

Bewilligungsempfänger

GIF – Entwicklungsgesellschaft mbH
Joseph-von-Fraunhofer-Straße 7
52477 Alsdorf

Kooperationspartner

Institut für Maschinenelemente und
Systementwicklung der RWTH-Aachen
Schinkelstraße 10
52062 Aachen

Effizienzsteigerung bei Arbeitsmaschinen und kleinen Kommunalfahrzeugen durch Entwicklung eines leistungsverzweigten, stufenlosen Getriebes mit Kegel- Ring-Variator



Abschlussbericht AZ 32381/01

Mittelgeber: Deutsche Bundesstiftung Umwelt
Institutsleiter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. G. Jacobs
Verfasser: Christian Pelger, M.Sc. / Prof. Dr.-Ing. H.-D. Schneider

Aachen, den 29.06.2018

Inhalt

Abbildungsverzeichnis	II
1. Zusammenfassung	1
2. Einleitung	3
3. Vergleich des Kegel-Ring-Getriebes mit etablierten CVT-Technologien	5
4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen	7
4.1 Grundlagen zu leistungsverzweigten Getrieben	7
4.2 Automatisierter Berechnungsansatz zur LVG-Struktursynthese	9
4.3 Grundlegender Ablauf der automatisierten LVG-Optimierung	14
4.4 Aufbau des LVG-Optimierungstools	15
4.5 LVG-Optimierungsfunktionen	18
4.5.1 LVG-Optimierung - Basisfunktion.....	18
4.5.2 LVG-Optimierung bei vorgegebener Zielgeschwindigkeit.....	18
4.5.3 LVG-Optimierung mit Kupplungen	20
4.5.4 LVG-Optimierung mit hydraulischem Variator	22
4.5.5 LVG-Optimierung mit elektrischem Variator	23
5. Ermittlung einer geeigneten Versuchsanwendung	25
6. Entwicklung des Demonstrators	29
7. Versuchsdurchführung und Ergebnisdiskussion	35
7.1 Versuchsaufbau	35
7.2 Versuchsdurchführung und Ergebnisse	37
7.3 Fazit der Versuchsdurchführung	41
7.4 Ökologische Bedeutung	42
7.5 Maßnahmen zur Verbreitung der Ergebnisse	43
8. Fazit	45
9. Literaturverzeichnis	47
A Anhang	49
A.1 Drehmomentplan Rechenregeln	49
A.2 Exemplarische Ergebnisplots des Simulationstools	50
A.3 Eingabemasken des Optimierungsprogramms	51
A.4 Dokumentation	53

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Aufbau des Kegel-Ring-Getriebes	5
Abbildung 2: Konstruktive Umsetzung des KRG in automobilier Anwendung	6
Abbildung 3: Funktionsweise leistungsverzweigter Getriebe	7
Abbildung 4: Leistungsverzweigte Grundstrukturen	8
Abbildung 5: Bezeichnungskonvention für LVG	8
Abbildung 6: Lösungsneutrale LVG-Funktionselemente	9
Abbildung 7: Simscape-Element des Planetengetriebes	10
Abbildung 8: Bibliothek der LVG-Funktionselemente	11
Abbildung 9: LVG-Struktur mit Kupplungen im LVG-Berechnungstool	12
Abbildung 10: Erste Ebene der Benutzeroberfläche des LVG-Synthesetools	12
Abbildung 11: Übersichtsplot der Ergebnisauswertung	13
Abbildung 12: Funktionale Systembetrachtung „Übersetzung“	14
Abbildung 13: Grundlegende Funktionsweise der Getriebeoptimierung	15
Abbildung 14: Ablaufplan der Getriebeoptimierung	16
Abbildung 15: Pareto-Plot für eine Lastminimierung des Variators	17
Abbildung 16: LVG-Optimierungsablauf mit Geschwindigkeitsziel	19
Abbildung 17: Exemplarischer Ergebnisplot für Optimierung bei vorgegebener Maximalgeschw.	20
Abbildung 18: LVG-Optimierung mit Kupplungen	21
Abbildung 19: Ergebnisplot der LVG-Optimierung mit hydraulischen Variatoren	23
Abbildung 20: Funktionsweise der eLVG-Zielfunktion	24
Abbildung 21: Zielfunktion mit unzulässigem Leistungsbereich	24
Abbildung 22: Realisierung des Anfahrvorgangs mit mechanischem Variator	25
Abbildung 23: Leistungsvermögen vom LVG mit mech. Variator	26
Abbildung 24: Leistungsverzweigte Getriebestruktur mit 2 Fahrbereichen	27
Abbildung 25: Kombinatorisch erstellte Strukturvarianten für die Optimierung	27
Abbildung 26: Leistungsvermögen vom LVG mit mech. Variator und zwei Fahrbereichen	28
Abbildung 27: Ergebnisübersicht der LVG-Optimierung	29
Abbildung 28: Funktionsfähige Strukturvariante SRC 1	30
Abbildung 29: SRC 1 – Lasten am Planetengetriebe	30
Abbildung 30: Umsetzungskonzept des Getriebeprototyps	31
Abbildung 31: Einzelteile des LVG-Prototyps	32
Abbildung 32: Wirkungsgradprognose für Prüfgetriebe + KRG	33
Abbildung 33: Prüfaufbau	35
Abbildung 34: Anordnung der Prüfstandkomponenten	36
Abbildung 35: LVG-Box mit Messtechnik	37
Abbildung 36: Gemessene Vollastwirkungsgrade	38
Abbildung 37: Leistungsanteile bei Motor-Nenn Drehzahl	38
Abbildung 38: Gemessene KRG-Wirkungsgrade und Gesamtwirkungsgrade bei $n_{An} = 1000 \text{ min}^{-1}$	39
Abbildung 39: Teillast-Wirkungsgrade im LVG-Modus $n_{An} = 1600 \text{ min}^{-1}$	40
Abbildung 40: Teillastwirkungsgrade im LVG-Modus bei $n_{An} = 1000 \text{ min}^{-1}$	40
Abbildung 41: Beschleunigungsmessung bei $n_{An} = 800 \text{ min}^{-1}$ und 5,6 kNm Radlast	41
Abbildung 42: Ergebnisplot der Übersetzungsstufen	50

Abbildung 43: Ergebnisplot des Planetengetriebes	50
Abbildung 44: Ergebnisplot der Kupplungen	51
Abbildung 45: Eingabemaske zur Optimierung von LVG-Strukturen mit mechanischem Variator.....	51
Abbildung 46: Eingabemaske zur Optimierung von LVG-Strukturen mit hydraulischem Variator.....	52
Abbildung 47: Eingabemaske zur Optimierung von LVG-Strukturen mit elektrischem Variator	52
Abbildung 48: Eingabemaske zur Parametrierung des hydraulischen Variators.....	53
Abbildung 49: Zusammenbauzeichnung des Planetengetriebes	53
Abbildung 50: Fertigungszeichnung der Antriebswelle	54
Abbildung 51: Gehäusezeichnung	54
Abbildung 52: Control-Panel für Prüfstandversuche.....	55

1. Zusammenfassung

Ziel dieses Forschungsprojektes ist die Entwicklung eines leistungsverzweigten mechanischen Getriebes mit einem Kegel-Ring-Variator für kleine mobile Arbeitsmaschinen zur Reduzierung von Schadstoffemissionen durch Effizienzsteigerung des Antriebstrangs. Wesentlicher Bestandteil hierbei ist die Entwicklung und Dokumentation einer Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen. Die Methode soll kleine und mittelständische Unternehmen dazu befähigen, diese komplexe Technologie für ihre Anwendungsfälle zu optimieren und in praktische Anwendungen zu überführen.

Auf Basis dieser Methode wurde im Projektrahmen ein leistungsverzweigtes Getriebemodul für den Kegel-Ring-Variator der GIF-Entwicklungsgesellschaft synthetisiert und konstruktiv umgesetzt. Das Versuchsgetriebe wurde anschließend auf einem Verspannungsprüfstand vermessen, um die Wirkungsgradsteigerung gegenüber den etablierten hydrostatischen Antriebskonzepten von kleinen Arbeitsmaschinen zu validieren.

Als Zielfahrzeug für die Getriebeentwicklung wurde ein 55 kW Kleintraktor ausgewählt. Für den Hauptfahrbereich solcher Traktoren zwischen 4 und 12 km/h konnte auf den Verspannungsprüfstand ein Vollast-Gesamtwirkungsgrad von 90,5 % nachgewiesen werden. Durch die hohe Effizienz des Kegel-Ring-Variators konnten zudem auch für den Teillastbereich hervorragende Wirkungsgradwerte über 80 % erzielt werden. Gegenüber hydrostatischen Direktantrieben kann mit dem entwickelten Getriebesystem ein Effizienzzuwachs von ca. 10 bis 25 % und gegenüber hydrostatisch leistungsverzweigten Systemen um ca. 6 bis 20 % erreicht werden.

Mit den im Forschungsprojekt durchgeführten Untersuchungen, wurde das Effizienzsteigerungspotential leistungsverzweigter Getriebe mit mechanischen Variatoren für kleine mobile Maschinen validiert. Die Verbreitung der Forschungsergebnisse geschieht nach Projektende durch die aktive Kontaktaufnahme mit potentiellen Verwertern der entwickelten Technologie (Traktor- und Getriebehersteller) durch die GIF-Entwicklungsgesellschaft. Des Weiteren wird auf Basis der Erkenntnisse aus den Prüfstandversuchen ein seriennahes Umsetzungskonzept des Antriebs zur Durchführung von Feldmessungen entwickelt.

Kooperationspartner

Das Forschungsvorhaben wurde von der GIF-Entwicklungsgesellschaft mbH in Kooperation mit dem Institut für Maschinenelemente und Systementwicklung der RWTH-Aachen durchgeführt. Die Förderung erfolgte durch die Deutsche Bundesstiftung Umwelt unter dem Aktenzeichen 32381/01.

2. Einleitung

Eines der primären Ziele der europäischen Umweltpolitik ist die Reduktion von Schadstoffemissionen, um damit verbundene Gesundheits- und Klimaschäden zu verhindern. Aktuelle Bemühungen, die Schadstoffemissionen zu senken, konzentrieren sich auf industrielle Anlagen und den Straßenverkehr. Untersuchungen haben allerdings gezeigt, dass ein beträchtlicher Anteil der Luftverschmutzung auf die Verbrennungsmotoren mobiler Arbeitsmaschinen zurückzuführen ist. So sind nach Informationen der Bundesregierung bundesweit 20% der Feinstaubemissionen aus motorischer Verbrennung auf Baumaschinen zurückzuführen. Im innerstädtischen Bereich erhöht sich dieser Wert auf bis zu 50% [1]. Am Beispiel Berlin wird diese Entwicklung besonders deutlich. So entsprechen die Feinstaubemissionen mobiler Arbeitsmaschinen hier mit einem Anteil von 4%, bezogen auf die Gesamt-Feinstaubbelastung, beinahe jenen des Straßenverkehrs (7%), welcher mit einer wesentlich größeren Anzahl von Individualfahrzeugen belegt ist [2].

Originär für diese Entwicklung sind die schärferen Abgasgrenzwerte im Straßenverkehr sowie die Einführung von Umweltzonen für Pkw. Diese Diskrepanz in der Gesetzgebung zwischen Kfz- und Nfz-Bereich wurde von der EU erkannt. So gelten seit 2014 schärfere Emissionsgrenzwerte für Motoren in mobilen Arbeitsmaschinen (Tier IV final), welche durch 2020 durch eine weitere Halbierung der zulässigen Abgasstrom-Partikelmasse verschärft wird (Stage V) [3]. Da sich die Gesetzgebung hierbei lediglich auf die Verbrennungsmotoren von mobilen Arbeitsmaschinen bezieht, beschränken sich die Anstrengungen der Industrie im Wesentlichen auf Maßnahmen zur Abgasnachbehandlung.

Ein zentraler Hebel zur weiteren Verminderung der Emissionen für Baumaschinen liegt in der ganzheitlichen Optimierung des Antriebssystems. So existiert durch den Einsatz effizienter Getriebetechnologie ein erhebliches Potential zur Steigerung der Fahrzeug-Gesamteffizienz. Als Resultat sind eine Reduktion des Kraftstoffverbrauchs (und damit eine Senkung der Betriebskosten), ein Downsizing des Verbrennungsmotors und eine unmittelbar verknüpfte Senkung der Abgasemissionen möglich.

Im innerstädtischen Bereich kommen für Bau-, Mäh-, Kehr- und Schneeräumarbeiten meist Maschinen kleinerer Leistungsklasse ($P < 56 \text{ kW}$) mit stufenlosen, hydrostatischen Fahrtrieben zum Einsatz. Hierzu zählen unter anderem Stapler, Minibagger, Kommunalfahrzeuge, Aufsitzrasenmäher und Kleintraktoren. Durch den stufenlosen Antrieb ist eine Entkopplung der Fahrgeschwindigkeit von der Motordrehzahl und somit ein dauerhafter Betrieb des Dieselmotors in verbrauchsgünstigen, niedrigen Drehzahlbereichen möglich. Dieser Vorteil kann aufgrund der niedrigen Wirkungsgrade hydrostatischer Direktantriebe allerdings nicht ausgeschöpft werden. So beträgt der Gesamtwirkungsgrad hydrostatischer Antriebe im Bestpunkt maximal 81% und fällt im Teillastbereich sehr stark ab [4]. Um diesen Nachteil zu kompensieren, werden bei mittleren und großen Traktoren leistungsverzweigte Getriebe mit hydrostatischen Variatoren eingesetzt. Diese ermöglichen durch die Aufteilung der Antriebsleistung auf einen stufenlosen Variatorpfad (hydrostatisches Getriebe) und einen effizienten mechanischen Durchtrieb eine erhebliche Steigerung des Getriebewirkungsgrads.

Für eine weitere Steigerung der Antriebseffizienz ist es unerlässlich, die Verwendung einer effizienteren Variorttechnologie zu diskutieren. In diesem Zusammenhang bietet sich der Einsatz eines deutlich energieeffizienteren mechanischen Variators wie des Kegel-Ring-Getriebes der GIF-E anstelle eines

hydrostatischen Variators an. Zudem zeichnen sich mechanische Variatoren gegenüber hydraulischen Variatoren durch wesentlich geringere Geräuschemissionen aus, was sie besonders für die in urbanen Räumen eingesetzten mobilen Arbeitsmaschinen qualifiziert. Der Nachteil heutiger mechanischer Variatoren liegt im prinzipbedingt eingeschränkten Verstellbereich (Getriebespreizung) und der fehlenden Eignung als Anfahrlement, sodass ihr Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen erst in Verbindung mit einem leistungsverzweigten Getriebe zielführend ist. So kann durch das Mittel der Leistungsverzweigung eine Spreizungsvergrößerung erreicht und die Anfahrfunktion durch einen blindleistungsbehafteten Betrieb bei niedrigen Geschwindigkeiten realisiert werden. Die durch mechanische Variatoren übertragbaren Momente sind wegen der Pressungen in den Reibkontakten auf etwa 400 Nm beschränkt [5], aber für die Anwendung in kleinen Traktoren und kleinen mobilen Arbeitsmaschinen durchaus ausreichend.

Ziel des Forschungsprojektes ist die Entwicklung eines leistungsverzweigten mechanischen Getriebes mit einem Kegel-Ring-Variator für kleine mobile Arbeitsmaschinen zur Reduzierung von Schadstoffemissionen durch Effizienzsteigerung des Antriebstrangs. Wesentlicher Bestandteil hierbei ist die Entwicklung und Dokumentation einer Methodik zur Auslegung leistungsverzweigter Getriebestrukturen. Abgeleitet sollen Softwaretools entwickelt werden, mit denen geeignete leistungsverzweigte Getriebestrukturen synthetisiert werden können. Die entwickelten Auslegungsmethoden sollen KMU dazu befähigen, diese komplexe Technologie für ihre Anwendungsfälle zu optimieren und in praktische Anwendungen zu überführen. Auf Basis der im ersten Projektabschnitt entwickelten Methode soll im zweiten Projektabschnitt ein Versuchsmuster des LVG-Getriebes mit Kegel-Ring-Variator ausgelegt, konstruiert, gefertigt und auf einem Prüfstand die Wirkungsgradsteigerung gegenüber herkömmlichen hydrostatischen Antriebssträngen validiert werden.

3. Vergleich des Kegel-Ring-Getriebes mit etablierten CVT-Technologien

Derzeit existieren auf dem Markt zwei ausgeführte Leistungsverzweigungsgetriebe (LVG) mit mechanischen Variatoren für Traktoren. Diese sind das Toroidgetriebe der Firma Torotrak sowie ein Zuggliederbandgetriebe der Firma Oerlikon Graziano. Beide Variatorkonzepte benötigen hohe Anpressdrücke und Stellkräfte, welche durch hydrostatische Aktuatoren realisiert sind. Der hierfür erforderliche Leistungsbedarf vermindert den Effizienzvorteil gegenüber der rein hydrostatischen Antriebstechnik erheblich [6]. So sind bei einem Umschlingungsgetriebe nach [RESCH [7]] mit Leerlaufverlusten von 8% der Nennleistung zu rechnen, welche zu einem Großteil auf die Ölversorgung der hydrostatischen Aktuatorik zurückzuführen ist. Der mittlere Gesamtwirkungsgrad von mechanischen Stufenlosgetrieben beläuft sich für anpressdruckgeregelte Systeme auf 80% bis 86% [8]. Für Systeme ohne leistungsbedarfsgerechte Anpressdruckregelung reduzieren sich die Wirkungsgrade sogar auf 70% bis 80% [8]. Die Bereitstellung der hydraulischen Anpress- und Stellenergie hat folglich einen großen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Getriebes. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wird daher das Kegel-Ring-Getriebe (KRG) als mechanisches Stufenlosgetriebe eingesetzt, dessen Stelleinheit ohne hydrostatische Linearaktuatoren umgesetzt ist. Die Vorspannung dieses Getriebes geschieht entkoppelt von der Stellfunktion rein mechanisch.

Das Kegelringgetriebe ist ein stufenloses Reibradgetriebe, bei dem das Übersetzungsverhältnis durch das Reibradienverhältnis zweier Stahlkegel mit zwischenliegendem Ring definiert wird (vgl. Abbildung 1). Um die Übersetzung des Kegel-Ring-Getriebes zu variieren, wird der Ring entlang seiner Hochachse verkippt, sodass er in Folge selbsttätig entlang der Kegelachsen wandert. Die hierfür notwendige Stellbewegung wird mithilfe eines Servomotors erzeugt, welcher den Rahmen der Verstellbrücke neigt. Die Stelleinrichtung ist elektromechanisch ausgeführt und besitzt mit lediglich 25W einen sehr geringen Leistungsbedarf.

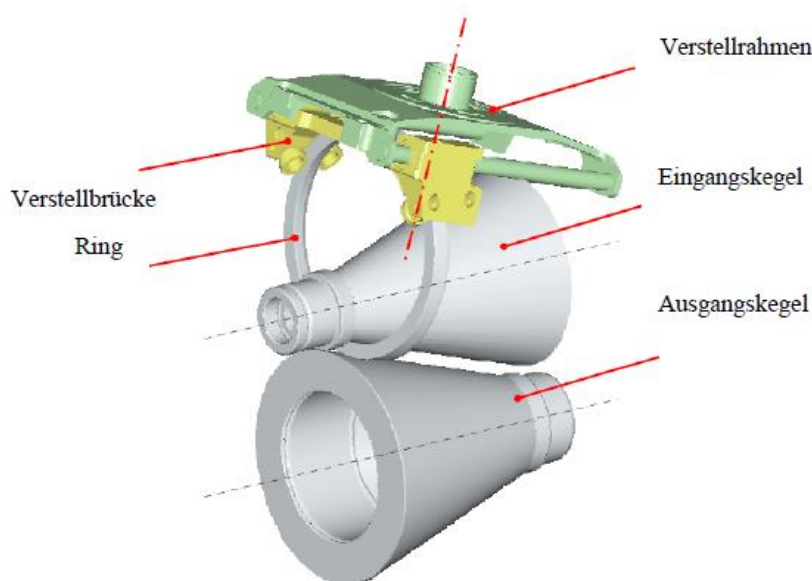


Abbildung 1: Aufbau des Kegel-Ring-Getriebes

3. Vergleich des Kegel-Ring-Getriebes mit etablierten CVT-Technologien

Die Vorspannung zur reibschlüssigen Kraftübertragung wird durch ein Tellerfederpaket aufgebracht, welches platzsparend im Abtriebskegel untergebracht ist. Bei Stoßbelastungen sorgt ein Kugelrampensystem im Kegel für eine dynamische Erhöhung der Anpresskraft und verhindert damit ein Durchrutschen des Rings. Aufgrund der Tauchschmierung des Variators und einer rein mechanischen Anpresseinheit zur Klemmkrafterzeugung benötigt das KRG keine Hydraulikversorgung. Daraus resultieren hohe Wirkungsgrade, geringe Leerlaufverluste und ein niedriges Gewicht. Schon ab ca. 10% Nennmoment werden Wirkungsgrade von über 90% erreicht. Mit steigendem Moment werden Werte über 95% erreicht [9]. Dabei zeigt der Wirkungsgrad über einen großen Übersetzungsbereich nur eine geringe Abhängigkeit von der Übersetzung. Abbildung 2 zeigt die konstruktive Umsetzung des KRG für eine Anwendung als PKW-Getriebe.

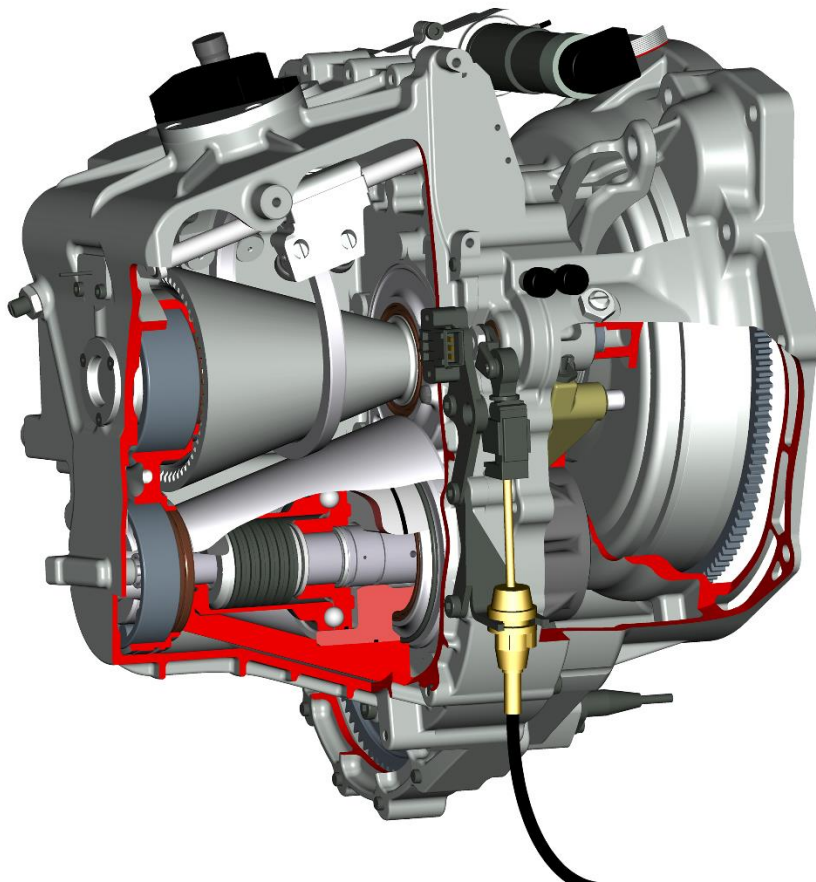


Abbildung 2: Konstruktive Umsetzung des KRG in automobilier Anwendung

4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen

Leistungsverzweigende Getriebe mit hydrostatischen Variatoren (LVG) haben sich als dominierende Antriebstechnologie in der Landmaschinenbranche etabliert. Im Vergleich zu gestuften Lastschaltgetrieben bieten stufenlose Antriebe einen deutlichen Komfortgewinn, ermöglichen eine präzisere Prozessführung und erlauben eine bessere Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Motorleistung. Der enorme Erfolg der LVG in der Landmaschinenbranche zeigt das Potential zur Umsetzung dieser Technologie für weitere Fahr- und Arbeitsaufgaben in der Baumaschinenbranche, für kommunale Anwendungen oder für den schienen- und straßengebunden Personenverkehr. Die Anwendungsmöglichkeiten sind vielfältig und erfordern die Entwicklung anwendungsspezifischer LVG-Konzepte, welche hinsichtlich struktureller Umsetzung und deren Parametrierung optimiert werden müssen.

4.1 Grundlagen zu leistungsverzweigten Getrieben

Bei leistungsverzweigten Getrieben wird die Antriebsleistung einer Verbrennungskraftmaschine (VKM) gemäß Abbildung 3 auf ein stufenlos verstellbares Variatorelement und einen mechanischen Leistungspfad aufgeteilt. Das Variatorelement kann beispielsweise durch ein hydrostatisches Getriebe, ein elektrisches Getriebe oder ein mechanisches CVT-Getriebe realisiert werden. Die Leistungsteilung und -zusammenfassung geschieht üblicherweise durch ein Planetengetriebe mit festem Drehmomentverhältnis und einer Stirnradstufe mit festem Drehzahlverhältnis.

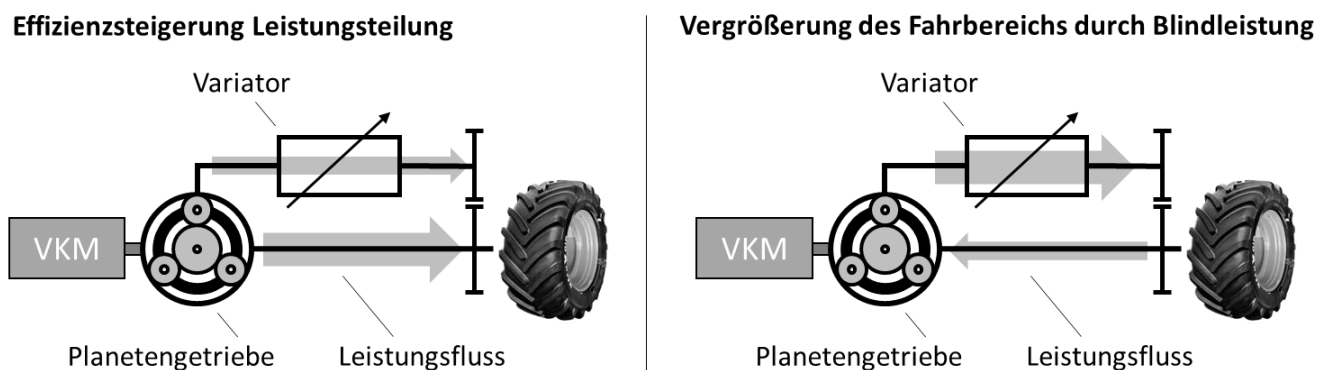


Abbildung 3: Funktionsweise leistungsverzweigter Getriebe

Gemäß Abbildung 3 lassen sich mit LVG zwei unterschiedliche Betriebsmodi realisieren. So kann wie links dargestellt, ein Teil der Antriebsleistung mit sehr hohem Wirkungsgrad zum Abtrieb geleitet werden, sodass der über das ineffizientere Variatorelement geleitete Leistungsfluss abnimmt. Hierdurch ist eine Wirkungsgradsteigerung des Antriebssystems möglich. Alternativ lassen sich in leistungsverzweigten Getriebestrukturen auch Blindleistungsflüsse erzeugen, die den Variator zusätzlich belasten und damit die Getriebespreizung (Verhältnis von maximaler und minimaler Fahrgeschwindigkeit) erhöhen (vgl. Abbildung 3, rechts).

Die Übertragungseigenschaften leistungsverzweigter Getriebe werden im Wesentlichen von der Positionierung des Planetengetriebes und des Drehzahlknotens in der leistungsverzweigten Struktur

4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen

bestimmt. Abbildung 4 veranschaulicht die 3 LVG-Grundstrukturen. Abhängig von der Position des Drehzahlknotens am Getriebe Aus- oder Eingang, wird zunächst zwischen ausgangsgekoppelten (engl. Output Coupled) und eingangsgekoppelten (engl. Input Coupled) Getrieben unterschieden. Befindet sich das Variatorelement zwischen zwei gekoppelten Planetengetrieben werden die zugehörigen LVG als Compound Coupled bezeichnet. Die in Abbildung 4 dargestellten Kurven veranschaulichen das Übertragungsverhalten der LVG-Strukturen anhand der sogenannten Powerflow-Curves. Hierbei wird der Leistungsanteil des Variators auf die Eingangsleistung bezogen und über der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Bei ausgangsgekoppelten LVG-Strukturen ergibt sich hieraus ein linearer Zusammenhang. Im Anfahrbereich fließt die gesamte Antriebsleistung über das Variatorelement und nimmt mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit linear ab. Bei eingangsgekoppelten LVG nimmt die Übertragungsfunktion eine hyperbolische Form an. Die Übertragungsfunktion von Compound LVG ergibt sich immer aus einer Superposition der Übertragungsfunktionen von ein- und ausgangsgekoppelten Getriebestrukturen.

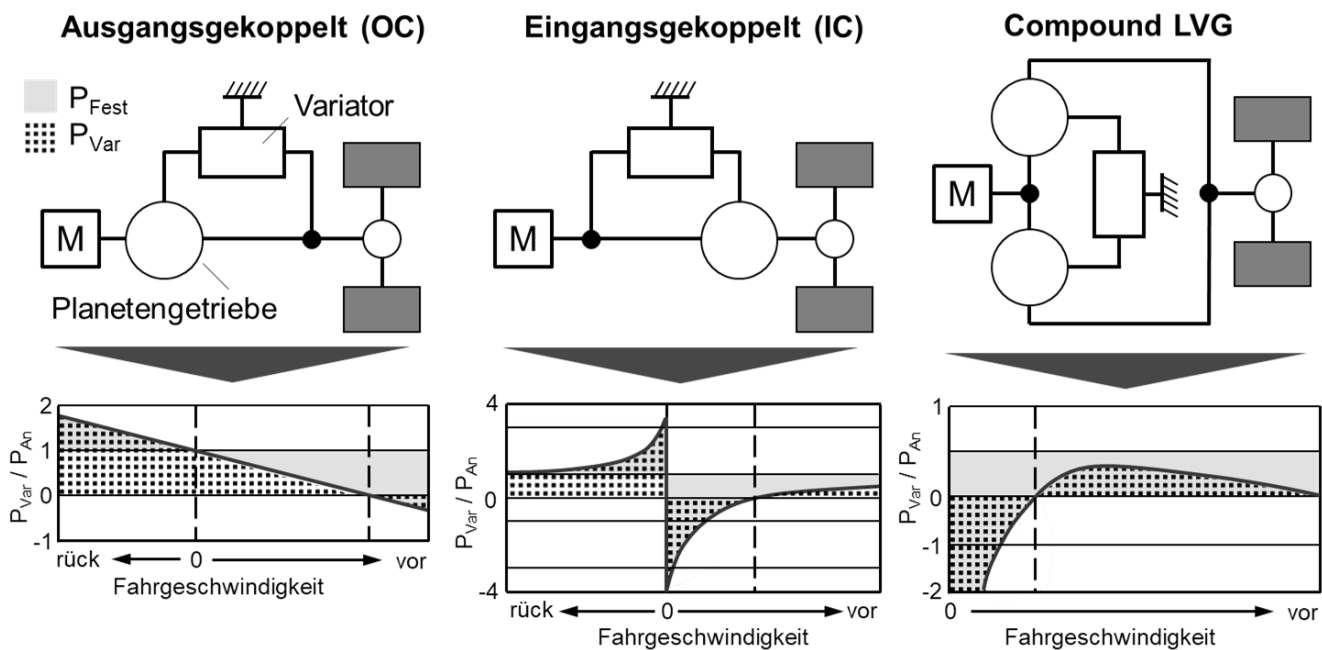
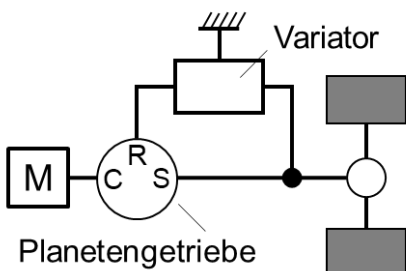


Abbildung 4: Leistungsverzweigte Grundstrukturen

Da die Steigung der gezeigten Kurven-, sowie die Aufteilung der Drehmomente zwischen Variatorpfad und mechanischen Durchtrieb im Wesentlichen von der baulichen Integration des Planetengetriebes abhängen, existiert für die eingangs- und ausgangsgekoppelten LVG die in Abbildung 5 dargestellte Bezeichnungskonvention nach [Resch].

Bsp.: OC - RSC



IC / OC - R S C

- └─ R ── Anbindung an den An- oder Abtrieb
- └─ S ── Anbindung an den mechanischen Zweig
- └─ C ── Anbindung an den Variatorpfad

Abbildung 5: Bezeichnungskonvention für LVG

Für die eingangs- und ausgangsgekoppelten LVG lassen sich durch eine kombinatorische Verbindung der Planetengetriebe-Pfade mit dem An-/Abtrieb, dem mechanischen Zweig und dem Variatorpfad insgesamt 12 verschiedene LVG-Grundstrukturen erzeugen. Für eine ideale Ausnutzung der Variatoreigenschaften ist es i.d.R. erforderlich weitere Übersetzungsstufen in den Leistungsflusspfaden zu platzieren. Um den Spreizungsbereich der LVG zu erhöhen, besitzt die überwiegende Anzahl umgesetzter LVG zudem mehrere Fahrbereiche, deren Wechsel durch mechanische Schaltstufen innerhalb der Getriebestruktur realisiert wird.

Durch die Integration zusätzlicher Übersetzungsstufen und Kupplungen ergibt sich für die LVG-Struktursynthese sehr schnell eine Variantenvielfalt, die sich nur schwer mit analytischen Mitteln beherrschen lässt. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wird daher eine Methode entwickelt, um mithilfe eines Optimierungswerkzeugs eine effiziente Parametrierung und Bewertung von LVG-Strukturen zu ermöglichen.

4.2 Automatisierter Berechnungsansatz zur LVG-Struktursynthese

Klassischerweise werden leistungsverzweigende Getriebe mit Hilfe des Wolf'schen Drehmomentplans [10] berechnet. Hierbei werden die erforderlichen Getriebeelemente wie Stirnradstufen, Planetengetriebe, Wellenverbindungen und Variatoren auf lösungsneutrale Funktionselemente reduziert und zu Getriebesystemen zusammengesetzt. Abbildung 6 veranschaulicht die zugehörige Symbolsprache.

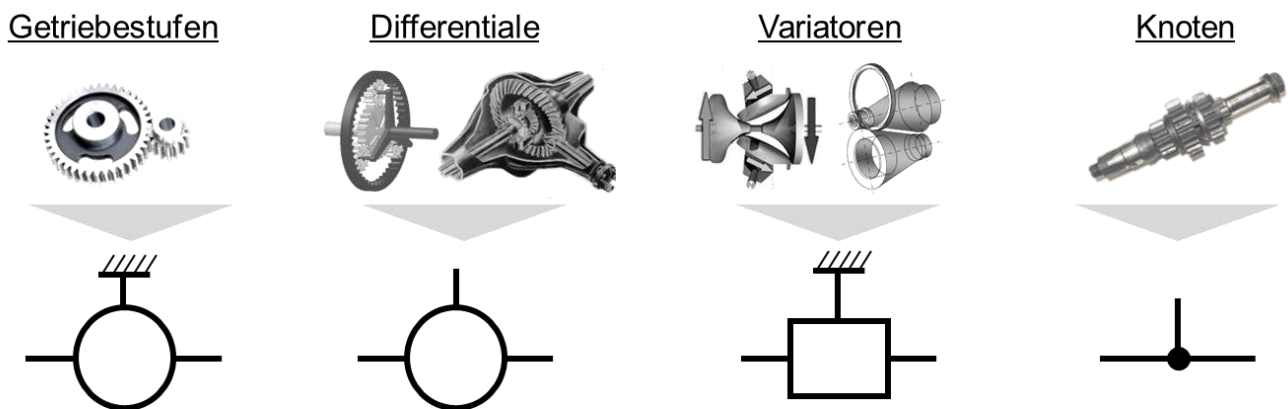


Abbildung 6: Lösungsneutrale LVG-Funktionselemente

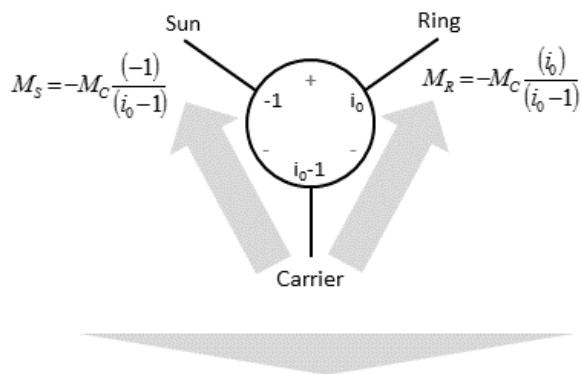
Die Methode erlaubt es, die analytische Übertragungsfunktion idealisierter leistungsverzweigender Getriebe herzuleiten und eignet sich damit insbesondere zur „händischen“ Berechnung von gestaltlosen LVG-Funktionsstrukturen, von denen anschließend geeignete Getriebeschemata (Räderpläne) abgeleitet werden. Die grundlegenden Formelzusammenhänge und Rechenregeln können Anhang A.1 entnommen werden.

Um die Berechnung und Optimierung leistungsverzweigter Getriebe zu automatisieren, wird ein physikalisch-leistungsbasierter Simulationsansatz eingesetzt, welcher auf der Drehmomentplan-Berechnungsmethodik nach Wolf [WOL58] basiert. Als Simulationsplattform wird Matlab verwendet. So bietet Matlab mit dem Softwaremodul „Simscape“ bereits ein Simulationswerkzeug, welches die wesentlichen Funktionen zur Simulation physikalischer Systeme bietet. Die Programmiersprache ist

4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen

quelloffen, sodass eigene Funktionselemente erstellt und in Bibliotheken abgelegt werden können. Die für eine Optimierung notwendige Automatisierung von Variationsrechnungen geschieht durch die Matlab-Syntax. Für eine einfache Bedienung können zudem Ein- und Ausgabemasken definiert werden. Weiterhin ist es möglich, die in Matlab erstellten Modelle in C-Code zu konvertieren. Da Matlab in den Ingenieurwissenschaften sehr weit verbreitet ist, wird zudem sichergestellt, dass das entwickelte Simulationstool durch eine breite Anwenderschaft weiterentwickelt werden kann.

Zur Automatisierung des Berechnungsablaufs wurden zunächst sämtliche, lösungsneutrale LVG-Funktionselemente in die Simscape-Simulationsumgebung integriert. Hierzu zählen Elemente für den An- und Abtrieb, Übersetzungen, Differentiale, Variatoren und Kupplungen. Im Gegensatz zum signalflussbasierten Matlab-Simulink, werden bei Simscape-Elementen stets Leistungen ausgetauscht, welche sich im Fall eines mechanischen GetriebeNetzwerks aus dem Produkt von Drehzahl und Drehmoment zusammensetzen. Beide Größen werden richtungsunabhängig in den Simscape Elementen definiert. Abbildung 7 veranschaulicht beispielhaft die Formeldefinitionen des Simscape-Planetengetriebe-Elements.



```

equations
S.w == i_0*R.w + (1-i_0)*C.w; } Definition der Drehzahlverhältnisse
let
P_s = S_t * (S.w - C.w); } Bestimmung der Sonnenrad-Wälzleistung
in
if sign(P_s) > 0
S_t == (1/(i_0*eta_0 - 1)) * C_t;
R_t == - (i_0*eta_0/(i_0*eta_0 - 1)) * C_t;
elseif sign(P_s) < 0
S_t == (1/((i_0/eta_0) - 1)) * C_t;
R_t == - ((i_0/eta_0)/((i_0/eta_0) - 1)) * C_t;
else
S_t == (1/(i_0 - 1)) * C_t;
R_t == - (i_0/(i_0 - 1)) * C_t;
end
end
end
end

```

Bestimmung der Drehmomente in Abh. der Leistungsflussrichtungen

Abbildung 7: Simscape-Element des Planetengetriebes

Die Planetengetriebe-Anschlüsse sind durch die Buchstaben S(=Sun) für die Sonne, R(=Ring) für das Hohlrad und C(=Carrier) für den Steg gekennzeichnet. Sämtliche Variablen die mit einem .w abgesetzt sind, beschreiben die zugehörigen Drehzahlen, während sämtliche Elemente mit einem abgesetzten _t die Drehmomentgleichungen beschreiben. Die Gleichung zur Bestimmung der Drehzahlverhältnisse entspricht der Grundgleichung nach Willis. Die Drehmomentgleichungen und -vorzeichen entsprechen der Wolf'schen Planetengetriebe-Definition [10] (vgl. Anhang A.1). Die Berücksichtigung von Verlusten

4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen

geschieht durch Berechnung des Wälzleistungsvorzeichens der Sonne. Abhängig von dessen Richtung findet eine Fallunterscheidung statt, bei der der Verlustfaktor η_{a0} entsprechend der Definition nach Müller [11] mit der Standübersetzung multipliziert, bzw. dividiert wird. Die Verlustberechnung kann mithilfe konstanter Verlustkennwerte, kennfeldabhängig oder auf Basis empirischer Verlustmodelle vorgegeben werden.

Die Modellbildung aller übrigen LVG-Funktionselemente erfolgt analog auf Basis der Drehmomentplan-Berechnungskonventionen nach Wolf. Die so erstellten LVG-Funktionselemente wurden anschließend in eine Elementbibliothek mit graphischer Benutzeroberfläche integriert. Zusätzlich zu den lösungsneutralen Funktionselementen wurden für die Variatoren auch umsetzungsspezifische Blöcke integriert. Hierzu zählt unter anderem ein hydraulischer Variator, der die an den Elementknoten anliegenden, mechanischen Leistungsgrößen Drehmoment und Drehzahl in die internen hydraulischen Leistungsgrößen Druck und Volumenstrom umrechnet. Für das Kegel-Ring-Getriebe (KRG) wurde ein Verlustkennfeld integriert. Abbildung 8 zeigt exemplarisch die Bibliotheksstruktur, sowie das geöffnete Element des Kegel-Ring-Variators.

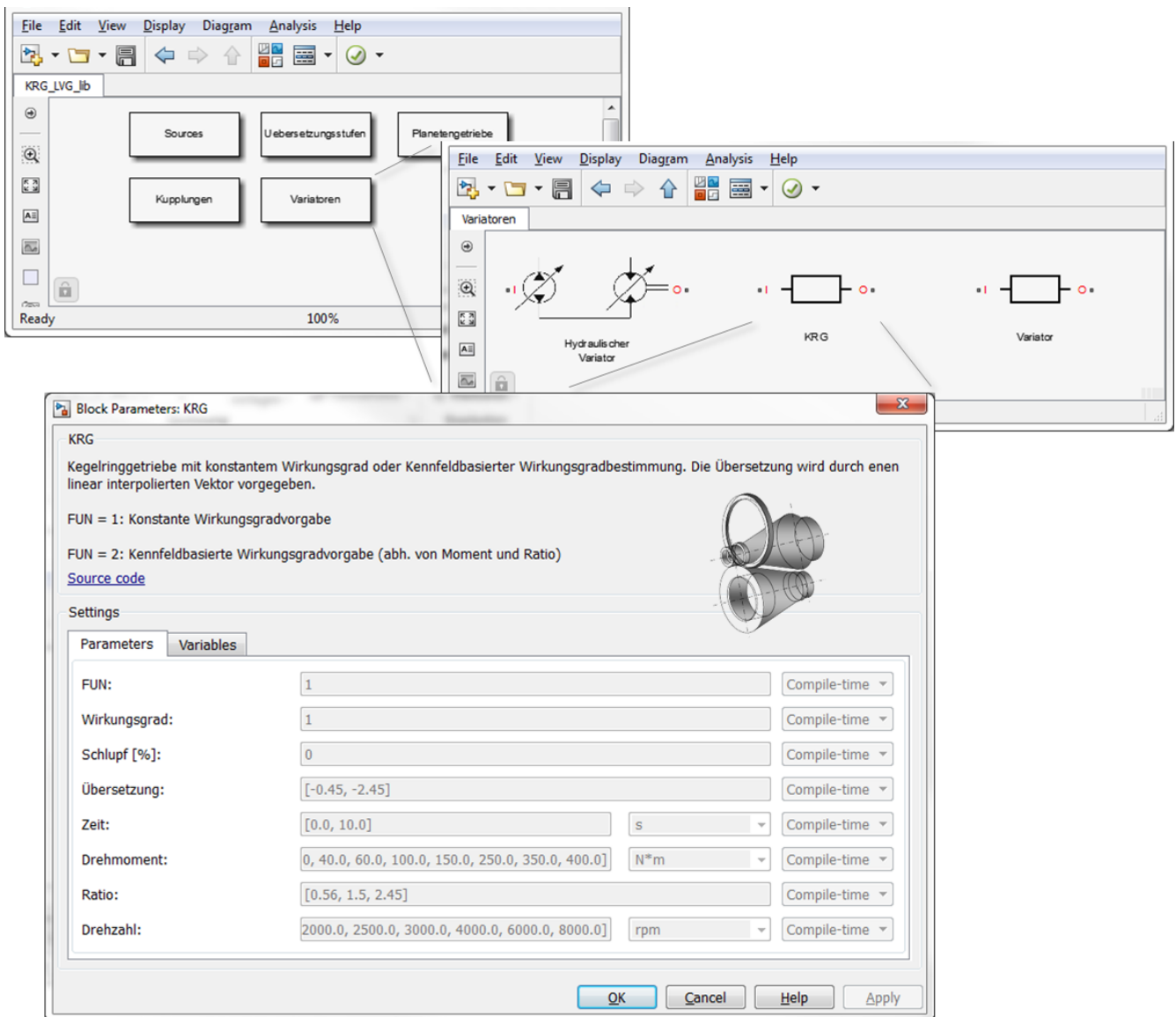


Abbildung 8: Bibliothek der LVG-Funktionselemente

4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen

Mithilfe der Elementbibliothek können auf einfache Art- und Weise LVG-Strukturen erstellt und berechnet werden, indem die Funktionselemente per „drag-and-drop“ auf einem „Sketchboard“ platziert und verbunden werden. Abbildung 9 zeigt beispielhaft die im Berechnungstool zusammengesetzte LVG-Struktur eines leistungsverzweigten Getriebes mit Kegel-Ring-Variator und zwei durch Kupplungen schaltbaren Fahrbereichen.

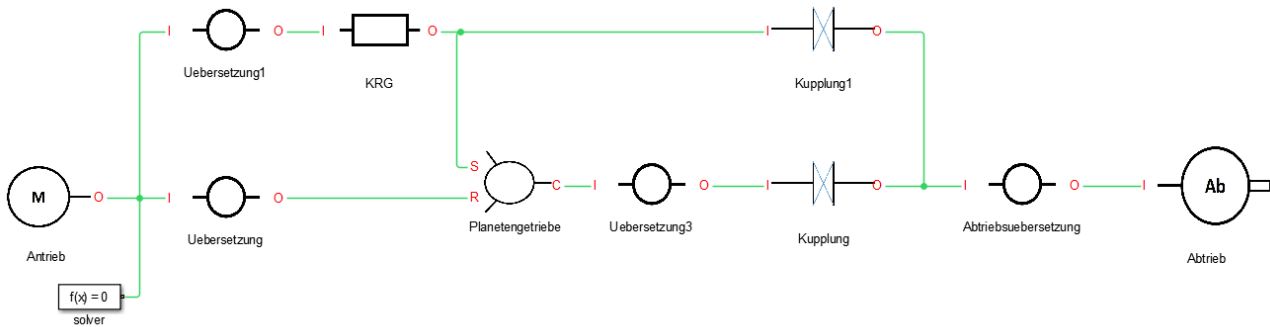


Abbildung 9: LVG-Struktur mit Kupplungen im LVG-Berechnungstool

Die so erzeugten LVG-Strukturen können gespeichert und zur späteren Verwendung erneut aufgerufen werden. Die eingangs- und ausgangsgekoppelten LVG-Strukturvarianten sowie ausgewählte Compound Strukturen wurden in einer Datenbank abgelegt. Die Parametrierung der LVG-Modelle kann manuell, durch Doppelklick auf die Funktionselemente oder automatisiert, durch die in Kap. 4.3 beschriebenen Optimierungsstrategien erfolgen.

Zur automatisierten Berechnung und Auswertung wurde eine Benutzeroberfläche erstellt. Abbildung 10 zeigt die erste Ebene der Benutzeroberfläche.



Abbildung 10: Erste Ebene der Benutzeroberfläche des LVG-Synthesetools

4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen

Die Benutzeroberfläche ist in 4 Bereiche gegliedert. Bereich 1 beinhaltet Funktionen zur Erstellung neuer Getriebe Modelle, eine Schaltfläche zum Zugriff auf die erstellte Modellbibliothek, eine Schaltfläche zum automatisierten Berechnungsstart sowie Schaltflächen zur automatisierten Ergebnisauswertung. Das Simulationstool ist in der Lage die Anzahl und Art der im Getriebe Modell enthaltenen Funktionselemente zu erkennen und die benötigten Ergebnisplots automatisiert zu erstellen. Hierzu zählen die Drehzahl- und Drehmomentplots aller Getriebeelemente (vgl. Anhang A.2) sowie die in Abbildung 11 dargestellte Eigenschaftsübersicht des Getriebesystems. Diese besteht aus der Getriebeübertragungsfunktion (Fahrgeschwindigkeit in abh. der Variatorübersetzung), der Darstellung der normierten Leistungsflüsse sowie der Drehmomentverläufe von Getriebeabtrieb, -antrieb und Variatorelement.

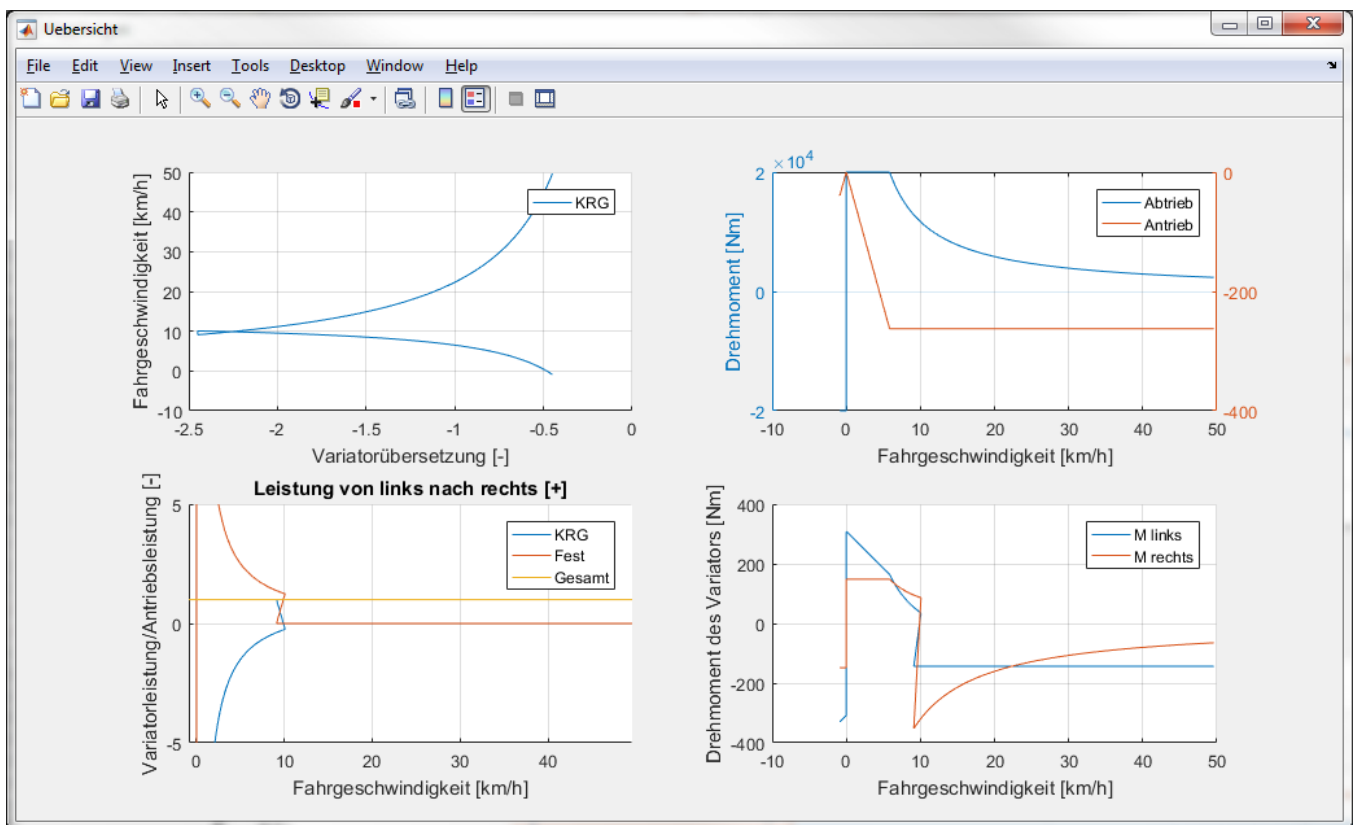


Abbildung 11: Übersichtsplot der Ergebnisauswertung

Die Schaltflächen in Bereich 2 (vgl. Abbildung 10) verweisen auf Funktionen zur automatisierten Getriebeparametrierung (vgl. Kap. 4.3). Die Schaltflächen in Bereich 3 und 4 erhalten Zusatzfunktionen zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs des Antriebsmotors sowie Funktionen zur Betriebsstrategieoptimierung der LVG-Strukturen.

Die Umsetzung des Wolf'schen Drehmomentplans [10] in einem einfach zu bedienenden Softwaretool ermöglicht die einfache und effiziente Modellerstellung, Berechnung und Auswertung von LVG-Strukturen. Darüber hinaus bietet die simulationsgestützte Vorgehensweise die Möglichkeit die Getriebeparametrierung durch den Einsatz von Optimierungswerkzeugen zu automatisieren.

4.3 Grundlegender Ablauf der automatisierten LVG-Optimierung

Im Gegensatz zu direkten, stufenlosen Fahrtrieben, bei denen die Motorleistung zu jeder Zeit vollständig über einen Variator zu den angetriebenen Rädern des Fahrzeugs geleitet wird, ermöglichen leistungsverzweigte Strukturen eine gezielte, vom Fahrzustand abhängige Be- oder Entlastung des Variators, sodass dessen Eigenschaften effizienter ausgenutzt werden können. Damit dies gelingt, muss eine LVG-Struktur identifiziert und parametrisiert werden, bei der die Anforderungen aus der Fahraufgabe durch das LVG so „übersetzt“ werden, dass der Variator bestmöglich ausgenutzt wird.

Zu diesem Zweck bietet das LVG-Synthesetool verschiedene Optimierungsfunktionen an mit denen eine automatisierte Parametrierung von LVG-Strukturen durchgeführt werden kann. Hierzu müssen zunächst mögliche LVG-Strukturen aus einem LVG-Katalog vorgewählt oder mithilfe der in Kap. 4.2 dargestellten Funktionen kombinatorisch zusammengebaut und abgespeichert werden. Für eine vollständige Erfassung des Lösungsraums müssen die LVG-Strukturvarianten so definiert werden, dass auf jedem mechanischen Verbindungspfad der Getriebestruktur eine Übersetzung liegt (vgl. Abbildung 13). Nehmen bestimmte Übersetzungen im Rahmen der Parameteroptimierung den Wert 1 an, sind diese nicht erforderlich und können im Getriebekonzept vernachlässigt werden. LVG-Strukturen mit vielen 1er-Übersetzungen werden in der Auswertung entsprechend besser bewertet. Da die Getriebeelemente in der Optimierung als lösungsneutrale Funktionselemente betrachtet werden, enthalten die Getriebestrukturen keine Gestalt- und Topologieinformationen. Hieraus ergibt sich der Vorteil, dass bei der Auswahl oder kombinatorischen Erstellung der Getriebestrukturen keine funktional redundanten Getriebevarianten entstehen, die sich lediglich in der Art- und Orientierung der Bauteile unterscheiden (vgl. Abbildung 12). Bei den Optimierungsvorhaben Rahmen der Projektbearbeitung konnte mit dieser Vorgehensweise die Gesamtanzahl möglicher Strukturvarianten stets auf ein überschaubares Maß von unter 30 Stück eingegrenzt werden.

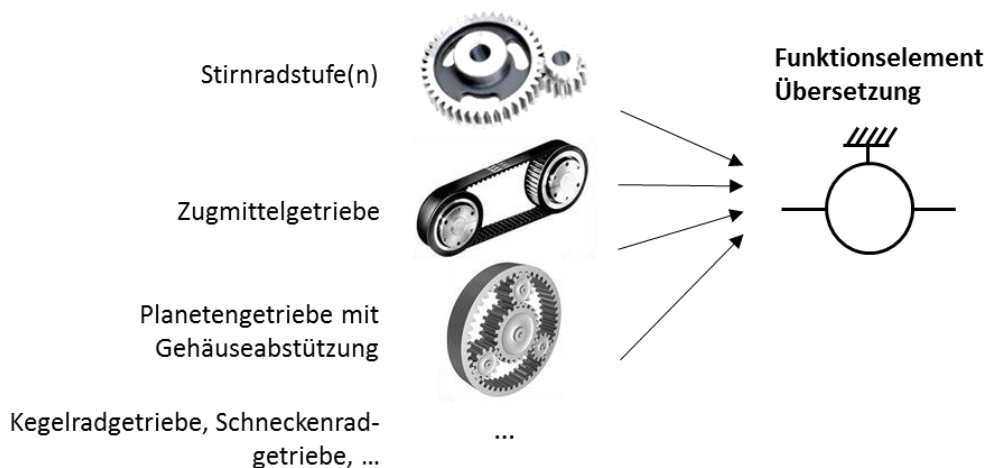


Abbildung 12: Funktionale Systembetrachtung „Übersetzung“

Für die automatisierte Parametrierung der LVG-Strukturen muss zunächst ein Lastszenario definiert werden. Bei der überwiegenden Anzahl der Anwendungsfälle ist es zweckmäßig ein Worst-Case-Lastszenario zu wählen, bei dem der Abtrieb entsprechend Abbildung 13 mit einer Zugkrafthyperbel belastet wird, die an die Maschinenleistung angelehnt ist. Im Anfahrbereich wird die Leistungshyperbel durch eine Drehmomentbegrenzung abgeschnitten die sich entweder direkt (z.B. auf Basis der maximal

möglichen Fahrzeugtraktion), oder auf Basis einer Grenzgeschwindigkeit vorgeben lässt. Auf der Antriebsseite kann entweder eine konstante Nenndrehzahl oder die Drehzahlspitzung der VKM vorgegeben werden. Als Optimierungsergebnis erhält der Anwender damit nur solche LVG-Strukturen, die auch unter Maximallast vordefinierte Anforderungen erfüllen (z.B. maximales Variatormoment < Grenzwert).

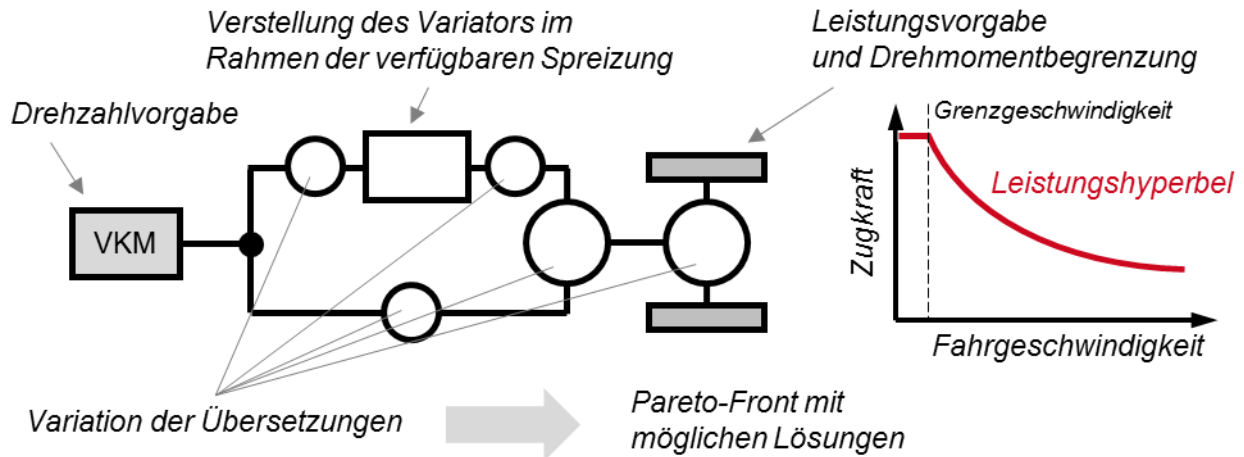


Abbildung 13: Grundlegende Funktionsweise der Getriebeoptimierung

Bei den Optimierungsrechnungen zur Ermittlung der bestmöglichen Getriebeparametrierung wird das eingesetzte Variatorelement im Rahmen seiner verfügbaren Spreizung verstellt, sodass die Berechnungsergebnisse immer den maximal möglichen Fahrgeschwindigkeitsbereich der betrachteten LVG-Struktur repräsentieren. Die Parametervariation geschieht mithilfe des genetischen NSGA-II Optimierungsalgorithmus, welcher in der Lage ist, mehrere, gegenseitig abhängige Zielgrößen in einem ausgewogenen Verhältnis zu minimieren. Die Definition der Zielgrößen abhängig vom Optimierungsvorhaben und wird im Kapitel 4.5 diskutiert.

4.4 Aufbau des LVG-Optimierungstools

Um den in Kap. 4.3 beschriebenen Optimierungsablauf zu automatisieren, wurde ein Optimierungstool in Matlab erstellt, welches sich wie in Abbildung 14 dargestellt in die Bereiche „Definition des Optimierungsproblems“, „Optimierungsablauf“ und „Auswertung“ gliedert. Die Optimierungsziele, Randbedingungen und Solvereinstellungen lassen sich in für das Optimierungsproblem spezifischen Eingabemasken definieren (vgl. Abbildung 45 bis Abbildung 47) und werden in Kap. 4.5 näher erläutert.

Der Optimierungsablauf erfolgt unabhängig vom Optimierungsziel immer in den folgenden Schritten. Zunächst wird das Simscape Modell der betrachteten Getriebestruktur vorkompiliert, sodass die Modellberechnung in den nachfolgenden Optimierungsschritten beschleunigt wird. Die durchschnittliche Rechendauer der vorkompilierten Modelle lag bei der Projektbearbeitung im Schnitt bei 0,2 bis 0,5 s. Anschließend wird eine erste Generation mehrerer Parametersätze $p(n)$ (Populationen) auf Basis von Zufallszahlen erzeugt. Es folgt die automatisierte Parametrierung, Berechnung und Auswertung des Simulationsmodells. Die ausgewerteten Zielgrößen werden in einem Speicher abgelegt. Sobald alle n Parametersätze p der ersten Generation berechnet wurden, werden die im Speicher abgelegten Ergebnisse vom NSGA-II Algorithmus ausgewertet. Hierbei erstellt der Algorithmus auf Basis der Besten

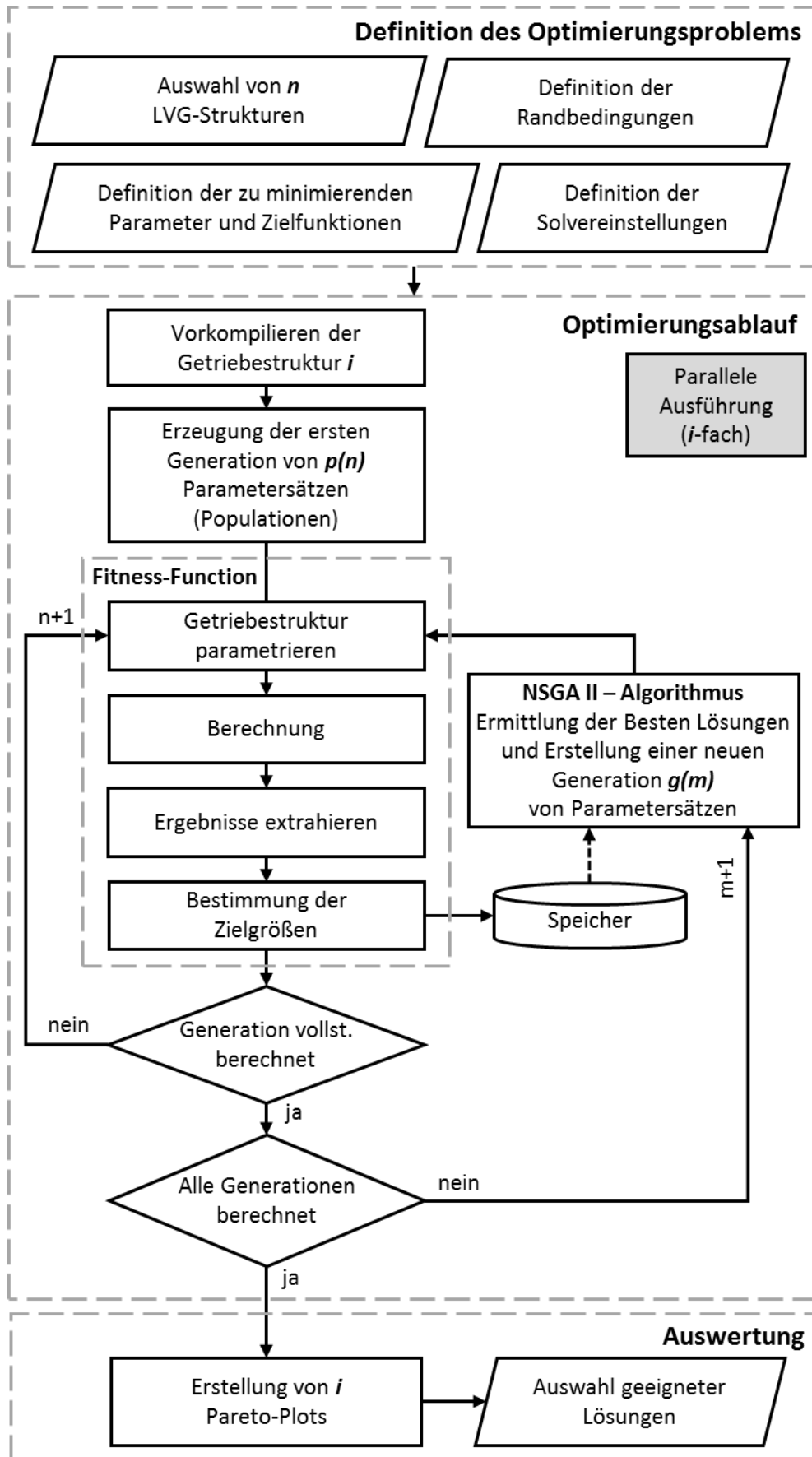


Abbildung 14: Ablaufplan der Getriebeoptimierung

4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen

Ergebnisse (fittest populations) der vorhergegangenen Parametergeneration eine neue Parametergeneration, die nach derselben Vorgehensweise berechnet wird. Die Optimierung stoppt, wenn die vorgegebene, maximale Anzahl von Generationen erreicht wurde. Für einfache LVG Strukturen genügen zur Ergebnisfindung i.d.R. 50 Generationen mit jeweils 25 Populationen. Bei einer durchschnittlichen Rechendauer von 0,5 s für einen Optimierungsdurchlauf beträgt die Optimierungszeit für eine LVG-Struktur somit ca. 10 min. Sollen mehrere Strukturen optimiert werden, ist bei entsprechender Hardwareausstattung eine Parallelisierung möglich.

Die Auswertung der Optimierungsergebnisse geschieht durch die Erstellung von Pareto-Plots. Hierbei handelt es sich um Darstellungen, bei denen die Zielgrößen in Form von Punktwolken gegeneinander aufgetragen werden. Abbildung 15 zeigt einen solchen Plot für ein Optimierungsvorhaben bei dem sowohl die Variatorbelastung (Abszisse) als auch die Variatordrehzahl (Ordinate) einer LVG-Struktur optimiert wurden. Jeder Punkt repräsentiert einen vollständigen Parametersatz von Übersetzungen der die Fahrgeschwindigkeits- und Leistungsanforderungen aus der Fahraufgabe erfüllt. Da bei gleichen Leistungsanforderungen die Variatordrehzahlen- und momente konkurrierende Zielgrößen darstellen, lässt sich kein globales Optimum finden. So ist es erforderlich, dass der Nutzer eine Lösung wählt, bei der beide Eigenschaften in einem ausgewogenen Verhältnis stehen und vom Variatorelement erfüllt werden können. Punkte die näher am Koordinatenursprung liegen sind zu bevorzugen, da diese beide Zielgrößen besser erfüllen. Diese Linie optimaler Lösungen wird Pareto-Front genannt.

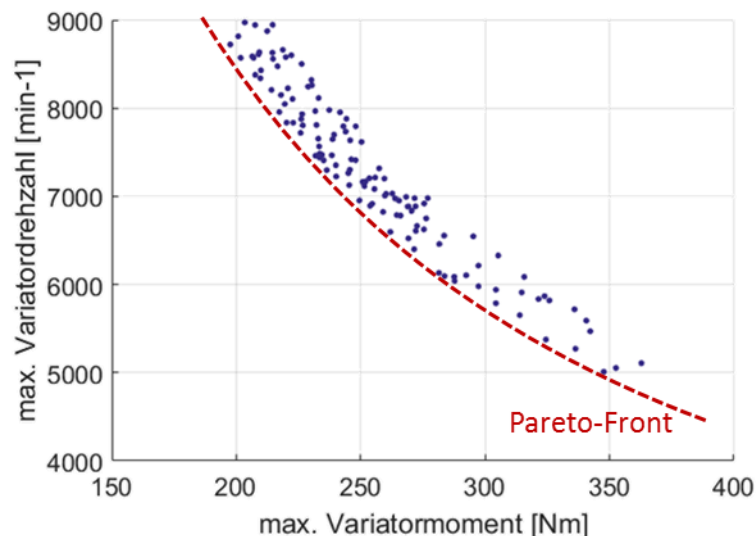


Abbildung 15: Pareto-Plot für eine Lastminimierung des Variators

Die Funktionen „Parametrierung“, „Berechnung“, „Ergebnisextraktion“ und „Zielgrößenbestimmung“ erzeugen den Input für den Optimierungsalgorithmus (Zielgrößen) und nehmen den Output des Optimierungsalgorithmus (neue Parametergeneration) auf. Die entsprechenden Funktionsblöcke bilden damit die sogenannte „Fitness-Funktion“ der Optimierung, welche den Zusammenhang zwischen Parametereingaben und Zielgrößen herstellt (vgl. Abbildung 14). Da sich in Abhängigkeit des Optimierungszwecks Unterschiede bei der Art und Menge der zu setzenden Parameter, beim Berechnungsablauf und bei der Ergebnisauswertung ergeben, wurden mehrere „Fitness-Functions“ in das Optimierungstool integriert. Die Funktionsweise dieser „Fitness-Functions“ wird in Kap. 4.5 erläutert.

4.5 LVG-Optimierungsfunktionen

Für die Parameteroptimierung von LVG-Strukturen müssen abhängig von der eingesetzten Variorttechnologie unterschiedliche Zielfunktionen definiert werden. Durch den Einsatz von Kupplungen in umschaltbaren LVG-Strukturen ergeben sich zudem zusätzliche Unstetigkeiten in der Übertragungsfunktion der Getriebestruktur, welche im Berechnungsablauf berücksichtigt werden müssen. Die folgenden Kapitel beschreiben die hierfür im LVG-Synthesetool integrierten Optimierungsfunktionen (Fitness-Functions).

4.5.1 LVG-Optimierung - Basisfunktion

Die Basisfunktion zur Getriebeoptimierung läuft gemäß der in Abbildung 14 dargestellten Vorgehensweise ab. So werden die Parameter aller übersetzenden Funktionselemente und Differentiale variiert, berechnet und ausgewertet. Zur Identifikation funktionsfähiger Lösungen sind standardmäßig folgende Zielfunktionen definiert:

- Maximale Fahrgeschwindigkeit → maximieren
- Minimale Fahrgeschwindigkeit → minimieren
- Größtes Variatordrehmoment → minimieren
- Größte Variatordrehzahl → minimieren

Die Zielgrößen verhalten sich diametral. So führt die Verbesserung einer Zielgröße automatisch zu einer Verschlechterung der anderen. Die Auswahl einer geeigneten Lösung geschieht, indem für die Auswertung ein gewünschter Fahrgeschwindigkeitsbereich definiert wird. Alle Ergebnispunkte außerhalb dieses Fahrgeschwindigkeitsbereichs werden gelöscht. Es entsteht ein Pareto-Plot wie in Abbildung 15, bei dem in Abhängigkeit der Drehmoment- und Drehzahlgrenzen des Variatorlements eine Lösung ausgewählt wird.

4.5.2 LVG-Optimierung bei vorgegebener Zielgeschwindigkeit

Da bei der in Kap. 4.5.1 beschriebenen Vorgehensweise sehr viele Lösungen nach dem Abschluss der Optimierung als ungültig deklariert werden, ist für die Erzeugung einer verwertbaren Ergebnismenge im gewünschten Fahrgeschwindigkeitsbereich eine sehr hohe Anzahl von Rechnungen erforderlich. Diese Anzahl kann signifikant reduziert werden, wenn vor dem Start der Optimierung ein Ziel für das Fahrgeschwindigkeitsmaximum definiert wird.

Bei leistungsverzweigten Getrieben haben sämtliche Übersetzungsparameter „innerhalb“ der LVG-Struktur einen Einfluss auf die „Form“ der LVG-Übertragungsfunktion, während der Achsantrieb (i.d.R. das Produkt aus Differential- und Radsatzübersetzung) die Übertragungsfunktion wie ein Multiplikator skaliert (vgl. Abbildung 16). Die Achsantriebsübersetzung (final drive) wird deshalb nach jedem simulierten Parametersatz so angepasst, dass die gewünschte Zielgeschwindigkeit exakt erreicht wird. Dies geschieht, indem nach dem ersten Berechnungslauf zunächst die erreichte Maximalgeschwindigkeit evaluiert wird. Anschließend wird der Quotient aus dem Geschwindigkeitsziel der Anwendung und der erreichten Geschwindigkeit aus der Simulation berechnet und mit der „Achsantriebsübersetzung“ multipliziert. Durch einen erneuten Simulationslauf mit identischer Getriebeparametrierung und skaliertes „Achsantriebsübersetzung“ entsteht ein Ergebnis, welches die erforderliche Maximalgeschwindigkeit

4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen

exakt erreicht. Die mit dem Parametersatz minimal erreichte Geschwindigkeit wird weiterhin als Zielfunktion der Optimierung verwendet. Diese Vorgehensweise erlaubt eine gute Vergleichbarkeit zwischen den Ergebnissen und ermöglicht das Optimierungsziel einer hohen „Getriebespreizung“, allein durch den Wert der minimal erreichten Fahrgeschwindigkeit auszudrücken. Da der ausgewählte Variortyp eine begrenzte Drehmomentkapazität besitzt und nicht bei beliebig hohen Drehzahlen betrieben werden kann, werden die Maximalwerte dieser Größen wie bei der optimierungs-Basisfunktion ebenfalls als Zielgrößen für die Optimierung deklariert.

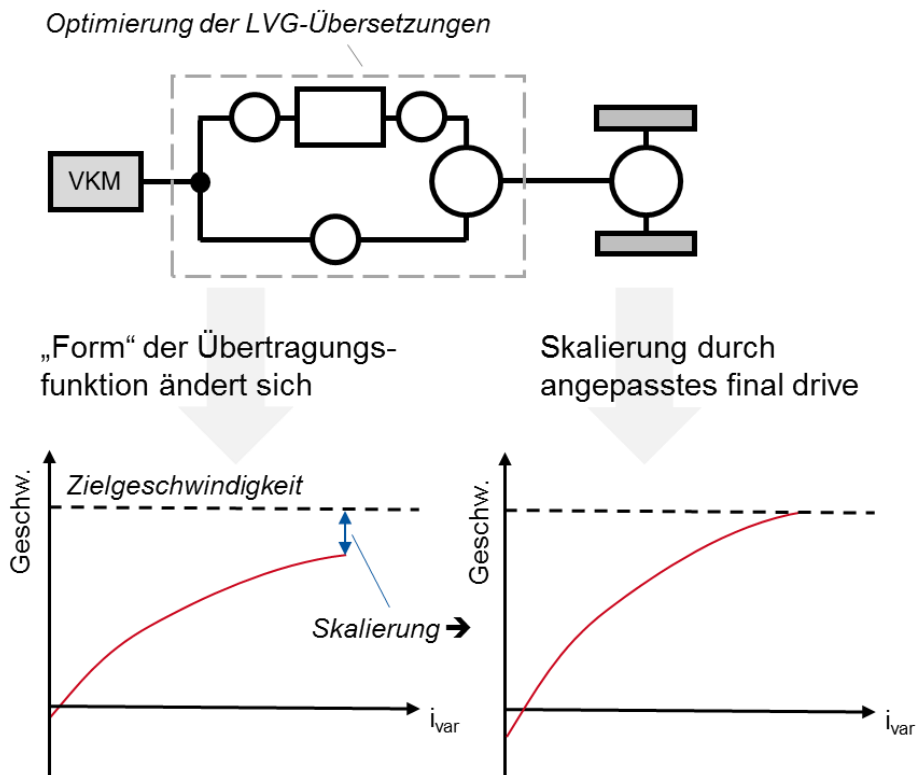


Abbildung 16: LVG-Optimierungsablauf mit Geschwindigkeitsziel

Obwohl bei der beschriebenen Vorgehensweise pro Optimierungsschritt jeweils zwei anstatt eine Rechnung durchgeführt wird, kann in den meisten Fällen eine signifikante Reduktion der Rechenzeit erreicht werden. So geht bei der Optimierungs-Basisfunktion auch die Übersetzung des Achsantriebs als Parameter in die Optimierung ein. Für die in Abbildung 16 dargestellte Struktur würde sich somit eine Gesamtanzahl von 5 Parametern ergeben (3 Übersetzungen in der Struktur + Differentialübersetzung + Achsantriebsübersetzung). Wird Achsantriebsübersetzung in einem gesonderten Rechenschritt bestimmt, reduziert sich die Parameteranzahl um eins. Im Gegenzug ist eine Verdopplung der Berechnungsanzahl erforderlich. Für eine vollfaktorielle Parametervariation mit 4 Stützstellen gilt:

$$\text{Anzahl Rechnungen} = \text{Stützstellen}^{\text{Parameter}} \quad (4.1)$$

Basisfunktion: $\text{Anzahl Rechnungen} = 4^5 = 1024 \quad (4.2)$

Optimierung mit Zielgeschw.: $\text{Anzahl Rechnungen} = 2 \cdot 4^4 = 512 \quad (4.3)$

Obwohl die in den Gleichungen dargestellten Zusammenhänge für die Parameteroptimierung mit dem NSGA II Algorithmus nicht exakt gelten, konnte bei den Optimierungsvorhaben mit vorgegebener Maximalgeschwindigkeit eine signifikante Rechenzeitreduktion erzielt werden.

Im Rahmen der Getriebestrukturoptimierung zeigte sich zudem, dass für die Synthese funktionsfähiger Lösungen die genannten Zielgrößen nicht ausreichen. So tendiert der Optimierungssolver dazu jene Lösungen zu favorisieren, bei denen das Drehzahlniveau im mechanischen Pfad der leistungsverzweigenden Strukturen sehr hoch ist. Dies hat zur Folge, dass sehr hohe Achsantriebsübersetzungen benötigt werden. Die Achsantriebsübersetzung (final drive) wird daher als weitere zu minimierende Zielgröße in die Optimierung aufgenommen und durch eine Farbskala im Pareto-plot dargestellt. Abbildung 17 zeigt einen exemplarischen Ergebnisplot mit den Zielgrößen „Variatormoment“, „Variatordrehzahl“ und „erreichte Minimalgeschw.“ auf den Koordinatenachsen, sowie der erforderlichen Achsantriebsübersetzung (final drive) als Farbskala im Plot.

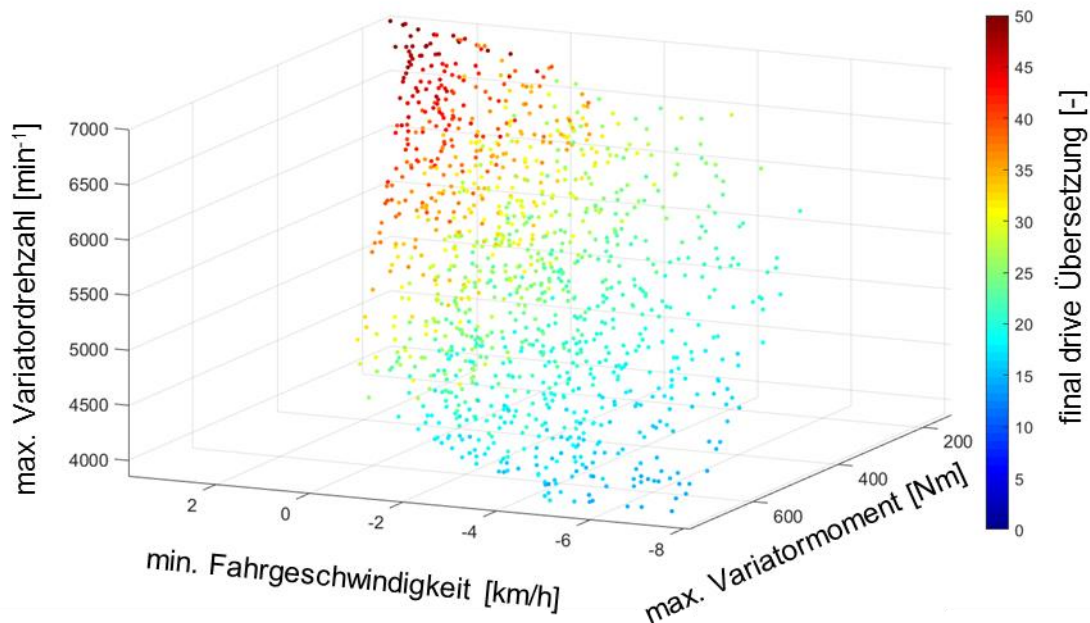


Abbildung 17: Exemplarischer Ergebnisplot für Optimierung bei vorgegebener Maximalgeschw.

4.5.3 LVG-Optimierung mit Kupplungen

Sind in der zu optimierenden LVG-Struktur Kupplungen enthalten, kann es bei einem Kupplungsvorgang zu einem unzulässigen Drehzahlsprung in der Fahrgeschwindigkeit kommen. Um diese unzulässigen Drehzahlsprünge zu vermeiden, wurde in das Optimierungstool ein kombiniertes Übersetzungs-Kupplungsmodul integriert (vgl. Abbildung 18), welches durch eine automatische Anpassung der Kupplungsübersetzung unsynchronisierte Schaltvorgänge vermeiden kann.

Vor dem Start der Optimierung wird im Simscape-Modell der LVG-Struktur zunächst die Schaltstrategie der Kupplungen festgelegt. Dies geschieht, indem in den Kupplungselementen die Kupplungsreihenfolge durch einen zeitabhängigen Vektor vorgegeben wird. Besitzt der Vektor zu einem Simulationszeitpunkt den Wert null, ist die Kupplung geöffnet, bei eins geschlossen. Da der Verlauf der Variatorübersetzung ebenfalls zeitabhängig vorgegeben wird, kann die Kupplungsstrategie an den Verlauf der Variatorverstellung angepasst werden. Da durch die integrierten Kupplungen der Verstellbereich des

4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen

Variators mehrfach ausgenutzt werden soll ist es zweckmäßig, den Kupplungswechsel immer nach einem vollen Durchschwenken des Variators durchzuführen.

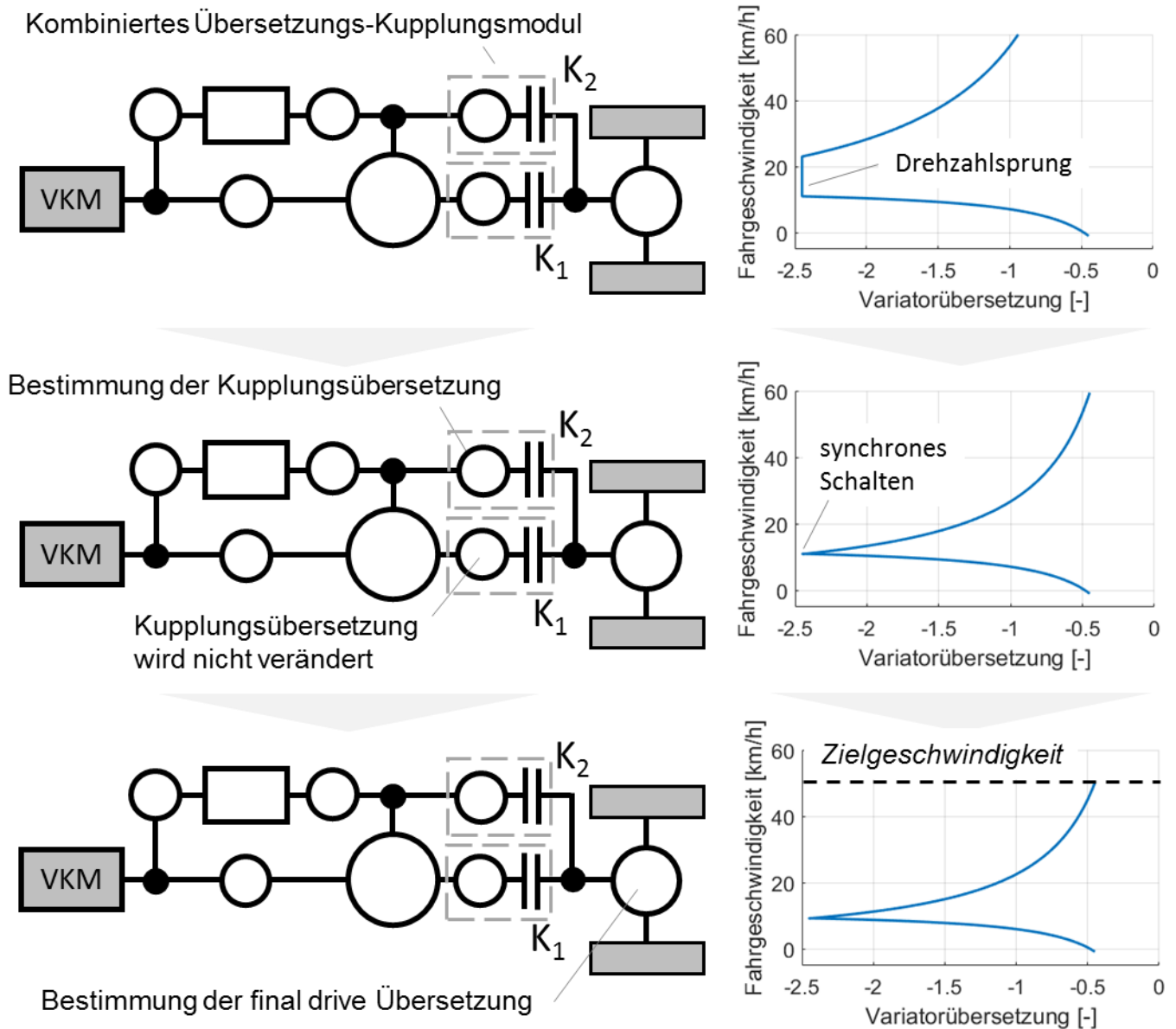


Abbildung 18: LVG-Optimierung mit Kupplungen

Der Optimierungsablauf erfolgt wie in Abbildung 18 dargestellt. Zunächst wird eine Berechnung durchgeführt, bei der die Übersetzungen der Kupplungen K_1 und K_2 , sowie die Übersetzung des Achsantriebs mit einem Übersetzungswert von 1 belegt sind. Das Optimierungstool ist in der Lage, die sich schließende Kupplung bei der Ergebnisauswertung zu identifizieren und deren Übersetzungswert so anzupassen, dass der Drehzahlsprung beim Schalten vermieden wird. Es erfolgt eine erneute Berechnung um die nun veränderte Zielgeschwindigkeit auszuwerten. Entsprechend der Vorgehensweise aus Kap. 4.5.2 wird nun die Achsantriebsübersetzung so angepasst, dass die gewünschte Zielgeschwindigkeit erreicht wird. Abschließend wird ein finaler Berechnungslauf durchgeführt, um die finalen Zielgrößen für den Optimierer zu bestimmen. Der dargestellte Optimierungsablauf ist für LVG-Strukturen mit beliebig vielen Kupplungen durchführbar, da das

Synthesetool automatisiert die Anzahl und Zeitpunkte der sich schließenden Kupplungen erkennen kann. Die Steuerung der Optimierungsfunktionen erfolgt durch die in Abbildung 45 dargestellte Benutzeroberfläche.

Die in den Kapiteln 4.5.1 bis 4.5.3 beschriebenen Optimierungsfunktionen eignen sich insbesondere für Optimierungsvorhaben mit mechanischen Variatoren, da bei der Ergebnisauswertung keine Unterscheidung der Drehzahlen und Drehmomente zwischen An- und Abtrieb erfolgt. Für die Optimierung von LVG-Strukturen mit aufgelösten Variatoren (hydraulisch – Pumpe / Motor, elektrisch – Generator / Motor) ist diese Unterscheidung erforderlich.

4.5.4 LVG-Optimierung mit hydraulischem Variator

Für die LVG-Optimierung mit hydraulischen Variatoren wurde ein Variatorelement in die Modulbibliothek des LVG-Synthesetools integriert, bei dem die mechanischen Größen „Drehmoment“ und „Drehzahl“ in die hydraulischen Systemgrößen „Druck“ und „Volumenstrom“ umgerechnet werden (vgl. Abbildung 48).

Für die Parameteroptimierung werden nun neben den Übersetzungen im LVG-System auch die Schluckvolumina von Pumpe und Motor variiert. Der sonstige Optimierungsablauf ist identisch zu den in Kap. 4.5.1 bis 4.5.3 beschriebenen Vorgehensweisen.

Die erforderlichen, zusätzlichen Zielgrößen zur Optimierung des hydraulischen Systems sind:

- Schluckvolumen Pumpe → minimieren
- Drehzahl Pumpe → minimieren
- Schluckvolumen Motor → minimieren
- Drehzahl Motor → minimieren
- Systemdruck → minimieren

Für die Ergebnisauswertung werden wie in Abbildung 19 getrennte Pareto-Plots für Pumpe und Motor erstellt. Die eingezeichneten Linien zeigen industriell verfügbare Pumpen und Motoren mit ihren übertragbaren Grenzdrehzahlen und Grenzmomenten. Alle Punkte der Pareto-Plots die unterhalb der eingezeichneten, auf die Achsen geloteten Flächen und unterhalb des zulässigen Systemdrucks liegen, kommen als Lösung in Frage und können automatisiert ausgewertet werden. Die Benutzeroberfläche zur Steuerung der Optimierungsfunktionen für die Optimierung von LVG mit hydraulischen Variatoren ist in Abbildung 46 dargestellt.

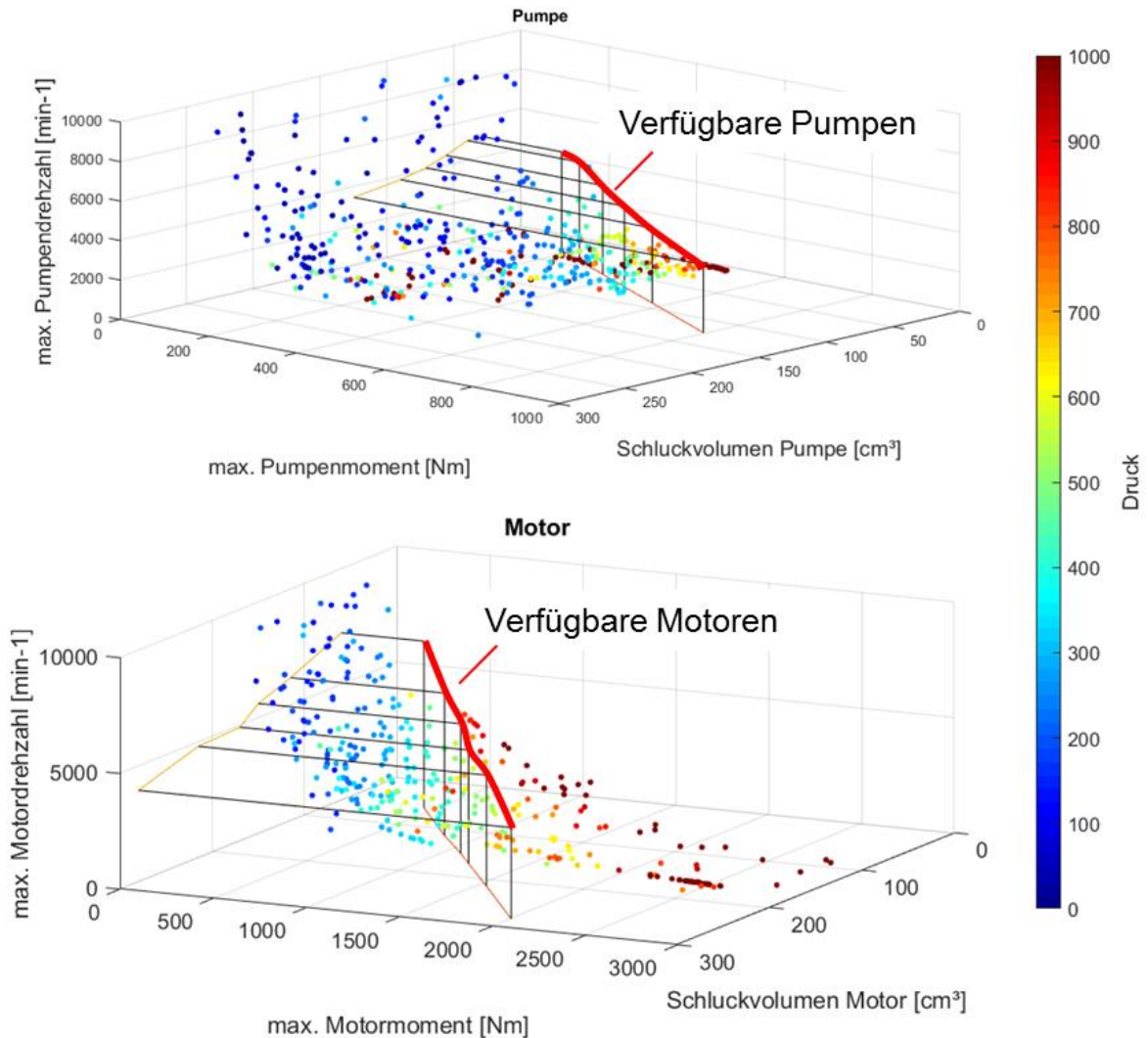


Abbildung 19: Ergebnisplot der LVG-Optimierung mit hydraulischen Variatoren

4.5.5 LVG-Optimierung mit elektrischem Variator

Da bei elektrischen Einheiten kein allgemeingültiger, unmittelbarer Zusammenhang zwischen Strom und Spannung und der Maschinenbaugröße existiert, erfolgt die Optimierung von elektrisch leistungsverzweigten Getrieben auf Basis von vordefinierten Leistungskurven existierender E-Maschinen, welche in der Zielfunktion der fitness function hinterlegt werden. Die Optimierung geschieht mit dem in der Simscape-Modulbibliothek definierten, lösungsneutralen Variator-Funktionselement. Die Parameteroptimierung wird wie den in Kap. 4.5.1 bis 4.5.3 beschriebenen Abläufen durchgeführt.

Abbildung 20 veranschaulicht die Ergebnisauswertung anhand eines Berechnungsbeispiels. Die Abbildung oben links zeigt die als Zielgröße definierte Leistungskurve der E-Maschinen. In der Abbildung oben rechts ist der beispielhafte Leistungsverlauf einer ausgangsgekoppelten LVG-Struktur mit konstanter Abtriebslast über der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Um zu überprüfen, ob die berechneten Leistungsverläufe von Generator und Motor die Zielkurve nicht überschreiten, werden diese wie unten dargestellt, mit der Leistungs-Zielkurve verglichen. Befinden sich die Leistungsverläufe unterhalb der Zielkurve, liegt ein funktionsfähiges Getriebesystem vor. Übersteigen die Leistungsverläufe den zulässigen Leistungsgrenzwert wird der resultierende, unzulässige Bereich bei der Ergebnisauswertung

4. Methode zur Synthese leistungsverzweigter Getriebestrukturen

verworfen. Da bei der LVG-Synthese ein durchgängig funktionsfähiger Fahrbereich für eine Zielanwendung gefunden werden soll, wird für die Zielgrößenbestimmung lediglich ein zusammenhängender Fahrbereich an den Optimierer übergeben. Für Fahrtriebe, mit denen die Anfahrfunktion realisiert werden soll ist das der in Abb. Abbildung 21 dargestellte, linke Fahrbereich 1. Die Benutzeroberfläche zur Optimierung von LVG mit elektrischen Variatoren ist in Abbildung 47 dargestellt.

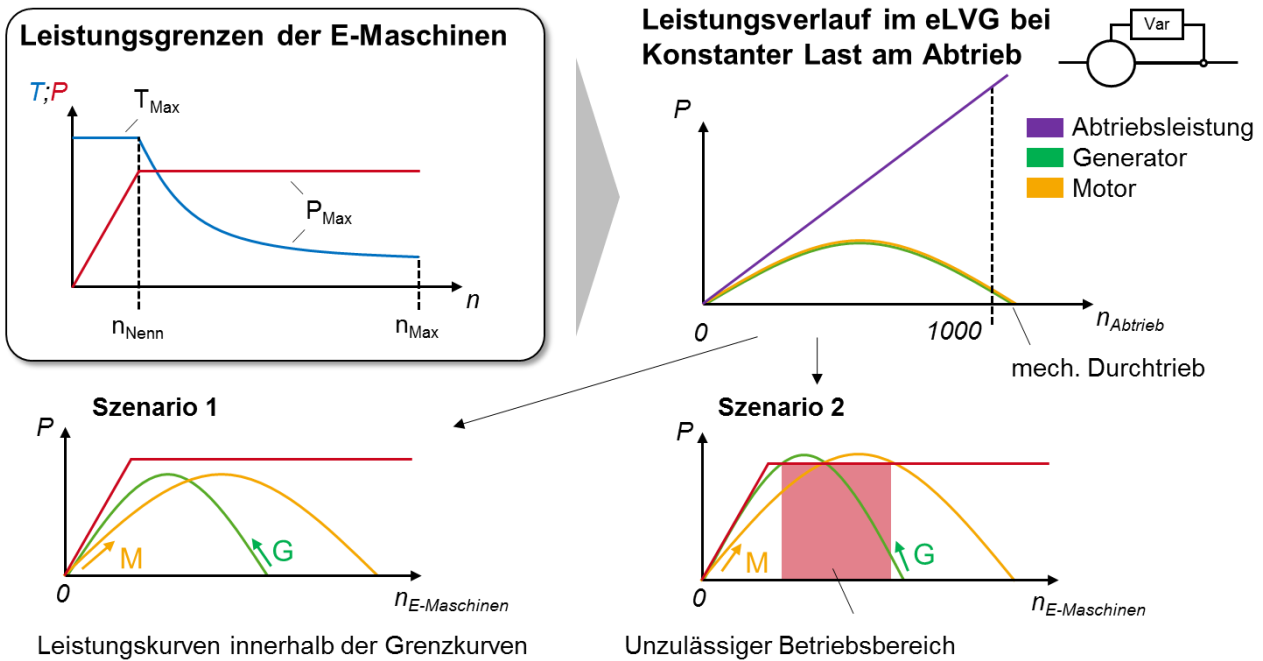


Abbildung 20: Funktionsweise der eLVG-Zielfunktion

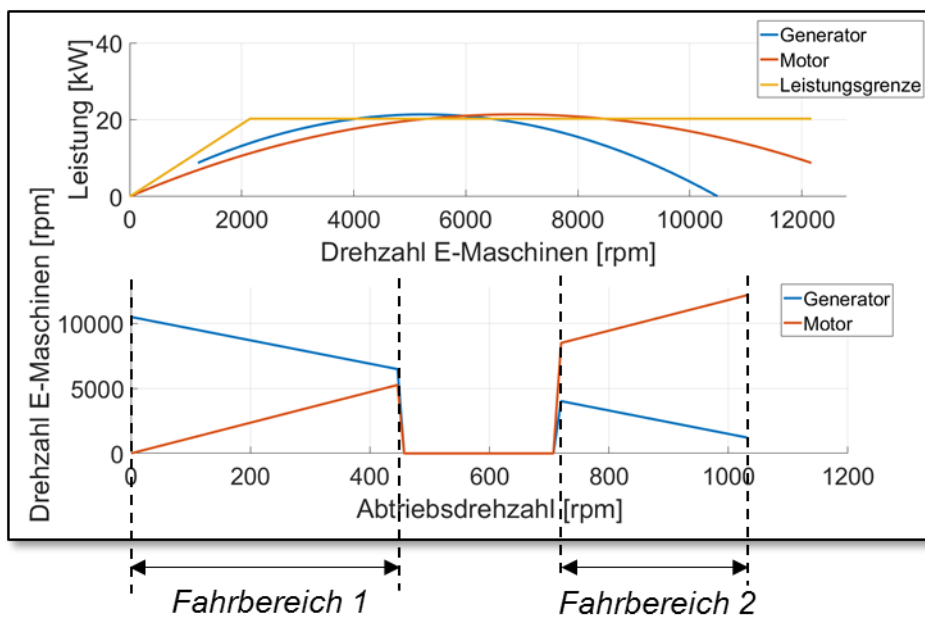


Abbildung 21: Zielfunktion mit unzulässigem Leistungsbereich

5. Ermittlung einer geeigneten Versuchsanwendung

Um eine geeignete Versuchsanwendung für den prototypischen Aufbau einer LVG-Struktur mit Kegel-Ring-Getriebe zu identifizieren, werden mithilfe der im Projektrahmen entwickelten Optimierungsmethoden zunächst dessen Einsatzgrenzen in leistungsverzweigten Getriebestrukturen ermittelt. Für einen Technologievergleich werden die Ergebnisse in Relation zu übrigen etablierten mechanischen Variatorstechnologien gesetzt (Kettenvariator und Toroidgetriebe). Hierzu werden in einem ersten Schritt geeignete LVG-Strukturen vorgewählt. Die einfachsten Varianten stellen hierbei die eingangsgekoppelten (IC = input coupled) und ausgangsgekoppelten (OC = output coupled) Strukturvarianten dar.

Da mechanische CVT-Getriebe aufgrund ihrer geometrisch bedingten Übersetzungsgrenzen im Gegensatz zu hydrostatischen Variatoren keine unendliche Übersetzung (stehender Abtrieb bei drehendem Antrieb) realisieren können, kann ein vollständig stufenloser Fahrbereich nur durch eingangsgekoppelte LVG-Strukturen erreicht werden. Abbildung 22 veranschaulicht diesen Zusammenhang beispielhaft an einer IC-SRC Struktur (Variator an der Sonne / fester Pfad am Hohlrad / Abtrieb am Steg). Durch die Wahl geeigneter Übersetzungen im festen und variablen Pfad der Leistungsverzweigung können Sonne und Hohlrad mit gleicher aber entgegengesetzter Umfangsgeschwindigkeit betrieben werden, sodass der abtreibende Steg steht. Wird nun die Sonnendrehzahl durch eine Verstellung der Variatorübersetzung verändert, beginnt der Steg zu drehen. Das Fahrzeug fährt an. Um diese Funktion zu realisieren, kann das Planetengetriebe der IC-Strukturen in insgesamt 6 unterschiedlichen Varianten mit dem Variator, dem Antrieb und dem Abtrieb verschaltet werden.

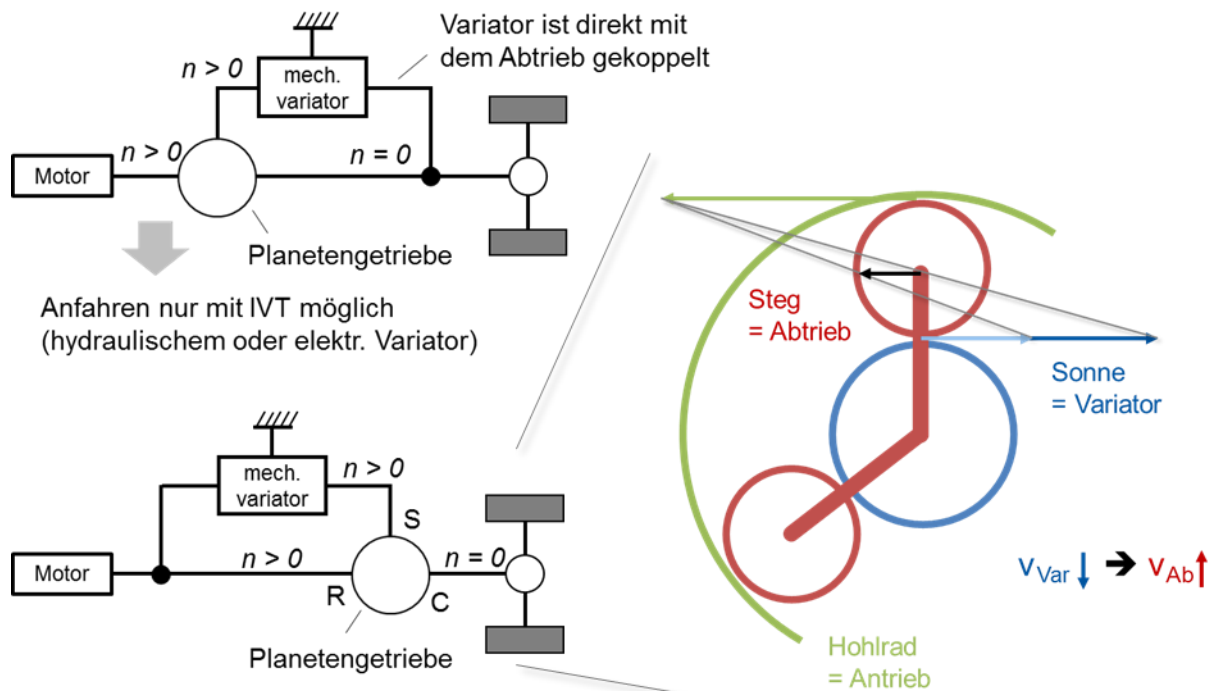


Abbildung 22: Realisierung des Anfahrvorgangs mit mechanischem Variator

5. Ermittlung einer geeigneten Versuchsanwendung

Um nun das Leistungsvermögen der mechanischen Variortechologien in einem leistungsverzweigten Getriebekonzept für kleine mobile Arbeitsmaschinen zu ermitteln, müssen geeignete LVG-Strukturen gefunden werden. Als Basis für diese Optimierungsaufgabe dienen die durchschnittlichen Leistungsgrenzen der etablierten CVT-Technologien, welche durch eine Marktrecherche ermittelt wurden. Für Kettenvarioren wird ein maximal abstützbares Drehmoment von 500 Nm bei einer Spreizung von 6 angesetzt, für Toroidgetriebe ein Maximalmoment von 430 Nm bei einer Spreizung von 4,3 und für das Kegel-Ring-Getriebe 375 Nm bei einer Spreizung von 6. Die Synthese zugehörig optimaler LVG-Strukturen geschieht mit Hilfe der in Kap. 4.5.1 beschriebenen Optimierungsbasisfunktion. Hierbei werden für vorgegebene Traktionsleistungen die erreichbaren Fahrgeschwindigkeitsbereiche im Rahmen der zulässigen Variatorgrenzwerte ermittelt. Als Optimierungsvariablen dienen die funktionsfähigen IC-Varianten sowie deren Parametrierung. Zusätzlich wird als Randbedingung eine Drehmomentbegrenzung der Traktionsleistung unter 4 km/h berücksichtigt und die erforderliche Minimalgeschwindigkeit auf null km/h gesetzt, sodass der Anfahrvorgang realisiert werden kann.

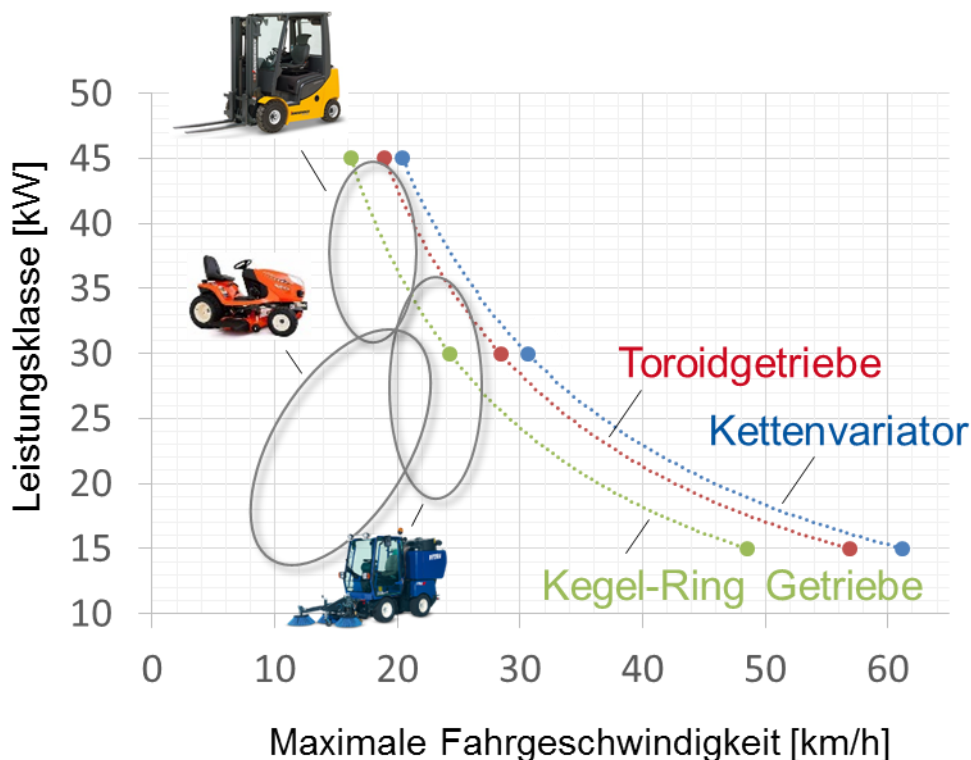


Abbildung 23: Leistungsvermögen vom LVG mit mech. Variator

Abbildung 23 veranschaulicht die Ergebnisse der Strukturoptimierung. Jeder der eingezeichneten Punkte stellt eine Getriebestruktur dar, welche die Leistungsgrenzen des eingesetzten Variortyps bei einer vorgegebenen Traktionsleistung optimal ausnutzt. Variatoren mit einer hohen Drehmomentkapazität erreichen bei gleicher Traktionslast höhere Fahrgeschwindigkeiten, da im Getriebe kleinere Übersetzungen verwendet werden können. Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass das Leistungsvermögen von LVG mit mechanischen Variatoren ausreicht, um den Fahrtrieb zahlreicher Anwendungen aus dem Bereich kleiner Arbeitsmaschinen, wie kleine Gabelstapler, Rasenmäher und Kommunalmaschinen zu realisieren.

5. Ermittlung einer geeigneten Versuchsanwendung

Um mit mechanischen CVT-Getrieben höhere Leistungsklassen und größere Fahrgeschwindigkeitsbereiche zu erschließen, ist es zweckmäßig, den leistungsverzweigten Betriebsmodus, welcher die Getriebespreizung bis in den Anfahrbereich erweitert, um einen zweiten, direkten Fahrmodus für höhere Geschwindigkeiten zu ergänzen. Abbildung 24 veranschaulicht die Funktionsweise eines solchen Getriebekonzepts

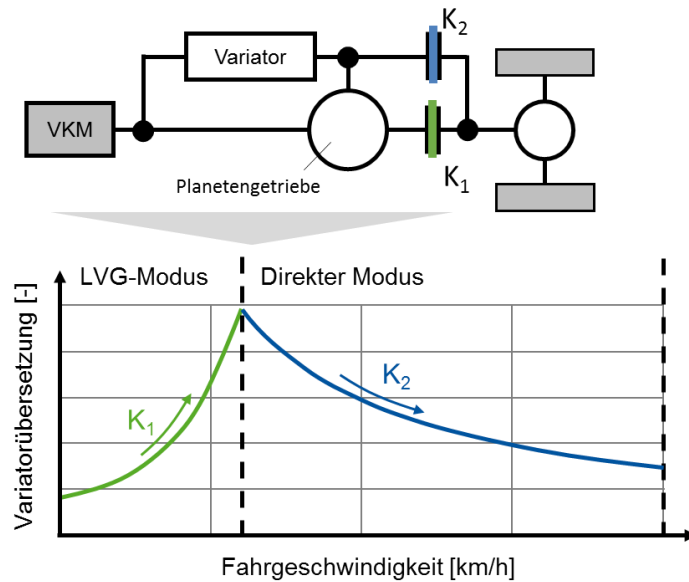


Abbildung 24: Leistungsverzweigte Getriebestruktur mit 2 Fahrbereichen

Der Wechsel zwischen den Fahrbereichen geschieht durch das wechselseitige Öffnen und Schließen zweier Kupplungen in einem Drehzahlsynchronpunkt. Der Wandlungsbereich der mechanischen CVT-Getriebe wird hierbei zweifach durchfahren. Abbildung 25 zeigt die möglichen, kombinatorisch erstellten Varianten für die Kupplungsanordnung in einem solchen Getriebekonzept. Unter Berücksichtigung der 6 möglichen Planetengetriebe-Verschaltungen für die eingangsgekoppelten LVG-Konzepte ergeben sich insgesamt $5 \cdot 6 = 30$ mögliche Strukturvarianten die mit dem LVG-Optimierungstool untersucht werden müssen.

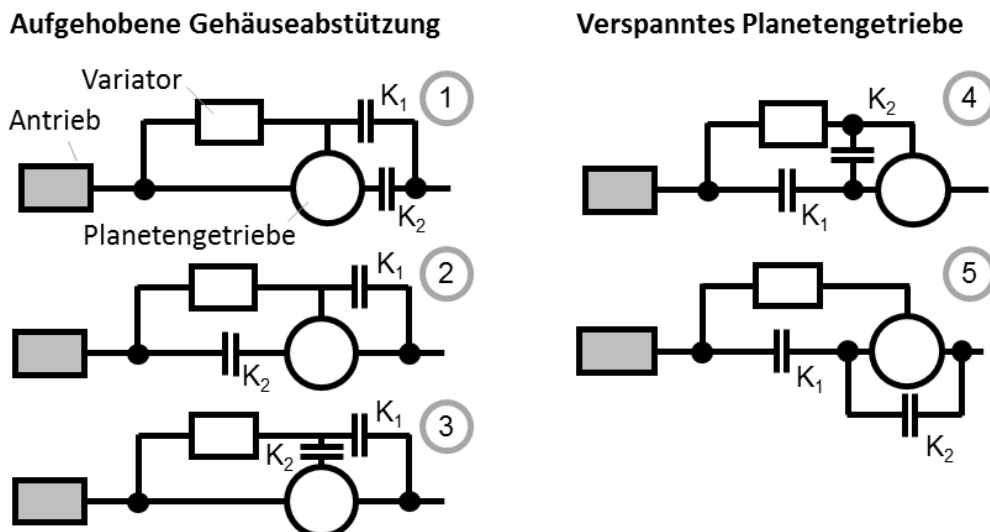


Abbildung 25: Kombinatorisch erstellte Strukturvarianten für die Optimierung

5. Ermittlung einer geeigneten Versuchsanwendung

Die Strukturoptimierung der Getriebestrukturen mit zwei Fahrbereichen geschieht entsprechend der in Kap. 4.5.3 dargestellten Vorgehensweise. Abbildung 26 veranschaulicht die zugehörigen Ergebnisse. Es zeigt sich, dass das Leistungsvermögen der LVG-Strukturen mit zwei Fahrbereichen ausreicht, um die Traktionsaufgabe von kleinen bis mittelgroßen Traktoren zu erfüllen (Größendefinition nach VDMA Zulassungsstatistik von Traktoren [12]). Im Vergleich zu den leistungsverzweigten Getriebekonzepten mit einem Fahrbereich, liegt die Kurve, welche das Leistungsvermögen des Kegel-Ring Getriebes beschreibt, nun bei höheren Geschwindigkeiten als jene des Toroidvariators. Ursächlich hierfür ist die größere Spreizung des Kegel-Ring Getriebes, welche durch die Getriebestrukturumschaltung zweifach durchfahren werden kann.

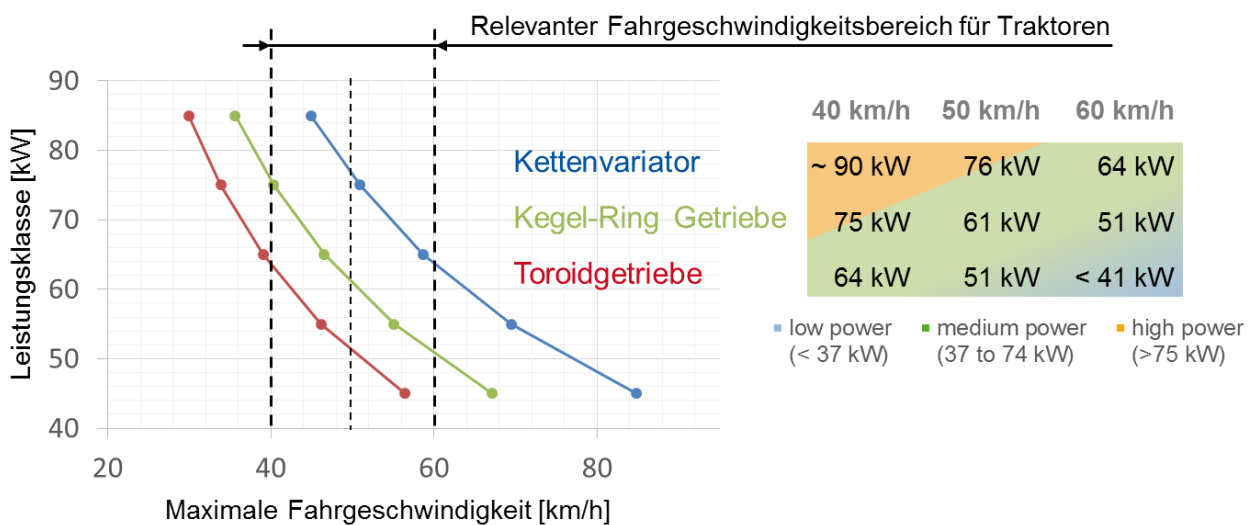


Abbildung 26: Leistungsvermögen vom LVG mit mech. Variator und zwei Fahrbereichen

Nach einer vom MSE durchgeführten Marktrecherche wird fast die Hälfte des europäischen Traktorbestands durch kleine und mittelgroße Traktoren mit bis zu 74 kW abgedeckt. Als Zielanwendung für die Demonstratorentwicklung eines LVG mit Kegel-Ring-Getriebe wird daher gemäß der in Abbildung 26 berechneten Grenzkurve ein mittelgroßer Traktor mit bis zu 60 kW Antriebsleistung und einer maximalen Fahrgeschwindigkeit von bis zu 50 km/h ausgewählt.

6. Entwicklung des Demonstrators

Um die Funktionsweise und den Nutzen eines leistungsverzweigten Antriebs mit Kegel-Ring-Getriebe zu validieren wird ein Prüfgetriebe entwickelt, welches auf dem hauseigenen Verspannungsprüfstand des MSE getestet wird. Die Entwicklung des Prüfgetriebes soll zunächst für eine repräsentative Versuchsanwendung durchgeführt werden. Hierzu wurde der mittelgroße Fendt Vario 200 Traktor als geeignetes Zielfahrzeug identifiziert.

Die Synthese einer geeigneten LVG-Struktur geschieht gemäß der in Kap. 4.5.3 beschriebenen Vorgehensweise für die in Kap. 5 beschriebenen, 30 möglichen Umsetzungsvarianten. Als Randbedingung für die Optimierungsrechnungen wird am Antrieb mit der Nenndrehzahl des Verbrennungsmotors von 1600 min^{-1} gerechnet. Die Lastdefinition auf der Abtriebsseite geschieht auf Basis der 55 kW Leistungshyperbel des Fendt Vario 200 Traktors. Die erforderliche Zugkraft im Anfahrbereich beträgt ca. 27 kN, was einem kumulierten Radmoment von ca. 20 kNm entspricht. Die Maximalgeschwindigkeit des Fendt Vario 200 Traktors liegt laut Produktkatalog bei 40 km/h. Da im Rahmen der Voruntersuchungen aus Kap. 5 allerdings eine ertragbare Maximalgeschwindigkeit von 50 km/h ermittelt wurde, wird dieser Wert als Geschwindigkeitsziel für die Optimierung definiert.

Die Auswahl geeigneter Umsetzungsvarianten aus den Pareto-Plots der LVG-Optimierung geschieht auf Basis der maximal zulässigen Drehmomentkapazität und Drehzahlgrenzen des KRG. Diese betragen 375 Nm bei maximal 6500 min^{-1} . Des Weiteren werden die ermittelten Lösungsvarianten mit einer Achsantriebsübersetzung größer 50 aus dem Lösungsraum entfernt, da diese technisch nicht umsetzbar sind. Abbildung 27 zeigt die verbleibenden Optimierungsergebnisse, welche die zulässigen Variatorgrenzwerte einhalten.

LVG Variante	i_{KRG}	i_{Fest}	i_{Kupplung}	i_{Ab}	Bewertung
SRC_1	-0.55	-0.79	-1.041	-35	Keine Einschränkung
SRC_2	-0.549	-0.896	-1.141	-32	$n_{\text{Hohlrad}} > 9000 \text{ min}^{-1}$
SCR_2	0.558	1.03	0.739	-47	$n_{\text{Hohlrad}} > 8500 \text{ min}^{-1}$
SRC_3	-0.549	-0.751	-0.914	-39	$n_{\text{Sonne}} > 20000 \text{ min}^{-1}$ $n_{\text{Steg}} > 7000 \text{ min}^{-1}$
SCR_3	-0.55	1.13	0.829	43	$n_{\text{Hohlrad}} > 7500 \text{ min}^{-1}$
SRC_4	0.549	0.87	-0.688	30	$n_{\text{Hohlrad}} > 9000 \text{ min}^{-1}$
SCR_4	-0.557	1.05	0.806	46	$n_{\text{Hohlrad}} > 8000 \text{ min}^{-1}$
SRC_5	-0.548	-0.855	1.714	-31	$n_{\text{Hohlrad}} > 7000 \text{ min}^{-1}$
SCR_5	0.548	-1.14	0.969	-41	$n_{\text{Hohlrad}} > 7000 \text{ min}^{-1}$

Abbildung 27: Ergebnisübersicht der LVG-Optimierung

6. Entwicklung des Demonstrators

Die Bezeichnung der LVG-Varianten entspricht der in Kap. 4.1 erläuterten Bezeichnungskonvention nach Resch. Die Nummerierung kennzeichnet die Varianten der Kupplungsanordnung und stimmt mit den Bezeichnungen aus Abbildung 25 überein. Die Übersetzung i_{KRG} bezeichnet eine feste Übersetzung vor dem KRG-Eingang, die Übersetzung i_{fest} kennzeichnet das übersetzende Element auf dem festen Pfad der Leistungsverzweigung. $i_{Kupplung}$ entspricht einer Übersetzung vor der sich schließenden Kupplung 2. Alle Ergebnisse besitzen eine Planetengetriebe-Standübersetzung von ca. -3, da sich hierbei ein guter Kompromiss aus Baugröße und Herstellbarkeit erzielen lässt. Die rot markierten Ergebnisse stellen Lösungen dar, die nicht umgesetzt werden können, da das Planetengetriebe im zweiten Fahrbereich unzulässig hohe Drehzahlen besitzt. Abbildung 29 veranschaulicht den Drehzahl- und Drehmomentverlauf am Planetengetriebe der funktionsfähigen Lösung SRC 1 (vgl. Abbildung 28). Da die Sonnendrehzahl mit dem Abtrieb des KRG gekoppelt ist, liegt das Drehzahlmaximum bei ca. 6500 min^{-1} und kann durch den geringen Sonnendurchmesser gut realisiert werden. Die Maximaldrehzahlen von Hohlrad und Steg liegen stets unter 2000 min^{-1} und stellen ebenfalls keine Einschränkung für die konstruktive Umsetzung dar. Im zweiten, direkten Fahrmodus wird durch die geöffnete Kupplung 1 die Abstützung des Planetengetriebes aufgehoben. Entsprechend dreht es lastfrei mit.

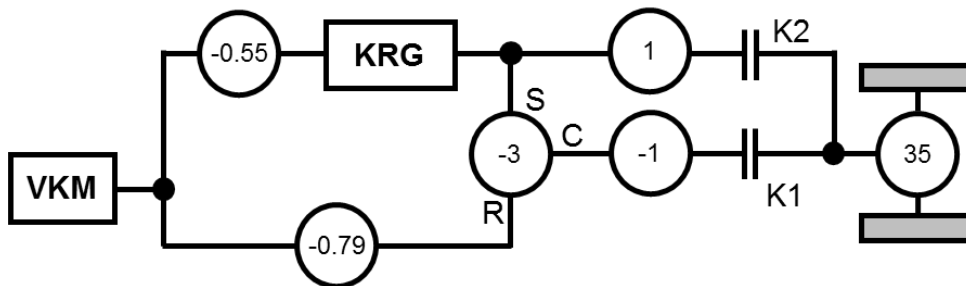


Abbildung 28: Funktionsfähige Strukturvariante SRC 1

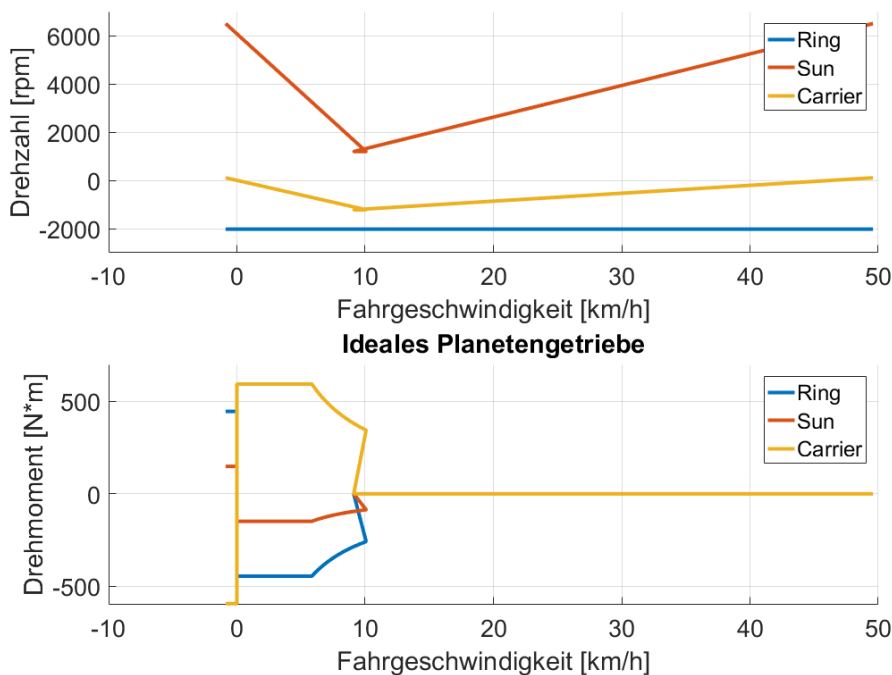


Abbildung 29: SRC 1 – Lasten am Planetengetriebe

Die favorisierte SRC 1 Strukturvariante wird anschließend mit den gängigen Auslegungsnormen für Maschinenelemente dimensioniert und in eine Konstruktion überführt. Abbildung 30 zeigt den Räderplan und das CAD-Modell des Getriebes für die Prüfstandvalidierung. Die Anschlüsse für den Getriebean- und abtrieb befinden sich auf der gegenüberliegenden Seite der KRG-Anschlüsse, da hierdurch der Aufbau des Prüfstands vereinfacht wird. Da die Kupplungen bei Synchrondrehzahl schalten, sind die zu erwartenden Reibleistungen so gering, dass elektrisch ansteuerbare, trockenlaufende Polreibungskupplungen nutzbar sind, die außerhalb des Getriebegehäuses montiert werden.

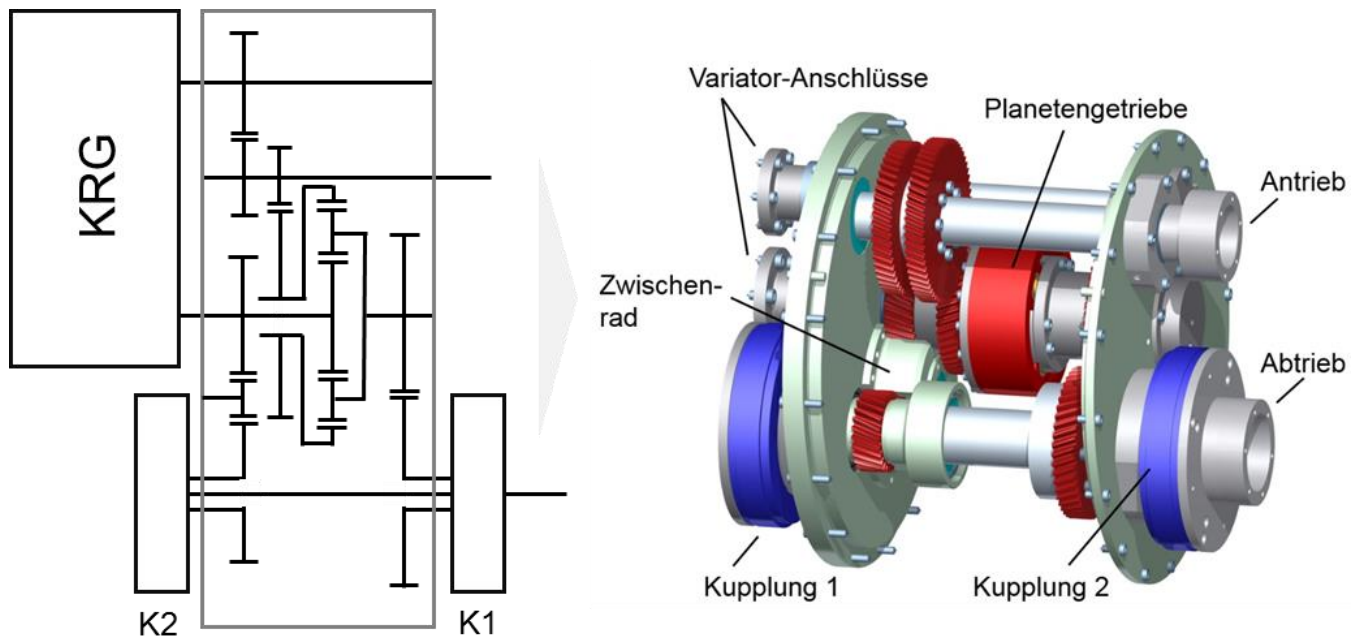


Abbildung 30: Umsetzungskonzept des Getriebeprototyps

Im Anschluss an die Getriebedimensionierung wurden sämtliche Zeichnungen zur Fertigung der Getriebekomponenten erstellt. Abbildung 49 bis Abbildung 51 zeigen exemplarisch die Zusammenbauzeichnungen der Planetengetriebewelle sowie die Fertigungszeichnung der Antriebswelle und des Gehäuses. Der komplette Zeichnungssatz zur Fertigung und Montage des Getriebes umfasst 85 Zeichnungen. Abbildung 31 zeigt das zusammengebaute Planetengetriebe, die Abtriebswelle und die Endmontage der Wellen im Gehäuse.



Abbildung 31: Einzelteile des LVG-Prototyps

Zur Abschätzung des Effizienzpotentials des Prüfgetriebes wurde eine Wirkungsgradanalyse mit dem im Projektrahmen entwickelten Syntheseprogramm durchgeführt. Hierbei wurden die Wirkungsgrade der Lager und Verzahnungen mit konstanten Wirkungsgradwerten zwischen 98,5 % (Planetengeräte) und 99,5 % (Stirnräder und Wälzlager) berücksichtigt. Für das KRG wurde ein gemessenes Wirkungsgradkennfeld eingesetzt. Abbildung 32 zeigt die zugehörigen Ergebnisse. Die höchsten Wirkungsgrade werden kurz vor dem Umschaltzeitpunkt bei 8 km/h erreicht, da die leistungsverzweigende Getriebestruktur hier in Leistungsteilung arbeitet und den Variator entlastet. Durch die Ausnutzung der Verbrennungsmotorspreizung kann das Getriebe im Hauptarbeitsbereich zwischen 6 und 12 km/h mit Wirkungsgraden deutlich über 90% betrieben werden. Im zweiten Fahrbereich fließt die komplette Antriebsleistung nur noch über das KRG, sodass unmittelbar nach dem Schaltzeitpunkt der Wirkungsgrad zunächst abfällt. Die berechneten Vollastwirkungsgrade übertreffen die Wirkungsgrade hydrostatisch leistungsverzweigter Getriebe deutlich (vgl. Wirkungsgrad-Zielfunktion von K. T. Renius [4]) und liegen bis zu 12 % über jenen von hydrostatischen Direktantrieben (max. 80 %) [4]. Um das leistungsverzweigte Kegel-Ring-Getriebe für unterschiedliche Anwendungsszenarien testen zu können, ist das Prüfgetriebe modular aufgebaut. Es lässt den einfachen Wechsel der Übersetzungsstufen zu und kann damit unterschiedliche Übertragungsfunktionen erzeugen. Für eine wirkungsgradoptimierte, seriennahe Umsetzung ist mit einer zusätzlichen Wirkungsgradsteigerung von 1 bis 2 % zu rechnen. Im Zuge der Prüfstandversuche sollen die simulierten Vollast-Wirkungsgradwerte validiert sowie die erreichbaren Teillastwirkungsgrade ermittelt werden.

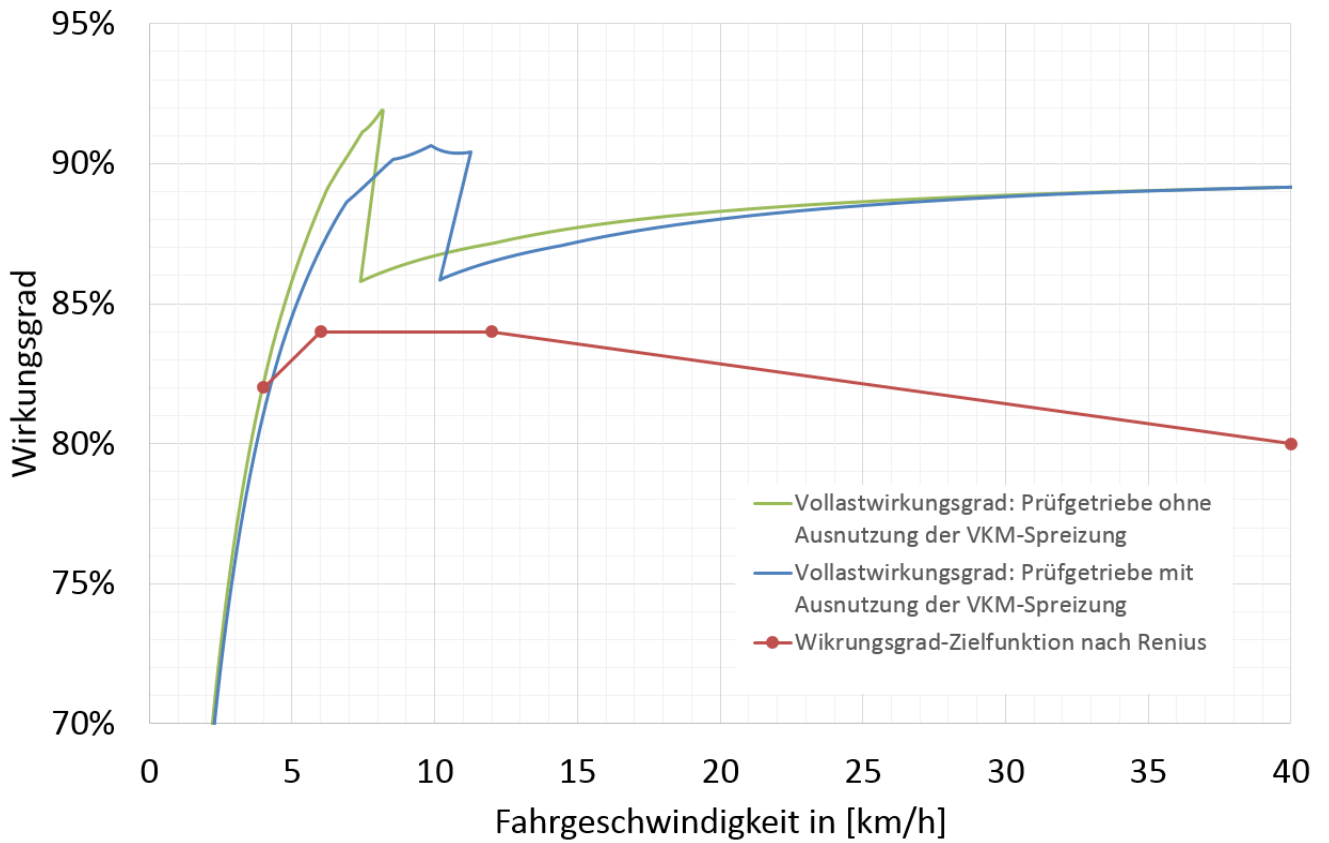


Abbildung 32: Wirkungsgradprognose für Prüfgetriebe + KRG

7. Versuchsdurchführung und Ergebnisdiskussion

7.1 Versuchsaufbau

Um die Nutzen des leistungsverzweigten Antriebs mit Kegel-Ring-Getriebe zu testen, wurde ein aufgelöster Systemprüfstand wie in Abbildung 33 aufgebaut. An- und Abtrieb werden durch zwei vorhandene Elektromotoren abgebildet. Da diese aufgrund der geringen Achsabstände des LVG-Prototyps nicht nebeneinander auf dem Spannfeld platziert werden können, kommt ein Winkelgetriebe zum Einsatz. Da das Winkelgetriebe in der Wirkungsgrad-Messkette einen Störfaktor darstellt, wurde zwischen dem Winkelgetriebe und dem LVG-Eingangsfansch ein zusätzlicher Messflansch montiert, welcher die Eingangsdrehmomente des LVG misst. Auf der Abtriebsseite wird der an Dyno2 befestigte Messflansch für die Drehmomentmessung verwendet. Das Stützlager beinhaltet zwei Pendelrollenlager und RWDR, deren Verlustmomente nach Palmgren [13] und Müller [14] berechnet werden. Im Schnitt ergibt sich für das gesamte Stützlager ein drehzahlabhängiges Verlustmoment von 1,1 bis 1,9 Nm, welches bei der Ergebnisauswertung in Kap. 7.2 von den Drehmomentmesswerten am Abtrieb abgezogen wurde. Hierdurch ergibt sich eine Verbesserung der Messwerte in einer Spanne von 0,2 % bei Volllast, bis 0,5 % bei Minimallast. Der Achsantrieb ist nicht Bestandteil der Messkette, da die hierfür erforderlichen Drehmomente von den E-Maschinen des Prüfstands nicht aufgeprägt werden können.

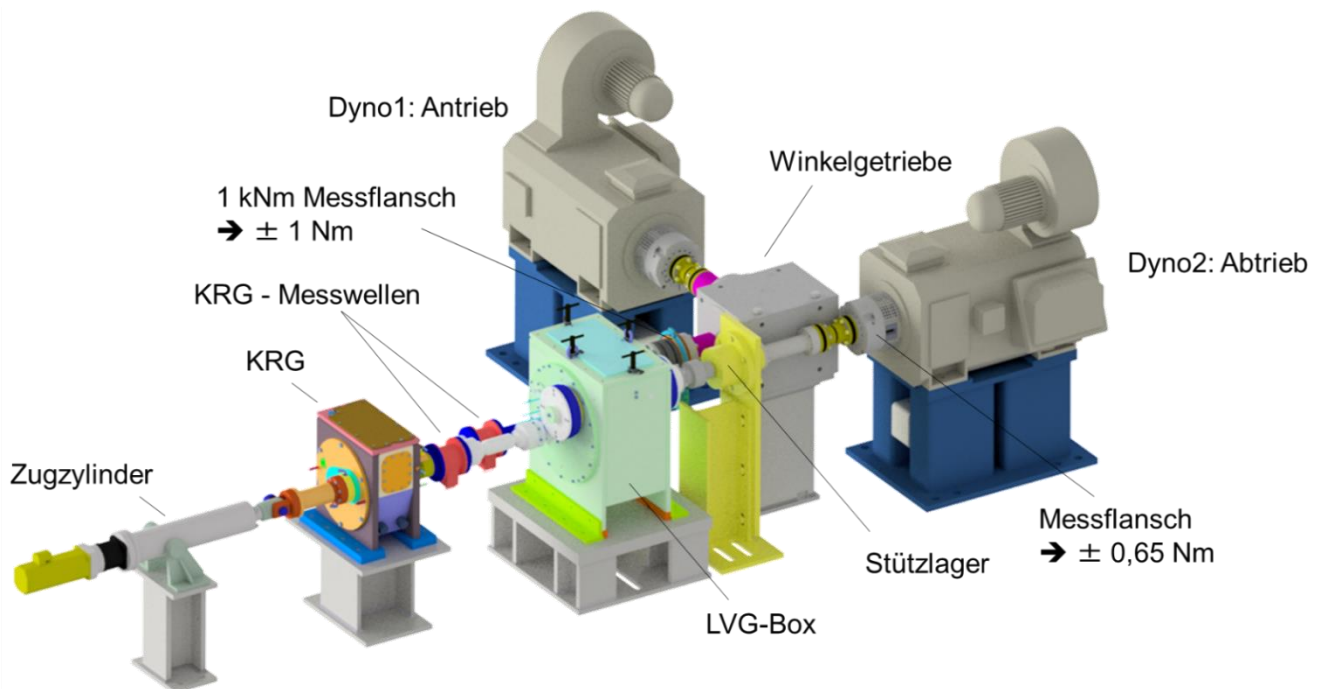


Abbildung 33: Prüfaufbau

Für das Kegel-Ring-Getriebe (KRG) wird eine eigens konstruierte Prüfstandsvariante verwendet, welche mehr Einstellungsmöglichkeiten als das Seriengetriebe bietet. So wird die Vorspannung der Kegel anders als im Seriengetriebe nicht über ein federvorgespanntes Kugelrampensystem aufgeprägt, sondern durch einen elektromechanischen Zugzylinder, dessen Anpresskraft im Überlastfall schlagartig abgebaut werden kann. Die Verbindung zur LVG-Box geschieht über zwei Drehmomentmesswellen, sodass eine

getrennte Wirkungsgradbewertung des KRG erfolgen kann. Abbildung 34 zeigt die Anordnung der Komponenten auf dem Prüfstand. Die Schmierung der LVG-Box erfolgt über die außenliegende Verrohrung in Form einer Einspritzschmierung. Zur Vermeidung eines Ölsumpfs wird eine Leckölpumpe verwendet, die das Öl zurück in den Tank des Ölaggregats fördert. Das Ölaggregat gehört zum Prüfstandsequipment des MSE und ist mit mehreren Pumpen ausgestattet. Für die Schmierung des Prüfgetriebes wird die kleinste Pumpe mit einer Fördermenge von 12 bis 18 l/min verwendet. Abbildung 35 veranschaulicht die Messtechnik rund um die LVG-Box. Die Prüfstandsteuerung erfolgt durch ein von der GIF-E bereitgestelltes DSpace-System, welches zur Implementierung von Notabschaltungszenarien mit der Prüfstandsteuerung gekoppelt wurde. Das eigens entwickelte Benutzerinterface zur KRG-Steuerung und Kupplungsaktuierung ist in Abbildung 52 dargestellt.

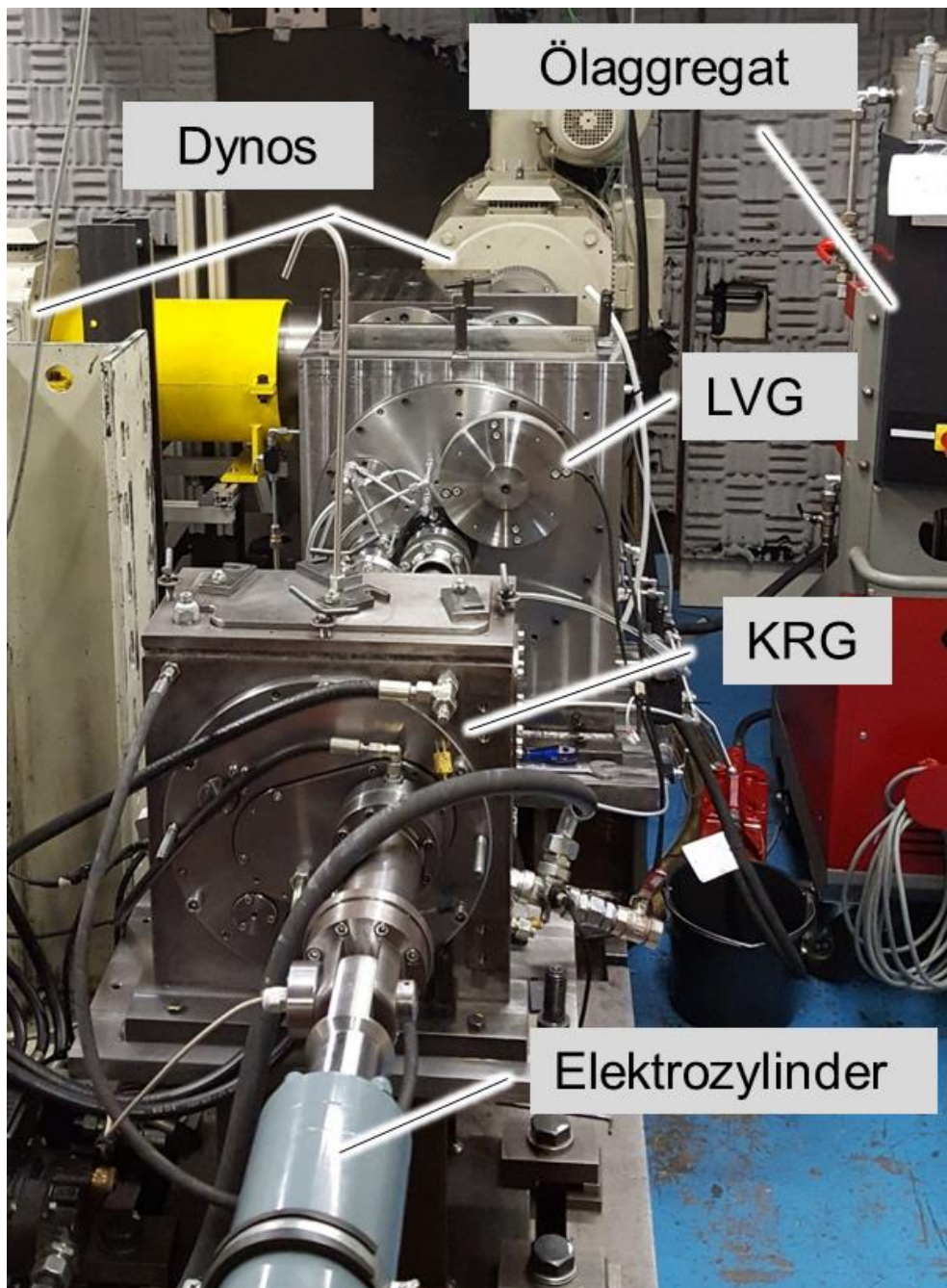


Abbildung 34: Anordnung der Prüfstandkomponenten

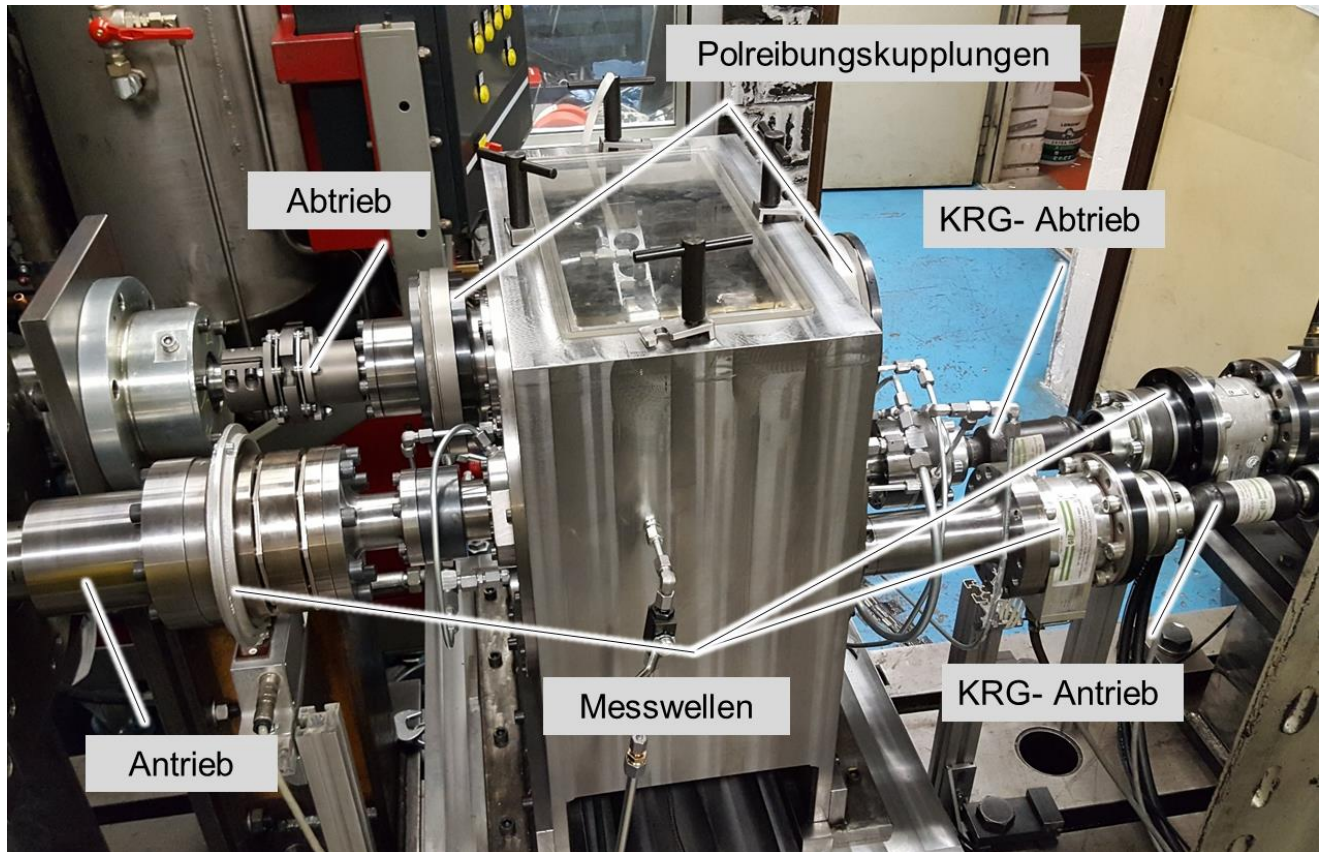


Abbildung 35: LVG-Box mit Messtechnik

7.2 Versuchsdurchführung und Ergebnisse

Für die Effizienzbewertung des Antriebskonzepts wurde ein Prüfplan erstellt, welcher die Randbedingungen der Systemtests enthält. Die Wirkungsgradmessungen werden für drei verschiedene Antriebslasten, bei Lastmomenten von 50 Nm bis 450 Nm durchgeführt, welche in 100 Nm Schritten aufgeprägt werden. Werden diese durch den Achsantrieb auf die Radmomente des Zieltraktors umgerechnet, ist ein Systemtest bis 15,75 kNm möglich. Für jede Antriebsdrehzahl – Abtriebslast Konfiguration wird der komplette, zulässige Stellbereich des KRG mit mindestens 8 Stützstellen durchfahren. Die Gesamtanzahl der Wirkungsgradmesspunkte liegt damit über 160.

Für eine reproduzierbare Wirkungsgradmessung wurde ein Temperaturfenster von $70 \pm 2 \text{ °C}$ für den Ölsumpf des KRG definiert. Die Öltemperatur im leistungsverzweigten Getriebe befand sich bei den Prüfstandversuchen stets bei 35 bis 40 °C. Durch die hohe Effizienz der mechanischen Getriebekomponenten, die große Masse des Getriebekörpers und die große Ölmenge in Öltank ergab sich für die LVG-Box ein temperaturstabiles Betriebsverhalten.

Abbildung 36 zeigt die gemessenen Vollast-Wirkungsgrade des Gesamtantriebs für den Spreizungsbereich des Verbrennungsmotors von 1000 bis 2100 min^{-1} . Es ist zu erkennen, dass im relevanten Hauptfahrbereich des Traktors zwischen 4 und 12 km/h eine dauerhafter Betrieb bei Wirkungsgraden zwischen 85 bis 90,5 % möglich ist. Bei Motor- Nenndrehzahl (1600 min^{-1}) wird am Wirkungsgradpeak eine übertragene Maximalleistung von 50 kW erreicht. Am Leistungspeak des Verbrennungsmotors bei 2100 min^{-1} können sogar 66 kW übertragen werden. Die gemessenen

7. Versuchsdurchführung und Ergebnisdiskussion

Wirkungsgradwerte im leistungsverzweigten Fahrmodus stimmen gut mit der berechneten Wirkungsgradprognose in Abbildung 32 überein.

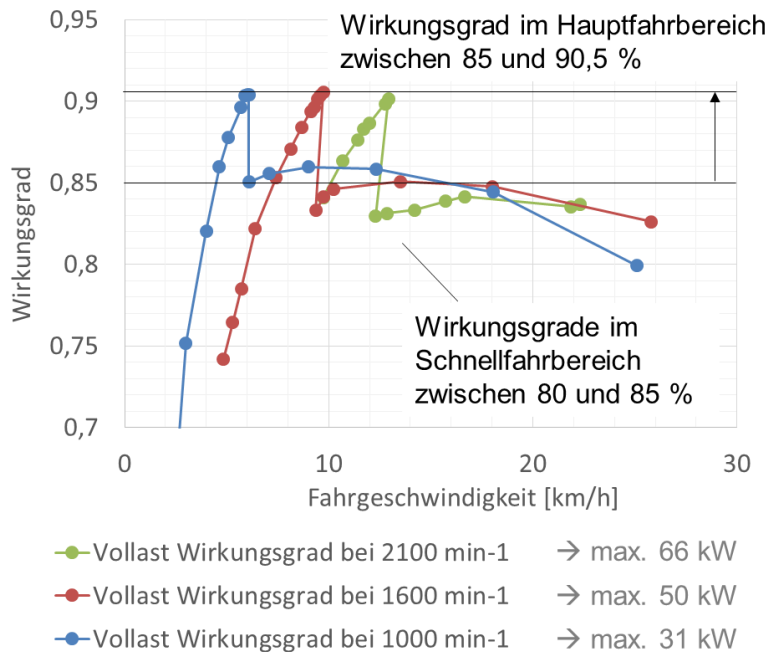


Abbildung 36: Gemessene Vollastwirkungsgrade

Der gute Wirkungsgrad im leistungsverzweigten Betriebsmodus lässt sich durch eine Betrachtung der zugrundeliegenden Leistungsflüsse im Antriebskonzept erklären. Abbildung 37 zeigt hierfür die bei Nenndrehzahl gemessene Eingangsleistung des Gesamtantriebs (rote Kurve) und die am KRG gemessene Ausgangsleistung. Es ist zu erkennen, dass im leistungsverzweigten Fahrmodus (bis 10 km/h) der über das KRG übertragene Leistungsanteil signifikant abnimmt und bei 10 km/h nur noch ca. 25 % der Antriebsleistung entspricht.

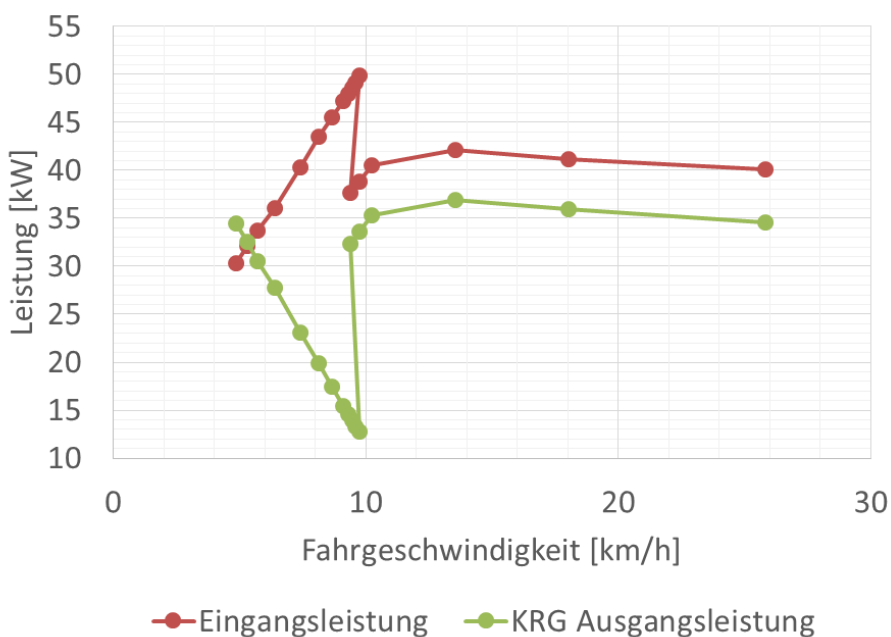


Abbildung 37: Leistungsanteile bei Motor-Nenndrehzahl

Die Vollast-Wirkungsgrade im direkten Fahrmodus bei Fahrgeschwindigkeiten größer 12 km/h liegen hingegen im Schnitt um 5 Prozentpunkte unterhalb der Wirkungsgradprognose bei 80 bis 85 %. Der Grund hierfür liegt in den Schleppverlusten des leistungsverzweigten Getriebes. So wurde für eine funktionssichere Durchführung der Wirkungsgradmessungen stets eine relative große Öleinspritzmenge von 18 l/min für die Schmierung des LVG verwendet. Zusätzlich wurde mit einer relativ hohen Lagervorspannung gearbeitet, um ein funktionssichere Durchführung der Versuche zu gewährleisten. Entsprechend Abbildung 37 liegen die kombinierten Verluste von KRG und LVG-Box bei in diesem Fall bei ca. 5 kW.

Im Rahmen der Funktionsvalidierung konnten wie in den Ergebnisplots zu erkennen, keine Fahrgeschwindigkeiten größer 27 km/h gefahren werden, da sich hierbei die Übersetzungsregelung des Rings mit der Drehzahlregelung des Prüfstands aufgeschwungen hat. Zudem trat bei KRG-Drehzahlen größer 3600 min^{-1} eine starke Ölverschäumung im KRG auf, die diesen Effekt verstärkt haben könnte. Ferner wurde bei Antriebsdrehzahlen größer 1000 min^{-1} eine Biegeschwindung durch den in Abbildung 35 zu sehenden langen Verbindungsflansch zwischen LVG-Box und der KRG Eingangs-Messwelle induziert. Das Problem konnte behoben werden, indem die Messwelle am KRG-Antrieb für die Versuche bei höheren Antriebsdrehzahlen (1600 & 2100 min^{-1}) ausgebaut und durch eine längere Gelenkwelle ersetzt wurde. Abbildung 38 zeigt die Wirkungsgrade des KRG bei $n_{an} = 1000 \text{ min}^{-1}$ und den Gesamtwirkungsgrad des Antriebs. Der Peak-Wirkungsgrad der KRG-Prüfstandsbox von 93 % im Teillastbereich stimmt gut mit dem Wert des Seriengetriebes überein.

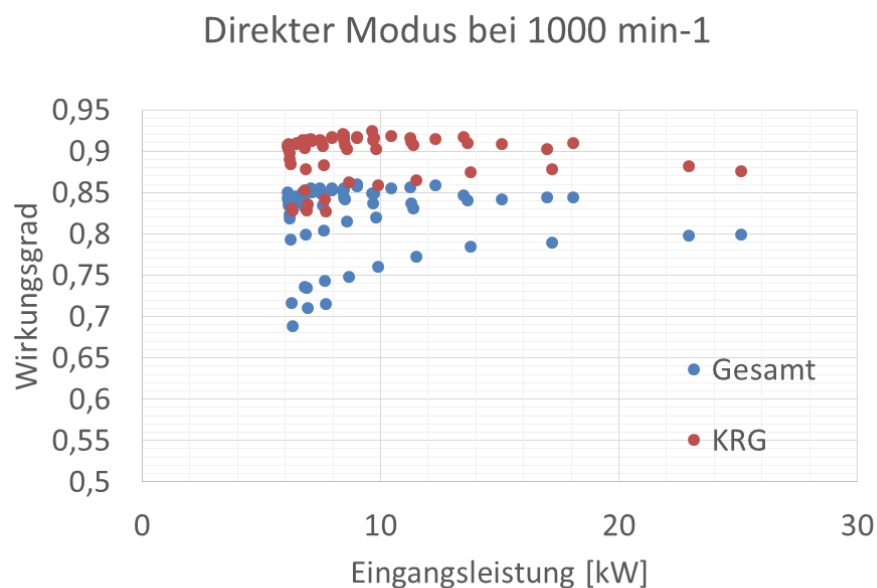


Abbildung 38: Gemessene KRG-Wirkungsgrade und Gesamtwirkungsgrade bei $n_{An} = 1000 \text{ min}^{-1}$

Für die Bewertung der Teillastwirkungsgrade im Hauptfahrbereich (LVG-Modus) wurden die Wirkungsgradmesspunkte über der Antriebsleistung aufgetragen. Abbildung 39 zeigt die Teillastwirkungsgrade bei der Motornendrehzahl von 1600 min^{-1} für mehrere Beschleunigungsversuche von 5 auf 10 km/h. Es ist zu erkennen, dass im Teillastbereich bei 20 kW Wirkungsgrade bis zu 85 % bei 10 km/h möglich sind. Sind im Teillastbereich niedrigere Fahrgeschwindigkeiten erforderlich, ist es zweckmäßig den Traktor mit reduzierter Motordrehzahl zu betreiben.

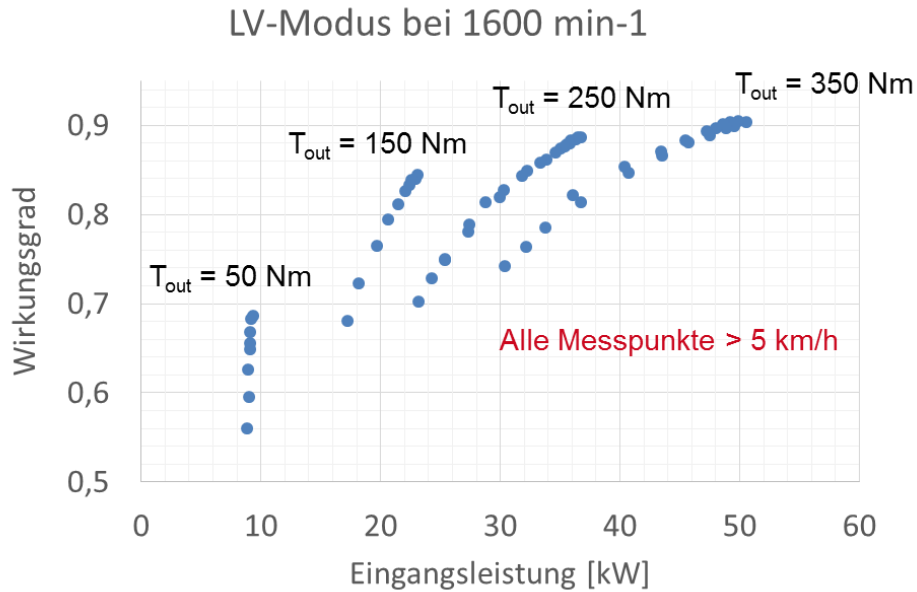


Abbildung 39: Teillast-Wirkungsgrade im LVG-Modus $n_{An} = 1600 \text{ min}^{-1}$

Abbildung 40 zeigt die Teillast- Wirkungsgradmessungen bei einer Antriebsdrehzahl von 1000 min^{-1} . Die dargestellten Messreihen gelten jeweils für Beschleunigungsvorgänge von 4 bis 6 km/h. Durch den Betrieb bei reduzierter Motordrehzahl können ab 15 kW dauerhaft Wirkungsgrade über 80% erzielt werden.

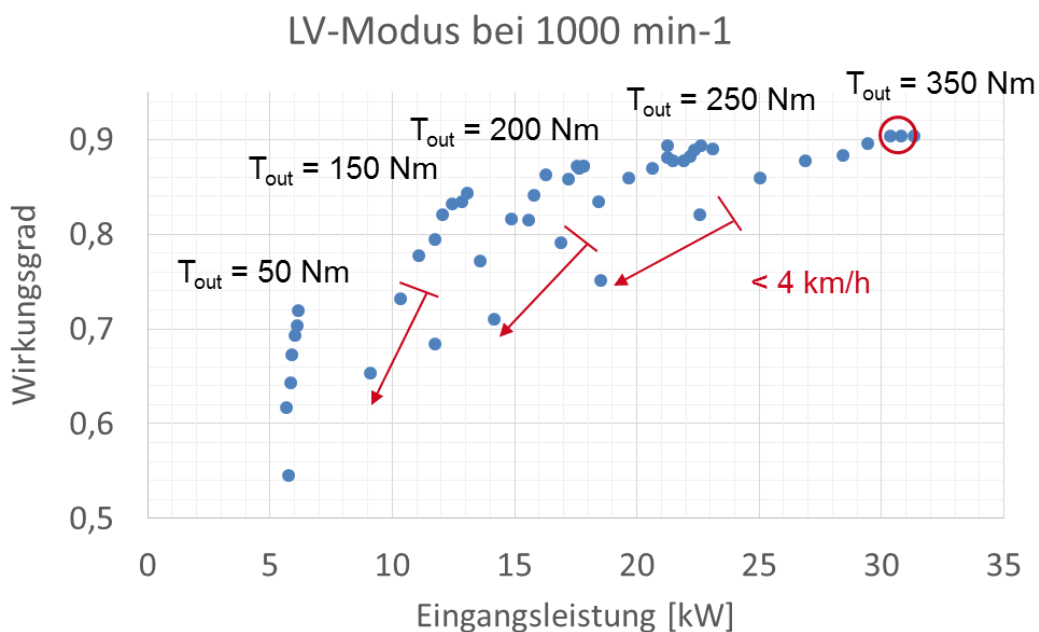


Abbildung 40: Teillastwirkungsgrade im LVG-Modus bei $n_{An} = 1000 \text{ min}^{-1}$

Die Durchführung von Anfahrversuchen konnte im Projektrahmen aufgrund der KRG-Schwingung bei kleinen Übersetzungen lediglich für reduzierte Antriebsdrehzahlen (max. 800 min^{-1}) und Lasten durchgeführt werden. Abbildung 41 zeigt den Messschrieb eines solchen Beschleunigungsvorgangs. Zur

„Nullregelung“ der Fahrgeschwindigkeit muss die KRG-Übersetzung auf einen Wert von 0,4815 gestellt werden. Durch die hohe Regeldynamik des KRG (Ring befindet sich instabiler Taumelbewegung und kann ohne stick-slip-Effekte ruckfrei verstellt werden) konnte dieser Betriebszustand problemlos angefahren werden.

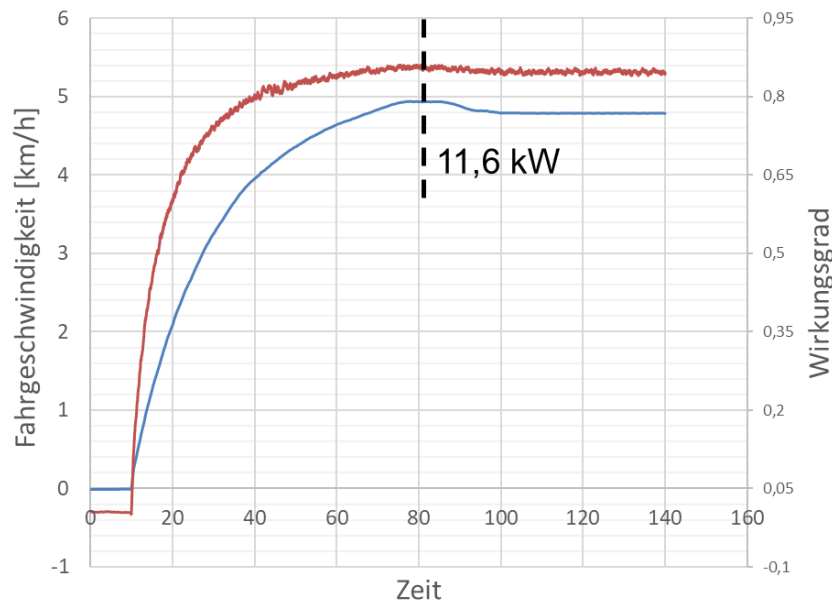


Abbildung 41: Beschleunigungsmessung bei $n_{An} = 800 \text{ min}^{-1}$ und $5,6 \text{ kNm}$ Radlast

7.3 Fazit der Versuchsdurchführung

Die im Projektrahmen durchgeführten Messungen zeigen, dass mit dem entwickelten leistungsverzweigten Getriebekonzept mit Kegel-Ring-Variator im Hauptfahrbereich kleiner Traktoren sehr hohe Wirkungsgrade erzielt werden können. So kann durch eine kombinatorische Verstellung von Motordrehzahl und KRG-Übersetzung zwischen 6 und 12 km/h dauerhaft der Peak-Wirkungsgrad 90,5 % (vgl. Abbildung 36) erreicht werden. Im Teillastbereich sinkt der Wirkungsgrad des Getriebes erst bei Leistungen kleiner 15 kW unter die 80 % Marke.

Da bei den durchgeführten Messungen ein unerwartetes Aufschwingen des Kegel-Ring-Getriebes mit der Drehzahlregelung des Prüfstands entstanden ist, konnten verschiedene Funktionstests noch nicht durchgeführt werden. Hierzu zählt das Anfahren aus dem Stand bei Nenndrehzahl des Verbrennungsmotors und unter hoher Last, Testfahrten bei Maximalgeschwindigkeit und dynamische Kupplungsschaltversuche.

Aufgrund der sehr hohen, gemessenen Wirkungsgrade sieht die GIF-Entwicklungsgesellschaft ein großes Potential in der entwickelten Technologie und hat sich deshalb dazu entschlossen, nach Projektende weitere Versuche auf einem eigenen Verspannungsprüfstand durchzuführen.

7.4 Ökologische Bedeutung

Die durchgeführten Messungen bestätigen das hohe effizienzsteigerungspotential gegenüber hydrostatischen Antriebskonzepten kleiner Arbeitsmaschinen. So ergeben sich laut Renius [4] bei sehr guten hydrostatischen Antrieben maximale Wirkungsgrade von 91 % für eine Schrägscheibenpumpe und 92 % für einen Schrägachsenmotor. Hydropumpe und –motor bilden zusammen das Variatorelement und besitzen demnach einen Peak-Wirkungsgrad von max. 83,7 %. Beim Betrieb des hydrostatischen Variators verschlechtert sich der Gesamtwirkungsgrad durch zusätzliche Strömungsverluste in den Leitungen und der Leistungsaufnahme der Speisepumpe um mind. 3 Prozentpunkte (bei kleinen Maschinen ist dieser Anteil höher), sodass ein Bestwert von 81 % für hydrostatisch angetriebene, kleine Arbeitsmaschinen verbleibt.

Durch den Betrieb des Kegel-Ring-Variators in einem leistungsverzweigten Getriebesystem kann wie bei hydrostatischen Direktantrieben die Anfahrfunktion unmittelbar realisiert werden. Die gemessenen Vollastwirkungsgrade im Hauptfahrbereich liegen mit 90,5 % deutlich über jenen hydrostatischer Antriebe. Insbesondere im Teillastbereich konnte zudem eine hohe Wirkungsgradstabilität nachgewiesen werden. So sinkt der Systemwirkungsgrad bei Ausnutzung der Motorspreizung erst bei Antriebsleistungen kleiner 15 kW (27 % von P_{Nenn}) unter die 80 % Marke. Zum Vergleich können mit hydrostatischen Verstellpumpen und Motoren im Teillastbereich Einzelwirkungsgrade von bestenfalls 80 % erreicht werden [15], was einem Gesamtwirkungsgrad von $0,8^2 = 64$ % entspricht.

Die Messungen bestätigen zudem auch gegenüber hydrostatisch-leistungsverzweigten Antrieben einen signifikanten Effizienzgewinn. So wurde durch Messungen der DLG-Prüfstelle [4] gezeigt, dass mit dem etablierten hydrostatisch leistungsverzweigten Fendt-Vario Getriebe im Hauptarbeitsbereich von Traktoren von 4 bis 12 km/h Vollast-Wirkungsgrade von 82 bis 84 % erreicht werden können. Mit dem leistungsverzweigten Kegel-Ring-Getriebe werden diese Werte deutlich übertroffen (90,5%). Da auch die etablierten hydrostatisch-leistungsverzweigten Antriebe unter der stark betriebspunktabhängigen Systemeffizienz hydrostatischer Variatoren leiden, entsteht auch hier ein signifikanter Wirkungsgradeinbruch im Teillastbereich.

Der im Projektrahmen als Zielfahrzeug definierte Kleintraktor Fendt Vario 200 besitzt ein ausgangsgekoppeltes hydrostatisches Getriebe, dessen hydrostatisch übertragener Leistungsanteil gemäß Abbildung 4 linear mit der Fahrgeschwindigkeit abfällt und bei einer Maximalgeschwindigkeit von ca. 40 km/h den mechanischen Durchtrieb erreicht. Im Hauptarbeitsbereich zwischen 4 und 12 km/h nehmen damit die hydrostatisch übertragenen Leistungsanteile Werte zwischen 90 und 70 % der Antriebsleistung ein. Geht man nun von einem maximalen hydrostatischen Variatorwirkungsgrad von 81 % und einem verlustarm konstruierten mechanischen Getriebeteil mit einem Wirkungsgrad von 95 % aus, ergibt sich mit Vollast-Wirkungsgraden von 82,4 bis 85,2 % eine gute Übereinstimmung zu den Messergebnissen der DLG-Prüfstelle. Analog lassen sich unter Teillastannahmen (15 kW Antriebsleistung und einem hydrostatischen Teillastwirkungsgrad von 64 %) eine Wirkungsgradspreizung von 67,1 bis 73,3 % für das hydrostatisch leistungsverzweigte Getriebe berechnen. Die Wirkungsgradsteigerung des leistungsverzweigten Kegel-Ring-Getriebes gegenüber einem hydrostatisch leistungsverzweigten Pedant entspricht damit ca. 6 % bei Vollast und zwischen 7 bis 20 % bei Teillast. Die entwickelte Antriebstechnologie ist für eine Vielzahl unterschiedlicher Arbeitsmaschinen wie Aufsitzrasenmäher, Kommunalmaschinen, kleine Gabelstapler und Traktoren bis zu einer Leistung von bis zu 100 PS geeignet. Laut [16] liegt die allein die Population kleiner Traktoren bis 100 PS in Europa

bei ca. 40.000 Stk. (ca. 35 % der Gesamtpopulation), sodass eine Vielzahl von Fahrzeugen von der gezeigten Entwicklung profitieren kann.

7.5 Maßnahmen zur Verbreitung der Ergebnisse

Mit den im Forschungsprojekt durchgeführten Untersuchungen konnte das Effizienzsteigerungspotential leistungsverzweigter Getriebe mit mechanischen Variatoren validiert werden. Die Verbreitung der Forschungsergebnisse geschieht durch die aktive Kontaktaufnahme mit potentiellen Verwertern der entwickelten Technologie (Traktor- und Getriebehersteller) durch die GIF-Entwicklungsgesellschaft. Ergänzend wurden zu diesem Zweck bereits während der Bearbeitungsphase des Projekts zahlreiche gemeinschaftliche Veröffentlichungen mit dem MSE auf renommierten Konferenzen und in Fachzeitschriften getätigt (s.u.). Des Weiteren wird derzeit auf Basis der Erkenntnisse aus den Prüfstandversuchen ein seriennahes Umsetzungskonzept des Antriebs entwickelt, mit dem durch ein verändertes Lagerungskonzept eine Reduktion der Lagerstellen und damit eine weitere Verbesserung des Wirkungsgrades um 1,5 % erzielt werden soll (Entwicklungsziel = 92 % Wirkungsgrad).

Die Veröffentlichung der im Projekt entwickelten Methoden zur Getriebesynthese erfolgte bereits auszugweise durch unten aufgeführten Publikationen. Die Veröffentlichung der Gesamtmethode geschieht voraussichtlich im ersten Quartal 2019, durch die Dissertation des projektleitenden wissenschaftlichen Mitarbeiters am MSE.

Veröffentlichungsliste

- Leistungsverzweigte Antriebe mit mechanischem Variator für kleine, mobile Maschinen, VDI Getriebetagung – Getriebe in mobile Maschinen, Konferenzbeitrag, Friedrichshafen, 21.06.2016
- Leistungsverzweigte Antriebe mit mechanischem Variator, ATZoffhighway, Zeitschrift, Ausgabe 01/2017, Springer Fachmedien
- Automatisierte Synthese leistungsverzweigender Antriebe, Antriebstechnisches Kolloquium (ATK), Tagungsbeitrag, Aachen, 07.03.2017
- Potentiale mechanischer LVG für kleine mobile Maschinen, VDI Getriebetagung – Getriebe in mobilen Maschinen, Konferenzbeitrag, Bonn, 28.06.2018

8. Fazit

Ziel des Forschungsprojekts ist es, eine geeignete leistungsverzweigte Getriebestruktur für den besonders effizienten Kegel-Ring-Variator zu entwickeln. Durch das LVG soll eine unmittelbare Realisierung des Anfahrvorgangs erreicht werden, sodass die etablierten hydrostatischen Fahrtriebe kleiner mobiler Maschinen durch eine effizientere Getriebetechnologie substituiert werden können.

Zu diesem Zweck wurden im Projektrahmen automatisierte Optimierungsmethoden entwickelt, welche eine Synthese geeigneter LVG-Strukturen ermöglichen. Durch die funktionale Betrachtung bei der Getriebeoptimierung, kann mit den entwickelten Methoden bereits in der Konzeptphase die Funktionsfähigkeit von LVG-Strukturen für eine definierte Zielanwendung evaluiert und die dafür benötigte Variatorgröße bestimmt werden. Die mit der Entwicklungsmethode synthetisierten LVG-Funktionsstrukturen dienen als Ausgangspunkt für etablierte Verfahren zur Getriebeentwicklung [8].

Durch die Anwendung der Methode wurden im Projektrahmen zunächst die Leistungsgrenzen leistungsverzweigter Getriebe mit mechanischen Variatoren ermittelt. So können mit einfachen eingangsgekoppelten LVG-Strukturen bereits die Antriebe von Kommunalmaschinen, Aufsitzrasenmähern und kleinen Gabelstaplern realisiert werden. Für höhere Leistungen und größere Fahrgeschwindigkeiten ist es zweckmäßig, den leistungsverzweigten Betriebsmodus durch einen zweiten, direkten Antriebsmodus zu ergänzen, bei dem die Leistung direkt über das mechanische CVT fließt. Es zeigte sich, dass mit einem solchen Antriebskonzept die Leistungs- und Fahrgeschwindigkeitsanforderungen von kleinen und mittelgroßen Traktoren gut erfüllt werden können.

Um das Effizienzsteigerungspotential eines solchen Antriebskonzepts zu validieren, wurde im Anschluss ein leistungsverzweigter Getriebedemonstrator mit dem mechanischen Kegel-Ring-Getriebe der GIF-Entwicklungsgesellschaft für eine 55 kW Kleintraktoranwendung konstruiert und auf einem Verspannungsprüfstand getestet. Im Rahmen der Prüfstandversuche wurde für den Hauptarbeitsbereich von Traktoren zwischen 4 und 12 km/h ein Systemwirkungsgrad von 90,5 % nachgewiesen, der unter Ausnutzung der zur Verfügung stehenden Motorspreizung über den gesamten Arbeitsfahrbereich erreicht werden kann. Durch die hervorragende Wirkungsgradstabilität des KRG konnten selbst im Teillastbereich sehr hohe Wirkungsgrade erzielt werden, welche erst bei Eingangsleistungen unter 15 kW die Wirkungsgradmarke von 80 % unterschreiten.

Gegenüber hydrostatischen Direktantrieben kann mit dem entwickelten Getriebesystem ein Effizienzzuwachs von ca. 10 bis 25 % und gegenüber hydrostatisch leistungsverzweigten Systemen um ca. 6 bis 20 % erreicht werden. Um die Verbreitung dieser Antriebstechnologie voranzutreiben, werden durch die GIF-Entwicklungsgesellschaft nach Projektabschluss weitere Funktionstests am Getriebedemonstrator durchgeführt. Ergänzend wird ein Umsetzungskonzept des Getriebes für die Integration in einen Traktor entwickelt.

9. Literaturverzeichnis

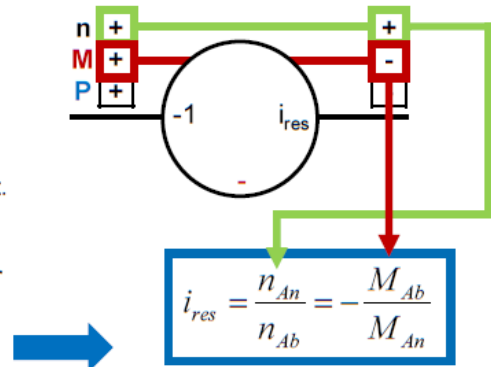
- [1] Bundesregierung, „Antwort der Bundesregierung auf Drucksache 18/1681 – Feinstaubemissionen aus Baumaschinen,“ 23.06.2014.
- [2] SSU Berlin, „Luftreinhalteplan 2011 bis 2017 für Berlin,“ 2013.
- [3] MTU-Online. [Online]. Available: <https://www.mtu-online.com/mtu/anwendungen/stagev/index.de.html>. [Zugriff am 29.06.2018].
- [4] K.-T. Renius, „Hydrostatische Fahrtriebe für mobile Arbeitsmaschinen,“ *Wissensportal baumaschine.de*, 2004.
- [5] C. Lauinger, „LuK Components in Power Split,“ in *7th LuK Symposium*, Bühl, LuK GmbH & Co, 2002, p. 76.
- [6] E. Kirchner, *Leistungsübertragung in Fahrzeuggetrieben – Grundlagen der Auslegung, Entwicklung und Validierung von Fahrzeuggetrieben und deren Komponenten*, Berlin, New York: Springer, 2007.
- [7] R. Resch, *Leistungsverzweigte Mehrbereichsfahrtriebe mit Kettenwandlern*, Fakultät für Maschinenwesen: TU München, 2004.
- [8] H. Naunheimer, *Fahrzeuggetriebe - Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion*, Berlin: Springer, 2007.
- [9] M. Kammler, *Wirkungsgradoptimierte Variator-Auslegung eines Wälzgetriebe-CVT in Bauart Kegel-Ring-Getriebe*, Dissertation: RWTH Aachen, 2001.
- [10] A. Wolf, *Die Grundgesetze der Umlaufgetriebe*, Braunschweig: Vieweg Verlag, 1958.
- [11] H. W. Müller, *Die Umlaufrädergetriebe - Auslegung und vielseitige Anwendungen*, Berlin Heidelberg: Springer, 1998.
- [12] VDMA, „Traktorzulassungen in Deutschland nach kW-Klassen,“ VDMA, 2014.
- [13] A. Palmgren, *Grundlagen der Wälzlagertechnik*, Stuttgart: Franckh'sche Verlagshandlung, 1950.
- [14] H. Müller, *Abdichtung bewegter Maschinenteile. Funktion - Gestaltung - Berechnung - Anwendung*, Waiblingen: Medienverlag u. Müller, 1990.
- [15] H. J. Förster, *Stufenlose Fahrzeuggetriebe in mechanischer, hydrostatischer, hydrodynamischer, elektrischer Bauart und in Leistungsverzweigung*, Köln: TÜV Rheinland GmbH, 1996, p. 182.
- [16] LECTURA, „Traktoren in Europa - Ein ausführlicher Report von LECTURA,“ 15.02.2018. [Online]. Available: <https://press.lectura.de/de/article/traktoren-in-europa-ein-ausfuehrlicher-report-von-lectura/41475>.

A Anhang

A.1 Drehmomentplan Rechenregeln

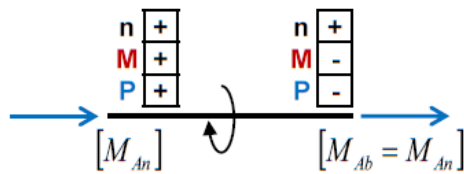
Allgemeine Vorgehensweise

- Räderplan in Drehmomentplan übersetzen.
- Drehzahl-, Drehmoment und Leistungsvorzeichen bestimmen.
 - Drehmomentrichtungen über Symbolvorzeichen festgelegt.
 - An Knoten sind alle Drehrichtungen gleich.
 - Es dürfen keine Leistungssenken oder Quellen auftreten.
- Drehmomente durch Division mit dem ersten Faktor und Multiplikation mit dem Zielfaktor bestimmen.
- Gesamtübersetzung mit Ersatzsystem bestimmen

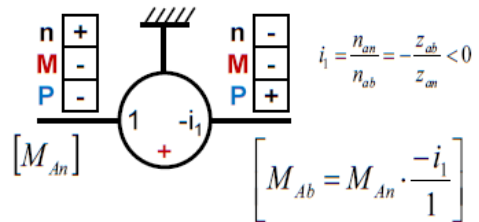


Drehmomentplan Symbole

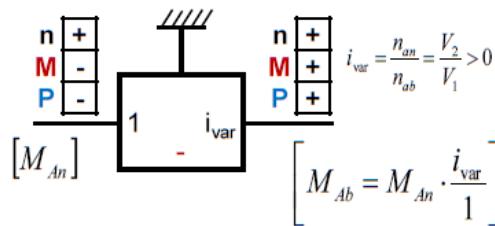
- Welle



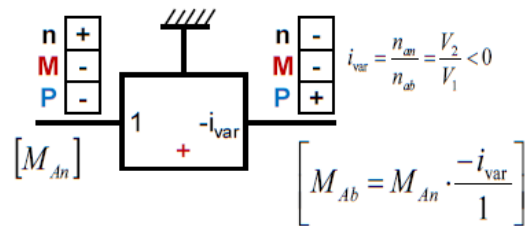
- Feste Übersetzung (mit Drehrichtungsumkehr)



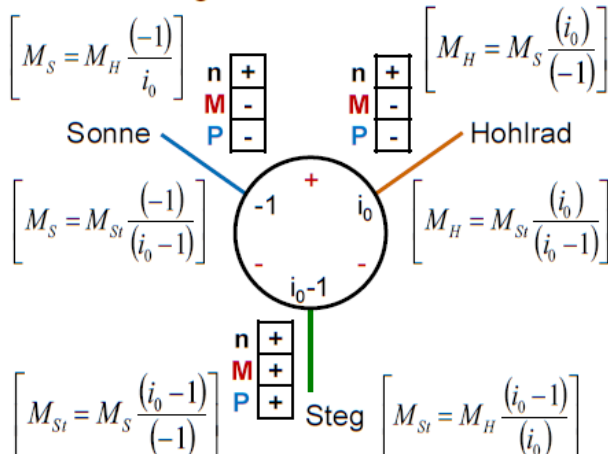
- Variator ohne Drehrichtungsumkehr



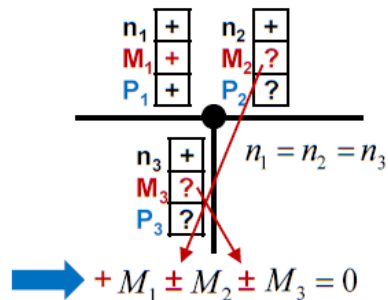
- Variator mit Drehrichtungsumkehr



- Planetengetriebe



- Knoten



1. Drehmomentvorzeichen bestimmen.
2. Zwei Drehmomentgleichungen bestimmen.
3. Drehmomentgleichgewicht unter Berücksichtigung der Drehmomentvorzeichen bestimmen.

A.2 Exemplarische Ergebnisplots des Simulationstools

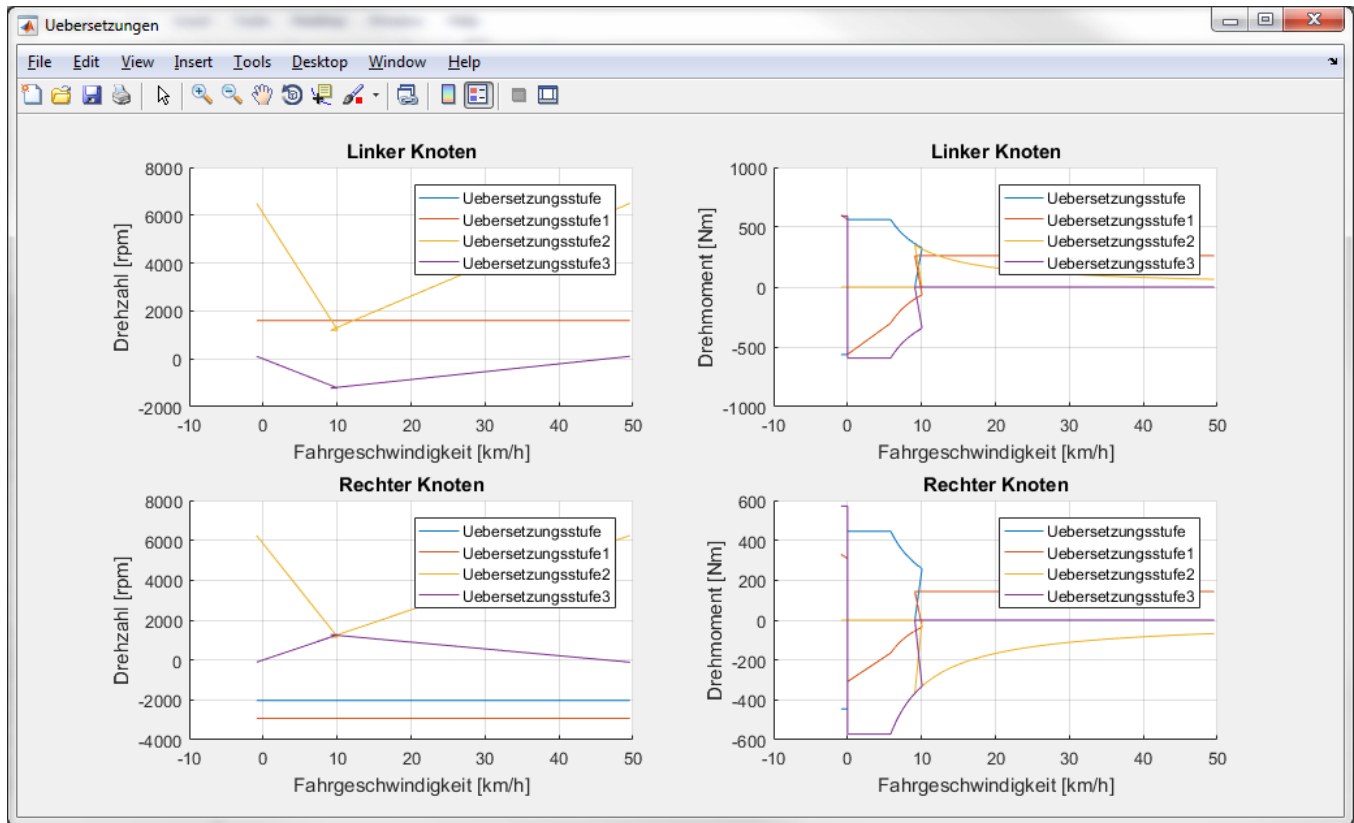


Abbildung 42: Ergebnisplot der Übersetzungsstufen

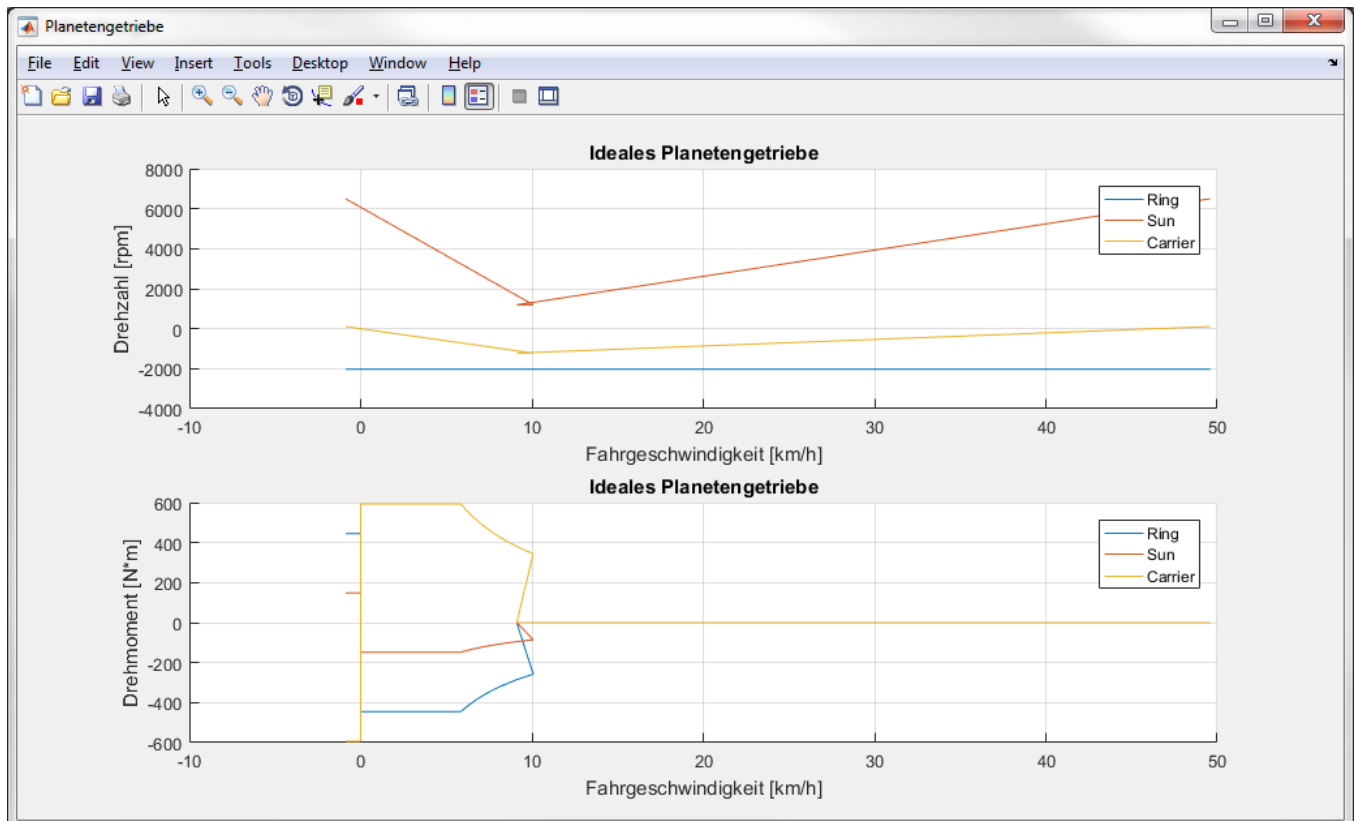


Abbildung 43: Ergebnisplot des Planetengetriebes

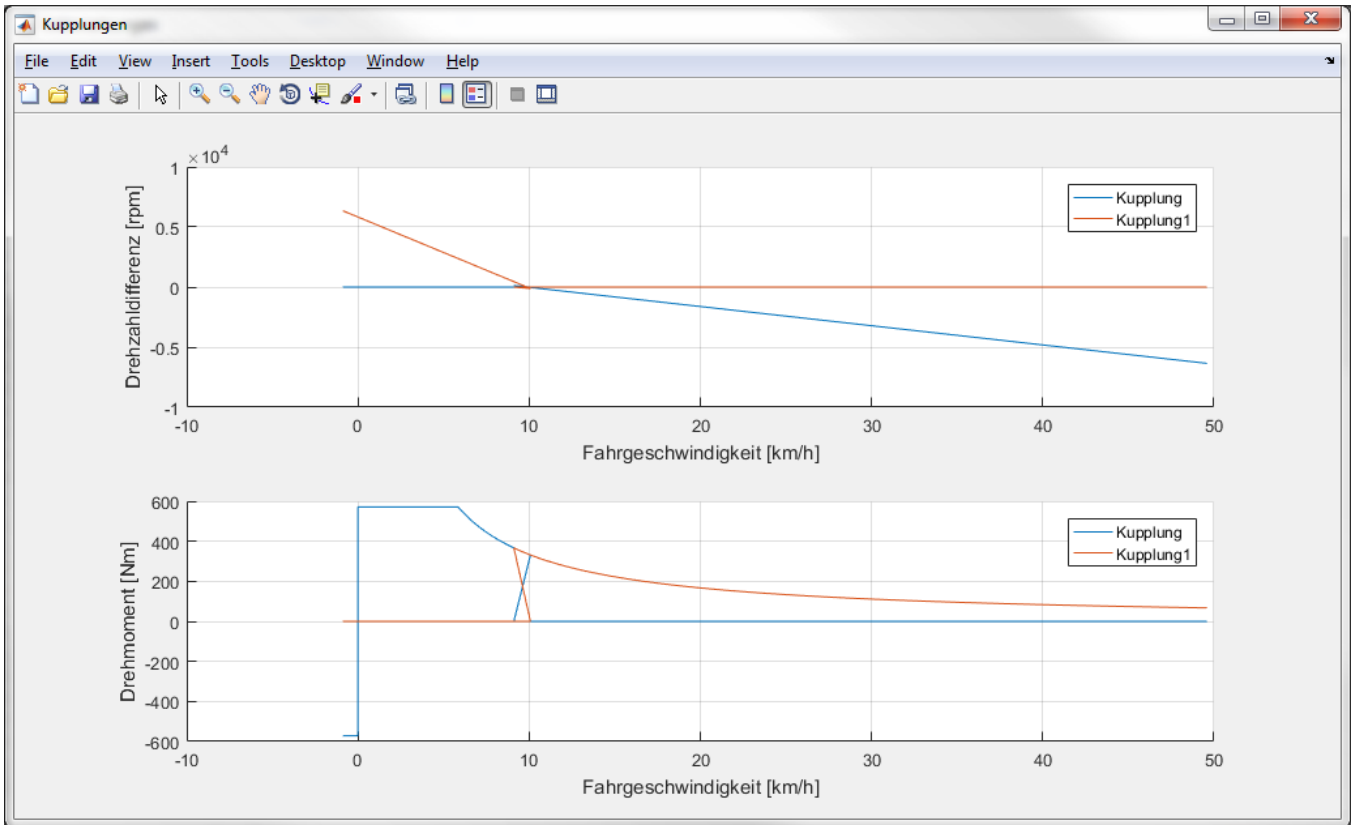


Abbildung 44: Ergebnisplot der Kupplungen

A.3 Eingabemasken des Optimierungsprogramms

Abbildung 45: Eingabemaske zur Optimierung von LVG-Strukturen mit mechanischem Variator

The screenshot shows the 'OPT_ratio_bounds_gui_hyd_var' interface. It is divided into several sections:

- Stirnradstufen:** Input fields for 1, -5, 5, and 0.2, with labels '0: keine Optimierung 1: wird optimiert', 'Lowerbound', 'Upperbound', and 'Nonlinear Constraint'.
- Planetenräder:** Input fields for 0, -12, and -3, with labels '0: keine Optimierung 1: wird optimiert', 'Lowerbound', and 'Upperbound'.
- Abtriebsübersetzung:** Input field for 10, labeled 'Initial- abtriebsübersetzung'.
- Simulationseinstellungen:** Input fields for 40, 80, 40, and 200, labeled 'Sollgeschwindigkeit v_{max} [km/h]', 'Populationen', 'Generationen', and 'Differenz- drehzahlgrenze'.
- Hydraulische Variatoren:** Two columns of input fields for 'Optimierung Pumpe 0/1: Aus/An' and 'Optimierung Motor 0/1: Aus/An', with values 1, 28, and 250.
- Variablen, die minimiert werden sollen:** A list of checkboxes for 'Abtriebsgeschwindigkeit', 'Maximalmoment', 'Maximaldrehzahl', 'Schluckvolumen Pumpe', 'Abtriebsübersetzung', 'Volumenstrom', 'Druck', and 'Schluckvolumen Motor', all of which are checked.
- Plotseinstellungen:** A grid of input fields for 'Geschwindigkeit', 'Druckdifferenz', 'Effektiver Volumenstrom', and 'Abtriebs- übersetzung', with values 0, 100, 1000, 200, 0, 3000, 0, 10000, 0, 500, and 0, 500. Below are buttons for 'Plot last pareto front', 'Plot all results', and 'Get grid point results'.
- Grenzwerte für 2-stufige Optimierung:** Input fields for 0, 1600, 550, and 10, labeled 'Geschwindigkeit', 'Volumenstrom', 'Druck', and 'Prozentangabe'.
- Buttons:** 'Optimieren' at the bottom left, and radio buttons for 'Kupplungen' and 'Kupplungen mit Übersetzungen'.

Abbildung 46: Eingabemaske zur Optimierung von LVG-Strukturen mit hydraulischem Variator

The screenshot shows the 'OPT_ratio_bounds_gui_elvg' interface. It is divided into several sections:

- Stirnradstufen:** Input fields for 1, -5, 5, and 0.2, with labels '0: keine Optimierung 1: wird optimiert', 'Lowerbound', 'Upperbound', and 'Nonlinear Constraint'.
- Planetenräder:** Input fields for 0, -12, and -3, with labels '0: keine Optimierung 1: wird optimiert', 'Lowerbound', and 'Upperbound'.
- Simulationseinstellungen:** Input fields for 80, 40, 40, and 200, labeled 'Populationen', 'Generationen', 'Sollgeschwindigkeit v_{max} [km/h]', and 'Differenz- drehzahlgrenze'.
- ELVG - Leistungshyperbel:** Input fields for 1500 and 400, labeled 'Knickdrehzahl' and 'Maximalmoment'.
- Plotseinstellungen:** Input fields for '-inf', 'inf', '-inf', 'inf', '-inf', 'inf', and '-inf', 'inf', labeled 'min. Abtriebsdrehzahl', 'max. Abtriebsdrehzahl', 'Variatordrehzahl', and 'Variormoment'. Below are buttons for 'Plot last pareto front', 'Plot all results', and 'Get grid point results'.
- Grenzwerte für 2-stufige Optimierung:** Input fields for 100, 12800, 6825, and 10, labeled 'Minimale Drehzahl', 'Maximale Drehzahl', 'Variatordrehzahl', and 'Prozentangabe'.
- Buttons:** 'Optimieren' at the bottom left, and radio buttons for 'Kupplungen' and 'Kupplungen mit Übersetzungen'.

Abbildung 47: Eingabemaske zur Optimierung von LVG-Strukturen mit elektrischem Variator

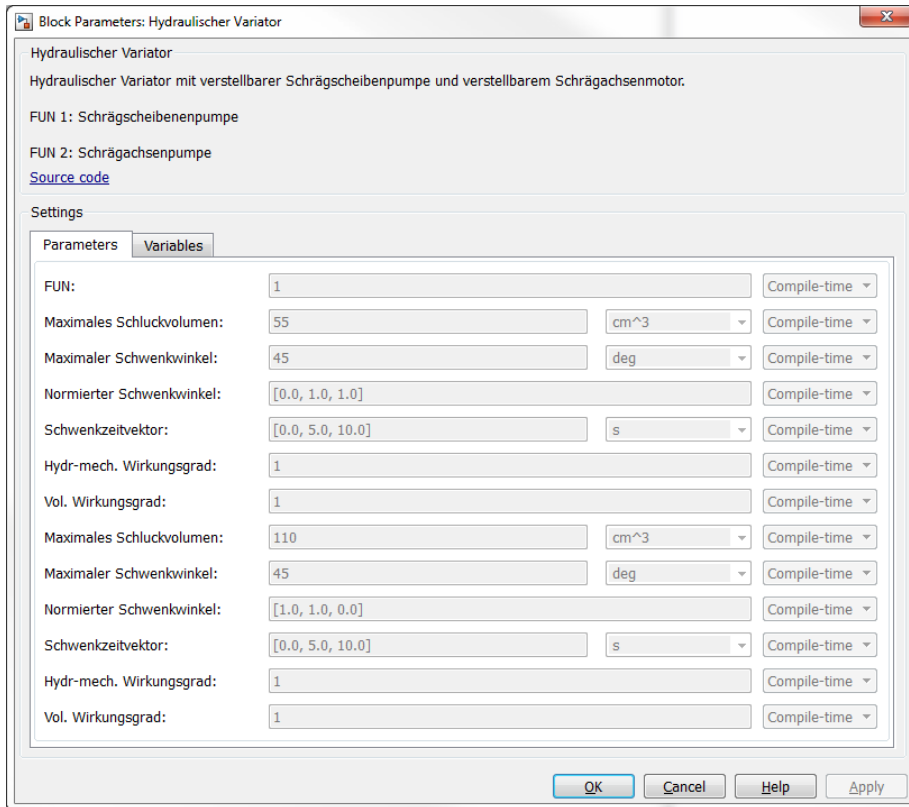


Abbildung 48: Eingabemaske zur Parametrierung des hydraulischen Variators

A.4 Dokumentation

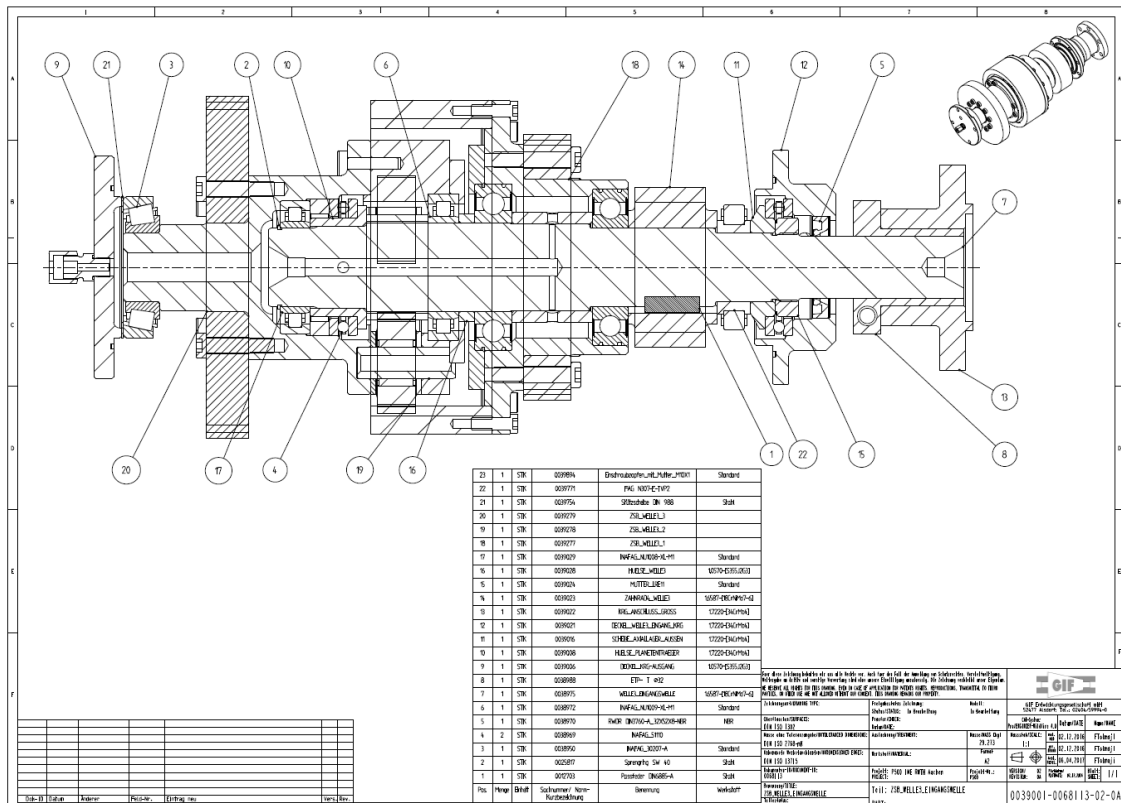


Abbildung 49: Zusammenbauzeichnung des Planetengetriebes

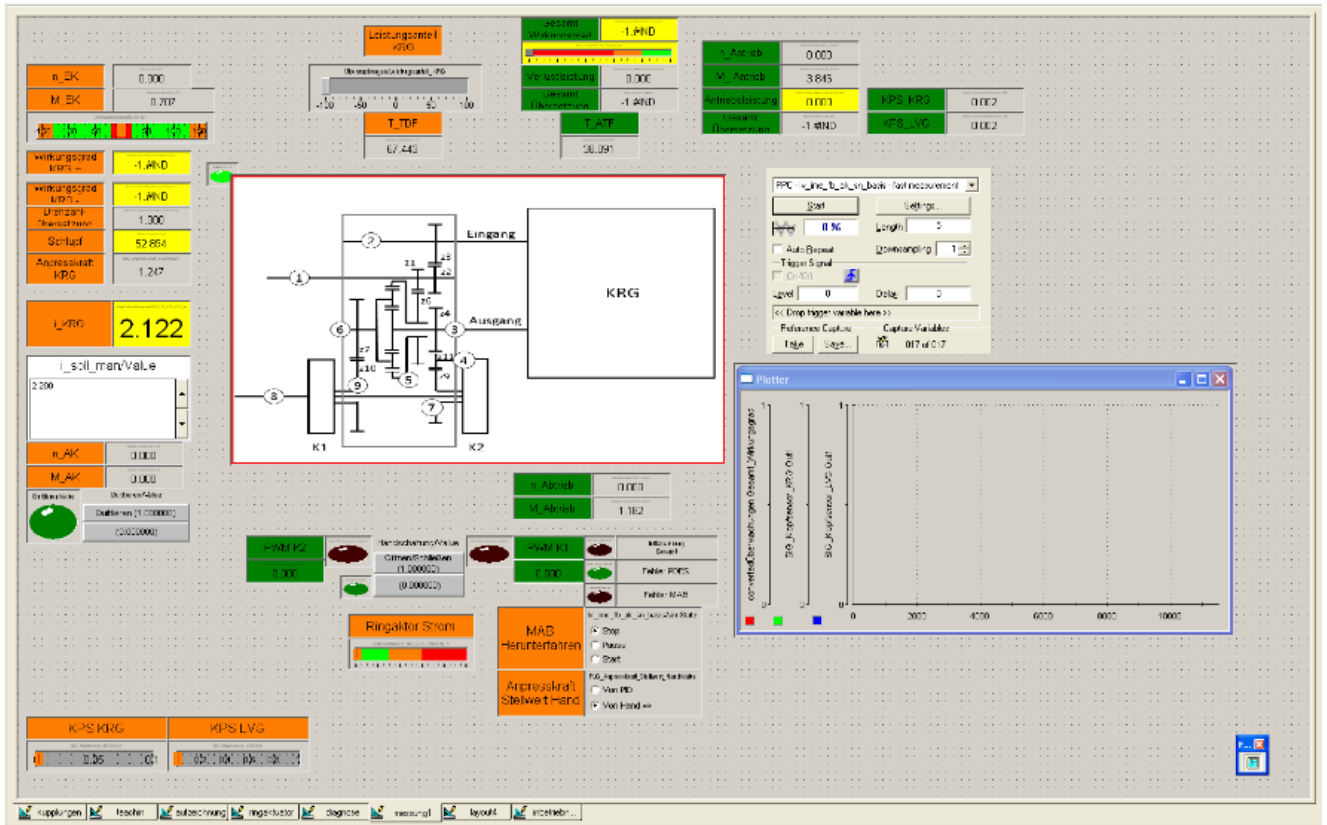


Abbildung 52: Control-Panel für Prüfstandversuche