des leistungsverzweigten Konzeptes mit zwei Fahrbereichen in sehr großen Leistungsklassen fraglich erscheint. Das hydraulisch leistungsverzweigte Generatorsystem weist mit den aktuell angenommenen Kosten elektrischer Komponenten hinsichtlich der Herstellkosten Vorteile auf. Es konnten zwei elektrisch leistungsverzweigte Favoritenkonzepte mit jeweils vier Fahrbereichen für die weitere Betrachtung oder Umsetzung identifiziert werden.

Die vorliegende Methode eignete sich, um detaillierte Analysen von Drehzahlen, Drehmomenten, Leistungen und Wirkungsgraden an stufenlosen Getriebekonzepten mit mehreren Schnittstellen und unterschiedlichem Technologiemix durchzuführen. Mit Hilfe der Methode konnten über eine Rangfolge Favoritenkonzepte ausgemacht werden und der Auswahl- sowie der Bewertungsprozess wurde übersichtlich und transparent dargestellt.

## 8 Ausblick

Die im Rahmen der vorliegenden Arbeit entwickelte Methode soll den Entwicklungsprozess neuer Getriebekonzepte in einer frühen Phase unterstützen sowie Potenziale unterschiedlicher Getriebekonzepte aufzeigen und quantifizieren. Dabei konzentriert sich die Berechnungsmethode auf die Bestimmung der Leistungsflüsse sowie auftretende Verlustleistungen in mechanischen Komponenten. Die elektrische Domäne ist über die Bestimmung der Drehzahlen und eine Leistungsumrechnung mit entsprechenden Verlustkennfeldern modelliert. Eine Verfeinerung der Methode für die detaillierte Abbildung von elektrischen oder hydraulischen Systemen über Ströme, Spannungen sowie Drücke könnte genutzt werden, um weitere Potenziale zu untersuchen. Dann könnte eine Elektrifizierung der Arbeitshydraulik in den DLG-Zyklen simuliert und der Nutzen in entsprechenden Verbrauchersimulationen untersucht werden.

Die zustandsorientierte Zyklussimulation liefert unter Berücksichtigung der Massenträgheiten im Getriebe bereits Aussagen zum Kraftstoffverbrauch über die Simulation des Getriebesystems in den DLG-Zyklen. Die Erweiterung dieser Simulation für dynamische Zyklen oder Lastanforderungen vor allem für die nicht-mechanischen Domänen, beispielsweise eine Simulation des elektrischen Zwischenkreises, kann zusätzliche Bewertungskriterien und Potenziale für eine Konzeptbewertung liefern.

Zur Bewertung von Bauräumen kann die vorliegende Methode um eine automatisierte Generierung einer Getriebegrobkonstruktion erweitert werden. Erste Ansätze hierzu sind in [KT16] für PKW-Automatikgetriebe vorgestellt und könnten mit der vorliegenden Methode für komplexe stufenlose

Getriebestrukturen mit Stirn- und Planetengetrieben ergänzt werden, da die Dimensionen der wesentlichen Getriebekomponenten bereits aus der vorliegenden Methode abschätzbar sind. Aufgrund der unterschiedlichen Leistungsdichten von elektrischen und hydraulischen Energiewandlern eröffnen diese automatisierten Untersuchungen besondere Potenziale, um zusätzliche Bewertungskriterien für die Konzeptauswahl zu liefern.

In [Hor17] zeigt HORN zudem mit Hilfe der Grundlagen zur Getriebeauslegung von Verzahnungen (siehe z.B. [ISO07]) eine Vorgehensweise zur Optimierung von Verzahnungen hinsichtlich Festigkeit, Bauraum und Wirkungsgrad. Die Einflüsse einzelner Parameter (bspw. des Schrägungswinkels) auf die Gesamtgetriebeverluste (z.B. die Lagerverluste) werden nicht geprüft. Die beschriebene Vorgehensweise von HORN kann mit der vorliegenden Methode und einer automatisierten Grobkonstruktion für die umfängliche Optimierung eines Gesamtgetriebes kombiniert werden.

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Entwicklung der globalen Population, der landwirtschaftlichen Flächen und des CO <sub>2</sub> -Äquivalents aus landwirtschaftlichen Prozessen seit 1961 bis 2014 [FAO15] . . . . .	1
1.2	Betrachtete Antriebsstrangkonfiguration mit Leistungsfluss . . . . .	4
1.3	Elektrische Systemkonfiguration mit Leistungsfluss . . . . .	6
2.1	Beispiel der Wolf-Symbolik nach [Wol58] . . . . .	8
2.2	CNH Boomer Getriebeschema (2009) [Ren13] . . . . .	9
2.3	Systematik der stufenlosen Fahrzeuggetriebe nach [WRBG16] . . . . .	11
2.4	Elektrifizierte Traktoren seit dem Jahr 2004 . . . . .	13
2.5	Grundstruktur eines elektrifizierten Traktors . . . . .	17
2.6	Getriebeschema des REF1 Getriebekonzepts . . . . .	18
2.7	Wolf-Schema des REF1 Getriebes . . . . .	19
2.8	Getriebekonzept REF1: a) Momente, b) Drehzahlen, c) Leistungen und d) Getriebewirkungsgrad . . . . .	21
2.9	Getriebeschema des EQ200 Getriebes mit Generator . . . . .	22
2.10	Wolf-Schema des EQ200 Getriebes mit Generator . . . . .	23
2.11	EQ200 mit Generator: a) Drehmomente, b) Drehzahlen, c) Leistungen und d) Getriebewirkungsgrad . . . . .	24
2.12	Kutzbachplan und Drehzahlleiterdiagramm [VDI10] . . . . .	25
2.13	Balkenanalogiemodell nach [Hel67] . . . . .	26
2.14	Getriebecode und Drehzahl-Matrizenrechnung nach [VDI10] . . . . .	27
2.15	Erweiterter Prozess der Produktentstehung [AEL12] . . . . .	28

4.1	Ablaufplan der Berechnungsmethode ohne anschließende Gesamtbewertung . . . . .	45
4.2	Benötigte Berechnungsdaten für a) Verbrennungsmotor und b) elektrischen Energiewandler . . . . .	46
4.3	Vereinfachter Ablaufplan der Berechnungsmethode und der Gesamtbewertung . . . . .	47
4.4	Symbolische Vereinfachung von a) Energiewandler und b) Variator . . . . .	49
4.5	Ablaufplan zur Berechnung der verlustfreien $\underline{\omega}$ , $\underline{\tau}$ . . . . .	55
4.6	Ablaufplan der überschlägigen Verzahnungsauslegung . . . . .	67
4.7	Ablaufplan der überschlägigen Wellen- und Lagerdimensionierung . . . . .	69
4.8	Längen und Kräfte zur Wellen- und Lagerdimensionierung . . . . .	70
4.9	Beispielhafte Lagerungsarten in Getrieben für mobile Arbeitsmaschinen . . . . .	71
4.10	Ablaufplan der überschlägigen Schaltelementdimensionierung . . . . .	76
4.11	a) Prinzipskizze einer Reibfläche b) Prinzipskizze des unvollständig gefüllten Luftspalts mit äquivalentem Radius nach [CYYL14] . . . . .	77
4.12	Schema einer elektrischen Maschine mit Innenläufer . . . . .	80
4.13	Ablaufplan der überschlägigen E-Maschinen-Dimensionierung . . . . .	81
4.14	Maximaler Rotordurchmesser einer Innenläufer-Maschine . . . . .	82
4.15	Kostenfaktor $\tilde{c}_{1,ST}$ für Stirnräder in Abhängigkeit des Bauteilgewichts $\tilde{m}_{ST}$ . . . . .	85
4.16	Schleppmoment offener nasslaufender Lamellenkupplungen nach [Oer00] . . . . .	92
4.17	Qualitativer Verlauf des Wirkungsgrades von Hydromaschinen nach [Wat07] . . . . .	94
4.18	Wirkungsgradkennfeld einer Drehstrom-Asynchronmaschine mit Leistungselektronik . . . . .	96
4.19	Simulationsdaten eines 150 kW Traktors im DLG-PowerMix . . . . .	99

---

4.20	Verbaute elektrische Leistung und mechanischer Leistungsbedarf	101
4.21	Schematischer Ablauf der Simulationen . . . . .	102
4.22	Reduktion der Trägheitsmomente . . . . .	104
4.23	Getriebeschema und Getriebe- code des verwendeten Zapf- wellengetriebes . . . . .	105
4.24	Begriffserklärung anhand einer beispielhaften Kriterienhierarchie [RS77] . . . . .	107
4.25	Kriterienhierarchie . . . . .	113
4.26	Soll- und Ist-Zugkraft zur Beurteilung der Leistungsfähigkeit . .	114
4.27	Beispielhafte Kriteriengewichtung und Bewertungsskala . . . .	116
4.28	Zielwirkungsgrad eines Traktorgetriebes ohne Achse nach RENU- S aus [Ram15] . . . . .	118
4.29	Relative Benutzungsdauer der Nennfahrgeschwindigkeiten vor- wärts für Standardtraktoren nach [Ren76], [Ren87] und [Res04]	121
5.1	Gemittelte relative Abweichung und Korrelationskoeffizient . .	128
5.2	Vereinfachter schematischer Prüfstandaufbau . . . . .	132
5.3	Wirkungsgradvergleich zwischen Messung und Berechnung bei Volllast . . . . .	133
5.4	Normierte Verbrauchswerte im DLG-PowerMix . . . . .	135
5.5	Validierung der Herstellkosten des REF1 Beispielgetriebes . . .	137
6.1	Wirkungsgradkennfeld des verwendeten Verbrennungsmotors . .	141
6.2	Getriebeschema des dieselelektrischen Referenzkonzepts . . . .	143
6.3	Wolf-Schema des Konzepts KON1 in zwei verschiedenen Bau- weisen . . . . .	145
6.4	Getriebeschema des Konzepts KON1 mit Schaltmatrix . . . . .	147
6.5	Einfluss der EPTO-Leistungsanforderung am Beispiel des Kon- zepts KON1 . . . . .	148
6.6	Leistungen (links) und Momente (rechts) mit und ohne EPTO- Last . . . . .	149

6.7	EPTO-Leistungsgrenze . . . . .	150
6.8	Idealisierter Zusammenhang von Variatorleistung und Getriebespreizung . . . . .	151
6.9	Wolf-Schema der manuell synthetisierten Getriebe mit vier und fünf Fahrbereichen (KON2 und KON3) . . . . .	153
6.10	Getriebeschema des manuell synthetisierten Konzepts KON2 . . . . .	154
6.11	Wolf-Schema des Konzepts KON4 . . . . .	155
6.12	Getriebeschema des Konzepts KON4 . . . . .	156
6.13	Vergleich $T_{EM,max}$ und $P_{EM,max}$ . . . . .	157
6.14	$P_{EPTO,min}$ Vergleich . . . . .	158
6.15	Vergleich der Teilziele der zweiten Ebene . . . . .	159
6.16	Relative Verbrauchseinsparung im DLG-PowerMix . . . . .	161
6.17	Simulationsdaten des KON1 Konzepts im DLG-PowerMix . . . . .	162
6.18	Simulationsdaten des REF1 Konzepts im DLG-PowerMix . . . . .	164
6.19	$\eta_g$ der Konzepte KON1 (links) und REF1 (rechts) . . . . .	165
6.20	Getriebewirkungsgrad des KON1 Konzepts bei Simulation der EPTO-Betriebsfälle . . . . .	165
6.21	Relative Herstellkosten im Vergleich zum Konzept REF1 . . . . .	167
6.22	Aufwand-Nutzen-Verhältnis . . . . .	168
6.23	Gesamtbewertung . . . . .	169
6.24	Gesamtbewertung mit klauengeschalteten Konzepten . . . . .	170
C.1	Wolf-Schema einer IC-Struktur . . . . .	214
C.2	Leistungsfluss der IC-Struktur bei $\tilde{P}_{EPTO} = 0$ . . . . .	216
C.3	Leistungsfluss der IC-Struktur bei $\tilde{P}_{EPTO} = -0.5$ . . . . .	217
C.4	Wolf-Schema einer OC-Struktur . . . . .	217
C.5	Leistungsfluss im OC-Beispiel bei $\tilde{P}_{EPTO} = 0$ . . . . .	219
C.6	Leistungsfluss im OC-Beispiel bei $\tilde{P}_{EPTO} = -0.5$ . . . . .	220

# Tabellenverzeichnis

2.1	Grunddaten für die Berechnung der Beispielgetriebe . . . . .	20
4.1	Erweiterte Symbolik basierend auf [WRBG16] . . . . .	50
4.2	Getriebeencode des REF1 Getriebes . . . . .	54
4.3	Notwendige Berechnungsdurchläufe „verlustfreie $\underline{\omega}$ , $\underline{\tau}$ “ . . . . .	58
4.4	Berechnungsdaten für die Berechnung von $d_{W,erf}$ . . . . .	72
4.5	Drehstrommaschinen-Beispielwerte für $\sigma$ nach [GLA <sup>+</sup> 09] und [ZRD <sup>+</sup> 13] . . . . .	81
4.6	Die 14 Belastungszyklen des DLG-PowerMix nach [DLG17a] .	100
4.7	EPTO-Betriebsfälle . . . . .	101
4.8	Überblick über Bewertungskriterien aus der Literatur . . . . .	110
4.9	Filterkriterien und Art des Referenzwertes . . . . .	117
4.10	Bewertungskriterien (eindimensionale Eigenschaftswerte) . . . .	119
4.11	Bewertungskriterien (mehrdimensionale Eigenschaftswerte) . .	120
5.1	Abgleich der Bauteildimensionen . . . . .	130
5.2	Abgleich der Wirkungsgradmessung mit der Berechnung . . . .	134
5.3	Validierung der DLG-PowerMix-Simulation . . . . .	136
6.1	Randbedingungen der Untersuchung (statische Größen) . . . . .	140
6.2	Vergleich von $n$ , $T$ , $P$ der EW nach Bauweise . . . . .	146
C.1	Umrechnung der Standübersetzung für PG1 der IC-Struktur . . .	215
C.2	Umrechnung der Standübersetzung für PG1 der OC-Struktur . .	219
C.3	Minimale Variatorleistung von IC-, OC- und CC-Strukturen . .	221



# Formelverzeichnis

2.1	Elektrifizierungsgrad . . . . .	13
2.2	Maximale übertragbare Zugkraft . . . . .	20
2.3	Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten . . . . .	28
2.4	CVT Gesamtverlustleistung . . . . .	31
2.5	Getriebesystemwirkungsgrad . . . . .	31
2.6	Verzahnungsverlustleistung . . . . .	32
4.1	Getriebecodierung Planetengetriebe . . . . .	51
4.2	Getriebecodierung Stirnradpaar . . . . .	52
4.3	Getriebecodierung Schaltelemente . . . . .	52
4.4	Getriebecodierung Variator . . . . .	53
4.5	Getriebecodierung Energiewandler . . . . .	53
4.6	Getriebecodierung Schnittstellen . . . . .	53
4.7	Gesamt-Getriebecodierung . . . . .	53
4.8	Allgemeingültige Straffunktion . . . . .	56
4.9	Angewendete Straffunktion . . . . .	56
4.10	Willis-Gleichung . . . . .	59
4.10	Momentengleichgewicht am Planetengetriebe . . . . .	59
4.11	Drehmoment der Zentralräder am Planetengetriebe . . . . .	59
4.12	Winkelgeschwindigkeiten von Stirnradpaaren . . . . .	59
4.13	Drehmomente von Stirnradpaaren . . . . .	59
4.15	Winkelgeschwindigkeiten von Variatoren . . . . .	60
4.16	Drehmomente und Leistungen von Energiewandlern . . . . .	60
4.17	Zwangsbedingungen geschlossener Schaltelemente . . . . .	61
4.18	Erforderliche Randbedingungen zur Drehzahlberechnung . . . . .	61

4.19	Zusammensetzung des Gleichungssystems für $\vec{\omega}$ . . . . .	61
4.20	Berechnung der Drehzahlen . . . . .	61
4.21	Erforderliche Randbedingungen zur Berechnung von $\vec{\tau}$ . . . . .	62
4.22	Zusammensetzung des Gleichungssystems für $\vec{\tau}$ . . . . .	63
4.23	Berechnung des verlustfreien $\vec{\tau}$ . . . . .	63
4.24	Maßgebliche Flankenpressung nach ISO 6336 [ISO07] . . . . .	64
4.25	K-Faktor nach [NW89] . . . . .	65
4.26	Zahnfußspannung nach ISO 6336 [ISO07] . . . . .	65
4.27	U-Faktor nach [NW89] . . . . .	65
4.28	Abschätzen der Mindestlänge einer Getriebewelle . . . . .	70
4.28	Wirkende Tangentialkraft an der Zahnflanke . . . . .	71
4.29	Wirkende Radialkraft an der Zahnflanke . . . . .	71
4.30	Wirkende Axialkraft an der Zahnflanke . . . . .	71
4.31	Resultierende Lagerkräfte am Lager A . . . . .	72
4.32	Resultierende Lagerkräfte am Lager B . . . . .	72
4.34	Gesamt resultierende Lagerkräfte . . . . .	72
4.35	Gesamt wirkendes maximales Wellen-Biegemoment . . . . .	72
4.36	Erforderlicher Mindestdurchmesser einer Vollwelle . . . . .	73
4.37	Erforderlicher Außendurchmesser einer Hohlwelle . . . . .	73
4.37	Massenträgheitsmoment eines vollen Zylinders . . . . .	74
4.38	Massenträgheitsmoment eines hohlen Zylinders . . . . .	74
4.40	Erforderlicher Innendurchmesser der Lager . . . . .	74
4.41	Erforderlicher Innendurchmesser der Lager . . . . .	74
4.42	Lagerlebensdauer in Stunden . . . . .	75
4.43	Lagerlebensdauer in Stunden (dyn. Lasten und Drehzahlen) . . . . .	75
4.43	Mindestdurchmesser der inneren Reibfläche . . . . .	77
4.44	Mindestdurchmesser der äußeren Reibfläche . . . . .	77
4.45	Berechnung der Reibfläche . . . . .	78
4.46	Berechnung der Mindestanzahl an Reibflächen . . . . .	78
4.48	Überschlägige Lüftspiel-Berechnung . . . . .	78
4.49	Überschlägige Kühlölstrom-Berechnung . . . . .	78

4.50	Berechnung der mechanischen Leistung . . . . .	79
4.50	Berechnung des Drehschubs . . . . .	80
4.52	Berechnung des maximal möglichen Rotordurchmessers . . . . .	82
4.52	Berechnung des Rotorvolumens . . . . .	83
4.53	Berechnung des Statorvolumens . . . . .	83
4.55	Berechnung der Masse einer elektrischen Maschine . . . . .	83
4.56	Additiver Kostenansatz mit mehreren Einflussgrößen . . . . .	84
4.57	Bauteilgruppenkostenansatz mit mehreren Einflussgrößen . . . . .	84
4.58	Gesamtkostenansatz des Getriebes . . . . .	85
4.59	Abschätzung der Wirkungsgrade nach [VDI10] . . . . .	87
4.60	Mittlere Verzahnungsreibungszahl nach SCHLENK . . . . .	88
4.61	Mittlere Verzahnungsreibungszahl nach DOLESCHEL . . . . .	88
4.62	Berechnung des Reibungsanteils . . . . .	88
4.63	Festkörperreibungszahl nach DOLESCHEL . . . . .	89
4.64	EHD-Reibungszahl nach DOLESCHEL . . . . .	89
4.64	Zahnverlustfaktor nach WIMMER für $\varepsilon_\alpha \leq 1$ . . . . .	89
4.65	Zahnverlustfaktor nach OHLENDORF für $1 \leq \varepsilon_\alpha \leq 2$ . . . . .	89
4.66	Zahnverlustfaktor nach WIMMER für $2 \leq \varepsilon_\alpha \leq 3$ . . . . .	89
4.68	Verlustmoment für REDR oder RWDR nach HAAS . . . . .	90
4.69	Lastunabhängiges Verlustmoment nach SKF 1994 . . . . .	91
4.70	Lastabhängiges Verlustmoment nach SKF 1994 . . . . .	91
4.71	Differenzdrehzahl der Kupplungsseiten A und B . . . . .	91
4.72	Schleppmoment (Newtonsches Schubspannungsgesetz) . . . . .	92
4.73	Theoretische Förderleistung einer Kupplung nach CUI . . . . .	93
4.74	Äquivalenter Reibradius einer Kupplung nach CUI . . . . .	93
4.75	Schleppmoment einer Kupplung nach CUI . . . . .	93
4.76	Zusammensetzung des Gleichungssystems für $\vec{\tau}_v$ . . . . .	97
4.77	Berechnung des verlustbehafteten $\vec{\tau}_v$ . . . . .	97
4.78	Gesamtfahrwiderstandsleistung . . . . .	102
4.79	Berechnung des Luftwiderstandes . . . . .	102
4.80	Berechnung des Rollwiderstandes . . . . .	103

4.81	Berechnung des Steigungswiderstandes . . . . .	103
4.82	Berechnung des Beschleunigungswiderstandes . . . . .	103
4.83	Berechnung des Massenfaktors $\lambda_J$ . . . . .	103
4.84	Erforderliche Gesamtleistung des Verbrennungsmotors . . . . .	104
4.85	Reduziertes abtriebseitiges Trägheitsmoment . . . . .	104
4.86	Berechnung des Flächenquotienten der Zugkraft . . . . .	114
4.87	Wichtigkeit der Spalten $j$ in Zeile $x = 2..N$ . . . . .	115
4.88	Wichtigkeit der Bewertungskriterien . . . . .	115
4.89	Gewichtung der Bewertungskriterien . . . . .	116
4.90	Mittelwertberechnung mehrdimensionaler Eigenschaftswerte . . . . .	121
4.91	Gewichtete Standardabweichung . . . . .	122
4.92	Bewertungszahl mehrdimensionaler Eigenschaftswerte . . . . .	122
4.93	Bewertungszahl im Verhältnis zur Dimensionierungsgröße . . . . .	122
4.94	Berechnung der Erfüllungsgrade . . . . .	123
4.95	Gesamtberechnung des Nutz- oder Aufwandswerts . . . . .	123
5.1	Mittelwert der relativen Abweichung . . . . .	126
5.2	Berechnung des Korrelationskoeffizienten . . . . .	127
5.3	Wirkungsgradmessung mit Korrektur der Achsverluste . . . . .	132
5.4	Leistungsaufnahme der Getriebeölpumpe . . . . .	133
6.0	Berechnung des maximalen EW Drehmoments . . . . .	146
6.1	Berechnung der maximalen EW Leistung . . . . .	146

# Literaturverzeichnis

- [ABK<sup>+</sup>17] ALBERS, A. ; BEHRENDT, M. ; KLINGLER, S. ; REISS, N. ; BURSAC, N.: Agile product engineering through continuous validation in PGE – Product Generation Engineering. In: *Design science* 3 (2017), Nr. 5, S. 1–19
- [ABMS05] ALBERS, A. ; BURKHARDT, N. ; MEBOLDT, M. ; SAAK, M.: SPALTEN problem solving methodology in the product development. In: SAMUEL, A. (Hrsg.): *Engineering Design and the Global Economy: 15th International Conference on Engineering Design - ICED 2005. Melbourne*. Melbourne : The Design Society, 2005
- [ABR17] ALBERS, A. ; BURSAC, N. ; RAPP, S.: PGE – Product Generation Engineering by the example of the dual mass flywheel. In: *Forschung im Ingenieurwesen* 81 (2017), Nr. 1, S. 13–31
- [ADO08] ALBERS, A. ; DÜSER, T. ; OTT, S.: X-in-the-loop als integrierte Entwicklungsumgebung von komplexen Antriebsystemen. Kassel. In: *8. Tagung Hardware-in-the-loop-Simulation*. Kassel, 2008
- [AEL12] ALBERS, A. ; EBEL, B. ; LOHMEYER, Q.: Systems of objectives in complex product development. In: *Proceedings of the 9th International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering – TMCE. Karlsruhe*. Delft : Delft University of Technology, 2012, S. 267–278

- [Alb10] ALBERS, A.: Five Hypotheses about Engineering Processes and their Consequences. In: *Proceedings of the 8th International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering – TMCE. Ancona*, 2010
- [ALE11] ALBERS, A. ; LOHMEYER, Q. ; EBEL, B.: Dimensions of objectives in interdisciplinary product development projects. In: *Proceedings of the 18th International Conference on Engineering Design – ICED. Kopenhagen*. Glasgow : Design Society, 2011, S. 256–265
- [AN03] ALBERS, A. ; NOWICKI, L.: Integration der Simulation in die Produktentwicklung – Neue Möglichkeiten zur Steigerung der Qualität und Effizienz in der Produktentwicklung. In: *Ta-gungsband zum Symposium: Simulation in der Produkt- und Prozessentwicklung. Bremen*. Stuttgart : Fraunhofer IRB Verlag, 2003, S. 141–147
- [ARBB17] ALBERS, A. ; RAPP, S. ; BIRK, C. ; BURSAC, N.: Die Frühe Phase der PGE – Produktgenerationsentwicklung. In: *4. Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung 2017 (SSP) : Produktentwicklung im disruptiven Umfeld. Stuttgart*. Stuttgart : Fraunhofer, 2017 (Beiträge zum Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung)
- [ARBR16] ALBERS, A. ; REISS, N. ; BURSAC, N. ; RICHTER, T.: IPeM – Integrated Product Engineering Model in Context of Product Generation Engineering. In: *Procedia 26th CIRP Design Conference. Stockholm 50* (2016), S. 100–105
- [AS01] ALBERS, A. ; SCHWEINBERGER, D. ; SPATH, D. (Hrsg.): *Buchaufsatz: Methodik in der praktischen Produktentwicklung – Herausforderung und Grenzen; Vom Markt zum Produkt – Impulse für die Innovationen von morgen*. 1. Auflage. Stuttgart : LOGX Verlag, 2001

- [AZ13] ALBERS, A. ; ZINGEL, C.: Challenges of Model-Based Systems Engineering: A Study towards Unified Term Understanding and the State of Usage of SysML. In: *Proceedings of the 23rd CIRP Design Conference. Bochum*. Berlin : Springer-Verlag, 2013, S. 83–92
- [Bar01] BARUCKI, T.: *Optimierung des Kraftstoffverbrauches und der Dynamik eines dieselelektrischen Fahrtriebes für Traktoren*. Dresden : Technische Universität Dresden, 2001 (Dissertation)
- [BK97] BREIING, A. ; KNOSALA, R.: *Bewerten technischer Systeme : Theoretische und methodische Grundlagen bewertungstechnischer Entscheidungshilfen*. Berlin : Springer-Verlag, 1997
- [Blu89] BLUMENTHAL, U.: *Beurteilungskenngrößen für stufenlos wirkende hydrostatisch-mechanische Lastschaltgetriebe in Personenkraftwagen*. Bochum : Ruhr-Universität Bochum, 1989 (Dissertation)
- [CEM17] CEMA: *Optimising our industry to reduce emissions*. [https://www.vdma.org/documents/105686/790347/CECE-CEMA\\_C02\\_SucesssStories.pdf/c393ac11-64e4-4cfb-9451-0a9bc7d51c15](https://www.vdma.org/documents/105686/790347/CECE-CEMA_C02_SucesssStories.pdf/c393ac11-64e4-4cfb-9451-0a9bc7d51c15), Zugriff: Oktober 2017
- [CYYL14] CUI, H. ; YAO, S. ; YAN, Q. ; LIU, Q.: Mathematical Model and Experiment Validation of Fluid Torque by Shear Stress under Influence of Fluid Temperature in Hydro-viscous Clutch. In: *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 27 (2014), Nr. 1, S. 32–40
- [DH97] DZIUBA, F. ; HONZEK, R.: Neues stufenloses leistungsverzweigtes Traktorgetriebe. In: *Agrartechnische Forschung* 3 (1997), Nr. 1, S. 19–27
- [DIN83] DIN: *Informationsverarbeitung: Sinnbilder und ihre Anwendung*. DIN 66001, 01.02.1983

- [DLG17a] DLG: *DLG-PowerMix um Transportarbeit erweitert*. <http://www.dlg.org/dlg-powermix.html>, Zugriff: Oktober 2017. – Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft
- [DLG17b] DLG: *Traktoren und Transportfahrzeuge*. <http://www.dlg.org/traktoren.html>, Zugriff: Oktober 2017. – Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft
- [Düm83] DÜMELAND, M.: *Weiterentwicklung störungsbehafteter Produkte nach konstruktionsmethodischen Kriterien*. Bochum : Ruhr-Universität Bochum, 1983 (Dissertation)
- [Dol02] DOLESCHEL, A.: Vergleichende Beurteilung des Einflusses von Schmierstoffen auf den Wirkungsgrad bei Zahnradgetrieben. In: *Abschlussbericht FVA Forschungsvorhaben FVA-664* (2002), Nr. 345
- [Dol03] DOLESCHEL, A.: *Wirkungsgradberechnung von Zahnradgetrieben in Abhängigkeit vom Schmierstoff*. München : Technische Universität München, 2003 (Dissertation)
- [Dom01] DOMIAN, H.-J.: *Systematische Synthese von Getriebestrukturen der Vorgelegebauart*. München : Technische Universität München, 2001 (Dissertation)
- [Düs10] DÜSER, T.: *X-in-the-Loop – ein durchgängiges Validierungsframework für die Fahrzeugentwicklung am Beispiel von Antriebsstrangfunktionen und Fahrerassistenzsystemen*. Karlsruhe : Karlsruher Institut für Technologie, 2010 (Dissertation)
- [Ehr07] EHRENSPIEL, K.: *Integrierte Produktentwicklung, Denkbahnläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit*. 3. Auflage. München, Wien : Hanser Verlag, 2007
- [EKL03] EHRENSPIEL, K. ; KIEWERT, A. ; LINDEMANN, U.: *Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren : Kostenmanagement*

- bei der integrierten Produktentwicklung*. 4. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2003
- [FAO15] FAO: *Food and Agriculture Organization of the United Nations*. <http://faostat3.fao.org/home/E>, Zugriff: Dezember 2015
- [Fis13] FISCHER, R.: *Elektrische Maschinen*. 16. Auflage. München : Hanser Verlag, 2013
- [För96] FÖRSTER, H.J.: *Stufenlose Fahrzeuggetriebe in mechanischer, hydrostatischer, hydrodynamischer, elektrischer Bauart und in Leistungsverzweigung: Grundlagen, Bauformen, Wechselwirkung*. Köln : Verlag TÜV Rheinland, 1996 (Fahrzeugtechnische Schriftenreihe)
- [GBH13] GRAD, K. ; BAILLY, G. ; HAAS, M.: Stufenloses Getriebe-konzept für Klein- und Schmalspurtraktoren. In: *ATZ Off-Highway* (2013), Nr. 3, S. 28–37
- [GD11] GROTE, K.-H. ; DUBBEL, H.: *Dubbel : Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2011
- [GGW12] GÖTZ, M. ; GRAD, K. ; WEINMANN, O.: Elektrifizierung von Landmaschinen. In: *ATZ Off-Highway* (2012), Nr. 5, S. 10–21
- [Git04] GITT, C.: *Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe*. Stuttgart : Universität Stuttgart, 2004 (Dissertation)
- [GLA<sup>+</sup>09] GEISSLER, M. ; LINDNER, M. ; AUMER, W. ; HERLITZIUS, T. ; BUDIG, P.-K. ; STEINBACH, H. ; GRÄF, H.: Dieselelektrisches Antriebssystem in selbstfahrenden Landmaschinen. In: *Tagungsband zur 4. Fachtagung Baumaschinentechnik. Dresden*. Dresden : Technische Universität Dresden, 2009 (Schrift-

- tenreihe der Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen, Bd. 37), S. 135–144
- [GP14] GEIMER, M. ; POHLANDT, C.: *Grundlagen mobiler Arbeitsmaschinen*. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2014 (Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 22)
- [Gro06] GRONITZKI, M.: *Untersuchungen zur Funktion und Auslegung von Rechteckdichtringen für Drehdurchführungen*. Hannover : Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2006 (Dissertation)
- [Gug09] GUGEL, R.: *Stufenloser elektromechanisch leistungsverzweigter Antrieb für Arbeitsgeräte*. Halle (Saale) : Martin-Luther-Universität Halle-Wittenberg, 2009 (Dissertation)
- [Gum07] GUMPOLTSBERGER, G.: *Systematische Synthese und Bewertung von mehrgängigen Planetengetrieben*. Chemnitz : Technische Universität Chemnitz, 2007 (Dissertation)
- [Hah10] HAHN, K.: *Einsatzmöglichkeiten elektrischer Antriebe für landwirtschaftliche Maschinenkombinationen*. Aachen : Shaker Verlag, Universität Hohenheim, 2010 (Dissertation)
- [HBL14] HUNSINGER, L. ; BURGER, A. ; LÜNENBÜRGER, B.: Ambition lohnt sich. Wir brauchen ehrgeizige Bekenntnisse zum Klimaschutz. In: *Positionspapier zum UN-Sondergipfel am 23. September 2014*. Dessau-Roßlau : Umweltbundesamt, 2014
- [Hel67] HELFER, F.: Ein Analogieverfahren zur Untersuchung von Planetengetrieben. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 69 (1967), S. 149–152
- [Hey15] HEYMANN, P.: Aufbau und Erprobung eines Hybridtraktors. In: *Tagungsband zur 5. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen*. Karlsruhe. Karlsruhe

- ruhe : KIT Scientific Publishing, 2015 (Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 30), S. 35–47
- [Höh10] HÖHNER, G.: Schlepper unter Strom. In: *Top Agrar* (2010), Nr. 4, S. 120–125
- [HM11] HAAS, W. ; MÜLLER, H.K.: *Skript zur Vorlesung Dichtungstechnik*. Stuttgart : Universität Stuttgart, 2011
- [HMGK12] HERING, E. ; MARTIN, R. ; GUTEKUNST, J. ; KEMPKE, J.: *Elektrotechnik und Elektronik für Maschinenbauer*. 2. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2012 (VDI-BuchSpringerLink : Bücher)
- [HVG17] HIMMELSBACH, R. ; VOLPERT, B. ; GRAD, K.: Electrified Front Wheel Drive Concepts for Tractors designed for improved Traction Functions. In: *Proceedings of the 75th International Conference on Agricultural Engineering, Hannover*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2017, S. 31–38
- [ISO90] ISO: *Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life*. ISO 281:1990(E), 01.12.1990
- [ISO01a] ISO: *Gears – Thermal capacity – Thermal load-carrying capacity*. ISO 14179-2:2001(E), 01.08.2001
- [ISO01b] ISO: *Gears – Thermal capacity – Rating gear drives with thermal equilibrium at 95 C sump temperature*. ISO 14179-1:2001(E), 15.07.2001
- [ISO07] ISO: *Calculation of load capacity of spur and helical gears*. ISO 6336-1 bis 6:2007(E), 01.04.2007
- [ISO14] ISO: *Agricultural tractors – Rear-mounted power take-off types 1, 2, 3 and 4 – Part 1: General specifications safety requirements, dimensions for master shield an clearance zone*. ISO 500-1:2014(E), 01.04.2014

- [JW12] JÄHNE, H. ; WEBER, J.: Effizienzpotentiale hydraulischer Fahrantriebe. In: *Tagungsband zur 5. Fachtagung Baumaschinentechnik. Dresden*. Dresden : Technische Universität Dresden, 2012 (Schriftenreihe der Forschungsvereinigung Bau- und Baustoffmaschinen, Bd. 44), S. 139–156
- [Kam14] KAMPKER, A.: *Elektromobilproduktion*. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2014 (SpringerLink : Bücher)
- [Koh08] KOHMÄSCHER, T.: *Modellbildung, Analyse und Auslegung hydrostatischer Antriebsstrangkonzepte*. Aachen : Shaker Verlag, RWTH Aachen, 2008 (Dissertation)
- [KT16] KUPKA, D. ; TENBERGE, P.: Automated concept design for the evaluation of favourable AT structures. In: *Tagungsband zum 17. Internationalen VDI-Kongress Getriebe in Fahrzeugen. Friedrichshafen*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2016, S. 193–206
- [Kur12] KURTH, F.: *Efficiency Determination and Synthesis of Complex-Compound Planetary Gear Transmissions*. München : Technische Universität München, 2012 (Dissertation)
- [Lam98] LAMKE, M.: *Optimierung eines stufenlosen hydrostatisch-mechanischen Leistungsverzweigungsgetriebes für Stadtbusse*. Stuttgart : Universität Stuttgart, 1998 (Dissertation)
- [Lee12] LEESCH, M.: *Beitrag zur systematischen Synthese und Bewertung von Doppelkupplungsgetrieben*. Auerbach : Verlag Wissenschaftliche Scripten, Technische Universität Chemnitz, 2012 (Dissertation)
- [Li93] LI, X.: *Systematische Synthese mehrgängiger Planetengetriebe*. Aachen : RWTH Aachen, 1993 (Dissertation)

- [Lin13] LINZ, M.: Elektrifizierter Zweis Scheibendüngerstreuer: Vom Prototyp zur Serienlösung. In: *Beitrag zum 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik. Wieselburg*. Wieselburg : BLT Wieselburg/lfz Francisco Josephinum, 2013
- [Loo88] LOOMAN, J.: *Zahnradgetriebe: Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*. 2. Auflage. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo : Springer-Verlag, 1988 (Konstruktionsbücher ; 26)
- [LQB12] LI, H. ; QI, J. ; BIAO, M.: Modeling and Parametric Study on Drag Torque of Wet Clutch. In: *Proceedings of the 5th FISITA 2012 World Automotive Congress: Advanced Transmission System and Driveline. Beijing*. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2012 (Lecture Notes in Electrical Engineering, Bd. 193), S. 21–30
- [Mau87] MAUZ, W.: *Hydraulische Verluste von Stirnradgetrieben bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s*. Stuttgart : Universität Stuttgart, 1987 (Dissertation)
- [Mil17] MILLIKIN, M.: *Case IH Shows Diesel Hybrid Tractor Prototype*. [http://www.greencarcongress.com/2005/11/case\\_ih\\_shows\\_d.html](http://www.greencarcongress.com/2005/11/case_ih_shows_d.html), Zugriff: Oktober 2017
- [Mül98] MÜLLER, H.W.: *Die Umlaufgetriebe: Auslegung und vielseitige Anwendungen*. 2. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1998 (Konstruktionsbücher ; 28)
- [Mül12] MÜLLER, J.: *Beitrag zur systematischen, rechnergestützten Synthese und Bewertung mehrgängiger konventioneller und hybrider Planetenautomatikgetriebe*. Auerbach : Verlag Wissenschaftliche Scripten, Technische Universität Chemnitz, 2012 (Dissertation)

- [Mul09] MULZER, F.: *Systematik hoch übersetzender koaxialer Getriebe*. München : Technische Universität München, 2009 (Dissertation)
- [Mut09] MUTSCHLER, S.: *Bewertung und Optimierung von Getriebekonzepten für mobile Arbeitsmaschinen*. Aachen : Shaker Verlag, Technische Universität Braunschweig, 2009 (Dissertation)
- [NBL07] NAUNHEIMER, H. ; BERTSCHE, B. ; LECHNER, G.: *Fahrzeuggetriebe: Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*. 2. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2007 (VDI-BuchSpringerLink : Bücher)
- [NW89] NIEMANN, G. ; WINTER, H.: *Maschinenelemente, Band II: , Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe – Grundlagen, Stirnradgetriebe*. 2. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 1989
- [NW05] NIEMANN, G. ; WINTER, H.: *Maschinenelemente*. 4. Auflage. Berlin : Springer-Verlag, 2005 (Springer-Lehrbuch)
- [Oer00] OERLEKE, C.: *Einflußgrößen auf die Schleppmomente schnelllaufender Lamellenkupplungen in Automatgetrieben*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2000 (Dissertation)
- [OR64] OHLENDORF, H. ; RICHTER, W.: *Stirnradgetriebe : Zahnreibung, Verlustleistung und Erwärmung*. Braunschweig : Vieweg Verlag, 1964 (Schriftenreihe Antriebstechnik ; 22)
- [Orz12] ORZEWALLA, J.: Trends on Hybrid and Electric Vehicles for passenger cars and commercial vehicles. In: *Vortrag auf dem VDI-MEG Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik. Dresden*. Dresden : Technische Universität Dresden, 2012

- [PBF07] PAHL, G. ; BEITZ, W. ; FELDHUSEN, J. ; GROTE, K.-H.: *Konstruktionslehre : Grundlagen erfolgreicher Produktentwicklung. Methoden und Anwendung*. 7. Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer-Verlag, 2007
- [PBS14] PICHLMAIER, B. ; BREU, W. ; SZAJEK, A.: Elektrifizierung bei Traktoren. In: *ATZ Off-Highway* (2014), Nr. 7, S. 78–88
- [PHG13] PICHLMAIER, B. ; HANNUKAINEN, P. ; GODBOLE, R.: A global Approach to Energie Efficiency. In: *Proceedings of the 71th International Conference on Agricultural Engineering. Hannover*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2013, S. 495–505
- [Pic12] PICHLMAIER, B.: *Traktionsmanagement für Traktoren*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, Technische Universität München, 2012 (Dissertation)
- [Poh98] POHLENZ, J.: Neue stufenlose ZF-Traktorengetriebebaureihe 'Eccom' im Leistungsbereich von 75 bis 220 kW. In: *VDI Berichte* 1393 (1998), S. 527–540
- [Pra12] PRANKL, H.: Electrification and Vision 2025. In: *Vortrag auf dem VDI-MEG Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik. Dresden*. Dresden : Technische Universität Dresden, 2012
- [Ram15] RAMM, M.: *Systematische Entwicklung und Analyse stufenlos verstellbarer Getriebe mit innerer Leistungsverzweigung für mobile Arbeitsmaschinen*. Aachen : Verlagsgruppe Mainz, RWTH Aachen, 2015 (Dissertation)
- [Rao10] RAO, G.: *Modellierung und Simulation des Systemverhaltens nasslaufender Lamellenkupplungen*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, Technische Universität Dresden, 2010 (Dissertation)

- [RAR16] REUSCHLE, T. ; ALBERS, A. ; RUOFF, S.: Identification of optimal plug-in hybrid powertrain configurations. In: *15. Internationales CTI Symposium. Berlin*. Düsseldorf : Car Training Institute – CTI, 2016
- [REB14] REMMELE, E. ; ECKEL, H. ; BERNHARD, W.: Regenerative Energieträger und alternative Antriebskonzepte für mobile Arbeitsmaschinen. In: *Landtechnik* 69 (2014), Nr. 5, S. 256–259
- [Rei13] REINMUTH, F.: *Ermittlung der Potentiale zur Elektrifizierung von Landmaschinen*. Aachen : Shaker Verlag, Universität Hohenheim, 2013 (Dissertation)
- [Ren76] RENIUS, K.-Th.: *Last- und Fahrgeschwindigkeitskollektive als Dimensionierungsgrundlagen für die Fahrgetriebe von Ackererschleppern*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 1976 (Fortschrittberichte der VDI-Zeitschriften : Reihe 1, Konstruieren, Konstruktionstechnik ; 49)
- [Ren87] RENIUS, K.-Th.: *Traktoren: Technik und ihre Anwendung*. 2. Auflage. München : BLV Buchverlag, 1987 (Wissen für die Praxis)
- [Ren13] RENIUS, K.-Th.: Traktorgetriebe – Stand der Technik. In: *Beitrag zum Seminar Landtechnik TUM-WZW Weihenstephan, Arbeitskreis Agrartechnik im VDI München*, 2013
- [Ren14] RENIUS, K.-Th.: Globale Getriebekonzepte für Traktoren. In: *ATZ Off-Highway* (2014), Nr. 7, S. 16–29
- [Ren16] RENIUS, K.-Th.: *Vorlesung: Traktoren und Erdbaumaschinen*. München : Technische Universität München, 2016
- [Res04] RESCH, R.: *Leistungsverzweigte Mehrbereichsfahrertriebe mit Kettenwandlern*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, Technische Universität München, 2004 (Dissertation)

- [RGS15] RENIUS, K.-Th. ; GEIMER, M. ; STIRNIMANN, R.: Motoren und Getriebe bei Traktoren. In: *Jahrbuch Agrartechnik 2014*, Hrsg.: Frerichs, L. 26 (2015), S. 1–11
- [RHG13] REINHARDT, R. ; HOFFMANN, A. ; GERLACH, T.: *Nichtlineare Optimierung: Theorie, Numerik und Experimente*. Berlin : Springer-Verlag, 2013 (SpringerLink : Bücher)
- [RK15] RENIUS, K.-Th. ; KNECHTGES, H.: Gesamtentwicklung Traktoren. In: *Jahrbuch Agrartechnik 2014*, Hrsg.: Frerichs, L. 26 (2015), S. 1–13
- [RR05] RENIUS, K.-Th. ; RESCH, R.: Continuously Variable Tractor Transmissions. In: *Proceedings of the ASAE Technology Conference 2005. Louisville, KY*. St. Joseph, MI : American Society of Agricultural Engineers, 2005 (ASAE Distinguished Lecture Series, Bd. 29), S. 5–35
- [RS77] RINZA, P. ; SCHMITZ, H.: *Nutzwert-Kosten-Analyse : eine Entscheidungshilfe zur Auswahl von Alternativen unter besonderer Berücksichtigung nicht monetärer Bewertungskriterien*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 1977
- [RVI15] REICK, B. ; VOLPERT, B. ; IKONEN, T.: Einfluss von Regelstrategien stufenlos leistungsverzweigter Getriebe und Antriebsstrangkomponenten auf Verbrauch / CO<sub>2</sub>-Emissionen bei Traktoren. In: *Tagungsband zur 5. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen*. Karlsruhe. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2015 (Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 30), S. 19–33
- [RWGB16] REICK, B. ; WARTH, V. ; GEIMER, M. ; BERTSCHE, B.: Analyse eines beispielhaften elektrisch leistungsverzweigten Stufenlosgetriebes (ECVT). Köln. In: *Tagungsband zur 74. In-*

- ternationalen Tagung Land.Technik.* Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2016, S. 35–42
- [RWVG13] RAHE, F. ; WESSELS, T. ; WEINMANN, O. ; GÖTZ, M.: Field trials with EDX eSeed and ZF Terra+. In: *Beitrag zum 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik. Wieselburg.* Wieselburg : BLT Wieselburg/lfz Francisco Josephinum, 2013
- [SB13] SCHNIEDERBRUNS, B. ; BITTER, A.: Erfahrungen und Chancen elektrischer Antriebe bei einer Press-Wickelkombination im Feld. In: *Beitrag zum 4. Kolloquium Elektrische Antriebe in der Landtechnik. Wieselburg.* Wieselburg : BLT Wieselburg/lfz Francisco Josephinum, 2013
- [Sch95] SCHLENK, L.: *Untersuchungen zur Freßtragfähigkeit von Großzahnradern.* München : Technische Universität München, 1995 (Dissertation)
- [Sch09] SCHRÖDER, H.: *Konzeptionierung leistungsverzweigter Getriebestrukturen für Hybridfahrzeuge.* Berlin : Logos-Verlag, Technische Universität Braunschweig, 2009 (Dissertation)
- [Sch15] SCHMETZ, R.: Überschlägige Berechnung der Verluste in elektrisch serienhybriden Antriebssträngen. In: *Tagungsband zur 5. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe.* Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2015 (Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 30), S. 141–160
- [SG04] SKF-GRUPPE: *SKF Hauptkatalog 2004.* Schweinfurt : Media-Print Informationstechnologie, 2004
- [SKF94] SKF: *SKF Hauptkatalog 1994.* Schweinfurt : SKF GmbH, 1994 (Katalog SKF)

- [SM14] SEDONI, E. ; MORSELLI, R.: New technologies to increase the efficiency by innovative transmission concepts. In: *Tagungsband zum 15. Internationalen VDI-Kongress Getriebe in Fahrzeugen. Friedrichshafen*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2014, S. 867–880
- [Sta07] STANGL, M.: *Methodik zur kinematischen und kinetischen Berechnung mehrwelliger Planeten-Koppelgetriebe*. Garching : Technische Universität München, 2007 (Dissertation)
- [Str05] STRASSER, D.: *Einfluss des Zahnflanken- und Zahnkopfspieles auf die Leerlaufverlustleistung von Zahnradgetrieben*. Bochum : Ruhr-Universität Bochum, 2005 (Dissertation)
- [SV12] SAATY, T.L. ; VARGAS, L.G.: *Models, Methods, Concepts & Applications of the Analytic Hierarchy Process*. 2. Auflage. Boston, MA : Springer-Verlag US, 2012 (International Series in Operations Research & Management Science ; 175, SpringerLink : Bücher)
- [Sza07] SZAJEK, A.: Motivation und Konzepte zum Einsatz elektrischer Antriebstechnik im Ackerschlepper am Beispiel MELA. In: *Tagungsband zur 1. Fachtagung Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe*. Karlsruhe : WVMA e. V. Wissenschaftlicher Verein für Mobile Arbeitsmaschinen, 2007, S. 97–105
- [Tet14] TETZLAFF, S.: Konzept und Erprobung des elektrischen Antriebsstranges eines Großflächenschwaders. In: *Tagungsband zur 72. Internationalen Tagung Land.Technik. Berlin*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2014, S. 145–150
- [Thi12] THIEBES, P.: *Hybridantriebe für mobile Arbeitsmaschinen*. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, Karlsruher Institut für Technologie, 2012 (Dissertation)

- [VDI93] VDI: *Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte*. VDI-Richtlinie 2221, 1993
- [VDI98] VDI: *Konstruktionsmethodik – Technisch-wirtschaftliches Konstruieren – Technisch-wirtschaftliche Bewertung (Blatt 3)*. VDI-Richtlinie 2225, 1998
- [VDI03] VDI: *Energiekenngrößen: Definitionen – Begriffe – Methodik*. VDI Richtlinie 4661, 2003
- [VDI04] VDI: *Entwicklungsmethodik für mechatronische Systeme*. VDI Richtlinie 2206, 2004
- [VDI10] VDI: *Planetengetriebe – Begriffe, Symbole, Berechnungsgrundlagen*. VDI Richtlinie 2157, 2010
- [Ver15] VERHORST, J.-W.: Serienentwicklung eines neuartigen mechanisch hydrostatisch leistungsverzweigten Getriebes für Standardtraktoren. In: *Tagungsband zum 16. Antriebstechnischen Kolloquium – ATK. Aachen*. Fulda : Druckerei Quell KG, 2015, S. 335–354
- [Wal82] WALTER, P.: *Untersuchungen zur Tauchschmierung von Stirnrädern bei Umfangsgeschwindigkeiten bis 60 m/s*. Stuttgart : Universität Stuttgart, 1982 (Dissertation)
- [War18] WARTH, V.: *Systematische Synthese und Bewertung von Stufenlosgetrieben*. Universität Stuttgart, 2018 (Dissertation, zum Zeitpunkt der Erstellung der vorliegenden Schrift noch nicht veröffentlicht, Juni 2018)
- [Wat07] WATTER, H.: *Hydraulik und Pneumatik : Grundlagen und Übungen, Anwendungen und Simulation*. 1. Auflage. Wiesbaden : Vieweg Verlag, 2007 (Studium Technik)
- [WEF14] WIRTH, C. ; ERNSTORFER, M. ; FUCHS, A.: Das Getriebesyntheseprogramm der ZG GmbH. In: *VDI Berichte 2218* (2014), S. 527–540

- [Wil41] WILLIS, R.: *Principles of Mechanism*. 2. Auflage. London : John Wiley & Son, 1841
- [Wil17] WILMER, H.: PowerMix 2.0. In: *Profi* (2017), Nr. 12, S. 18–20
- [Wim06] WIMMER, A.: *Lastverluste von Stirnradverzahnungen*. Aachen : Shaker Verlag, Technische Universität München, 2006 (Dissertation)
- [WLH12] WÖBCKE, S. ; LINDNER, M. ; HERLITZIUS, T.: Systemvergleich zwischen elektrischem und hydraulischem Fahrtrieb einer selbstfahrenden Erntemaschine. In: *Tagungsband zur 70. Internationalen Tagung Land.Technik. Karlsruhe*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2012, S. 321–328
- [WMJV11] WITTEL, H. ; MUHS, D. ; JANNASCH, D. ; VOSSIEK, J.: *Ro-loff/Matek Maschinenelemente : Normung, Berechnung, Gestaltung*. 20. Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2011 (SpringerLink : Bücher)
- [WNSD07] WAGNER, G. ; NAUNHEIMER, H. ; SCHERER, H. ; DICK, A.: Achtgang-Automatikgetriebe zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs. In: *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 109 (2007), S. 512–519
- [Wol58] WOLF, A.: *Die Grundgesetze der Umlaufgetriebe*. Braunschweig : Vieweg Verlag, 1958 (Schriftenreihe Antriebstechnik ; 14)
- [WRBG16] WARTH, V. ; REICK, B. ; BERTSCHE, B. ; GEIMER, M.: Efficient analysis of complex continuously variable power split transmissions with multiple in- and outputs. In: *Tagungsband zum 17. Internationalen VDI-Kongress Getriebe in Fahrzeugen. Friedrichshafen*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2016, S. 719–730

- [ZBP14] ZIEGLER, J. ; BAILLY, G. ; POHLENZ, J.: Rechnerische Verlustleistungsanalyse von stufenlosen Getriebesystemen am Beispiel des ZF TerraMatic11. In: *Tagungsband zur 72. Internationalen Tagung Land.Technik. Berlin*. Düsseldorf : VDI Verlag GmbH, 2014, S. 423–432
- [ZF17] ZF: *Stufenlostechnologie von ZF – Stufenlos in die Zukunft*. [https://www.zf.com/corporate/de\\_de/products/further\\_product\\_ranges/construction\\_vehicles/stufenlostechnologie\\_von\\_zf/cvt.html](https://www.zf.com/corporate/de_de/products/further_product_ranges/construction_vehicles/stufenlostechnologie_von_zf/cvt.html), Zugriff: Oktober 2017
- [ZRD<sup>+</sup>13] ZHITKOVA, S. ; RIEMER, B. ; DAVID, F. ; HAMEYER, K. ; ZAHORANSKY, R.: Hochdrehzahlmotoren für mobile Arbeitsmaschinen. In: *Tagungsband zur 4. Fachtagung Hybride und energieeffiziente Antriebe für mobile Arbeitsmaschinen. Karlsruhe*. Karlsruhe : KIT Scientific Publishing, 2013 (Karlsruher Schriftenreihe Fahrzeugsystemtechnik, Bd. 15), S. 113–123

# Abschlussarbeiten unter Anleitung des Verfassers

- [Ama17] AMANN, L.: *Konzeptionierung elektrisch stufenloser Zapfwellengetriebe für Traktoren*. Konstanz : HTWG Konstanz, 2017 (Masterarbeit)
- [Hor17] HORN, M.: *Konzeptgebundene Konstruktionsrichtlinie für wirkungsgradoptimierte Verzahnungen im Getriebe*. Karlsruhe : Karlsruher Institut für Technologie, 2017 (Masterarbeit)
- [Kro17] KROHN, L.: *Vergleich des energetischen Schaltaufwands im Antriebsstrang*. Karlsruhe : Karlsruher Institut für Technologie, 2017 (Masterarbeit)
- [Sch15] SCHLECHT, S.: *Kennfeldanalyse elektrisch leistungsverzweigter Getriebesysteme für Traktoren*. Stuttgart : Universität Stuttgart, 2015 (Masterarbeit)
- [Sta16] STAUDT, S.: *Beitrag zur Bewertung stufenloser Getriebestrukturen*. Karlsruhe : Karlsruher Institut für Technologie, 2016 (Masterarbeit)
- [Ste17] STECHER, J.: *Betriebspunktoptimierung stufenloser Getriebestrukturen*. Karlsruhe : Karlsruher Institut für Technologie, 2017 (Masterarbeit)



## A Berechnungsbeispiel: Drehzahlen

Unter Anwendung der Gleichung (4.19) ergibt sich das lineare Gleichungssystem (A.2) in Matrixschreibweise zur Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten des Ref1 Getriebekonzepts. Über Gleichung (4.18) ist in (A.1) der Freiheitsgrad und damit die Anzahl der notwendigen Randbedingungen für alle Fahrbereiche berechnet.

$$N_{RB} = 16 - 12 - 3 = 1 \quad (\text{A.1})$$

Als notwendige Randbedingung ist eine Winkelgeschwindigkeit, hier an der Getriebeeingangswelle, vorgegeben. Das lineare Gleichungssystem (A.2) beschreibt den ersten Fahrbereich, vergleiche Abbildung 2.6, welcher durch Schließen der Schaltelemente SE1, SE5 und SE6 gekennzeichnet ist.



## B Berechnungsbeispiel: Stirnradverzahnung

Vorgegeben durch das Getriebeschema sind:

$$T_1 = 215 \text{ Nm}, i = -4, l_{a,\text{soll}} \approx 50 \text{ mm}$$

Benötigte Parameter für die Verzahnung sind:

$$\text{U-Faktor} = 250 \text{ N/mm}, \text{K-Faktor} = 12 \text{ N/mm}^2, \beta = 20^\circ, \alpha_T = 22.5^\circ, \alpha_W = 20^\circ, \\ m_n = 3$$

Berechnung des Achsabstandes  $l_a$ :

$$d_2 = m_n \frac{\text{U-Faktor } u + 1}{K^2} \frac{1}{u} \quad (\text{B.1})$$

$$z_2 = d_2 \frac{\cos \beta}{m_n} \quad (\text{B.2})$$

$$z_1 = \frac{z_2}{u} \quad (\text{B.3})$$

$$d_{WKi} = d_i \frac{\cos \alpha_T}{\cos \alpha_W} \text{ mit } i = 1, 2 \text{ (Rad, Ritzel)} \quad (\text{B.4})$$

$$l_a = \frac{d_{WK1} + d_{WK2}}{2} \approx 50 \text{ mm} \quad (\text{B.5})$$

Falls der gewünschte Achsabstand nicht erreicht wird, sollte die Berechnung von B.1 bis B.5 mit einem neuen Satz K- und U-Faktoren wiederholt werden. Ist der gewünschte Achsabstand mit ausreichender Genauigkeit er-

reicht, so kann die Berechnung der Zahnbreite  $b$  erfolgen:

$$F_t = \frac{2.000 \cdot T_i}{d_i} \text{ mit } i = 1, 2 \text{ (Rad, Ritzel)} \quad (\text{B.6})$$

$$b = \left| \frac{F_t}{m_n U} \right| \approx 29 \text{ mm} \quad (\text{B.7})$$

$$(\text{B.8})$$

Anschließend kann das Verhältnis aus Zahnbreite  $b$  und Teilkreisdurchmesser  $d_i$  berechnet werden, um die Plausibilität des Ergebnisses zu prüfen. Die Berechnung der Planetengetriebe verläuft analog, wobei hier anstatt des Achsabstands  $l_{a,soll}$  der Teilkreisdurchmesser des Hohlrads  $d_r$  vorgegeben wird.

## C Allgemeingültige Zusammenhänge leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe

Für die einfache Beschreibung der allgemeingültigen Zusammenhänge von stufenlos leistungsverzweigten Getrieben mit Hilfe des Wolf-Schemas ist nach [För96] der Einsatz einer generalisierten Standübersetzung sinnvoll. Mit ihr stellt sich die Gleichung nach WILLIS wie in (C.1) dar. Übertragen auf die Willis-Gleichung ist dann die Sonne mit dem Abtrieb, der Steg mit dem Variator und das Hohlrad mit dem Antrieb angebunden.

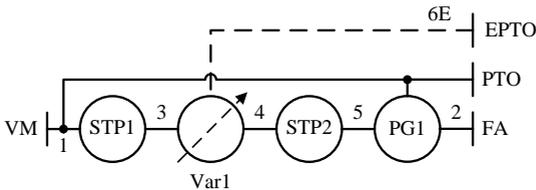
$$0 = \omega_{s, \text{Abtrieb}} + (i_0 - 1) \cdot \omega_{t, \text{Variator}} - i_0 \cdot \omega_{r, \text{Antrieb}} \quad (\text{C.1})$$

Anschließend kann eine Umrechnung der generalisierten Standübersetzung unter Beibehaltung der kinetischen und kinematischen Zusammenhänge bei anderer Anbindung an das Planetengetriebe erfolgen.

Dieses Kapitel beschreibt zunächst die allgemeingültigen Zusammenhänge für elektrische IC- und OC-Strukturen mit und ohne Berücksichtigung der EPTO-Schnittstelle. Abschließend findet eine Herleitung der minimal benötigten Variatorleistung in Abhängigkeit der Spreizung für IC-, OC- und CC-Strukturen statt.

## C.1 IC-Strukturen

Abbildung C.1 zeigt das Wolf-Schema eines IC-Getriebes. Es handelt sich dabei um ein Beispiel mit zwei Stirnradstufen und einem Planetengetriebe. Die Anbindung des Antriebes, Abtriebes und des Variators erfolgt nach Gleichung (C.1).



$$(2\ 5\ 1 - 1\ 1)(1\ 0\ 3 - 1\ 2)(4\ 0\ 5 - 2\ 1)(3\ 6E\ 4 - 2\ 2)(1\ VM)(1\ PTO)(2\ FA)(6E\ EPTO)$$

Abbildung C.1: Wolf-Schema einer IC-Struktur

Die Ratio  $R$ , also die invertierte Getriebeübersetzung, bietet sich für die Darstellung der allgemeingültigen Zusammenhänge stufenloser Getriebe an, da sie bei Fahrzeugstillstand den Wert null annimmt. Die Berechnung der Ratio nach Gleichung (C.2) erfolgt mit Hilfe der gegebenen Übersetzungen im Getriebe.

$$R = i_{0,PG1} - \frac{i_{0,PG1} - 1}{i_{STP1} \cdot i_{STP2} \cdot i_{Var1}} \quad (C.2)$$

Für die IC-Struktur ergeben sich dann die Variatorordrehzahlen und die Variatorleistungen über die Gleichungen in (C.3) und (C.4). Dabei beziehen sich diese Größen immer auf die Werte, die am Getriebeeingang anliegen und sind daher mit einer Tilde gekennzeichnet. Es gilt  $\tilde{x} = \frac{x}{x_1}$ .

$$\tilde{n}_3 = \frac{1}{i_{STP1}} \quad \tilde{n}_4 = -\frac{i_{STP2} \cdot (R - i_{0,PG1})}{i_{0,PG1} - 1} \quad (C.3)$$

Für die Berechnung des Leistungsflusses müssen neben der Ratio und der Standgetriebeübersetzung auch die zusätzlichen Leistungsschnittstellen der PTO und der EPTO berücksichtigt werden.

$$\begin{aligned}\tilde{P}_{Var1,3} &= \frac{i_{0,PG1} \cdot (\tilde{P}_{PTO} + \tilde{P}_{EPTO} + 1)}{R} - \tilde{P}_{PTO} - 1 \\ \tilde{P}_{Var1,4} &= -\left(\frac{i_{0,PG1}}{R} - 1\right) \cdot (\tilde{P}_{PTO} + \tilde{P}_{EPTO} + 1)\end{aligned}\quad (\text{C.4})$$

Tabelle C.1 beschreibt die Umrechnung der Standübersetzungen unter Beibehaltung der kinetischen und kinematischen Zusammenhänge in Abhängigkeit der Standübersetzung bei einer unterschiedlichen Anbindung (Getriebe-codierung) nach Abbildung C.1. Im gezeigten Fall entspricht  $i_{0,PG1}$  der Codierung (2 5 1).

Tabelle C.1: Umrechnung der Standübersetzung für PG1 der IC-Struktur

(5 1 2):	$\frac{1}{i_0 - 1}$	(5 2 1):	$\frac{i_0}{i_0 - 1}$
(1 2 5):	$\frac{1 + i_0}{i_0}$	(1 5 2):	$\frac{1}{i_0}$
(2 5 1):	$i_0$	(2 1 5):	$1 - i_0$

Abbildung C.2 zeigt den Leistungsfluss und die Drehzahlen der beiden Energiewandler der IC-Struktur. Es fließt im gezeigten Fall keine Leistung über die PTO oder die EPTO. Zusätzlich sind oberhalb des Diagramms die Leistungsflüsse vereinfacht ohne Stirnradpaare dargestellt und benannt<sup>1</sup>. Besonders deutlich lässt sich die Blindleistung bei negativen Ratio-Werten und im Bereich kleiner positiver Ratio-Werte bei der IC-Struktur anhand hoher Variatorleistungen erkennen. Die IC-Struktur weist eine konstante Drehzahl

<sup>1</sup> BL: Blindleistung, LT: Leistungsteilung, GLT: generatorische Leistungsteilung

$\tilde{n}_3$  über alle Ratios auf. Bei hohen Ratios befindet sich das System in Leistungsteilung.

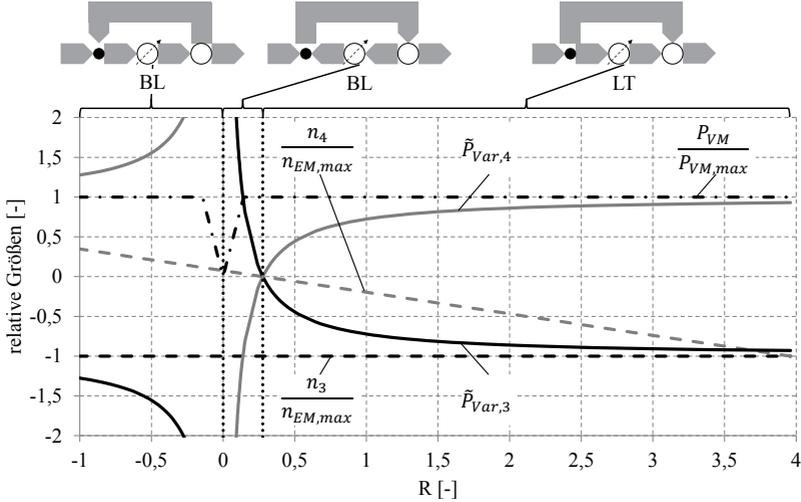


Abbildung C.2: Leistungsfluss der IC-Struktur bei  $\tilde{P}_{EPTO} = 0$

Bei Systemen mit elektrischer Leistungsentnahme an der EPTO-Schnittstelle wird der Leistungsfluss durch den elektrischen Variator beeinflusst, wie die Gleichungen der Variatorleistungen zeigen, vergleiche Gleichungen (C.4). Abbildung C.3 zeigt erneut den Leistungsfluss und die Drehzahlen der Energiewandler des IC-Systems, allerdings nun bei  $\tilde{P}_{EPTO} = -0.5$ .

Der Drehzahlverlauf bleibt im Vergleich zu Abbildung C.2 unverändert. Es kommt nun für positive Ratios zusätzlich zu einem Bereich, in dem beide Energiewandler generatorisch arbeiten. Dieser findet sich zwischen der auftretenden Blindleistung beim Anfahren und der Leistungsteilung bei hohen Ratios. Dieser Bereich wird als generatorische Leistungsteilung bezeichnet. Der Ratio-Wert im Umschaltunkt zur Leistungsteilung bleibt unverändert. Es wird also der Bereich, in dem Blindleistungen auftreten, reduziert.

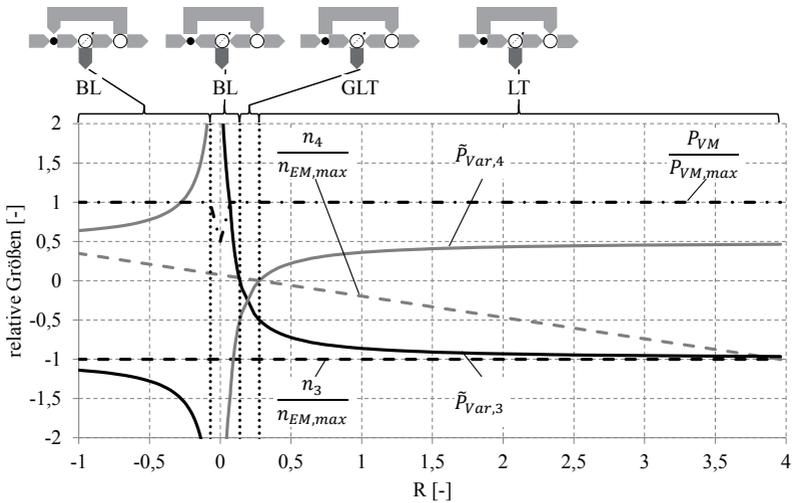
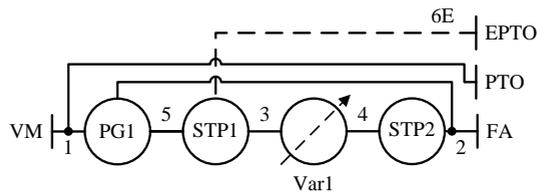


Abbildung C.3: Leistungsfluss der IC-Struktur bei  $\tilde{P}_{EPTO} = -0.5$

## C.2 OC-Strukturen

Abbildung C.4 zeigt das Wolf-Schema einer OC-Struktur. Es handelt sich dabei erneut um ein Beispiel mit zwei Stirnradstufen und einem Planetengetriebe. Die Anbindung des Antriebes, Abtriebes und des Variators erfolgt nach Gleichung (C.1).



$$(2\ 5\ 1 - 1\ 1)(5\ 0\ 3 - 1\ 2)(4\ 0\ 2 - 2\ 1)(3\ 6\ E\ 4 - 2\ 2)(1\ VM)(1\ PTO)(2\ FA)(6E\ EPTO)$$

Abbildung C.4: Wolf-Schema einer OC-Struktur

Die Berechnung der Ratio erfolgt mit Hilfe der gegebenen Übersetzungen im Getriebe, Gleichung (C.5).

$$R = \frac{\dot{i}_{0,PG1}}{i_{Var1} \cdot i_{STP1} \cdot (1 - i_{0,PG1}) - 1} \quad (C.5)$$

Mit Hilfe von  $R$  lassen sich auch die Variatordrehzahlen sowie Variatorleistungen beschreiben, vergleiche Gleichungen (C.6) und (C.7).

$$\tilde{n}_3 = -\frac{R - i_{0,PG1}}{i_{STP1} \cdot (i_{0,PG1} - 1)} \quad \tilde{n}_4 = R \cdot i_{STP2} \quad (C.6)$$

Für die Berechnung des Leistungsflusses müssen wie bei der IC-Struktur neben der Ratio und der Standgetriebeübersetzung auch die zusätzlichen Leistungsschnittstellen der PTO und der EPTO berücksichtigt werden.

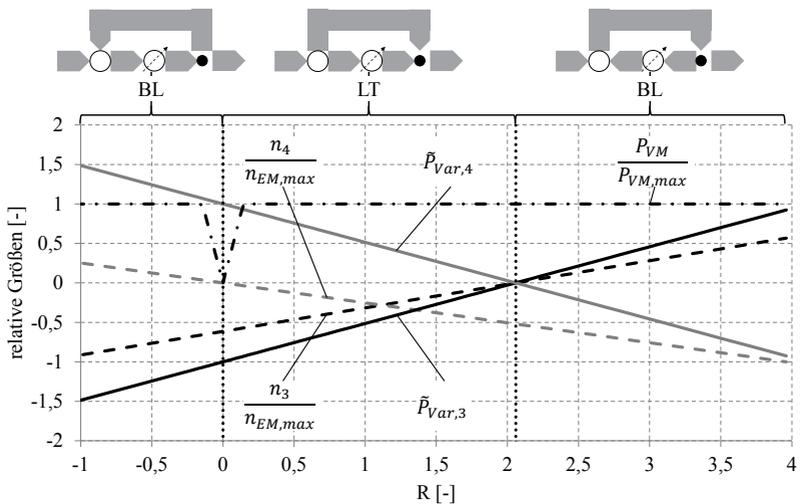
$$\begin{aligned} \tilde{P}_{Var1,3} &= \frac{(R - i_{0,PG1}) \cdot (\tilde{P}_{PTO} + 1)}{i_{0,PG1}} \\ \tilde{P}_{Var1,4} &= \tilde{P}_{EPTO} - \frac{(R - i_{0,PG1}) \cdot (\tilde{P}_{PTO} + 1)}{i_{0,PG1}} \end{aligned} \quad (C.7)$$

Tabelle C.2 beschreibt wieder die Umrechnung der Standübersetzungen unter Beibehaltung der kinetischen und kinematischen Zusammenhänge in Abhängigkeit der Standübersetzung bei verschiedener Anbindung des PG1 über den Getriebe-Code. Nach Abbildung C.1 entspricht die Codierung (2 5 1) der Standübersetzung  $i_{0,PG1}$ .

Abbildung C.5 zeigt den Leistungsfluss und die Drehzahlen der beiden Energiewandler der OC-Struktur. Der Betrag der Drehzahl  $n_4$  des drehfest mit dem Abtrieb gekoppelten Energiewandlers steigt linear mit der Ratio. Die Variatorleistungen reduzieren sich in Leistungsteilung beim Anfahren bis zum Erreichen rein mechanischer Leistungsübertragung bis auf den Wert 0. Bei Rückwärtsfahrt und hohen Ratio-Werten wird das System in Blindleistung betrieben und zeigt Leistungswerte in den Energiewandlern  $> 1$ .

Tabelle C.2: Umrechnung der Standübersetzung für PG1 der OC-Struktur

(5 1 2):	$\frac{1}{1-i_0}$	(5 2 1):	$\frac{i_0}{i_0+1}$
(1 2 5):	$\frac{i_0-1}{i_0}$	(1 5 2):	$\frac{1}{i_0}$
(2 5 1):	$i_0$	(2 1 5):	$1-i_0$

Abbildung C.5: Leistungsfluss im OC-Beispiel bei  $\tilde{P}_{EPTO} = 0$ 

Auch die OC-Struktur zeigt – wie bereits das IC-Beispiel – bei Leistungsentnahme an der EPTO-Schnittstelle einen Bereich, in dem das Getriebe mit generatorischer Leistungsteilung arbeitet, vergleiche Abbildung C.6.

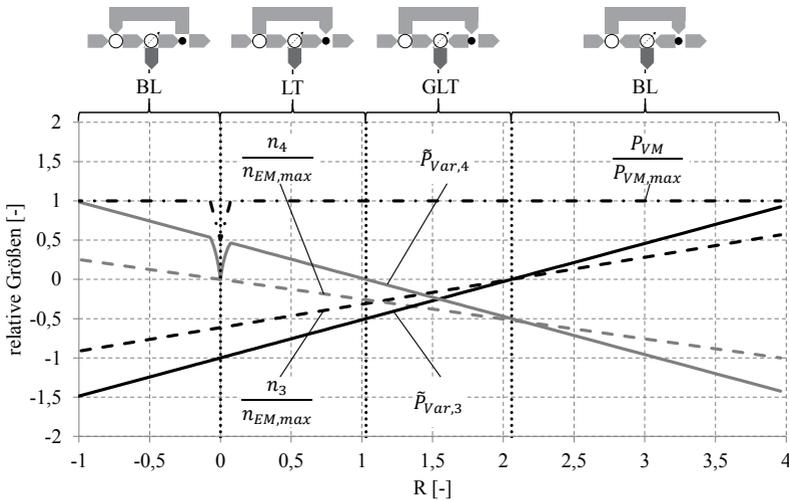


Abbildung C.6: Leistungsfluss im OC-Beispiel bei  $\tilde{P}_{EPTO} = -0.5$

### C.3 Herleitung der minimalen Variatorleistung in Abhängigkeit der Spreizung

Dieses Kapitel beschreibt die Herleitung der Leistungsaufnahme im Variator in Abhängigkeit der Fahrbereichspreizung für unterschiedliche Kopplungsarten. Die Herleitung der Zusammenhänge erfolgt exemplarisch anhand der IC-Struktur aus Abbildung C.1. Es wird von einer verlustfreien Berechnung ohne PTO- und EPTO-Leistungen ausgegangen. Gleichung (C.8) beschreibt die Leistungsaufnahme der Energiewandler unter diesen Voraussetzungen.

$$\tilde{P}_{Var1,3} = -\tilde{P}_{Var1,4} = \frac{i_{0,PG1}}{R} - 1 \quad \text{für} \quad \tilde{P}_{EPTO} = 0, \tilde{P}_{PTO} = 0 \quad (C.8)$$

Nach [NBL07] wird die Spreizung  $\varphi$  eines Schaltgetriebes als das Verhältnis der größten zur kleinsten Getriebeübersetzung bestimmt. Dies ist bei stufenlosen Getriebebestrukturen im Stillstand nicht sinnvoll anwendbar, da das Übersetzungsverhältnis bei stehender Getriebeabtriebswelle nicht berech-

net werden kann. In der folgenden Herleitung der Standübersetzung  $i_{0,PG1}$  in (C.9) gilt daher  $R_1 > R_2$  sowie  $R_1 \cup R_2 > 0$ .

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{R_1}{R_2} \\ \tilde{P}_{Var}(R_1) &= \frac{i_{0,PG1}}{R_1} - 1 \\ \tilde{P}_{Var}(R_2) &= \frac{i_{0,PG1}}{R_2} - 1 \\ \tilde{P}_{Var}(R_1) + \tilde{P}_{Var}(R_2) &\stackrel{!}{=} 0 \\ \Rightarrow i_{0,PG1} &= \frac{2 \cdot R_2 \cdot \varphi}{\varphi + 1} \end{aligned} \tag{C.9}$$

Die Leistungsaufnahme einer IC-Struktur ist genau dann minimal, wenn der Betrag der Leistung bei niedriger Ratio  $R_2$  und am Ende des Fahrbereichs bei hoher Ratio  $R_1$  identisch ist. Das Ergebnis der Herleitung aus (C.9) kann in Gleichung (C.8) mit  $R = R_2$  eingesetzt werden. Es ergibt sich die Gleichung für die minimale Variatorleistung in Abhängigkeit der Spreizung, siehe Tabelle C.3.

Tabelle C.3: Minimale Variatorleistung von IC-, OC- und CC-Strukturen

Kopplungsart	Formel	Bemerkung
IC und OC	$\frac{\varphi - 1}{\varphi + 1}$	Betrieb mit Blindleistung
CC	$\frac{\varphi - 2\sqrt{\varphi} + 1}{\varphi - 1}$	Betrieb nur im Bereich der Leistungsteilung