

**Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens
eines stufenlosen Breitkeilriemengetriebes
von Reisfeldtraktoren**

Dissertation
zur
Erlangung des akademischen Grades

Doktor–Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik
der Universität Rostock

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Viet Duc Bui
geb. am 08.06.1967 in Hanoi
aus Vietnam

Rostock, im Oktober 2007

Gutachter:

Prof. Dr. –Ing. K.-H. Hirschmann	Uni Rostock
Prof. Dr. –Ing. habil. Ch. Woernle	Uni Rostock
Prof. Dr. – Ing. Bui Hai Trieu	Hochschule für Landwirtschaft Hanoi

Tag der Verteidigung 27. Februar 2008

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als Doktorand am Institut für Antriebstechnik und Mechatronik der Universität Rostock. Ich möchte die Gelegenheit wahrnehmen, den Menschen zu danken, die mich während der Entstehung dieser Arbeit unterstützten.

Meinem Doktorvater, Herrn Prof. K.-H. Hirschmann, gilt mein besonderer Dank für die stets gewährte Unterstützung, das entgegengebrachte Vertrauen und die vielen fruchtbaren Diskussionen.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. C. Woernle bedanke ich mich herzlich für das der Arbeit entgegengebrachte Interesse und für die Übernahme des Korreferates.

Mein recht herzlicher Dank geht an Herrn Prof. Dr.-Ing. Hai Trieu Bui für viele intensive Diskussionen sowie die Mitwirkung am Promotionsverfahren.

Mein Dank gilt den Kolleginnen und Kollegen für die freundschaftliche und angenehme Arbeitsatmosphäre am Institut für Antriebstechnik und Mechatronik. Besonders möchte ich hier Herrn Dr.-Ing. H. Maack, Dipl.-Ing. R. Körtge, Dr.-Ing. J. Schoof, Dipl.-Ing. A. Hermann, Dipl.-Ing. B. Hesse, Dipl.-Ing. H. Verch, und Frauen A. Frankenberg, K. Hollatz, A. Gehl für die freundliche Hilfe und umfangreiche Unterstützung hervorheben. Weiterhin bedanke ich mich bei den Herren J. Daebeler, P. Sokolowski, R. Neugebauer, E. Voß, C. Freitag, Dipl.-Ing. I. Ibendorf, Dipl.-Ing. E. Langnau, Dipl.-Ing. I. Menn, Dipl.-Ing. M. Tezzis für die technische Hilfe bei der Vorbereitung und Durchführung der experimentellen Untersuchungen.

Der vietnamesischen Regierung und dem Ministerium für Bildung, Wissenschaft und Kultur Mecklenburg-Vorpommern danke ich sehr für die finanzielle Unterstützung. Darüber hinaus bedanke ich mich bei Frau P. Schmidtke vom Akademischen Auslandsamt der Universität Rostock für die stets gewährte Hilfestellung in allen Formsachen mit der Abschlussbeihilfe.

Nicht zuletzt danke ich ganz besonders meinen Eltern, meiner Frau, meiner Tochter, meinem Bruder, meiner Schwester und meinen Freunden, die mir stets fördernd und unterstützend zur Seite standen und den Grundstein zu dem Erreichten gelegt haben!

Rostock, im Oktober 2007

Viet Duc Bui

Inhaltsverzeichnis

1. Einleitung	9
2. Stand der Technik	10
2.1. Stufenlose Antriebe für Kleintraktoren	10
2.1.1. Antriebsvarianten für einen Reisfeldtraktor	10
2.1.2. Übersicht über Bauformen von stufenlosen Getriebe.....	12
2.1.2. Vor- und Nachteile der stufenlosen Getriebe in Traktoren	18
2.2. Stufenlose Umschlingungsgetriebe	19
3. Zielsetzung und Aufgabenstellung	22
4. Ein neues Konzept für einen Reisfeldtraktor mit stufenlosem Umschlingungsgetriebe	23
4.1. Frühere Getriebekonzepte mit Umschlingungswandler	23
4.2. Die Anwendungen des Breitkeilriemenvariators im Traktorantrieb	29
4.2.1. Hauptbaugruppen des Forschungstraktors	31
4.2.2. Kennungswandler – Wahl der Übersetzung	33
5. Untersuchung des Betriebsverhaltens des stufenlosen Breitkeilriemengetriebes (SBG)	36
5.1. Frühere Untersuchungen	36
5.2. Theoretische Untersuchung	40
5.2.1. Bauformen von stufenlosen Breitkeilriemengetrieben	40
5.2.2. Modellierung des stufenlosen Breitkeilriemens	43
5.2.2.1. Geometrische Übersetzungen	43
5.2.2.2. Die Reibung	46
5.2.2.3. Kraftübertragung	47
5.2.2.4. Dynamische Steifigkeit und Dämpfung des Breitkeilriemens	49
5.2.2.5. Schlupfverhalten	54
5.2.2.6. Anpresskraft und Anpresskraftverhältnis (Stützung)	55
5.2.2.7. Übersetzungsänderung	58
5.2.3. Simulation des stufenlosen Breitkeilriemengetriebes	60
5.2.3.1. Betriebsverhalten des stufenlosen Breitkeilriemens	60
5.2.3.2. Stufenloses Breitkeilriemengetriebe - Querschwingungen	61
5.2.3.3. Simulation eines Antriebsstrangs mit Riemenwandler	65
5.2.3.4. Simulationsrechnung und -ergebnisse	70
5.3. Experimentelle Untersuchung	73
5.3.1. Versuchseinrichtung	74
5.3.2. Messtechnik	76
5.3.3. Messdatenerfassung, Steuerung und Regelung	77
5.3.4. Untersuchungsergebnisse	80
5.3.4.1. Stationäre Messungen	80
5.3.4.2. Dynamische Messungen	87
5.4. Dynamische Betriebszustände und Vergleich mit Simulationsrechnungen	91
5.4.1. Belastungsänderung	91
5.4.2. Drehzahländerung	92
5.4.3. Übersetzungsänderung (Verstellkraftänderung)	93
6. Simulationsbeispiel zum Betriebsverhalten des Kleintraktorantriebs mit stufenlosem Breitkeilriemengetriebe	95
6.1. Modellierung des Einzylinder-Dieselmotors	96
6.1.1. Formulierung des Motordrehmomentes als Fourierfunktion	97
6.1.2. Formulierung des Motordrehmomentes über das Motorkennfeld	97
6.2. Modellierung der Fahrkupplung	99
6.3. Wechsel-, Differential- und Endgetriebe	101
6.4. Modellierung der elastischen Traktorräder	101

6.5. Modellierung des gesamten Traktorantriebs	104
6.6. Berechnungsmodell	105
6.7. Simulationsrechnungen	108
6.7.1. Motordrehzahländerung	109
6.7.2. Belastungsänderung	110
6.7.3. Ein- und Auskuppeln	111
6.7.4. Übersetzungsänderung	113
7. Zusammenfassung und Ausblick	114
8. Literaturverzeichnis	117

Formelzeichen, Einheiten, Indizes und Abkürzungen

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
A	$[\text{mm}^2]$	Fläche
b	$[\text{mm}]$	Breite des Riemens
b_{index}	$[\text{Ns/mm}]; [\text{Nms/rad}]$	Dämpfungskonstante
c_{index}	$[\text{N/mm}]; [\text{Nm/rad}]$	Steifigkeit
E	$[\text{Nmm}^{-2}]$	Elastizitätsmodul
e	$[\text{mm}]$	Wellenabstand
F_{index}	$[\text{N}]$	Kraft
f	$[\text{N}]$	Nennkraft
G	$[\text{Nmm}^{-2}]$	Schubmodul
h	$[\text{mm}]$	Riemenhöhe
i	$[-]$	Übersetzung
J_{index}	$[\text{kgm}^{-2}]$	Trägheitsdrehmoment
k	$[-]$	Koeffizient
l	$[\text{mm}]$	Länge
M_{index}	$[\text{Nm}]$	Drehmoment
m	$[\text{kg}]$	Masse
n_{index}	$[\text{min}^{-1}]$	Drehzahl
r_{index}	$[\text{mm}]$	Radius
s	$[\%]$	Schlupf
t	$[\text{s}]$	Zeit
U	$[-]$	Dämpfungsarbeit
v	$[\text{m/s}]$	Geschwindigkeit
W_v	$[-]$	Federarbeit

x	[mm]	Verstellweg
α	[°]	Keilwinkel
β	[°]	Umschlingungswinkel
δ	[°]	Trumneigungswinkel
γ	[°]	Gleitwinkel
μ	[-]	Reibbeiwert
ν	[-]	Poissonzahl
σ	[Nmm ⁻²]	Spannung
ε	[mm]	Dehnung
φ	[rad]	Winkel
ψ	[-]	Dämpfungsgrad
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit
ξ	[-]	Anpresskraftverhältnis
η	[%]	Wirkungsgrad

Index	Bedeutung
a	Last
ax	axial
cvt	stufenlos
d	drehen
dyn	Dynamik
e	Motor
Fz	Fahrzeug
Gs	Gesamt

g	Getriebe
k	Keilriemen
kp	Kupplung
kpe	Eingangskupplung
kpa	Ausgangskupplung
m	Mittel
min	minimal
max	maximal
N	Normal
q	quer
R	Reibung
R	Rad
rad	radial
T	Trum
w	Welle
1	Antrieb
2	Abtrieb

Abkürzung

SBG

MTA

CVT

PIV

Bedeutung

Stufenloses Breitkeilriemengetriebe

Maschine-Traktor-Aggregat

Continuously Variable Transmission

Positive Infinitely Variable

1. Einleitung

Kleintraktoren benötigen eine Getriebeauslegung, mit der sie über einen großen Geschwindigkeitsbereich die volle Motorleistung für ihren Antrieb zur Verfügung haben. Über den ganzen Fahrgeschwindigkeitsbereich wird dies am besten durch ein stufenloses Getriebe erreicht.

Seit Jahrzehnten werden stufenlose Fahrtriebe bei selbstfahrenden Landmaschinen und Traktoren eingesetzt.

Bei stufenlosen Antrieben für Traktoren der oberen Leistungsklasse sind dies bevorzugt hydrostatisch leistungsverzweigte Getriebe. Ihr Wirkungsgrad liegt bestenfalls knapp über 90%. Hydrostatische Antriebe verwenden hochwertige und deshalb teure hydraulische Komponenten. Wegen ihres Bauaufwands, Gewichts und Wirkungsgrads sind sie für leistungsschwächere Traktoren weniger geeignet.

In der unteren Leistungsklasse, wie z.B. bei Traktoren, die auf Reisfeldern eingesetzt werden, sind stufenlose Keilriemengetriebe besser geeignet. Sie haben günstige Wirkungsgrade und niedrige Verstell- und Anpresskräfte. Aufgrund ihres einfachen Aufbaus verursachen sie geringe Produktionskosten, haben eine hohe Betriebssicherheit und verursachen nur niedrige Betriebskosten.

Obwohl stufenlose Keilriemengetriebe diese Vorteile haben, werden sie bisher selten in kleinen Traktoren eingesetzt. Um ihre Einsatzgrenzen auszuloten, werden in dieser Arbeit Untersuchungen zum dynamischen Verhalten bei Übersetzungs- und Laständerungen durchgeführt.

Als Ergebnis liegt ein Antriebskonzept für einen Traktor mit integriertem stufenlosem Keilriemengetriebe vor, der vor allem auf Reisfeldern eingesetzt werden kann.

2. Stand der Technik

2.1. Stufenlose Antriebe für Kleintraktoren

2.1.1. Antriebsvarianten für einen Reisfeldtraktor

Der Traktor ist auch in Vietnam die Basismaschine der mechanisierten Landwirtschaft. Die Anzahl der eingesetzten Traktoren betrug 2005 insgesamt ca. 130.000 Stück. Für die etwa 10 Mio. ha landwirtschaftliche Nutzfläche berechnet sich ein durchschnittlicher Leistungseinsatz von 0.36 kW/ha [1, 2]. Auf kleinen Feldern mit Feldlängen < 100 m (ca. 60 % der Gesamtfläche) ist der Einsatz von Einachstraktoren (8 – 10 kW, Zugkraftklasse 2 kN) Standard, mit nahezu 50 % Marktanteil [3]. Diese Kleintraktoren haben eine Ausrüstung, mit der sie auf trockenem und nassem Boden eingesetzt werden können. Sie werden für verschiedene Aufgaben wie Bodenbearbeitung, Ernten und Transport verwendet. Die meisten dieser Kleintraktoren sind einfach aufgebaut, wie z.B. der BS - 12 (*Bild 2.1*) mit folgenden Kennwerten:

- Einzylinder-Viertaktdieselmotor mit 12 PS Leistung
- Keilriemengetriebe mit Übersetzungsverhältnis $i = 1.68$
- Stufengetriebe mit 6 Vorwärts- und 2 Rückwärtsgängen.

Das Hauptgetriebe und das Endgetriebe haben jeweils ein Schaltrad. Anstelle eines Differentials besitzt das Getriebe zwei Kupplungen zum Lenken des Traktors. Die Fahrkupplung befindet sich in der Abtriebsscheibe des Keilriemengetriebes.

Das Getriebe erfüllt nicht mehr die steigenden Anforderungen der Traktorbetreiber. Beim Einsatz gibt es folgende Nachteile:

- hohe Belastung des Fahrers,
- lange Ausfallzeiten des Traktors,
- niedrige Produktivität,
- hoher Kraftstoffverbrauch.

Die vietnamesische Traktorenindustrie befindet sich zurzeit in der Anfangsphase der Produktion von einfachen Maschinensystemen, d.h. es werden nur einfache, kleine Traktoren hergestellt. Es ist vorgesehen, zukünftig den inländischen Bedarf an Zweiradtraktoren mit 6, 8 und 12 PS vollständig im Land zu produzieren und die ersten Vierradtraktoren mit 18, 20 und 25

PS herzustellen. Später sollen auch Traktoren mit 30 PS gebaut werden. Eine Montage und Herstellung von mittelgroßen Vierradtraktoren mit 50 und 80 PS ist für den Zeitraum 2008 bis 2010 geplant und soll durch ausländische Investitionen realisiert werden [4].

Das Pro-Kopf-Jahreseinkommen in Vietnam ist niedrig (500 US\$/Jahr) [1], deshalb können die Bauern nur Traktoren zu Niedrigpreisen kaufen.

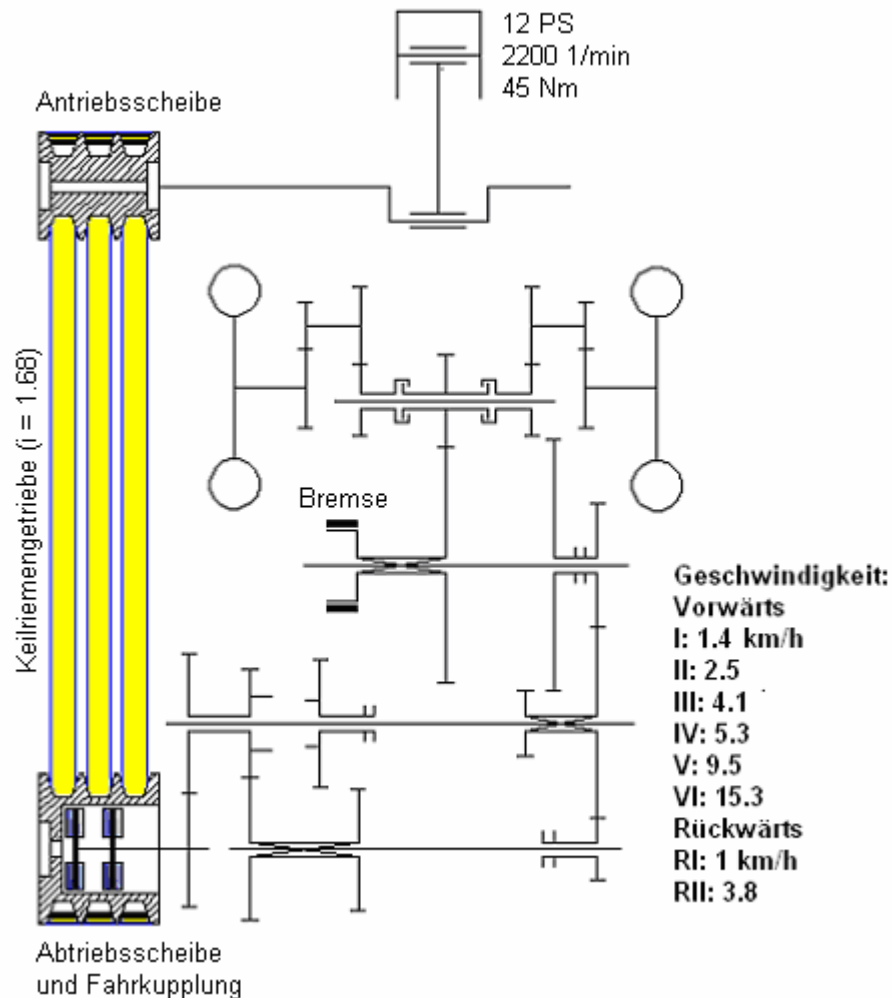


Bild 2.1 Prototypgetriebe - Bauart eines kleinen Traktors in Vietnam

Für vietnamesische Traktoren ergeben sich folgende Anforderungen:

- einfache Konstruktion
- flexible Komponentenkombination
- hoher Wirkungsgrad

- geringe Herstellungskosten
- Umweltfreundlichkeit.

Die Weiterentwicklung des Getriebesystems ist eine wichtige Voraussetzung für leistungsfähige Reisfeldtraktoren. Als fortschrittliche Lösung gibt es zwei Alternativen:

- unter Last schaltbare Getriebe und
- stufenlose Getriebe.

Bei beiden kann eine Änderung der Zugkraft, über größere Bereiche, während der Arbeit erfolgen, ohne dass der Traktor anhalten und wieder anfahren muss.

Unter Last schaltbare Wechselgetriebe erlauben es, die Zugkraft, ohne Unterbrechung des Kraftflusses, an den Bedarf anzupassen. Lastschaltgetriebe sind für große Traktoren vereinzelt vorhanden, erfordern jedoch einen relativ hohen Bauaufwand.

Stufenlos steuerbare Getriebe (CVT) erlauben es, die Zugkraft bzw. Geschwindigkeit stufenlos zwischen zwei Grenzwerten (von 0 bis Maximum) einzustellen. Sie werden als mechanische, hydrostatische, hydrodynamische und auch elektrische Getriebe ausgeführt.

In dieser Arbeit wird ein stufenloses Getriebe untersucht, welches das herkömmliche Getriebe des Reisfeldtraktors ersetzen soll. Im nachfolgenden Kapitel werden die Alternativen dargestellt und die Auswahl der günstigsten Variante begründet.

2.1.2. Übersicht über Bauformen von stufenlosen Getriebe

Stufenlose Getriebe lassen sich auf eine Vielzahl verschiedener Arten darstellen, (*Bild 2.2*), wobei für den speziellen Anwendungsfall die folgenden wesentlichen Kriterien [5] bei der Auswahl in Betracht gezogen werden müssen:

- Wirtschaftlichkeit
- niedrige Herstellungskosten
- geringe Betriebskosten (Kraftstoffverbrauch, Wartung und Reparatur)
- hohe Flächenleistung
- hohe Zuverlässigkeit/Lebensdauer
- Notfahreigenschaften bei Ausfall der Elektronik oder Hydraulik

- bequeme, sichere und sinnvolle Handhabung
- günstiges Geräuschverhalten.

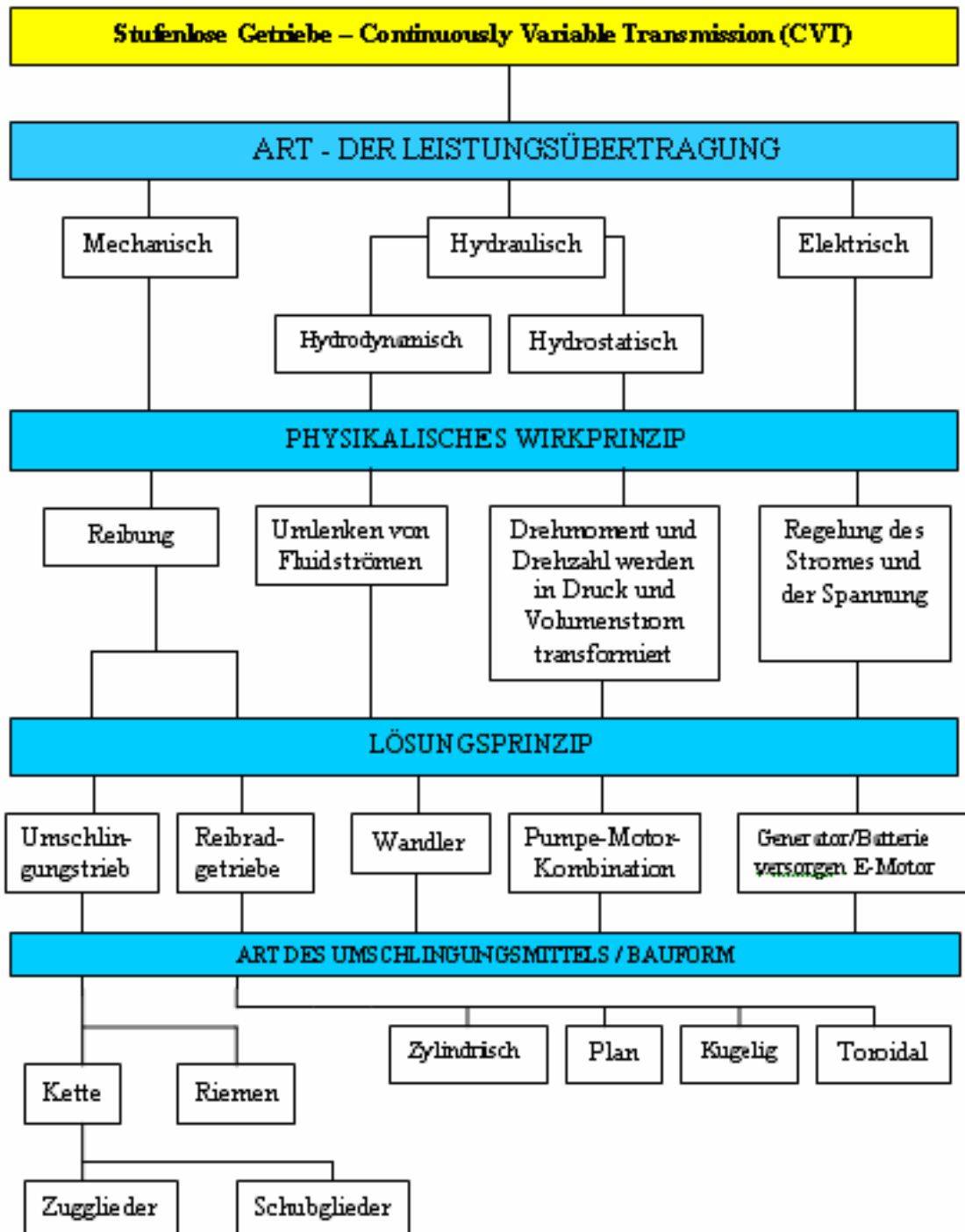


Bild 2.2. Übersicht über stufenlose Getriebe [6]

Im Bereich der fahrenden Arbeitsmaschinen konkurrieren verschiedene stufenlose Systeme für den Fahrtrieb in technisch-ökonomischer Hinsicht mit einander, die im Bild 2.3 vergleichend dargestellt sind.

Die Überlegenheit der stufenlos verstellbaren mechanischen Getriebe gegenüber elektrischen und hydraulischen Lösungen im Leistungsbereich von 0.5 bis 15 kW hinsichtlich des Wirkungsgrades und Preises wird deutlich.

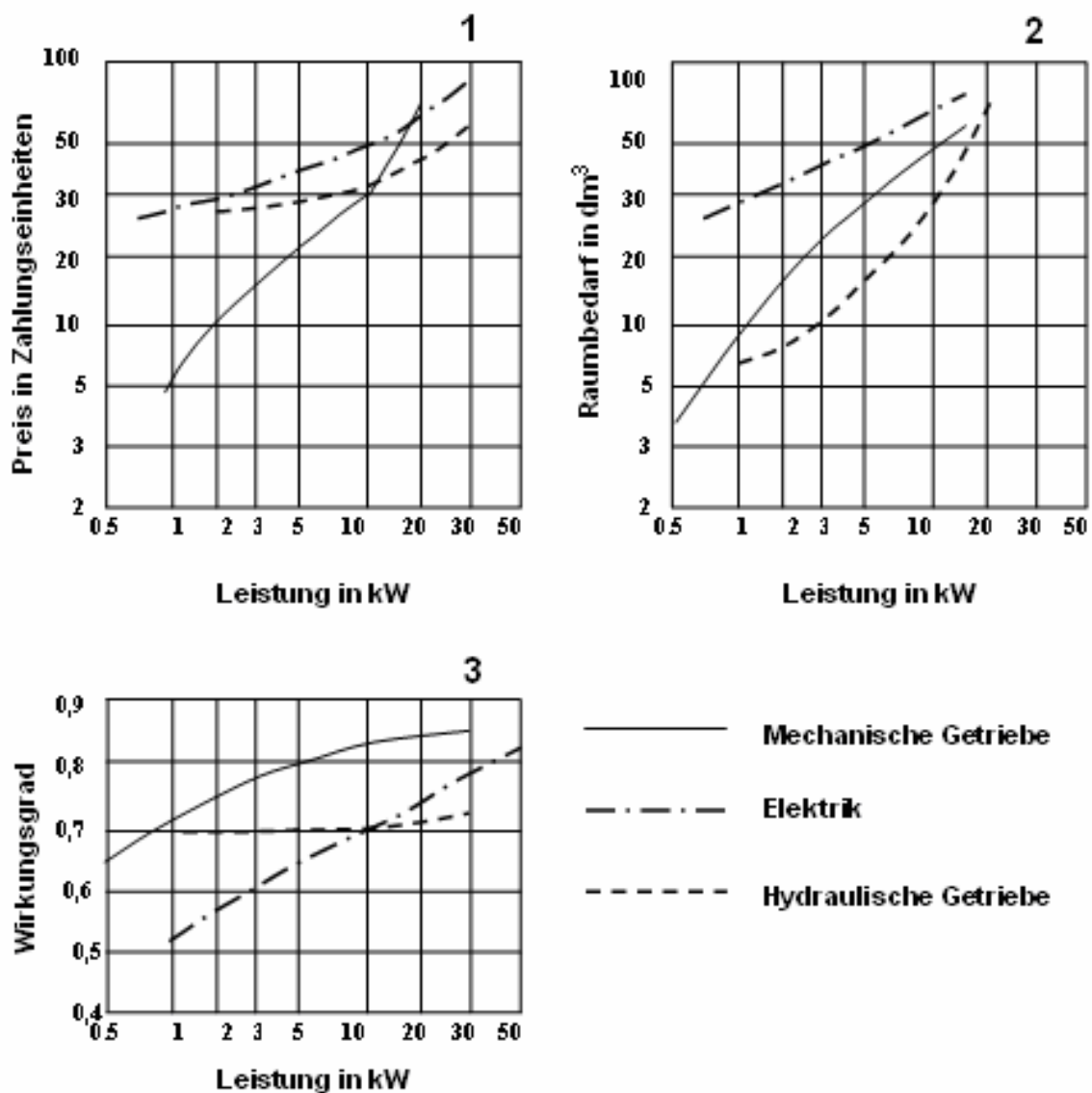


Bild 2.3 Stufenlos verstellbare Antriebe im Vergleich [7]

Verschiedene stufenlose Getriebetypen und ein gestuftes Zahnradgetriebe für einen Traktor-antrieb kleiner bis mittlerer Leistung werden von Kirste [8] verglichen, siehe Tabelle 2.1.

Auch bei dieser Bewertung scheiden die hydrodynamischen, die hydrostatischen und die elektrischen Lösungen aus.

Die **hydrodynamischen Getriebe**, kombiniert mit einem mechanischen Lastschaltgetriebe, werden häufig im Bereich großer Leistungen eingesetzt. Damit kann bei gutem Wirkungsgrad ein großer Geschwindigkeitsbereich überdeckt werden, der aber letztlich von der Anzahl der Getriebestufen abhängt. Diese Lösung hat den Nachteil, dass ein komplexer Antriebsstrang mit mehreren Antriebswellen und anderen, mechanisch gekoppelten Bauelementen erforderlich ist, der die Freiheit bei der Gestaltung des Fahrwerkes erheblich einschränkt und sehr aufwendig ist.

Tabelle 2.1. Bewerteter Vergleich verschiedener Getriebekonzepte [8]

Kritische Bewertung	Getriebetyp				
	Zahnrad	Kettenwandler	Hydrodynamik	Hydrostatik	Elektrik
Leistungsdichte	++	++	++	-	--
Gesamtwirkungsgrad	++	+	-	-	--
Entwicklungsstand	++	+	+	+	0
Reversierbarkeit	-	-	++	-	++
Anfahrverhalten	-	-	++	++	++
Geräusch	0	0	--	+	++
Gewicht	+	+	-	-	--
Kosten	++	+	-	+	--
Summe	7	4	2	1	-2
++ sehr gut geeignet; + gut geeignet 0 neutral - schlecht geeignet; -- sehr schlecht geeignet					

Hydrostatische Getriebe haben bei Baumaschinen und großen selbstfahrenden Landmaschinen eine breite Anwendung erreicht. Ein wesentlicher Vorteil dieses Prinzips ist die einfache Reversierbarkeit in Verbindung mit einem großen Stellbereich, so dass zum Anfahren, Rückwärtsfahren und Bremsen keine zusätzlichen Elemente benötigt werden. Prototypen von leistungsverzweigten hydrostatischen Getrieben wurden zu Versuchszwecken bei Traktoren von Fendt (1996), John Deere (1997), Case IH, Class (2000) eingebaut und erprobt. Hydrostatische Getriebe, auch einfachere als die hier genannten, werden auf Grund des hohen Geräuschniveaus, des schlechten Wirkungsgrads und der hohen Kosten serienmäßig in Kleintraktoren zumindest vorerst nicht eingesetzt.

Die **elektrischen Getriebe** sind derzeit aufgrund zu geringer Leistungsdichten und wegen des Bauaufwands sowie der hohen Kosten als Traktor Antrieb für den o.g. Einsatzzweck nicht geeignet.

Von den stufenlosen Getrieben erhält der Kettenwandler die beste Bewertung, der zu den mechanisch stufenlosen Getrieben gehört. Nachfolgend werden davon einige Varianten beschrieben, die als Entscheidungsbasis für die Auswahl eines stufenlosen Wandlers für den Kleintraktor dienen.

Bei den **mechanisch stufenlosen Getrieben** gibt es eine Fülle von Lösungsprinzipien, von denen einige schon die Serienreife erlangt haben. Mechanisch stufenlose Getriebe erreichen ihre Stufenlosigkeit über die geometrische Lageänderung eines oder mehrerer Reibkontakte. Die folgenden zwei Varianten sind verbreitet:

- Reibradgetriebe
- Umschlingungsgetriebe.

Bernhardt und Heidemeyer [9] vergleichen unterschiedliche mechanische Systeme, siehe Bild 2.3. Die Kriterien in Tabelle 2.2 werden bewertet und damit die Wandler hinsichtlich ihrer Eignung für einen Front-Quer-Antrieb beurteilt, siehe Bild 2.3.

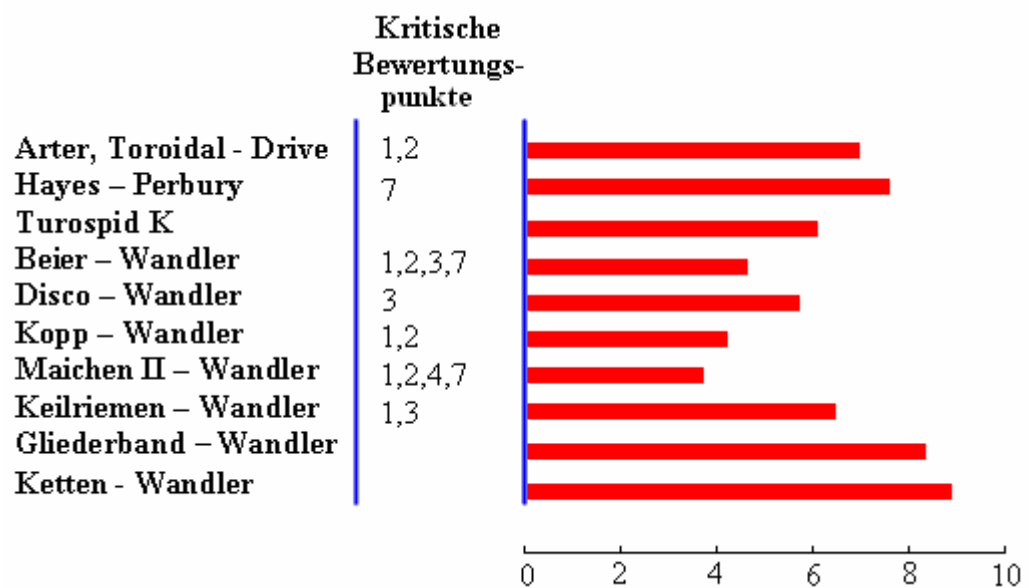
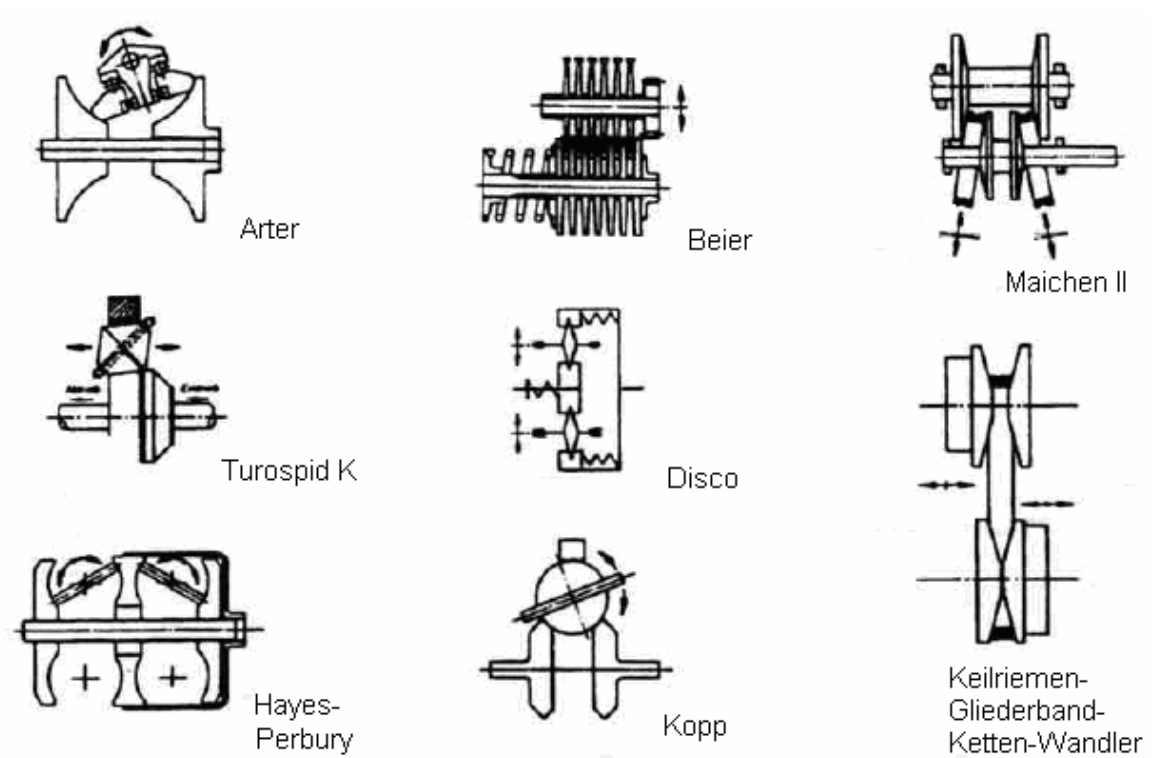


Bild 2.3. Zusammenfassende Bewertung stufenloser mechanischer Wandler [9]

Tabelle 2.2. Bewertungskriterien für stufenlose mechanische Wandler im Pkw [9]

Konstruktion Fertigung	Anpassung Steuerung	Betriebseigenschaften
1. Leistungsvolumen	11. Schnell-Läufigkeit	18. Wirkungsgrad über Last
2. Leistungsgewicht	12. Stellbereich	19. Wirkungsgrad über Übersetzung
Reibkontaktpunkte:	13. Stellgeschwindigkeit	20. Mechanische Laufruhe
3. Tribologische Bedingungen	14. Funktionsverbund	21. Schwingungsverhalten
4. Verzweigungsquantität	15. Kraftverhältnisse	22. Betriebskosten
5. Verzweigungsqualität	16. Steuerungsbedarf	
6. Bauteilbeanspruchung	17. Hilfsenergiebedarf	
7. Konzeptbedingte Anpassungsfähigkeit		
8. Bauteilaufwand		
9. Entwicklungsaufwand		
10. Fertigungsaufwand		

2.1.2. Vor- und Nachteile der stufenlosen Getriebe in Traktoren

Stufenlos verstellbare Getriebe (CVT) bieten die Möglichkeit, die Übersetzung ohne Unterbrechung des Kraftflusses in einem weiten Bereich zu verstellen. Die Wandlung einer zu übertragenden mechanischen Leistung kann damit im Betrieb ständig entsprechend den Anforderungen, die sich aus den Einsatzbedingungen des Antriebssystems ergeben, angepasst werden.

Die prinzipbedingten Vor- und Nachteile stufenloser Getriebe im Vergleich zu Stufengetrieben wurden von Renius, Sauer [10] und Kirste [8] wie folgt zusammengefasst:

Vorteile stufenloser Getriebe:

- Änderung der Fahrgeschwindigkeit in weiten Bereichen ohne Schalten und ohne Zugkraftunterbrechung, so dass das Fahrzeug nicht anhalten und wieder anfahren muss
- freie Wahl des Betriebspunktes innerhalb des Motorkennfeldes, zur optimalen Anpassung an die jeweiligen Arbeitsbedingungen, was besonders wichtig bei Zapfwellenarbeiten ist.

- erhöhter Bedienkomfort durch geringe Bedienkräfte und Vereinfachung der Bedienelemente
- bessere Ausnutzung und damit Wirtschaftlichkeit des Traktors und der Arbeitsgeräte
- Verbesserung der Arbeitsgüte, größere Flächenleistung und Zeitersparnis
- einfache Einbindung des Getriebes in Regelkreise oder ein Traktor-Managementsystem

Nachteile stufenloser Getriebe:

- Der geringere Wirkungsgrad der stufenlosen Getriebe kann durch Nutzung verbrauchsgünstiger Bereiche des Motorkennfeldes teilweise mehr als ausgeglichen werden.
- geringere Erfahrung bezüglich der Dimensionierung
- etwas höherer Geräuschpegel
- höhere Herstellungskosten
- größerer Aufwand, das Getriebe in den Getriebebaukasten einer Schlepperfamilie zu integrieren.

2.2. Stufenlose Umschlingungsgetriebe

Stufenlose Umschlingungsgetriebe werden wegen ihrer Vorteile zurzeit bevorzugt eingesetzt. Bei einem Umschlingungsgetriebe sind die Variatoren die verstellbaren Elemente, die das Drehmoment übertragen.

Das Funktionsprinzip des Umschlingungsgetriebes ist in Bild 2.4. dargestellt.

Umschlingungsgetriebe bestehen jeweils aus zwei axial verschiebbaren Kegelscheiben und dem dazwischen laufenden Zug- oder Druckmittel. Abhängig vom Umschlingungsmittel gibt es drei Bauformen:

- **Keilriemen**-Variator,
- **Zugketten**-Variator und
- Schubglieder**band**-Variator.

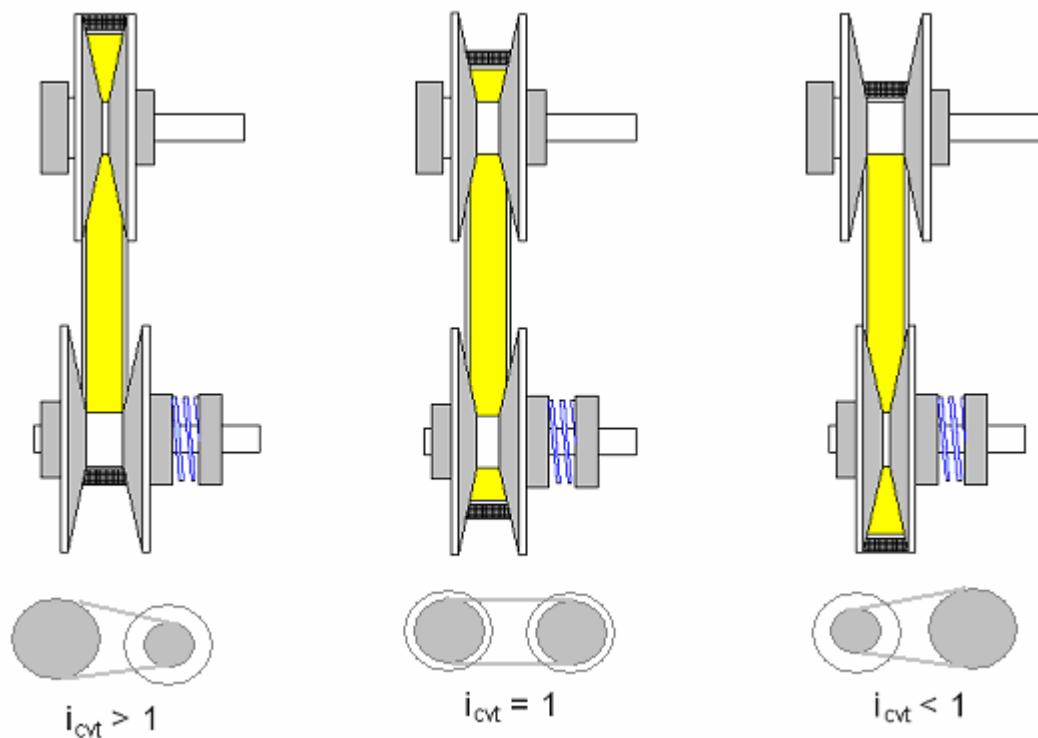


Bild 2.4. Das Funktionsprinzip des stufenlosen Umschlingungsgetriebes

Bei der Auswahl eines geeigneten Antriebssystems sind neben den rein technischen Erfordernissen auch ökonomische Belange zu bewerten.

Stufenlose Ketten- und Gliederbandgetriebe sind Getriebe mit metallischen Übertragungselementen aus gehärtetem Stahl, die im Kontakt mit der Kegelscheibe mittels Traktionsfluiden geschmiert werden, die eine hohe Kraftübertragung bei einer angepassten Anpressung sicherstellen. Die Anpressung erfolgt hydraulisch und wird lastabhängig geregelt. Dadurch wird der Getriebeaufbau aufwendig und dementsprechend sind die Herstellungskosten hoch. Umschlingungsgetriebe mit metallischem Umschlingungsmittel eignen sich für den Einsatz in den unteren bis mittleren Leistungsklassen von Pkw (Kompaktklasse bis obere Mittelklasse).

Der Keilriemenvariator kommt mit weitaus geringeren Anpresskräften aus, da die verwendeten Kunststoffverbundriemen trocken laufen und damit ein höherer Reibwert an den Variatorscheiben herrscht. Verstelleinrichtungen, die zur Verstellung und Anpressung des Umschlingungsmittels notwendig sind, können kleiner ausfallen. Neben der hydraulischen Verstellung gibt es Alternativen, die weitere Einsparpotentiale bieten, zum Beispiel mit selbsthemmenden Mechanismen, die nur beim Verstellen Energie benötigen. Neben den heute üblichen hydraulischen

lischen Systemen sind hierfür vor allem elektromechanische sowie rein mechanische Lösungen hinsichtlich ihrer Eignung zu untersuchen und anzupassen [11].

Keilriemenvarioren haben den Vorteil, dass sie wegen ihres einfachen Aufbaus geringe Herstellungskosten verursachen und eine hohe Betriebssicherheit bieten. Wie alle kraftschlüssigen Umschlingungsgetriebe ist auch das Keilriemengetriebe schlupfbehäftet. Zu hoher Schlupf aufgrund nicht optimaler Betriebsbedingungen reduziert den Wirkungsgrad, verkürzt die Standzeiten und erhöht den Wartungsbedarf.

Typische Kennwerte der verschiedenen stufenlosen Umschlingungsgetriebe sind in der *Tabelle 2.3* zusammengestellt.

Tabelle 2.3. Vergleich der stufenlosen Umschlingungsgetriebebauarten

Kriterium	CVT-Bauart		
	Riemen	Ketten	Band
Wirkungsgrad [%]	90 96	90 97	90 97
Leistung max. [kW]	160	400	400
Drehmoment max. [Nm]	200	500	500
Regelbereich max.	9	6	6
Reibkoeffizient	0.4	0.1	0.1
Anpresskraftbedarf [kN]	1 ... 3	15 ... 30	10 ... 20
Betriebzustand	Trocken	nass oder trocken	nass
Gewicht und Bauvolumina	Groß	klein	klein
Lebensdauer	Mittel	hoch	hoch
Kosten	Niedrig	hoch	hoch

Beim Traktorantrieb kleiner bis mittlerer Leistung können aus heutiger Sicht stufenlose Umschlingungsgetriebe vorteilhaft eingesetzt werden. Für Kleintraktoren bietet sich das stufenlos verstellbare Keilriemengetriebe an. Die vietnamesische Maschinenbauindustrie ist in der Lage, für den heimischen Markt ein Keilriemengetriebe in die Reistraktoren zu integrieren.

3. Zielsetzung und Aufgabenstellung

Ziel der Arbeit ist die Entwicklung von technischen Grundlagen für die Auslegung eines Antriebsstrangs von Reisfeldtraktoren mit einem stufenlosen Breitkeilriemengetriebe (SBG).

Im Betrieb beeinflusst das Verstellgetriebe das dynamische Verhalten des Gesamtsystems. Das Betriebsverhalten muss bei allen Betriebszuständen stabil sein.

Im Rahmen der Untersuchungen werden folgende Themen behandelt:

- Auswahl eines geeigneten Fahrtriebskonzepts für einen Kleintraktor, das die Anforderungen erfüllt, die sich beim Einsatz im Reisfeld ergeben.
- Theoretische Ermittlung und Analyse des Betriebsverhaltens von stufenlosen Keilriemengetrieben unter definierten Betriebsbedingungen. Grundlage der theoretischen Untersuchungen ist ein physikalisch-mathematisches Modell, mit dem sich das schlupfbehaftete Verhalten bei kraftschlüssigen Riemengetrieben beschreiben lässt. Mit der rechnergestützten Simulation ist es dann möglich, sowohl das statische als auch das dynamische Betriebsverhalten bei stufenlosen Keilriemengetrieben zu untersuchen und zu analysieren.
- Bei den experimentellen Untersuchungen am Prüfstand sind zunächst die Parameter des Modells wie Steifigkeit, Dämpfung und Schlupf zu ermitteln. Das zeitliche Verhalten des Antriebssystems unter Einwirkung von Belastungs- und Übersetzungsänderungen wird untersucht. Die Ergebnisse von Theorie und Experiment werden verglichen, um die Genauigkeit des Modells zu überprüfen.
- Rechnergestützte Untersuchung des Betriebsverhaltens des Kleintraktors.

4. Ein neues Konzept für einen Reisfeldtraktor mit stufenlosem Umschlingungsgetriebe

Der Stellbereich eines Umschlingungsgetriebes liegt zwischen 1:5 und 1:9 und ist somit für einen Traktorantrieb allein nicht ausreichend. Die Spreizung muss durch ein Stufengetriebe oder durch Leistungsverzweigung erhöht werden. Eine ausreichende Spreizung lässt sich mit zwei Fahrbereichen erreichen.

Es gibt für stufenlose Umschlingungsgetriebe in Fahrzeugen zwei Anordnungen:

- stufenlose Umschlingungsgetriebe mit vor- bzw. nachgeschalteten Räderschaltgetrieben
- Stufenlose Umschlingungsgetriebe in leistungsverzweigter Anordnung (Geared-Neutral-Getriebe).

Die erste Bauform ist eine Kopplung des Umschlingungswandlers mit einem Stufengetriebe (*Bilder 4.1 - 4.4 und 4.6*) in Vorgelege- oder Planetenbauweise, die aber wegen der notwendigen vollen Wandlerverstellung beim Gruppenwechsel aus heutiger Sicht relativ lange Umschaltzeiten hat. Die Übersetzung wird, wie auch bei der zweiten Bauform, durch eine mechanische, mechanisch-hydraulische oder hydraulische Vorrichtung gesteuert.

Bei der zweiten Bauform wird bei synchronem Umlauf des Planetengetriebes zwischen einem direkten und einem leistungsverzweigten Bereich umgeschaltet (*Bild 4.5*). Mit dieser Struktur kann ein stufenloses Fahren bis zum Stillstand des Fahrzeugs und rückwärts erreicht werden, ohne dass der Laufradius des Riemens am Scheibensatz auf Null reduziert werden muss, was technisch ohnehin nicht möglich ist.

4.1. Frühere Getriebekonzepte mit Umschlingungswandler

Basierend auf den Erkenntnissen in England, wird 1956 die Zugkette des P.I.V. Antriebs von Werner Reimers als alternatives Umschlingungsmittel in einem Keilscheiben-CVT eingesetzt. In der Zeit von 1957 bis 1968 konzentriert sich die Entwicklung auf P.I.V. Kettenwandler-Kompaktgetriebe, die an Stelle des Zahnradgetriebes in den Antriebsstrang des Traktors eingebaut werden. Die erste versuchsweise Anwendung stufenloser mechanischer Traktorfahrantriebe begann bei der ZF im Jahre 1957 mit dem P.I.V. Reimers ASL8 im Traktor MAN A25

(Bild 4.1). Der Motor hatte eine Antriebsleistung von 18 kW, der Wandler einen Verstellbereich von 1:4. Die Übersetzung wurde von Hand nach Gehör gesteuert. Das Gruppenwahlgetriebe verfügt über zwei nicht synchronisiert schaltbare Vorwärtsfahrbereiche und einen ebenfalls nicht synchronisiert schaltbaren Rückwärtsfahrbereich.

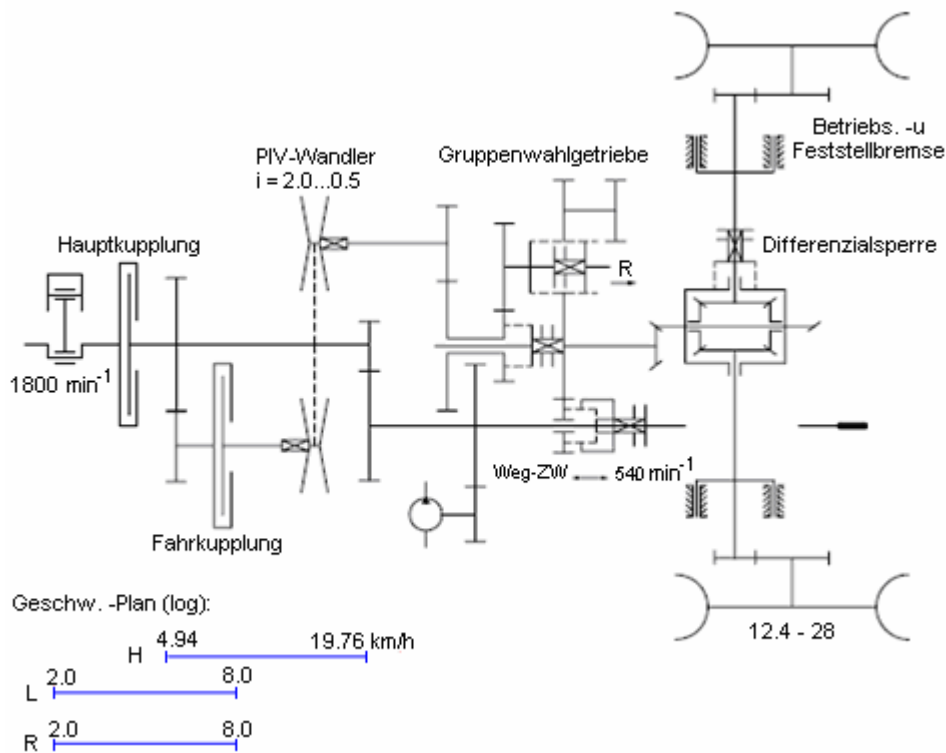


Bild 4.1. Prototypgetriebe Bauart ZF/P.I.V. Reimers ASL8, 1957 [10]

Bereits 1959 wurden mit einem Prototyp von Meyer [12] praktische Feldversuche im Vergleich mit Stufengetrieben durchgeführt. Die Versuchsergebnisse weisen z.B. beim Pflügen mit dem stufenlosen Antrieb eine Zeiteinsparung von 20 % gegenüber einem Stufengetriebe nach.

Das ALS 210 ist eine Weiterentwicklung des ALS 8, die 1963/1964 im Eicher Traktor EM 300 mit 26 kW Motorleistung getestet wurde (Bild 4.2). Der Wandler wurde aus konstruktiven Gründen quer eingebaut und war bereits mit einer automatischen Grenzlastregelung ausgestattet. Auf der An- und Abtriebsseite des Wandlers folgen eine Stirnradstufe und das Gruppenwahlgetriebe mit 3 Vorwärtsbereichen (L, M, H) und einer Rückwärtsgruppe (R).

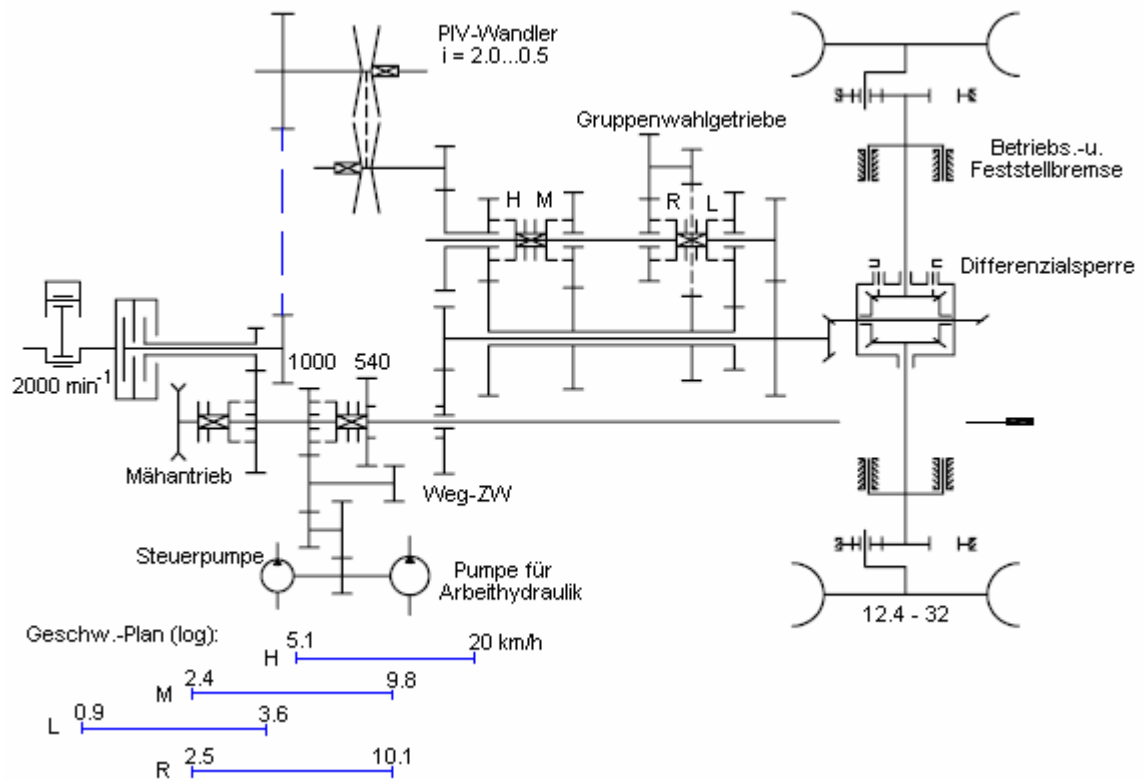


Bild 4.2. Prototypgetriebe Bauart ZF/P.I.V. Reimers ASL 210, 1963/1964 [10]

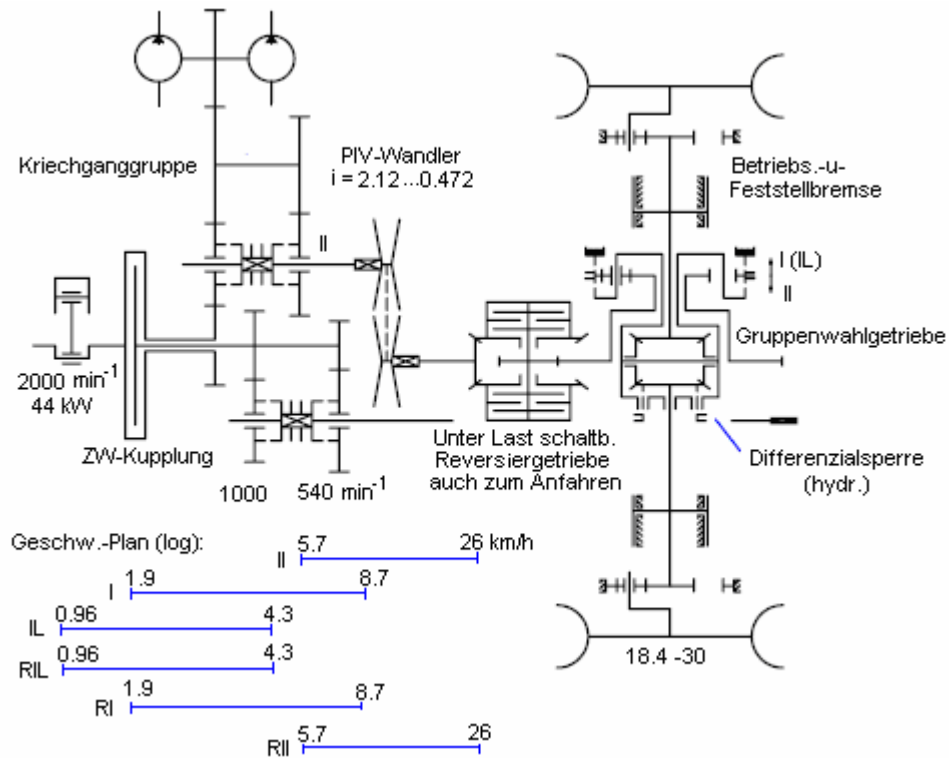


Bild 4.3. Prototypgetriebe Bauart ZF/P.I.V. Reimers ASL 218, 1965 [10]

Im Jahr 1965 wurde das Prototypgetriebe ALS 218 für einen Traktor mit 44 kW aufgebaut. Bild 4.3 zeigt das Getriebe mit 3 Vorwärts- und 3 Rückwärtsfahrbereichen. Ein Gruppenwahlgetriebe ist als Planetenrieb in die Hinterachse integriert. Der Wandler ist hinter der Kriechganggruppe angeordnet. Als Anfahr- und Reversierelemente werden hier Lamellenkupplungen eingesetzt.

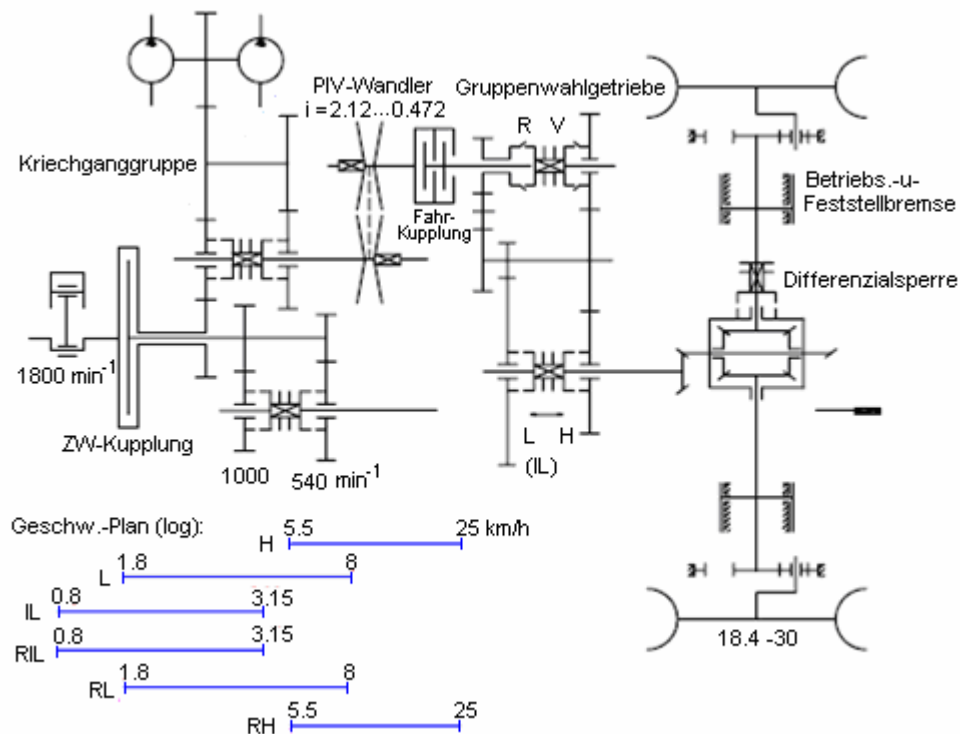


Bild 4.4. Prototypgetriebe Bauart ZF/P.I.V. Reimers T 518, 1965 [10]

Im Jahr 1965 wurde der Wandler T 518 in einen Schlüter Super 550 versuchsweise eingebaut (Bild 4.4).

Das Getriebe besteht aus dem PIV-Kettenwandler mit vorgeschalteter Kriechganggruppe. Die Fahrkupplung (Lamellenkupplung) auf der Abtriebsseite des Wandlers stellt die Verbindung zum Gruppenwahlgetriebe mit einer Straßen- und Ackergruppe sowie der Reversiergruppe her. Es ergeben sich theoretisch vier Vorwärts- und vier Rückwärtsfahrbereiche.

Alle oben vorgestellten Getriebe haben gemeinsam, dass sie eine verhältnismäßig einfache Konstruktion, einen hohen Wirkungsgrad und eine große Spreizung haben. Anfahren, Kriechen und Reversieren ohne Schalten ist damit nicht möglich.

Im Jahr 1963 wurde ein stufenloses Traktorgetriebe „Geared Neutral“ mit Leistungsverzweigung vorgestellt (*Bild 4.5*), bei dem dieser Nachteil nicht vorhanden ist. Bei dieser Bauweise wird bei synchronem Umlauf des Planetengetriebes zwischen einem direkten und einem leistungsverzweigten Bereich umgeschaltet. Es handelt sich um ein Dreibereichsgetriebe (Schnell „S“ – Rück „R“ – Langsam „L“). Im L-Fahrbereich erfolgt der Betrieb leistungsverzweigt, die Fahrbereiche S und R sind direkt.

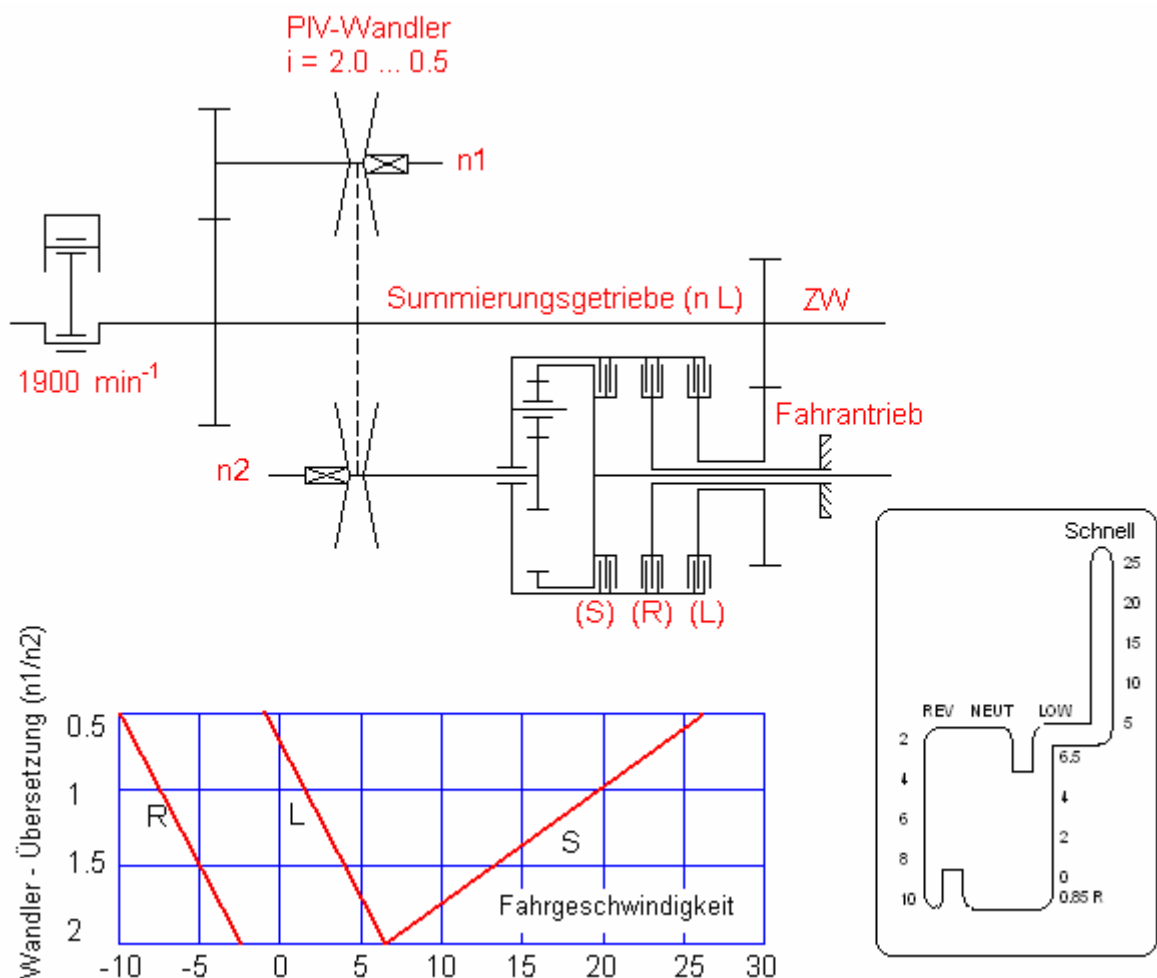


Bild 4.5. Stufenloses Traktorgetriebe „Geared-Neutral“ mit Leistungsverzweigung [13], 1963

In den Jahren 1988/1989 wurden wesentlich verbesserte Traktorgetriebe mit Kettenwandlern vorgestellt. Die automatische Steuerung und Regelung des Übersetzungsverhältnisses erfolgt durch elektrohydraulische Stellglieder und verwendet einen integrierten Drehmomentsensor. Auf diesem Gebiet ist besonders die Entwicklung des 1988 gebauten Forschungstractors von Kirste [8] am Institut für Landmaschinen der TU München hervorzuheben. Der Traktor wurde

mit einem P.I.V.-Kettenwandler ausgerüstet und besitzt eine Motorleistung von 30 kW. In dem Aufbau des Getriebes (*Bild 4.6*) liegt die Fahrkupplung im Leistungsfluss vor dem Kettenwandler, dem wieder ein Schaltgetriebe mit zwei Vorwärtsfahrbereichen und einem Rückwärtsfahrbereich nachgeordnet ist. Das Getriebe ist sehr einfach und kompakt aufgebaut. Es ist das Ergebnis einer systematischen Lösungssuche mit einer besonders geringen Anzahl von Bauteilen.

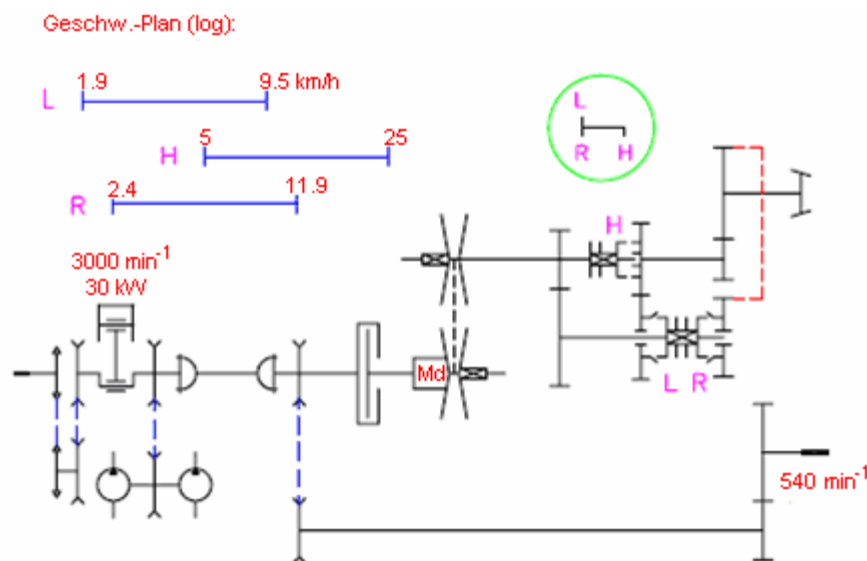


Bild 4.6. Stufenloses Getriebe für den Forschungsaktor des Instituts für Landmaschinen der TU München, 1988 [8]

Bei vielen selbstfahrenden Landmaschinen der 70er bis 90er Jahre wird als mechanischer stufenloser Zwischentrieb (in Kombination mit einem Wechselgetriebe) der Keilriemenvariator als brauchbare und billige Lösung eingesetzt. Mit dem Keilriemenvariator, dessen Integration in das Getriebe im Bild 4.7 beschrieben ist, kann durch den Fahrer der Maschine oder durch eine Regelanlage das Übersetzungsverhältnis mittels hydraulischer oder mechanischer Verstellung einer Keilriemenscheibe verändert werden. Die zweite Keilriemenscheibe arbeitet beim Verstellen gegen eine Druckfeder, die auch gleichzeitig die Riemen Spannung erzeugt.

Da der Keilriemenvariator nur einen begrenzten Verstellbereich besitzt, wird zum Anfahren eine Kupplung benötigt. Außerdem ist wegen des begrenzten Verstellbereichs ein Schaltgetriebe mit 2 oder 3 Gängen notwendig, in dessen Gehäuse dann meistens auch das Ausgleichgetriebe angeordnet ist. Ein solches Getriebe wurde als Fahrgetriebe im Mähdrescher sowie in

anderen selbstfahrenden Landmaschinen eingebaut. Der Wandler liegt beim Front-Quer-Antrieb zwischen dem Motor und der Hauptkupplung und hat einen Verstellbereich von 1:5. Das Getriebe hat drei Vorwärtsfahrbereiche und einen Rückwärtsfahrbereich. Es erlaubt eine Höchstgeschwindigkeit von 20 km/h.

Von diesem Getriebe werden die Antriebsräder über Seitenwellen und Endgetriebe angetrieben. Der tragende Achsteil wird als einfache Rohrachse ausgeführt und an das Endgetriebe angeflanscht.

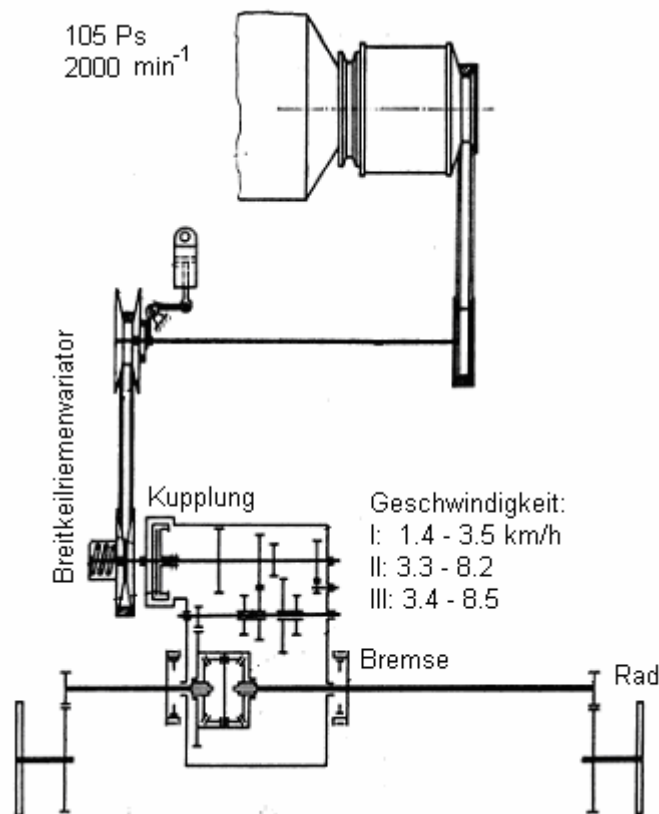


Bild 4.7. Antrieb mit Breitkeilriemenvariator des Mähdreschers E 512 [14]

4.2. Die Anwendungen des Breitkeilriemenvariators im Traktorantrieb

Die gewonnenen Erkenntnisse führten zur Entscheidung, ein stufenloses Getriebe mit einem Breitkeilriemen als Zugmittel für den Front-Quer-Antrieb im kleinen Traktor einzusetzen. Das einfache Keilriemengetriebe ergibt einen effizienten Aufbau des Fahrtriebs (*Bild 4.8*).

Die Anordnung der Baugruppen ist eine Symbiose der Antriebe des Traktors LMT (*Bild 4.6*) und des Mähdreschers E 512 (*Bild 4.7*) sowie des Antriebs der in Vietnam entwickelten Kleintraktoren.

Die neue Anordnung ist in Bild 4.8 dargestellt. Sie kann für Antriebsleistungen von 9 kW bis 20 kW genutzt werden. Das Fahrzeug besitzt einen Rahmen, in dem der Motor elastisch gelagert und über einen Breitkeilriemen mit dem Getriebe verbunden ist. Die Fahrkupplung befindet sich zwischen Riemenwandler und Getriebe. Da vor den zu schaltenden Rädern nur Massen mit kleinen Trägheitsmomenten liegen, sind eine gute Synchronisierung der Gänge und eine gute Reversierbarkeit gegeben. Das Getriebe hat zwei Vorwärtsfahrbereiche und einen Rückwärtsfahrbereich. Die entgegengesetzte Drehrichtung der Vorgelegewelle wird unmittelbar für den Rückwärtsfahrbereich genutzt. Dadurch wird ein Zahnrad eingespart, das sonst zur Drehrichtungsumkehr erforderlich wäre. Das Abtriebsritzel der Vorwärtsfahrbereiche ist mit dem Stirnrad des Differenzials im Eingriff, das Abtriebsritzel der Rückwärtsstufe ebenfalls. Die hohe Endübersetzung wird durch drei Stirnradgetriebestufen erreicht.

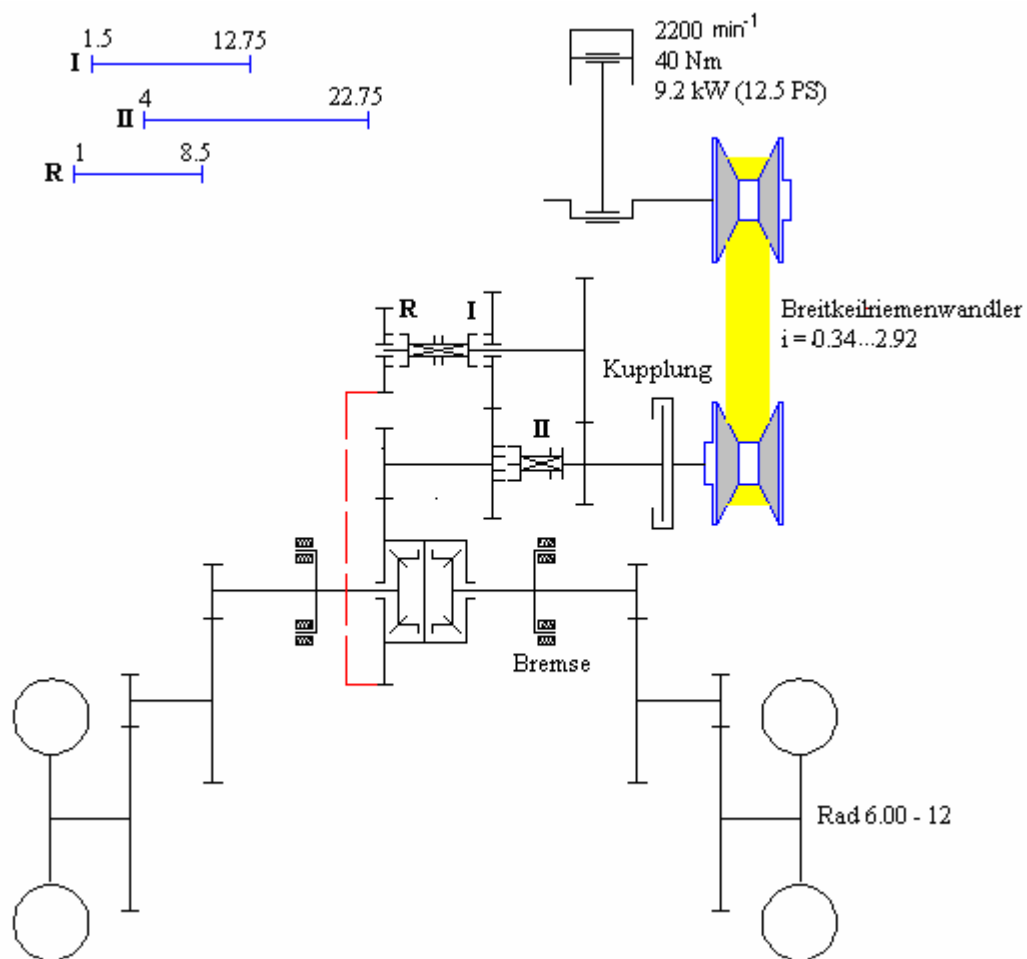


Bild 4.8. Entwurf eines Getriebes mit stufenlosem Keilriemenvariator für den neuen Kleintraktor

4.2.1. Hauptbaugruppen des Forschungstraktors

Die Hauptbaugruppen des Forschungstraktors werden unter Berücksichtigung der technischen und wirtschaftlichen Anforderungen sowie der Produktionsmöglichkeiten in Vietnam ausgewählt.

Dieselmotor

Als Antriebsaggregat wird am Forschungstraktor ein Dieselmotor RV 125 der Vikyno AG eingesetzt. Es ist ein Einzylinder-Viertakt-Motor mit Wasserkühlung mit einer Nennleistung von 9.2 kW bei 2400 min^{-1} . Dieser Motor wird in Großserie (ca. 100000 Stück pro Jahr) hergestellt und für unterschiedliche Anwendungen eingesetzt. Der Preis ist günstig (200 €/Stück). Das Bild 4.9 zeigt die Motorkennlinien.



Bild 4.9. Motor RV 125 und seine Motorkennlinien [15]

Stufenloses Breitkeilriemengetriebe

Der im Folgenden betrachtete Breitkeilriemenwandler von der Berges AG mit konstantem Wellenabstand besitzt eine Leistung von 11 kW bis 15 kW und hat einen Verstellbereich von 1:8. Er ist in Bild 4.10 dargestellt. Der einfache Aufbau besteht aus einer federbelasteten Riemenscheibe und einer Riemenscheibe mit einer mechanischen Verstellung. Zwischen den Scheiben bildet sich aufgrund der kegelförmigen Scheibengeometrie ein V-förmiger Spalt

aus. Mit dem darin eingespannten Breitkeilriemen werden Drehmomente reibschlüssig von einer Welle auf die andere übertragen. Durch eine Änderung des Abstands der Kegelscheiben lässt sich die Übersetzung stufenlos einstellen. Die Grenzen des abdeckbaren Übersetzungsreichs bildet der minimal und maximal mögliche Laufradius des Breitkeilriemens auf den Scheiben.

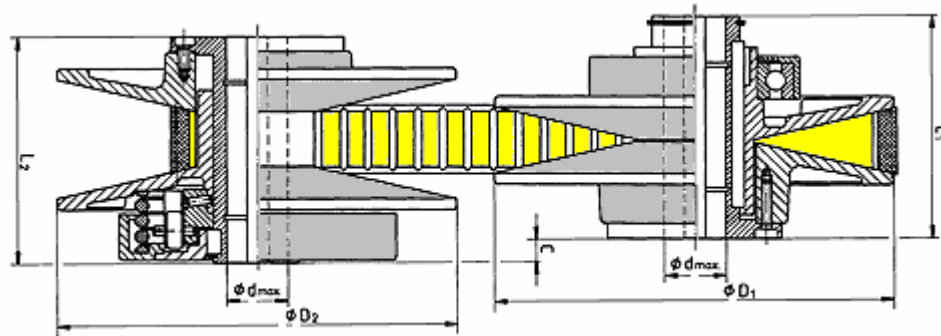


Bild 4.10. *Stufenloses Breitkeilriemengetriebe* [16]

Die Übersetzungssteuerung wird durch mechanische oder hydraulische Einrichtungen realisiert.

Fahrkupplung

Motor und Getriebe sind über eine Einscheibentrockenkupplung miteinander verbunden. Die Kupplung wird über einen Seilzug und einen Handhebel am linken Führungsholm betätigt.

Stirnrad Schaltgetriebe

Zur Vergrößerung des Wandlungsbereichs ist dem stufenlosen Breitkeilriemengetriebe ein Stirnrad schaltgetriebe mit nur sieben Zahnrädern nachgeschaltet.

Die Geschwindigkeitsbereiche des Forschungs traktors werden entsprechend den Anforderungen der landwirtschaftlichen Arbeitsprozesse festgelegt. Nach Renius [17] werden 60 – 70 % aller landwirtschaftlichen Aufgaben im Hauptarbeitsbereich von 4 - 12 km/h ausgeführt.

In Bild 4.11 ist die anteilige Nutzung der Geschwindigkeitsbereiche für mitteleuropäische Standardtraktoren und die geschätzte für Reisfeldtraktoren dargestellt.

Die Fahrbereiche werden dementsprechend wie folgt festgelegt:

I: 1.5 km/h – 12.75 km/h

II: 4 km/h – 22.75 km/h

R: 1 km/h – 8.5 km/h

Die zwei Fahrbereiche für die Vorwärtsfahrt decken mit einem Geschwindigkeitsbereich von 1.5 bis 22.75 km/h alle Anforderungen der Praxis ab. Die kleinste Fahrgeschwindigkeit der Gruppe I mit 1.5 km/h bei voller Motordrehzahl reicht für schwere Arbeiten aus.

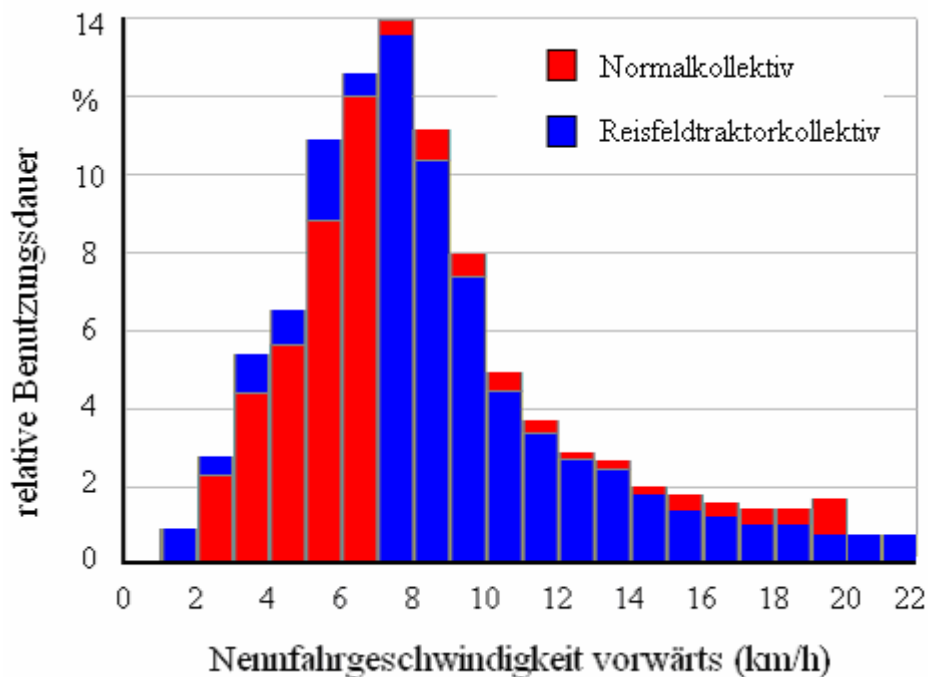


Bild 4.11. Relative Benutzungsdauer der Fahrgeschwindigkeiten vorwärts für Standardtraktoren [17] und den Forschungstraktor

4.2.2. Kennungswandler – Wahl der Übersetzung

Die Kennungswandlung zwischen Motor und Antriebsrädern erfolgt bei Fahrzeugen mit Verbrennungsmotoren durch das Zusammenwirken der einzelnen Baugruppen des Antriebsstrangs. Die Gesamtübersetzung i_A des Antriebsstrangs bestimmt sich aus der Übersetzung i_{cvt} des stufenlosen Keilriemengetriebes, der Übersetzung i_G des Stirnrad Schaltgetriebes und der Endübersetzung i_E .

$$i_A = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = i_{cvt} \cdot i_G \cdot i_E \quad (4.1)$$

Die Übersetzung i_{cvt} berechnet sich als Quotient der wirksamen Kegelscheibenradien r_1 und r_2

$$i_{cvt} = \frac{r_2}{r_1} \quad (4.2)$$

i_{cvt} liegt im Bereich $i_{cvt,min} \leq i_{cvt} \leq i_{cvt,max}$

Wahl der größten und kleinsten Übersetzung ($i_{A,max}$, $i_{A,min}$)

Beim Traktor ist die größte Übersetzung vom Einsatzzweck des Fahrzeugs abhängig. Aus dem kinematischen Zusammenhang

$$v = \omega_R \cdot r_{dyn} \quad (4.3)$$

ergibt sich für den Kriechgang beim Traktor

$$i_{A,max} = \frac{3,6 \frac{\pi}{30} n_{M,min} r_{dyn}}{v_{kriech,min}} \quad (4.4)$$

Werden eine schlupffreie Kraftübertragung vom Rad auf die Straße und das Erreichen der Höchstgeschwindigkeit bei maximaler Motordrehzahl angenommen, so gilt für die kleinste Antriebsstrangübersetzung

$$i_{A,min} = \frac{3,6 \frac{\pi}{30} n_{M,max} r_{dyn}}{v_{max}} \quad (4.5)$$

Endübersetzung i_E

Mit der Wahl der Endübersetzung erfolgt beim Traktor die Abstimmung auf den Einsatzzweck unter Berücksichtigung des Zugkraftüberschusses und des Verbrauchs. Durch eine längere Achse, d.h. eine Verringerung der Endübersetzung, wird bei gleicher Fahrgeschwindigkeit die Motordrehzahl, aber auch der Zugkraftüberschuss verringert.

Die in einer Stufe realisierbare Endübersetzung liegt im Bereich $1 \leq i_E \leq 5$. Größere Übersetzungen werden durch zusätzliche Getriebestufen erreicht (hierzu siehe auch Bild 4.8).

Wahl der Zwischengänge

Das Verhältnis der Übersetzung zweier benachbarter Gänge, der Stufensprung φ , berechnet sich zu

$$\varphi = \frac{i_{n-1}}{i_n} \leq \frac{n_{\max}}{n(M_{\max})} \quad (4.6)$$

Wegen der Spreizung des Stufenlosgetriebes kann man einen größeren Stufensprung wählen, so dass die Anzahl der notwendigen Gänge niedriger wird.

Den Verlauf der Gesamtübersetzung i_A aus Gleichung (4.1) in Abhängigkeit vom Kegelscheibenradien-Verhältnis i_{cvt} und vom geschalteten Gang im nachgeschalteten 2-Gang-Getriebe zeigt das Diagramm im Bild 4.12.

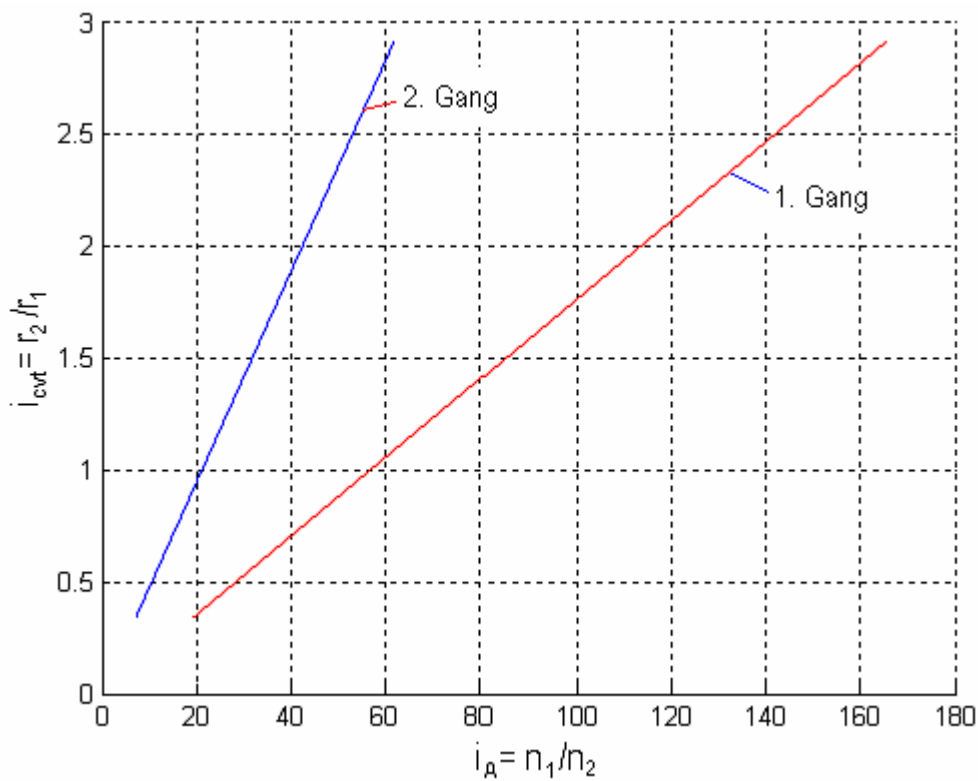


Bild 4.12. Diagramm des Übersetzungsverlaufs i_A

Das Konzept für den Antriebsstrang des vietnamesischen Kleintraktors ist ein Vorschlag für eine spätere genauere Auslegung. Diese Arbeit konzentriert sich auf das Betriebsverhalten des Breitkeilriemenvariators.

5. Untersuchung des Betriebsverhaltens des stufenlosen Breitkeilriemengetriebes (SBG)

5.1. Frühere Untersuchungen

Als erster begann Euler [18] im Jahr 1775 die theoretischen Betrachtungen über Riemengetriebe. Eytelwein [19] und Grashof [20] erweiterten die Eulersche Seilreibungsformel zur Beschreibung der Kraftübertragung zwischen Riemen und Scheibe. Eytelwein stellte das Kräftegleichgewicht für eine von einem Seil umschlungene Trommel auf. Grashof erkannte, dass bei Riemengetrieben nicht überall an der Kontaktfläche Gleiten auftritt und teilte den Umschlingungsbogen in zwei Bereiche ein. Grashof entwickelte eine erste Näherung zur Berechnung des bei kraftschlüssig wirkenden Riemen auftretenden Schlupfes.

Das Verhalten von Keilriemen wurde von Dittrich [21] in seiner Dissertation im Jahr 1953 beschrieben. Er entwickelte eine neue Theorie, die die Verhältnisse im Keilscheibenvariator beschreibt, und erkannte, dass Zugkraftveränderungen, verbunden mit den Querelastizitäten des Umschlingungsorgans, unweigerlich zu Abweichungen von einer kreisförmigen Laufbahn führen müssen und prägte den Begriff des „spiraligen Laufes“, der die Bahn im abtriebsseitigen Scheibenkeil als logarithmische Spirale beschreibt. Ähnlich wie Grashof teilt er die Umschlingungsbögen im Primär- und Sekundärscheibensatz in Ruhe- und Arbeitsbögen auf. Er beschreibt die Kraftverhältnisse in den Ruhebögen als unveränderlich, die wesentlichen Änderungen der Zugkraft finden zur Momentübertragung in den Arbeitsbögen statt. Er gibt eine Formel für die Verluste an, die auf Grund des spiraligen Laufs entstehen.

In der Arbeit von Lutz [22] werden eine radiale elastische Bettung sowie ein Rutschen im gesamten Umschlingungsbogen bei Vernachlässigung der Längsdehnung eingeführt. Schlums [23] geht im Jahr 1965 ebenfalls von den im Variator wirkenden Kräften aus. Auf der Basis der Modellvorstellung von Lutz berechnet er die Scheibenspreizkräfte, während Schrimmer [24] die Profilverformung von Keilriemen beim radialen Rutschen untersucht. Hornung [25] untersucht in seiner analytischen Beschreibung der Kraftübertragung den Einfluss der Beanspruchung auf die Geometrie des Riemens in Verstellgetrieben mit veränderlichem und festem Wellenabstand. Er beschreibt die Spannungsverteilung in einem Keilriemengetriebe.

Hartmann entwickelt in seiner Dissertation 1964 Gleichungen zur Verlustberechnung von Keilscheibengetrieben und leitet daraus maßgebliche Faktoren für die Konstruktion her. Er verifiziert seine Lösung durch Messreihen [26].

Umfassende Arbeiten zur Kinematik und Kinetik des Riemengetriebes führt Gerbert [27, 28, 29] durch, der neben der Querdehnung alle im Zugmittel auftretenden Elastizitäten berücksichtigt, die sich auf Grund der Anpresskräfte ergeben. Das Simulationsmodell liefert Aussagen über wichtige Variatorgrößen, angefangen vom Zugkraftaufbau bis hin zu den auftretenden Gleitbewegungen im Keilriemen. Bei seinen Untersuchungen beschränkt er sich bei der Kraftübertragung auf eine konstante Übersetzung.

Thiel [30] führt zur Klärung der Verhältnisse am Keilriementrieb experimentelle Untersuchungen zur Übertragung von wechselnden Drehmomenten durch und gibt dem Konstrukteur Hinweise zur Anwendung von Keilriemengetrieben.

Erxleben [31] hat 1984 in seiner Dissertation experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Belastungsparameter auf den dynamischen EA-Kennwert des nicht umlaufenden Riementrums an Flach-, Keil- und Synchronriemen durchgeführt. Er bildet den Riemen durch ein Voigt-Kelvin-Modell ab und untersucht experimentell den Einfluss von statischer und dynamischer Belastung, Vorspannung und Riemengeschwindigkeit auf Steifigkeit und Dämpfung bei Frequenzen bis 20 Hz. Er stellt ein für alle Riemengetriebearten gültiges Berechnungsverfahren vor, das eine Reihe von Vereinfachungen vermeidet, die bei der Berechnung der Trumkräfte nach der bekannten Poncelet-Grashofschens Gleichung gemacht werden. Die durchgeführten Versuche bestätigen, dass die Trumkräfte mit diesem Verfahren sehr genau berechnet werden können. Für den Dehnschlupfbereich wird die Schlupfkurve berechnet und mit den Messergebnissen verglichen.

Kluth [32] stellt mechanische Modelle des Keilriemenantriebes einer Häckseltrommel nach den bekannten Holzweißig- und Erxlebenschens Modellen mit Kennwerten und Kennfunktionen vor, abhängig von Massenträgheitsmomenten, Steifigkeiten, Dämpfungen und Schlupf.

Die Ermittlung und systematisch anwenderorientierte Darstellung von dynamischen und quasistatischen Kennwerten von Keil-, Flach- und Zahnriemengetrieben ist Gegenstand der Arbeit von Herrmann [33]. Er entwickelt ein Riemetrieb-Simulationsmodell. Das Modell ist für beliebige Riemenscheiben geeignet und durch Messungen an Keilriemen erprobt, für die Dreh- und Längsbewegungen zugelassen werden. Der vorausgesagte wechselnde Verlauf von

Steifigkeit und Dämpfung wird bestätigt. Der Einfluss von statischem Moment und Vorspannung wird bei den kraftschlüssigen Getrieben durch eine Unterteilung des Umschlingungswinkels in einen Haft- und Gleitbereich berücksichtigt.

Die meisten bekannten Forschungsergebnisse zum Betriebsverhalten des Keilriemengetriebes in Kraftfahrzeugen können nur näherungsweise auf das Betriebsverhalten der Riemenverstellgetriebe übertragen werden. Die Funktionsweise des Breitkeilriemen-Verstellgetriebes unterscheidet sich aufgrund der höheren Riemenmasse und vor allem beim Verhalten während der Übersetzungsänderungen merklich von den kraftschlüssigen Riemengetrieben mit konstanter Übersetzung. Nach dem Scheitern des Variomatic-Getriebes [34] sind grundlegende Untersuchungen über stufenlose Breitkeilriemengetriebe nach 1976 nicht mehr bekannt geworden. Alle bislang durchgeführten Arbeiten beschreiben das Betriebsverhalten bei Getrieben mit verstellbarem Wellenabstand. Sie beschränken sich auf ein Übersetzungsverhältnis von 1 bis 2.

Pietz [35] untersucht das Betriebsverhalten von stufenlosen Riementreiben für den Antrieb von Automobilen. Grundlage seiner theoretischen Untersuchung ist ein Modell, das die Selbsthemmung berücksichtigt. Für die Übersetzungsverstellung ergibt sich ein Wickelvorgang, bei dem die Verstellgeschwindigkeiten, axialen Anpresskräfte und Riemengeschwindigkeiten einen Gleichgewichtszustand annehmen. Er hat einen CVT-Riemenprüfstand für die experimentelle Untersuchung aufgebaut. Der Versuchsstand ist vollständig rechnergesteuert. Mit Hilfe speziell entwickelter Steuerungsprogramme lassen sich beliebige Verstellvorgänge durchführen und messtechnisch erfassen.

Experimentelle Untersuchungen über den Wirkungsgrad eines optimierten CVT-Getriebeprototypen werden von Hofmann für die Anwendung in Kraftfahrzeugen durchgeführt. In seiner Abhandlung [5] hat er theoretische Studien über den Einfluss verschiedener Parameter auf Kraftstoffverbrauch und Fahrleistung als Grundlage für eine anwendungsgerechte Auslegung derartiger Getriebe in Fahrzeugen durchgeführt und geeignete Strategien zur geregelten Übersetzungsverstellung entwickelt.

Schäfer [36] beschreibt die komplexe Funktionsweise eines Breitkeilriemen-Verstellgetriebes und führt praxisnahe Untersuchungen zu den genannten Problemstellungen durch. Er beschreibt das dynamische Verhalten von Breitkeilriemen in der getriebenen Keilrille und liefert die Grundlagen für Verschleißbetrachtungen. In seiner experimentellen Arbeit ermittelt er,

zum Betriebsverhalten eines modernen Breitkeilriemens in einem handelsüblichen stufenlos einstellbaren Getriebe, riemenspezifische und betriebsbedingte Einflussfaktoren für die getriebene Riemenscheibe. Die Arbeit liefert damit einen Beitrag zur Optimierung des Breitkeilriemens in werkstoffspezifischer und konstruktiver Hinsicht und zur Verbesserung des Wirkungsgradverhaltens des Verstellgetriebes.

Durch die Weiterentwicklung des Riemenmaterials mit Verstärkungstextilien lässt sich das Verhältnis Riemenbreite/Riemenhöhe vergrößern, wodurch der Stellbereich der Übersetzung vergrößert wird. Neben der Optimierung der Quersteifigkeit der Breitkeilriemen durch konstruktive Änderungen der Riemenprofile werden durch moderne Steuerungseinrichtungen für die Übersetzungsänderung Fortschritte im Betriebsverhalten erzielt [37].

Die Parameter des Riemengetriebes wurden von verschiedenen Autoren [24, 31, 32, 38, 39, 40] durch experimentelle Untersuchungen ermittelt. Die Ergebnisse sind teilweise widersprüchlich. Diese Differenzen werden von Schäfer [36] als Folge unterschiedlicher und ungenauer Messverfahren erklärt. Unsicherheiten bei der Auslegung derartiger Getriebe können so vom Hersteller und Anwender nicht ausgeräumt werden. Es ist daher notwendig, die Kenntnisse über das Verhalten der Riemengetriebe auch auf experimentellem Weg zu erweitern.

Eine Untersuchung zum dynamischen Verhalten der Regelung für ein asymmetrisches Breitkeilriemen-Verstellgetriebe mit elektro-mechanischer Verstelleinrichtung wurde von Höppner, Bruns und Eisenberg durchgeführt. In ihrem Beitrag [41] werden prinzipielle Möglichkeiten zur Regelung eines stufenlos verstellbaren Umschlingungsgetriebes vorgestellt. Zwei unterschiedliche Regelungskonzepte werden entworfen, umgesetzt und in ein Versuchsgetriebe implementiert. Die theoretischen und experimentellen Ergebnisse zeigen, dass beide Regelungskonzepte prinzipiell funktionieren und das Regelverhalten für den Einsatz in einem Flurförderzeug-Antriebssystem ausreicht.

Parallel zum Keilriemengetriebe werden auch Forschungsarbeiten zum Betriebsverhalten beim Schubgliederband und bei Ketten-Wandlern durchgeführt [42 bis 59]. Diese sind teilweise, trotz des wesentlich größeren Aufwands bei der Integration in einen Antriebsstrang, wegen der höheren Leistungsübertragungsfähigkeit eine Alternative zu den herkömmlichen Automatikgetrieben in Kraftfahrzeugen.

5.2. Theoretische Untersuchung

5.2.1. Bauformen von stufenlosen Breitkeilriemengetrieben

Untersucht wird ein Prototyp des Doppelscheiben-Antriebs mit Breitkeilriemen. Die Baugruppen dieses CVT-Getriebes sind im Bild 5.1 dargestellt. Das Umschlingungsgetriebe besteht aus einer Antriebsscheibe, die mit dem Hydraulikzylinder axial verschoben werden kann, eine mit einer Feder vorgespannte Abtriebscheibe sowie dem Breitkeilriemen. Durch axiales Verschieben der Kegelscheiben wird eine stufenlose Verstellung der Abtriebsdrehzahlen erreicht.

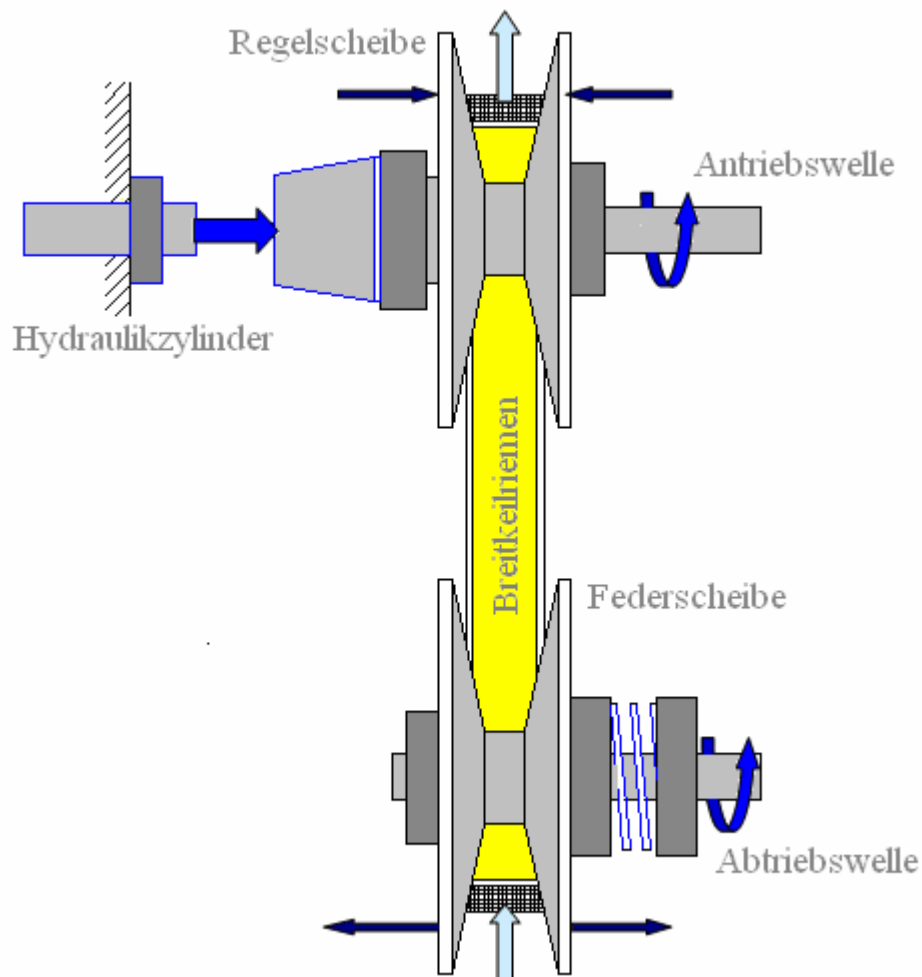


Bild 5.1. Schematischer Aufbau eines stufenlosen Breitkeilriemengetriebes

In einem stufenlosen Breitkeilriemengetriebe erfolgt die Kraftübertragung durch Reibkräfte in den trockenen Kontakten zwischen dem Riemen und den Kegelscheiben. Die Reibungszahlen

sind abhängig von der Riemenkonstruktion und liegen hier in einem Bereich zwischen $0.3 \leq \mu \leq 0.7$ [60]. Das heißt, es sind hohe Kontaktnormalkräfte für eine hohe Drehmomentübertragung erforderlich. Diese hohen Kontaktnormalkräfte deformieren den Riemen und die Scheiben, die im Hinblick auf das Getriebegesamtgewicht leicht bleiben sollen.

Mit der Verstell- bzw. der Federkraft werden die Kegelscheiben gegen den Breitkeilriemen gepresst. Die Anpresskräfte sind so einzustellen, dass einerseits ein Durchrutschen des Breitkeilriemens verhindert wird und andererseits die Übersetzung den gewünschten Wert annimmt.

Breitkeilriemen nach DIN 7719 finden ausschließlich bei Stellantrieben mit stufenlos einstellbarer Übersetzung Anwendung. Die Riemenkonstruktion beruht auf einer Funktionstrennung, dargestellt durch einen Verbund aus verschiedenen Materialien. Breitkeilriemen haben eine hohe Quersteifigkeit, eine geringe Längsdehnung und eine hohe Biegeelastizität im Umschlingungsbogen. Durch die Zähne sind sie axial steif, haben eine große Auflagefläche und sind wegen der Zahnlücken biegeweich. Das Profil ist so gestaltet, dass sich die Zähne auf dem kleinsten Wirkradius nahezu berühren. Das Verhältnis von Breite zu Höhe ist etwa drei. Ein größeres Breiten-Höhen-Verhältnis ermöglicht im Allgemeinen einen größeren Stellbereich. Die Keilwinkel liegen je nach Stellbereich und Konstruktion der Verstelleisen zwischen 22° bis 34° (ISO-Empfehlung 26°), wobei die kleineren Keilwinkel größere Stellbereiche, wegen der Annäherung an die Selbsthemmungsgrenzen aber verminderte Wirkungsgrade ergeben.

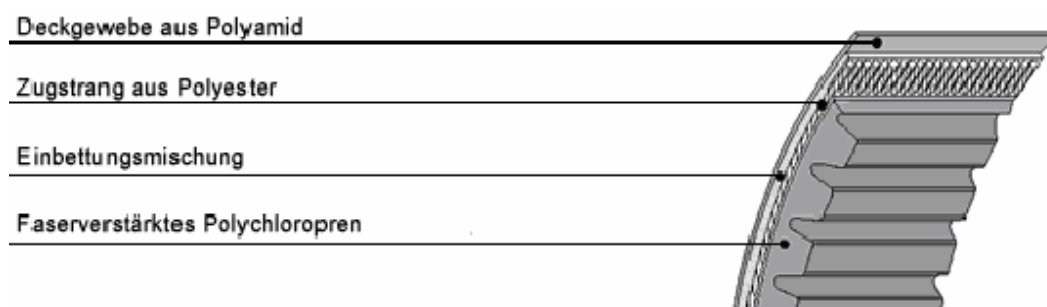


Bild 5.2. Aufbau eines flankenoffenen Breitkeilriemens [61]

Bild 5.2 zeigt den Aufbau des flankenoffenen Breitkeilriemens. Die Zugstränge bestehen aus Polyester oder Glascord und sind in die beiden Haftfolien eingebettet, die die Zugkräfte über-

tragen und geben dem Riemen eine ausreichende Längssteifigkeit. Die Zugstränge werden in eine Gummimischung eingebettet oder in Polyurethan eingegossen. Wichtig ist die Vorbehandlung der Zugstränge, damit eine dauerhaft gute Haftung zwischen Elastomer und Zugstrang sichergestellt ist.

Im Riemenoberbau und teilweise auch an den Flanken wird Gewebe auf die Gummikörper vulkanisiert. Das Gewebe an den Flanken dient zur Beeinflussung des Reibungs- und Verschleißverhaltens. Die übertragbare Leistung eines flankenoffenen Breitkeilriemens entspricht in etwa der eines normalen Keilriemens mit gleicher Profilhöhe.

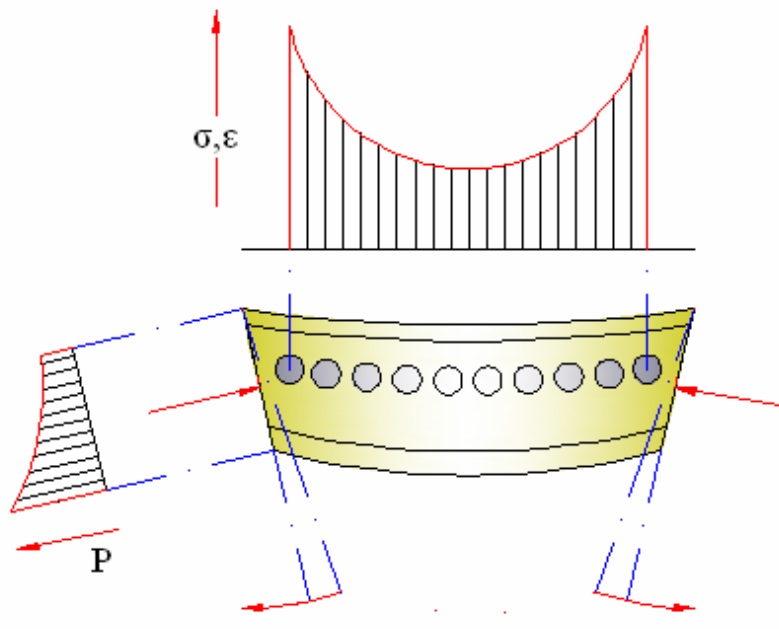


Bild 5.3. Verformung eines Breitkeilriemens unter Flankennormalkraft [62]

Ein Problem beim Einsatz der Breitkeilriemen ist deren Wölbverformung infolge der Zugstrangkkräfte und der Flankennormalkräfte (*Bild 5.3*), da hierdurch die Anpresskräfte und damit auch die übertragbaren Leistungen begrenzt sind. Dies wirkt sich umso mehr aus, je größer das Breiten-Höhen-Verhältnis ist.

5.2.2. Modellierung des stufenlosen Breitkeilriemens

5.2.2.1. Geometrische Übersetzungen

Im normalen Betriebsfall steht der Breitkeilriemen immer unter Spannung. Die Übersetzung wird ausschließlich über die Axialverstellung verändert. Die Scheibenpaare der An- und Abtriebsseite haben denselben Außendurchmesser. Das Getriebe ist also symmetrisch ausgelegt. Der Riemenwirkradius an der Abtriebsscheibe ändert sich in umgekehrter Weise wie an der Antriebsscheibe. Das Verhältnis zwischen Ab- und Antriebswirkradius ist ein Maß für die geometrisch darstellbare Übersetzung

$$i_g = \frac{r_2}{r_1}. \quad (5.1)$$

Da das Drehzahlverhältnis durch den bei kraftschlüssigen Zugmittelgetrieben immer auftretenden Schlupf beeinflusst wird, ist das Durchmesser Verhältnis nur eine konstruktiv festgelegte Größe, d.h. die Gleichung 5.1 liefert nur einen Näherungswert für die exakte Übersetzung i_{cvt} ,

$$i_g \approx i_n = \frac{n_1}{n_2} = i_{cvt}. \quad (5.2)$$

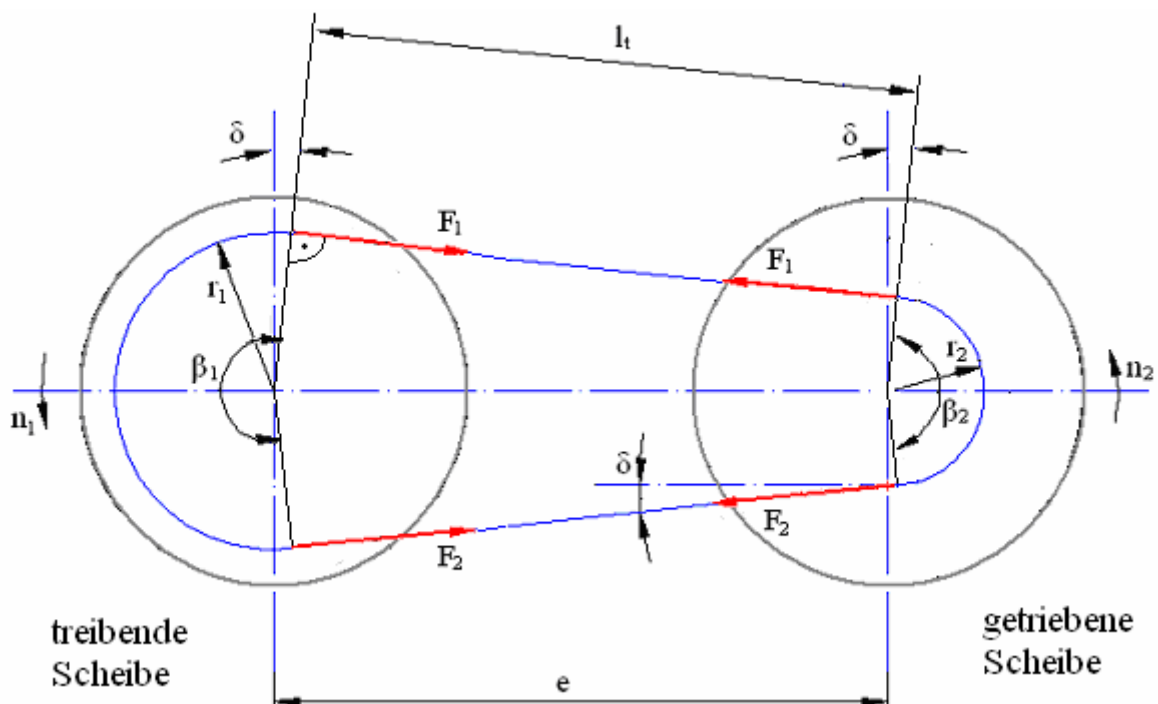


Bild 5.4. Geometrie und Trumkräfte des stufenlosen Riemengetriebes

Die geometrischen Größen an den treibenden und getriebenen Scheiben hängen beim stufenlosen Riemenverstellgetriebe ursächlich voneinander ab. Der Umschlingungswinkel β_2 und der Wirkradius r_2 an der getriebenen Scheibe können beispielsweise abhängig von der Geometrie an der treibenden Scheibe dargestellt werden,

$$\Delta r = r_1 - r_2 = e \cos \frac{\beta_1}{2}, \quad (5.3)$$

$$\beta_1 = \pi + 2 \arcsin \frac{\Delta r}{e}, \quad (5.4)$$

$$\beta_2 = 2\pi - \beta_1. \quad (5.5)$$

In (5.4) tritt der Winkel δ als ein Maß für die Verkleinerung bzw. Vergrößerung des Kontaktwinkels gegenüber π auf,

$$\delta = \arcsin \left(\frac{-\Delta r}{e} \right). \quad (5.6)$$

Für alle Übersetzungen kann der Wirkradius durch eine Näherungsgleichung bestimmt werden,

$$r_1 = \frac{l_k - 2e}{(i_g + 1)\pi}. \quad (5.7)$$

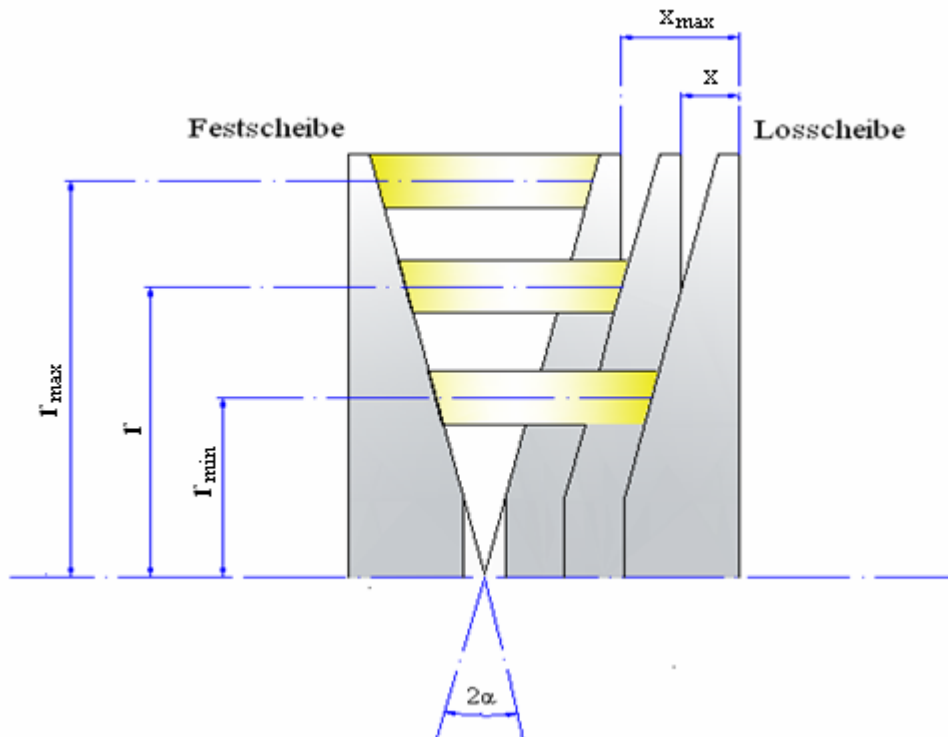


Bild 5.5. Zusammenhang zwischen Scheibenposition und Wirkdurchmesser

Zwischen dem Laufradius am Scheibensatz r_{min} und der axialen Position x der Losscheibe besteht folgender geometrischer Zusammenhang (Bild 5.5)

$$x = 2(r - r_{min}) \tan \alpha . \quad (5.8)$$

Obwohl es nicht möglich ist, die Radien r_1, r_2 als Funktion des Übersetzungsverhältnisses i_{cvt} algebraisch auszudrücken, können die partiellen Ableitungen $\partial r_{1,2} / \partial i$ und eine Beziehung zwischen ihnen ermittelt werden. Die Ableitungen der Radienänderungen nach der Zeit können wie folgt beschrieben werden:

$$\dot{r}_1 = \frac{\partial r_1}{\partial i} \frac{di}{dt} \quad \text{und} \quad \dot{r}_2 = \frac{\partial r_2}{\partial i} \frac{di}{dt} . \quad (5.9)$$

Die Ableitung des Übersetzungsverhältnisses nach der Zeit ergibt sich gemäß

$$\frac{di}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{r_1}{r_2} \right) = \frac{\dot{r}_2 r_1 - r_2 \dot{r}_1}{r_1^2} . \quad (5.10)$$

Es ergibt sich die Beziehung

$$\frac{\partial r_2}{\partial i} = \frac{r_1}{r_2} \left(\frac{\partial r_1}{\partial i} - r_1 \right) . \quad (5.11)$$

Die Gleichung 5.11 gilt unter der Bedingung, dass die Gesamtlänge des Riemens konstant und vom Übersetzungsverhältnis unabhängig ist. Damit ergibt sich

$$\begin{aligned} \frac{\partial r_1}{\partial i} &= \frac{-r_1^2 (\pi + 2\delta)}{\pi(r_1 + r_2) + 2\delta(r_1 - r_2)} , \\ \frac{\partial r_2}{\partial i} &= \frac{r_2^2 (\pi - 2\delta)}{\pi(r_1 + r_2) + 2\delta(r_1 - r_2)} . \end{aligned} \quad (5.12)$$

Aus der Riemenlänge und dem Achsabstand e der Scheibensätze lassen sich für jede Übersetzung die Nennlaufradien und die Nennumschlingungswinkel bestimmen. Mit der Übersetzung i und der Verstellgeschwindigkeit di/dt kennt man die mittleren Laufradien r_1 und r_2 des Riemens auf den Scheibensätzen und deren Änderung dr_1/di und dr_2/di . Das Bild 5.6 verdeutlicht diese Zusammenhänge.

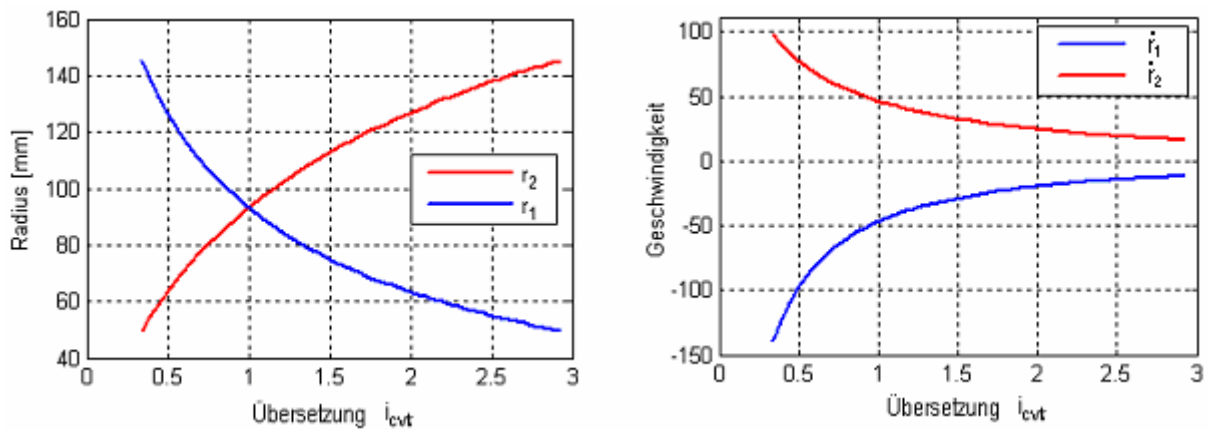


Bild 5.6. Änderung der Nennradien abhängig von der Variatorübersetzung

5.2.2.2. Die Reibung

Der Keilriemen überträgt Kräfte und Leistung vom Antriebsscheibensatz auf den Abtriebs-scheibensatz mittels Reibung. Die Reibung spielt eine wichtige Rolle beim Betriebsverhalten von stufenlosen Riemengetrieben. Als Reibungskoeffizient muss ein Wert für die Haftreibung (wenn keine Relativbewegung zwischen den Reibflächen des Riemens und der Scheibe besteht) und ein Wert für die Gleitreibung, wenn sich die Flächen relativ zueinander bewegen, angegeben werden. Zur Berechnung der resultierenden Reibkraft in Abhängigkeit von der Normalkraft dient zunächst das Coulombsche Reibgesetz:

$$\text{Gleiten: } F_R = \mu \cdot F_N \cdot \text{sign}(v), \text{ wenn } v \neq 0 \quad (5.13)$$

$$\text{Haften: } F_R \leq \mu_0 F_N, \text{ wenn } v = 0 \quad (5.14)$$

Im Fall des Gleitens existiert mit Gleichung 5.13 ein eindeutiger Zusammenhang zur Ermittlung der Reibkräfte. Für den Fall verschwindender Relativgeschwindigkeit stellt sich ein Übergang zum Haften ein. Die Gleichung 5.14 gibt eine obere Schranke für die maximal erreichbare Haftkraft an, die, wenn sie erreicht wird, einen möglichen Haft-Gleitwechsel signalisiert.

Bei der numerischen Integration der Systemgleichungen treten Zustandswechsel von Gleiten nach Haften und umgekehrt auf. Die entsprechenden Zeitpunkte müssen explizit ermittelt werden, was iterativ zu großen Rechenzeiten führt. Deshalb wurde eine stetige Näherung für das Coulombsche Reibgesetz eingeführt (Gleichung 5.15), die in Bild 5.7 dargestellt ist.

$$\mu = \mu_0 \left(1 - e^{-\frac{v}{v_0}}\right) \quad (5.15)$$

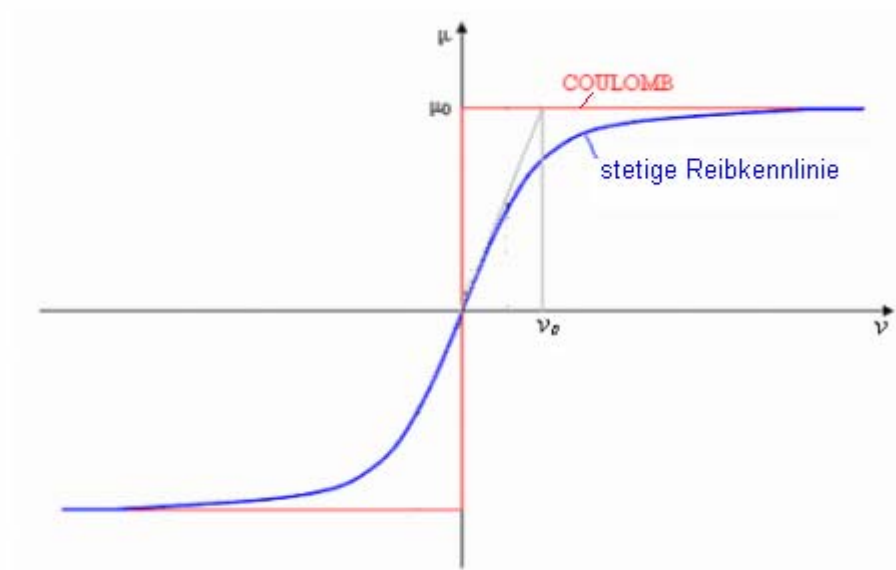


Bild 5.7. Reibkennlinien

Der Faktor v_0 legt hierbei die Steigung der Kurve bei $v = 0$ fest und ist somit ein Maß für die Abweichung der Näherung von der exakten Beschreibung. Dieses Reibgesetz besitzt für jede Relativgeschwindigkeit einen eindeutigen Zusammenhang zwischen Normal- und Tangentialkräften, wodurch die rechenzeitaufwendige Schaltpunktsuche entfällt.

5.2.2.3. Kraftübertragung

Aus dem Gleichgewicht der am infinitesimalen Keilriemenelement angreifenden Kräfte ergeben sich die Beziehungen für die Kräfte in radialer und tangentialer Richtung (*Bild 5.8*).

Ausgehend vom Coulomb-Amontonschen Gesetz gilt die differenzielle Beziehung zwischen Reib- und Normalkraft.

$$dF_R = \mu dF_N \quad (5.16)$$

Für das radiale Kräftegleichgewicht des einwandernden Riemens in die getriebene Scheibe gilt die Gleichung 5.17 unter Vernachlässigung der infinitesimal kleinen Glieder höherer Ordnung

$$Fd\varphi = 2dF_N \sin \alpha - 2\mu dF_N \cos \alpha \sin \gamma \quad (5.17)$$

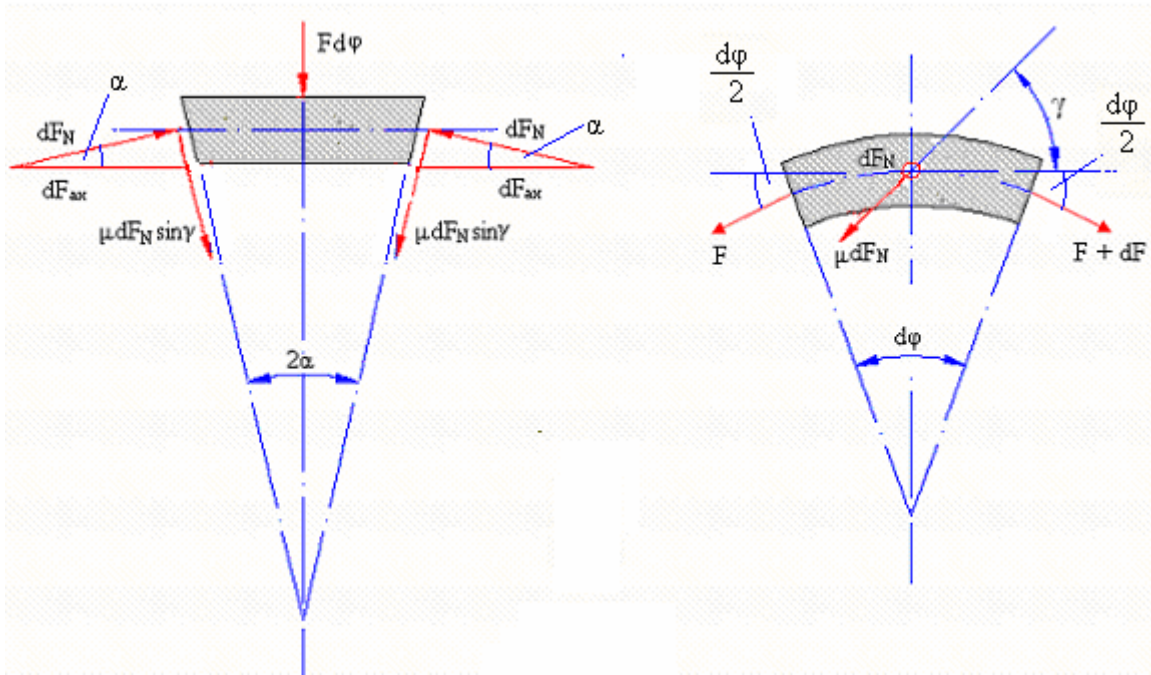


Bild 5.8. Kräfte an einem Keilriemenelement im Umschlingungsbereich der Keilriemenscheibe

Für die tangentiale Richtung ergibt sich die folgende Gleichung:

$$dF = 2 dF_N \mu \cos \gamma \quad (5.18)$$

Durch Eliminieren von dF_N in den Gleichungen 5.17 und 5.18 sowie das Vernachlässigen von Gliedern höherer Ordnung erhält man eine Differentialgleichung, die sich nach einer Trennung der Variablen integrieren lässt. Die bekannte Lösung lautet

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\int \frac{\mu \cdot \sin \gamma}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \gamma \cdot \cos \alpha} d\varphi} \quad (5.19)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\frac{\mu}{\sin \alpha} \varphi} \quad (5.20)$$

Die zwischen Scheibe und Keilriemenelement in axialer Richtung wirkende Kraft dF_{ax} ist nach Bild 5.8

$$dF_{ax} = dF_N \cos \alpha + \mu dF_N \sin \alpha \sin \gamma \quad (5.21)$$

5.2.2.4. Dynamische Steifigkeit und Dämpfung des Breitkeilriemens

Der Breitkeilriemen wird aus verschiedenen Materialien, d.h. einer Gummimischung, Kunststoffen und Kunststofffasern, hergestellt. Die Werkstoffe haben ein nichtlineares dynamisches Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten. Als kennzeichnende Größe für die Elastizität eines Riemens wird häufig der E-Modul verwendet.

Die elastischen Eigenschaften des Riemens ermittelt Schrimmer [24] als E-Modul für den gesamten Riemen, rechnerisch aus dem E-Modul der Einzelkomponenten bezogen auf deren Volumenanteil.

Bei der experimentellen Bestimmung haben Oster [63] und Erxleben [31] am harmonisch belasteten freien Riementrum den EA-Wert und den Dämpfungsfaktor verschiedener Riemen gemessen. Die Größe EA ist das Produkt aus E-Modul und Riemenfläche A .

Gummielastische Werkstoffe verhalten sich nichtlinear, d.h. sie besitzen ein vom statischen Verhalten stark abweichendes dynamisches Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten. Sollen Aussagen über den Einfluss des elastischen Werkstoffverhaltens der Riemen auf das Betriebsverhalten der Riemengetriebe gemacht werden, müssen die EA-Kennwerte und die Dämpfung experimentell ermittelt werden.

Bei einer Deformation treten elastische, plastische und viskose Verformungsanteile auf, die in der Rheologie durch entsprechende Grundelemente repräsentiert werden. Der elastische Anteil geht bei einer spontanen Entlastung sofort zurück. Der reversible, viskoelastische Anteil geht zeitlich verzögert ebenfalls vollständig zurück. Der plastische Anteil bleibt erhalten. Dieses Deformationsverhalten ist in Bild 5.9 dargestellt.

Durch mechanische Spannungen verursachte Störungen im Verbund der Makromoleküle werden durch molekulare Bewegungsvorgänge abgebaut, weshalb der E-Modul zeitabhängig ist. Die Relaxationsfunktion $\xi(t)$ und die Retardationsfunktion $\lambda(t)$ sind in der idealen Viskoelastizitätstheorie nicht mehr von der Spannung σ und Dehnung ε abhängig, sondern reine Funktionen der Zeit.

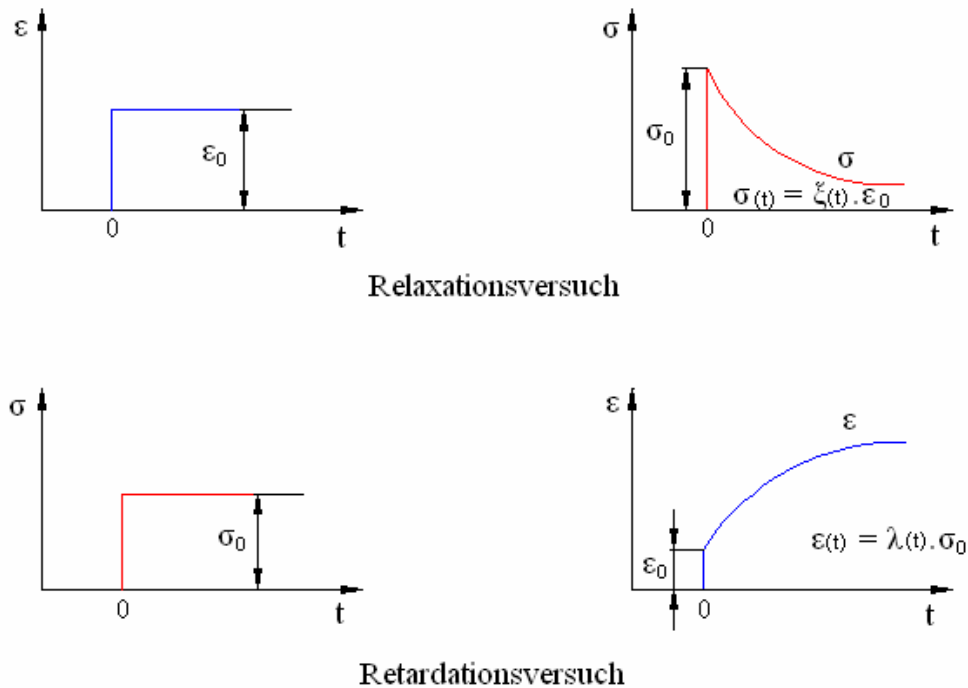


Bild 5.9. *Verformungsverhalten eines elastomeren Werkstoffs*

Für eine mathematische Beschreibung des Verformungsverhaltens von elastomeren Werkstoffen ist somit ein Ersatzmodell nötig. Die Verwendung rheologischer Modelle zur Beschreibung des realen Materialverhaltens ist immer dann sinnvoll, wenn ein Modell für verschiedene Belastungsarten gültig sein soll. Für Deformationen durch Punktbelastung, wie sie beim Härteeindruckversuch vorkommen, bedürfen die Modelle einer zusätzlichen Modifikation, bedingt durch die sich ändernde Kontaktfläche.

Die analytische Beschreibung des viskoelastischen Materialverhaltens von Riemen war Gegenstand der Arbeiten von Uhlig [64], Cardon [65], Erxleben [31] und Oster [61], wobei sie das Verhalten des Riemens durch ein Voigt-Kelvin-Modell nachbilden und dafür die Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten am eingespannten Riemen bei periodischer Belastung ermitteln.

Die Differentialgleichung 5.22 beschreibt das Voigt-Kelvin-Modell.

$$F = c s + b \dot{s} \quad (5.22)$$

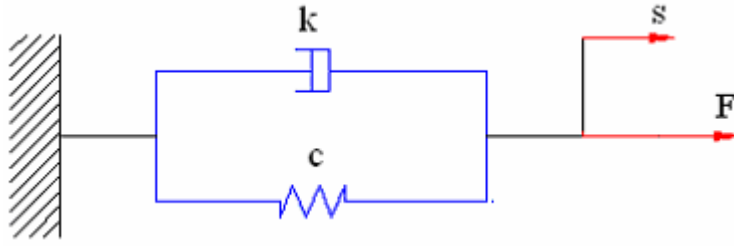


Bild 5.10. Voigt-Kelvin-Modell

Die Beschreibung der Relaxations- und Retardationsvorgänge fester Stoffe kann mit dem Poynting-Thomson-Modell bzw. dem Zener_M-Modell erfolgen. Ein derartiges Modell wird auch von Schäfer [36] verwendet, um die viskoelastischen Eigenschaften des Breitkeilriemenwandlers nachzubilden. Aus der Parallelschaltung einer Feder mit einem Maxwell-Körper ergibt sich der Zener_M-Körper, der durch die rheologische Gleichung 5.23, mit den Elastizitätsmodulen E_1 , E_2 und der Viskosität η , beschrieben wird.

$$\sigma + \frac{\eta}{E_1} \dot{\sigma} = E_2 \varepsilon + \frac{\eta(E_1 + E_2)}{E_1} \dot{\varepsilon} \quad (5.23)$$

Die Relaxationszeit ist:

$$T_{Rlax} = \frac{\eta}{E_1} \quad (5.24)$$

Die Retardationszeit ist:

$$T_{Rtar} = T_{Rlax} \left(1 + \frac{E_1}{E_2} \right) \quad (5.25)$$

Bei der dynamischen Beanspruchung der Riemenelemente ist eine Abhängigkeit der dynamischen Kennwerte (Steifigkeit, Dämpfung) von den Parametern Frequenz, Amplitude und Vorlast zu beobachten.

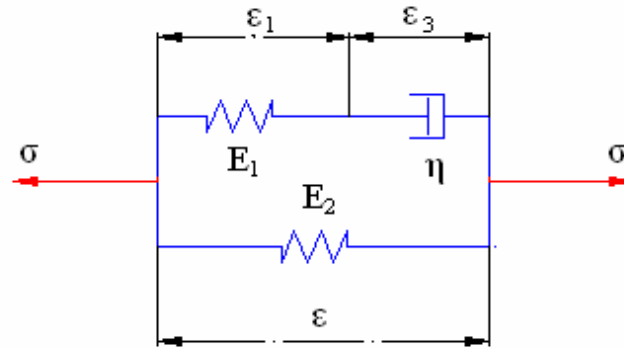


Bild 5.11. Poynting-Thomson oder Zener_M-Modell

Zur Berechnung der elastischen Verformung des Riemens ist der Schubmodul G eine wichtige Größe. Er steht bei einem isotropen Material mit dem Elastizitätsmodul E in folgender Beziehung.

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (5.26)$$

Dabei ist ν die so genannte Poissonzahl, die auch als Querkontraktionszahl bezeichnet wird. Für volumenelastisches Material wie Gummi ist ihr Wert 0.5. Daraus folgt für die Gleichung 5.27

$$E = 3G \quad (5.27)$$

Die Verformung des Riemens kann mit der Gleichung (5.28) berechnet werden:

$$\varepsilon = \frac{F}{AE} \quad (5.28)$$

und ihre Ableitung $d\varepsilon$:

$$\frac{d\varepsilon}{d\alpha} = \frac{dF}{d\alpha} \frac{1}{AE} \quad (2.29)$$

Bei schwingender Belastung eines viskoelastischen Bauteils schlagen sich Relaxation und Retardation in einer Phasenverschiebung zwischen Belastung und Dehnung nieder. Für eine Schwingungsperiode erhält man durch Überlagerung von Belastungs- und Verformungssignal eine geschlossene Hysteresekurve, die durch mehrere Kennwerte gekennzeichnet ist.

Bild 5.12 zeigt einen solchen Vorgang am Beispiel der Schubbelastung eines Riemens (Anpresskraft F_{ax} , Weg x oder Drehmoment M , Drehwinkel φ) eines kompletten Keilriemengetriebes.

Im allgemeinen Fall einer sinusförmigen Belastung lautet die Schubspannung

$$\sigma(t) = \sigma_a \sin(\omega t) \quad (5.30)$$

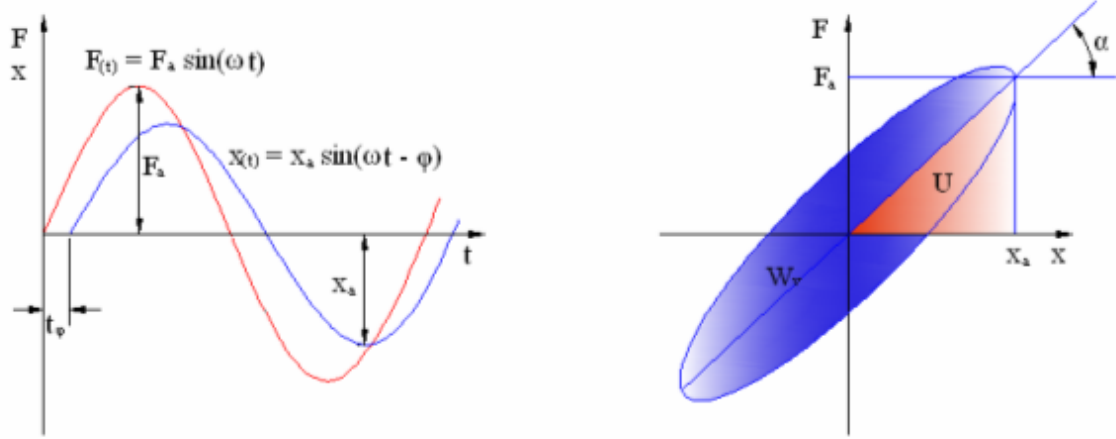


Bild 5.12. Kennwerte der Hysteresekurve [32]

Folgt der Verlauf der Verformung mit gleicher Frequenz um den Phasenwinkel φ verzögert ist

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_a \sin(\omega t - \varphi). \quad (5.31)$$

Die Fläche der Hysteresekurve ist ein Maß für die Dämpfungsarbeit W_v , die Dreiecksfläche entspricht der in der Feder bei Maximalausschlag gespeicherten Formänderungsarbeit U .

Die Steifigkeit c wird bei Annahme einer linearen Rückstellkraft aus dem Anstieg der Hysteresekurve berechnet.

$$c = \frac{F_a}{x_a} = \tan \alpha \quad (5.32)$$

Als Parameter zur Kennzeichnung der Dämpfungsfähigkeit des betrachteten Werkstücks gilt die Nenndämpfung.

$$\psi = \frac{W_v}{U} \quad (5.33)$$

Die Dämpfungskonstante b lässt sich aus der Nenndämpfung bestimmen.

$$b = \frac{c\psi}{2\pi\omega_0} \quad (5.34)$$

5.2.2.5. Schlupfverhalten

Das Schlupfverhalten zwischen Riemen und Scheibe lässt sich als Dehnschlupf, Gleitschlupf und Übersetzungsschlupf beschreiben.

Der Dehnschlupf beruht auf den unterschiedlich großen Spannungen in den zwei Riementrums und dem elastischen Verhalten des Riemens. Betrachtet man ein Riemenstück bei seinem Lauf um die beiden Scheiben, so unterliegt es aufgrund unterschiedlicher Spannungszustände unterschiedlichen Dehnungen, d.h. das Riemenstück wird kürzer oder länger. Da aber zu jedem Zeitpunkt durch jeden Querschnitt die gleiche Riemenmasse laufen muss, werden die gedehnten Teile beschleunigt, d.h. die Geschwindigkeit steigt. Es gilt

$$\Delta_l = l_1 - l_2 \longrightarrow \Delta_v = v_1 - v_2 \quad (5.35)$$

Die Geschwindigkeit der getriebenen Scheibe bleibt hinter der Geschwindigkeit der treibenden Scheibe zurück. Da mit

$$v_1 = 2r_1\pi n_1 \quad \text{und} \quad v_2 = 2r_2\pi n_2 \quad (5.36)$$

verknüpft ist, kommt es zu den schlupfbedingten Abweichungen der Geschwindigkeit

$$\frac{\Delta_l}{l} = \frac{l_1 - l_2}{l_1} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = s. \quad (5.37)$$

Die Differenz der Scheibenumfangsgeschwindigkeiten kann jetzt bei Berücksichtigung der Leerlaufgeschwindigkeit des Riemens mit der Differenz der Trumdehnungen in Beziehung gesetzt werden.

$$v_1 - v_2 = \frac{v}{E_x A_x} (F_1 - F_2) \quad (5.38)$$

Eingedenk der Schlupfdefinition 5.37 erhält man schließlich die erwähnte Näherung für den linearen Dehnschlupfbereich.

$$s \approx \frac{F_u}{E_x A_x} \quad (5.39)$$

Der Schlupf ist umso größer, je größer die Nutzspannung und je kleiner der E-Modul des Riemenmaterials ist. Werte von 2 – 3 % können durchaus auftreten.

Durch Vergrößerung der antreibenden Scheibe oder Verkleinerung der angetriebenen Scheibe kann eine genauere Einhaltung der Übersetzung erreicht werden.

Der Gleitschlupf tritt vor allem bei übermäßiger Belastung, z.B. beim Anfahren, auf. Dabei rutscht der gesamte Riemen auf der Scheibe.

Der Übersetzungsschlupf entsteht, wenn in der treibenden Keilscheibe aufgrund der Selbsthemmung der Riemen nicht oder nur geringfügig radial auswandert. Der Wirkradius ist dann kleiner. Es ergibt sich eine minimale Änderung des Übersetzungsverhältnisses ins Langsame.

5.2.2.6. Anpresskraft und Anpresskraftverhältnis (Stützung)

Die kraftschlüssige Leistungsübertragung des Variators erfordert eine Reibkraft zwischen Scheiben und Riemen. Diese wird durch die Anpresskraft der Scheibe erzeugt. Die Anpresskräfte werden mittels eines Hydraulikzylinders, der eine Druckkraft auf die Antriebsscheibe ausübt, und durch die Kraft einer Feder, die auf die Abtriebsscheibe drückt, erzeugt. Die Größe der Anpresskraft hat einen entscheidenden Einfluss auf die Höhe des übertragbaren Momentes. Die Übersetzung wird durch eine gezielte Einstellung der Anpresskraft an der Antriebsscheibe konstant gehalten.

Im Bild 5.13 sind die wirkenden Kräfte dargestellt. Um die erforderliche Anpresskraft für den Gleichgewichtszustand zu ermitteln, müssen die Kräfte in axialer Richtung über den Anlagewinkel des Riemens an der Scheibe integriert werden. Die Gleichung 5.40 ist ein Sonderfall der Gleichung 5.21, wobei $\gamma = 90^\circ$ ein Orthogonalpunkt ist.

$$F_{ax}(\varphi) = \int_0^\varphi (f_N \cos \alpha + f_R \sin \alpha) d\varphi \quad (5.40)$$

Das übertragbare Drehmoment des Riemens ergibt sich als Integral aus der tangentialen Reibungskraft.

$$M_1 = \int_0^{\varphi_1} f_T r_1 d\varphi_1 \quad (5.41)$$

$$M_2 = \int_0^{\varphi_2} f_T r_2 d\varphi_2 \quad (5.42)$$

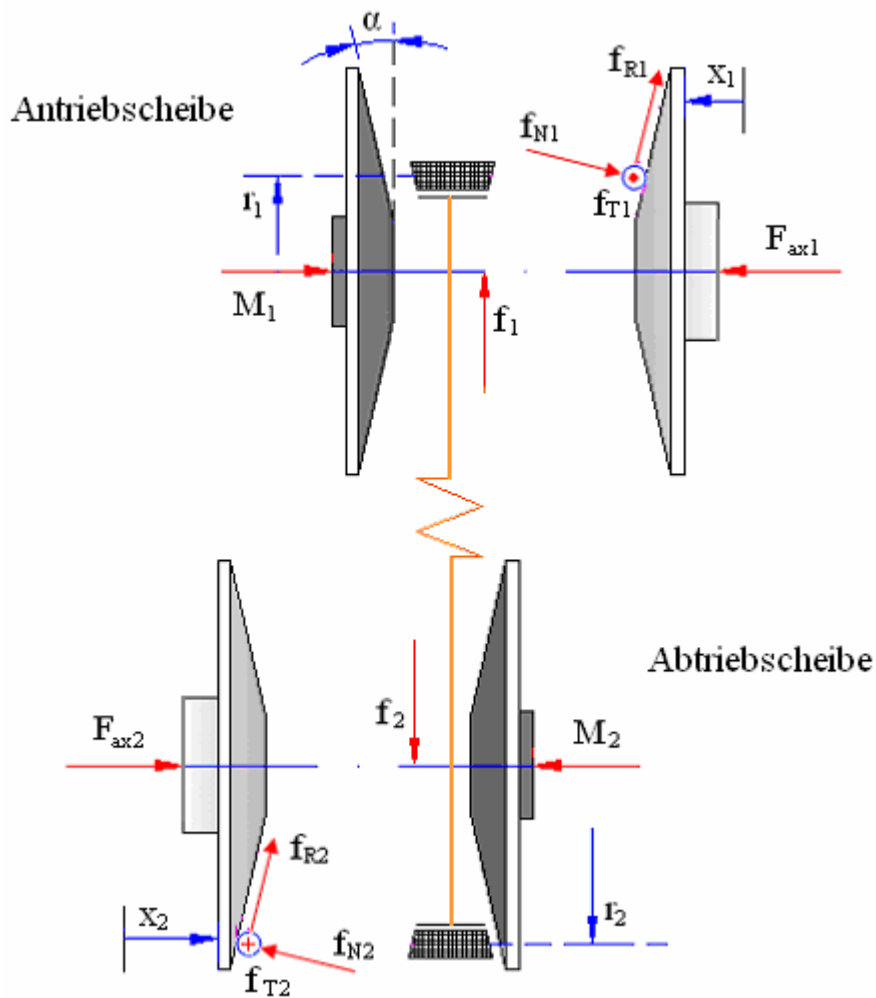


Bild 5.13. Gleichgewicht der Kraft an den Riemenscheiben

Im verwendeten Breitkeilriemenwandler setzt sich die axiale Anpresskraft aus folgenden Komponenten zusammen.

Für die **Antriebscheibe** gilt

$$F_{ax1} = F_{anp} + F_{vx1} \quad (5.43)$$

bestehend aus einer Kraft F_{anp} und einer Verstellkraft F_{vx1} .

Die hydraulische Anpresskraft F_{anp} ist:

$$F_{anp} = A_1 p_1 \quad (5.44)$$

Für die **Abtriebscheibe** gilt

$$F_{ax2} = F_{fd} + F_{vx2} \quad (5.45)$$

Die Federkraft F_{fd} , die zusätzlich am Abtriebsscheibensatz angreift, ist

$$F_{fd} = F_{fd0} + C_{fd} x_{fd(i)} \quad (5.46)$$

mit C_{fd} als Federkonstante und F_{fd0} als Vorspannkraft.

Die Verstellkraft liegt am Regelscheibensatz oder am Federscheibensatz an, nie jedoch an beiden Scheibensätzen gleichzeitig. Eine der beiden Verstellkräfte ist damit immer gleich null.

$$F_{vx1} > 0 \quad F_{vx2} = 0 \quad (5.47)$$

$$F_{vx2} > 0 \quad F_{vx1} = 0 \quad (5.48)$$

Die Verstellkraft sorgt nicht nur für die dynamische Übersetzungsänderung der Scheibensätze, sondern bringt auch im Stationärbetrieb die zu einem Anpresskraftverhältnis gehörige Differenzkraft auf. Das Anpresskraftverhältnis ξ ist der Quotient aus den am An- und Abtriebscheibensatz anliegenden Kräften F_{ax1} und F_{ax2}

$$\xi = \frac{F_{ax1}}{F_{ax2}} \quad (5.49)$$

Das Anpresskraftverhältnis (Stützung) ist im Wesentlichen von der Übersetzung i und dem zu übertragenden Moment abhängig. Der Verlauf des Parameters ξ in Abhängigkeit von den genannten Größen wird üblicherweise experimentell bestimmt.

Die Anpresskräfte F_{ax1} und F_{ax2} werden jeweils in die Kräfte f_1, f_2 umgesetzt, die den Riemen spannen. Über diese Kräfte sind die axialen Bewegungen der An- und Abtriebsscheibe gekoppelt.

$$f_1 = \frac{2F_{ax1} \tan \alpha}{k_1} \quad (5.50)$$

$$f_2 = \frac{2F_{ax2} \tan \alpha}{k_2} \quad (5.51)$$

k_1 und k_2 sind Faktoren, die von der Übersetzung und vom zu übertragenden Drehmoment abhängen. Im Fall einer konstanten Übersetzung kompensieren sich diese Kräfte ($f_1 = f_2$). Der Faktor ξ ergibt sich dann nach Gleichung 5.52.

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{F_{ax1}}{F_{ax2}} = \xi \quad (5.52)$$

Die maximal zwischen An- und Abtriebsscheibe übertragbare Kraft ergibt sich mit dem Reibungskoeffizienten μ nach Gleichung 5.53

$$f_{2 \max} = \frac{2\mu F_{ax2}}{\cos \alpha} \quad (5.53)$$

5.2.2.7. Übersetzungsänderung

Für die Beschreibung des Verstellverhaltens des Variators sind Modelle für das Schubgliederband und den Kettenwandler von Ide [66], Guebeli [67] und Shafai [68] bekannt.

Ide gibt einen Zusammenhang zwischen dem Verstellverhalten und der Übersetzung an. Er findet eine lineare Abhängigkeit von der Anpresskraftdifferenz beim stabilen Zustand und dem Verstellen. Das resultierende Modell ist:

$$\frac{di_{cvt}}{dt} = k_i(i) \frac{\omega_1}{i_{cvt}} [F_{ax1} - \xi F_{ax2}] \quad (5.54)$$

k_i und ξ hängen von der Übersetzung ab. Die Werte werden experimentell bestimmt.

Das zweite Übersetzungsänderungsmodell von **Guebeli** beruht auf der viskoelastischen Dehnschlupfmethode 5.55

$$\frac{di_{cvt}}{dt} = \cos^2 \beta \sin \beta \frac{k_h}{\eta_{ol}} \frac{i_{cvt} \Phi + 1}{r_2} \frac{F_{ax1} - F_{ax1}^*}{F_{ax1} + \Phi^2 F_{ax2}} \quad (5.55)$$

$\frac{k_h}{\eta_{ol}}$ ist ein experimentell zu ermittelnder Parameter

$$\frac{k_h}{\eta_{ol}} = c_{v0} + c_{v1} r_1 \quad (5.56)$$

darin ist $c_{v0} \approx 2.7[m/s]$ und $c_{v1} \approx 29[1/s]$

Shafai modelliert den Variator als ein Masse-Dämpfer-System:

$$m \ddot{x}_1 + b_s \dot{x}_1 = F_{ax1} - F_{ax1}^* \quad (5.57)$$

Der Beschleunigungsterm ist verglichen mit dem Dämpfungsterm sehr klein ($|m \ddot{x}_1| \ll |b \dot{x}_1|$), folglich kann er vernachlässigt und das Verstellverhalten wie folgt beschrieben werden:

$$\dot{x}_1 = \frac{1}{b_x} (F_{ax1} - F_{ax1}^*) \quad (5.58)$$

In dieser Gleichung ist b_x ein Dämpfungskoeffizient, der experimentell bestimmt wird. Die Ableitungen der Gleichungen 5.7 und 5.8 nach der Zeit und x_l eingesetzt, ergibt die Gleichung 5.59

$$\frac{di_{cvt}}{dt} \approx \frac{\pi(i_{cvt} + 1)^2 (F_{ax1} - F_{ax1}^*)}{2 \tan \alpha (l_k - 2e) b_x} \quad (5.59)$$

mit der Kraft F_{ax1}^* entsprechend der Gleichung 5.60.

$$F_{ax1}^* = f(M_1, i_0, F_{ax2,aktuell}) \quad (5.60)$$

Das Anpresskraftverhältnis kann als Verhältnis der Scheibenspreizkraft definiert werden

$$\xi = \left(\frac{F_{ax1}}{F_{ax2}} \right)_{\frac{di_0}{dt}=0} = \left(\frac{F_{ax1}^*}{F_{ax2,aktuell}} \right). \quad (5.61)$$

Die Größe ξ ist eine Funktion der Übersetzung, des Lastmomentes und der An- und Abtriebsdrehzahl.

Abweichend von den anderen stufenlosen Umschlingungsgetrieben, wird bei Breitkeilriemengetrieben die Verformung der Scheibe nicht berücksichtigt, weil die Scheibe im Vergleich zum Keilriemen starr ist. Deshalb wird nur die Dämpfungskonstante des Riemens in der Berechnung und Simulation beim Übersetzungsverhältnismodell berücksichtigt.

Beim stufenlosen Breitkeilriemengetriebe wird auch die Veränderung der Übersetzung als Funktion vom Verstellweg der beweglichen Scheibe oder der Anpresskraft dargestellt. Beide Größen sind über die Elastizität des Riemens in Querrichtung miteinander verknüpft. Die Übersetzung kann nicht direkt eingestellt werden, da keine feste Beziehung zwischen der Übersetzung und den Stellgrößen besteht. Für jede Übersetzung gibt es mehrere Möglichkeiten diese zu erzielen. Da der Riemen in Längs- und Querrichtung elastisch ist, kann man beispielsweise durch eine Überanpressung den Riemen auf einen größeren Laufradius zwingen und die Übersetzung dadurch verändern. Die definierte Übersetzung lässt sich über den Laufradius angeben:

$$i_{cvt} = \frac{1}{1-s} \frac{r_2}{r_1} \quad (5.62)$$

Im praktischen Einsatz sind die Werte des Schlupfs s sehr klein, d.h. es gilt stets $s \ll 1$, so dass man durch Ableiten von Gleichung 5.62 nach der Zeit die Änderung der Übersetzung eines CVT-Getriebes ermitteln kann.

$$\frac{di_{cvt}}{dt} = \frac{1}{r_1} (\dot{r}_2 - \dot{r}_1 i_{cvt}) \quad (5.63)$$

Die Übersetzungsänderung ist vom Laufradius im Antriebsscheibensatz, von der aktuellen Übersetzung und den Radialgeschwindigkeiten des Umschlingungsmediums in den beiden Scheibensätzen abhängig.

5.2.3. Simulation des stufenlosen Breitkeilriemengetriebes

5.2.3.1. Betriebsverhalten des stufenlosen Breitkeilriemens

Da der Riemen elastisch ist, ist der Auf- und Abbau der Trumkraft mit einer Dehnungsänderung des Riemens in Längsrichtung und auch in Querrichtung verbunden. Diese Dehnungsänderungen sind nur in Verbindung mit einer Relativbewegung zwischen Riemen und Scheibe möglich. Eine Relativbewegung, die entgegen einer Reibkraft erfolgt, wird durch den Gleitwinkel gekennzeichnet. Dieser Winkel zwischen der Tangente an den Scheibenwirkradius und dem Gleitgeschwindigkeitsvektor ändert sich längs der Umschlingung in Abhängigkeit von verschiedenen Einflussfaktoren.

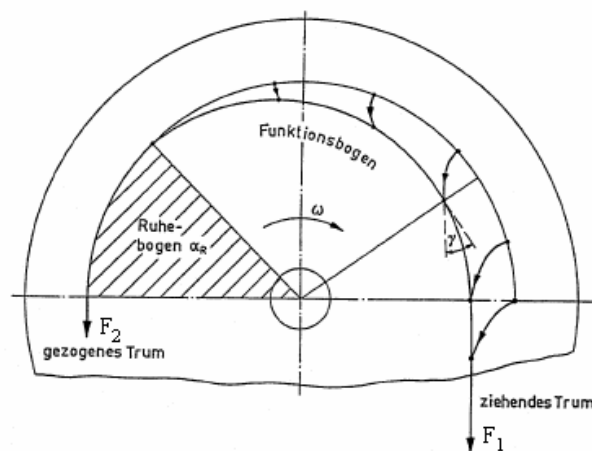


Bild 5.14. Einwanderung des Keilriemens unter Momentbelastung nach Dittrich [21]

Bei allen anliegenden Keilriemen bewegt sich der Riemen nicht auf einer kreisförmigen, sondern auf einer spiralförmigen Bahn relativ zum Scheibenmittelpunkt. Nach Dittrich [21] wird der am Scheibensatz anliegende Keilriemenbogen, an dem die Trumkraft wirkt, in zwei Bereiche unterteilt: den Ruhebogen und den Funktionsbogen (Bild 5.14). Weiterhin berücksichtigt man die Verformung des Riemens unter Einwirkung der Anpresskraft, die eine große Bedeutung beim stufenlosen Keilriemengetriebe hat.

Die Änderung der Trumkraft F und der Anpresskraft F_{ax} in Verbindung mit dem Winkel φ verursacht aufgrund der Keilriemenelastizität eine Verformung des Keilriemens. Diese Verformung führt zu einer radialen und tangentialen Relativbewegung des Keilriemens auf dem Kegelmantel der Scheibe. Die Resultierende der Relativgeschwindigkeit bildet mit der tangentialen Richtung den Gleitwinkel γ .

5.2.3.2. Stufenloses Breitkeilriemengetriebe - Querschwingungen

Auf ein Keilriemenelement in der Keilrille wirken die Zugkraft und die Anpresskraft. Die Zugkraft erzeugt eine Längsdehnung und die Anpresskraft eine Querstauchung des elastischen Keilriemens. Dies bedeutet, dass einzelne Querschnittselemente der Scheibe vorausspringen und der Keilriemen infolge der Querkontraktion eine Breitenminderung erfährt. Die Breite nimmt durch die Scheibenspreizkräfte zusätzlich in noch größerem Maße ab.

Zu den Gleitbewegungen kommt noch ein Längsschlupf hinzu, der sich aus der Riemenlängselastizität und den Laufradienänderungen aufgrund der radialen Bewegungen ergibt. Außerdem treten zusätzliche Gleitbewegungen aufgrund der Verstellbewegungen bei Veränderung der Übersetzung auf, die sich ebenfalls auf die Kraftübertragung auswirken. Ausgehend von einer als Orthogonalpunkt bezeichneten Stelle lassen sich die Kraftwirkungen beschreiben. Nach Pietz [35] und Schäfer [36] wird die Bewegungsrichtung durch den Rutsch- oder Gleitwinkel beschrieben.

- Bereich 1: Einlauf in die treibende Scheibe bis zum Orthogonalpunkt
- Bereich 2: Auslauf aus der treibenden Scheibe ab dem Orthogonalpunkt
- Bereich 3: Einlauf in die getriebene Scheibe bis zum Orthogonalpunkt
- Bereich 4: Auslauf aus der getriebenen Scheibe ab dem Orthogonalpunkt

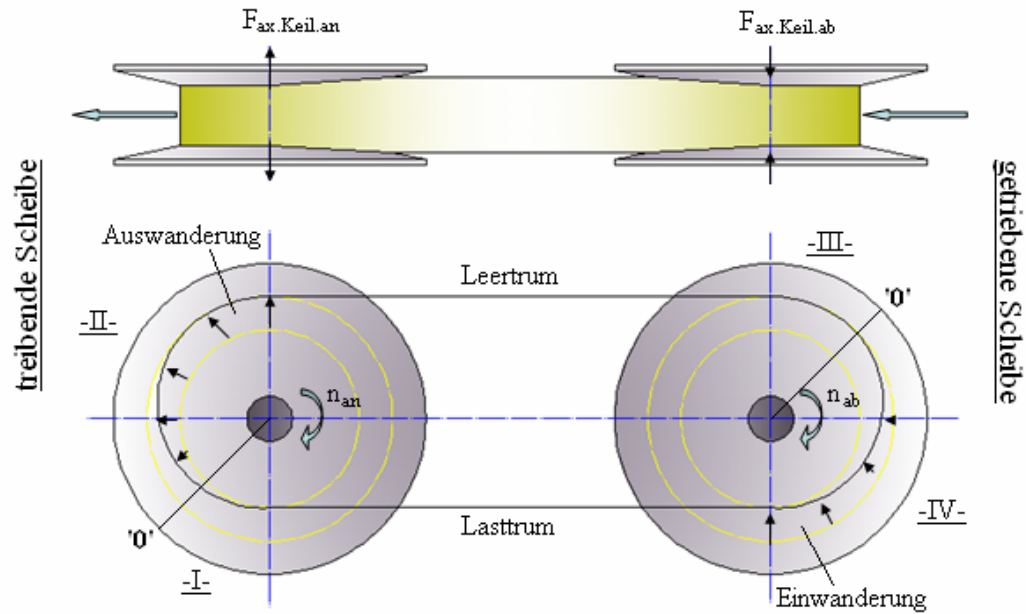


Bild 5.15. Bereiche unterschiedlicher radialer Riemenbewegungen

In der experimentellen Untersuchung von Schäfer [36] wird die Lage des Riemens in der Keilscheibe bei verschiedenen Drehzahlen und Drehmomenten bestimmt.

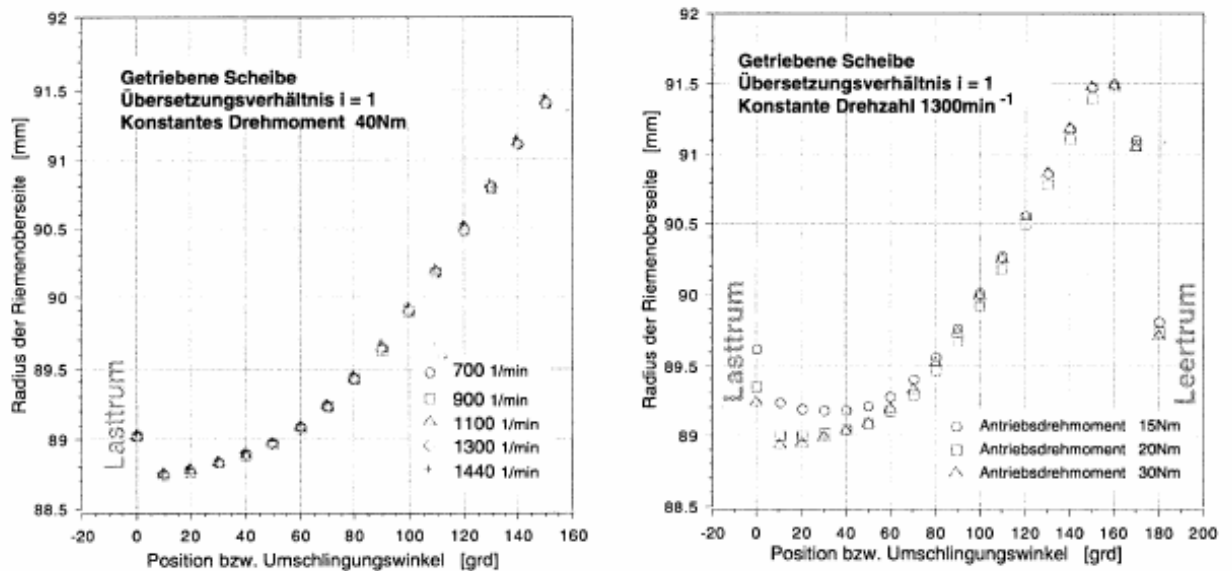


Bild 5.16. Radius der Riemenoberseite über dem Umschlingungswinkel in der getriebenen Riemenscheibe für verschiedene Antriebsdrehzahlen und Antriebs-Drehmomente nach [36]

Die Messergebnisse zeigen, dass die Veränderung des Radius in der getriebenen Riemenscheibe vom Einlaufbereich bis zum Auslaufbereich ungleichmäßig verläuft (*Bild 5.16*).

Zur Analyse der radialen Verschiebung unter Berücksichtigung der Scheibenverstellung sowie der Quersteifigkeit und –Dämpfung des Keilriemens, wurde ein vereinfachtes Modell für die Bewegung der Keilriemenelemente aufgebaut, siehe *Bild 5.17*. Ein Keilriemenelement kann als eine Masse mit einer Koordinate r in radialer Richtung gesehen werden. Die Verformung der Scheibe wird außer Acht gelassen, weil die Scheibe im Vergleich zum Keilriemen starr ist.

Die Relativgeschwindigkeit zwischen Element und Riemenscheibe im Bogen des Kontaktes hängt von der Position des Elements in der Antriebsscheibe ab, die durch einen Winkel α gegeben ist. Schwingung treten vor allem in radialer Richtung auf. Folglich wird nur die Bewegung in radialer Richtung in Betracht gezogen.

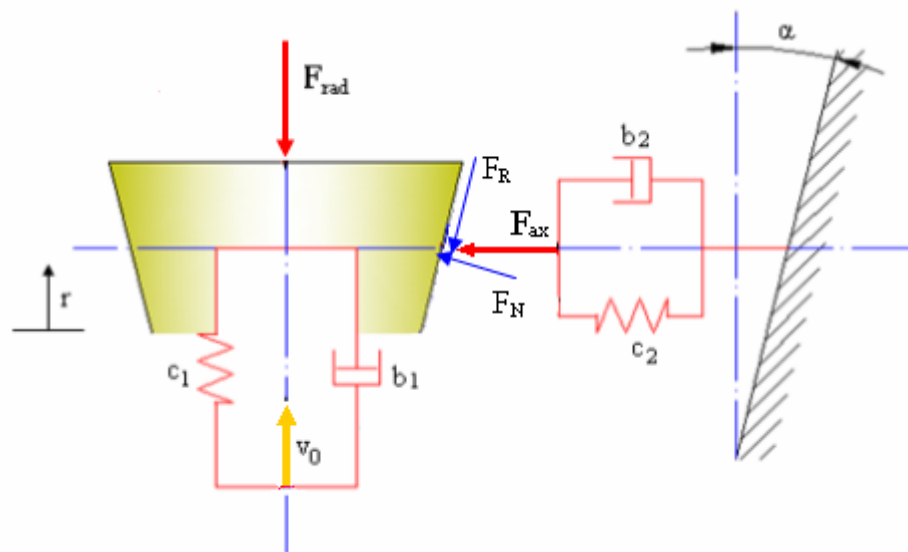


Bild 5.17. Vereinfachtes Modell der Radialbewegung eines Keilriemenelementes im Bogen der treibenden Riemenscheibe nach [69]

In Übereinstimmung mit den Bewegungen ergeben sich die wirksamen Kräfte. Die Riemenkraft wirkt mit der Komponente F_{rad} in radialer Richtung und mit der Kontaktkraft, mit den Komponenten Normalkraft F_N und Reibungskraft F_R , auf die Scheibe. Die Steifigkeit und Dämpfung des Riemens ist in Radialrichtung (c_1 , b_1) und in Axialrichtung (c_2 , b_2), μ ist der

Reibbeiwert zwischen Riemenelement und Scheibe. Der Keilwinkel der Antriebsscheiben ist α . Die Bewegungsgleichung lautet

$$m \ddot{r} = F_{rad} - 2F_N \sin \alpha + 2F_R \cos \alpha . \quad (5.64)$$

Mit der Vorspannungskraft F_{rad0} in radialer Richtung und der Anpresskraft F_{ax} in axialer Richtung sind die Kräfte durch folgende Gleichungen gegeben:

$$F_{rad} = F_{rad0} - c_1 r - b_1 \dot{r} \quad (5.65)$$

$$F_{ax} = F_{ax0} + \tan \alpha (c_2 r + b_2 \dot{r}) \quad (5.66)$$

$$F_N = \frac{F_{ax}}{\cos \alpha} \quad (5.67)$$

$$F_{rad0} = \frac{2F_{ax0}}{\sin \alpha} \quad (5.68)$$

$$F_R = \mu F_N \operatorname{sign}(\dot{r}) \quad (5.69)$$

Simulationsergebnis

Die im Folgenden vorgestellten Ergebnisse wurden für einen stationären Betriebszustand mit konstanter Antriebsdrehzahl ($\omega_e = 1000 \text{ min}^{-1}$) und konstantem Abtriebsmoment ($M_a = 10 \text{ Nm}$) bei einer Übersetzung ($i = 1$) berechnet. Bei allen Simulationsläufen wurde die stetige Reibkennlinie verwendet.

Während das Keilriemengetriebe läuft, werden die Riemenelemente vom Einlauf bis zum Auslauf in die Keilrille gepresst. Für die Simulation wird die Differentialgleichung 5.64 verwendet. Das Ergebnis sieht wie ein Einschaltvorgang mit rechteckigem Stoß aus. Es handelt sich um eine Lösung, bei der die Anpresskraft groß und die Stoßdauer kurz ist.

Bild 5.18 beschreibt die relative Geschwindigkeit und Position eines Riemenelements in Radialrichtung der Keilrille der Antriebsscheibe. Dies bezeichnet man als elastischen Dehn-schlupf.

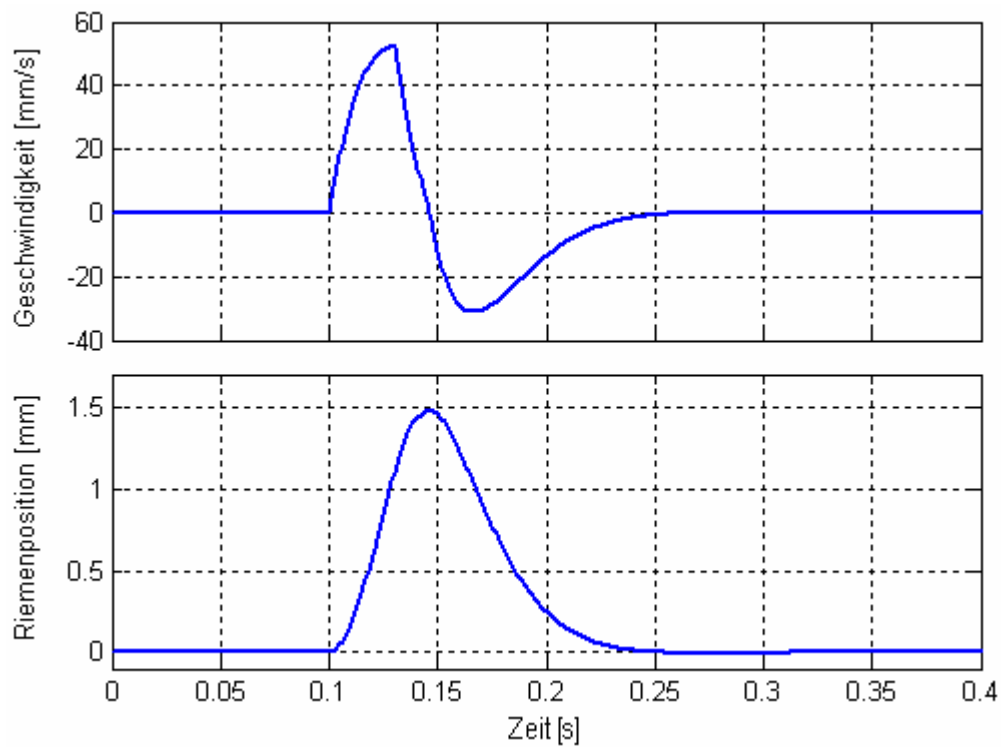


Bild 5.18. Relativbewegung des Riemenelements in der Keilrille der Antriebsscheibe

5.2.3.3. Simulation eines Antriebsstrangs mit Riemenwandler

Stufenlose Riemengetriebe können durch unterschiedliche Modelle dargestellt werden. Den Aufbau eines einfachen Antriebsstrangs mit Riemenwandler zeigt Bild 5.19.

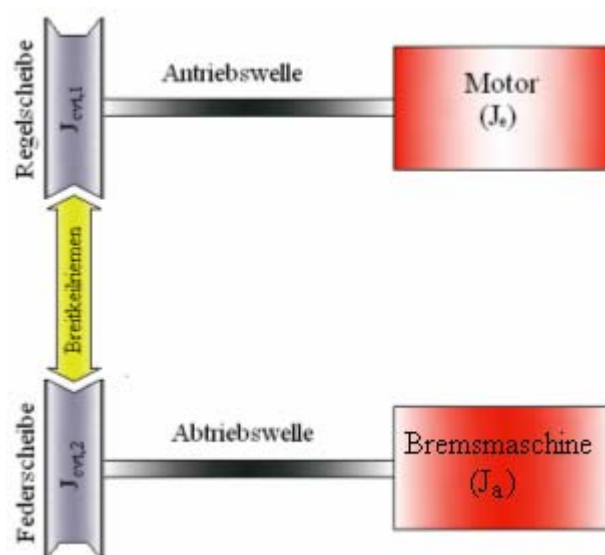


Bild 5.19. Aufbau des einfachen Antriebssystems mit stufenlosem Breit-Keilriemengetriebe

Die Modellbeschreibung bezieht einen Motor und einen Generator mit ein. Der Breitkeilriemenwandler stellt eine kraftschlüssige Verbindung zwischen dem Motor und dem Generator her.

Zur Berechnung des dynamischen Verhaltens eines Keilriemengetriebes gibt es zwei Arten von Modellen, bei der einen wird die Masse des Riemenelements mit einbezogen und bei der anderen vernachlässigt.

Riemenmasse wird vernachlässigt: Diese Art des Modells besteht aus zwei Massen mit zwischengeschalteten Feder- und Dämpfungsgliedern. Solche Ersatzmodelle werden von Erxleben [31], Holzweissig [70], Hoa [71] und Huu [72] aufgebaut. Der Schlupf zwischen Riemen und Scheiben wird berücksichtigt. Weiterhin sind Ersatzmodelle nach Luh [73] und Sakai [74] für Schubgliederwandler bekannt, bei denen das Schlupfverhalten sowie der Einfluss der Massenträgheit unberücksichtigt bleiben.

Riemenmasse wird berücksichtigt: Diese Modelle sind sehr aufwendig. Sie spalten den Riemen in kleinere Teile auf, die einzeln auf die Riemenscheiben wirken. Von Kluth [32] wird der Schlupf auf beiden Scheiben betrachtet und die Keilriemenmasse mittels einer Diskretisierung in vier Teilmassen berücksichtigt. Die Riemenmasse wird auch in den Modellen von Pfiffner [75] und Shafai [68] für die dynamische Berechnung des stufenlosen Kettengetriebes verwendet. Der Schlupf wird in diesen Modellen vernachlässigt.

Bei einem stufenlosen Breitkeilriemengetriebe (CVT) wird das dynamische Verhalten des mechanischen Systems bei Veränderungen der Drehzahl, des Drehmoments und der Übersetzung unter Einbeziehung der Elastizitäten und der Dämpfung des Riemens modelliert und simuliert. Der Riemen wird als ein Übertragungselement mit Feder-Dämpfungsverhalten betrachtet, da unter den in der Praxis vorherrschenden Verhältnissen die Massenträgheitsmomente der An- und Abtriebseinheiten um ein Vielfaches größer sind als die des Riemens. Weiterhin berücksichtigt das Modell den Gesamtschlupf zwischen Riemen und Scheibe, der sich auf der Antriebsseite auswirkt.

Für einen einfachen Breitkeilriemenwandler werden im Folgenden verschiedene Modellierungsstufen aufgebaut. Zunächst handelt es sich um ein 2-Massenmodell ohne Berücksichtigung der An- und Abtriebswellenverformung (*Bild 5.20*).

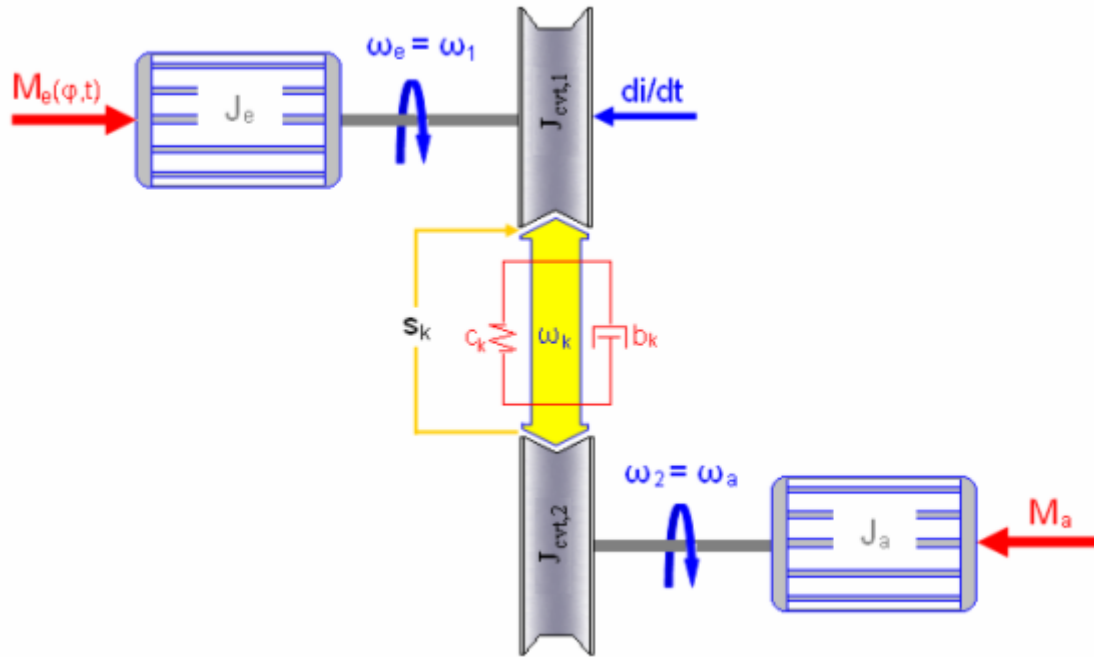


Bild 5.20. Drehschwingungsmodell des stufenlosen Breitkeilriemengetriebes

In weiteren Modellen wird der Einfluss der Wellenverformung mit berücksichtigt. Ein solches Modell zeigt Bild 5.21.

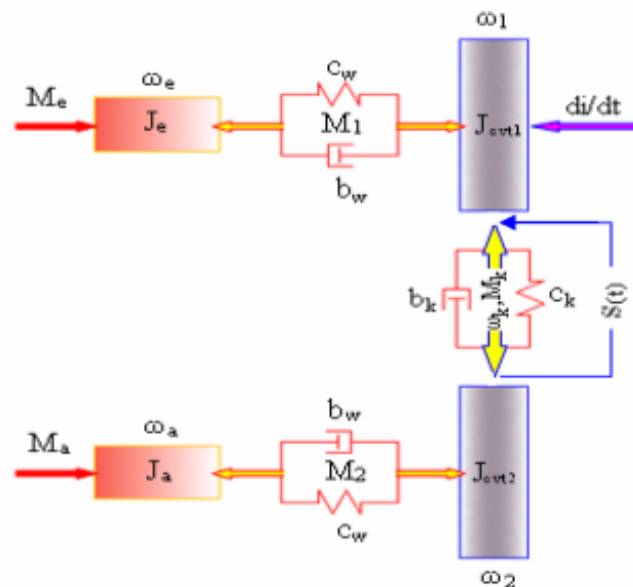


Bild 5.21. Viermassenmodell des Antriebssystems mit CVT-Getriebe

Die schematischen Darstellungen des stufenlosen Keilriemengetriebes (*Bilder 5.20 und 5.21*) verdeutlichen, dass das Keilriemengetriebe die vom An- und Abtriebsaggregat aufgebrauchten Momente und Drehzahlen aufnimmt und überträgt.

Für die Ermittlung des Einflusses eines Keilriemengetriebes auf das dynamische Verhalten eines Antriebssystems ist es erforderlich, das Übersetzungsverhalten dieses Getriebes mit einzubeziehen. Zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens eines Systems muss das reale Gebilde in ein sinnvolles Ersatzsystem überführt werden.

Bild 5.22 zeigt das allgemeine Ersatzmodell für das in Bild 5.20 dargestellte Riemengetriebe zur Modellbildung des dynamischen Verhaltens. Hierzu werden zusätzlich folgende vereinfachende Annahmen getroffen:

- Der Riemen ist masselos.
- Der Einfluss der Fliehkraft wird vernachlässigt.
- Der Wellenabstand ist konstant.
- Die Verformungen der Riemenscheiben und der Welle werden gegenüber der Riemenverformung vernachlässigt.
- Für einen bestimmten Belastungszustand ist der Elastizitätsmodul über die gesamte Riemenlänge konstant. Für diesen Zustand gilt das Hookesche Gesetz.

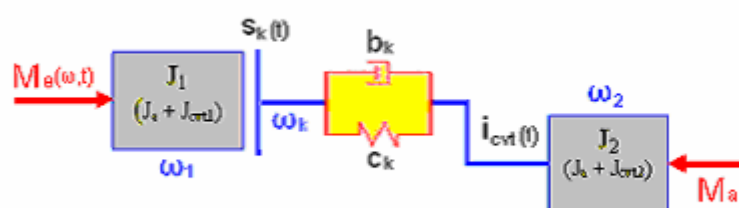


Bild. 5.22. Zweimassen-Ersatzmodell des stufenlosen Breitkeilriemengetriebes

Für die Entwicklung der Differentialgleichungen benutzt man die Lagrangesche Gleichung zweiter Art wie folgt:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) + \frac{\partial U}{\partial q} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}} = \sum Q(t) \quad (5.70)$$

Mit den Anfangsbedingungen:

$$\begin{aligned} q(t_0) &= q_0 \\ \dot{q}(t_0) &= \dot{q}_0 \end{aligned}$$

Mit der kinetischen Energie:

$$T = \frac{1}{2} [J_1 \dot{\varphi}_1^2 + J_2 \dot{\varphi}_2^2] \quad (5.71)$$

Mit der potentiellen Energie:

$$U = \frac{1}{2} c_k [\varphi_k - i_{cvt} \varphi_2]^2 \quad (5.72)$$

Mit der dissipierten Energie:

$$R = \frac{1}{2} b_k [\dot{\varphi}_k - i_{cvt} \dot{\varphi}_2]^2 \quad (5.73)$$

Für ein solches Modell nehmen die Vektoren des Weges und der Erregergrößen folgende Form an:

$$q = \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_k \\ \varphi_2 \end{bmatrix} \quad Q(t) = \begin{bmatrix} M_e \\ M_k \\ -M_a \end{bmatrix} \quad (5.74)$$

Nach dem Differenzieren der Funktionen (5.71, 5.72, 5.73) und Einsetzen in die Gleichung 5.70 sowie dem Umformen erhält man folgende Bewegungsgleichungen für die Ein- und Ausgangswelle des CVTs:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_e(\dot{\varphi}, t) - c_k(\varphi_k - i_{cvt} \varphi_2) - b_k(\dot{\varphi}_k - i_{cvt} \dot{\varphi}_2) \quad (5.75)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = i_{cvt} c_k(\varphi_k - i_{cvt} \varphi_2) - i_{cvt} b_k(\dot{\varphi}_k - i_{cvt} \dot{\varphi}_2) - M_a \quad (5.76)$$

Zusätzlich wird der Gesamtschlupf $s_k(t)$ in die Antriebseinheit einbezogen.

$$\dot{\varphi}_k = (1 - s_k) \dot{\varphi}_1 \quad (5.77)$$

$$\varphi_k = \int (1 - s_k) \dot{\varphi}_1 dt \quad (5.78)$$

M_k ist das den Riemen beanspruchende dynamische Moment

$$M_k = c_k(\varphi_k - i_{cvt} \varphi_2) + b_k(\dot{\varphi}_k - i_{cvt} \dot{\varphi}_2) \quad (5.79)$$

Die Bewegungsgleichungen nehmen folgende Form an:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_e - M_k \quad (5.80)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 = i_{cvt} M_k - M_a \quad (5.81)$$

5.2.3.4. Simulationsrechnung und -ergebnisse

Das Antriebssystem nach Bild 5.22, das aus Motor, stufenlosem Breitkeilriemengetriebe und Generator als Bremse besteht, wurde als Zweimassenmodell modelliert.

Das Lastmoment am Abtrieb wird sprungartig aufgebracht. Für das Antriebsaggregat werden Drehzahl-Drehmoment-Kennlinien zugrunde gelegt. Sowohl für Dieselmotoren als auch für Elektromotoren werden von den Herstellern entsprechende Kennlinienfelder bereitgestellt. Für den Betrieb eines Asynchronmotors gilt, dass das Drehzahl-Drehmomentverhalten durch die Betriebskennlinie beschrieben werden kann. Diese Kennlinie wird wegen des steilen Anstiegs durch eine Näherungsgerade ersetzt. Die Daten des Asynchronmotors werden vom Hersteller zur Verfügung gestellt.

Als Kennwerte für Steifigkeit, Dämpfung und Schlupf werden die experimentell ermittelten Kennfunktionen verwendet.

Bei den Differentialgleichungen 5.75 und 5.76 handelt es sich um ein nichtlineares, inhomogenes Differentialgleichungssystem, da die Kennwerte (c , b , s) und das Massenträgheitsmoment J_2 winkel- und winkelgeschwindigkeitsabhängig und somit implizit auch zeitabhängig sind [31]. Für die Lösung der Bewegungsgleichung wird Matlab/Simulink verwendet.

Als Ergebnisse der Berechnung werden die zeitlichen Verläufe des Torsionsmoments, der Drehzahl und der Übersetzung dargestellt.

Simulation des Übergangsverhaltens

Das Erreichen eines neuen stabilen Zustands des Gesamtsystems lässt sich durch das Übergangsverhalten charakterisieren. Üblicherweise verwendet man dafür die Einheitssprungfunktion.

Das Bild 5.23 zeigt den berechneten Momentsprung eines Breitkeilriemengetriebes. Durch das sprungartig wirkende Drehmoment ($M_a = M_{a0} + \Delta M$) der Bremsmaschine kommt es zu Drehmomentschwankungen, die abklingen.

Die höchste Momentenspitze im Riemengetriebe ist um 24,24% größer als das mittlere Drehmoment. Die Abtriebsdrehzahl schwankt anfänglich leicht. An der Abtriebsmasse treten die Schwankungen wegen der elastischen und dämpfenden Eigenschaften des Riemens nur noch schwach auf.

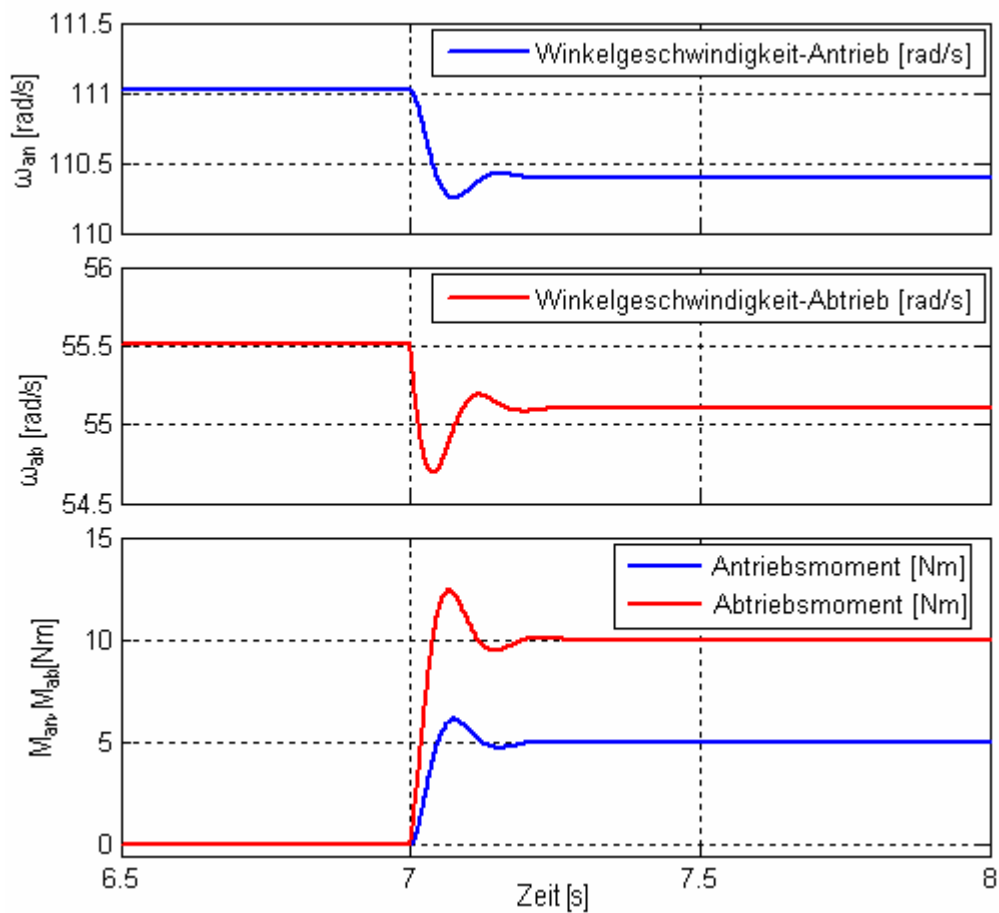


Bild 5.23. Diagrammdarstellung des Übergangsverlaufs

Das Übergangsverhalten des stufenlosen Breitkeilriemens hängt von der Übersetzung und dem Belastungsmoment ab. In der folgenden Tabelle 5.1 sind die Spitzenwerte des Momentes mit den verschiedenen Werten des statischen und dynamischen Abtriebsmomentes und der Übersetzung zusammengefasst.

Bei steigenden Werten des statischen Drehmoments und bei Abnehmen der Übersetzung ergibt sich eine deutliche Abnahme der Momentenspitze. Beim dynamischen Drehmoment steigt die Momentenspitze über einen kleinen Bereich. Der höchste Wert von 19,32% tritt bei einer Amplitude von etwa 25 Nm auf und fällt danach wieder ab.

Tabelle 5.1. Einfluss des Abtriebsmoments und der Übersetzung auf den Übergangsverlauf des Systems

Übersetzung - Einfluss		Statisches Drehmoment		Dynamisches Drehmoment	
i_{cvt}	Spitzen M (%)	M_{sta}	Spitzen M (%)	M_{dyn}	Spitzen M (%)
2.86	17,67	0	24,24	10	16,1
1.43	6,75	10	11,99	15	18,0
1.00	2,19	20	7,726	20	18,956
0.67	0,079	30	5,019	25	19,32
0.50	0	40	0	30	18,954
0.41	0	50	0	35	16,91
0.34	0	60	0	40	10,98

Zeitverläufe mit Übersetzungsänderungen

Die Betriebszustände bei einer Änderung der Übersetzung werden durch eine Simulationsrechnung untersucht, bei der die Anpresskraft verstellt wird. Im Folgenden werden die Zeitverläufe der Simulationsrechnung dargestellt. Ausgegeben werden die Drehzahlen und die Torsionsmomente, die mit dem Simulationsmodell berechnet werden.

Bei den Simulationen wurde das Abtriebsmoment konstant auf $M_a = 10 \text{ Nm}$ eingestellt. Die Antriebsdrehzahl beträgt $n_e = 1000 \text{ min}^{-1}$.

Die Simulationsergebnisse im Bild 5.24 zeigen, dass das Abtriebsmoment und die Antriebsdrehzahl bei wechselnder Übersetzung annähernd gleich bleiben, während beim Antriebsmoment und bei der Abtriebsdrehzahl deutliche Änderungen durch die Übersetzungsverstellung auftreten.

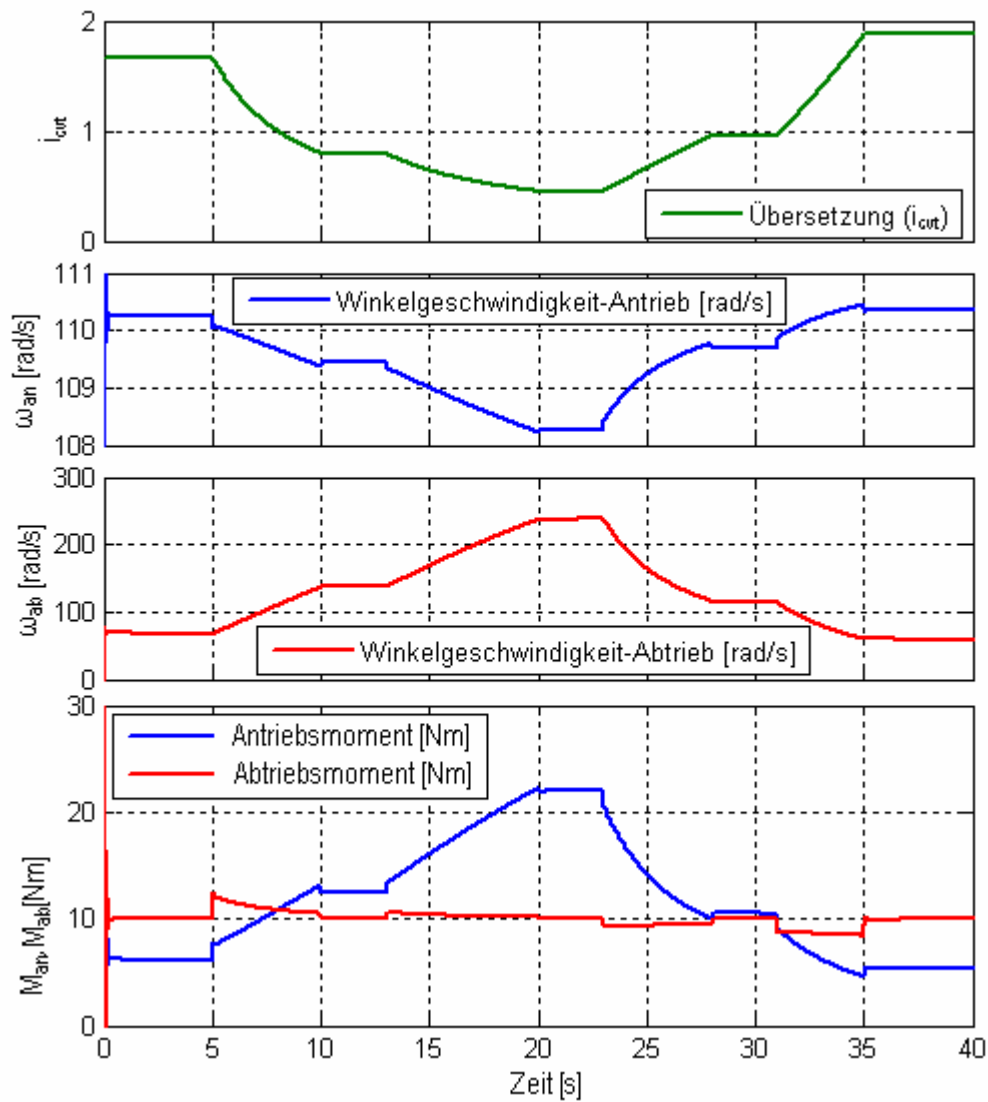


Bild 5.24. Zeitverläufe bei schneller Übersetzungsänderung

5.3. Experimentelle Untersuchung

Das Ziel der vorliegenden Arbeiten besteht darin, Aussagen über das statische und dynamische Betriebsverhalten von Breitkeilriemen in stufenlos einstellbaren Getrieben zu treffen. Die experimentellen Untersuchungen sind deshalb auf die Ermittlung des Lauf- und Wirkungsgradverhaltens, des Schlupfs und der Stützung in Abhängigkeit von der Drehzahl, des Drehmoments und von der Übersetzung ausgerichtet. Zusätzlich werden die Steifigkeiten und Dämpfungen als Kennwerte für die Bewegungsgleichungen bestimmt.

Mit dem am Institut für Antriebstechnik und Mechatronik (IAM) der Universität Rostock vorhandenen Antriebselemente-Prüfstand können derartige Untersuchungen am Antriebsstrang beziehungsweise dessen Komponenten vorgenommen werden.

5.3.1. Versuchseinrichtung

Zur Durchführung der experimentellen Untersuchungen wurde ein CVT-Prüfstand konzipiert und aufgebaut. Bei dem Prüfstand handelt sich um einen Verspannungsprüfstand, bei dem eine hochdynamische Antriebsmaschine über den Prüfling (CVT) eine Abtriebsmaschine antreibt. Die Abtriebsmaschine wird im Generatorbetrieb gefahren, so dass sich ein Torsionsmoment zwischen den beiden Maschinen aufbaut, durch das das CVT-Getriebe belastet wird. Dem Antriebsmoment kann dabei eine definiert einstellbare Drehungleichförmigkeit überlagert werden. Mit Hilfe einer hoch auflösenden Drehwinkel- und Drehmomentmesstechnik wird das dynamische Übertragungsverhalten der CVT-Getriebe ermittelt (*Bild 5.25*). Bild 5.26 zeigt eine Teilansicht der Versuchseinrichtung.

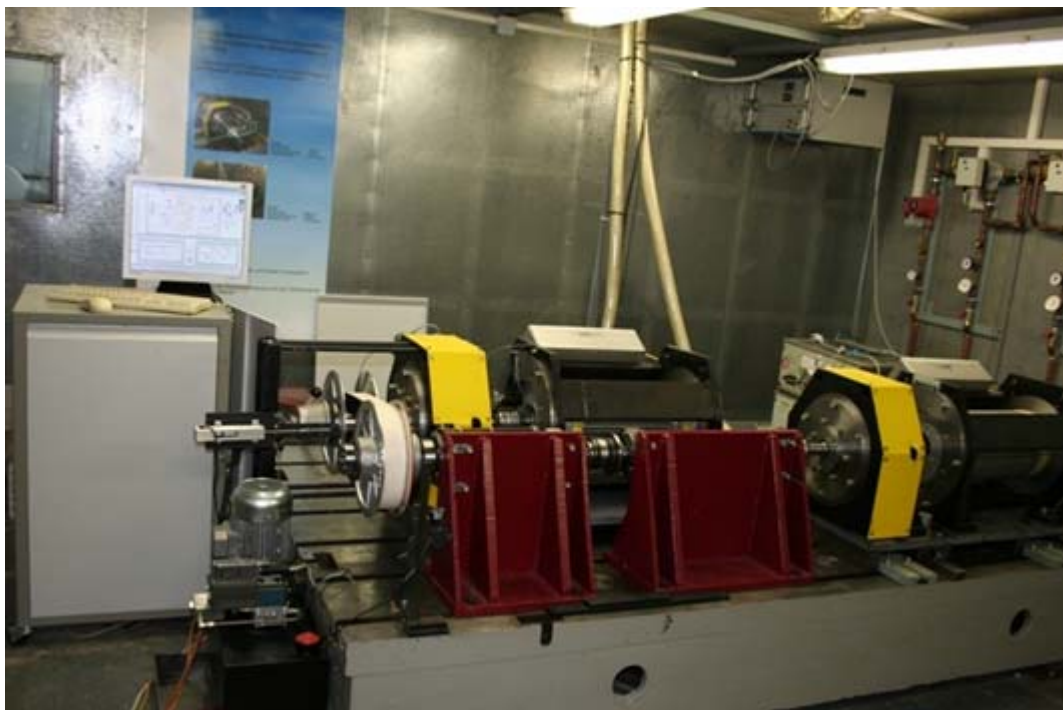


Bild. 5.25. Gesamtansicht des Versuchsstandes

Der Prüfstands Aufbau besteht aus dem Testgetriebe und zwei baugleichen permanent erregten Synchronmotoren mit einer Nennleistung von 80 kW bei einer Nenndrehzahl von 5000 min^{-1} , die als Motor bzw. Generator eingesetzt werden. Dies entspricht einem maximalen Nenn-drehmoment von 150 Nm. Die Anregungsfrequenzen gehen bis 70 Hz. Die Drehzahl der Antriebsmaschine und das Bremsmoment an der Abtriebsmaschine lassen sich stufenlos und unabhängig voneinander einstellen. Die Drehrichtungen der elektrischen Maschinen sind umkehrbar, so dass sowohl ein Rechts- als auch ein Linkslauf realisiert werden kann. Das Testgetriebe wird durch den Motor angetrieben und durch den Generator belastet.

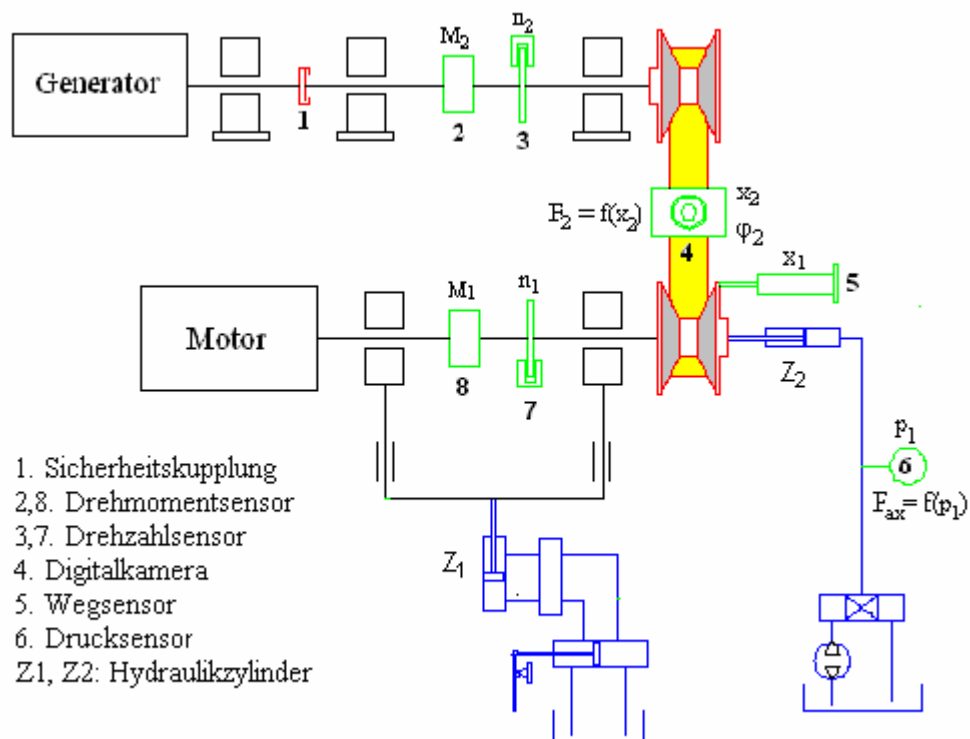


Bild 5.26. Verstell- und Messeinrichtungen des Prüfstandes

Als Testgetriebe wird ein Riemenwandler RF 280 von Berges mit einem Breitkeilriemen als Umschlingungsmittel verwendet. Er besitzt einen Achsabstand von 345 mm und hat eine Getriebespreizung von etwa 8.5 mit den Eckwerten $i_{min} = 2.92$ und $i_{max} = 0.34$. Der Riemenwandler ist für den stationären Einsatz und Eingangsdrehzahlen bis 5000 min^{-1} vorgesehen. Die verstellbare Scheibe am Antrieb wird durch eine Servohydraulik betätigt, mit der eine dynamische Verstellbewegung erzielt wird. Amplitude und Frequenz der Verstellbewegung sind stufenlos einstellbar. Das Hydrauliksystem hat einen Leistungsbedarf von 250 W. Der gesam-

te Verfahrweg von 50 mm wird praxisnah innerhalb von 6 Sekunden durchfahren. Die Verstellzscheibe auf der Abtriebswelle ist verschiebbar und federbelastet. Die Feder besitzt eine lineare Federkennlinie.

Die maximalen Anpresskräfte sind entsprechend den Spezifikationen des Riemens auf 4 kN begrenzt. Die Einstellung des festen Achsabstandes erfolgt mit einem Hydraulikzylinder Z_1 .

5.3.2. Messtechnik

Der Betriebszustand eines stufenlosen Riemengetriebes wird durch die Größen Drehmoment, Drehzahl, Geschwindigkeit des Riemens und die Übersetzung sowie deren Änderung und wegen des Kraftschlusses durch den Schlupf eindeutig beschrieben. Beim dynamisch belasteten Getriebe und einer Regelung kommen die Schwingwinkel an der An- und Abtriebsscheibe noch dazu. Die Quer- und Drehschwingungen werden durch Angabe ihrer Amplituden und Frequenzen charakterisiert.

Die Federkraft auf der Abtriebsscheibe lässt sich, wie auch die Federkennlinie des Verstellgetriebes und die Spreizkraft, nach [16] und Herstellerangaben darstellen. Die Feder- und Spreizkraft kann nicht direkt gemessen werden.

Die auf die bewegliche Antriebsscheibe durch die Druckversorgung ausgeübte Axialkraft F_{axl} ergibt sich aus dem statischen Druck p_{stat} , der auf der wirksamen Kolbenfläche A_k ansteht.

Die getriebespezifischen Kenngrößen wie Drehmoment und Drehzahl werden mit einer Drehzahl-Drehmomentmesswelle im An- und Abtriebsstrang aufgenommen und von der Prüfstandssteuerung weiter verarbeitet. Für die Drehmomentmessung werden zwei drehsteife Drehmomentmesswellen eingesetzt, die geeignet sind, die dynamischen Drehmomentverläufe an- und abtriebsseitig zu erfassen. Zu direkten Erfassung der Drehschwingungen stehen zwei Tachogeneratoren zur Verfügung.

Die Breitkeilriemen nehmen während des Laufs in der Keilrille unterschiedliche Laufradien ein. Zusätzlich verformt sich die Riemengeometrie durch das Einkeilen. Deshalb ist die genaue Bestimmung der Laufradien schwer möglich. Um die Position des Riemens in der Keilrille zu bestimmen, können berührende oder berührungslose Messverfahren eingesetzt werden.

Bei seinen experimentellen Untersuchungen hat Schäfer ein berührendes Messverfahren eingesetzt, um die Wölbung und Position der Riemenoberfläche auf den unterschiedlichen Punkten in der Keilrille zu messen. Dies hat den Vorteil, dass ein induktiver Wegaufnehmer mit einem sehr geringen Messweg und hoher Auflösung eingesetzt werden kann. Nachteilig ist, dieses Messverfahren bzw. die Messergebnisse hängen sehr stark von der Oberfläche des Riemens ab.

Berührungslose Verfahren nutzen zur Messung die Reflexion eines Laserstrahls. Reflektierende Beschichtungen des Breitkeilriemens sind sehr aufwendig und beeinflussen die Eigenschaften des Riemens, wie zum Beispiel die Biegefähigkeit [36].

Eine Möglichkeit, die Messungen berührungslos durchzuführen, ohne die Riemeneigenschaften zu beeinträchtigen, ist die Nutzung einer Digitalkamera. Mit diesem Verfahren sind die Messdaten in einer Reihe von Digitalbildern enthalten, die von einer berührungslos arbeitenden Digitalkamera aufgenommen werden. Die Software extrahiert die Parameter wie Verstellwege der Scheibe und die Keilriemenbreite. Prinzipiell könnte damit auch die Riemengeschwindigkeit ermittelt werden.

Die an- und abtriebsseitigen Laufradien $r_{1,2}$, lassen sich über die Verstellwege $x_{1,2}$ mit der Gleichung 5.8 näherungsweise rechnerisch bestimmen.

Zur Ermittlung der Kennwerte Quer- und Drehsteifigkeit sowie der Dämpfung, mit Hilfe harmonischer Erregerfunktionen, wird die sich aus dem Verlauf von Verstellkraft-Differenzschwingweg und von Abtriebsdrehmoment-Differenzschwingdrehwinkel ergebende Hystereseschleife numerisch ausgewertet. Es wird ein Programm benutzt, das für ähnliche Versuche an elastischen Kupplungen [32] entwickelt wurde.

Die experimentell ermittelten Regressionsfunktionen liefern Kennwerte für Steifigkeit, Dämpfung, Schlupf und Stützung.

5.3.3. Messdatenerfassung, Steuerung und Regelung

Der Prüfstand wird über ein PC-basiertes System geregelt, das flexibel an die Bedürfnisse angepasst werden kann. Bei Bedarf kann diese Konfiguration auf einen PC ausgelagert werden, der eine deutlich höhere Abtastrate bietet. Für die Datenerfassung und die Steuerung werden präzise 16-bit A/D- und D/A-Wandlerkarten eingesetzt.

Die bei den Versuchen verwendeten Parameter enthält Tabelle 5.2. Bei einer freien Kombination der Parameter ergibt sich ein umfassendes Spektrum möglicher Betriebspunkte von niedrigen Antriebsdrehzahlen bei Anfahrübersetzung $i_{cvt} = 2.92$ - Langsam bis hin zu hohen Antriebsdrehzahlen und Übersetzung ins Schnelle $i_{cvt} = 0.34$ inklusive des Leerlaufs. Als Grenzwerte wurden eine untere Antriebsdrehzahl von 500 min^{-1} (gleichwertig mit Leerlauf) und eine obere Drehzahl von 3000 min^{-1} (maximale stabile Motordrehzahl) und eine Einstellung des Abtriebsdrehmomentes zwischen 0 (ohne Last) und 90 Nm vorgegeben.

Tabelle 5.2. Parameterfeld zur Messung

Parameterstufung (Nennantriebsmoment $M_n = 90 \text{ Nm} = 100\%$)	
Antriebsmoment M_I/M_n (%)	0/ 20/ 40/ 60/ 80/ 100
Antriebsdrehzahl n_I (min^{-1})	500/ 1000/ 1500/ 2000/ 2500/ 3000
Übersetzung $i = n_I/n_2$	2.92/ 2.5/ 2.0/ 1.5/ 1.0/ 0.6/ 0.34

Wegen der Menge der anfallenden Messdaten und um die Weiterverarbeitung und Auswertung zu erleichtern und zu beschleunigen, wurde eine rechnergestützte Messdatenerfassung und -verarbeitung gewählt. Die vorliegenden Messgrößen werden von einer Multifunktionskarte aufgenommen, der ein PC übergeordnet ist. Die Umrechnung der digitalen Messsignale erfolgt mit Hilfe von zuvor festgelegten Kalibrierfunktionen. Die aufgenommene Messreihe wird durch ein Softwareprogramm in eine Datei auf einer Festplatte abgespeichert.

Damit die zu messenden sieben Kanäle zeitgleich aufgenommen werden können, werden zum einen Messdatenerfassungskarten verwendet, die dies aufgrund ihres Aufbaus zulassen, und zum anderen wird ein vom Verfasser mit LabView, C++ und Matlab/Simulink mittels einer grafisch objektorientierten Programmiersprache erstelltes Messwerterfassungsprogramm verwendet.

Zur Steuerung des Prüfstandes müssen folgende Steuerwerte berechnet und bereitgestellt werden:

- die Antriebsdrehzahl
- das Abtriebsmoment

- die Anpresskraft.

Im Folgenden werden die Datenflüsse kurz erläutert.

In den Bildern 5.27 und 5.28 sind schematische Darstellungen der Prüfstands-Messtechnik und der Systembeziehungen aufgezeigt.

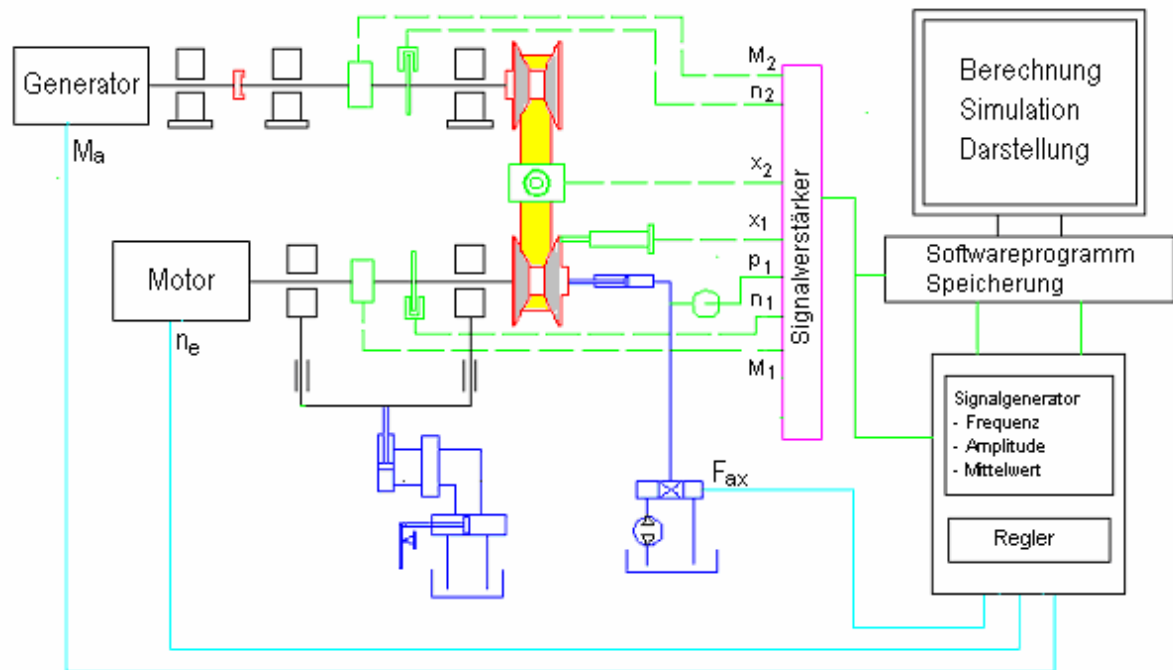


Bild 5.27. Schematische Darstellung der Prüfstands-Messtechnik

Die Sollwerte für die Antriebsdrehzahl werden dem Stromrichter der Antriebsmaschine zugeleitet. Die Sollwerte für das Drehmoment am Abtrieb gehen an den Stromrichter der Abtriebsmaschine. Die Sollwerte für die Anpresskraft werden an einen zusätzlichen externen PID-Regler weitergeleitet. Die Signale für die Position und Verstellgeschwindigkeit werden digital an einen separaten Positionsrechner übergeben, der über die Ansteuerung des PID-Reglers der Verstelleinheit den Ablauf des in einzelne Verstellsschritte aufgeteilten Verstellvorgangs steuert.

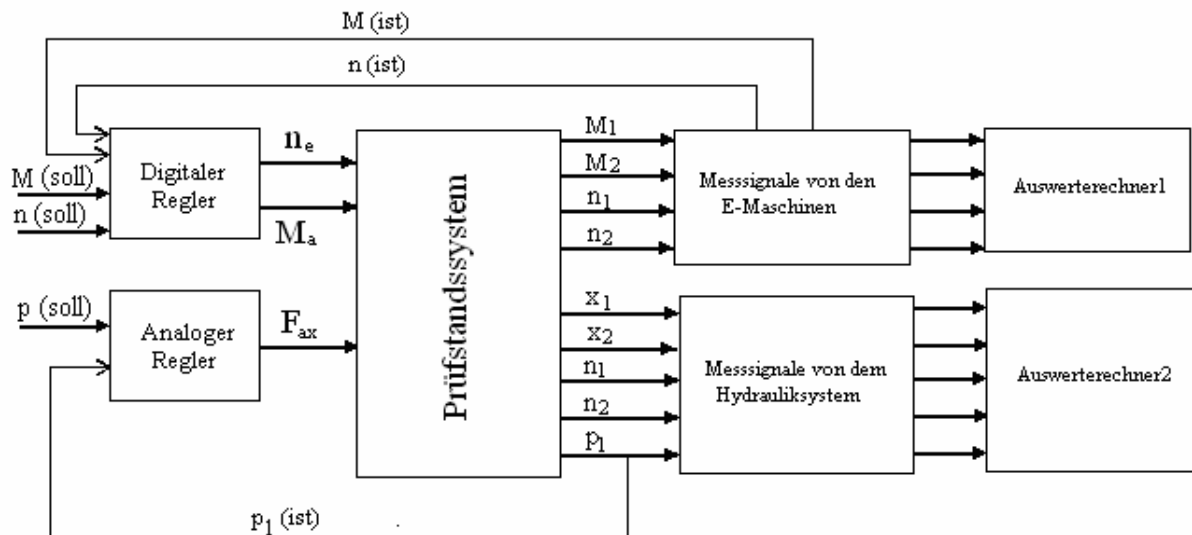


Bild 5.28. Schematische Darstellung der Systembeziehungen

5.3.4. Untersuchungsergebnisse

Das Betriebsverhalten eines CVT-Getriebes wird überwiegend durch die Verstellvorgänge bestimmt.

5.3.4.1. Stationäre Messungen

Im Rahmen der Arbeit werden die stationären Messungen und die externe Bilanzierung des stufenlosen Breitkeilriemengetriebes hinsichtlich des Wirkungsgrades, der Stützung, der Geometrie und des Schlupfs durchgeführt. Um den Einfluss von Schwankungen im Antriebsstrang zu eliminieren und die Messgenauigkeit zu erhöhen, werden über einen kurzen Zeitraum die einzelnen Kanäle mehrfach abgetastet, je Kanal ein Mittelwert gebildet und abgespeichert. Anschließend wird jeweils ein neuer Betriebspunkt angefahren. Bei der Versuchsdurchführung wurden die zu variierenden Größen vom kleinen zum großen Wert hin verändert. Die Messgeräte werden nach jeder abgeschlossenen Versuchsreihe (z.B. Variation der Drehmomente, Drehzahlen bzw. Übersetzungen) kontrolliert und bei Bedarf nachkalibriert.

Im Folgenden sind die Ergebnisse der durchgeführten Messungen dargestellt.

Geometrie-, Federkraft- und Verstellkraftverhalten

Die tatsächlich vorliegenden Radien werden in Abhängigkeit von den jeweiligen Betriebsfaktoren experimentell ermittelt.

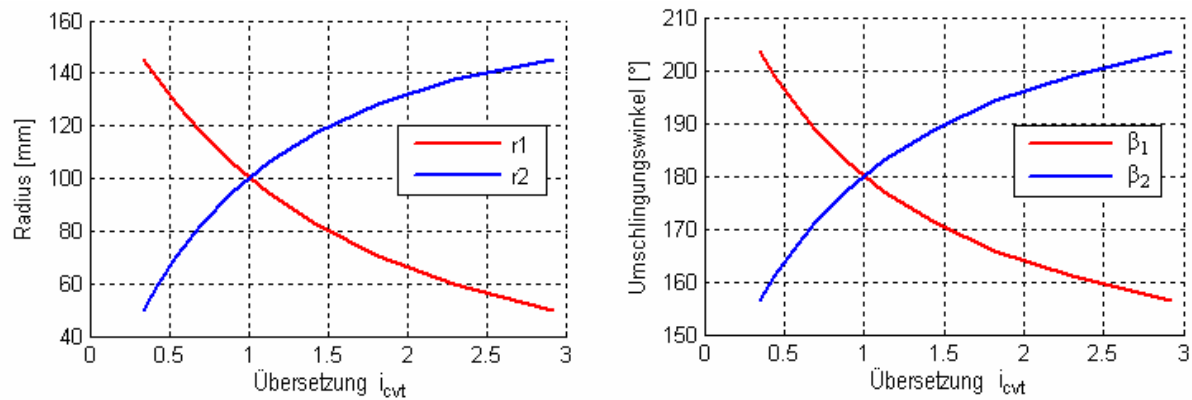


Bild 5.29. Radien und Umschlingungswinkel der Antriebs- und Abtriebsseite in Abhängigkeit von der Übersetzung

Dazu wird die Übersetzung im Betrieb geändert. Die im Stillstand auf den Scheiben gemessenen Positionen und die daraus resultierenden Radien werden im Bild 5.29 in Abhängigkeit von der Übersetzung grafisch darstellt.

Die Bilder bestätigen die nichtlineare Abhängigkeit zwischen den Radien bzw. den Scheibenwegen und der Übersetzung. Die Radien verhalten sich wie die Scheibenwege.

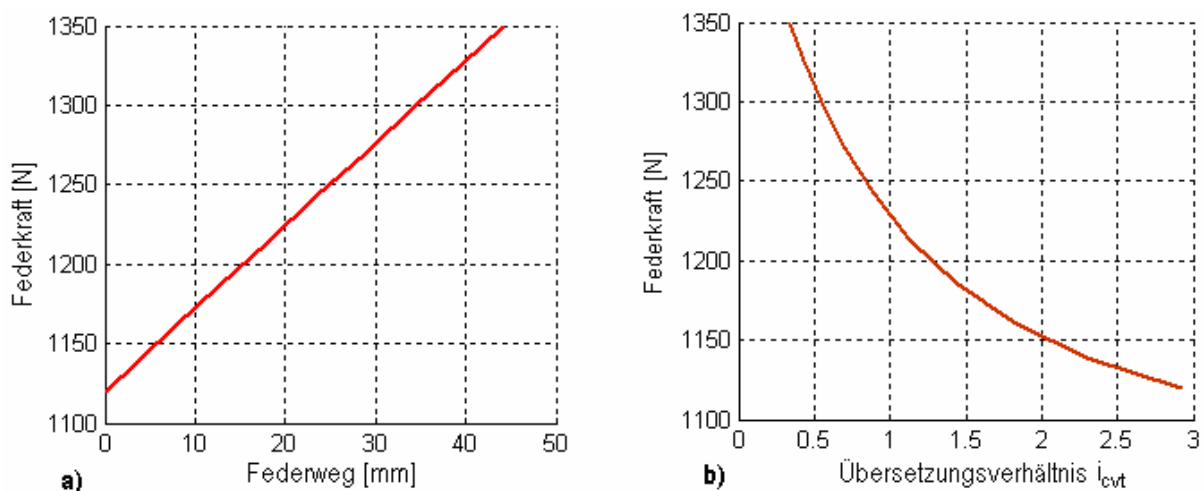


Bild 5.30. Federkennlinie (a) und Federkraft in Abhängigkeit vom Übersetzungsverhältnis (b)

Bild 5.30 (a) zeigt den linearen Verlauf der Federkennlinie für die Druckfeder der angetriebenen Verstelleiche. Die axial verschiebbare Kegelscheibe ist mit einer Druckkraft von 1120 N vorgespannt.

Die Querbelastung des Breitkeilriemens in der Keilrille ist in Form der Federkraft über dem Scheibenweg in Bild 5.30 (a) dargestellt. Bild 5.30 (b) zeigt die nichtlineare Beziehung der Federkraft in Abhängigkeit von der Übersetzung.

Wirkungsgradverhalten

Der Übergang vom Stufengetriebe zum stufenlosen Getriebe hat einen Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad des Traktorfahrantriebs. Normalerweise sollte der Wirkungsgrad eines Antriebsstrangs im Bestpunkt noch einen Wert von mindestens 84% erreichen. Dies bedeutet, dass der stufenlose Teil einen Wirkungsgrad von etwa 90 – 92% haben muss.

Als Basisgröße zur Bestimmung des Wirkungsgrades wurde zunächst das Getriebeverlustmoment berechnet (5.82):

$$M_v = \frac{M_e n_e - M_a n_a}{n_e} \quad (5.82)$$

Der Wirkungsgrad wird dann folgendermaßen (5.83) ermittelt:

$$\eta = \frac{M_e - M_v}{M_e} \quad (5.83)$$

Ziel dieser Untersuchung ist es, den Einfluss des Drehmoments, der Drehzahl und der Übersetzungen auf den Wirkungsgrad des Variators zu bestimmen. Jeder Messpunkt setzt sich aus mehreren Einzelmesswerten zusammen.

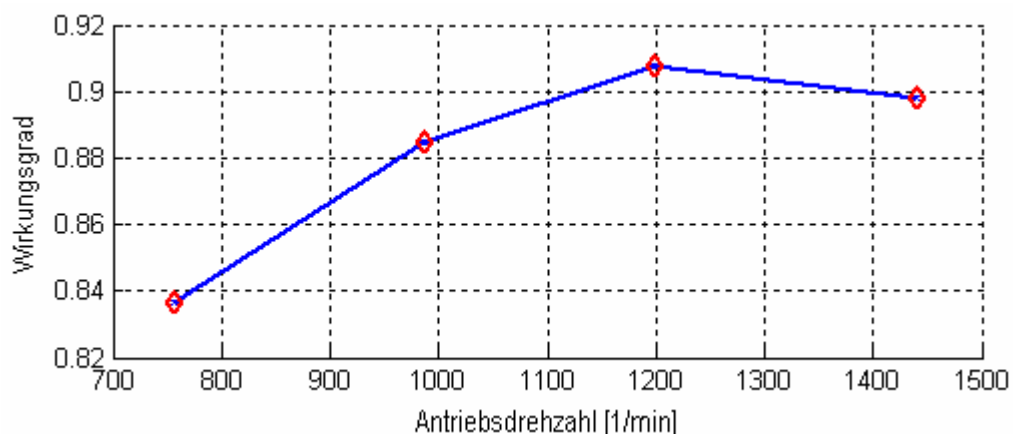


Bild 5.31. Einfluss der Drehzahl auf den Wirkungsgrad

In Bild 5.31 sind exemplarisch die gemessenen Wirkungsgrade für die Übersetzung $i_{cvt} = 1$ bei einem konstanten Ausgangsmoment über die Eingangsdrehzahl aufgetragen. Der Wirkungsgrad nimmt mit steigender Drehzahl bis zu einem Maximalwert zu, dann nimmt er ab. Der maximale Wirkungsgrad η von 91% wird bei einer Eingangsdrehzahl von etwa 1200 min^{-1} erreicht.

Die weitere Auswertung der Messergebnisse führt zum dargestellten Wirkungsgradverlauf für die unterschiedlichen Übersetzungen des Variators in Bild 5.32. Die Messergebnisse zeigen, dass der Wirkungsgrad von der Übersetzung abhängt. Der Wirkungsgrad nimmt bei der Übersetzung ins Schnelle nur geringfügig zu, ins Langsame schnell ab. In einem kleinen Übersetzungsbereich liegt der Gesamtwirkungsgrad η über 90%.

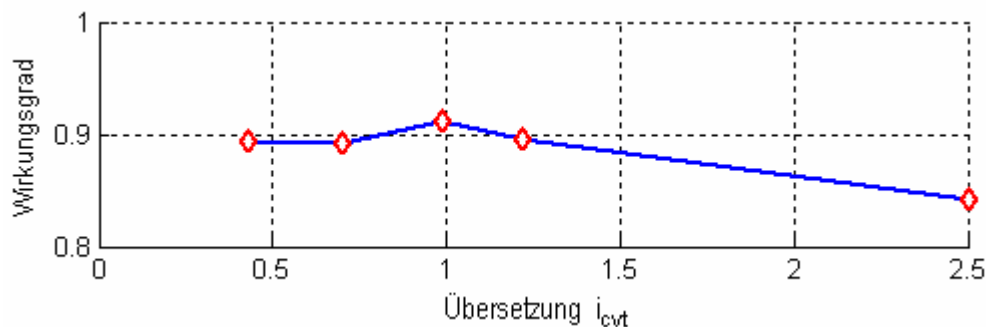


Bild 5.32. Wirkungsgradverlauf abhängig von der Übersetzung

Der Einfluss des übertragenen Momentes auf den Wirkungsgrad wird bei einer konstanten Drehzahl $n_e = 1000 \text{ min}^{-1}$ und Übersetzung $i_{cvt} = 1$ in Bild 5.33 beschrieben. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Wirkungsgrad mit steigendem Abtriebsmoment zunächst zunimmt, dann bleibt er annähernd konstant und nimmt schließlich ab, wenn das Drehmoment weiter erhöht wird.

Der Wirkungsgrad η liegt über 90% in einem großen Drehmomentbereich, mit einem Maximalwert von fast 92% bei einem Drehmoment von etwa 32 Nm.

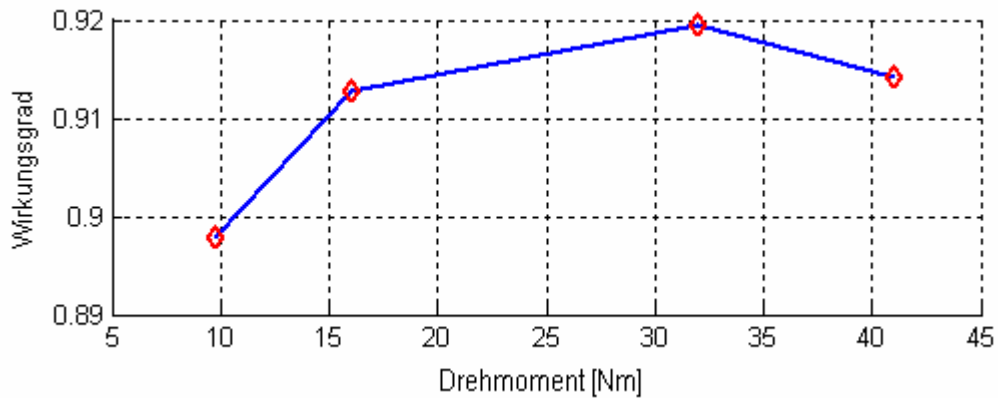


Bild 5.33. Einfluss des Drehmoments auf den Wirkungsgrad

Schlupfverhalten

Ziel der Versuche ist es auch, das Schlupfverhalten des Breitkeilriemengetriebes unter wechselnden Betriebszuständen zu untersuchen. Es wird der Gesamtschlupf als Funktion des Antriebsmomentes M_I und des Übersetzungsverhältnisses ermittelt.

Die Ermittlung des Schlupfes erfolgt durch die Messung der Drehzahlen bzw. der Umfangsgeschwindigkeiten an der An- und Abtriebswelle. Bei Kenntnis der Übersetzung i ergibt sich der Schlupf s_k zu.

$$s_k = \frac{n_1 r_1 - n_2 r_2}{n_1 r_1} \quad (5.84)$$

Die Bilder 5.34 und 5.35 enthalten die Zusammenfassung aus Schlupfuntersuchungen mit unterschiedlichen Antriebsmomenten M_I und Übersetzungsverhältnissen i .

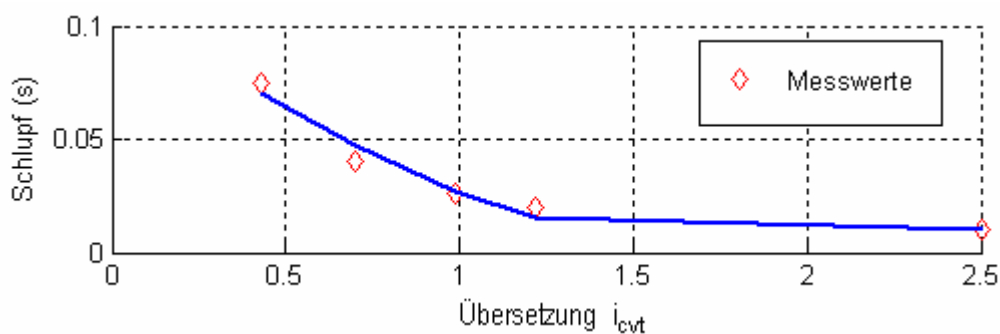


Bild 5.34. Abhängigkeit des Schlupfs von der Übersetzung

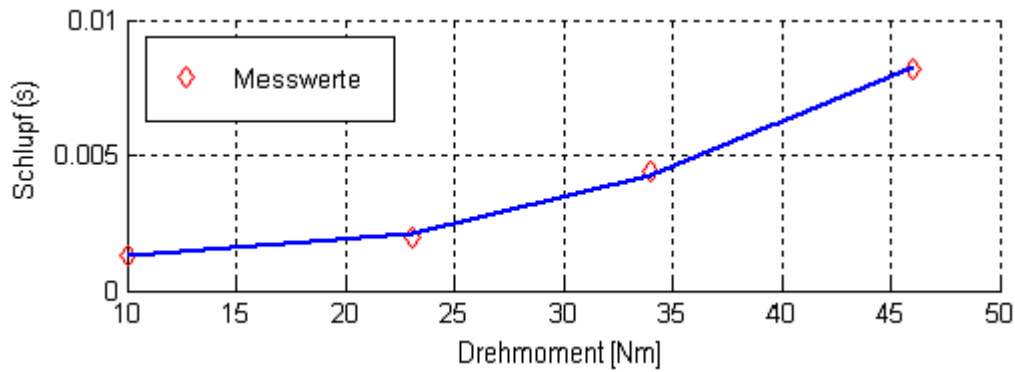


Bild 5.35. Abhängigkeit des Schlupfs vom Drehmoment

Unter Verwendung eines Rechenprogramms wurden die mit dem Auswerteprogramm bestimmten Schlupfwerte weiter verarbeitet, um die Abhängigkeit dieser Kennwerte von den betrachteten Parametern zu ermitteln. Die Regressionsfunktion $s = f(M_I, i)$ wurde nach der Methode der kleinsten quadratischen Abweichung im Rechenprogramm ermittelt. Die Berechnung führte dabei in den meisten Fällen zu einem Polynom zweiter Ordnung (5.85)

$$s = a_0 + a_1 u + a_2 u^2 \quad (5.85)$$

Die einzelnen Gleichungen lauten:

$$s_{(i)} = 0.0319i^2 - 0.122i + 0.1173 \quad (5.86)$$

$$s_{(M)} = 5.62 \cdot 10^{-6} M^2 - 12 \cdot 10^{-5} M + 19 \cdot 10^{-4} \quad (5.87)$$

Anpresskraftverhältnis

Zu weiteren Simulationsberechnung soll das Anpresskraftverhältnis (die Stützung) verwendet werden. Bei konstanter Übersetzung wird die Stützung als Quotient von Verstellkraft und Federkraft bestimmt.

In den Bildern 5.36 und 5.37 sind typische Verläufe des ξ -Wertes, also des Verhältnisses der Anpresskraft am Antrieb zur Anpresskraft am Abtrieb, über dem normierten Antriebsmoment aufgetragen. Abhängig von der Momentübertragung und der Übersetzung lassen sich die Verläufe folgendermaßen charakterisieren.

Im Bild 5.36 ist der ξ -Verlauf bei konstantem Drehmoment abhängig von der Übersetzung aufgetragen. Hierdurch kommt es bei der Übersetzung ins Schnelle zu einem Ansteigen der Stützung. Die dargestellten Werte liegen zwischen circa $\xi = 1.207$ für eine Übersetzung $i_{cvt} = 2.5$, $\xi = 1.09$ für $i_{cvt} = 0.43$ und $\xi = 1.15$ bei $i = 1$.

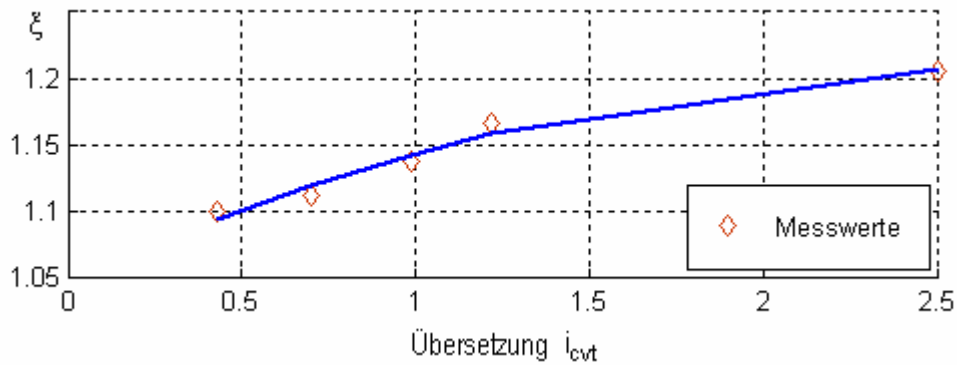


Bild 5.36. Verlauf des Anpresskraftverhältnisses ξ über der Übersetzung

Weiterhin ist der ξ -Verlauf für unterschiedliche Momente bei konstanter Übersetzung (Bild 5.37) dargestellt. Der ξ -Wert nimmt mit steigendem Lastmoment ab. Der ξ -Verlauf ist näherungsweise parabelförmig.

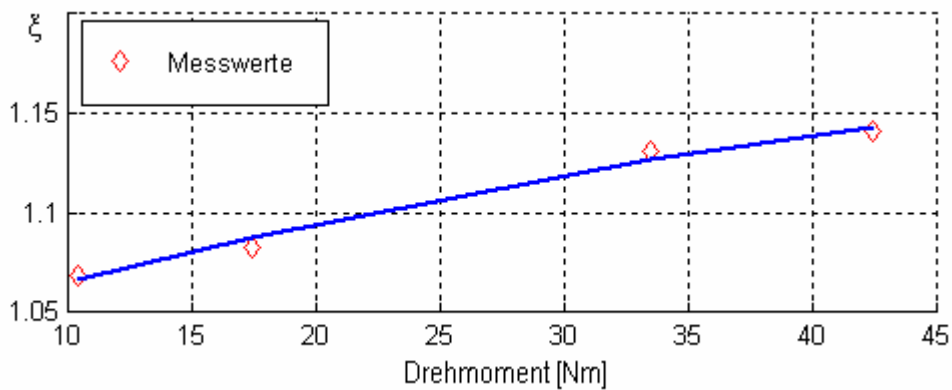


Bild 5.37. Verlauf des Anpresskraftverhältnisses ξ über dem Drehmoment

Um diesen ξ -Verlauf für die Simulation einsetzen zu können, wurden Regressionsfunktionen mit einem Polynom zweiter Ordnung für beide Zusammenhänge bestimmt, die in die Diagramme eingezeichnet sind.

$$\xi_{(i)} = -0.0215i^2 - 0.1172i + 1.0481 \quad (5.88)$$

$$\xi_{(M)} = 1,0296 + 3,8 \cdot 10^{-3} M - 2,85 \cdot 10^{-5} M^2 \quad (5.89)$$

5.3.4.2. Dynamische Messungen

Das Elastizitätsverhalten

Ein weiteres Ziel der Arbeit ist es, die dynamischen Kennwerte (Steifigkeit und Dämpfung) des elastischen Übertragungselements (Breitkeilriemen) in Form der Hysteresekurve zu ermitteln. Diese Kennwerte werden nicht nur in Querrichtung, sondern auch in Längsrichtung (Drehsteifigkeit und Dämpfung) bestimmt.

Quersteifigkeit und Dämpfung

Im Bild 5.38 sind die gemessenen Verformungen und Anpresskräfte bei einer Antriebsdrehzahl von 1000 min^{-1} und einem Antriebsdrehmoment von 10 Nm für ein Übersetzungsverhältnis von $i = 1$ und die daraus entstehende Hysteresekurve als zeitgleich aufgezeichnete Verläufe von Weg und Kraft dargestellt.

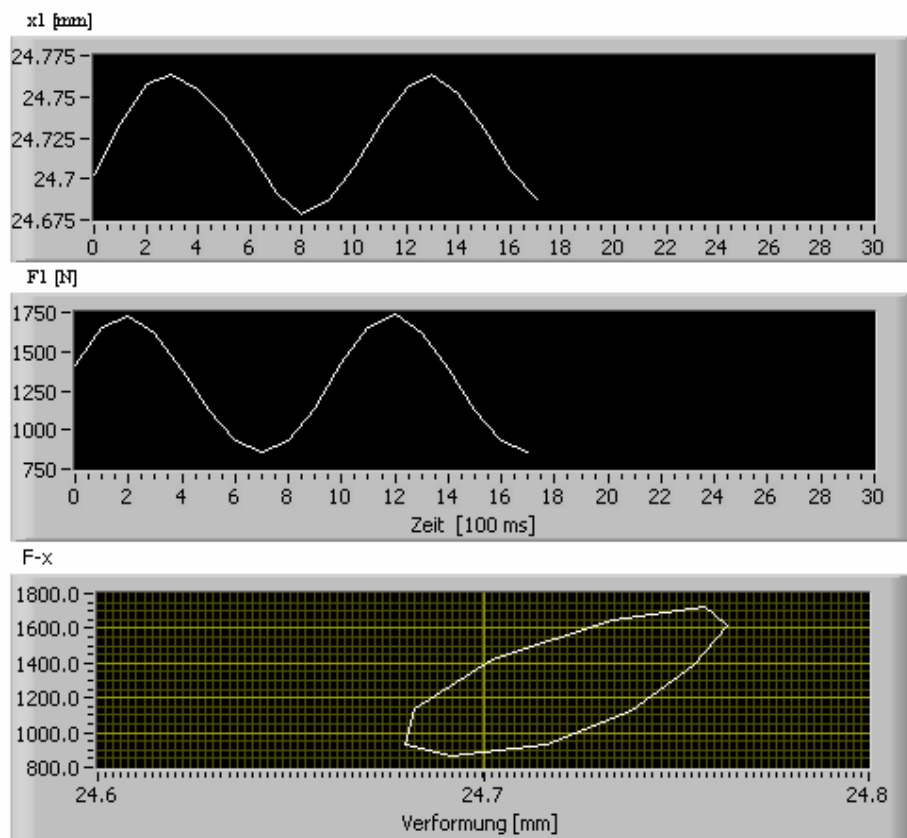


Bild 5.38. Verlauf der Messgrößen Verformung und Kraft aus dem Quersteifigkeits- und Dämpfungsversuch des Breitkeilriemens

Bei der Durchführung der Versuche wird jeweils die Übersetzung (als Funktion der Anpresskraft) als Parameter variiert, während die anderen Größen konstant gehalten werden. Die Versuchsergebnisse sind im Bild 5.39 zusammengefasst.

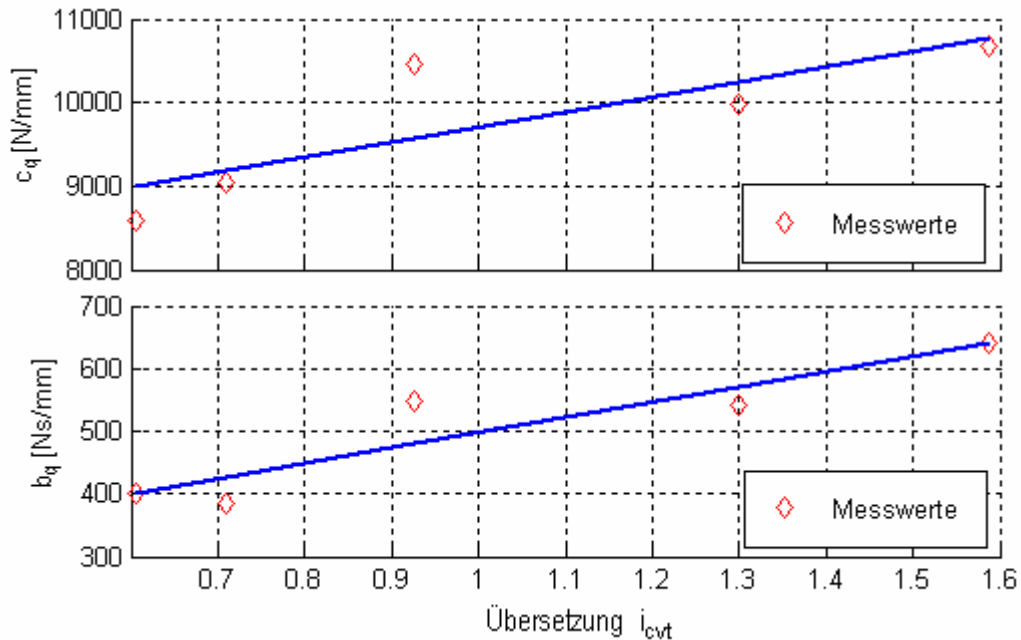


Bild 5.39. Abhängigkeit der Quersteifigkeit und der Dämpfungskonstante von der Übersetzung

Unter Verwendung der Methode der kleinsten quadratischen Abweichung wurden die Steifigkeits- und Dämpfungswerte in den Gleichungen (5.91, 5.92) beschrieben. Die Auswertung führte dabei in den meisten Fällen zu einer linearen Abhängigkeit der Steifigkeit und der Dämpfung von den untersuchten Parametern in der Form:

$$y = a_1 x + a_2 \quad (5.90)$$

Die einzelnen Gleichungen hierzu lauten in Abhängigkeit von der Übersetzung

$$c_q = 1808.2 i + 7897.2 \quad (5.91)$$

$$b_q = 242.306 i + 255.13 \quad (5.92)$$

Drehsteifigkeit und Dämpfungsgrad

Die Bestimmung der Kennwerte für die Drehsteifigkeit und den Dämpfungsgrad erfolgt in Form der Darstellung des Drehmoments über dem Relativdrehwinkel $\Delta\varphi$ als Hysteresekurve.

Der Relativwinkel wird dadurch gebildet, dass die Schwingwinkel an der An- und Abtriebswelle voneinander subtrahiert werden. Das Drehmomentensignal wird an einem Speichenmessrad hinter der Scheibe abgenommen.

Analog zur Versuchsdurchführung am Riementrum werden jeweils die Übersetzungen und das statische Antriebsdrehmoment als Parameter variiert, während die anderen Größen konstant gehalten werden. Die Versuchsergebnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Einfluss der Übersetzungen

Bei allen Prüflingen sinken mit steigender Übersetzung die Drehsteifigkeit und die Dämpfungskonstante deutlich (*Bild 5.40*).

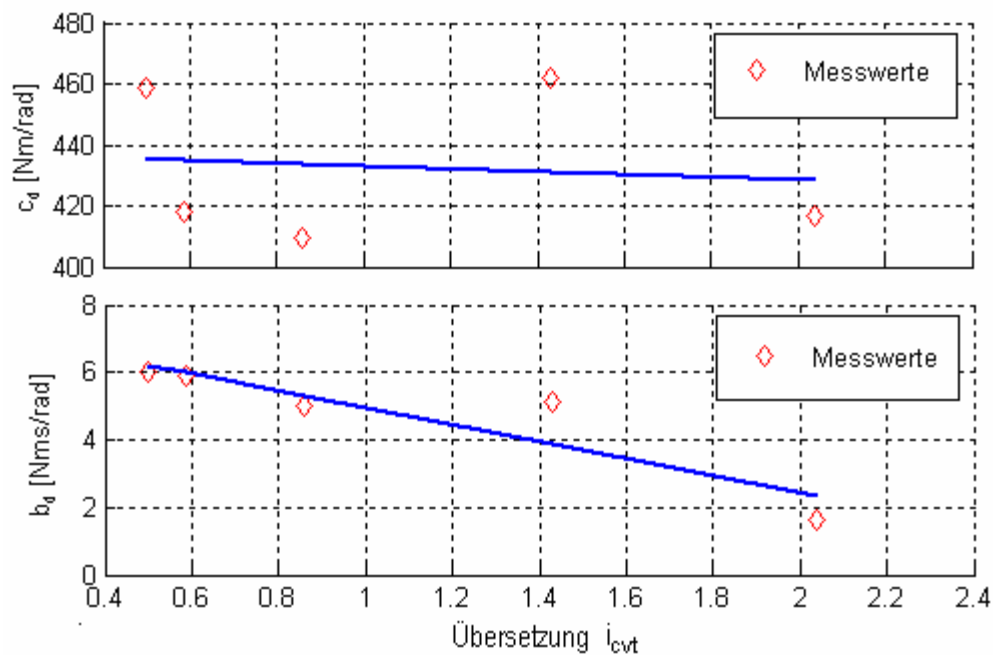


Bild 5.40. Drehsteifigkeit und Dämpfungskonstante eines Breitkeilriemengetriebes in Abhängigkeit der Übersetzungen

Die Auswertung führte dabei in den meisten Fällen zu einer linearen Abhängigkeit (5.93, 5.94) der Steifigkeit und der Dämpfung von der Übersetzung.

$$c_d = -4.6837i + 438 \quad (5.93)$$

$$b_d = -2.5241i + 7.4814 \quad (5.94)$$

Einfluss des statischen Drehmomentes

Mit ansteigendem Drehmoment wird ein deutliches Abfallen der Drehsteifigkeit und der Dämpfung registriert (*Bild 5.41*).

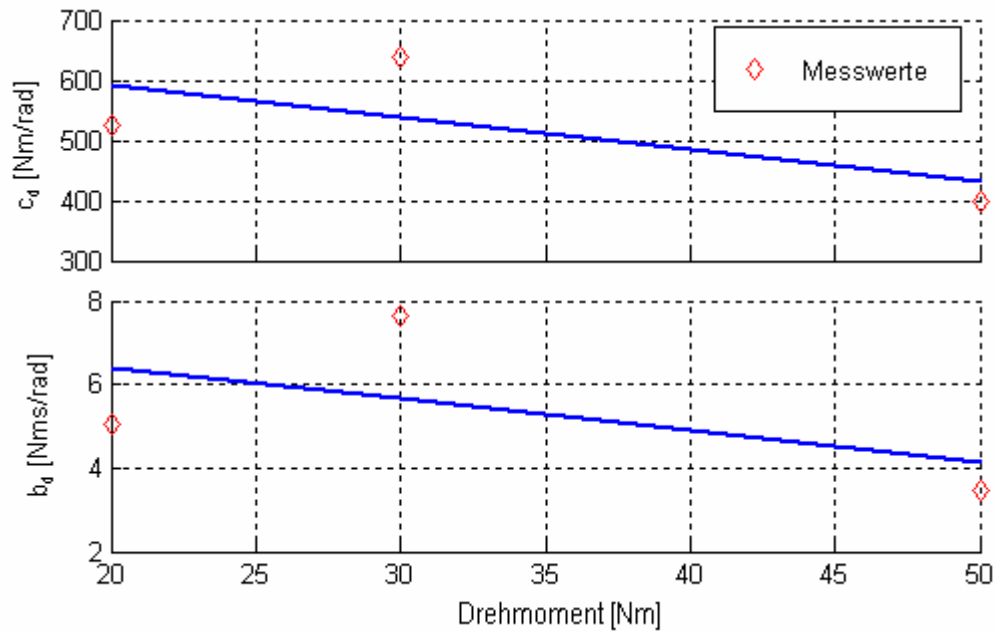


Bild 5.41. Drehsteifigkeit und Dämpfungskonstante eines Breitkeilriemengetriebes in Abhängigkeit des statischen Drehmomentes

Die Regressionsfunktionen werden mit einem Polynom erster Ordnung (5.95, 5.96) für beide Verläufe bestimmt, die ebenfalls in das Diagramm eingezeichnet sind.

$$c_d = 698.315 - 5.3486 M \quad (5.95)$$

$$b_d = 7.9259 - 0.0759 M \quad (5.96)$$

5.4. Dynamische Betriebszustände und Vergleich mit Simulationsrechnungen

Das stufenlose Breitkeilriemengetriebe wird unter ähnlichen Bedingungen wie im Fahrzeug untersucht. Durch die Analyse kann man bewerten, ob dieses Getriebesystem für den Einsatzzweck geeignet ist. Danach werden Simulationsergebnisse und gemessene Bewegungs- und Belastungsgrößen verglichen, um das entwickelte Modell zu vergleichen. Für diesen Zweck sind aus der Systemtheorie verschiedene Testsignale bekannt, die sich für eine Überprüfung dynamischer Modelle eignen. Häufig wird hierfür die Sprunganregung eingesetzt.

Um die Qualität des Modells zu verdeutlichen, werden für zwei exemplarische Zyklen jeweils Messung und Simulation gegenübergestellt. Bei den Messungen handelt es sich um instationäre Betriebszustände, mit denen die Längsdynamik untersucht wird. Dabei wird der Aufbau durch die Massenträgheitsmomente und Elastizitäten in Schwingungen versetzt. Aussagefähige Größen sind hier Drehzahl und Drehmoment sowie die Übersetzung. Bei den Untersuchungen wurden insbesondere die Feder- und Dämpferelemente bis in ihren nichtlinearen Bereich hinein be- und entlastet. Während die Schwingung eine gute Überstimmung mit der Messgröße zeigt, weisen die Drehzahl und das Drehmoment teilweise deutliche Abweichungen auf. Eine Ursache für die Abweichungen von der gemessenen Kennlinie sind vermutlich Abweichungen bei der Dämpfung des Breitkeilriemens. Eine gute Überstimmung von Mess- und Simulationsergebnissen lässt auf eine hohe Güte des Modells schließen.

Die untersuchten Betriebszustände sind im Folgenden dargestellt.

5.4.1. Belastungsänderung

Ein Vergleich von Simulation und Messung bei einer schnellen Laständerung ist in Bild 5.42 dargestellt. Bei gleich bleibender Übersetzung wird das Ausgangsmoment sprunghaft auf 30 Nm erhöht. Verglichen werden entsprechende Verläufe des Torsionsmoments und der Drehzahl. Die roten Kurven entsprechen den Messwerten, die blauen den Ergebnissen der Simulationsrechnung.

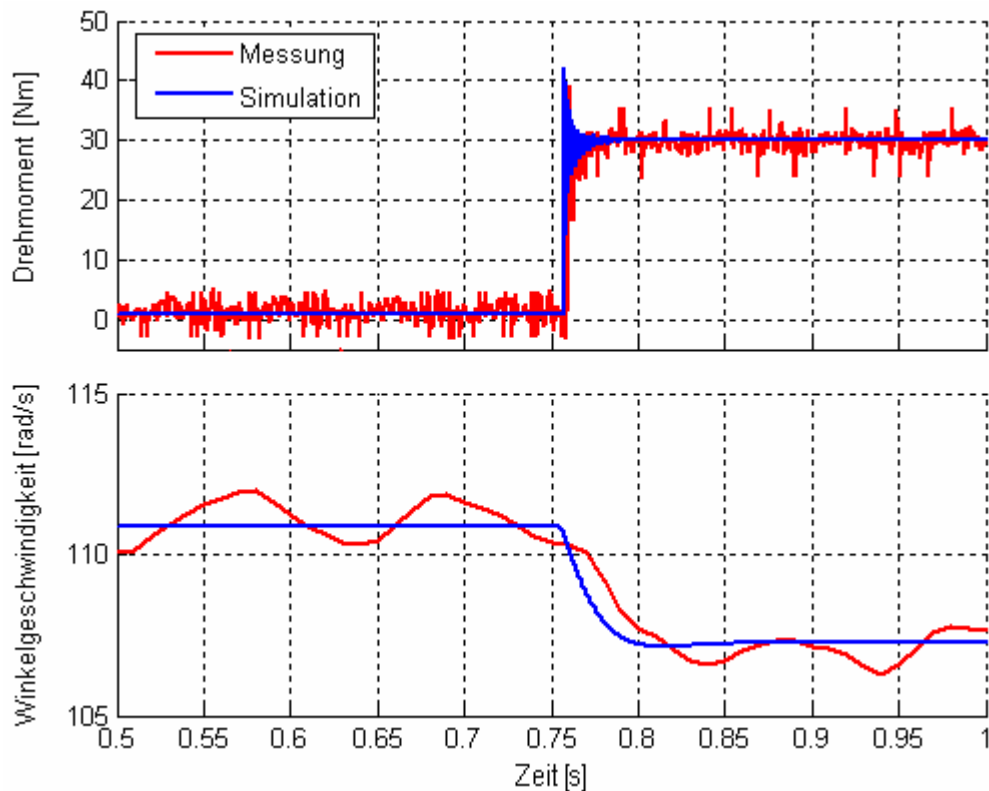


Bild 5.42. Sprungantworten des Abtriebsmoments und der Antriebsdrehzahl - Vergleich von Messung und Simulationsrechnung

Die Ergebnisse der Berechnung stimmen mit den gemessenen Daten überein. Dies wird besonders deutlich beim Vergleich von Messung und Rechnung beim Lastmoment. Die Momentenspitze wird bei der Simulation mit 42 Nm in guter Übereinstimmung mit dem Versuchsergebnis von 40 Nm voraus berechnet. Die Drehzahlschwankung ist prüfstandsbedingt.

5.4.2. Drehzahländerung

Bild 5.43 zeigt einen Vergleich der Reaktion des realen und des simulierten Modells auf einen Drehzahlsprung. Dafür wurden die Antriebsdrehzahl und das Abtriebsmoment dargestellt. Der Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Drehzahlverläufen zeigt, dass der Motor bei der Simulation schneller hochdreht als bei der Messung. Die verrauschten Drehmomentverläufe stimmen in brauchbarer Näherung überein.

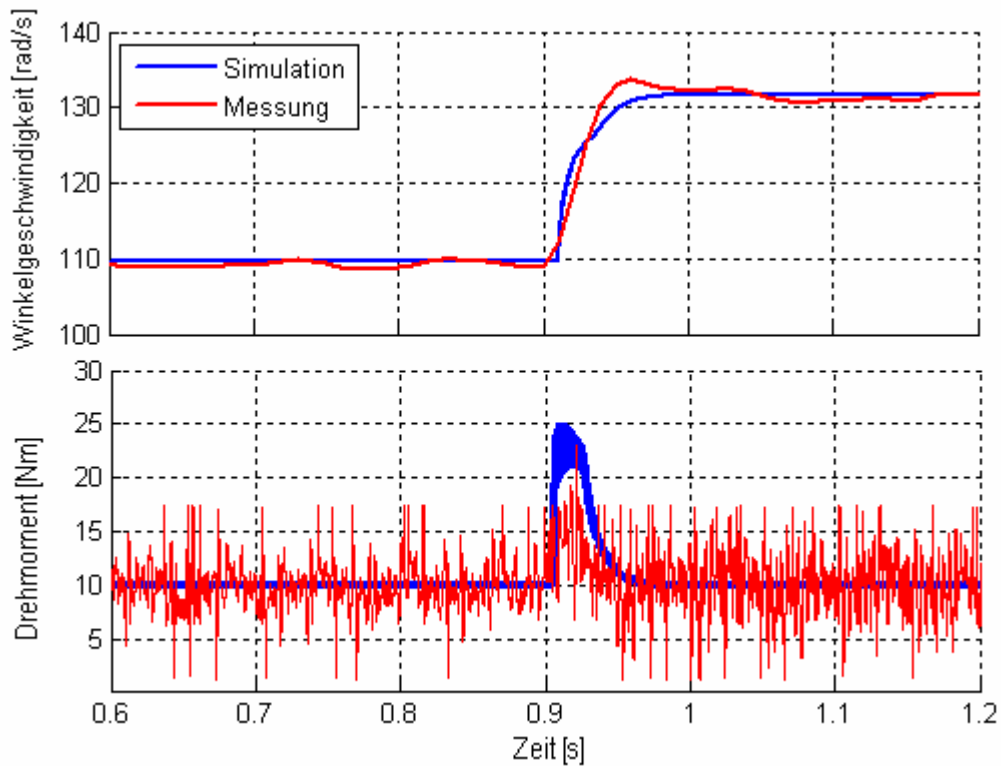


Bild 5.43. Vergleich Messung - Simulation anhand der Sprungantwort von Motordrehzahl und Abtriebsdrehmoment

5.4.3. Übersetzungsänderung (Verstellkraftänderung)

Bild 5.44 zeigt Übersetzung, Drehzahl und Drehmoment nach einer Übersetzungsänderung des Riemenwandlers. Bei diesem Vorgang kann man durch rampenförmige Verläufe mit entsprechenden Steigungen die genannten Größen approximieren. Der zeitliche Verlauf der Übersetzung wurde in zwei Varianten unterteilt. Es wurde mit Verstellzeiten von $t = 2.5$ s für den Bereich $i_{cvt} = 1.6$ bis 1.2 und $t = 6.5$ s für $i_{cvt} = 1.2$ bis 2.08 sowie 10 Nm als Lastmoment gearbeitet.

Bei der Gegenüberstellung der berechneten und der gemessenen Drehzahlverläufe zeigt sich eine gute Übereinstimmung. Es ist zu erkennen, dass das dynamische Verhalten des stufenlosen Breitkeilriemengetriebes bei einer Übersetzungsverstellung durch die Simulation gut abgebildet wird.

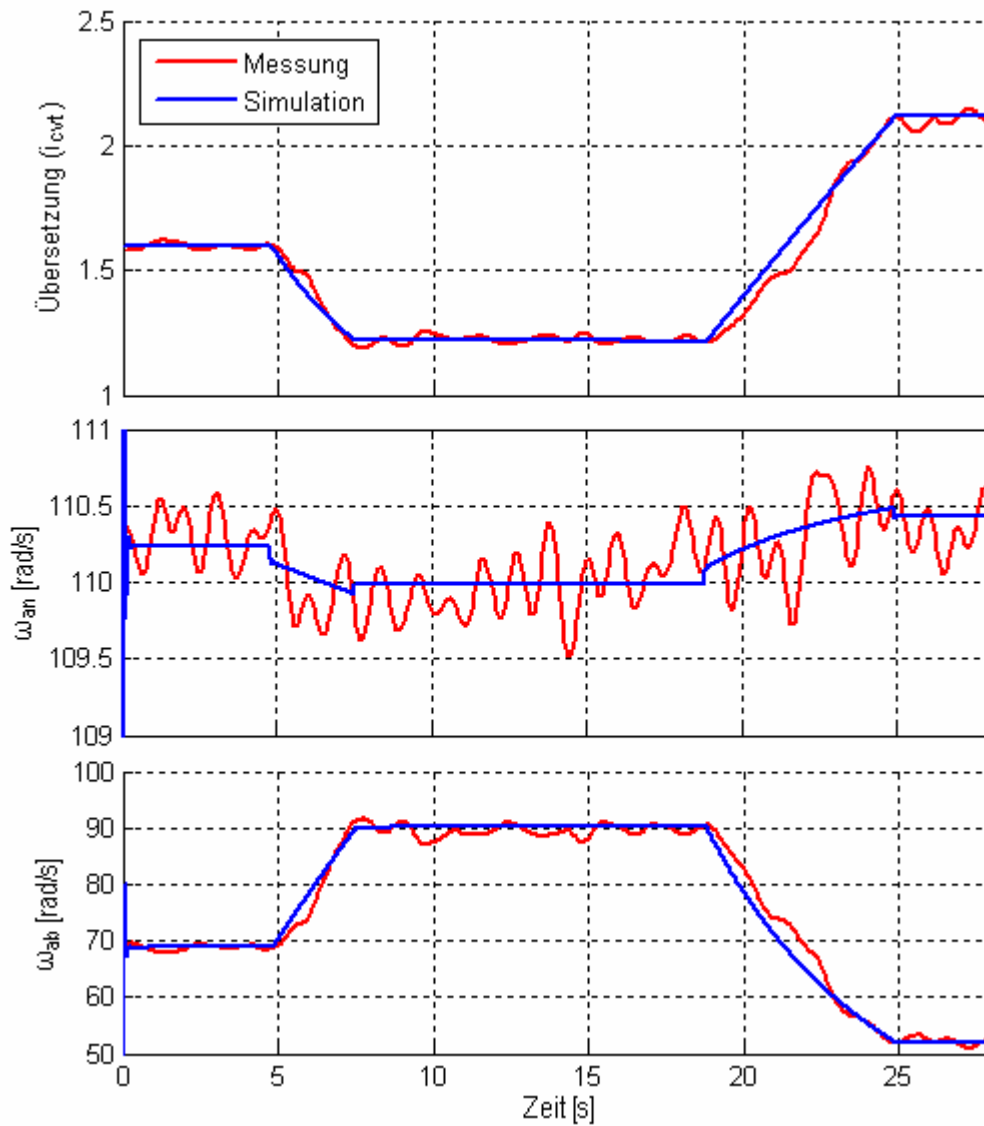


Bild 5.44. Vergleich Messung und Simulation bei langsamer Übersetzungsverstellung

Die Modellierungsergebnisse zeigen, dass das Modell stabil läuft und dass sowohl die zeitliche Verläufe als auch das dynamische Verhalten des Systems in einem weiten Arbeitsbereich gut wiedergegeben werden. Bei den drei Messungen liegen die geringen Abweichungen in den Vergleichen mit Simulationsrechnungen.

6. Simulationsbeispiel zum Betriebsverhalten des Kleintraktorantriebs mit stufenlosem Breitkeilriemengetriebe

Die Modellbildung und Simulation des Fahrzeugantriebs ist eine wesentliche Grundlage für die Untersuchungen zum Betriebsverhalten bzw. dynamischen Verhalten des Systems. Durch die Modellbildung und Simulation des Fahrzeugantriebsstrangs mit stufenlosem Keilriemengetriebe können weitere Erkenntnisse zum Verhalten des Variators gewonnen werden.

Modelliert wird der Antriebsstrang des Kleintraktors, dessen Antriebsstrangelemente entsprechend dem Bild 6.1 angeordnet sind. Die Modellbildung beschränkt sich auf die Längsdynamik des Fahrzeugs. Die Teilmodelle der Subsysteme Motor, Riemenwandler, Reibkupplung, Getriebe, Räder und Fahrzeug werden in den folgenden Abschnitten zunächst einzeln vorgestellt und anschließend zu einem Gesamtmodell zusammengefügt.

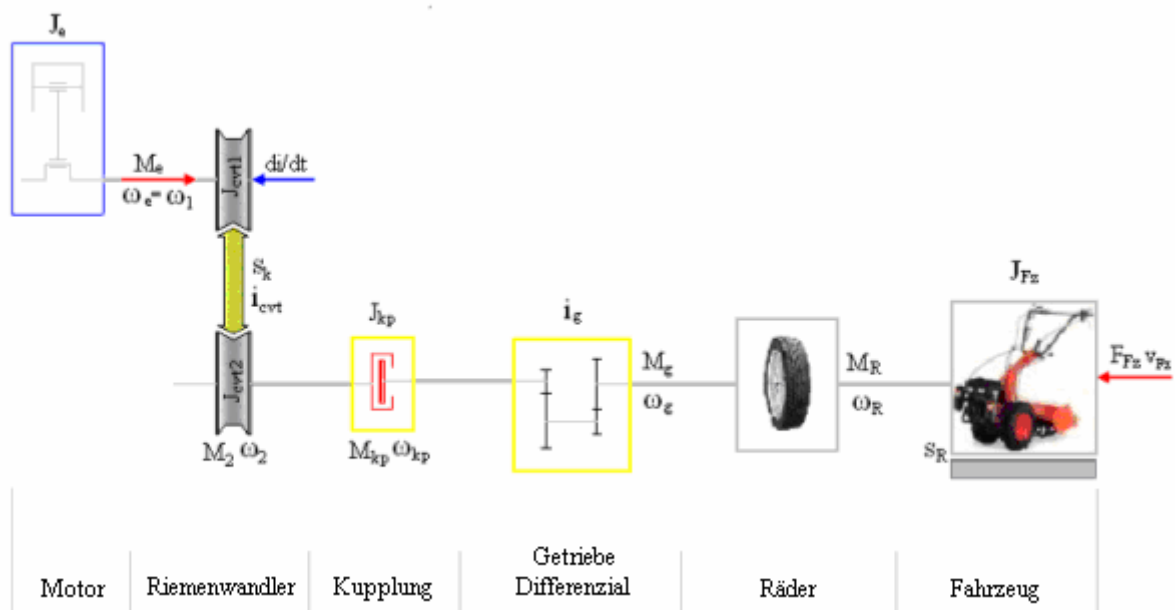


Bild 6.1. Vereinfachtes Schema des Traktorantriebsmodells mit CVT-Getriebe

Vom Dieselmotor wird das Drehmoment von der Kurbelwelle zur Antriebsscheibe und dann über den Breitkeilriemen zur Abtriebsscheibe des Riemenwandlers übertragen. Im Riemenwandler tritt Schlupf auf. Während der Übersetzungsänderung werden die kraft- und form-schlüssigen Antriebsstrangkomponenten nicht unterbrochen. Die Kupplung liegt zwischen

Riemenwandler und Zahnradgetriebe. An der Fahrbereichsschaltung kann zwischen dem Fahrbereich I (langsam) und Fahrbereich II (schnell) umgeschaltet werden. Vom Getriebeausgang wird das Drehmoment über das Differential, die Achsgetriebe und die Achswellen auf die Antriebsräder übertragen.

Bei der Modellbildung und Simulation wird die Längsdynamik des Fahrzeugs mit folgenden Randbedingungen dargestellt:

- Berücksichtigung des nichtlinearen Verhaltens der elastischen Elemente wie Keilriemen und Reifen sowie des Schlupfs.
- Vernachlässigung von Kippspiel und Verformungen der Lager, Scheiben und des Schaltgetriebes.
- Die verbindenden Wellen sind starr und spielfrei.

Mit dem Modell kann das dynamische Verhalten des Kleintraktors mit dem Breitkeilriemenwandler in guter Näherung beschrieben werden.

In diesem Modell ist das stufenlose Breitkeilriemengetriebe ein Schwerpunkt der Untersuchungen. Die entsprechenden Eingangsgrößen sind:

- die Motordrehzahl n_e
- das Lastmoment M_a
- das Kupplungsbetätigungsmoment der Fahrkupplung M_{kp}
- die Anpresskräfte der Variatorscheibensätze F_{ax} .

Die Modellierung und die Wirkung der Eingangsgrößen werden in der folgenden Analyse näher erläutert.

6.1. Modellierung des Einzylinder-Dieselmotors

Das Drehmoment eines Dieselmotors, besonders eines Einzylinder-Motors, schwankt auch beim stationären Betrieb periodisch [46], was beim Motormodell berücksichtigt werden muss. Zur Definition des Motormoments als Eingangsgröße werden zweckmäßigerweise eine Fourierfunktion und die Motorkennfelder verwendet.

6.1.1. Formulierung des Motordrehmomentes als Fourierfunktion

Die auf den Kolben eines Motors von der Verbrennung wirkenden Gaskräfte erzeugen über den Kurbeltrieb in einem Betriebspunkt ein näherungsweise periodisches Moment. Zur mathematischen Modellierung des Motordrehmomentes eignet sich die Fourierreihe:

$$M_{(\varphi)} = M_m + \sum_{k=1}^N m_{3k} \cos(kz\varphi - \varepsilon_k) \quad (6.1)$$

$$m_{3k} = \frac{1}{2} p_{Tk} \cdot V_h \quad (6.2)$$

M_m : mittleres Drehmoment

m_{3k} : Amplitude

z : Anzahl der Perioden über 2π ; $z = 0.5$ (für Viertakt-Motor)

Um das dynamische Betriebsverhalten des stufenlosen Keilriemengetriebes zu untersuchen, genügt es, die ersten drei harmonischen Schwingungen zur Modellierung des Einzylinder-Motors zu verwenden [46].

Die Kurbelwelle wird als starr angesehen, d.h. das Massenträgheitsmoment des Motors wird auf eine einzige Masse reduziert. Diese Vereinfachung ist zulässig, weil die Kurbelwelle kurz ist und keine Schwingungsdämpfer angebracht sind.

6.1.2. Formulierung des Motordrehmoments über das Motorkennfeld

Zur Modellierung des Verbrennungsmotors wird zusätzlich das Motorkennfeld benötigt. Das Motorkennfeld eines Verbrennungsmotors beschreibt den Verlauf des Drehmoments über der Drehzahl. Es wird nach oben durch die Volllastkennlinie begrenzt. Der Drehzahlbereich liegt zwischen der Leerlaufdrehzahl n_l und Höchstdrehzahl n_{max} . Beim Dieselmotor wird die Höchstdrehzahl durch eine Abregleinrichtung eingestellt. Bild 6.2 zeigt das Motorkennfeld für den Dieselmotor.

Das Massenträgheitsmoment bildet mit dem aus dem Motorkennfeld berechneten Moment das Rechenmodell des Verbrennungsmotors.

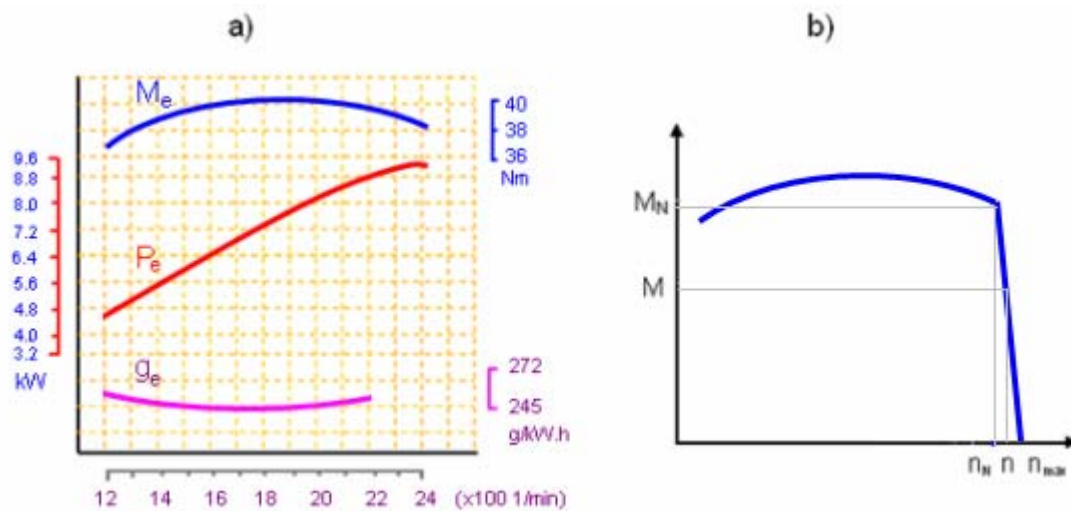


Bild 6.2. Motorkennfeld des Einzylindermotors RS125 nach [15]

Das Motorkennfeld beruht auf Prüfstandsmessungen ausgeführter Verbrennungsmotoren. Eine analytische Beschreibung des ganzen Motorkennfelds ist zu aufwendig, da der Verlauf des Motormoments über der Drehzahl von der Stellung der Laststeuerung abhängig ist und für verschiedene Stellungen unterschiedliche Verläufe aufweist.

Mit dem Ziel, das statische und dynamische Betriebsverhalten von stufenlosen Keilriemengetrieben zu untersuchen, werden in dieser Arbeit nur die Betriebspunkte auf der Abregellinie berücksichtigt. Für den Untersuchungsmotor wird das Motorkennfeld (Bild 6.2) entnommen.

Die analoge Beschreibung der Abregellinie lautet in diesem Fall:

$$\frac{M}{M_N} = \frac{n_{max} - n}{n_{max} - n_N} \quad (6.3)$$

oder:

$$M = \frac{M_N}{n_{max} - n_N} (n_{max} - n) \quad (6.4)$$

Es ist zu beachten, dass aus dem Motorkennfeld nur das mittlere Motormoment entsprechend dem effektiven Mitteldruck zur Zeit t_i ermittelt wird und die periodischen Schwankungen des Gasdruckmoments über den Kurbelwellenwinkeln unberücksichtigt bleiben.

6.2. Modellierung der Fahrkupplung

Die Fahrkupplung überträgt das Drehmoment und die Drehzahl von der Abtriebsscheibe des Breitkeilriemengetriebes zum Wechselgetriebe. Die Anzahl der Freiheitsgrade des Systems hängt vom Zustand der Kupplung ab. Bei der Modellierung der Kupplung sind zwei Zustände darzustellen,

- schlupfend und
- geschlossen.

Das Betriebsverhalten der Kupplung kann mit einem Modell, bestehend aus zwei Drehmassen, die über eine Reibverbindung verbunden sind, beschrieben werden (*Bild 6.3*).

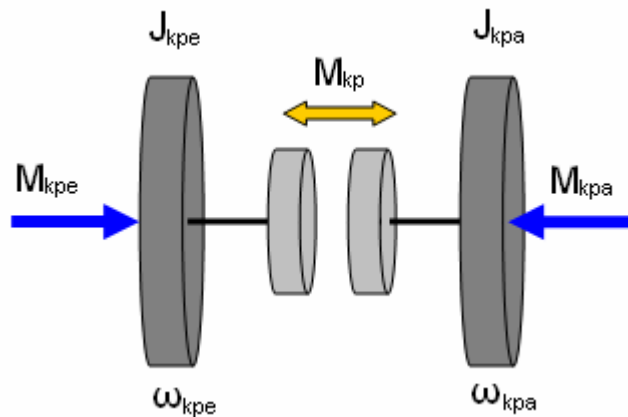


Bild 6.3. Modellierung der Reibkupplung

Dabei sind J_{kpe} und J_{kpa} die antriebs- und lastseitigen Trägheitsmomente der Kupplung. Diese Trägheitsmomente können zum Gesamtträgheitsmoment

$$J_{kp} = J_{kpe} + J_{kpa} \quad (6.5)$$

zusammengefasst werden, wenn die Kupplung geschlossen ist. M_{kp} ist das Kupplungsmoment, das durch Reibung von den Kupplungsbelägen übertragen wird. Bei geschlossener Kupplung ist das übertragbare Moment

$$M_{kp} = M_{kp,haft} , \quad (6.6)$$

bei schlupfender Kupplung ist

$$M_{kp} = M_{kp,max} \text{sign}(s_{kp}), \quad (6.7)$$

s_{kp} ist der Kupplungsschlupf, d.h. ein Maß für die Differenz zwischen den Winkelgeschwindigkeiten auf der Antriebsseite ω_{kpe} und Abtriebsseite ω_{kpa} .

$$s_{kp} = \frac{\omega_{kpe} - \omega_{kpa}}{\omega_{kpe}} \quad (6.8)$$

$M_{kp,max}$ ist eine Funktion der Kupplungspedalstellung x_{kp} und wird über die in Bild 6.4 dargestellte Kennlinie bestimmt.

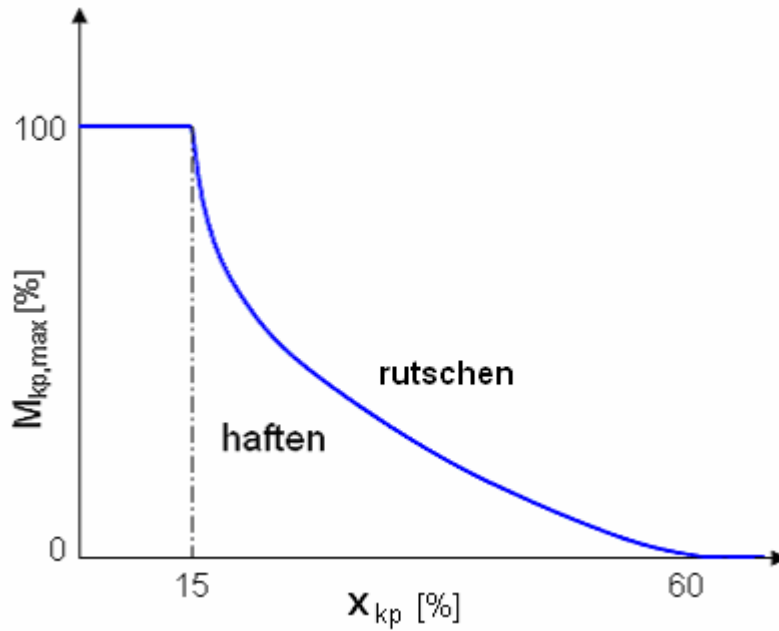


Bild 6.4. Maximal übertragbares Kupplungsmoment [76]

Bei schlupfender Kupplung muss das dynamische Gleichgewicht an beiden trägen Massen aufgestellt werden.

$$J_{kpe} \ddot{\phi}_{kpe} = M_{kpe} - M_{kp} \quad (6.9)$$

$$J_{kpa} \ddot{\phi}_{kpa} = M_{kp} - M_{kpa} \quad (6.10)$$

Das Öffnen der Fahrkupplung wird sehr schnell ausgeführt. Deshalb kann man die Veränderung der Reibungsmomente durch eine Sprungfunktion beschreiben. Das Schließen der Kupplung erfolgt langsamer. Der Momentenverlauf kann durch eine Exponentialfunktion dargestellt werden [76].

$$M_{kp} = M_{kp,max} (1 - e^{-kt}) \quad (6.11)$$

Die Bewegungsgleichung für den geschlossenen Zustand der Kupplung lautet

$$(J_{kpe} + J_{kpa})\dot{\omega}_{kp} = M_{kpe} - M_{kpa} \quad (6.12)$$

Dabei wird die Wirkung von Steifigkeiten und Dämpfung vernachlässigt.

6.3. Wechsel-, Differential- und Endgetriebe

Wechsel-, Differential- und Endgetriebe werden als steife Systeme modelliert. Somit lässt sich die jeweilige Ausgangswinkelgeschwindigkeit ω_{ga} über die Getriebeeingangswinkelgeschwindigkeit ω_{ge} und das Getriebeübersetzungsverhältnis i_g einfach bestimmen:

$$\omega_{ga} = \frac{\omega_{ge}}{i_g} \quad (6.13)$$

Zur Berechnung des vom Getriebe übertragenen Moments ist noch der Getriebewirkungsgrad zu berücksichtigen:

$$M_{ga} = \eta_g i_g M_{ge} \quad (6.14)$$

Der Getriebewirkungsgrad berücksichtigt u.a. die durch Reibung im Getriebe verursachten Verluste.

6.4. Modellierung der elastischen Traktorräder

Beim Einsatz des kleinen Traktors haben die Räder die Aufgabe, das ganze Traktorgewicht zu tragen und die vom Motor erzeugte Drehbewegung am Ende des Antriebsstrangs in eine Längsbewegung des Traktors auf dem Feld umzuwandeln. Diese Zugkraft wirkt in der Kontaktfläche zwischen Rad und Boden. Die maximal übertragbare Zugkraft hängt von der Beschaffenheit von Rad und Boden ab. Bei der Beschreibung müssen deshalb die Rad- und Bodeneigenschaften und ihre Wechselwirkung berücksichtigt werden.

In allgemeinen Fall kann ein elastisches Rad in 3 Richtungen verformt werden. Dafür wird in [77] ein allgemein gültiges Radmodell angegeben, wobei je Verformungsrichtung ein Kelvin-Modell verwendet wird. Im vorliegenden Fall wird zweckmäßigerweise nur die Elastizität in Umfangsrichtung des Rades berücksichtigt.

Bei der Umsetzung der rotatorischen Bewegung der Räder in eine translatorische Bewegung des Traktors tritt in der Längsrichtung Schlupf auf, der berücksichtigt werden muss.

Ausgehend von den oben durchgeführten Analysen wird ein Ersatzmodell zur Modellierung der Traktorräder entwickelt (*Bild 6.5*), bei dem die rotatorische träge Masse der Räder unberücksichtigt bleibt.

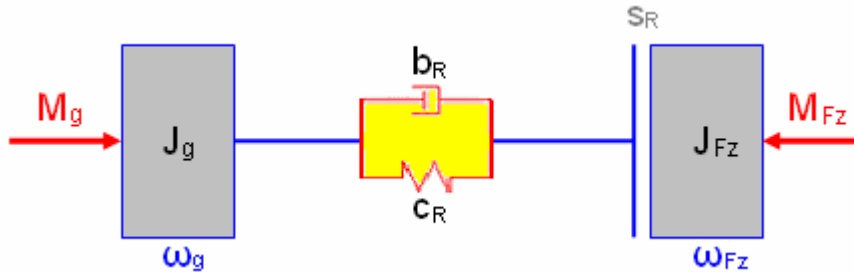


Bild 6.5. Ersatzmodell für elastische Traktorräder

Bei diesem Modell wird angenommen, dass beide angetriebenen Räder die gleiche Drehzahl aufweisen und in gleichem Maße die Zugkraft übertragen. Beide Räder können somit zu einem Rad zusammengefasst werden. Es gilt

$$J_g \ddot{\varphi}_g = M_g - M_R \quad (6.15)$$

$$J_{Fz} \ddot{\varphi}_{Fz} = M_R - M_{Fz} \quad (6.16)$$

Wobei M_R das zugkraftbedingte Drehmoment ist. Mit der Berücksichtigung des Radschlupfes s_R in Längsrichtung ergibt sich

$$M_R = c_R (\varphi_g - \varphi_R) + b_R (\dot{\varphi}_g - \dot{\varphi}_R) \quad (6.17)$$

Bestimmung der Modellparameter

- Charakteristik des Radschlupfes

Für jedes Rad gelten charakteristische Reifenkennlinien für den Triebkraftbeiwert κ und Rollwiderstandsbeiwert ρ in Abhängigkeit vom Schlupf s_R . Diese können durch Messungen [78] oder unterschiedliche Modellansätze [79, 80, 81] bestimmt werden. Für das Rad des Traktors BS-12 sind in [71], als Ergebnisse von Versuchen, die charakteristischen Reifenkennlinien in Form des Kraftschlussbeiwerts abhängig vom Schlupf angegeben (*Bild 6.6*). Sie werden durch die Gleichung 6.15 approximiert:

$$\mu = \mu_{\max} (1 - e^{-\kappa s}) \quad (6.18)$$

In der durchgeführten Berechnung wird dieser Modellansatz verwendet. Damit kann für jede Betriebsbedingung für bekannte Radlasten das Drehmoment in Abhängigkeit vom Schlupf angegeben werden

$$M(s_R) = r_{dyn} \mu_{max} (1 - e^{-\kappa s_2}) \quad (6.19)$$

Umgeformt ergibt sich

$$s_R = \frac{1}{\kappa} \ln \frac{\mu_{max}}{\mu_{max} - \frac{M(s_R)}{r_{dyn} G}} \quad (6.20)$$

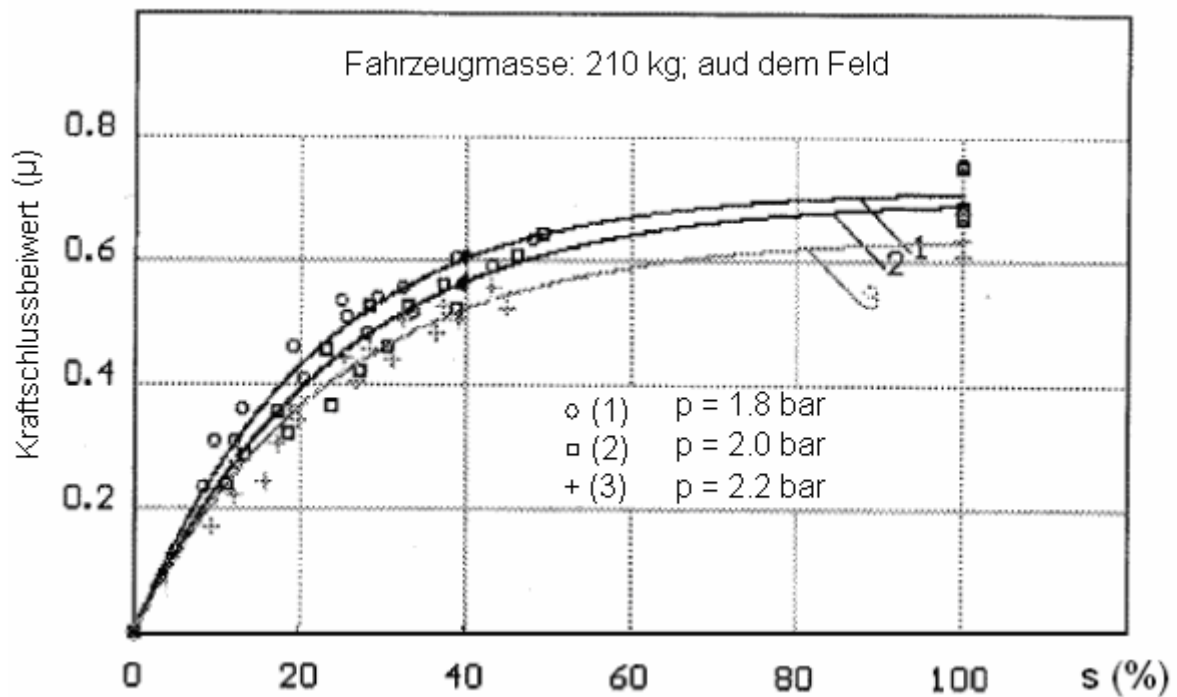


Bild 6.6. Gemessene Kraftschlussbeiwert-Schlupf-Kurven für verschiedene Raddrücke [71]

- Steifigkeit und Dämpfung

Die Steifigkeit der Traktorräder wird in vielen Arbeiten untersucht und angegeben [79, 82, 83, 84, 85]. Für die Räder des Traktors BS-12 lassen sich die Steifigkeit in Umfangsrichtung und die Dämpfung aus [71] entnehmen.

Nimmt man die Steifigkeit der Abtriebswellen hinzu, lässt sich die gesamte Federsteifigkeit als Reihenschaltung darstellen

$$c_{Rg} = \frac{c_R \cdot c_w}{c_R + c_w} \quad (6.21)$$

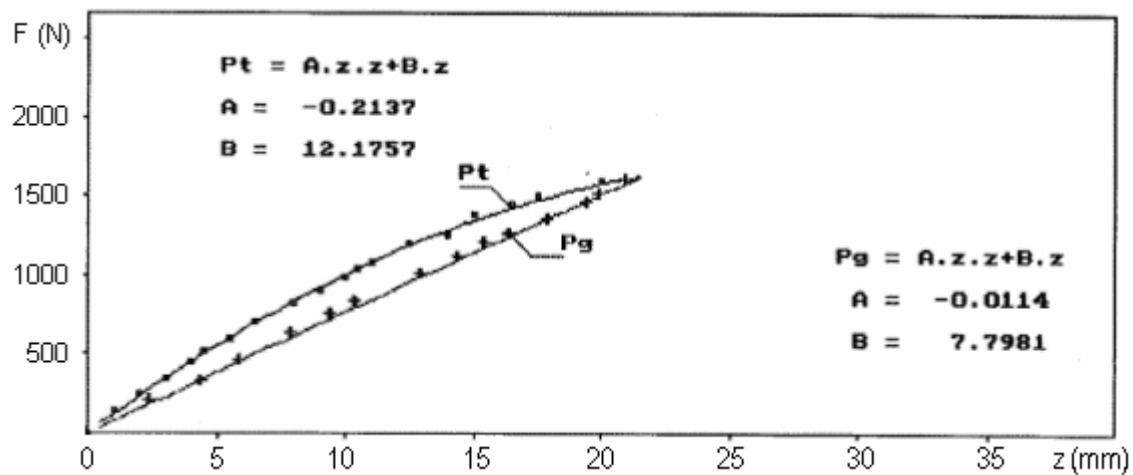


Bild 6.7. Statische Steifigkeit des Traktorrads in Umfangsrichtung [71]

6.5. Modellierung des gesamten Traktorantriebs

Bei der Feldarbeit mit einem Traktor wirkt dem antreibenden Motormoment ein Belastungsmoment entgegen, das von den Betriebsbedingungen, wie dem Steigungs- und Rollwiderstand, sowie der Art des Arbeitsprozesses abhängig ist. Da bei diesem Traktor das Arbeiten mit dem Pflug dominierend ist, wird das statische und dynamische Betriebsverhalten, insbesondere des CVT-Getriebes, unter diesen Betriebsbedingungen untersucht. Die Zugkraft und der Rollwiderstand werden in das Lastmoment M_{Fz} umgerechnet, das auf die angetriebene Traktorachse wirkt. Die für die Beschleunigung der bewegten Massen notwendige Kraft, die Zugkraft für den Pflug und die Rollwiderstandskraft bzw. das dementsprechende Lastmoment an den Rädern sind auf ebenem Gelände die wesentlichen Größen.

Für die Ermittlung der Lastmomente können bei eingelegtem Gang und geschlossener Kuppelung die im Antriebsstrang (Bild 6.8) vorhandenen Massenträgheitsmomente zu einem Ersatzmassenträgheitsmoment, das auf die Abtriebsachse des Traktors bezogen ist,

$$J_{Gs} = (J_e + J_{cv1}) i_{cv1}^2 i_g^2 + (J_{kp} + J_{cv2}) i_g^2 + J_{Fz} \quad (6.22)$$

zusammengefasst werden, wenn vereinfachend angenommen wird, dass der Antriebsstrang starr ist.

6.6. Berechnungsmodell

Nach der Kopplung aller Modellteile entsteht ein Gesamtsystem zur Simulation des statischen und dynamischen Betriebsverhaltens des kleinen Traktors mit CVT-Getriebe (Bild 6.8).

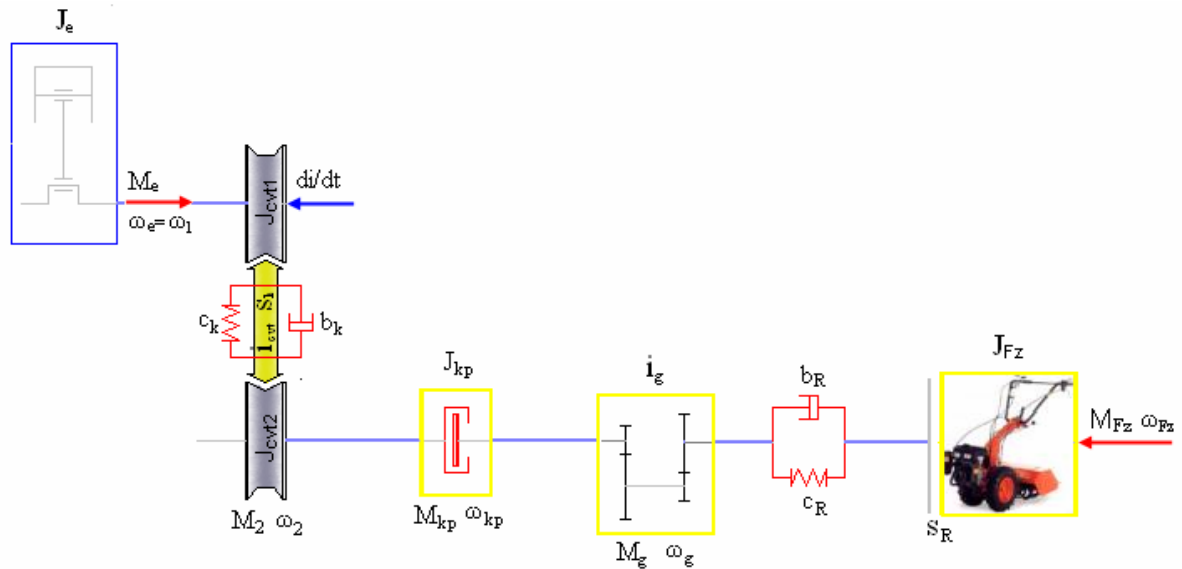


Bild 6.8. Schwingungsersatzmodell des MTA

Schematisch ergibt sich das folgende Gesamtmodell des Antriebsstrangs (Bild 6.9).

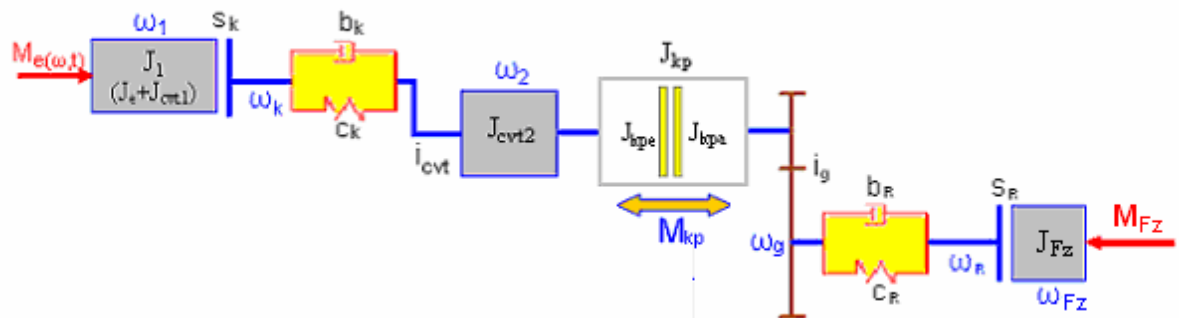


Bild 6.9. Einfaches Berechnungsmodell des Antriebsstrangs

Je nach Kupplungszustand lässt sich das Gesamtsystem in reduzierte Teilmodelle überführen. Bei haftender Kupplung liegt eine starre Verbindung zwischen Abtriebsscheibe und Getriebe vor.

$$J_1 = J_e + J_{cv1} \quad (6.23)$$

$$J_2 = J_{cvr2} + J_{kp} \quad (6.24)$$

Die drei Drehschwinger entsprechend Bild 6.9 haben verschiedenen Parameter. Es folgen nach dem Freischneiden der Drehmassen aus dem Drehimpulssatz folgende Gleichungen:

$$J_1 \ddot{\phi}_1 = M_e - M_k \quad (6.25)$$

$$J_2 \ddot{\phi}_2 = i_{cvr} M_k - \frac{M_R}{i_g} \quad (6.26)$$

$$J_{Fz} \ddot{\phi}_{Fz} = M_R - M_{Fz} \quad (6.27)$$

M_k wird mit Gleichung 5.79 berechnet und es ist

$$M_R = c_R (\varphi_g - \varphi_R) + b_R (\dot{\varphi}_g - \dot{\varphi}_R) \quad (6.17)$$

mit

$$\dot{\varphi}_R = \frac{\dot{\phi}_{Fz}}{(1 - s_R)} \quad (6.28)$$

$$\varphi_R = \int \frac{\dot{\phi}_{Fz}}{(1 - s_R)} dt \quad (6.29)$$

$$\varphi_g = \frac{\varphi_2}{i_g} \quad (6.30)$$

Bei schlupfender Kupplung sind die beiden Kupplungshälften über das Reibmoment gekoppelt, wobei eine starre Verbindung zwischen Abtriebsscheibe und antriebsseitiger Kupplungshälfte und eine starre Verbindung zwischen abtriebsseitiger Kupplungshälfte und Getriebe besteht.

Offene Kupplung

$$J_1 \ddot{\phi}_1 = M_e - M_k \quad (6.31)$$

$$J_2^* \ddot{\phi}_2 = i_{cvr} M_k - M_{kp} \quad (6.32)$$

$$J_{kpa} i_g^2 \ddot{\phi}_g = i_g M_{kp} - M_R \quad (6.33)$$

$$J_{Fz} \ddot{\phi}_{Fz} = M_R - M_{Fz} \quad (6.34)$$

$$M_{kp} \rightarrow 0 \quad (6.35)$$

$$J_2^* = J_{cvr2} + J_{kpe} \quad (6.36)$$

Für die rutschende Kupplung gilt

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 = M_e - M_k \quad (6.37)$$

$$J_2^* \ddot{\varphi}_2 = i_{cvt} M_k - M_{kp,haft} (1 - e^{-kp \cdot t}) \quad (6.38)$$

$$J_{kpa} i_{cvt}^2 \ddot{\varphi}_g = i_g M_{kp,haft} (1 - e^{-kp \cdot t}) - M_R \quad (6.39)$$

$$J_{Fz} \ddot{\varphi}_{Fz} = M_R - M_{Fz} \quad (6.40)$$

6.7. Simulationsrechnungen

Die Berechnung der Längsdynamik erfolgt entsprechend dem in Bild 6.10 dargestellten Blockschaltbild.

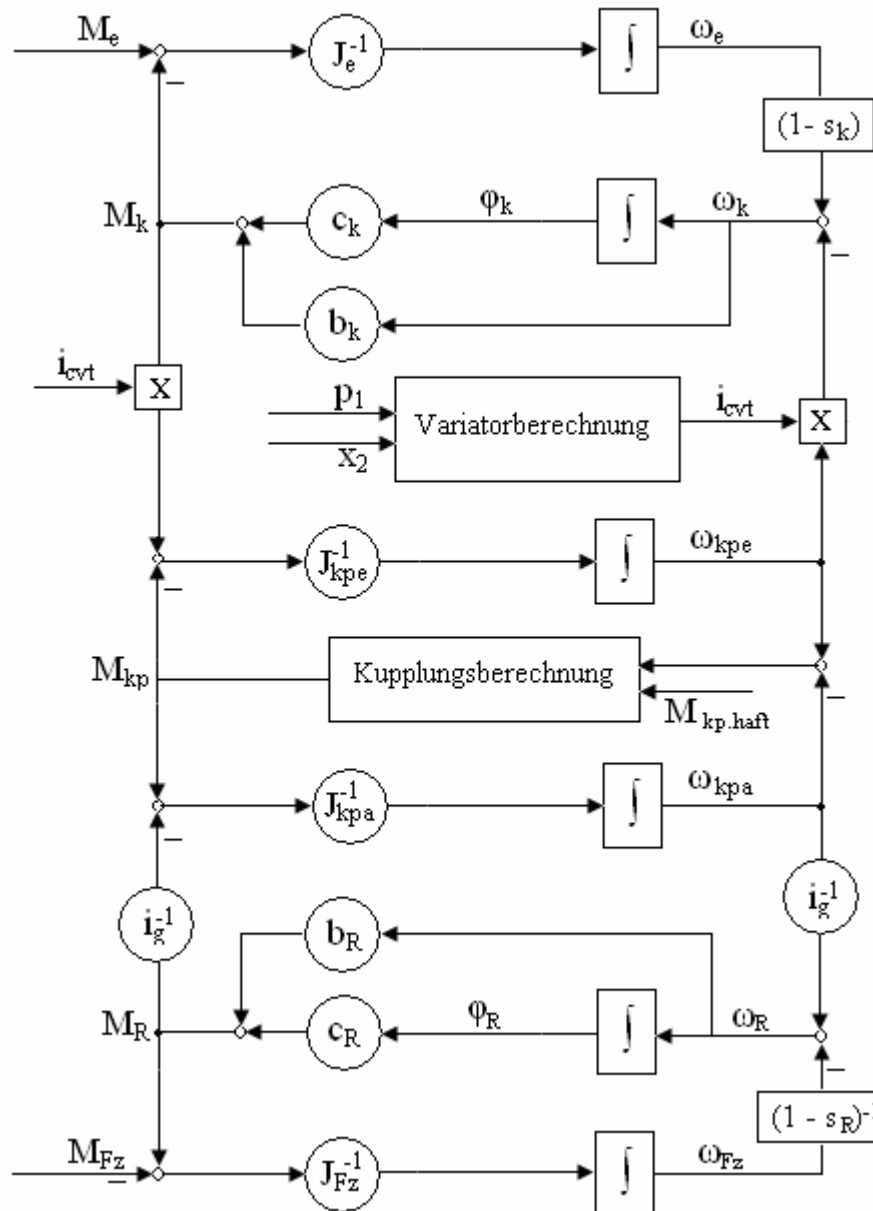


Bild 6.10. Blockschaltbild des Fahrzeugantriebsstrangmodells

Die verwendeten Modellparameter in der Tabelle 6.1 stammen teils aus Angaben des Herstellers, teils aus Richtwerten aus der Fachliteratur, teils aus der Versuchsauswertung sowie bei anderweitig nicht verfügbaren Informationen aus Annahmen.

Tabelle 6.1. Parameter für die Modellierung der Fahrzeugdynamik

Parameterbezeichnung	Wert	Einheit
m_{Fz}	350	kg
r_{Rad}	0.35	m
J_e	0.5	kgm ²
J_{cvt1}	0.041	kgm ²
J_{cvt2}	0.041	kgm ²
J_{kpe}	0.0813	kgm ²
J_{kpa}	0.01	kgm ²
J_{Fz}	14.25	kgm ²
i_g	60.55	-
c_k	550	Nm/rad
b_k	5	Nms/rad
c_R	250	Nm/rad
b_R	1.5	Nms/rad

Im Folgenden werden vier Fahrzyklen mit verschiedenen Betriebszuständen im Zeitbereich simuliert. Dabei werden die Winkelgeschwindigkeit, die Torsionsmomente des Motors und des Fahrzeugs vom Simulationsmodell ausgegeben.

6.7.1. Motordrehzahländerung

Im ersten Beispiel wird das dynamische Systemverhalten bei einer Motordrehzahländerung, bei konstanter Belastung und Übersetzung simuliert.

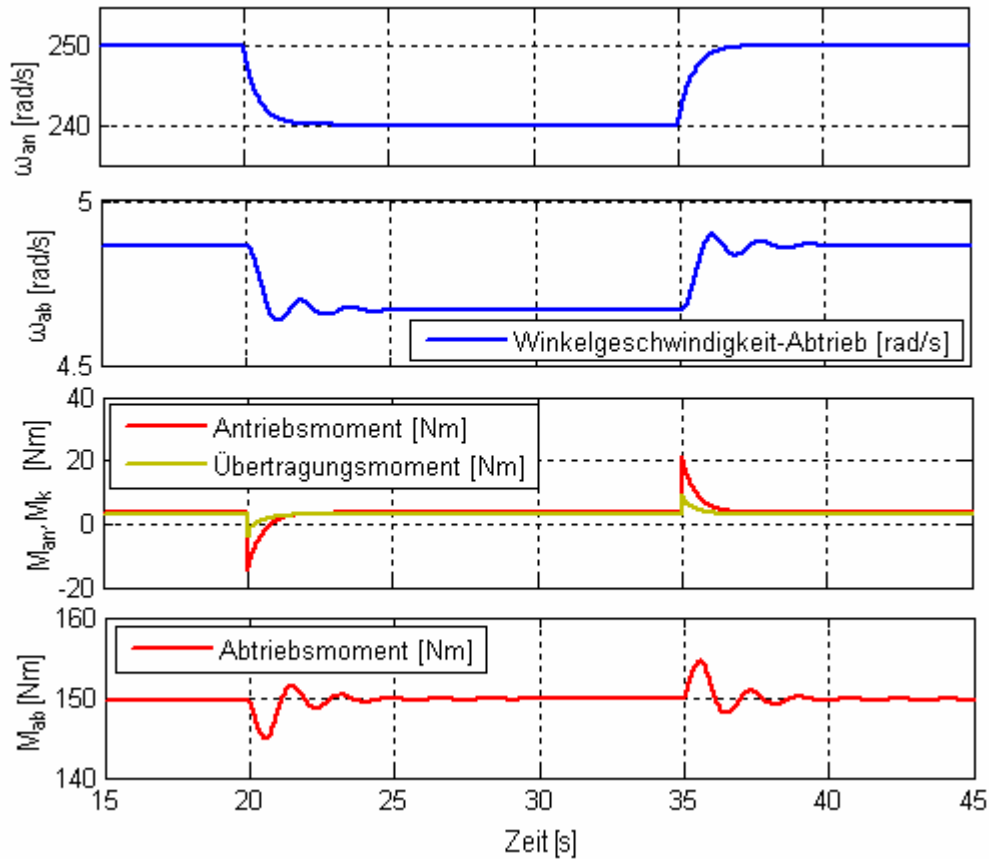


Bild 6.11. Simulationsergebnisse für eine Motordrehzahländerung

In den Simulationen wurde das Lastmoment konstant auf $M_a = 150 \text{ Nm}$, die Übersetzung des Variators und des Getriebes fest auf $i_{cvt} = 1.18$ und $i_g = 60$ eingestellt. Beim Hochschalten sind die Ergebnisse für den Antriebsdrehzahlprung von $\pm 100 \text{ min}^{-1}$ in Bild 6.11 dargestellt. Am Antrieb sind die Drehzahl und das Moment als Sprungfunktion vorgegeben, die anhand der Motorkennlinie erzeugt wurde. Beim Abtrieb treten Schwingungen durch das Trägheitsmoment des Fahrzeugs und die Elastizität der Räder auf. Der Riementrieb, der ersatzweise durch Feder und Dämpfer dargestellt ist, glättet das Abtriebsdrehmoment.

6.7.2. Belastungsänderung

Bei der Arbeit auf dem Feld werden durch Unebenheiten starke Stöße in das Antriebssystem eingeleitet. Die Unebenheiten können näherungsweise durch eine Sprungfunktion dargestellt werden.

Die Sprungantworten zeigen, dass die Schwingungsamplituden am Antrieb sehr viel kleiner sind als auf der Abtriebsseite. Die Riemendämpfung ist vorteilhaft für die Reduzierung der Ungleichförmigkeiten.

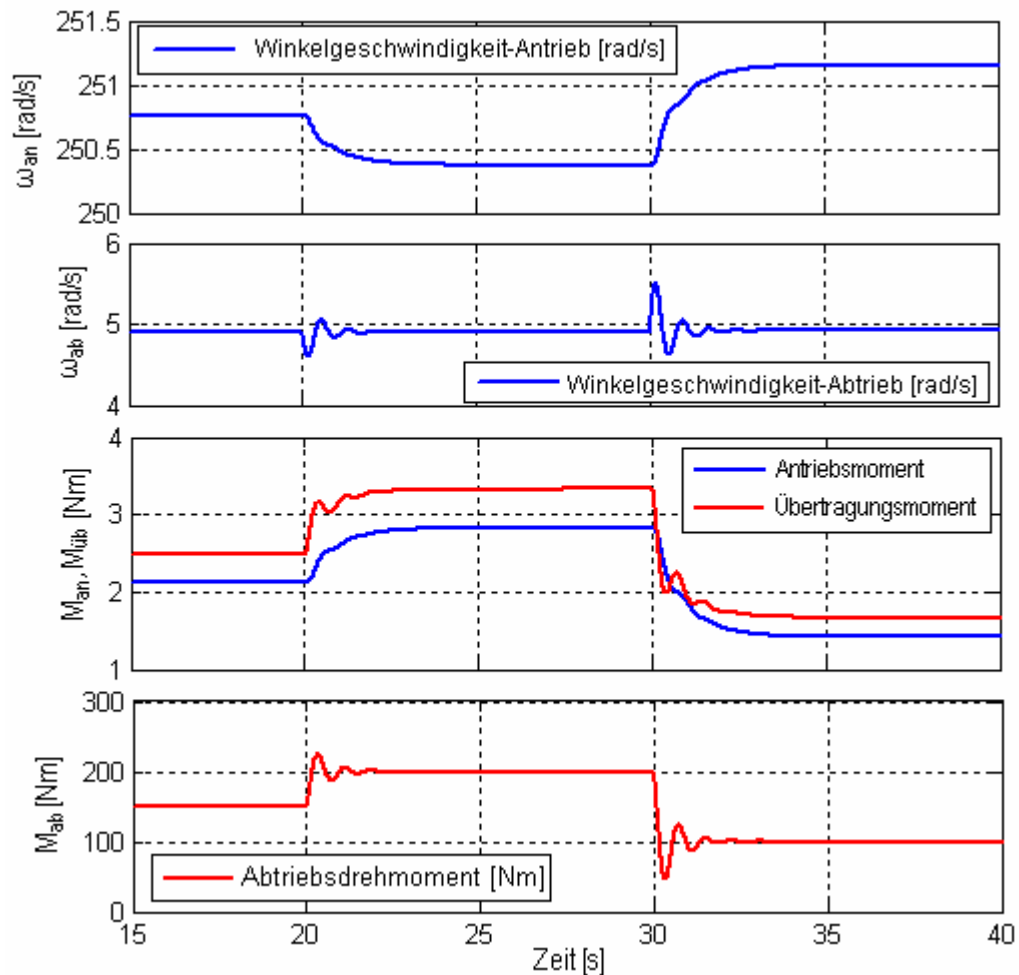


Bild 6.12. Simulationsergebnisse für Belastungsänderung

6.7.3. Ein- und Auskuppeln

Das Aus- und Einkuppeln erfolgt beim Anfahren oder Schalten des Fahrzeugwechselgetriebes. Der Ablauf erfolgt in der Reihenfolge Auskuppeln - Gangwechsel - Einkuppeln.

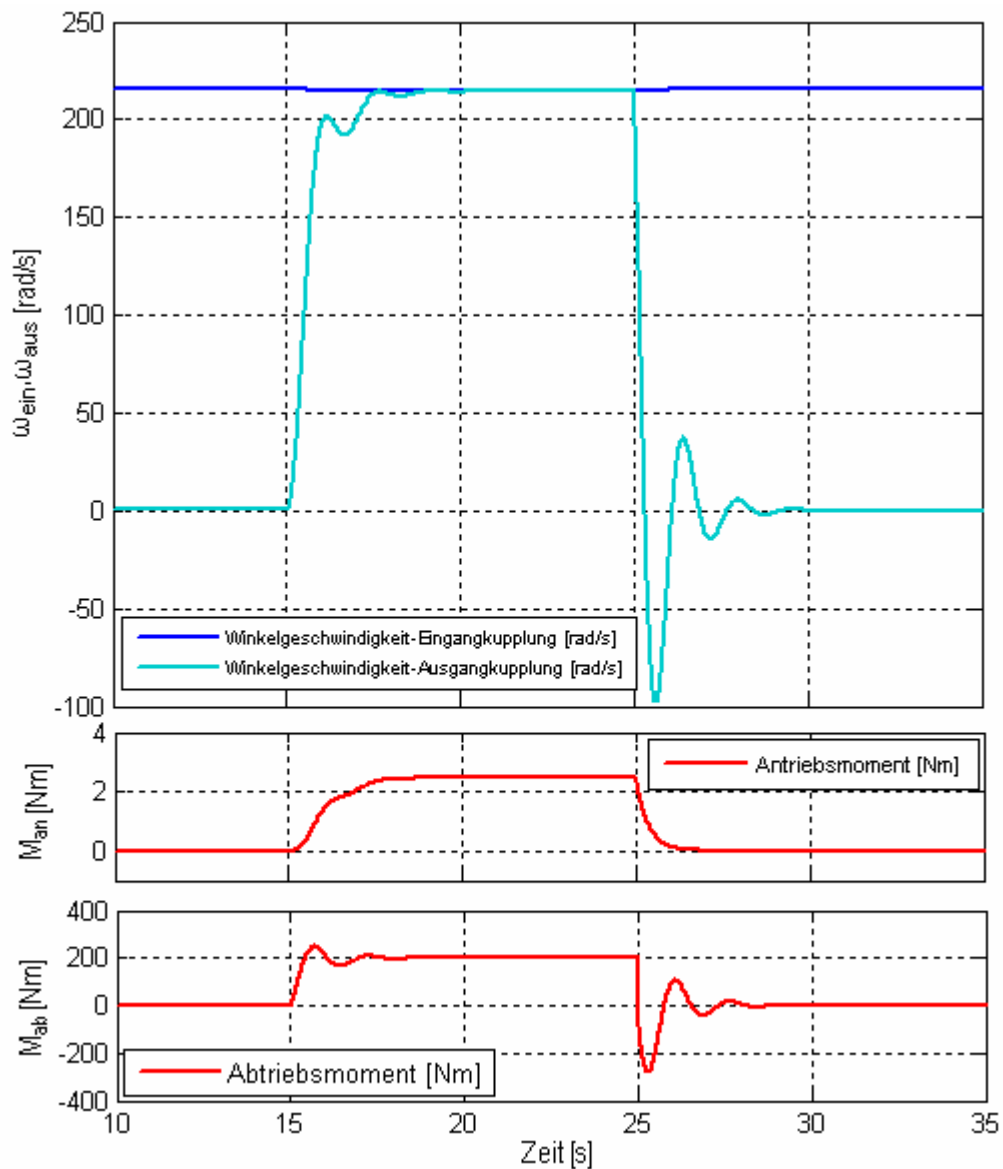


Bild 6.13. Simulationsergebnisse für das Kuppeln

Bild 6.13 zeigt den Ein- und Auskuppelvorgang. Dabei versucht der Fahrer, die Drehzahlen von Motor und Getriebeeingang anzupassen, wozu ihm das Kupplungspedal zur Verfügung steht. Es ist zu erkennen, dass zuerst die Motordrehzahl etwas unter die Leerlaufdrehzahl absinkt und danach konstant gehalten wird. Anschließend wird die Kupplung langsam eingerückt, so dass die Drehzahl am Getriebeeingang ansteigt, bis sie mit der Motordrehzahl übereinstimmt. Sobald Motordrehzahl und Getriebeeingangsdrehzahl angeglichen sind, wird die Kupplung geschlossen. Beim Auskuppeln wird die Kupplung schnell geöffnet, so dass die Getriebeeingangsdrehzahl schnell abfällt und stärkere Schwingungen erzeugt werden. Die Motordrehzahl geht auf die Leerlaufdrehzahl zurück.

6.7.4. Übersetzungsänderung

Die Simulationsrechnung wird für eine langsame Übersetzungsverstellung bei einem Lastmoment von 400 Nm und einer Motordrehzahl von 1800 min^{-1} durchgeführt.

In Bild 6.14 sind die Ergebnisse für eine langsame Übersetzungsverstellung dargestellt. Die Verstellgeschwindigkeit wurde zum Ende hin erhöht, was eine stärkere Belastung zur Folge hat. Daraus lässt sich schließen, dass externe Momente und die Belastung durch die Übersetzungsverstellung voneinander unabhängig sind.

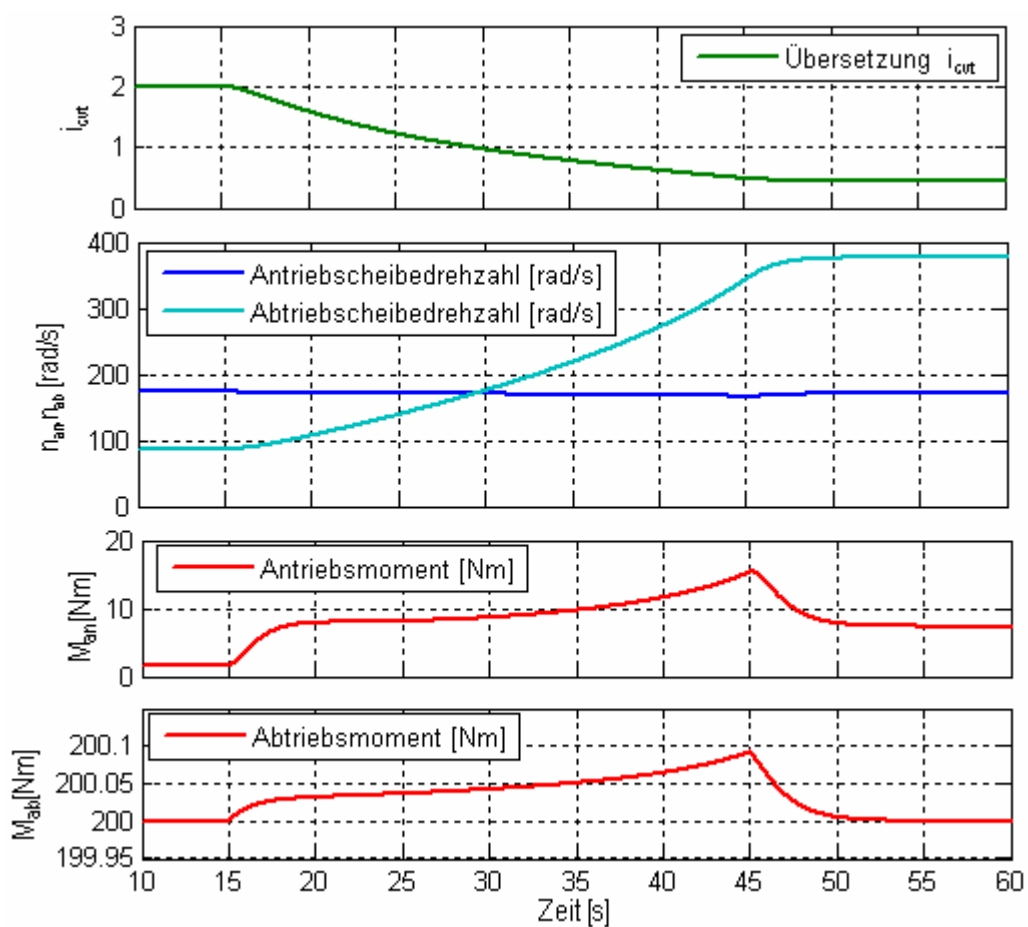


Bild 6.14. Simulationsergebnisse bei rampenförmiger Übersetzungsänderung

7. Zusammenfassung und Ausblick

Reisfeldtraktoren mit Leistungen unter 20 kW sind in Vietnam heute in großen Stückzahlen im Einsatz. Wegen der Einsatzbedingungen in der Nassreisproduktion, der schwierigen Bodenverhältnisse und der kleinen Feldabmessungen wird diese Traktorenklasse auch in Zukunft in der vietnamesischen Landwirtschaft von großer Bedeutung sein. Die Traktoren haben bislang einen herkömmlichen Antriebsstrang, der die kontinuierlich ansteigenden Betriebsanforderungen nicht mehr erfüllt. Innovative Lösungen sind gefragt, die preisgünstig und auch umweltfreundlich sind.

Dafür wird in dieser Arbeit ein Konzept für einen Forschungstraktor entwickelt, dessen Antrieb die Anforderungen hinsichtlich Leistungsfähigkeit, Ökonomie, Ökologie und Komfort erfüllt. Der Antrieb besteht aus einem wassergekühlten Einzylinder-Motor, einem stufenlosen Breitkeilriemenwandler, einer Einscheibentrockenkupplung und einem Rädergetriebe mit zwei Vorwärtsgängen und einem Rückwärtsgang. Die Konstruktion des Forschungstraktors dient als Grundlage für die Simulationsrechnungen.

Änderungen an einzelnen Bauteilen oder Baugruppen führen zu einem geänderten dynamischen Verhalten des Gesamtsystems, da alle Komponenten des Antriebsstrangs miteinander in Wechselwirkung stehen. Daher ist es notwendig, wie bei jeder Systembetrachtung, das Zusammenwirken aller Komponenten eines Antriebs zu untersuchen. Es ist zusätzlich zu beachten, dass schon innerhalb der Konstruktionsphase alle denkbaren kritischen Betriebszustände erkannt und beseitigt werden, um später einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Es müssen daher, neben den üblichen Belastungen im Betrieb, die Auswirkungen von Sonderereignissen einbezogen werden.

Die Entwicklung eines stufenlosen Getriebes als Schwerpunkt der Arbeit baut auf einen modernen Breitkeilriemenwandler auf, der gegenüber früheren Keilriemengetrieben eine höhere Leistungsdichte besitzt, sich besser steuern und regeln lässt und kostengünstiger ist. Neben grundlegenden Untersuchungen zum Kraftübertragungsverhalten werden insbesondere die Verstellvorgänge sowohl theoretisch als auch experimentell untersucht. Grundlage der theoretischen Untersuchung ist ein Modell, das insbesondere das elastische und schlupfbehafte Verhalten bei kraftschlüssigen Riemengetrieben nachbildet.

Bei der Modellierung des Drehschwingungsverhaltens des untersuchten Antriebssystems wird der Breitkeilriemen als eine masselose Übertragungsstelle, bestehend aus Feder und Dämpfer, zwischen zwei Massen betrachtet. Weiterhin berücksichtigt werden die Massenträgheiten und der Gesamtschlupf der angeschlossenen Baugruppen. Der Gesamtschlupf wird auf die Antriebsseite zurückgeführt. Die Wellensteifigkeiten und Scheibenverformungen werden gegenüber der Riemenverformung vernachlässigt. Als sinnvolles Minimalmodell ergibt sich damit ein Zweimassenmodell.

Zur Darstellung der radialen Verschiebung des Riemens bei der Scheibenverstellung sowie der Quersteifigkeit und Dämpfung des Keilriemens wird ein vereinfachtes Modell der Bewegung der Keilriemenelemente aufgebaut.

Für das die Dreh- und Querschwingungen beschreibende Differentialgleichungssystem werden Kennwerte und Kennfunktionen wie Steifigkeiten, Dämpfung und Schlupf benötigt, die durch Messungen ermittelt und durch empirische Gleichungen beschrieben werden. Die Lösung erfolgt im Zeitbereich mit Hilfe von Matlab/Simulink.

Für die Versuche zum Betriebsverhalten und die Bestimmung der erforderlichen Parameter der untersuchten Riemenbauart wurde ein Variator-Riemenprüfstand aufgebaut. Der Versuchsstand ist vollständig rechnergesteuert. Mit Hilfe in Labview entwickelter Steuerungsprogramme lassen sich beliebige Verstellvorgänge durchführen und messtechnisch erfassen.

Es werden experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Belastungsparameter und der Übersetzungsänderung auf die dynamischen Kennwerte von Steifigkeit und Dämpfung sowie das Schlupf- und Stützungsverhalten des umlaufenden Riemens durchgeführt. Weiterhin wird der zeitliche Verlauf von Drehzahlen und Drehmomenten bei Belastungs- oder Übersetzungsänderungen dargestellt.

Die Verifizierung der Simulationsergebnisse anhand von Prüfstandsmessungen zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation, wodurch die Eignung des Modells nachgewiesen ist.

Ausblick

Ein Versuchsaufbau des Antriebssystems, bestehend aus Dieselmotor, stufenlosem Breitkeilriemengetriebe, Kupplung und Getriebe, existiert bereits.

Zu entwickeln ist noch ein Steuerungs- und Regelungsprogramm, mit dem beispielsweise der automatische Übersetzungswechsel des stufenlosen Keilriemengetriebes gesteuert werden kann.

Geplant ist, mit einem Prototyp Versuche auf einem Reisfeld durchzuführen.

8. Literaturverzeichnis

- [1] Titel Vietnamesisch: Statistische Daten 2005. Statistischer Verlag 2006.
- [2] Titel Vietnamesisch: Entwicklungsstrategie von Landmaschinen bis 2010 in Vietnam. Ministerium für Industrie 1996.
- [3] Tinh, P.T.: Stand und Zukunftsperspektiven der Mechanisierung. Der Tropenlandwirt. Zeitschrift für die Landwirtschaft in den Tropen und Subtropen 94. Jahrgang. S. 85-94, Oktober 1993.
- [4] Titel Vietnamesisch: Tendenz der vietnamesischen Traktorenbauindustrie im Zeitraum 2005 – 2010.
- [5] Hofmann, L.: Optimierung trockenlaufender CVT-Getriebe für die Anwendung in Kraftfahrzeugen. Dissertation Universität Dresden, 2000.
- [6] Naunheimer, H., Lechner, G.: Fahrzeuggetriebe – Grundlagen, Auswahl, Auslegung und Konstruktion. Springer Verlag, Heidelberg, 1994.
- [7] Hagedorn, H.: Stufenlos verstellbare mechanische Getriebe und Stufenschaltgetriebe. Getriebetechnik II, TH Karl-Marx-Stadt, 1974.
- [8] Kirste, Th.: Entwicklung eines 30 kW-Forschungstraktors als Studie für lärmarme Gesamtkonzepte. Dissertation TU München, 1989.
- [9] Bernhardt, W., Heidemeyer, P.: Auswahl und Strukturen stufenloser Pkw Getriebe. VDI-Berichte 803, S. 149 – 180, 1990.
- [10] Renius, K. Th., Sauer, G.: Kettenwandler in Traktorgetrieben. VDI – Berichte 878, S. 277 – 291, 1991.
- [11] Butsch, M.: Stufenloses Doppelriemen – Getriebe für Kraftfahrzeuge. BMBF – FuE – Projekt, FH Karlsruhe, 2002.
- [12] Meyer, H.: Die Bedeutung eines stufenlosen Getriebes für den Ackerschlepper und seine Geräte. Grundlagen der Landtechnik 9 (1959) H. 11, S. 5 - 12
- [13] Kress, J. H.: Getriebe, insbesondere für landwirtschaftlich genutzte Motorfahrzeuge. Deutsche Patentschrift 1232834 (Anm. 20.2.1963, erteilt 3.8.1967).

- [14] Eichhorn H.: Landwirtschaftliches Lehrbuch /4/ Landtechnik 1985
- [15] Vikyno GmbH, Produktkatalog Dieselmotor, 2006
- [16] Berges GmbH, Produktkatalog Verstellsscheiben, 2005
- [17] Renius, Th.: Last- und Fahrgeschwindigkeitskollektive als Dimensionierungsgrundlagen für die Fahrgetriebe von Ackerschleppern. Fortschrittberichte der VDI Zeitschriften, Reihe 1 Nr. 49 (1976)
- [18] Euler, L. De pressione funium tensorum in corpora subiecta, eroumque motu a frictione impedito. In: Novi commeentarii, Petropoli, 1775.
- [19] Eytelwein, J. A.: Handbuch der Statik fester Körper. Band 1, Berlin: Reimer, 1808.
- [20] Grashof, F.: Theorie der Getriebe und der mechanischen Messinstrumente. Theoretische Maschinenlehre, Band 2, Hamburg und Leipzig: Verlag Leopold Voss 1883
- [21] Dittrich, O.: Theorie des Umschlingungsgetriebes mit keilförmigen Reibscheibenflanken. TH Karlsruhe, Dissertation, 1953.
- [22] Lutz, O.: Zur Theorie des Keilscheiben-Umschlingungsgetriebes. Konstruktion Bd. 12 (1960) Nr. 7, S. 265 – 268.
- [23] Schlums, K.D.: Untersuchungen an Umschlingungsgetrieben. Dissertation TH Braunschweig 1959.
- [24] Schrimmer, P.: Profilverformung und Betriebsverhalten von Keilriemen. Dissertation TU Braunschweig 1971.
- [25] Hornung, K. G.: Factors Influencing The Fatigue Characteristics of Rubbertextile Machine Elements, The Ohio State University, Dissertation 1959.
- [26] Hartmann, W.: Beitrag zur Ermittlung der für die Konstruktion von Umschlingungsgetrieben mit keilförmigen Reibscheibenflanken maßgebenden Faktoren. TH Karl-Marx-Stadt, Dissertation, 1964.
- [27] Gerbert, B. G.: Force and Slip Behaviour in V-Belt Drives. Acta Polytechnica Scandinavia, Mechanical Engineering Series No. 67, Helsinki, 1972.
- [28] Gerbert, B. G.: Force and Slip Behaviour in V-Belt Drives. Acta Polytechnica Scandinavia, Mechanical Engineering Series No. 67, Helsinki 1972.

- [29] Gerbert, B. G.: Adjustable Speed V- Belt Drives – Mechanical Properties and Design. SAE-Paper 740747, 1974.
- [30] Thiel, R.: Experimentelle Untersuchungen über das Verhalten von Keilriemen bei der Übertragung schnell wachsender Drehmomente. TH Braunschweig, Dissertation, 1958.
- [31] Erxleben, S.: Untersuchungen zum Betriebsverhalten von Riemengetrieben unter Berücksichtigung des elastischen Materialverhaltens. RWTH Aachen, Dissertation, 1984.
- [32] Kluth, O.: Untersuchung des dynamischen Verhaltens eines Häckseltrommelantriebsystems mit Verbundkeilriemengetriebe. Universität Rostock, Dissertation 1990.
- [33] Herrmann, R. J.: Riemenkennwerte. Forschungsvorhaben Nr. 118. FKM – Forschung Nr. 156, 1991.
- [34] Affolter: Der niederländische Personenwagen DAF 600. Vierteljahresheft SATG8 (1958), S. 114 – 127.
- [35] Pietz, A.: Betriebsverhalten von CVT-Riementrieben für den Antrieb von Automobilen. Universität Hannover, Dissertation 1993.
- [36] Schäfer, F. H.: Zum dynamischen Betriebsverhalten moderner Breitkeilriemen in stufenlosen Verstellgetrieben. Universität Hamburg, Dissertation 1997.
- [37] Susani, O. Neuer Keilriemenwerkstoff steigert Leistungsfähigkeit von Mähdreschern. Antriebstechnik 35 (1996), Nr. 3, S. 38 – 39.
- [38] Gadolin, W.: Riemenprüfung im geschlossenen Leistungskreis. Maschinenbautechnik 23 (1974). Nr. 11, S. 486 – 488.
- [39] Breig, W.; Oliver, L.: Energy Loss in Power Transmission Belts. Proceedings of the National Conference on Power Transmission, 7th Annual Meeting 1980, Institute of Technology Chicago, S. 173 – 183.
- [40] Mertens, H.; Herrmann, R.: Ermittlung und systematische anwenderorientierte Darstellung von dynamischen und quasistatischen Kennwerten von Keil-, Flach- und Zahnriemengetrieben. TU Berlin Abschlussbericht (1990).

- [41] Höppner, O.; Bruns, R.; Eisenberg, M.: Untersuchung des Regelverhaltens trockenlaufender CVT-Getriebe in Flurförderzeug-Antrieben am Beispiel eines Breitkeilriemen-Verstellgetriebes. VDI – Berichte 1917 (2005) S. 171-191.
- [42] Gerbert, B. G.: Metal-V-Belt Mechanics. ASME – Paper No. 84-Det-227.
- [43] Tenberge, P.: Wirkungsgrad von Zug- und Schubgliederketten in einstellbaren Umschlingungsgetrieben. Dissertation Uni. Bochum 1986.
- [44] Rooij, J.; Schärläckens, W.: Kräfte und Wirkungsgrad beim Schubgliederband. Teil I, II, III: Allgemeine Kräftebetrachtungen. Antriebstechnik Bd. 32 (1993) Nr. 8, 9, 10.
- [45] Sauer, G.: Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes. Dissertation TU München 1996.
- [46] Müller, M. J.: Abbildung von Verbrennungsmotoren und stufenlosen Getrieben für die Drehschwingungssimulation. Dissertation TH Aachen 1996.
- [47] Hirschmann, V.: Trägfähigkeitsuntersuchungen an stufenlosen Umschlingungsgetrieben. Dissertation TU München 1997.
- [48] Srnik, J.: Dynamik von CVT-Keilkettengeräten. Dissertation TU München 1998.
- [49] Sattler, H.: Stationäres Betriebsverhalten stufenlos verstellbarer Metallumschlingungsgetriebe. Dissertation Uni. Hannover 1999.
- [50] Vahlensieck, B.: Messung und Anwendung von Lastkollektiven für einen stufenlosen Kettenwandler-Traktorfahrantrieb. Dissertation TU. München 1999.
- [51] Westenthanner, U.: Hydrostatische Anpress- und Übersetzungsregelung für stufenlose Kettenwandlergetriebe. Dissertation TU München 2000.
- [52] Holger, W.: Untersuchungen zur Regelung des Schlupfes in einem stufenlosen Umschlingungsgetriebe. Dissertation Uni. Wolfsburg 2001.
- [53] Rolf, A.: Optimal Operation of CVT-Based Powertrains. Dissertation TH Zürich 2001.
- [54] Sladek, W.: Möglichkeiten zur Wirkungsgradoptimierung von Stufenlosgetrieben. Dissertation Uni. Hannover 2001.
- [55] Sue, A.: Betriebsverhalten Stufenloser Umschlingungsgetriebe unter Einfluss von Kippspiel und Verformungen. Dissertation Uni. Hannover 2003.

- [56] Resch, R.: Leistungsverzweigte Mehrbereichsfahrertriebe mit Kettenwandlern. Dissertation TU München 2004.
- [57] Guttenberg, P.: Der autarke Hybrid am Prüfstand – Funktion Kraftstoffverbrauch und energetische Analyse. Dissertation TU München 2004.
- [58] Schäfer, S.: Grundlagenuntersuchung zur praxisnahen Stützungsberechnung eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes. Dissertation Uni. Paderborn 2005.
- [59] Peeken, H.; Fische, F.; Freken, E.; Kenntemich, M.: Verlustgrößen und dynamische Kennwerte statisch belasteter Riemengetriebe. Antriebstechnik 30 (1991), Nr. 12, S. 60 – 68.
- [60] Funk, W.: Zugmittelgetriebe: Grundlagen, Aufbau, Funktion. Berlin: Springer-Verlag 1995.
- [61] ContiTech AG, Produktkatalog Breitkeilriemen 2005.
- [62] Sühling, R.: Riemenverstellgetriebe. VDI-Berichte 618 (1986), S. 281 – 305.
- [63] Oster, W.; Pingel, D.; Sauer, B.: Dynamisches Verhalten von Riemengetrieben. FKM-Forschungsheft, Heft 109 (1984).
- [64] Uhlig, K.: Beitrag zur Theorie kraftschlüssiger Hülltriebe unter besonderer Berücksichtigung der Eigenschaften von Leder-Polyamid-Flachriemen. Dissertation TH Karl-Marx-Stadt 1966.
- [65] Cardou, A.; Tordion, G.: Flatbelt Dynamics, including Viscoelastic Effects. ASME-Paper 77 – Det – 166.
- [66] Ide, T.; Uchiyama, H.; Kataoka, R.: A dynamic response analysis of a vehicle with a metal V-Belt CVT. Proceeding of a AVEC 94 Vol.1, pp. 230 – 235, 1994.
- [67] Guebeli, M.; Micklen, J.; Burrows, C.: Maximum transmission efficiency of a steel belt continuously variable Design, Vol. 115, pp. 1044 – 1048, 1993.
- [68] Shafai, E.; Simons, M.; Neff, U.; Geering, H.: Model of a continuously variable transmission. JSAE Nr. 9636330, 1995.

- [69] Lebrecht, W.; Pfeiffer, F.; Ulbrich, H.: Analysis of self-induced vibrations in a pushing V-Belt CVT. International Continuously Variable and Hybrid Transmission Congress 2004.
- [70] Holzweißig, F.; Dresig, H.: Lehrbuch der Maschinendynamik. Fachbuchverlag Leipzig-Köln, 1994.
- [71] Hoa, D.: Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens eines Kleintraktors in Vietnam. Dissertation Hochschule für Landwirtschaft Hanoi 1999.
- [72] Huu, N.: Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens eines Drehstromantriebsystems. Dissertation Hochschule für Landwirtschaft Hanoi 1999.
- [73] Luh, J.: Modell eines stufenlosen Umschlingungsgetriebes im Triebstrang. VDI-Bericht 1153, 1994, S. 625 – 639.
- [74] Sakai, Y.: The „ECVT“ Continuously Variable Transmission. VDI-Bericht 803, 1990, S. 235 – 261.
- [75] Pfiffner, R.; Guzzella, L.; Onder, H.: A Control-Oriented CVT Model with Nonzero Belt Mass. Journal of Dynamic System, Measurement and Control, Vol 124, 2002, S. 481 – 484.
- [76] Schaffnit, J.: Simulation und Control Prototyping zur Entwicklung von Steuergerätefunktionen für aufgeladene Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. Dissertation TU Darmstadt 2002.
- [77] Crolla, D.: The effect of tyre modelling on tractor ride vibration predictions. Journal of Agricultural Engineering Research 1990.
- [78] Bolling, I.: Bodenverdichtung und Triebkraftverhalten bei Reifen – Neue Mess- und Rechenmethoden. Dissertation TU München 1982.
- [79] Trieu, B.: Untersuchung und Analyse des dynamischen Betriebsverhaltens des Traktorantriebes. Dissertation Uni. Rostock 1990.
- [80] Vogel, F.: Untersuchung zum dynamischen Betriebsverhalten von einem PTA beim stationären Betrieb. Dissertation TU. Berlin 1989.

- [81] Wendeborn, J.: Die Unebenheiten landwirtschaftlicher Fahrbahnen als Schwingungserreger landwirtschaftlicher Fahrzeuge. Grundlagen der Landtechnik, Sonderheft 15, Düsseldorf 1965.
- [82] Hlawitschka, E.: Beitrag zur Berechnung und Messung vertikaler und horizontaler Radkräfte an Traktoren beim Überrollen von Einzelhindernissen. Dissertation Uni. Rostock 1976.
- [83] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge. Band A: Antrieb und Bremsung. Springer: Berlin, New York, London, Paris, Mailand, Tokyo 1995.
- [84] Müller, H.: Beitrag zur rechnerischen Ermittlung von Belastungen in Tragwerken landwirtschaftlicher Fahrzeuge beim Überqueren großer Fahrbahnunebenheiten. Dissertation TU Dresden 1976.
- [85] Sonnen, F.: Über den Einfluss von Form und Lage der Aufstandsfläche auf die Zugfähigkeit und den Rollwiderstand von AS Reifen. Dissertation TU Braunschweig 1969.

Anhang

A. Technische Daten eines Reisfeldtraktors

1. Traktor



Bild A1. Reisfeldtraktor BS12

- Modell: BS 12
- Abmessung (L x B x H): 2290 x 800 x 1200 (mm)
- Konstruktionsmasse (ohne Motor): 271 (kg)
- Kupplung: Zweischeiben-Trockenkupplung
- Getriebe:
 - + Keilriemengetriebe: $i = 1.68$
 - + Stufengetriebe: 6 Vorwärts, 2 Rückwärts
- Reifenabmessung: 6 – 12
- Radstand: 480 – 830 (mm)

2. Motor

- Motortyp: Einzylinder-Viertakt-Diesel
- Bohrung/Hub (mm): 94/90
- Leistung (Ps./min⁻¹): 10.5/2200
- Leistung max. (Ps./min⁻¹): 12.5/2400

- Drehmoment max. ($\text{Nm}/\text{min}^{-1}$): 40.4/1800
- Leermasse (kg): 105
- Abmessung (mm): L x B x H = 714 x 370 x 472



Bild A2. Einzylinder-Dieselmotor RV 125 und Motorkennlinien

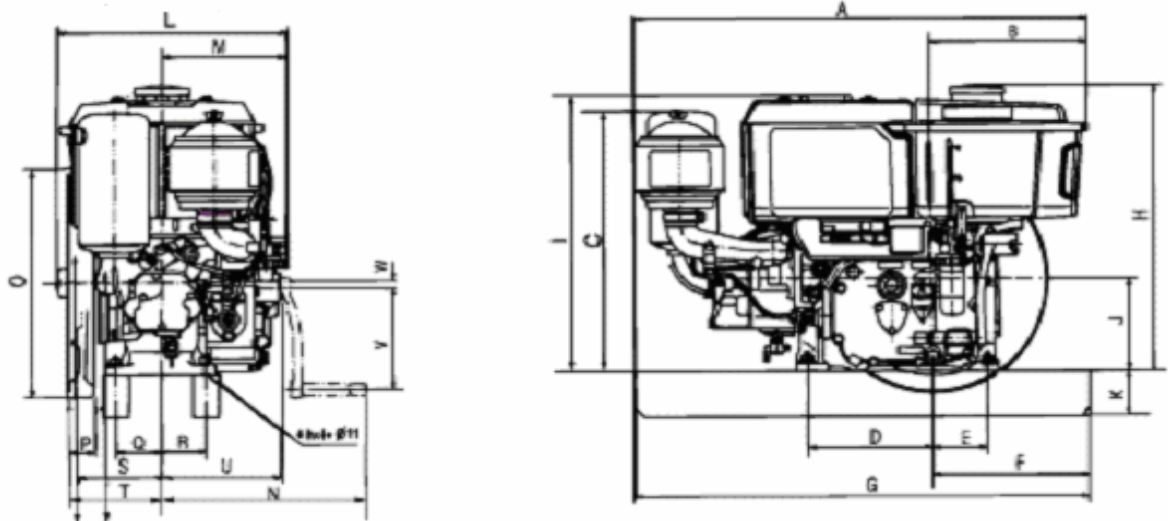


Bild A3. Motorabmessung

Tabelle A1. Motorabmessung

A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
747	259	426	212	111	254	760	472	455	155	78	360

M	N	O	P	Q	R	S	T	U	V	W
192	340	Φ380	50	75	95	135.5	157	201.5	170	10

3. Prototypgetriebe Bauart BS12

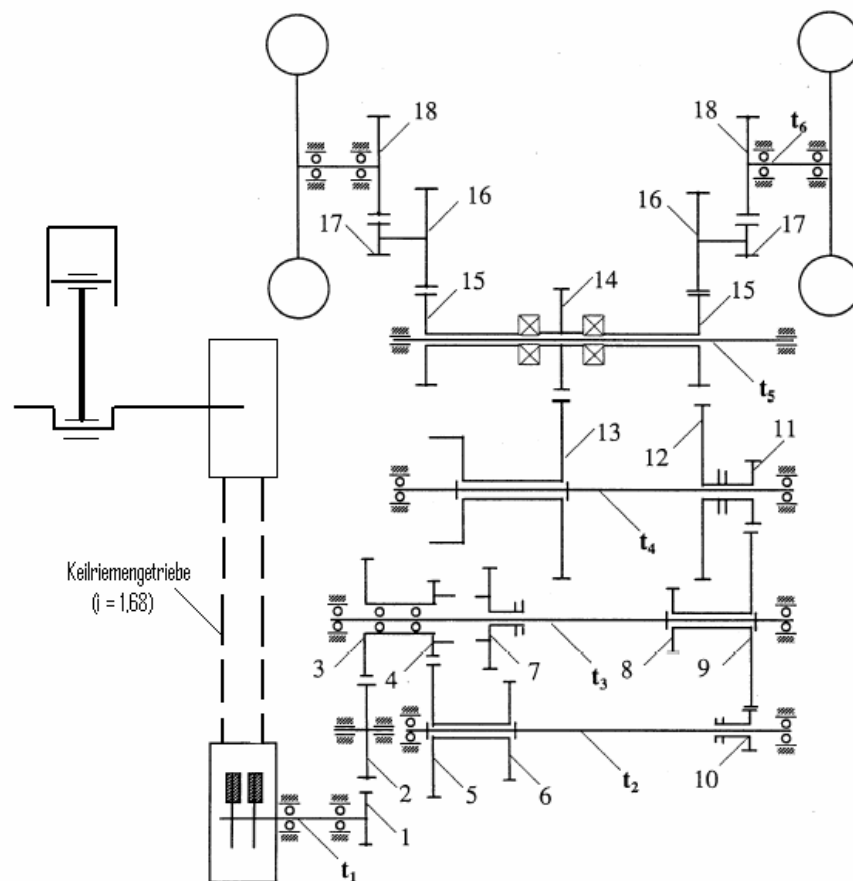


Bild A4. Prototypgetriebe des Traktors BS12

Tabelle A2. Massenträgheitsmoment der Zahnräder und der Wellen im Antriebssystem

Zahnrad	Zahn (z)	Masse (kg)	Massenträgheitsmoment (kgm ²)
1	30	0,597	0,770.10⁻³
2	54	1,56	6,553.10⁻³
3-4	42-20	1,65	2,956.10⁻³
5-6	30-24	0,916	0,943.10⁻³
7	26	0,51	0,214.10⁻³
8-9	17-33	1,179	1,458.10⁻³
10	17	0,511	0,124.10⁻³
11-12	17-33	0,835	1,053.10⁻³
13	22	0,768	0,464.10⁻³
14	35	1,413	1,943.10⁻³
15	17	0,430	0,217.10⁻³
16	40	1,120	1,968.10⁻³
17	15	1,080	0,126.10⁻³
18	49	3,100	13,728.10⁻³
Welle t₁	-	0,995	0,100.10⁻³
- t₂	-	1,000	0,110.10⁻³
- t₃	-	0,841	0,085.10⁻³
- t₄	-	0,671	0,073.10⁻³
- t₅	-	-	-
- t₆	-	3,380	0,518.10⁻³

Tabelle A3. Massenträgheitsmomente

	1	2	3	4	5	6
Übersetzungsverhältnis (i)	165,88	92,57	55,96	44,02	24,56	15,12
Massenträgheitsmoment der Welle t_6	811,60	254,12	95,352	58,787	18,787	7,6181
Massenträgheitsmoment der Welle t_1	0,0099	0,0102	0,0105	0,0107	0,0123	0,0163
Massenträgheitsmoment der getriebenen Scheibe	0,0612	0,0615	0,0618	0,0621	0,0636	0,0676

B. Antriebskonzept und technische Daten des Prototyptraktors

1. Traktor

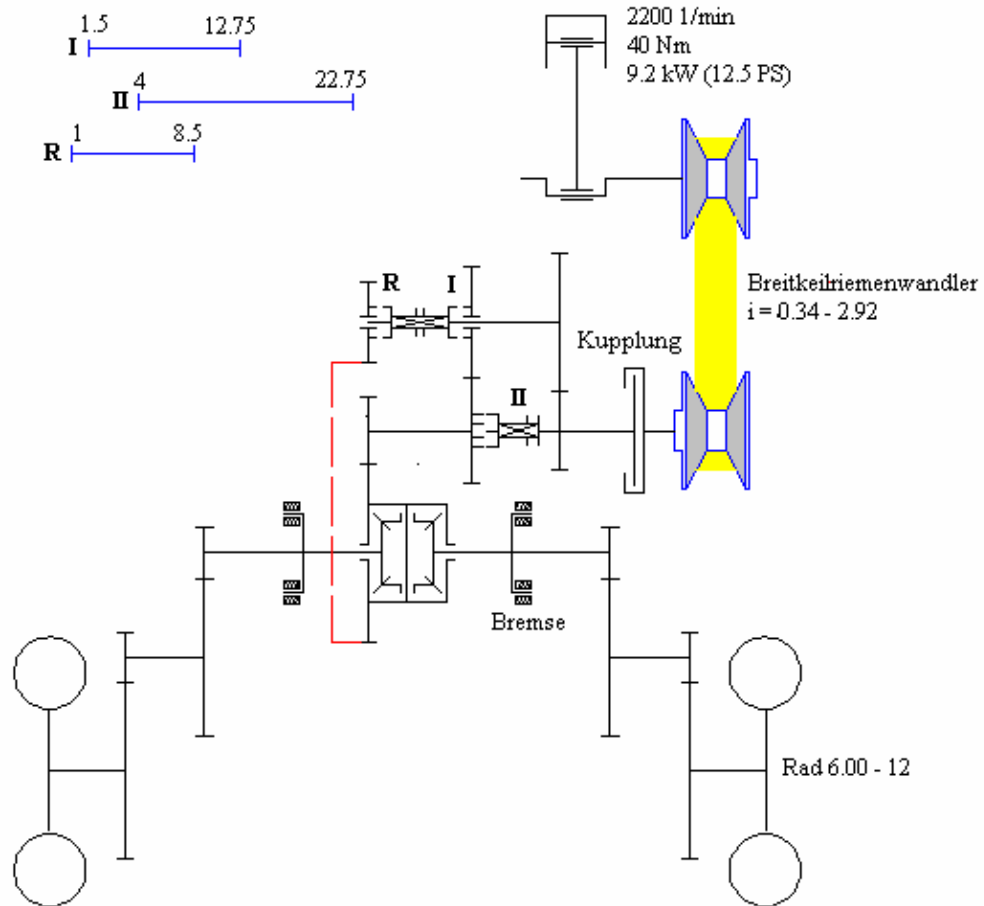


Bild B1. Antriebskonzept des Untersuchungstraktors

2. Stufenloses Breitkeilriemengetriebe

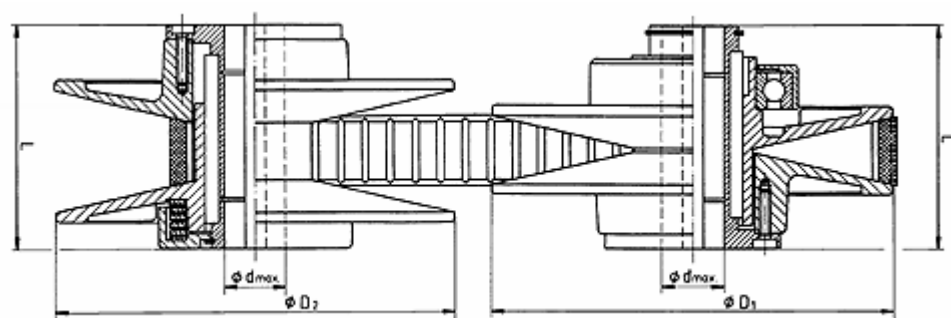


Bild B2. Doppelscheiben-Antrieb für Breitkeilriemen (Typ. RF280b)

- Nennleistung $P_{\max.} = 15 \text{ kW}$
- Motordrehzahl $n_1 = 1455 \text{ min}^{-1}$
- Riemenprofil B x h x l: 55 x 15 x 1326 mm
- Wirklaufriemen
 - + $d_{\max.} = 290.5 \text{ mm}$
 - + $d_{\min.} = 99.5 \text{ mm}$
- Achsabstand $e = 340 \text{ mm}$
- Querkontraktionszahl $v = 0.49$
- Reibbeiwert $\mu = 0.4$
- Scheibenwinkel $\alpha = 26^\circ$
- Dichte $\rho = 1.15 \text{ kgm}^{-3}$
- Verstellbereich 8.5
- Übersetzungsverhältnis
 - + $i_{\max} = 2.91548$
 - + $i_{\min} = 0.34251$
- Federkräfte $F_v/F_n = 1120/1350$
- Verstellkraft 1350 N – 1470 N
- Massenträgheitsmoment
 - + Regelscheibe: 0.042 kgm^2
 - + Federscheibe: 0.042 kgm^2
- Steifigkeit der Schraubenfeder: $c_{fd} = 5,15 \text{ N/mm}$

3. Getriebe

- Wahlen: 2 Vorwärts (schnell und langsam); 1 Rückwärts
- Berechnung des Übersetzungsverhältnisses des Getriebes

$$i_{\text{gesam.max.}} = 168,88 \text{ [nach BS12]}$$

$$i_{\text{gesam.min.}} = 15, 12 \text{ [nach BS12]}$$

Bestimmt: $i_{\text{langsam}} = 60,55$

$i_{\text{schnell}} = 41,42$

$i_{\text{rück}} = 69,62$

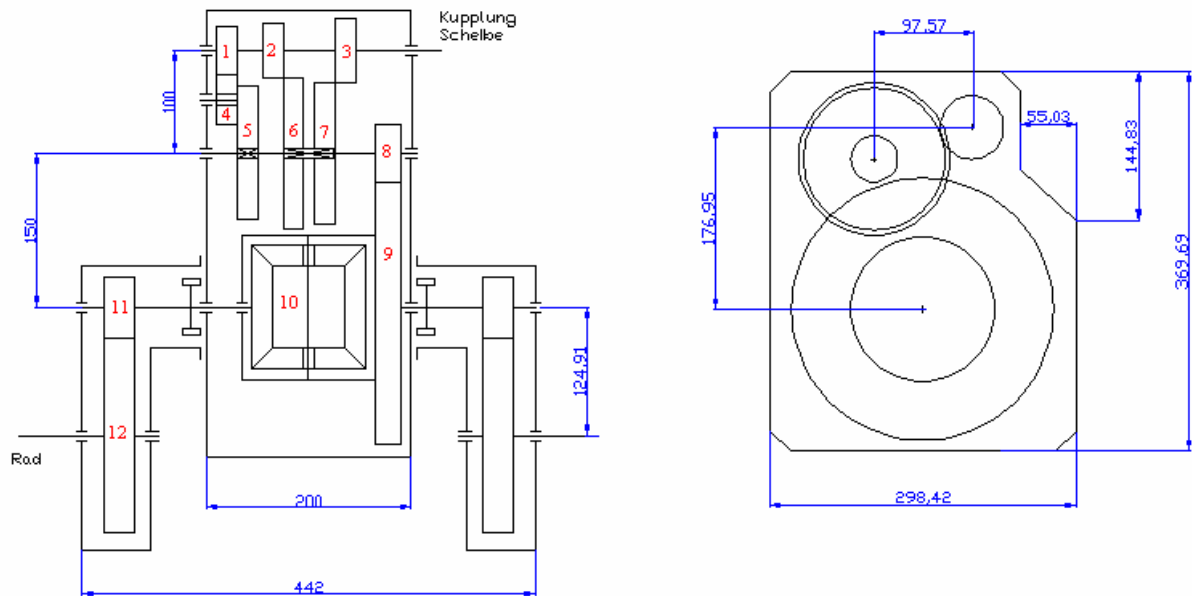


Bild B3. Getriebezeichnung des Untersuchungstraktors

Tabelle B1. Daten der Getriebeteile

Zahnrad	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Zähnezahl	13	14	17	13	57	54	43	13	57		13	49
Wälzkreis- radius [mm]	26	27.5	29	26	62	72.5	71	30	120	65	26	99

C. Simulink-Blockdiagramme

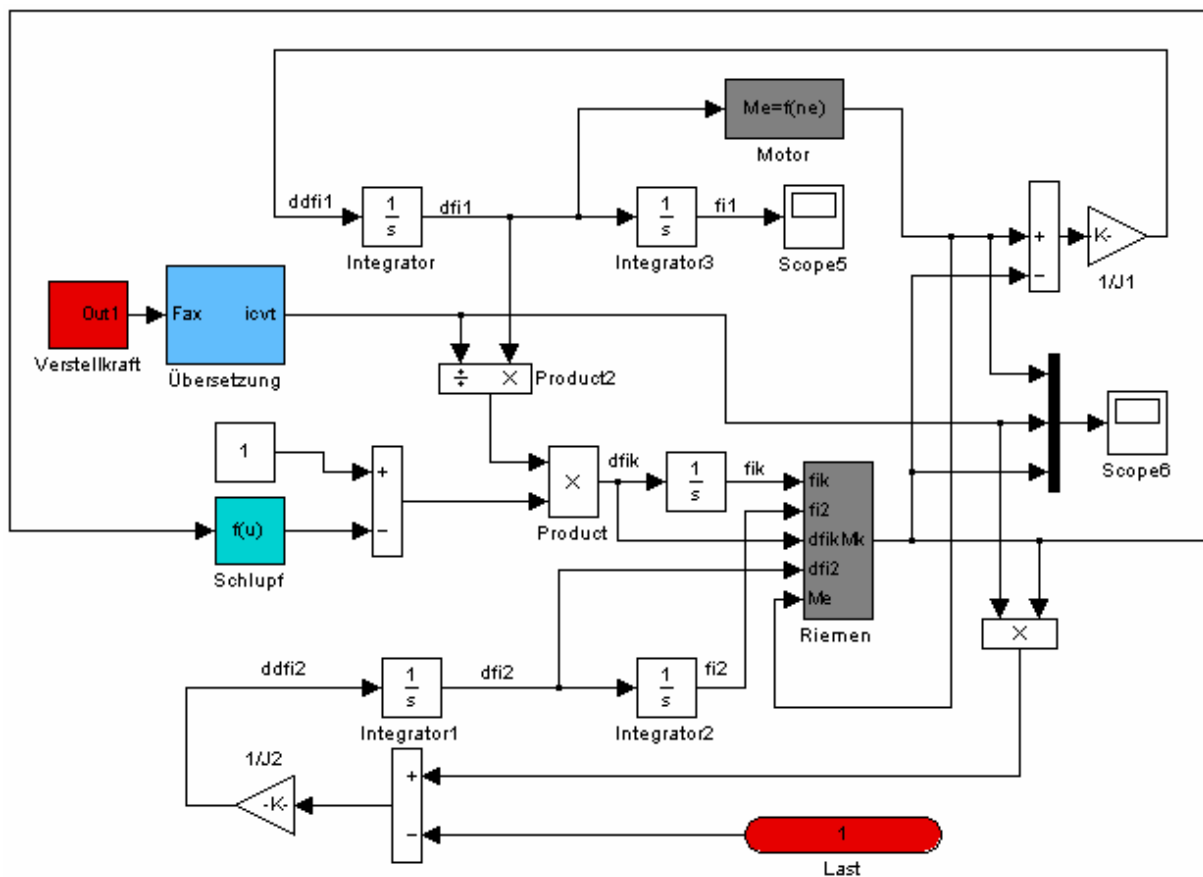


Bild C1. Simulink-Blockdiagramm des Riemenwandler-Zweimassemodells

Tabelle C1. Motorkennwerte

$n_{e0} = 52.33 \text{ rad/s}$ (500 min ⁻¹)	M_e [Nm]	9	19	31	40	47
	n_e [rad/s]	52.14	49.84	48.27	47.64	46.9
$n_{e0} = 104.67 \text{ rad/s}$ (1000 min ⁻¹)	M_e [Nm]	11	31	33		
	n_e [rad/s]	103.34	100.93	100.51		
$n_{e0} = 151.77 \text{ rad/s}$ (1450 min ⁻¹)	M_e [Nm]	13	21	38		
	n_e [rad/s]	150.45	149.62	147.21		

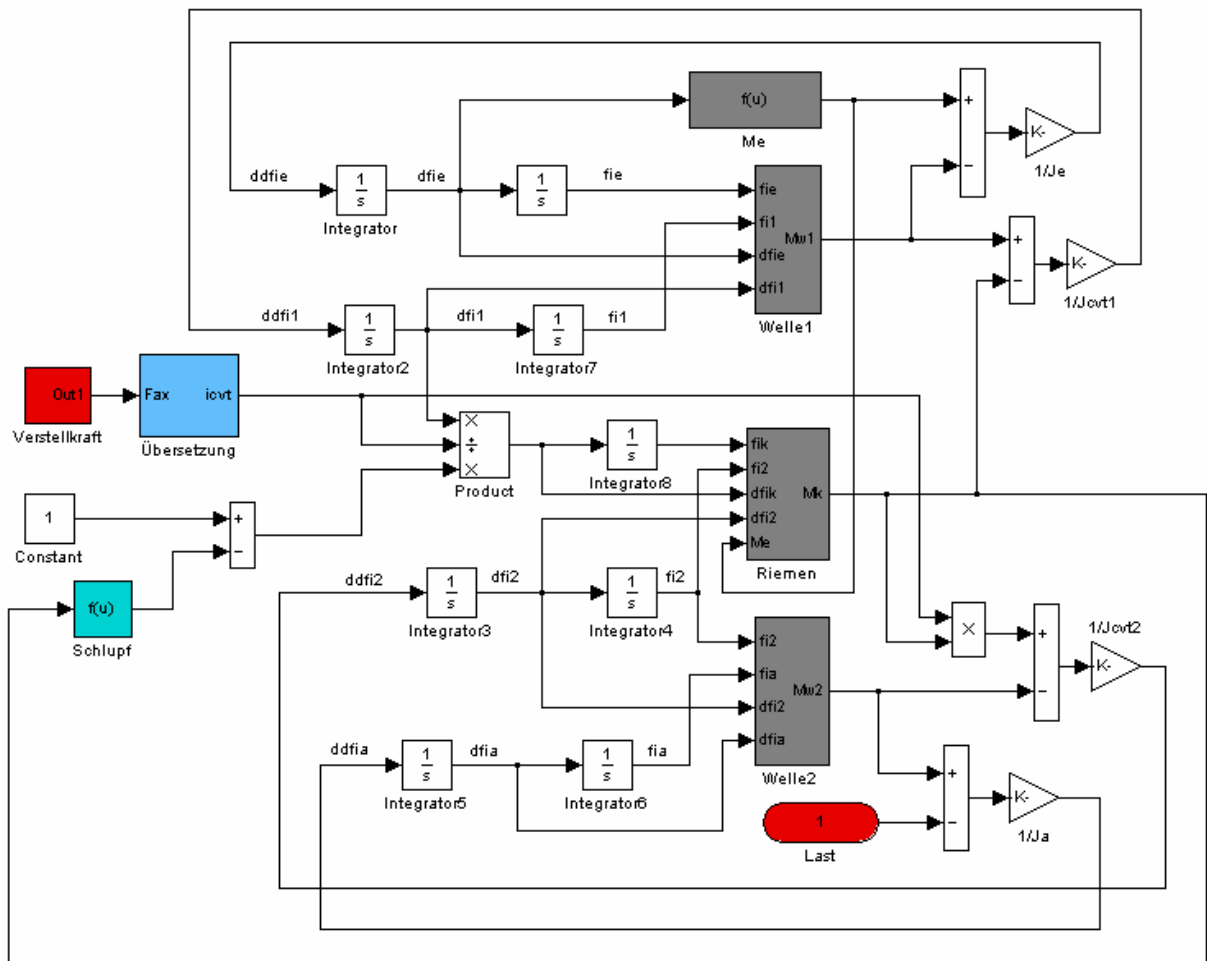


Bild C2. Simulink-Blockdiagramm des Riemenwandler-Viermassemodells

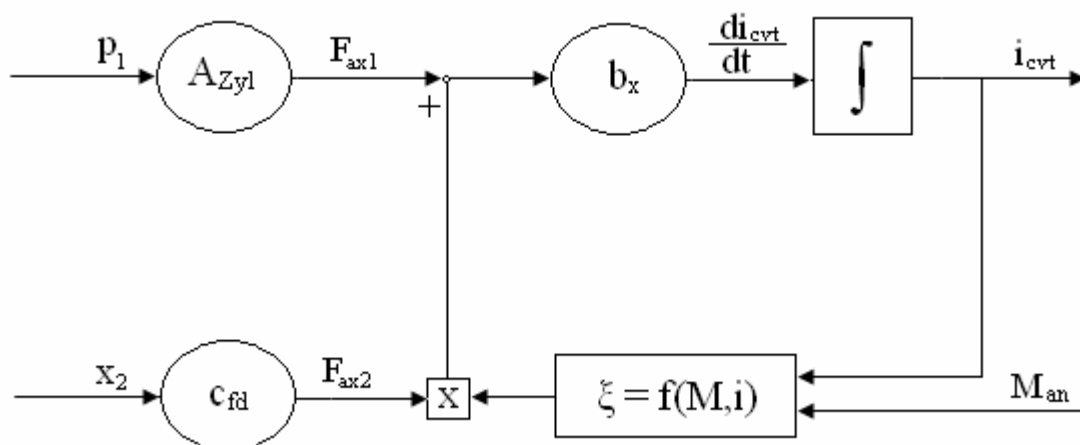


Bild C3. Blockschaltbild - Berechnung der geometrischen Übersetzung

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Bui Viet Duc

Geburtsdatum und -ort: 08.06.1967 in Hanoi

Familienstand: verheiratet, 1 Kind

Nationalität: Vietnamesische

Schulbildung

1973 – 1984 Volksschule und Gymnasium in Hanoi

Reifezeugnis vom 01.09.1984

Studium

1985 – 1990 Landtechnik, Fachrichtung Landmaschinentechnik an der Hochschule für Landwirtschaft Hanoi

Diplom-Zeugnis vom 02.11.1990

1994 – 1996 Landtechnik, Fachrichtung Landmaschinentechnik an der Hochschule für Landwirtschaft Hanoi

Master-Zeugnis vom 29.01.1997

Berufstätigkeit

1991 – 2003 Wissenschaftlicher Angestellter im Fachgebiet Landmaschinentechnik der Hochschule für Landwirtschaft Hanoi

2003 – 2007 Doktorand am Lehrstuhl für Getriebe- und Antriebstechnik der Universität Rostock bei Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Hirschmann

Erklärung

Ich erkläre, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig und nur unter Verwendung der angegebenen Literatur und Hilfsmittel angefertigt habe.

Rostock, im Oktober 2007

Viet Duc Bui