

Institut für Maschinen- und Fahrzeugtechnik
Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der
Technischen Universität München

Leistungsverzweigte Mehrbereichs- fahrantriebe mit Kettenwandlern

Rainer Resch

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Maschinenwesen der
Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades
eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. B. Heißing

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. K.-Th. Renius, i.R.
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. B.-R. Höhn

Die Dissertation wurde am 9.6.2004 bei der Technischen Universität München
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 17.9.2004
angenommen.

Geleitwort

Stufenlose Traktorfahrantriebe mit hydrostatisch-mechanischer Leistungsverzweigung erlangten seit der Serieneinführung des Fendt „Vario“ (1996) von Europa ausgehend Bedeutung. Bei stufenlosen Pkw-Getrieben führte man im Gegensatz dazu Umschlingungsgetriebe ein, insbesondere in Deutschland durch Audi/Luk mit Zugkette Prinzip P.I.V. Diese "Kettenwandler" erreichen auch ohne Leistungsverzweigung hervorragende Wirkungsgrade, was sie für Traktoren interessant macht. Sie haben leider hier auch Schwächen: Die Leistung je Strang ist nicht beliebig zu steigern, ihre Spreizung ist begrenzt, mit dem Wandler allein ist ein aktiver Stillstand nicht möglich und die Verstellzeiten sind relativ lang. Attraktiv bleiben ihr Wirkungsgradpotenzial und ihr einfacher Aufbau. Daher versucht man, die genannten Nachteile durch geschickte Kombinationen mit Zahnradgetrieben abzuschwächen.

Die Kopplung eines Kettenwandlers mit einem nachgeordneten gestuften Gruppenwahlgetriebe ist dafür ein besonders einfacher Ansatz (siehe Münchner Forschungs- traktor). Dieses Konzept hat aber wegen der Wandler-Vollverstellung bei Gruppenwechsel aus heutiger Sicht relativ lange Umschaltzeiten. Das Prinzip des i^2 -Getriebes könnte dieses Problem elegant lösen (siehe Münchner Autarker Hybrid und Entwicklungen an der ETH Zürich), führt aber wegen der Auslegung nach dem langsamen Bereich bei Traktoren zu einer nicht akzeptablen Ausnutzung des Wandler-Leistungspotenzials. Andere Lösungen schlagen die Kombination eines direkten Fahrbereichs mit einem leistungsverzweigten vor. Auch dabei kann man - ähnlich wie beim i^2 -Getriebe - eine Bereichsumschaltung im Synchronpunkt ohne Wandlerverstellung erreichen. Derartige Getriebesysteme sind Gegenstand dieser Arbeit.

Herr Resch untersucht nach einem Überblick über den technischen Stand die Grundlagen der Leistungsverzweigung und generiert eine Reihe möglicher Traktor-Getriebe- strukturen mit Kettenwandlern und zwei Fahrbereichen. Ein ausgewähltes Konzept, bei dem der langsame Bereich verzweigt ist und der schnelle direkt arbeitet, wird mit modernen Simulationswerkzeugen und einem Getriebeprüfstand bezüglich seiner Betriebseigenschaften untersucht. Es kommt heraus, dass geschickte Strukturen (mit optimierten Hydrauliksystemen) für Traktoren ein interessantes Potenzial bieten.

Herr Dr.-Ing. Resch entwickelte sich schon während dieser Arbeit zu einem kompetenten Fachmann für Kettenwandler-Getriebesysteme. Meine Anerkennung und mein besonderer Dank gelten seiner weit überdurchschnittlichen Gesamtleistung, die er mit großer Selbständigkeit und ungewöhnlichem Fleiß erreichte.

Daneben danke ich allen beteiligten Mitarbeitern und Förderern - ganz ausdrücklich der Firma ZF für ihre sehr großzügige finanzielle Unterstützung.

Garching, im September 2004

Prof. Dr.-Ing. Dr. h.c. K.Th. Renius

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Landmaschinen und nach dessen Auflösung am Lehrstuhl für Fahrzeugtechnik der Technischen Universität München.

Mein erster und besonderer Dank gilt daher meinem verehrten Lehrer und Doktorvater, Herrn Prof. Dr.-Ing. Karl Th. Renius. Mit einer Arbeit zu stufenlos mechanischen Getrieben für Traktoren vertraute er mir ein Thema an, das auch sein Berufsleben wie ein roter Faden durchzieht. So möchte ich meinem wissenschaftlichen Vorbild Professor Renius Dank sagen für seinen fachlichen Rat, die stets konstruktive Kritik sowie für die Gewährung der zur Bearbeitung des Themas notwendigen Freiheiten.

Danken darf ich der ZF Passau GmbH und der ZF Friedrichshafen AG für die, in Anbetracht wirtschaftlicher Zwänge nicht immer einfache, Finanzierung der Arbeit. Namentlich zu nennen sind hier Herr Dr.-Ing. Karl Grad und Herr Dr.-Ing. Bernd Vahlensieck, dem ich ganz besonders für die freundschaftliche und lehrreiche Zusammenarbeit während der letzten fünf Jahre danke. Hier möchte ich auch den ZF-Mitarbeitern in den Versuchsabteilungen für die motivierte Zusammenarbeit meinen Dank aussprechen.

Der Fa. PIV-Drives GmbH in Bad Homburg mit den Herren Dr.-Ing. Gert Schönenbeck und Peter Wagner, bin ich für die Bereitstellung des Variators und die vielfältige Unterstützung zu Dank verpflichtet.

Großer Dank gebührt den Mitarbeitern der beiden Werkstätten des Lehrstuhls und ihren Leitern Herrn Erwin Darnhofer, seinem Vorgänger Herrn Lorenz Höchtl und Herrn Peter Schneider für ihren selbstlosen Einsatz bei der Erstellung, Instandhaltung und Reparatur des Funktionsprüfstandes.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei allen Mitarbeitern und Kollegen des Lehrstuhls bedanken, die mir in den letzten Jahren eine berufliche Heimat mit einem offenen und freundschaftlichen Arbeitsklima boten. Es war mir jeden Tag ein Vergnügen, Mitglied der LTM-Familie zu sein. Danken will ich auch Herrn Prof. Heißing und den neuen Kollegen des Lehrstuhls für Fahrzeugtechnik für die kollegiale Aufnahme und den reibungslosen Übergang in der für uns nicht immer leichten Zeit der Auflösung.

Nicht versäumen möchte ich es auch allen Studenten, die einen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben, für ihren Einsatz und ihr Engagement zu danken.

Widmen möchte ich diese Arbeit meiner Familie und meiner Freundin Sabine, die mich zu jeder Zeit unterstützt, ermutigt und mir das nötige Verständnis entgegengebracht haben.

München, im September 2004

Rainer Resch

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung und Aufgabenstellung	1
1.1 Problemfeld	2
1.2 Aufgabenstellung	3
2. Stand der Forschung	5
2.1 Anforderungen an stufenlose Fahrtriebe	5
2.1.1 <i>Traktorengetriebe</i>	5
2.1.2 <i>Pkw-Getriebe</i>	8
2.2 Stufenlose Getriebe in Kraftfahrzeugen	10
2.2.1 <i>Stufenlose Getriebe im Pkw</i>	10
2.2.2 <i>Stufenlose Getriebe in Traktoren</i>	12
2.3 Grundlagen zu stufenlosen Umschlingungsgetrieben	14
2.4 Steuerung und Simulation stufenloser Umschlingungsvariatoren	17
2.5 Grundlagen der Leistungsverzweigung	18
3. Leistungsverzweigte Antriebsstrukturen mit Umschlingungsgetrie- ben	29
3.1 Eignung ausgeführter Strukturen	29
3.2 Einfache Strukturen mit zwei Fahrbereichen	32
3.3 Auslegungen für eine Eingang-gekoppelte Struktur (IC-SCR)	38
3.3.1 <i>Leistungsverzweigung bei hohen Fahrgeschwindigkeiten</i>	39
3.3.2 <i>Leistungsverzweigung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten</i>	42
4. Methoden und Werkzeuge zur Untersuchung eines ausgewählten Konzepts	48
4.1 Aufbau eines Funktionsprüfstandes	48
4.1.1 <i>Struktur</i>	48
4.1.2 <i>Messtechnik</i>	51
4.2 Dynamisches Simulationsmodell	51
4.2.1 <i>Modell für Variator und Anpresssystem</i>	53
4.2.2 <i>Modellierung des P.I.V.-Anpresssystems</i>	59
4.2.3 <i>Modellierung der leistungsverzweigten mechanischen Struktur</i>	69
4.2.4 <i>Vergleich Messung – Simulation</i>	70
4.3 Quasistationäres Simulationsmodell	73
4.4 Rapid-Control-Prototyping	75
4.4.1 <i>Betätigungsumgebung für den Funktionsprüfstand</i>	75

4.4.2	<i>Struktur des Übersetzungsreglers</i>	76
5.	Abschätzung des Wirkungsgradpotenzials	80
5.1	Theoretische Zusammenhänge zum mechanischen Wirkungsgrad.	80
5.2	Versuchsergebnisse	83
5.3	Simulationsergebnisse	85
5.3.1	<i>Abgleich des Simulationsmodells mit Messergebnissen</i>	85
5.3.2	<i>Unterschiedliche hydraulische Versorgungskonzepte</i>	86
5.3.3	<i>Systemvergleiche anhand von Energiebetrachtungen</i>	88
6.	Besonderheiten des aktiven Stillstands	95
6.1	Aktiver Stillstand als ausgezeichneter Betriebspunkt	95
6.2	Messungen am Prüfstand	100
6.2.1	<i>Ausgewählte Versuchsergebnisse</i>	101
6.3	Vergleich zwischen Simulation und Messung.	106
6.4	Drehmomentbeobachter für das Abtriebsdrehmoment	106
6.4.1	<i>Sonstige Ergebnisse</i>	109
7.	Besonderheiten des Bereichswechsels	110
7.1	Zur Dynamik des Bereichswechsels	110
7.2	Entwicklung einer Umschaltstrategie	115
8.	Ausblick	123
9.	Zusammenfassung	125
10.	Anhang	127
10.1	Randbedingungen für Schaltkurven	127
10.2	Angenommene Variatorwirkungsgrade	127
10.3	Sprungantwort der Variatorübersetzung	128
11.	Literatur	129
11.1	Verzeichnis der Literaturstellen	129

Formelzeichen und Einheiten

Benennung der Größen in der Arbeit

Die Formelzeichen werden weitestgehend nach den gängigen Regeln im deutschsprachigen Raum verwendet.

Mit \ddot{u} wird gemeinhin die auf die Eingangswelle des Getriebes bzw. Primärwelle des Variators bezogene Abtriebsdrehzahl bzw. Sekundärwellendrehzahl bezeichnet.

$$\ddot{u}_{\text{Getr}} = \frac{n_{\text{Ab}}}{n_{\text{An}}} \text{ bzw. } \ddot{u}_{\text{Var}} = \frac{n_{\text{Welle2}}}{n_{\text{Welle1}}}$$

Werte für $\ddot{u} > 1$ bedeuten daher – für Fahrzeuge etwas sinnfälliger – Übersetzung ins Schnelle (auch OD = Overdrive genannt), $\ddot{u} < 1$ dementsprechend Übersetzung ins Langsame (UD = Underdrive).

Mit den Formelzeichen im folgenden Abschnitt angegebenen Zahlenwerte gelten für den im Funktionsprüfstand untersuchten Kettenwandler RHV 154 der Firma P.I.V. Drives GmbH.

Formelzeichen

a	mm	Achsabstand des Variators	154
$A_{\text{Kolben,F}}$	mm ²	Kolbenfläche der beweglichen Fühlerplatte	
A_{Korr}	mm ²	Korrigierte Querschnittsfläche	
c_{F}	Nm/bar	Fühlerkonstante am Drehmomentfühler	10,03
c_{geo}	–	Geometriekonstante	
d	Ns/m	Dämpfungskonstante im Gleichlaufzylinder	$22,7 \cdot 10^4$
d^*	–	Korrigierte Dämpfungskonstante	
Δn	U/min	Drehzahldifferenz (allgemein)	
Δn_{Grenz}	U/min	Differenzdrehzahl an der Haftgrenze	
$\Delta n_{\text{K,zu}}$	U/min	Differenzdrehzahl der schließenden Kupplung	
ds/dt	m/s	Verstellgeschwindigkeit des Gleichlaufzylinders	
f_0	Hz	Eckfrequenz am P-T ₂ -Glied	
F	N	Kraft	
F_{Anpress}	N	Anpresskraft im Scheibensatz	
F_{Stat}	N	Kraft im auf Gleichlaufzylinder für stationären Betrieb	

G	–	Gütekriterium	
i_{AnHo}	–	Übersetzung zwischen Antrieb und Hohlrad	
i_0	–	Standübersetzung Planetengetriebe	
i_{12}	–	Übersetzung zwischen Zahnrad 1 und Zahnrad 2	
i_{34}	–	Übersetzung zwischen Zahnrad 3 und Zahnrad 4	
i_{FestZ}	–	Strangübersetzung im festen Zweig	
i_{Ges}	–	Gesamtübersetzung der Struktur	
i_{HA}	–	Übersetzung der Hinterachse	
i_{Var}	–	Übersetzungsverhältnis am Variator ($=n_{\text{Welle1}}/n_{\text{Welle2}}$)	
\dot{i}_{Var}	–	Zeitliche Änderung der Variatorübersetzung	
i_{VarZ}	–	Strangübersetzung im variablen Zweig	
$i_{\text{VarZ},0}$	–	Strangübersetzung im variablen Zweig für stehende Abtriebswelle	
J	kgm ²	Trägheitsmoment (durch Index spezifiziert)	
$k_{\varphi,\text{Fühler}}$	°/Nm	Drehfedersteifigkeit Drehmomentfühler	
k	–	Korrekturfaktor	
K_p	–	Proportionaler Verstärkungsfaktor im Regler	
l_{Kette}	mm	Länge des Umschlingungsmittels (Kette)	651,94
m	kg	Masse	
n	U/min	Drehzahl	
P	kW	Leistung	
p_{Anl}	bar	Anlegedruck	
p_{Bl}	bar	Druck vor Blende im Kolbenzulauf	
p_{dyn}	bar	Dynamischer Druck durch Fliehöl	
p_{F}	bar	Fühlerdruck	
$p_{\text{K,max}}$	bar	Maximaler Kupplungsdruck	
$p_{\text{K,soll}}$	bar	Sollwert des Kupplungsdrucks	
$p_{\text{K,zu}}$	bar	Druck in der schließenden Kupplung	
p_{KH}	bar	Druck in der Fliehölkompensationshaube	
p_{notw}	bar	Notwendiger Druck	
p_{Z}	bar	Druck im Anpresszylinder (durch Index spezifiziert)	

$\dot{q}_{A,max}$	W/mm ²	Maximale spezifische Reibleistung
q_A	J/mm ²	Spezifische Reibarbeit
Q	l/min	Volumenstrom
Q _L	l/min	Leckölstrom
Q _Z	l/min	Volumenstrom in den Anpresszylinder
r	mm	Radius
r ₀	mm	Laufradius des Umschlingungsmittels bei $i_{var} = 1$
r _{Rad}	m	Reifenradius an der Hinterachse
\dot{r}_{SS1}	m/s	Radiale Gleitgeschwindigkeit der Wegscheibe an SS1
r _{SS1}	mm	Laufradius des Umschlingungsmittels an SS1
r _{SS2}	mm	Laufradius des Umschlingungsmittels an SS2
\dot{s}_{Kolben}	m/s	Gleitgeschwindigkeit des Gleichlaufzylinders
S _a	–	Äußere Schranke für strukturvariablen Regler
S _{Ges}	–	Gesamtspreizung einer Struktur
S _i	–	Innere Schranke für strukturvariablen Regler
S _{Var}	–	Spreizungsbereich des Variators
T	Nm	Drehmoment (mit Index spezifiziert)
T ₁	ms	Zeitkonstante eines Verzögerungsgliedes
T _{Kette,aus}	Nm	Ausgangsseitiges Drehmoment an der Kette
T _{Kette,ein}	Nm	Eingangsseitiges Drehmoment an der Kette
T _{KH}	Nm	Kupplungsdrehmoment der Kupplung H
T _{KL}	Nm	Kupplungsdrehmoment der Kupplung L
T _{Last}	Nm	Drehmoment an der abtriebsseitigen Drehmasse
T _{Mot}	Nm	Drehmoment aus dem Verbrennungsprozess
t	s	Zeit
t _{p1}	s	Relativzeit in der Parabel 1 (Nullpunkt bei t ₀)
t _{p2}	s	Relativzeit in der Parabel 2 (Nullpunkt bei t _w)
t _{Sch}	s	Dauer des Schaltvorgangs
t _{SD}	s	Endzeitpunkt des Schaltvorgangs
t _w	s	Zeitpunkt beim Schaltvorgang, bei dem zwischen den Parabellasten umgeschaltet wird

u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
\ddot{u}_{Var}	–	Drehzahlverhältnis am Variator ($=n_{\text{Welle2}}/n_{\text{Welle1}}$)
$\ddot{u}_{\text{Var,Sch}}$	–	Variatordrehzahlverhältnis am Scheitelpunkt der Schaltkurven
v	km/h	Fahrgeschwindigkeit
v_{SS1}	m/s	Axiale Geschwindigkeit der Wegscheibe an SS1
w_1	–	Vorzeichen der Wälzleistung im Planetensatz
x_0	mm	Referenzposition für der Wegscheiben bei $i_{\text{Var}} = 1$
x_1	mm	Position der Wegscheibe an SS1
x_2	mm	Position der Wegscheibe an SS2
x_{VKSS}	mm	Axiale Auslenkung des Vierkantensteuerschiebers
z	–	Zähnezahl
α		Durchflusskoeffizient einer turbulent durchströmten Blende
$\Delta s_{T,ax}$	mm	Axialer Verfahrweg der beweglichen Fühlerplatte
Δp		Druckdifferenz an einer Blende
Δp_0	bar	Grunddruckverlust
Δn	1/s	Drehzahldifferenz
Δt	s	Zeitspanne
Δx_i	mm	Differenz zwischen der Scheibenposition am Scheibensatz i und der zugehörigen Referenzposition x_0
$\eta_{\text{Öl}}$	Ns/m^2	Dynamische Viskosität
η_{HA}	–	Hinterachswirkungsgrad
η_{12}	–	Lastabhängiger Wirkungsgrad der Stirnradstufe 12
η_{34}	–	Lastabhängiger Wirkungsgrad der Stirnradstufe 34
η_{Var}	–	Variatorwirkungsgrad
η_0	–	Standwirkungsgrad Planetengetriebe
η_{Ges}	–	Gesamtwirkungsgrad
φ	rad	Neigungswinkel der Trume gegen die Horizontale
$\dot{\varphi}$	rad/s	Zeitl. Änderung des Neigungswinkels der Trume
γ	°	Winkel am Drehmomentfühler

κ	–	Triebkraftbeiwert
λ	–	Gewichtungsfaktor
μ	–	Drehmomentwandlung
ν	°	Winkel der Scheibenoberfläche gegen die Vertikale
$\ddot{\omega}$	rad/s ³	Ruck (= $d\dot{\omega}/dt$)
$\dot{\omega}$	rad/s ²	Winkelbeschleunigung
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
ω_{SS1}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit am Scheibensatz 1
ω_{SS2}	rad/s	Winkelgeschwindigkeit am Scheibensatz 2
ψ_1	rad	Umschlingungswinkel an SS1
ψ_2	rad	Umschlingungswinkel an SS2
$\rho_{\text{Öl}}$	kg/m ³	Öldichte
ρ	–	Rollwiderstandsbeiwert
ξ_{Kraft}	–	Verhältnis der Anpresskräfte
ξ_{Druck}	–	Verhältnis der Anpressdrücke

Indizes, Kurzzeichen

Ab	Abtrieb	P2	Parabel 2
Acker	Ackerfahrt	Planet	Planetenrad
An	Antrieb	Sch	Schaltung
dyn	Dynamischer Anteil	So	Sonnenrad
Fest	Fester Zweig	soll	Soll-Wert
G	Geared Neutral	SS1	Scheibensatz an Welle 1
Ho	Hohlrad	SS2	Scheibensatz an Welle 2
ist	Ist-Wert	St	Steg
Mot	Motor	Straße	Straßenfahrt
max	Maximalwert	Syn	Synchron
min	Minimalwert	V	Verlust
Nutz	Nutzanteil	Var	Variator
P1	Parabel 1	VKSS	Vierkantensteuerschieber

Die vorliegende Dissertation wird auch im VDI-Verlag, Düsseldorf als

Fortschritt-Bericht VDI in der Reihe 14 erscheinen

Kapitel 1

Einleitung und Aufgabenstellung

Seit mehr als 40 Jahren arbeitet man an der Einführung von stufenlosen Fahrtrieben für die Universalarbeitsmaschine Traktor. Gemäß einer Kategorisierung von Traktoren in fünf weltweit gültige Technologiestufen nach Renius [1] ist das stufenlose Getriebe das gemeinsame Merkmal der höchstentwickelten, vorwiegend für den europäischen und nordamerikanischen Markt bestimmten Klasse. An den Gesamtfahrzeugkosten hat das Schaltgetriebe einschließlich der Hinterachse und dem Zapfwellengetriebe einen Anteil von etwa 25–30 %, wovon wiederum etwa die Hälfte auf das Schaltgetriebe entfällt [2]. Der Anwender muss für den stufenlosen Fahrtrieb im Regelfall einen höheren Kaufpreis bezahlen, als für Traktoren mit gestuften Getrieben, **Bild 1.1**. Während im oberen Leistungssegment der auf die Nennleistung bezogene Kaufpreis nur geringfügig über dem Niveau eines herkömmlichen Lastschaltgetriebes liegt, ist bei niedrigen Leistungen ein Traktor mit stufenlosem Getriebe deutlich teurer [3].

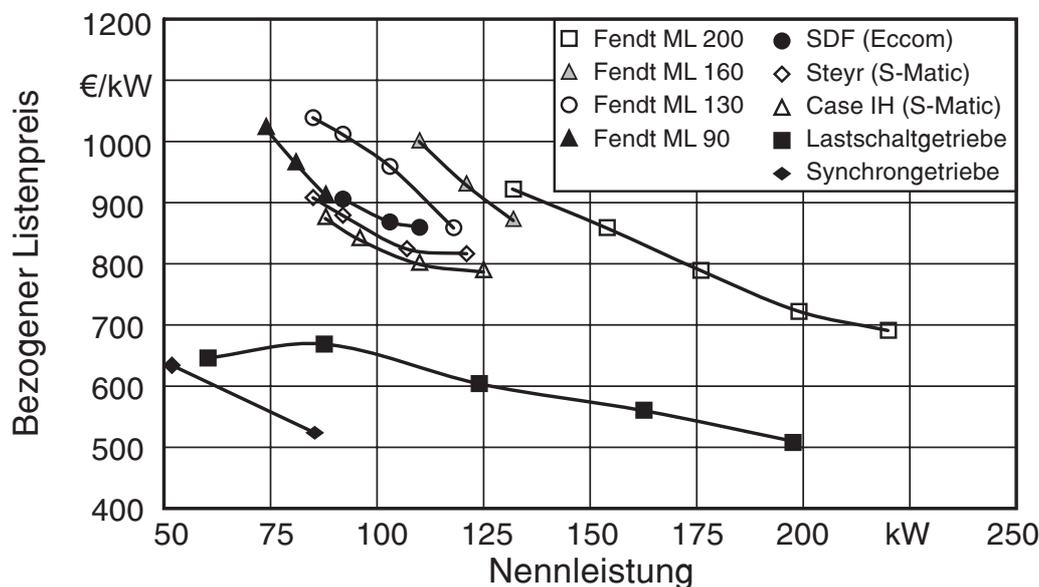


Bild 1.1: Vergleich der auf Nennleistung bezogenen Listenpreise für Traktoren mit stufenlosen Getrieben und Schaltgetrieben (Datenbasis: [3])

Der wahrnehmbare Nutzensvorteil für den Anwender ist mitunter kaufentscheidend. Ziel der Hersteller muss daher sein, den Nutzwert zu steigern und gleichzeitig Aufwand und Mehrkosten zu minimieren.

Gegenüber Stufengetrieben haben stufenlose Antriebe wegen der systembedingten niedrigeren Wirkungsgrade zunächst einen Nachteil. Durch geeignete Maßnahmen, wie beispielsweise elektronisches Antriebsstrangmanagement, können diese jedoch abgeschwächt werden. Neben subjektiven ergeben sich auch eine Vielzahl von messbaren Vorteilen. Der zusätzliche Freiheitsgrad des variablen Getriebes ermöglicht es, den Arbeitspunkt der Antriebsmaschine in für die jeweilige Betriebssituation günstige Bereiche zu verschieben. Im Teillastbereich reduziert man den Kraftstoffverbrauch durch Drehzahlabsenkung am Motor, während bei Volllast die volle Leistung über einen weiten Geschwindigkeitsbereich bereit gestellt werden kann. Bei Arbeitsmaschinen sind beide Gesichtspunkte bedeutsam, da sie letztendlich eine höhere Flächenleistung bei geringeren variablen Kosten bewirken.

Seit 1996 sind mit dem Beginn bei Fendt stufenlos hydrostatisch-leistungsverzweigte Getriebe für Traktoren am Markt verfügbar [4, 5]. Aktive Stillstandsregelung, verschiedene elektronische Managementstrategien (z.B. Tempomat, Leistungsregelung, Regelung auf besten Systemwirkungsgrad) und ein stufenloser Geschwindigkeitsbereich bis zur maximalen Fahrgeschwindigkeit, teilweise über mehrere – für den Anwender nicht wahrnehmbare – Fahrbereiche hinweg, sind nur einige gemeinsame Kennzeichen dieser Getriebe.

Mechanische Variatoren, insbesondere Umschlingungsgetriebe, eröffnen ein weiteres Lösungsfeld für stufenlose Fahrtriebe. 1999 gelang es der Fa. Audi AG in Zusammenarbeit mit der Fa. LuK GmbH, einen ottomotorisch angetriebenen Pkw der Oberklasse mit einem stufenlosen Umschlingungsvariator im europäischen Markt zu etablieren. Das unter dem Namen multitronic® angebotene Getriebe verfügt über einen hochentwickelten, für die Serienfertigung optimierten Zugkettenwandler mit einer weiterentwickelten Laschenkette der Bauart P.I.V. Reimers. Die bis heute verkauften Stückzahlen von etwa 350 000 Einheiten und die uneingeschränkte Akzeptanz beim Kunden belegen die Beherrschbarkeit der Technologie.

Hohe Wirkungsgrade bei vergleichsweise niedrigen Kosten sorgen deshalb in jüngster Zeit wieder für ein verstärktes Interesse an stufenlosen Umschlingungsgetrieben als Variatoren in einem von hohem Kostendruck geprägten Segment des Traktorenmarktes. Man greift damit eine Entwicklung auf, die bereits in den 60er Jahren begann.

1.1 Problemfeld

Der Kettenwandler wurde am ehemaligen Lehrstuhl für Landmaschinen der Technischen Universität München intensiv hinsichtlich Betriebseigenschaften, Wirkungsgradoptimierung, Dimensionierung, Regelung und Strukturen für Traktorfahrtriebe unter-

sucht, siehe die grundlegenden Arbeiten von *Sauer* [6], *Vahlensieck* [7] und *Westenthanner* [8] sowie zahlreiche, zum Teil prämierte Studien- und Diplomarbeiten.

Der natürliche Spreizungsbereich eines Umschlingungsgetriebes ist für die Anforderungen eines Traktorfahrantriebs zu gering und muss durch eine geeignete Eingliederung in Getriebesysteme mit mehreren Fahrbereichen erweitert werden. Die herkömmliche Kombination mit nachgeordneten Gruppenwahlstufen hat bisher den Nachteil zu langer Kraftflussunterbrechungen infolge der Verstellzeiten des Kettenwandlers. Diesen Nachteil kann man z. B. dadurch beheben, dass ein Fahrbereich mit Leistungsverzweigung arbeitet.

Diskutiert man neue Getriebekonzepte, sind wichtige Anforderungen hinsichtlich Funktionalität, Betriebssicherheit, Beherrschbarkeit der Technologie, Wirtschaftlichkeit und zunehmend Gesichtspunkte des Marketing zu erfüllen.

Im Pkw wird das Umschlingungsgetriebe in zumindest teilweise leistungsverzweigt arbeitenden Strukturen ebenfalls angedacht. Das Hauptinteresse liegt dort einerseits in der möglichen Anhebung der Getriebeeingangsmomente bei begrenzter Drehmomentkapazität des Variators, andererseits im Verzicht auf eine Anfahrkupplung mit sog. „Geared-Neutral“-Getrieben. Durch Darstellung eines aktiven Stillstands – stehender Abtrieb ohne Trennung des Antriebsstrangs – könnte die Kupplung als Anfahrlement entfallen.

1.2 Aufgabenstellung

Zielsetzung der Arbeit ist es, wichtige Aspekte des Einsatzes von stufenlos mechanischen Umschlingungsgetrieben in einem leistungsverzweigten Getriebe für Traktoren darzustellen.

Dazu sind Traktorfahrantriebe zunächst vom Pkw abzugrenzen. In theoretischen Betrachtungen werden verschiedene Möglichkeiten zur Leistungsverzweigung untersucht und bezüglich ihrer Eignung zum Einsatz mit Umschlingungsvarioren bewertet.

Eine bekannte Zweibereichstruktur für einen Traktorfahrantrieb mit Leistungsverzweigung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten wird in der Folge eingehend betrachtet und in einem Funktionsmodell aufgebaut. Parallel dazu werden geeignete Simulationsmodelle erarbeitet und eingesetzt. Praktische Versuchsergebnisse können so untermauert und auf Varianten projiziert werden. Die Regel- und Steuerstrukturen der Simulationsmodelle finden bei der elektronischen Ansteuerung des Prüfstandes Verwendung.

Erste Wirkungsgradmessungen am Funktionsprüfstand wurden durchgeführt und analysiert. Die Ergebnisse bilden die Basis für Simulationsrechnungen, um Potenziale und Grenzen der gewählten Struktur aufzuzeigen. Eine detaillierte Aussage setzt im

Allgemeinen eine fertige Konstruktion voraus, jedoch können mit Parameterstudien Zielbereiche für die Wirkungsgrade eines späteren Seriengetriebes abgeschätzt und der Einfluss von Systemkomponenten, wie z. B. unterschiedliche hydraulischen Versorgungssysteme, angegeben werden. So ergeben sich Anforderungsprofile für Teilaspekte, die im Entwicklungsprozess eines erfolgreichen Produktes mit der notwendigen Aufmerksamkeit beachtet werden müssen.

Alle bisher am Markt verfügbaren stufenlosen Getriebe für Traktoren ermöglichen den Stillstand des Fahrzeugs ohne Trennung des Antriebsstrangs durch eine Kupplung. Der Kunde erwartet daher von einem stufenlosen Fahrtrieb, diesen Betriebszustand einstellen zu können. Die unendliche Übersetzung im Stillstand stellt für das Getriebe und den Variator einen ausgezeichneten Betriebspunkt dar, der mit einem Umschlingungsgetriebe nur in einer geeigneten umgebenden Struktur erreicht werden kann. Die Besonderheiten des „Geared-Neutral“-Betriebs mit dem ausgewählten Konzept wurden eingehend am Prüfstand und mit Hilfe von Simulationsrechnungen untersucht.

Der Stellbereich eines Umschlingungsgetriebes liegt zwischen 5 und 7 und ist somit für ein modernes Traktorengetriebe nicht ausreichend. Die Spreizung kann durch Leistungsverzweigung geeignet erweitert werden. Um gleichzeitig gute Wirkungsgrade zu erreichen, sind mindestens zwei Fahrbereiche sinnvoll. In der ausgewählten Struktur soll bei synchronem Umlauf des Planetengetriebes zwischen einem direkten und einem leistungsverzweigten Bereich umgeschaltet werden. Die Beherrschbarkeit eines Fahrbereichswechsels ist für die Praxistauglichkeit des stufenlosen Getriebes von zentraler Bedeutung. Ein Lösungsansatz für diesen Bereichswechsel wird erarbeitet und vorgestellt.

Zusammenfassend werden in der vorliegenden Arbeit zentrale Fragestellungen zur Verwendung einer bekannten mechanisch-leistungsverzweigten Getriebestruktur als stufenloser Fahrtrieb für Traktoren untersucht. Der Schwerpunkt liegt auf den technologischen Chancen und Risiken, die sich durch den Einsatz eines Umschlingungsvariators ergeben.

Kapitel 2

Stand der Forschung

2.1 Anforderungen an stufenlose Fahrtriebe

Traktorengetriebe und Pkw-Getriebe weichen in ihren Einsatz- und Bedienprofilen stark voneinander ab. Gemeinsam ist beiden jedoch neben dem Wunsch nach hoher Funktionalität die Notwendigkeit, eine hohe Wirtschaftlichkeit durch gute Gesamtwirkungsgrade sicher zu stellen. Ein Vergleich beider Gattungen ist schwer möglich, deshalb sollen in diesem Abschnitt wesentliche Anforderungen gegenüber gestellt werden. Der Fokus liegt dabei auf der Traktoranwendung.

2.1.1 Traktorengetriebe

Zu Entwicklungstendenzen bei modernen Traktorgetrieben existieren umfangreiche Übersichten [9, 10, 11]. Die wichtigsten Aspekte werden dort angesprochen. Das breite Anwendungsspektrum der landwirtschaftlichen Universalmaschine spiegelt sich im Anforderungsprofil wider.

Spreizungsbereich

Unter Spreizung versteht man das Verhältnis der Getriebe-Gesamtübersetzung im langsamsten und schnellsten Gang. Die meisten Universaltraktoren der unteren Mittelklasse (55–90 kW) werden heute mit Stufengetrieben (vornehmlich Synchron- und Teillastschaltung mit 3–4 Splitstufen) und Vollastreversierung („Power Shuttle“) angeboten. Die Spannweite der standardmäßig angebotenen Nennfahrgeschwindigkeiten bei Vorwärtsfahrt erstreckt sich von 0,5–40 km/h. Wegen der begrenzten Motorleistung sind höhere Fahrgeschwindigkeiten (bis 50 km/h) hauptsächlich für leichte Transportarbeiten sinnvoll. Sie setzen sich in jüngster Zeit bei den Premiummarken optional durch und werden zukünftig Standard sein. Bei Rückwärtsfahrt sind Nenngeschwindigkeiten von 1,5–30 km/h etabliert.

Die volle Motorleistung kann wegen der begrenzten Traktion auf Beton ab etwa 4 km/h, auf dem Acker ab etwa 5 bis 7 km/h (je nach Leistungsgewicht) übertragen werden. Dadurch ist die Getriebespreizung für Vollastbetrieb beim Traktor wesentlich kleiner als die Gesamtspreizung – eine für Leistungsverzweigungen besonders wichtige Gegebenheit. Am Markt eingeführte Stufenlosgetriebe für Traktoren ermöglichen das Anfahren aus dem Stillstand ohne Anfahrkupplung.

Bei der Geschwindigkeitswahl steht der landwirtschaftliche Arbeitsprozess und dessen Qualität im Vordergrund. Nach [12] werden 60–70 % aller landwirtschaftlichen Aufgaben im sog. Hauptarbeitsbereich 4–12 km/h ausgeführt. Hier findet sowohl die schwere Bodenbearbeitung bei hohem Leistungsbedarf, als auch die Durchführung vieler Pflegearbeiten mit niedriger Motorauslastung statt.

Bild 2.1 zeigt Verteilungen der Nennfahrgeschwindigkeiten in der Praxis für euro-

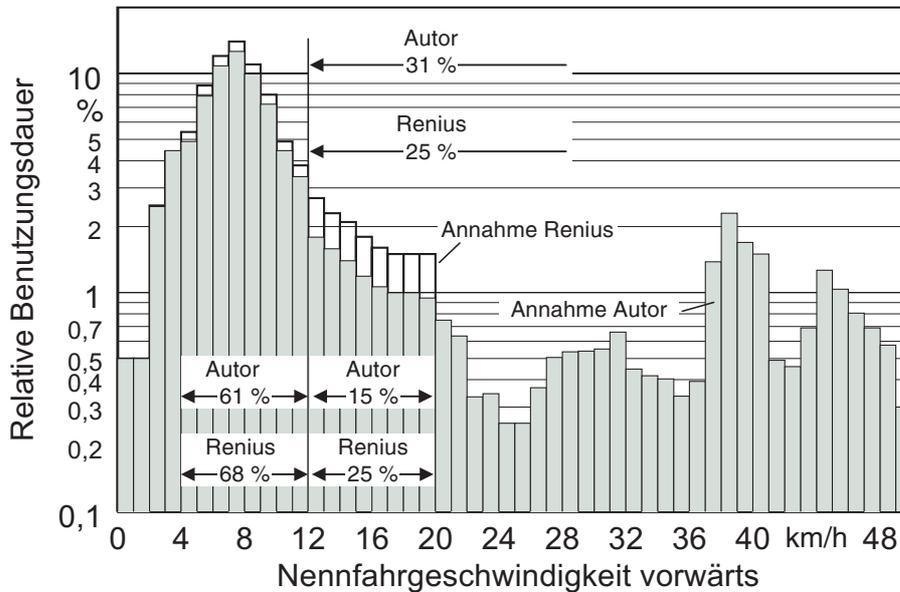


Bild 2.1: Relative Benutzungsdauern der Nennfahrgeschwindigkeiten vorwärts für Standardtraktoren; Abschätzung nach Renius [12, 13] und eigene Annahmen

päische Standardtraktoren. Wegen der Tendenz zu höheren Transport- und Arbeitsgeschwindigkeiten wurde die Abschätzung nach Renius [12, 13] vom Autor durch eigene Annahmen entsprechend verändert.

Wirkungsgrade

Stufenlose Traktorengetriebe stehen hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit mit dem hohen Wirkungsgradniveau von Stufengetrieben im Wettbewerb. Messungen von Reiter [14] an einem Synchrongetriebe zeigen im Hauptarbeitsbereich Spitzenwerte für den Volllastwirkungsgrad des Getriebes (einschließlich der Hinterachse) von knapp unter 90 %. Bei niedrigeren und höheren Fahrgeschwindigkeiten liegt

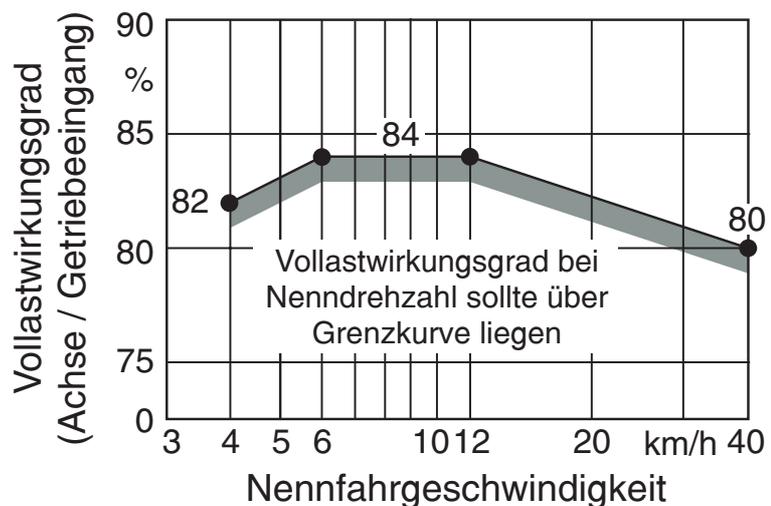


Bild 2.2: Zielfunktion für den Vollastwirkungsgrad (einschl. Hinterachse) von stufenlosen Traktorgetrieben (nach [16])

das Niveau etwas darunter. Der Gesamtwirkungsgrad ist bei stufenlosen Traktorgetrieben wegen der physikalisch bedingt höheren Verluste ein bedeutendes Gütekriterium bei modernen Neuentwicklungen [15]. Für konkurrenzfähige Stufenlosgetriebe wurde von *Renius* [16] eine Zielfunktion für den Volllastwirkungsgrad formuliert, **Bild 2.2**. Das Grenzpolygon ist besonders bei niedrigeren Motorleistungen in dem Bereich unter 5 km/h eine strenge Vorgabe und darf gegebenenfalls geringfügig unterschritten werden.

Lastkollektive

Die Methodik der betriebsfesten Getriebedimensionierung mit Hilfe von Lastkollektiven ist bei Traktoren seit langem Stand der Technik [13] und für eine wirtschaftliche Auslegung unerlässlich. Standardkollektive mit großer Abdeckungswahrscheinlichkeit für den Getriebeeingang und die Treibradseite, **Bild 2.3**, stehen zur Verfügung und

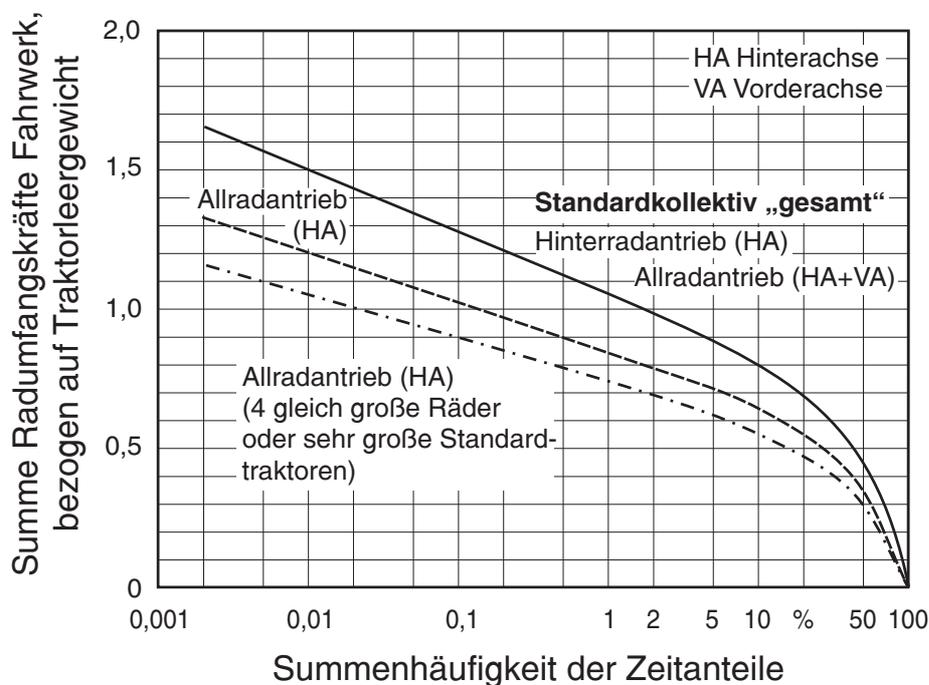


Bild 2.3: Drehmoment-Lastkollektiv der Treibräder für einen europäischen Standardtraktor (Abdeckungswahrscheinlichkeit 95 %, Quelle: [17])

dienen als Orientierung und Grundlage. Für die gezeigten Kollektive ist der Langzeiteinsatz mit extrem hoher Zugkraftbelastung nicht vollständig abgedeckt. Als erforderliche Lebensdauer werden 8000–10000 h angesetzt – bei sehr großen Motorleistungen auch bis 12000 h [17].

Produktplanung

Traktoren werden traditionell in Produktfamilien nach dem Baukastenprinzip mit möglichst großer Gleichteilzahl organisiert [11, 18, 19]. In Westeuropa werden mindestens vier Traktorfamilien unterschieden, **Tabelle 2.1**.

Eine Getriebebaureihe sollte im Zuge des Produktplanungsprozesses idealerweise jeweils die gesamte Familie abdecken können. Marktverfügbar sind bisher hydrosta-

Table 2.1: Baukastenprinzip bei Westeuropäischen Traktorfamilien (Quelle: [11])

Traktor-Familie	1	2	3	4
Motor-Nennleistung, kW	30 – 55	60 – 90	90 – 125	135 – 210
Motor-Nenn-drehzahl, 1/min	2100 ... 2500			
Dieselmotor (Zylinder / Hubvolumen, l)	3 / ~ 3	4 / ~ 4	6 / ~ 6	6 / > 7
	Turbolader u. Ladeluftkühler sehr verbreitet			
Umfang an Funktionen	mittel	sehr groß (Varianten!)		groß
Komfortniveau	mittel	hoch	sehr hoch	

tisch-leistungsverzweigte Antriebe ab etwa 75 kW. Unter 35 kW werden aus Kostengründen tendenziell rein hydrostatische Konzepte favorisiert. Entsprechende Traktoren sind vor allem in Japan populär. Im Bereich zwischen 35 und 75 kW konnte sich noch keine Technologie durchsetzen [20]. Die an der oberen Leistungsklasse orientierte

Erwartungshaltung des Kunden und der extreme Preisdruck diesem Segment führen zu einem Zielkonflikt. Die Nische könnte zukünftig von Getrieben mit mechanischen Variatoren (z. B. Kettenwandler, Toroidgetriebe) besetzt werden.

Mensch-Maschine-Schnittstelle

Die Vorteile einer Automatisierung des Antriebsstrangs wurden frühzeitig erkannt. Versuche beim Pflügen bei wechselnden Verhältnissen mit einem 74 kW Schlepper mit Stufengetriebe ohne Lastschaltung ergaben wegen der schwierigen Einschätzung der Triebkraft–Schlupf–Verhältnisse durch den Fahrer nur eine durchschnittliche Auslastung der Nennleistung von 72 %, wobei der Auslastungsgrad mit zunehmender Motorleistung sinkend ist [21, 22]. *Jaufmann* [23, 24, 25] zeigte das Potenzial einer gemeinsamen, aufeinander abgestimmten Ansteuerung von Motor und Getriebe auf. Untersuchungen belegen eine Steigerung der Flächenleistung von bis zu 20 %, bei gleichzeitiger Reduzierung des auf die bearbeitete Fläche bezogenen Kraftstoffverbrauchs. Die Hersteller haben diese Möglichkeiten erkannt und durch entsprechende Regelungsstrategien einen hohen Automatisierungsgrad erreicht [26, 27, 28, 29]. Die Bereitstellung definierter Fahrstrategien ermöglicht die optimale Arbeitserledigung unter Berücksichtigung der Anforderungen hinsichtlich Komfort und Wirtschaftlichkeit. Die Bedeutung des Komforts ist dabei steigend. Er rangiert heute als Nutzen etwa gleichauf mit der erhöhten Wirtschaftlichkeit.

2.1.2 Pkw-Getriebe

Der Einfluss des Getriebes auf die Kundenakzeptanz in einem Pkw ist heute größer als noch vor einigen Jahren und trägt in erheblichem Maße zur Fahrfreude bei [30]. Das stufenlose Getriebe (CVT = Continuously Variable Transmission) wird dabei die Stufengetriebe nicht vollständig verdrängen können und könnte mittel- bis langfristig selbst durch

elektrische Antriebe ersetzt werden [31]. Insbesondere die Einführung der Brennstoffzelle wird diese Entwicklung begünstigen.

Für Pkw-Getriebe zieht man prinzipiell die gleichen Anforderungskriterien wie für Traktorengetriebe heran. Es müssen jedoch zusätzliche Merkmale in Betracht gezogen und unterschiedliche Wertigkeiten berücksichtigt werden. Eine Nutzwertanalyse [32] zu stufenlosen Getriebesystemen für den Pkw unterscheidet Kundenanforderungen (z.B. Kosten, Fahrverhalten, Zuverlässigkeit) und herstellerelevante Kriterien (z.B. Package, Technologierisiko). Leistungsverzweigte Zweibereichsgetriebe zeigen darin einen hohen Erfüllungsgrad hinsichtlich der Kundenwünsche und sind einstufigen Strukturen meist überlegen.

Spreizungsbereich

Moderne 6-Gang-Handschaftgetriebe für Pkw haben einen Getriebespreizungsbereich größer als 6 [33]. Die Tendenz geht Richtung Spreizung 7. Die maximalen Differenzialübersetzungen liegen für Ottomotoren bei 4,4–4,1, für Dieselantriebe etwas höher bei 5,1–5,2. Mit dem Endabtrieb liegen die größten Gesamtübersetzungen somit bei 12–15. Für Automatikgetriebe gelten ähnliche Werte [34]. Die Übersetzung im Rückwärtsbereich entspricht in etwa der des kleinsten Ganges für Vorwärtsfahrt. In Europa wird das dominierende 5-Gang-Handschaftgetriebe zunehmend durch 6-Ganggetriebe abgelöst. Für Automatikgetriebe ist dieser Trend ebenfalls [35] zu beobachten. 7-Gang-Automaten markieren hier den aktuellsten Stand der Entwicklung [36].

Zeitanteile Übersetzungen

Eine Verteilung der Fahrgeschwindigkeiten ist für die Beurteilung von Pkw-Getrieben weniger geeignet als beim Traktor. Der hohe Drehzahl-Vereinstellbereich des Motors ermöglicht eine große Bandbreite an Fahrgeschwindigkeiten bei unveränderter Getriebeübersetzung. Zur Beurteilung ist daher die relative Häufigkeitsverteilung in der einzelnen Getriebeübersetzungen aussagekräftiger, **Bild 2.4**. Für den standardisierten Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) sind hohe Zeitanteile im Overdrivebereich charakteristisch [37].

Wirkungsgrade

Die weltweite Zunahme des Kraftverkehrs erfordert eine noch umweltfreundlichere Gestaltung von

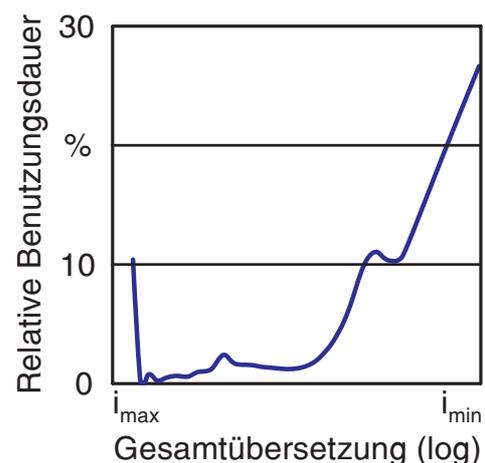


Bild 2.4: Relative Benutzungsdauern eines stufenlosen Pkw-Getriebes im NEFZ in Abhängigkeit von der Getriebeübersetzung (Quelle: [37], Klassenbreite darin nicht vermerkt)

Pkw's und Nutzfahrzeugen. Bei dem Ziel, den Flottenverbrauch in Europa bis zum Jahr 2008 auf einen CO₂-Ausstoß von 140 g/km zu reduzieren, verkörpert das Getriebe ein wichtiges Stellglied [38]. Stufenautomaten erreichen ohne Antriebsachse Vollastwirkungsgrade bis zu 97 % [39].

Mensch-Maschine-Schnittstelle

Der Wunsch nach gesteigertem Komfort und verbesserten Fahrleistungen beeinflusst maßgeblich die Automatisierung der Pkw-Getriebe. Elektrische Getriebebeschaltungen („Shift-by-Wire“) erhöhen Funktionalität und Komfort [40, 41]. Neuere Entwicklungen wie automatisierte Schaltgetriebe und das Doppelkupplungsgetriebe sind eine Folge des Wunsches nach verbesserter Performance bei erleichterter Betätigung [42, 43].

Stufenautomaten mit hydrodynamischem Drehmomentwandler, automatisierte Schaltgetriebe und Doppelkupplungsgetriebe [44, 45] stehen auch hinsichtlich der Benutzerschnittstellen in einem harten Wettbewerb [46].

2.2 Stufenlose Getriebe in Kraftfahrzeugen

2.2.1 Stufenlose Getriebe im Pkw

Die Stärken und Vorteile von stufenlosen Getrieben im Antriebsstrang von Automobilen wurden früh erkannt und in zahlreichen Abhandlungen erörtert:

- Bessere Fahrleistungen durch die optimale Ausnutzung der Motorleistung, unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit [47, 48]
- Freie Wahl der Übersetzung mit großem Spreizungsbereich
- Betrieb des Antriebsmotors bei Teillast in verbrauchsgünstigen Bereichen des Kennfeldes insbesondere in Kombination mit einer elektronischen Steuerung [49, 50, 48, 51].
- Verbessertes Fahrkomfort [52]
- Verzicht auf Anfahrerelement durch geeignete Antriebsstrukturen mit unendlicher Übersetzung (IVT = Infinitely Variable Transmissions) [53, 47]
- Realisierung von Zusatzfunktionen, z. B. Steuerung der Bremskraft im Schubbetrieb durch elektronisches Antriebsstrangmanagement [47]

Höhn versprach sich 1989 von einer unter dem Begriff „Ökomat“ vorgestellten dreistufigen Struktur mit einem Umschlingungsgetriebe deutliche Verbesserungen im Kraftstoffverbrauch [54]. Er diskutierte gleichzeitig ein rein stufenloses Getriebe in einem Getriebebaukasten.

1994 führte BMW eine Neubewertung von Ergebnissen aus den 60er Jahren [50] unter Berücksichtigung der technologischen Weiterentwicklungen für stufenlose Getriebe bei Pkw mit Heckantrieb durch und konstruierte mit ZF ein Prototypgetriebe

[55], das im Vergleich zu 4-Gang-Automatikgetrieben Vorteile hinsichtlich Verbrauch und Fahrleistungen für sich verbuchen konnte. Problematisch war beim Standardantrieb die Anbindung des Getriebes an die Antriebsachse. Porsche untersuchte unter dem Namen „CVTip“ die Eignung eines Umschlingungsgetriebes in einem Sportwagen. Hinsichtlich Kraftstoffverbrauch und Performance war das Getriebe mit manuellen Getrieben vergleichbar [56, 57], wurde jedoch nicht in Serie eingeführt.

Der Serieneinsatz von stufenlosen Getrieben begann in der Kleinwagenklasse mit Umschlingungsgetrieben, die mit einem Schubgliederband ausgestattet waren [58, 59, 60, 61]. 1998 hatte Van Doorne neun Kunden im japanischen Markt, in dem allein in diesem Jahr über 300'000 stufenlose Getriebe verkauft wurden [62]. Eine ausführliche Darstellung der im Markt befindlichen Fahrzeuge mit stufenlosen Getrieben gibt [27].

ZF entwickelte unter dem Namen „Ecotronic“ ein Getriebe mit Schubgliederband, das mit Hilfe einer geeigneten Betriebsstrategie eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs verspricht, aber nicht in Serie eingesetzt wird [63].

Die bedeutendste neuere Entwicklung gelang Audi mit der Einführung des multi-tronic®-Getriebes in der Oberklasse 1999 [64, 65]. Als Umschlingungsmittel wurde dabei von LuK die Wiegedruckstückkette nach Bauart P.I.V. weiterentwickelt und zunächst in einem ottomotorisch angetriebenen Fahrzeug mit 280 Nm maximalem Eingangsdrehmoment angeboten. Kennzeichnend für das erfolgreiche Getriebe, das mittlerweile auch in anderen Motorisierungen – auch Dieselmotoren – bei Audi verbaut wird, sind die konsequente Weiterentwicklung von Bauteilen, wie sie aus P.I.V.-Variatoren bekannt sind [66, 67]. Die Kundenakzeptanz ist hoch [68] und das Getriebe wird in großen Stückzahlen verkauft. Seit 2002 bietet BMW im neuen Mini ein stufenloses Getriebe mit einem Schubgliederbandvariator an [69]. Wie bei Audi dient als Anfahrerelement eine nasse Lamellenkupplung.

Von der britischen Firma Torotrak wurde der Prototyp eines IVT vorgestellt, das in einem Sports Utility Vehicle (SUV) vorgeführt wird [53, 70]. Das Getriebe hat einen Volltoroidvariator und ermöglicht den „Geared-Neutral“-Betrieb ohne Fahrkupplung, bei angeblich guten Wirkungsgraden und guter Performance. Das mehrfach veröffentlichte und auch schon für Traktoren vorgeschlagene System soll sich für eine relativ große Leistungsspannweite eignen.

Im Rahmen des Sonderforschungsbereiches (SFB) 365 an der TU München konnte ein Kettenwandler in einem autarken Hybridfahrzeug erfolgreich in ein i^2 -Getriebe mit zwei Fahrbereichen integriert werden [71, 72, 73]. Es wurde auch eine Anwendung für Traktoren überlegt. Sie scheitert jedoch an der sehr mäßigen Ausnutzung der Variator-Eckleistung bzw. den hohen Momenten bei geringen Drehzahlen im langsamen Fahrbereich.

2.2.2 Stufenlose Getriebe in Traktoren

Bereit 1907 erteilte man Louis Renault mit der Patenschrift DRP 222301 das Patent für ein hydrostatisch-leistungsverzweigtes Getriebe, bei dem das rotierende Gehäuse als mechanischer Leistungspfad eingesetzt wurde [74]. *Meyer* [75] und *Coenenberg* [76] beschreiben in den 60er Jahren die Vorteile stufenloser Traktorfahrtriebe mit erstaunlicher Weitsicht. Die Nachteile von hydrodynamischen Wandlern wurden ebenso erkannt wie die Wirkungsgradnachteile rein hydrostatischer Fahrtriebe. Man diskutierte die Möglichkeit, Wirkungsgrade von hydrostatischen Antrieben durch Leistungsverzweigung zu steigern, in dem nur ein Teil der Leistung dem schlechten Wirkungsgrad der Hydrostateinheiten unterliegt. Ebenso bedachte man Automatisierungspotenziale und sich daraus ergebende Vorteile [77].

Die 60er Jahre brachten zahlreiche Entwicklungen mit vier unterschiedlichen Stoßrichtungen hervor [74, 78]:

- Stufenlose Umschlingungsgetriebe, direkt im Antriebsstrang
- Stufenlose Umschlingungsgetriebe in „Geared-Neutral“-Strukturen
- Hydrostatische Antriebe direkt im Antriebsstrang
- Hydrostatisch-leistungsverzweigte Getriebe

In England wurde 1954 ein Prototyp des National Institute of Agricultural Engineering (NIAE) präsentiert, bei dem die Räder der Hinterachse einzeln durch hydrostatische Radmotoren ohne mechanische Untersetzungsstufen angetrieben wurden [79]. *Molly* beschäftigt sich intensiv mit leistungsverzweigten Strukturen und beschreibt in [80] ein Getriebe für Traktoren. *Wendeborn* vergleicht in [81] die Vor- und Nachteile von stufenlosen hydrostatischen, stufenlos-mechanischen und gestuften Getrieben. Dabei wird auch die Kombination eines stufenlosen Variators mit einem gestuften Getriebe diskutiert. Bekannt wurde zu dieser Zeit das „Taurodyne“-Kompaktgetriebe der Fa. Dowty [82, 81], das in etwa 200 Traktoren der Fa. Eicher zum Einsatz kam. Aus dem Jahr 1967 stammt ein von Kress angemeldetes Patent [83] mit einem Umschlingungsvariator in Leistungsverzweigung, das auch als „Geared-Neutral“ von John Deere bezeichnet wurde. *Kahrs* führte 1968 [84] Vergleichsmessungen zwischen Schrägachsen-Axialkolbengetrieben bei der ersten Großserienanwendung von IHC [78, 85] und gestuften 6-Gang-Getrieben durch und ermittelt dabei für den stufenlosen Antrieb Gesamtwirkungsgrade zwischen 70 und gut 80 %. Das war für Traktoren zu wenig, weshalb sich diese Getriebe letztendlich nicht durchsetzen konnten.

Renius stellt in umfassenden Übersichten [78, 86] die Strukturen für stufenlose Traktorgetriebe dieser Zeit zusammen und bewertet drei leistungsverzweigte Konzepte mit hydrostatischen Lösungen. In neueren Übersichten von *Renius* und *Sauer* [87, 88] werden Bemühungen um stufenlose mechanische Umschlingungsgetriebe für Traktor-

fahrantriebe um 1957 bis 1968 ausführlich dokumentiert. Als Gründe für das damalige Scheitern werden Probleme bei der Steuerung und Beherrschung dynamischer Belastungen, sowie zu hohe Herstellkosten und zu niedrige Wirkungsgrade genannt.

Anfang der 90er Jahre gab es mit wesentlich verbesserten Systemen neue Impulse für die Entwicklung stufenloser Getriebe im Traktorenbau. *Kirste* rüstet 1989 den Münchner Forschungstraktor, einen leisen 30 kW Kleinschlepper, mit einem stufenlosen Kettenwandler der Bauart P.I.V.-Reimers aus [89]. Im gleichen Jahr präsentiert *Jarchow* [90] ein hydrostatisch-leistungsverzweigtes Getriebe mit acht Fahrstufen für den oberen Leistungsbereich, das von Claas kurzzeitig unter dem Namen „HM 8“ gebaut wurde. Schlüter entwickelt für den „Euro-Trac“ aus dem gleichen Jahr gemeinsam mit Hurth und P.I.V.-Reimers das stufenlose Getriebe HCVT 275 mit einem Kettenwandler als Variator [91]. In der Erprobung bewies der Kettenwandler seine Eignung für Motorleistungen bis zu 74 kW [92, 93]. 1994 stellt *Ulbrich* [94] ein stufenlos hydrostatisch-leistungsverzweigtes Getriebe mit vier Fahrbereichen der vormaligen Steyr Antriebstechnik, heute ZF Steyr, vor. Um den hydrostatischen Leistungsanteil zu begrenzen und die Verwendung von marktverfügbaren Hydrostateinheiten zu gewährleisten, hat das Getriebe vier Fahrbereiche, die vollautomatisch durch Klauenkupplungen geschaltet werden [95, 96, 97].

1995 präsentiert Fendt anlässlich der Agritechnica mit dem Favorit 926 Vario einen Traktor mit 191 kW Nennleistung und hydrostatisch-leistungsverzweigtem Getriebe, das in einer Eigenentwicklung entstand (Serienproduktion ab 1996). Spezielle Axialkolbenmaschinen mit Schwenkwinkeln bis zu 45° erlauben durch Primär- und Sekundärverstellung eine stufenlose Geschwindigkeitswahl zwischen 0 und 50 km/h [96, 98, 99]. Die Hydrostateinheiten haben im Bestpunkt Wirkungsgrade von mehr als 96 % [100, 101], was den einfachen Aufbau des Getriebes ermöglicht. Eine Nutzwertanalyse bei Fendt mit einer Unterscheidung in monetäre und nicht-monetäre Nutzenkriterien belegt in einer möglichst objektiven Bewertung den Sinn des stufenlosen Traktorfahrantriebs [102]. Zur Agritechnica 2003 übergab man das 30'000ste Fahrzeug mit Vario-Getriebe an den Endkunden. ZF brachte mit der „Eccom“-Baureihe [103, 104] ein Getriebe hervor, das in seiner Funktionsweise dem S-Matic von Steyr ähnlich ist [96]. Zur einfacheren Fahrbereichsschaltung werden jedoch nasse Lamellenkupplungen eingesetzt. Claas stellte 2000 mit dem „Traxion (HM II)“ die zweite Generation eigenentwickelter stufenloser Getriebe mit nur mehr fünf Fahrbereichen vor [105].

Alle zur Zeit auf dem Markt in Serie verfügbaren stufenlosen Getriebe für Standardtraktoren [4] arbeiten ausnahmslos hydrostatisch-leistungsverzweigt und konnten in zahlreichen Praxistests ihre Leistungsfähigkeit beweisen [106, 107, 108, 109, 110, 111, 112, 113]. Rein hydrostatische Antriebe dürften wegen ihrer schlechteren Wirkungsgrade und Nachteile hinsichtlich Kosten und Geräuschentwicklung zukünftig

nur noch für Kleintraktoren und selbstfahrende Arbeitsmaschinen mit geringer Zugleistungsanforderung geeignet sein [114]. Ihr Erfolg in kleinen japanischen Traktoren hängt unter anderem damit zusammen, dass diese Traktoren mit relative hohen Zeitannteilen für Zapfwellenarbeiten (insbesondere mit Bodenfräsen) eingesetzt werden, wobei nur ein kleiner Teil der Motorleistung zum fahren bzw. Ziehen benötigt wird.

Elektrische stufenlose Antriebe werden zwar vielfach diskutiert, konnten jedoch bisher nicht in Serie umgesetzt werden [115]. Die Fortschritte bei der Leistungselektronik und den digitalen Regelungen kompensieren mittlerweile einige Nachteile der elektrischen Antriebstechnik. Insbesondere beherrscht man inzwischen den stufenlosen Betrieb von Asynchronmotoren mit Hilfe verlustarmer Frequenzwandler bis zu Leistungen über 100 kW. Geringe Leistungsdichte und hohe Kosten verhinderten neben Sicherheitsaspekten jedoch bisher die Einführung von elektrischen Antrieben [116]. 1989 wurde von *Schmetz* ein Prototyp für einen dieselektrischen Traktorantrieb vorgestellt [117]. Auf der BAUMA 2004 präsentierte die Fa. Sensor-Technik Wiedenmann, Kaufbeuren, eine 540V-Gleichstrommaschine mit einer neuartigen Kühlung zur Steigerung der Leistungsdichte für den Einsatz im Fahrtrieb mobiler Arbeitsmaschinen [118].

2.3 Grundlagen zu stufenlosen Umschlingungsgetrieben

Alle modernen stufenlosen Umschlingungsgetriebe mit kegeligen Scheiben gehen auf ein Patent von 1924 des Engländers *G. J. Abbott* [119] mit formschlüssiger Drehmomentübertragung zurück. Der Industrielle Werner Reimers führte die Idee zur Serienreife und erreichte durch eine reibschlüssige Kraftübertragung eine Erhöhung der Leistungsdichte. Die Vergrößerung der zu übertragenden Momente führte in der Folge zu der für Umschlingungsvarioren nach dem System Reimers typischen Wiegedruckstückkette. Ein hydraulisches Anpresssystem sorgte für die notwendigen Anpresskräfte [88]. Eine Übersicht über die Entwicklung der stufenlosen Umschlingungsgetriebe wird in [120] gegeben.

Heute haben zwei Formen von Umschlingungsgetrieben Bedeutung erlangt. Die 1960 patentierte Wiegedruckstückkette nach P.I.V. Reimers [121] ist das älteste Stahlumschlingungsmittel. Die aus gestanzten Laschen zusammengefügt Glieder werden durch verlustarm aneinander abwälzende Wiegedruckstücke miteinander verbunden [122, 123, 124]. Seit etwa 1970 kennt man das Schubgliederband der Fa. Van Doorne's Transmissie (VDT) [124, 125, 126]. Wesentlicher Unterschied zur Kette ist die weitgehende Kraftübertragung durch Schub. Dabei führen zwei endlose Bänderpakete aus gerecktem Spezialstahl eine große Zahl an trapezförmigen Querelementen, die einander weiter schieben. Gemeinsam ist beiden Systemen der Aufbau mit jeweils einer axial beweglichen und eine festen Scheibe auf zwei Wellen.

Der Mechanismus der Kraftübertragung war im Laufe der Zeit Gegenstand zahlreicher Untersuchungen. Nachdem sich in Messungen Widersprüche zu den Formeln nach *Eytelwein* [127] und *Grashof* [128] ergaben, legte *Dittrich* 1953 den Grundstein [129] für eine genauere Mechanik bezüglich Anpressung und Verlauf der Kräfte im Umschlingungsmittel. Er belegt erstmals den spiraligen Lauf der Kette über dem Umschlingungswinkel am Abtriebsscheibensatz als Folge der geteilten Scheiben ebenso wie das für den stationären Betrieb notwendige Ungleichgewicht der Anpresskräfte.

Sauer legt in seiner Dissertation [6] umfangreiche Messergebnisse zum dynamischen Betriebsverhalten von Zugkettenwandlern der Bauart P.I.V Reimers vor. Die Untersuchungen umfassen dabei Anpressbedarf [130], Wirkungsgrad [131] und das Verhalten bei hochdynamischen Laststößen. Inklusiv einer relativ verlustarmen Versorgungshydraulik konnte er Wirkungsgrade von über 92 % nachweisen, wobei der mechanische Wirkungsgrad Bestwerte um 95 % aufwies, die auch in anderen Veröffentlichungen und Simulationen mehrfach bestätigt worden sind. Die telemetrische Messung der Kettenkräfte im Betrieb übertraf in ihrer Genauigkeit alle bis dorthin bekannten Ergebnisse [132]. Neben den Versuchen wurde mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode ein Ansatz zur Berechnung des Anpressbedarfs erarbeitet. *Sattler* [133] untersuchte insbesondere das stationäre Verhalten und stellte dabei wichtige Einflussgrößen, wie z. B. die Steifigkeit der Scheiben, heraus [134]. Die Nachgiebigkeit der Scheiben ist maßgeblich für die Schlupfverluste, die bei einer nachgiebigen Konstruktion bis zu 5 % betragen können [135]. *Pfeiffer* und *Srnik* [136, 137] erarbeiteten ein Modell, das im Gegensatz zu den beiden vorgenannten stationären Ansätzen dynamische Betrachtungen ermöglicht. Ein Vergleich mit Messungen von *Sauer* zeigt gute Übereinstimmungen [138, 136]. *Sedlmayr* baut diese Modellierung aus und untersucht damit unter anderem die Möglichkeiten zur Minimierung der Belastungen in der Kette [139]. Analoge Untersuchungen zu Kräften und Wirkungsgraden beim Schubgliederband werden von *Van Rooij* und *Schaerlaeckens* in [140, 141, 142] sowie von anderen Forschern in [125, 126, 143, 144, 145] angestellt.

Tenberge stellt in seiner Dissertation [146] umfangreiche Analysen zu Wirkungsgraden von Umschlingungsgetrieben unter Berücksichtigung der elasto-hydrodynamischen Kontakttheorie (EHD) vor. *Sue* [147] stellt einen geschlossenen Berechnungsansatz für den mechanischen Wirkungsgrad von Zugkettenwandlern in Abhängigkeit der Geometrie der Scheibensätze vor.

Der im Vergleich zu Traktionsgetrieben geringe Schlupf von Umschlingungsgetrieben im Kontakt Kette–Scheibe wurde von *Halbmann* [148], *Wang* [149] und *Tenberge* [150] erforscht. Insbesondere die Möglichkeit, durch eine Regelung des Variator-schlupfes den optimalen Gesamtwirkungsgrad anzusteuern, wird in jüngster Zeit wieder aufgegriffen [151, 152] und experimentell geprüft.

Eine ungleichmäßige Kettenteilung verbessert nach *Wolf* [153] das Geräuschverhalten von Zugkettenwandlern. Bei der Entwicklung von modernen Ketten für den Pkw-Einsatz, die mittlerweile etwa 400 Nm Drehmoment übertragen können, wird dieser Effekt gezielt berücksichtigt [154, 155]. Eine mit der P.I.V.-Kette vergleichbare Laskenkette überträgt nach [156] ohne Spreizungsbegrenzung etwa 700 Nm. Praktische Einsatzerfahrungen sind jedoch noch nicht veröffentlicht.

Die Dimensionierung von Umschlingungsgetrieben erfolgt nach der Methodik der Betriebsfestigkeit. Die Gewinnung von Bauteilwöhlerlinien für die Kette wird in [157] beschrieben. *Hirschmann* publiziert Untersuchungen zur Tragfähigkeit [158] in den Kontaktflächen. Eine beispielhafte vereinfachte Auslegung für ein Traktorgetriebe zeigt *Schönnenbeck* in [159]. *Vahlensieck* entwickelte erstmalig einen umfassenden Ansatz für die betriebsfeste Dimensionierung eines Kettenwandlers auf der Basis von Lastkollektiven für den Traktorantrieb [7].

Anzustrebende Reibungszahlen von 0,1 [6] erfordern zur Kraftübertragung geeignete Fluide und relativ hohe Flächenpressungen in den Kontaktpunkten. Sie liegen in der Größenordnung der Pressung im EHD-Kontakt von Stirnrädern [123]. Die ursprünglich mechanische Anpressung [160] wurde durch hydrostatische Anpresssysteme ersetzt [161, 130]. Beim Konstantstromsystem von P.I.V. stellt ein hydro-mechanischer Drehmomentfühler den Anpressdruck proportional zum anliegenden Drehmoment ein [162]. Der Fühler arbeitet wie eine drehmomentproportionale Drossel und steuert über den Rückstau den Anpressdruck. Die Übersetzung wird über einen Vierkantensteuerschieber verstellt, der als hydrostatische Vollbrücke arbeitet. Beim Doppelfühlersystem [123, 6], bei dem auf der An- und Abtriebswelle jeweils ein Fühler in Reihe geschaltet wird, erfolgt eine bedarfsgerechtere Einstellung des Drucks, d.h. Überanpressungen werden weitgehend vermieden. Eine zusätzliche Verbesserung verspricht ein variabler Drehmomentfühler, der den Druck nicht nur in Abhängigkeit vom anliegenden Moment, sondern auch je nach der eingestellten Übersetzung bedarfsgerecht regelt [163]. Für eine ausführlichere Darstellung der verschiedenen Anpresssysteme wird auf [164, 165] verwiesen. *Westenthanner* stellte einen neuen Ansatz für ein energetisch vorteilhaftes druckgeregeltes hydrostatisches Anpresssystem mit speziellen Drehmomentfühlern [166] vor. *Stöckl* belegt mit Hilfe von Simulationsrechnungen und Prüfstandsversuchen das Potenzial dieses Systems [167, 168]. Ein Anpresssystem mit elektrischen angesteuerten Servopumpen, das keine Druckregelventile benötigt, verbessert die Energiebilanz eines Kettenwandlers mit herkömmlichem Konstantdrucksystem nach *Bradley* [169] um etwa 5 %.

Eine energetische Optimierung des Anpresssystems kann auch durch variable Förderströme erreicht werden. *Koberger* [170] analysiert hierzu systematisch eine Reihe ener-

gieoptimierter Versorgungssysteme mit geregelten Pumpen und optimiert diese für den Einsatz in einem autarken Hybridfahrzeug [171, 172].

Die tribologischen Verhältnisse im Umschlingungsgetriebe sind günstiger als bei Traktionsgetrieben (z. B. Toroidvariatoren) und stellen geringere Anforderungen an den Schmierstoff [173]. Fluide für automatische Pkw-Getriebe (ATF) sind gut geeignet [6]. Spezielle Schmierstoffe bewirken eine Anhebung der Reibzahlen [174]. CVT-Öle erfüllen die genormten Standardtests (Fress-, Pitting- und Graufleckentragfähigkeit) für Kfz-Getriebeöle und sind gleichzeitig problemlos in nassen Lamellenkupplungen einzusetzen [175]. Eine erhöhte Leistungsdichte in den Reibkontakten ist zukünftig eventuell durch den Einsatz alternativer Werkstoffe, wie z. B. Keramiken, erreichbar [176].

Als derzeit modernstes Umschlingungsgetriebe kann der Variator der Fa. LuK angesehen werden. Insbesondere Entwicklungen wie das Doppelkolbenprinzip mit einem Anpresskolben und einem kleineren Kolben für die Übersetzungsregelung, sowie ein zweistufiger Drehmomentfühler mit verschiedenen Proportionalitätskonstanten für Overdrive und Underdrive setzten Maßstäbe in der CVT-Technologie für die automobilen Serienanwendung [177, 178].

2.4 Steuerung und Simulation stufenloser Umschlingungsvariatoren

Um eine möglichst optimale Nutzung der Vorteile von stufenlosen Getrieben zu ermöglichen, ist der Einsatz von komplexen elektronischen Steuerungs- und Managementsystemen unerlässlich [179]. Antriebsstrangmanagement kommt nicht nur in Traktoren zum Einsatz, sondern wird auch im Pkw zur Erfüllung der Vorgaben hinsichtlich der Senkung des Kraftstoffverbrauchs verwendet [180, 181, 182, 183, 51].

Bereits zu Beginn des Entwicklungsprozesses kann man heute mit Hilfe von Simulationen beispielsweise Fahrleistungsberechnungen, Parameteroptimierungen sowie Verbrauchs- und Emissionsprognosen durchführen [184]. Nachfolgende Entwicklungsschritte wie Hardware-in-the-Loop-Tests [185], Untersuchungen am Antriebsstrangprüfstand und im Fahrzeug greifen dabei auf Elemente der vorangegangenen Schritte zurück. Die heute meist objektorientierten Simulationssysteme sind in der Lage, den kompletten Antriebsstrang vom Motor bis zum Rad zu abbilden und in akzeptablen Zeiten zu berechnen [186]. Dabei ist stets der Zweck der Modellierung zu beachten und in der Detaillierungstiefe zu berücksichtigen. Hochgenaue Modelle eines Umschlingungsgetriebes wie in [137, 139] sind trotz der gestiegenen Rechenleistung in den vergangenen Jahren noch nicht für regelungstechnische Untersuchungen geeignet. Die einfachste Nachbildung eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes gibt ein Integralglied. Genauere Ansätze, in denen Anpressverhältnisse, Schlupf und Verstellgeschwindigkeiten berücksichtigt und mit Hilfe der Software Matlab/SIMULINK

abgebildet werden, finden sich in [187, 188, 189]. Ein sehr verbreiteter Ansatz, der das nichtlineare Verhalten eines Umschlingungsgetriebes berücksichtigt, wird von *Ide* vorgelegt [190, 191, 192].

Westenthanner legt in seinem Modell [8] besonderen Wert auf die Nachbildung des hydraulischen Anpresssystems mit hydromechanischem Drehmomentfühler und einem Vierkantensteuerschieber als Aktor nach P.I.V.-Reimers.

Der Entwurf stabiler Regelungs- und Steuerungsalgorithmen setzt eine gute Kenntnis der Regelstrecke voraus. Das nichtlineare Umschlingungsgetriebe ist dabei besonders schwierig abzubilden. *Müller* [193] wählt einen Ansatz mit Hilfe eines adaptiven neuronalen Netzwerks.

2.5 Grundlagen der Leistungsverzweigung

Unter Leistungsverzweigung versteht man im Allgemeinen die Aufteilung (Verzweigung) der im System fließenden Leistung auf mehrere Zweige und deren anschließende Vereinigung (Summierung). Wird die in das Getriebe eingespeiste Leistung durch äußere Elemente (z. B. Zahnräder) verzweigt, spricht man von äußerer Leistungsverzweigung, im Gegensatz zu innerer Leistungsverzweigung wie sie bei dem angesprochenen Renault-Getriebe vorliegt. Enthält ein Zweig einen stufenlosen Drehzahl-Drehmoment-Wandler, so wird das gesamte Getriebe durch die Überlagerung der Einzeldrehzahlen in einem Umlaufgetriebe drehzahlvariabel.

Bild 2.5 zeigt hierzu eine typische Struktur. Dabei findet die Verzweigung im Zugbetrieb über ein festes Drehzahlverhältnis an der Stirnradstufe und deren Wellen 1 und 2 statt. Die Summierung erfolgt am Steg des Planetengetriebes über ein festes Drehmomentenverhältnis zwischen dem Moment an der Sonnenradwelle und der Hohlradwelle im Planetensatz. Die Leistung als Produkt aus Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit im Variatorzweig wird mit abnehmender Drehzahl an der Sonne kleiner. Im Grenzfall bei stehender Sonne wird die Leistung im Variatorzweig null und die

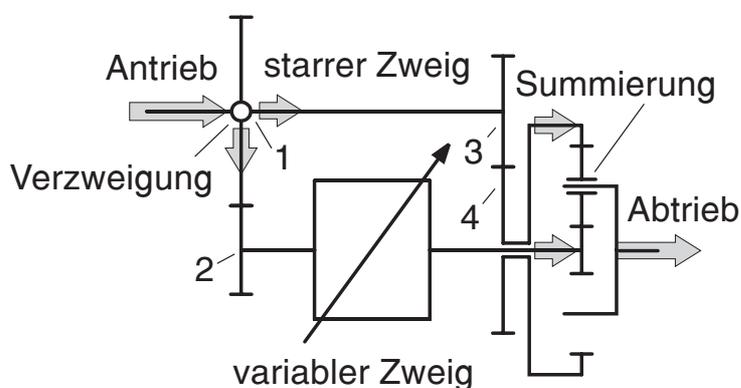


Bild 2.5: Prinzip eines stufenlosen Getriebes mit äußerer Leistungsverzweigung und zwei Leistungspfaden

Leistungsübertragung erfolgt im starren Zweig rein mechanisch. Liegt die feste Stirnradübersetzung am Getriebeeingang, spricht man von „primärer Kopplung“ – andernfalls bei der kinematischen Umkehrung von „sekundärer Kopplung“ [194, 195]. Hierauf wird später

noch ausführlich eingegangen .

Grundlagen Planetengetriebe

Zum Verständnis leistungsverzweigter Getriebe ist die Kenntnis der Zusammenhänge zwischen den Drehzahlen, Drehmomenten und Leistungen in einem Planetengetriebe nötig. Eine ausführliche Darstellung und Herleitung findet sich in [196, 197]. An dieser Stelle werden nur die wichtigsten Gleichungen aufgeführt.

Die zentrale Größe zur Berechnung von Drehzahlen und Momenten bei Planetengetrieben ist die Standübersetzung i_0 , die der Übersetzung des Getriebes bei stillstehendem Steg entspricht. Für das Standardplanetengetriebe in Bild 2.5 gilt:

$$i_0 = \frac{n_{So} - n_{St}}{n_{Ho} - n_{St}} = - \frac{Z_{Planet}}{Z_{Sonne}} \cdot - \frac{Z_{Ho}}{Z_{Planet}} = - \frac{Z_{Ho}}{Z_{So}} \quad (2.1)$$

Ein Planetengetriebe wie in Bild 2.5 wird wegen der negativen Standübersetzung als Minusgetriebe bezeichnet. Beaufschlagt man den Steg mit einer Drehzahl, lässt sich (2.1) zur auf alle Planetengetriebe anwendbaren Grundgleichung nach Willis umformen:

$$n_{So} - i_0 \cdot n_{Ho} = n_{St} \cdot (1 - i_0) \quad (2.2)$$

Sind zwei Drehzahlen bekannt, so liegt die dritte mit Gl. (2.2) fest. Die Drehzahlverhältnisse in Planetengetrieben sind wegen der zwei Freiheitsgrade unübersichtlich. Eine Veranschaulichung bietet der Kutzbach'sche Drehzahlplan [197], **Bild 2.6**. Die maßstäbliche Darstellung der Umfangsgeschwindigkeiten in den Wälzpunkten und ihre entsprechende Kopplung liefert ein graphisches Abbild der Drehzahlverhältnisse. Projiziert man die Umfangsgeschwindigkeiten auf einen gemeinsamen Radius, können sie dort wegen $u = \omega \cdot r = \frac{\pi}{30} \cdot r \cdot n = konst \cdot n$ als Drehzahlen abgelesen werden.

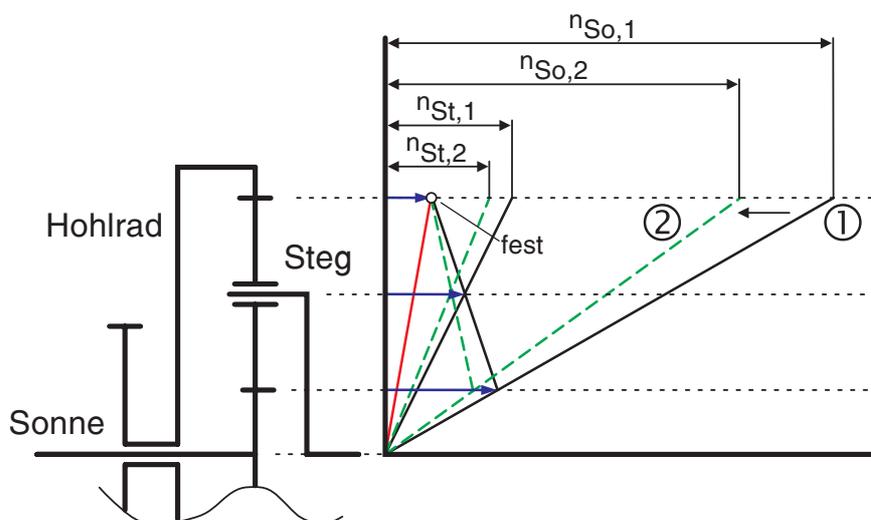


Bild 2.6: Kutzbach'scher Drehzahlplan eines Planetenminusgetriebes zur Darstellung von Drehzahlen bzw. Winkelgeschwindigkeiten (es sind zwei unterschiedliche Zustände ①, ② dargestellt)

Reduziert man, wie dargestellt, die Drehzahl der Sonne bei gleichzeitig konstanter Hohlradrehzahl, so wird die Stegdrehzahl erniedrigt. Der Betrag der Drehzahländerung am Steg ist dabei deutlich kleiner, als der an der Sonne.

$$\Delta n_{So} - i_0 \cdot \Delta n_{Ho} = \Delta n_{Steg} \cdot (1 - i_0) \quad (2.3)$$

mit $\Delta n_{Ho} = 0$ ergibt sich aus Gl. (2.3)

$$\frac{\Delta n_{So}}{\Delta n_{Steg}} = 1 - i_0$$

Drehmomente stehen bei Umlaufgetrieben in einem festen Verhältnis zueinander. Nach den Gleichgewichtsbedingungen gilt für die Summe aller angreifenden äußeren Momente:

$$T_{So} + T_{Ho} + T_{St} = 0 \quad (2.4)$$

Anders als bei den Drehzahlen reicht für die Bestimmung der Einzelmomente die Kenntnis eines Momentes, um die beiden übrigen bestimmen zu können. Beim Planetenminusgetriebe haben Sonnen- und Hohlradmoment das gleiche Vorzeichen. Ihre Summe entspricht dem Betrag des Stegmomentes, welches ein entgegengesetztes Vorzeichen besitzt. Man bezeichnet die Stegwelle deshalb als Summenwelle. Sonnen- und Hohlradwelle heißen Differenzwellen.

Die Drehmomente stehen in einem von der Standübersetzung und dem Standwirkungsgrad abhängigen Verhältnis:

$$\frac{T_{Ho}}{T_{So}} = -i_0 \cdot \eta_0^{w1} \quad (2.5)$$

Dabei gilt für den Exponenten $w1$, der die Richtung des Wälzleistungsflusses im Planetengetriebe berücksichtigt:

$$w1 = \frac{T_{So} \cdot (\omega_{So} - \omega_{St})}{|T_{So} \cdot (\omega_{So} - \omega_{St})|} \quad (2.6)$$

Mit Gl. (2.4) und Gl. (2.5) lässt das Stegmoment bestimmen:

$$T_{St} = T_{So} \cdot (i_0 \cdot \eta_0^{w1} - 1) \quad (2.7)$$

Leistung als Produkt von Winkelgeschwindigkeit und Drehzahl ist bei allen Strukturbeachtungen die dritte Größe von Interesse. Antriebsleistungen werden nach Zajonz [198] positiv, Abtriebsleistungen negativ definiert. In **Bild 2.7** sind die Vorzeichen der drei

Größen Drehzahl, Drehmoment und Leistung für ein Planetengetriebe mit negativer Standübersetzung dargestellt.

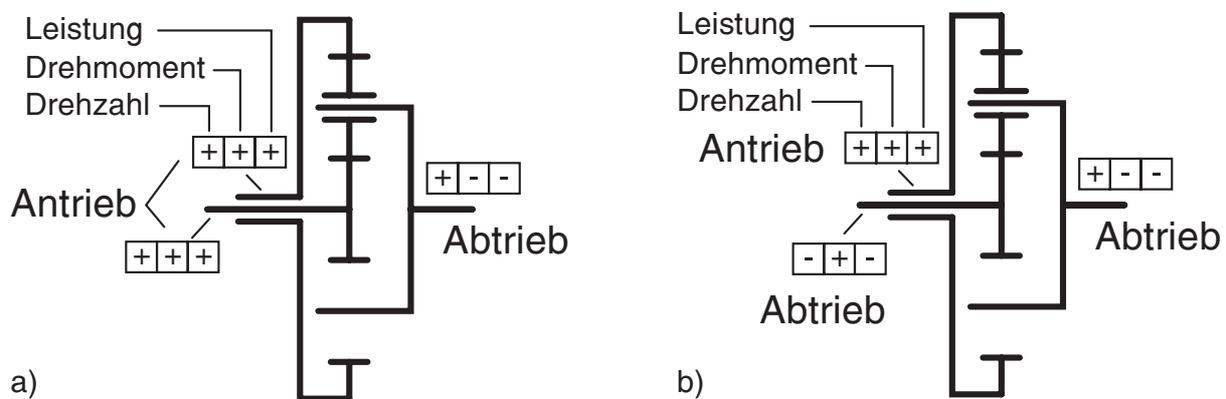


Bild 2.7: Drehzahlen, Drehmomente und Leistungen an den drei Wellen eines Planetenmischgetriebes; im Fall a) drehen alle Elemente gleichsinnig, im Fall b) dreht die Sonne mit entgegengesetzter Drehrichtung

Im Fall a) drehen sich die drei Glieder mit gleichem positiven Drehsinn, wie auch in Bild 2.6 abgebildet. Wird der Steg als Abtriebswelle definiert, so muss das anliegende Drehmoment negativ sein, damit an dieser Welle eine negative Abtriebsleistung vorhanden ist. Gemäß den Momentenbeziehungen Gl. (2.5), Gl. (2.7) sind die Momente an Sonne und Hohlrad dann positiv, d.h. an beiden Wellen wird dem Planetengetriebe Leistung zugeführt. In Fall b) dreht sich der Drehsinn an der Sonnenradwelle um, während die übrigen Drehrichtungen noch positiv bleiben. Behalten auch die Momente ihre Vorzeichen, wechselt an der Sonnenradwelle das Vorzeichen der Leistung und es entsteht auch hier eine Abtriebsleistung. Ebenso kann eine Leistungsumkehr am Planetensatz durch die Umkehr eines Drehmomentes erreicht werden.

Blindleistung

Keht sich die Drehrichtung an der Sonnenradwelle in der leistungsverzweigten Antriebsstruktur aus Bild 2.5 um, so fließt die Leistung im Variatorzweig entgegen der ursprünglichen Richtung, **Bild 2.8**.

Die von der Sonnenradwelle rückwärts fließende Leistung addiert sich an der Stirnradstufe zur zugeführten Motorleistung. Die Summe fließt über das Hohlrad in das Plane-

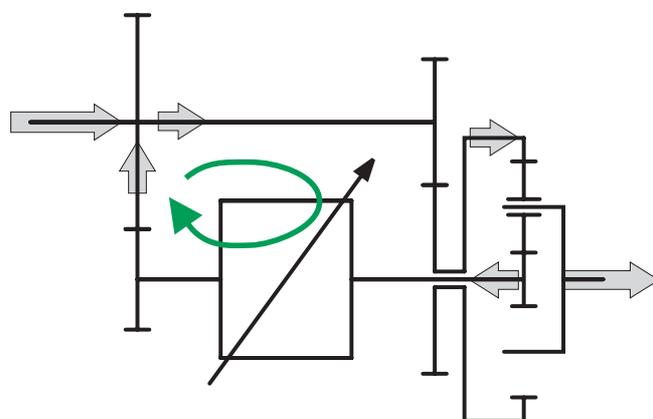


Bild 2.8: Blindleistungsfluss in einem leistungsverzweigten Getriebe

tengetriebe zurück und wird dort wieder aufgeteilt. Man nennt den kreisenden Anteil Blindleistung.

Im englischen Sprachraum bezeichnet man Blindleistung treffender als „Circulating Power“. Sie ist in zweierlei Hinsicht schädlich:

- Die maximal im System vorhandene kann größer als die zugeführte äußere Leistung werden. Der Blindleistung muss in einer schwereren und damit teureren Dimensionierung Rechnung getragen werden.
- Die lastabhängigen Wirkungsgradanteile betreffen auch den Blindleistungsfluss. Zur Erfüllung der äußeren Momentenbilanz, müssen die Verluste von der Eingangsseite her ausgeglichen werden. Der Faktor, um den die Blindleistung die Eingangsleistung in das System übersteigt, kann als Hebel auf den Gesamtwirkungsgrad betrachtet werden. Das Ansteigen der Blindleistung im System führt damit gemeinhin zu einer Reduzierung der Wirkungsgrade.

Von positiver Blindleistung spricht man, wenn die Summe aus Motor- und kreisender Leistung über den variablen Leistungsstrang fließt. Sie ist besonders kritisch für die Belastung des Variators, da das Verhältnis von Variatorleistung zur Eingangsleistung immer größer eins ist. Hier werden die schlechtesten Wirkungsgrade erreicht. Bei negativer Blindleistung wird der Variator nur durch die im Kreis fließende Leistung belastet.

Motivation zur Leistungsverzweigung

Leistungsverzweigte Getriebe können grundsätzlich völlig unterschiedlichen Zielsetzungen dienen:

- Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades
- Vergrößerung des Getriebestellbereichs

Beide Ziele lassen sich niemals gleichzeitig verwirklichen. Soll der Wirkungsgrad verbessert werden, reduziert sich der Stellbereich. Vergrößert man diesen gegenüber einem einfachen stufenlosen Wandler, ergibt sich trotz Leistungsverzweigung ein geringerer Gesamtwirkungsgrad [194]. Dabei kann der Gesamt- gegenüber dem Einzelwirkungsgrad des Variators deutlich angehoben werden. Der kleinere Leistungsanteil im variablen Zweig erlaubt bei entsprechend begrenzter Blindleistung den Einsatz kleinerer Variatoren.

Teilt man in der Struktur aus Bild 2.5 die Leistungen im starren und im variablen Zweig im Verhältnis 3:1, beträgt bei angenommenen Wirkungsgraden von 96 % im starren und 90 % im variablen Zweig die resultierende Abtriebsleistung:

$$P_{Ab} = 0,75 \cdot P_{An} \cdot 0,96 + 0,25 \cdot P_{An} \cdot 0,90 = 0,945 \cdot P_{An}$$

Der Gesamtwirkungsgrad steigt gegenüber einem Wandler ohne Leistungsverzweigung von 90 auf 94,5 %. Reduziert man im Extremfall den über den variablen Zweig fließenden Leistungsanteil zu null, in dem die mit dem Planetensatz verbundene Welle des Variators – hier die Sonnenradwelle – still steht, so erfolgt die Leistungsübertragung rein mechanisch mit maximalem Wirkungsgrad. Die Steigerung des Wirkungsgrades ist jedoch – wie oben erwähnt – mit einer verringerten Spreizung des Gesamtgetriebes verbunden. Man wähle für das dargestellte Beispiel $i_{12} = -1$, $i_{34} = -1$ und $i_0 = -3$. Die Sonnendrehzahl berechnet sich zu:

$$n_{so} = \frac{n_{An}}{i_{12} \cdot i_{Var}}$$

Mit Hilfe von Gl. (2.2) erhält man daraus die Abtriebsdrehzahl:

$$n_{Ab} = n_{An} \cdot \frac{1 - i_0}{i_{12} \cdot i_{Var} - i_{34}} = n_{An} \cdot \frac{i_0 \cdot i_{12} \cdot i_{Var} - i_{34}}{(i_0 - 1) \cdot i_{12} \cdot i_{Var} \cdot i_{34}} = n_{An} \cdot \frac{1}{i_{Ges}}$$

$$i_{Ges} = \frac{n_{An}}{n_{Ab}} = \frac{(i_0 - 1) \cdot i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{var}}{i_0 \cdot i_{12} \cdot i_{var} - i_{34}} \quad (2.8)$$

Legt man beim Variator eine Spreizung $s_{Var} = 4$ ($i_{Var, \min} = 0,5$, $i_{Var, \max} = 2$) zu Grunde, errechnet sich die Gesamtspreizung des Gesamtgetriebes mit negativer Abtriebsdrehzahl zu:

$$S_{Ges} = \frac{i_{Ges, \min}}{i_{Ges, \max}} = \frac{-1,14}{-0,8} = 1,429$$

Ebenso kann durch Leistungsverzweigung der Stellbereich des Gesamtgetriebes so erweitert werden, dass dieser größer als der des Variators wird. Es entsteht dabei jedoch Blindleistung im System, wodurch der Gesamtwirkungsgrad niedriger wird als der des Variators.

In der Struktur aus Bild 2.5 werde wie im vorigen Beispiel eine Variatorspreizung von $s_{Var} = 4$ angenommen. Die übrigen Übersetzungen werden zu $i_{12} = 0,7$, $i_{34} = -1$ und $i_0 = -3$ festgelegt, d.h. es findet an der Übersetzungsstufe i_{12} keine Drehrichtungsumkehr statt. Mit (2.8) ergibt sich ein erweiterter Gesamtspreizungsbereich:

$$S_{Ges} = \frac{i_{Ges, \min}}{i_{Ges, \max}} = \frac{-28}{-1,75} = 16$$

Zur Berechnung des Gesamtwirkungsgrades muss die Drehmomentwandlung zwischen An- und Abtrieb hergeleitet werden. In den Gleichungen sollen dabei die Verluste des

Planetengetriebes vernachlässigt werden. Die Verluste der Übersetzungsstufe i_{12} sind in η_{Var} berücksichtigt. η_{34} steht daher für den mechanischen Zweig. Aus den Kräftegleichgewichten an den Einzelelementen bestimmt man das Abtriebsdrehmoment für den Leistungsfluss nach Bild 2.8:

$$T_{Ab} = T_{An} \cdot - \frac{i_{12} \cdot i_{Var} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34} \cdot (i_0 - 1)}{i_{12} \cdot i_{Var} \cdot i_0 - i_{34} \cdot \eta_{Var} \cdot \eta_{34}} \quad (2.9)$$

Mit der Drehmomentwandlung zwischen An- und Abtrieb

$$\mu = \frac{T_{Ab}}{T_{An}} \quad (2.10)$$

ermittelt man den Gesamtwirkungsgrad zu:

$$\eta_{Ges} = - \frac{\mu}{i_{Ges}} \quad (2.11)$$

Die Zahlenwerte der Gesamtwirkungsgrade in den Extremstellungen des Variators sind für beide Zielsetzungen in **Tabelle 2.2** gegenüber gestellt.

Tabelle 2.2: Gesamtwirkungsgrade und auf die Eingangsleistung bezogene Variatorleistung für die Zahlenbeispiele zur Wirkungsgradsteigerung ($i_{12} = -1$, $i_{34} = -1$) und Spreizungserweiterung ($i_{12} = 0,7$, $i_{34} = -1$) durch Leistungsverzweigung ($i_0 = -3$, $\eta_{34} = 96\%$, $\eta_{Var} = 90\%$).

Variatorübersetzung	Ziel – Wirkungsgradsteigerung			Ziel – Spreizungserweiterung		
	S_{Ges}	η_{Ges}	P_{Var}/P_{An}	S_{Ges}	η_{Ges}	P_{Var}/P_{An}
$i_{Var,min} = 0,5$	1,429	93,5 %	37 %	16	25,8 %	516 %
$i_{Var,max} = 2,0$		95,1 %	14 %		92,1 %	29 %

Wird der Variator mit nur 14 % der Antriebsleistung beaufschlagt, errechnet sich ein maximaler Wirkungsgrad von 95,1 %. Im Falle der Spreizungserweiterung kann die maximale Variatorbelastung ungefähr das fünffache der Eingangsleistung betragen, der Wirkungsgrad sinkt wegen der entsprechenden Blindleistung auf nur noch etwa 26 % ab.

Grundstrukturen

Einfache Strukturen für stufenlos leistungsverzweigten Getriebesysteme lassen sich bereits mit wenigen Teilen realisieren. Für die einfachsten Architekturen sind vier Bauelemente notwendig:

- Koppelglied mit festem Drehzahlverhältnis (z.B. Stirnradstufe)

- Koppelglied mit festem Drehmomentverhältnis (z.B. Planetensatz)
- Leistungspfad mit festen Übersetzungsverhältnis (z.B. Stirnradstufe, Kettentrieb)
- Leistungspfad mit stufenlos veränderlichen Übersetzungsverhältnis (z.B. hydrostatischer Wandler, Umschlingungsgetriebe)

Eine wichtige grundlegende Einteilung in zwei große Gruppen wurde bereits in Kap. 2.5 angesprochen: Herrscht an der Eingangsseite ein festes Drehzahlverhältnis, wird das System als „Eingang gekoppelt“ (IC – „Input Coupled“) bezeichnet. Liegt das feste Drehzahlverhältnis an der Ausgangsseite, spricht man von „Ausgang gekoppelt“ (OC – „Output Coupled“). Entsprechend der gewählten Anbindung der Wellen des Planetensatzes in die Struktur ergeben sich insgesamt 12 Varianten, für die ein einheitliches Bezeichnungssystem Verbreitung gefunden hat. Die ersten Buchstaben der englischen Benennungen (Sonne – „Sun“ (S), Steg–„Carrier“ (C), Hohlrads – „Ring gear“ (R)), werden entsprechend **Bild 2.9** kombiniert und beschreiben somit die Kopplung der Struktur.

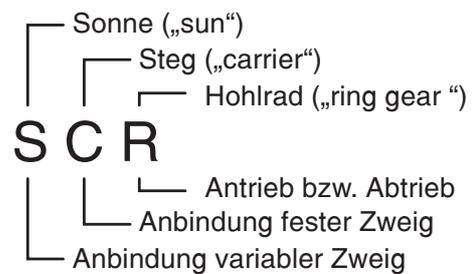


Bild 2.9: Bezeichnungskonvention für leistungsverzweigte Strukturen. Unten: Vereinbarte Zuordnung; oben: Beispiel für eine Zuordnung

Mit der Standgetriebeübersetzung des Planetengetriebes i_0 sind die Varianten mit jeweils identischer Anbindung des Stegs kinematisch gleichwertig, **Bild 2.10**. Die Gesamtzahl der zu unterscheidenden Strukturen reduziert sich in der Folge auf sechs.

Die Gesamtübersetzung der leistungsverzweigten Getriebe ist von Übersetzungen der Einzelelemente abhängig und lässt sich in deren Abhängigkeit angeben, **Tabelle 2.3**. Bei geeigneter Wahl der Einzelübersetzungen besteht die Möglichkeit des stillstehenden Abtriebs, ohne Trennung des Antriebsstrangs. Für Ausgang-gekoppelte Systeme muss dazu die variable Übersetzung unendlich werden. Die abtriebsseitige Welle des Variators steht dann still und es fließt keine Leistung im variablen Zweig. Bei Eingang-gekoppelten Systemen wird der Stillstand durch eine entsprechende Drehzahlüberlagerung im Planetengetriebe erreicht.

Leistungscharakteristiken

Ein- und Ausgang-gekoppelte Systeme zeigen grundsätzlich unterschiedliche Charakteristiken der Leistungsverteilung.

Bild 2.11 zeigt den Wirkungsgradverlauf und die auf die Antriebsleistung normierte Variatorleistung über der Abtriebsdrehzahl exemplarisch für ein OC-RSC-System. Die Leistung im variablen Pfad entspricht im Anfahrpunkt der Eingangsleistung. Für den Vorwärtsbereich hat das System hier den kleinsten Wirkungs-

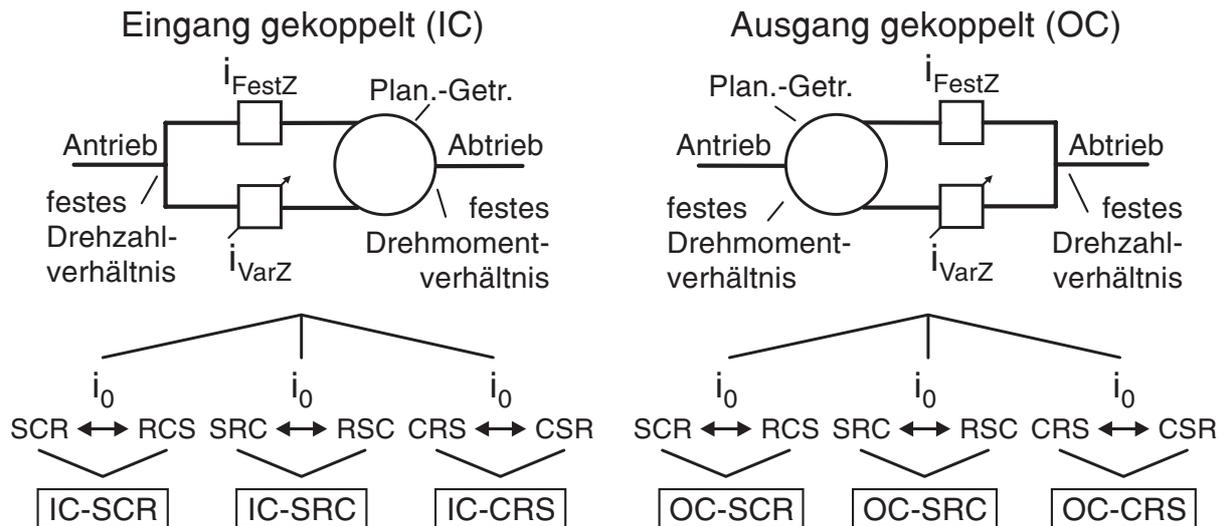


Bild 2.10: Basiskonfigurationen leistungsverzweigter Getriebestrukturen

Tabelle 2.3: Übersicht der Gesamtübersetzungen für die Grundstrukturen leistungsverzweigter Getriebe

Konfiguration	Drehzahlverhältnis n_{An} / n_{Ab}	$i_{Var,0}$ für stillstehenden Abtrieb
IC-SCR	$\frac{n_{An}}{n_{Ab}} = \frac{i_{FestZ} + (i_0 - 1) \cdot i_{VarZ}}{i_0 \cdot i_{VarZ} \cdot i_{FestZ}}$	$i_{VarZ,0} = \frac{i_{FestZ}}{1 - i_0}$
IC-SRC	$\frac{n_{An}}{n_{Ab}} = \frac{i_0 \cdot i_{VarZ} - i_{FestZ}}{(i_0 - 1) \cdot i_{VarZ} \cdot i_{FestZ}}$	$i_{VarZ,0} = \frac{i_{FestZ}}{i_0}$
IC-CRS	$\frac{n_{An}}{n_{Ab}} = \frac{i_0 \cdot i_{VarZ} + i_{FestZ} \cdot (1 - i_0)}{i_{VarZ} \cdot i_{FestZ}}$	$i_{VarZ,0} = \frac{(i_0 - 1) \cdot i_{FestZ}}{i_0}$
OC-SCR	$\frac{n_{An}}{n_{Ab}} = \frac{i_0}{i_{VarZ} + i_{FestZ} \cdot (i_0 - 1)}$	$i_{VarZ,0} \rightarrow \infty$
OC-SRC	$\frac{n_{An}}{n_{Ab}} = \frac{i_0 - 1}{i_{FestZ} \cdot i_0 - i_{VarZ}}$	$i_{VarZ,0} \rightarrow \infty$
OC-CRS	$\frac{n_{An}}{n_{Ab}} = \frac{1}{i_{FestZ} \cdot i_0 - i_{VarZ} \cdot (1 - i_0)}$	$i_{VarZ,0} \rightarrow \infty$

grad. Mit steigender Abtriebsdrehzahl nimmt die Variatorlast bei Vorwärtsfahrt linear ab und der Wirkungsgrad steigt. Für den Fall der stehenden Primärwelle 1 des Variators ist der Wirkungsgrad maximal und die Leistungsübertragung erfolgt über den festen Zweig. Kehrt sich die Drehrichtung an der Hohlradwelle des Planetensatzes um, entsteht wegen der festen Drehmomentverhältnisse negative Blindleistung. Beim Rückwärtsfahrt ändert die Drehzahl der Sonnenwelle ihr Vorzeichen und es kommt zu

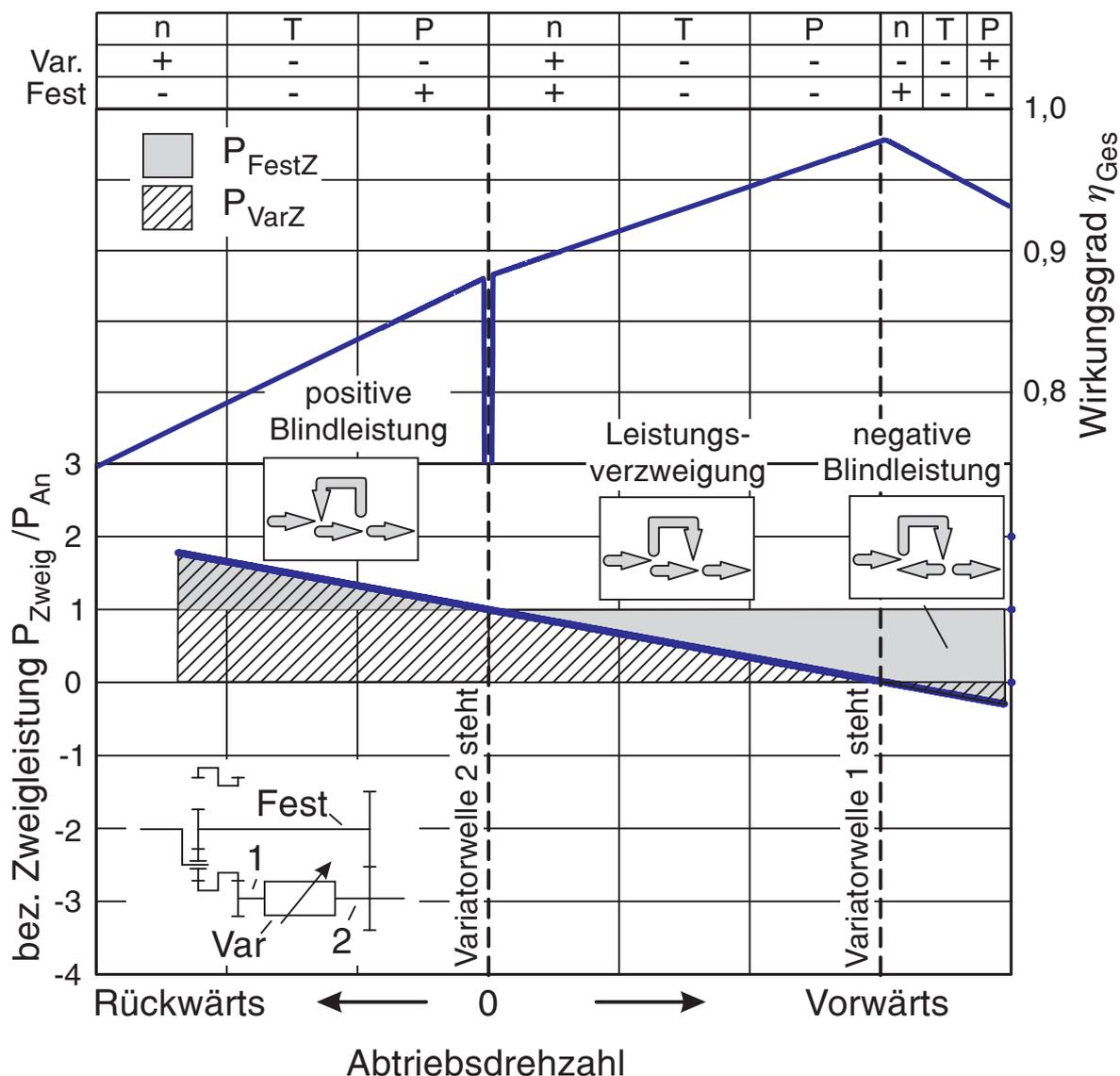


Bild 2.11: Leistungscharakteristik und Wirkungsgradverlauf für ein OC-RSC-Getriebe (oben dargestellt: Vorzeichen von Drehmoment, Drehzahl und Leistung an den Wellen des Planetengetriebes). Angenommene Wirkungsgrade: Stirnradstufen 98 %, Variator 90 %; maximale Drehmomentwandlung 50

positiven Blindleistungsfluss. Das Auftreten von Blindleistung ist in beiden Fällen durch einen Knick im Wirkungsgradverlauf mit steileren Gradienten gekennzeichnet. Grundsätzlich unterschiedlich sind die Verhältnisse bei Eingang-gekoppelten Systemen, **Bild 2.12**. Charakteristisch ist für diesen Fall der starke Anstieg der Variatorleistung in Richtung Abtriebsdrehzahl gleich Null. Bei Vorwärtsfahrt fließt negative, bei Rückwärtsfahrt positive Blindleistung. Erst wenn es zur Drehrichtungsumkehr an der sekundären Variatorwelle kommt, findet eine Leistungsteilung statt. Am Umkehrpunkt liegt bei rein mechanischer Leistungsübertragung das Wirkungsgradmaximum.

Die Bereiche links und rechts des stillstehenden Abtriebs (Gesamtspreizung unendlich) zeigen einen steilen Abfall der Variatorbelastung. Dort kann bereits durch

Einhalten eines kleinen Abstands vom Stillstandspunkt eine beträchtliche Reduzierung der Variatorleistung erreicht werden.

Bei Variatoren mit Drehrichtungsumkehr (z. B. Hydrostateinheiten) liegt der Betriebsbereich für gute Wirkungsgrade in die Nähe der stehenden Sekundärwelle. Der Betrag der Variatorleistung bleibt in einem begrenzten Bereich um den Punkt der stillstehenden Variatorwelle 2 kleiner als die Eingangsleistung.

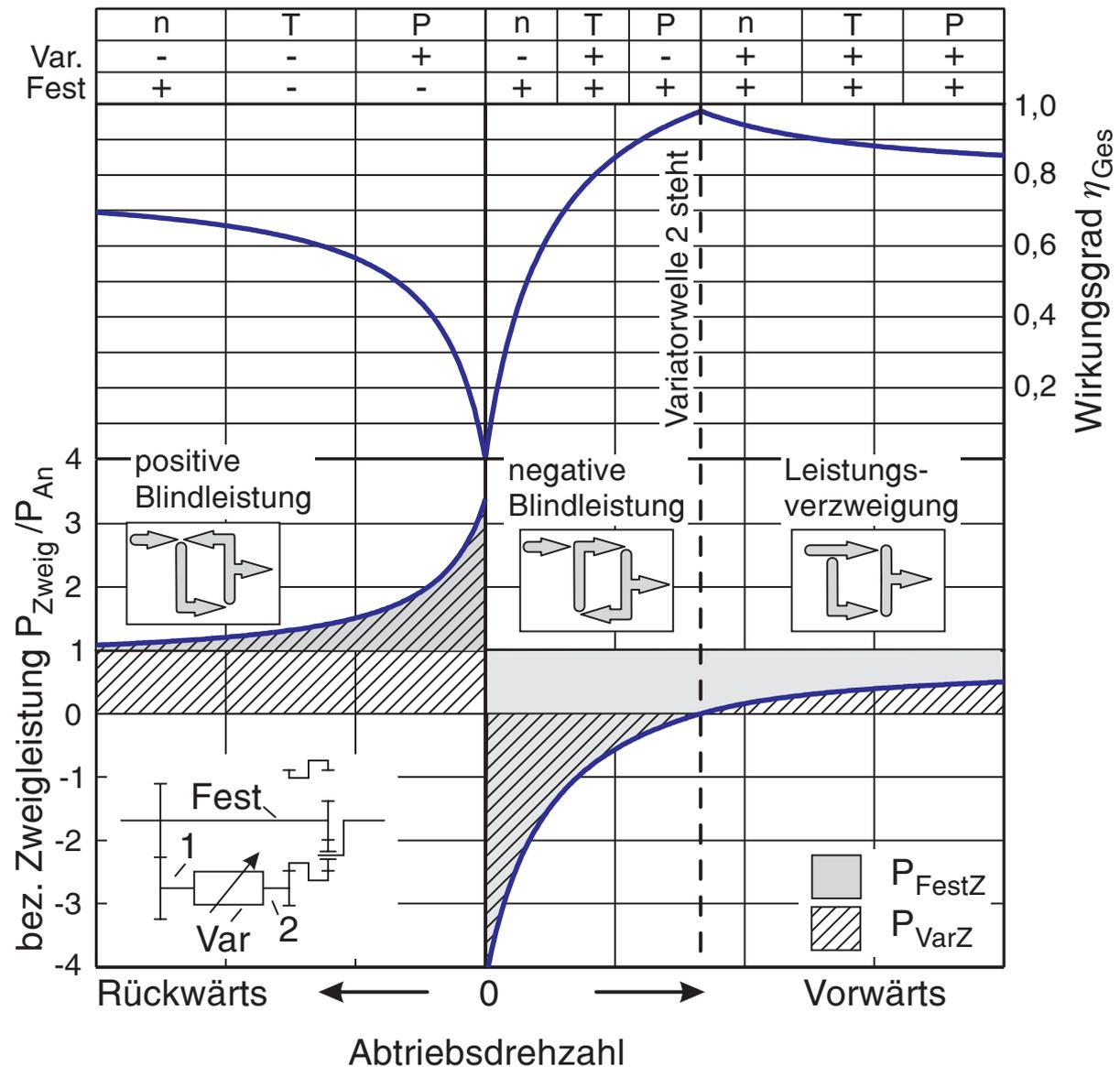


Bild 2.12: Leistungscharakteristik und Wirkungsgradverlauf für ein IC-RSC-Getriebe (oben dargestellt: Vorzeichen von Drehmoment, Drehzahl und Leistung an den Wellen des Planetengetriebes). Angenommene Wirkungsgrade: Stirnradstufen 98%, Variator 90%

Kapitel 3

Leistungsverzweigte Antriebsstrukturen mit Umschlingungsgetrieben

3.1 Eignung ausgeführter Strukturen

Seit mehreren Jahren sind für Traktoren hydrostatisch-leistungsverzweigte Getriebe verfügbar. Auf der Suche nach einem geeigneten Konzept mit einem Kettenwandler als Variator sollen sie deshalb an dieser Stelle kurz untersucht werden.

Agco Fendt ML-Baureihe

Die leistungverzweigten Getriebe von Agco-Fendt unterscheiden sich in der Baureihe im Wesentlichen nur in Anzahl und Größe der Axialkolbeneinheiten. Gemäß der getroffenen Kategorisierung handelt es sich um eine OC-RSC-Struktur, **Bild 3.1** [199].

Die zunächst allein von Fendt – später in einer Kooperation mit Sauer-Danfoss – entwickelten Großwinkel-Axialkolbenmaschinen erlauben durch Primär- und Sekundärverstellung ein Durchfahren des gesamten Geschwindigkeitsbereichs aus dem Stillstand bis zur Maximalgeschwindigkeit ohne Bereichsschaltung. Die nachgeordneten Synchronschaltstufen erniedrigen im Fahrbereich L die Endgeschwindigkeit, um im Hauptarbeitsbereich durch reduzierte hydrostatische Leistungsanteile bessere Wirkungsgrade zu erreichen. Wie im Getriebeplan ersichtlich, steht im Anfahrpunkt die Summierwelle und damit die Sekundärwelle des Variators. Dies lässt sich auch aus den Formeln in Tabelle 2.3 ableiten. Das Hohlraddrehzahl am Steg. Die Zurücknahme der Hohlraddrehzahl führt zum Beschleunigen bei

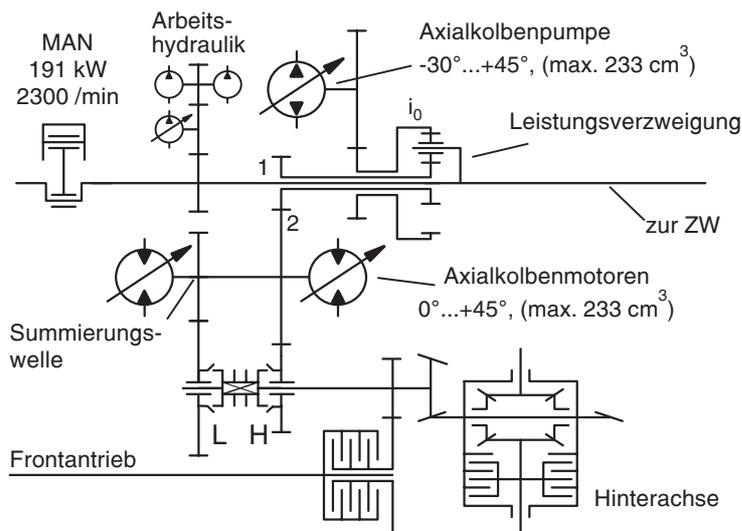


Bild 3.1: Getriebeplan für das hydrostatisch-leistungverzweigte Getriebe der Fa. Agco Fendt. Erste 1995 vorgestellte und ab 1996 produzierte Variante für den damals größten Fendt-Traktor [199]

Wirkungsgrade zu erreichen. Wie im Getriebeplan ersichtlich, steht im Anfahrpunkt die Summierwelle und damit die Sekundärwelle des Variators. Dies lässt sich auch aus den Formeln in Tabelle 2.3 ableiten. Das Hohlraddrehzahl am Steg. Die Zurücknahme der Hohlraddrehzahl führt zum Beschleunigen bei

gleichzeitiger Abnahme der Leistung im Variatorzweig.

Das Primärziel liegt hier in der Wirkungsgraderhöhung. Die in Bild 2.11 gezeigten Tendenzen wurden durch Einsatzerfahrungen bestätigt. Eine Spreizungserweiterung, wie sie für Umschlingungsvariatoren notwendig wäre, kann nicht erreicht werden. Die kinematischen Betrachtungen lassen eine derartige Ausgang-gekoppelte Struktur für die Verwendung als Traktorfahrantrieb mit einem Kettenwandler als ungeeignet erscheinen, obwohl die Ausführung besonders durch den einfachen und kostengünstigen Aufbau besticht.

ZF Steyr Eccom/ ZF Steyr S-Matic

Die Fa. ZF hat zwei stufenlose Getriebetypen für Traktoren im Programm, die in ihrer Funktionsweise sehr ähnlich sind. Beide arbeiten mit vier Fahrbereichen, deren automatische Schaltung für den Anwender kaum wahrnehmbar ist. Bei den S-Matic-Getrieben sind die Schaltstellen als Klauenkupplungen ausgebildet [5]. Bei der dargestellten Baureihe Eccom werden die Fahrbereiche durch nasse Lamellenkupplungen geschaltet, **Bild 3.2**. Es handelt sich um eine Struktur IC-SRC (siehe Bild 2.10).

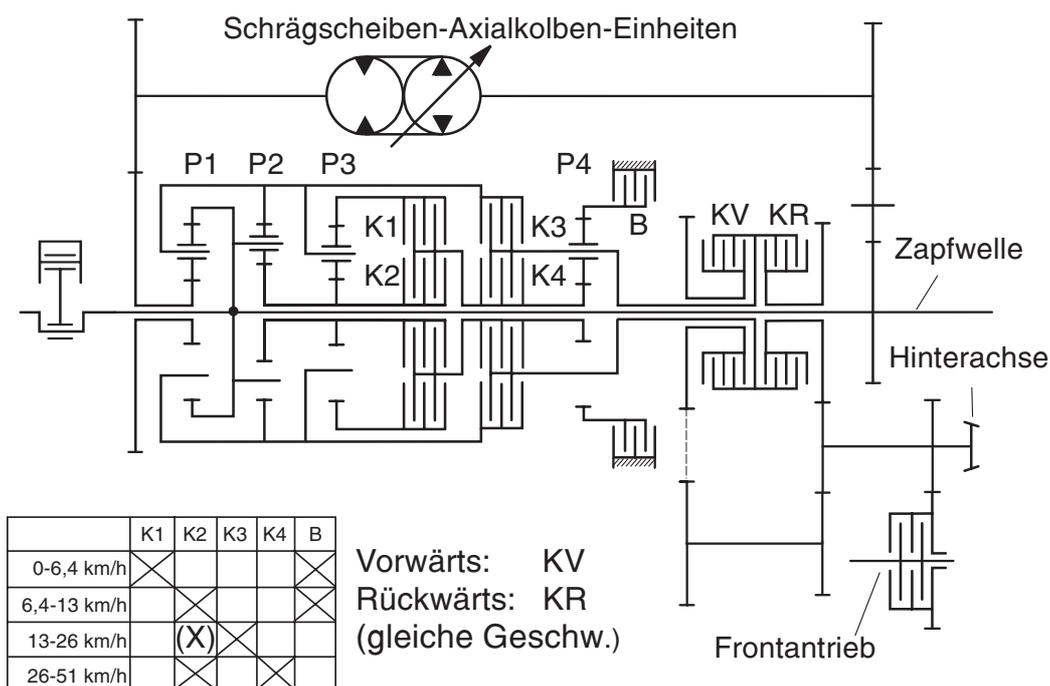


Bild 3.2: Getriebeplan ZF-Eccom 1.5 mit hydrostatischer Leistungsverzweigung und vier Fahrbereichen [200]

Der Stellbereich des hydrostatischen Wandlers wird viermal durchfahren. Vorwärts- und Rückwärtsfahrt werden durch eine nachgeordnete Reversiereinheit geschaltet. Die Bereichsschaltung erfolgt jeweils in Synchronpunkten der zu koppelnden drei in einer Schaltwalze angeordneten Planetengetriebe. Die Spreizung der drei oberen Fahrbereiche liegt bei etwa 2. Der Hydrostat kehrt jeweils in der Bereichsmitte seine Drehzahl um,

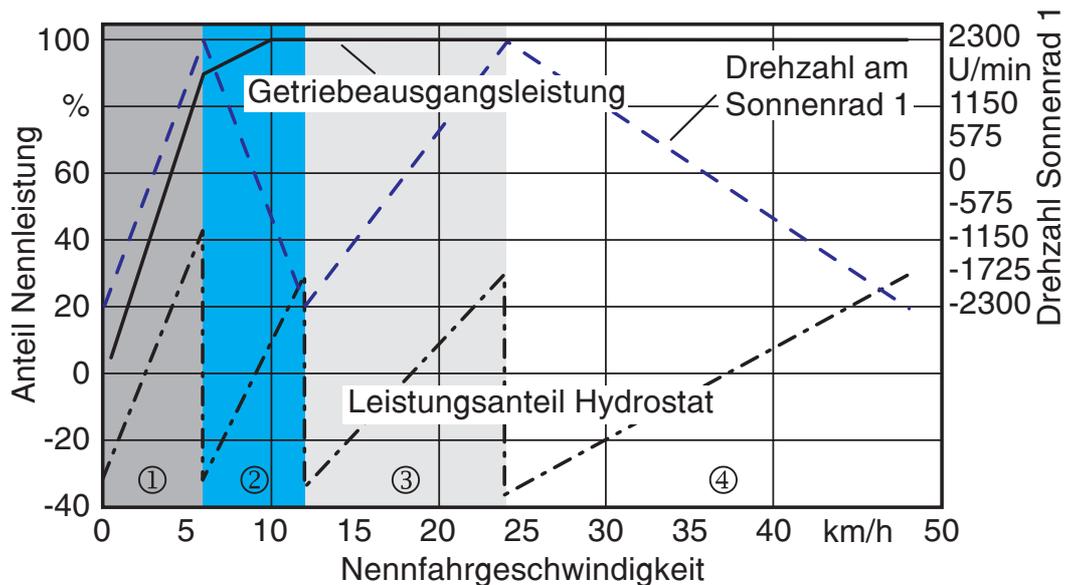


Bild 3.3: Vereinfachter Verlauf der Leistungsanteile und Drehzahlen im ZF Eccom-Getriebe für 2300 U/min Nenndrehzahl

Bild 3.3. Dort ist der hydrostatische Anteil der Leistung Null und der Wirkungsgrad in dem Bereich nach Bild 2.12 maximal. Mit der Drehrichtungsumkehr ist ein Richtungswechsel des Leistungsflusses im Variator verbunden. Die geringe Bereichspreizung begrenzt die Leistung im hydrostatischen Zweig auf maximal etwa 40 % der Eingangsleistung.

Das grundlegende Funktionsprinzip des Betriebs um den Bereich der stehenden Sekundärwelle könnte mit einem Umschlingungsgetriebe nicht verwirklicht werden.

John Deere AutoPowr für Baureihe 7000

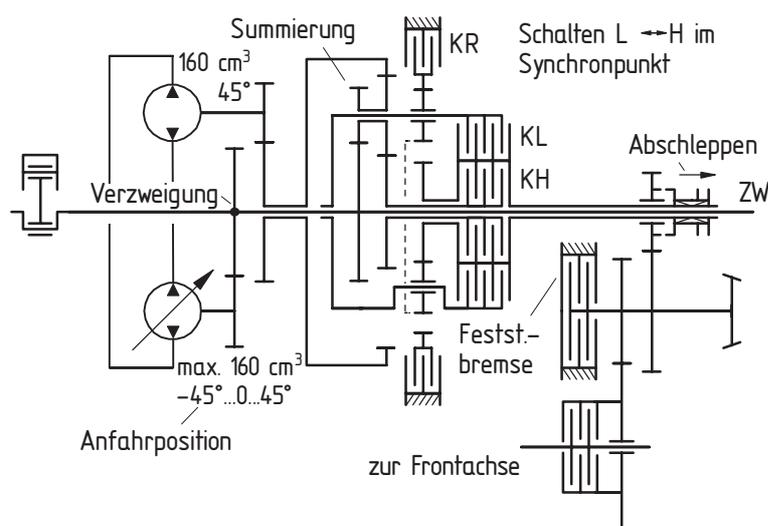


Bild 3.4: Hydrostatisch-leistungsverzweigtes Getriebe John Deere AutoPowr (Baureihe 7000), vorgestellt 2001

Von John Deere wurde 2001 die Eigenentwicklung eines hydrostatisch-leistungsverzweigten Fahrtriebs für die Baureihe 7000 vorgestellt [4]. In der einfachen Zweibereichsstruktur finden die vom Fendt-Getriebe bekannten 45°-Schrägachsen-Axialkolbenmaschinen Verwendung, **Bild 3.4.**

Ist die Kupplung KL geschaltet, stellt das Getriebe eine IC-RSC-Struktur dar.

Beim Anfahren dreht das Hohlrad mit maximaler Drehzahl entgegen der Sondernendrehzahl. Der Abtrieb am Steg steht. Bei Endgeschwindigkeit des Bereichs läuft das Planetengetriebe synchron um und man schaltet in den nächsten Bereich. In der Fahrstufe H wird der Planetsatz zu einem Koppelgetriebe und der Abtrieb findet über die zweite Sonne statt.

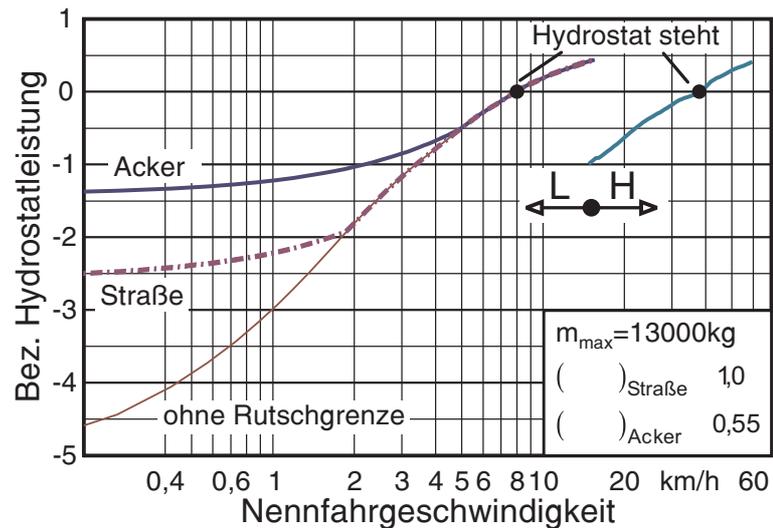


Bild 3.5: Auf Nennleistung bezogene Hydrostatleistung für die Struktur aus Bild 3.4

Die Fahrtrichtung wird mit dem nachgeordneten Planetenwendegetriebe eingestellt. Etwa in der Mitte der beiden Fahrbereiche steht das Hohlrad jeweils still und die Leistungsübertragung erfolgt bei maximalem Wirkungsgrad rein mechanisch. Links dieses Maximums tritt Blindleistung auf, rechts findet Leistungsteilung statt (Bild 2.12). Für eine vom Autor abgeschätzte geometrische Auslegung ist der Verlauf der hydrostatischen Leistungen im Getriebe über der Fahrgeschwindigkeit abgebildet, **Bild 3.5**.

Zusammenfassend ist festzustellen, dass alle am Markt bedeutsamen Eingang-gekoppelten Strukturen hydrostatisch-leistungsverzweigter Traktorfahrantriebe für die Verwendung mit einem Umschlingungsvariator nicht geeignet sind, da die Drehzahlumkehr an der Sekundärwelle bzw. der Stillstand einer Welle des Variators eine notwendige, mit Kettenwandlern jedoch nicht mögliche Funktionalität ist. Ausgang-gekoppelte Konzepte scheiden aus, da mit ihnen keine Erweiterung des Getriebestellbereichs möglich ist.

3.2 Einfache Strukturen mit zwei Fahrbereichen

Aus den oben angestellten Überlegungen müssen für Umschlingungsgetriebe geeignete Strukturen so konzipiert sein, dass mehrere Fahrbereiche ohne Drehrichtungsumkehr des Variators möglich sind. Derzeitige Umschlingungsgetriebe erfordern ferner relativ große Stellzeiten von z.B. 1 bis 2 s für das Durchfahren des Gesamtbereichs. Daher ist bis auf weiteres ein sogenanntes „Umschalten in Synchronpunkten“ ohne Wandlervorstellung (höchstens mit Fein Anpassungen) zu fordern. Für Traktorfahrantriebe, mit denen auch sehr kleine Abtriebsgeschwindigkeiten dargestellt werden müssen, kann man das Lösungsfeld auf Eingang-gekoppelte Systeme beschränken. Geringe Herstellkosten bedingen einen einfachen Aufbau, weshalb Strukturen mit zwei Fahrbereichen das

größte Potenzial zeigen. Das unterschiedliche Anforderungsprofil eines Pkw-Getriebes erlaubt dort auch den Einsatz Ausgang-gekoppelter Systeme. Bei Traktoren kommen wegen der größeren Spreizung auch drei Fahrbereich in Frage.

IC-SCR-Struktur

Die im Zusammenhang mit Umschlingungsgetrieben am meisten diskutierte Anordnung ist das IC-SCR-System, **Bild 3.6**. Sie ist für beliebige mechanische Variatoren tauglich und wird in der Literatur vielfach beschrieben [201, 202, 203, 204]. Für Pkw-Fahrertriebe gibt es vornehmlich im asiatischen Raum Bemühungen, Halbtoroidvariator in diesen Strukturen einzusetzen [205, 206]. Bei entsprechender Auslegung kann mit der Anordnung der „Geared-Neutral“-Zustand erreicht und auf ein Anfahrlement verzichtet werden. *Vahabzadeh* stellte hierzu bereits Anfang der 90er Jahre Erfahrungen mit einem Pkw-Prototypgetriebe vor, das mit einem Kettenwandler von P.I.V.-Reimers ausgestattet war [207, 208]. Für kleine Traktoren (25 kW) wurde von *Kim* in Korea ein Prototyp mit einem Volltoroidvariator präsentiert [209]. In zwei Hauptfahrbereichen, wiederum unterteilt in eine leistungsverzweigte und eine direkte Fahrstufe, sind Geschwindigkeiten von 0–12 km/h bzw. 0–32 km/h möglich.

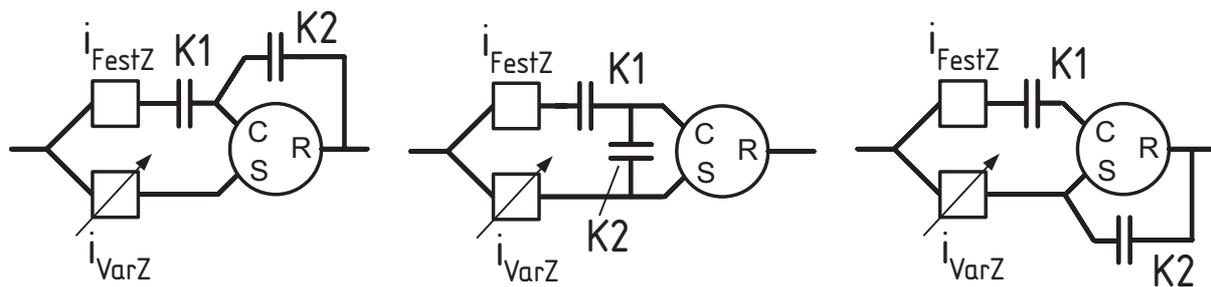


Bild 3.6: Alternative Kupplungsanordnungen in einer IC-SCR-Grundstruktur mit zwei Fahrbereichen

Werden in die Anordnung zwei Kupplungen integriert, können damit zwei Fahrbereiche – ein direkter und ein leistungsverzweigter – realisiert werden, wobei man die Bereichsumschaltung ohne Wandlerverstellung erreichen kann (abgesehen von kleinen Korrekturen). Ist K1 geschlossen und K2 gelüftet, arbeitet das Getriebe leistungsverzweigt. Durch Schließen von K2 wird der Planetensatz bei geöffneter Kupplung K1 verblockt. Der Variator liegt im Leistungsfluss eines direkten Fahrbereichs. Für die Verblockung bestehen drei grundsätzlich gleichwertige Varianten, die jedoch an die Auslegung des Verblockungselementes unterschiedliche Anforderungen (Relativedrehzahlen, Rutschmoment, etc.) stellen. Nach Tafel 2.3 ist die Gesamtübersetzung des Getriebes nur von i_{fest} , i_{Var} und i_0 abhängig.

Durch die Anbindung des Steges C an eine feste Übersetzungsstufe lassen sich mit der Struktur bei passender Abstimmung der Übersetzungen in den beiden Zweigen zwei unterschiedliche Grundauslegungen realisieren:

- Leistungsverzweigung bei kleinen Abtriebsdrehzahlen im unteren Fahrbereich L, Fahrbereich H direkt
- Leistungsverzweigung bei großen Abtriebsdrehzahlen im oberen Fahrbereich H, Fahrbereich L direkt

Die kinematischen Vorteile, die sich durch die Kopplung des festen Zweiges mit dem Steg C und des variablen Zweiges mit dem Sonnenrad S ergeben, werden in einem Kutzbachplan für das Planetengetriebe deutlich, **Bild 3.7**.

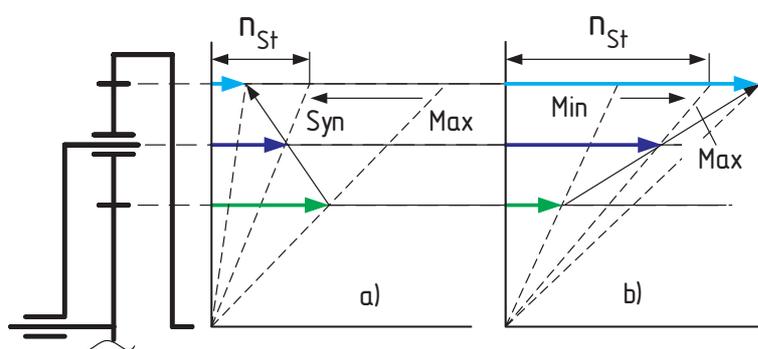


Bild 3.7: Kutzbachplan des Planetengetriebes einer IC-SCR-Struktur bei zwei unterschiedlichen Auslegungen: a) Stegdrehzahl gleich minimaler Sonnendrehzahl b) Stegdrehzahl gleich maximaler Sonnendrehzahl

Entspricht die Stegdrehzahl der minimalen Sonnendrehzahl, kann durch eine Steigerung der Drehzahl an der Sonne eine minimale Abtriebsdrehzahl am Hohlrad erreicht werden. Im Extremfall kann in der Auslegung für den leistungsverzweigten Fahrbereich L das Hohlrad still stehen bzw. dessen Drehrichtung sogar umgekehrt

werden. Der Synchronpunkt wird bei minimaler Drehzahl der Variatorsekundärwelle erreicht.

Im zweiten Fall – Fahrbereich H leistungsverzweigt – entspricht die Drehzahl des Steges der maximalen Sonnendrehzahl. Verkleinert man diese, ergibt sich eine Erhöhung der Hohlradrehzahl.

Die in beiden Fällen vorhandene Kopplung von Sonne und Sekundärwelle des Variators ist im Hinblick auf die Drehmomentbelastung des Variators besonders vorteilhaft. Nach (2.4) und (2.5) überträgt die Sonnenwelle das kleinste Drehmoment im Planetensatz. Das Drehmomentniveau im Variator ist so im Vergleich zu allen anderen Anbindungen am niedrigsten. Das Variatoreingangsmoment muss für Traktoren durch die Anhebung des Drehzahl-niveaus über eine Stirnradstufe an der Primärseite des Variators an dessen Drehzahlpotenzial angepasst werden, um hohe Leistungsdichten zu erreichen.

Die Einführung einer zusätzlichen Stirnradstufe 56 erlaubt prinzipiell die einfache Realisierung einer Dreibereichsstruktur, **Bild 3.8**. Der untere und obere Fahrbereich ist dabei leistungsverzweigt, der mittlere direkt (K2 geschlossen). Die Lamellenkupplun-

gen K1 und K3 könnten aus Kostengründen auch durch eine Synchrondopfelschaltstelle ersetzt werden. Mit K3 kann bei maximaler Fahrgeschwindigkeit des zweiten, direkten Bereichs die Drehzahl des Steges über i_{56} auf Synchrondrehzahl angehoben werden. Nach

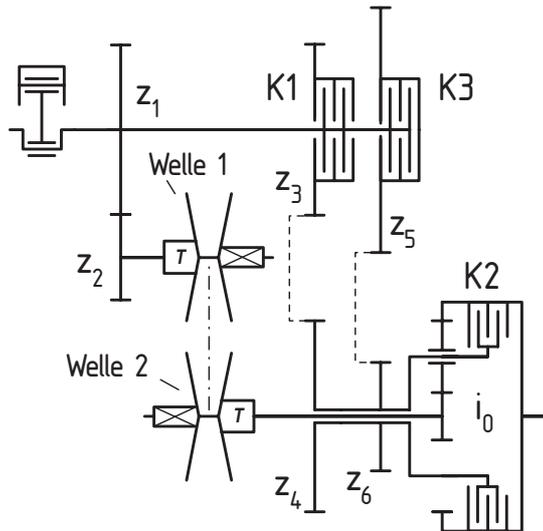


Bild 3.8:
IC-SCR-
Struktur mit
drei Fahr-
bereichen

dem Lösen von K2 wird der Variator in Gegenrichtung verstellt. Für Bereichswechsel in Synchronpunkten des Planetengetriebes muss dabei gelten:

$$i_{34} = i_{12} \cdot i_{Var,max} \quad (3.1)$$

$$i_{56} = i_{12} \cdot i_{Var,min} \quad (3.2)$$

Die Nutzung eines derartigen dritten Fahrbereichs ist für Traktoren aus verschiedenen Gründen nachteilig und unrentabel:

- Mit der Festlegung des Schaltpunktes zwischen den Fahrbereichen L und M – der idealerweise nicht im Hauptarbeitsbereich liegen sollte – und der minimal geforderten Fahrgeschwindigkeit liegt die Standübersetzung des Planetensatzes fest. Mit Werten für i_0 zwischen 5 und 6 lassen sich nur sehr kleine Bereichspreizungen in H (um 1,2) erreichen.
- Die Drehzahl des Stegs im Fahrbereich H entspricht der maximalen Sonnendrehzahl der Stufe M. Die Hohlradzahl liegt am Ende von H um den Faktor der Spreizung darüber. Zur Absenkung der Drehzahlen sind Variatoren mit höherer Drehmomentkapazität notwendig.

Eingang-gekoppelte-Struktur mit zwei gekoppelten Planetenradsätzen

Von Meyerle wurde ein Eingang-gekoppeltes Konzept mit zwei Fahrbereichen vorgestellt, das in beiden Bereichen leistungsverzweigt arbeitet [210]. In der langsamen Fahrstufe erfolgt der Abtrieb über den Steg eines Planetenkoppelgetriebes, **Bild 3.9**. Bei synchroner Drehzahl wird in den zweiten Bereich, bei dem über die gemeinsame Sonnenradwelle der gekoppelten Planetensätze abgetrieben wird, umgeschaltet.

Die Analyse einer Auslegung als Traktorgetriebe zeigt **Bild 3.10**. Die Sekundärwelle des Variators dreht im Umschaltunkt mit maximaler Drehzahl. Während in H die Eingangsleistung geteilt wird. Die Bereichspreizung ist kleiner als die Variator-

spreizung und es fließt negative Blindleistung im Fahrbereich L. Diese ist größer als die Eingangsleistung und wird bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten durch die Kraftschlussgrenze am Reifen reduziert. Beim Bereichswechsel nach H kommt es wegen des starken Anstiegs der Variatorleistung zu einem Wirkungsgradabfall. Gleichzeitig kehrt sich der Leistungsfluss über den Variator um. Das Variatorantriebsdrehmoment kann über die Stirnradstufen 12 und 34 durch Veränderung des Drehzahlniveaus angepasst werden, der Leistungsdurchsatz bleibt davon unberührt.

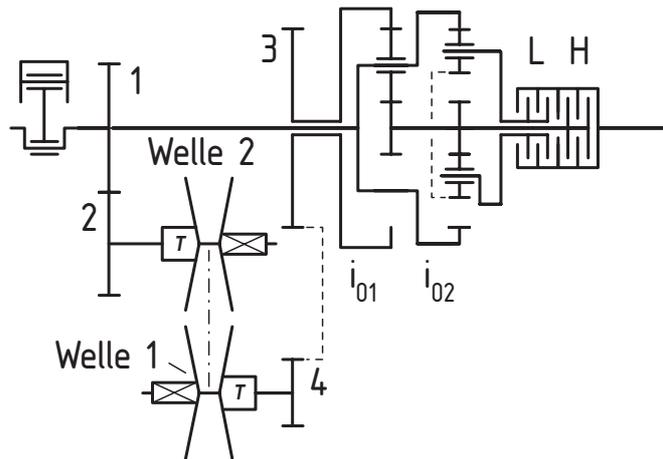


Bild 3.9: Eingang-gekoppelte Struktur mit zwei leistungsverzweigten Fahrbereichen (nach [210])

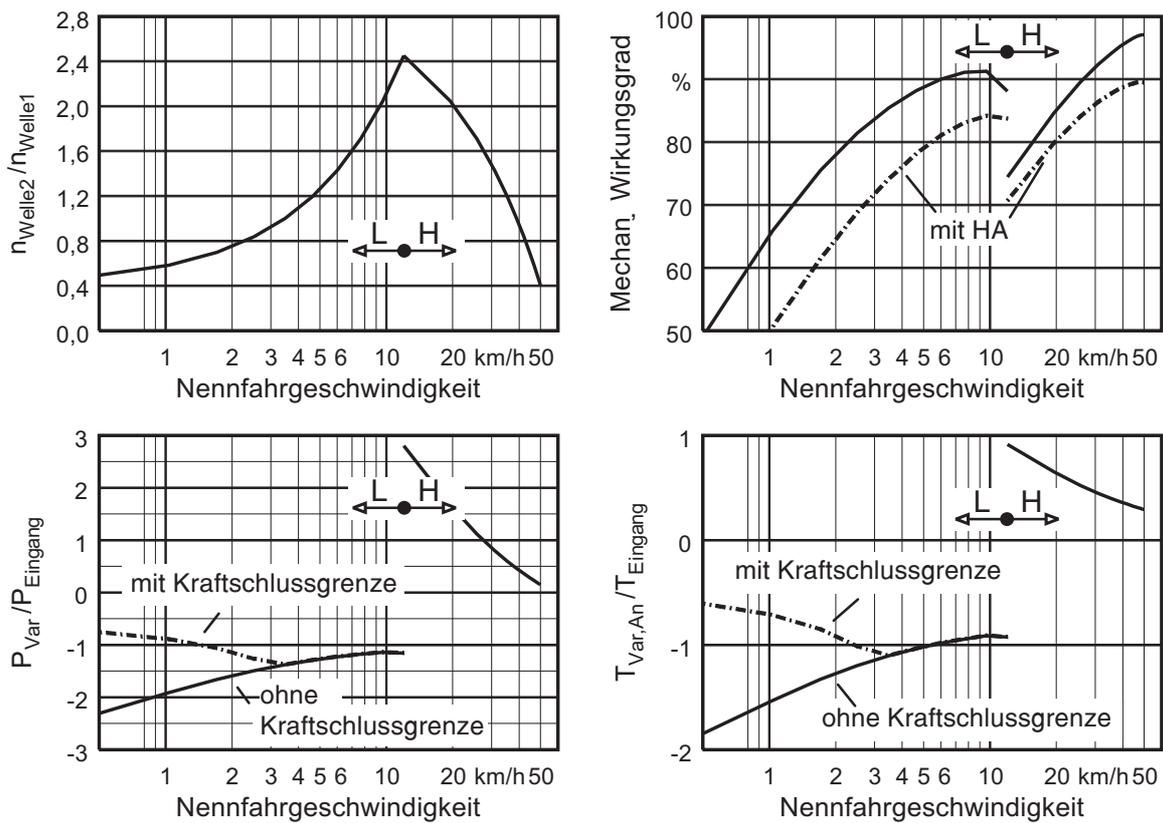


Bild 3.10: Analyse für ein Traktorgetriebe nach der Struktur aus Bild 3.9

($i_{01} = -3,8$, $i_{02} = 4,17$, $i_{12} = -0,5$, $i_{34} = -4,9$, $s_{Var} = 6$, Wirkungsgrade Stirnradstufen $\eta = 0,99$, $\eta_{PG} = 0,98$, Variatorwirkungsgrad $\eta_{Var} = 93,5 \dots 94,7$, Hinterachswirkungsgrad nach [14] $\eta_{HA} = f(v) = 0,93 \dots 0,95$, Hydraulik und Leerlaufverluste nicht berücksichtigt, Kraftschlussgrenze ($\kappa + \rho$)_{Straße} = 1,05)

Eine Erweiterung auf einen direkten Fahrbereich, z.B. durch Verblockung der Planetensätze und Einführung einer dritten Kupplung, ist nicht möglich, da die Synchrondrehzahl der größten Drehzahl an der Welle 2 entspricht.

Da der Variator zu Beginn des oberen Fahrbereichs die 2,8-fache Eingangsleistung übertragen muss, ergeben sich entsprechende Nachteile für seine Dimensionierung und vergleichsweise sehr schlechte Wirkungsgrade. Daher muss diese Struktur aus dem Lösungsfeld potenzieller Traktorfahrantriebe ausgeschlossen werden.

Ausgang-gekoppelte mit zwei leistungsverzweigten Fahrbereichen

Von der Fa. LuK, Bühl wurde eine Ausgang-gekoppelte Struktur mit zwei Fahrbereichen für Pkw vorgestellt [211]. In beiden Bereichen wird die Antriebsleistung im Zugbetrieb durch die Krafteinleitung am Steg geteilt, **Bild 3.11**.

In der Anfahrstufe summieren sich die Leistungen der Sonnenradwelle und die über den Variator von Welle 1 nach Welle 2 fließende auf der Zwischenwelle. Der Abtrieb erfolgt über die geschlossene Kupplung K1. In der zweiten Fahrstufe wird die Leistung an der Hohlradwelle vereinigt und bei geschalteter Kupplung K2 abgegeben. Die Einzelübersetzungen sind so aufeinander abgestimmt, dass der Gesamtstellbereich des Getriebes der Variatorspreizung entspricht.

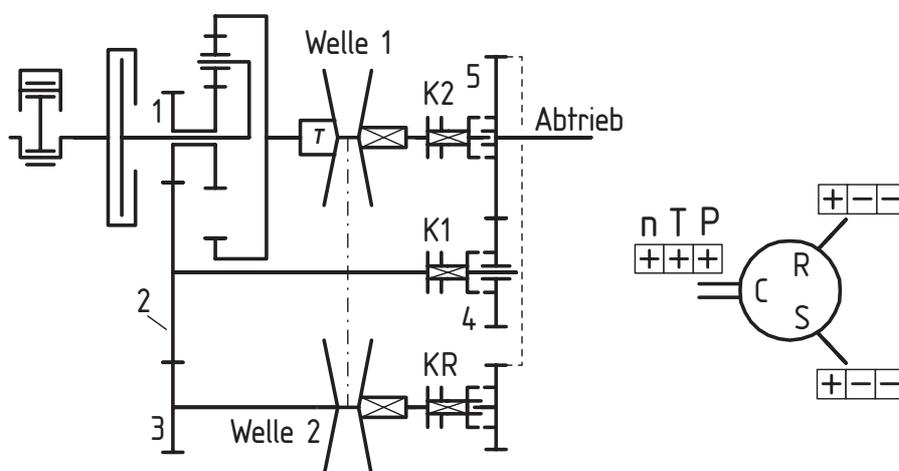


Bild 3.11: Ausgang-gekoppeltes Getriebe mit Umschlingungsvariator für Pkw (links); Drehzahlen, Drehmomente und Leistungsfluss am Planetensatz in beiden Fahrbereichen für Zugbetrieb (rechts)

Die Leistungsverzweigung dient daher ausschließlich der Wirkungsgradanhebung sowie der Entlastung des Variators.

Die rechnerische Analyse einer vom Autor gewählten Auslegung für ein Pkw-Getriebe zeigt den für Ausgang-gekoppelte Strukturen typischen linearen Verlauf der auf die Eingangsleistung bezogenen Variatorleistung, **Bild 3.12**.

Im zweiten, für Pkw-Getriebe maßgebenden Fahrbereich ist das Antriebsmoment des Variators etwa ein Drittel so groß wie das Eingangsmoment. Die Reduzierung der Anfahrbelastung und ein möglichst kleiner Wirkungsgradsprung beim Bereichswechsel

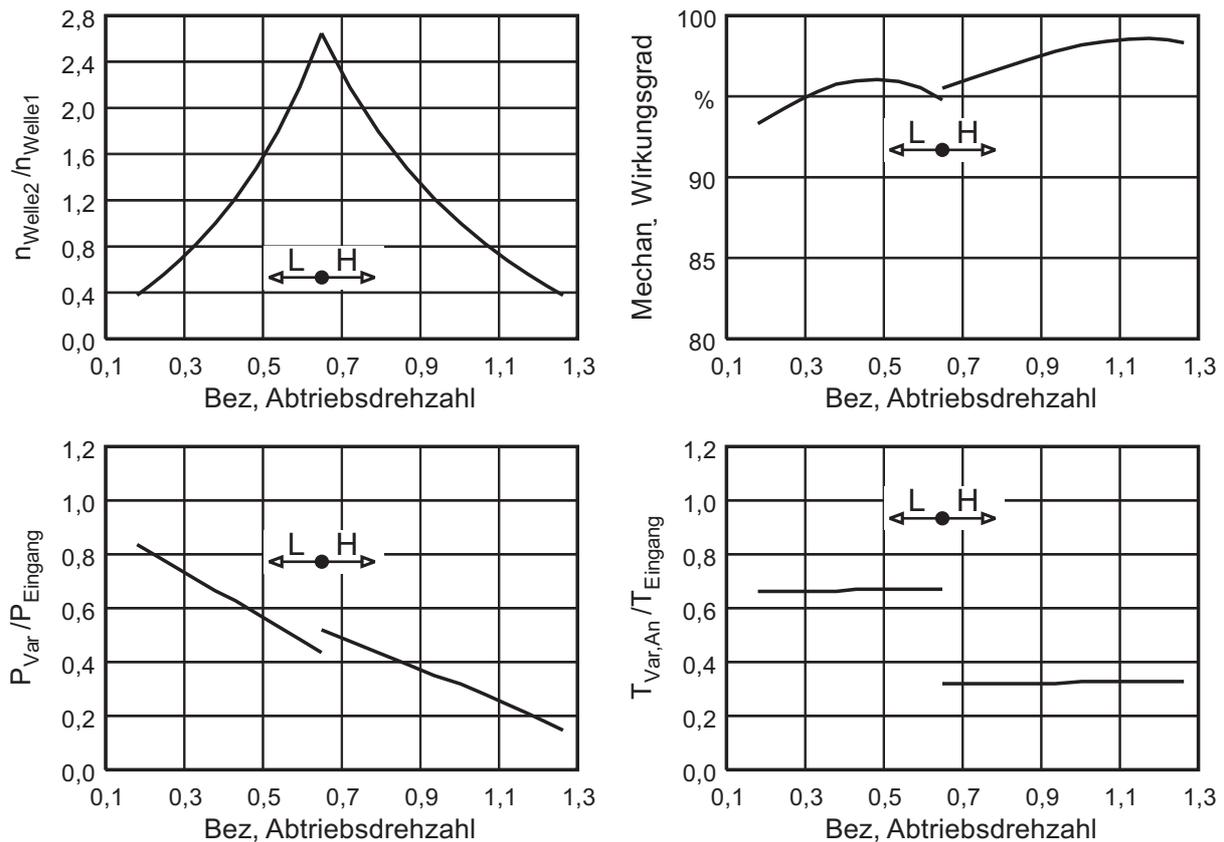


Bild 3.12: Analyseergebnisse für die Ausgang-gekoppelte Struktur aus Bild 3.11 (alle Größen sind auf die Eingangsgrößen bezogen; $i_0 = -2$, $i_{12} = -1,8$, $i_{23} = -0,6$, $i_{45} = -1,5$, $s_{Var} = 7$, Wirkungsgrade Stirnradstufen $\eta = 0,99$, $\eta_0 = 0,98$, Variatorwirkungsgrad $\eta_{Var} = 93\dots95$; Hydraulik und Leerlaufverluste nicht berücksichtigt)

sel führen zu einem Zielkonflikt. Die Schaltung über Klauenkupplungen, verbunden mit einer Leistungsumkehr im Variator, stellt hohe Anforderungen an die Übersetzungsregelung beim Schaltvorgang. Geschickt ist das sehr einfache Konzept eines stufenlosen Rückwärtsfahrbereichs.

Für Traktorfahrertriebe ist das Konzept wegen der ausgangsseitigen Kopplung ungeeignet, da keine Bereichserweiterung realisiert werden kann. Im Pkw eröffnet sie interessantes Potenzial zur Steigerung der Motormomente.

3.3 Auslegungen für eine Eingang-gekoppelte Struktur (IC-SCR)

Wie die vorangegangenen Überlegungen zeigen, lassen sich IC-SCR-Strukturen entsprechend Bild 3.8 nach verschiedenen Gesichtspunkten hin auslegen. Bei zwei Fahrbereichen wird dabei zweckmäßig immer ein direkter mit einem leistungsverzweigten kombiniert. Die Frage nach der Aufteilung – Leistungsverzweigung im oberen oder unteren Fahrbereich – soll im Hinblick auf den Einsatz im Pkw oder Traktor in diesem Abschnitt gegenübergestellt werden.

3.3.1 Leistungsverzweigung bei hohen Fahrgeschwindigkeiten

Um den leistungsverzweigten Fahrbereich bei hohen Abtriebsdrehzahlen zu realisieren, muss die Abstimmung der Übersetzungen so erfolgen, dass sich Drehzahlverhältnisse am Planetensatz wie in Bild 3.7 b) dargestellt ergeben. Wenn der direkte Bereich vor dem verzweigten liegt, steigt die Abtriebsdrehzahl dort mit wachsender Drehzahl der Sekundärwelle des Variators. Im oberen Fahrbereich sinkt die DWinkelgeschwindigkeit der Welle 2 beim Beschleunigen hingegen ab.

Am Umschaltunkt muss für die Erfüllung der Synchronbedingung im Planetensatz gelten:

$$i_{Var,syn} = i_{Var,min} = \frac{i_{12}}{i_{34}} \quad (3.3)$$

$$\text{mit } i_{Var} = \frac{n_{Welle 1}}{n_{Welle 2}}$$

Bild 3.13 soll als allgemeines Schema für die Anordnung dienen. Anstelle der Stirnradstufen sind Übersetzungen ohne Drehrichtungs-umkehr (z.B. mit Zwischenrad, Kette) ebenfalls denkbar. Diskutiert man die Struktur für den Einsatz in Pkw-Getrieben, wird dabei meist auf die eingangsseitige Stirnradstufe verzichtet, so dass die Primärwelle des Variators direkt auf der Motorwelle sitzt. Aus der Synchronbedingung Gl. (3.3) bestimmt sich dann eine Übersetzung i_{34} ohne Drehrichtungs-umkehr.

Erfolgt der Abtrieb über das Hohlrads des Planetensatzes, stellt auch die Sonnenradwelle bei gleicher Drehrichtung eine Abtriebswelle dar. Dadurch stellt sich ein negativer Blindleistungsfluss rückwärts über den Variator ein, der sein Minimum bei maximaler Geschwindigkeit des Fahrbereichs und $i_{Var} = i_{Var,max}$ erreicht:

$$P_{Welle 2,min} = - \frac{P_{Ab} \cdot i_{34}}{i_{34} + i_{12} \cdot i_{Var,max} \cdot (1 - i_0) \cdot \eta_0^{w1}}$$

Beim Übergang zwischen den Fahrbereichen findet eine Leistungsumkehr am Variator statt.

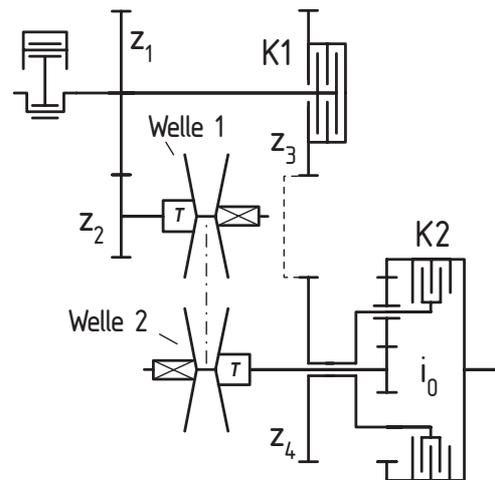


Bild 3.13: Grundkonfiguration für Eingang-gekoppelte Struktur mit zwei Fahrbereichen (IC-SCR)

Die Anwendung der Struktur in Pkw-Getrieben für Fahrzeuge des oberen Leistungsreiches wird in [37, 212] ausführlich beschrieben:

- Die Zielsetzung ist eine Steigerung der Drehmomentkapazität des Gesamtgetriebes und nicht die Stellbereichserweiterung.
- Der geringe Spreizungsbereich eines Pkw-Getriebes ermöglicht bei der Verteilung auf zwei Fahrbereiche die Verwendung von Variatoren mit geringerer Eigenspreizung. Ein geringerer Variatorstellbereich ergibt bei gleichem Antriebsdrehmoment infolge geringerer Laufradien des Umschlingungsmittels bei größter Untersetzung kleinere Kettenzugkräfte bzw. -Anpresskräfte. Deshalb ist im Variator die Übertragung höherer Drehmomente möglich.
- Der Blindleistungsanteil im variablen Zweig ist immer kleiner als die zugeführte Eingangsleistung. Im für die Dimensionierung von Pkw-Getrieben maßgeblichen oberen Geschwindigkeitsbereich wird der Variator wenig belastet: Günstig für die Gesamtdimensionierung und die Wirkungsgrade.
- Mit Planetenkoppelgetrieben lassen sich Standübersetzungen realisieren, die gegenüber Planetenminusgetrieben Vorteile bezüglich des Drehmomentniveaus und der Sprungweite beim Bereichswechsel haben.

An dieser Stelle soll auf die Möglichkeit der Ausführung als Traktorgetriebe eingegangen werden. Die Realisierung des Kundenwunsches Anfahren aus dem Stillstand ist nicht möglich und es müsste ein Kompromiss gefunden werden, mit dem der Spreizungsbereich eines Stufengetriebes abgebildet werden kann.

Für eine Beispielauslegung als Diskussionsgrundlage sollen die Daten in **Tabelle 3.1** dienen.

Tabelle 3.1: Eingangsdaten zur Auslegung eines Zweibereichstraktorgetriebes mit IC-SCR-Struktur bei Leistungsverzweigung im oberen Fahrbereich

Nennleistung P_{Nenn}	74 kW	Hinterradhalbmesser r_{Rad}	0,82 m
Nennzahl n_{Nenn}	2300 min ⁻¹	Min. Nenngeschwindigkeit v_{min}	1 km/h
Nennmoment T_{Nenn}	307 Nm	Max. Nenngeschwindigkeit v_{max}	50 km/h
Zul. Gesamtgewicht G_{max}	60 kN	Kraftschlussbeiwert Straße $\kappa + \rho$	1,05
Variatorspreizung s_{Var}	6	Kraftschlussbeiwert Acker $\kappa + \rho$	0,55

Der Bereichswechsel findet – bestimmt durch die Variatorspreizung und die geforderte minimale Nennfahrgeschwindigkeit – bei 6 km/h statt, **Bild 3.14**. Um die Höchstgeschwindigkeit von 50 km/h im oberen Fahrbereich zu erreichen, ergibt sich für diese Stufe ein Stellbereich von etwa 8,3. Moderne Kettenwandler für den Einsatz in mobilen Arbeitsmaschinen können bei Spreizung 6 Drehmomente bis 400 Nm bei 3500 U/min

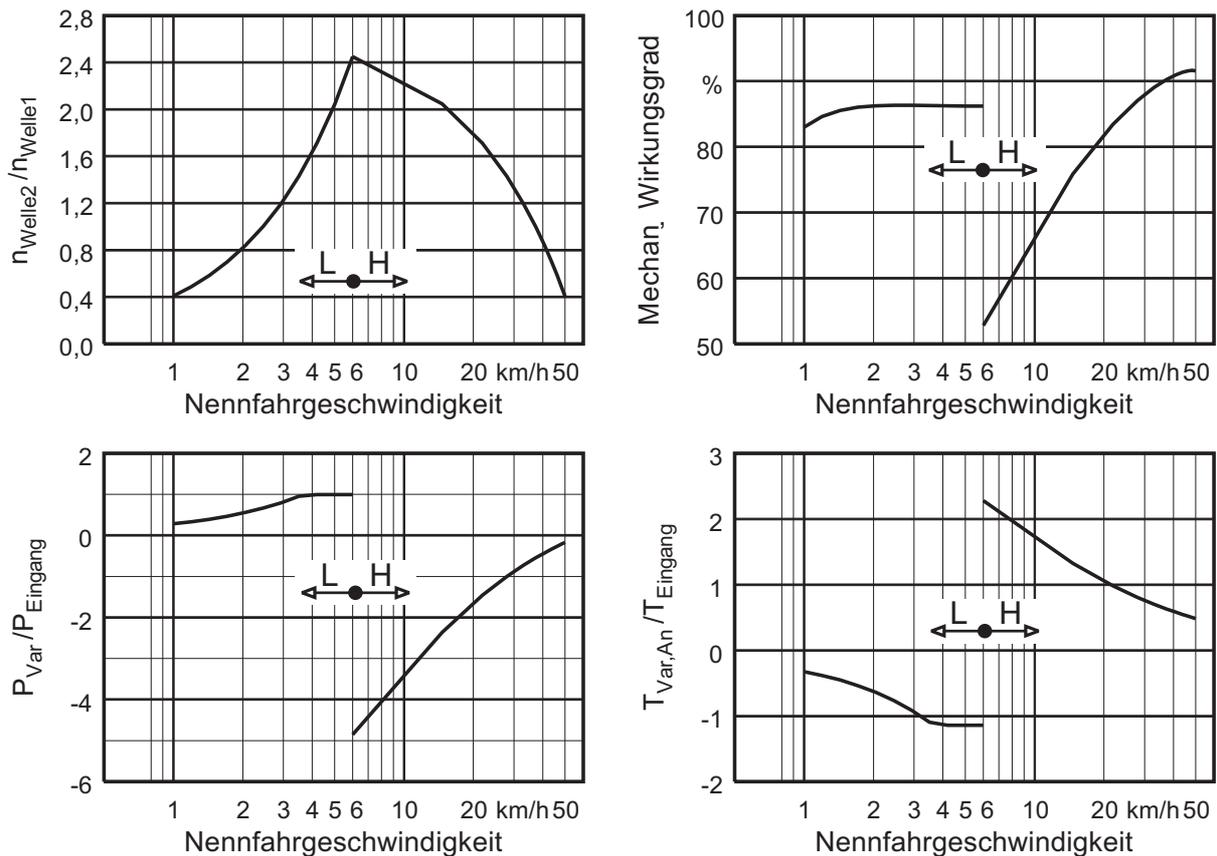


Bild 3.14: Analyse für ein Traktorgetriebe nach der Struktur aus Bild 3.13

($i_0 = -0,114$, $i_{12} = -1,15$, $i_{34} = -0,5$, $s_{Var} = 6$, Wirkungsgrade Stirnradstufen $\eta = 0,99$, $\eta_0 = 0,98$, Variatorwirkungsgrad $\eta_{Var} = 93,5 \dots 94,7$, Hinterachswirkungsgrad nach [14] $\eta_{HA} = f(v) = 0,93 \dots 0,95$, Hydraulik nicht berücksichtigt)

Eingangsdrehzahl übertragen [213]. Um die Drehmomentkapazität des Variators auszunutzen, findet an der Primärseite des Variators mit $i_{12} = -1,15$ eine Untersetzung ins Langsame statt. Ein größere Absenkung ist wegen der hohen Drehmomente nicht möglich. Zwischen der Sekundärseite des Variators und der Radnabe ist deshalb eine sehr hohe Übersetzung von etwa 255 notwendig, um die erforderliche minimale Raddrehzahl einstellen zu können. Am Abtrieb des stufenlosen Teils entstünde durch die große Endübersetzung bei maximaler Fahrgeschwindigkeit eine nicht beherrschbares Drehzahlniveau (40000 U/min). Zur Abdeckung der Bereichsspreizung in H wäre für die Standübersetzung ein mit einem Planetenminusgetriebe nicht realisierbarer Wert von $i_0 = -0,114$ notwendig. Nach Bild 2.10 müsste hierfür die Struktur zur IC-RCS-Konfiguration getauscht oder ein Koppelgetriebe verwendet werden. Die extreme Standgetriebeübersetzung führt am Beginn von H zu hohen Momenten an der Sekundärwelle des Variators. Bei gleichzeitig großen Drehzahlen an dieser Welle entstehen Blindleistungen bis zum etwa fünffachen Wert der Eingangsleistung.

Leistungsverzweigung in der oberen Fahrstufe ist diesem Konzept für Traktorfahrertriebe nicht zielführend. Sie würde extreme Drehzahlen, hohe Blindleistungen und

Drehmomente im Zentrum des Hauptarbeitsbereichs hervorrufen. Für Pkw-Getriebe bietet diese Konzeption eine durchaus interessante Möglichkeit zur Steigerung der Drehmomentkapazität des Gesamtgetriebes. Der Einsatz von Umschlingungsgetrieben in der automobilen Oberklasse wäre dadurch möglich. An diesem Beispiel zeigen sich die Probleme bei der Übertragung von Konzepten aus dem Automobilbau auf Traktorfahrerantriebe besonders deutlich.

3.3.2 Leistungsverzweigung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten

Stimmt man eine IC-SCR-Struktur nach Bild 3.7 a) ab, ist der untere Fahrbereich leistungsverzweigt. Für die Synchrondrehzahl am Variator gilt:

$$i_{Var,syn} = i_{Var,max} = \frac{i_{12}}{i_{34}} \quad (3.4)$$

Die wichtigsten Eigenschaften der Struktur werden wieder anhand eines auf den Werten aus Tabelle 3.1 basierenden Beispiels dargestellt, **Bild 3.15**. Der Bereichswechsel findet

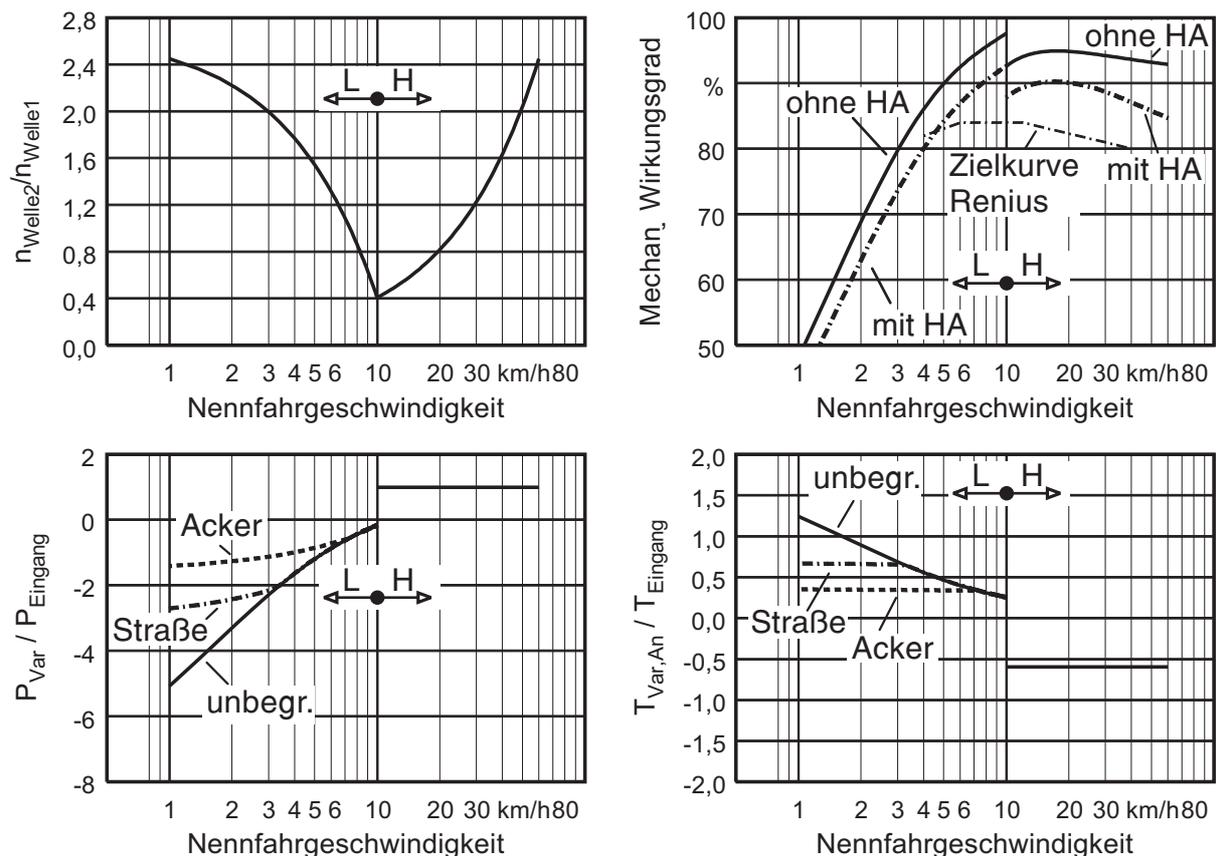


Bild 3.15: Analyse für ein Traktorgetriebe nach der Struktur aus Bild 3.13

($i_0 = -5,56$, $i_{12} = -0,6$, $i_{34} = -1,47$, $s_{Var} = 6$, Wirkungsgrade Stirnradstufen $\eta = 0,99$, $\eta_0 = 0,98$, Variatorwirkungsgrad $\eta_{Var} = 93,5 \dots 94,7$, Hinterachswirkungsgrad nach [14] $\eta_{HA} = f(v) = 0,93 \dots 0,95$, Hydraulik und Leerlaufverluste nicht berücksichtigt)

bei 10 km/h im oberen Drittel des Hauptarbeitsbereichs statt und ist mit einer Leistungsumkehr im Variator verbunden. Die Endgeschwindigkeit kann wegen der Spreizung des Variators bei reduzierter Motordrehzahl erreicht werden. Die mögliche Höchstgeschwindigkeit liegt bei 60 km/h. Die von der Sonnenradwelle zur Stirnradstufe 12 fließende negative Blindleistung bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten kann wegen des hohen Drehzahl-niveaus an der Variatorwelle 2 ein mehrfaches der Eingangsleistung erreichen, obwohl das dort anliegende Drehmoment kleiner als das Eingangsmoment ist. Die Kraftschluss-grenze am Reifen limitiert das maximale Treibradmoment und reduziert im Zugbetrieb das Variatoreingangsmoment an der Sonne und die Variatorleistung. Mit der Motorleistung steigende Einsatzgewichte markieren eine nicht zu umgehende Obergrenze für installierbare Motorisierungen. Alternativ muss über ein elektronisches Motormanagement die Eingangsleistung bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten reduziert werden.

Die Wirkungsgrade fallen im Fahrbereich L in der für Eingang-gekoppelte Systeme typischen Art zu niedrigen Geschwindigkeiten hin steil ab. Am oberen Ende der Stufe L erreicht man relativ gute Werte, da die Blindleistung dort kleiner als die Motorleistung wird. Beim Bereichswechsel kommt es zu einem Wirkungsgradsprung, der vornehmlich durch den schlagartigen Anstieg der Variatorleistung auf das Niveau der Eingangsleistung verursacht wird.

Parametereinfluss

Der Leistungsdurchsatz sowie die Drehmomentbelastung im Variator ergibt sich aus verschiedenen Einflussgrößen. Teilweise gegenläufige Auswirkungen von Parameterveränderungen müssen bei der Auslegung gegeneinander ausgewogen werden. Das resultierende Konzept ist somit immer ein Kompromiss.

Wichtige Einflussgrößen sind:

- Spreizung des Variators
- Stellbereich des leistungsverzweigten Fahrbereichs
- Eckwerte der Geschwindigkeiten in den Fahrbereichen
- Fahrzeugparameter (z.B. Leistung, Drehmoment, zulässiges Gesamtgewicht)
- Drehzahl-niveau des Variators

Abhängigkeiten der Variatorbelastung von den angesprochenen Stellgrößen zeigt **Bild 3.16**. Eine wirksame Reduzierung des Leistungsumsatzes am Variator ist durch die Verminderung der Höchstgeschwindigkeit im Fahrbereich L möglich. Eine Anhebung der minimalen Geschwindigkeit verringert die Blindleistung ebenfalls. Die Fahrzeug-masse geht über das Rutschmoment am Reifen erwartungsgemäß linear ein.

Große Variatorstellbereiche erfordern eine geringere Aufweitung im Fahrbereich L und bewirken niedrigere, vornehmlich durch das hohe Drehzahl-niveau an der Welle 2

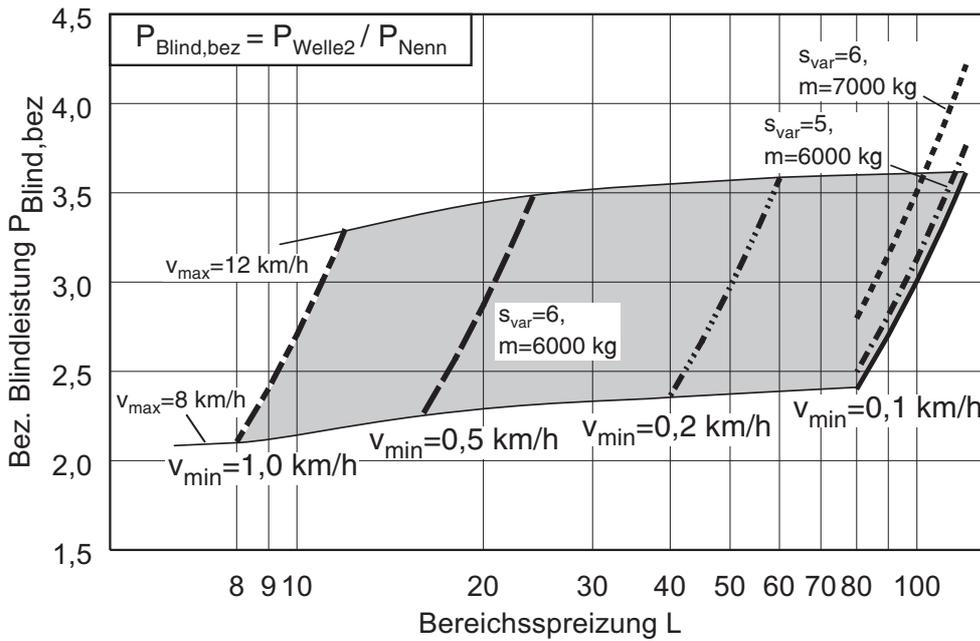


Bild 3.16: Auswirkung verschiedener Einflussgrößen auf die Blindleistung eines Traktorfahrertriebs mit einer IC-SCR-Struktur (Auslegung nach Tabelle 3.1, Straßenfahrt, Bereich L)

verursachte Blindleistungen. Mit den gewählten Parametern kann die Drehzahl der Variatorwelle 2 bis zur 4fachen Eingangsdrehzahl (ca. 9400 U/min) ansteigen und liegt damit für Traktorengetriebe – nicht jedoch für Pkw-Getriebe – bereits über dem üblichen Bereich (Die Drehzahl der Hinterachskegelritzelwelle eines Standardtraktors bei 50 km/h Fahrgeschwindigkeit beträgt etwa 6800 U/min).

Das Variatorantriebsmoment an der Welle 2 zeigt ähnliche Abhängigkeiten wie die Blindleistung, **Bild 3.17**, da die dargestellten Einflussparameter hauptsächlich auf die Drehmomentbelastung wirken.

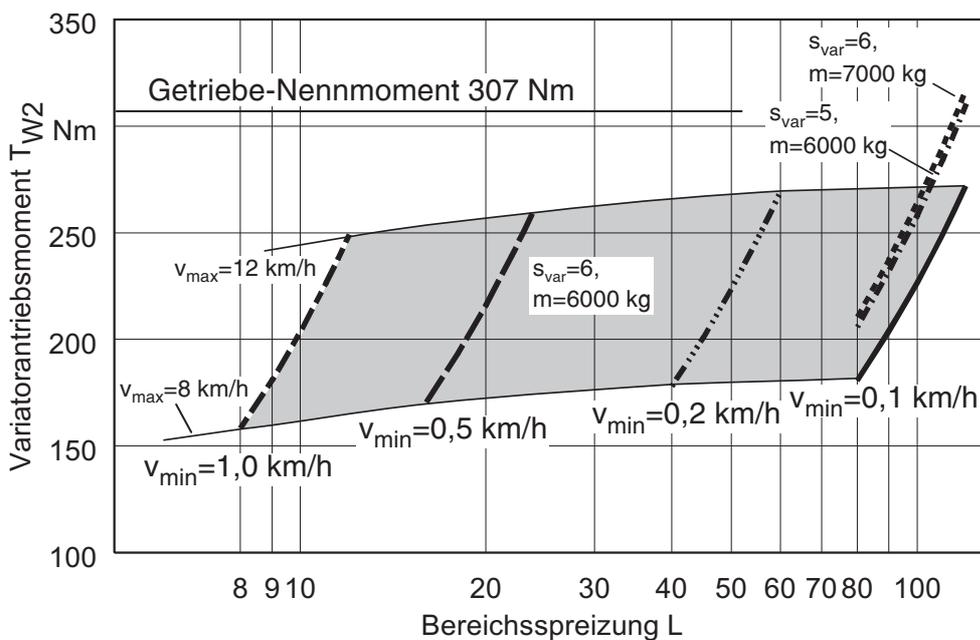


Bild 3.17: Auswirkung verschiedener Einflussgrößen auf das Variatorantriebsmoment eines Traktorfahrertriebs mit einer IC-SCR-Struktur (Auslegung nach Tabelle 3.1, Straßenfahrt, Bereich L)

Es wurde schon gesagt, dass die Einschränkung der tatsächlich genutzten Spreizung bei Kettenwandlern das übertragbare Drehmoment steigern kann. Verringert man das

maximal genutzte Drehzahlverhältnis $\ddot{u}_{Var} = n_{Welle\ 2} / n_{Welle\ 1}$ bezogen auf den Ausgangswert $s_{Var} = 6$, ändern sich die Extrema für Antriebsdrehmoment und Leistung am Variator nach **Bild 3.18**.

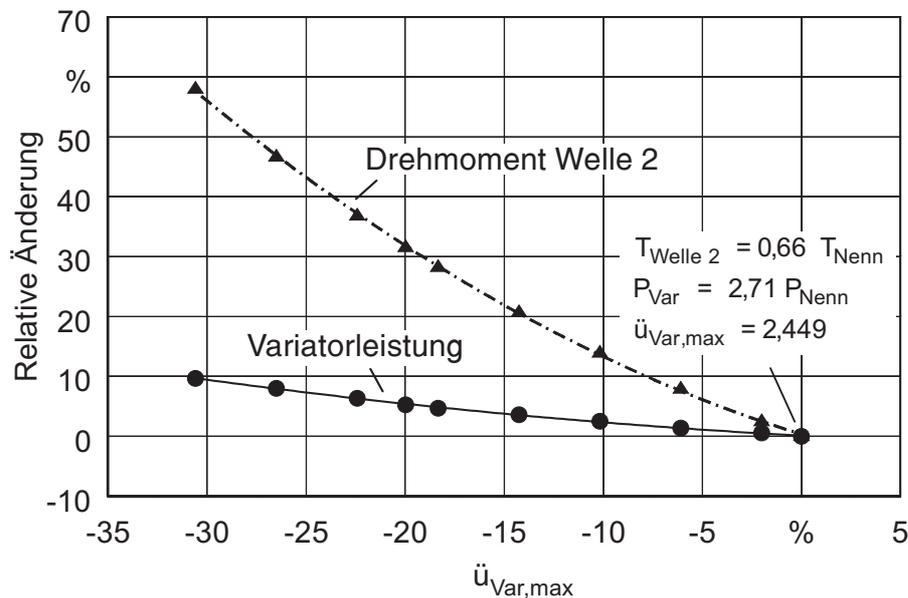


Bild 3.18: Einfluss der eingeschränkten Nutzung des Variatorspreizungsbereichs auf die Maxima der Blindleistung und des Variatorantriebsmomentes im Fahrbereich L (Bezogen auf $s_{Var} = 6$)

Als Bezugsbasis dient die Auslegung gemäß Bild 3.15. Die Drehmomente steigen wegen der notwendigerweise kleiner werdenden Beträge der Standübersetzungen. Die gleichzeitig abnehmende Maximaldrehzahl der Variatorwelle 2 und das hohe Bezugsniveau der Blindleistung bewirken einen im Vergleich zur Drehmomenterhöhung moderaten Anstieg der relativen Variatorleistung. Im Hinblick auf die Variatorschädigung sollte von einer derartigen Auslegung abgesehen und der gesamte Spreizungsbereich des Variators ausgenutzt werden. Im Fahrbereich H wird zweckmäßig das maximale Drehzahlverhältnis genutzt.

Der Stellbereich im Fahrbereich L lässt sich allgemein über die Variatorspreizung und eine Geometrie konstante c_{geo} beschreiben:

$$S_L = \frac{v_{max,L}}{v_{min,L}} = \frac{i_{Var,min} \cdot [i_{34} + i_{12} \cdot i_{Var,max} \cdot (i_0 - 1)]}{i_{Var,max} \cdot [i_{34} + i_{12} \cdot i_{Var,min} \cdot (i_0 - 1)]} = \frac{i_{Var,min} - c_{geo}}{i_{Var,max} - c_{geo}} \quad (3.5)$$

$$\text{mit } c_{geo} = \frac{i_{12}}{i_{34}} \cdot (1 - i_0)$$

Aus **Bild 3.19** ist bei gegebenem Variatorstellbereich und gewünschter Bereichspreizung ein Wert für c_{geo} abzulesen.

Zur Überschlagsauslegung bestimmt man die Übersetzung der Stirnradstufe i_{12} , so dass eine maximale Sonnendrehzahl nicht überschritten wird:

$$|i_{12}| \geq \frac{n_{\text{Nenn}}}{n_{\text{Welle 2,max}} \cdot i_{\text{Var,min}}} \quad (3.6)$$

Mit wachsender Variatorspreizung ist somit ein Anstieg des Drehmomentniveaus notwendig, damit eine vorgegebene Maximaldrehzahl nicht überschritten wird.

Mit der Synchronbedingung Gl. (3.4) liegt i_{34} fest und die erforderliche Standübersetzung $i_{0,erf}$ des Planetengetriebes kann abgeschätzt werden:

$$i_{0,erf} = 1 - c_{\text{geo}} \cdot \frac{i_{12}}{i_{34}} \quad (3.7)$$

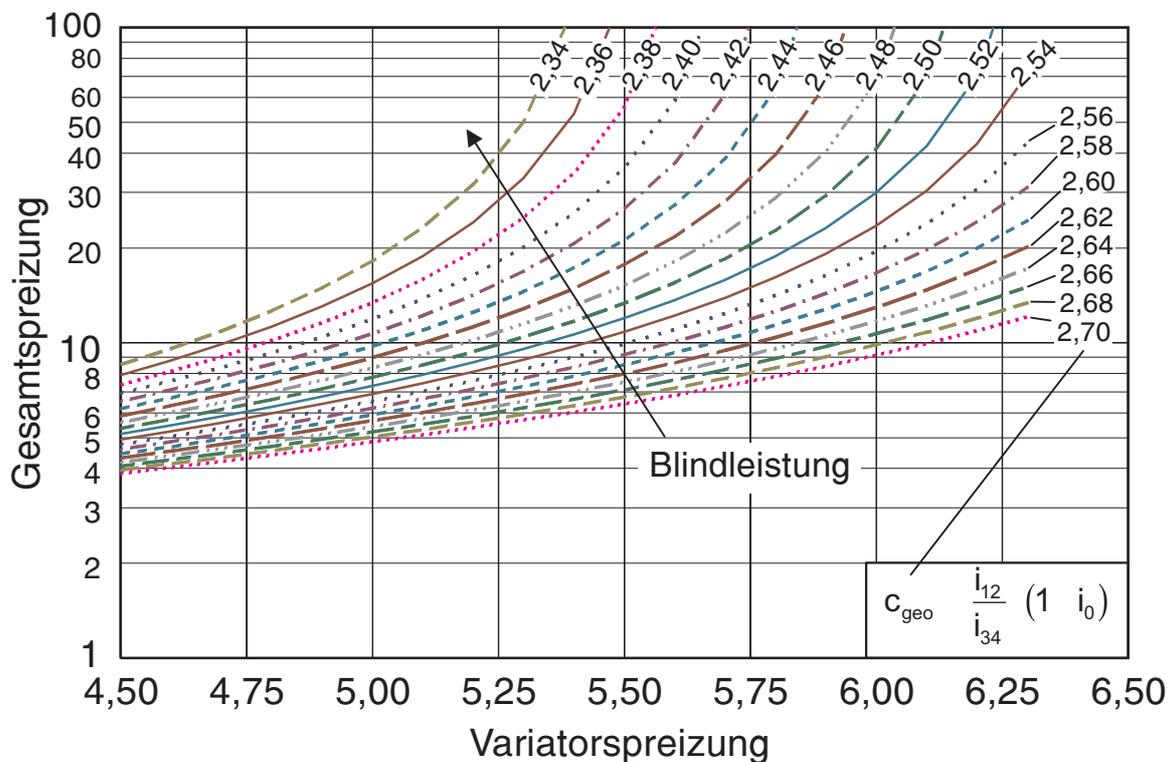


Bild 3.19: Abhängigkeit der Spreizung im Fahrbereich L von der Variatorspreizung und einer Geometriekonstanten

Faustzahlen zur Auslegung eines Traktorfahrertriebs

Bei der Festlegung des endgültigen Konzeptes werden Parameter iterativ immer wieder verändert. Ungefähre Werte für die Auswirkung einzelner Parameterveränderungen sind in der Phase der Produktplanung, insbesondere bei Diskussionen in der Gruppe, hilfreich. Als Hilfestellung zur Auslegung eines Fahrertriebs nach der gewählten IC-SCR-Struktur sollen einige Faustzahlen angegeben werden.

Die Werte beziehen sich auf die Daten aus Tabelle 3.1 und einen Bereichswchsel bei 10 km/h:

- Die Anhebung der Endgeschwindigkeit im Fahrbereich L um 1 km/h erhöht die Variatorleistung und das -antriebsmoment um etwa 11 %.
- Die Absenkung der minimalen Fahrgeschwindigkeit von 1 km/h auf 0,1 km/h hebt die Blindleistung und das Variatormoment um etwa 11 %.
- Die Reduzierung der Variatorspreizung von 6 auf 5 bei gleichem Stellbereich
 - vergrößert die Blindleistung um etwa 4 %.
 - erhöht das Variatorantriebsmoment um ca. 14 %.
 - verkleinert die Standübersetzung des Planetengetriebes um etwa 25 %

Eine Spreizungsreduzierung kann – wie gesagt – sich trotzdem lohnen, wenn die zulässigen Variatormomente stärker ansteigen als die oben genannten. Genaue Aussagen erfordern gegebenenfalls Betriebsfestigkeitsbetrachtungen.

Kapitel 4

Methoden und Werkzeuge zur Untersuchung eines ausgewählten Konzepts

Die oben angestellten theoretischen Überlegungen zu verschiedenen Strukturen zeigen das Potenzial der Eingang-gekoppelten SCR-Zweibereichsstruktur für die Verwendung mit einem Umschlingungsvariator als Traktorfahrantrieb. Eine Auslegung mit Leistungsverzweigung im unteren Fahrbereich ermöglicht hohe Anfahrübersetzungen bei großen Gesamtspreizungen. Das Konzept wurde daher in praktischen Versuchen am Prüfstand und mit Hilfe von Simulationsrechnungen eingehender untersucht.

4.1 Aufbau eines Funktionsprüfstandes

4.1.1 Struktur

Für den leistungsverzweigten Fahrbereich L wurde ein Funktionsprüfstand erstellt, mit dem zahlreiche Versuche zum Betriebsverhalten durchgeführt werden konnten.

Wichtige Hauptanforderungen bei der Konzeptionierung waren:

- Einfacher Aufbau auf einem beliebigen Antriebsstrangprüfstand
- Modulare, flexibel erweiterbare Anordnung in eigenständigen Funktionsgruppen
- Kostengünstige Verwendung von Bauteilen aus Traktorseriengetrieben
- Reduzierte Teilevielfalt durch Verwendung von Gleichteilen
- Variator mit getrenntem Ölhaushalt
- Gute Zugänglichkeit von Messstellen im Getriebe

Der realisierte Aufbau des Funktionsmusters ist in **Bild 4.1** dargestellt. Die drei Hauptbaugruppen Summierungsstufe, Variator und Verzweigungsgetriebe sind in eigenständigen Gehäusen untergebracht und über Zwischenwellen verbunden, an deren Ende Stahl-lamellenkupplungen vorhandene Höhenunterschiede und Fluchtungsfehler ausgleichen. Die Aufspannung auf einen Trägerrahmen ermöglicht den einfachen Transport sowie die Vormontage ohne Belegung des Prüfstandes. Anstatt der Zwischenwellen können über Adapterflansche wahlweise Drehmoment-/ Drehzahlmessnaben angebracht werden. Die aufwändige Ölversorgung des Getriebes ermöglicht durch niedrigere Ölstände geringere Leerlaufverluste durch Plantschen.

Die verfügbaren Teile ergeben einen Stellbereich in L von etwa 10. Die Konstruktion des gesamten Prüfstandes erfolgte mit Hilfe des CAD-System ProEngineer V20,

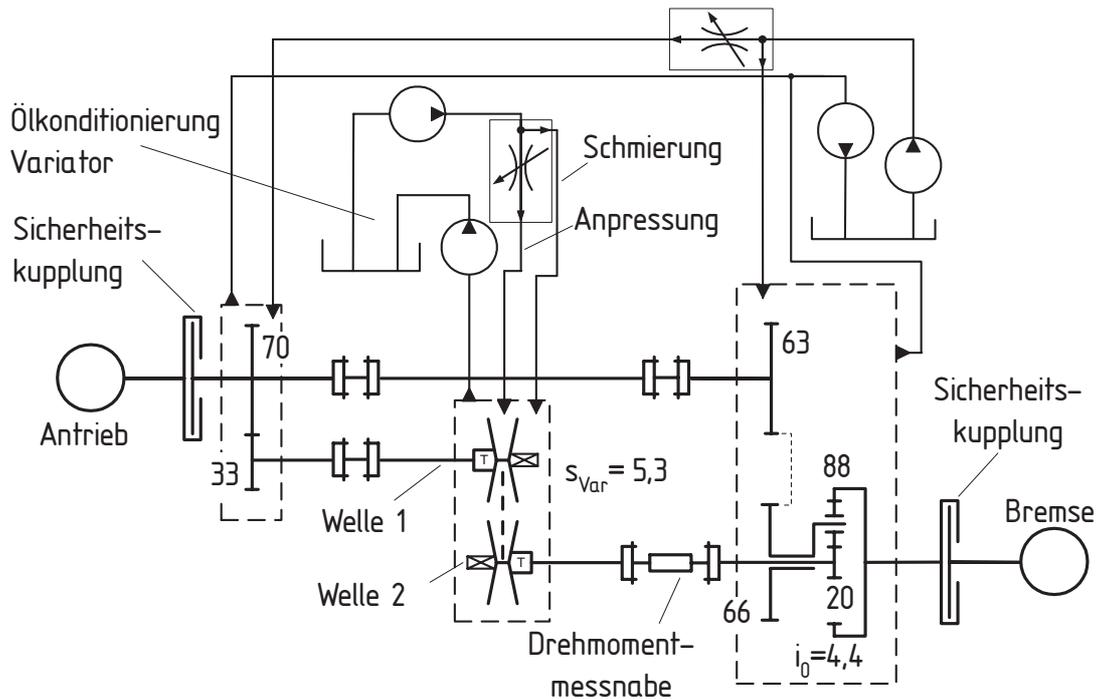


Bild 4.1: Grundschemata des Funktionsprüfstandes für den Fahrbereich L (ohne Bereichskupplungen)

Bild 4.2. Die durchgängige Datenbasis erlaubte eine einfache Ermittlung von geometrischen Daten für Simulationsrechnungen. Werte wie Trägheitsmomente und Steifigkeiten von Bauteilen wurden so zur Parametrierung der Modelle genutzt. Im Rahmen der Einzeluntersuchungen konnte das Funktionsmuster dank des modularen Aufbaus stets kostengünstig erweitert und angepasst werden.

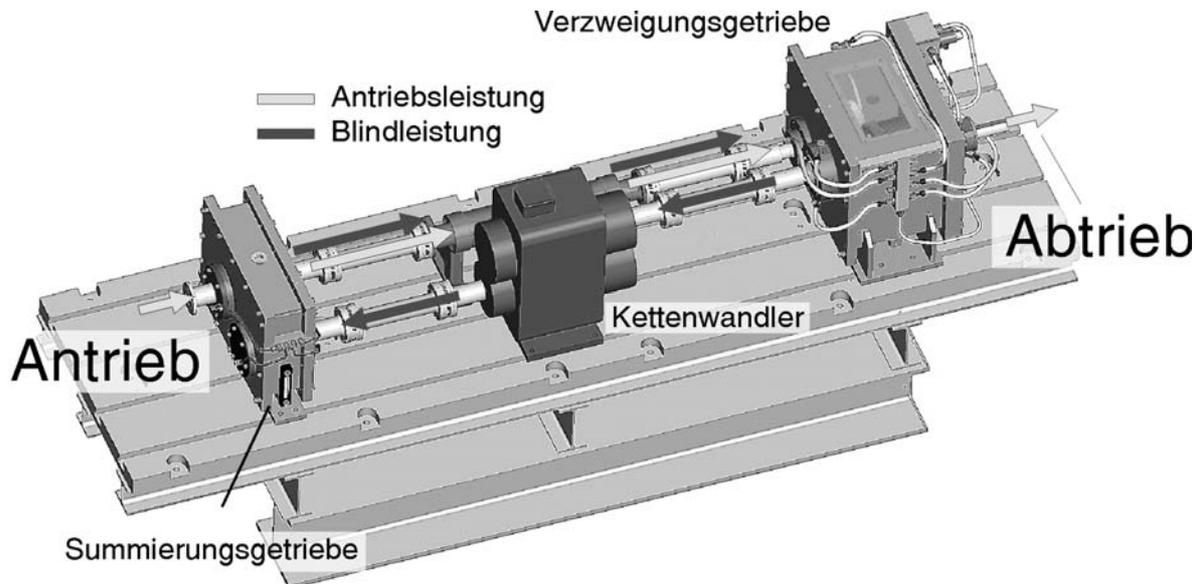


Bild 4.2: CAD-Darstellung des Funktionsprüfstandes; eingetragen ist die Richtung der Leistungsflüsse für Vorwärtsfahrt bei Zugbetrieb

Als Variator fand ein Kettenwandler RHV 154 der Fa. P.I.V. mit einer Wiegedruckstückkette als Umschlingungsmittel Verwendung. Er besitzt einen Achsabstand von $a = 154 \text{ mm}$ und kann eine Übersetzungsspreizung von etwa $s_{Var} = 5,3$ mit den Eckwerten $i_{Var, \min} = 0,434$ und $i_{Var, \max} = 2,302$ darstellen. Der Wandler wurde ursprünglich für den stationären Einsatz bei Variatoreingangs-drehzahlen (Welle 1) unter 3000 U/min konstruiert und hatte zunächst keine Kompensationseinrichtungen für Fliehöl-drücke. In der gewählten Antriebsstruktur wird er bei Eingangsdrehzahlen höher als 1500 U/min wegen der Übersetzung i_{12} außerhalb der Spezifikation betrieben. Hohe Drehzahlen an der Sonnenradwelle 2 führten so durch Fliehkraftdrücke zu Stabilitätsproblemen in der Regelung. Ein Scheibensatz eines Kettenvariators besteht aus einer festen und einer axial beweglichen Scheibe, **Bild 4.3**. Die sich einstellenden Laufradien der Kette hängen vom Verhältnis der Anpresskräfte – in der Folge als ζ_{Kraft} bezeichnet – in den Scheibensätzen ab. ζ_{Kraft} ist hauptsächlich vom zu übertragenden Drehmoment und der einzustellenden Übersetzung abhängig [6]. Für die Bereitstellung der notwendigen Anpresskräfte sorgt ein hydrostatisches Konstantstromanpresssystem, wobei die Wegscheibe als hydraulischer Kolben wirkt. Eine Besonderheit des Anpresssystems für P.I.V.-Variatoren ist der patentierte hydromechanische Drehmomentfühler, welcher von

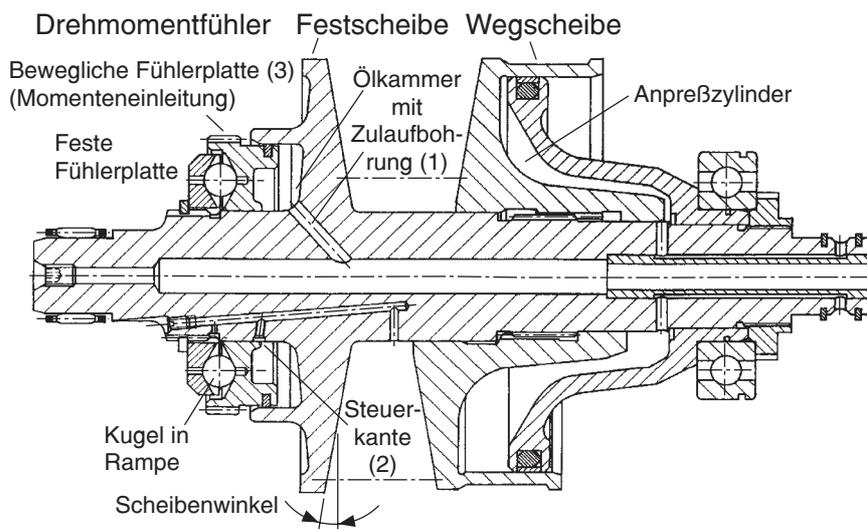


Bild 4.3: Querschnitt durch den Scheibensatz eines typischen Umschlingungsgetriebes mit hydromechanischem Drehmomentfühler (Bauart P.I.V.) [7]

einem konstanten Volumenstrom durchströmt wird und der im System einen drehmomentproportionalen Anpressdruck erzeugt. Er besteht aus einer Reihe von am Umfang verteilten Kugeln, die zwischen einer dreh- und axialfesten und einer beweglichen Platte in rampenförmigen Mulden gelagert sind. Die bewegliche Scheibe ist gleichzeitig der Kolben einer vom Öl durchströmten Kammer. Das Drehmoment wird über die bewegliche Platte eingeleitet und stützt sich über die Kugeln an der festen Platte ab und verursacht dabei gleichzeitig eine Axialkraft. Die Platte überfährt in der Folge mit der sogenannten Steuerkante die Abströmbohrung, an der durch den verringerten Querschnitt ein auf die bewegliche Platte wirkender Öldruck aufgebaut wird, der mit der Axialkraft im

Gleichgewicht steht. Die Proportionalitätskonstante des Drucks, der sich durch diesen mechanischen Regelmechanismus einstellt, ist über die Geometrie der Rampen festgelegt. Kommt es kurzzeitig zu extremen Drehmomentüberhöhungen (Stößen) wird die Abströmbohrung überfahren: Die bewegliche Platte wirkt als Kolben eines Zylinders, durch dessen Bewegung eine Anpressdruckerhöhung stattfindet („Pumpen“).

Ausführlichere Darstellungen zur Funktionsweise von Kettenwandlern und Anpresssystemen finden sich in [6, 8, 7, 170].

4.1.2 Messtechnik

Der Funktionsprüfstand besitzt keine fest eingebaute Messtechnik. Er wurde so konzipiert, dass über Standardflansche mit genormten Lochkreisen handelsübliche Drehmoment-/ Drehzahlmessnaben nach Bedarf angebracht werden können. Die Messung von Drehmomenten in der Anordnung – zwischen den einzelnen Baugruppen – erfolgt durch telemetrische Drehmomentmessnaben (MFM 0,5 und MFM 1,0) der Fa. Esem Grünau (Markdorf), **Bild 4.4**, die über entsprechende Adapterflansche eingebaut werden können.

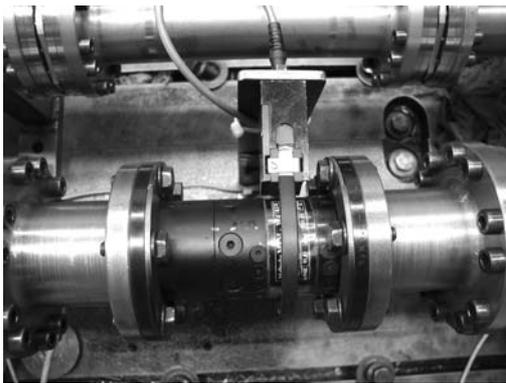


Bild 4.4: Telemetrische Messnabe zur Messung von Drehmomenten im Funktionsprüfstand

Bei Versuchen am Antriebsstrangprüfstand wurden alle Messsignale über entsprechende Verstärker in analoge Spannungssignale umgewandelt, die über ein Messsystem digital aufgezeichnet wurden.

Für die ersten Versuche war noch keine Möglichkeit der elektronischen Ansteuerung für das Getriebe vorhanden. Die Übersetzungsregelung erfolgte über einen mechanischen Übersetzungsregler [8]. Nach der Einführung eines elektronisch zu betätigenden Stellglieds wurden die zur Steuerung und

Regelung des Getriebes notwendigen Signale parallel abgegriffen und vom Controller verarbeitet, **Bild 4.5**.

Die Abtastrate für die Aufzeichnung der Messwerte lag bei Versuchen ohne dynamische Anforderungen (z.B. Wirkungsgradmessungen) bei 50 Hz. Bei dynamischen Untersuchungen wählte man die Frequenz zu 200 Hz.

4.2 Dynamisches Simulationsmodell

Die Benutzung von modernen Simulationsmethoden nahm bei den durchgeführten Untersuchungen aus Kostengründen einen hohen Stellenwert ein. Bei der Auswahl der Werkzeuge wurde darauf geachtet, dass eine möglichst durchgängige Nutzung und Weiterverwendung von Modellen aus vorangegangenen Arbeitsschritten – im Sinne einer

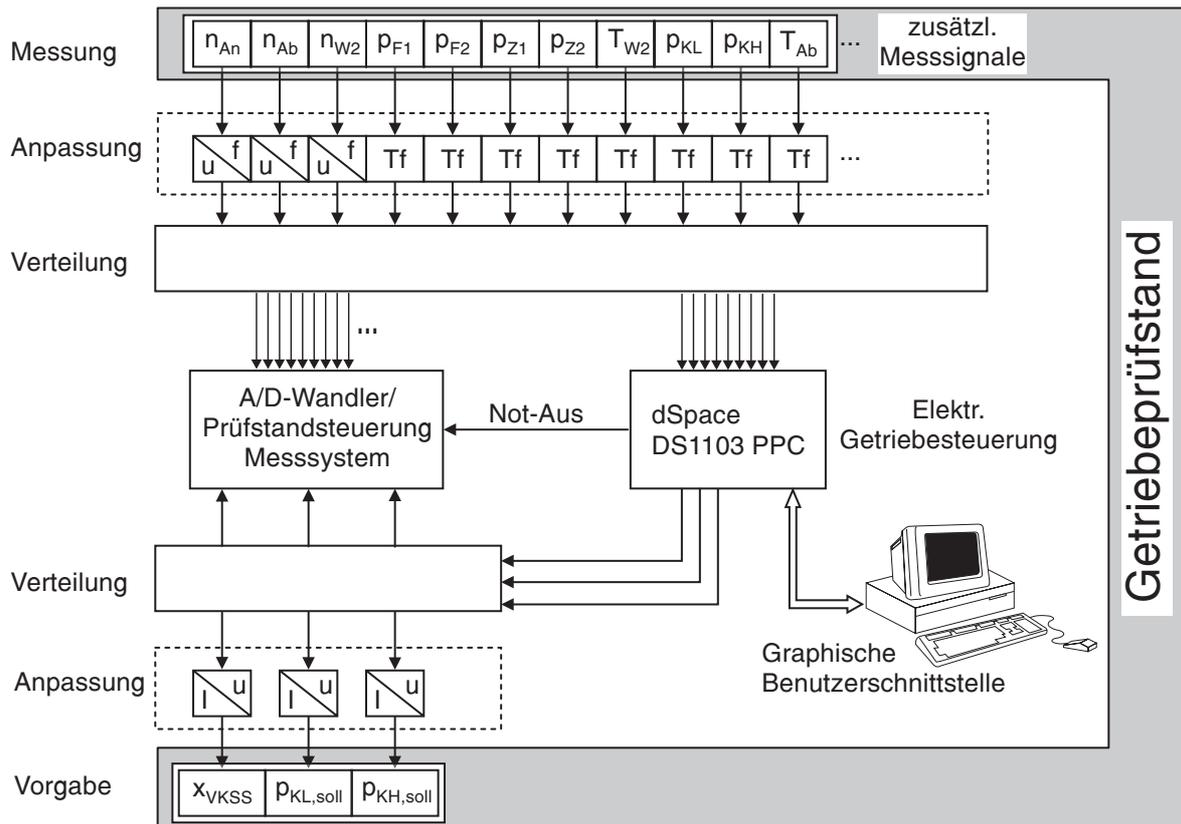


Bild 4.5: Aufbau der Messdatenerfassung und Einbindung der elektronischen Getriebe-steuerung bei Prüfstandsversuchen

Werkzeugkette – möglich war. Das zentrale System war dabei die Simulationssoftware „AMESim“ der Fa. Imagine (Roanne, Fra), mit der das Getriebe modelliert sowie die Reglerstruktur zunächst entwickelt und dann weiter untersucht wurde.

MESim ist eine objektorientierte, eindimensionale Simulationsplattform für physikalische Modelle, die auf der Hochsprache C basiert und über 29 verschiedene numerische Integrationsmethoden verfügt. Abhängig vom Verlauf wird selbständig während der Simulation der für die jeweilige Situation am besten geeignete Solver ausgewählt. Die Software ist besonders für die Modellierung von hydraulischen und pneumatischen Systemen geeignet. Viele Standardelemente sind in vorgefertigten Bibliotheken vorhanden und ermöglichen die Abbildung von komplexen Systemen. Mit Hilfe einer speziellen Hydraulikbibliothek können aus Teilkomponenten einfach eigene Ventile und hydraulische Bauteile erzeugt werden, was zur Nachbildung des Variatoranpresssystems nützlich war.

Wesentliche Schritte bei der Simulation mit AMESim werden in separaten Betriebsmodi durchgeführt:

- Sketch-Mode:

Erzeugung eines an ISO-Sinnbildern orientierten Systemschaltplans

- Submodel-Mode:
Festlegung der untergeordneten Modelle für die Komponenten des Schaltplans
- Parameter-Mode:
Parametrierung des Modells, Parametervariationen mit Stapelverarbeitungsdateien (sog. „Batch Runs“)
- Simulation-Mode:
Ausführen der Simulation, Werkzeuge zur Linearisierung und Eigenwertanalyse

Der Anwender kann ohne Veränderung des Erscheinungsbildes die Detaillierungstiefe der einzelnen Komponenten verändern und die Modellgenauigkeit entsprechend anpassen. Als Beispiel sei hier eine Stirnradstufe genannt, die verlustlos, mit einem konstanten lastabhängigen Wirkungsgrad, mit der Unterscheidung in Leerlauf- und lastabhängige Verluste oder mit Zahnspiel und Elastizität im Zahneingriff implementiert werden kann. Nach dem Festlegen der Modelltiefe wird der C-Code in ein ausführbares Programm kompiliert.

Ein hilfreiches Werkzeug für die Reduzierung und Vereinfachung von Modellen ist der sog. „Activity-Index“, mit dem der Energieumsatz in den einzelnen Komponenten indiziert wird. So identifiziert man dominante Elemente und entfernt unwichtige zugunsten niedrigerer Rechenzeiten ohne das Ergebnis zu verändern.

Ein separates Programmmodul stellt eine Schnittstelle zur Hochsprache C zur Verfügung. Darin können eigene Komponenten auf Quellcodeebene erstellt werden bzw. vorhandene Elemente beliebig angepasst werden.

Für tiefer gehende Informationen sei an dieser Stelle auf die Programmdokumentation verwiesen [214].

4.2.1 Modell für Variator und Anpresssystem

Bei der Strukturierung des Gesamtmodells wurde auf Ansätze von *Westenthanner* [8] zurückgegriffen. Die beschriebenen Methoden sind entsprechend den Anforderungen des speziellen Einsatzfalles – Betrieb in einer leistungsverzweigten Antriebsstruktur – angepasst und optimiert. Das Schema kann in die in **Bild 4.6** dargestellten Teilsysteme getrennt werden.

Der Teil „Mechanik“, in dem die eigentliche Antriebsstruktur und der mechanische Teil des Variators berücksichtigt wird, liefert die notwendigen Drehmoment- und Drehzahldaten für die übrigen Komponenten. Die Module Zeta-Berechnung und Gleichlaufzylinder beziehen die von der jeweiligen Betriebssituation abhängigen Kräfte in den Anpresszylindern mit ein und ermitteln die daraus resultierenden Bewegungen. Der Gleichlaufzylinder repräsentiert mit seinen beiden Kolbenseiten die wirksamen Druckflächen in den Anpressräumen des Variators. Das Anpresssystem

erzeugt die Drücke und erhält als Rückführungsgrößen Volumenströme, die sich durch die Bewegung des Zylinders ergeben. Es handelt sich dabei um eine echte physikalische Kopplung der beiden Teilsysteme [8]. Das Submodul Anpresssystem wird mit dem Stellsignal einer Reglerstruktur, hier des Übersetzungsreglers, beaufschlagt.

Der modulare Aufbau ermöglicht den einfachen Austausch von einzelnen Komponenten und erlaubt die Untersuchung und Optimierung unterschiedlicher Variatoren, Anpresssysteme und Regelungsstrukturen.

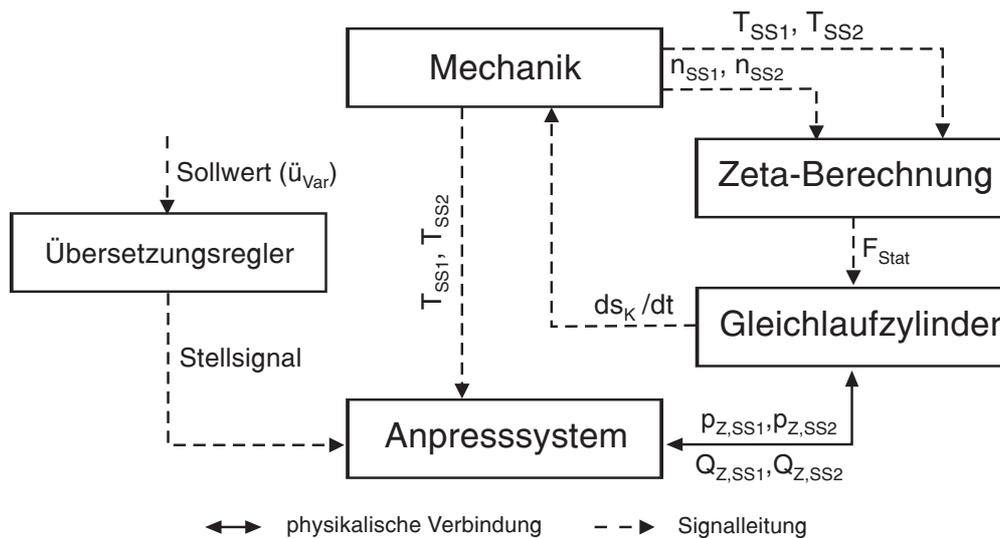


Bild 4.6: Schematischer Aufbau des AMESim-Gesamtmodells für ein leistungsverzweigtes „IC-SCR“-Getriebe

AMESim stellt in der Antriebsstrang-Bibliothek ein Modell für ein Umschlingungsgetriebe zur Verfügung, das in seiner Ausführung für die beabsichtigte Modellbildung nicht geeignet war. Es diente jedoch als Basis für ein modifiziertes Variatormodell, für das mehrere Vereinfachungen gelten sollen:

- Der Variator wird rein kinematisch betrachtet, das heißt es tritt kein Schlupf auf.
- Elastische Effekte in der Kette und den Scheiben werden vernachlässigt.
- Die Masse der Kette und dadurch verursachte Fliehkrafteffekte werden nicht herangezogen.
- Verluste im Variator fließen nur über Verlustmomente ein, die aus Kennfeldern ausgelesen werden. Sie befinden sich außerhalb des verlustfrei modellierten Teilmodells.
- Die ballige Form der Wiegedruckstücke wird vernachlässigt.

Die Vernachlässigung des Variatorschlupfes bedeutet beim Zugkettenwandler eine Fehlergrößenordnung unter 1 %. Von zentraler Bedeutung ist die Kenntnis der Scheibengeometrie. Diese wurde über die Lage einer genügenden Anzahl von Punkten aus der Schnittkurve eines Querschnitts durch den Scheibensatz bestimmt. Mit Hilfe der Daten lässt sich ein Zusammenhang zwischen dem Winkel ν der Scheibenoberfläche gegen die

Vertikale und dem Kettenlaufradius als Funktion des Abstands von der Wellenachse $\nu = f(r)$ annähern, **Bild 4.7**.

Der mittlere Scheibenwinkel des untersuchten P.I.V.-Kettenwandlers beträgt etwa 10° und wächst in erster Näherung linear mit dem Laufradius der Kette auf der Scheibe an. Um eine eindeutige Zuordnung einzelner Größen zu gewährleisten,

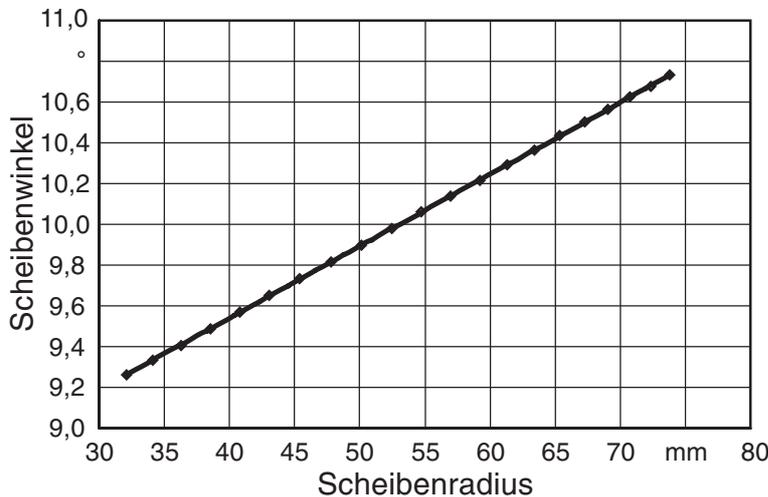


Bild 4.7: Scheibenwinkel des am Funktionsprüfstand verwendeten Kettenvariators

und kann nach [6] bestimmt werden aus:

$$r_{SS1} = \frac{-\frac{(i_{Var} + 1) \cdot 2 \cdot a \cdot \pi}{2 \cdot (i_{Var} - 1)^2} + \sqrt{\left(\frac{(i_{Var} + 1) \cdot 2 \cdot a \cdot \pi}{2 \cdot (i_{Var} - 1)^2}\right)^2 - \frac{(2 \cdot a - l_{Kette}) \cdot 4 \cdot a}{(i_{Var} - 1)^2}}}{2} \quad (4.1)$$

Im Falle $i_{Var} = 1$ muss r_{SS1} wegen der Definitionslücke von Gl. (4.1) vereinfacht berechnet werden.

$$r_{SS1} = \frac{l_{Kette} - 2 \cdot a}{2 \cdot \pi}$$

Der Radius am Scheibensatz 2 liegt durch die Variatorübersetzung fest:

$$i_{Var} = \frac{r_{SS2}}{r_{SS1}}$$

Für den am Funktionsprüfstand untersuchten P.I.V.-Variator ergaben sich die Laufradien der Kette in Abhängigkeit von der Übersetzung nach **Bild 4.8**.

In **Bild 4.9** sind die Verhältnisse an einem typischen Scheibensatz schematisch dargestellt. Mit den geometrischen Beziehungen der einzelnen Größen lässt sich für

werden die Scheibensätze in der Folge entsprechend der Nummerierung ihrer Wellen bezeichnet. In der untersuchten Anordnung, Bild 4.1, wird das zur Welle 1 gehörige Kegelscheibenpaar mit „Scheibensatz 1“ (SS1) bezeichnet.

Der Laufradius der Kette am Scheibensatz 1 hängt von Achsabstand, Kettenlänge und Variatorübersetzung ab

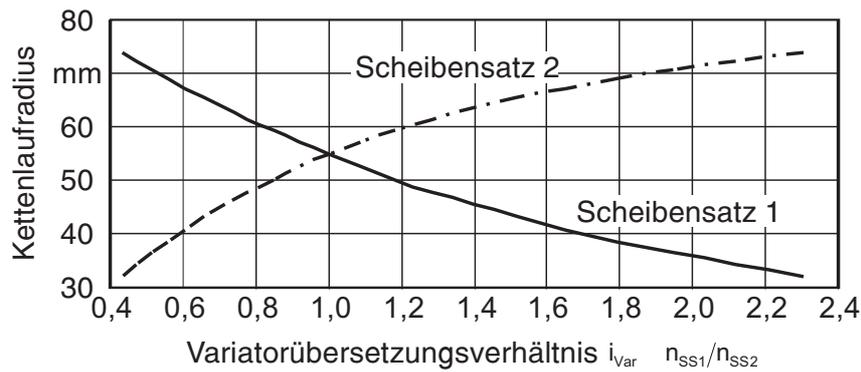


Bild 4.8: Laufradien der Kette am P.I.V.-Variator RHV 154 ($a = 154 \text{ mm}$, $l_{\text{Kette}} = 651,94 \text{ mm}$)

beliebige Laufradien r_i einen zugeordnete axiale Position der Wegscheibe x_i vereinfacht bestimmen:

$$x_i = r_{\text{Scheibe}} \cdot \cos \left[\arcsin \left(\frac{r_i + a_V}{r_{\text{Scheibe}}} \right) \right] + b_{\text{Kette}} \quad \text{mit } i = 1 \dots n \quad (4.2)$$

Die stirnseitigen Kontaktflächen der Wiegedruckstücke der P.I.V.-Kette sind wie die Scheiben ballig ausgeführt. Dadurch wandert der Berührungspunkt zwischen Kette und Scheibe in Abhängigkeit von der radialen Position der Kette, und die wirksame Breite der Kette ist in der Realität nicht mehr konstant. Wegen des großen Krümmungshalbmessers und der geringen Höhe der Druckstücke kann dieser Effekt in guter Näherung unberücksichtigt bleiben. Bei der symmetrischen Variatorübersetzung $i_{\text{Var}} = 1$ läuft die Kette an beiden Scheibensätzen auf dem Radius r_0 . Die zugehörige Stellung der Wegscheibe definiert eine Referenzposition x_0 , die man als Zentrum eines kartesischen Koordinatensystems betrachten kann. Die Verläufe der für die einzelnen Übersetzungen notwendigen Verfahrenswegen aus diesem Punkt heraus sind in **Bild 4.10** zu sehen und berechnen sich über die Differenz $\Delta x_i = x_i - x_0$.

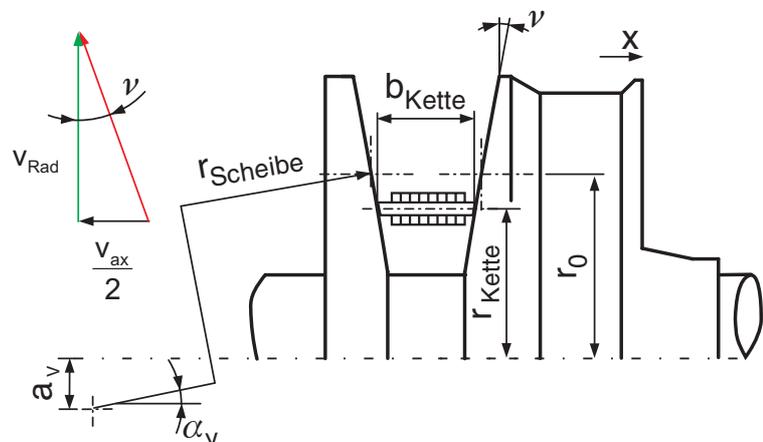


Bild 4.9: Geometrische Größen am Scheibensatz eines typischen Umschlingungsgetriebes

Beide Variatorwellen des Modells werden als Starrkörper mit einer rotatorischen Trägheit angenommen und sind über ein variables Übersetzungsglied gekoppelt. Wie **Bild 4.6** zu entnehmen ist, wird die Geschwindigkeit der Kolbenstange des Differenzi-

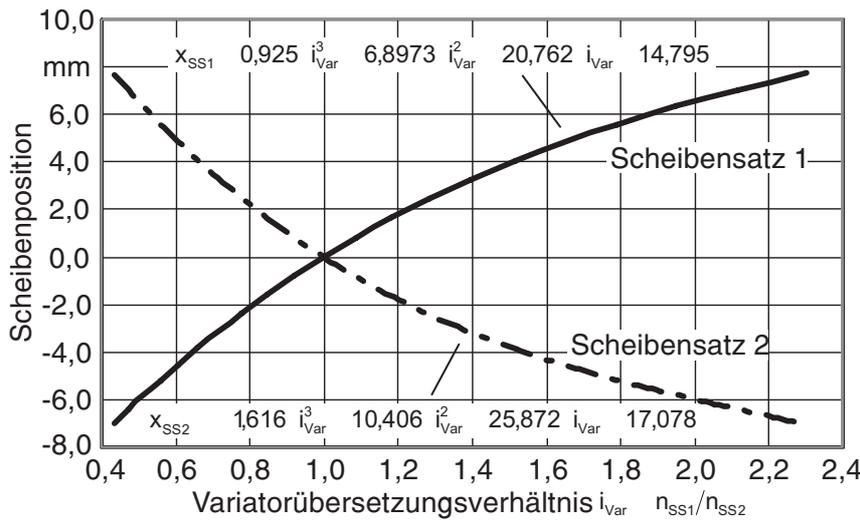


Bild 4.10: Verfahrenswege der Wegscheiben aus der Position für $i_{var} = 1$ für den P.I.V.-Variator RHF 154; mit angegeben sind die zugehörigen Korrelationsfunktionen (vom Autor aus Konstruktionsdaten ermittelt)

alzyinders als Eingangssignal an das mechanische Variatormodell weitergeleitet. Sie entspricht der axialen Geschwindigkeit der Wegscheibe an SS1.

Mit dem Scheibenwinkel ν kann die radiale Gleitgeschwindigkeit der Kette bestimmt werden:

$$\dot{r}_{SS1} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{v_{SS1}}{\tan \nu_{SS1}} = -\frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{s}_{Kolben}}{\tan \nu_{SS1}} \tag{4.3}$$

Im Berechnungsalgorithmus von AMESim wird nach der Definition der Ableitung einer Zustandsvariablen diese sofort integriert. Damit stehen die Zustandsvariable, in Gl. (4.3) also r_{SS1} , und deren Ableitung, hier \dot{r}_{SS1} , für die weiteren Schritte des Rechengangs zur Verfügung. Aus **Bild 4.11** kann man nach [189] eine Beziehung für den Zusammenhang zwischen den Laufradien der Kette auf den Scheibensätzen und dem Neigungswinkel der Kette φ ableiten.

$$\frac{r_{SS2} - r_{SS1}}{a} = \sin \varphi \tag{4.4}$$

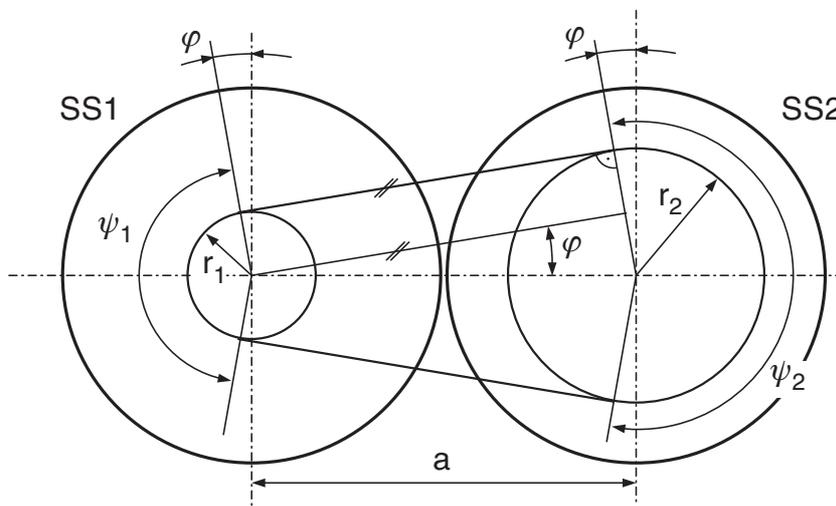


Bild 4.11: Typische Größen der Kettenlaufbahn an einem vereinfacht dargestellten Umschlingungsgetriebe; für die Umschlingungsbögen gilt: $\psi_1 = \pi - 2 \cdot \varphi$, $\psi_2 = \pi + 2 \cdot \varphi$

Die Kettenlänge setzt sich aus den Umschlingungswinkeln der Kette an den Scheibensätzen und der Länge der beiden Trume zusammen.

$$l_{Kette} = 2 \cdot a \cdot \cos \varphi + r_{SS1} \cdot (\pi - 2\varphi) + r_{SS2} \cdot (\pi + 2\varphi) \quad (4.5)$$

Eliminiert man in Gl. (4.5) mit Hilfe von Gl. (4.4) den Radius an SS2 erhält man:

$$l_{Kette} = 2 \cdot a \cdot \cos \varphi + r_{SS1} \cdot (\pi - 2\varphi) + (r_{SS1} + a \cdot \sin \varphi) \cdot (\pi + 2 \cdot \varphi) \quad (4.6)$$

Die zeitliche Ableitung des Kettenwinkels φ kann durch Differenzieren von (4.6) gewonnen werden.

$$\dot{\varphi} = -2 \cdot \frac{\pi \cdot \dot{r}_{SS1}}{\cos \varphi \cdot a \cdot (\pi + 2\varphi)} \quad (4.7)$$

Die radiale Gleitgeschwindigkeit der Kette am Scheibensatz 2 folgt aus Gl. (4.4).

$$\dot{r}_{SS2} = \dot{r}_{SS1} + \cos \varphi \cdot \dot{\varphi} \cdot a \quad (4.8)$$

Da die Variatorübersetzung eine Zustandsgröße des Systems ist, wird die Stellrate aus der zeitlichen Ableitung der Definitionsgleichung für das Variatorübersetzungsverhältnis errechnet.

$$i_{Var} = \frac{r_{SS2}}{r_{SS1}}$$

$$\dot{i}_{Var} = \frac{\dot{r}_{SS2} \cdot r_{SS1} - r_{SS2} \cdot \dot{r}_{SS1}}{r_{SS1}^2} \quad (4.9)$$

Schneidet man am Variator die Scheibensätze frei, kann unter Berücksichtigung der Vorzeichen nach **Bild 4.12** aus den entstehenden Drehmomentbilanzen ein Zusammenhang für die rotatorische Beschleunigung am Scheibensatz 1 abgeleitet werden.

$$\omega_{SS1} = -\omega_{SS2} \cdot i_{Var}$$

$$J_{SS1} \cdot \dot{\omega}_{SS1} = T_{Kette,ein} - T_{SS1}$$

$$T_{Kette,ein} \cdot i_{Var} - T_{Kette,aus} = 0$$

$$J_{SS2} \cdot \dot{\omega}_{SS2} = J_{SS2} \cdot \left(\frac{i_{Var} \cdot \dot{\omega}_{SS1} - \omega_{SS1} \cdot \dot{i}_{Var}}{i_{Var}^2} \right) = T_{Kette,aus} - T_{SS2}$$

$$\dot{\omega}_{SS1} = \frac{1}{J_{SS1} + \frac{J_{SS2}}{i_{Var}^2}} \cdot \left(\frac{T_{SS2}}{i_{Var}} - T_{SS1} + \frac{\dot{i}_{Var} \cdot \omega_1 \cdot J_{SS2}}{i_{Var}^3} \right) \quad (4.10)$$

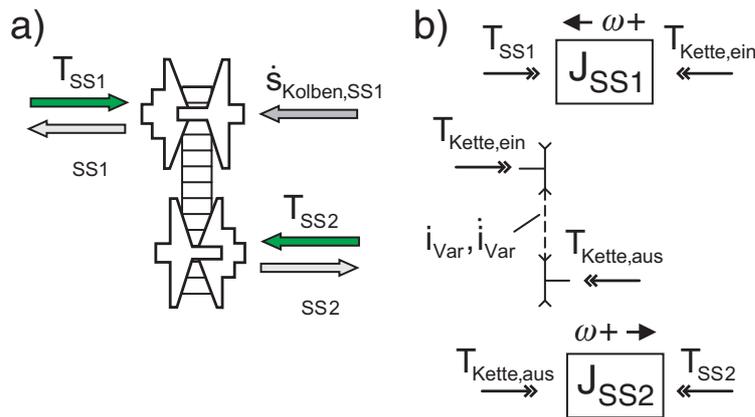


Bild 4.12: a) Ein- und Ausgangsgrößen am Simulationsmodell des mechanischen Variators. b) Freigeschnittenes mechanisches Ersatzmodell

Die Kenntnis der Position der Wegscheibe an SS2 ist nicht zwingend notwendig. Sie wird wegen der Vollständigkeit aus ihrem Zusammenhang mit der radialen Gleitgeschwindigkeit näherungsweise mit ermittelt.

$$\dot{x}_2 = -2 \cdot \dot{r}_2 \cdot \tan \nu_{SS2} \quad (4.11)$$

Damit im ausgeführten Variatormodell die Änderung des Scheibenwinkels an SS2 mit eingeht, ist eine Korrelationsfunktion in Abhängigkeit der Laufbahn an SS2 in der Form $\nu_{SS2} = f(r_{SS2})$ implementiert. Im Modell sind insgesamt 7 Zustandgrößen $\dot{x} = (\dot{x}_{SS1}, \dot{x}_{SS2}, \dot{r}_{SS1}, \dot{r}_{SS2}, \dot{\varphi}, \dot{i}_{Var}, \dot{\omega}_{SS1})$ zu berechnen. Nur in der Initialisierungsphase des Rechengangs erfolgt die Vorgabe der Scheibenpositionen in Abhängigkeit von der Variatorübersetzung über die in Bild 4.10 angegebenen Näherungsfunktionen.

4.2.2 Modellierung des P.I.V.-Anpresssystems

Als Aktor für die Steuerung der Drücke in den Anpresszylindern wurde ein hydraulisch vorgesteuerter Vierkantensteuerschieber (VKSS) nach [8] verwendet, der für die Anwendung weiter verbessert wurde, **Bild 4.13**. Die Position des Schiebers ist über eine Ventilverstärkerkarte lagegeregelt. Der Sollwert wird von einem beliebigen elektronischen Steuergerät als analoges Spannungssignal vorgegeben. In der Modellierung des Anpresssystems sollten soweit möglich alle Elemente des in Bild 4.13 dargestellten hydraulischen Schaltplans eingeschlossen werden. Die Dynamik des Vorsteuerventils ist vereinfacht durch ein P-T₂-Übertragungsglied mit einer Eckfrequenz von etwa $f_0 = 20 \text{ Hz}$ abgebildet. Diese Reduzierung der Modelltiefe ist im Hinblick auf die Rechenzeiten des Modells unter Berücksichtigung der deutlich geringeren Eigendynamik des Variators sinnvoll und zulässig.

Das Druckdifferenzventil im System schützt den Variator vor dynamischer Überlastung, indem es die maximal zulässige Differenz zwischen dem durch die Drehmomentfühler eingestellten Druck und dem von der Pumpe abgehenden maximalen Systemdruck begrenzt. Die Rückschlagventile erlauben die Umgehung der drosselnden

Ventile und ermöglichen die eingangs beschriebene Pumpfunktion der Drehmomentfühler. Mit der am Funktionsprüfstand variabel ausgeführten Grunddruckdrossel wird der minimale Systemdruck für den Fall niedriger Momente, bei denen die Drehmomentfühler noch nicht wirksam sind, vorgegeben. Das gewählte Grunddruckniveau lag bei den Versuchen im Bereich von etwa 3,5 bar.

Die Notwendigkeit der im P.I.V.-Anpresssystemen vorhandenen Rückschlagventile konnte in der Simulation nicht nachgewiesen werden. Selbst bei extrem steilen Drehmomentgradienten war zu keinem Zeitpunkt ein Volumenstrom über die Ventile zu beobachten. Der Hydraulikkreislauf ist sehr steif und Druckänderungen am Ende setzen sich beinahe zeitgleich im ganzen System fort.

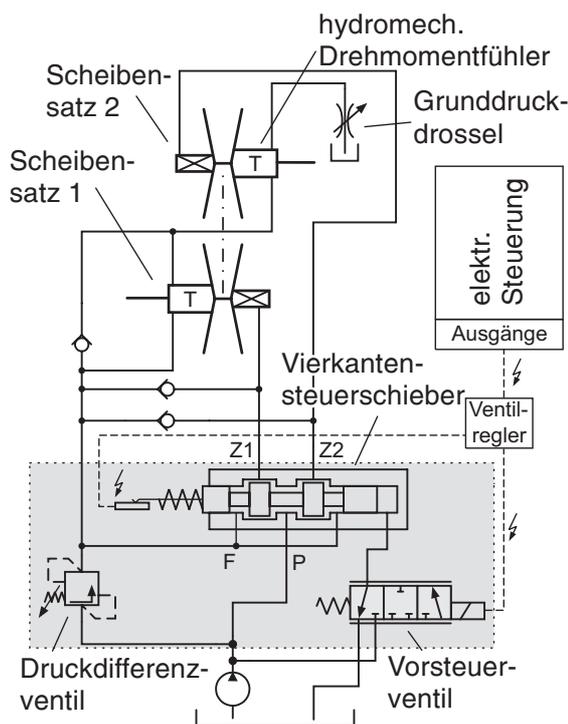


Bild 4.13: Hydraulischer Schaltplan des zu modellierenden Konstantstrom-Anpresssystems

4.2.2.1 Modellbildung und Parametrierung des Vierkantensteuerschiebers

Zur Parametrierung des Drosselverhaltens des Vierkantensteuerschiebers wurde am Hydraulikprüfstand des Instituts eine Kennlinie der Drücke in Abhängigkeit der Auslenkung x_{VKSS} aus der Nulllage heraus aufgenommen. Beim Versuchsaufbau sind die Zylinderanschlüsse des Ventilblocks mit einem Gleichlaufzylinder verbunden, bei dem die Kolbenstange in ihrer Bewegung blockiert war. Die Vorgabe des Druckniveaus erfolgt über ein elektrisch einstellbares Drosselventil.

In der AMESim Hydraulikbibliothek ist kein 4/3-Proportionalwegeventil vorhanden, das durch geeignete Parametrierung die Nachbildung des ermittelten Ventilverhaltens ermöglicht. Vielmehr muss das Ventil durch eine Kombination verfügbarer Basisfunktionalitäten zusammengesetzt werden. Für die Modellierung des VKSS wurde hierzu ein Modell ausgewählt, bei dem sich die turbulent durchströmte Fläche als Funktion des Schieberwegs angeben lässt. Das Ventil stellt mit seiner Anordnung von Strömungswiderständen eine hydraulische Vollbrücke dar, **Bild 4.14**, in der die Strömungskanten die variablen Einzelwiderstände bilden [215]. Die axiale Auslenkung des Schiebers bewirkt

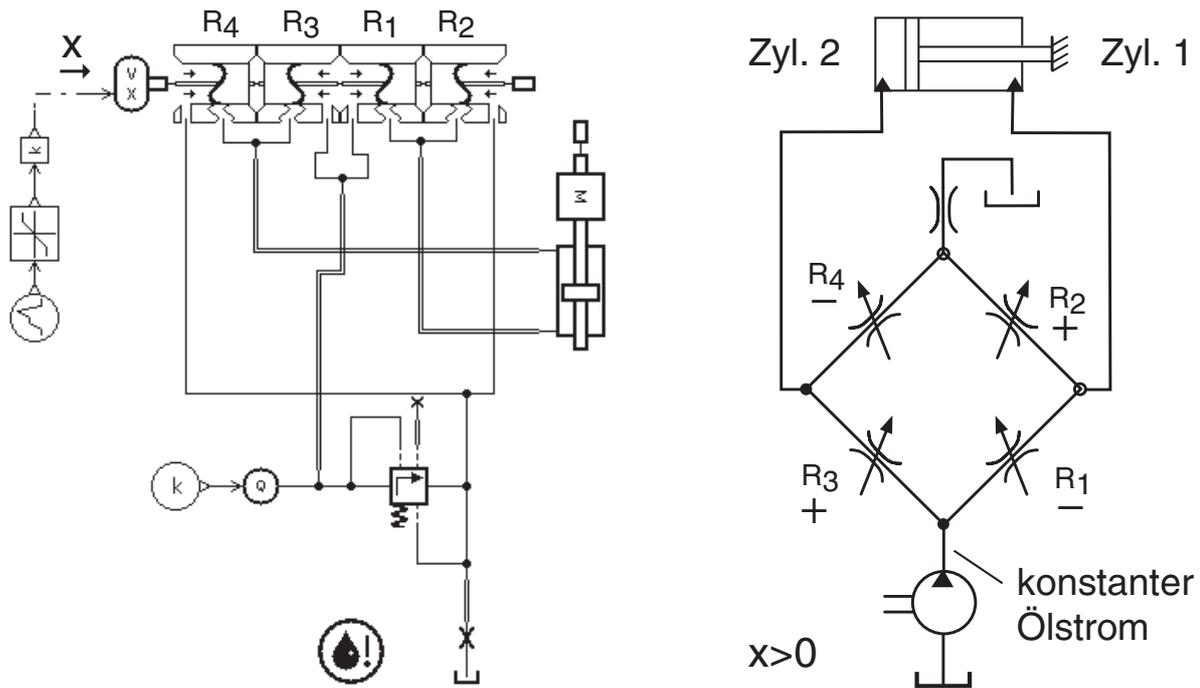


Bild 4.14: Nachbildung des Vierkantensteuerschiebers in AMESim (links im Bild) und hydraulisches Ersatzschaltbild (rechts); dargestellt ist die Änderung der Einzelwiderstände bei positiver Auslenkung

eine Verstimmung und erzeugt so eine Druckdifferenz an den Anschlusspunkten zu den Zylinderkammern.

Bezeichnet man die Widerstände der einzelnen Kanten wie in Bild 4.14 rechts, so sind die sich gegenüberliegenden Widerstände in den beiden Brückenzweigen immer gleich groß und es gilt im verstimmten Zustand $R_1 = R_4$ und $R_2 = R_3$. Bei angenommener turbulenter Durchströmung einer Blende lässt sich die zugehörige Querschnittsfläche bei bekanntem Volumenstrom Q über den gemessenen Druckabfall Δp berechnen.

$$A_{Korr} = \alpha \cdot A = \sqrt{\frac{\rho_{\text{Öl}} \cdot Q^2}{2 \cdot \Delta p}} \quad (4.13)$$

Nimmt man vereinfachend den Durchflusskoeffizienten konstant zu $\alpha = 1$ kann man mit einer Reihe von Messwerten für jede Steuerkantenstellung aus der zugehörigen Druckdifferenz einen Wert für eine korrigierte Fläche A_{Korr} bestimmen, in der die tatsächliche Durchflusszahl α bereits berücksichtigt ist. Messungen in [8] zeigen, dass in der Realität auch Durchflussziffern größer $a > 1$ auftreten können. Da die exakten Strömungsverhältnisse, besonders bei komplexerer Kantengeometrie nur mit Hilfe einer Computer-Fluid-Dynamischen (CFD)-Berechnung exakt ermittelt werden können, ist die Zusammenfassung sinnvoll.

Der Versuch, das Ventil mit Hilfe der CAD-Konstruktionsdaten zu abzustimmen resultierte wegen der Fertigungstoleranzen an den Feinsteuerkerben des Schiebers in relativ großen Unterschieden im Kennlinienverlauf. Ein solcher Ansatz wäre nur für Abschätzungen in einer frühen Projektierungsphase, bei der noch keine Messdaten verfügbar sind, sinnvoll. Durch die auf experimentell ermittelte Daten gestützte Parametrierung war es möglich, eine gute Übereinstimmung zwischen Versuch und den Simulation zu erreichen, **Bild 4.15**.

Die Abweichungen an den Extremwerten des Schieberwegs sind durch das Ansprechen des Druckdifferenzventils im Testaufbau verursacht. Die Charakteristik des Ventils musste durch eine entsprechende Schätzung aus den Herstellerangaben implementiert werden. Eine genaue Messung wurde für nicht notwendig erachtet, da das

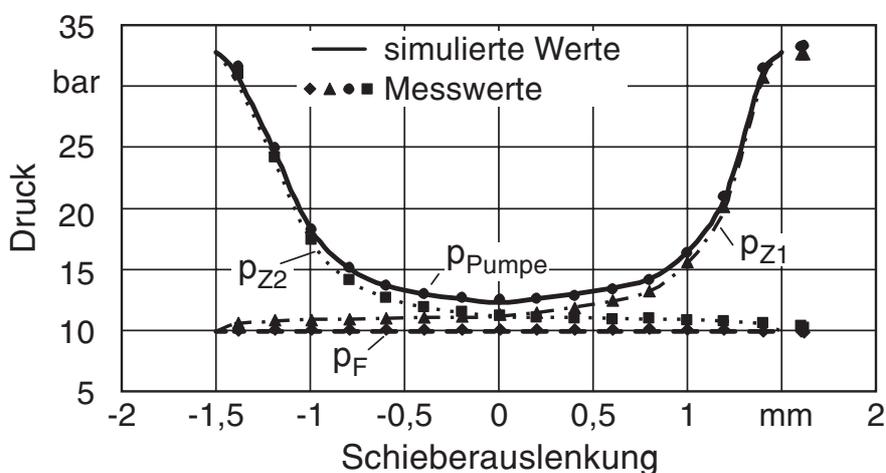


Bild 4.15: Vergleich der Kennlinien des VKSS in Messung und Simulation

Ventil im Normalbetrieb nicht durchströmt wird. Extreme Auslenkungen des VKSS führen im allgemeinen zu einer Schnellverstellung des Variators, bei der relativ hohe Volumenströme zu den Anpresszylindern fließen. Versuch und Simulation zeigen, dass der gewählte Volumenstrom im Anpresssystem von $Q = 8 \text{ l/min}$ nicht ausreicht, das Ventil bei einer Verstellung des Variators im Normalbetrieb zu öffnen.

4.2.2.2 Modellbildung und Parametrierung der Drehmomentfühler

Aus [8] wurde das Modell eines hydromechanischen Drehmomentfühlers übernommen, bei dem die gesamte Funktionalität des Fühlers in einzelne Teilfunktionen unterteilt wird. Dabei können im ersten Ansatz zwei Hauptbereiche unterschieden werden:

- Erzeugung des drehmomentproportionalen Anpressdrucks: Die Funktion des beweglichen Schiebers kann über eine parametrierbare Steuerrante erfolgen. Abhängig vom Verdrehwinkel verändert sich die durchströmte Querschnittsfläche und drosselt so den Volumenstrom. Ist ein Zusammenhang zwischen der Verdrehung des Fühlers, dem axialen Verfahrensweg und dem sich einstellenden Füh-

lerdruck bekannt, kann mit Hilfe der Blendenformel (4.13) ein Zusammenhang zwischen dem Weg der zu modellierenden Fühlerplatte und der jeweils durchströmten Querschnittsfläche gefunden werden.

- Pumpwirkung: Die bewegliche Fühlerplatte hat die Funktion des Kolbens in einem Zylinder und kann für diese Teilfunktion mit einem einfachen Kolbenelement modelliert werden.

Da zum verwendeten Variator keine Messergebnisse für den Zusammenhang zwischen Fühlerverdrehwinkel und anliegendem Drehmoment vorliegen, wurde bei der Modellierung der Zusammenhang nach den in [6] gezeigten Verläufen abgeschätzt.

Die Verdrehung der Fühlerplatten und ihr Einfluss auf den Antriebsstrang können durch eine zusätzliche mechanische Komponente berücksichtigt werden. Beim

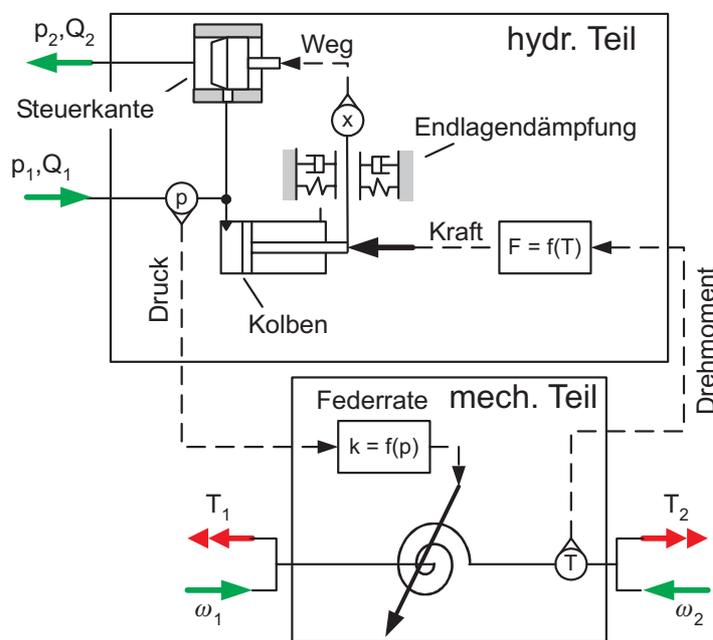


Bild 4.16: Aufgeteilte Modellierung des hydromechanischen Drehmomentfühlers in eine mechanische und hydraulische Teilstruktur; das mechanische System wird durch eine Feder mit variabler, vom Fühlerdruck abhängiger, Kennlinie erzeugt

Wechsel zwischen Zug- und Schubbetrieb des Getriebes kehrt sich die Richtung des Leistungsflusses und der Drehmomente um. In Folge dieses Wechsels verdreht sich der Fühler in Gegenrichtung. Die Torsion des Fühlers durch ein äußeres Moment lässt sich mit der Verdrehung einer Feder vergleichen. Die variable Drehfedersteifigkeit kann wegen der Proportionalität auch als Funktion des Fühlerdrucks $k_{\varphi, \text{Fühler}} = f(p_F)$ angegeben werden.

Die hydraulische Komponente des Fühlers wurde daher bei Bedarf um einen mechanischen Teil erweitert, **Bild 4.16**.

Die Aufteilung in ein mechanisches Teilmodell – die variable Feder – und ein hydraulisches Teilsystem – den mit der Steuerkante gekoppelten Kolben – erlaubt die Berücksichtigung des Verdrehwinkels. Lastwechselreaktionen und der Fahrbereichswechsel sind typische Anwendungsfälle, bei denen durch die Verdrehung Schwingungen angeregt werden können. Die Federraten eines Aufnehmers, **Bild 4.17**, wurden mit Hilfe von Messungen nach Sauer [6] ermittelt.

Bei niedrigen Fühlerdrücken, besonders wenn der hintere Fühler in der Serienschaltung – hier an Scheibensatz 2 – den Systemdruck bestimmt, traten in den Simulationen Situationen ein, bei denen die Rechengeschwindigkeit deutlich verlangsamt war. Mit Hilfe der Analysewerkzeuge

von AMESim konnte dieser Umstand auf Unstetigkeiten in der Kolbenbewegung zurück geführt werden. Sie werden durch den starren Endanschlag des Kolbens gegen den Zylinder verursacht. Eine elastische Endlagendämpfung der Fühlerkolben mit relativ steifen Feder-Dämpfer-Kombinationen in Parallelschaltung (Kelvin-Modell) an beiden Zylinderenden minimiert die rechenzeitintensiven Unstetigkeiten deutlich und verbessert die Leistung des Modells.

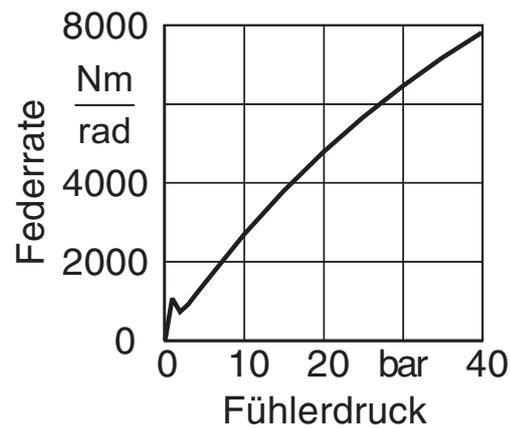


Bild 4.17: Federrate für das Modell des Drehmomentfühlers

4.2.2.3 Berücksichtigung des Anpresskraftverhältnisses

Ein zentrales Element der Modellstruktur für den Variator stellt der Block zur Berücksichtigung des auch als Stützung bezeichneten Anpresskraftverhältnisses ζ_{Kraft} dar, das in der Literatur als das Verhältnis der Anpresskräfte an den Scheibensätzen üblich ist:

$$\zeta_{Kraft} = \frac{F_{Anpress, An}}{F_{Anpress, Ab}}$$

Nach den klassischen Ansätzen von *Eytelwein* [127] wäre dieser Wert gleich 1. Beim Betrieb eines keilförmigen Umschlingungsgetriebes aus Stahl treten jedoch an Treibmittel und Scheiben wegen der großen Kräfte gewisse elastische Verformungen auf und die Kette läuft durch radiale Gleitbewegungen in Form einer archimedischen Spirale. Der Zugkraftauf- bzw. -abbau findet jeweils im Umschlingungsbogen an den Scheibensätzen statt und ist an den beiden Wellen unterschiedlich. Das Phänomen $\zeta_{Kraft} \neq 1$ hängt vor allem mit den Richtungen der Reibungskraftvektoren zusammen – die Einzelvektoren der Kontakte weichen mehr oder weniger von der Umfangsrichtung ab. Genauere Analysen der diesbezüglichen Mechanik findet man in [6, 137].

Für niedrige Eingangsdrehzahlen sind die Anpresskräfte etwa proportional zu den leicht messbaren Anpressdrücken. Ein aus Messdaten ermitteltes Kennfeld für das Anpressdruckverhältnis ζ_{Druck} für stationäre Betriebszustände ist in **Bild 4.18** dargestellt.

Bei hohen Drehzahlen in den Scheibensätzen kann es zu großen, durch die Fliehkräfte in den Anpresszylindern verursachte, Abweichungen kommen, und es muss

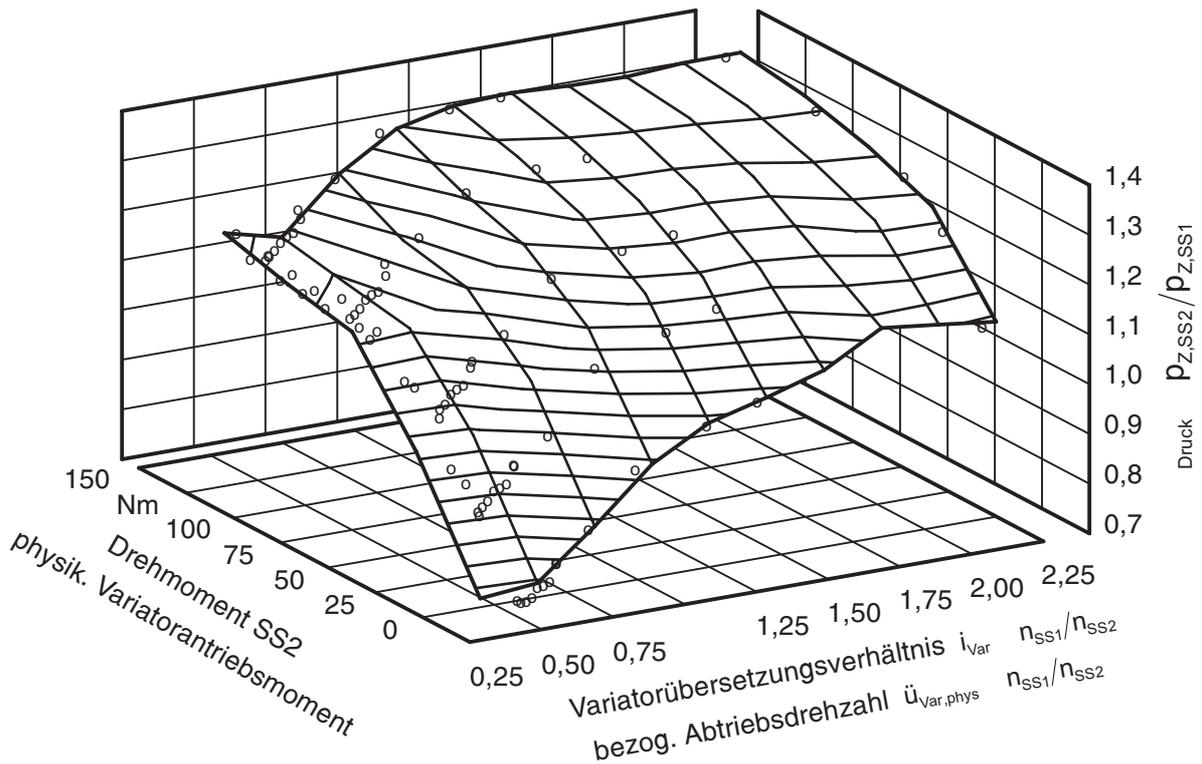


Bild 4.18: Kennfeld des Anpressdruckverhältnisses $\zeta_{Druck} = p_{Z2}/p_{Z1}$ für den Fall des Variatorantriebs über den Scheibensatz 2 (Drehzahl am Getriebeeingang $n_{an} = 1000 \text{ U/min}$); Antragung der Drehzahlverhältnisse am Variator als bezogene Abtriebsdrehzahl $\ddot{u}_{Var,phys}$ unter Berücksichtigung der physikalischen Wirkrichtung

zwischen dem Anpresskraft- und dem Anpressdruckverhältnis unterschieden werden. Ein Anpresskolben ist als rotierender Hydraulikzylinder aufzufassen, in dem sich ein von der Winkelgeschwindigkeit und vom Abstand von der Rotationsachse abhängiger dynamischer Druckverlauf einstellt.

$$dp(r) = \frac{dF_{Zentr}(r)}{A(r)} = \frac{\rho_{\ddot{O}l} \cdot A(r) \cdot dr \cdot \omega^2 \cdot r}{A(r)}$$

$$\frac{dp(r)}{dr} = \rho_{\ddot{O}l} \cdot \omega^2 \cdot r$$

$$p(r) = \frac{1}{2} \cdot \rho_{\ddot{O}l} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \quad (4.11)$$

Integriert man Gl. (4.11) über die gesamte Kolbenfläche und dividiert den Wert anschließend durch diese, kann man einen effektiven dynamischen Durchschnittsdruck zwischen Innen- und Außenradius angeben.

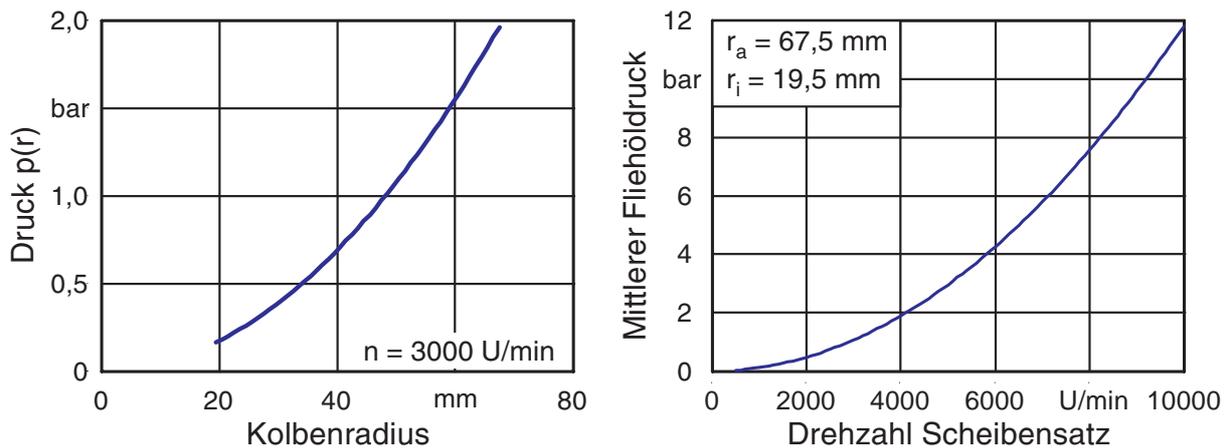


Bild 4.19: Verlauf des durch Rotation entstehenden Drucks über dem Radius des Zylinders (links); resultierender mittlerer Fliehöl Druck im Anpresskolben in Abhängigkeit von der Drehzahl (rechts)

$$\bar{p}_{dyn} = \frac{2 \cdot \pi \cdot \int_{r_i}^{r_a} \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{Öl}} \cdot \omega^2 \cdot r^2 \cdot r \cdot dr}{A_{\text{Kolben}}}$$

$$\bar{p}_{dyn} = \frac{1}{4} \cdot \rho_{\text{Öl}} \cdot \omega^2 \cdot (r_a^2 + r_i^2) \quad (4.12)$$

Sowohl die Drehzahl als auch der Radius des Zylinders gehen in zweiter Potenz ein. Wegen der großen Durchmesser der Anpresszylinder des Variators entstehen daher bei hohen Drehzahlen große zusätzliche dynamische Anpresskräfte, **Bild 4.19**. Kritisch bezüglich des Variatorwirkungsgrades sind hohe Drehzahlen und niedrige Variatormomente, da dort durch den dynamischen Druck große Überanpressungen entstehen.

In den Extremstellungen des Variators treten die größten äußeren Ungleichgewichte auf. Verwendet man als Stellglied einen Vierkantensteuerschieber, kann der Fliehkrafteinfluss dort mitunter Stabilitätsprobleme verursachen. Steigert man die Eingangsdrehzahl bei gleichbleibender Variatorübersetzung, erhöhen sich die dynamischen Anteile der Anpresskräfte. Dementsprechend müssen die statischen, durch das Stellglied vorgegebenen Anteile reduziert werden, damit sich das erforderliche Ungleichgewicht der Anpresskräfte einstellt. Gemäß der Kennlinie in Bild 4.15 muss die Auslenkung des VKSS zurück genommen werden. Kam es bei Versuchen zum Übergang auf die Gegenflanke der Kennlinie ($p_{Z,SS1} = p_{Z,SS2}$) konnten Instabilitäten im Variatorverhalten beobachtet werden.

Die zusätzlichen Anpresskräfte sind schädlich hinsichtlich Lebensdauer, Variatorwirkungsgrad und Regelungsverhalten. Mit speziellen Kompensationshauben, wie sie auch bei nassen Lamellenkupplungen eingesetzt werden, kann man eine Gegenkraft erzeugen, die idealerweise genauso groß ist wie die dynamische Kraft in den

Zylindern. Für den dynamischen Druck in der Kompensationshaube gilt dabei nach **Bild 4.20** ein ähnlicher Druckverlauf wie nach (4.11) im Anpresskolben.

$$p_{Komp}(r) = \frac{1}{2} \cdot \rho_{Öl} \cdot \omega^2 \cdot (r^2 - r_F^2) \quad (4.12)$$

Zur vollständigen Kompensation der durch die Zentripetalkraft hervorgerufenen Drücke im Anpresskolben muss die drucklose Befüllung der Kompensationshaube in der Drehachse erfolgen. Der Halbmesser r_F an der Haube wäre in diesem Fall null. Die konstruktive Ausführung einer derartigen

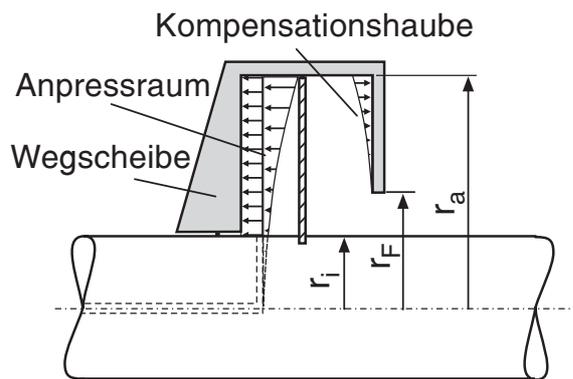


Bild 4.20: Schema der Fliehölkompensation durch Aufbau eines dyn. Gegen-drucks an der Wegscheibe

Lösung ist wegen der Lagerung der Scheibensätze jedoch nicht möglich. Nachträglich am Kettenwandler des Funktionsprüfstands angebrachte Fliehölhauben brachten trotz der durch den Bauraum bedingten zu kleinen Kompensationsflächen eine Stabilisierung des Kettenwandlers.

Für die Erstellung des Simulationsmodells wird in der Folge angenommen, dass das Verhältnis der Anpresskräfte, die sich im Wesentlichen aus statischen und dynamischen Drücken zusammensetzen, im Gegensatz zu dem der gemessenen Anpressdrücke von der Drehzahl nur geringfügig beeinflusst wird. Es können nur die vom Stellglied erzeugten Drücke ohne die dynamischen Anteile gemessen werden.

Der Gleichlaufzylinder, mit dem die Anpressräume abgebildet werden, und dessen axiale Verschiebung mit der Bewegung der Wegscheibe gleichgesetzt wird, hat auf beiden Seiten identische Kolbenflächen. Er wäre demnach in Ruhe, wenn auf der linken und rechten Kolbenseite die gleichen Drücke herrschten. Wie gezeigt sind jedoch bei Umschlingungsgetrieben für den stationären Betrieb verschieden große Anpressdrücke notwendig.

Der Zylinder muss daher mit einer äußeren Kraft F_{Stat} beaufschlagt werden, die für das notwendige Ungleichgewicht der Kräfte sorgt, **Bild 4.21**. Diese Kraft wird im Simulationsmodell fortlaufend aus den aktuellen Betriebsdaten ermittelt und in einem speziell programmierten Block verarbeitet. In [8] werden zur Ermittlung des Anpressdruckverhältnisses sechs Kennfelder herangezogen, die bei verschiedenen Drehzahlen aufgenommen wurden. Der neue Ansatz soll durch die Unterscheidung in dynamische und statische Anteile der Anpresskraft mit nur einem Kennfeld für das Verhältnis der Anpresskräfte auskommen. Mit dem Drehmomentsignal für die Sekundärwelle des

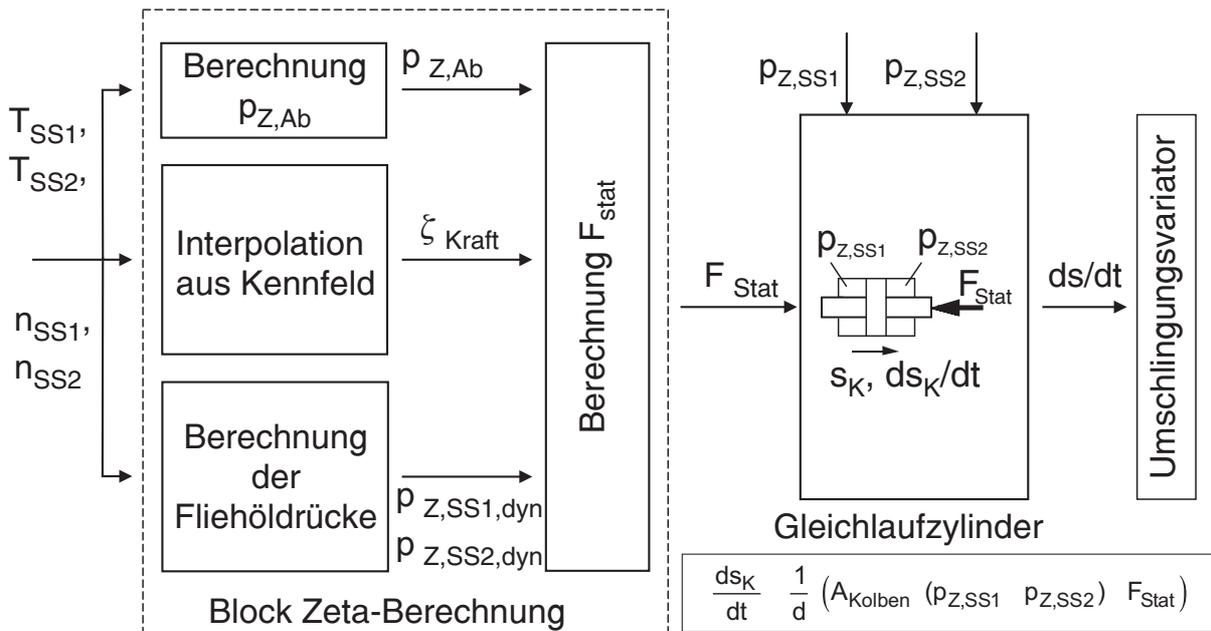


Bild 4.21: Zusammenwirken der Blöcke Zeta-Berechnung und Gleichlaufzylinder für die Vorgabe der Stellrate der Wegscheibe am Scheibensatz 1

Variators und dem Drehzahlverhältnis wird aus einem ζ_{Kraft} -Kennfeld, das sowohl den Zug- als auch Schubbetrieb des Variators berücksichtigt, ein Anpresskraftverhältnis ausgelesen, **Bild 4.22**. Die Berücksichtigung beider Lastfälle im Kennfeld vermeidet Unstetigkeiten bei Übergängen. Der sich durch die Fühler einstellende Anpressdruck an der getriebenen Variatorwelle wird aus den aktuellen Betriebsdaten geschätzt. Die dynamischen Drücke berechnen sich direkt aus den Drehzahlen an den Scheibensätzen, wobei die Kompensationsanteile aus vorhandenen Fliehölhauben eine

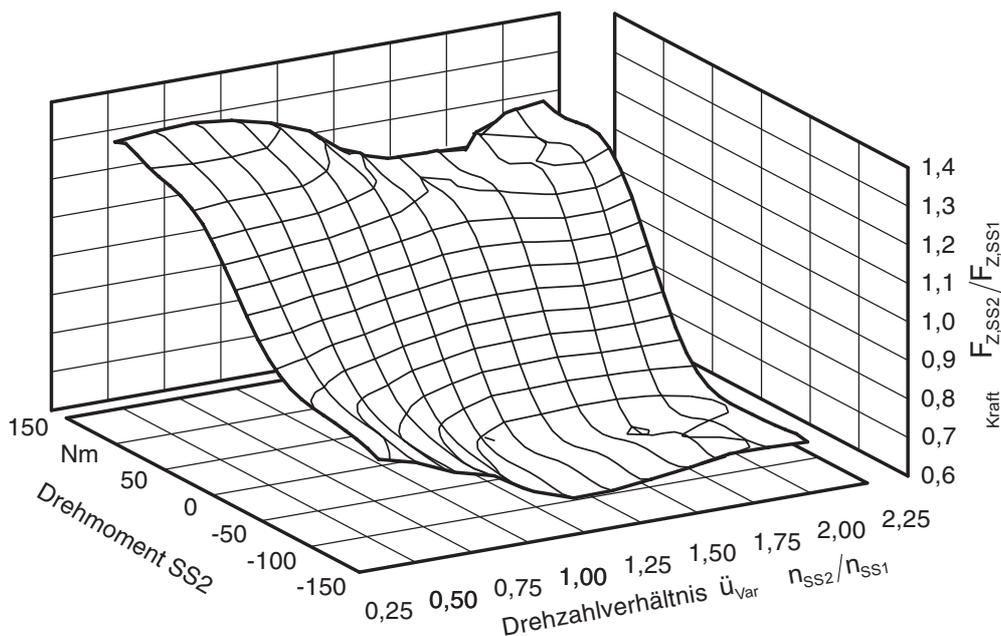


Bild 4.22: Kennfeld des Anpresskraftverhältnisses $\zeta_{Kraft} = F_{Z,SS2} / F_{Z,SS1}$ für Zug- und Schubbetrieb als Datenbasis im Simulationsmodell

entsprechende Berücksichtigung finden. Aus den Daten kann so die Kraft F_{Stat} kalkuliert werden, die auf den Zylinder wirkt.

Entspricht die Differenz der durch den VKSS vorgegebenen Drücke dieser Kraft, bleibt der Zylinder in Ruhe. Weichen die Drücke ab, entsteht aus dem überschüssigen Kraftanteil eine Bewegung des Zylinders, der eine im Modell eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskraft gegengerichtet ist.

Die Dämpfungskraft, die der Zylinderbewegung entgegenwirkt, wurde empirisch bestimmt zunächst als konstant zu $d = 22,7 \cdot 10^4 \text{ Ns/m}$ angenommen. Die Einführung eines von der Variatorübersetzung abhängigen variablen Korrekturfaktors k , **Bild 4.23**, konnte die Übereinstimmung zwischen Messung und Versuch für Schnellverstellvorgänge besonders bei hohen abtriebsseitigen Trägheitsmomenten weiter erhöhen.

Die korrigierte Dämpfungskonstante d^* wird durch Multiplikation mit diesem Vorfaktor berechnet:

$$d^* = k(\dot{u}_{Var}) \cdot d$$

4.2.3 Modellierung der leistungsverzweigten mechanischen Struktur

Das Modell der leistungsverzweigten Struktur konnte im übrigen weitgehend mit vorhandenen Blöcken aus den Bibliotheken von AMESim erstellt werden, **Bild 4.24**.

Das Teilmodell für die Berechnung der Variatorverluste wurde eigens programmiert. Es reduziert das Ausgangs- gegenüber dem Eingangsmoment entsprechend einer äußeren Vorgabe. Der Verlustgrad des Variators kann bei hohen Lasten in erster Näherung als konstant angenommen werden. Bei genauerer Abbildung wird die Abhängigkeit des Variatorwirkungsgrades von Übersetzung und Lastmoment über ein geeignetes Kennfeld vorgegeben.

In den Stirnradstufen und im Planetengetriebe werden lastabhängige Verlustanteile durch konstante Faktoren modelliert. Leerlaufverluste fließen über entsprechende drehzahlabhängige Reibungselemente ein.

Trägheitsmomente, Steifigkeiten und Dämpfungen der Einzelkomponenten konnten aus zugehörigen Datenblättern entnommen bzw. aus den CAD-Konstruktionsdaten des Funktionsprüfstandes abgeschätzt werden. Die Struktur beinhaltet nur

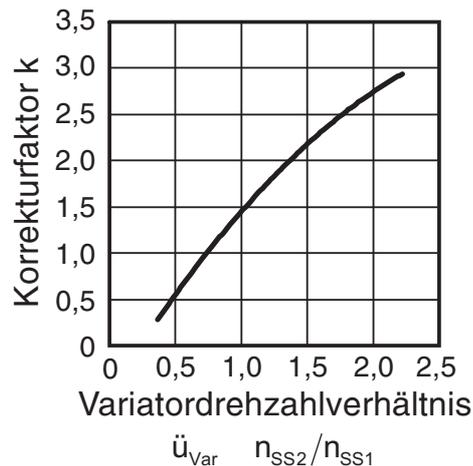


Bild 4.23: Verlauf des übersetzungsabhängigen Korrekturfaktors k zur Berechnung der veränderlichen Dämpfungsrate für die Bewegung des Gleichlaufzylinders.

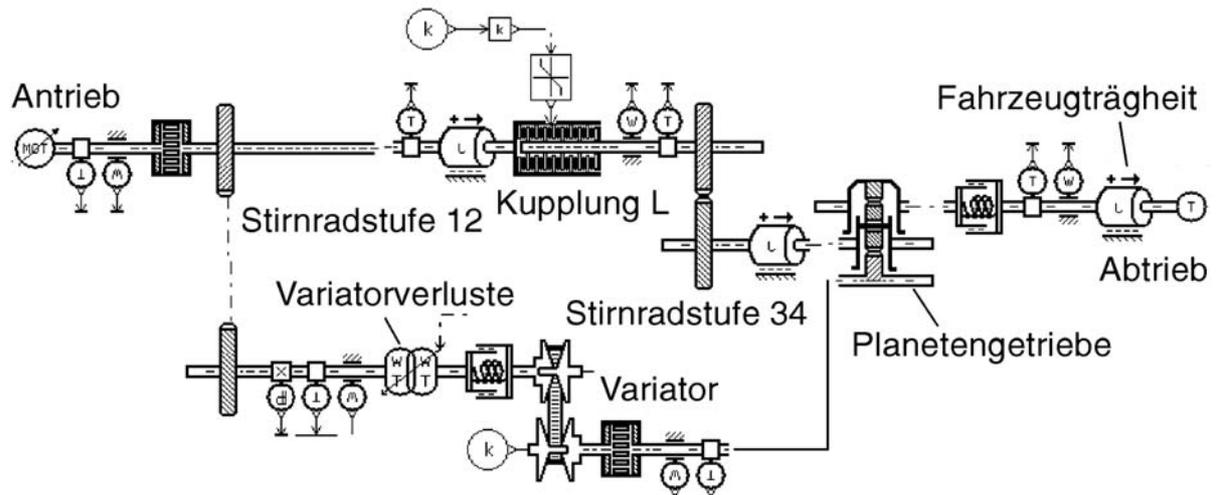


Bild 4.24: AMESim-Modell der leistungsverzweigten mechanischen Getriebestruktur (hier ohne die Kupplung H)

die Steifigkeiten der verlängerten Motorwelle und die des Variators. Am Abtrieb wird die durch lange Wellen relativ weiche Anbindung der Abtriebsträgheit beim realen Prüfstandsaufbau nachgebildet.

4.2.4 Vergleich Messung – Simulation

Um die Qualität des Modells zu dokumentieren, wurde das Simulationsmodell zunächst antriebsseitig mit dem Verlauf der gemessenen Antriebsdrehzahl und am Abtrieb mit dem gemessenen Lastmoment beaufschlagt. Als vorgegebener Sollwert für das Variator-drehzahlverhältnis $\ddot{u}_{Var,soll}$ diente der Messwert des Drehzahlverhältnisses $\ddot{u}_{Var,ist,Mess}$. Ein auf die Simulationsumgebung optimal abgestimmter Übersetzungsregler sorgte für ein möglichst deckungsgleiches Folgeverhalten des Modells auf den Verlauf des Vorgabewertes.

Die in **Bild 4.25** dargestellten Verlaufskurven stammen aus dem frühen Stadium einer Versuchsreihe. Der Versuch – Anfahren von stationären Übersetzungspunkten bei definierter Abtriebslast – war Teil der Untersuchungen zur Ermittlung des Störgrößenkennfeldes und ist durch relativ große Überschwingamplituden des Variator-drehzahlverhältnisses gekennzeichnet. Diese sind durch die vergleichsweise einfache, nicht optimierte und ohne Vorsteuerung ausgestattete Reglerstruktur bedingt. Der Versuch eignet sich aber grundsätzlich sehr gut, das Systemverhalten des Simulationsmodells mit dem des realen Funktionsmusters zu vergleichen.

Über die gesamte Messdauer stimmen die Verläufe aller dargestellten Größen gut überein. Insbesondere der geringe Unterschied im Niveau zwischen den gemessenen und simulierten Drücken in den Anpresszylindern ist bemerkenswert und belegt die hinreichende Qualität der gewählten Modellierung. Der sehr ähnliche Verlauf der Aus-

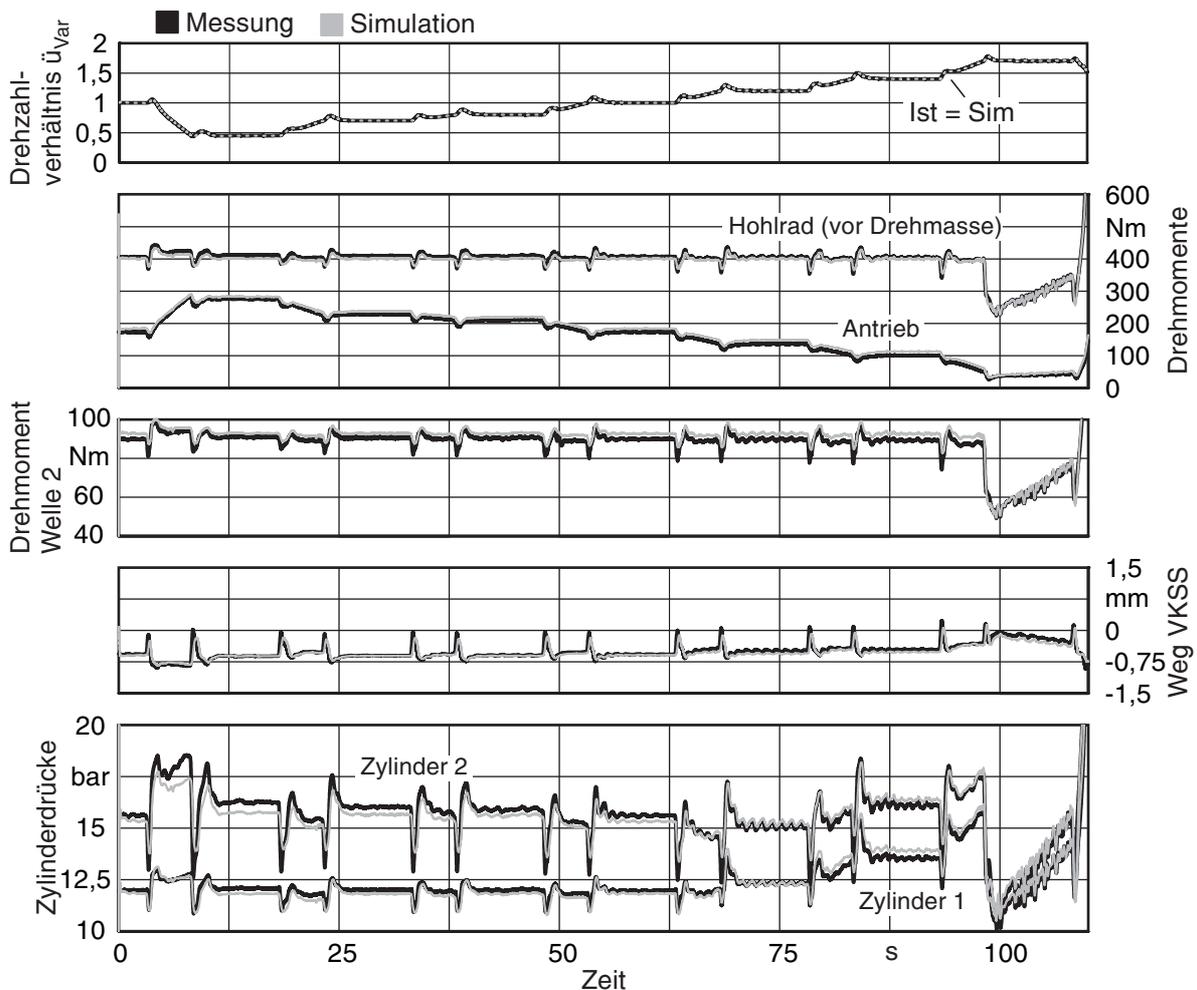


Bild 4.25: Vergleich zwischen Messung und Simulation bei identischen Verläufen des Drehzahlverhältnisses am Variator und gleichen äußeren Lasten ($n_{An} = 1000 \text{ U/min}$, $T_{Ab} = 400 \text{ Nm}$, Zugbetrieb); Sollwert für das Variatordrehzahlverhältnis ist der Ist-Wert des Versuchs

lenkung des Vierkantensteuerschiebers dokumentiert die geeignete Berücksichtigung der Anpresskräfte und ihren Einfluss auf das Gesamtmodell.

In einem zweiten Schritt wurde die am Prüfstand verwendete Reglerstruktur möglichst exakt in AMESim rekonstruiert. Unterschiede ergeben sich jedoch dadurch, dass in der Simulation ein zeitkontinuierliches Modell berechnet wird, während der digitale Regler am Prüfstand ein diskretes System mit konstanter Abtastrate darstellt. Der Übersetzungsregler des Simulationsmodells wurde mit den gleichen Verstärkungsfaktoren und Umschaltgrenzen wie der reale Regler am Prüfstand parametrisiert. Die Datenbasis der Vorsteuerung bildete das im Versuch ermittelte Kennfeld für die Position des Vierkantensteuerschiebers in der Form $x_{VKSS} = f(\ddot{u}_{Var,soll}, T_{Welle2})$. Als Vorgabewert für das Variatordrehzahlverhältnis $\ddot{u}_{Var,soll}$ in der Simulation wurde der Sollwert aus dem Versuch eingesetzt.

Bild 4.26 zeigt Ergebnisse aus den Untersuchungen zum aktiven Stillstand. Der Prüfstand wurde dazu entsprechend umgerüstet. Ausgehend von einem Variatorsoll-drehzahlverhältnis $\ddot{u}_{Var,soll} = 1$ wird unter Last in den Stillstand verzögert (3s) und nach einer gewissen Verweildauer aus diesem heraus bis zur maximalen Abtriebsdrehzahl beschleunigt (ab 9,5s). Die Antriebsdrehzahl war dabei konstant und die Drehzahländerung am Abtrieb erfolgte nur durch die Verstellung des Variators. Auch in diesem Fall ist eine gute Übereinstimmung der charakteristischen Größen in Simulation und Messung erkennbar.

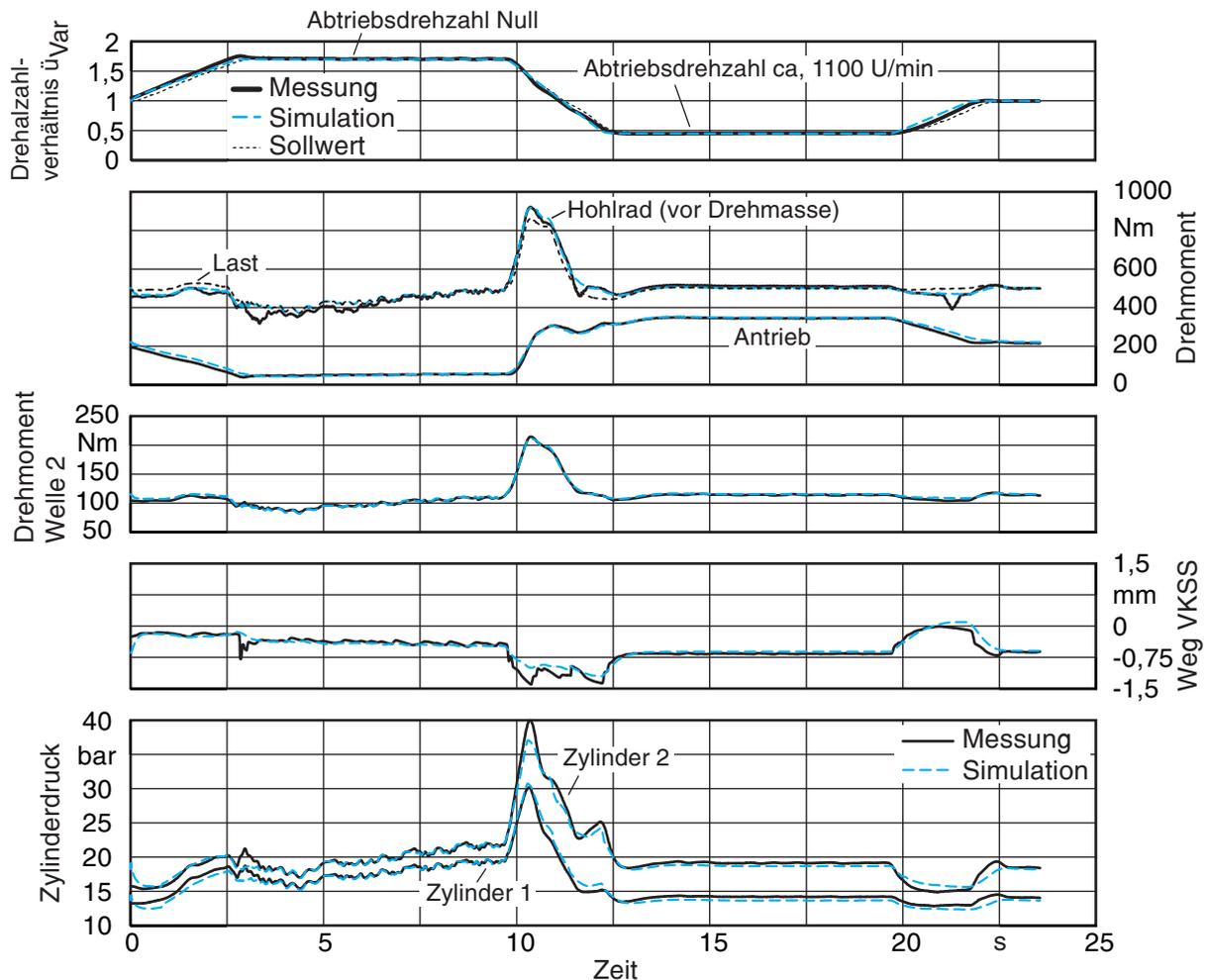


Bild 4.26: Vergleich zwischen Messung und Simulation bei identischen Verläufen des Drehzahlverhältnisses am Variator und gleichen äußeren Lasten ($n_{An} = 1000 \text{ U/min}$, $T_{Last} = 500 \text{ Nm}$, Zugbetrieb); identische Sollwerte in Simulation und Messung

Am Prüfstand neigt das System jedoch leichter zum Überschwingen wie bei $t = 3 \text{ s}$ zu erkennen ist. Trotz zahlreicher Anstrengungen, beispielsweise durch Veränderungen in Steifigkeiten und Dämpfungen des Modells dieses Verhalten vollständig abzubilden, gelang dies nicht vollständig. Ein Erklärungsansatz könnte in dem stark vereinfachten Variatormodell gesucht werden. Am Variator entstehen beim Verstellvorgang durch die rotorische Beschleunigung der Scheibensätze Kräfte in der Kette, die entsprechende

Reibungskräfte in den Kontakten am Scheibensatz zur Folge haben. Diese beeinflussen die lineare Verstellbewegung der Wegscheiben. Das Modell berücksichtigt die physikalische Rückwirkung jedoch nur die Anpassung der durch die Momente hervorgerufenen Anpressdrücke und die Veränderung der dynamischen Druckanteile.

4.3 Quasistationäres Simulationsmodell

Zur Untersuchung energetischer Fragestellungen wurde ein quasistationäres Simulationsmodell mit Hilfe der Software MATLAB/SIMULINK erstellt, **Bild 4.27**. Der einfache, auf Kennfeldern und Kennlinien basierende Modellaufbau ohne Rückkopplungen ermöglicht sehr kurze Simulations-Rechenzeiten. Das Modell erlaubt die einfache

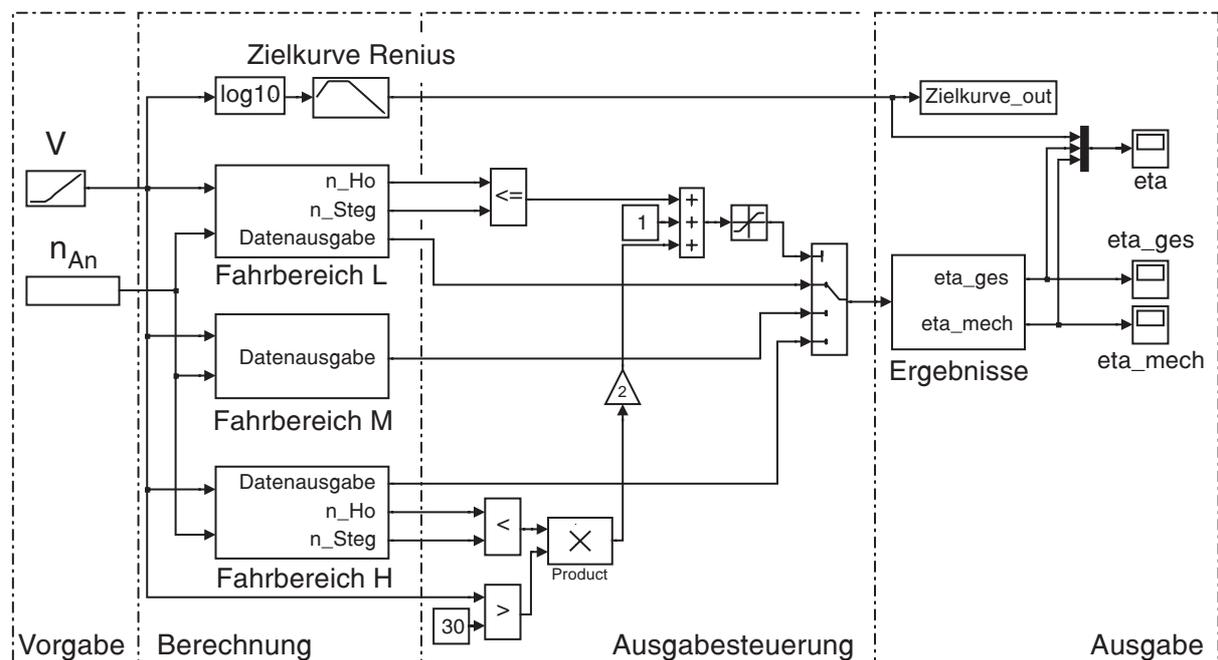


Bild 4.27: Aufbau des quasistationären Simulationsmodells zur Untersuchung energetischer Fragestellungen

Durchführung von Parameter- und Konzeptstudien zu verschiedenen Auslegungen der Struktur. Entsprechend einer vorgegebenen Fahrgeschwindigkeit wird der Gesamtwirkungsgrad aus den einzelnen Verlusten des Antriebsstrangs berechnet. Obwohl für Traktoren keine genormten Fahrzyklen existieren, ist die Vorgabe einer Geschwindigkeitsverteilung für Energiebetrachtungen hilfreich und deshalb realisiert. Das Modell wird über zentrale Einstellungsdateien (m-files) parametrisiert und gesteuert. Die Modellierung beinhaltet:

- Fahrzeugdaten (z.B. Motorisierung, Eingangsdrehzahl)
- Rutschgrenze Rad-Boden (Fahrzeuggewicht, Kraftschlussbeiwert $\kappa + \rho$)
- Lastabhängige Verluste der Stirnradstufen und des Planetengetriebes über konstante Verlustfaktoren

- Leerlaufverluste über drehzahlabhängige Kennlinienverläufe
- Variatorwirkungsgrad ohne Hydraulik über Kennfelder der Form

$$\eta_{Var} = f(T_{Var, An}, i_{Var}) [6, 213]$$
- Schleppverluste in nassen Lamellenkupplungen nach [216, 217, 218]
- Geschwindigkeitseinfluss des Hinterachswirkungsgrades nach [14]
- Beliebige Varianten hydraulischer Versorgungssysteme für Variator und Kupplungen in eigenen Subsystemen

Das Modell ist so aufgebaut, dass die in Bild 3.8 gezeigte Struktur mit maximal drei Fahrbereichen untersucht werden kann.

Das System des Fahrbereichs L ist in **Bild 4.28** exemplarisch dargestellt. Im Unterschied zu den anderen Fahrstufen findet darin eine Überprüfung des übertragbaren Drehmomentes am Reifen statt. Kommt es zur Überschreitung der Kraftschlussgrenze, wird das Eingangsdrehmoment entsprechend zurückgenommen.

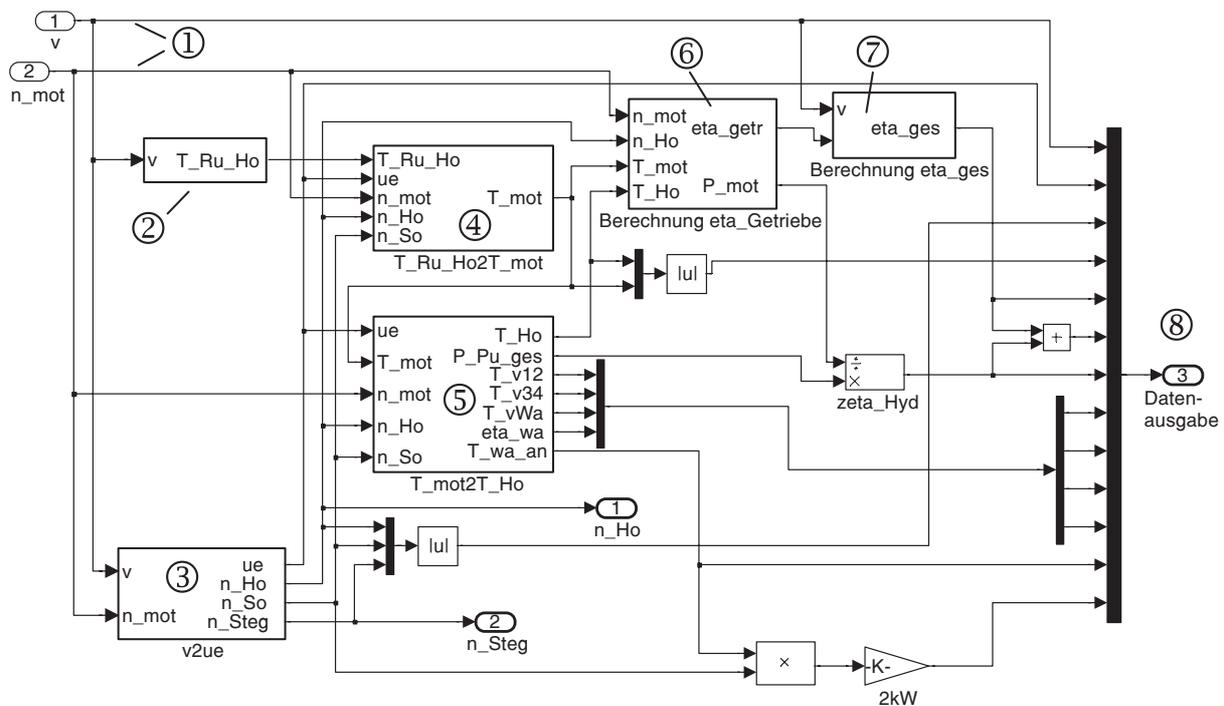


Bild 4.28: Modellaufbau Fahrbereich L für quasistationäres Simulationsmodell

Bei der Abarbeitung des Programms werden folgende Schritte ausgeführt:

- ① Vorgabe der Eingangsdaten (Fahrgeschwindigkeit, Eingangsdrehzahl)
- ② Berechnung des maximal übertragbaren Hohlradrehmomentes (aus der Traktion des Fahrwerks) unter Berücksichtigung abtriebsseitiger Wirkungsgrade hinter dem Hohlrad
- ③ Bereitstellung der Drehzahlen im Planetensatz und des Drehzahlverhältnisses am Variator

- ④ Festlegung des Getriebeeingangsmomentes durch Überprüfung der Traktionsgrenze (vom Abtrieb zum Antrieb, inkl. Hydraulik)
- ⑤ Berechnung des Hohlraddrehmomentes (vom Antrieb zum Abtrieb, inkl. Hydraulik)
- ⑥ Bestimmung des Wirkungsgrades im stufenlosen Teil (Eingang-Hohlrad)
- ⑦ Berechnung Gesamtwirkungsgrad (Eingang-Radnabe)
- ⑧ Bereitstellung der Daten in einem Ausgabevektor

4.4 Rapid-Control-Prototyping

Nach Einführung eines elektronischen Stellglieds am Kettenwandler musste eine Betätigungs- und Überwachungsumgebung für die Prüfstandsversuche erstellt werden. Um dabei Synergieeffekte aus vorangegangenen Simulationsuntersuchungen optimal nutzen zu können, fand ein Rapid-Control-Prototyping (RCP)-System der Fa. dSpace, Paderborn, Verwendung. Alle Funktionalitäten können zunächst mit MATLAB/SIMULINK entwickelt und erprobt werden. Die Konvertierung in echtzeitfähigen Programmcode erfolgt mit Hilfe des Realtime-Workshops. Der Code wird dann auf der dSpace-Hardware (DS1103 PPC Single-Board-Controller-Board), die als Einsteckplatine am PCI-Bus eines herkömmlichen PC's betrieben wird, ausgeführt. Für die Erstellung komplexer Zustandsautomaten diente die SIMULINK-Toolbox Stateflow.

Mit der Software „Control Desk“ konnte eine übersichtliche und jederzeit flexibel erweiterbare Bedienoberfläche realisiert werden. Übersichtliche Anzeigeinstrumente und Visualisierungen auf dem Bildschirm ermöglichen einen sicheren Prüfstandsbetrieb. Besonders vorteilhaft ist dabei der Online-Zugriff auf sämtliche Programmparameter.

4.4.1 Betätigungsumgebung für den Funktionsprüfstand

Die Aufgaben der Benutzerschnittstelle lassen sich getriebe- und prüfstandsbezogen gruppieren, **Bild 4.29**. Zu den getriebeseitigen Aufgaben zählen Übersetzungsvorgabe, Übersetzungsregelung, Kupplungsansteuerung und Schaltlogik. Zur Überwachung des Prüfstands wurden die Zustände (Haften-Gleiten-geöffnet) der Lamellenkupplungen – soweit in der jeweiligen Konfiguration vorhanden – bestimmt und zusammen mit dem Block „Prüfstandskontrolle“ eingesetzt um kritische Systemzustände bzw. Fehler zu erkennen und angemessen reagieren zu können (z. B. mit Not-Aus).

Der modulare Aufbau erlaubt die flexible Erweiterung und Anpassung der Struktur.

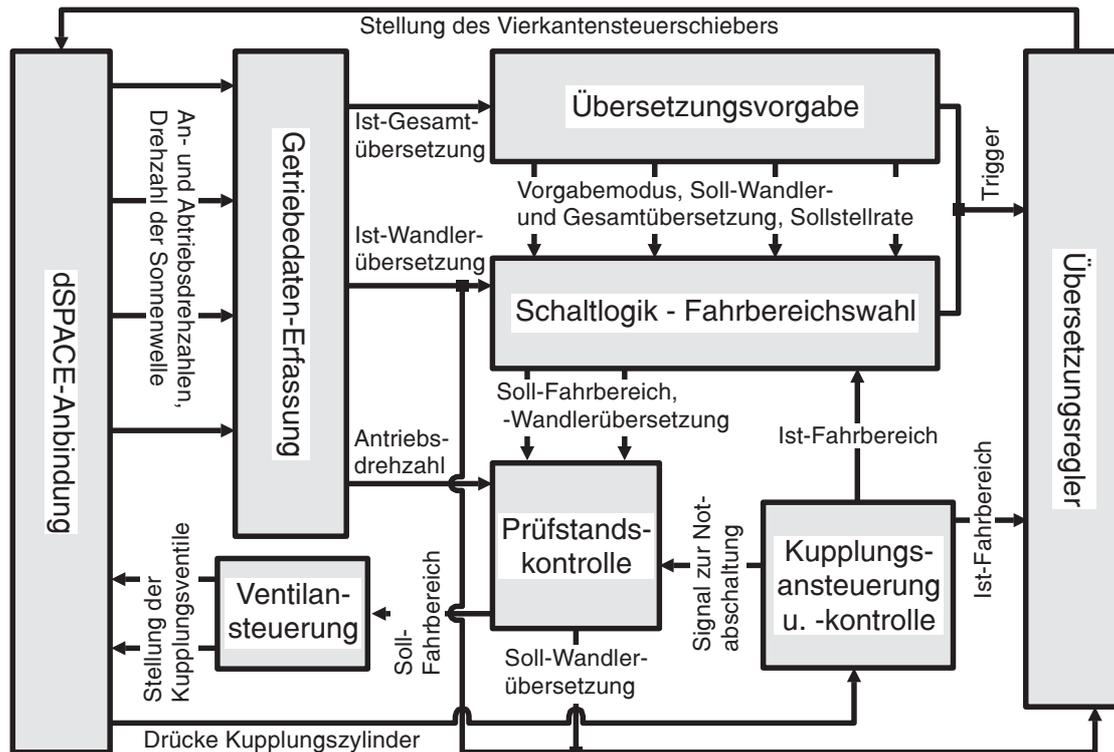


Bild 4.29: Struktur der Steuerungs- und Betätigungsumgebung für den Funktionsprüfstand

4.4.2 Struktur des Übersetzungsreglers

Abhängig von den Betriebsparametern stellt sich für jedes Druckverhältnis in den Anpresszylindern ein zugehöriges Verhältnis der Drehzahlen an den Variatorwellen ein. Bei Umschlingungsgetrieben liegt deshalb eine Übersetzungsregelung vor.

Zur Gewährleistung einer sicheren Drehmomentübertragung ist am getriebenen Scheibensatz ein durch das Belastungsniveau bestimmter Anpressdruck notwendig. Als Freiheitsgrad bzw. Stellgröße für eine Regelung verbleibt der Druck am Antriebsscheibensatz.

Wie an anderer Stelle bereits gezeigt [8], ist ein strukturvariabler P/PI- Regler sehr gut geeignet, um eine stabile und dynamische Übersetzungsregelung zu realisieren. Dabei wird die Reglerstruktur in Abhängigkeit von der Übersetzung und Regeldifferenz verändert, ein im Zuge der Digitalisierung attraktiv gewordenes Prinzip. Bei großen Abweichungen wird die Regeldifferenz durch einen P-Regler mit großer Verstärkung abgebaut und eine ausreichende Dynamik sicher gestellt. Unterschreitet die Regeldifferenz eine vorgegebene innere Schranke S_i , wird für die Feinausregelung ein PI-Regler mit reduzierter Reglerverstärkung K_P eingesetzt. Dadurch wird das Überschwingen bei Erreichen des Sollwertes reduziert. Hierbei ist insbesondere die Wahl der Schaltschwelle von Bedeutung. Wird sie zu groß gewählt, hat dies negativen Einfluss auf die Amplitude der Überschwingweite. Um einen ständigen Wechsel zwischen den Regelstrukturen zu

verhindern, muss eine äußere, größere Schaltschwelle S_a eingeführt werden, bei deren Überschreitung wieder in die P-Struktur gewechselt wird.

Eine weitere Verbesserung, insbesondere des stationären Regelverhaltens, kann durch die Einführung einer Vorsteuerung mit Störgrößenaufschaltung erreicht werden. Für Versuche am Prüfstand wurde dabei ein relativ einfacher Ansatz gewählt, der durch die Berücksichtigung von zusätzlichen System- und Störgrößen (z. B. Antriebsdrehzahl, Öltemperatur, etc.) beliebig erweitert werden könnte. Im ausgeführten Fall, **Bild 4.30**, wird in Abhängigkeit vom Soll-Drehzahlverhältnis am Variator und dem Messwert des Drehmoments an der Sonnenradwelle $T_{Welle 2}$ eine Position für den Vierkantensteuerschieber bestimmt. Das Drehmoment ist im eigentlichen Sinne eine Systemgröße des Antriebsstrangs, es wirkt jedoch in der Übersetzungsregelung als Störgröße. Im stationären Betriebsfall bestimmt sich dabei die Stellgröße an die Strecke maßgeblich durch die Vorsteuerung, und der Anteil aus der Regelung verschwindet im Idealfall.

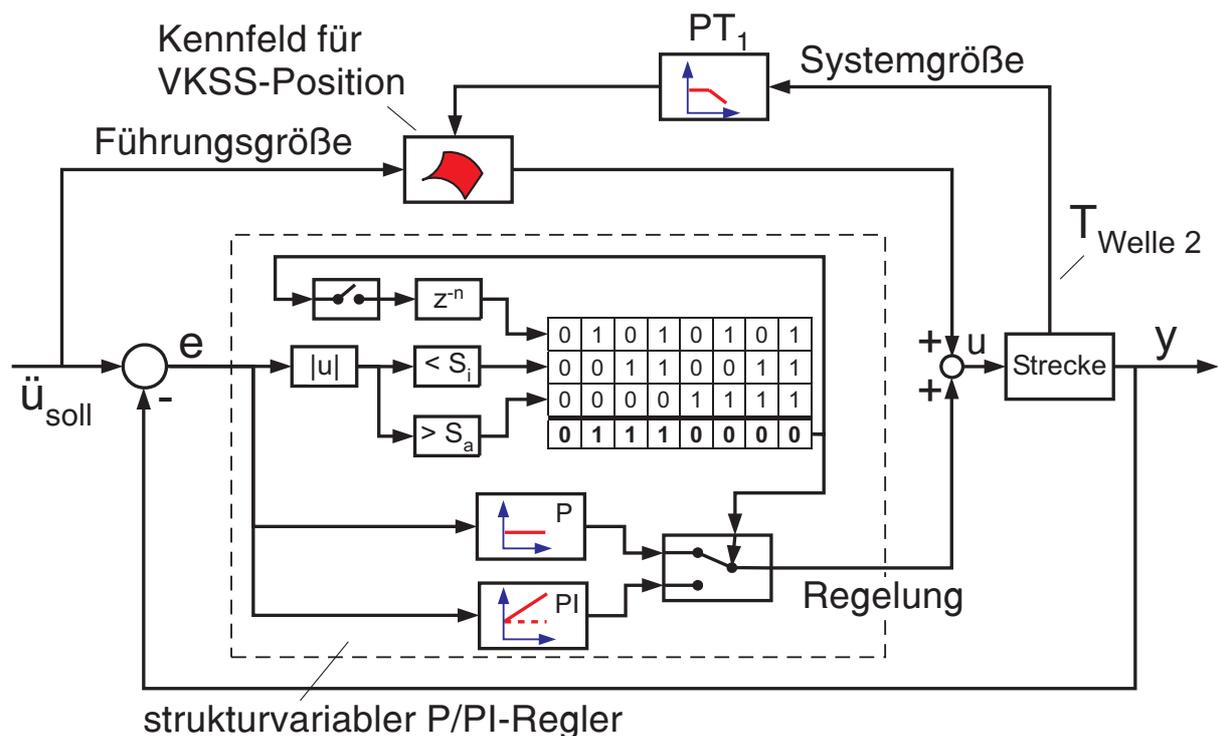


Bild 4.30: Strukturvariabler Übersetzungsregler mit Vorsteuerung und Störgrößenaufschaltung

Für die exakte Übersetzungsregelung ist eine genaue Messung der Drehzahlen notwendig, aus denen die Übersetzung bzw. das Drehzahlverhältnis des Variators berechnet wird. Bei den Versuchen wurden die Signale der Prüfstandssensoren als analoge Spannungswerte über die Analogeingänge der Steuerungshardware eingelesen, nachdem diese von f-U-Wandlern aus frequenzanalogen Wechselspannungssignalen in

Gleichspannungen umgesetzt wurden. Die Signale waren daher mit Messrauschen überlagert, dem durch eine gleitende Mittelwertbildung für die Kanäle entgegengewirkt wurde. Die entsprechende Datenbearbeitung bewirkt zusätzliche Verzögerungen im System, die die Regelgüte negativ beeinflussen. Die Signal- und damit die Regelqualität wäre hier durch das direkte digitale Einlesen der Drehzahlwerte aus den Sensorausgängen zu verbessern.

Zur Ermittlung der Last an der Sekundärwelle des Variators wurde zunächst versucht, das Drucksignal des zugehörigen Drehmomentfühlers zu verwenden. Das ist einfach, hat aber den Nachteil, dass mit Hilfe des Drucks und der Fühlerkonstante nur der Absolutwert des Momentes ermittelt werden kann. Die Wirkrichtung muss aus einem zusätzlichen Signal (z.B. Motordrehmoment) ermittelt werden. Eine weitere Schwierigkeit ergibt sich durch den notwendigen Vorspanndruck im Variatoranpresssystem bei kleinen Drehmomenten. Fällt das Drehmoment unter ein bestimmtes Niveau, ist der Druck im Fühler nicht mehr drehmomentproportional, sondern konstant gleich dem Grunddruck, **Bild 4.31**. Unstetigkeiten bei der Interpolation des Vorsteuerwertes aus dem Kennfeld und ein damit verbundenes instabiles Regelverhalten sind die Folge. Für die Ermittlung der Störgröße wurde daher die am Prüfstand eingebaute Drehmomentmesswelle herangezogen, um Betrag und Richtung des Drehmomentes exakt zu messen. Da in einer Fahrzeuganwendung üblicherweise keine Drehmomentmessstellen vorhanden sind, muss hier besonderes Augenmerk auf die Erzeugung eines geeigneten Signals gelegt werden (z. B. durch Beobachtermodelle).

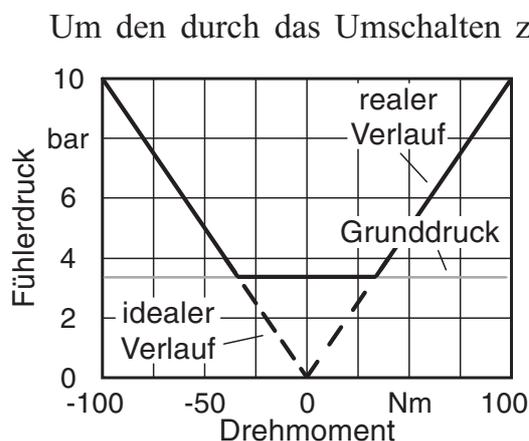


Bild 4.31: Vergleich zwischen realem und drehmomentproportionalem (idealem) Verlauf des Fühlerdrucks in Abhängigkeit vom anliegenden Drehmoment

Um den durch das Umschalten zwischen Reglerstrukturen mit unterschiedlichen Steifigkeiten entstehenden Sprung im Ausgangssignal zu vermeiden, wurde der Übergang zwischen den Verstärkungen K_P durch ein $P-T_1$ -Glied verzögert, damit insbesondere beim Übergang in den PI-Regler der I-Anteil entsprechend anwachsen und dadurch das Ausgangssignal konstant halten kann.

Bei stationären Versuchen konnte das Variatordrehzahlverhältnis auf Abweichungen kleiner $\pm 0,002$ vom Sollwert gehalten werden.

Eine Verbesserung der Dynamik kann durch von der Stellrate und Variatorübersetzung abhängige Reglerparameter erreicht werden. Insbesondere ein entsprechend angepasster I-Anteil kann das Führungsverhalten verbessern.

Der ausgeführte Regler kann den Anspruch einer serientauglichen Lösung noch nicht erheben, zeigt jedoch sehr gut die Potenziale eines variablen Reglers mit kombinierter Vorsteuerung (Störgrößenaufschaltung) auf. Eine automatische Adaption von Kennfeldern im Betrieb und eine Erweiterung auf einen modellbasierenden Ansatz können als geeignete Methoden zu einem weiter verfeinerten Reglerentwurf mit einem Umschlingungsvariator betrachtet werden [219].

Kapitel 5

Abschätzung des Wirkungsgradpotenzials

Nach Kap. 2 existieren strenge Zielvorgaben für den Vollastwirkungsgrad von Traktorfahrerantrieben. Eine Zielsetzung der im Rahmen der vorliegenden Arbeit durchgeführten Untersuchungen war deshalb, Potenziale und Grenzen der gewählten Struktur mit Hilfe von Messungen und Simulationen abzuschätzen. Wichtige Einflussgrößen sollten identifiziert und daraus Anforderungen an die Konzeption abgeleitet werden.

5.1 Theoretische Zusammenhänge zum mechanischen Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad wird allgemein als die auf die eingesetzte Leistung bezogene Nutzleistung – bei einem Getriebe die Abtriebsleistung – definiert:

$$\eta = \frac{|P_{Nutz}|}{P_{An}} = \frac{P_{An} - P_V}{P_{An}} \quad (5.1)$$

Die Verlustleistung setzt sich aus zwei Anteilen zusammen:

- einem lastunabhängigen, primär von der Drehzahl bestimmten Leerlaufanteil
- einem lastabhängigen, zum anliegenden Drehmoment proportionalen Anteil

Wichtige Einflussparameter auf die Getriebeverlustleistung sind in **Bild 5.1** ersichtlich.

Der Teillastwirkungsgrad eines Getriebes bestimmt sich maßgeblich aus den nur schwer berechenbaren Leerlaufverlusten. Sie sollten soweit möglich gemessen und

dann mit Hilfe von Stützpunkten abgebildet werden. Eine ausführlichere Darstellung hierzu gibt [14]. Tritt kein Schlupf auf, sind Verluste als Verlustmomente zu interpretieren.

Im Folgenden soll ein Zusammenhang für die Drehmomentwandlung der untersuchten Getriebestruktur, Bild 3.13 (S. 39), hergeleitet werden. Die Drehzahlen am

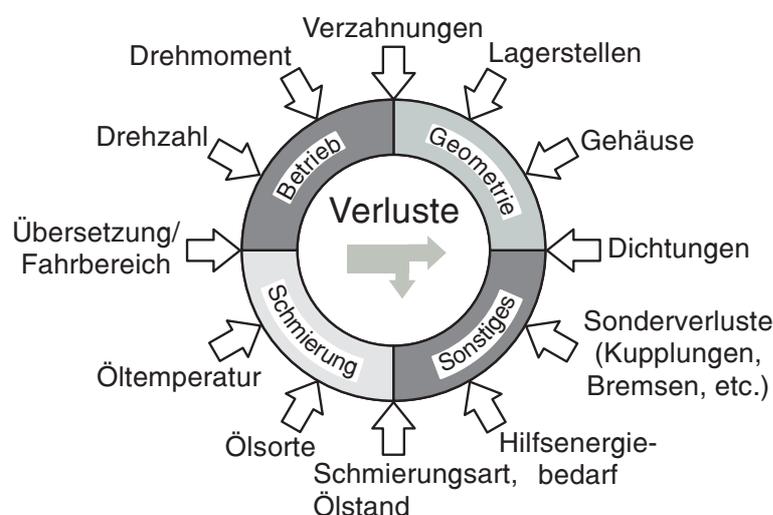


Bild 5.1: Einflussfaktoren auf die Getriebeverlustleistung

Steg und an der Sonnenradwelle des Planetensatzes hängen von der Eingangsdrehzahl ab:

$$n_{So} = n_{An} \cdot \frac{\ddot{u}_{Var}}{i_{12}}$$

$$n_{St} = \frac{n_{An}}{i_{34}} \quad \text{mit } \ddot{u}_{Var} = \frac{n_{Welle 2}}{n_{Welle 1}}$$

Eingesetzt in Gl. (2.2) ergibt sich für die Abtriebsdrehzahl am Hohlrad:

$$n_{Ab} = n_{Ho} = \frac{n_{An}}{i_0} \cdot \frac{i_{34} \cdot \ddot{u}_{Var} + i_{12} \cdot (i_0 - 1)}{i_{12} \cdot i_{34}}$$

Daraus folgt für die Gesamtübersetzung zwischen Hohlrad und Antrieb:

$$i_{AnHo} = \frac{n_{An}}{n_{Ab}} = \frac{i_0 \cdot i_{12} \cdot i_{34}}{i_{34} \cdot \ddot{u}_{Var} + i_{12} \cdot (i_0 - 1)} \quad (5.2)$$

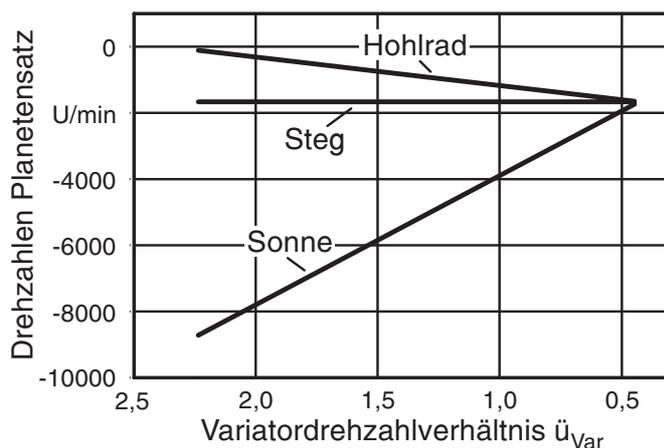


Bild 5.2: Drehzahlen im Planetensatz für eine IC-SCR-Struktur nach Bild 3.13 bei $n_{An} = 2300 \text{ U/min}$ (Fahrbereich L – leistungsverzweigt)

Der stufenlose Teil des Getriebestrangs zwischen Antrieb und Hohlrad hat mit einer Stirnradstufe als festes Übersetzungsglied vor dem Variator eine negative Gesamtübersetzung, **Bild 5.2**. Das dem Abtriebsmoment gleichgerichtete Sonnendrehmoment ist beim Vorwärtszugbetrieb zur Erfüllung der Leistungsbilanz positiv. Die Sonnendrehzahl bleibt in der gesamten Stufe Vorzeichen-behaftet kleiner oder gleich der Stegdrehzahl. Mit Gl. (2.6) fließt die Wälzleistung vom Hohlrad zur

Sonne.

$$w1 = \frac{T_{So} \cdot (\omega_{So} - \omega_{St})}{|T_{So} \cdot (\omega_{So} - \omega_{St})|} = -1 \quad \text{mit } T_{So} > 0$$

Die Drehmomente im Planetensatz berechnet man mit Hilfe der Gleichungen (2.4), (2.5) und (2.7) zu:

$$T_{So} = T_{Ho} \cdot \frac{\eta_0}{-i_0} \quad \text{und} \quad T_{St} = T_{Ho} \cdot \left(\frac{\eta_0}{i_0} - 1 \right)$$

Unter Berücksichtigung der Leistungsflüsse gilt für Drehmomente aus den beiden Leistungspfaden am Summierungspunkt:

$$T_{FestZ} = -\frac{T_{St}}{i_{34} \cdot \eta_{34}} = \frac{T_{Ho}}{i_{34} \cdot \eta_{34}} \cdot \left(\frac{\eta_0}{i_0} - 1 \right)$$

$$T_{VarZ} = -\frac{T_{So}}{i_{12}} \cdot \ddot{u}_{Var} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{Var} = T_{Ho} \cdot \frac{\ddot{u}_{Var} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{Var} \cdot \eta_0}{i_{12} \cdot i_0}$$

$$T_{An} + T_{FestZ} + T_{VarZ} = 0$$

Damit kann ein Zusammenhang zwischen Eingangs- und Hohlradmoment angegeben werden.

$$\mu = \frac{T_{Ho}}{T_{An}} = -\frac{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_0 \cdot \eta_{34}}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_0 \cdot \eta_{Var} \cdot i_{34} \cdot \ddot{u}_{Var} - i_{12} \cdot (\eta_0 - i_0)} \quad (5.3)$$

Der Wirkungsgrad berechnet sich mit der Drehzahlwandlung zu:

$$\eta = -\frac{\mu}{i_{AnHo}} = \frac{\eta_{34} \cdot [i_{34} \cdot \ddot{u}_{Var} + i_{12} \cdot (\eta_0 - 1)]}{\eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_0 \cdot \eta_{Var} \cdot i_{34} \cdot \ddot{u}_{Var} - i_{12} \cdot (\eta_0 - i_0)} \quad (5.4)$$

Für vereinfachend konstant angenommene Einzelverlustanteile ist das Variatordrehzahlverhältnis die einzige Variable in Gl. (5.4). Mit den Daten des Funktionsprüfstandes lässt sich ein Verlauf nach **Bild 5.3** ermitteln. In der Berechnung sind Leerlaufverluste, die

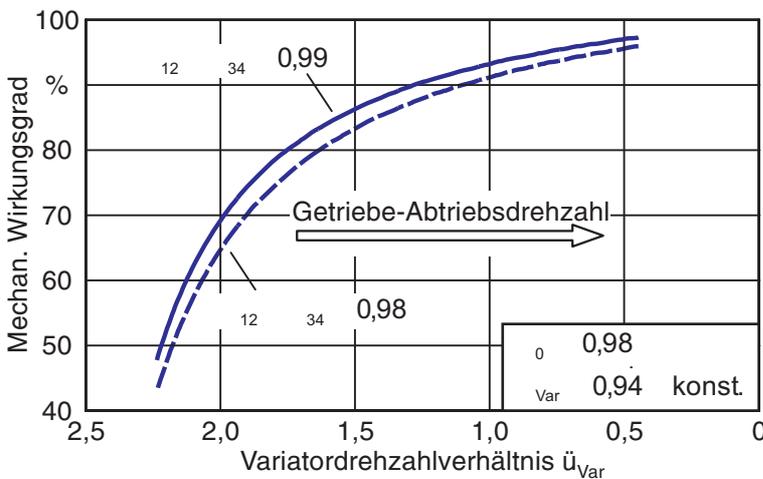


Bild 5.3: Verlauf des mechanischen Wirkungsgrades für die Struktur des Funktionsprüfstandes

hydraulischen Hilfsenergien für Kettenwandler, Lamellenkupplungen und Schmiersystem, sowie der Getriebeteil zwischen Hohlrad und Radnabe noch nicht berücksichtigt. Die tatsächlich zu erwartenden Wirkungsgrade liegen daher je nach Güte der zusätzlichen Verlustbringer tiefer. Die herangezogenen Parameter für die Kurven in Bild 5.3 sind allerdings für

Vollastbetrieb eher zu pessimistisch als zu optimistisch [14]. Interessant ist der hebelartige starke Einfluss der festen Stufen 1-2 und 3-4 auf den Wirkungsgradverlauf, der sich durch die Blindleistung ergibt. Hier lohnte sich daher bei einer eventuellen Serienausführung eine besonders verlustarme Verzahnung mit einem lastabhängigen Wirkungsgrad besser als 99 % [14].

5.2 Versuchsergebnisse

Um Grundlagen für theoretische Simulationen zu schaffen, wurden mit dem Funktionsprüfstand zahlreiche Wirkungsgradmessungen durchgeführt. Bei allen Messergebnissen ist dabei zu beachten, dass der Funktionsprüfstand nur in seiner Funktion, nicht jedoch im konstruktiven Aufbau mit einer Serienlösung vergleichbar ist. Die verbauten Teile sind aus Kostengründen nicht für den Einsatzfall optimiert.

In den Messungen gab man jeweils eine feste Variatorübersetzung am Übersetzungsregler vor, der zu Beginn des Projektes noch mechanisch war. Die Abweichungen im Variatordrehzahlverhältnis sind durch eine von der Belastung abhängige Drift des Reglers verursacht. Eine stufenweise Lasterhöhung ermöglichte die Gewinnung von Kennfeldern nach **Bild 5.4**.

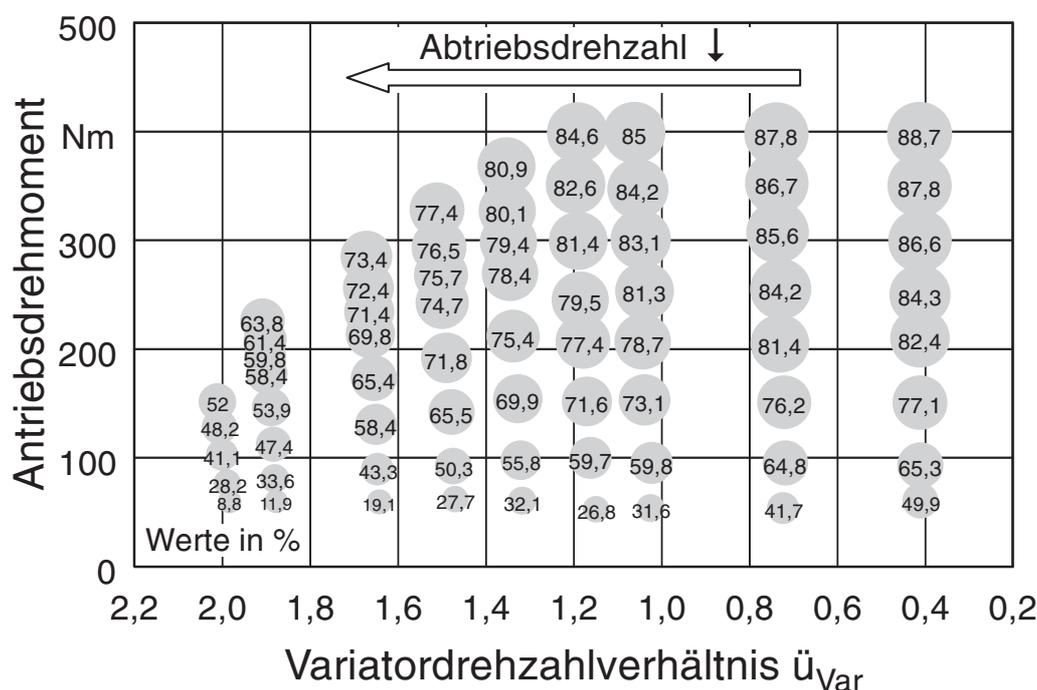


Bild 5.4: Gemessene mechanischer Gesamtwirkungsgrade (Eingang bis Hohlrad) des Funktionsprüfstands bei $n_{An} = 2300 \text{ U/min}$ (ohne hydraulisches Anpresssystem, Öltemperatur ca. $75 \text{ }^\circ\text{C}$)

Im Vergleich zu den berechneten Kurven in Bild 5.3 ergibt sich eine sehr ähnliche Grundtendenz, die Messwerte liegen aber deutlich niedriger und sind stark vom anliegenden Eingangsdrehmoment abhängig. Bei kleinen Abtriebsdrehzahlen wurde das maximale

Abtriebsdrehmoment zum Schutz des Prüflings begrenzt, weshalb im linken Bildteil die Antriebsdrehmomente relativ stark abfallen. Die starke Lastabhängigkeit deutet auf hohe Leerlaufverluste hin.

Als Ursachen sind u.a. zu nennen:

- Der verwendete Kettenwandler ist nicht gegen Fliehöl kompensiert. Bei hohen Drehzahlen sinkt durch die Überanpressung der Kette der Variatorwirkungsgrad.
- Ein großer Wellendurchmesser an der Sekundärseite des Variators mit einer doppelten radialen Öleinführung erzeugt bei großen Umfangsgeschwindigkeiten unter Last relativ hohe Reibungsmomente.
- Die tragenden Lager des Summierungs- und Verzweigungsgetriebes sind als Kegelrollenlager ausgeführt. Um vorhandene Teile verwenden zu können, sind sie in der Größe nicht optimiert und bringen erhöhte Verluste.
- Die aufgelöste Bauform mit eigenständigen Gehäusen verursacht Reibung in zusätzlichen Dichtungs- und Lagerstellen.
- Das Plantschen der Zahnräder war durch Absaugen des Öls aus den Gehäusesümpfen bereits verringert worden. Die Schmierung birgt aber weiteres Verbesserungspotenzial.

Um den Gesamtwirkungsgrad besser einordnen zu können, fand eine genauere Analyse der Einzelwirkungsgrade von Kettenwandler, Summierungs- und Verzweigungsgetriebe statt. Für das exemplarisch ausgewählte Verzweigungsgetriebe (Planetensatz und Stirnradstufe 34) ergab sich bei 1750 U/min Eingangsdrehzahl ein Verlauf nach **Bild 5.5**. Über

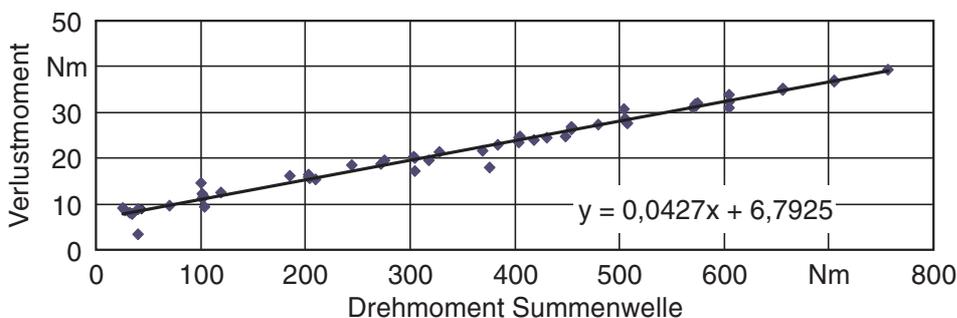


Bild 5.5: Verlauf des Verlustmomentes über Planetensatz und Stirnradstufe 34 (Eingangsdrehzahl 1750 U/min)

den gesamten untersuchten Drehzahlbereich konnte ein konstanter Verlustgrad von etwa 4,3 % ermittelt werden. Die Leerlaufverluste stiegen von etwa 6,3 Nm bei 1000 U/min auf 7,7 Nm bei 2300 U/min. An der Stirnradstufe 12 lag der lastabhängige Verlustgrad bei etwa 1,5 %. Der drehzahlabhängige Anteil bewegte sich zwischen 6,6 Nm bei 1000 U/min und 11,8 Nm bei 2300 U/min. Für das Gesamtgetriebe waren Leerlaufmomente von etwa 18–24 Nm messbar.

Zusammenfassend sind die Leerlaufverluste des Funktionsprüfstands als sehr hoch anzusehen. Bezogen auf 307 Nm Nenn-Eingangsdrehmoment (74 kW bei 2300 U/min) betragen sie bei Nenndrehzahl etwa 8 % der Nennleistung. Enttäu-

schend ist der relativ niedrige lastabhängige Wirkungsgrad des Verzeigungsgetriebes, der auf die Summe aus Motor- und Blindleistung wirkt. Eine nachträglich angebrachte Fliehölkompensation des Variators brachten nur geringe Steigerungen. Für ein seriennahes Prüfgetriebe müsste vor allem auf verlustärmere Verzahnungen und weiter verminderte Leerlaufverluste geachtet werden. Gleichzeitig wäre unbedingt eine verlustarme Ölversorgung zu entwickeln, deren Energieverbrauch den Wirkungsgrad zusätzlich belastet.

5.3 Simulationsergebnisse

Prognosen zu erreichbaren Wirkungsgraden sind mit den Messergebnissen des Funktionsmusters nur bedingt möglich. Zu diesem Zweck sollten deshalb Simulationsrechnungen mit Hilfe des in Kap. 4.3 vorgestellten quasistationären Modells herangezogen werden. Damit konnten für das Getriebe neben Parameterstudien gleichzeitig Vergleiche mit unterschiedlichen Hydraulikkonzepten durchgeführt werden.

5.3.1 Abgleich des Simulationsmodells mit Messergebnissen

Zum Nachweis der Modellgüte wurden die Versuchsergebnisse für die Parametrierung des Modells verwendet. Das hydraulische Anpresssystem fand wie in den Messungen zunächst keine Berücksichtigung. Es ergab sich neben anderen das in **Bild 5.6** dargestellte Kennfeld für den mechanischen Getriebewirkungsgrad.

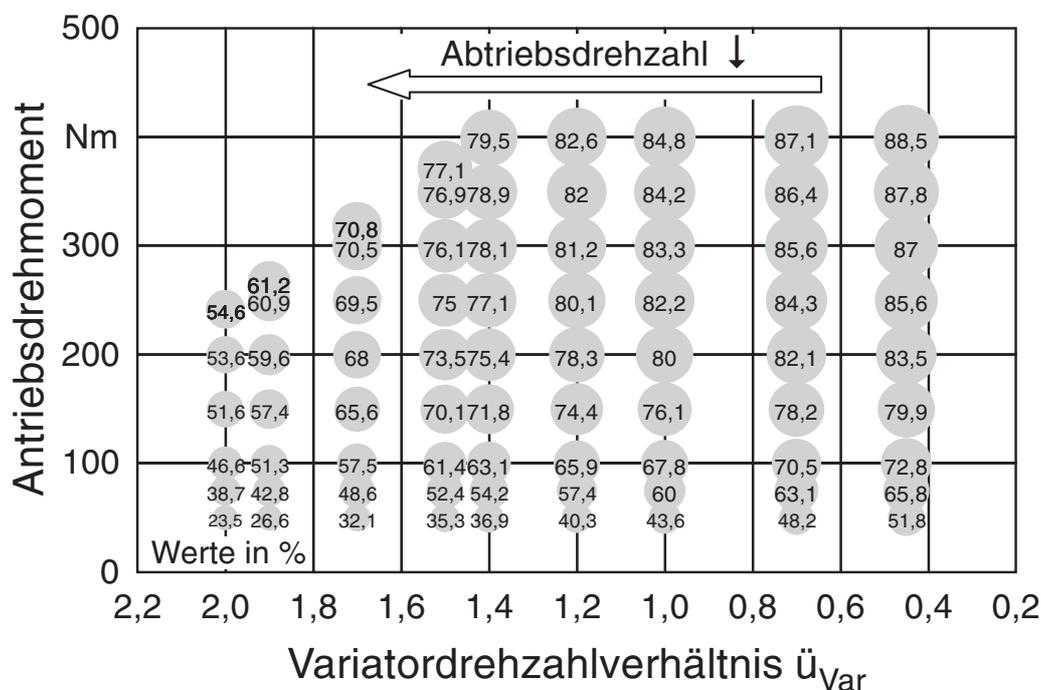


Bild 5.6: Mechanischer Gesamtwirkungsgrad (Eingang bis Hohlrads) des Funktionsprüfstands bei $n_{An} = 2300 \text{ U/min}$ (Simulationsrechnung, ohne hydraulisches Anpresssystem)

Bei hohen Antriebsdrehmomenten stimmen Messwerte und Rechnung gut überein, wenn man eine mit der verwendeten Messtechnik ermittelte Streuung der Messeergebnisse von $\pm 1\%$ einrechnet. Auf eine korrekte Berücksichtigung der lastabhängigen Einflüsse kann so geschlossen werden. Bei kleinen Drehmomenten weichen die Werte relativ stark von der Messung ab. Die Leerlaufverluste werden im Modell aus den einzelnen Teilverlusten aufsummiert. Bei niedrigen Eingangsmomenten führen bereits geringe Abweichungen zu relativ großen Fehlern. Im besonders wichtigen Bereich hoher Auslastungen (d.h. hoher Energieumsätze) kann man die quasistationäre Modellierung für Prognosen als durchaus geeignet betrachten.

5.3.2 Unterschiedliche hydraulische Versorgungskonzepte

Für praxistaugliche Aussagen zum Wirkungsgradpotenzial muss die bisher betrachtete einfache IC-SCR-Struktur zu einem vollständigen Traktorfantrieb erweitert werden, **Bild 5.7**.

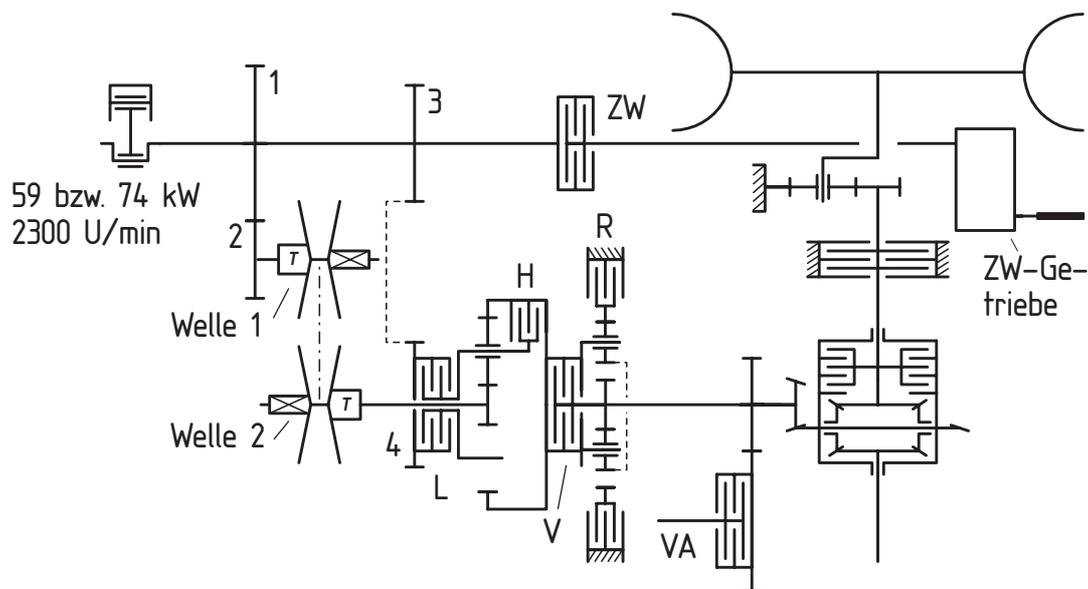


Bild 5.7: Stufenloser Traktorfantrieb mit zwei Fahrbereichen

Traktoren der untersuchten Leistungsklasse werden oft im Frontladereinsatz betrieben und sollten daher mit einem lastschaltbaren Wendegetriebe ausgestattet sein („Power Shuttle“). Wegen der vorteilhaften Ausnutzung des Bauraums ist im Konzept ein Planetenwendesatz vorgesehen, wie er ähnlich z.B. von J. Deere in gestuften und stufenlosen Getrieben angewendet wird. Insbesondere für den möglichen Einsatz in Schmalspurtraktoren kann so ein schlanker Getriebetunnel realisiert werden. Varianten in Vorgelegebauweise sind ebenfalls denkbar. Die hohe Wärmebelastung der Reversierung benötigt einen relativ hohen Kühlölstrom, der sich negativ in der Energiebilanz niederschlägt und deshalb möglichst temporär zu steuern wäre.

Um eine optimale Kraftübertragung des Kettenwandlers bei niedrigen Anpresskräften und damit gute Wirkungsgrade zu ermöglichen, wird als Medium für den Variator ein CVT- bzw. ATF-Öl angenommen. Der Rest des Getriebes soll aus Kostengründen mit einem Universalöl (STOU) [215] befüllt werden. Die Haushalte müssen gegeneinander abgetrennt werden. Unterschiedliche Varianten für die Wahl der Systemgrenzen sind dabei möglich.

Hydraulikvariante 1

Die Aufteilung erfolgt hier in nur zwei Kreisläufe mit Konstantpumpen, **Bild 5.8**. Der erste Kreis versorgt dabei die Anpressung und Schmierung des Variators. Der zweite schmiert und kühlt das restliche Getriebe und stellt Öl auf entsprechendem Druckniveau (~ 20 bar) zur Betätigung der nassen Lamellenkupplungen bereit. Ein Vorteil der Variante ist neben den geringen Kosten die unabhängige Ansteuerung der Lamellenkupplungen für die Reversierung und den Fahrbereichswechsel. Nachteilig bei nur einer Pumpe im Kreis 2 ist ein hoher Volumenstrom, der mit Maximaldruck des Kreises erzeugt werden muss, obwohl der Hauptanteil für die Schmierung und Kühlung (~ 4 bar) des Getriebes verbraucht wird.

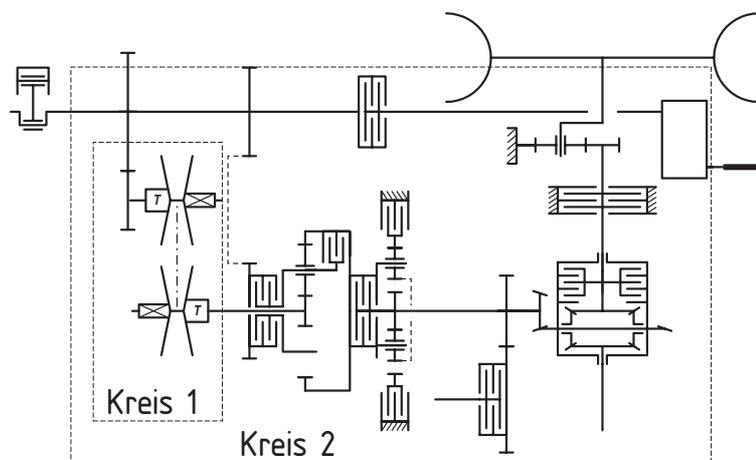


Bild 5.8: Aufteilung der Ölkreisläufe in der Hydraulikvariante 1

Hydraulikvariante 2

Hier teilt man das System in ebenfalls zwei Kreisläufe. Im Unterschied zur Variante 1 sind die Kupplungen zur Fahrbereichsschaltung in den Kettenwandlerkreislauf eingeschlossen, **Bild 5.9**.

Man kann die Kupplungen in diesem Fall so abstimmen, dass sie eine automatische Schutzfunktion für den Ket-

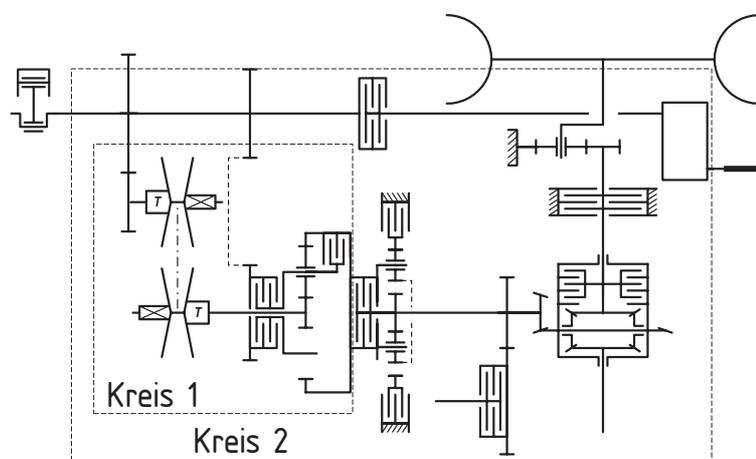


Bild 5.9: Aufteilung der Ölkreisläufe in der Hydraulikvariante 2

tenwandler bei abtriebsseitigen Momentenstößen übernehmen („Clutch Fuse“). Nachteilig könnte die gegenseitige Beeinflussung beim Fahrbereichswechsel sein. Die hohen Verluste im Kreis 2 bleiben wie in Variante 1 nahezu unverändert bestehen, da hier nach wie vor der größte Kühlbedarf (für die Reversierung) besteht.

Hydraulikvariante 3

Im Gegensatz zu den ersten beiden Varianten wird die Hydraulikversorgung des Getriebes in drei Kreisläufe aufgeteilt, **Bild 5.10**. Der erste dient zur Versorgung des Kettenwandlers. Eine kleine Pumpe im Kreis 2 stellt das Öl zur Ansteuerung aller Kuppelungen bereit. Der dritte Kreis übernimmt die Schmierung und Kühlung des Restgetriebes und der Hinterachse.

Diese Aufteilung gewährleistet eine gegenüber Variante 1 und 2 bedarfsgerechtere Bereitstellung der hydraulischen Energie. Der

große Schmierölstrom im Getriebe (ohne Variator) muss nur auf dem geringen Schmierdruckniveau erzeugt werden. Die Kosten einer zusätzlichen Konstantpumpe wären infolge des sehr geringen Druckniveaus nicht hoch.

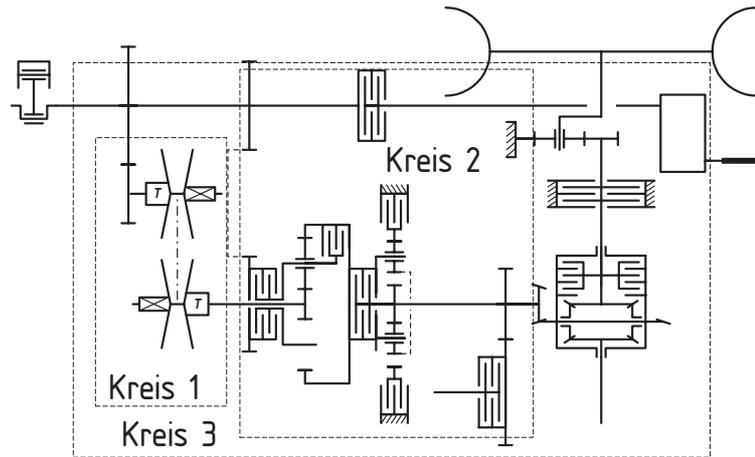


Bild 5.10: Aufteilung der Ölkreisläufe in der Hydraulikvariante 3

5.3.3 Systemvergleiche anhand von Energiebetrachtungen

Aus dem beschränkten Potenzial zur Verbesserung der Wirkungsgrade und der bereits deutlich gewordenen Nachteile des Eingang-gekoppelten Konzeptes muss bei der Auslegung ein geeigneter Kompromiss gefunden werden. Durch die unterschiedliche Gewichtung einzelner Gesichtspunkte sind verschiedenste Varianten denkbar, **Bild 5.11**. Hohe Wirkungsgrade bedingen hohe Dreh-

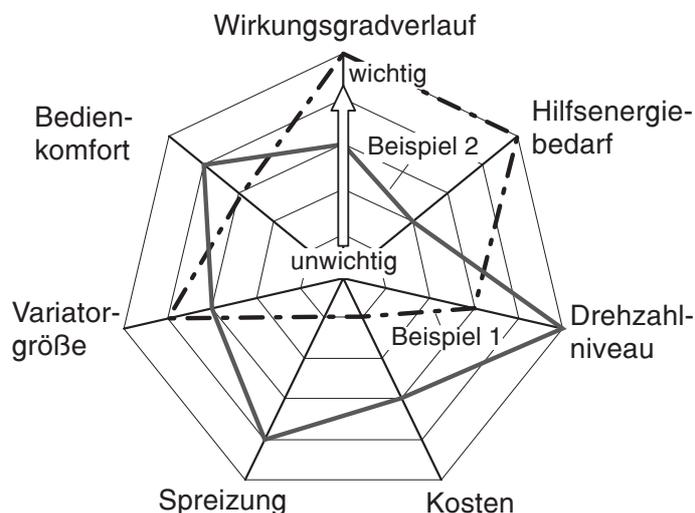


Bild 5.11: Unterschiedliche Gewichtung von Kernanforderung zur Konzeptfindung

momente bei gleichzeitig niedrigem Drehzahlniveau. Leerlaufverluste nehmen so prozentual ab und die Gesamtverluste sinken. Gleichzeitig steigt dadurch die Schädigung des Variators, d.h. seine Größe und die Herstellkosten nehmen zu. Eine große Spreizung im Fahrbereich L bietet hohen Bedienkomfort, geht aber wie bereits gezeigt zu Lasten des Wirkungsgrades.

In den folgenden Untersuchungen wurden daher insgesamt 18 Varianten für Auslegungen der mechanischen Struktur betrachtet, **Tabelle 5.1**. Die wesentlichen Parameter waren dabei:

- Übersetzung der Stirnradstufe i_{12} zur Festlegung des Drehzahl-niveaus
- Bereichspreizung in der Stufe L
- Nenngeschwindigkeit beim Bereichswechsel

Die mögliche Höchstgeschwindigkeit ergibt sich aus der oberen Grenze des Bereichs L und der Variatorspreizung. Aus Kostengründen muss man einen zweistufigen Endantrieb anstreben. Kegeltrieb und Planetenstufe erlauben zusammen Übersetzungen von maximal 40. Damit scheiden schon einige Lösungen aus.

Die angestellten Vergleiche zielen auf energetische Unterschiede ab. Eine auf Lastkollektiven basierte Schädigungsrechnung des Variators wurde nicht durchgeführt. Für die Berechnung aller Werte wurden die übrigen Randbedingungen nach Tabelle 3.1 gewählt. Der angesetzte Kraftschlussbeiwert $\kappa + \rho$ zwischen Boden und Reifen von 1,05 entspricht den Bedin-

Tabelle 5.1: Varianten für den leistungsver-zweigten Fahrbereich L ($s_{Var} = 6$)

Variante	Fahrbereich L [km/h]	Mögl. Höchstgeschwindigkeit in H [Km/h]	Übersetzung i_{12}	Standübersetzung i_0	Übersetzung Hohlrad-Rad i_{HoRad}
1	1...10	60	-0,6	-5,56	-48,38
2	1...10		-0,7		-41,47
3	1...10		-0,8		-36,28
4	0,1...10		-0,6	-5,05	-48,38
5	0,1...10		-0,7		-41,47
6	0,1...10		-0,8		-36,28
7	1...12	72	-0,6	-5,45	-40,31
8	1...12		-0,7		-34,56
9	1...12		-0,8		-30,24
10	0,1...12		-0,6	-5,04	-40,31
11	0,1...12		-0,7		-34,56
12	0,1...12		-0,8		-30,24
13	1...8,5	51	-0,6	-5,67	-56,92
14	1...8,5		-0,7		-48,78
15	1...8,5		-0,8		-42,69
16	0,1...8,5		-0,6	-5,06	-56,92
17	0,1...8,5		-0,7		-48,78
18	0,1...8,5		-0,8		-42,69

gungen der Zugkraftmessung nach dem „OECD Standard Code For The Official Testing Of Agricultural And Forestry Tractor Performance“ unter extrem günstigen Bedingungen (Durchschnitt etwas niedriger) [220]. Für Traktoren mit stufenlosem Fahrtrieb soll laut Testspezifikation die Zugkraft bis zu einer unteren Grenzggeschwindigkeit von 2,5 km/h aufgezeichnet werden. Die volle Motorleistung kann auf Grund üblicher Leistungsgewichte selbst ballastiert meist erst ab 3,5 bis 4 km/h übertragen werden. Daher sind Wirkungsgradbetrachtungen unterhalb dieser Grenze kaum sinnvoll.

Vergleicht man die mechanischen Wirkungsgrade der einzelnen Varianten, bestätigen sich die Erwartungen aus vorangegangenen Überlegungen, **Bild 5.12**. Beim Bereichswechsel ist im Mittel ein Sprung von etwa 2,5 Prozentpunkten zu beobachten. Während sich im Fahrbereich H durchwegs gute – vom Verlauf der Hinterachsverluste dominierte – Werte ergeben, zeigt sich im Bereich L ein starker Abfall zu niedrigen Geschwindigkeiten hin. In logarithmischer Darstellung können die Verläufe näherungsweise durch Verschieben des Maximalwertes der Nennfahrgeschwindigkeit in L ineinander übergeführt werden.

Die Variante 15 schneidet besonders gut ab – ermöglicht aber nur ca. 50 km/h Höchstgeschwindigkeit, was in Anbetracht zukünftig erwarteter Endgeschwindigkeiten von 60 km/h in der Oberklasse nur bis zu mittleren Leistung akzeptabel ist. Ein Overdrive wäre nur für eine 40 km/h-Variante möglich.

Mit einer zusätzlichen Aufteilung in einen Acker- und einen Straßenbereich durch eine dem stufenlosen Teil nachgeordnete Schaltstelle kann der steile Wirkungsgradab-

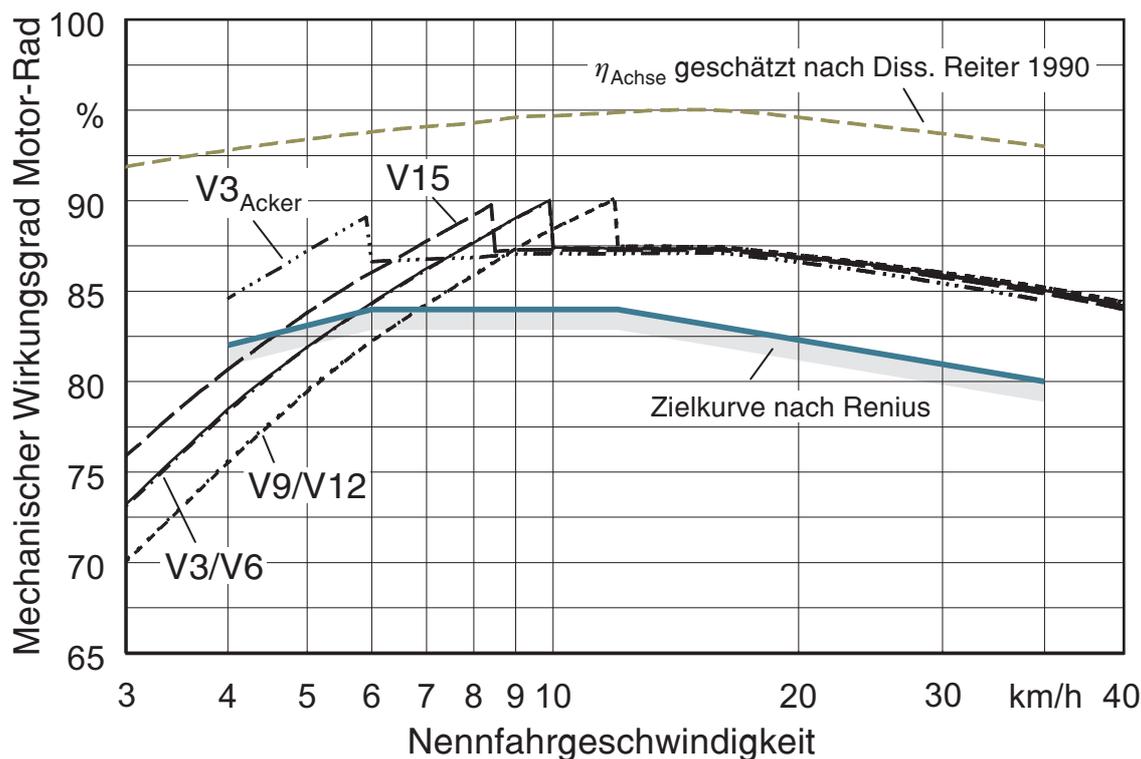


Bild 5.12: Simulationsergebnisse des mechanischen Wirkungsgrades zwischen Motor und Radnabe (ohne Hydraulik)

fall für schwere Zugarbeiten weiter in den Bereich kleiner Fahrgeschwindigkeiten verschoben werden. $V3_{\text{Acker}}$ erniedrigt die Endgeschwindigkeit in L von 8,5 auf 6 km/h

Tabelle 5.2: Abschätzung notwendiger Volumenströme im Getriebe

n_{An}	1000 U/min	2300 U/min
Variator	9 l/min	12 l/min
Kupplungen L/H	1,5 l/min	3,5 l/min
Power Shuttle	12,9 l/min	29,6 l/min
Restgetriebe	2 l/min	8,5 l/min
Hinterachse	2 l/min	8,7 l/min
Summe (o. Variator)	18,4 l/min	50,3 l/min

und ermöglicht gute Wirkungsgrade bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten. In diesem Fall sollte jedoch nur die Fahrstufe L genutzt werden können, da der Kettenwandler sonst im Zentrum des Hauptarbeitsbereichs die volle Eingangsleistung übertragen muss.

Für den Gesamtwirkungsgrad ist die Dimensionierung der Getriebehydraulik von zentraler Bedeutung. Die benötigten Volumenströme wurden nach **Tabelle 5.2** abgeschätzt. Bei der thermisch hochbeanspruchten Reversierung liegt ein Wendevorgang rein über die Kupplungen (ohne Variatorverstellung) zu Grunde.

Gemäß den angenommenen Vorgaben wählte man für die einzelnen Varianten geeignete Pumpengrößen und Übersetzungsstufen zur Anpassung der Drehzahlen.

Bild 5.13 zeigt die Verläufe des Gesamtwirkungsgrades für einige ausgesuchte Varianten mit einer Hydraulikversorgung nach dem besten Konzept 3.

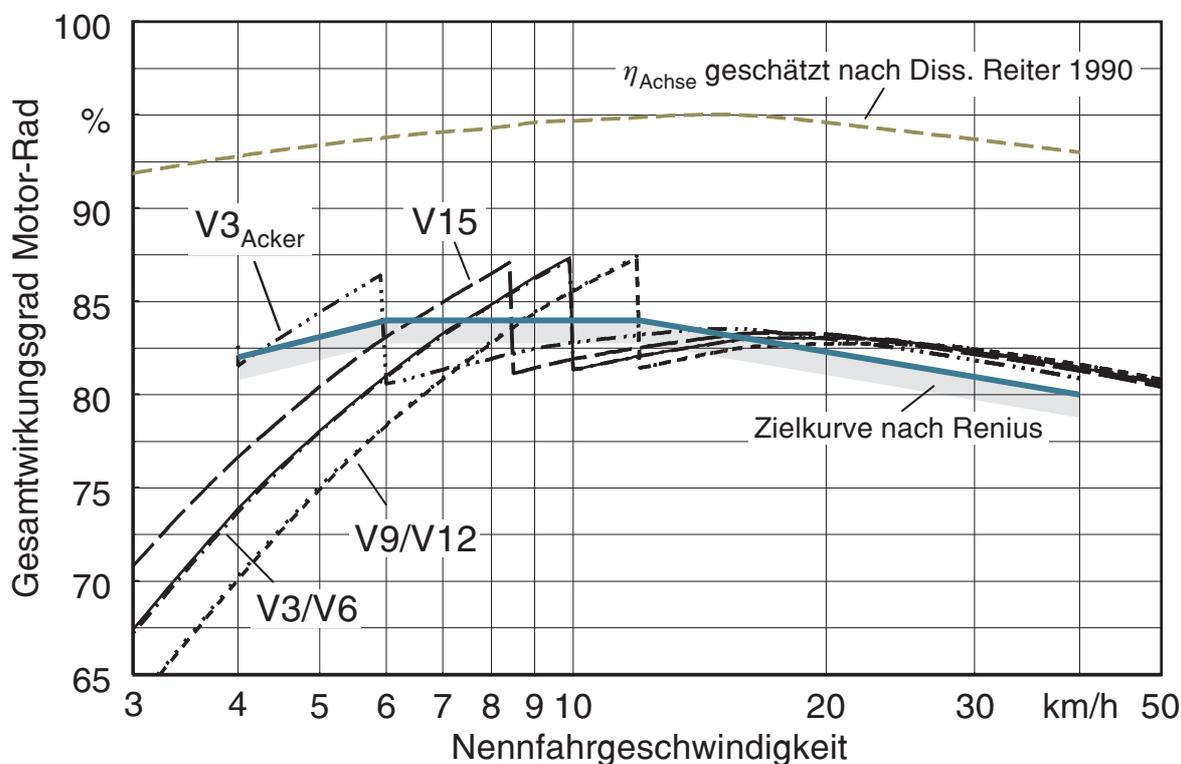


Bild 5.13: Simulationsergebnisse des Gesamtwirkungsgrades zwischen Motor und Radnabe (Hydraulikvariante 3)

Auffällig ist der deutlich größere Unterschied von etwa 6,5 Prozentpunkten beim Wechsel der Fahrstufen, der durch den schlagartigen Anstieg der hydraulischen Leistung für die Anpressung im Kettenwandler verursacht wird. Ihre Abnahme zur Mitte des Fahrbereichs H führt zur Ausbildung eines Maximums. Nahezu kein Unterschied kann im Verlauf der Wirkungsgrade aufgrund der verschiedenen Niveaus des Variatordrehmomentes festgestellt werden. Die Gewinne im mechanischen Wirkungsgrad werden durch die erhöhte Anpressleistung größtenteils aufgezehrt. Die Unterschiede zwischen den Hydraulikvarianten 1 und 2 sind klein und fast nur im Fahrbereich L zu unterscheiden, **Bild 5.14**. Eine Steigerung erzielt man durch den Einsatz des etwas aufwändigeren Hydraulikkonzeptes 3.

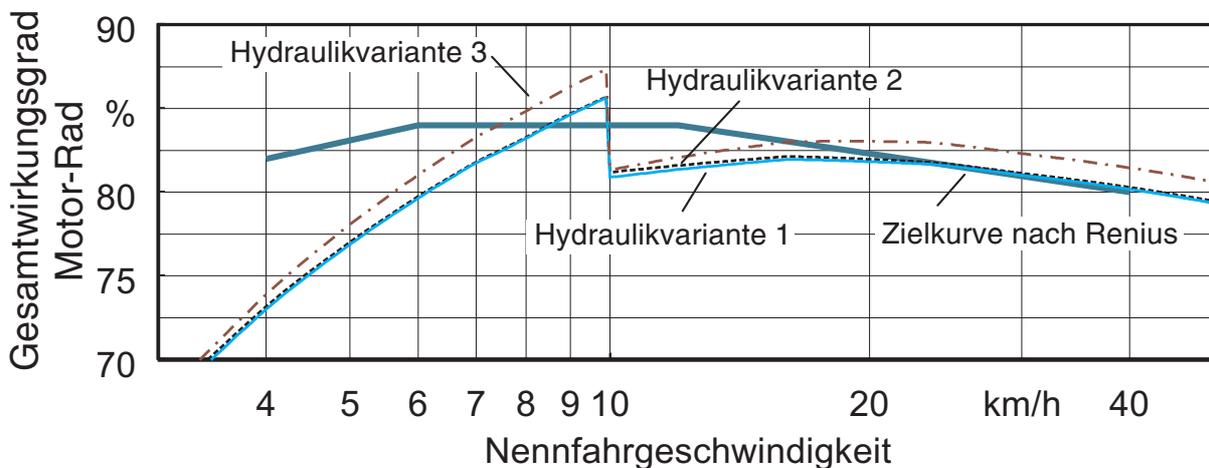


Bild 5.14: Vergleich des Gesamtwirkungsgrades zwischen Motor und Radnabe für die einzelnen Hydraulikvarianten (ausgewähltes Beispiel V3)

Die alleinige Betrachtung der Verläufe über der Nennfahrgeschwindigkeit reicht für eine aussagefähige Beurteilung nicht aus, da eine Gewichtung der Einsatzzeiten fehlt. Für Traktoren existieren bisher keine genormten Testzyklen (z. B. NEFZ), wie sie im Automobilbau benutzt werden. Basierend auf der praxisrelevanten Geschwindigkeitsverteilung nach Bild 2.1 wurde deshalb der Vollastgesamtwirkungsgrad in den einzelnen Geschwindigkeitsklassen über der Zeit aufsummiert. Der Auslastungsgrad ist zwar deutlich größer als in der Praxis, es ergibt sich aber ein Vergleichsmaßstab. Die ermittelten Werte lassen sich als Nutzenergieanteil bezogen auf die gesamte zugeführte Energie des Getriebes interpretieren. Die Integrale der hydraulischen und der mechanischen Verluste ergänzen den Wert zu 100 %. **Bild 5.15** zeigt die Ergebnisse einer Auswertung für den Hauptarbeitsbereich von 4–12 km/h. Im Vergleich zum Durchschnittswert der Zielkurve nach Renius (zwischen 4 und 12 km/h betrachtet), liegen nur die Resultate für die Varianten mit einer maximalen Geschwindigkeit in L von 12 km/h deutlich darunter.

Die beste Energienutzung erzielt man in den Varianten 13–18 mit $v_{L,max} = 8,5$ km/h. Der energetische Vorteil, bei Transportarbeiten durch einen Overdrive-Bereich in H die Höchstgeschwindigkeit mit reduzierter Motordrehzahl zu

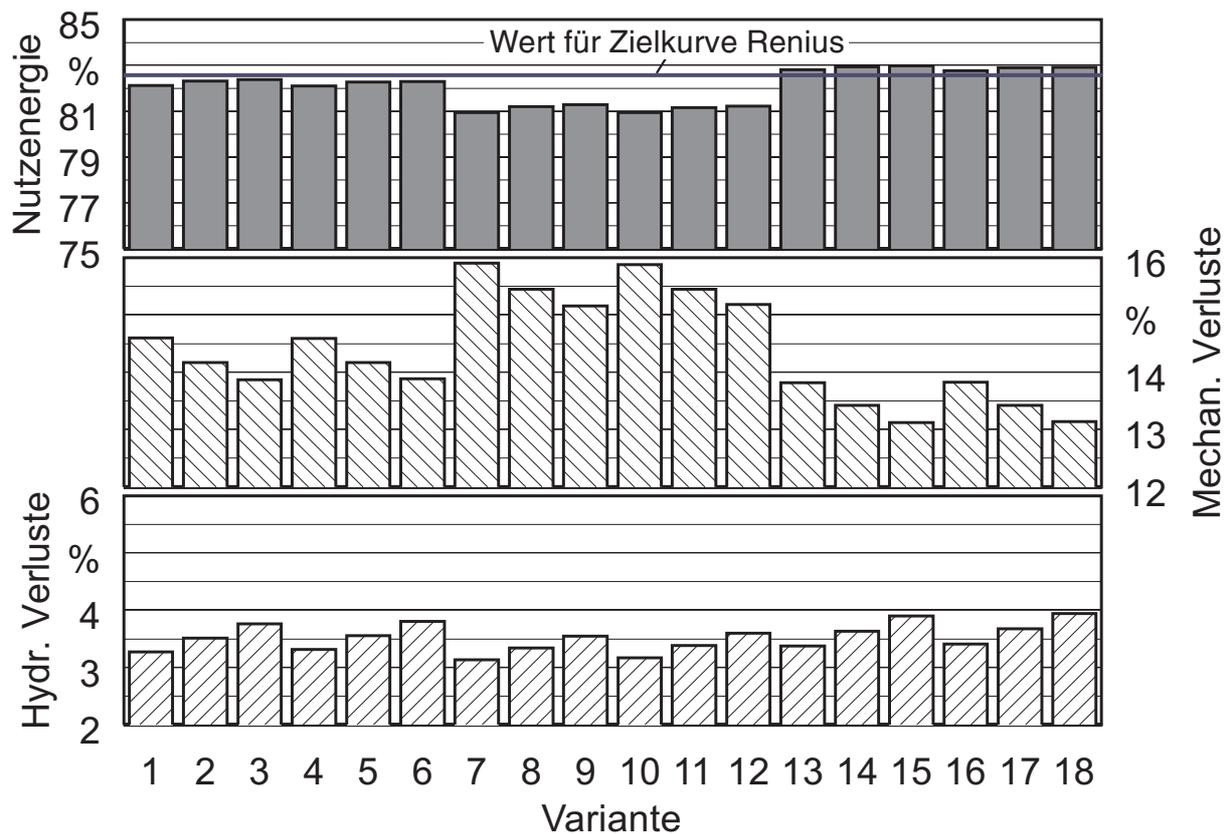


Bild 5.15: Nutzenenergie der untersuchten Varianten im Hauptarbeitsbereich von 4–12 km/h bei Vollast (Hydraulikvariante 3) für die in Bild 2.1 abgeschätzte zeitliche Verteilung der Fahrgeschwindigkeiten

erreichen, geht bei diesen Auslegungen jedoch verloren. Wegen der Spreizung des Variators läge die maximale Nennfahrgeschwindigkeit bei nur 51 km/h.

Für den gesamten Geschwindigkeitsbereich von 1 bis 50 km/h konnten im Vergleich die Werte nach **Bild 5.16** ermittelt werden. Während sich bei den Varianten 7–12 mit 12 km/h Endgeschwindigkeit in L im Vergleich zu Bild 5.16 nur wenig unterscheiden, weichen die übrigen Auslegungen etwas nach unten ab. Die Resultate für die Hydraulikvarianten 2 und 3 liegen durchschnittlich ungefähr 1,2–1,3 Prozentpunkte unter denen des besten Konzeptes 3.

Eine ebenfalls betrachtete Reduzierung der Eingangsleistung auf 59 kW senkt die Nutzenenergie im Schnitt um etwa 1,5 Prozentpunkte. Für die Hydraulikvariante 3 beträgt der Abfall nur etwa 0,8 Prozentpunkte.

Die Aufteilung in einen Acker- und Straßenbereich bringt bei einer Verteilung von 60:40 einen durchschnittlichen Energiegewinn von nur 0,3 %. Der zusätzliche Bau- und Kostenaufwand scheint daher nicht gerechtfertigt.

Insgesamt treten bei den bewerteten Wirkungsgraden von Bild 5.15 und Bild 5.16 bei den Varianten 15 und 18 die geringsten mechanischen Verluste auf.

Bezieht man den Variator in den Reversiervorgang mit ein, in dem die Verzögerung bis zur minimalen Fahrgeschwindigkeit über den Variator erfolgt, kann wegen der ver-

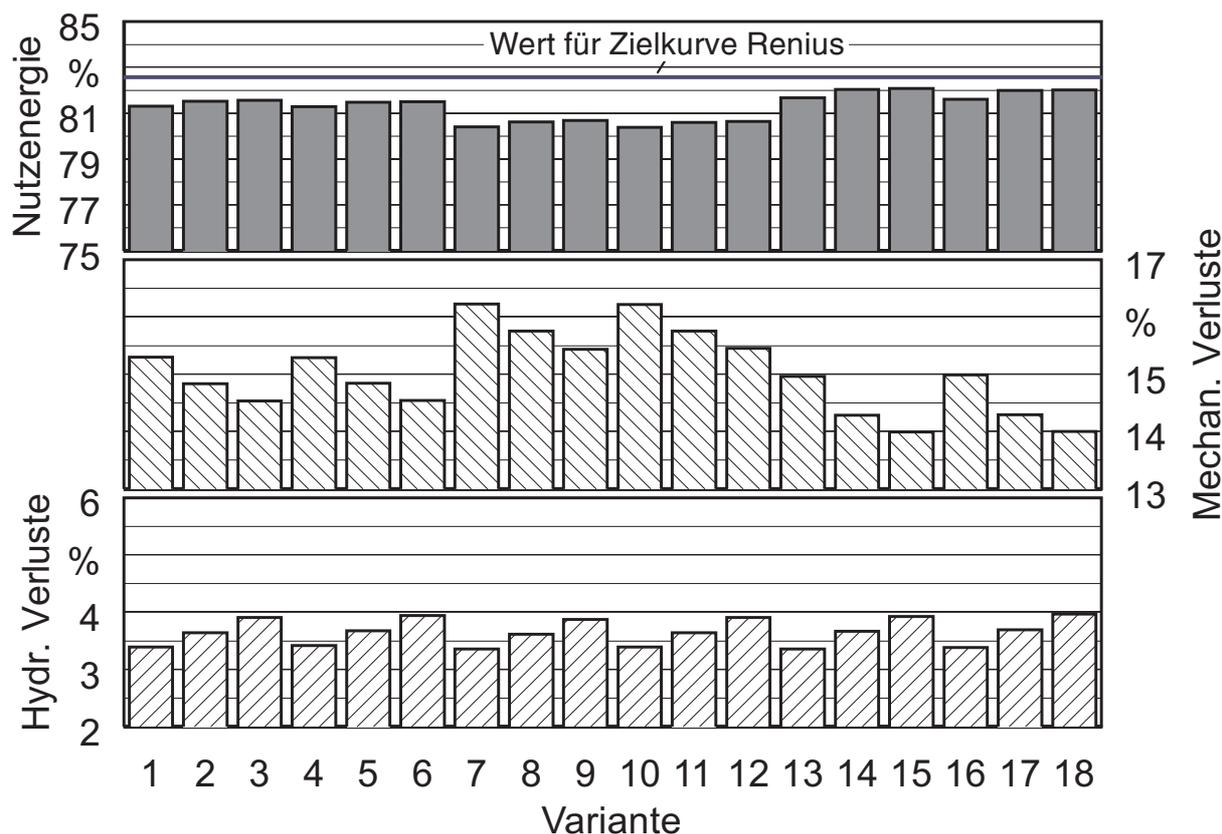


Bild 5.16: Nutzenergie der untersuchten Varianten im gesamten Geschwindigkeitsbereich von 1–50 km/h bei Vollast (Hydraulikvariante 3) und Nenndrehzahl für die in Bild 2.1 abgeschätzte zeitliche Verteilung der Fahrgeschwindigkeiten

ringerten Wärmebelastung in der Kupplung der Kühlölstrom reduziert werden. Für die Rechnung wurde die Kühlölmenge auf die Hälfte der in Tabelle 5.2 angegebenen Werte abgesenkt. Besonders für die Hydrauliksysteme 1 und 2 ist diese Maßnahme lohnend und bringt bis zu 1,9 Prozentpunkte. Beim Hydraulikkonzept 3 sind die Gewinne kleiner (0,6 Prozentpunkte), da hier das Schmieröl auf niedrigerem Druckniveau bereitgestellt wird. Ein verringerter Kühlölstrom bei Nichtbetätigung der Reversierung ist nur vorteilhaft, wenn das Fördervolumen der Pumpe gleichzeitig reduziert wird, da der sonst entstehende Überschuss entsprechend auf die anderen Verbraucher (z.B. Bremsen) verteilt wird.

Verstellpumpen zur Versorgung des Kettenwandlers, ermöglichen in Zeiten ohne schnelle Übersetzungsstellung die Absenkung des Volumenstroms auf ein energetisch günstigeres Stand-by-Niveau von z. B. 5 l/min [170]. Für die Varianten 15 und 18 sinken dadurch die hydraulischen Gesamtverluste um etwa 38 %, bei einem Nutzenergievorteil in der Größenordnung von etwa 1,5 % (gesamter Geschwindigkeitsbereich von 1-50 km/h).

Zusammenfassend können in der Praxis durchwegs gute Wirkungsgrade erreicht werden. Ein optimiertes Hydrauliksystem bei gleichzeitig niedrigen Höchstgeschwindigkeiten in der Fahrstufe L liefert die besten Resultate.

Kapitel 6

Besonderheiten des aktiven Stillstands

Bei geeigneter Abstimmung der Übersetzungen ist es durch eine Drehzahlüberlagerung im Planetengetriebe – wie bereits gezeigt – möglich, den aktiven Stillstand der Abtriebswelle darzustellen. Ohne Betätigung eines Trennelementes (z.B. Kupplung) kann so aus dem Stand angefahren werden. Marktverfügbare stufenlose Fahrtriebe für Traktoren bieten diese Funktionalität. Für Pkw-Getriebe wird der Einsatz der IC-SCR-Struktur mit einem Umschlingungsgetriebe ebenfalls diskutiert. Aus diesem Grund wurden hierzu Untersuchungen am Prüfstand durchgeführt, um die Beherrschbarkeit des Zustands nachzuweisen und gleichzeitig Risiken und Probleme aufzuzeigen.

Durch eine Umrüstung des vorhandenen Funktionsprüfstands für die „Geared-Neutral“-Untersuchungen verblieb von den ursprünglichen zwei Kupplungen für die Fahrbereiche L und H nur die Kupplung L für den langsamen, leistungsverzweigten Fahrbereich. Der direkte Fahrbereich H, bei dem L gelüftet und das Planetengetriebe durch eine Kupplung verblockt wird, ist in dieser Konfiguration nicht darstellbar. Mit der Kupplung L kann über eine geeignete Ansteuerung das über die Kupplung übertragbare Moment und damit - wegen der Drehmomentverhältnisse am Planetensatz - das auf den Variator wirkende Drehmoment begrenzt werden. Dadurch lässt sich eine Schutzfunktion für den Variator realisieren, dessen Überlastung schnell zu seiner Zerstörung führen würde. Eine Anpassung der Stirnradübersetzung $i_{34} = -97/65$ reduzierte die Drehzahl des Steges so, dass sich ein „Geared-Neutral“-Drehzahlverhältnis des Variators von $\ddot{u}_{Var,GN} = 1,7$ ergab und auch ein begrenzter Rückwärtsfahrbereich umgesetzt werden konnte.

6.1 Aktiver Stillstand als ausgezeichneter Betriebspunkt

Der Fall der stehenden Abtriebswelle stellt für die Struktur in mehrfacher Hinsicht einen besonderen Betriebszustand dar.

Umkehr des Leistungsflusses in der Struktur

Die Richtung der Leistungsflüsse im Getriebe in den verschiedenen Betriebszuständen des Getriebes ist für alle Fragen, die das Betriebs- und Regelungsverhalten des Variators betreffen, von zentraler Bedeutung. In **Bild 6.1** ist der Leistungsfluss in der untersuchten

Struktur jeweils für Zug- und Schubbetrieb bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt in vier Quadranten dargestellt.

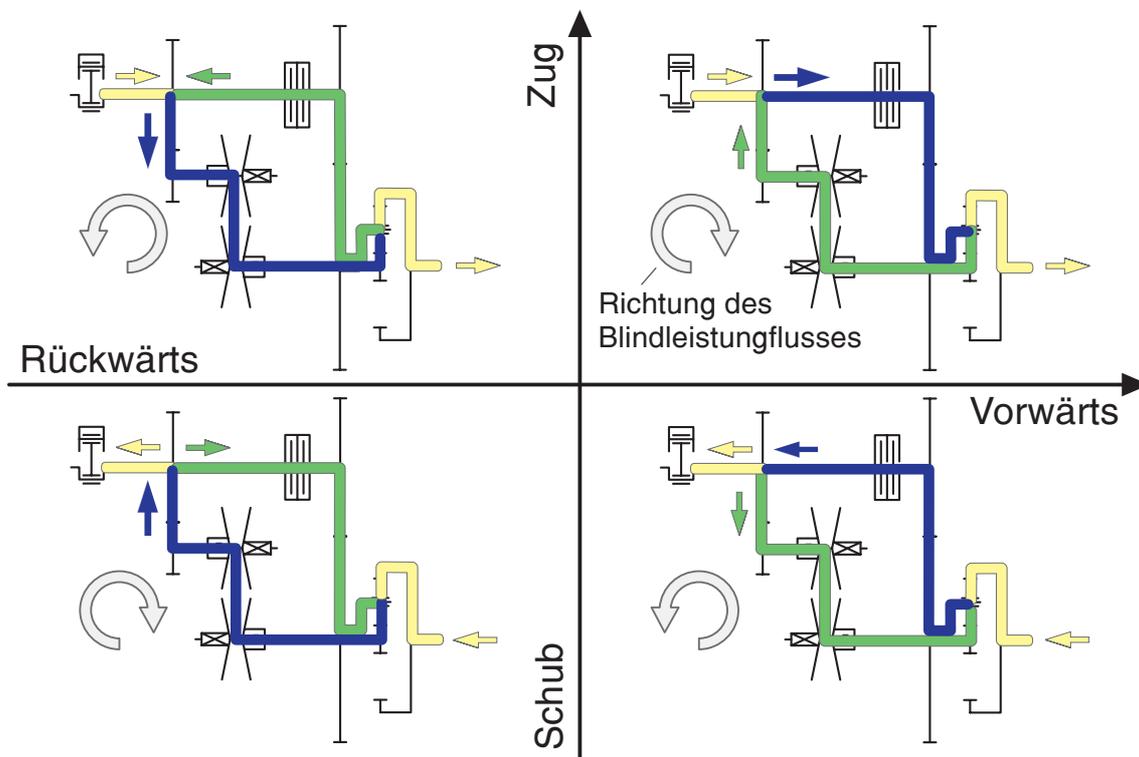


Bild 6.1 : Leistungsflüsse in der untersuchten Antriebsstruktur für Zug- und Schubbetrieb bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt (zur Verdeutlichung ist zusätzlich die Richtung der Blindleistung angegeben)

Die Summenleistung aus Antriebs- und Blindleistung ist durch die dunkle Farbe gekennzeichnet. Bei den gewählten Übersetzungen fließt im System zu jeder Zeit Blindleistung. Die Richtung der über den Variator fließenden Leistung ist entscheidend für das dort notwendige Verhältnis der Anpresskräfte. Der Übergang zwischen den Quadranten ist in der Regel mit einem Wechsel der Antriebswelle und damit auch einer Veränderung der notwendigen Anpressdrücke im Variator gekennzeichnet. Der „Geared-Neutral“-Punkt bei geringer Variatorlast stellt insofern einen ausgezeichneten Betriebszustand dar, da hier von jedem Quadranten ein Übergang in alle drei Nachbarquadranten mit entsprechend veränderten Anpresskräften im Variator erfolgen kann. Der Umschlingungsvariator ist ein übersetzungsgeregeltes System, das heißt für die exakte Stillstandsregelung ist eine möglichst genaue und stabile Regelung der Variatorübersetzung notwendig. Das P.I.V.-Anpresssystem mit hydraulischen Drehmomentfühlern erleichtert die Aufgabe, da es das Anpressdruckniveau selbsttätig einregelt. Die Ansteuerung des Variators reduziert sich somit auf die Einstellung der erforderlichen Druckdifferenz zum Halten der Übersetzung.

Drehmomentwandlung

Für die Sonnenrad- und Hohlraddrehzahl gilt in der betrachteten Struktur:

$$n_{So} = \frac{n_{An}}{i_{12}} \cdot \ddot{u}_{Var} \quad \text{und} \quad n_{St} = \frac{n_{An}}{i_{34}}$$

Damit ergibt sich das Drehzahlverhältnis zwischen Getriebeein- und -ausgang unter Benutzung von Gl. (2.2):

$$\frac{n_{Ab}}{n_{An}} = \frac{\ddot{u}_{Var} \cdot i_{34} - i_{12} \cdot (1 - i_0)}{i_0 \cdot i_{12} \cdot i_{34}} \quad (6.1)$$

Setzt man für den Stillstand den Zähler von Gl. (6.1) gleich null, kann das zugehörige Variatorordrehzahlverhältnis $\ddot{u}_{Var,GN}$ berechnet werden.

$$\ddot{u}_{Var,GN} = \frac{i_{12} \cdot (i_0 - 1)}{i_{34}} \quad (6.2)$$

Die Drehmomentwandlung zwischen An- und Abtrieb erfolgt unter Berücksichtigung der Verluste für den Zugbetrieb nach:

$$\mu = \frac{T_{Ab}}{T_{An}} = - \frac{i_0 \cdot i_{12} \cdot i_{34} \cdot \eta_{34}}{\ddot{u}_{Var} \cdot i_{34} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_0 \cdot \eta_{Var} - i_{12} \cdot (\eta_0 - i_0)} \quad (6.3)$$

Kombiniert man Gl. (6.2) mit Gl. (6.3) und betrachtet den Antriebsstrang verlustfrei, wird der Nenner des Terms null. Dementsprechend ergäben sich unendliche Drehmomente am Abtrieb, die ohne Begrenzung zur Zerstörung des Getriebes führen würden.

Berücksichtigt man hingegen die Verluste, ergibt sich für die Drehmomentwandlung ein Verlauf in Abhängigkeit des Variatorwirkungsgrades nach **Bild 6.2**. Zu niedrigeren Wandlerwirkungsgraden hin führen die Blindleistungen zu einem steilen Abfall der Kurve. Bei Werten kleiner als 90 % wird das Verhältnis kleiner als 10, was bei einem Fahrzeug in einer wahrnehmbaren Anfahrtschwäche resultiert.

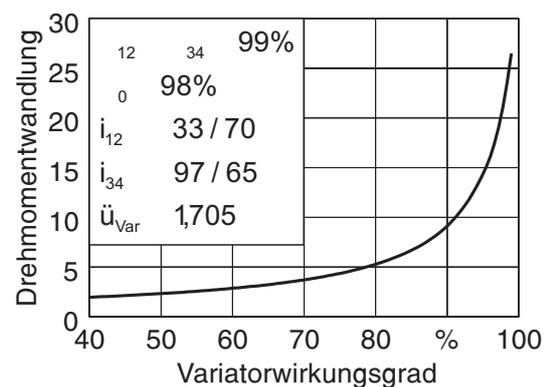


Bild 6.2: Theoretische Drehmomentwandlung für eine IC-SCR-Struktur nach Bild 3.13 im „Geared-Neutral“-Punkt

Selbsthemmung

Große Gesamtübersetzungen können bei entsprechenden Verlusten in Getrieben vor allem beim Leistungsfluss von der langsamen zur schnellen Seite zur Selbsthemmung führen. Im vorliegenden Fall betrifft diese Regel den Fahrzustand in der Nähe des „Geared-Neutral“-Punktes im Schubbetrieb. Überschreiten die zur Drehung des Getriebes notwendigen Radmomente die Kraftschlussgrenze, kommt es zum Blockieren der Räder. Kritische Fahrzustände sind die Folge.

Die untersuchte Struktur lässt sich vereinfacht als dynamisches System nach **Bild 6.3** darstellen. Die Bewegungsgleichung am Getriebeeingang kann in Abhängig-

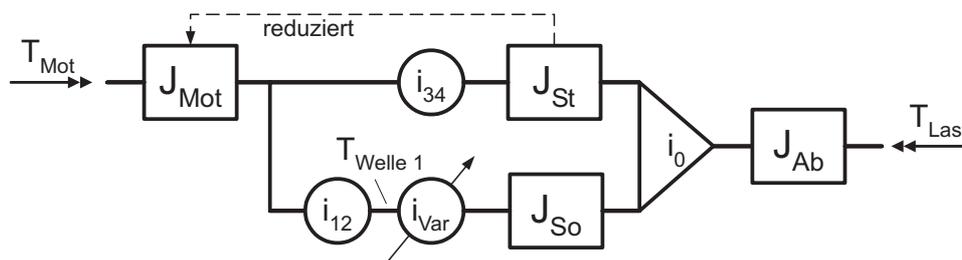


Bild 6.3: Starrkörpermodell der betrachteten Getriebestruktur (Trägheitsmoment des Steges wird auf die Motorwelle reduziert und zur Motorträgheit addiert)

keit der am System angreifenden Drehmomente und der Trägheiten wie folgt angegeben werden.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_{Mot} = & \frac{-i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_0 \cdot i_{Var}^2 (i_{34} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{Var} + i_{12} \cdot i_{Var} (i_0 - 1)) T_{Last} +}{i_{Var} [(i_{12} \cdot i_{Var} (i_0 - 1) + i_{34}) (i_{34} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{Var} + i_{12} \cdot i_{Var} (i_0 - 1))] J_{Ab}} \\ & + \frac{i_{12}^2 \cdot i_{34}^2 \cdot i_0^2 \cdot i_{Var}^3 \cdot T_{Mot} + i_{34} \cdot \omega_{mot} \cdot i_{Var} [(i_{34} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{Var} +}{(6.4)} \\ & \quad + i_{12}^2 \cdot i_{34}^2 \cdot i_0^2 \cdot i_{Var}^2 \cdot \eta_{34} \cdot J_{Mot} +} \\ & \quad + i_{12} \cdot i_{Var} (i_0 - 1)) J_{Ab} + i_{34} \cdot i_0^2 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{Var} \cdot J_{So}]}{+ i_{34}^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_{Var} \cdot J_{So}} \end{aligned}$$

Je nachdem, ob sich der Variator im Schub- oder Zugbetrieb befindet, muss zur korrekten Berücksichtigung des Leistungsflusses der Kehrwert der Wirkungsgrade eingesetzt werden.

$$\eta_k = \begin{cases} \eta_k & T_{Welle 1} \geq 0 \\ 1/\eta_k & T_{Welle 1} < 0 \end{cases} \quad \text{mit } k = 12, 34, Var$$

Beim Blockieren wird die Beschleunigung unendlich, weil der Nenner von Gl. (6.4) mindestens eine Nullstelle hat. Der Nennerterm entspricht dem reduzierten Trägheitsmoment

des Systems und kann bei festen Drehmassen als quadratische Gleichung der Variablen i_{Var} aufgefasst werden, die genau eine Lösung besitzt, wenn die Diskriminante der Lösungen ($Disk = f(\eta_{Var})$) null wird. Der Einfluss der verschiedenen Parameter auf den Verlauf der Grenzwirkungsgrade ist in **Bild 6.4** dargestellt. Große Trägheiten am Antrieb

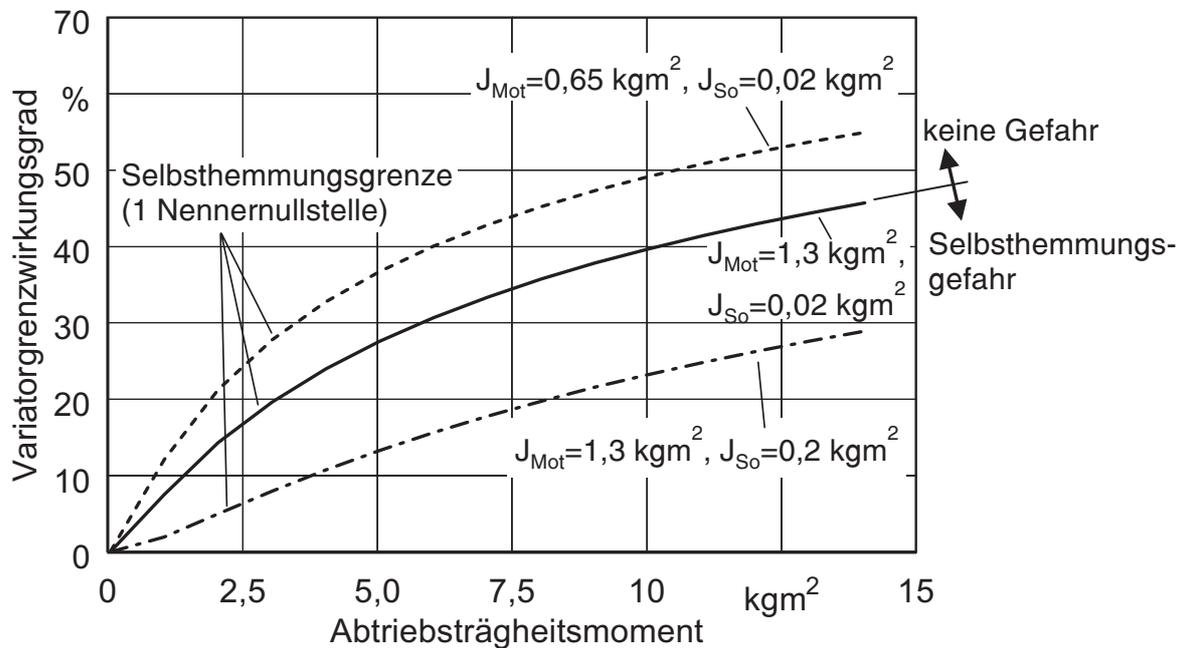


Bild 6.4: Verlauf der rechnerischen Variatorgrenzwirkungsgrade, bei denen Selbsthemmung auftreten kann für die „Geared-Neutral“-Konfiguration des Funktionsprüfstands ($i_{12} = -33/70$, $i_{34} = -97/65$, $i_0 = -4,4$, $\eta_{12} = \eta_{34} = 99\%$)

(keine Getriebeparameter) und an der Sonnenradwelle reduzieren die Selbsthemmungsgefahr. Da beide Trägheiten im Nenner von Gl. (6.4) positive Vorfaktoren haben, kann nur der Anteil aus der abtriebsseitigen Trägheit kleiner null werden. Von *Pelchen* [221] wurde dazu ein Verfahren offen gelegt, bei dem durch eine rechnerische Abstimmung der Drehmassen in der Konstruktionsphase die beschriebenen kritischen Zustände vermieden werden können.

Beim Durchrutschen der Räder wird die Abtriebsträgheit J_{Ab} vom Antriebsstrang kinematisch entkoppelt. Gemäß dem Kurvenverlauf in Bild 6.4 reduziert sich dadurch der kritische Variatorwirkungsgrad und das Rad beginnt wieder zu Rollen. Damit wird die Drehmasse wieder angekoppelt und es kommt erneut zum Blockieren. Der Mechanismus erzeugt entsprechende Schwingungen der Drehmomente, die auch im Schlupf zwischen Rad und Boden wieder zu finden sind. **Bild 6.6** zeigt die den Grenzwirkungsgraden zugeordneten Variatorübersetzungen (Nenner von Gl. (6.4) wird null) in Abhängigkeit der abtriebsseitigen Trägheit. Bei Variatorstellbereichen zwischen 0,4...2,45 kann sich für die dargestellte Konfiguration nur in denjenigen Fällen in denen der Variator im Zugbetrieb arbeitet, eine Instabilität einstellen.

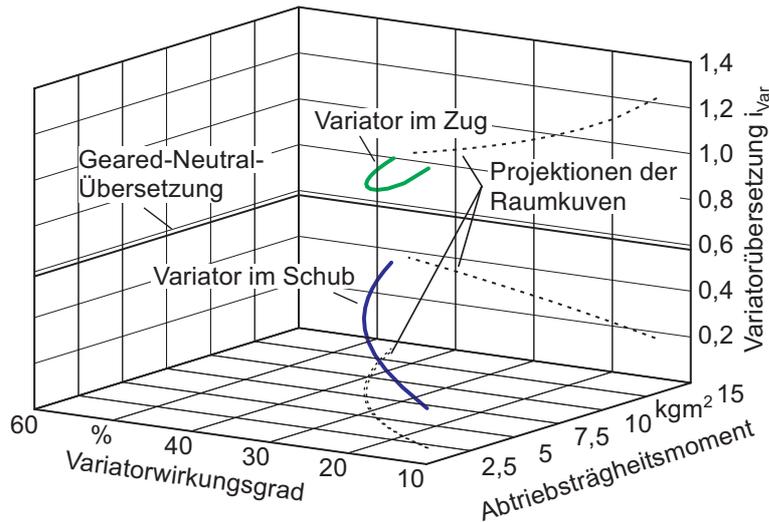


Bild 6.6: Verlauf der Variatorübersetzung in Abhängigkeit von Abtriebsträgheit und Variatorgrenzwirkungsgrad

$$(i_{12} = -33/70, i_{34} = -97/65, \\ i_0 = -4,4, \eta_{12} = \eta_{34} = 99\%, \\ J_{Mot} = 1,3 \text{ kgm}^2, \\ J_{So} = 0,2 \text{ kgm}^2)$$

Aus dieser Analyse ergeben sich für die Besonderheiten des aktiven Stillstands folgende Schlussfolgerungen:

- Selbsthemmung ist am Prüfstand nicht zu erwarten, da das durch den Kraftschluss zwischen Boden und Reifen begrenzte abtriebsseitige Moment nicht berücksichtigt wird.
- Größere Trägheiten am Eingang und an der Sonnenradwelle sind hinsichtlich der Selbsthemmungsvorteilhaft.
- Die Selbsthemmungsvorteilhaft ist bei kleinen Lasten tendenziell höher, da dort der Variatorwirkungsgrad stark abfällt.

6.2 Messungen am Prüfstand

Wie schon erwähnt, wurde das vorhandene Funktionsmodell zur Durchführung praktischer Versuche „geared-neutral“-fähig gemacht und in einen entsprechenden Prüfaufbau an einem Antriebsstrangprüfstand eingebunden, **Bild 6.5**.

Der Antriebsstrangprüfstand ist mit zwei elektrischen Asynchronmaschinen ausgestattet, die bereits im Stillstand sehr hohe Anlaufmomente erzeugen können. Zwischen das Funktionsmuster und den abtriebsseitigen Bremsmotor wurde eine Drehmasse mit anpassbarem Trägheitsmoment eingebracht. Bei den Versuchen war der Antriebsmotor drehzahl geregelt, während an der Bremsmaschine das Lastdrehmoment vorgegeben wurde.

Um eine exakte Beurteilung des Getriebezustands und die Erfassung aller

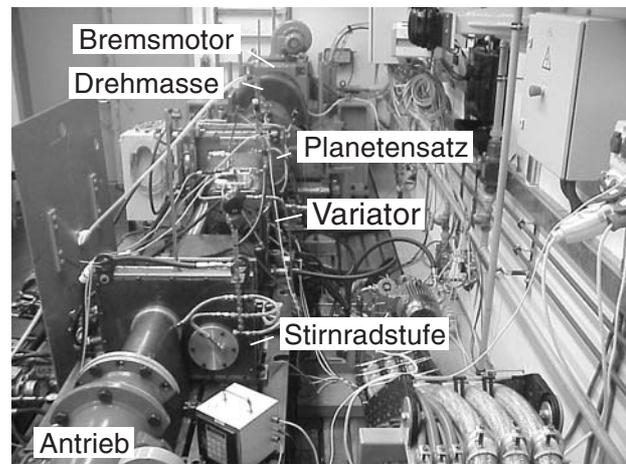


Bild 6.5: Am Antriebsstrangprüfstand aufgebautes „geared-neutral“-fähiges Getriebe-funktionsmuster

systemrelevanten Daten sicher zu stellen, wurden insgesamt 19 Messgrößen sensorisch erfasst und aufgezeichnet.

6.2.1 Ausgewählte Versuchsergebnisse

Einfluss der Vorsteuerung im Übersetzungsregler

Zur Verbesserung und Stabilisierung des Regelverhaltens wurde im Regler eine Vorsteuerung mit Störgrößenaufschaltung für die Position des Aktors nach Bild 4.30 eingesetzt. Die Ausführung und Parametrierung der Steuerung hat dabei großen Einfluss auf die erzielbare Regelgüte. **Bild 6.7** zeigt die Ergebnisse mit einem ungeschickten Parametersatz. Bei abgekoppeltem Bremsmotor soll die „Geared-Neutral“- Übersetzung ange-

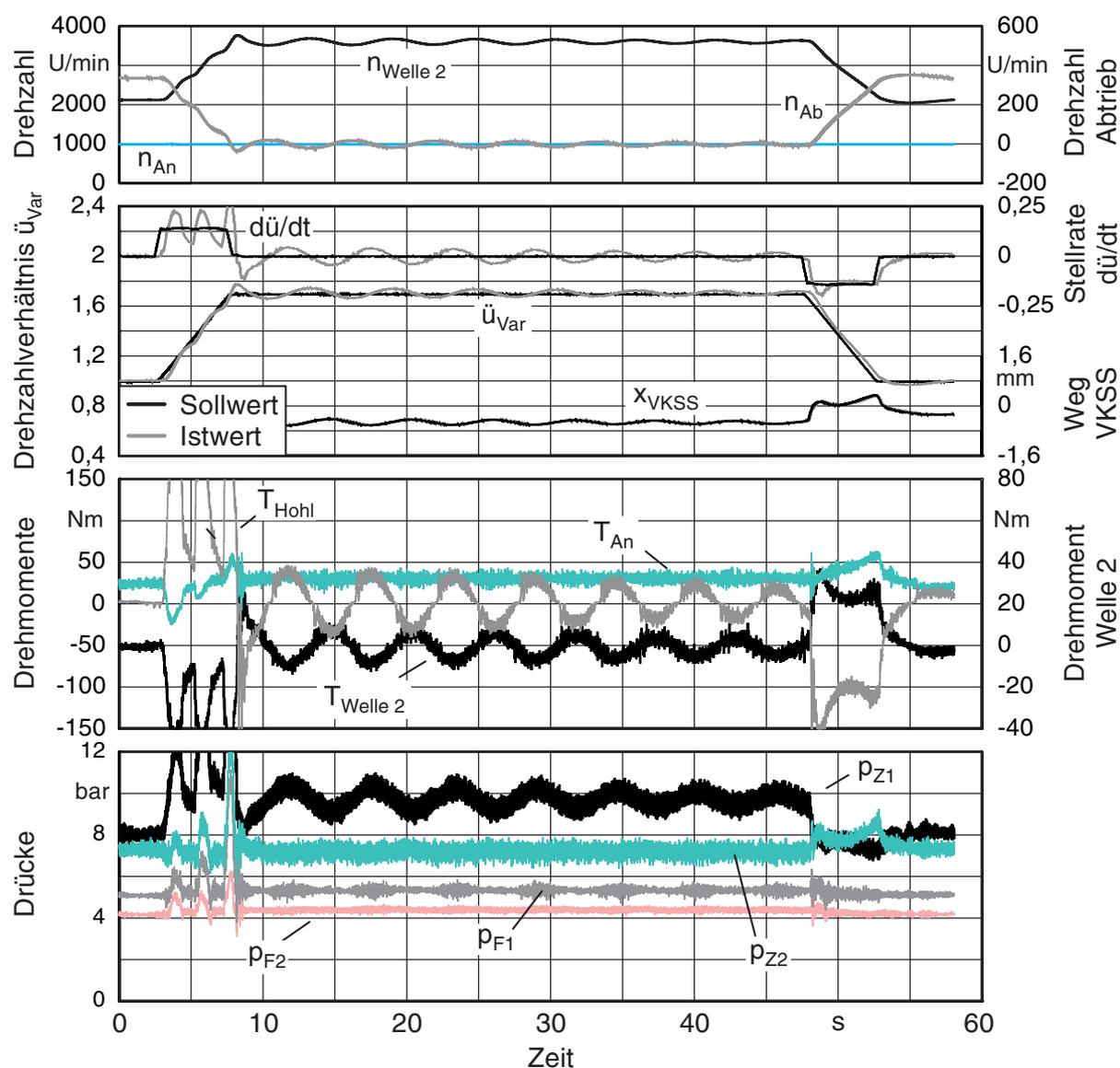


Bild 6.7: Anfahren des aktiven Stillstands (8 s) mit schlechter Parametrierung der Vorsteuerung (Antriebsdrehzahl $n_{An} = 1000$ U/min, Bremsmotor abgekoppelt, Trägheitsmoment $J_{Ab} = 10 \text{ kgm}^2$, Zeitkonstante im P-T₁-Glied für $T_{Welle 2}$: $T_1 = 0,25$ s)

fahren und anschließend gehalten werden. Es stellen sich Dauerschwingungen mit einer Frequenz von etwa 0,19 Hz ein, die nicht ausgeglet werden können.

Mit geeigneten Parametern konnte hingegen ein Verlauf nach **Bild 6.8** erreicht werden.

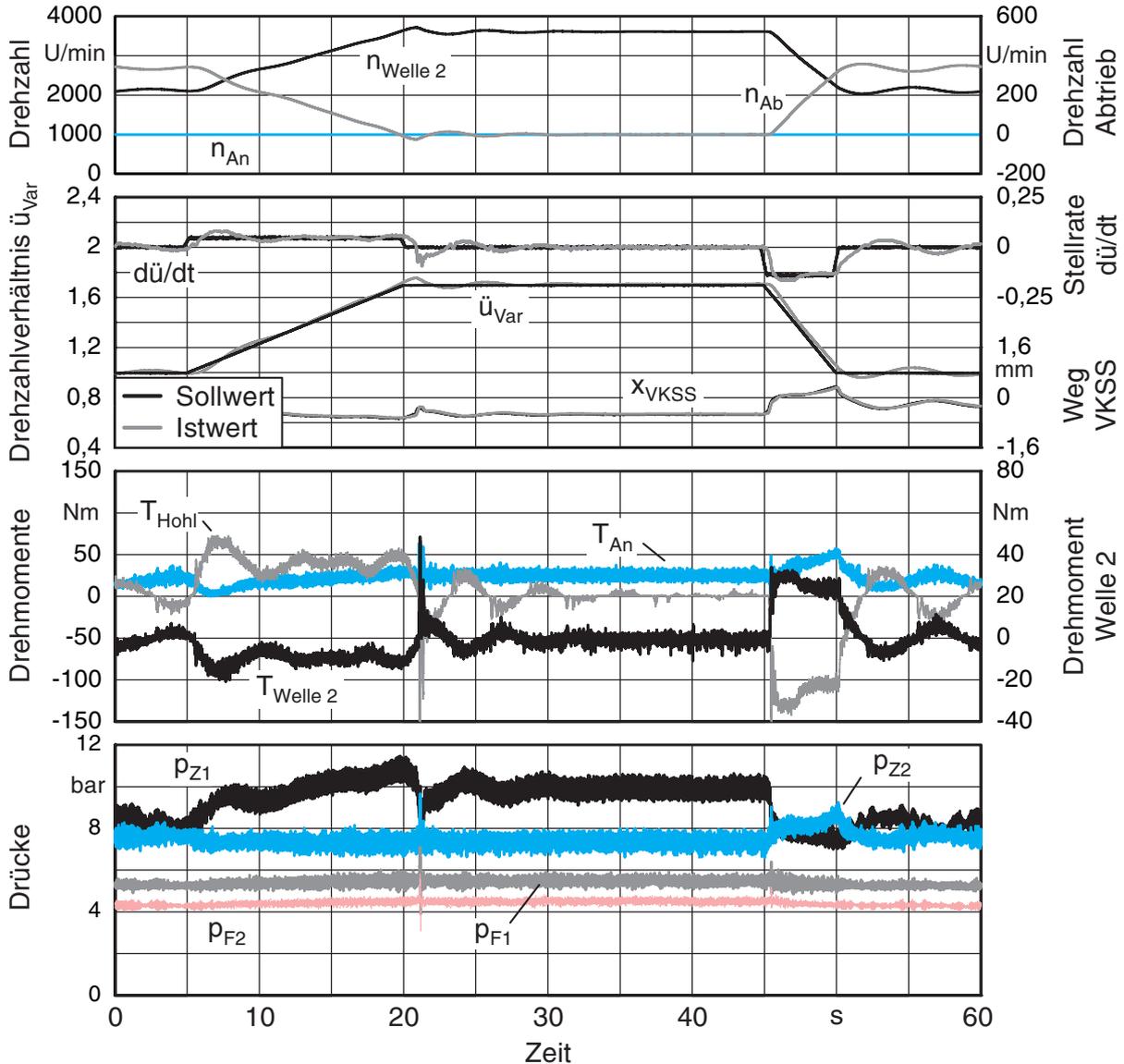


Bild 6.8: Anfahren des aktiven Stillstand (21 s) mit verbesserter Parametrierung der Vorsteuerung (Antriebsdrehzahl $n_{An} = 1000 \text{ U/min}$, Bremsmotor abgekoppelt, Trägheitsmoment $J_{Ab} = 10 \text{ kgm}^2$, Zeitkonstante im P - T_I -Glied für T_{Welle2} : $T_I = 1,00 \text{ s}$)

Durch die geringe Lagerreibung der Drehmasse besitzt das auf dem Prüfstand untersuchte System nur eine kleine Dämpfung. Bereits in den vorbereitenden Simulationsrechnungen wurde festgestellt, dass die Störgröße $T_{Welle 2}$ mit einem Verzögerungsglied 1. Ordnung (PT_1) gefiltert werden muss, um das Aufschaukeln aus der Vorsteuerung durch ein direktes Durchschalten zu vermeiden. In den Versuchen konnte dieses Ergebnis bestätigt werden: Für die kleinste Drehmasse (2 kgm^2) war eine Zeitkonstante von

$T_I = 0,25 \text{ s}$ ausreichend. Bei der größeren Trägheit (10 kgm^2) war diese Verzögerung – wie in der Simulation – zu klein und musste auf $T_I = 1,0 \text{ s}$ erhöht werden. Bei sonst identischen Reglerparametern ergab sich eine deutliche Verbesserung des Ausregelverhaltens.

Die Kombination aus entkoppeltem Bremsmotor und einer großen Drehmasse bei geringen Widerstandskräften stellen einen Extremfall da, wie er am realen Fahrzeug unwahrscheinlich ist. Sie ist wegen der großen Empfindlichkeit jedoch gut für die Beurteilung der Regelqualität geeignet.

Aktiver Stillstand

In den Versuchen konnte der stillstehende Abtrieb mit der gewählten Struktur problemlos eingestellt werden. Mit der Benutzerschnittstelle des Funktionsmusters kann dem Vierkantensteuerschieber unter Umgehung der Übersetzungsregelung eine feste Position zugewiesen werden. Gibt man die für die anliegenden Betriebsparameter eine entsprechende Stellung vor, kann der „Geared-Neutral“-Betrieb auch ohne Übersetzungsregelung stabil eingehalten werden. Erst wenn es zu einer Änderung der äußeren Randbedingungen (z.B. Antriebsdrehzahl, Lastmoment) kommt, weicht das Getriebe aus, bis es zu einem neuen Gleichgewichtszustand kommt.

Der Stillstand lässt sich auch stabil und dauerhaft mit dem elektronischen Übersetzungsregler einstellen, **Bild 6.9**. Bei etwa 5 s wird der Stillstand mit einem leichten Überschwingen erreicht und anschließend 30 s gehalten. Die starke Drehmomentüberhöhung beim Anfahren rührt von der Trägheit des Stromreglers der Bremsmaschine her. Aus dem Drehmomentverlauf folgt auch die gute Eignung des Getriebes für dynamische Anfahrvorgänge unter Last. Treten abtriebsseitige Störungen – z.B. Momentenstöße – weicht der Variator kurzzeitig aus – die Hohlradwelle bewegt sich um wenige Grad – und wird durch die Regelung wieder angehalten.

Selbst bei hohen Lasten am Abtrieb ist ein problemloser „Geared-Neutral“-Betrieb des Getriebes möglich. Der Schubbetrieb ist allgemein schwieriger beherrschbar und mit stärkeren Anforderungen an die Regelung verbunden. Eine reduzierte Steifigkeit des Reglers führte dabei zu einem verbesserten Verhalten.

Für zukünftige Versuche am Prüfstand ist die Methode der Lasterzeugung mit einem stillstehendem Elektromotor in Frage zu stellen. Die Kennlinie der verwendeten Asynchronmaschine zeigt zwar das erforderliche Anlaufmoment, ein stabiles Haltemoment ist jedoch schwierig zu erzeugen. Ein Verbesserungsansatz könnte hier die Ankopplung über eine hydraulischen Strömungsmaschine (z.B. Retarder) sein. Stellt man über den Motor einen entsprechenden Schlupf ein, kann auch bei stehender Hohlradwelle ein stabiles Bremsmoment aufgebracht werden, da immer eine Relativedrehzahl zwischen Ein- und Ausgang der Strömungsmaschine auftritt.

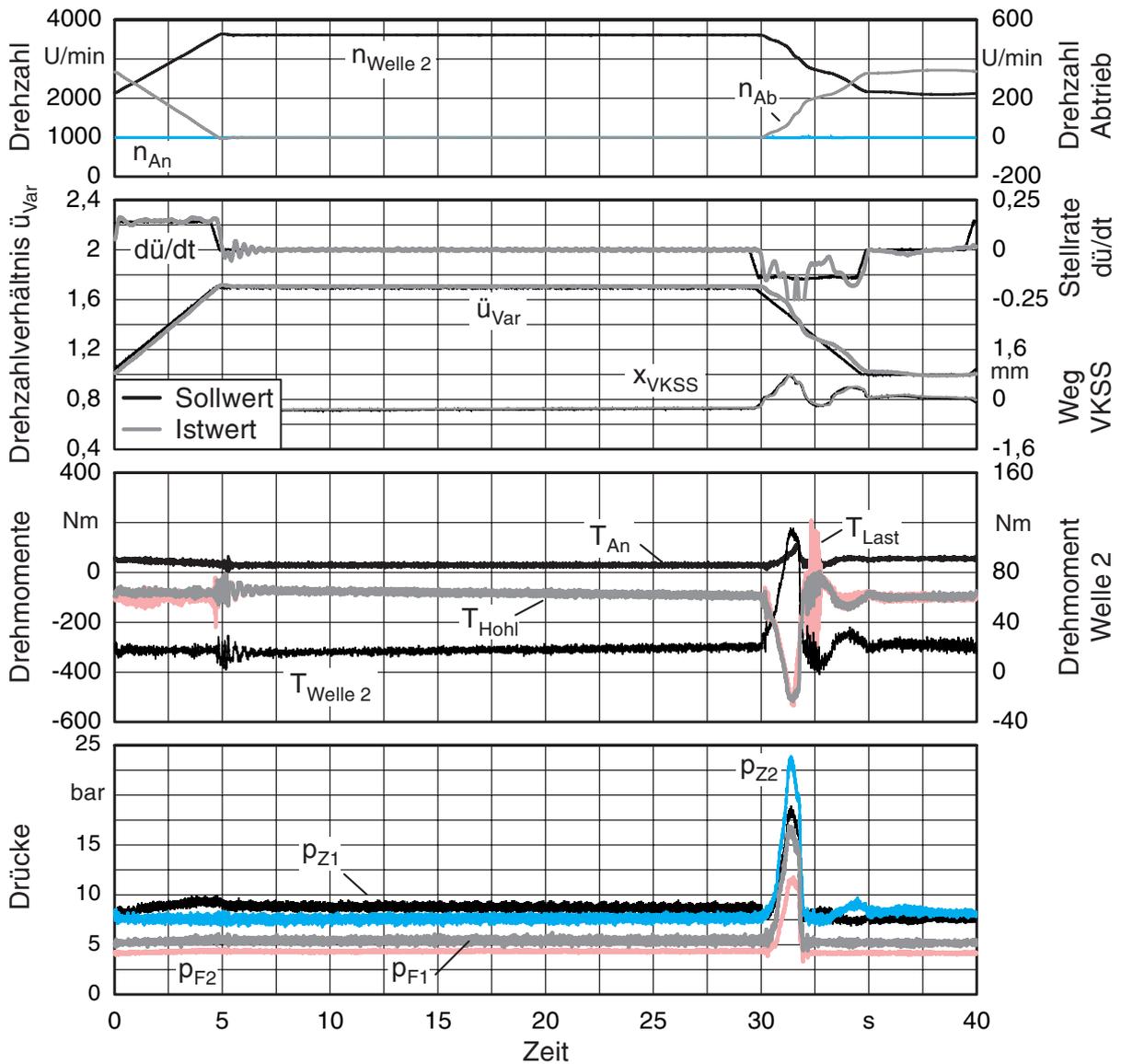


Bild 6.9: Stabiler aktiver Stillstand (Antriebsdrehzahl $n_{An} = 1000$ U/min, Trägheitsmoment $J_{Ab} = 2 \text{ kgm}^2$, Sollbremsmoment 100 Nm Zugbetrieb)

Um einen als exakt empfundenen Stillstand zu erreichen, darf eine Abweichung des Ist-Drehzahlverhältnisses am Variator vom Sollwert erst in der dritten Dezimalstelle erfolgen ($\ddot{u}_{Var,ist} = \ddot{u}_{Var,soll} \pm 0,002$). Bei Traktoren sind auftretende Bewegungen wegen der großen Übersetzung zwischen Hohlrad und Radnabe gemeinhin unkritischer als bei Pkw.

Reversierung Vorwärts-Rückwärts

Durch die Sicherheitsbeschränkungen der Prüfstandssteuerung war ein Wechsel zwischen Vorwärts- und Rückwärtsfahrt unter äußerer Last nicht möglich. Die durchführbaren Versuche ohne Last lassen den Wechsel der Drehrichtung am Abtrieb jedoch als unkritisch erscheinen, da am Variator keine Drehrichtungsänderung statt findet. Bei konstanter äußerer Last, wie sie beispielsweise beim Reversieren an einer Steigung

auftritt, erfolgt nach Bild 6.1 beim Wechsel der Drehrichtung ein Übergang in den jeweils diagonal gegenüber liegenden Quadranten. Damit ändert sich die Richtung des Leistungsflusses nicht. In **Bild 6.10** wird der Abtrieb aus der Vorwärtsfahrt zunächst in den Stillstand verzögert. Anschließend erfolgt ein Rückwärts-Anfahrvorgang. Aus der Rück-

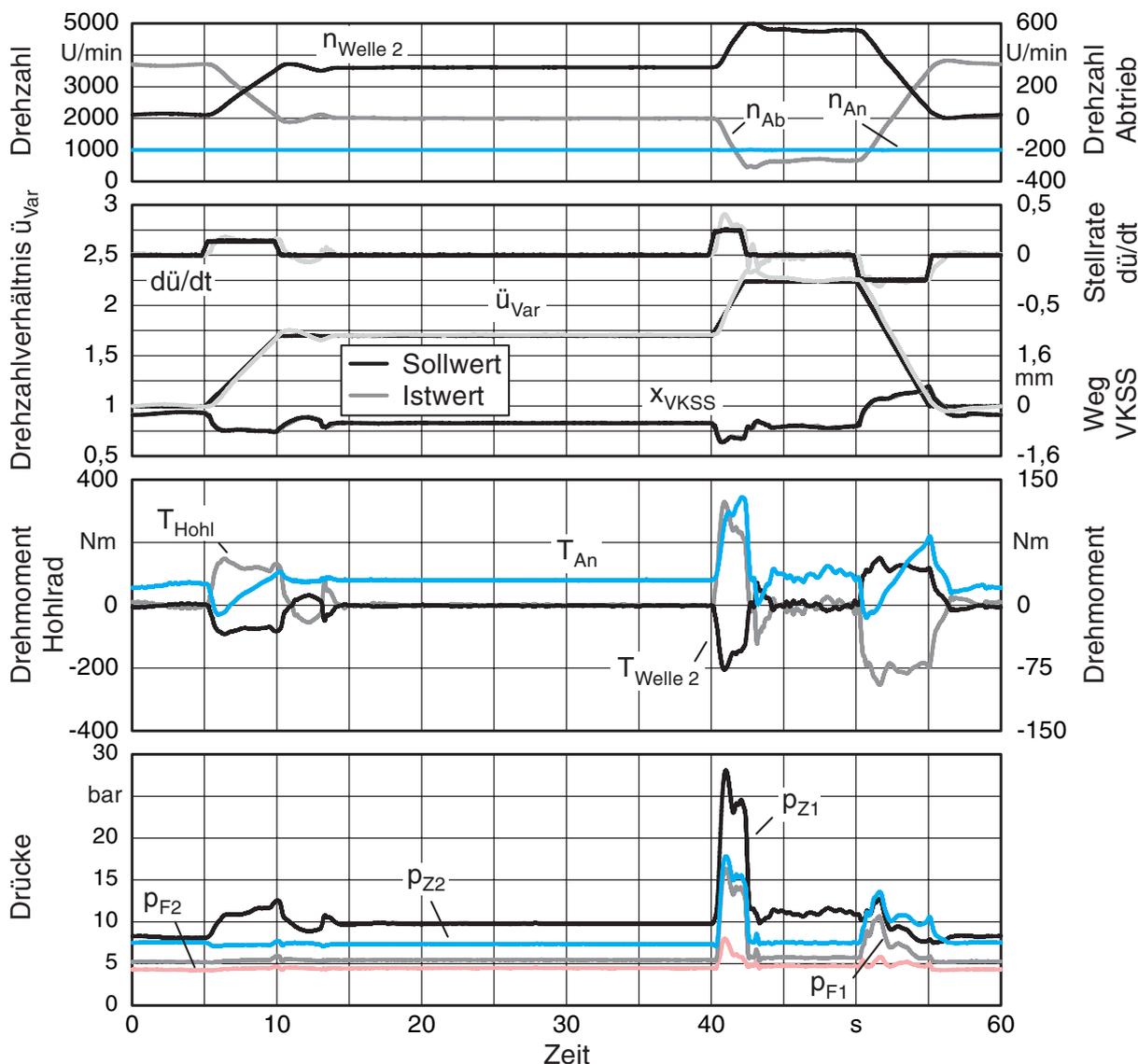


Bild 6.10: Reversierung aus der Rückwärts- in die Vorwärtsfahrt (Antriebsdrehzahl $n_{An} = 1000 \text{ U/min}$)

wärtsbewegung wird das Getriebe wiederum verzögert, um dann ohne Halten mit konstant vorgegebener Stellrate des Variators wieder in die Vorwärtsbewegung über zu gehen. Die Reversierung erfolgt dabei ohne Unregelmäßigkeiten.

Als problematisch erwies sich bei nahezu allen Versuchen das Überschwingen beim Übergang von der Stellbewegung in den stationären Zustand. Bei der Regelung des Drehzahlverhältnisses wird dieses als Zeitverlauf aus einer Tabelle vorgegeben. An den Knickpunkten treten dabei beinahe schlagartig Änderungen der Stellrate $d\ddot{u}_{Var}/dt$ auf. Eine für den Fahrzeugeinsatz abgestimmte Art der Vorgabe mit einer

Antizipation durch Beobachtung des Fahrzeugzustands bringt hier sicher eine Verbesserung des Verhaltens. Fortschritte wurden bereits beobachtet, wenn ein Verlauf von $d\ddot{u}_{var}/dt$ über der Zeit integriert und dieses Signal als Eingangsgröße in den Übersetzungsregler gegeben wird.

Die maximale Verstellrate von Kettenwandlern liegt 1 bis 2 Zehnerpotenzen niedriger als bei hydrostatischen Wandlern und ist gerade beim Anfahren bedeutsam. Für solche Anfahrvorgänge konnten jedoch ausreichend hohe Stellraten des Getriebes erreicht werden. Nicht dargestellt werden kann eine für Notbremsvorgänge bei geschlossenem Antriebsstrang erforderliche Verstellgeschwindigkeit. Hier muss der Triebstrang getrennt und der Variator lastfrei nachgesteuert werden. Ist der Synchronpunkt im Trennelement wieder erreicht, kann wieder eingekuppelt werden.

6.3 Vergleich zwischen Simulation und Messung

Die praktischen Versuche konnten mit Hilfe des beschriebenen dynamischen Simulationsmodells erfolgreich vorbereitet werden. Ein Hauptaugenmerk lag dabei auf der Vorarbeit für eine geeignete Regelstrategie und der Aufdeckung eventuell kritische Systemzustände (z. B. Selbsthemmung). Die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation war dabei in allen wesentlichen Messgrößen sehr gut. **Bild 6.11** zeigt einen typischen Versuchsablauf, wie er unter anderem für die Simulationsuntersuchungen zum Einfluss der Dynamik des Stellglieds durchgeführt wurde. Aus der Vorwärtsfahrt wird das Getriebe mit einem leichten Überschwingen des Variatordrehzahlverhältnisses in den Stillstand verzögert (10 s) und bei 20 s wieder beschleunigt bis zur maximalen Fahrgeschwindigkeit des Fahrbereichs. Parameter und Kennfelder der Regelung waren dabei in Versuch und Simulation identisch.

Kritisch sind jeweils die Übergänge in die konstanten Bereiche, bei denen die vorgegebene Stellrate zu $d\ddot{u}_{var}/dt = 0$ wird (10 s , 41 s). Sowohl in der Simulation als im Versuch kann hier ein unerwünschtes Überschwingen beobachtet werden, das insbesondere bei großen Trägheiten am Abtrieb nicht vermieden werden konnte. Auffällig ist die höhere Dämpfung des Simulationsmodells, die durch ein schnelleres Abklingen von Schwingungen gekennzeichnet ist.

6.4 Drehmomentbeobachter für das Abtriebsdrehmoment

Bei automotivem Fahren besteht die Benutzerschnittstelle meist aus einem Fahrpedal. Abhängig vom Betriebszustand entspricht jede Pedalstellung einem abzugebenden Drehmoment. Um eine derartige Strategie auch mit einem stufenlosen Getriebe darstellen zu können, ist eine Information über das abtriebsseitige Drehmoment hilfreich. Die Messung von Drehmomenten in einem Seriengetriebe ist teuer. Sie ist daher auch für den vorliegenden Fall ausgeschlossen. Bei der Suche nach einer Lösung ergab sich folgender

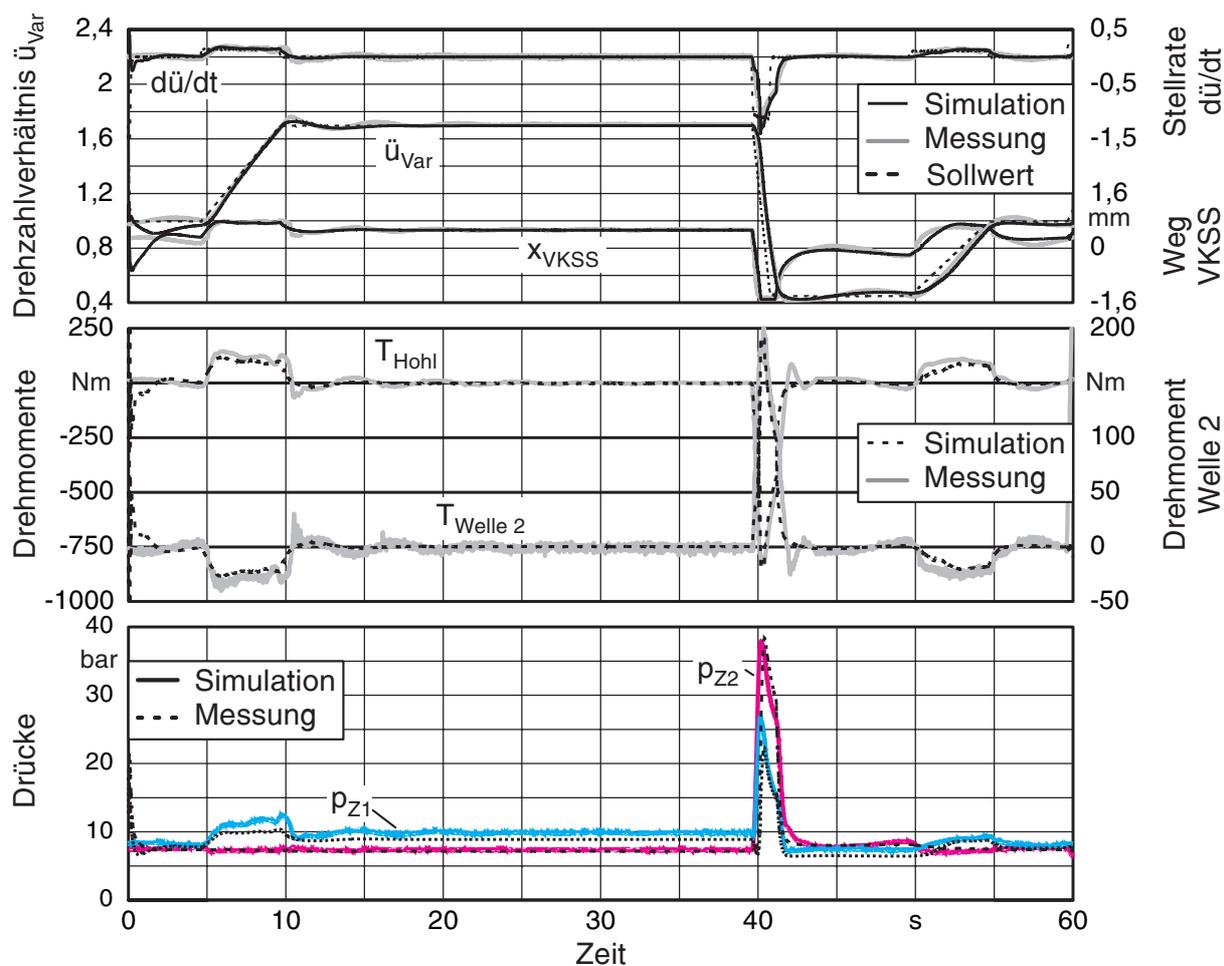


Bild 6.11: Vergleich zwischen Messung und Simulation für einen typischen Versuch (Antriebsdrehzahl $n_{An} = 1000 \text{ U/min}$, Trägheitsmoment $J_{Ab} = 10 \text{ kgm}^2$, Bremsmotor abgekoppelt)

Ansatz: Durch in den Steuergeräten abgelegte Modelle der Regelstrecke wird aus leicht ermittelbaren anderen Messsignalen (z.B. Drehzahlen, Motormoment) das Hohlrad- bzw. Abtriebsmoment indirekt ermittelt. Im Rahmen der Versuche wurde deshalb als „Beobachter“ ein vereinfachtes Modell für die Dynamik des Getriebes zur Abschätzung des Drehmomentes an der Hohlradwelle – vor der Drehmasse – erstellt.

Dabei wurden fünf Zustandsgrößen berücksichtigt:

$$T_{Ho} = f(T_{Mot}, \omega_{An}, \dot{\omega}_{An}, i_{Var}, \dot{i}_{Var})$$

Die Winkelgeschwindigkeit der Antriebswelle und die Variatorübersetzung sind Messgrößen, während die zeitlichen Ableitungen berechnet werden. Bei dem betrachteten „Geared-Neutral“-Getriebe haben die einzelnen Wirkungsgrade im System großen Einfluss auf die Drehmomentwandlung und müssen berücksichtigt werden. Für die Untersuchung wurde nur der Zugbetrieb für Vorwärtsfahrt betrachtet.

$$\begin{aligned}
 T_{Ho} = & \\
 & + \frac{i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_0 \cdot i_{Var} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_0}{i_{12} \cdot i_{Var} (1 - i_0 \cdot \eta_0) + i_{34} \cdot \eta_{Var} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34}} \cdot T_{Mot} \\
 & - \frac{J_{St} \cdot i_0 \cdot \eta_0 \cdot i_{Var} \cdot i_{12}}{i_{34} \cdot (i_{12} \cdot i_{Var} \cdot (i_0 \cdot \eta_0 - 1) + i_{34} \cdot \eta_{Var} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34})} \cdot \dot{\omega}_{Mot} \\
 & + \frac{(i_{Var} \cdot \omega_{Mot} - i_{Var} \cdot \dot{\omega}_{Mot}) \cdot i_{34} \cdot i_0 \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_0 \cdot \eta_{Var} \cdot J_{SS2}}{i_{Var}^2 \cdot i_{12} \cdot (i_{12} \cdot i_{Var} (1 - i_0 \cdot \eta_0) + i_{34} \cdot \eta_{Var} \cdot \eta_{12} \cdot \eta_{34})}
 \end{aligned}
 \tag{6.5}$$

Bild 6.12 stellt den Vergleich zwischen gemessenem und mit Hilfe des Beobachters geschätztem Hohlradmoment anhand eines typischen Anfahrversuchs dar. Die einzelnen Verlustgrade werden zunächst als konstant angenommen, was insbesondere für die Variatorverluste eine starke Simplifikation darstellt. Im Modell sind die im We-

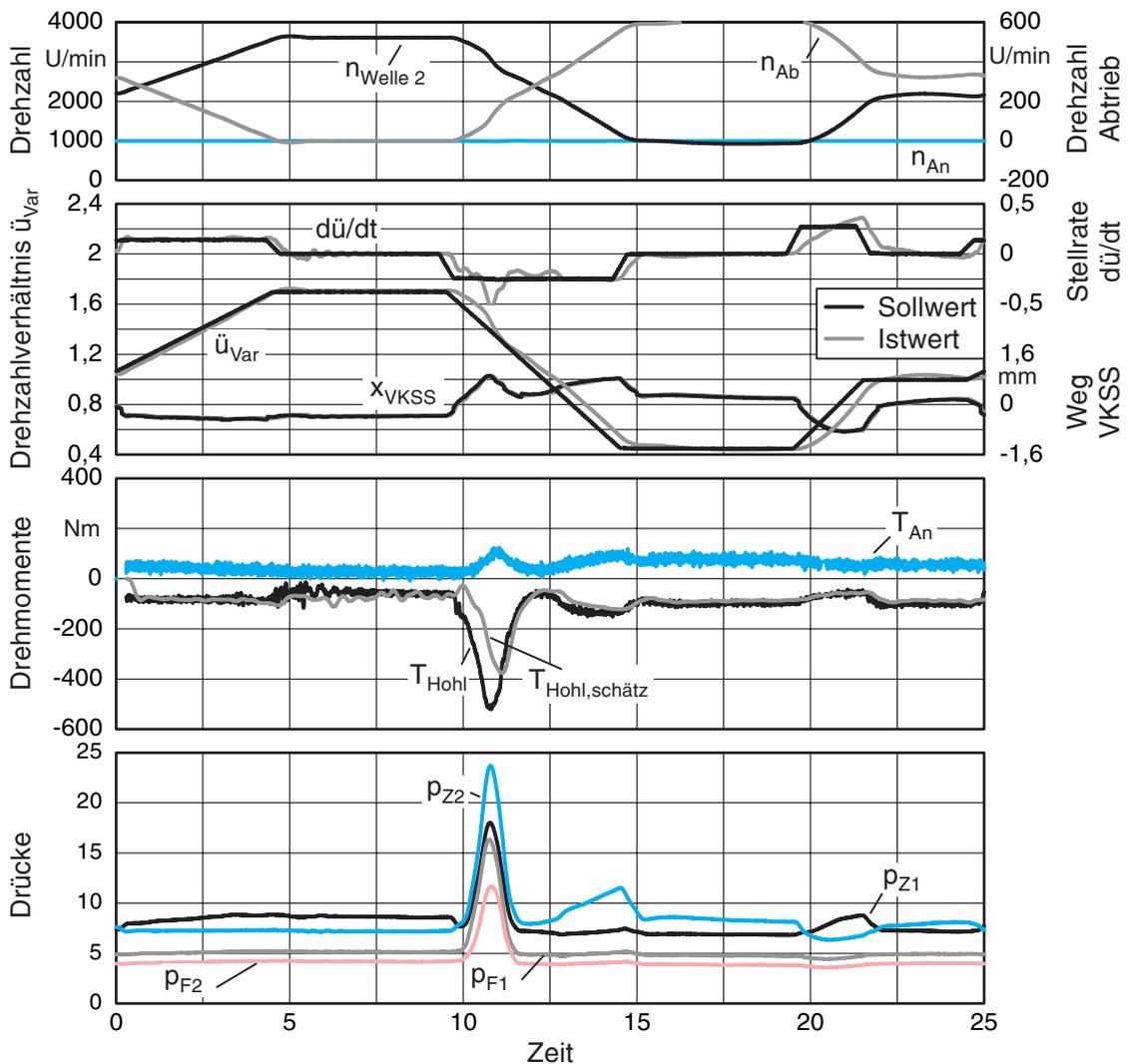


Bild 6.12: Vergleich zwischen gemessenem und mit Hilfe eines Beobachters geschätztem Hohlradmoment bei einem typischen Anfahrvorgang (Antriebsdrehzahl $n_{An} = 1000 \text{ U/min}$, Trägheitsmoment $J_{Ab} = 2 \text{ kgm}^2$, Bremsmotor abgekoppelt)

sentlichen vom Drehzahlniveau abhängigen Leerlaufverluste nicht berücksichtigt, weshalb das vom Motor abgegebene Moment um die Summe der Leerlaufdrehmomente verringert werden muss. Ab einem Variatordrehzahlverhältnis von $\ddot{u}_{Var} \leq 1,3$ laufen beide Signale fast deckungsgleich. Im Bereich kleiner Abtriebsdrehzahlen kommt es zu großen Abweichungen, die nur mit einem komplexeren Modell, das u.a. zusätzlich den variablen Variatorwirkungsgrad berücksichtigt, reduziert werden können. Die Dynamik beim Beschleunigungsvorgang wird nur unzureichend wiedergegeben, was auf mehrere Gründe zurückgeführt werden kann:

- Wegen der mit Rauschen behafteten Messsignale wurden diese über eine gleitende Mittelwertbildung geglättet und gefiltert. Es tritt daher ein Phasenversatz auf, der insbesondere die Wiedergabe dynamischer Vorgänge verfälscht.
- Die Beschleunigungen der Wellen werden durch Differenziation der gemessenen Drehzahlen gewonnen.
- Totzeiten durch die Signalwandlung sind nicht berücksichtigt.
- Der Variatorwirkungsgrad ist im Beobachtermodell als konstanter Wert mit $\eta_{Var} = 0,93$ angenommen. Bei hohen Variatormomenten ist die Schätzung in erster Näherung zutreffend, bei kleinen Lasten liegt der Wert jedoch deutlich niedriger.

6.4.1 Sonstige Ergebnisse

- Es wurde ohne Abschneidung des Abtriebsmomentes eine maximale Momentenwandlung von etwa $T_{An}/T_{Ho} = 10 - 11$ beobachtet. Der Funktionsprüfstand weist relativ schlechte Einzelwirkungsgrade auf und hat dadurch einen schlechten Gesamtwirkungsgrad.
- Mit dem Prüfstands Aufbau (feste Drehmasse am Abtrieb) konnten wie erwartet keine Selbsthemmungseffekte beobachtet werden. Eine allgemeingültige Aussage zur Problematik der Selbsthemmung für derartige Getriebeanordnungen kann jedoch nicht getroffen werden. Theoretisch wären bei einem Traktor der Schlupf bzw. die Kräfte zwischen Boden und Reifen maßgeblich an der Entstehung der Schwingungen beteiligt, was jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht vertieft wurde.

Kapitel 7

Besonderheiten des Bereichswechsels

Zur Nutzung von zwei Fahrstufen muss bei dem gewählten Konzept (Bild 3.13) eine Umschaltung zwischen den Bereichen stattfinden. Aus Komfortgründen ist ein Lastschaltvorgang am Synchronpunkt des Planetensatzes vorzusehen, der in der Folge genauer betrachtet wird.

7.1 Zur Dynamik des Bereichswechsels

Bei konstanter Beschleunigung der Abtriebswelle verlaufen die Drehzahlen in der ausgewählten Struktur im Idealfall nach **Bild 7.1**. Ohne Differenzdrehzahl in den Kupplungen

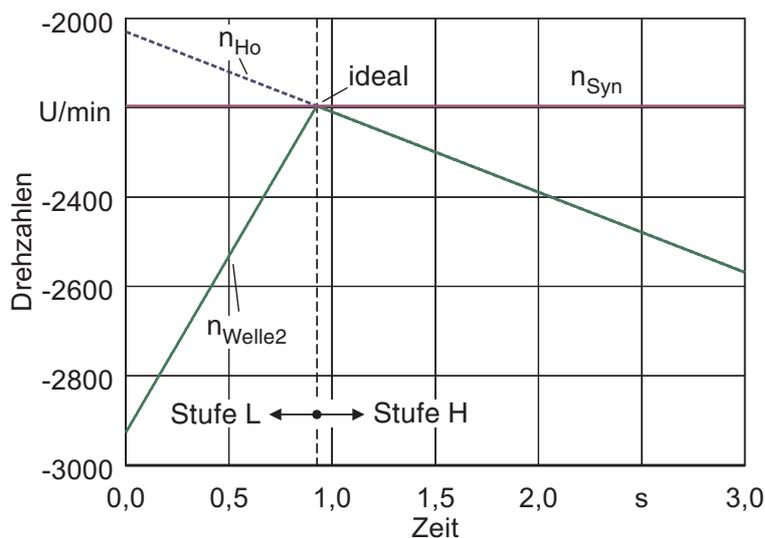


Bild 7.1: Drehzahlverlauf für IC-SCR-Struktur bei einem idealen Bereichswechsel von L nach H am Nennpunkt ($i_{12} = -33/70$, $i_{34} = -66/63$, $i_0 = -4,4$)

kann im Synchronpunkt des Planetengetriebes zwischen den Fahrbereichen umgeschaltet werden. In der Praxis ist ein derartiger Bereichswechsel jedoch nicht realisierbar. Ein Problem ergibt sich durch die Umkehr der Verstellrichtung des Variators in unendlich kurzer Zeit. Während bei hydrostatischen Variatoren sehr hohe Änderungen der Stellraten, bei gleichzeitig hoher Dämpfung, möglich sind, stößt man bei Umschlingungsgetrie-

ben wegen der Trägheiten an Grenzen. Im gleichen Zeitraum müsste zudem die Lastübernahme von der abzuschaltenden auf die zuzuschaltende Kupplung erfolgen.

Ein komfortabler, weitgehend ruckfreier Schaltvorgang kann deshalb nur mit einer geeigneten Strategie für die Ansteuerung des Variators und der Kupplungen während des Schaltvorgangs erreicht werden. Ein möglicher Verlauf des Variatordrehzahlverhältnisses ist in **Bild 7.2** dargestellt. Dabei wird die Beschleunigung des Abtriebs während des Schaltvorgangs, nicht jedoch der Kraftfluss, unterbrochen. Der Variator verharrt für die Dauer der Lastübernahme in den Kupplungen bei $\ddot{u}_{Var,syn}$. Ist der Be-

reichswechsel abgeschlossen, verstellt man den Kettenwandler in der neuen Fahrstufe in Gegenrichtung. Für eine gleichmäßige Beschleunigung der Hohlradwelle sind die Stellraten in den beiden Fahrbereichen von der Standübersetzung des Planetensatzes abhängig.

$$\frac{d\ddot{u}_{Var,L}/dt}{d\ddot{u}_{Var,H}/dt} = i_0 \tag{7.1}$$

Hochdynamische Schaltvorgänge erfordern das exakte Anfahren und anschließende stabile Halten der Synchronübersetzung. Erschwerend wirkt dabei die Umkehr des Leistungsflusses am Umschlingungsgetriebe – und zwar vor allem deswegen, weil sich Änderung das Anpresskraftverhältnis ändert. Das Funktionsmuster zeigte in allen Versuchen am Prüfstand bei Übergängen aus der Stellbewegung in Bereiche mit konstanter Übersetzungen eine hohe Neigung zum Überschwingen.

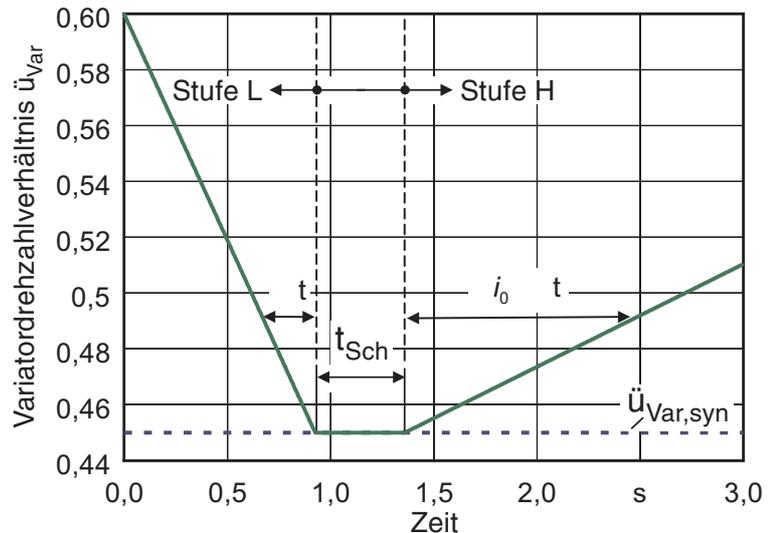


Bild 7.2: Verlauf des Variatordrehzahlverhältnisses \ddot{u}_{Var} beim Bereichswechsel von L nach H

Alternativ bietet sich bei Lamellenkupplungen ein Ablauf nach **Bild 7.3** an. Man

hält für die Schaltung einen geringen, von der Stellrate abhängigen Abstand von der Synchronübersetzung ein, und führt den Variator während des Schaltvorgangs auf einer zunächst frei wählbaren, stetig differenzierbaren Kurve.

Durch Differenzdrehzahlen in den Kupplungen ist es prinzipiell möglich, die Beschleunigung der Abtriebs-

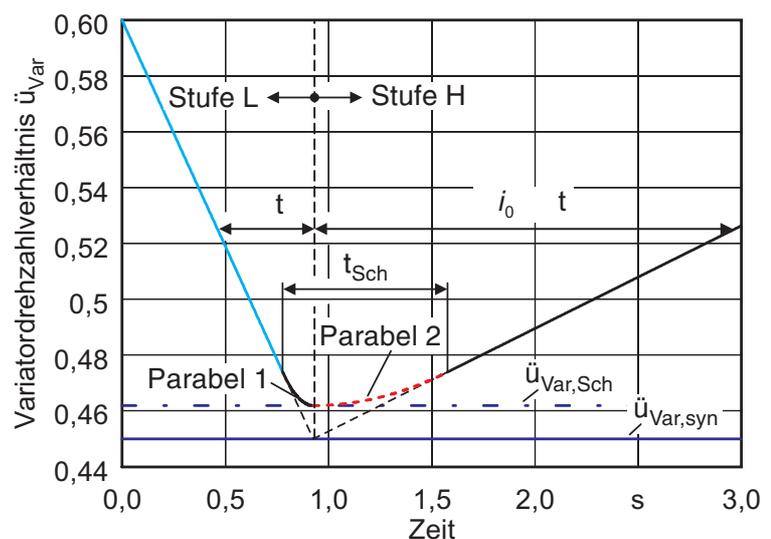


Bild 7.3: Alternative Vorgabe des Variatordrehzahlverhältnisses \ddot{u}_{Var} beim Bereichswechsel von L nach H

welle im Falle gleitender Kupplungen konstant zu halten, auch wenn die Variatorstellrate einen Nulldurchgang hat. Die Umkehr der Stellrate ohne ein Verweilen am Synchronpunkt erweist sich wegen der Nacheilung zwischen Soll- und Istwert der Variatorübersetzung bezüglich der auftretenden Überschwingweite als vorteilhaft.

Für die Kurven wurden zwei Parabelhälften gewählt, die über notwendige Randbedingungen so parametrisiert werden, dass sich ein stetig differenzierbarer Verlauf der Sollwertkurve für das Variatordrehzahlverhältnis ergibt.

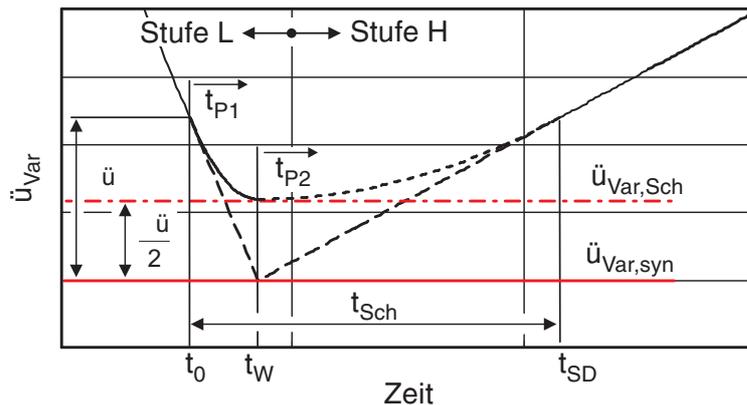


Bild 7.4: Randbedingungen für die Parametrierung der Vorgabe für das Variatordrehzahlverhältnis während des Schaltvorgangs

Schaltdauer t_{Sch} fest vor, teilen sich die Anteile in den Parabelästen als Folge von Gl. (7.1) im Verhältnis $1:i_0$. Die Beschleunigung bleibt während der Schaltung annähernd konstant. Durch eine ständige Vorausschau wird der Bereichswchselfvorgang ausgelöst, wenn die Tangente an das aktuelle Variatordrehzahlverhältnis zum Zeitpunkt t_W , den Synchronpunkt erreicht. Für eine Schaltung von L nach H werden die notwendigen Gleichungen exemplarisch hergeleitet.

Zu Beginn der Schaltphase gilt nach Bild 7.4:

$$\ddot{u}_{Var,Sch} = \frac{\ddot{u}_{Var}(t_0) + \ddot{u}_{Var,syn}}{2} \quad (7.2)$$

Die Ansätze für die beiden Parabeläste erfordern die Bestimmung von insgesamt 6 Konstanten:

$$\ddot{u}_{Var,P1} = c_{11} \cdot t_{P1}^2 + c_{12} \cdot t_{P1} + c_{10} \quad (7.3)$$

$$\ddot{u}_{Var,P2} = c_{21} \cdot t_{P2}^2 + c_{22} \cdot t_{P2} + c_{20} \quad (7.4)$$

Wegen der Stetigkeit des Vorgabeverlaufs sind einzuhaltende Randbedingungen bekannt:

Abhängig von der Stellrate am Variator hält die Vorgabe einen Abstand vom Synchronpunkt, **Bild 7.4**. Die Parabelscheiden liegen bei $\ddot{u}_{Var,Sch}$. Bei Differenzdrehzahlen in den Kupplungen haben die übertragbaren Drehmomente der schließenden Kupplung für die Schaltung den richtigen Wirksinn. Gibt man die

- Der Funktionswert und die Ableitung von Gl. (7.3) zum Zeitpunkt t_0 müssen mit dem Vorgabeverlauf von \ddot{u}_{Var} und $d\ddot{u}_{Var}/dt$ übereinstimmen.
- Parabel 1 und 2 müssen zum Zeitpunkt t_W der Wert der Scheitelübersetzung nach Gl. (7.2) annehmen.
- Der Endwert des Variatordrehzahlverhältnisses der Parabel 2 bei t_{SD} entspricht dem Startwert von Parabel 1.
- Die Stellrate zu Beginn des Schaltverlaufs bei t_0 ist um den Faktor i_0 größer als am Ende bei t_{SD} .

Mit

$$\Delta t_{P1,W} = \frac{1}{1-i_0} \cdot \Delta t, \quad \Delta t_{P2,SD} = \frac{i_0}{i_0-1} \cdot \Delta t \quad \text{und} \quad \dot{u}_{Var0} = \left. \frac{d\ddot{u}_{Var}}{dt} \right|_{t_0}$$

können die Kurvenverläufe für eine Schaltung von L nach H in Abhängigkeit der jeweiligen Relativzeiten t_{P1} und t_{P2} angegeben werden:

$$\ddot{u}_{Var,P1} = \frac{\ddot{u}_{Var,Sch} - \ddot{u}_{Var}(t_0) - \dot{u}_{Var0} \cdot \Delta t_{P1,W}}{\Delta t_{P1,W}^2} \cdot t_{P1} + \dot{u}_{Var0} \cdot t_{P1} + \ddot{u}_{Var}(t_0) \quad (7.5)$$

$$\ddot{u}_{Var,P2} = \frac{\frac{1}{i_0} \cdot \dot{u}_{Var0} \cdot \Delta t_{P2,SD} + \ddot{u}_{Var,Sch} - \ddot{u}_{Var}(t_0)}{\Delta t_{P2,SD}^2} \cdot t_{P2}^2 + \frac{2 \cdot \ddot{u}_{Var}(t_0) - 2 \cdot \ddot{u}_{Var,Sch} - \dot{u}_{Var0} \cdot \Delta t_{P2,SD}}{\Delta t_{P2,SD}} \cdot t_{P2} + \ddot{u}_{Var,Sch} \quad (7.6)$$

Nach Bild 3.6 existieren für die Verblockung des Planetensatzes im Fahrbereich H verschiedene Möglichkeiten. Im weiteren soll zunächst die Variante der Kopplung von Steg und Hohlrad betrachtet werden, da diese Lösung bezüglich der maximal auftretenden Differenzdrehzahlen und damit verbundener Probleme (Taumeln der Lamellen, Verluste, etc.) vorteilhaft erscheint. Die Kupplung muss aber dafür leider für relativ hohe Momente ausgelegt werden, um das maximale von der Standübersetzung des Planetengetriebes beeinflusste Drehmoment zu übertragen. Für das in **Bild 7.5** schematisierte System (entspr. Bild 3.13) gilt für den stationären Fall folgender Zusammenhang:

$$T_{KH} = T_{H0} \cdot (1 - i_0) - T_{KL} \cdot i_0 \cdot i_{34} \quad (7.7)$$

Diese Verblockung ergibt Kupplungsmomente, die sehr viel größer sind als Abtriebsmoment. Die Kupplung muss alle auftretenden Momente mit einem begrenzten Druckbereich sicher übertragen können. Bei niedrigen Lasten ergeben sich durch die hohe Steifig-

7.2 Entwicklung einer Umschaltstrategie

In der Literatur werden mehrfach verschiedene Ansätze für verschiedene ähnliche Fahrbereichswechsel beschrieben. *Jürgens* [222] untersucht theoretisch die Modellierung eines Freilaufs mit Lamellenkupplungen bei einer IC-SCR Struktur. *Pohlentz* [103] zeigt die Notwendigkeit einer Bestimmung des Schaltzeitpunktes durch Vorausschau bei einem stufenlosen Traktorgetriebe. Nach *Aizetmüller* [95] ist bei Traktoren ein Beschleunigungseinbruch ohne Komforteinbußen für maximal 0,2 s tolerierbar. Erfahrungen von Claas weisen allerdings aus, dass auch die Höhe der Beschleunigung eine wichtige Rolle spielt: Umschaltvorgänge bei kleinen Fahrgeschwindigkeiten (hohe Beschleunigungen) sind zu vermeiden. *Haj-Fraj* [223] belegt für Pkw-Stufenautomaten die gute Eignung und das Verbesserungspotenzial durch modellbasierte Ansätze zur Realisierung komfortabler Schaltvorgänge. *Förster* [73] untersucht und bewertet den Lastschaltung in einem i^2 -Getriebe mit einem Kettenwandler.

Im Hinblick auf eine mögliche Verwendung abgeleiteter Strategien und Steuerungsmechanismen in der Praxis wurde der gesamte Schaltcontroller mit MATLAB/SIMULINK entwickelt. Die komplexe Logik, in der verschiedenste Zustände abgefragt und entsprechende Aktionen ausgelöst werden, ist mit der Toolbox Stateflow umgesetzt. Der mechanische Teil des Getriebes wird durch ein AMESim-Modell abgebildet, das Wirkungsgrade, Steifigkeiten und die vereinfachte hydraulische Variatorversorgung berücksichtigt. Es ist über die S-function-Schnittstelle von MATLAB als dll-Datei eingebunden und wird vom Matlab-Solver berechnet.

In der Simulation wurde ein Antriebsstrang – entsprechend Variante 1 (Tabelle 5.1), mit geringerer Variatorspreizung – angenommen, der in seiner Auslegung als Prototyp-Getriebe denkbar wäre, **Tabelle 7.6**.

Tabelle 7.6: Daten des Modells zur Untersuchung des Bereichswechsels

Übersetzung i_{12}	-26/44 = -0,590	Hinterradhalbmesser 480/70 R34	0,81 m
Übersetzung i_{34}	-61/44 = -1,386	Variatorstellbereich s_{Var}	5,5
Standübersetzung i_0	-86/19 = -4,526	Motornennleistung	70 kW (95 PS) bei 2300 U/min
Abtriebsträgheit	5 kgm ²	max. Motormoment	380 Nm bei 1500 U/min
Übersetzung Hohlrad-Reifen	-48,3		

Der Dieselmotor ist entsprechend dem von *Böhler* [224] beschriebenen Modell berücksichtigt. Um sowohl die Einflüsse des Druckregelventils, als auch der hydraulischen Verzögerungen berücksichtigen zu können, wurde eine vereinfachte Aktorik der Bereichskupplungen nach **Bild 7.7** berücksichtigt.

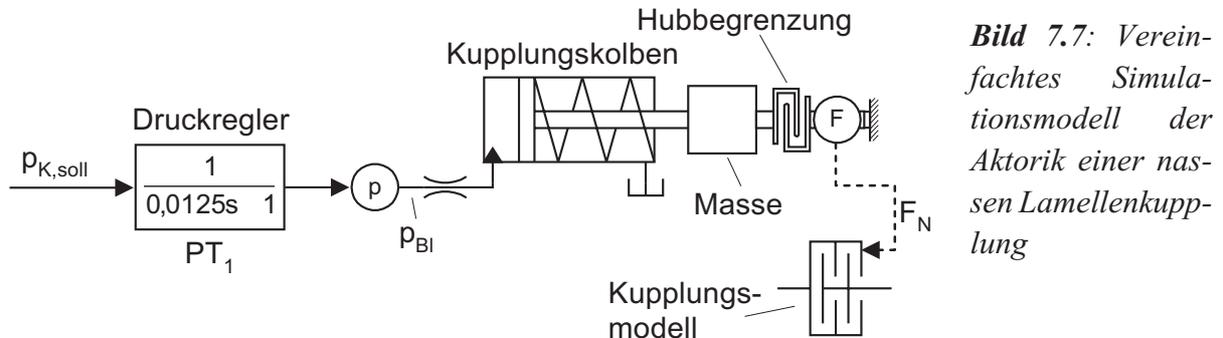


Bild 7.7: Vereinfachtes Simulationsmodell der Aktorik einer nassen Lamellenkupplung

Ein hydraulischer Kolben erzeugt eine Kraft, die als Eingangssignal für das Kupplungsmodell dient.

Für den gewählten Ansatz wurde zunächst eine feste Gesamtschaltzeit unter $t_{Sch} = 0,8 s$ angestrebt. Hinsichtlich Reibleistung und Kühlbedarf der Kupplungen sind kurze Schaltzeiten prinzipiell vorteilhaft, da dadurch der Scheitelpunkt der Vorgabekurve für die Variatorübersetzung näher an die Synchronübersetzung rückt. Die Beschleunigung der Abtriebswelle kann über die Kupplungen jedoch nur eingestellt werden, wenn beide Kupplungen rutschen. Demnach muss der Übergang Haften-Gleiten der abzuschaltenden Kupplung im ersten, kürzeren Kurventeil erfolgen. Die über PT_1 -Glieder ($T_1 = 12,5 ms$) berücksichtigte Dynamik der Druckregelventile für die Kupplungen begrenzt jedoch die maximale Dynamik, so dass sich letztendlich für die gewählte Konfiguration eine optimale Schaltdauer von $t_{Sch} = 0,5 s$ ergab. Bei kürzeren Zeiten ist aufgrund der Verzögerungen in den Steuerketten der beiden Kupplungen keine kontrollierte Lastübernahme mehr möglich.

Die Sprungantwort der Ventile beim Druckanstieg kann durch ein regelungstechnisches Korrekturglied verbessert werden. Schaltet man in die Strecke ein zusätzliches PDT_1 -Glied, kompensiert sich bei geeigneter Abstimmung die Polstelle des Druckreglers mit einer Nullstelle des Korrekturterms, **Bild 7.8**. Eine vergleichsweise kleine

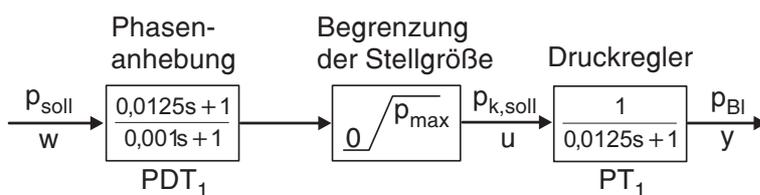


Bild 7.8: Steigerung der Ventildynamik durch phasenhebendes Korrekturglied im Regler

Zeitkonstante des PDT_1 -Elementes verschiebt den Pol in der Pol/Nullstellenebene nach links und reduziert somit die Systemträgheit. Zu berücksichtigen ist jedoch der begrenzte

Bereich der Stellgröße, wodurch sich insbesondere für den Druckabfall keine Verbesserungen ergeben.

Die grundlegenden Abläufe bei einer Bereichsschaltung sind in **Bild 7.9** in Form eines Flussdiagramms dargestellt. Als Stellgrößen wurden verwendet:

- Drehzahlverhältnis am Variator \ddot{u}_{Var}
- Drücke in den Kupplungen KH und KL
- Drehmomenteingriff am Motor

Die Vorgabe des Variatordrehzahlverhältnisses und die Kupplungsansteuerung laufen in parallelen Zweigen ab. Die Lastübernahme ist ereignisgesteuert mit der Stellbewegung des Umschlingungsgetriebes synchronisiert.

Hält die Schaltlogik aufgrund der Stellbewegung und der aktuellen Variatorübersetzung einen Bereichswechsel für wahrscheinlich, weil die Zeit bis zum Erreichen des Synchronpunktes einen Grenzwert unterschreitet, bereitet sie die lastübernehmende Kupplung vor. In einer Schnellfüllphase wird ihr Kolben an die Lamellen angelegt. In der abzuschaltenden Kupplung senkt die Schaltablaufsteuerung den Druck soweit ab, dass diese nahe der Rutschgrenze betrieben wird.

Parallel dazu findet für das Variatordrehzahlverhältnis eine ständige Vorausschau in Richtung des Synchronpunktes statt. Ist die Startbedingung

$$\ddot{u}_{Var}(t) + \left. \frac{d\ddot{u}_{Var}}{dt} \right|_t \cdot \frac{1}{1-i_0} \cdot t_{Sch} \leq \ddot{u}_{Var,syn}$$

erfüllt, bestimmt die Logik die Koeffizienten für den Übersetzungsverlauf nach den Gleichungen (10.1) mit (10.6) und leitet den von dort an automatisch ablaufenden Schaltvorgang ein. Gleichzeitig hält die Steuerung die aktuelle Beschleunigung der Abtriebswelle und das dafür notwendige Drehmoment am Hohlrad fest, um daraus während der Schaltphase entsprechende Sollwertverläufe abzuleiten. Bei einem P.I.V.-Anpresssystem mit hydromechanischen Drehmomentfühlern kann der Betrag des Hohlradrehmomentes relativ genau aus dem Fühlerdruck an der Variatorwelle 2 berechnet werden.

Der Druck in der abzuschaltenden Kupplung wird in der ersten Hälfte des Parabelteils P1 linear zu null abgebaut. Der notwendige Druckverlauf an der lastübernehmenden Schaltstelle kann mit Hilfe von (7.8) abgeschätzt werden. Beginnt die öffnende Kupplung zu gleiten, startet die Rutschphase in der schließenden Kupplung. Dort wird ihre Differenzdrehzahl zu null abgebaut. Der Gradient der Differenzdrehzahl in der schließenden Kupplung wird dabei immer flacher, da die Stellrate des Variators ab dem Scheitelpunkt kontinuierlich ansteigt. Um einen vorgegebenen Beschleunigungsverlauf der Hohlradwelle zu erreichen und Ungenauigkeiten in der Stellgrößenberechnung auszugleichen, ist der Steuerung ein PI-Regler überlagert. Die Führungsgröße

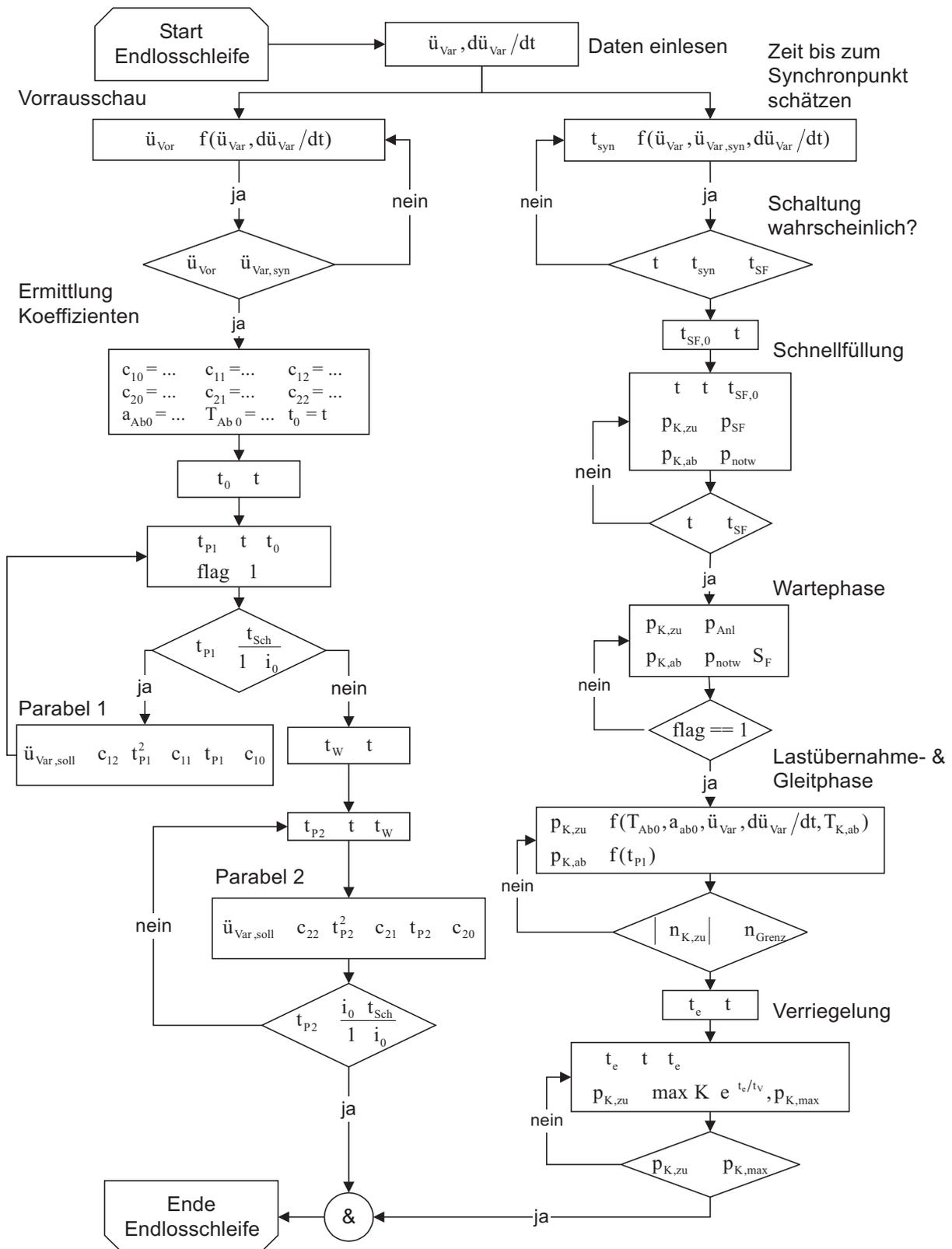


Bild 7.9: Flussdiagramm für Steuerung eines Bereichswchselvorgangs (vereinfacht); linker Bereich: Vorgabe des Variatordrehzahlverhältnisses; rechter Bereich: Ansteuerung der Bereichskupplungen

für den Regler muss idealerweise immer etwas über der Ausgangsbeschleunigung bzw. über der sich nach dem Bereichswchsel bei kinematischer Kopplung ergebenden liegen, damit die Kupplung innerhalb der Schaltzeit sicher geschlossen wird.

Unterschreitet die Differenzdrehzahl der schließenden Kupplung eine vorgegebene Schwelle, wird sie als haftend betrachtet. Die Schaltlogik verriegelt daraufhin die Kupplung durch einen exponentiellen Anstieg auf den Maximaldruck. Die Exponentialfunktion erlaubt den stetigen Übergang aus der geregelten Phase, ohne durch Unstetigkeiten in der Druckvorgabe zu große Schwingungen anzuregen.

Einen simulierten Schaltvorgang von L nach H zeigt **Bild 7.10**. Die Stellgeschwindigkeit des Variator wurde so vorgewählt, dass sich mit den angenommenen Parametern eine Beschleunigung in Längsrichtung von etwa $0,45 \text{ m/s}^2$ ergibt. Bei einem Lastmoment von 150 Nm an der auf die Hohlradwelle reduzierten Trägheit J_{Ab} stellt sich am angenommenen Motor der Belastungszustand im oberen Leistungsbereich ein. Man erkennt an den geringen Änderungen der Beschleunigung, dass sich mit der vorgeschlagenen Strategie ein komfortabler Bereichswchsel erreichen lässt. Dies gilt sowohl für den Zug- als auch den Schubbetrieb. In der Steuerlogik verbleibt nur die Unterscheidung der Richtung des Fahrbereichswchels. Die Umkehr des Leistungsflusses im Variator bewirkt eine erste Schwingungsanregung im Beschleunigungsverlauf (0,24 s). Im Drehmomentfühler findet zu diesem Zeitpunkt ein Anlagewechsel statt. Die zweite Anregung (0,6 s) entsteht durch den Übergang Gleiten-Haften in der schließenden Kupplung. Es findet dort ein erneuter Strukturwechsel statt und das Getriebe ist wieder kinematisch gekoppelt.

Zur Abstimmung der Parameter wurde in Anlehnung an [223] ein Gütekriterium eingeführt, das die Abweichung der Beschleunigung des Hohlrades von einem Sollwert, als auch deren zeitliche Änderung, den Ruck, berücksichtigt:

$$G = \lambda_1 \cdot \int_0^{t_{Sch}} (\dot{\omega}_{Ho,soll} - \dot{\omega}_{Ho,ist})^2 dt + \lambda_2 \cdot \int_0^{t_{Sch}} \ddot{\omega}_{Ho,ist}^2 dt \quad (2.3)$$

Die Gewichtung des Rucks innerhalb des Gütekriteriums ist als kritisch anzusehen, da sich auch bei nur minimalen Beschleunigungsänderungen mitunter hohe Gradienten ergeben können. Zusätzlich wurden die maximalen Spitzen des Rucks als auch der Beschleunigungsabweichung für die Parametrierung berücksichtigt.

Die Schwingungsanregung beim Schließen der Kupplung konnte in dieser Konfiguration nicht weiter verbessert werden. Sie entsteht durch ein kurzzeitiges erneutes Eintreten in die Gleitphase. Man kann die Amplituden zwar durch einen stärkeren Druckanstieg reduzieren, jedoch resultieren dadurch schärfere Spitzen. Diese verschlechtern im Rahmen des Gütekriteriums die Werte für den Ruck.

arbeit in KH erreicht, bedingt durch die geringe Differenzdrehzahl, etwa 750 J ($q_A = 0,02 \text{ Joule/mm}^2$).

Um über die Steuerung der Kupplungen eine gleichmäßige Lastübernahme zu gewährleisten, ist die möglichst exakte Kenntnis der von den Kupplungen übertragenen Reibmomente notwendig. Sie werden als Funktion des anliegenden Drucks und der Kupplungsparameter geschätzt. Daraus resultiert auch der Unterschied zwischen dem geschätzten und dem tatsächlich übertragenen Moment in der öffnenden Kupplung vor Beginn der Schaltung, da dort der anliegende Druck größer als der erforderliche ist. Der Verlauf der Reibungszahlen als Funktion der Gleitgeschwindigkeit kann als Kennfunktionen bzw. hinterlegte Kennlinien aus dem identifizierten Verhalten der Kupplungsbeläge abgeschätzt werden. Im Simulationsmodell wurde ein Reibwertverlauf mit steigendem Reibwertgradienten angenommen, so dass die statische Reibzahl kleinere Werte annimmt als die dynamische. Dieses Verhalten wird für nasse Lamellenkupplungen zur Vermeidung von Schwingungen angestrebt [225, 226, 227] und z.B. durch Organische Reibbeläge mit abgestimmten Ölen erreicht. Die Berücksichtigung der Reibungsmechanik über der Zeit erwies sich für die Stellgrößenermittlung als notwendig. Die Qualität der Schätzung zeigt sich in den geringen Regleranteilen.

Mit Einleitung der Schaltphase steigt das erforderliche Motormoment wegen der Überschneidung der beiden Kupplungsmomente (Verspannungsverluste) stark an, wodurch sich eine leichte Drückung des Motors einstellt. Um dem Drehzahlabfall entgegenzuwirken, wird beim Hochschalten zu Beginn der Lastübernahmephase über einen Motoreingriff ΔT_{Ein} das vom Motor abgegebene Drehmoment lastabhängig erhöht. Die angenommene Totzeit von 100 ms für die Korrektur erlaubt keine dynamische Regelung der Motorbeschleunigung, so dass dieser Eingriff ereignisgesteuert vorgegeben wird. Das zusätzliche Drehmoment ist auf höchstens 30 Nm begrenzt.

Der Anstieg der im Modell berücksichtigten hydraulischen Leistung für die Anpressung und Steuerung, sowie der schlechtere Wirkungsgrad bedingen ein Drehmomentniveau am Getriebeeingang, das in H erwartungsgemäß über dem extrapolierten Verlauf der Stufe L liegt.

Alternativ wurde die Verblockung des Planetengetriebes über die Sonne und das Hohlrad untersucht, **Bild 7.11**. Hinsichtlich des erreichbaren Komforts ergeben sich gemäß des gewählten Gütekriteriums ähnliche Werte. Das Schwingungsverhalten beim Schließen der lastübernehmenden Kupplung ist jedoch erkennbar besser. Das günstigere Verhältnis zwischen Kupplungsmoment KH und Abtriebsmoment (1:1) in dieser Lösung erlaubt eine feinfühligere Ansteuerung, da bei gleichem Druckbereich ein kleinerer Momentenbereich abgedeckt werden muss.

Zusammenfassend ermöglicht ein Bereichswechsel, bei dem ein von der Verstell-dynamik abhängiger Abstand vom Synchronpunkt gehalten wird, für die untersuchten

Kapitel 8

Ausblick

Die bisherigen Überlegungen betreffen einen ausgewählten zentralen Bereich zu berücksichtigender Aspekte. Es kann jedoch kein Anspruch auf Vollständigkeit erhoben werden. An dieser Stelle soll ein Ausblick auf Alternativlösungen und weitere interessante Gesichtspunkte gegeben werden.

Die IC-SCR-Struktur als Traktorfantrieb bietet sich neben dem Kettenwandler auch in Verbindung mit anderen mechanischen Variatoren (z.B. Toroidgetriebe, Schubgliederbandvariator, etc.) an. Insbesondere das hohe Leistungspotenzial der Volltoroidgetriebe [53, 228] könnte eine günstige Alternative darstellen, da – wie gezeigt – die maximalen Blindleistungen bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten für Umschlingungsgetriebe kritische Werte erreichen können. Mit einem Umschlingungsgetriebe kann bei Standardtraktoren nach jetzigem Stand der Technik die komplette Familie 2 nach Tabelle 2.1 mit Nennleistungen bis zu 90 kW nicht vollständig abgedeckt werden.

Um den Variator vor Überlastung zu sichern, ist die Einbindung in ein elektronisches Antriebsstrangmanagement unerlässlich. Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten im Kriechgangbereich wird die Motorleistung durch den Kraftschluss begrenzt. Im Hinblick auf Überschreitungen des zulässigen Traktorgewichtes auf Beton kann eine elektronische Beschränkung der Getriebeeingangsleistung notwendig werden. Im Fahrbereich H wäre mit einer „Power Boost“-Funktion eine gewisse Leistungserhöhung sinnvoll, wie sie derzeit bei Traktoren allgemein aufkommt.

Die angestellten Überlegungen und Variantenrechnungen zu den erreichbaren Wirkungsgraden zeigen, dass das größte Potenzial zur Verlustabsenkung in optimierten hydraulischen Systemen liegt. Verstellpumpen könnten eine deutliche Verbesserung bei Konstantstromsystemen bewirken [170], besonders im Hinblick auf nahezu stationäre Aufgaben im Spektrum landwirtschaftlicher Arbeiten mit geringer Stellfähigkeit des Variators. Verstellpumpen sind jedoch teuer. Energetisch noch vorteilhafter sind Konstantdruckanpresssysteme. Kombiniert mit hydraulischen Drehmomentfühlern können damit gute Variatorwirkungsgrade bei hoher Betriebssicherheit und deutlich verringertem Energiebedarf erzielt werden [229]. Der betrachtete P.I.V.-Variator war mit einem Konstantstromsystem mit zwei hydromechanischen Drehmomentfühlern ausgestattet. Unabhängig vom Fahrbereich werden die Anpresskräfte mit größtmögli-

cher Sicherheit automatisch geregelt. Umgekehrt verursacht speziell der Fühler an der Welle 2 wegen seiner Maximaldrehzahl erhöhten Aufwand bei der Ölzuführung (Lebensdauer, Leckage, etc.). Ein Variator mit einem Einfühlersystem und unterschiedlichen Fühlerkonstanten für Zug- und Schubtrieb des Variators könnte hier günstiger sein.

Keine Aussagen werden in dieser Arbeit zur Lebensdauer des Variators gemacht. Hier sind gesonderte Berechnungen und Betriebsfestigkeitsversuche am Prüfstand erforderlich.

Das Getriebe zeigt ein ungewöhnliches Geräuschverhalten, da die Schallintensität mit abnehmender Fahrgeschwindigkeit durch die steigende Drehzahl an der Sonnenradwelle und die Zunahme der Wälzleistung größer wird. Hinsichtlich der Kundenakzeptanz sind notwendige Geräuschdämmungsmaßnahmen genauestens zu untersuchen.

Ein weiteres Problemfeld ist der Ölhaushalt des Getriebes. ATF-Öle (Dexron II) sind als Fluide in Umschlingungsgetrieben gut geeignet. Durch eine spezielle Additivierung zeigen sie ein verbessertes Reibverhalten und benötigen bis zu 40 % niedrigere Anpresskräfte zur Drehmomentübertragung als ein Universalöl [6]. Dadurch wird neben der Lebensdauer sowohl der mechanische als auch der Systemwirkungsgrad gesteigert. Im landwirtschaftlichen Bereich finden ATF-Öle bisher kaum Verwendung und sind beim Endkunden deshalb nicht vorrätig. Die dort gebräuchlichen STOU-Öle sind für die Variatoren mit einer reibschlüssigen Kraftübertragung nicht brauchbar. Die Möglichkeit einer „Lifetime“-Füllung des Variatorkreislaufes ist deshalb in Zukunft ebenso wie die Problematik der zuverlässigen Abdichtung unterschiedlicher Medien im Getriebe gegeneinander zu untersuchen.

Kapitel 9

Zusammenfassung

Stufenlose Fahrtriebe werden bei Traktoren in den letzten Jahren verstärkt eingeführt. Während sich für höhere Motorleistungen verschiedene hydrostatisch-leistungsverzweigte Getriebekonzepte etabliert haben, konnte sich im Leistungsbereich unter 74 kW noch keine Lösung durchsetzen. Mechanische Variatoren (Umschlingungsgetriebe, Toroidgetriebe, etc.) werden in diesem von hohem Kostendruck geprägten Marktsegment als Alternativen diskutiert. Gerade im Automobilbau präsentieren in jüngster Zeit verschiedene Hersteller stufenlose Fahrtriebe mit Umschlingungsvariator, so dass ihre Technologie als beherrschbar zu betrachten ist.

Ein herausragender Unterschied zwischen Pkw-Getrieben und Fahrtrieben für Traktoren ist die Spannweite der Nennfahrgeschwindigkeiten, die bei der landwirtschaftlichen Universalmaschine Traktor über zehnmal größer ist als beim Pkw. Der begrenzte Stellbereich von Umschlingungsgetrieben kann durch teilweise leistungsverzweigte Getriebestrukturen mit zwei oder mehr Fahrbereichen erweitert werden. Zur Darstellung sehr kleiner Abtriebsdrehzahlen eignen sich Eingang-gekoppelte Konzepte. Wegen der Kostenziele sind dabei zwei Fahrbereiche ideal.

Aus verschiedenen Lösungen wird in der Arbeit eine entsprechende Struktur (IC-SCR) mit einem Kettenwandler als Variator ausgewählt und mit Hilfe von Simulationsrechnungen und Versuchen auf einem selbst entwickelten Prüfstand näher untersucht. Das Getriebe ist dabei im unteren Fahrbereich leistungsverzweigt, während der Variator im oberen Fahrbereich im direkten Leistungsfluss liegt. Wichtige Werkzeuge waren MATLAB/SIMULINK, AMESim und das Echtzeitsystem dSpace.

Hinsichtlich der Geschwindigkeitsspannweite hat die eingangsseitige Kopplung (Stirnräder) Vorteile – bezüglich der Wirkungsgrade leider nicht: Bei niedrigen Abtriebsdrehzahlen ist bei diesem Konzept wegen hoher Blindleistungen ein starker Abfall des mechanischen Getriebewirkungsgrades typisch. Eine Verbesserung ist nur in begrenztem Rahmen möglich. Der Gesamtwirkungsgrad kann durch optimierte Hilfsenergiesysteme (z.B. Anpresshydraulik) angehoben werden. Eine angestellte Energiebetrachtung zu verschiedenen Auslegungsstrategien geht von Fahrgeschwindigkeitskollektiven aus und lässt bei einem Variatorstellbereich von 6 einen Fahrbereichswechsel bei 10 km/h als besten Kompromiss erscheinen, da so die Bereiche mit schlechtem Wirkungsgrad nur geringe Zeitanteile an der Gesamteinsatzdauer haben.

Kettenwandler mit einem großen Stellbereich reduzieren die Blindleistungen deutlich und verbessern so die Energiebilanz.

Durch die Überlagerung von Drehzahlen in einem Planetengetriebe ist auch mit einem Umschlingungsgetriebe eine stehende Abtriebswelle ohne Trennkupplung – der sog. „Geared-Neutral“-Betrieb – erreichbar. In Prüfstandsversuchen konnte die Eignung des Kettenwandlers als Variator in diesem Betriebsfall nachgewiesen werden. Optimierte Regelungsstrategien erlauben unter Prüfstandsbedingungen einen stabilen Betrieb. Kritisch sind Notbremsvorgänge, bei denen die erreichbaren Stellgeschwindigkeiten des Kettenwandlers unter Umständen nicht ausreichen. Hier muss gegebenenfalls eine vorhandene Kupplung (z.B. Reversierung) geöffnet werden. Die hohen Blindleistungen reduzieren die Drehmomentwandlung zwischen An- und Abtrieb und führen im Fahrzeug zu einer Anfahrschwäche.

Der Fahrbereichswchsel von der leistungsverzweigten in die direkte Fahrstufe in der Nähe des Synchronpunktes im Planetensatz ist wegen der Umkehr des Leistungsflusses im Kettenwandler und der hohen dynamischen Vorgaben nicht leicht zu beherrschen. Er wurde mit Hilfe eines Simulationsmodells näher untersucht. Eine Strategie mit nahezu konstanter Abtriebsbeschleunigung während des Schaltvorgangs konnte erarbeitet werden. Die Schaltung läuft, von einer entsprechenden Steuerungseinheit kontrolliert, automatisch ohne Fahrereingriff ab. Während die Fahrbereichskupplungen rutschen, ist der Abtrieb kinematisch entkoppelt und die Stellbewegungsrichtung des Variators ist nahezu rückwirkungsfrei umkehrbar. Die geringen Differenzdrehzahlen und die kurze Rutschzeit erzeugen geringe spezifische Reibleistungen. Andere Verblockungen des Planetengetriebes zur Darstellung des direkten Fahrbereichs zeigen bei entsprechender Abstimmung vergleichbares Verhalten.

Zusammenfassend ist das untersuchte Konzept für den Einsatz in Traktorfahrantrieben als vielversprechend zu beurteilen. Vergleicht man die Struktur mit marktverfügbaren Lösungen, sind dabei jedoch gewisse Abstriche in der Funktionalität (z.B. stufenloses Anfahren aus dem Stillstand) in Kauf zu nehmen. Während für den direkten Fahrbereich die Motorleistung als Lastannahme gültig ist, muss man im leistungsverzweigten (langsamen) Fahrbereich die Blindleistung und die Kraftschlussgrenze betrachten. 74 kW dürften hier nach dem derzeitigen Stand der Technik eine Obergrenze markieren. Der hohe Aufwand für energieoptimierte Hilfsenergiesysteme (Hydraulik) erhöht die Produktionskosten. Für eine endgültige, zusätzliche Gesichtspunkte umfassende Empfehlung sind nach Auffassung des Autors weiterführende Untersuchungen an einem seriennahen Prototypgetriebe notwendig.

Kapitel 10**Anhang****10.1 Randbedingungen für Schaltkurven**

Für die Parametrierung der Schaltparabelverläufe sind folgende Randbedingungen zu erfüllen:

$$\ddot{u}_{Var,P1}|_{t_0} = \ddot{u}_{Var,P1}(0) = \ddot{u}_{Var}(t_0) \quad (10.1)$$

$$\left. \frac{d\ddot{u}_{Var,P1}}{dt} \right|_{t_0} = \left. \frac{d\ddot{u}_{Var}}{dt} \right|_{t_0} \quad (10.2)$$

$$\ddot{u}_{Var,P1}|_{t_w} = \ddot{u}_{Var,P1} \left(\frac{\Delta t}{1 - i_0} \right) = \ddot{u}_{Var,fix} \quad (10.3)$$

$$\ddot{u}_{Var,P2}|_{t_w} = \ddot{u}_{Var,P2}(0) = \ddot{u}_{Var,Sch} \quad (10.4)$$

$$\ddot{u}_{Var,P2}|_{t_{SD}} = \ddot{u}_{Var,P2} \left(\frac{i_0 \cdot \Delta t}{i_0 - 1} \right) = \ddot{u}_{Var}(t_0) \quad (10.5)$$

$$\left. \frac{d\ddot{u}_{Var,P2}}{dt} \right|_{t_{SD}} = \frac{1}{i_0} \cdot \left. \frac{d\ddot{u}_{Var}}{dt} \right|_{t_0} \quad (10.6)$$

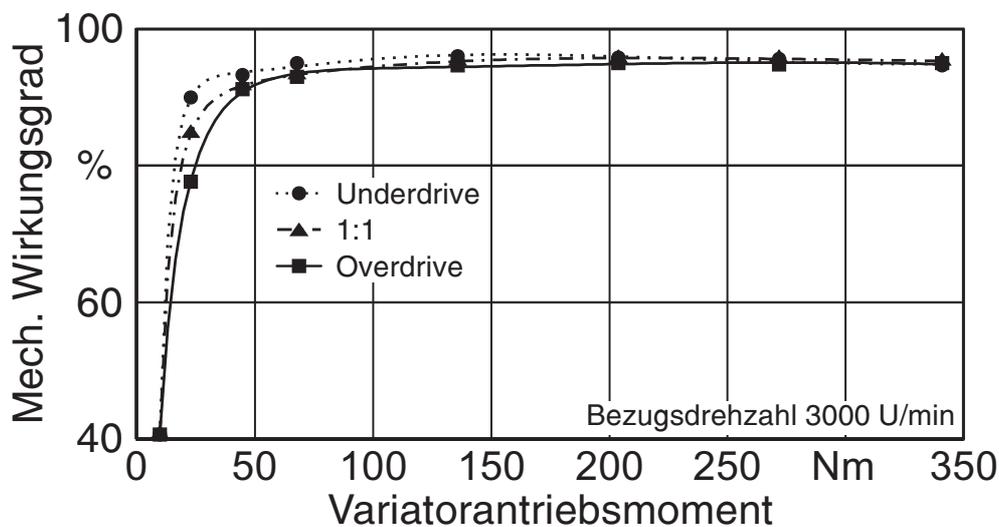
10.2 Angenommene Variatorwirkungsgrade

Bild 10.1: Angenommene mechanische Variatorwirkungsgrade für Wirkungsgradbetrachtungen in Kap. 5 (ohne Hydraulik, Drehzahleinfluss wird zusätzlich berücksichtigt)

10.3 Sprungantwort der Variatorübersetzung

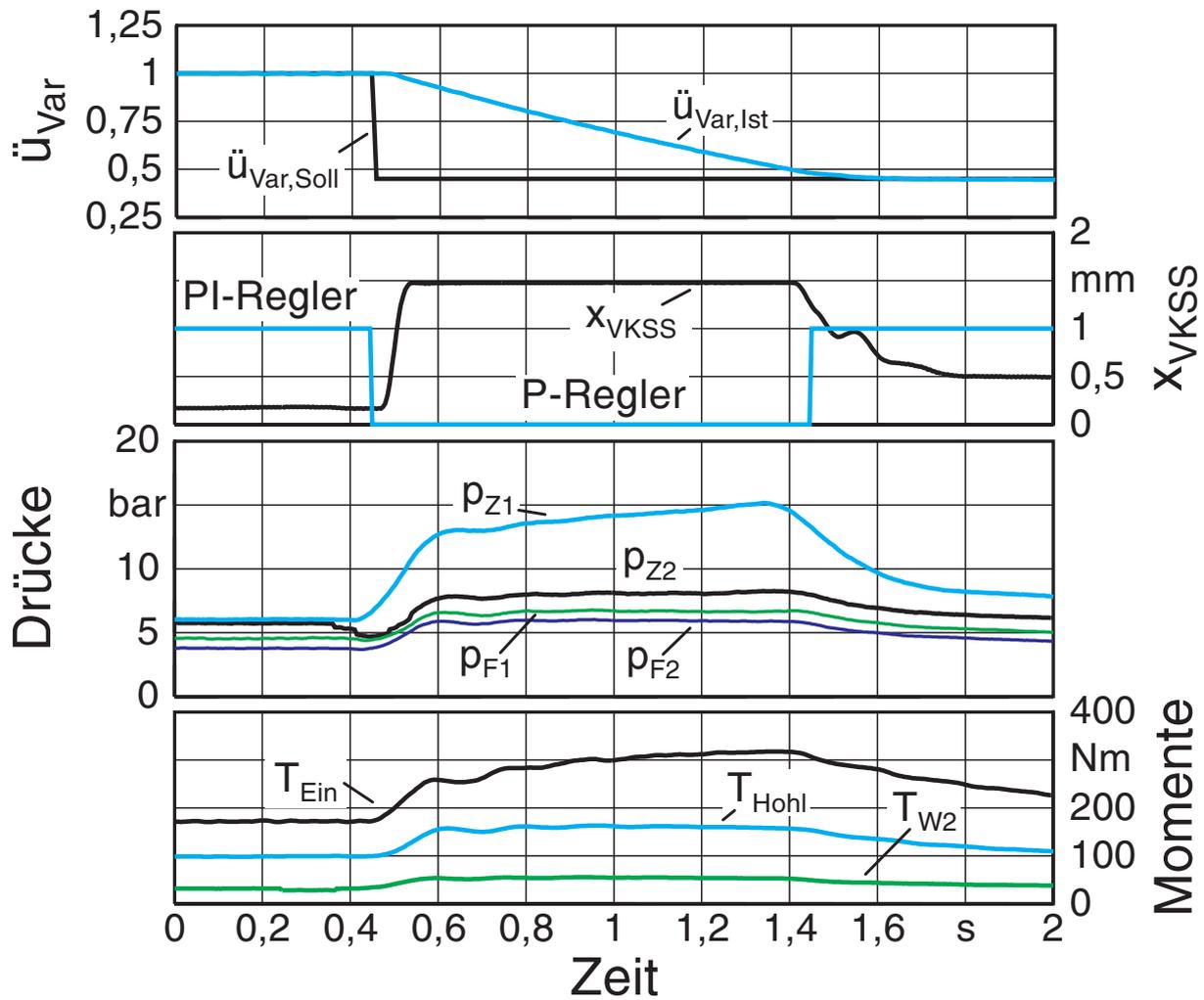


Bild 10.2: Sprungantwort der Variatorübersetzung bei $n_{An} = 1000 \text{ U/min}$ (Bremsmomentvorgabe 100 Nm)

Kapitel 11

Literatur

11.1 Verzeichnis der Literaturstellen

Bücher sind mit • gekennzeichnet.

- [1] Renius, K.Th.: *Generation Change in Tractor Drive Lines - a Review*. Vortrag: 13th International Conference of the ISTVS, München, 14.-17.9.1999.
- [2] Renius, K.Th.: *Tractor Transmission Developments*. Vortrag: AgEng 94, Proc. Int. Conf. on Agricultural Engineering, Mailand, 29.08.-01.09.1994.
- [3] N. N.: *Traktorenheft 2003*. CD-Rom Datenbank, Hrsg.: BLV: München, 2002.
- [4] Renius, K.Th. und R. Resch: *Motoren und Getriebe bei Traktoren*. In Jahrbuch Agrartechnik 15 (2003) Hrsg.: J. Matthies, F. Meier. Münster: Landwirtschaftsverlag 2003. S. 50-54 u. 271-272.
- [5] Renius, K.Th. und R. Resch: *Motoren und Getriebe bei Traktoren*. In Jahrbuch Agrartechnik 14 (2002) Hrsg.: J. Matthies, F. Meier. Münster: Landwirtschaftsverlag 2002. S. 48-54 u. 233-235.
- [6] • Sauer, G.: *Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes*. Dissertation Technische Universität München 1996; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 H. 293; Düsseldorf: VDI-Verlag 1996.
- [7] • Vahlensieck, B.: *Messung und Anwendung von Lastkollektiven für einen stufenlosen Kettenwandler-Traktorfahrantrieb*. Dissertation Technische Universität München 1998; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12, Nr. 385; Düsseldorf: VDI-Verlag 1999.
- [8] • Westenthanner, U.: *Hydrostatische Anpress- und Übersetzungsregelung für stufenlose Kettenwandlergetriebe*. Dissertation Technische Universität München 2000; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 Nr. 442; Düsseldorf: VDI-Verlag 2000.
- [9] • Renius, K.Th.: *Anforderungen und Entwicklungstendenzen bei Traktorgetrieben*. Vortrag: Tagung Getriebe in Fahrzeugen heute und morgen, München, 25./26.04.1991, In: VDI-Berichte 878, S. 41–56; Düsseldorf: VDI Verlag 1991.
- [10] Renius, K.Th. und M. Koberger: *Traktoren 1999/2000*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000) H. 7/8, S. 566–575.
- [11] Renius, K.Th. und R. Mölle: *Traktoren 2001/2002*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 104 (2002) H. 10, S. 882–889.

- [12] • Renius, K.Th.: *Traktoren – Technik und ihre Anwendung*. 2. Auflage. München: BLV Verlagsgesellschaft 1987.
- [13] • Renius, K.Th.: *Last- und Fahrgeschwindigkeitskollektive als Dimensionierungsgrundlagen für die Fahrgetriebe von Ackerschleppern*. Fortschritt-Berichte VDI-Z, Reihe 1 H. 49, Düsseldorf: VDI-Verlag 1976.
- [14] • Reiter, H.: *Verluste und Wirkungsgrade bei Traktorgetrieben*. Dissertation Technische Universität München 1990; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 14 Nr. 46; Düsseldorf: VDI-Verlag 1990.
- [15] Renius, K.Th. und B. Vahlensieck: *Wirkungsgrade stufenloser Traktor-Fahrertriebe*. Landtechnik 51 (1996) H. 5, S. 248–249.
- [16] Renius, K.Th.: *Trends in Tractor Design with Particular Reference to Europe*. Journal of Agricultural Engineering Research 57 (1994) H. 1, S. 3–22.
- [17] Renius, K.Th.: *Vorlesung Getriebe für mobile Arbeitsmaschinen*. Stand: April 2004.
- [18] Renius, K.Th.: *Global tractor development: product families and technology levels. Key note paper 30*. Vortrag: Symposium Actual Tasks on Agricultural Engineering, Opatija, 12.-15.2.2002, Proceedings, S. 87–95.
- [19] • Ehrlenspiel, K. A., A. Kiewert und U. Lindemann: *Kostengünstig Entwickeln und Konstruieren*. 4. Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2003.
- [20] Grad, K.: *Getriebetechnologie für Traktoren*. Landtechnik 58 (2003) H. 3, S. 178–180.
- [21] Eimer, M. und V. Dreses: *Wirtschaftliche Auslastung verschiedener Schlepperbauarten bei unterschiedlichen Einsatzbedingungen*. Grundl. Landtechnik 35 (1985) H. 5, S. 162–169.
- [22] Auernhammer, H.: *Motorauslastungen größerer Ackerschlepper – Ergebnisse einer Erhebung*. Vortrag: Tagung Landtechnik 1986, Neu-Ulm, 23./24.10.1986, Tagungsband, S. 53–55.
- [23] Jaufmann, A.: *Potential eines Traktormanagementsystems*. Landtechnik 52 (1997) H. 6, S. 290–291.
- [24] Jaufmann, A. und G. Tewes: *Traktormanagementsystem—Entwicklung, Aufbau und Simulation*. Agrartechnische Forschung 2 (1996) H. 1, S. 53–62.
- [25] Jaufmann, A.: *Untersuchung eines Traktormanagementsystems*. Vortrag: Tagung Landtechnik 1997, Braunschweig, 16./17.10.1997; Düsseldorf: VDI Verlag 1997.
- [26] Pischetsrieder, T. M. und R. Mölle: *CVT-Getriebesteuerung für Pkw und mobile Arbeitsmaschinen*. Landtechnik 57 (2002) H. 5, S. 2–4.
- [27] Pischetsrieder, T.: *CVT-Getriebesteuerung für PkW und mobile Arbeitsmaschinen*. Unveröffentlichte Diplomarbeit TU München, Lehrstuhl f. Landmaschinen 2001.

- [28] Dittrich, T., R. Hofmann und J. Ammann: *TMS-Option für individuelle Wahl der Bedienung und Fahrstrategie*. Vortrag: Tagung Landtechnik 2003, Hannover, 07./08.11.2003; Düsseldorf: VDI-Verlag 2003.
- [29] Reiter, H.: *Innovative Technologien am Traktor durch Elektronikanwendungen*. Landtechnik 58 (2003) H. 3, S. 162–165.
- [30] Köpf, P.: *Innovative Pkw-Getriebesysteme – Ein Beitrag zur Fahrfreude*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 105 (2003) H. 2, S. 110–118.
- [31] Paul, M.: *CVTs Driving the Future of Transmission Technology*. Vortrag: CVT '99 - International Congress on Continuously Variable Power Transmission, Eindhoven, 16./17.9.1999, Proceedings, S. 1–14; Eindhoven: TU Eindhoven 1999.
- [32] Grumbach, M., R. Dreibold, B. Sich und J. Wafzig: *Systembetrachtungen zu Reibradgetrieben in Pkw*. Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19./20.06.2001, In: VDI-Berichte 1610, S. 303–316; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [33] Mertinkat, R. und W.-E. Krieg: *Die neuen 6-Gang-Handschaltgetriebe von ZF*. Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19./20.06.2001, In: VDI-Berichte 1610, S. 437–454; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [34] Wagner, G.: *Das automatische Getriebe 6 HP 26 von ZF – Getriebesystem, konstruktiver Aufbau und mechanische Bauteile*. Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19./20.06.2001, In: VDI-Berichte 1610, S. 631–654; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [35] Hall, W. und C. Bock: *Sechsgang-Stufenautomatikgetriebe für den neuen 7er BMW*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103 (2001) H. 9, S. 714–724.
- [36] Greiner, J., G. Indlekofer, H. Naverz, J. Dorfschmid, T. Gödecke und C. Dörr: *Siebengang-Automatikgetriebe von Mercedes Benz*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 105 (2003) H. 10, S. 920–930.
- [37] Lauinger, Ch., M. Vornehm und A. Englisch: *Das 500 Nm CVT*. Vortrag: 7. LuK-Kolloquium, Bühl/Baden, 11./12.04.2002, Tagungsband, S. 91–104.
- [38] Hagenmeyer, T., S. Rinderknecht und G. Rühle: *Entwicklungstendenzen in der Getriebetechnik*. Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19./20.06.2001, In: VDI-Berichte 1610, S. 1–11; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [39] Sauer, G., C. Bock, G. Wagner und M. Fischer: *Vergleich verschiedener Automatikgetriebekonzepte für Personenkraftwagen mit Standardantrieb*. Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19./20.06.2001, In: VDI-Berichte 1610, S. 673–683; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [40] Büchs, H.P., H. Versmold und T. Neunzig: *Shift-by-Wire Schaltung – Vereinfachtes Schaltungskonzept mit elektronischer Realisierung von Sicherheitsfunktionen*. Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19./20.06.2001, In: VDI-Berichte 1610, S. 481–496; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.

- [41] Burkhardt, S., R. Ehrmaier und S. Fürst: *Shift-by-Wire-Schaltung in der neuen BMW 7er Baureihe*. Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19./20.06.2001, In: VDI-Berichte 1610, S. 497–518; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [42] Schreiber, W., F. Rudolph und V. Becker: *Das neue Doppelkupplungsgetriebe von Volkswagen*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 105 (2003) H. 11, S. 1022–1039.
- [43] Kretschmer, J., F. Rabenstein, T. Heider, O. Frank und T. Marschall: *Neues BMW Sechsgang-SMG*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 105 (2003) H. 7-8, S. 648–658.
- [44] Bartsch, C.: *Doppelkupplungsgetriebe - der Stand der Entwicklung*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 105 (2003) H. 2, S. 122–126.
- [45] Franke, R.: *Das Automatische Doppelkupplungsgetriebe für sechs oder acht lastfrei, ohne Antriebsstrangunterbrechung und ohne Verspannung schaltbare Gänge*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) H. 5, S. 350–357.
- [46] Seiffert, U.: *VDI-Tagung Innovative Fahrzeugantriebe*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103 (2001) H. 5, S. 420–424.
- [47] Bernhardt, W. und P. Heidemeyer: *Auswahl und Strukturen stufenloser PKW-Getriebe*. In: VDI-Berichte 803, S. 149–180, Düsseldorf: VDI-Verlag 1990.
- [48] Basedow, G.: *Mechanische stufenlose Getriebe in Personenkraftwagen*. Automobil-Industrie 29 (1985) H. 5, S. 607–611.
- [49] Dittrich, O.: *Der stufenlose Kettenwandler im Kraftfahrzeug*. Vortrag: Getriebe im Fahrzeugbau, Bad Soden, 12./13.03.1986, In: VDI-Berichte 579, S. 151–169; Düsseldorf: VDI Verlag 1986.
- [50] Dittrich, O.: *Das stufenlose Kettengetriebe als Hauptantrieb im Kraftfahrzeug*. Vortrag: VDI-Tagung "Drehzahlvariable Antriebe", Mannheim, 25./26.04.1990, In: VDI-Berichte 803, S. 181–196; Düsseldorf: VDI-Verlag 1990.
- [51] Brace, C. J., M. Deacon, N. D. Vaughan, R. W. Horrocks und C. R. Burrows: *The Compromise in Reducing Exhaust Emissions and Fuel Consumption from a Diesel CVT Powertrain over Typical Usage Cycles*. Vortrag: CVT '99 - International Congress on Continuously Variable Power Transmission, Eindhoven, 16./17.9.1999, Proceedings, S. 27–35; Eindhoven: TU Eindhoven 1999.
- [52] Höhn, B.-R.: *Warum stufenlose Getriebe im Kraftfahrzeug?* VDI Berichte 803, S. 121–147, Düsseldorf: VDI-Verlag 1990.
- [53] James, I. und D. Price: *Modelling Techniques Applied to the Development of Torotrak's Series 3 IVT*. Vortrag: CVT '99 - International Congress on Continuously Variable Power Transmission, Eindhoven, 16./17.9.1999, 91-98; Eindhoven: TU Eindhoven 1999.

- [54] Höhn, B.-R.: *Möglichkeiten und Vorteile der stufenlosen Getriebe in Kraftfahrzeugen*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 91 (1989) H. 5, S. 267–276.
- [55] Daieff, B., J. Kern, H. Krenn und H. Petra: *CVT für Heckantrieb*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 96 (1994) H. 10, S. 578–587.
- [56] Baur, P. und D. Kraxner: *“CVTip” – Das innovative Automatikgetriebe*. Vortrag: VDI-Tagung Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, 22./23.10.1998, In: VDI-Berichte 1418, S. 569–589; Düsseldorf: VDI Verlag 1998.
- [57] Kraxner, D., P. Baur, J. Petersmann und W. Seidel: *CVTip in Sports Cars: An Application With Potential for High Dynamic Control*. Vortrag: CVT ‘99 - International Congress on Continuously Variable Power Transmission, Eindhoven, 16./17.9.1999, Proceedings, S. 21–26; Eindhoven: TU Eindhoven 1999.
- [58] Röper, H.: *Anforderungen an die Druckölversorgungseinheit hydraulisch gesteuerter CVT-Getriebe*. Antriebstechnik 26 (1987) H. 8, S. 41–47.
- [59] Röper, H.: *Status der CVT-Entwicklung – Vorteile und Grenzen des Systems*. Vortrag: 2. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motortechnik, Aachen, 24.-26.10.1989, Tagungsband, S. 553–588.
- [60] Röper, H. und E. Simon: *Die Steuerung des CTX-Getriebes*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 89 (1987) H. 9, S. 455–464.
- [61] Simon, E. und H. Röper: *CTX – Stufenloses Automatikgetriebe für Pkw*. Automobil-Industrie 32 (1988) H. 4, S. 407–412.
- [62] Hendriks, E.: *2000: The CVT Millennium – Why Did It Take So Long*. Vortrag: SAE Modern Applications of the Continuously Variable Transmission TOPTEC, Southfield Michigan, 14./15.05.1998.
- [63] Boos, M., P. Speicher und R. Vorndran: *Die Betriebsstrategie für ZF-Ecotronic – Auswirkung auf Verbrauch und Fahrkomfort*. Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen ‘95, Friedrichshafen, 26./27.04.1995, In: VDI-Berichte 1175, S. 205–216; Düsseldorf: VDI-Verlag 1995.
- [64] Berger, M.: *Prof. Variabel – Das neue stufenlose Automatikgetriebe*. Audi- Das Magazin (1999) H. 4, S. 86–91.
- [65] Goppelt, G.: *Stufenloses Automatikgetriebe Multitronic von Audi*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000) H. 2, S. 110–111.
- [66] Nowatschin, K. und T. Gleich, P. Franzen, G. Hommes, H. Faust, O. Friedmann, H. Wild H.-P. Fleischmann: *multitronic – Das neue Automatikgetriebe von Audi - Teil 1*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000) H. 7/8, S. 548–553.
- [67] Nowatschin, K. und T. Gleich, P. Franzen, G. Hommes, H. Faust, O. Friedmann, H. Wild H.-P. Fleischmann: *multitronic – Das neue Automatikgetriebe von Audi - Teil 2*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 102 (2000) H. 9, S. 746–753.

- [68] Nowatschin, K., G. Hommes und A. Deimel: *Wie erlebt der Fahrer die neue Getriebegeneration multitronic von Audi?* Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19./20.06.2001, In: VDI-Berichte 1610, S. 763–783; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [69] Hall, W., R. Pour, D. Mathiak und C. Gueter: *Das stufenlose Automatikgetriebe für den Mini.* ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 104 (2002) H. 5, S. 458–463.
- [70] Heumann, H., G. Briffet, M. Burke, M. Field, J. Fuller, A. Lee und J. Newall: *System Efficiency Optimisation of the Torotrak Infinitely Variable Transmission.* Vortrag: CVT 2002 Congress, München, 7./8.10.2002, In: VDI-Berichte 1709, S. 529–542; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [71] • Kersch, S.: *Der Autarke Hybrid – Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials.* Dissertation Technische Universität München 1998.
- [72] • Heitmann, A.: *Entwicklung des i^2 -Getriebes für den Autarken Hybrid-Antriebsstrang.* Dissertation Technische Universität München 1998.
- [73] • Förster, W.: *Der Lastschaltvorgang beim stufenlosen i^2 -Getriebe des Autarken Hybrid-Antriebsstrangs.* Dissertation Technische Universität München, Lehrstuhl für Maschinenelemente 1999.
- [74] Renius, K.Th.: *Tractor Transmissions: A High Tech Story.* Vortrag: Seminar der Fa. Claas Industrietechnik, Hannover 9.11.1999.
- [75] Meyer, H.: *Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte.* Grundl. Landtechnik 9 (1959) H. 11, S. 5–12.
- [76] Coenenberg, H.H.: *Stufenlose Getriebe machen von sich reden.* Landtechnik 14 (1959) H. 12, S. 392–394.
- [77] Coenenberg, H.H.: *Einige Grundbedingungen und Möglichkeiten für die automatische Regelung stufenloser Getriebe in Schleppern.* Landtechnische Forschung 11 (1961) H. 4, S. 101–107.
- [78] Renius, K.Th.: *Stufenlose Drehzahl-Drehmoment-Wandler in Ackerschleppergetrieben.* Grundl. Landtechnik 19 (1969) H. 4, S. 109–118.
- [79] N. N.: *Hydraulically propelled tractor.* Farm Mechanization 6 (1954) H. 62, S. 224/225.
- [80] Molly, H.: *Stufenloses hydrostatisches Getriebe mit Leistungsverzweigung.* Grundl. Landtechn. 15 (1965) H. 2, S. 47–54.
- [81] Wendeborn, J.O.: *Unter Last und stufenlos schaltbare Fahrantriebe für Schlepper.* Grundl. Landtechnik 16 (1966) H. 2, S. 51–59.
- [82] Logos, J.N.: *Chancen von stufenlosen Getrieben für Traktoren und Landmaschinen.* Vortrag Arbeitskreis Landtechnik, VDI-Bezirksverein Köln, 17.01.1989.

- [83] Kress, J.H.: *Getriebe, insbesondere für landwirtschaftlich genutzte Motorfahrzeuge*. Deutsche Patentschrift 1232834.
- [84] Kahrs, M.: *Wirkungsgrade mechanischer und hydrostatischer Schlepper- und Fahrzeuggetriebe*. O+P Ölhydraulik und Pneumatik 12 (1968) H. 3, S. 102–107.
- [85] Morris, H. M.: *The IHC-Hydrostatic*. Farm Mechanization and Buildings 2 (1967) H. 7, S. 79.
- [86] Renius, K.Th.: *Die neueren Getriebeentwicklungen bei Ackerschleppern. – Teil 2: Stufenlose Getriebe*. VDI-Z. 115 (1973) H. 1067-1071.
- [87] Renius, K.Th. und G. Sauer: *Kettenwandler in Traktorgetrieben*. Vortrag: Tagung Getriebe in Fahrzeugen heute und morgen, München, 25./26.04.1991, In: VDI-Berichte 878, S. 277–292; Düsseldorf: VDI Verlag 1991.
- [88] Sauer, G. und K.Th. Renius: *Traktorantriebe mit stufenlosen Kettenwandlern*. Landtechnik 46 (1991) H. 7/8, S. 322–328.
- [89] • Kirste, Th.: *Entwicklung eines 30-kW-Forschungstraktors als Studie für lärmarme Gesamtkonzepte*. Dissertation Technische Universität München 1989; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 14 Nr. 43; Düsseldorf: VDI-Verlag 1989.
- [90] Jarchow, F.: *Stufenlos wirkendes hydrostatisch-mechanisches Lastschaltgetriebe für Traktoren*. Vortrag: Tagung Zahnradgetriebe, Dresden, 6.-8.11.1989.
- [91] Schönnenbeck, G.: *Das stufenlose Schleppergetriebe HCVT 275 - Vom Konzept bis zum Prototyp*. Vortrag: Tagung Landtechnik 1992, Freising-Weihenstephan, 22./23.10.1992.
- [92] Schönnenbeck, G.: *Auslegung und Prüfung von Ketten für Kettenwandler am Beispiel eines Ackerschleppers*. Deutscher Verband für Materialforschung und -prüfung e.V., Bericht, 19 Seiten, Aug. 1995.
- [93] Renius, K.Th.: *Stufenlose Getriebe für Traktoren*. Vortrag: Info-Tag der Arbeitsgemeinschaft Clark-Hurth/P.I.V. Reimers Stufenlose P.I.V. Kettenwandler für Traktoren und selbstfahrende Landmaschinen, Bad Homburg v.d.H., 05.07.1994, Tagungsband, S. 4–9.
- [94] Ulbrich, P.: *Neues, stufenloses, hydrostatisch-mechanisches Verzweigungsgetriebe für Traktoren*. Vortrag: Tagung Landtechnik 1994, Stuttgart-Hohenheim, 13./14.10.1994, Tagungsband, S. 101–103.
- [95] Aizetmüller, H., G. Wöntner und K. Schachner: *Steyr S-Matic – Stufenlostechnologie in Modulbauweise*. In: VDI-Berichte Nr. 1449, S. 11-18, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1998.
- [96] Lang, T., A. Römer und J. Seeger: *Entwicklungen der Hydraulik in Traktoren und Landmaschinen*. O+P Ölhydraulik und Pneumatik 42 (1998) H. 2, S. 87–94.
- [97] Beunk, H.: *Die Zukunft ist stufenlos (Getriebe von Claas, Steyr, Fendt)*. profi 9 (1997) H. 11, S. 82–86.

- [98] Dziuba, P.F. und R. Honzek: *Neues stufenloses leistungsverzweigtes Traktorge triebe*. Agrartechnische Forschung 3 (1997) H. 1, S. 19–27.
- [99] Dziuba, P.F. und R. Honzek: *Entwicklung eines neuen stufenlosen Schlepperge triebes mit hydrostatisch mechanischer Leistungsverzweigung*. Vortrag: Tagung Getriebe in Fahrzeugen '98, Friedrichshafen, 16./17.06.1998, In: VDI-Berichte 1393, S. 541–549; Düsseldorf: VDI Verlag 1998.
- [100] Skirde, E. und M. Gigling: *Hydrostatik für leistungsverzweigte Getriebe*. O+P Ölhydraulik und Pneumatik 41 (1997) H. 4, S. 228–233.
- [101] Back, W.: *Entwicklungen der Hydraulik für mobile Anwendungen*. O+P Ölhydraulik und Pneumatik 41 (1997) H. 4, S. 214–227.
- [102] Bea, S.: *Nutzwertanalyse eines neuen stufenlosen leistungsverzweigten Traktor getriebes*. Agrartechnische Forschung 3 (1997) H. 1, S. 28–33.
- [103] Pohlenz, J. und W.-D. Gruhle: *Stufenloses hydrostatisch-mechanisch leistungs verzweigtes Getriebe*. O+P Ölhydraulik und Pneumatik 46 (2002) H. 3, S. 154–158.
- [104] Pohlenz, J.: *Neue stufenlose ZF-Traktorengetriebebaureihe "ECCOM" im Lei stungsbereich von 75 bis 220 kW*. Vortrag: Tagung Getriebe in Fahrzeugen '98, Friedrichshafen, 16./17.06.1998, In: VDI-Berichte 1393, S. 527–540; Düsseldorf: VDI Verlag 1998.
- [105] Fredriksen, N.: *TRAXION - die 2. Generation leistungsverzweigter Getriebe von CLAAS*. Vortrag: Tagung Landtechnik 2000, Münster, 10.-11.10.2000, Tagungs band (VDI-Berichte 1544), S. 213–218; Düsseldorf: VDI-Verlag 2000.
- [106] Lenge, R.: *Was leistet das AutoPowr-Getriebe?* Top Agrar 29 (2001) H. 7, S. 74–77.
- [107] Lenge, R.: *Was die stufenlosen Getriebe wirklich leisten*. Top Agrar 29 (2001) H. 3, S. 116–119.
- [108] Lenge, R.: *Beim Wirkungsgrad auf dem richtigen Weg*. Top Agrar 29 (2001) H. 2, S. 110–111.
- [109] N. N.: *Case CVX 150: Fahren und Sparen mit elektronischer Steuerung*. Top Agrar 29 (2001) H. 2, S. 112–113.
- [110] N. N.: *Fendt Vario 714: bewährtes Getriebe mit intelligentem Terminal*. Top Agrar 29 (2001) H. 2, S. 114–115.
- [111] N. N.: *John Deere 6910 AutoPowr: Getriebe-Steuerung mit Pfiff*. Top Agrar 29 (2001) H. 2, S. 116–117.
- [112] Pfänder, H.-G.: *John Deere jetzt stufenlos – Erste Fahreindrücke mit den "stufen losen" AutoPowr-Traktoren aus Mannheim*. dlz agrarmagazin 51 (2000) H. 10, S. 48–50.

- [113] Pfänder, H.-G.: *Der Dritte im Bunde – Der Agrotron TTV 1160 von Deutz-Fahr mit dem stufenlosen Getriebe*. dlz agrarmagazin 51 (2000) H. 6, S. 60–63.
- [114] Renius, K.Th.: *Stufenlose Fahrtriebe für Traktoren*. Landtechnik 50 (1995) H. 5, S. 254–255.
- [115] Tenberge, P. und W. Hofmann: *Mechanisch-elektrische Fahrzeuggetriebe im Vergleich*. Vortrag: Tagung Getriebe in Fahrzeugen '98, Friedrichshafen, 16./17.06.1998, In: VDI-Berichte 1393, S. 551–577; Düsseldorf: VDI Verlag 1998.
- [116] Renius, K.Th.: *Streiflicht – Elektrische Fahrtriebe für Traktoren*. Landtechnik 57 (2002) H. 6, S. 313.
- [117] Schmetz, R. und J. Klett: *Neue Produkttechnologien im Traktorenbau, insbesondere elektromechanische Traktorgetriebe*. In: VDI Berichte 1449, S. 1–6, Düsseldorf: VDI-Verlag 1998.
- [118] N. N.: *MELA-Mobile Electrical Power and Drive System*. Firmeninformation Sensor-Technik Wiedemann GmbH, Kaufbeuren, 2004.
- [119] Abbott, G. J.: *Riemenscheibenwechselgetriebe*. Deutsche Patentschrift 435554, 1926.
- [120] Schönnenbeck, G. und P. Wagner: *The Development of Mechanical Ininitely Variable Chain/Belt Drives*. Vortrag: CVT 2002 Congress, München, 7./8.10.2002, In: VDI-Berichte 1709, S. 1–22; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [121] Wolf, H.-J.: *Laschenkette für stufenlos verstellbare Kegelscheibengetriebe*. Patentschrift DE 4330696 C1, 1995.
- [122] Rattunde, M.: *Kegelscheibengetriebe, insbesondere für Kraftfahrzeuge*. Patentschrift DE 3917466 C1.
- [123] Rattunde, M., G. Schönnenbeck und P. Wagner: *Bauelemente stufenloser Kettenwandler und deren Einfluß auf den Wirkungsgrad*. Vortrag: Tagung Getriebe in Fahrzeugen heute und morgen, München, 25./26.04.1991, In: VDI-Berichte 878, S. 259–275; Düsseldorf: VDI Verlag 1991.
- [124] Cuypers, M.H. und J.M. Seroo: *Durch Metallkeilriemen und -ketten in stufenlosen Kraftfahrzeuggetrieben übertragbare Drehmomente*. Antriebstechnik 29 (1990) H. 5, S. 72–76.
- [125] Becker, H.-J.: *Mechanik des Van-Doorne-Schubgliederbandes*. Antriebstechnik 26 (1987) H. 8, S. 47–52.
- [126] Becker, H.-J.: *Berechnung des Van Doorne CVT-Schubgliederbandes*. Vortrag: 1. Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motortechnik, Aachen 1987, S. 457–486.
- [127] • Eytelwein, J. A.: *Handbuch der Statik fester Körper – Mit vorzüglicher Rücksicht auf ihre Architektur*. Berlin: 1808.
- [128] • Grashof, F.: *Theoretische Maschinenlehre*. Leipzig: Voss 1883.

- [129] • Dittrich, O.: *Theorie des Umschlingungsgetriebes mit keilförmigen Reibscheibenflanken*. Dissertation TH Karlsruhe 1953.
- [130] Sauer, G. und K.Th. Renius: *Optimale Ketteneinspannung stufenloser Umschlingungsgetriebe*. Vortrag: VDI-Tagung "Rationelle Energienutzung bei Hybridfahrzeugen", München, 19./20.10.1995, In: VDI-Berichte 1225, S. 187–200; Düsseldorf: VDI-Verlag 1995.
- [131] Sauer, G.: *Wirkungsgrade eines stufenlosen Zugkettenwandlers*. Landtechnik 48 (1993) H. 10, S. 513–517.
- [132] Sauer, G. und G. Hahn: *Meßelements Kettenfahrt – Telemetrie und Meßtechnik*. industrie-elektrik + elektronik 40 (1995) H. 8, S. 46–47.
- [133] • Sattler, H.: *Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallumschlingungsgetriebe*. Dissertation Universität Hannover 1999; Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallumschlingungsgetriebe; Hannover: Universität Hannover 1999.
- [134] Sattler, H.: *Berechnung des stationären Betriebsverhaltens moderner Umschlingungsgetriebe*. Vortrag: VDI-Tagung Umschlingungsgetriebe/Systemelemente der modernen Antriebstechnik 1999, Fulda, 15./16.06.1999, In: VDI-Berichte 1467, S. 379–392.
- [135] Sattler, H.: *Efficiency of Metal Chain and V-Belt CVT*. Vortrag: CVT '99 - International Congress on Continuously Variable Power Transmission, Eindhoven, 16./17.9.1999, Proceedings, S. 99–104; Eindhoven: TU Eindhoven 1999.
- [136] Pfeiffer, F. und J. Srnik: *Dynamics of CVT Chain Drives: Mechanical Model and Verification*. Vortrag: ASME Design Engineering Technical Conferences, Sacramento, 14.-17.09.1997, Proceedings, S. 1–11.
- [137] • Srnik, J.: *Dynamik von CVT-Keilkettengetrieben*. Dissertation Technische Universität München 1998; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 Nr. 372; Düsseldorf: VDI-Verlag 1999.
- [138] • Srnik, J. und F. Pfeiffer: *Dynamik von CVT-Kettengetrieben – Modellbildung und -verifikation*. Vortrag: VDI-Schwingungstagung 1996, Veitshöchheim, 10./11.10.1996, In: VDI-Berichte 1285, S. 441–455; Düsseldorf: VDI-Verlag 1996.
- [139] Sedlmayr, M. und F. Pfeiffer: *Minimierung der Belastung von CVT-Ketten*. Vortrag: Innovative Fahrzeuggetriebe, Dresden, 24./25.10.2002, In: VDI-Berichte 1704, S. 393–409; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [140] Van Rooij, J. und W. Schaerlaeckens: *Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband – Teil II: Im Band auftretende Kräfte*. Antriebstechnik 32 (1993) H. 9, S. 57–60.

- [141] Van Rooij, J. und W. Schaerlaeckens: *Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband – Teil I: Allgemeine Kräftebetrachtung*. Antriebstechnik 32 (1993) H. 8, S. 55–58.
- [142] Van Rooij, J. und W. Schaerlaeckens: *Kräfte und Wirkungsgrade beim Schubgliederband – Teil III: Leistungsverluste im Schubgliederband und CVT-Getriebe*. Antriebstechnik 32 (1993) H. 10, S. 83–86.
- [143] Kanehara, S., T. Fujii und T. Kitagawa: *A Study on a Metal Pushing V-Belt Type CVT – , Part 3: What Forces Act on Metal Blocks?*
- [144] Karam, A. und D. Play: *A Discrete Analysis of Metal-V Belt Drive*. Vortrag: International Power Transmission and Gearing Conference-Volume 1, ASME 1992, DE-Vol.43-11992, S. 319–327.
- [145] Kitagawa, T., T. Fujii und S. Kanehara: *A Study on a Metal Pushing V-Belt Type CVT – Part 4: Forces Act on Metal Blocks when the Speed Ratio is Changing. , 1995*.
- [146] • Tenberge, P.J.: *Wirkungsgrade von Zug- und Schubgliederketten in einstellbaren Keilscheibenumschlingungsgetrieben*. Dissertation Ruhr-Universität Bochum 1986.
- [147] Sue, A., O. Dittrich und G. Poll: *CVT-Wirkungsgradberechnung aus der Verformung beim Umschlingungstrieb*. Vortrag: CVT 2002 Congress, München, 7./8.10.2002, In: VDI-Berichte 1709, S. 69–88; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [148] Halbmann, W.: *Zum Schlupf kraftschlüssiger Umschlingungsgetriebe*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1 H. 145, Düsseldorf: VDI-Verlag 1986.
- [149] • Wang, G.: *Untersuchungen an stufenlos einstellbaren Zug- und Schubgliedergetrieben*. Dissertation Technische Universität Clausthal 1991.
- [150] • Tenberge, P.J.: *Kraftübertragung in stufenlosen Umschlingungsgetrieben – Einfluß von Schlupf und Verstellgeschwindigkeit auf den Wirkungsgrad*. VDI Berichte 1207 H. 1207, S. 131–156, Düsseldorf: VDI-Verlag 1995.
- [151] Faust, H., M. Homm und F. Bitzer: *Wirkungsgradoptimiertes CVT-Anpresssystem*. Vortrag: 7. LuK-Kolloquium, Bühl/Baden, 11./12.04.2002, Tagungsband, S. 75–87.
- [152] Faust, H., M. Homm und M. Reuschel: *Efficiency-Optimised CVT Hydraulic and Clamping System*. Vortrag: CVT 2002 Congress, München, 7./8.10.2002, In: VDI-Berichte 1709, S. 43–58; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [153] Wolf, H.-J.: *Fortschritte in der Geräuschminderung an stufenlos verstellbaren mechanischen Antrieben*. Antriebstechnik 24 (1985) H. 4, S. 30–37.
- [154] Wagner, U., A. Teubert und T. Endler: *Entwicklung von CVT-Ketten für Pkw-Anwendungen bis 400 Nm*. Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19./20.06.2001, In: VDI-Berichte 1610, S. 223–241; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.

- [155] Wagner, U., A. Teubert und T. Endler: *Development of CVT chains for passenger car applications up to 400 Nm*. Vortrag: Global Powertrain Congress 2001, Detroit, 5.-7.6.2001, 19, S. 81–93.
- [156] Van Rooij, J. und A. A. Frank: *Development of a 700 Nm Chain-CVT*. Vortrag: CVT 2002 Congress, München, 7./8.10.2002, In: VDI-Berichte 1709, S. 179–194; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [157] Schönnenbeck, G.: *Pulsatoruntersuchungen an CVT-Kettenproben – Basis für Festigkeitsrechnungen und Qualitätssicherung*. Antriebstechnik 30 (1991) H. 1, S. 48–53.
- [158] • Hirschmann, V.: *Tragfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben*. Dissertation Technische Universität München 1997.
- [159] Schönnenbeck, G.: *Auslegung und Prüfung von Ketten für Kettenwandler am Beispiel eines Ackerschleppers*. Vortrag: 21. Tagung des DVM-Arbeitskreises Betriebsfestigkeit, Dresden, 11./12.10.1995.
- [160] Schneider, O.: *Stufenlos verstellbares Hochleistungsgetriebe für Ackerschlepper*. Grundlagen der Landtechnik 16 (1966) H. 2, S. 60–65.
- [161] Schönnenbeck, G. und G. Sauer: *Auslegung eines Anpreßsystems für Kettenwandler*. Vortrag: 10. Int. Kolloquium Tribologie, TAE Esslingen, 09.11.01.1996.
- [162] Schönnenbeck, G. und J. Heinrich: *Kraftfahrzeugantrieb*. Patentschrift DE 4242004 C1 (angemeldet 12.12.1992, veröffentlicht 31.03.1994).
- [163] N. N.: *Stufenloser hydro-mechanischer Drehmomentfühler*. Offenlegungsschrift DE 19951950 A1.
- [164] Westenthanner, U.: *Anpress-Systeme und Übersetzungsregelung für stufenlose Umschlingungsgetriebe*. Agrartechnische Forschung 6 (2000) H. 1, S. 1–7.
- [165] Westenthanner, U.: *Clamping Systems and Ratio Control of Belt—or Chain CVTs*. Agrartechnische Forschung 6 (2000) H. 1, S. E1-E7.
- [166] Westenthanner, U. und K.Th. Renius: *Neue Ansätze zur Regelung von Übersetzung und Anpressung eines Zugkettenwandlers*. Vortrag: Hybridantriebe, Technische Universität München, 25./26.02.1999, In: VDI-Berichte 1459, S. 181–196; Düsseldorf: VDI-Verlag 1999.
- [167] Stöckl, B.: *Simulation eines druckgeregelten Anpresssystems für stufenlose Umschlingungsgetriebe*. Agrartechnische Forschung 7 (2001) H. 2, S. 52–56.
- [168] Stöckl, B.: *Entwicklung einer druckgeregelten Anpresshydraulik für stufenlose Umschlingungsgetriebe*. Vortrag: Getriebe in Fahrzeugen 2001, Friedrichshafen, 19./20.06.2001, In: VDI-Berichte 1610, S. 243–254; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.
- [169] Bradley, T. H. und Frank A. A.: *Efficiency-Optimised CVT Hydraulic and Clamping System*. Vortrag: CVT 2002 Congress, München, 7./8.10.2002, In: VDI-Berichte 1709, S. 35–42; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.

- [170] • Koberger, M.: *Hydrostatische Ölversorgungssysteme für stufenlose Kettenwandlergetriebe*. Dissertation Technische Universität München 1999; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 Nr. 413; Düsseldorf: VDI-Verlag 2000.
- [171] Koberger, M., K.Th. Renius und U. Westenthanner: *Hydraulisches Konzept für den Autarken Hybrid*. VDI Berichte 1225 H. 1225, S. 201, Düsseldorf: VDI-Verlag 1995.
- [172] Koberger, M.: *Fortschritte bei hydraulischen Versorgungssystemen für Kettenwandlergetriebe*. O+P Ölhydraulik und Pneumatik 43 (1999) H. 3, S. 182–187.
- [173] Schönnenbeck, G. und P. Wagner: *Gesichtspunkte und spezielle Prüfmethode zur Schmierstoffauswahl für stufenlose Kettenwandler*. Vortrag: Tribologie 2000, Conference TAE, Esslingen, 14.-16.01.1992.
- [174] Watts, R. F. und K. M. Richard: *Development of High Performance Lubricants for Non-traction CVT's*. Vortrag: CVT '99 - International Congress on Continuously Variable Power Transmission, Eindhoven, 16./17.9.1999, Proceedings, S. 184–189; Eindhoven: TU Eindhoven 1999.
- [175] • Süßmuth, J.-F.: *Eignungsbeurteilung von Schmierstoffen für stufenlose Umschlingungsgetriebe*. Dissertation Technische Universität München 2003.
- [176] Stuffer, A. und A. Albers: *Modelluntersuchungen an hochbeanspruchten, ölgeschmierten Friktionskontakten eines stufenlosen Getriebes*. Vortrag: Tribologie Fachtagung 2002 "Reibung, Schmierung und Verschleiß", Göttingen, 23.-25.09.2002, II, S. 58/1–58/11; Moers: GfT 2002.
- [177] Faust, H. und A. Linnenbrügger: *CVT-Entwicklung bei LuK*. Vortrag: 6. LuK-Kolloquium, Bühl/Baden, 19./20.03.1998, S. 159–181.
- [178] Indlekofer, N., U. Wagner, A. Fidlin und A. Teubert: *Neueste Ergebnisse der CVT-Entwicklung*. Vortrag: 7. LuK-Kolloquium, Bühl/Baden, 11./12.04.2002, Tagungsband, S. 63–72.
- [179] Heitz, U. und S. Dobler: *Entwicklung der Fahrstrategie für ein Fahrzeug mit stufenlosem Getriebe und drehzahlgeregeltem Motor, am Beispiel eines Ackerschleppers*. Vortrag: VDI-Tagung Innovative Fahrzeugantriebe, Dresden, 22./23.10.1998; Düsseldorf: VDI Verlag 1998.
- [180] Bizenberger, Th. und St. Schmidt: *Antriebsmanagement am Beispiel eines Fahrzeugs mit CVT*. Vortrag: Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Japanisch-Deutsches Zentrum Berlin, Berlin, 18-19.09.1997.
- [181] Eggert, U.: *CVT-Elektronische Regelung und Fahrdynamik*. Vortrag: VDI-Tagung "Drehzahlvariable Antriebe", Mannheim, 25./26.04.1990, In: VDI-Berichte 803, S. 197–234; Düsseldorf: VDI-Verlag 1990.

- [182] Takiyama, T.: *Investigation About Optimisation of Fuel Consumption and Exhaust Emission Using Engine-CVT-AFR Consolidated Control*. Vortrag: CVT 2002 Congress, München, 7./8.10.2002, In: VDI-Berichte 1709, S. 435–449; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [183] Höhn, B.-R., H. Pflaum und P. Guttenberg: *Fuel Consumption of the Autark Hybrid in Test Rig*. Vortrag: CVT 2002 Congress, München, 7./8.10.2002, In: VDI-Berichte 1709, S. 479–494; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [184] Moser, F.X., W. Kriegler und A. Zrim: *Antriebsstrangoptimierung mit Hilfe von Simulationswerkzeugen*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 101 (1999) H. 11, S. 898–909.
- [185] • Schäuuffele, J. und Th. Zurawka: *Automotive Software Engineering – Grundlagen, Prozesse, Methoden und Werkzeuge*. 1. Auflage. Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlag / GWV Fachverlag GmbH 2003.
- [186] Schreiber, U. und J. Schindler: *Simulation kompletter Kfz-Antriebsstränge*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 103 (2001) H. 6, S. 532–539.
- [187] • Luh, J.: *Modell eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes im Triebstrang*. Vortrag: Tagung Berechnung im Automobilbau, Würzburg, 26./27.09.1994, In: VDI-Berichte 1153, 1153, S. 625–639; Düsseldorf: VDI Verlag 1994.
- [188] Piepenbrink, A., J. Fischer, W. Danz und A. Schwenger: *Modellbildung und experimentelle Identifikation als Grundlage der Übersetzungsregelung eines CVT*. Vortrag: Tagung Getriebe in Fahrzeugen '98, Friedrichshafen, 16./17.06.1998, In: VDI-Berichte 1393, S. 777–794; Düsseldorf: VDI Verlag 1998.
- [189] • Spijker, E.: *Steering and control of a CVT based hybrid transmission for a passenger car*. Dissertation Technische Universiteit Eindhoven 1994.
- [190] Ide, T.: *Effect of Belt Loss and Oil Pump Loss on the Fuel Economy of a Vehicle with a Metal V-Belt CVT*. Vortrag: 2000 FISITA World Automotive Congress, Seoul, Korea, 12.-15.06.2000.
- [191] Ide, T., H. Uchiyama und R. Kataoka: *Experimental Investigation on Shift Speed Characteristics of a Metal V-Belt CVT*. Vortrag: 1st International Conference on Continuous Variable Transmissions, Yokohama, Japan, 11./12.09.1996.
- [192] Ide, T., A. Udagawa und R. Kataoka: *Simulation Approach to the Effect of the Ratio Changing Speed of a Metal V-Belt CVT on the Vehicle Response*. Vehicle System Dynamics 24 (1995), S. 377–388.
- [193] Müller, C. und D. Schröder: *CVT Shift Control for a Hybrid Driveline*. Vortrag: CVT 2002 Congress, München, 7./8.10.2002, In: VDI-Berichte 1709, S. 495–510; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [194] Browning, E. P.: *ASAE Distinguished Lecture Series No. 4 Design of Agricultural Tractor Transmission Elements*. St. Joseph, 1978.

- [195] • Matthies, H.J. und K.Th. Renius: *Einführung in die Ölhydraulik*. 4. Auflage. Wiesbaden: Teubner-Verlag 2003.
- [196] • Looman, J.: *Zahnradgetriebe – Grundlagen, Konstruktionen, Anwendungen in Fahrzeugen*. 3. Auflage. Berlin-Heidelberg-New York: Springer 1996.
- [197] • Müller, H. W.: *Die Umlaufgetriebe*. Berlin - Heidelberg - New York: Springer-Verlag 1971.
- [198] • Zajonz, R.: *Die zeichnerische und rechnerische Untersuchung von Stirnrad-Umlaufgetrieben*. Dissertation TH Dresden 1938.
- [199] Renius, K.Th.: *Traktoren 1995/96*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 98 (1996) H. 9, S. 468–473.
- [200] Renius, K. Th. und Böhler H.: *Motoren und Getriebe bei Traktoren*. In Jahrbuch Agrartechnik 10 (1998) Hrsg.: J. Matthies, F. Meier. Münster: Landwirtschaftsverlag 1997. S. 56-60 u. 239/240, 1998.
- [201] Mantriota, G.: *Performances of a parallel infinitely variable transmissions with a type I power flow*. Mechanism and Machine Theory 37 (2002) H. 6, S. 579–597.
- [202] Mantriota, G.: *Performances of a parallel infinitely variable transmissions with a type II power flow*. Mechanism and Machine Theory 37 (2002) H. 6, S. 555–578.
- [203] Mantriota, G.: *Theoretical and experimental study of a power split continuously variable transmission system Part 1*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D 215 (2001) H. 7, S. 837–850.
- [204] Mantriota, G.: *Theoretical and experimental study of a power split continuously variable transmission system Part 2*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D 275 (2001) H. 7, S. 851–864.
- [205] Osumi, T., K. Ueda, H. Sakaki, M. Nobumoto und T. Fukuma: *Transient Analysis of geared neutral type half-toroidal CVT*. JSAE Review 23 (2002) 49-53.
- [206] Machida, H.: *Traction Drive CVT up to date*. Vortrag: CVT '99 - International Congress on Continuously Variable Power Transmission, Eindhoven, 16./17.9.1999, Proceedings, S. 71–76; Eindhoven: TU Eindhoven 1999.
- [207] Vahabzadeh, H. und J. P. Macey: *A Split-Torque, Geared-Neutral Infinitely Variable Transmission Mechanism*. Vortrag: 23th FISITA Congress, Turin, 7.-11.5.1990, S. 687–695.
- [208] Vahabzadeh, H. und S.M. Linzell: *Modelling, Simulation and Control Implementation for a Split-Torque, Geared Neutral, Infinitely Variable Transmission*. SAE Paper H. 910409, S. 546–551.
- [209] Kim, H. J., E. H. Kim und K. H. Ryu: *Development Of A Continuously Variable-Speed Transmission For Agricultural Tractor*. Vortrag: ICAME 2000 - International Conference on Agricultural Machinery Engineering, Seoul, Korea, 13.-16.11.2000, Volume II, S. 162–169.

- [210] Meyerle, M.: *Stufenloses Getriebe*. Offenlegungsschrift DE 199 05 447 A1, 1999.
- [211] Englisch, A., H. Faust, M. Homm, A. Teubert, M. Reuschel und C. Lauinger: *Entwicklungspotenziale für stufenlose Getriebe*. ATZ Automobiltechnische Zeitschrift 105 (2003) H. 7-8, S. 676–685.
- [212] Englisch, A., Chr. Lauinger, M. Vornehm und U. Wagner: *500 Nm CVT-LuK Components in Power Split*. Vortrag: CVT 2002 Congress, München, 7./8.10.2002, In: VDI-Berichte 1709, S. 147–164; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [213] N. N.: *CVT Kettenwandler – Verbesserte Leistung-Zuverlässigkeit-Niedriger Verbrauch*. Firmenunterlagen PIV Drives GmbH, 2003.
- [214] • Imagine, S.A.: *AMESim User Manual – Version 4.1*. Roanne: Eigenverlag 2003.
- [215] • Matthies, H.-J. und K.Th. Renius: *Einführung in die Ölhydraulik*. 4. Auflage. Stuttgart: B. G. Teubner Verlag 2003.
- [216] Oerleke, C. und W. Funk: *Einflussgrößen auf die Schleppmomente schnelllaufender Lamellenkupplungen in Automatikgetrieben*. Vortrag: Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2003, Fellbach, 7./8. 10.2003, In: VDI-Berichte 1786, S. 469–488; Düsseldorf: VDI-Verlag 2003.
- [217] • Beisel, W.: *Untersuchungen zum Betriebsverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen*. Dissertation Technische Universität Berlin 1983.
- [218] • Dümeland, M.: *Weiterentwicklung störungsbehafteter technischer Produkte nach konstruktionsmethodischen Kriterien – Grundlagen und Beispiel*. Dissertation Ruhr-Universität Bochum, Lehrstuhl für Maschinenelemente und Konstruktionslehre 1983.
- [219] Mölle, R.: *Zur Regelung von stufenlosen Kettenwandlern in Getriebesystemen*. Landtechnik 58 (2003) H. 6, S. 374–375.
- [220] N. N.: *OECD Standard Code For The Official Testing Of Agricultural And Forestry Tractor Performance*. <http://www.oecd.org/dataoecd/59/24/31663515.pdf> [24.01.2004].
- [221] Pelchen, C.: *Stufenlos verstellbares Geriebe und Verfahren zur Berechnung der Parameter eines Getriebes*. Offenlegungsschrift DE 10241745 A1, 2004.
- [222] • Jürgens, G.: *Potentiale und Risiken von Geared-Neutral-Strukturen stufenloser Getriebe*. Dissertation Technische Universität Graz 1995.
- [223] • Haj-Fraj, A.: *Dynamik und Regelung von Automatikgetrieben*. Dissertation Technische Universität München 2001; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 Nr. 489; Düsseldorf: VDI-Verlag 2002.
- [224] • Böhler, H.: *Traktormodell zur Simulation der dynamischen Belastungen bei Transportfahrten*. Dissertation Technische Universität München 2001; Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 14 Nr. 104; Düsseldorf: VDI-Verlag 2001.

- [225] • Mosbach, C.: *Das Reibungs- und Reibschwingverhalten nasslaufender Lamellenkupplungen*. Dissertation Technische Universität München 2002.
- [226] Rank, R.: *Neue Reibsysteme für moderne Getriebekonzepte – Reibsysteme für nasse Anfahrkupplungen, Doppelkupplungen und geregelte Differenziale*. Vortrag: Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben 2003, Fellbach, 7./8. 10.2003, In: VDI-Berichte 1786, S. 281–299; Düsseldorf: VDI-Verlag 2003.
- [227] Tasche, J. und G. Milbradt: *Selbsterregte Schwingungen von schaltbaren Reibkupplungen in Pkw-Automatgetrieben*. Vortrag: Selbsterregte Schwingungen, Fulda, 01./02.04.1992, In: VDI-Berichte 957, S. 25–41; Düsseldorf: VDI-Verlag 1992.
- [228] Brockbank, C. und H. Heumann: *Delivery of IVT for 5 Litre SUV: Adressing the concerns of Geared Neutral*. Vortrag: IIR-Konferenz Innovative Fahrzeuggetriebe, Bad Mergentheim, 20./21.03.2002.
- [229] Stöckl, B.: *Energieoptimierte druckgeregelte Anpresshydraulik für stufenlose Umschlingungsgetriebe*. Landtechnik 58 (2003) H. 3, S. 177.